

BEAE

建筑环境与能源

Building Environment & Energy

2020
10

月刊
总第37期

主办：中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

第二十二届全国暖通空调制冷 学术年会 (2020)

文集

建筑环境与能源

总第37期

2020年10月



学会微信公众号



建筑环境与能源公众号

Haier

海尔智家

海尔物联网高效机房解决方案 引领机房能效进入6.5⁺时代


E+物联云平台



下载海尔智家APP
定制您的智慧生活



全生命周期
-更节能-



智能高效管理
-更省心-



远程云诊断
-更可靠-

为建筑赋能+
为世界节能

美的中央空调绿色高效机房 系统解决方案供应商



扫美的服务 享美的生活

广东美的暖通设备有限公司 | 电话: 0757-26338511 | 邮编: 528311

地址: 广东省佛山市顺德区北滘镇美的大道6号美的总部大楼B座26楼

突破科技·成就梦想
Technology Inspires The Possibilities
MIDEA.COM.CN | 4008899315

Hisense

海信磁悬浮变频离心机

Hi-CC



系列

2020巨献



- 双一级能效, 高效节能
- 磁悬浮轴承技术, 无机械摩擦
- 整机无润滑油, 维护便捷
- 高效直驱, 无传动损失
- 双级压缩, 补气增焓
- 液冷变频技术, 稳定高效, 谐波失真率<5%
- 电机自发电技术, 双重断电保护
- 信控云平台控制技术, 智能便利

LET THE BUILDING BREATHE FREELY / 让建筑自由呼吸

McQuay
International



麦克维尔官方微信



麦克维尔官方网站

模块化磁悬浮变频离心式冷水机组WXE

尺寸小，重量轻，运输便，组合巧，能效高，清洗易



10.23 NPLV/IP

磁悬浮变频离心压缩机

1.35吨机组重量

可通过多数客梯进行搬运

3英尺筒体，槽钢底座设计

可通过叉车转运

4% COP提升

通过专利闪蒸式经济器实现

注：1.NPLV/IP基于制冷量145RT，100%负荷工况，冷水出水温度7℃，冷水流量0.172m³/(h·kW)；冷却水进水温度30℃，冷却水流量0.215m³/(h·kW)；

蒸发器水侧污垢系数0.018m²·℃/kW，冷凝器水侧污垢系数0.044m²·℃/kW。

2.机组重量不含制冷剂。

3.闪蒸式经济器专利号：ZL201510739755.8。

麦克维尔中国网站：www.mcquay.com.cn

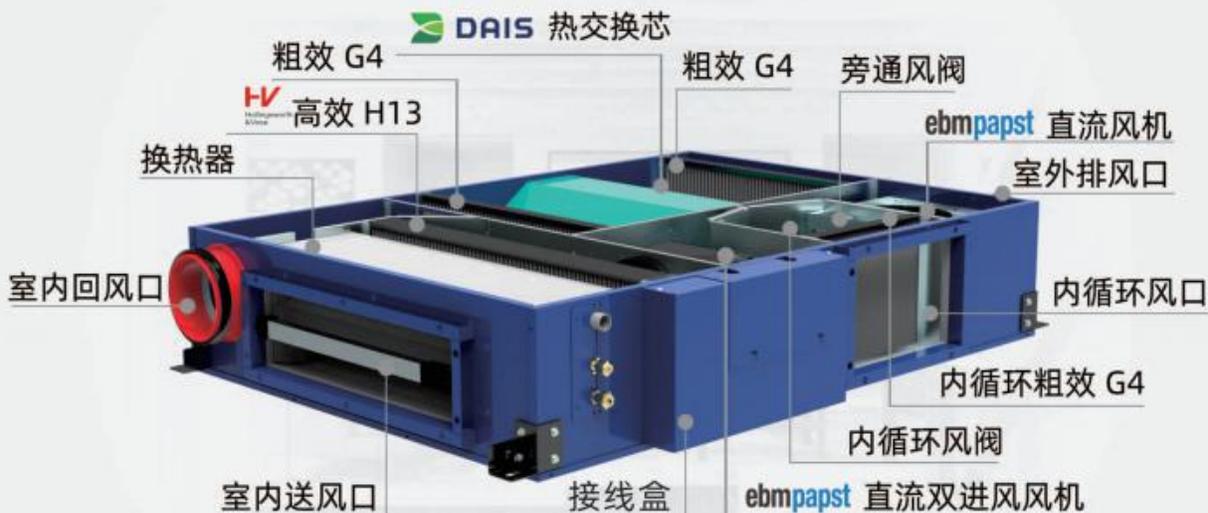


曼瑞德@舒适家

善自然·舒适家
Respect nature and build comfortable home

5^{+mg} 超低能耗建筑环控机

供冷、供暖、除湿、通风、全热回收、新风净化、除霾



吊顶式环境控制一体机

- 超薄设计
- EBM风机
- 交叉逆流式全热交换芯
- PM2.5 高效过滤
- 静音

美国 DAIS 膜交换芯
纳米膜核心技术



EC 前倾式离心风机



美国 HV 滤网



编写国家标注：
《被动式超低能耗绿色建筑技术导则》
《近零能耗技术标准》（2019年9月实施）

钱多事少·离家近APP
地暖 | 地冷 | 新风 | 净水 | 智家



第 22 届全国暖通空调制冷 学术年会（2020）文集

《建筑环境与能源》编辑部

2020年10月

说 明

第 22 届全国暖通空调制冷学术年会（2020）论文于 2020 年 2 月份征集，在各省、市、自治区和兄弟学会及业内同仁们的积极响应和支持下，截止 7 月共收到来自全国 28 个省、市、自治区和港澳台论文 997 篇。在此，特向各地方学会和论文作者致以诚挚的谢意！

为推动行业学术进步，2020 年 8 月，由全国 26 个省市、自治区的地方学会负责人，两委会理事委员 40 位专家组成论文评审委员会，通过主审、复审、小组讨论、全体专家审议，评选出 91 篇汇集成学术文集由《建筑环境与能源》（内刊）2020 年第 10 期印刷成文字资料，论文集 394 篇和资料集 467 篇收录为本届年会学术交流资料。

收录的 952 篇论文仅供本届年会学术交流使用，不影响作者另投他处。

参加本届年会论文评审工作的专家有：

徐 伟	江 亿	路 宾	李先庭	马伟骏	潘云钢
徐宏庆	伍小亭	沈恒根	张 旭	于晓明	廖坚卫
由世俊	季 伟	戎向阳	姚 杨	马友才	李永安
李安桂	陈祖铭	李红霞	张建忠	杨 毅	黄世山
袁建新	侯鸿章	刘 鸣	符永正	卢 军	张国强
李百战	莘 亮	杨 帆	毛明强	王彦平	田 琦
刘燕敏	陈仕泉	冯国会	燕 达		

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

2020 年 10 月

鸣 谢

本届学术年会的论文评审和印制工作得到了行业众多优秀企业的支持和资助。在此，也特别向以下企业表示衷心感谢，并致以崇高敬意！这些企业是：

广东美的暖通设备有限公司

青岛海尔空调电子有限公司

青岛海信日立空调系统有限公司

珠海格力电器股份有限公司

曼瑞德集团有限公司

安泽电工有限公司

南京天加环境科技有限公司

江森自控

昆山台佳机电有限公司

翱途能源科技（无锡）有限公司

北京鸿业同行科技有限公司

方快锅炉有限公司



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
2020年第10期(总第37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22届全国暖通空调制冷学术年会(2020)文集 | 22rd China Academic Conference on Heating, Ventilation, Air-Conditioning and Refrigeration, 2020

供热 Heating

实现高低分区的吸收式换热器流程设计与运行模拟分析 易禹豪, 谢晓云, 江亿 /1
分布式供热输配系统理论解析与应用 李德英, 杨松 /6
碳纤维布对太阳能相变蓄能床传热性能的影响研究 马秀琴, 胡明月, 刘长昊, 窦一帆 /11
楼宇站供热系统的分时段变温调控与运行节能效果 杨华, 王晋达, 赵福松 /15
热力站调控规律辨识研究及应用 孙春华, 柳亚楠, 曹姗姗, 朱佳 等 /18
对流式和辐射式电暖器间歇式运行实测对比分析 牛冬茵, 谭羽非, 张甜甜, 何秀义 /23
夏热冬冷地区间歇供暖房间能耗影响因素研究 程序, 熊乐, 于国清 /28
利用能源微网多能互补等措施提升、保证能源中心源水品质 王文武, 张建忠, 杨剑峰 /32
区域供冷系统节能研究 吴延奎, 朱树园 /35
U型深埋管换热系统岩土温度衰减及恢复特性 李超, 官燕玲 /42
某高校分布式供热系统的设计与分析 孟则羽, 秦周浩, 闫秋会 /48
区域供冷供热系统外网变压差控制技术研究 冯松松, 李 楠, 徐稳龙, 夏盛 等 /53

太阳能跨季节储热供热系统性能研究
..... 左春帅, 樊海鹰, 王思宇 /60

通风 Ventilation

考虑多种交通状态的隧道车辆空气阻力系数计算方法
..... 梁辰吉昱, 蔡鑫, 孔祥岁, 南硕 等 /66

北京城区供暖季卧室环境及居民睡眠质量调查分析
..... 罗观璋, 张晓静, 谢静超 /71

关于通风净化效果评价指标的探讨研究
..... 谷逊东, 简毅文, 郭锐敏 /77

高海拔地区自然通风条件下富氧建筑氧气扩散规律研究
..... 赵婷婷, 宋聪, 刘艳峰, 王登甲 /82

多点进出城市地下道路 CO 污染物浓度分布特性研究
..... 聂鹤翔, 陈超, 沈铮, 王平 等 /88

复合相变堆积床通风释冷的数值研究
..... 田东东, 王会, 刁永发, 周颖 /94

南京地铁车厢热舒适性模型研究
..... 石金枝, 陈玮玮, 鹿世化 /99

利用盐水实验研究确定纯热羽流卷吸系数
..... 刘洋, 力晓晴, 黄澜, 欧阳腾 /104

送风形式对咳嗽液滴在隔离病房传播影响的数值模拟
..... 吴鑫, 郭晓亮, 谢军龙 /113

中国(淮安)国际食品博览中心防排烟系统设计
..... 彭凯, 高炜, 张银安, 吴海涛 等 /119

铁路车站公共区卫生间空气质量研究
..... 冷康鑫, 于靖华, 杨颖, 杨清晨 /124

相邻条件对圆形散流器流场的影响研究
..... 厉海萌, 刘凯凯, 高然 /128

西安市某住宅建筑冬季不同通风方式下室内空气品质实测研究
..... 隋学敏, 刘会涛, 田中杰, 陈浩 等 /134

小微空间贴附通风模式气流组织特性研究
..... 尹海国, 李艳艳, 张达, 韩月坤 等 /140

热舒适方程中病人的能量代谢预测与效度评价
..... 谢昀书, 张华玲, 余健 /146

空调 Air Conditioning

某大型场馆冰蓄冷系统运行诊断及调适建议
..... 邓光蔚, 朱伟峰, 李冀炜, 魏庆芃 /153

大型综合体项目空调系统适宜性选择的探讨
..... 蒋小易 /157

热泵空调系统在工业余热的综合应用
..... 张海燕, 衣明 /163

节能建筑动态设计方法的探讨
..... 云和明, 李萌, 吉亚萍, 郭训虎 等 /167

流体入射角度对螺旋槽道内液相分布及液膜厚度的影响
..... 刘献飞, 王恒, 王方, 李志强 等 /170

半导体制冷片内参数计算方法研究
..... 罗勇强 /176

面向多联机的高效的 K 近邻故障诊断模型
..... 李正飞, 陈焕新 /179

自编码器的冷水机组温度传感器故障检测
..... 郑悦, 梁致远, 李冠男, 胡云鹏 /185

应用深度学习算法的压缩机回液故障诊断
..... 张梦华, 周镇新, 陈焕新, 王江宇 等 /189

相平衡效应及曲面真空膜基除湿装置的研究
..... 淳良, 龚光彩 /195

真空膜除湿与空气载能辐射空调耦合系统热力学可行性分析
..... 淳良, 龚光彩 /201

某冰蓄冷空调系统测试及性能评价分析
..... 侯占魁, 汪道先, 周敏, 宋晗 /206

蒸发冷却过程中错列管束外空气-水传热传质特性研究
..... 麻宏强, 刘叶敏, 宋兴鹏, 梁诺 等 /213

某数据机房热环境实测与模拟研究

..... 唐瑜, 白雪莲, 金超强, 傅榆森 等 /223

热泵 Heat pump

基于土壤冷热平衡的复合能源系统运行策略研究

..... 魏俊辉, 褚赛, 刘启明, 申雪云 等 /228

评价自然能源应用潜力的修正度时数方法

..... 吕伟华, 李先庭 /235

基于“温湿频法”的我国不同地域空气源热泵供暖系统短期测试典型工况研究

..... 高成, 孙育英, 王伟, 段德星 /239

多能互补协同蓄能建筑供能系统性能研究与评价

..... 王宇波, 全贞花, 靖赫然, 王林成 等 /245

中深层 U 型地热井取热性能数值模拟研究

..... 李俊岩, 鲍玲玲, 郭海明 /251

严寒地区空气源热泵适应性及结除霜研究

..... 魏文哲, 徐来福, 杨亚华, 倪龙 /260

基于 ANN 预测控制的 PV-SAHP 系统启动及变容量运行控制

..... 何宏宇, 李舒宏, 董科枫 /265

基于太阳能耦合燃料电池热电联供系统的太阳能光电 / 光热试验研究

..... 张涛, 韩吉田, 赵红霞, 段炼 /275

热泵系统双级螺旋套管换热器流动传热特性研究

..... 刘献飞, 杜大念, 王方, 李志强 等 /288

西藏博物馆主动式太阳能供暖系统设计与应用

..... 李鹏宇, 戎向阳, 司鹏飞, 熊小军 等 /295

模拟 Simulation

基于大数据的住宅建筑多联机系统室外机设计方法研究

..... 钱明杨, 燕达, 江亿, 刘华 等 /301

基于数据驱动的商业办公建筑冷量预测模型研究

..... 康旭源, 燕达, 孙红三, 邱万鸿 /306

基于微热管阵列的地板辐射供暖模拟研究

..... 李海泽, 全贞花, 董瑞雪, 刘昀晗 等 /312

高校校园的人员转移规律研究

..... 陈琬玥, 丁研 /317

不同控制算法在制药洁净室压差控制中的对比分析

..... 刘宇航, 马晓钧, 艾凡彪, 黄春娥 /321

高压氢气泄漏射流 CFD 模拟: 使用真实气体模型

..... 刘静璇, 韩鹏, 刘斌, 滕霖 /326

基于不同参数寻优算法的支持向量回归机空调负荷预测模型研究

..... 李峥嵘, 李璨君 /331

机载电子设备气冷冷板设计与性能分析

..... 任童, 彭孝天, 陈维建, 冯诗愚 /338

风道结构对自提冷冻冷藏柜热性能的影响研究

..... 杨洋, 张忠斌 /342

惯性力对螺旋管内超临界 CO₂ 冷却传热影响研究

..... 官万廷, 陈玮玮, 庞义旭, 鹿世化 /347

诱导送风与辐射复合空调末端夏季热工性能仿真模型及实验测试

..... 朱赤, 徐国英, 张小松 /352

双风道太阳墙内流动传热数值模拟分析

..... 贾斌广, 刘芳, 王强, 张大鹏 /357

净化 Purification

高效空气过滤器国标体系主要修订内容解读

..... 冯昕, 江锋, 张惠, 曹冠朋 等 /362

ISO 16890《一般通风用空气过滤器检测标准》的分析与思考

..... 冯昕, 路宾, 张惠, 曹冠朋 /370

基于功能需求的高级别生物安全实验室布局思路探讨

..... 梁磊, 王燕芹, 崔磊, 周权 等 /379

严寒地区关于传染病医院环境防控的思考

—— 传染病医院负压隔离病房改造项目暖通设计

..... 侯鸿章, 周慧鑫, 张鹏, 刘晓晖 等 /384

美国医院设计与建设新指南与主要修订内容
 刘燕敏 /391

基于 CFD-PBM 研究单纤维捕集细颗粒的动力学特性
 张佰安, 刁永发, 楚明浩, 贾中坚 /397

医院洁净手术室手术过程颗粒物污染物的测试及分析
 沈恒根, 吴军, 朱英坚 /402

新冠病毒传播分析及综合防控技术
 沈晋明, 刘燕敏 /408

新冠肺炎收治医院室内外环境的设计控制与探讨
 陈焰华, 雷建平, 李军, 张再鹏 /413

综合 Comprehensiveness

机场航站楼冬季渗透风现状与供暖节能潜力分析
 刘效辰, 张涛, 刘晓华, 林琳 等 /422

严寒地区航站楼冬夏热环境及渗风特性实测研究
 许峥浩, 刘效辰, 蔺文钰, 陈琪 等 /429

变风量系统末端最小送风量设定对空调系统能耗与热舒适影响的研究
 赵泽, 逢秀锋, 王丹, 赵丹阳 等 /435

大型办公建筑能耗特点统计分析
 李林涛, 陈昭文, 魏峥, 张世栋 /441

基于逆向建模的公共建筑能耗拆分方法研究
 魏峥, 李林涛, 陈昭文 /451

上海某超大型办公建筑的节能诊断分析及改造对策
 王任媛, 张文宇, 胡新霞, 祝可嘉 等 /457

拉萨地区民居围护结构传热与蓄热性能研究
 李峥嵘, 谢一建, 赵群, 陆世康 等 /462

办公建筑室内物理环境的关键技术讨论
 李峥嵘, 陈香云, 高晓童, 王赫宇 等 /469

半椭圆管水平降膜传热性能的实验研究
 王树信, 周亚素, 胡昊, 颜子雄 /473

天空辐射致冷的实验研究
 徐婷, 陶求华, 黄宁, 杨静华 等 /481

双热源三联供系统运行远程监控原理与实现关键技术研究
 杨前明, 霍达, 王小琬 /486

节能玻璃幕墙应用于大进深和低层建筑的节能研究
 钟支葵, 裴清清 /492

基于人体舒适度模型的空调温度控制系统研究
 王玉宾, 陈翀, 岳冬 /500

全球代表城市居住建筑空调温度升高 1 的节能效果
 单前程, 韦金承, 龙恩深 /507

建筑墙体热物性非稳态检测频域分析方法研究
 马立, 龙恩深, 刘钦 /513

降低大型中央空调系统输配能耗的方法及措施
 侯占魁, 周敏 /524

呼吸暖体假人的设计研发及其在人体微环境研究中的应用
 刘雅琳, 刘硕, 范彦超, 王怡 等 /530

基于粒子群优化算法的新型烟气余热回收系统 PID-P 温度控制器参数优化研究
 麻宏强, 宋兴鹏, 梁诺, 刘叶敏 等 /536

实现高低分区的吸收式换热器流程设计与运行模拟分析

易禹豪, 谢晓云, 江 亿

(清华大学建筑节能研究中心, 北京 100084)

[摘要] 对于较大面积的高层建筑群, 目前的供热系统主要采用竖向分区的方式, 以防止系统水力失调, 同时解决了不同分区的承压问题。分区系统在热力站的热交换设备是板式换热器, 不同分区单独设计具体的参数。本文提出了一种实现高低分区的吸收式换热器, 不仅能够实现现有分区系统供热设备的功能, 满足各分区的独立供热, 还能够将一次网的回水温度降低至低于二次网进水温度 15K 以上的水平。低温的一次网回水有利于热源处的余热回收以及系统供热规模的提高, 有助于区域供热的发展。本文设计了该系统具体的流程, 并通过模拟计算分析了系统的热负荷适应性与部分负荷的调节能力。

[关键词] 吸收式换热; 区域供暖; 分区系统; 运行模拟

1 引言

随着我国的发展, 城市中出现了越来越多的高层建筑群。针对此类建筑进行供热时, 由于其具有多层数和高热量需求的特点, 采用单套常规的供热系统会出现超压和垂直水力失调等问题^[1]。目前, 主要有三种方式来应对此问题, 对应三种不同的供暖系统: 直连式供暖系统, 间联式供暖系统和分区供暖系统。直连式系统的特点是, 所有热用户都在同一套二次管网中, 通过在输配系统中适当的位置添加阀门, 泵和管道等部件来解决上述问题^[2]。直连式系统的自适应能力较差, 对后期运维人员的要求极高。间联式系统一般根据高度将热用户分成多个区, 在热力站采用一套换热器提供高低区的所有热量, 低区与高区之间通过板式换热器满足热量交换, 同时实现隔压^[3]。然而, 间联式系统的不同区域不互相独立, 当低区出现问题时, 高区的供热也会出现问题。分区供暖系统对于末端的处理方式与间联式系统一致, 根据高度将热用户分成多个区。但分区式系统对于不同的区, 采用单独的成套系统进行采暖供热^[4]。该系统不仅能解决超压和水利失调的问题, 还能实现不同供热区域的独立性, 使它们不受其他区域供热的影响, 在高层建筑群的实际供热中得到了广泛的应用。

目前的分区供暖系统, 在热力站内实现一二次网水热交换的设备是板式换热器。各分区分别配置单独的板换, 按照对应的热负荷设计面积等相关参数。然而, 采用板式换热器作为热交换设备, 一次网水与二次网水逆流换热, 一次网水的出水温度必然高于二次网水的进水温度, 导致一次网供回水温差较小, 限制了整个区域供热系统的供热规模。而在 2008 年, 由付林等提出了在热力站使用的第一类

吸收式换热器^[5], 可有效降低一次网出水温度至低于二次网进水温度 15K 以上的水平, 有利于余热回收和供热规模的提高。与传统板换相比, 在一次网流量不变的条件下, 采用吸收式换热器的系统的供热量提高了 1.3 倍, 具有明显的效益, 目前该系统已在太原, 赤峰等地区得到广泛应用^[6-7]。

据此, 本文提出了一种实现高低分区的吸收式换热系统。该系统既保留的吸收式换热器的特点, 降低一次网出水温度, 同时也能满足分区独立供热的需求。不同加热区域的二次网络相互独立, 从而保证其互不影响。文章对该系统在实际工况下的运行性能进行了模拟计算。此外, 对该系统的热负荷适应性和部分负荷下的调节能力进行了模拟计算与分析。相关结果验证了分区的吸收式换热系统的可行性。

2 系统流程

图 1 展示了给两个分区供热的分区吸收式换热系统的流程。图中红色曲线代表一次网, 深蓝和浅蓝色分别代表两个不同分区的二次网。整体来看,

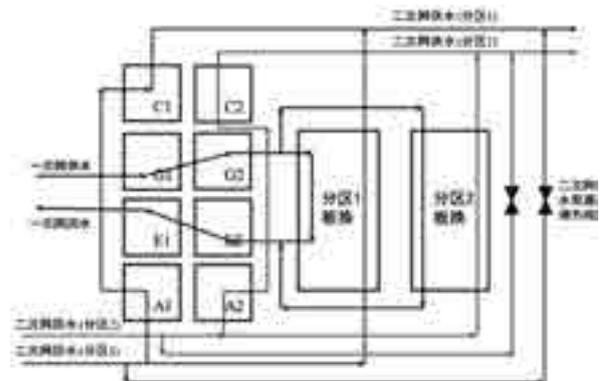


图 1 两个分区的吸收式换热系统流程

表1 针对实际工况设计的分区吸收式换热系统相关参数

流量 ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)		换热器传热能力 ($\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}$)			
一次网	20.1	发生器(单级)	36.17	板换(分区1)	86.18
二次网(分区1)	86	冷凝器(单级)	34.15	板换(分区2)	86.18
二次网(分区2)	86	吸收器(单级)	48.40	溶液板换(第一级)	10
溶液(发生器进口)	3	蒸发器(单级)	24.42	溶液板换(第二级)	10

该系统相当于双级吸收式换热器的流程^[6],含有两套不同压力的吸收式热泵和两套板式换热器。图中的C,G,E,A分别代表冷凝器,发生器,蒸发器和吸收器,后续的1或2代表吸收式热泵的不同级。

高温的一次网供水首先进入第一级热泵的高压发生器,换热后进入第二级热泵的低压发生器,之后分成两股,分别流入对应两个不同分区的板换进行换热,换热结束后汇合,依次进入高压蒸发器和低压蒸发器,最终冷却到一次网回水温度。对于二次网,其流经冷凝器,吸收器和板换实现加热。两个分区的二次网经过的换热器类型是相同的,区别在于对应级数的不同。以分区1为例,二次网回水分成两股,一股进入第一级热泵的吸收器和冷凝器,另一股进入分区1板换后完成换热,之后两股流体混合,向分区1的用户提供热量。

该流程延续的吸收式换热器的特点,实现了流量不匹配的一二次网水的热交换过程,将一次网回水温度降低至低于二次网回水温度的水平。对于二次管网,不同分区的换热过程是对称的,采用了完全相同的换热器类型和流动过程,唯一的区别在于进入了吸收式热泵的不同级。此外,两个分区之间的换热是相互独立的,可以有效实现目前的分区系统的功能。在系统设计中,可根据不同分区的热负荷,分别确定系统内各换热器的相关参数。此外,为了提高系统的负荷调节能力,在各分区的二次网总供回水间添加了旁通阀,通过调节其开度来更好的适应具体的运行工况。

3 参数设计与模型建立

参考一个实际分区系统的热负荷需求,对分区吸收式换热系统的相关参数进行了设计。该系统分为高低两个区域,各区域的设计热负荷均为960kW。系统的一次网进水温度为110,两个分区的二次网进水温度均为45。参考双级吸收式换热系统的相关设计指导^[8],对该系统的一二次网流量,溶液流量与各换热器的传热能力进行了设计,具体数值如表1所示。在设计工况下,二次网供回水旁通阀不开启。

完成了系统内部参数的设计后,能够建立分区吸收式换热系统的仿真模型。其中,发生器和吸收器内的传热传质过程采用一维三股流传热模型^[9],

蒸发器,冷凝器和板式换热器采用逆流对数平均温差模型。模型具体的假设和计算方程在已发表的研究中已有介绍^[6],此处不再赘述。仿真模型采用EES(Engineering Equation Solver)进行求解计算^[10]。

此外,本文认为二次网的供回水温度会随着用户的负荷改变而改变,故将模型的边界条件从固定二次网回水温度变化为固定用户侧的温度。设定用户室内的温度为20不变,则用户侧获得的热量可用如下公式计算:

$$Q = KA_{en} (t_{sec,out} - t_{sec,in}) / \ln \frac{t_{sec,out} - t_{user}}{t_{sec,in} - t_{user}} \quad (1)$$

其中, KA_{en} 是该分区末端用户的换热器总等效传热能力, $t_{sec,out}$ 和 $t_{sec,in}$ 分别表示该分区二次网的供回水温度, t_{user} 是末端用户温度,为20。此外,用户获得的热量还可用二次网水流量计算:

$$Q = c_{p,w} m_{sec} (t_{sec,out} - t_{sec,in}) \quad (2)$$

其中, $c_{p,w}$ 是水的比热, m_{sec} 是该分区的二次网流量。

在设计工况下,二次网回水温度为45,且各分区的供热量已知,可以计算出末端用户的换热器总等效传热能力。分区1与分区2的 KA_{en} 分别为32.47与32.55 $\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}$ 。在模拟计算中,认为该参数是已知的,据此可计算出实际的二次网温度参数。

4 模拟结果分析

4.1 设计工况下的运行性能

图2展示了设计工况下各换热器前后温度参数的模拟结果。其中,分区1与分区2的二次网出水温度均为54.6,供热量分别为959kW与962kW,

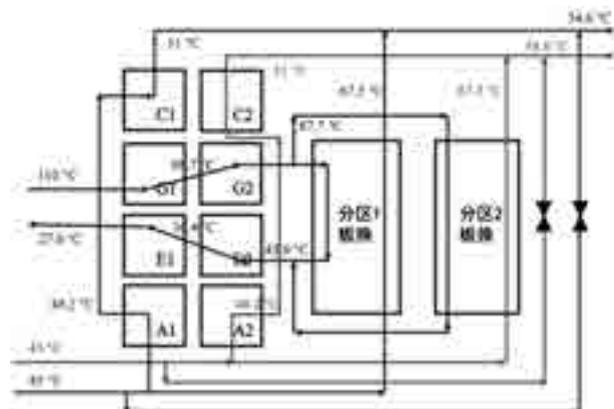


图2 设计工况下各换热器前后温度的模拟结果

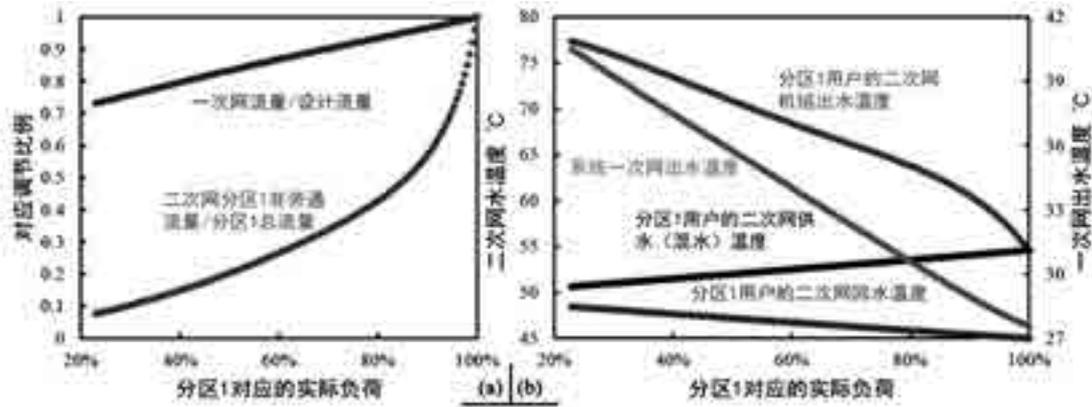


图3 分区1实际负荷下降,分区2不变的模拟结果:(a).调节方式;(b).温度参数

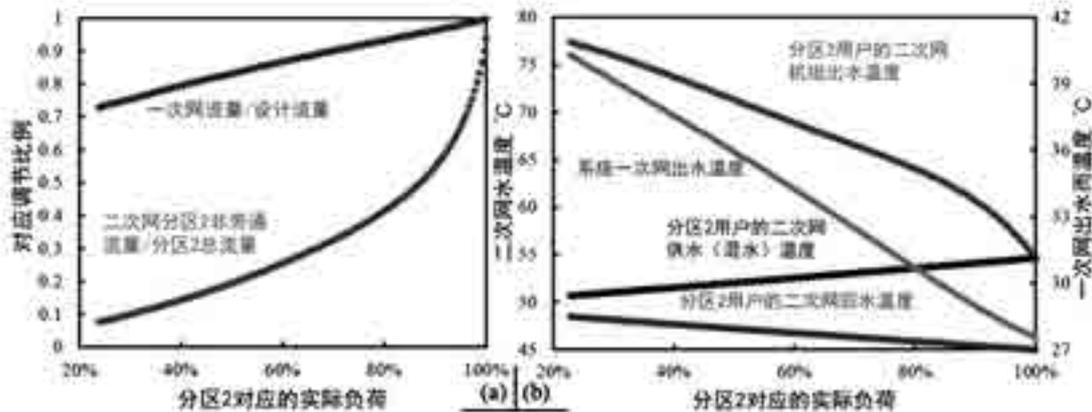


图4 分区2实际负荷下降,分区1不变的模拟结果:(a).调节方式;(b).温度参数

能够满足各分区用户的热需求。系统的一次网出水温度为 27.6℃，相比二次网回水温度低了 17.4K。此外，两个分区二次网经过各换热器换热后的温度几乎一致，验证的该系统换热的对称性。

采用温度效率来描述吸收式换热系统的运行性能^[11]。温度效率 ε 的计算公式如下：

$$\varepsilon = \frac{t_{pri,in} - t_{pri,out}}{t_{pri,in} - t_{sec,in}} \quad (3)$$

其中， $t_{pri,in}$ 、 $t_{pri,out}$ 和 $t_{sec,in}$ 分别表示一次网水的进出口温度和二次网的回水温度。温度效率是参考板式换热器的换热效率提出的，板换的 ε 一定小于 1，但吸收式换热器的 ε 大于 1， ε 越大，可认为系统的性能越高。本系统在设计工况下的温度效率为 1.268，与多段系统的测试结果^[7]一致，高于常规吸收式换热器的温度效率^[12]。即，该系统在设计工况下能够高效稳定运行。

4.2 负荷适应性

在实际系统中，往往会出现如下情况，即用户的实际热需求低于设计负荷。对于一般的供热系统，

通过调节相应的一二次网流量就可以适应这样的负荷变化，但对于分区系统，可能出现其中一个分区的实际热需求与设计负荷相同，而另一个分区的实际热需求低于设计负荷。此时，一般的分区系统，调整各分区对应的一二次网流量即可满足要求，但对于分区的吸收式换热系统，不同分区共用相同的一次网。为了避免改变流量在不同分区间的分配，从而仍然使不同分区独立供热，需要分析是否能够通过调节总的一次网流量和各分区的二次网供回水旁通比例，从而实现其中一个分区的供热量不变，而另一分区的供热量降低。

分别模拟该系统降低分区 1 和分区 2 实际供热量，同时另一分区供热量不变下的调节比例与系统运行参数，其中，负荷下降分区的末端用户传热能力等比例降低。图 3 展示了模拟分区 1 的实际负荷下降，分区 2 负荷不变的结果。其中，图 3(a) 是一次网总流量与二次网旁通流量的调节比例，图 3(b) 是在对应负荷下该分区的二次网供回水温度以及系统整体的一次网出水温度。图中的横坐标是在分区 2 供热量不变下，分区 1 供热量与设计负荷的比值。

根据模拟结果,该系统能够满足在分区2供热量不变,而分区1供热量降低至设计负荷任意百分比下的正常运行。

根据图3(a),当分区1的实际负荷降低,分区2的实际负荷不变时,需要降低一次网总流量,同时增加分区1二次网供回水的旁通流量。其中,一次网总流量的降低率随实际负荷降低呈近似线性关系,而对于二次网供回水旁通量,在实际负荷较高时其增长率较大,在实际负荷较低时增长率较小。在图3(b)中,灰色曲线是系统的一次网出水温度,对应右侧纵坐标数值,其他曲线均为分区1的二次网水温度,对应左侧纵坐标数值。随着分区1实际供热量的降低,用户的二次网回水温度和非旁通流经系统的出水温度上升,但由于系统旁通流量的增加,导致最终混水后的二次网供水温度下降。整体来看,二次网供回水的温度变化呈近似线性。对于一次网,出水温度随分区1的供热负荷降低而呈近似线性上升,系统的温度效率下降,运行性能降低。在分区1负荷降低至设计负荷的25%时,一次网出水温度上升至40℃,温度效率降低至1.077,但仍高于传统板换系统的温度效率。

为了进一步验证该系统是否在负荷适应性上也具有对称性,对分区2实际负荷下降,分区1负荷不变的工况也进行了模拟,结果如图4所示。对比图3与图4的结果,能够发现,对应曲线的变化趋势是几乎相同的,因此,图4能够得到与图3完全相同的结论,同时进一步验证的系统良好的供热对称性。

4.3 部分负荷的调节性能

当系统在设计工况下能够正常运行后,还要求系统在部分负荷下具有一定的调节能力。对于采用板换的分区系统,在部分负荷时,各分区的供热量按照相同的比例下降。此时,由于系统供热的独立性,只需降低对应板换一次网流量,即可满足各自的供热需求。而对于分区吸收式换热系统,两分区共用一次网,需要研究该系统在部分负荷下的流量调节方式。首先是两分区实际负荷均为设计负荷的工况,图5展示了仅降低一次网总流量时,各分区的实际供热负荷率变化情况。可以看到,当一次网流量从设计流量的100%降低至40%的过程中,分区1与分区2的实际负荷率变化几乎一致。可以认为,仅通过调节一次网总流量,便能够实现各分区的负荷按照相同的比例下降。即,在各分区的实际负荷等于设计负荷的条件下,片式吸收式换热系统的部分负荷自调节性能良好,无需采用二次网旁通阀辅助调节即可实现各分区相同的部分负荷率。

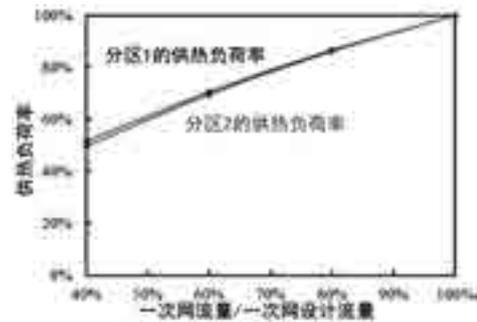


图5 各分区供热负荷率随一次网流量的变化趋势

此外,还可能出现在4.2节提到的情形下的部分负荷情况。即,在实际的满负荷供热时,其中一个分区的负荷等于设计负荷,但另一个分区的负荷低于设计负荷。在4.2节中,通过调节一次网总流量和该分区的二次网供回水旁通流量,能够实现该工况下的正常供热。但到了该情形的部分负荷时,需要模拟分析如何通过调节一次网流量和二次网对应分区的旁通流量,实现不同分区的热负荷率按照相同的比例下降。

图6展示了当系统其中一个分区的实际负荷降低至设计负荷的80%,另一分区负荷不变时,在不同的部分负荷率下对应调节一次网流量与对应分区二次网旁通流量的比例。根据模拟结果,该调节方式能够使各分区的负荷率按照相同的比例下降。图6(a),(b)分别是分区1实际负荷降低与分区2实际负荷降低的模拟结果。其中,蓝色曲线代表的是一次网实际流量与在其中一分区负荷率为80%,另一分区负荷不变下,调节后的一次网流量之间的比值,即分母的一次网流量是按照4.2节的曲线调节后的一次网流量。橙色曲线为对应分区的二次网非旁通流量的比例,等于实际的非旁通流量/该分区二次网总流量,与图3,图4中的对应曲线有相同的意义。

在该条件下,若分区1的实际负荷小于设计值,则当系统运行至部分负荷工况时,通过降低一次网流量,同时降低分区1的二次网非旁通流量,能够使得两分区供热量按照相同的比例下降。其中,一次网近似线性降低,且降低速率较大,而分区1二次网非旁通流量的改变较小,且相比于高部分负荷率,该流量在低部分负荷率时降低速率变小。若分区2的实际负荷小于设计值,根据图6(b)的结果,一次网的变化趋势与图6(a)几乎一致,但二次网非旁通流量的变化趋势与图6(a)有所区别。此时当系统运行至部分负荷工况时,分区2的二次网非旁通流量随负荷率的降低先降低后缓慢上升。此时,由于分区吸收式换热系统一次网由两分区共用,导致了较小的差异出现。但整体来看,通过调节一次网

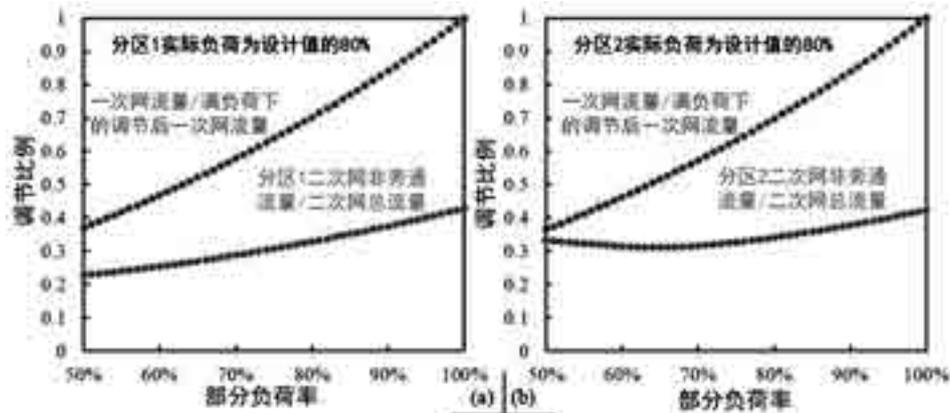


图6 实际负荷低于设计负荷时,部分负荷下系统的调节方式:(a).分区1实际负荷为设计值的80%;(b).分区2实际负荷为设计值的80%

流量和对应分区二次网旁通流量,实现部分负荷时各分区供热量的等比例下降,且两工况下一次网的调节曲线相同,系统具有较好的部分负荷调节性能。

5 结语

针对大面积高层建筑群供热现状,本文提出了分区的吸收式换热系统流程。该系统既能满足现有分区系统的功能,使各分区供热相互独立,又能实现吸收式换热器降低一次网出水温度的功能。该系统基于双级吸收式换热器,将各分区用户的二次网设计成对称的换热模式。建立了该系统的仿真模型并对其进行了计算分析。在设计工况下,各分区的供热量均为960kW,系统的一次网出水温度为27.6℃,温度效率可达1.268。系统的运行高效且稳定。在此基础上,对系统的负荷适应性与部分负荷调节能力进行了模拟分析。当其中一个分区负荷低于设计负荷,另一分区不变时,通过调节一次网总流量与对应分区的二次网供回水旁通流量,能够满足供热需求,系统的温度效率仍高于对应的板换系统。此外,系统还具有较好的部分负荷调节性能。该系统的流程提出与分析结果能够指导应用于实际工程的相关系统设计,有助于区域供热的进一步发展。

参考文献

- [1] GB 50019-2003, 采暖通风与空气调节设计规范[S].
- [2] 盛晓文. 高层建筑热水采暖系统及其连接方式[J]. 应用能源技术, 1998(04):5-8.
- [3] 李建中. 高层建筑分层式热水采暖系统分析[J]. 建材与装饰, 2019(08):216-217.
- [4] 肖先秀. 高层供热系统垂直失调分析与优化[C]. 2019 供热工程建设与高效运行研讨会论文集(上), 2019:682-685.
- [5] 付林, 江亿, 张世钢. 基于 Co-ah 循环的热电

联产集中供热方法[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2008(09):1377-1380+1412.

[6] Yi Yuhao, Xie Xiaoyun, Jiang Yi. A Two-stage Vertical Absorption Heat Exchanger for District Heating System. International Journal of Refrigeration. 2020;114:19-31.

[7] Zhu Chaoyi, Xie Xiaoyun, Jiang Yi. A multi-section vertical absorption heat exchanger for district heating systems. International Journal of Refrigeration. 2016;71:69-84.

[8] 才华, 谢晓云, 江亿. 多级大温差吸收式换热器的设计方法研究与末寒季性能实测[J]. 区域供热, 2019(01):1-7+25.

[9] Hu Tianle, Li Jingyuan, Xie Xiaoyun, et al. Match property analysis of falling film absorption process. International Journal of Refrigeration. 2019;98:194-201.

[10] Klein SA. Engineering Equation Solver. 2010 Software available at <http://www.fchartsoftware.com/ees/>.

[11] Xie Xiaoyun, Jiang Yi. Absorption heat exchangers for long-distance heat transportation. Energy. 2017;141:2242-50.

[12] Sun Jian, Ge Zhihua, Fu Lin. Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system. Energy and Buildings. 2017;156:51-7.

分布式供热输配系统理论解析与应用

李德英¹, 杨松²

(1 北京建筑大学, 北京 100044; 2 自由博创公司, 北京 100083)

[摘要] 随着集中供热系统不断扩容, 热源布局和管网系统水力工况变得更加复杂, 所以管网水力平衡调节技术要求也越来越高, 从而使得分布式输配变频调节替代调节阀调节技术应运而生。分布式输配变频调节技术增强了系统的可调节性, 且具有很大的节能潜力。本文针对供热输配系统进行理论分析, 旨在就智能化为主导的现代供热系统中, 使分布式变频供热输配系统能够在设计和运行中应用更为广泛、更加有效。通过理论分析计算, 分布式变频技术的应用与集中设计方法相比, 会带来很好的节能效应, 逐步凸显其优势。当今热网水力计算软件智能化水平越来越高, 对不同的分布式变频系统进行模拟计算与可及性分析, 可得到供热系统最优输配设计数据, 进而可以提高系统的输送能效。

[关键词] 分布式输配系统; 变流量分配; 以泵代阀; 能效提升; 动态调节

1 前言

所谓分布式变频系统就是分级泵变流量输配系统, 其主要特点就是通过合理匹配分级泵, 调节水泵电机频率改变其流量, 以替代调节阀调节流量, 从而起到了“以泵代阀”的作用。其一增强了供热系统流量的可调性, 可有效的解决系统水力失调现象, 进而减少因热力失调导致过度供热的热损失; 其二可以减少调节阀的节流电耗损失^[1]。

从设计角度看, 分布式变频输配系统和集中输配系统相比较, 无论多级循环水泵如何布置, 无论管网零压差点的位置如何控制, 二者管网系统的流量分配是完全一样的。根据特勒根功率定理进行理论分析, 两种输配方式相比较, 管网系统流量输配所消耗的能量也是完全相同的。但是集中输配系统采用调节阀对近端用户节流, 必然要消耗能量, 所以也会额外增加循环水泵的功率。

从水力工况看, 二者的区别只是分布式变频输配系统比集中输配系统减少了调节阀节流的能耗损失。所以, 在理论上讲, 前者循环水泵输配电耗可减少 20%-30%^{[2][3]}。然而在实际工程应用中, 有的分布式变频输配系统节能效果并不明显, 有时候其输配电耗比集中输配系统还要高, 自然引起质疑, 问题何在?

通过实际调查发现, 大多数工程设计和管理人员忽略了一个重要问题, 那就是在循环水泵设计选配时没有校核水泵可能达到的运行效率, 运行管理使用者也没有进行水泵效率现场监测。所以大多数供热系统普遍存在水泵匹配远大于实际需要的功率, 甚至误以为“多多益善”, 结果就造成了系统大流量和循环水泵低效率运行。现就此问题在下文进行解读。

2 特勒根定理在供热输配系统中的应用

2.1 特勒根定理的物理意义

特勒根定理是电路网络中研究分析的重要理论之一, 由荷兰电气工程师伯纳德·特勒根(Bernard D. H. Tellegen, 1900.6.24-1990.8.30) 在 1952 年提出。由特勒根定理可以得到电路网络理论中大多数能量分布定理和极值定理。而特勒根定理给出了遵守基尔霍夫电路定理的电路之间的一个约束关系, 即任一给定参数的电路网络系统中, 其各支路的电功率之和为零($\sum I_k \cdot V_k = 0$)。也就是说, 在给定的电网络中, 电源提供的电功率等于各支路消耗的电功率之和^[4]。即

$$N_0 = \sum I_i \cdot \Delta V_i \quad (1)$$

式中

N_0 —特勒根定理中电源提供的总功率, W;

I_i —供电系统各支路的电流, A;

ΔV_i —供电系统各支路的电压降, V。

特勒根定理适用于许多电路网络, 只要该网络满足总电流守恒(基尔霍夫电流定律(KCL)), 且所有闭合回路电压代数和为零(基尔霍夫电压定律(KVL))。特勒根定理在分析电路和与电路相类似的复杂网络(如神经系统、管道网络与化工过程网络等)中是一种非常有效的工具。然而, 在供热系统中, 管网系统作为流体网络, 其拓扑结构和电路网络的模式基本规律是相同的, 其流量输配所消耗的功率是相似的。可见, 特勒根定理完全可以应用于供热管网流体输配能耗分析计算中。

2.2 分布式输配系统在一次网的应用

如上所述, 电路网络系统的特勒根定理适用于流体网络系统, 即在供热系统流体输配网络中, 任何管网所消耗的功率, 必然等于各管段流量与压力降的乘积。即

$$N_f = a * \sum G_i \Delta H_i \quad (2)$$

式中

N_f — 管网流量输配所消耗的总功率, W;

a — 单位换算系数, 取 2.73;

G_i — 供热系统各管段的流量, t/h;

ΔH_i — 供热系统各管段的阻力损失, mH₂O。

分布式输配系统在二次管网中应用比较多, 且容易实施。无论供热系统有多少循环水泵, 也不管该系统由多少管段组成, 如果管网流量和阻力特性一定, 则管网系统所消耗的总功率必然与该系统各管段所消耗功率之和相等。对于这一基本规律, 不论循环水泵是集中设置, 还是分布式输配系统都适用。所不同的是二者的循环水泵消耗的功率不同, 即使所有水泵实际工作效率都一样, 集中输配系统还要增加调节阀调节时节流的能耗损失。该能耗损失大小决定于管网系统的比摩阻及其主干线与支干线阻力的相关关系, 即主干线各管段的比摩阻、长度增大而该能耗损失增大。所以对于主干线比摩阻较大或管线较长的集中供热系统, 设计采用分布式输配变频技术或对既有系统改造后节电效果更加明显^[5]。

2.3 分布式输配系统能效评价

供热管网采用分布式输配系统实际运行输送能效应该通过耗电输热比进行评价, 即在供热期间, 系统的循环水泵全部耗电量与总供热量的比例关系, 或称之为单位供热的耗电量。据不完全统计, 大多数供热系统一次管网的耗电输热比为 0.01-0.015, 二次管网的耗电输热比为 0.015-0.02, 长输管线的耗电输热比为 0.02-0.03。

3 分布式输配系统在二次网的应用

3.1 二次网输配系统的特点

目前, 分布式变频输配供热系统多在一级网系统应用。在二级管网系统中, 大多数采用集中输送方式, 即各用户加装各类调节阀调节流量。这种集中设计方法是根据二次网系统的最大流量和最不利用户选择循环水泵, 用于克服热源(换热站)、热网和热用户的系统阻力。这种传统的设计思想, 客观上存在难以克服的问题:

1、在供热系统的近端(靠近热源处)的热用户, 自然会形成了过多的资用压头。所以必须设置流量调节阀, 将多余的资用压头消耗掉。这种“无谓”的节流所产生的能量损失是集中输配系统设计方法不可避免的问题。

2、从水力工况的角度考虑, 系统末端易会出现资用压头不足现象, 造成系统热用户流量近大远小、

出现室温冷热不均的现象。为满足末端用户的供热效果, 必须增加末端热用户的资用压头, 工程设计或运行管理者往往采用加大热源循环水泵的方式来解决, 结果管网系统就会形成大流量小温差的运行状态。从而增加了二次网系统的输配能耗, 同时也增大了近端热用户的过度供热, 降低了供热系统能效水平。

然而, 考量一个供热系统能效的高与低主要取决于两方面因素: 一是无效供热量的多少; 二是管网热媒输送中无效电能消耗量的多少。其中冷热不均的无效热量和热媒输送过程中的无效电量消耗与循环水泵的设计方法选择、是否与系统合理匹配非常重要。

3.2 分布式输配技术在二次管网系统中如何应用

在实际供热工程中, 二级管网系统的输配调节比较复杂, 且调节条件差, 调节难度也大。所以二次网系统的水力平衡及流量是否合理分配却成了影响供热系统全网水力工况的关键环节。很显然, 分布式输配系统在技术上的先进性, 还没有在二级网和热用户系统上得到充分的应用。

供热系统循环水泵正确的设计思想是尽量减少热媒输送过程中的无效电耗, 提供保证各热用户所需的资用压头, 克服管网输配的阻力所必须的有效电耗。而集中设计方法必然产生无效电耗, 即热用户多余的资用压头被各种流量调节阀以节流的方式消耗掉。就调节流量、消除冷热不均现象来说是有效调节, 似乎也不可能完全取消必要节流的无效电耗, 这就是集中输配设计方法不可避免的问题所在。

而热用户多余资用压头的产生, 是因为只在热源处设计单一水泵系统造成的结果, 通过管网系统无效电耗的理论计算会一目了然。无效电耗可以利用电路网络中的特勒根定理计算流体管网输配所消耗的功率。这样可为分布式变频系统多级水泵的选择提供了理论依据。

可见, 供热系统实现全网分布式输配供热, 还需要不断完善二次管网系统的监控计量条件, 利用先进的通讯技术, 推进二次管网分布式输配系统的智能调节水力平衡技术的推广与应用, 提高供热全网系统的运行管理水平, 逐步实现量化、精细化的高效运行模式。

4 分布式变频循环水泵的选择

4.1 分布式变频循环水泵的耗功率计算

分布式变频系统循环水泵的设计选择首先要考虑管网系统所消耗的功率(理论值), 即根据管网系统的水力计算, 得到各管段流量(G_i)与压力

降 (ΔH_i , 即阻力) 的乘积之和; 再根据计算得到的总流量 (Gz) 和总阻力 (H_z), 以及循环水泵可能达到的效率计算循环水泵的总功率。根据特勒根定理, 可按如下公式计算:

$$N = \sum(N_i/\eta_i) = 2.73 * N_g/\eta \quad (3)$$

$$\text{或 } N = \sum(N_i/\eta_i) = 2.73 * Gz * H_z/\eta \quad (4)$$

$$N_i = 2.73 * \sum(N_{gi}/\eta_i) \quad (5)$$

式中

N — 供热系统循环水泵的总功率, W;

N_i — 供热系统各级循环水泵的功率, W;

N_g — 管网流量输配所消耗的总功率, W;

N_{gi} — 各级管网流量输配所消耗的功率, W;

H_z — 供热系统总阻力, mH_2O ;

Gz — 供热系统总流量, t/h ;

η — 各级循环水泵的平均效率, %;

η_i — 各级循环水泵的效率, %。

集中设计方法只在热源处设置循环水泵, 而分布式变频设计方法 (理想设计方案), 则是除了在热源处设置扬程较小的循环水泵外, 还要在外网沿途设置多个加压循环泵。由多个沿途加压循环泵采用“接力”方式, 各级水泵共同实现热媒的输送目的。虽然系统管网各管段的压力降与建筑设计方法压力降相等, 但二者要求循环水泵提供的功率却不尽相同。因为集中设计方法循环水泵设置在热源处, 所提供的动力 (扬程) 是在总循环流量 (即最大流量) 下实现的。而理想设计方案, 热源处的循环泵在总流量下, 只提供部分动力 (扬程), 其他动力 (扬程) 是在沿途接力循环泵的分流量下实现的, 流体输配全过程没有调节阀节流损失。因此, 理想设计方案循环水泵的输送功率必然小于集中设计循环水泵的输送功率, 这就是分布式变频输配设计方案的独特优势。

4.2 分布式变频循环水泵的选择原则

在分布式变频设计选择循环水泵时, 应符合下列规定^[6]:

1. 因为热源循环水泵的特点是大流量小扬程, 所以确定流量时应直接采用管网系统总流量即可, 一般不必加富裕量; 扬程应根据系统水压图实际值选择。选定水泵后必须绘制水泵—管网特性曲线 (多台水泵并联运行必须绘制综合特性曲线), 确定其工作点否在高效区 (70%-80%), 否则应该更换其它型号的水泵。如图 1 所示。

2. 多级循环水泵 (接力泵) 的特点是小流量大扬程 (末端水泵扬程最大), 选择水泵时必须绘制水泵—管网特性曲线, 确认每台水泵在高效区工作。

3. 选择水泵流量—扬程特性曲线时, 热源处循

环水泵在水泵工作点附近应比较平缓, 以便在管网水力工况发生变化时, 循环水泵的扬程变化较小, 可使管网系统压力波动范围小。

4. 循环水泵的承压、耐高温能力应与热网的设计参数相适应。多级循环水泵一般应安装在热网回水管上 (降压作用), 水泵允许的工作温度一般不应低于 80。如有必要安装在热网供水管上 (加压作用), 则必须采用能耐供水温度的热水循环水泵。

5. 所有循环水泵都应采用变频调速, 且在频率改变时, 水泵的工作点也应在水泵高效工作范围内。

6. 分布式变频设计选择循环水泵有条件时, 应采用水泵设计选择软件。

4.3 循环水泵的效率计算

供热系统运行过程中, 循环水泵的实际效率是一个关键指标, 对于供热系统节能运行非常重要, 特别是分级泵系统更是如此。然而循环水泵的运行效率看不见也摸不着, 管理者似乎也不太关心。就离心水泵的效率名牌效率看, 一般在 70-80% 之间。但在实际运行过程中, 大部分供热系统水泵效率普遍为 50-60%, 甚至更低 30-40%, 因此造成输配电能的极大浪费。循环水泵运行效率如此低的主要原因是设计选择的水泵与系统不匹配, 造成水泵实际工况点偏离了高效区。

一般来说, 工程设计人员在设计选择水泵时, 应该根据水泵性能曲线和管网系统特性曲线进行绘图验证, 校核水泵的性能曲线工作点是否在高效区工作。如果多台水泵并联运行时更应该核实水泵的工作效率, 如图 1 所示。

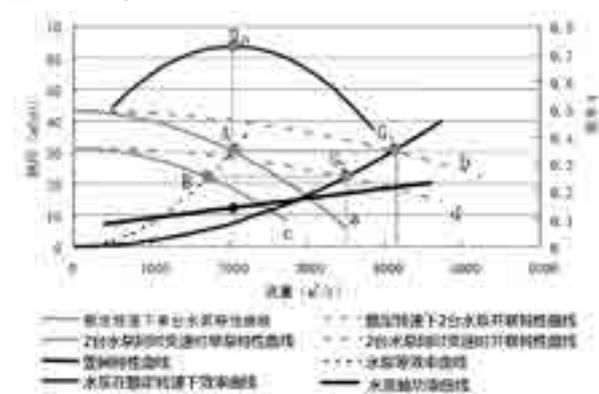


图 1 两台水泵并联运行时的效率分析

在供热系统运行过程中, 大多数循环水泵的实际效率无从知晓。所以应该通过现场测试水泵的流量、扬程和轴功率, 再进行计算分析才可以做出判定。但是现场测试水泵性能参数比较困难: (1) 水泵轴功率在现场没办法测试, 只好通过测试电功率来替代水泵轴功率。(2) 测试水泵的扬程要求测

压表高度相等,测压点(即压力表导压孔)管道流体的流速和流态相同(即等高、等速、等流态)。如果测压点管径不同,流体流速不相等,则必须利用伯努利能量方程进行动压/静压能量转换计算;测量水泵流量要求流量计前后有一定长度的直管段($L_q \geq 7D, L_h \geq 5D$),保证流态均匀稳定。

循环水泵的运行效率计算方法见下式:

$$\eta = 2.73 \frac{G * H}{N} \quad (6)$$

式中 η —水泵效率, %;

G—循环流量, t/h;

H—循环水泵的扬程, mH₂O;

N—循环水泵的轴功率(现场测试用轴功率替代), W。

通过循环水泵现场效率测试情况来判定水泵工作状态,如果效率太低(如 $\eta < 50\%$)就说明水泵和系统不匹配,应该及时更换。有一点需要特别注意,改变水泵电机频率不会提高水泵的效率,相反可能会降低其工作效率。所以分布式变频系统一定要校核所有的变频水泵的实际效率,这一点对提高系统能效,节约输送能耗至关重要。

5 分布式变频系统运行调控方法

分布变频系统运行控制是动态调控过程,是根据负荷变化各个循环水泵需要联动或同步调节管网的流量,总流量随负荷改变时,各分级泵流量至少是等比例变化方可满足用户随气候变化的热力需求。而目前大多数分布式变频供热系统运行调节依据不明确。针对上述问题作如下解读,并提出相应调控方法。

5.1 供热系统运行存在“变频定流量”现象

目前大多数供热系统采用分布式输配变频技术,主要承担了最大流量分配的初调节问题。实际上变频系统的可调节性主要解决了循环水泵与系统的匹配和流量分配问题,在实际运行过程中基本保持定频定流量运行。即使采用动态变频调节,调控依据也不明确。有的系统甚至采用所谓“压差控制法”,即根据管网某一位置的压差变化来改变频率。如此调控方法基本失去了分布式输配变频节能的优势。

其实供热系统采用分布式输配变频技术最有效的调控方法应该是根据系统供热负荷进行比例同步调节各分级水泵电机的频率即可,或采用“等温差调节法”也非常有效。

5.2 循环水泵运行效率问题

供热系统所有循环水泵的运行效率应该进行现场测试,如果实测效率太低就应该及时更换。而大

部分技术管理人员只是听水泵的声音,仅此而已。结果造成大部分循环水泵低效率运行,浪费严重。

5.3 供热管理不执行量化管理按需供热量

大多数供热系统的供热量根据热源的供水温度进行调节,也就是说把供水温度当热量用,很少采用按需供热量调节方式。结果使得分布式变频系统的作用没有得到充分发挥,节能效果并不明显,甚至有的分布变频系统输配能耗比集中输配系统还要高。

供热系统最有效的供热调节方法应该根据气象条件采用热量总量调节实行“热量调节法”,实现逐日动态调节供热量以满足热用户的需求。

在采用分布式变频循环水泵的设计方法过程中,应该贯彻全面、协调、可持续发展的理念。在绿色、低碳、节能、高效的供热智能化大环境下,尤其是热网系统长输管线技术的推广,分布式变频系统对管网系统水力工况动态调节,以及智能化供热的实现,具有不可替代的优势。可以预见,在未来的供热行业发展中,可以更好的利用分布式变频技术进一步提升能效,实行精细化管理、按需供热、精确控制,从而使供热系统真正实现智慧供热、高效运行。

6 分布式变频技术工程应用

近几年来,分布式变频输配技术在实际过程中应用广泛,节能效果比较显著。现在通过若干工程案例进行分析如下:

案例1:山东烟台某热力公司,2010年供面积80万m²,非节能建筑约占90%。系统由热电厂供70座换热站给热用户供热。主干管网DN700,供热半径5km。系统水力失调、冷热不均严重,供暖季供热0.49GJ/m²·a,耗电3.68kWh/m²·a,其耗电输热比为0.027,且失水量大。2011年进行分布式变频输配技术改造,供暖面积为100万m²,首站只保留一台水泵,各换热站改为分布式混水站,全网统一调度,各站自动调平衡解决冷热不均。输配水泵总装机功率减少了40%,各站实现自主精细化调控,电耗1.2kWh/m²·a,节电69%;热耗指标降到0.43GJ/m²·a,节约12.2%;该系统的耗电输热比由原来的0.027降为0.01,效果比较明显。

案例2:山西临汾某热力公司,2017年供热面积710万m²,由电厂供热给97座换热站,且供暖面积增加300多万m²,主干管网DN1200,供热半径20km(属于长输管线)。采用分布式输配方案对一次网进行改造,以分布泵代替原有调节阀,完成流量分配平衡调节,改善了水力热力平衡,水泵装机减少44.4%。各换热站独立可调,一次网耗电量从改造前的2.5kWh/m²·a降至1.3kWh/m²·a,节电

48%；供热指标从 $0.35\text{GJ}/\text{m}^2\cdot\text{a}$ 降低到 $0.31\text{GJ}/\text{m}^2\cdot\text{a}$ ，节约热能 11.4%。该系统的耗电输热比由原来的 0.093 降为 0.0302，节电效果显著。

7 结论

1) 分布式变频输配系统运行调控策略至关重要，合理的调控方法可有效的提升系统输送能效，有利于降低耗电输热比。

2) 分布式变频输配系统对于热用户流量大，系统主管网比摩阻较大的既有集中供热系统，改造后输送节电效果较明显。而系统输配节电率随着热用户流量增大而增大。

3) 该技术对于既有系统热源内部阻力和热用户资用水头较小的供热系统，改造后节电效果也比较明显。对于新建的供热系统，热源可以选择阻力小的设备，有利于降低系统耗电量。

4) 分布式变频输配系统循环水泵的运行效率是关键，且决定了系统节能效果。设计时应该通过绘制水泵—管网性能曲线进行效率验证；在运行过程中必须对每一台水泵进行效率测试，其效率低于 50% 应该更换水泵。

5) 采用热量总量调节控制策略，实行“热量调节法”量化管理措施，实现逐日动态调节供热量，以满足热用户的需求。

参考文献

- [1] 王红霞. 分布式变频供热输配系统的应用研究, 硕士学位论文. 北京建筑工程学院. 2003.12。
- [2] 石兆玉, 王红霞, 李德英. 供热系统循环水泵传统设计思想亟待更新. 2004 年全供热技术研讨会论文集。
- [3] 王红霞, 石兆玉, 李德英. 分布式变频供热输配系统的应用研究 [J] 区域供热. 2005 (1)。
- [4] Tellegen's Theorem and Electrical Networks by Paul Penfield, Jr., Robert Spence, and Simon Duinker, The MIT Press, Cambridge, MA, 1970.
- [5] 李鹏, 方修睦. 多级循环泵供热系统节能分析 [J] 煤气与热力, 2008, 28 (10)。
- [6] 李德英主编. 供热工程 (第二版) [M] 中国建筑工业出版社, 北京, 2018.7。
- [7] 狄洪发, 袁涛. 分布式变频调节系统在供热中的节能分析 [J] 暖通空调, 2003,32(2)。
- [8] 秦冰, 秦绪忠, 谢励人. 分布式变频泵供热系统的运行调节方式 [J] 煤气与热力, 2007,27(2)。
- [9] 李姣, 吴志湘, 吕砚昭. 浅析分布式供热输配系统的优越性 [J] 洁净与空调技术 CC&AC, 2015.3。
- [10] 李德英, 孙海霞, 张春蕾. 分布式变频调节系统的工程应用 [J] 节能, 2011.1。

碳纤维布对太阳能相变蓄能床传热性能的影响研究

马秀琴, 胡明月, 刘长昊, 窦一帆

(河北工业大学, 天津 300401)

[摘要] 本文从节能环保的角度出发, 设计一种以太阳能为热源, 石蜡-碳纤维布复合相变材料为储能介质的太阳能相变蓄能床系统, 为农村提供一种舒适安全的供暖方式。太阳能供水温度分别取 35℃, 40℃, 45℃。在不同供水温度下, 分别将碳纤维布铺设在床体的下部、中部和上部, 分析碳纤维布在床体不同位置时太阳能相变蓄能床的热工性能。结果表明: 当碳纤维布铺设在床体下部, 供水温为 35℃ 时, 睡眠平均温度达到 30.57℃, 平均热流密度 12.29W/m², 即节能又满足舒适度要求, 整体效果达到最佳。

[关键词] 蓄能床, 相变蓄热, 碳纤维布, 睡眠舒适温度

1 引言

在我国北方的农村地区, 主要是依靠煤作为主要能源进行冬季供暖, 煤的燃烧都会产生大量的污染气体, 严重污染环境, 是造成雾霾天气的重要原因之一。因此, 改进农村供暖方式是治理大气污染的重要举措之一。如今在农村推广开来的“煤改气”, “煤改电”等工程就是为了减少环境的污染, 实现我国的可持续发展。但是, 实现能源清洁发展, 只有这些措施还不够, 我们需要做出的努力还有很多, 其中, 充分利用可再生清洁能源是解决问题的关键。太阳能作为最常见、资源最广的可再生能源, 可直接开发利用, 不会污染环境, 加剧温室效应, 是我国农村供暖的首选热源。

在相变蓄热方面, P. Brousseau^[1] 等人研究了相变材料的储热性能, 并通过建立模型设计了一个可以减少家庭用电消耗量的相变储能单元。Luisa F. Cabeza^[2] 等人将相变材料应用在水箱中, 相变材料可充分利用水箱中的低温热量或者废热, 在没有外部能量供应的条件下, 延长热水的使用时间。David Beltrán^[3] 等人将相变材料应用在建筑物的墙板和屋

顶中, 结果表明, 相变材料会在白天吸收热量并在晚上释放热量, 使得室内温度在白天和夜晚都可以保持在舒适温度范围之内, 提高室内舒适度。孟娟^[4] 等人把相变蓄热技术与太阳能技术结合, 将蓄能系统蓄热量提高了数倍, 并提出了在相变系统中改变蓄热结构、添加导热性强的材料等方法强化太阳能相变蓄热。蔺瑞山^[5] 等人利用太阳能以及相变材料为寒冷地区示范建筑进行供暖, 分析运行结果发现, 太阳能-相变材料供暖系统运行成本低, 且室内环境更能满足人体热舒适要求。龙巍^[6] 等人对碳纤维材料的性能研究现状及应用进行了全面分析, 并对碳纤维复合材料的应用前景进行了展望。Fukai^[7] 等人对碳纤维的分布方式进行研究, 在换热器壳的后侧填充碳纤维, 有效提高了传热速率。本文将相变材料和碳纤维布相结合, 通过实验分析对比, 研究得出更优化的蓄能床设计。

1 太阳能相变蓄能床的原理与结构

1.1 太阳能复合相变蓄能实验台的建立

太阳能相变蓄能系统, 如图 1 所示, 主要由三大部分组成, 即槽式太阳能集热系统、水箱系统、

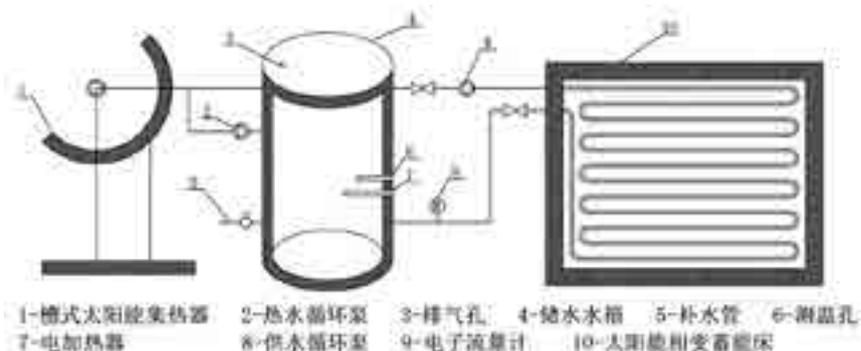


图 1 太阳能相变蓄能床系统图

表 1 实验运行时间段划分表

不同阶段	升温阶段	热稳定阶段	降温阶段	睡眠阶段
时间段	8:30—11:30	11:30—17:30	17:30—20:30	20:30—次日 8:30

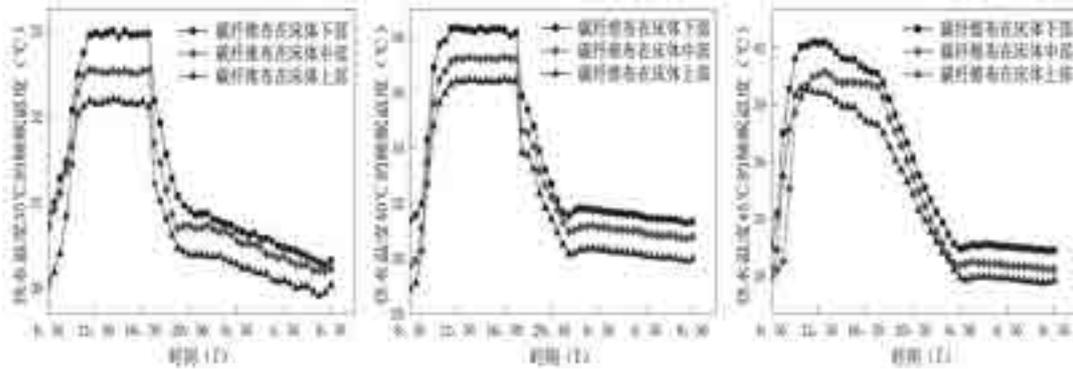


图 3 不同供水温度下碳纤维布三种铺设位置的睡眠温度对比图

蓄能床系统。三大系统通过相关管路以及其他控制部件进行连接，以保证系统的正常运行。其中，太阳能集热系统利用太阳能将冷水加热，加热后的水通过动力系统传输至水箱，再由水箱传输至蓄能床系统对相变材料进行加热，相变材料作为储能介质在白天吸收热量并储存，在夜间，太阳能集热系统停止工作时，将热量通过炕体表面释放出来进行供暖。

1.2 太阳能复合相变蓄能材料的选取

石蜡作为典型的相变材料，潜热值高，化学稳定性好不易发生化学反应、无毒、无腐蚀性，价格低廉，因此成为各行各业常用的相变材料。同时，考虑到人体正常体温在 36.3℃ - 37.2℃（口测法）^[8]，为尽可能满足人体热舒适，选用 35# 石蜡作为蓄能系统的相变材料，采用差式扫描量热法对 35# 石蜡进行热分析，测得融化温度为 35.76℃、融化焓值为 212.30 J/g、凝固温度为 34.02℃、凝固焓值为 212.74 J/g，石蜡的 DSC 曲线如图 2 所示。

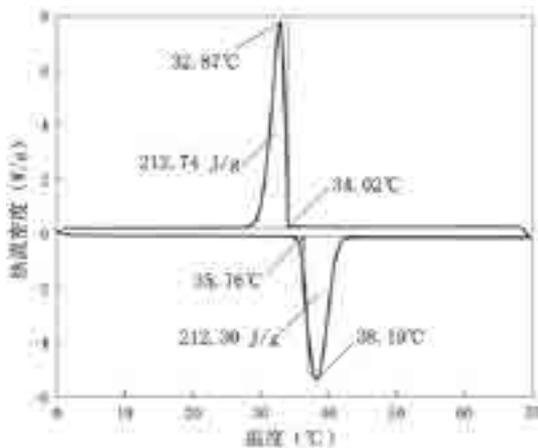


图 2 35# 石蜡 DSC 曲线

碳纤维是纤维状的微晶石墨材料，是有机纤维通过高温碳化和石墨化而形成的，它由聚合物纤维和沥青制成，并具有 90% 的高碳含量，是高强度高模量的纤维。碳纤维的导热系数较高，一般为 190W/(m·K) ~ 220W/(m·K)，具有良好的导热性能。不仅如此，碳纤维还耐腐蚀、耐高温、化学性质稳定且密度低、热膨胀系数小。因此，碳纤维作为一种新型的碳材料，价格便宜，与大多数相变材料兼容，可用于改善相变材料的导热性。

2 太阳能复合相变蓄能床的实验研究

国内外很多学者都研究并证明了碳纤维布的加入，可以使相变蓄能系统的整体蓄热性能提高。为了进一步探究碳纤维布的铺设位置对相变蓄能床体的影响，将碳纤维布分布铺设在相变蓄能床的下部、中部、上部进行实验，分析太阳能相变蓄能床的热工性能。

2.1 实验方案

实验分别选取 35、40 和 45 三个供水温度对纯石蜡太阳能相变蓄能床进行供暖，并在不同供水温度下，分别将碳纤维布铺设在床体下部（距不锈钢盘管 0mm）、床体中部（距不锈钢盘管 20mm）、床体上部（距不锈钢盘管 40mm），以研究碳纤维布铺设位置对相变蓄能床热工性能的影响。实验采用 T 型热电偶测量床体温度，热流密度计测量床体的热流量。通过对相变蓄能床的睡眠温度、热流密度、升温速率、降温速率、热稳定阶段平均温度、睡眠阶段平均温度、全天平均温度和平均热流密度进行分析，比较碳纤维布在床体三个位置的热工性能，确定碳纤维布的最佳铺设位置。

2.2 实验结果分析

按照冬季太阳照射的时间及相变材料温度的变

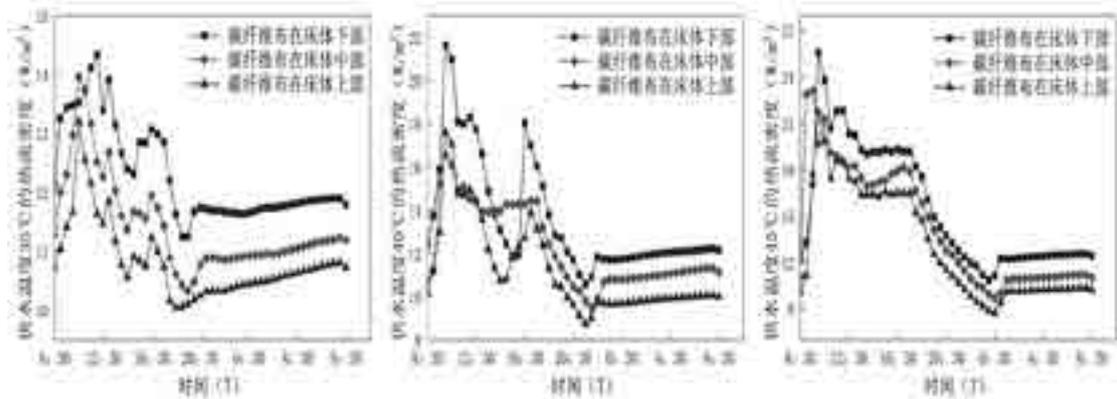


图 4 不同供水温度下碳纤维布三种铺设位置的热流密度对比图

表 2 三种床体其他性能参数

性能参数	碳纤维布在床体上部			碳纤维布在床体中部			碳纤维布在床体下部			纯石蜡床体		
	35	40	45	35	40	45	35	40	45	35	40	45
升温速率 (/h)	0.68	2.35	3.27	0.53	2.35	3.23	0.68	2.17	3.54	0.49	1.64	1.96
降温速率 (/h)	0.28	1.67	1.22	0.32	1.67	1.58	0.43	1.83	1.48	0.49	1.17	1.34
热稳定阶段平均温度 ()	32.08	36.40	38.88	32.45	37.20	40.25	32.90	38.24	41.47	28.39	32.59	35.65
睡眠阶段平均温度 ()	30.16	30.19	30.37	30.44	30.99	31.05	30.57	31.56	32.02	26.25	26.99	27.71
全天平均温度 ()	30.81	32.35	33.95	31.15	33.15	34.59	31.38	33.95	35.96	27.02	29.15	30.82
平均热流密度 (W/m ²)	10.81	11.20	13.04	11.42	12.25	14.28	12.29	13.55	15.48	12.29	13.55	16.05

化将实验时间划分为四个阶段，即升温阶段、热稳定阶段、降温阶段和睡眠阶段，周期为 24 小时。具体分段如表 1 示。

将碳纤维布固定在距离盘管 0cm、2cm、4cm 的位置，即床体的下部、中部和上部进行对比实验，取供水温度 35、40、45，比较结合不同位置碳纤维布的蓄能床的热性能。睡眠温度和热流密度对比图见图 3，图 4。

由图 3 可见，睡眠温度的变化趋势基本符合同一规律。同一种供水温度，碳纤维布在床体上部，中和下部的睡眠温度基本呈依次增高的趋势，对于 35 供水温度，碳纤维布在床体上部，中部和下部的睡眠平均温度依次为 30.16、30.44、30.57；同理对于 40，依次为 30.19、30.99、31.56；对于 45，依次为 30.37、31.05、32.02，相较纯石蜡蓄能床在供水 35、40、45 下的睡眠平均温度 26.25、26.99、27.71，可以发现在任意位置添加碳纤维布都可以起到提高床体导热性的作用。且距离不锈钢盘管越近，即碳纤维布在床体越靠下的位置时，最终的睡眠温度越高，强化换热的效果越好。随着距离不锈钢盘管的位置越来越远，碳纤维布没有与盘管很好的接触，传热阻力变大，热量没有很好的传递。同时，在碳纤维布位置相同的情况下，供水温度越高，床体热工性能越好。

图 4 是三种供水温度下碳纤维在不同位置时床

体的热流密度对比，大致的规律仍是：碳纤维依次在床体上部、中部、下部时，热流密度呈递增的趋势。供水 35 时，碳纤维布在床体上部，中部及下部的平均热流密度为 10.81W/m²、11.42 W/m²、12.29 W/m²；同理供水 40 为 11.20 W/m²、12.25 W/m²、13.55 W/m²；45 为 13.04 W/m²、14.28 W/m²、15.48 W/m²。距离盘管的位置越近，热量传递的越充分，因而在应用中要使碳纤维布与不锈钢盘管紧密贴合，可以采用一些固定装置将碳纤维布与盘管固定在一起，这样就可以避免因为石蜡相变，使碳纤维布与盘管之间发生位置变化。此外，对于同一位置，供水温度越高，平均热流密度越大。在应用中，可根据需要选择最合适的供水温度，温度过高不仅浪费能源，而且舒适度也会有一定的下降。其他性能参数的对比见表 2。

比较表 2 中的相关数据，同一位置的碳纤维布，供水温度越高，性能参数的值越大；同一供水温度，碳纤维布在床体下部铺设时，参数值较高。由表可以看出添加碳纤维布的相变蓄能床的睡眠阶段平均温度都在 30 以上，这说明碳纤维布的添加可以提高相变蓄能床的传热效率。其中，供水温度 45，碳纤维在床体下部时，热稳定阶段平均温度已经达到 41.47，这个温度和供水温度相差甚少，此时睡眠阶段平均温度也达到 32.02，在满足人体舒适度的前提下，可以适当降低供水温度，降低供暖能耗。同时，在供水温度 35 时，睡眠平均温度也达到了

30.57℃, 处于舒适度范围之内。因此, 为了让热量更好的传递, 碳纤维布应尽量贴近不锈钢盘管。从节能的角度来看, 供水温度 35℃, 碳纤维在床体下部铺设可作为相变蓄能床设计的最佳选择。

3 结论

将碳纤维布铺设在床体不同的位置, 分别在床体的上部、中部和下部, 取供水温度 35℃、40℃、45℃进行实验, 结果表明:

1) 将碳纤维布加入到纯石蜡相变蓄能床体的任何位置, 都可以提高床体的导热性。在不同供水温度下, 碳纤维布复合相变蓄能床的各项参数均优于纯石蜡相变蓄能床。

2) 碳纤维布在同一个位置, 供水温度越高, 蓄能床的性能参数越高。当供水 45℃, 碳纤维布在床体下部时, 睡眠平均温度可达 32.02℃。

3) 对于同一供水温度, 碳纤维布在床体上部、中部、下部时的性能参数数值依次呈递增的趋势。就供水温度 40℃而言, 上中下三种位置的睡眠平均温度依次为, 30.44℃、30.99℃、31.05℃。碳纤维布在床体下部铺设时效果最好, 可以更好的提高导热性。

4) 碳纤维布不同的铺设位置, 不同程度地增强了床体导热性, 在各供水温度下, 铺设碳纤维布的床体的睡眠平均温度均在 30℃以上。碳纤维布处于不同位置的蓄能床都可以取 35℃作为最佳的供水温度, 且碳纤维布铺设在下部时, 床体各参数性能最优。综合考虑, 选择供水温度 35℃, 碳纤维在床体下部铺设作为蓄能床应用的最佳方案。

参考文献

- [1] P.Brousseau, M. Lacroix. Study of the thermal performance of a multi-layer PCM storage unit[J]. Energy Conversion and Management, 1996, 37(5).
- [2] Luisa F. Cabeza, Manuel Ibáñez, Cristian Solé, et al. Experimentation with a water tank including a PCM module[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2005, 90(9).
- [3] R. David Beltrán, Javier Martínez-Gómez. Analysis of phase change materials (PCM) for building wallboards based on the effect of environment[J]. Journal of Building Engineering, 2019, 24.
- [4] 孟娟, 吴文潇, 成蒙, 等. 强化太阳能相变蓄热技术的研究进展 [J]. 新能源进展, 2019, 7(02):155-160.
- [5] 蔺瑞山, 田斌守, 邵继新, 等. 相变储热在太阳能采暖中的应用研究 [J]. 节能技术, 2018, 36(05):447-452+475.
- [6] 龙巍, 郑学林, 臧建彬. 基于碳纤维复合材料热性能的研究进展综述 [J/OL]. 应用化工 :1-9[2019-07-28]. <https://doi.org/10.16581/j.cnki.issn1671-3206.20190613.033>.
- [7] Fukai J, Hamada Y, Morozumi Y, et al. Improvement of thermal characteristics of latent heat thermal energy storage units using carbon-fiber brushes: Experiments and modeling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46 (23): 4513-4525.
- [8] 正常体温: 36.3℃~37.2℃ (口测法)[J]. 世界最新医学信息文摘, 2015, 15(14):80

楼宇站供热系统的分时段变温调控与运行节能效果

杨 华, 王晋达, 赵福松

(河北工业大学能源与环境工程学院, 天津 300401)

[摘要] 提高供热系统的运行管理水平、改善系统水力、热力失调,是实现供热系统供需平衡、降低运行能耗的有效手段。楼宇换热站由于其安装配置灵活、调节响应快速的特点,在我国许多地区开展了示范应用。然而,由于运行管理水平与经验的不足,大量楼宇站供热系统并未实现“按需供热、节能降耗”的设计初衷。本文基于承德某楼宇站供热系统的现场调研,提出一种“新型分时段变温调控方法”,该方法根据室外气温的波动幅度对一天内的供热调节时段进行划分,并分别计算某时段内的二次网供水温度及循环流量。现场测试表明,新型调控方法能够有效降低室温波动范围,同时获得可观的节能效果(系统总运行能耗减少 11.42%,二次网循环泵电耗减少 20.83%)。

[关键词] 供需平衡;楼宇换热站;分时段变温调控;运行节能

1 楼宇换热站的基本特点与组成结构

改变供热系统的“大流量、小温差”运行模式、实现热量供需的精准匹配是改善系统热力失调、降低循环泵电耗及供热运行能耗的重要措施。表 1 对比分析了当前供热领域的两类主流间接连接系统。

由于组成结构方面的差异,楼宇站供热系统在实现热量实时供需匹配、精细化智能运行管理等方面具备先天优势^[1]。我国部分新建供热项目即采用了楼宇换热站的系统形式,以期实现供热系统的运行节能。

楼宇站供热系统的基本组成结构如图 1 所示(与区域换热站的组成结构基本相同,只是换热能力与设备体积大幅减小),常规的“气候补偿调节^[2]”由两部分组成:1) PLC 控制器根据室外温度的实时监测数据计算得到二级网供水温度的设定值,通过调节板式换热器一次侧电动调节阀的开度,使二级网实际供水温度跟随设定值实时变化;2) 温控阀对进入室内散热末端的循环水流量进行调节,完成室温自主调控。

2 承德某楼宇站供热系统的运行现状

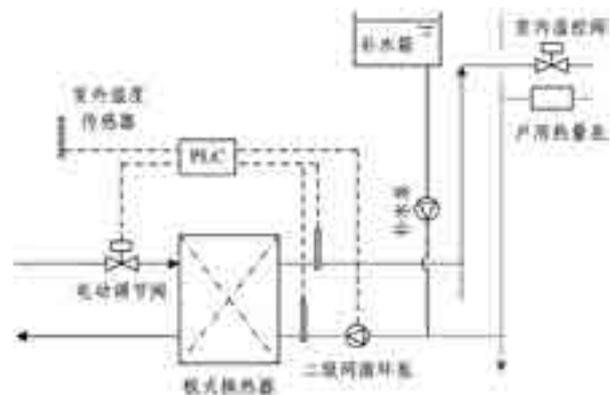


图 1 楼宇站供热系统的主要组成结构与气候补偿调节

图 2 所示为承德嘉和广场某楼宇换热站系统 2018~2019 供暖季某典型日(12/10)全天的运行观测数据,该楼宇换热站一天内的二级网供、回水温度和循环流量基本维持恒定(分别稳定在 44、36、25 t/h 附近),总供热功率的波动范围同样较小(大约 210 kW),并未根据室外温度的逐时变化调整总供热量,气候补偿调节的节能潜力未得到有效发挥。本文将这种运行调节模式称为“恒定供热”。

表 1 不同类型的间接供热系统

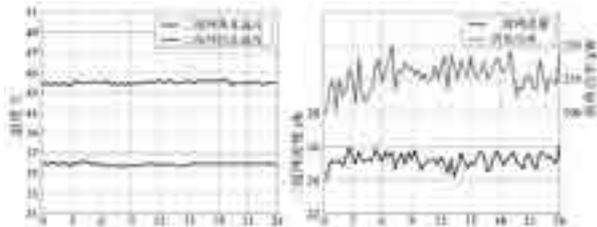
	楼宇换热站供热系统	区域换热站供热系统
应用地区	北欧诸国 (丹麦、芬兰、挪威等)	中国北方、俄罗斯
优势	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 二级网规模较小,失水量少; ✓ 调节灵活、响应快速; ✓ 整机成套出厂、可靠性高; ✓ 更加匹配个性化的热计量。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 输送距离远、供热规模大; ✓ 运行调节的相关理论较为丰富。
局限性	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 综合投资更大; ✓ 适用于建筑用户较稀疏、热负荷密度较小的区域。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 易出现水力、热力失调; ✓ 大流量、小温差运行,水泵功耗较大; ✓ 难以满足不同类型建筑用户的个性化用热需求。

表2 分时段变温调控的相关参数

时段序号	1	2	3	4	5	6
调整时刻	0:00	9:00	10:30	12:00	19:00	22:00
室外平均温度	-11.5	-10	-7.3	-6	-8.4	-10.4
二级网设计供水温度	43.1	42.3	40.7	39.9	41.3	42.5
二级网设计回水温度	36.1	35.3	33.7	32.9	34.3	35.5
二级网循环流量 t/h	25.3	24.1	21.7	20.6	22.7	24.4
分时段供热功率 kW	206.62	196.82	177.22	168.23	185.38	199.27

表3 分时段变温运行调控的节能效果

日期	运行调节模式	日内总供热量 kWh	循环泵耗电 kWh
2018/12/10	“恒定供热”	5140	24
2018/12/15	分时段变温调控	4553 (11.42%)	19 (20.83%)



(a) 供、回水温度 (b) 循环流量与总供热功率

图2 楼宇站系统二级网的实时供回水温度、循环流量与总供热功率

在12月10号当天对该楼宇站系统内的3个典型房间（平面位置相同，但分别处于低、中、高不同楼层）进行同步观测，室温变化曲线如图3所示。显然，在恒定供热模式下房间的室温日变化幅度较大：I) 102/802号房间的室温在夜间时段甚至可能小于16的设计下限；II) 1502号房间的室温在15至21时的大部分时间超过22。

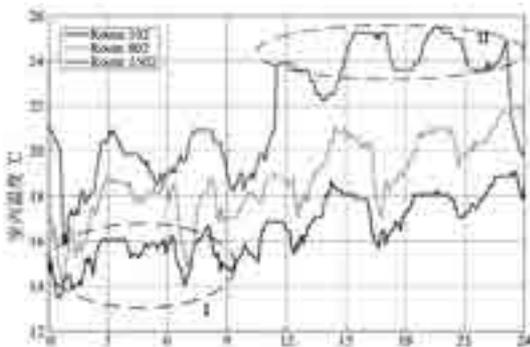


图3 楼宇站系统典型建筑用户的室温变化曲线 (2018/12/10 全天)

3 分时段变温调控的基本理论

理想化的楼宇站气候补偿调节要求换热器一次侧电动调节阀与二次侧变频循环泵跟随室外温度的波动变化实时调整，然而经典的反馈控制方法并不适用于热惯性较大的供热系统，可能出现难以预料的系统震荡；另一方面高频的调节指令必然影响执行器的运行可靠性与使用寿命。

文本提出一种新型的“分时段变温调控”方案，具体实施方法为：1) 通过调整换热器一次侧电动调节阀开度与二级网循环泵流量，维持某调节时段内二级网供水温度与供回水温差的恒定；2) 不同时段二级网的供水温度由该时段的室外平均气温计算得到。日内不同调节时段的划分原则包含以下2条：1) 应尽可能减少一天当中的时段划分数量；2) 每一划分时段内，室外温度的变化幅度小于“基准温差 ΔT ”。假设某典型日的室外气温变化曲线如图4所示，可见当 ΔT 取2℃时，则能够划分出6个不同的调节时段。

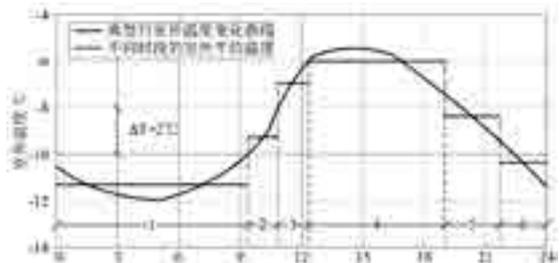


图4 典型日的室外温度变化曲线与分时段划分方法

在不同调节时段内，二级网的设计供、回水温度 ($t_{s,ref}$ $t_{r,ref}$) 可由基本供热调节公式计算得到，其数学表达式为（建筑用户的散热末端为散热器）：

$$\begin{cases} t_{s,ref} = t_n + \Delta t_s' \beta^{\frac{1}{1+b}} + 0.5\Delta t' \\ t_{r,ref} = t_n + \Delta t_s' \beta^{\frac{1}{1+b}} - 0.5\Delta t' \end{cases} \quad \beta = \frac{t_n - T_{out,av}}{t_n - T_{out}'} \quad (1)$$

式中： t_n 为室内设计采暖温度， $\Delta t_s'$ 为散热器的设计平均散热温差， b 为散热器的对流散热系统，取0.3； β 为供热系统的相对热负荷比； $\Delta t'$ 为二级网的设计供回水温差， $T_{out,av}$ 为某调节时段内的室外平均温度， T_{out}' 为供热系统的设计室外计算温度。

4 实际案例的测试与分析

承德嘉和广场某楼宇站供热系统的二级网设计供、回水温度为45/37℃，选取相同月份另一个典

型日(12/15, 室外平均温度与变化趋势基本相同)实施案例系统的分时段变温调控(ΔT 取 2°C), 相应的系统调节参数见表2。

当楼宇站供热系统采用分时段变温调控, 二级网的设计供、回水温度及循环流量在一天当中阶梯式变化, 将系统的供热参数在一天内进行积分, 则得到不同运行调节模式楼宇站供热系统的日内总供热量与循环泵电耗。

表3的数据显示, 分时段变温调控的运行节能效果十分可观, 循环泵电耗甚至可降低20.83%。图5所示为不同建筑用户室内温度的实时观测数据, 相比“恒定供热”, 分时段变温调控能够保障用户的基本供热需求(大于 16°C), 且有效避免室内过热(小于 22°C)。

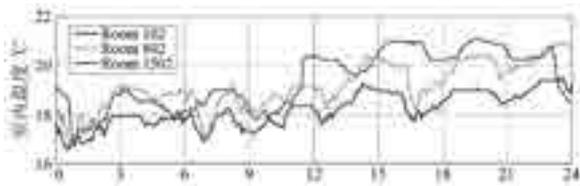


图5 分时段变温调控作用下典型建筑用户的室温变化曲线(2018/12/15 全天)

5 结论

(1) 楼宇换热站运行调节灵活、响应快速, 是实现热能供需匹配的理想供热系统结构;

(2) 相比楼宇站供热系统的恒定供热模式, 分时段变温调控具有可观的节能效果, 案例系统的总供热量和循环泵电耗分别可降低11.42%和20.83%;

(3) 分时段变温调控的调节周期较长(与基准温差 ΔT 和室外温度变化情况有关), 相比常规的气候补偿调节, 分时段变温调控模式下执行器的可靠性和使用寿命更高。

参考文献

- [1] 王力杰, 庞印成, 辛奇云等. 楼宇换热站技术特点与应用分析[J]. 区域供热, 2014, 6: 59-63.
- [2] 陈亮. 气候补偿器在供热系统中的应用[J]. 建筑科学, 2010, 26(10): 42-46.

热力站调控规律辨识研究及应用

孙春华, 柳亚楠, 曹姗姗, 朱佳, 钟健, 齐承英

(河北工业大学, 天津 300401)

[摘要] 传统的热力站调控大都是根据技术人员的经验和热用户的反馈进行调节, 这种粗放的调控方式经常会使室温波动较大, 导致过量供热并且浪费能源, 因此各站需要根据信息化数据制定精准的调控策略。本文以某市大型供热系统的典型热力站为研究对象, 分析了节能地暖、节能散热器和非节能散热器三种不同类型热力站的调控周期, 确定其最佳调控时间节点, 从而得到精确的调控策略, 并分析调控效果。研究发现, 采用该策略进行调节后室温波动较为平缓, 能够明显减轻过热现象, 并且节能效果显著。

[关键词] 热力站; 调控周期; 负荷预测; 调控时间节点

1 引言

随着室外温度的变化及用户热舒适的需求, 供热系统热力站应及时有效调控。实际运行中普遍存在根据调控人员的经验和热用户的投诉来调控, 而往往忽略建筑综合热惰性导致的调控响应时间差异, 由此存在供需不平衡现象。并且技术人员在对管网进行调控时, 面对“怎么调、何时调”两个关键问题也大多凭经验, 时常会出现室温过高、过量供热的情况, 能源浪费严重。因此需要根据信息化数据制定精确的调控策略, 从而在确保用户舒适性的同时避免过热。耿欣欣^[1]运用DEST软件以误差最小为目标, 对不同热工性能建筑的热负荷历史影响时间进行深入研究并提出了“建筑热负荷时间遗传期”的概念。季翔^[2]运用数据挖掘方法对热力站供热量模式和运行调节策略进行识别研究, 研究发现热力站的供热量具有周期性调节规律。负荷预测能够维持供给侧和需求侧的动态平衡, 通过对热力站进行热负荷预测来确定调节目标。常用的负荷预测方法有回归分析、时间序列、智能机器学习法等。智能机器学习法包括人工神经网络(ANN)、支持向量回归(SVR)和灰色系统理论(GST)等方法。回归分析法是通过挖掘历史数据来建立自变量与因变量之间的关系, 需要大量数据, 适合中短期预测, 常用的是多元线性回归(MLR)。Thomas Nitz等^[3]基于MLR建立了热负荷和室外温度的小时预测简化模型, 根据7个用户的实时数据最终平均范围归一化误差只有2.9%, 证明提出的预测方法具有一定适用性。文翰^[4]利用热力站历史运行参数建立了以室外温度为自变量、供热量为因变量的MLR预测模型, 利用天气预报的室外温度对供热量进行预测, 并嵌入互联网供热管控一体平台, 表现出良好的经济效益。李伟等人^[5]对新疆20多个热电联产机组建立了供热量和环境温度的简化MLR模型, 结果与历史数据吻合度大, 为调峰决策提供了理论指导。

由于建筑的热惰性使得室内温度对于外界的扰动存在延迟和衰减的现象。张志博^[6]通过实验、模拟证明这种滞后变化现象与末端供热形式密切相关: 散热器采暖预热升温(降温)时间较地板辐射采暖短。所以在研究热力站的调控时还要考虑建筑热惰性的影响。

为了提升供热系统的调控水平, 本文在分析热负荷影响因素的基础上, 对热力站建立了MLR预测模型, 并辨识了调控周期及时间节点, 解决了针对不同末端用户及不同节能建筑的“怎么调、何时调”的问题, 为实际供热系统的节能减排工作提供了理论指导。

2 研究方法

2.1 基于建筑热惰性的调控周期确定

建筑围护结构和室内热源对建筑物综合热惰性的影响都能够通过室内温度的时间延迟特性进行表征。然而, 由于室内热源对建筑热惰性的影响与围护结构的影响存在一定的重叠性, 使得单独研究室内热源对于综合热惰性的影响存在一定的难度。因此, 本文同时考虑建筑围护结构和内热源的影响, 以综合延迟时间作为综合热惰性在温度变化方面的表征参数, 定义综合延迟时间为室内温度峰谷出现时间与室外温度峰谷出现时间之差。

$$\phi = t_{n,max} - t_{w,max} \quad (2.1)$$

$$\phi = t_{n,min} - t_{w,min} \quad (2.2)$$

式中 ϕ —— 综合延迟时间, h;

$t_{n,max}$ —— 室内温度波峰出现的时间;

$t_{n,min}$ —— 室内温度波谷出现的时间;

$t_{w,max}$ —— 热力站二次供温波峰出现的时间;

$t_{w,min}$ —— 热力站二次供温波谷出现的时间。

2.2 基于多元线性回归的热负荷预测

2.2.1 输入参数的确定

影响热力站热负荷的因素有很多。主要包括天

气条件，建筑物情况，系统运行情况以及各种随机因素的影响。集中供热系统调控时通常以供/回水温度、流量为指标，为了便于对供热系统指导供热，本文以供回平均温度取代耗热量作为模型输出参数。

供水温度、回水温度、流量、压差等参数都会影响热负荷，因此有必要将供水温度、流量、压差考虑为模型的部分输入参数。但对于热力站来说，室内温度与室外温度的差值往往便能反映热负荷的大小，而流量和压差两个参数的增加只会使模型冗长、复杂。因此，本文初步确定热力站供热参数预测模型的输入模型包括历史供回平均温度、室外温度、室内温度。对于历史数据的选取可根据相关性确定。三类热力站的历史数据分别为预测前一至前十个周期的历史供温，预测前一至前六个周期的历史供温和预测前一至前五个周期的历史供温。

2.2.2 多元线性回归

多元线性回归是基于数据统计原理发现因变量与自变量之间的关系，并建立一个相关性较好的数学表达式，用于预测因变量变化的一种预测方法，网络结构如图 2.1 所示。

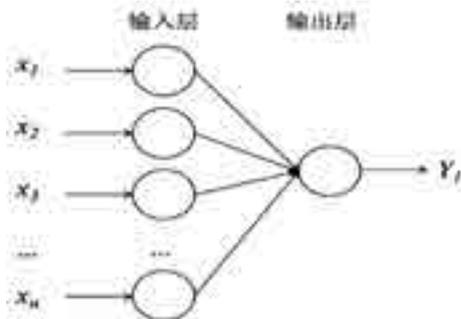


图 2.1 MLR 结构

对于 n 维的样本数据，建立的回归模型表达式应如下：

$$\hat{Y}_0(X_1, X_2, \dots, X_n) = \theta_0 + \theta_1 X_1 + \dots + \theta_n X_n \quad (2.3)$$

式中， $\theta_i (i=0,1,2,\dots,n)$ 为模型回归系数， $X_i (i=0,1,2,\dots,n)$ 为每个样本的 n 个特征值。

预测值与实际值通常情况下都会有误差，一般线性回归模型中使用均方差作为损失函数，所以可以得到损失函数的表达式：

$$J(\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n) = \sum_{i=0}^n (\hat{Y}_0(X_0^{(i)}, X_1^{(i)}, \dots, X_n^{(i)}) - Y_i)^2 \quad (2.4)$$

对于回归模型的损失函数计算，通常有两种方法求损失函数最小化时的 θ 参数：一种是梯度下降法，另一种是最小二乘法。本文采用的是基于最小二乘法的多元线性回归模型，则 θ 参数的迭代公式如下：

$$\theta = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (2.5)$$

2.3 基于热负荷预测的热力站调控时间节点确定

调节时间节点反映出用户在不同时刻的用热习惯和用热需求，供热技术的发展使得用户已具备自主调节的能力，这意味着用户在不同时间段的耗热量往往有所差异。因此，合理确定热力站调节时间节点是精细化供热不可或缺的环节。本文通过数据分析辨识出热力站调控周期后，将一天分成不同的时间序列，再利用 MLR 模型建立具有不同时间节点的预测模型，最后计算不同调节时间节点下预测结果的 MAPE 值，从而确定最佳的时间节点。图 2.2 是时间节点的确定流程。



图 2.2 确定调节时间节点流程图

2.4 评价指标

(1) 为了评价负荷预测模型，引入平均绝对百分比误差 (MAPE)：

$$MAPE = \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{\hat{Y}_i - Y_i}{Y_i} \right| \right) \cdot 100\% \quad (2.6)$$

(2) 为了评价调控后的节能效果，定义热力站每小时的节能潜力 J 为实际耗热量指标与设定目标室温下的耗热量指标的偏差百分比，J 值越低越节能，计算方法如下：

$$J = \frac{q - q_z}{q} \times 100\% \quad (2.7)$$

式中 q——实际小时耗热量指标，GJ/(m²·a)；
q_z——设定目标室温下的折算小时耗热量指标，GJ/(m²·a)。

其中实际耗热量指标和折算耗热量指标的计算方法如下：

$$q = \frac{m \sum_{i=1}^n Q_i}{n g t} \quad (2.8)$$

$$q_z = \frac{m \sum_{i=1}^n Q_i}{n g t} \cdot \frac{t_{ns} - t_w}{t_n - t_w} \quad (2.9)$$

式中 Q——供热系统热力站小时耗热量，GJ/h；
A——热力站或供热系统的供热面积，m²；
n——不同供暖时期供热小时数，h；
m——供热系统总供热小时数，h；
t_{ns}——热力站或供热系统设定室内温度，；
t_n——热力站小时室内累积平均温度，；
t_w——热力站小时室外平均温度，。

3 应用分析

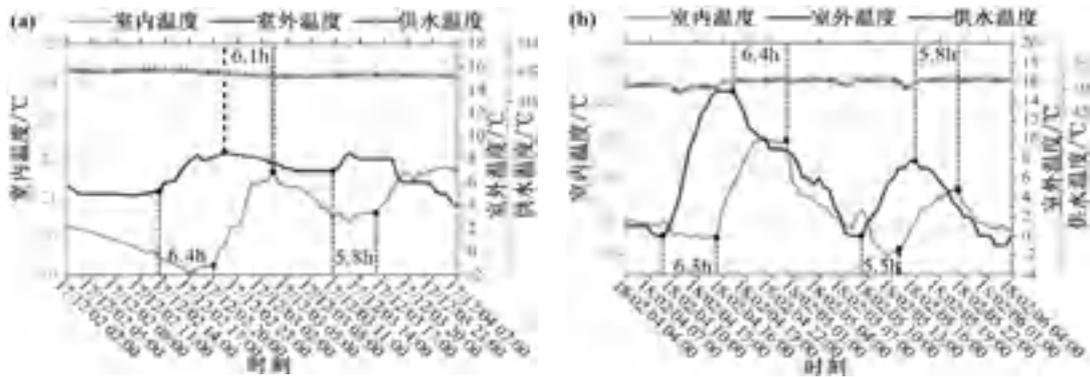


图 3.1 非节能建筑散热器供热用户的综合延迟时间

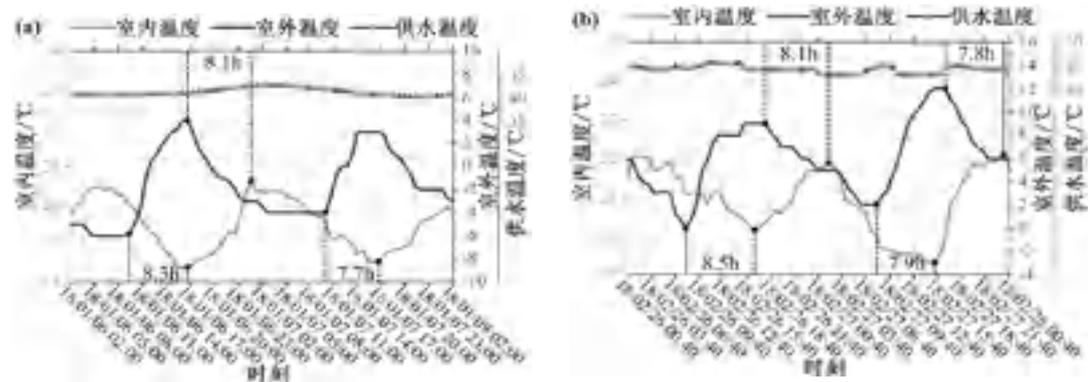


图 3.2 节能建筑散热器供热用户的综合延迟时间

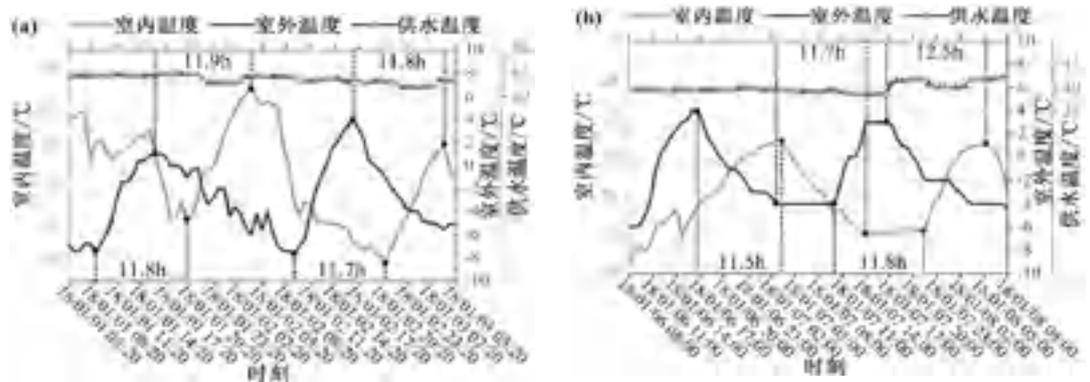


图 3.3 节能建筑地暖供热用户的综合延迟时间

3.1 实际应用

本文以某市大型供热系统的典型热力站为研究对象，该供热系统 2018-2019 年度实际供热面积约 2600 万平米，热源分为热电厂和调峰锅炉房两部分，总计有 899 个热力站，1025 个机组，其中非节能的散热器供暖热力站有 389 个，节能的散热器供暖热力站共有 267 个，节能地暖共有 243 个。热力站机组全部为电调阀自动控制。对典型热用户室温远程监测，在典型用户安装 2500 多套典型室温采集点，

形成热用户末端供热状态的数据信息监测。

3.1.1 数据预处理

本文数据预处理分为三部分——离群数据剔除、空缺数据填充、噪声数据平滑。首先对于离群数据剔除部分选定 2 倍标准差法，其次采用三次样条插值法对于空缺数据进行填充，最后对于噪声数据平滑部分选定高斯窗和指数平滑法结合的平滑降噪处理。

3.1.2 调控周期确定

通过计算二次侧流动时间作为供热系统管网的滞后时间，对研究热网中某热力站至用户末端的管网滞后时间计算和汇总。由表 3.1 可知，所选热力站至用户端管网传输滞后时间主要在 15~25 min 分钟内，且所有用户的传输时间都小于 35 min。

表 3.1 热力站至用户端管网滞后时间占比

流动时间范围 (min)	5 ~ 15	15 ~ 25	25 ~ 35
用户数量占比 (%)	15.49	64.33	20.18

选取热力站二次网质调节供温稳定工况进行分析。考虑传感器干扰等原因将供温波动较小作为衡量内热源是否恒定供热的标准，将供水温度波动小于 1 的工况均视为供温稳定。依据上文对综合延迟时间的定义，以 2017~2018 供热季度历史运行数据为基础，对每类热力站均选取两个典型户 a 和 b，进行综合延迟时间分析，以此分析由围护结构和内热源共同影响的综合热惰性延迟特性，结果见图 3.1~3.3。

由图 3.1~3.3 可知，三类不同建筑的响应时间存在较大差异，非节能散热器和节能散热器供热建筑的二次网综合延迟时间约为 6 小时和 8 小时，对于节能地暖供热建筑来说，综合延迟时间约为 12 h。数据分析结果与理论相符，因为节能建筑热惰性大于非节能建筑，并且地暖系统因为敷设在地面之下故蓄热性比散热器好。

3.1.3 调控时间节点确定

本文利用多元线性回归模型，以平均绝对百分比误差最小为目标，得到最佳调控时间节点。首先将一天 24 h 按 2 h 间隔划分为 13 个起始调节时刻，然后结合确定的调控周期，对每类热力站按各自调控周期确定出 13 个不同起始调节时刻的调节表。分别运用 matlab 软件对三类热力站的热负荷进行预测，并计算不同时间节点下预测的 MAPE 值。

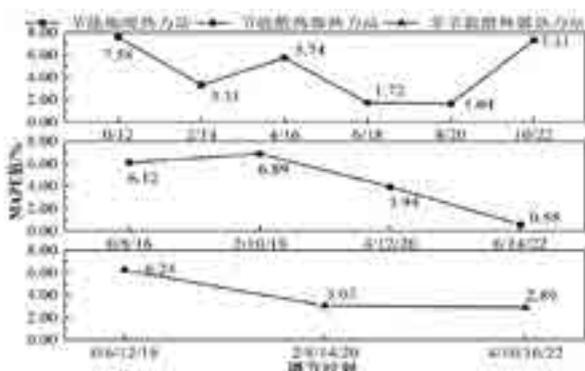


图 3.4 三类热力站不同调节时间误差对比

由图 3.4 可知，对于末端为节能地暖供热的用户来说，当调控时间为 8:00/20:00 时得到的预测结果误差最小，仅有 1.5 % 左右。对于末端为节能散

热器供热的用户来说，当调控时间为 6:00/14:00/22:00 时得到的预测结果误差最小，只有 0.58 %。对于末端为非节能散热器供暖的用户来说，调控时间为 4:00/10:00/16:00/22:00 时得到的预测结果误差最小，MAPE 值为 2.89 %。三类典型热力站最佳调控时间节点与气候变化、人员作息规律相符。因而节能地暖、节能散热器和非节能散热器供热热力站最佳的调控时间节点分别为 8:00/20:00、6:00/14:00/22:00 和 4:00/10:00/16:00/22:00。

3.2 调控效果分析

3.2.1 室温波动分析

调控效果主要是验证采用本文辨识的调控周期和调控时间节点后的用户端室温波动情况是否改善、室内温度是否接近设定目标温度以及热力站是否节能，减轻过量供热的情况。根据确定的热力站调节策略分别对节能地暖供热、节能散热器供热和非节能散热器供热热力站进行效果验证。在供热初期未采用本文辨识的调节规律进行调节，而在供热中、末期按照调节规律进行调控，对用户室温分布情况进行统计分析。

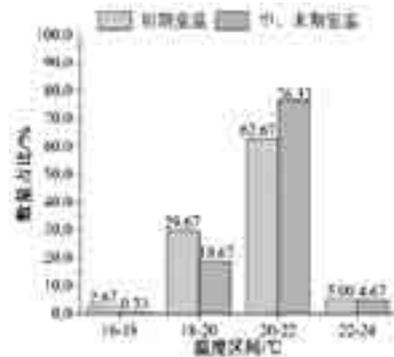


图 3.5 非节能散热器用户室温分布频率

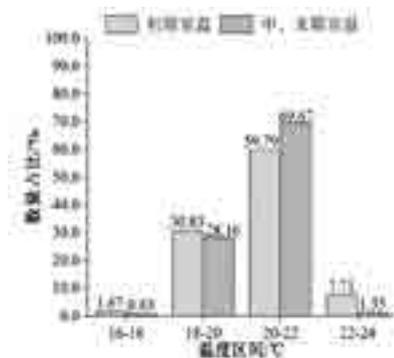


图 3.6 节能散热器用户室温分布频率

由图 3.5 到 3.7 可以看出，与未采用调控策略的采暖初期对比，节能地暖供热、节能散热器供热和非节能散热器末端用户室温在 [16,18) 和 [22,24] 区间内的占比减少，而在 [18,22) 范围内的占比增加。

说明在按照本文辨识的调节规律调控以后,用户的舒适度增加,过冷和过热的现象减少。

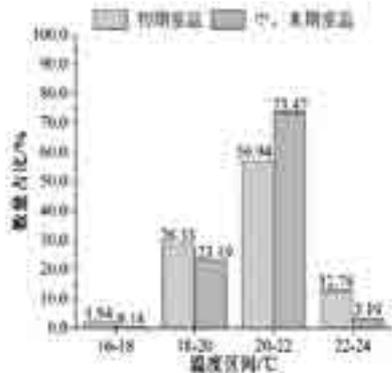


图 3.7 节能地暖供热用户室温分布频率

分别至少降低 4.30 %、7.24 %、4.54 %。因此本文研究的基于供热参数预测的热力站调控规律具有较好的实际应用性。

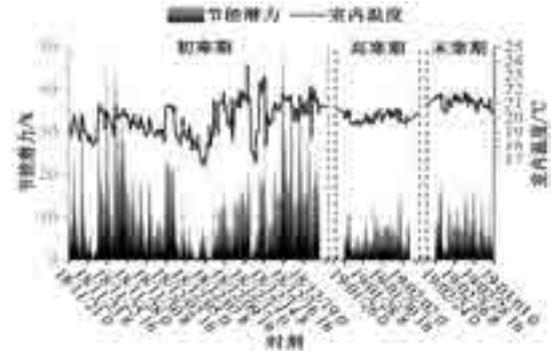


图 3.10 节能地暖供热热力站节能潜力

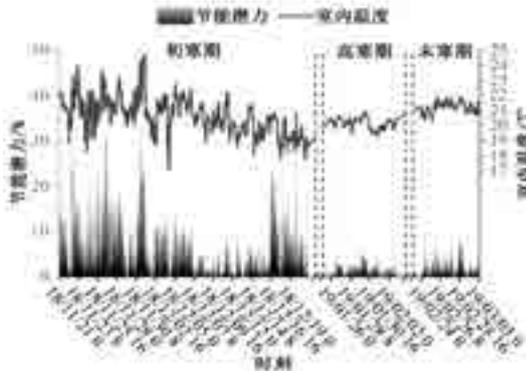


图 3.8 非节能散热器供热热力站的节能潜力

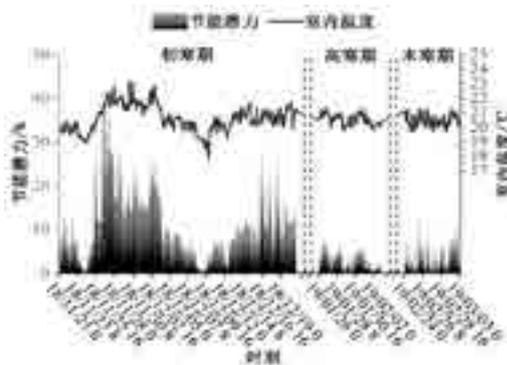


图 3.9 节能散热器供热热力站的节能潜力

4 结论

根据上述研究分析得出以下结论:

(1) 依据供暖建筑综合延迟时间理论通过数据分析辨识出节能地暖、节能散热器和非节能散热器供热的热力站调节周期分别约为 12h、8 h 和 6h。

(2) 利用多元线性回归模型,以绝对误差最小为目标辨识出不同类型热力站最佳调控时间节点,得出节能地暖、节能散热器和非节能散热器供热的热力站调节时间节点分别为 8:00/20:00、6:00/14:00/22:00 和 4:00/10:00/16:00/22:00。

(3) 采用本文辨识的调控规律进行调控应用后,室内温度波动幅度明显降低,减轻了过冷和过热现象,大大提高热用户的舒适性,同时各热力站均实现了节能运行。

参考文献

[1] 耿欣欣. 基于时间遗传特性的建筑热负荷预测研究:[硕士学位论文]. 天津:河北工业大学,2017.
 [2] 季翔. 基于实际数据的集中供热系统运行策略的识别与评价:[硕士学位论文]. 天津:天津大学,2017.
 [3] [Thomas Nigitz, Markus Gölles. A generally applicable, simple and adaptive forecasting method for the short-term heat load of consumers[J]. Applied Energy,2019,241:73-81.
 [4] 文翰. 基于最小二乘法的热负荷预测的研究与应用:[硕士学位论文]. 大连:大连海事大学,2014.
 [5] 李伟,钱华东,徐强,等. 基于线性回归的热负荷预测在热电联产机组中的应用[J]. 仪器仪表用户,2018,25(08):59-62+9.
 [6] 张志博. 房间采暖热惰性末端控制优化研究:[硕士学位论文]. 西安:长安大学,2019.

3.2.2 节能分析

根据式 2.7 计算节能潜力 J,并绘出三种末端类型热力站的节能潜力和室内温度的关系图。如图 3.8 到图 3.10,我们可以看出三种热力站在初寒期室温波动较大,而在采用调节策略的高寒期和末寒期,室温波动明显降低,趋于平稳,能够很好的长时间应对室外温度变化并保证室内温度稳定在±0.5 之内。而且热力站的节能潜力 J 值均与室内温度呈正比,在采用本文制定的调控策略后,非节能散热器供暖、节能散热器供暖、节能地暖供热热力站的节能潜力

对流式和辐射式电暖器间歇式运行实测对比分析

牛冬茵, 谭羽非, 张甜甜, 何秀义

(哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150006)

[摘要] 电热采暖作为一种清洁采暖方式, 凭借环保便捷、可控可调的优势得到广泛应用。民用房间使用电暖器一般是为了满足快速采暖的需求, 且电暖器普遍功率较高, 因此通常选用间歇性运行模式。电暖器散热效果是采暖设备选择的依据, 本文以相同额定功率的对流式和辐射式电暖器为研究对象, 通过实测两种电暖器的响应时间, 室内的空气温度和辐射温度, 对比分析了二者在室内间歇运行时的采暖效果。测试结果显示: 间歇性运行时, 对流式电暖器的响应时间短, 比辐射式电暖器用时短 5min, 室内升温快, 对室内空气的整体加热效果优于辐射式电暖器; 辐射式电暖器更能满足局部采暖的需求, 在局部范围内辐射温度能达到 28℃。本文结论为电采暖的设计和设备的选型提供了理论依据及技术参考。

[关键词] 对流式电暖器; 辐射式电暖器; 实测; 采暖效果; 对比分析

0 引言

传统燃煤采暖方式效率低, 供暖成本高, 且对环境的污染较严重。因此, 节能减排的采暖方式是供热工程发展的必然方向。电采暖相较于传统燃煤采暖, 安装简易且升温快, 温度容易控制, 在环保、便捷等方面有显著的优势。但对于民用房间日常使用而言, 电暖器功率普遍较大, 耗电多且电价高, 为降低费用通常采用间歇运行方式^[1]。因此, 电暖器的采暖效果是电采暖设计和设备选择的基础。

电热采暖方式主要分为对流式和辐射式两种, 对流式电暖器主要利用冷热空气自然对流的传热方式使周围空气受热, 而辐射式电暖器则主要以辐射的方式向周围传递热量达到采暖目的。目前对散热设备两种传热方式的研究多是理论、模拟研究和效果评价, J. Le Dréau 等^[2]通过对末端设备进行稳态模拟, 发现对流末端受到换气速率和室外温度的影响更大, 其能源利用效率通常低于辐射末端; 国丽荣^[3]分析了两种采暖方式室内温度的稳定性, 发现采用对流采暖升温比辐射采暖快得多, 但房间热稳定性比辐射采暖差。也有一些关于电散热设备散热效果的研究, 张耘等^[4]对比了辐射式制热方式与传统电热器和电热空调, 发现平面辐射式制热是一种高效、舒适且成本更低的采暖方式; 杨强等^[5]发现相同功率的对流式电暖器对空气的加热效果要优于辐射电暖器。这些研究主要是对采暖期两种采暖方式的长期供暖效果进行对比, 而没有对电暖器间歇性运行采暖效果进行研究。

本文通过对对流式和辐射式两种电暖器间歇式运行采暖进行实验测试研究, 对比了两种电暖器在

室内间歇运行的采暖效果, 对二者的差异性进行了讨论, 结论为电采暖的设计和设备的选型提供了理论依据及技术参考。

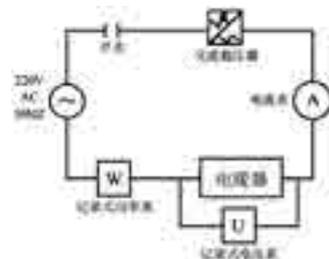
1 实验系统及内容

1.1 实验环境

本次测试在符合国际标准的温控闭式测试小室^[6]内进行。测试小室内部净尺寸为: 长 4.2m×宽 3.1m×高 4.2m。

测试小室包括两个分隔开的空间: (1) 外围护结构与闭式小室之间的夹层; (2) 闭式小室。小室采用拼装式, 外围护结构采用保温材料, 具有较大热阻, 近似绝热, 无冷热量和功损失, 从而排除外界环境变化对房间内温度场的影响, 保证整个系统在稳定工况下运行。闭式小室壁面为不锈钢板。二者壁面夹层内设有送、回风循环系统, 采用吊顶百叶窗均匀送风(上送下回)至小室空间, 以实现闭式小室温度和湿度的控制。在闭式小室内的电暖器开启之前, 可根据实验需求, 由夹层内系统调节闭式小室室温至预设温度。舱室内合适位置安装有摄像头, 以便在实验过程中实时监控现场情况。

选取对流式和辐射式电暖器各一台, 额定功率均为 1760W, 在小室地面居中布置, 测试系统图和实物布置如图 1 所示。



(a) 测试系统图

(b) 实物布置图

图 1 测试系统图

基金项目: “十三五”重点研发计划项目课题“村镇电热直接转换供暖及蓄热技术研究”(编号: 2018YFD1100703)

1.2 实验内容

本实验的主要目的,是为了测试对比对流式电暖器和辐射式电暖器的热工性能、散热效果以及运行特性,实验包括两部分:空气温度测试和辐射温度测试。

1.2.1 空气温度测试

在相同室内外环境下,依次采用对流式和辐射式电暖器,将舱室室温由 10.5 加热至 19,在此过程中主要测定:

(1) 升温过程中,舱室内不同高度平面的室温随加热时间的变化情况;

(2) 升温过程中,室内平均温度随加热时间的变化情况;

(3) 升温过程中,两种电暖器各自的室温变化所对应的温升时间。

1.2.2 辐射温度测试

在相同室内外环境下,依次采用对流式和辐射式电暖器,将舱室室温由 19 加热至 22,在此过程中主要测定:

(1) 升温过程中,室内布置的固体壁面不同高度处表面温度随时间的变化情况;

(2) 升温过程中,室内布置的固体壁面表面测点平均温度随加热时间变化的对比;

(3) 辐射温度衰减规律测试。

1.3 测点布置

空气温度测试中,在舱室内不同高度平面上(0.8m、1.6m、2.3m)各均匀布置了4个测点,共计12个温度测点,位置分布如图2所示。同时,为了更好地表征室内的温度分布情况,实验开始前,在舱室内0.5m高度平面上增设6个温度测点^[6]。所有温度测点与室外控制及数据采集系统相连。数据采集系统上,除了显示12个测点的温度数据外,还计算并显示室温,计算公式如式1:

$$t_N = \frac{\sum_{i=0}^{11} t_i}{12} \quad (1)$$

式中, t_N ——室温,取12个测点的平均温度;

t_i ——测点的温度, i 取0,1,2……11。

辐射温度测试中除上述12个空气温度测点外,在距离电暖器1.0m处放置了黑色金属板(尺寸:1.0m×1.0m)作为接受辐射热量的固体壁面,并在胶板不同高度(0.3m、0.5m、0.75m)处各对称布置2个测点,共计6个测点,并在电暖器另一侧1.0m、高0.5m处布置空气温度测点,作为对比。

1.4 测试仪器

利用 TP700 多路数据记录仪记录各测点温度并

保存至 PC 机中,传感器采用经过标定的铜-康铜热电偶,测试共采用18个热电偶进行测量。辐射温度测试中采用黑球温度计测量室内空气温度;辐射衰减规律实验采用红外热成像仪得到吸热板表面的温度分布情况。

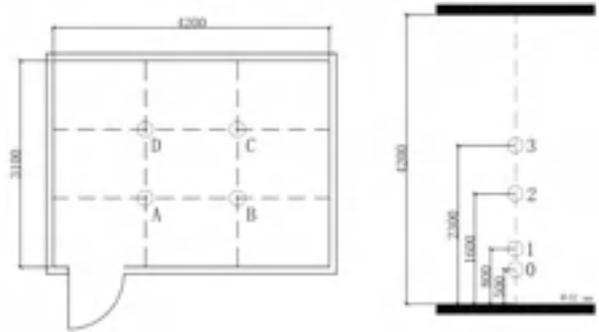


图2 测试小室内测点布置

2 实验结果分析

2.1 空气温度测试

2.1.1 对空气的加热效果分析

升温过程中,采用两种不同的电暖器时,室内不同高度测点温度、室内空气温度随时间的变化见图3和4。由图3可知,在小室内无其他内外热源且围护结构近似绝热条件下,辐射式电暖器用时58分钟,对流式电暖器用时53分钟,使室内空气温度升高到指定温度19,均能满足室内采暖效果的需求。

由图4可知,两次实验中室内温度均出现了上高下低的温度分层现象,是由于热空气受到热浮力影响而上浮造成的。采用辐射式电暖器的房间上下温差为1.5左右,采用对流式电暖器的房间上下温差则为1.9左右。

结合图3和图4可知,两种电暖器开启10min,室内空气温度均达到13,10min以后使用对流式电暖器的房间温升加快,室内空气温度总是比使用辐射式电暖器的房间高0.5左右。根据传热学基础理论,对流式电暖器加热空气主要利用的是自然对流原理,通过室内空气的循环流动进行热量交换,把热量传递到房间各处,而采用辐射式电暖器的房间上下温差小,室内空气循环流动慢于使用对流式电暖器的房间。空气在室内温度范围内,实际上并没有发射或吸收辐射能量的能力,所以房间内空气温度的升高都是由对流换热造成的。因此当加热功率相同时,以对流换热方式为主的对流式电暖器对空气的加热效果要优于辐射式电暖器,升温更快,能更快达到室内采暖效果要求。

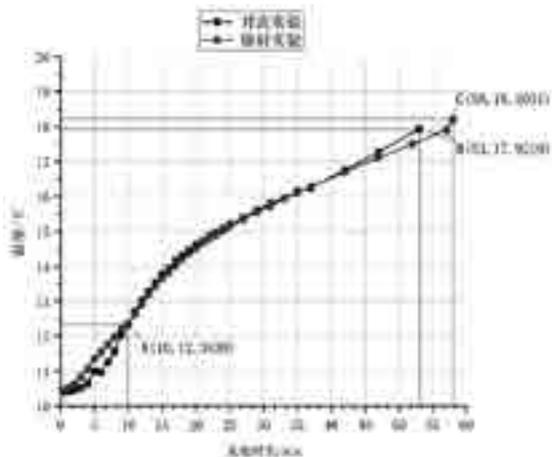


图3 升温过程中室内温度随时间的变化

2.1.2 响应时间分析

由于电暖器采用间歇运行，在二者均可以满足采暖需求的情况下，室内空气温度上升的快慢则成为评判不同传热方式电暖器采暖效果的重要因素之一。室内各高度处由初始温度达到 18 所需的时间如表 1 所示，以此作为衡量标准定量对比采用两种采暖方式时房间热响应的快慢。由表 1 可知采用电暖器采暖，房间上部温度先达到 18，随高度的降低达到 18 所需的响应时间越长。通过对比发现，对流式电暖器采暖达到 18 所需的时间均短于辐射式电暖器。因此，对流式电暖器采暖在响应时间上更占优势，能够更快达到室内采暖温度的要求。

表 1 室内各高度处达到 18℃所需时间

测点高度	辐射式电暖器	对流式电暖器	比较结果
0.8m	57min	53min	对流式耗时更短
1.6m	47min	42min	
2.3m	41min	35min	

分析空气温度测试结果可以发现，当加热功率相同时，对流式电暖器对空气的加热效果要优于辐射式电暖器。在均能达到指定温度 19 的前提下，对流式电暖器的响应速度更快、效果更佳，且采用对流式电暖器对房间整体的加热效果要优于辐射式电暖器。

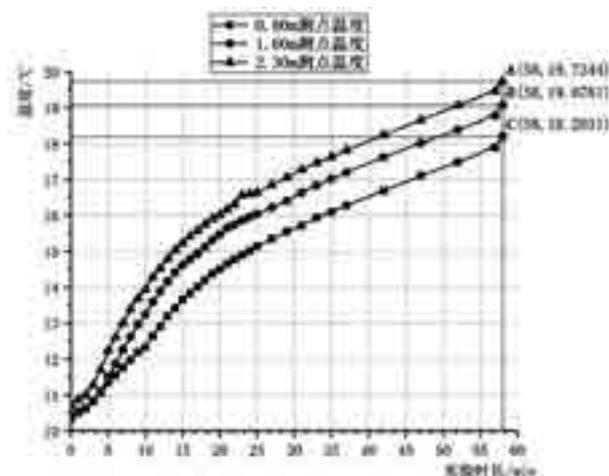
2.2 辐射温度测试

2.2.1 固体壁面表面辐射温度

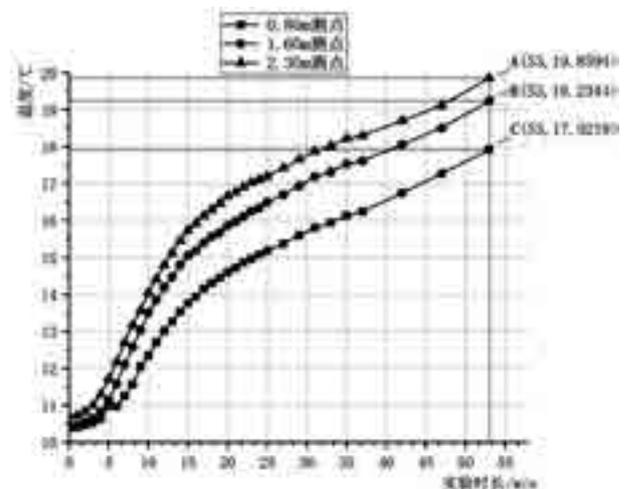
距离电暖器 1.0m 处的黑色固体壁面接收电暖器的辐射射线，升温过程中测试其表面温度，即辐射温度。固体壁面上不同高度测点的温度随时间的变化曲线如图 5 所示；使用两种不同的电暖器时，固体壁面表面平均温度随时间变化的对比曲线如图 6 所示。

由图 5 可知，固体壁面上的测点温度随高度的增加而降低，这是由于电暖器布置在地面上，而辐射效果受距离影响，会以电暖器散热面为中心，随着半径距离的增大而降低。由图 6 可知，采用辐射式电暖器时壁面辐射温度要比对流式电暖器高 5，即固体壁面所接收到的辐射射线热量更多。

根据传热学原理，对流式电暖器通过自然对流与其周围的空气进行换热，空气循环流动传递热量，整个过程以对流传热方式为主，辐射换热所占比例很小，所以能够直接被载体吸收的辐射热量较小。而辐射式电暖器则是表面发射热射线，通过热射线传递辐射热能。辐射式电暖器发出热射线投射到四周的围护结构内表面上，投射来的热射线一部分被内表面吸收，获得辐射热能，温度升高，再与空气进行对流换热；另外的大部分热射线遵循光的反射定律，被围护结构内表面反射回去，连续反射的热

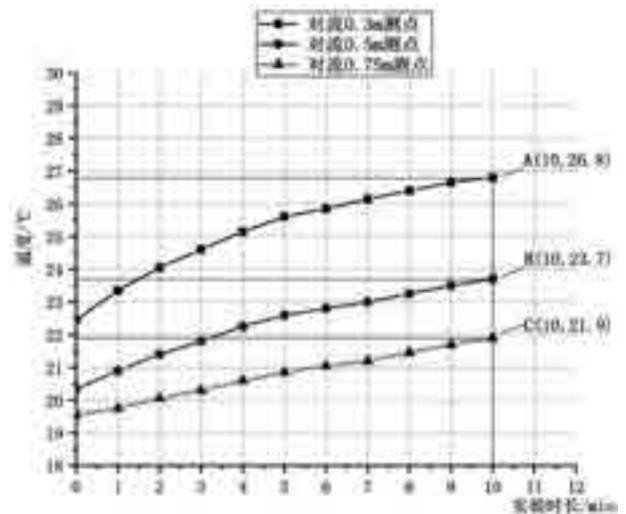
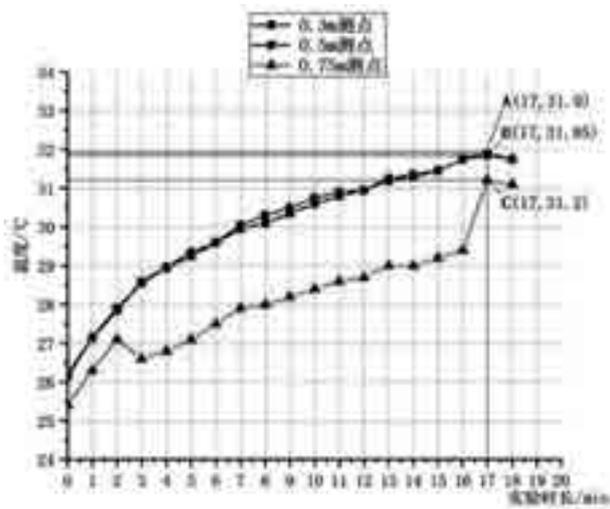


(a) 辐射式电暖器



(b) 对流式电暖器

图4 升温过程中室内不同高度温度随时间的变化



(a) 辐射式电暖器

(b) 对流式电暖器

图5 升温过程中固体壁面不同高度处温度随时间的变化

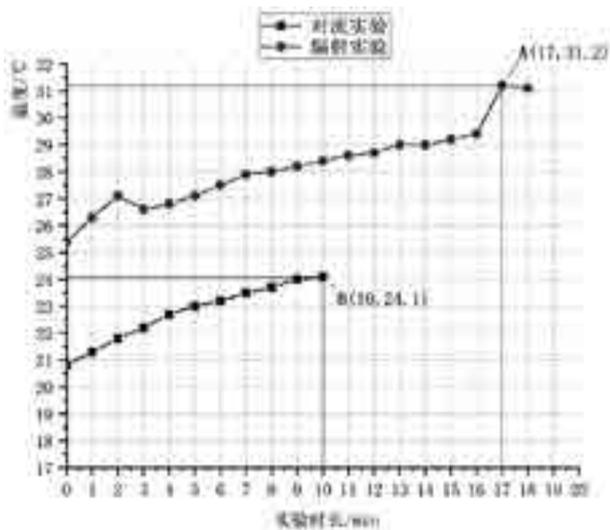


图6 辐射和对流电暖器测试中固体表面温度随时间的变化

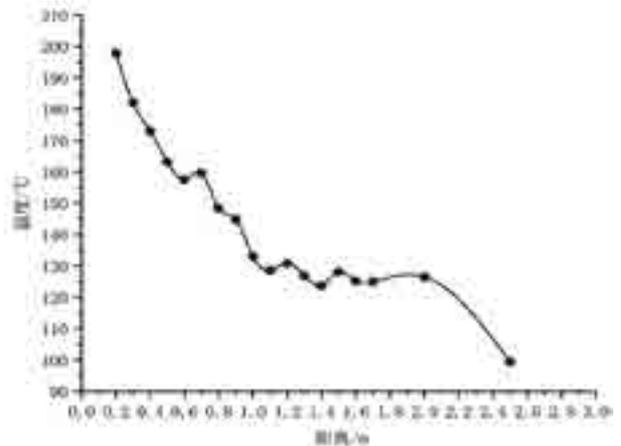


图7 辐射温度随距离的衰减曲线

射线在室内呈漫射状。同时电暖器表面也与周围空气进行自然对流换热。整个过程以辐射换热方式为主,对流换热所占比例很小。人员或物体处于室内,其表面会吸收直接投射到其上的那部分热射线和一部分漫射来的射线的辐射能。

Fanger 教授提议用有效温度来测量局部热舒适性^[7]。有效温度是平均辐射温度和空气温度的近似平均值,因此对于人体的热舒适而言,需要同时考虑室内的空气温度和电暖器附近的平均辐射温度。在室内空气温度相同时,人体的舒适度取决于平均辐射温度。据测试结果可知,辐射式电暖器附近的平均辐射温度要高于对流式电暖器,即人体在辐射式电暖器附近的得热量更大。所以人体在辐射式电

暖器附近的热感觉更强,能够快速感知到温度的上升,比对流式电暖器更快达到热舒适。

综上所述,对于电暖器间歇式运行,若要满足人体提高局部热舒适度的需求,辐射式电暖器效果更好。

2.2.2 辐射温度衰减规律

在密闭的测试小室内开启辐射式电暖器,在吸热平板表面涂黑体辐射涂料,其发射率和吸收率可达到0.996。将吸热平板距加热器0.2m处放置,并在每次板面温度达到稳定后,用红外热成像仪拍摄得到吸热板面的平均温度,并将吸热板向远离电暖器方向移动0.1m再次重复实验过程。对数据进行整理,得到吸热板表面的辐射温度随距离的衰减曲线

如图7所示。由图7可知,辐射效果的大小和与电暖器的距离有关,吸热板距离电暖器最近时,辐射温度最高,随着与电暖器距离的增大,吸热板的辐射温度迅速降低。对于人体采暖而言,根据测试结果可以看出,距离辐射式电暖器越近,辐射温度越高,所以人体距离辐射式电暖器越近,热感觉越强。

3 结论

1) 在加热功率相同时,对流式电暖器对空气的加热效果要优于辐射式电暖器,响应速度上也更占优势,使室内空气温度升高到指定温度19 °C的时间较辐射式电暖器少5分钟。

2) 在加热功率相同时,辐射式电加热器附近人体所能接收到的辐射传热量要大于对流式电加热器相同位置处,人体的热舒适度更高。此外,随着与辐射板的距离的增大,辐射强度衰减非常迅速。

综合两个实验结果来看,基于电采暖间歇运行的特点,两种电加热器均能满足采暖效果的目的,但是两者的采暖效果表现出了明显的差别,为电采暖加热器的选择提供了参考。如果考虑房间整体采暖效果,对流式电加热器可以较快提高室内空气平均温度,响应速度快,是较优的选择;当人体需要局部采暖、提升局部热舒适度,或需要直接获得较高强度的热量时,辐射式电加热器是更好的选择,

能够有效提升热舒适性。

参考文献

- [1] 贺孟春,刘东,庄江婷, et al. 对流式和辐射板式电加热器的实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 027(006): 5-9.
- [2] J. Le Dréau, P. Heiselberg. Sensitivity analysis of the thermal performance of radiant and convective terminals for cooling buildings [J]. Energy & Buildings, 2014, 82: 482-491.
- [3] 国丽荣. 两种采暖方式室内温度稳定性分析[D]. 哈尔滨工业大学, 2006.
- [4] 张耘,李万勇,陈江平. 平面辐射式制热在室内采暖领域的应用[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 038(005): 74-79, 88.
- [5] 杨强,路宾,戴立生, et al. 对流与辐射散热器对空气加热效果的实验研究[J]. 建筑科学, 2009, 025(010): 60-64.
- [6] 采暖散热器散热量测定方法(GB/T 13754-2017)[S]. 北京:中国计划出版社, 2017
- [7] P. O. Fanger. Calculation of Thermal Comfort: Introduction of a Basic Comfort Equation. ASHRAE Transactions. 1976, 73(2):1-20

夏热冬冷地区间歇供暖房间能耗影响因素研究

程 序, 熊 乐, 于国清

(上海理工大学环境与建筑学院, 上海 200093)

[摘要] 本文选取了夏热冬冷地区办公建筑中的一个典型房间作为研究对象, 基于房间的热平衡法, 根据室内空气热平衡方程建立了供暖房间数学模型, 对该房间在间歇供暖时的能耗及其影响因素进行了研究。本文分析了不同运行时长、供暖系统温度、房间换气次数、房间窗户传热系数和相邻房间供暖时供暖房间的间歇运行总负荷、节能量和节能率。结果表明: 运行时间对能耗的影响远大于供暖系统温度、房间换气次数和房间窗户传热系数对能耗的影响, 当运行时长从 10h 减少到 4h 时, 间歇供暖, 相比连续供暖的节能率从 31% 提高到 54%。当周围房间供暖时, 间歇供暖总负荷远低于相邻房间不供暖, 节能率也降至 8.46%。

[关键词] 间歇供暖; 热负荷; 节能量; 节能率

1 引言

在我国夏热冬冷地区, 供暖设备普遍采用间歇供暖的方式。与连续供暖系统相比, 间歇供暖系统可以减少一部分能耗, 从而达成建筑节能的目的。但间歇供暖系统的节能量与节能率受到多种因素的影响。对于各种因素到底如何影响供暖系统的节能量与节能率, 都还有待深入研究。

国内外的学者通过实验研究与模拟分析等方式, 对间歇供暖系统能耗的影响因素进行了研究。Badran 等人通过研究居住建筑墙体的结构和保温层厚度对间歇和连续运行负荷的影响, 发现当住宅建筑围护结构的保温性能很好时, 如果建筑使用时间在 14h 以内, 供暖系统间歇运行会比较节能^[1]。Ferenc Kalmár 研究发现在同等情况下间歇供暖与连续供暖相比, 地板供暖节能率为 6.2%, 而吊顶辐射供暖节能率为 10.4%^[2]。李兆坚等人采用 DeST-h 软件对北京地区某住宅不同保温形式和不同供暖时间共 8 种工况, 进行逐时模拟计算。模拟结果表明当停暖时间比为 30% 时, 全楼平均节能率为 10%^[3]。

2 研究对象

2.1 物理模型

如图 1 所示, 本文所研究的对象为某办公楼中的一个典型朝北房间。该房间的尺寸为 3.4m×3.4m×6m, 北外墙上有一扇窗, 南内墙上有一扇门, 周围房间和走廊均不供暖。围护结构的厚度与热物性参数如表 1 和表 2 所示。北外墙上窗户的传热系数为 3.5W/(m²·), 南内墙上门的传热系数为 2.5W/(m²·)。

表 1 外墙各组成部分热物性参数

	厚度 mm	导热系数 W/(m·)	比热 KJ/(Kg·)	密度 Kg/m ³
石灰砂浆	50	0.81	1.05	1600
多孔砖	240	0.58	1.05	1400
石灰砂浆	20	0.81	1.05	1600

表 2 内墙各组成部分热物性参数

	厚度 mm	导热系数 W/(m·)	比热 KJ/(Kg·)	密度 Kg/m ³
石灰砂浆	20	0.81	1.05	1600
多孔砖	240	0.58	1.05	1400
石灰砂浆	20	0.81	1.05	1600

围护结构各部分的尺寸和内表面温度如表 3 所

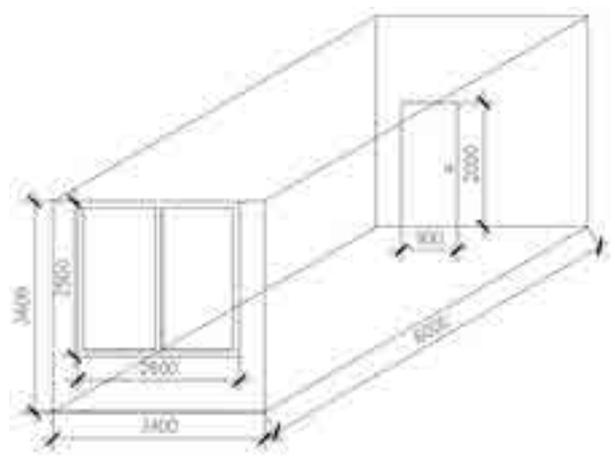
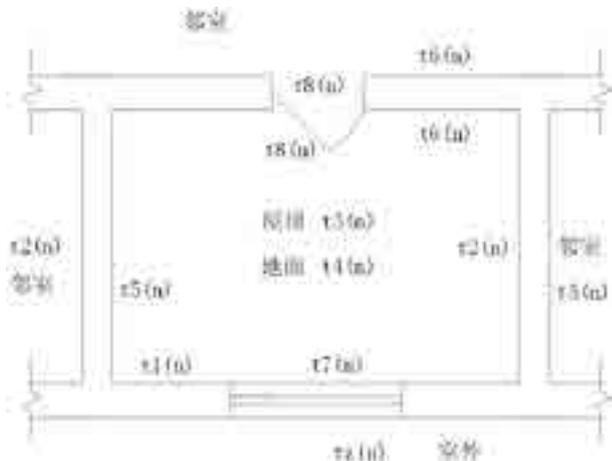


图 1 典型供暖房间示意图

示。

表3 围护结构各部分尺寸及内表面温度

名称	尺寸 (m ²)	内表面温度
北外墙 (不含窗)	5.06	t ₁ (n)
西内墙	20.4	t ₂ (n)
屋顶	20.4	t ₃ (n)
地面	20.4	t ₄ (n)
东内墙	20.4	t ₅ (n)
南内墙 (不含门)	9.76	t ₆ (n)
北外窗	6.5	t ₇ (n)
南内门	1.8	t ₈ (n)

2.2 计算参数

围护结构的各内表面温度、室外空气综合温度的初始值均为 18℃，相邻房间的室温维持在 10℃，走廊的空气温度维持在 8℃，室内设计温度为 18℃。间歇供暖工作期间，该房间从 8:00 开始使用，18:00 停止使用，预热期时长为 2 小时，从 6:00 开始到 8:00 结束。在预热期结束时室内空气温度应达到 18℃。

3 数学模型

对于供暖房间，单位时间内室内空气显热的增量等于围护结构各内表面与室内空气的对流换热量、直接对流的热量、空气渗透耗热量和供暖系统加热量之和，根据上述关系可列出室内空气的热平衡方程，其数学表达式为：

$$\sum_{k=1}^N F_k \alpha_k^c [t_k(n) - t_r(n)] + [q_1^c(n) - q_2^c(n)] + \frac{L_a(n)(c\rho)_a [t_a(n) - t_r(n)]}{3.6} - HA(n) = \frac{V(c\rho)_r [t_r(n) - t_r(n-1)]}{3.6 \times \Delta\tau} \quad (1)$$

式中：t_r(n)——室内空气温度，℃；t_k(n)、t_i(n)——第 k 和第 i 围护结构内表面温度，℃；α_k^c——第 i 围护结构内表面的对流换热系数，W/(m²)；q₁^c(n)——n 时刻来自照明、人体显热和设备显热等的对流散热量，W；q₂^c(n)——n 时刻吸收房间热量致使水分蒸发所消耗的房间显热量，W；L_a(n)——n 时刻的空气渗透量，m³/h；(cρ)_a、(cρ)_r——室外空气和室内空气的单位热容，KJ/(m³·℃)；V——房间体积，m³；HA(n)——n 时刻供暖系统显热加热量，W。

4 典型日间歇供暖房间热过程模拟与分析

供暖系统连续运行时，全天的逐时热负荷累加起来就是连续运行总负荷。供暖系统间歇运行时，预热期与工作期的供热量之和为间歇运行总负荷。连续运行总负荷与间歇运行总负荷的差值为节能量。节能量与连续运行总负荷的比值为节能率。

4.1 间歇供暖与连续供暖能耗对比

如图2所示为间歇供暖与连续供暖的能耗对比，供暖系统连续运行的总负荷为 39363 W·h。供暖系

统间歇运行的总负荷为 27118 W·h，其中预热量为 7956 W·h。与供暖系统连续运行相比，供暖系统间歇运行的节能量为 12245 W·h，节能率为 31.11%。

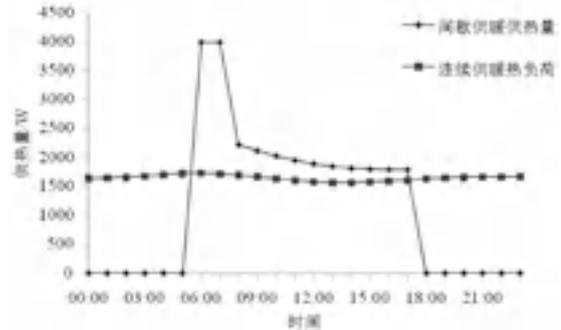


图2 间歇供暖与连续供暖逐时供热量

4.2 运行时长的影响

本节研究当间歇供暖房间工作期室温恒定时，供暖系统运行时长对供暖房间热过程的影响，分别计算工作期运行时间为 4h、6h、8h、10h 四种工况，计算时采用的围护结构物理模型和热物性参数与 2.1 节相同，计算采用上海典型气象日的气象参数，除运行时间不同外，其他计算条件均与文章 4.1 节热过程分析的计算条件一致，这四种工况的预热时间均为 2 小时（6:00-8:00）。分析结果如图 3 所示。

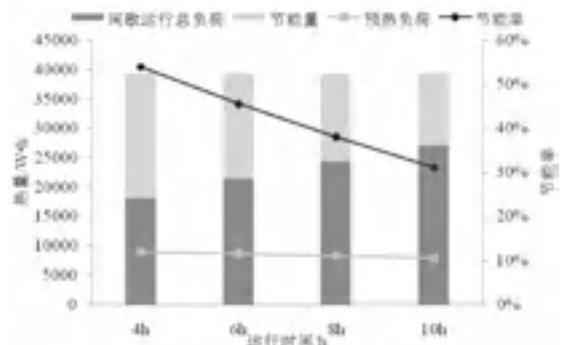


图3 运行时间不同时的供热负荷、节能量和节能率

由图 3 所示，供暖系统间歇运行时间越长，间歇运行总负荷越高，预热负荷、节能量和节能率越低。当运行时间为 4h 时，间歇运行总负荷、节能量和节能率分别增加为 18095 W·h、21269 W·h 和 54.03%。6h 间歇运行总负荷比 4h 增加 3313 W·h，8h 间歇运行总负荷比 6h 增加 2971 W·h，10h 间歇运行总负荷比 8h 增加 2739 W·h。可以看出，当运行时间减少时，节能量和节能率均有很大的提升，并且随着运行时间的延长，增加相同的运行时间，所需的负荷越少。运行时间为 4h 时，预热负荷为 8995 W·h，占总负荷的 49.71%，运行时间为 10h 时，预热负荷为 7956 W·h，占总负荷的 29.34%。运行时间越长，预热负荷越小，占总负荷的比例也越小。

4.3 供热温度的影响

本节研究供暖系统供热温度对供暖房间热过程的影响,分别计算供热温度为15、18和21三种工况,计算时采用的围护结构物理模型和热物性参数与2.1相同,计算采用上海典型气象日的气象参数,除供热温度不同外,其他计算条件均与文章4.1节热过程分析的计算条件一致。

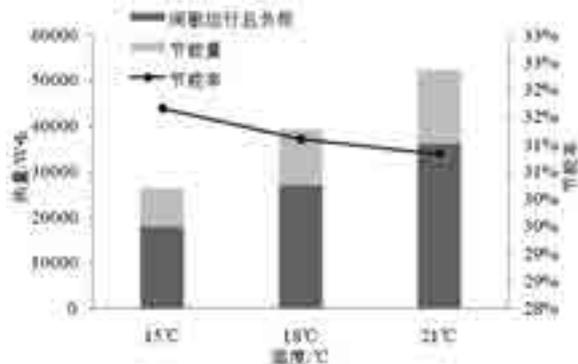


图4 供热温度不同时的供热负荷、节能量和节能率

如图4所示,供暖系统供热温度越高,间歇运行总负荷、节能量越高,节能率越低。当供热温度为15时,间歇运行总负荷、连续运行总负荷和节能量最小,分别为17967 W·h、26292 W·h和8325 W·h,节能率最大为31.66%,当供热温度为21时,相比于15,间歇运行总负荷和连续运行总负荷和节能率分别增大18303 W·h、26144 W·h和7085 W·h,节能率减小0.83%。

所以,当供暖系统供热温度上升时,连续运行和间歇运行总负荷均会增加,但由于间歇运行负荷的增加速度低于连续运行,从而造成节能量的增大,但相比较于其他影响因素,供热温度对节能率的影响很小,供热温度15的节能率相较于21,相差不到1%。

4.4 换气次数的影响

本节研究房间换气次数对供暖房间热过程的影响,分别计算每小时换气次数为0.5次、1次和2次三种工况,即冷风渗透量为34.68 m³/h、69.36 m³/h和138.72 m³/h。计算时采用的围护结构物理模型和热物性参数与2.1相同,计算采用上海典型气象日的气象参数,除房间每小时换气次数不同外,其他计算条件均与文章4.1节热过程分析的计算条件一致。

如图5所示,当换气次数为0.5次时,间歇运行总负荷、节能量和节能率均为最低,三者分别为27118 W·h、12245 W·h和31.11%,当换气次数为2次时,三者分别增加6380 W·h、4852 W·h和2.86%。

可以看出随着房间换气次数的增加,连续和间歇运行总负荷均有所增加,但连续运行总负荷的增加速度略大于间歇运行,因此节能率略微的增加。

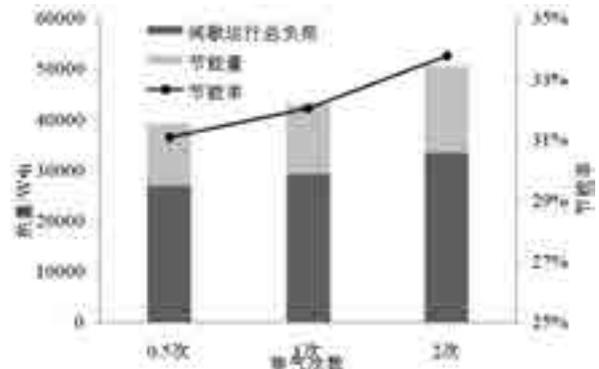


图5 换气次数不同时的供热负荷、节能量和节能率

4.5 外窗传热系数的影响

本节研究房间外窗传热系数对供暖房间热过程的影响,分别计算分析外窗传热系数为2 W/(m²·°C)、3.5 W/(m²·°C)和6 W/(m²·°C)三种工况,除房间外窗传热系数不同,计算时采用的围护结构物理模型和热物性参数与2.1相同,计算采用上海典型气象日的气象参数,其他计算条件均与文章4.1节热过程分析的计算条件一致。

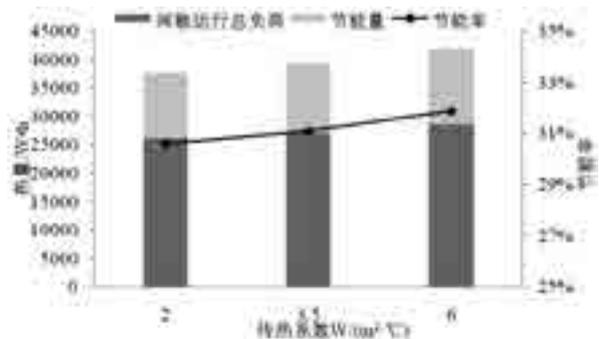


图6 窗户传热系数不同时的供热负荷、节能量和节能率

如图6所示,随着房间窗户传热系数的增大,连续运行总负荷、间歇运行总负荷,节能量和节能率均有所上升。当窗户传热系数为2 W/(m²·°C)时,这四者的值均为最低,分别为37753 W·h、49948 W·h、12195 W·h和30.62%,当窗户传热系数增加到6 W/(m²·°C)时,四者分别增加4297 W·h、2426 W·h、1843 W·h和1.27%。

所以,随着房间窗户传热系数的增大,但连续和间歇运行总负荷均增大,但连续供暖总负荷的增长速度高于间歇供暖总负荷,从而造成节能率略微的增加。

4.6 相邻房间供暖情况的影响

本节研究相邻房间供暖情况对供暖房间热过程

的影响,分别计算相邻房间供暖和不供暖两种工况,计算时采用的围护结构物理模型和热物性参数与2.1相同,计算采用上海典型气象日的气象参数,除了相邻房间供暖情况不同,其他计算条件均与文章4.1节热过程分析的计算条件一致。

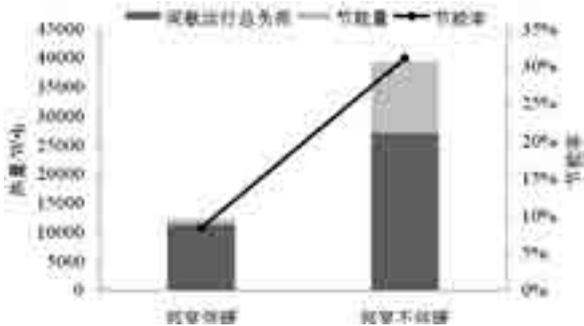


图7 邻室供暖情况不同时的供热负荷、节能量和节能率

如图7所示,当相邻房间供暖时,间歇运行总负荷、节能量和节能率分别为11380 W·h、1051 W·h和8.46%,均远低于相邻房间不供暖时的间歇运行总负荷、节能量和节能率。

5 结论

本文选取了上海地区办公建筑中的一个典型房间作为研究对象,确定了围护结构各部分的热物性参数,以上海地区典型气象日为外扰参量,对间歇供暖房间的热过程进行了计算分析,并研究了工作期运行时长、供暖系统供热温度、房间换气次数、外窗传热系数以及相邻房间供暖情况对房间热过程的影响。根据计算分析结果,可以得出以下结论:

(1) 当工作期运行时长从10h减少到4h时,相比连续供暖,节能率从31%增加至于54%,预热负荷占间歇运行总负荷的比例增大。

(2) 当供暖系统供热温度由15℃提高至21

时,间歇供暖总负荷、连续供暖总负荷和节能量分别增加18303 W·h、26144 W·h和7085 W·h,但节能率仅减小0.83%。

(3) 当房间换气次数从 0.5h^{-1} 增加到 2h^{-1} 时,间歇供暖总负荷,节能量和节能率分别增加6379 W·h、4852 W·h和2.86%。

(4) 当房间窗户传热系数由 $2\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 增加至 $6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时,连续和间歇供暖总负荷分别增加4270 W·h,2426 W·h,但连续供暖总负荷的增长幅度高于间歇供暖总负荷,从而造成节能量增加1843 W·h,节能率略微的增加1.27%。

(5) 当相邻房间供暖时,间歇供暖总负荷大幅度低于相邻房间不供暖,相比连续供暖的节能率也大幅降低,从31%下降到8.46%。

参考文献

- [1] Ali A. Badran, Adnan W. Jaradat, Mustafa N. Bahbouh. Comparative study of continuous versus intermittent heating for local residential building: Case studies in Jordan[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 65: 709-714.
- [2] Ferenc Kalmár, Tünde Kalmár. Analysis of floor and ceiling heating with intermittent operation[J]. Environmental Engineering and Management Journal, 2011, 10(9): 1243-1248.
- [3] 李兆坚, 江亿, 燕达. 住宅间歇供暖模拟分析[J]. 暖通空调, 2005, 35(8): 110-113.
- [4] 熊乐. 夏热冬冷地区间歇供暖建筑能耗特性及影响因素研究[D]. 上海理工大学. 2019

利用能源微网多能互补等措施提升、保证能源中心源水品质

王文武, 张建忠, 杨剑峰

(南京市建筑设计研究院有限责任公司, 南京 210005)

[摘要] 本文简述了低碳生态城区可再生能源利用形式及特点, 研究将建筑群污水低温冷源、土壤源、太阳能、全年供冷的建筑内区热量、大型数据机房显热等可再生能源耦合成能源微网系统来加热能源中心源水, 从而保证热泵机组在极端天气条件下安全高效的运行。并以南京某生态新城区域能源站为例, 重点分析和计算了建筑污水利用措施、流量及回收热量, 为设计此类管网系统提供一定参考;

[关键词] 能源微网; 多能互补; 建筑污水; 能源站源水; 热泵

0 能源微网

未来低碳生态城区能源系统的技术路线——产能、供能、用能、蓄能和节能相互协调统一, 它很像信息互联网, 把分散的用能和分布式的产能互相连通、实现共享。因此, 在低碳生态城区层面, 我们要构建的是一种能源微网, 即融合了电力微网、热力微网和信息网的能源互联网^[1-3]。

1 低碳生态城区多能互补措施及利用形式

1.1 污废水资源

建筑群污水通常流量稳定且十分充足, 冬季污水温度保持在 15~18℃, 高出室外空气温度与秦淮河水温度, 也高出江水最冷月平均温度, 在夏季污水温度保持在 18~24℃, 低于室外空气温度与秦淮河水温度, 城市污废水是一种优良的低温冷源^[4-6]。

1.2 太阳能资源

是一种高效清洁的能源, 每栋建筑都有一定的可利用太阳能资源。太阳能光伏发电可以用于驱动热泵或蓄热电锅炉, 太阳能热水可以直接供暖, 也可用于预热水源热泵系统源水。由于源水冬季温度较低, 太阳能预热水源热泵系统源水可以有较高的换热效率, 同时显著提高水源热泵系统能效。

1.3 建筑预热资源

大型的建筑群, 建筑类型较多, 某些建筑存在空调系统的内外区, 要求空调系统全年供冷的建筑及具有高显热的大中型计算机、数据机房越来越多。因此回收冬季建筑内区的热量及计算机数据机房的热量具有明显的经济效益。

1.4 多能互补利用形式

南京某低碳城区能源区域供能项目, 有 4 个能源中心站, 也分别应用可再生能源、水蓄冷、冰蓄冷及能源管理等技术, 能源中心冷源采用了多种冷热源形式耦合的特点, 其中大量采用水源热泵机组, 热泵机组冬季运行时, 蒸发侧的温度不能过低, 否

则机组停机保护, 无法运行, 查阅相关资料, 当源水温度低于 5.5℃ 时, 水源热泵机组无法运行。根据南京某水源厂提供的数据显示, 南京极端天气时, 秦淮河中的水温低于 5.5℃, 导致能源站水源热泵机组无法运行。可将建筑群污水低温冷源、土壤源、太阳能、全年供冷的建筑内区热量、大型数据机房显热等可再生能源耦合成能源微网系统来加热能源中心源水, 从而保证热泵机组在极端天气条件下安全高效的运行。



图1 多能互补利用形式

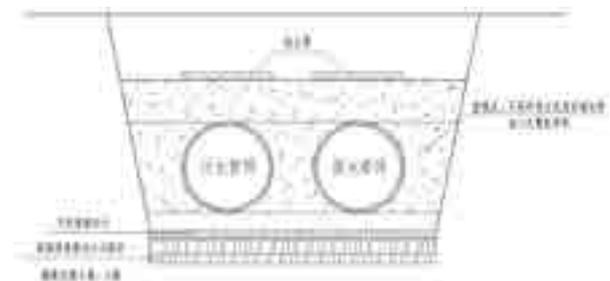


图2

2 低碳生态城区污废水利用方式及流量分析

以城市污水及管网为基础, 采用两种方式回收污水管网中的能量:

(1) 合理规划污水与源水管网, 使污水管网与源水管网在一定区域内并排一同敷设, 中间采用导

热系数较高的材料回填，回收污水管网中的能量，对源水进行预热。如图 1 所示。

(2) 在源水进入能源中心之前，沿途设置若干换热机房，就近抽取部分源水及污水，通过板式换热器将江水的源水进行预热，原理示意如图 2、图 3 所示。

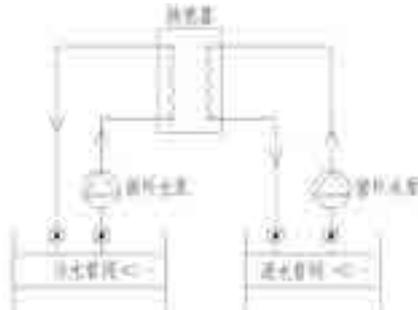


图 3



图 4

此生态城区综合考虑建筑业态、冷热负荷密度等因素，将服务区域分成四个供能分区，每个分区负荷中心设置 1 座区域能源中心，四个能源中心服务面积统计分别如表 1：

表 1 各能源中心服务面积

能源中心	商业 (万 m ²)	办公 (万 m ²)	住宅 (万 m ²)
1# 能源中心	32	23	107
2# 能源中心	30	41	40
3# 能源中心	82	56	63
4# 能源中心	6	12	85

根据《建筑给水排水设计规范》GB50015-2003，取住宅用水定额为 300L/人·d，每家 3.5 人，办公取人员密度为 0.1428 人/m²，用水定额取 50 L/

人·d，商业用水定额取 8 L/人·d，排水量去给水量的 90%，则该低碳城区排水量如表 2：

经计算，生态城区整个区域合计排污水量为 0.85m³/s。相关资料研究表明^{[4][6]}，建筑污水中大约 40% 的排水可回收供能源中心使用，故此区域可使用污水量为 0.34 m³/s。

3 能源微管网回收能量分析

能源中心源水取自南京秦淮河，特针对秦淮河的水温变化情况作了调研，下面是秦淮河某水源监测站提供的 2018 年水温情况：

表 3 某水源监测站 2018 年秦淮河水温变换情况

月份	水温 ()		
	最大值	最小值	平均值
1月	10.6	5.3	7.95
2月	10.1	5.4	7.75
3月	11.2	6.3	8.75
4月	16	12.8	14.4
5月	19.4	15	17.2
6月	23.2	18.2	20.7
7月	29.8	26.2	28
8月	27.4	25	26.2
9月	24.6	22.2	23.4
10月	18.2	12	15.1
11月	9	6.5	7.75
12月	8.2	5.5	6.85

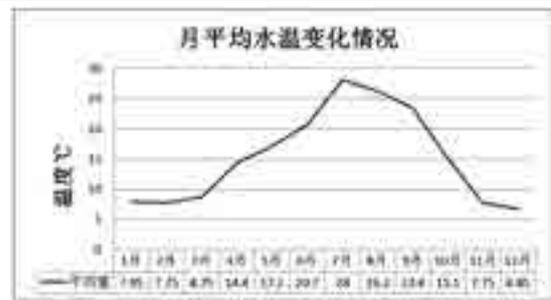


图 5 源水月平均水温变化情况

根据监测站提供的数据显示，南京极端天气时，秦淮河中的水温低于 5.5 ，导致能源站水源热泵机组无法运行。

极端天气条件下，假定源水温度取 5.5 ，查阅相关资料与文献，源水管网与污水管网沿途一同敷设可提升 0.15 ，在沿途的热交换机房设置太阳能辅助加热系统，经初步计算，可把源水提高 0.15 ，全年供冷的建筑内区热量、大型数据机房显热可把源水提升 0.2 ；进入沿途换热站的源水温度可达

表 2 各能源中心服务区域排水量

能源中心	商业		办公		住宅		合计排水量
	面积 (万 m ²)	排水量	面积 (万 m ²)	排水量	面积 (万 m ²)	排水量	
1# 能源中心	32	2560m ³ /d	34.9	2492 m ³ /d	107	11235 m ³ /d	16287m ³ /d
2# 能源中心	40	3200m ³ /d	71	5071m ³ /d	276	28980 m ³ /d	37251 m ³ /d
3# 能源中心	60	4800m ³ /d	70	5000m ³ /d	72	7560 m ³ /d	17360 m ³ /d
4# 能源中心	8	640m ³ /d	12	857m ³ /d	87	9135 m ³ /d	10632 m ³ /d
合计排水量							73377 m ³ /d

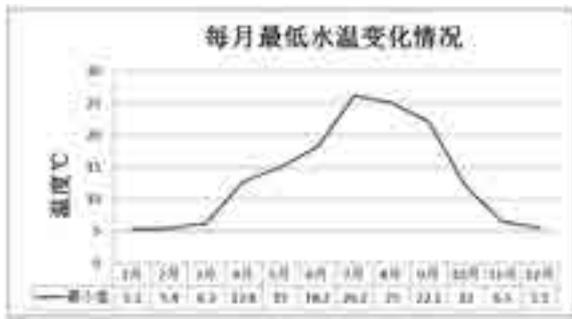


图6 源水月最低水温变化情况

6.0。设定源水经过能源中心热回收后温度为6.4，污水进入能源中心板换机组为16，出机组为9。4个能源中心共设计5.8m³/s的源水，经计算，把6m³/s的源水从6.0提升到6.4，共需要0.331m³/s的污水。由上节计算可用污废水量知，污废水流量可满足要求。

能源微网多能互补技术措施可把极端天气条件下的源水从5.5提升至6.4，共计回收22680kW热量。假定回收热量以空气源热泵来提供，空气源泵COP取2.7，则可节省8400kW的电。假定能源中心一天运行10h，则每天可节省84000kW.h电量，折合标准煤27.72t（电厂发电效率为42%，煤耗量

统计数据为：330g/kW.h)^[7]。

参考文献

[1] 龙惟定. 绿色生态城区的智能能源微网 [J]. 暖通空调 .2013(10)

[2] 龙惟定编著. 城区需求侧能源规划和能源微网技术. 上海: 中国建筑工业出版社, 2016

[3] 龙惟定. 需求侧能源规划顺应供给侧结构改革——写在《城区需求侧能源规划和能源微网技术》前面的话 [J]. 暖通空调 .2016(06)

[4] 许文君. 城市排水系统的整合与优化研究 [D]. 扬州大学 .2012

[5] 李迅. 低碳生态城市: 我们共同追求的未来——对其现状发展与未来趋势的思考 [J]. 城市管理与科技 .2012(04)

[6] 王志明. 城市排水系统低品位热能利用方式研究 [D]. 北京建筑大学, 2017.

[7] 张浩, 徐长周, 李娉婷. 吸收式热泵在供热应用中的高效化研究 [J]. 机电信息, 2013(10):95-97.

[8] European Heat Pump Association. Smart cities and aspects of heat pump integration. European Heat Pump News. 201

区域供冷系统节能研究

吴延奎, 朱树园

(深圳市建筑设计研究总院有限公司, 深圳 518000)

[摘要] 分析了目前区域供冷系统的优缺点, 针对区域供冷系统的不足给出了合理化的建议, 阐述了多源温湿度解耦智能空调系统运用在区域供冷系统的可行性和经济性进行。

[关键词] 区域供冷 系统节能 大温差

0 引言

随着经济发展和节能政策的推动, 区域供冷在国内很多城市(北京、天津、上海、南京、广州、深圳、珠海、海南、重庆等地)^[1-16]得到大规模的推广和运用, 然而区域供冷是否节能, 尚未形成统一的认识。支持者认为节能的理由: 1) 区域供冷可以利用空调同时使用系数降低冷源和配电系统容量; 2) 可以集中配置更高效、环保的大型制冷设备; 3) 可以通过专业化的管理逐步实现供冷的产业化、商业化和市场化, 利用市场手段调节需求和配置资源, 避免传统福利供冷造成的浪费; 4) 可以利用低位能源或废热; 5) 可利用蓄冷技术和低温供冷技术提高供回水温差, 实现电力的移峰填谷, 同时降低空调系统运行费用。反对者的理由包括: 1) 区域供冷管网的冷水供回水温差小于集中供热, 输送功耗和冷量损失相对更高, 而大型制冷设备的效率提升有限, 不

足以弥补输配管网能耗的增加; 2) 供冷的部分负荷时段的比例多于供暖, 系统长期运行于较低负荷下, 降低了系统效率; 3) 大输配管网所需的水泵功耗不但减低系统效率, 而且水泵散热还将导致管网水温升高, 减少有效输冷量^{[3][7][13][16]}。

文献[6]、[18]认为区域能源系统有一定的节能减排效果, 但区域供冷的推广和运用应结合项目自身情况, 在满足廉价的天然冷源, 尽可能短的管线, 尽可能大的供回水温差, 尽可能小的流量, 配合好的控制系统和能量回收措施, 真正做到节能的前提下才适用; 文献[7-8]认为区域供冷较适宜在供冷密度高的商业建筑群或使用交错的复核建筑群, 不适合在居住建筑中使用; 文献[13]认为应针对具体工程条件, 综合进行动态模拟、运行费用预测和全寿命周期评价后确定; 文献[17]不建议大规模推行区域供冷系统。

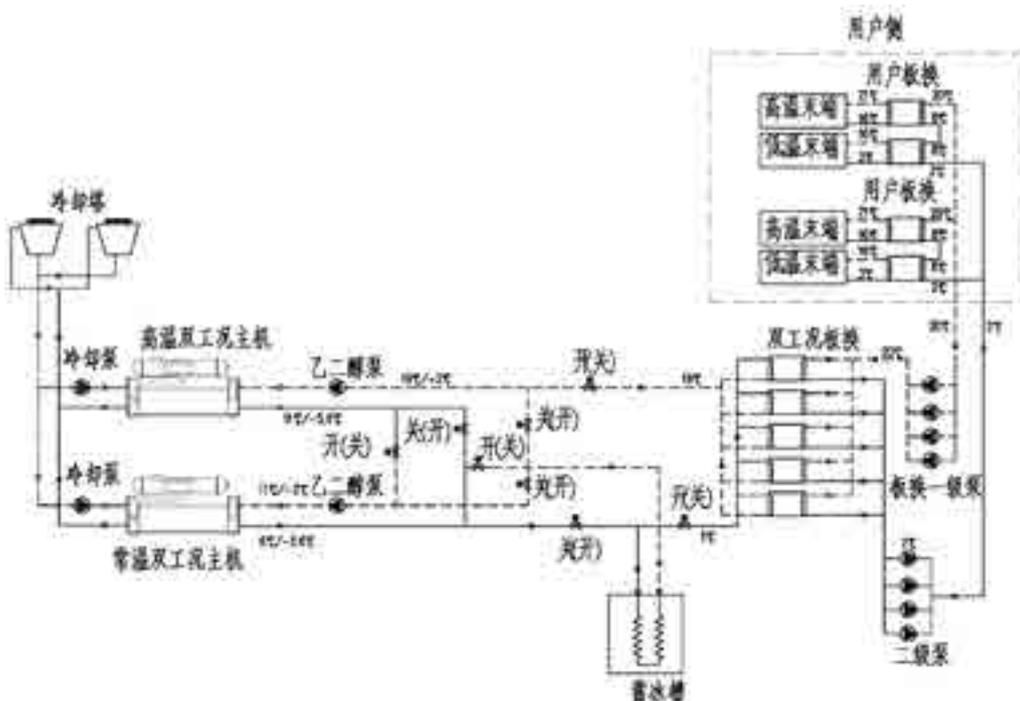


图1 系统制冷原理图

表1 两种空调系统的制冷能耗

常规蓄冰系统			温湿度解耦系统			节能率
冷负荷	COP	制冷能耗	冷负荷	COP	制冷能耗	
0.7 (高温)	5.03	0.139	0.444 (高)	8.7	0.051	24.15%
0.3 (低温)	4.4	0.068	0.278 (常)	6.4	0.043	
			0.278 (低)	4.4	0.063	
合计		0.207			0.157	

注：1、蓄冰率均取30%。

表2 两种空调系统的水系统输送能耗

常规蓄冰系统			温湿度解耦系统			节能率
冷负荷	ECR-a	水系统输送能耗	冷负荷	ECR-a	水系统输送能耗	
1	0.023	0.023	1	0.013	0.013	44.44%
合计		0.023			0.013	

注：未计入冷却塔和冷却水泵能耗。

表3 两种空调系统的机房能耗

常规蓄冰系统			温湿度解耦系统			节能率
制冷能耗	水系统输送能耗	机房能耗	制冷能耗	水系统输送能耗	机房能耗	
0.207	0.023	0.230	0.157	0.013	0.179	22.17%

注：水系统能耗中未计入冷却水泵和冷却塔的能耗，两种系统的冷却塔和冷却水泵能耗相差不大，温湿度解耦系统略低；如计入冷却塔和冷却水泵能耗，温湿度解耦系统机房能耗节约总量略有增加，节能率略有降低。

针对这些问题，笔者发现，供回水温差是区域供冷系统是否节能最关键的因素之一，目前由于空调末端用户普遍使用的供回水温度是7/12，区域供冷与空调末端用户采用板换间接连接，此时一次侧的回水温度最大只能是11，8~10的供回水温差是目前区域供冷系统设计常采用的参数。那么如何才能进一步提高区域供冷系统的供回水温差呢？笔者经过大量的分析和研究发现，当用户空调系统采用温湿度独立控制系统并加以改进时^[19]（定义为多源温湿度解耦智能空调系统），可实现最大供回水温差18供水。

1 系统节能研究

多源温湿度解耦智能空调系统，是从温湿度独立控制出发，利用蓄冷技术，充分挖掘不同梯次冷源的优势，以保证室内空气品质为原则，改变传统空调系统以固定室内设计状态点不变的设计思路，以控制室内状态点在舒适区为目的，实现温湿度解耦的节能动态空调系统。

1.1 系统介绍

多源温湿度解耦智能空调系统制冷原理图详见图1，制冷系统一次侧包括：冷却塔、冷却水泵、高温双工况主机、常温双工况主机、乙二醇泵、蓄冰槽、双工况板换；二次侧包括板换一次泵、二次泵、用户板换、高温末端、低温末端。

一次侧供回水温度：1/19，二次侧供回水温度：2/20。

白天运行模式：

一次侧：经过双工况板换的乙二醇回水温度为19，先进入高温双工况主机降温至11，然后进入常温双工况主机继续降温至6，再进入蓄冰槽降温至1，进入双工况板换与二次侧进行热交换。

二次侧：经过双工况板换的冷水供水温度为2，先进入用户低温板换换热升温至8左右，再进入用户高温换热升温至20，经过板换一级泵回到双工况板换与一次侧进行热交换。

低温末端供回水温度为3/16，高温末端供回水温度为16/21，具体介绍详见文献^[19]。

夜间运行模式：

一次侧：出蓄冰槽的乙二醇水溶液温度为-2，分别进入高温双工况主机和常温双工况主机降温至-5.6，再进入蓄冰槽升温至-2循环完成夜间蓄冰。

不考虑夜间供冷。

1.2 节能理论分析

以1KW冷量为例，进行制冷能耗和水系统输送能耗的简单计算，计算方法详见文献^[20]。

1.2.1 制冷能耗

$$COP = \frac{\text{制冷量}}{\text{输入功率}} \quad (1)$$

采用公式(1)计算得出常规蓄冰系统和温湿度解耦系统的制冷能耗详见表1，主机的COP值为厂家设备选型软件得到的参数。从表1可以看出，温湿度解耦系统的制冷能耗与常规蓄冰系统相比节能率为24.15%。

1.2.2 水系统输送能耗

$$EC(H)R - a \leq A(B + \alpha \sum L) / \Delta T \quad (2)$$

常规蓄冰系统，供回水温差取 10，温湿度解耦系统供回水温差取 18，A 取 0.003858，B 取 28， α 取 0.0153， $\sum L$ 取 2000，采用公式（2）计算得出常规蓄冰系统和温湿度解耦系统的水系统输送能耗详见表 2，从表 2 可以看出，温湿度解耦系统的水系统输送能耗与常规蓄冰系统相比节能率为 44.44%。

1.2.3 机房能耗

$$W_{机} = W_{冷} + W_{水} \quad (3)$$

采用公式（3）计算得出常规蓄冰系统和温湿度解耦系统的机房能耗详见表 3，从表 3 可以看出，温湿度解耦系统的机房能耗与常规蓄冰系统相比节能率为 22.17%。

2 案例分析

以深圳某冷站为例，对原制冷系统和温湿度解耦系统进行节能和经济分析。

2.1 深圳某冷站概况

冷站冷源总设计冷负荷为 45740RT。2# 冷站采用冰蓄冷、大温差输送技术（2.5/12.5），总设计装机容量为 31200RT（空调工况），总供冷能力 46000RT。项目分两期建设。

表 4 2# 冷站装机容量和供冷能力

冷站冷源	一期	二期	合计
装机容量	13200RT	18000RT	31200RT
供冷能力	21200RT	24800RT	46000RT

一期全年空调冷负荷详见图 2 和表 5。

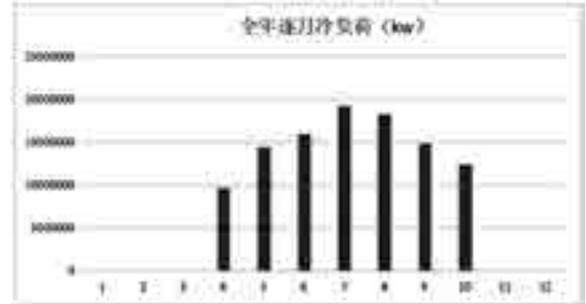


图 2 一期逐月冷负荷

表 5 一期全年冷负荷表

类别	全年总冷负荷 (kw)	全年最大冷负荷值 (kw)
负荷	105351074.5	74560

注：1、全年总负荷计算采用鸿业 HY-EP5.0 软件计算。

2、室内参数全年不变化

2.2 冷站一期原空调系统方案

2.2.1 冷站一期原系统原理图

冷站一期系统原理图详见图 3，冷站供回水温度 2/12.5，供回水温差为 10，采用主机上游串联系统，融冰方式采用外融冰，二级泵分根设置 4 组水泵，以应对不同负荷情况。

2.2.2 冷站一期原设备表

2.2.3 冷站一期原空调系统计算能耗 (kw)

采用文献^[20]中的计算方法，进行空调系统全年能耗计算，具体值详见表 7。

从表中可以看出，制冷能耗占比为 64.69%，水

表 6 一期原设备表

组成部分	序号	设备名称	制冷量 / 水量	功率 (kw)	单位	数量
冷源系统	1	双工况水冷冷水机组	8440/6553 (KW)	1678/1599	台	5
	2	水冷冷水机组	4220 (KW)	896	台	1
水系统	1	冷却塔	1850m³/h	110	台	5
	2	冷却塔	1120m³/h	74	台	1
	3	冷却水泵	1910m³/h	250	台	5
	4	冷却水泵	970m³/h	110	台	2 (一用一备)
	5	乙二醇泵	1724m³/h	315	台	5
	6	基载泵	420m³/h	37	台	2 (一用一备)
	7	冰池融冰泵	1600m³/h	110	台	5
	8		1933m³/h	132	台	1
	9	外网融冰泵	966m³/h	75	台	1
	10	板换一级泵	800m³/h	110	台	5
11	1331m³/h		220	台	5	
水系统	12	二级泵	1930m³/h	315	台	3
	13	二级泵	1550m³/h	315	台	3
	14	二级泵	1750m³/h	315	台	2
	15	二级泵	1120m³/h	180	台	2
	16	二级泵	420m³/h	90	台	2
	17	二级泵	420m³/h	75	台	1
	18	二级泵	133m³/h	30	台	1
其他	19	板式换热器	2400kw		台	5
	20	板式换热器	2400/1600kw		台	5
	21	板式换热器	2904kw		台	1
	22	蓄冰槽	72576RTH		套	1

表 7 一期空调原系统计算能耗值

空调系统能耗	月份	制冷能耗	水系统输送能耗	总能耗
	1	0.00	0.00	0.00
	2	0.00	0.00	0.00
	3	0.00	0.00	0.00
	4	2172065.82	1110572.50	3282638.32
	5	2915663.45	1592932.58	4508596.03
	6	3101339.17	1723400.57	4824739.74
	7	3524235.20	1965571.07	5489806.28
	8	3404353.04	1931483.85	5335836.89
	9	2991405.03	1625068.30	4616473.33
	10	2686073.43	1399451.75	4085525.18
	11	0.00	0.00	0.00
	12	0.00	0.00	0.00
合计	20795135.13	11348480.63	32143615.76	
占比	64.69%	35.31%	-----	

表 8 一期空调原系统运行费用

空调系统费用	月份	制冷运行费	水系统运行费	总运行费
	1	0.00	0.00	0.00
	2	0.00	0.00	0.00
	3	0.00	0.00	0.00
	4	732913.30	477927.41	1210840.71
	5	1228472.55	832968.84	2061441.40
	6	1426665.25	963687.81	2390353.06
	7	1752456.33	1154217.18	2906673.51
	8	1646564.34	1127386.58	2773950.93
	9	1331157.98	878470.71	2209628.69
	10	1055456.49	678030.35	1733486.84
	11	0.00	0.00	0.00
	12	0.00	0.00	0.00
合计	9173686.25	6112688.88	15286375.13	
占比	60.01%	39.99%	-----	

注：1) 峰值电价取 0.99 元/(kW·h)，平期电价取 0.66 元/(kW·h)，谷期电价取 0.1977 元/(kW·h)。

系统输送能耗占比为 35.31%。

从表中可以看出，制冷运行费占比约为 60%，水系统输送能耗占比约为 40%。

2.3 冷站温湿度解耦空调系统设计方案

2.3.1 冷站一期温湿度解耦系统原理图

冷站一期温湿度解耦系统原理图详见图 4，冷站供回水温度 2/20，供回水温差为 18，采用主机上游三级串联系统，融冰方式采用内融冰。

2.3.2 冷站一期温湿度解耦系统设备表

2.3.3 冷站温湿度解耦系统空调能耗 (kw) ----

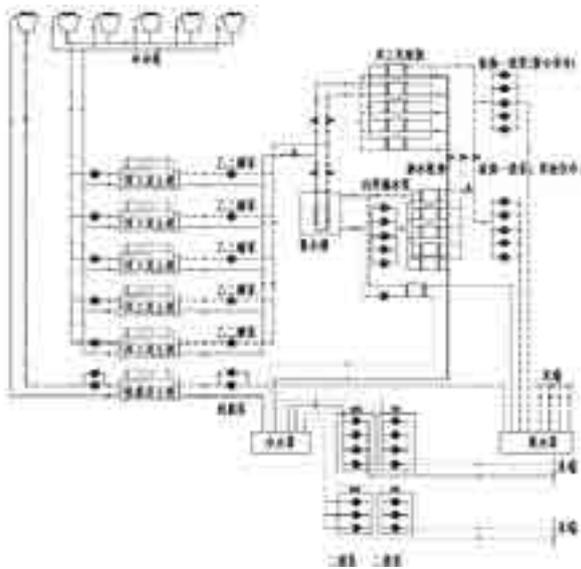


图 3 一期原系统原理图

2.2.4 冷站一期原空调系统运行费用 (元)

将表 7 的空调系统全年能耗乘以各时段的电价可得出空调原系统的运行费用，具体值详见表 8。

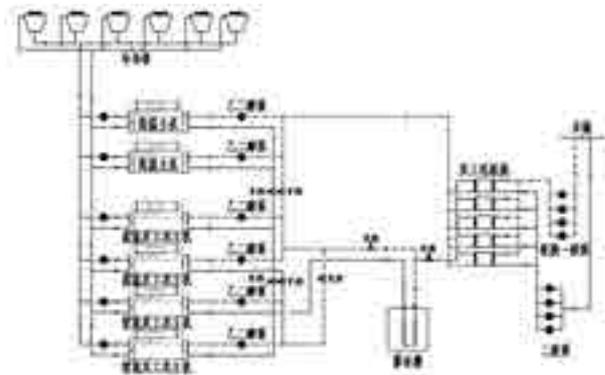


图 4 一期温湿度解耦系统原理图

表9 一期温湿度解耦系统设备表

组成部分	序号	设备名称	制冷量/水量	功率(kw)	单位	数量
冷源系统	1	高温水冷冷水机组	8438 (KW)	961	台	2
	2	高温大温差双工况水冷冷水机组	8438/5654 (KW)	969.9/1306	台	2
	3	常温双工况水冷冷水机组	10550/7067 (KW)	1643/1599	台	2
水系统	1	冷却塔	1400m³/h	39.6	台	4
	2	冷却塔	2700m³/h	81	台	2
	3	冷却水泵	1250m³/h	110	台	4
	4	冷却水泵	2500m³/h	200	台	2
	5	乙二醇泵	1800m³/h	160	台	2
	6	乙二醇泵	1000m³/h	75	台	4
	7	一级泵	930m³/h	75	台	4
	8	二级泵	930m³/h	250	台	4
其他	9	板式换热器	15000kw		台	5
	10	蓄冰槽	203500RTH		套	1

节费模式

表10 一期温湿度解耦系统计算能耗值

月份	制冷能耗	水系统能耗	总能耗
1	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00
4	1684789.06	582,954.63	2267743.69
5	2465765.22	800,648.68	3266413.91
6	2673926.23	876,962.19	3550888.42
7	3085097.76	1,026,681.98	4111779.73
8	2973185.58	980,635.94	3953821.52
9	2524268.99	817,191.47	3341460.46
10	2158650.37	706,283.86	2864934.23
11	0.00	0.00	0.00
12	0.00	0.00	0.00
合计	17565683.21	5,791,358.75	23357041.96
占比	75.21%	24.79%	-----

2.3.4 冷站温湿度解耦系统空调运行费用 (元) ---- 节费模式

表11 一期温湿度解耦系统运行费用

月份	制冷费用	水系统费用	总费用
1	0.00	0.00	0
2	0.00	0.00	0
3	0.00	0.00	0
4	684952.81	408557.05	1093509.856
5	1155479.07	551337.13	1706816.198
6	1339673.22	604545.13	1944218.352
7	1660000.38	706213.04	2366213.416
8	1564753.60	674091.44	2238845.043
9	1216203.74	563502.31	1779706.058
10	949129.83	489308.70	1438438.523
11	0.00	0.00	0
12	0.00	0.00	0
合计	8570192.64	3997554.80	12567747.45
占比	68.19%	31.81%	-----

注：1)峰值电价取0.99元/(kW·h)，平期电价取0.66元/(kW·h)，谷期电价取0.1977元/(kW·h)。

2.3.5 冷站温湿度解耦系统空调能耗 (kw) ---- 节能模式

表12 一期温湿度解耦系统计算能耗值

月份	制冷能耗	水系统能耗	总能耗
1	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00
4	1504864.88	582954.63	2087819.51
5	2253462.67	800648.68	3054111.36
6	2499156.07	876962.19	3376118.26
7	2961325.59	1026681.98	3988007.57
8	2827958.37	980635.94	3808594.32
9	2324234.11	817191.47	3141425.58
10	1927918.93	706283.86	2634202.79
11	0.00	0.00	0.00
12	0.00	0.00	0.00
合计	16298920.63	5791358.75	22090279.38
占比	73.78%	26.22%	-----

2.3.6 冷站温湿度解耦系统空调运行费用 (元) ---- 节能模式

表13 一期温湿度解耦系统运行费用

月份	制冷费用	水系统费用	总费用
1	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00
3	0.00	0.00	0.00
4	907529.64	408557.05	1316086.68
5	1357233.91	551337.13	1908571.04
6	1508591.65	604545.13	2113136.79
7	1783304.50	706213.04	2489517.54
8	1704568.95	674091.44	2378660.39
9	1405866.26	563502.31	1969368.57
10	1161417.46	489308.70	1650726.16
11	0.00	0.00	0.00
12	0.00	0.00	0.00
合计	9828512.37	3997554.80	13826067.17
占比	71.09%	28.91%	-----

注：电价按峰：0.99元，平0.66元，谷0.1977元计算。

2.4 节能节费分析

2.5 成本分析 (万元)

2.6 结论:

(1) 用户空调系统采用温湿度解耦智能系统，可实现区域供冷系统18度大温差供冷。同时为末端提供两种冷源，为现实温湿度独立控制系统创造条件，以提高室内舒适度。

表 14 两种空调系统的节能节费率(节费模式)

序号	系统	能耗(KWh)	节能率	运行费用(元)	节费率
1	原空调系统	32143615.76	---	15286375.13	---
2	温湿度解耦系统	23357041.96	27.34%	12567747.45	17.78%

注:1)峰值电价取0.99元/(kW·h),平期电价取0.66元/(kW·h),谷期电价取0.1977元/(kW·h)。

表 15 两种空调系统的节能节费率(节能模式)

序号	系统	能耗(KWh)	节能率	运行费用(元)	节费率
1	原空调系统	32143615.76	---	15286375.13	---
2	温湿度解耦系统	22090279.38	31.28%	13826067.17	9.55%

注:1)峰值电价取0.99元/(kW·h),平期电价取0.66元/(kW·h),谷期电价取0.1977元/(kW·h)。

表 16 两种空调系统的成本估算(万元)

序号	系统	主机	水系统	管材	阀门	总成本
1	原空调系统	2376	7553	370	462	10761
2	温湿度解耦系统	2807	5721	312	391	9231
节约						1530

注:1、外网长度按2000m估算。2、不包括安装费、自控系统费用,仅为主要设备和主材费。3、成本估算标准详后表,两个系统的取值标准相同。

表 17 估算取值标准(元)

序号	设备	单价	设备	单价	设备	单价
1	主机	1800/RT	冷却塔	540/(m³/h)	管道	5280/kg
2	水泵 (600m³/h以上)	420/(m³/h)	板换	120/kw	阀门	1.25倍管材
3	水泵 (600m³/h以下)	300(m³/h)	蓄冰槽	580/RTH		

注:1、主机包括单工况主机和双工况主机。2、水系统包括水泵和冷却塔。3、设备管材价格与实际价格可能存在较大差异,成本估算仅供参考。

(2)采用温湿度解耦系统,理论上冷站1期可节能22.17%。

(3)采用温湿度解耦系统,以节费模式运行时,冷站1期可比原系统节能27.34%,节费17.78%。

(4)采用温湿度解耦系统,以节能模式运行时,冷站1期可比原系统节能31.28%,节费9.55%。

(5)采用温湿度解耦系统,冷站1期可比原系统节省成本14.2%,约1530万。

3 结语

用户空调系统采用温湿度解耦智能空调系统,可使区域供冷系统的供回水温差比常规系统约大一倍,既提高了主机的运行效率,节约制冷能耗,也降低了管网流量,节约水系统输送能耗,另外,还减少了管网的冷损失,有效解决了区域供冷系统的不足,为区域供冷的推广和使用提供了更优的系统解决方案。

参考文献

- [1] 张志毅,牛利敏,赵建成.北京中关村广场区域供冷技术[J].建设科技,2005,(20):60~61
- [2] 刘传聚,陆琼文,李伟业等.区域供冷系统经济运行研究及实践——浦东国际机场区域供冷系统经

济运行研究总结[J].能源技术,2005,(2):81~83

[3] 惠荣娜,徐奇,李德英等.我国区域供冷的现状及发展[J].建筑节能,2007,35(3):47~50

[4] 杨延萍,康素杰,郑志敏.广州大学新校区区域供冷现状调查[J].建筑科学,2007,23(4):62~64

[5] 闫军威,刘飞龙,朱冬生等.广州大学城区域供冷系统质调节的节能分析[J].建筑科学,2007,23(12):27~29

[6] 朱颖心,王刚,江亿.区域供冷系统能耗分析[J].暖通空调,2008,38(1):36~40

[7] 马宏权,龙惟定.区域供冷系统的能源效率[J].暖通空调,2008,38(11):59~64

[8] 马宏权,龙惟定.区域供冷系统的应用现状与展望[J].暖通空调,2009,39(10):52~59

[9] 伍小亭,王砚,王蓬等.广州大学城区域供冷3#制冷站的设计思考[J].暖通空调,2010,40(6):23~27

[10] 宋孝春,李娟,夏树威等.亚龙湾区域供冷系统设计[J].暖通空调,2010,40(6):57~60

[11] 马宏权,郁松涛,张巍巍,张建忠.江苏省最大的江水源热泵区域供冷供热项目-南京鼓楼国际

- 服务外包产业园 DHC[J]. 建设科技, 2011, (4): 42~43
- [12] 孙培勇, 王砚, 由玉文等. 区域供热供冷系统的现状与发展 [J]. 煤气与热力, 2012, 32(8): 1~5
- [13] 徐伟, 孙宗宇, 冯晓梅等. 区域能源技术的发展现状与展望 [J]. 建筑科学, 2013, 29(10): 85~89
- [14] 王本栋, 张华玲. 重庆江北城 CBD 区域 2 号能源站运行现状及分析 [J]. 重庆建筑, 2014, 13(6): 63~65
- [15] 覃承禹, 集中供冷系统在夏热冬暖地区的应用分析 [J]. 发电与空调, 2016, 37(2): 66~71
- [16] 马红艳, 伍小亭: 看好区域能源站的未来发展 [J]. 制冷与空调, 2016, 16(5): 111-113
- [17] 江亿. 大规模区域供冷技术可行吗 [J]. 环境经济, 2015, (10): 17
- [18] 骆静文, 谢慧, 郝斌等. 区域能源系统应用效果与适用条件 [J]. 煤气与热力, 2016, 36(3): 15~18
- [19] 吴延奎, 朱树园. 一种有效应对公共卫生安全的空调系统 [J]. 暖通空调, 2020, 50(6): 96~100
- [20] 吴延奎, 朱树园. 非供暖季不同末端空调系统综合能耗的计算分析方法浅析 [J]. 建筑节能, 2018, 2

U型深埋管换热系统岩土温度衰减及恢复特性

李超, 官燕玲

(长安大学建筑工程学院, 西安 710061)

[摘要] 结合某个深埋管钻井工程, 提出对岩土温度的衰减和恢复特性展开研究。在钻井岩土解释数据、岩芯实测热物性参数以及测井温度数据的基础上, 建立了深度为 2000 m 的 U 型深埋管耦合管内外换热的三维全尺寸数值计算模型。通过数值模拟, 监测埋管周围岩土温度随埋管取热期及停歇期的变化情况, 分析岩土温度的衰减及恢复特性, 同时对比分析各个运行时段埋管的实时换热强度。结果表明, 对于单向取热的深埋管换热系统, 在考虑恢复过程的间歇运行中, 岩土温度仍随取热过程的周期延续而逐渐降低, 其埋管取热运行期的换热强度随周期运行逐渐降低, 但降低的速率会逐渐变缓。

[关键词] U型深埋管; 换热特性; 温度衰减; 恢复特性; 数值模拟

0 引言

当前, 随着人们生活品质的日益提高, 能源需求及相关的能源问题也日趋紧张^[1,2]。为了改善化石燃料等不可再生能源的短缺问题, 很多国家和地区将能源资源的利用转向发展可再生能源。在众多种类的可再生能源中, 地热能以其清洁环保、资源分布广及储量大等优势得到了广泛的利用^[3,4]。结合目前地热能的发展现状可以看到, 浅层地热能由于其相对成熟的技术而得到广泛利用, 但其也存在占地面积大且供热(制冷)能力不足的问题。因此, 为了减少浅层地热能利用过程中存在的弊端, 提出发展中深层地埋管换热技术, 当前该技术已在国内外得到了一定的应用。

在以地埋管方式换热的地热能利用系统中, 系统的换热能力很大程度上受埋管换热器及周围岩土温度的影响^[5-7]。目前, 关于埋管换热器对地热能利用系统的影响研究很多, 但对于埋管周围岩土衰减及恢复特性的研究相对较少, 且主要是针对浅层土壤源热泵而言的。比较典型的关于埋管周围岩土衰减及恢复特性的研究, 如李钰楠等^[8]对土壤源热泵间歇运行模式下岩土体的温度恢复特性进行了研究, 主要讨论热泵系统在自然间歇运行以及在人为控制不同启停比时, 岩土体的温度变化规律及恢复情况。茅新丰^[9]等对土壤源热泵系统中的土壤温度恢复特性进行了分析, 得到了地表及轴向传热对土壤温度恢复的影响不可忽略、土壤温度恢复率随着与埋管距离的增大和运行时间的延长而降低的结论。张琳琳^[10]等研究了浅埋管管群间歇取热时土壤温度响应与恢复特性, 结果表明渗流速度越大土壤温度恢复的幅度越大, 且土壤物性对土壤温度响应和恢复特性的影响也很明显, 地埋管管群所引起的土壤温度响应和恢复特性受地质状况和地下水渗流速度的综合作用影响。由上述研究可以看到, 对于埋管周

围岩土衰减及恢复特性的研究目前主要集中在浅层地源热泵地热能的利用系统中, 且以浅层土壤源热泵技术为主, 而对于中深层地埋管换热系统在换热过程中岩土温度衰减及恢复特性的研究很少。

中深层地埋管换热系统区别于浅层地源热泵系统为单向取热的系统。因此, 研究中深层地埋管换热系统换热过程中岩土温度衰减及恢复特性对于评估整个系统的换热能力及换热可持续性具有重要意义。本研究结合实际深埋管钻井工程, 在钻井岩土解释数据、岩芯实测热物性参数以及测井温度数据的基础上, 建立了深度为 2000 m 的 U 型深埋管耦合管内外换热的三维全尺寸数值计算模型。采用开式循环系统对所建模型进行数值仿真, 监测埋管周围岩土温度随埋管取热及停歇期的变化情况, 分析岩土温度衰减及恢复特性, 同时对比讨论各个运行期的埋管实时换热强度。

1 数值计算建模

结合某个实际深埋管钻井工程, 在考虑钻井的岩土热物性参数、岩土温度以及岩土竖向分层的基础上, 建立了深度为 2000 m 的 U 型深埋管耦合管内外换热的三维全尺寸数值计算模型。进而, 在已建的 U 型深埋管模型基础上, 模拟分析岩土温度衰减及恢复特性。

1.1 物理模型

U 型深埋管物理模型示意如图 1 所示, 埋管由进水管、出水管及深层水平连接管三部分构成, 埋管周围采用固井水泥全段固井。在埋管换热时低温循环水由进水管进入 U 型深埋管换热系统, 经过进水管、连接管及出水管与周围岩土进行换热, 升温后再由出水管出水。

图 1 中, U 型深埋管的埋深 H 为 2000 m。为了合理的将测井现场的岩土热物性参数数据及岩土竖向的温度分布情况带入到模型中, 以 100 m 为一个

分层厚度单元建立分层模型。考虑到接近地面附近岩土恒温层以及测井温度的变化情况,对模型的最上层单元分 20 m 和 40 m 两个厚度。这样,埋深为 2000 m 的模型共分为 22 个厚度单元,最上层分为 20 m 和 40 m 两个厚度单元,往深依次分为 18 个 100 m、1 个 90 m 和 1 个 50 m 的厚度单元。埋管周围的数值计算区域,其半径 R 沿着埋管轴心向外 20 m。

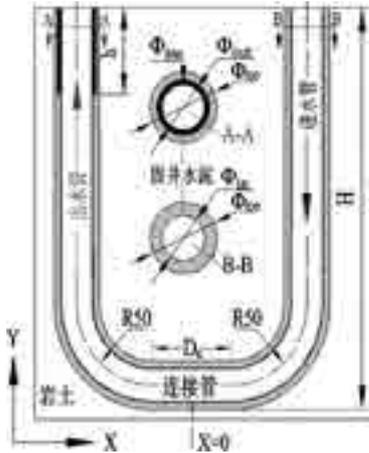


图 1 U 型深埋管物理模型示意

1.2 几何模型

图 1 中,U 型深埋管的埋深 H 为 2000 m,连接管的水平距离 D_c 为 40 m(两根竖管间距为 140 m)。 h 为 U 型深埋管出水管的保温段深度;对于进水管,由于进口水温设置为 5°C ,低于周围岩土温度,因此不考虑保温。此外,关于 U 型深埋管的埋管尺寸、固井外径等其他几何参数详见表 1。

表 1 U 型深埋管的几何模型尺寸

名称	计算域范围	连接管长度	进、出水管尺寸	固井外径
符号	$R \times H(\text{m})$	$D_c(\text{m})$	$in, out(\text{mm})$	$oa(\text{mm})$
尺寸	20×2000	40	139.7×7.72	215.9

几何模型根据埋管的进、出水是否断开分为闭式循环系统和开式循环系统。埋管进、出水连接的闭式循环系统符合真实的供暖情况,一般多用于分析埋管与建筑物供暖之间的耦合运行。但由于系统运行过程中的变量较多,闭式系统不利于直接对比埋管的换热能力。本研究的模拟计算采用了埋管进、出水的开式循环系统,即埋管进水与出水是分开的,模拟计算时恒定埋管进口水温,监测埋管的出口水温,这样在流率一定时就可以计算在设定进口水温下的埋管实时换热强度。

采用 GAMBIT 建立 U 型深埋管的数值计算模型,U 型埋管的模型坐标原点设在连接管的中垂线与地平面的交点处,竖直向上为 Y 轴正方向,过原点水平指向进水井中心为 X 轴正方向, Z 为地平面

上过原点垂直 X 的轴线。U 型埋管的几何模型区域的 Y 轴方向由 -2020 m 至 0 m ; X 轴方向由 -70 m 到 70 m , Z 轴方向均由 -20 m 到 20 m 。

1.3 数学模型

对于 U 型深埋管,埋管换热包括了管内循环水与管壁的对流换热、埋管壁的导热、埋管外壁面与固井水泥层的导热以及岩土及固井水泥层自身的导热。描述埋管内循环水流动换热的连续性方程、动量方程和能量方程以及描述管壁、固井水泥层及岩土的导热微分方程可以统一写成如公式 1 所述的通用形式^[11]。

$$\partial(\rho\phi) / \partial t + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (1)$$

式中: ρ 是 U 型管内流动介质的密度, kg/m^3 ; t 是时间, s ; ϕ 是通用物理量; U 是埋管内流动介质的速度, m/s ; Γ_ϕ 是扩散通量; S_ϕ 是源项。

本研究采用 Ansys Fluent 模拟计算^[12],采用标准 k -epsilon 紊流模型,求解的方程有连续性方程、湍动能方程、耗散方程和 3 个方向的动量方程、能量方程。选择二阶迎风离散格式,采用 SIMPLE 压力修正法。

1.4 模型的初始及边界条件

埋管周围的岩土温度及热物性参数的计算参考文献^[12],岩土温度来源于实际的钻井测井数据,根据钻井的岩土岩性解释及钻井岩芯样品的实验检测,采用体积加权平均的方法确定岩土的热物性参数。根据上文(1.1 节)中所建立的分层模型,将确定的 U 型埋管的岩土温度及热物性参数带入模型中。岩土层计算域外表面设置为恒温边界,计算域的岩土上表面设置为绝热面。模拟计算时,针对流场及温度场分开设置并计算。当模拟稳态流场时,边界条件为给定水泵扬程以得到需要的流率值。稳态流场计算收敛后,进行瞬态温度场的模拟计算,边界条件为给定埋管进口水温,监测埋管出口水温。

对于模型初始条件的设置,在初始条件下,埋管内的水流静止,管内的水体、管壁以及管外固井水泥层的初始温度均与同一深度的岩土温度相同。

1.5 模型验证

为了确保数值计算模型的可靠性,提升模拟结果的说服力,需要对所建模型及相关的求解设置进行合理性验证。本研究所建模型的网格密度、计算时间步长与文献^[12]相同。水管体的网格密度为 634 个/ m ,固井水泥体为 320 个/ m ,土体为 1408 个/ m ,模拟计算时间步长为 3600 s 。

对于模型的实验验证,参照文献^[12],文献中的数值模拟结果与原位实验基本吻合。而本研究采用

了与文献^[12]相似的建模方法及模拟条件设置，因此间接验证了本研究所建数值计算模型的合理性。

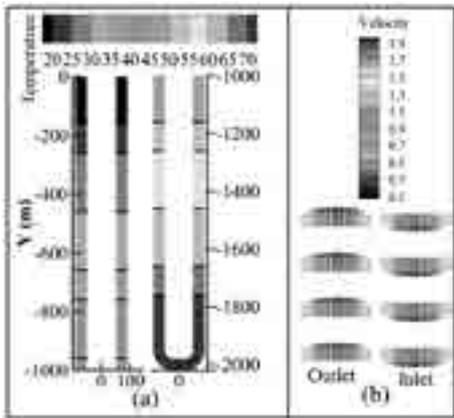
2 计算结果及分析

为了刻画 U 型深埋管在连续取热时岩土温度的衰减及恢复特性，本研究以恒定埋管进口水温 5 °C，流率 19.69 kg/s 的开式系统来模拟分析岩土温度及埋管换热量的变化情况。采用运行 72h，停歇 360 h 的运行策略。在运行期，监测埋管轴向岩土的温度变化情况；停歇期时，埋管流率为 0，同时保持能量方程的计算，模拟岩土的温度恢复过程，监测岩土温度的恢复情况。整个模拟计算过程共有 5 个周期，即 5 个运行期和 5 个停歇期。

2.1 模型的初始温度场及速度场

结合前文中深埋管周围岩土温度的确定，对计算工况岩土的温度场进行设置，计算域的初始温度见图 2 (a)。同时，在数值计算过程中为了保证计算结果的可靠性，对各种工况的流场先进行稳态的数值模拟计算，收敛后再进行瞬态计算。图 2(b) 给出了流场计算收敛后的速度矢量图。

从图 2 可以看到，随着埋管深度的增加，埋管的初场温度梯度上升。针对埋管循环水流率，模拟设置为 19.69 kg/s，埋管进、出口速度为 1.63m/s。



(a) 初场温度 (b) 速度矢量

图 2 U 型埋管的初始温度及速度场

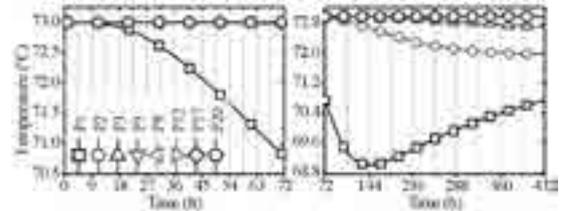
2.2 埋管换热过程中的岩土温度变化情况

研究表明，中深层地埋管换热时的埋管换热影响半径随埋深的增加而增大^[12]。因此，在本研究的模拟分析中，以埋深为 2000 m 处的水平埋管周围岩土温度为监测对象，监测 5 个运行期及 5 个停歇期的岩土温度前后变化情况。5 个运行期的工况分别命名为 R-1、R-2、R-3、R-4、R-5，5 个停歇期的工况分别命名为 S-1、S-2、S-3、S-4 以及 S-5。

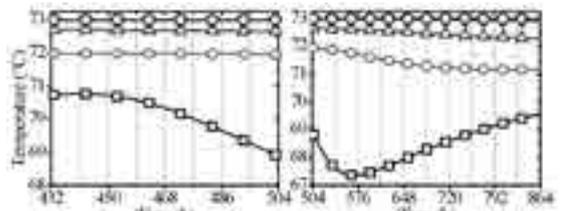
2.2.1 岩土温度径向变化

在 U 型深埋管埋深为 2000 m 的水平管的 X=0

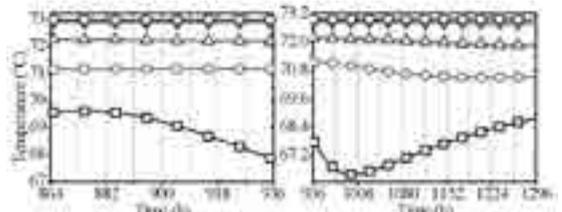
的截面上（见图 1）径向监测埋管周围岩土温度的变化。图 3 按照模拟时间顺序，给出了 R-1、S-1、R-2、S-2、R-3、S-3、R-4、S-4、R-5、S-5 这 10 个工况岩土温度随径向距离的变化情况。图中 Pn 表示埋深 2000 m，X=0 的截面上距离埋管中心为 n 米的点。



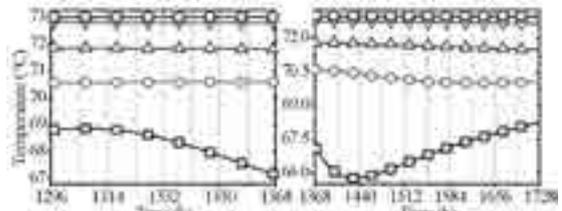
(a) 工况 R-1 及 S-1 岩土温度变化情况



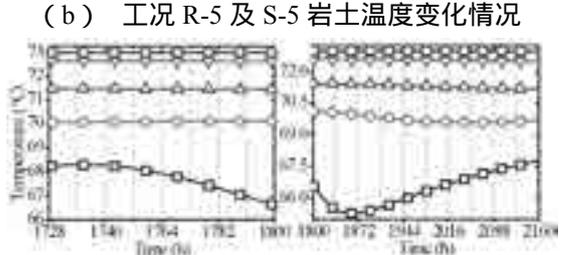
(b) 工况 R-2 及 S-2 岩土温度变化情况



(c) 工况 R-3 及 S-3 岩土温度变化情况



(d) 工况 R-4 及 S-4 岩土温度变化情况



(e) 工况 R-5 及 S-5 岩土温度变化情况

图 3 各模拟工况岩土温度在埋深 200 m，X=0 的截面上的径向变化

从图 3 可以看到，深埋管的整个换热过程中，岩土温度的变化幅度沿径向长度的增加而逐渐减小，

同时相同径向长度处的岩土温度随周期运行（包括运行期及停歇期）的延续而逐渐减小。以距离埋管中心分别为 1、3、5、8、12 及 20 m（初温为 73 °C）的岩土温度为例，表 2 依次给出了各点在 5 个运行期及停歇期结束时刻的温度。

表 2 各个运行期及停歇期结束时刻的岩土温度

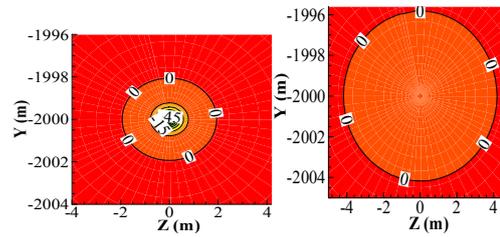
时间	P1/°C	P3/°C	P5/°C	P8/°C	P12/°C	P20/°C
0	73	73	73	73	73	73
72	70.79	73	73	73	73	73
432	70.73	72.72	72.99	73	73	73
504	68.88	72.66	72.98	73	73	73
864	69.57	72.28	72.91	73	73	73
936	67.84	72.22	72.9	73	73	73
1296	68.8	71.86	72.79	72.99	73	73
1368	67.13	71.81	72.77	72.99	73	73
1728	68.23	71.5	72.65	72.98	73	73
1800	66.6	71.46	72.62	72.97	73	73
2160	67.78	71.18	72.5	72.95	73	73
时间	各监测点的温度衰减值 / °C					
0	0	0	0	0	0	0
72	2.21	0	0	0	0	0
432	2.27	0.28	0.01	0	0	0
504	4.12	0.34	0.02	0	0	0
864	3.43	0.72	0.09	0	0	0
936	5.16	0.78	0.1	0	0	0
1296	4.2	1.14	0.21	0.01	0	0
1368	5.87	1.19	0.23	0.01	0	0
1728	4.77	1.5	0.35	0.02	0	0
1800	6.4	1.54	0.38	0.03	0	0
2160	5.22	1.82	0.5	0.05	0	0

表 2 中，同一时刻各监测点的岩土温度衰减随径向距离增大而减小，以 R-1 结束时刻的岩土温度为例，P1 处的温度衰减值为 2.21 °C，P3 为 0 °C。相同监测点的岩土温度衰减在各个运行期逐渐增大，如 P1 点的变化幅度在 R-1 ~ 5 分别为：2.21 °C、4.12 °C、5.16 °C、5.87 °C 及 6.40 °C；而在各个停歇期，岩土温度相对运行期虽有一定程度的恢复，但不能恢复到原始温度，从而每个运行周期的温度的影响叠加，表现出随着周期运行，在恢复期结束时刻的岩土温度衰减呈现依次增加的趋势，如 P1 点的衰减在 S-1 ~ 5 分别为：2.27 °C、3.43 °C、4.20 °C、4.77 °C 及 5.22 °C。由此可见对于单向取热的深埋管换热系统而言，岩土温度随换热过程的延续而逐渐降低，且经过较长的恢复期（本研究为 5 倍的运行时长）后岩土温度依然难以恢复到初始状态。

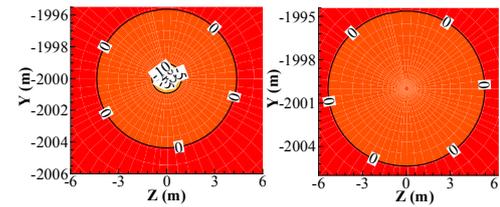
2.2.2 埋管换热影响半径

用埋管周围岩土各点运行后的温度减去其初始温度，如果差值在 0 °C 即视为没有受到影响，由此可以得到埋管周围岩土温度受影响的范围^[12]。研究表明中深层埋管的换热影响半径随埋深增加而递增，因此本研究以埋管埋深为 2000 m 的水平管的 X=0 的截面来分析埋管的换热影响半径，绘制 5 个运行

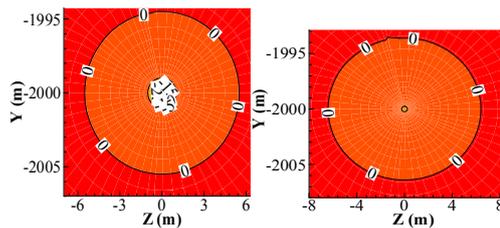
期 R-1 ~ 5 及 5 个停歇期 S-1 ~ 5 结束时刻的岩土温度云图，如图 4 所示。



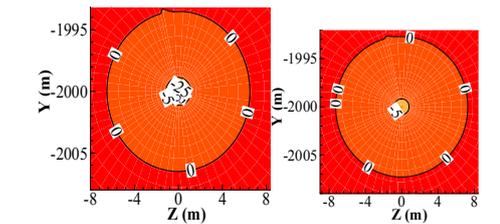
(a) 工况 R-1 及 S-1 的埋管换热影响半径



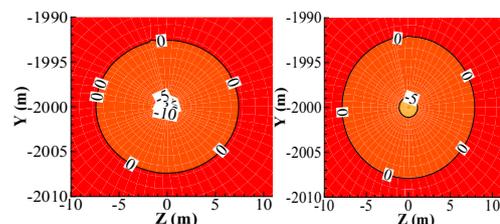
(b) 工况 R-2 及 S-2 的埋管换热影响半径



(c) 工况 R-3 及 S-3 的埋管换热影响半径



(d) 工况 R-4 及 S-4 的埋管换热影响半径



(e) 工况 R-5 及 S-5 的埋管换热影响半径

图 4 2000m 深处水平埋管换热影响半径随运行时间的变化

从图 4 可以看到，无论运行期或是停歇期，随着模拟计算时间的延续，埋管最大换热影响半径都逐渐递增。5 个运行期 R-1 ~ 5 的埋管最大换热影响半径分别小于 2、4.5、5.8、6.5 及 7.5 m，5 个停

歇期 S-1 ~ 5 的埋管最大换热影响半径分别小于 4、5.5、6、7 及 8 m。由此可见,在深埋管换热系统持续换热的过程中,停歇期的岩土温度会有所恢复,但相应的埋管换热影响半径相对于之前的运行期间会继续扩大。因此,对于单向取热的深埋管换热系统,埋管换热影响半径逐渐扩大,也就是说需要更大的取热用地面积才会达到埋管间无相互干扰的预期的取热量。

2.2.3 埋管运行期的实时换热强度

由 2.2.1 及 2.2.2 节可以看到在深埋管换热系统持续间歇运行时,埋管周围的岩土温度会逐渐降低,同时埋管的换热影响半径也会逐渐扩大。本节针对岩土温度的衰减问题,分析 5 个运行期的埋管实时换热强度的变化情况,讨论深埋管单向取热间歇运行时的取热量衰减问题。结合公式(3),通过埋管循环水流率及埋管进、出口温差来计算埋管的实时换热强度,绘制如图 5 以对比分析不同运行期的埋管的换热差异。

$$Q = c \cdot G \cdot \Delta T \quad (3)$$

公式(3)中, Q 为换热强度,W; c 为水的比热容, $J/(kg \cdot K)$; G 为流率,kg/s; ΔT 为埋管进、出口水温差值,K。

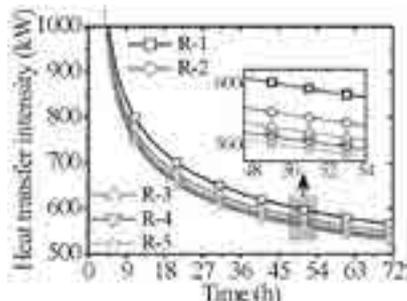


图 5 埋管 5 个运行期的实时换热强度

由图 5 可以明显的看到,在控制各个运行期埋管循环水流率及进口水温恒定时,随着周期间歇运行的持续,埋管在取热运行期的换热强度会依次降低,但降低的速率会逐渐变缓。结合模拟数据,计算每个运行期埋管的时均换热强度 R-1 ~ 5 分别为:714.447、690.075、678.219、670.572 以及 664.960 kW。相邻两个运行期换热衰减的速率分别为 3.411%、1.718%、1.127% 和 0.837%。

3 结论

本研究结合某个实际的深埋管供暖工程,在钻井岩土解释数据、岩芯实测热物性参数以及测井温度数据的基础上,建立了深度为 2000 m 的 U 型深埋管耦合管内外换热的三维全尺寸数值计算模型。采用开式循环系统对所建模型进行数值仿真,监测

埋管周围岩土随着埋管取热期及停歇期的温度变化情况,分析岩土温度衰减及恢复特性,同时对不同运行期的埋管换热强度依次变化进行了讨论。通过研究得到以下结论:

(1) 对于单向取热并采用固井水泥全段固井的深埋管换热系统而言,在间歇运行中,岩土温度随周期换热过程的延续而逐渐降低,且经过 5 倍于运行时长的恢复期后,岩土温度依然不能恢复到初始状态;

(2) 无论运行期或是停歇期,随着时间的延续,埋管最大换热影响半径均在持续递增;

(3) 在控制各个运行期埋管循环水流率及进口水温恒定时,随着周期运行的延续,各取热运行期的埋管时均换热强度在逐渐降低,其降低的速率会逐渐变缓。

参考文献

- [1] Deng N, He G.S, Gao Y, et al. Comparative analysis of optimal operation strategies for district heating and cooling system based on design and actual load. *Applied Energy* 205 (2017) 577–588.
- [2] Pampuri L, Cereghetti N, Strepparava D, et al. Analysis of the electricity consumptions: a first step to develop a district cooling system. *Sustain Cities Soc* 2016; 23: 23–36.
- [3] Kim D, Kim G, Baek H. Thermal conductivities under unsaturated condition and mechanical properties of cement-based grout for vertical ground-heat exchangers in Korea—A case study. *Energy and Buildings* 122 (2016) 34–41.
- [4] Zheng B, Xu J, Ni T, et al. Geothermal energy utilization trends from a technological paradigm perspective. *Renew. Energy* 77 (2015) 430–441.
- [5] Yang. H, Cui. P, Fang. Z, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and systems. *Appl. Energy* 87, 16–27.
- [6] Lee. J.S, Park. H, Kim. Y.C. Transient performance characteristics of a hybrid ground-source heat pump in the cooling mode. *Appl. Energy* 123, 121–128.
- [7] Luo. J, Rohna. J. Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany. *Geothermics* 53, 57–66.
- [8] 李钰楠,杜震宇,肖璠. 地理管地源热泵间歇运行岩土体温度恢复特性研究[J]. *太阳能学报*, 2017(5).
- [9] 茅靳丰,李超峰,李永,等. 地理管换热系统中土壤温度恢复特性分析. *暖通空调*, 2015, 45(11):86-90.
- [10] 张琳琳,赵蕾,杨柳. 管群间歇散热的土壤温

度响应与恢复特性. 浙江大学学报: 工学版, 2016, 50(2):299-305.

[11] Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow. New Year: Mc-Graw-Hill, 1980.

[12] Li C, Guan Y.L, Wang X, et al. Experimental and

Numerical Studies on Heat Transfer Characteristics of Vertical Deep-Buried U-Bend Pipe to Supply Heat in Buildings with Geothermal Energy. Energy 142 (2018) 689–701.

某高校分布式供热系统的设计与分析

孟则羽, 秦周浩, 闫秋会

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 依据某高校集中供热系统的实际工程资料, 针对该传统集中供热系统的调节阀能耗占水泵总功率高的问题, 对现有系统进行了动力分布式二级泵系统节能改造设计, 探究了不同零压差点位置下的水泵数量及系统总功率的变化情况, 确定了最优设计方案是将零压差点设置在热源处, 此时系统总能耗为 84.1kW, 相比传统集中供热系统节能 20.5%。新系统共设置变频泵 49 台, 初投资 110946 元, 年净收益 29357 元, 年费用 126805 元, 投资回收期 3.8 年。

[关键词] 集中供热系统; 动力分布式二级泵系统; 零压差点

随着我国集中供热技术的大力发展与普及, 一些问题也暴露了出来, 例如, 集中供热运行输送能耗总体偏高、供热质量参差不齐、热网运行可靠性差等。为缓解系统的热力失调现象, 提高系统的水力稳定性, 国内常采用的“小温差、大流量”运行模式, 但与此同时也使得供热系统的输送能耗剧增^[1]。究其原因, 主要是集中供热系统在设计时是根据最不利用户资用压头来选择循环水泵, 而其余用户为使供压满足所需压力, 会在管网中使用各种调节阀, 达到节流降压的目的。Marangoni C^[2] 提出了使用分布式供热应用于蒸馏塔, 与传统供热相比可以节省 33% 的能源。Somchai Paarporn^[3] 提出使用末端变频加压水泵代替调节阀, 突出了该系统的节能特性。1997 年我国开始了对动力分布式系统的研究, 江亿^[4] 通过 5 个工程实例分析得出水泵和风机能耗约占供热空调系统总能耗的 40%, 这些能耗中的 1/3 左右被各种调节阀所消耗。纪渊博^[5] 对动力分布式供热系统的节能性及稳定性进行了理论分析, 利用 AFT Fathom 软件进行模拟, 结果表明零压差点的选择是影响稳定性的主要因素。

在我国动力分布式供热系统的研究中, 虽然有学者提出过该系统的设计原则, 但工程案例改造分析却不常见。本研究以某高校供热工程实例为基础, 总结了动力分布式供热系统设计方法, 对该集中供热系统进行了改造设计, 分析对比了其改造前后的节能性及经济性优势, 确定了符合该工程的经济节能方案, 现以改造计划方案进行简述, 方案的实施本团队正在跟进中。

1 工程概况

本供热改造区域为某高校教学区, 该高校教学换热站采用板式换热器换热, 承担供热面积

414828.3m², 其中教学区面积 309316.6m², 供暖建筑共 41 座。用户 7 分高低区, 其中八层以下为低区, 九到十九层为高区, 低区由热网供热, 高区单设换热站房, 采用间接连接。该地区采暖期室外平均温度 1.5℃, 采暖室外计算温度 -3.4℃, 供暖天数 102 天, 二次网供回水温度 85/60℃。该高校平面图如图 1 所示, 供热管网系统模型如图 2 所示。



图 1 高校平面图

2 集中供热系统数据校核

通过对该高校集中供热系统的实际工程资料搜集, 校核计算, 最终得到该高校热负荷为 19.1MW, 采暖全年耗热量为 129545.5GJ, 用户 34 所在的最不利环路单管压力损失为 73872.9Pa, 折合 7.5mH₂O。热源泵的总流量为 723.1t/h, 本系统中热源内部压力损失取 10mH₂O, 末端用户压损取 10mH₂O, 由此得到此集中供热系统循环水泵的压力为 36.8mH₂O。

水泵功率计算方法如下^[6]:

$$N_0 = \frac{2.78}{\eta} HG \quad (1)$$

式中: G —水泵流量, t/h; N_0 —水泵功率, W; η —水泵效率, 取 0.7, 最终得到此高校在现行集中供热系统下的水泵功率为 105.8KW。

基金项目: 陕西省重点研发计划项目(2018SF-355); 动力工程多相流国家重点实验室开放基金; 碑林区科技计划项目(GX1804)

表1 用户泵选型参数

用户	流量	扬程	功率	用户	流量	扬程	功率	用户	流量	扬程	功率
	Kg/h	mH ₂ O	W		Kg/h	mH ₂ O	W		Kg/h	mH ₂ O	W
1	19197.3	23.4	1780.4	17	10474.5	19.9	829.0	33	3717.9	25.6	378.3
2	1242.5	23.4	115.5	18	10474.5	21.5	892.8	34	3712.8	26.3	388.3
3	4885.9	23.5	456.4	19	10474.5	22.1	918.1	35	9784.3	21.7	842.9
4	2793.1	25.2	279.8	20	10474.5	22.4	932.1	36	9784.3	20.5	796.4
5	11238.8	15.2	677.7	21	23813.4	21.1	1996.0	37	68580.6	21.8	5925.5
6	11238.8	15.5	693.6	22	4525.0	23.3	417.8	38	7428.4	23.3	686.4
7	22477.8	15.4	1377.9	23	6877.3	22.9	626.3	39	18799.0	23.8	1777.9
8	8477.8	24.5	824.4	24	2150.1	15.3	130.4	40	18026.8	23.9	1710.9
9	8477.8	25.4	855.5	25	9923.9	21.3	840.1	41	19568.6	23.1	1795.2
10	8477.8	23.5	791.2	26	19107.4	19.6	1490.0	42	22846.8	23.6	2139.8
11	10778.4	21.4	915.1	27	19107.4	19.9	1510.7	43	3673.2	23.4	341.6
12	6870.5	21.8	595.4	28	24128.1	21.6	2064.6	44	7346.4	23.0	670.9
13	12180.7	22.7	1099.2	29	3784.4	21.5	322.6	45	8831.0	24.0	842.6
14	12180.7	21.9	1057.5	30	20766.3	24.3	2005.6	46	8827.5	23.7	831.9
15	39217.9	20.4	3179.2	31	14833.1	21.4	1261.8	47	23482.4	23.9	2232.6
16	21843.3	19.2	1661.4	32	3817.4	25.0	378.9	48	23482.4	24.8	2311.0
总功率 56638.4W				总数量 48个							

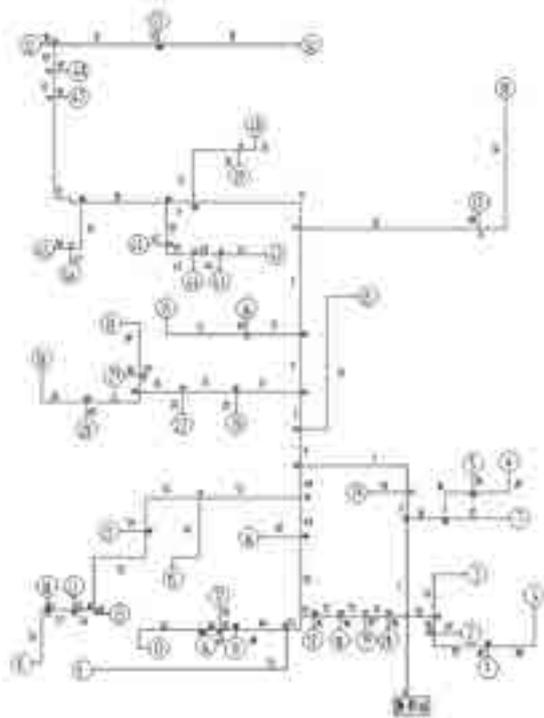


图2 供热管网系统模型

本高校集中供热系统采用变频补水泵定压，且定压点设置于循环水泵的吸入端，除间接供热建筑之外最高点高差30m，同时取5m的安全余量，由此确定本系统静水压线为35mH₂O。最不利环路水压图如图3所示。

由图3可以看出，在集中供热系统中，虽然能够满足最远端用户的用压需求，但是近热源端的各用户均出现供压大于所需压力（10mH₂O）的情况，这时就需要使用阻力部件进行降压节流，无疑会造成部分能源浪费。

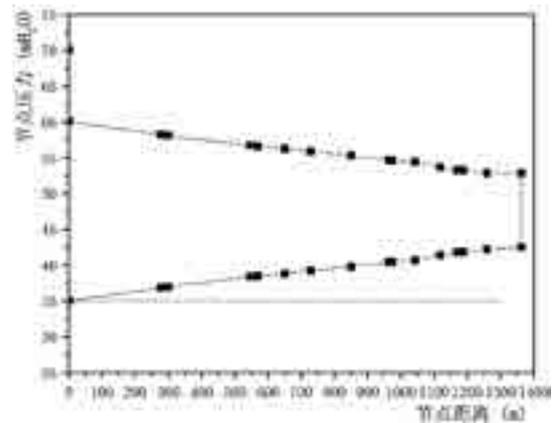


图3 最不利环路水压图

3 动力分布式二级泵供热系统改造设计

3.1 设计方案的确定

由于本工程供热负荷大，热用户密度高，供热半径小，故本文采用动力分布式二级泵系统^[7-8]。同时因该校人流量大，系统维修不便，故用户泵均安装于水温较低的回水管。为降低热网运行调节难度^[9]，采用定零压差点调节。均压管布置在热源端，采取旁通管变频定压方式，定压点在均压管内^[10]。

3.2 零压差点位置的确定及水力计算

本文首先在热源处设置零压差点，其后以1mH₂O为步长，依次设置零压差点，进行水力计算，分析水泵配置情况，对比选择最适合本系统的零压差点位置。

1) 热源泵选型

零压差点设置在热源处时，仅需满足热源内部的阻力损失，即热源循环泵扬程为10mH₂O，并得出此时热源泵功率为27.4KW。

2) 用户泵选型

以用户 35 为例, 计算得到用户 35 沿管网单管各段总压损为 52234.4Pa, 折合 5.3mH₂O, 用户资用压头为 10mH₂O, 则用户泵扬程为 21.7mH₂O, 并得出水泵功率为 842.9W。各用户泵的扬程如表 1 所示。

通过表 1 可知, 当零压差点设置在热源处时, 系统需要设置用户泵 48 个, 总功率 56.6kW, 系统水泵设计总功率为 84.1kW。零压差点位于其他位置时的水泵配置情况, 如表 2 所示。

表 2 不同零压差点位置水泵配置情况统计

热源泵扬程 mH ₂ O	水泵总功率 kW	水泵数量 台	热源泵扬程 mH ₂ O	水泵总功率 kW	水泵数量 台
10	84.1	49	23	84.2	49
11	84.1	49	24	84.3	49
12	84.1	49	25	84.3	45
13	84.1	49	26	84.5	45
14	84.1	49	27	84.8	45
15	84.1	49	28	85.0	45
16	84.1	49	29	85.4	41
17	84.2	49	30	85.9	38
18	84.2	49	31	87.0	28
19	84.2	49	32	88.6	23
20	84.2	49	33	90.7	9
21	84.2	49	34	93.2	5
22	84.2	49	35	96.0	2

由表 2 可以知, 当热源泵扬程为 25mH₂O 时, 系统水泵数量减少为 45 台, 为了探究具体变化情况, 在热源泵扬程为 24mH₂O 到 25mH₂O 之间将步长缩短至 0.1mH₂O, 并结合不同热源泵扬程时的水泵配置情况, 绘制得到图 4。

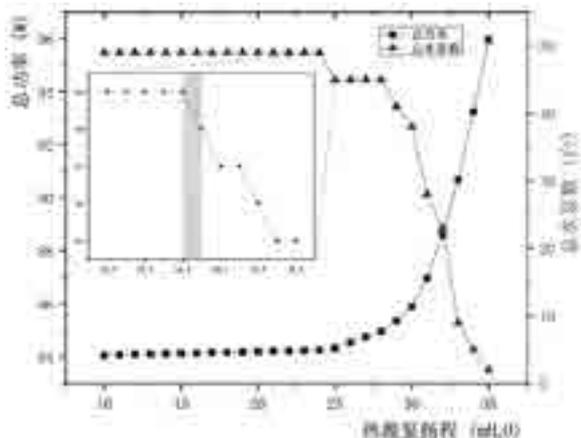


图 4 不同热源泵扬程时水泵总功率及水泵数量

由图 4 可知, 当零压差点位于热源处时, 热源泵扬程为 10mH₂O, 系统水泵数量为 49 台, 总功率 84.1kW, 随零压差点位置后移, 热源泵扬程为 25mH₂O 之前, 系统总功率缓慢增加, 而当热源泵扬程为 25mH₂O 时, 系统的总水泵数量减少为 45 台, 热源泵扬程为 25mH₂O 之后, 系统总功率增速加快, 最终维持在传统集中供热系统热源泵的功率水平, 系统水泵的数量逐渐减少。分析局部放大图, 当热

源泵扬程为 24.4mH₂O 和 24.5mH₂O 之间某点时, 恰好可以满足最近端用户的压力需求而不需要设置用户加压泵, 此时系统无节流损失。

图 5、6 为热源泵扬程分别为 24.4mH₂O 和 24.5mH₂O 时最近端用户 5 的水压图。由图 5 可知, 此时管网水压尚不能完全满足用户 5 所需, 仍需用用户自行设置 0.15mH₂O 的用户泵。由图 6 可知, 此时管网水压已经高于用户所需压力, 因此需要使用阀门消耗掉多余的压力, 两种情况下的零压差点均位于用户 5 之后。

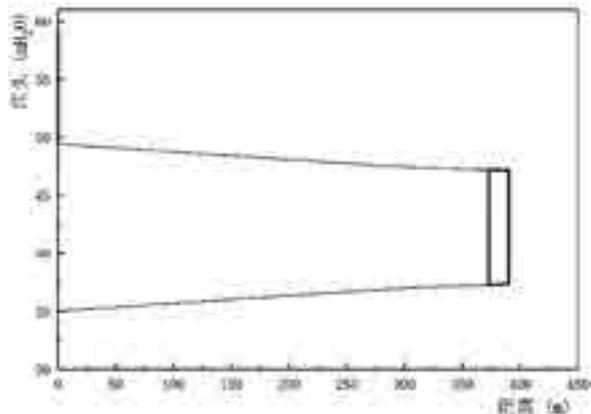


图 5 热源泵 24.4mH₂O 时用户 5 水压图

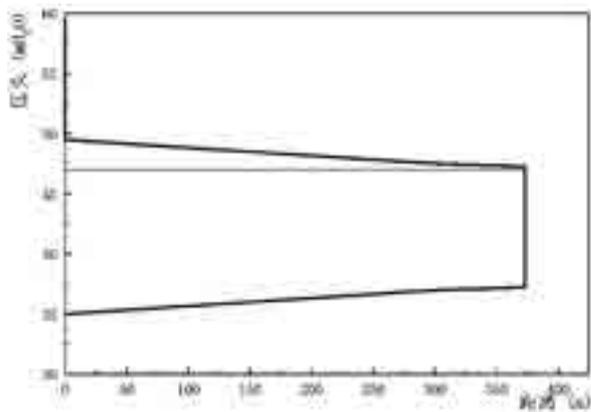


图 6 热源泵 24.5mH₂O 时用户 5 水压图

4 供热系统节能性及经济性分析

4.1 传统供热系统的调节阀能耗

通过对该高校管网修建记录的检索, 计算。最终得到此管网区调节阀能耗为 39039.8W, 因循环泵功率为 105769.5W, 则传统供热系统的调节阀能耗占比为 37.9%。

4.2 两种供热系统节能对比

为了对比动力分布式供热系统相比于传统集中式供热系统的节能情况, 定义节能率的概念, 节能率是指传统集中供热系统与动力分布式供热系统的运行总功率差值和传统集中供热系统运行总功率的

比值,具体数学表示如下:

$$\varepsilon = \frac{N_{01} - N_{02}}{N_{01}} \quad (2)$$

式中: N_{01} 为传统供热系统运行总功率,kW; N_{02} 为动力分布式供热系统运行总功率,kW。以零压差点在热源处为例,计算得到节能率为20.5%。

4.3 初投资

本工程的初投资主要为变频泵采购费和安装人工费,变频泵型号与供热系统改造前相同,调节成本为900元/kW,水泵成本为300元/kW^[11],系统总功率84.1kW,考虑到人工安装调试费用,计算总初投资放大10%,得到零压差点在热源处的系统初投资为:

$$C = 1.1 \times (900 + 300) \times 84.1 = 110946 \text{ 元}$$

4.4 年费用

系统年费用计算公式为:

$$M = \frac{C}{N} + T \quad (3)$$

式中: C 为初投资,元; N 为水泵使用年限,年; T 为年运行费用,元。

对本系统而言,年运行费用主要为供暖期运行产生的电耗消费,年运行费可以表示为:

$$T = N_o T_h C_d \quad (4)$$

式中: N_o 为水泵的电机功率,kW; T_h 为全年采暖时间,h;为当地电价,kW·h。当地电价取0.58元/kW·h,全年采暖天数102天,水泵使用年限为15年,以零压差点位于热源处为例计算年运行费用为119409元,故系统年费用为126805元。

4.5 年净收益

年净收益J的计算方法如下:

$$J = 24 \times (1 - \bar{E}) N_o T_d C_d \quad (5)$$

式中: \bar{E} 为全年供热系统循环水泵的相对电耗量; T_d 为全年采暖天数,天。石兆玉^[11]提出了我国20个城市的全年供热系统循环水泵相对电耗,其中该地指标值为0.754,以零压差点位于热源处为例进行计算,年净收益为29357元。

4.6 综合分析

将不同零压差点位置时的系统初投资、年运行费用、年净收益、年费用及节能率放在一起综合分析,绘制节能性与经济性综合分析图,如图7所示。

1)从节能方面看,随零压差点后移,24.4mH₂O之前节能率缓慢下降,超过该点后降幅增大,主要原因是该点之后用户泵逐渐停止运行,热源泵功率增加,同时近端用户压力逐渐增大,所需

消耗掉的压力也随之增加,系统节能率因此而迅速下降。由此可得,零压差点位置越靠近热源处,系统的节能性越强。

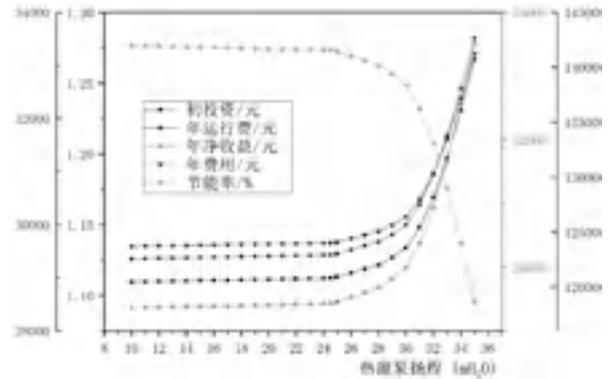


图7 节能性与经济性综合分析

2)从经济性方面看,各项经济评价指标走势基本相同,在热源泵扬程24.4mH₂O之前均缓慢上升,在此之后增幅变大,主要原因是用户泵数量减少,热源泵功率逐渐增加,且后者增加速度大于前者减少速度,表现在宏观方面是系统总功率逐渐上升,导致系统的初投资与运行费用上升,因此零压差点越靠前,对经济性评价的正向作用越强。

综合来看,将零压差点设置在热源处是相对最优的,此时初投资与净收益之商,即投资回收期为3.8年。

5 结论

1)通过前期的供热资料调研,计算校核了该项目的供热数据,得到设计热负荷19.1MW,年耗热量129545.5GJ,热源循环泵功率105.8kW,并绘制了最不利环路水压图,分析表明传统集中供热系统会导致近端用户出现供压大于需压现象,不利于节能。

2)分析了分布式供热系统水泵配置及系统总功率和零压差点的位置变化规律,发现随零压差点位置的后移,系统水泵总数量由保持不变到逐渐减少,而系统总功率随水泵数量的减少而迅速增加。通过进一步细化发现热源泵扬程为24.4mH₂O前系统管网尚不能满足近端用户所需压头。

3)探究发现了原供热系统的调节阀能耗为37.9%,且分布式二级泵系统的零压差点在热源处相对最优,系统总功率84.1kW,相比改造前节能20.5%,共配置49台变频泵,系统初投资110946元,年净收益29357元,年费用126805元,投资回收期3.8年。

参考文献

[1] 李先瑞. 供热空调系统运行管理、节能、诊断技

- 术指南[M].北京:中国电力出版社,2003.
- [2] Werle L O, Marangoni C, Teleken J G, et al. Experimental Startup of a Distillation Column Using New Proposal of Distributed Heating for Reducing Transients[J]. Computer Aided Chemical Engineering,2009,27(09):1533-1538.
- [3] Somchai P S. Local Pumping System[J]. ASHREA Journal,2000,52(11):65-72.
- [4] 江亿.用变速泵和变速风机代替调节用风阀水阀[J].暖通空调,1997(27):66-71.
- [5] 纪渊博.动力分布式供热系统的稳定性及节能性分析[D].西安:西安工程大学,2016.
- [6] 王梵,邹平华,方修睦.单热源枝状热网分布式水泵系统的节能率分析[J].暖通空调,2008(11):13-16.
- [7] 马晋鑫,吴志湘,吕砚昭.动力分布式三级泵供热输配系统应用研究[J].节能,2016(5):41-45+3.
- [8] 马晋鑫.动力分布式三级泵供热输配系统适用性研究[D].西安:西安工程大学,2017.
- [9] 兰耀东,陈红兵,王倩微.分布式水泵系统零压差点的确定与节能分析[J].山西建筑,2012,38(18):130-131.
- [10] 张鼎蓉.动力分布式二级泵供热输配系统工程设计方法研究[D].西安:西安工程大学,2018.
- [11] 石兆玉.供热系统运行调节与控制[M].北京:清华大学出版社,1998.

区域供冷供热系统外网变压差控制技术研究

冯松松^{1,2}, 李楠^{1,2}, 徐稳龙³, 夏盛⁴, 李昕桐^{1,2}

(1. 重庆大学土木工程学院, 重庆 400045; 2. 科技部低碳绿色建筑国际联合研究中心, 重庆 400045; 3. 中国建筑设计研究院有限公司, 北京 100044; 4. 重庆市江北嘴水源空调有限公司, 重庆 400023)

[摘要] 针对区域供冷供热系统供热工况外网出现的“大流量, 小温差”和“旁通逆流”问题, 提出了适合区域供冷供热系统基于预测的外网变压差控制技术。将其应用于重庆市某区域供冷供热系统, 建立了变压差技术模型, 并对其工程运行效果进行了评价。结果表明: 变压差控制下外网供水温度基本可维持在 43.2℃ 以上, 供回水温差可达到 5.5℃ 以上, 主机平均负荷率在 77% 以上, 压差设定值优化后能稳定控制在 0.16MPa 以下。对比日供热量曲线相同, 控制方式不同的两天, 08:00—17:00 这个时间段变压差控制策略比原先的定压差控制外网循环泵节约 50.2%, 节省电费 3414.39 元, 节能量显著。

[关键词] 区域供冷供热系统; 大流量, 小温差; 变压差控制; 预测模型; 节能

[中图分类号] TU995

0 引言

区域供冷供热系统是指针对一定区域内的建筑群, 在集中能源站制取冷热水, 通过输配管网输送到各建筑内, 从而满足用户冷热需求的系统。随着我国经济社会的不断发展, 大型建筑群不断建设, 对能源供应有了更高的要求。区域供冷供热系统因其高效、节能的优势受到了越来越多的关注^[1]。

在我国建筑总能耗中, 暖通空调能耗约占 30%~50%^[2], 而空调运行能耗的 35%~45% 为风机水泵能耗, 在这部分能耗中, 40% 以上又被各种调节阀门所消耗^[3]。区域供冷供热系统外网管线长, 供能范围广, 能耗高, 存在着巨大的节能潜力。

空调水系统常用的控制方法有定压差控制和定温差控制。定温差控制虽然节能效果要优于定压差控制, 但其信号传递相对的滞后, 控制的准确性较差^[4]。定压差控制准确, 比较常用。但由于空调绝大部分时间都处于部分负荷工况, 压差值设定偏大, 造成末端阀门开度偏小, 极大的增加了输配能耗, 而且如果末端阀门控制方式不当, 也会出现“大流量, 小温差”问题。

为了弥补定压差控制的不足, 变压差控制成为目前空调冷冻水系统研究的热点。Xinqiao Jin 等^[5]通过仿真证明了优化控制压差可以减少输配能耗, 过渡季节采用同时优化控制压差和供水温度的控制策略可使冷冻水二次泵节能 55.95%。Zhenjun Ma 和 Shengwei Wang^[6]通过高层建筑空调冷冻水管网仿真模拟, 得出同时优化控制压差和水泵序列有较好的节能效果, 春季水泵能耗可节约 32.43%。卢帆^[7]通过 TRNSYS 仿真对比了六种冷冻水系统控制方式, 得出 6—8 月份采用房间负荷和最不利热力环路上

最大阀门的开度联合设定压差值的控制方式比定速水泵节约 76.8% 的能耗。Zhao Tianyi^[8] 等通过实验对比了六种策略得出基于最不利热力环路阀门开度的变压差控制策略节能最好, 水泵能耗节能率可达 58%。黄庆^{[9][10]} 分别建立了一次泵和二次泵变流量水系统仿真模型, 提出基于最大阀位支路三通阀全开的变压差设定值优化策略, 通过仿真均验证了变压差控制的节能性。清华大学 Jiewen Deng 等^[11] 通过升降压差来控制全开的空调末端阀门数量保持在设定值, 证明此控制方式节能率可达 34.7%。

以上研究多基于仿真模拟, 较少基于实验; 而且主要研究对象为中央空调的冷冻水系统, 不适用于区域供冷供热这样的大型输配系统。本文首先提出一种基于预测的变压差控制技术, 以重庆市某区域供冷供热系统为实验平台, 通过实验测试, 建立预测模型, 并与之前定压差控制运行情况进行对比, 证明其优越性和节能性。

1 基于预测的变压差控制技术

变压差控制技术是在定压差控制的基础上发展起来的。通过优化压差设定值, 使其在满足所有用户热力需求的基础上, 尽量最小。随着压差设定值的降低, 末端阀门的开度随之增大, 阀门消耗的压头减少, 有效地节约了输配能耗。

目前, 大多数变压差控制研究是根据末端阀门开度来优化压差设定值, 保持最不利热力末端阀门开度信号或开度最大的阀门开度在一个较大的范围或全开。由于末端阀门开度的调节具有滞后性, 且区域供冷供热系统管线长, 末端阀门开度值只能在用户末端采集, 能源站无法实时监测, 因此不适用于此策略。而且目前研究较多的方法是每隔一定的

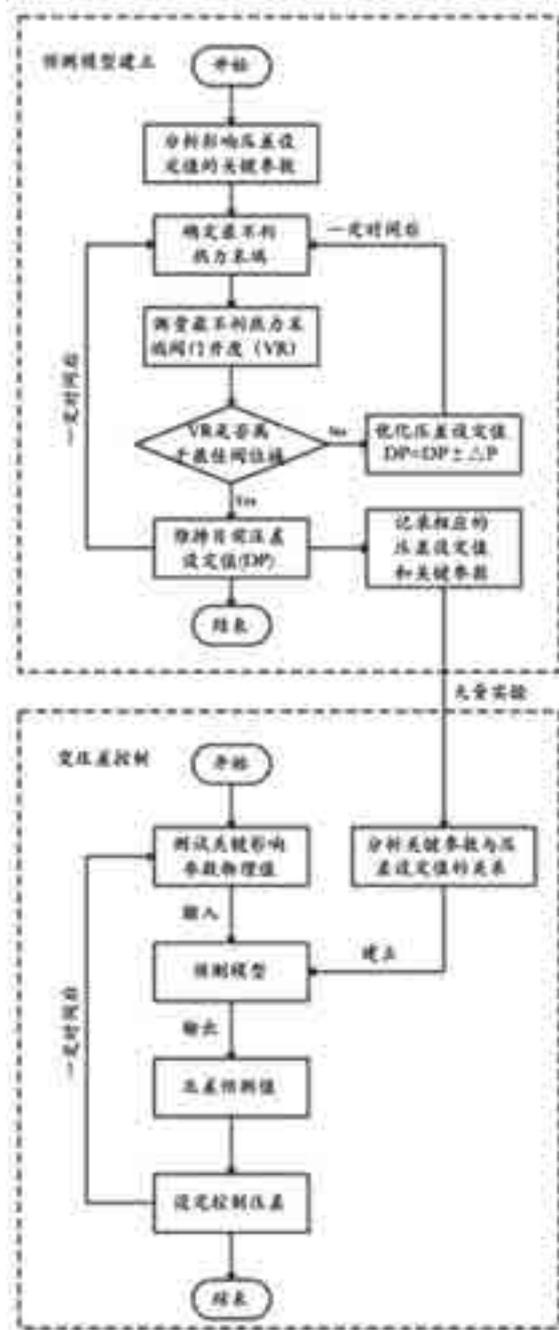


图1 变压差控制流程图

时间来测量一次阀门开度，根据阀门开度测量值是否满足最佳阀位域来升降一定的压差 P ，当负荷突变时，无法及时将压差值优化至最佳值，会造成一定的能耗浪费或供能不足。

据此提出一种基于预测的变压差控制技术，其流程如图1所示，整个过程分为预测模型建立和变压差控制两部分。首先确定各时刻的最不利热力末端和影响压差设定值的关键参数，根据最不利热力

末端的阀门开度调节压差设定值。直到最不利热力末端阀门开度在最佳阀位域时，记录下此时的压差设定值和关键影响参数等数据。大量实验，记录大量数据，分析关键参数与压差设定值之间的关系，建立预测模型。然后每隔一定的时间，根据实时测得的关键参数物理值输入到预测模型，得出压差预测值，进行变压差控制。

2 工程概况及实验内容

2.1 工程简介

本研究选取重庆市某区域供冷供热项目能源站为实验平台，其供冷供热范围约为244.38万平方米建筑面积，总投资约8.05亿元。设计冷负荷为187517kW，热负荷为85465kW。站内共有10台同型号江水源热泵机组，8台双工况冷水机组和冰蓄冷设备作为冷热源。夏季白天由江水源热泵+融冰的供冷形式，夜晚采用双工况机组进行蓄冰；冬季由江水源热泵进行供热。

图2为冬季工况输配系统原理图。其为典型的二次泵系统，外网采用定供回水干管压力的控制方式。通过补水泵控制外网回水干管压力为 $0.75\pm 0.02\text{MPa}$ ，定外网供水压力 0.95MPa 来控制外网循环泵的流量，其作用等同于空调水系统常用的定干管压差控制，即将干管压差控制在 $0.20\pm 0.02\text{MPa}$ 范围内。选用8台大型的外网循环泵，每台水泵的额定流量为 $2450\text{m}^3/\text{h}$ ，额定扬程为 65m ，额定功率为 560kW ，外网将水供到用户后通过板换将冷热量传递给用户。

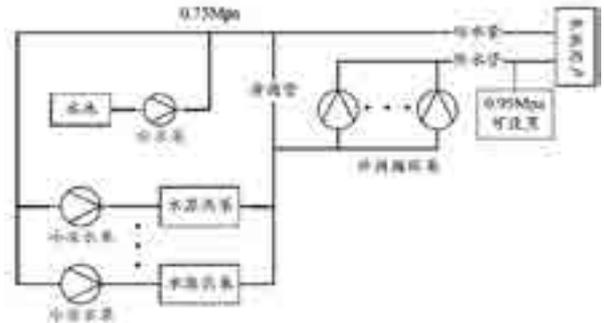


图2 输配系统原理图

2.2 冬季工况外网运行情况

对能源站外网冬季运行情况进行调研，选取2019年12月9日到12月15日一周的运行数据进行分析，发现如下问题。

2.2.1 “大流量，小温差”现象严重

能源站冬季设计外网供水温度 45°C ，回水温度 37°C ，温差 8°C 。但实际运行的过程中温差往往只有 $3\sim 5.5^\circ\text{C}$ ，休息日（即12月14日和12月15日）

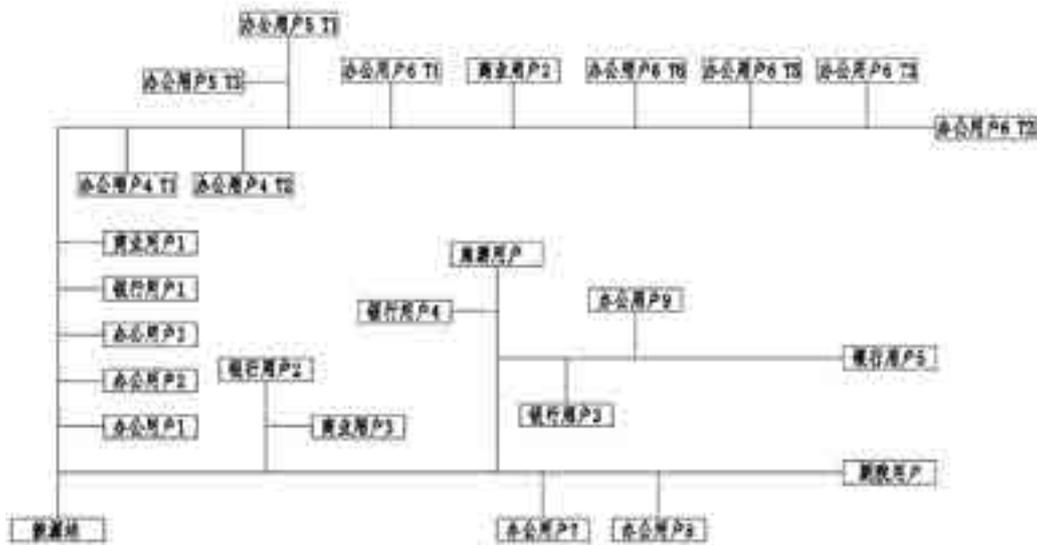


图6 外网系统图

甚至只有 1.5~2.5 ，如图3所示，存在严重的“大流量，小温差”现象，极大地增加了输配能耗。

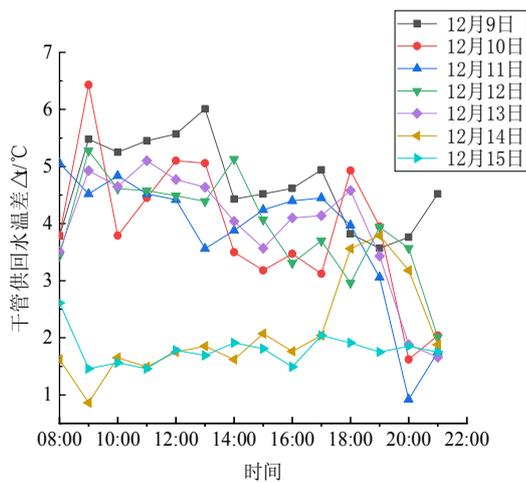


图3 外网供回水温差

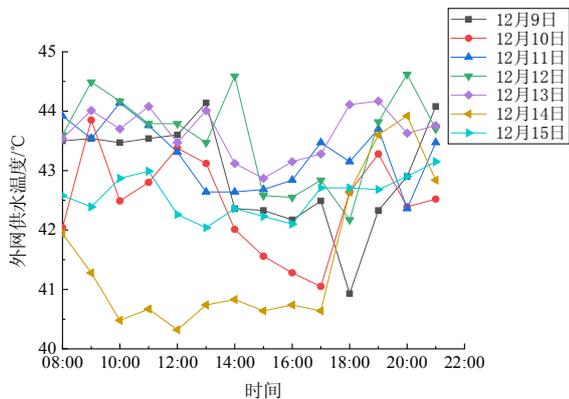


图4 外网供水温度

2.2.2 供水温度明显不足

由于外网的“大流量”造成部分回水经过旁通管直接流向供水，影响供水温度。如图4所示，机载热泵出水温度设置为45℃，而外网供水温度一般只有41~44℃，有时甚至低于41℃。供水温度的降低将导致用户侧板换的效率降低。

2.2.3 主机负荷率偏低

一次泵侧为了弥补外网的大流量，往往采用加开主机的策略，导致主机负荷率偏低。如图5所示，主机平均负荷率在65%~80%居多，有时甚至不到60%，较低的负荷率严重影响主机能效。

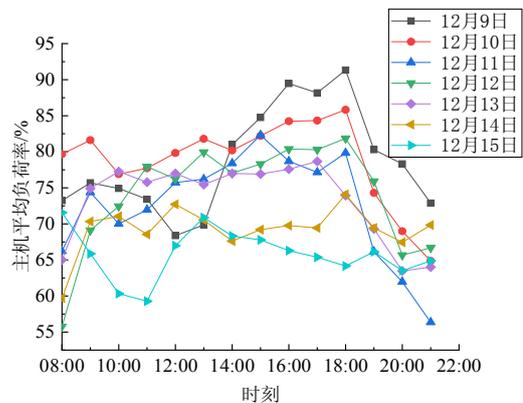


图5 主机平均负荷率

2.3 末端用户运行概况

图6为2019年冬季能源站供热的外网系统图，可以看出末端用户绝大多数为办公建筑和银行建筑，只有少部分为商业或其他建筑。对所有用户运行情况进行调研，结果如下。

2.3.1 末端用户运行温差

调研五个时刻用户板换一次侧供回水温差，结

果如图7。可以看出,超过半数用户的平均供回水温差未达8,多个用户甚至未达4。其中,办公类用户温差普遍较大,运行较好。主要因为这些建筑注重节能,且大多数用户板换一次侧装有电动调节阀。银行用户5运行最差,其板换的一次侧为电动通断阀,只能全开或全关,控制方式有误,因此流量大,温差往往只有1~2。剧院用户在板换一次侧只有手动调节阀,不能随负荷变化自动调节流量,存在严重的“大流量,小温差”现象。

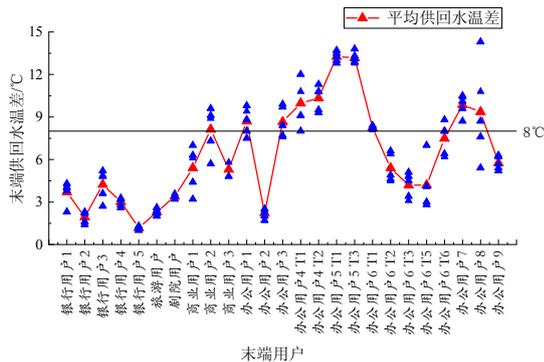


图7 不同用户末端供回水温差

2.3.2 末端板换一次侧阀门种类

用户板换一次侧阀门种类有手动调节阀,电动调节阀,电动通断阀三种。其中电动调节阀效果最好,例如办公用户4,5等。手动调节阀效果较差,例如剧院用户。办公用户1,3虽然也是手动调节阀,但其阀门开度设置较低,控制效果也较好。电动通断阀效果最差,像银行用户5,温差只有1~2。

2.3.3 末端板换一次侧阀门开度

对装有电动调节阀用户阀门开度进行调研,结果如下。在各用户开机时间(每日8:00—9:30),负荷较大,因此阀门开度较大,有些用户甚至手动调至全开。当末端用户水系统中水温升至稳定后,阀门开度开始降低,大多用户阀门开度维持在20%~40%,银行用户3在40%多。阀门开度小,表明外网供回水压差设置过大,有较大的节能潜力。

通过对用户的调研可以得出,造成外网“大流量,小温差”和“旁通逆流”问题的主要原因为部分末端板换一次侧未装电动调节阀导致流量不能随负荷有效变化和外部网控制方式不当造成的控制压差设定值过大。因此外网采用变压差控制是非常必要的。

2.4 实验工况及最不利热力末端

最不利热力末端指对管网压差要求最高的末端用户,与其在水系统中所处位置、各用户负荷变化情况、管网水力特性等因素相关。由于本项目末端

多为办公建筑和银行建筑,负荷特性较稳定,因此最不利热力末端也较稳定。

根据调研结果,剧院用户瞬时负荷大,处于最不利水力末端。所以当给剧院用户供热时,其为最不利热力末端。但其使用率低,且未装电动调节阀。剧院用户有一个自助餐厅每天12:00—14:00,18:00—20:00工作,此时间段内剧院用户为最不利热力末端,需满足其流量需求。

除剧院用户外,银行用户3供热负荷也较大,且对室内热环境要求较高,处于支路上,水力不利位置。而且其板换一次侧阀门开度也比其他用户较高,因此剧院用户不运行时,银行用户3为最不利热力末端。

开机时间,即每日8:00—9:30,负荷较大,各用户阀门开度基本全开,无法根据阀门开度确定压差设定值。因此可将本实验分为四个工况,如表1。

2.5 最佳阀位域

最佳阀位域指在满足用户热力需求的基础上,阀门耗能尽量最小的阀门开度范围。银行用户3的阀门在开度为70%以上时,流量随开度变化较小,另外考虑供能安全,将上限设置为90%。因此同时考虑节能和供能的安全稳定,最佳阀位域设置为70%~90%。

表1 实验工况

工况	时间	最不利热力末端
1	剧院用户运行时	剧院用户
2	剧院用户不运行,每日开机时间(每日8:00—9:30)	\
3	剧院用户仅自助餐厅运行(每天12:00—14:00和18:00—20:00)	\
4	其他时间	银行用户3

2.6 关键影响参数

本系统输配外网为闭式系统,其压力和流量满足式(1);瞬时供热负荷满足式(2)。式(3)为水体积流量和质量流量的换算公式。

$$\Delta P = SL^2 \tag{1}$$

$$Q = cm\Delta t \tag{2}$$

$$m = \rho L \tag{3}$$

式中: ΔP 为供回水压差,Pa; S 为管网阻抗, kg/m^7 ; L 为水的体积流量, m^3/s ; Q 为冷热负荷,kW; c 为水的比热,一般取 $4.2\text{kJ}/(\text{°C}\cdot\text{kg})$; m 为水的质量流量, kg/s ; Δt 为供回水温差, ; ρ 为水的密度,一般取 $1000\text{kg}/\text{m}^3$ 。

根据式(1)(2)(3),可得出干管供回水压差和瞬时热负荷的关系,见式(4)。其中 c, ρ 为定值。实验时将最不利热力末端阀门开度控制在70%~90%, S 值在维持在 $7000\sim 14000\text{kg}/\text{m}^7$ 之间,供回水温差维持在 $5.5\sim 7.0$ 之间。供回水干管压差与瞬时热负

荷的预测模型可近似为二次函数关系。因此本研究将瞬时热负荷作为影响压差设定值的关键参数。

$$\Delta P = \frac{S}{c^2 \Delta t^2 \rho^2} Q^2$$

3 实验结果

3.1 预测模型

由于工况 1, 2 和 3 无法监测到最不利热力末端阀门开度, 且运行时间占比较少, 因此仍采用定压差控制。通过实验测试, 工况 1 设置 0.20MPa, 工况 2 和工况 3 设置 0.14MPa, 可满足末端用户需求。

工况 4 按照图 1 所示流程建立预测模型。最不利热力末端为银行用户 3, 关键影响参数为瞬时热负荷, 最佳阀位域为 70%~90%。用二次函数对实验数据进行拟合, 当 $15000\text{kW} \leq Q \leq 35000\text{kW}$ 时, 可得预测模型如图 8。且为了保障供能的安全, 模型计算压差值向上取 0.01MPa, 如式 (5)。其中 R^2 值较低一方面是因为管网阻抗 S 和供回水温差 Δt 不是一个定值, 式 (4) 只是一个近似的二次函数; 另一方面是因为本系统的控制压差值是在设定值上下 0.02MPa 范围波动, 也会造成误差。而拟合模型就是在波动值间取误差平方和最小的中间值, 因此适用于本系统压差设定值的预测。

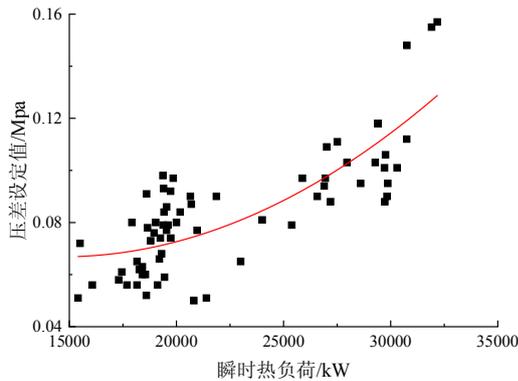


图 8 供回水干管压差与热负荷的回归曲线

$$\Delta P = 2.010 \times 10^{-10} Q^2 - 5.879 \times 10^{-6} Q + 0.120 (R^2 = 0.63)$$

式中： $15000\text{kW} \leq Q \leq 35000\text{kW}$ 。

表 2 不同工况压差预测模型

工况	干管压差设定值 P/MPa
1	0.20
2	0.14
3	0.14
4	$\Delta P = 2.010 \times 10^{-10} Q^2 - 5.879 \times 10^{-6} Q + 0.120$

3.2 运行改情况

选取各时段压差设定值与模型预测压差值相似的测试日作为变压差控制工况, 与之前的定压差控制

制方式相比得出其改善情况。图 9 为 2020 年 1 月 13 日 08:00—17:00 的压差实际运行值和模型预测值, 两者各时段值近似, 因此把测试日 2020 年 1 月 13 日的运行情况作为变压差控制工况, 2019 年 12 月 9 日到 12 月 15 日一周的平均值作为定压差控制工况, 进行比较, 有较大的参考意义。

3.2.1 干管压差设定值优化情况

由图 9 可知, 优化后压差基本都在 0.16MPa 以下, 在下午负荷较小时, 甚至降到了 0.1MPa 以下, 与之前 0.2MPa 定压差控制相比优化作用明显。

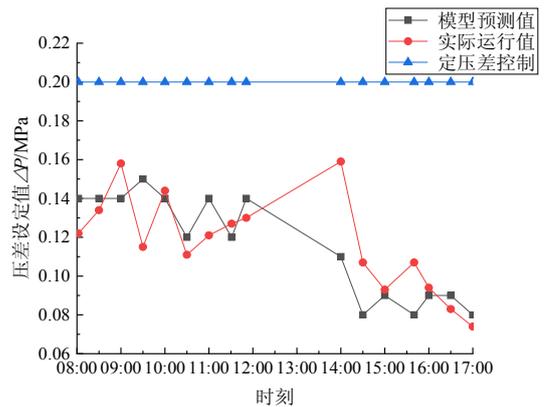


图 9 不同控制方式的压差设定值

3.2.2 外网供水温度改善情况

如图 10 所示, 采用变压差控制技术, 外网供水温度改善明显, 基本在保持在 43.2 以上, 甚至可达到 44。尤其在下午时间段, 改善显著。供水温度的提高有利于改善用户板式换热器的换热效率, 提高其换热系数。

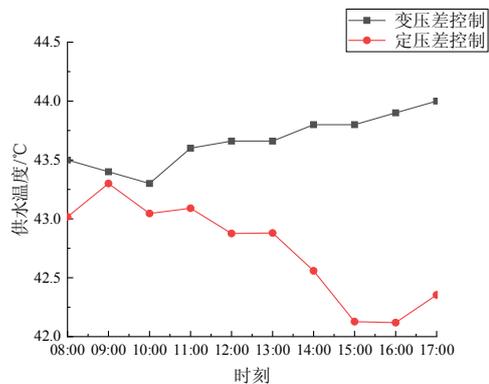


图 10 不同控制方式的外网供水温度

3.2.3 外网供回水温差改善情况

如图 11, 采用定压差控制, 一周运行温差平均值只有 3~4.5。采用变压差控制技术, 外网供回水温差明显提高, 基本保持在 5.5 以上, 比定压差控制一周平均值提高 2~3, “大流量, 小温差”现象

表3 不同控制方式外网循环泵耗电量对比

控制方式	2019.12.27	2020.1.13	节电量 /kwh	节能率 /%	电费单价 (元/kwh)	节省 电费 (元)
	耗电量 /kwh	耗电量 /kwh				
控制方式	定压差控制	变压差控制	\	\	\	\
8:00—12:00	3661.93	1743.94	1917.99	52.4	1.109885	2128.75
12:00—14:00	1680.05	934.02	746.03	44.4	0.755821	563.87
14:00—17:00	1870.97	916.02	954.96	51.0	0.755821	721.78
总计	7212.95	3593.97	3618.98	50.2	\	3414.39

改善明显。

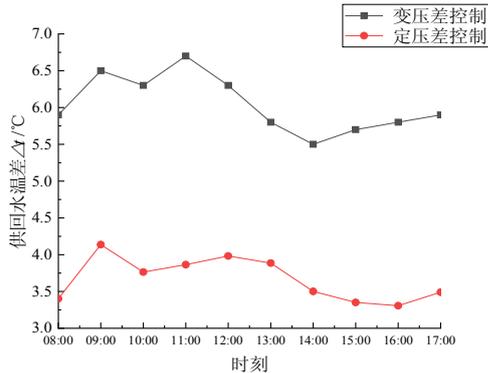


图11 不同控制方式的往外网供回水温差

3.2.4 主机负荷率改善情况

如图12所示,变压差控制主机平均负荷率远高于定压差控制,有时甚至大于85%。主机负荷率的提高有助于提高主机能效。

通过以上四个方面的对比,可以得出本文提出的变压差控制可以明显改善定压差控制造成的运行问题,有较好的运行效果。

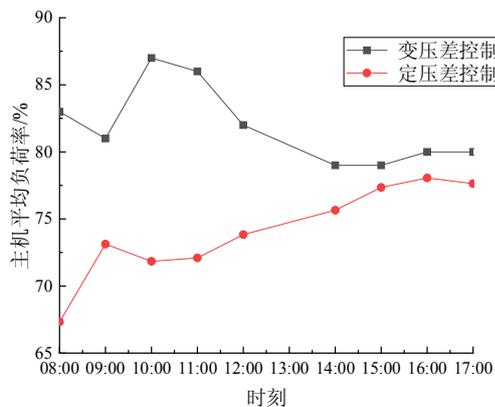


图12 不同控制方式的主机平均负荷率

3.4 节能情况

选取日供热量曲线相同,外网控制方式不同的两天进行比较,得出输配系统的节能量。图13为2020年12月27日和2020年1月13日的日供热量曲线图,两天各时段供热量相似,对比有较强的参考意义。

对比两个工况外网循环泵在08:00—17:00时间段的总耗电量,如表3所示,可以得出供热量相似的情况下,变压差控制策略比之前的定压差控制策略外网循环泵节电3618.98kWh,节能率约为50.2%。根据重庆市阶梯电价要求,计算出08:00—17:00时段可节省电费3414.39元,节电量显著。

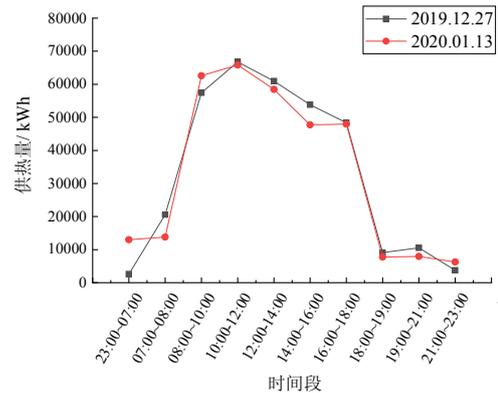


图13 日供热量曲线图

4 结论

本文提出一种适合区域供冷供热系统基于预测的变压差控制技术,并应用于重庆市某区域供冷供热系统,建立变压差技术模型,对其工程应用效果进行了评价,结论如下:

1) 调研发现其存在严重的“大流量,小温差”和“旁通逆流”现象,造成外网供水温度不足,主机负荷率偏低,外网循环泵耗能严重等问题。这些问题的主要原因为部分末端板换一次侧未装电动调节阀导致流量不能随负荷有效变化和外网控制方式不当造成的控制压差设定值过大。

2) 与定压差控制相比,变压差控制运行效果较好。外网供水温度基本可维持在43.2以上,供回水温差比定压差控制一周平均值提高2~3,压差设定值基本优化在0.16Mpa以下,主机负荷率在77%以上。

3) 节能量显著。通过对比得出08:00—17:00这个时间段,变压差控制策略比原先的定压差控制外网循环泵节能约50.2%,日节省电费约3414.39元。

本文提出的变压差控制技术可操作性强,适用

范围广,运行效果良好,节能显著,对其他同类型工程有较强的参考价值。

参考文献

- [1] 杨硕. 北京市某区域集中供冷蓄冷系统的应用与分析[J]. 制冷与空调,2020,20(01):53-57+91.
- [2] 李侯. 试析公共建筑中暖通空调系统效能提升策略[J]. 江西建材,2017(24):40+42.
- [3] 江亿. 用变速泵和变速风机代替调节用风阀水阀[J]. 暖通空调,1997,27(02):68-73.
- [4] 王君可. 冷冻水系统不同控制策略下节能性及可控性研究[D]. 北京:北京建筑大学能源与环境工程学院,2016:10-20.
- [5] JIN Xin-qiao, DU Zhi-min, XIAO Xiao-kun. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller systems[J]. Applied Thermal Engineering,2006,27(5):934-941.
- [6] MA Zhen-jun, WANG Sheng-wei. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems[J]. Energy & Buildings,2008,41(2):197-205.

[7] 卢帆. 基于 TRNSYS 的空调冷冻水变压差优化控制方法研究[D]. 西安:长安大学建筑工程学院,2016:41-54.

[8] ZHAO Tianyi, MA Liangdong, ZHANG Jili. An optimal differential pressure reset strategy based on the most unfavorable thermodynamic loop on-line identification for a variable water flow air conditioning system[J]. Energy & Buildings,2016,110:257-268.

[9] 黄庆, 孙攀, 谢晴, 等. 一次泵变流量系统变压差优化控制方法[J]. 制冷与空调,2018,18(02):95-98+108.

[10] 黄庆. 二次泵系统管网特性与变压差优化控制研究[D]. 武汉:华中科技大学能源与动力工程学院,2018:35-51.

[11] DENG Jiewen, HE Shi, WEI Qingpeng, et al. Research on systematic optimization methods for chilled water systems in a high-rise office building[J]. Energy and Buildings,2019.

太阳能跨季节储热供热系统性能研究

左春帅¹, 樊海鹰², 王恩宇¹

(1. 河北工业大学, 天津 300401; 2. 怀安县住房和城乡建设局, 怀安 076150)

[摘要] 本文以张家口某严寒地区办公楼中的太阳能跨季节储热供热系统(SSSH系统)为研究对象,对集热(储热)启/停控制条件、供热性能和地温变化等进行了研究。试验结果表明,集热启/停温差增大,集热效率降低;储热启动温度增大,集热效率和储热效率均下降。模拟预测结果表明,随着集热(储热)启动温度、停止温度或启停温差的增大,集热(储热)效率均会降低,而集热(储热)循环能效比会增大。储热启动温度平均每升高1℃,集热效率和储热效率平均下降0.7%和0.3%;集热启/停温差每增大1℃,集热效率平均下降1.7%,而集热循环能效比增加2.0%。供热季热泵机组COP和系统COP分别为3.4和3.1,地温由初始的6.12℃经过储热-供热完整循环,最终地温为6.91℃,满足系统长期稳定运行要求。

[关键词] 地源热泵;太阳能;跨季节储热;运行性能;TRNSYS

0 引言

冬季供暖是我国北方地区重要的民生工程,而能源与环境问题要求清洁供暖是必然选择。太阳能作为最具发展潜力的可再生清洁能源之一,太阳能供暖是继太阳能热水之后最有可能在我国普及推广的太阳能热利用技术。但是太阳能供暖具有季节性使用明显、系统使用率低和季节需热与太阳能辐射量不匹配等问题^[1]。浅层地热能是近年来发展较快的一种清洁能源,其储量大、稳定性好、可循环利用等优点,成为具有现实竞争力的新能源,“十三五”期间,国家大力推广浅层地热能的开发利用^[2]。

在我国北方地区,大量的建筑用热远大于用冷需求,单纯的地源热泵系统由于土壤热平衡问题而使其应用受到限制。太阳能跨季节储热供热技术的应用很好的实现了太阳能和地源热泵系统的互补增益,众多学者对该技术做了详细的应用研究^[3-8]。但是在严寒地区太阳跨季节储热供热技术的应用研究较少,本文对严寒地区建立的太阳能跨季节储热供热系统开展试验测试及性能预测研究,以期对该技术在严寒地区的推广应用提供依据。



图1 办公建筑实物图

1 系统概况

本文中太阳能跨季节储热供热系统(SSSH系统)建设在河北省张家口市的高海拔乡村,该地区属于严寒地区,太阳能资源丰富,全年只需供热。该系统满足某办公建筑中约500m²的供暖面积(如图1)而设计。根据当地供热需求,将系统分为供热季和非供热季两种运行模式。供热季时间为10月15日到次年的4月15日,长达半年,其余半年时间为非供热季。

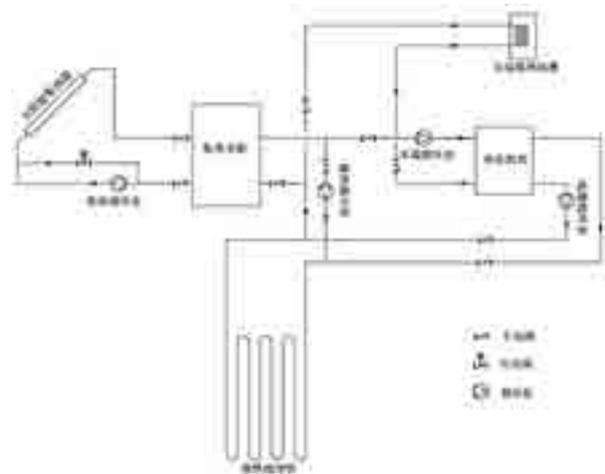


图2 系统原理图

该SSSH系统原理如图2所示,图中只标记了主要设备及控制阀门,热量表和温度传感器等计量器件在图中未标注。该系统主要设备有太阳能集热器、集热水箱、热泵机组、风机盘管、储热地埋管和各种循环泵。在非供热季时,太阳能集热器将收集到的热量通过集热循环泵暂存到集热水箱中,集热水箱中的水随着温度升高,达到储热条件时,储热循环泵启动,水箱中的高温水通过地埋管将热量储存到土壤中,完成储热循环;供热季时,集热水

箱将太阳能集热高温水通过热泵机组冷凝器侧直接供给风机盘管，当集热水箱进入冷凝器侧的水温低于机组设定值时，热泵机组启动，实现太阳能+热泵机组为末端供热。当地气候严寒，0-50m平均初始地温只有6.12，低于哈尔滨的7和沈阳的10.5^[5]。为了降低成本，该SSSH系统采用水作为换热工质，由于较低的初始地温不足以进行换热，故采用先储热后供热的运行模式。该系统的主要设备性能参数见表1。

表1 系统主要设备性能参数表

设备名称	型号及主要参数
热泵机组	型号 YVW50；制热量 50kW；制热功率 11.8kW；能效等级 2 级
集热水箱	不锈钢水箱；内 304 外 201；2m×2m×2m
太阳能集热器	太阳雨；无极超导热管；型号 58-1800/30 数量 20 组
储热地埋井	高密度 PE 管；埋深 50m；井数 12 口；双 U；井间距 2.5m
风机盘管	FP68×4；FP85×3；FP102×9
集热循环泵	定频；220V；扬程 15m
储热循环泵	定频；50Hz；额定功率 0.65kW
末端循环泵	变频；50Hz；额定功率 1.5 kW
地源循环泵	变频；50Hz；额定功率 1.5 kW

2 非供热季系统性能研究

2.1 非供热季系统试验性能分析

主要对集热循环和储热循环的启/停控制条件对集热性能和储热性能的影响做了研究分析，试验时间及对应集热（储热）启/停控制条件如表2所示。

表2 系统控制条件汇总

日期	集热启/停条件	储热启/停条件
5/01-5/07	8 /4	45 /5
5/08-5/14	9 /4	45 /5
5/15-5/22	7 /4	45 /5
5/23-5/28	10 /4	45 /5
5/29-6/14	10 /4	40 /5
6/15-6/20	10 /4	35 /5

注：表中集热启/停条件 8 /4，表示当集热器温度与集热水箱底层温度的温差大于等于 8 时，集热循环泵启动，小于等于 4 时集热循环泵停止；储热启/停条件 45 /5，表示当集热水箱温度大于 45 时，储热循环泵启动，温差小于 5 时，储热循环泵停止，其他控制条件同理。

太阳能集热器集热效率 η_a 储热效率 η_s 通过式（1）和式（2）计算得到。

$$\eta_a = \frac{Q_t}{1000 \cdot A_a \cdot G} \quad (1)$$

式中： Q_t 为太阳能集热量，kJ； A_a 为太阳能集热器面积， m^2 ； G 为接收到的太阳辐照量， MJ/m^2 。

$$\eta_s = \frac{Q_c}{Q_t} \quad (2)$$

式中： Q_c 为储存在地下的热量，kJ。

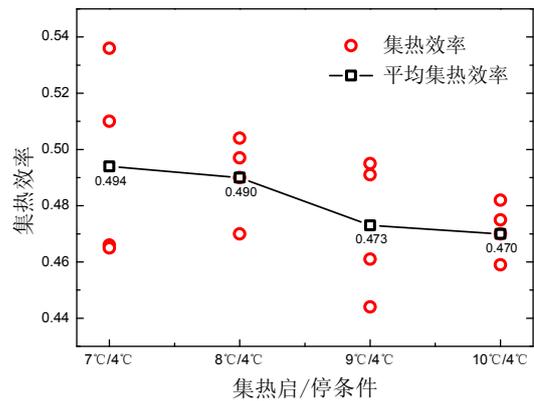


图3 不同集热控制条件下的集热效率对比

试验期间设置了 7 /4、8 /4、9 /4 和 10 /4 四种集热启/停控制条件，在每种集热启/停控制条件下选取了 4 天气象条件良好的试验数据做对比分析，其结果如图3所示。停止温差均为 4 的条件下，随着启/停温差的增大，平均集热效率缓慢下降，启动温差从 7 变为 10 时，集热效率从 0.494 下降为 0.470。可见，启/停温差间隔平均每增大 1，平均集热效率降低 1.6%。

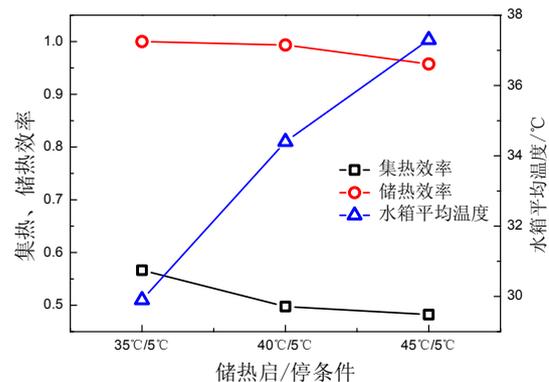


图4 不同储热控制条件下集热（储热）性能对比

设置集热启/停条件恒定为 10 /5，在储热启/停控制条件为 35 /5、40 /5 和 45 /5 下各自做 5 天储热试验。如图4所示，储热效率均高于 0.95。这是由于土壤温度较低，且太阳能的集热量全部用于储热，唯一的热损失是水箱向周围环境散热。随着储热启动温度的增大，水箱平均温度上升，造成了一定的热量累积现象，向周围环境散热加大，所以随着启动温度的增大，储热效率下降。储热控制条件变化引起的水箱温度变化也影响了集热效率。储热启/停条件从 35 /5 时的 0.566 变化到 45 /5 时的 0.482。储热启动温度每升高 1，集热效率大约下降 1.5%，储热效率下降 0.4%。

2.2 非供热季仿真模拟研究

2.2.1 仿真模型的建立与校验

本文运用 TRNSYS 仿真模拟软件对系统进行模拟预测。根据该 SSSH 系统各个设备的实际运行工况参数，建立仿真模型并进行参数设置，模拟过程中的集热（储热）启/停条件表示含义与表 2 中同理。

首先从热量、电耗和地温变化进行试验和模拟的数据对比，以验证仿真模型的可靠性。表 3 中列出了 5 月 1 日—7 月 31 日为期三个月集热量、储热量、总电耗和太阳辐射量的试验值和模拟值比较，其误差最大为 7.60%。图 5 中给出了地温试验值和模拟值对比，误差基本保持在 10% 以内。综上，该仿真模型可以用于试验系统来进行模拟计算。

表 3 试验值与模拟值对比表

参数	集热量/kWh	储热量/kWh	总电耗/kWh	太阳辐射量/kWh
试验值	12252.38	11945.94	648.31	27110.21
模拟值	12966.01	12087.14	697.60	27684.15
误差	5.82%	1.18%	7.60%	2.12%

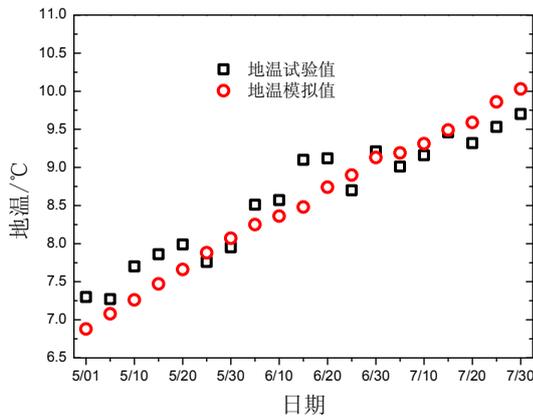


图 5 地温试验值和模拟值对比图

2.2.2 不同储热控制条件下的集热（储热）性能

系统在每种储热启/停条件下进行完整非供热季运行，运行结果整理如图 6- 图 9 所示。

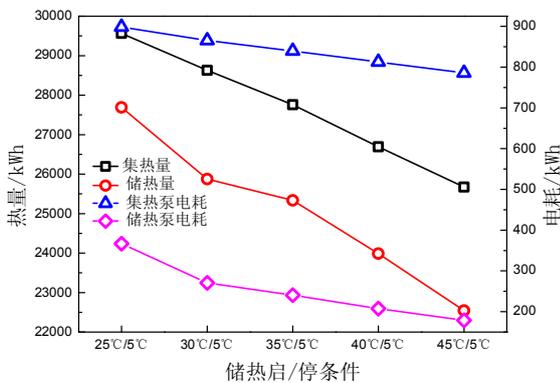


图 6 不同储热控制条件下的热量和电耗

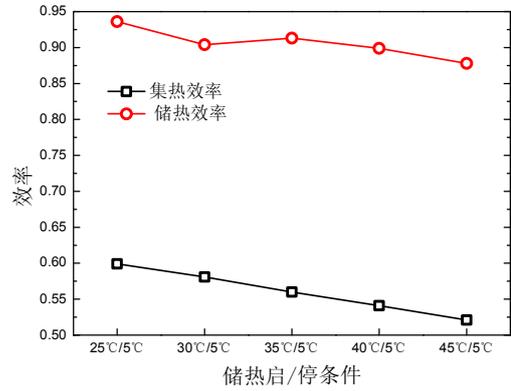


图 7 不同储热控制条件下的集热（储热）效率

为了分析系统运行性能，引入能效比的概念。集热循环能效比 α_a 和储热循环能效比 α_s 分别由式 (3) 和式 (4) 计算得到。

$$\alpha_a = \frac{Q_t}{3600 \cdot P_t} \tag{3}$$

式中： P_t 为集热循环泵耗电量，kWh。

$$\alpha_s = \frac{Q_c}{3600 \cdot (P_t + P_c)} \tag{4}$$

式中： P_c 为储热循环泵耗电量，kWh。

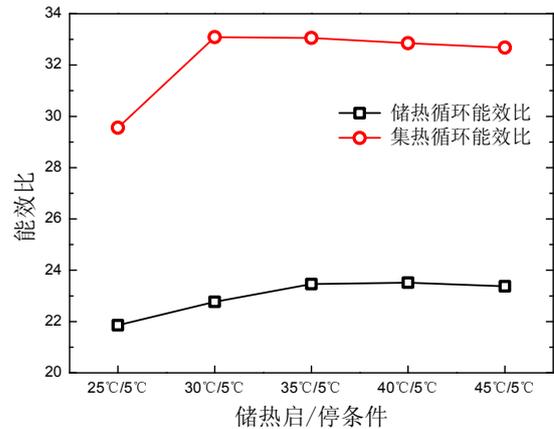


图 8 不同储热控制条件下的集热（储热）循环能效比

图 6 为整个非供热季不同储热启/停条件下的集热量、储热量和集热（储热）耗电量对比。随着储热启动温度的增大，各项指标均减少。这是因为储热启动温度越高，水箱平均温度越高，向周围环境散失的热量越多。图 7 给出了整个非供热季的集热效率和储热效率随储热启/停条件的变化。随着储热启/停条件由 25 /5 变为 45 /5，集热效率和储热效率分别下降了 13.02% 和 6.19%，储热启动温度平均每升高 1，集热效率和储热效率分别下降 0.7% 和 0.3%。图 8 表明，随着启动温度的增大，集热循环能效比呈先上升后缓慢下降，而储热循环

能效比先缓慢上升后几乎不变。所以并不是集热（储热）效率和热量越高越经济，在优化集热（储热）启/停控制条件时，要同时兼顾效率和能效比。

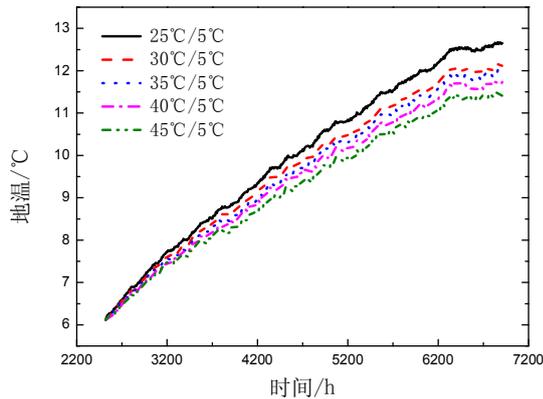


图9 不同储热控制条件下的地温变化

图9表示，储热启/停控制条件由45 /5 变为25 /5，非供热季结束时的地温由11.41 变为12.65。可见储热启/停控制条件对地温有比较显著的影响。

2.2.3 不同集热控制条件下的集热性能

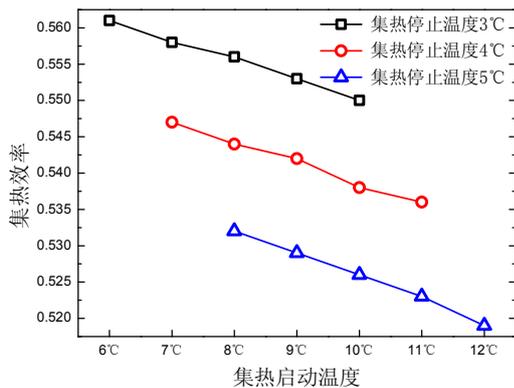


图10 不同集热控制条件下的集热效率

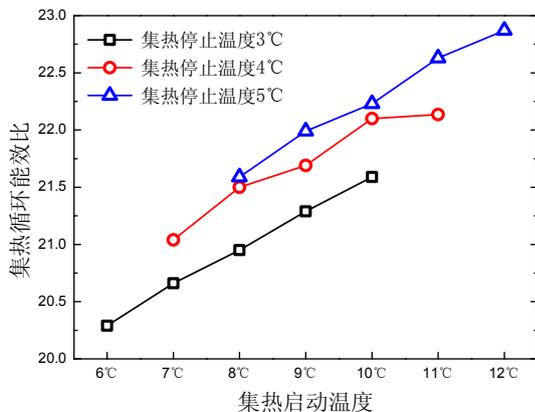


图11 不同集热控制条件下的集热循环能效比设置储热启/停控制条件恒定为25 /5，图

10和图11给出了不同集热启/停条件下进行完整非供热季运行时集热效率和集热循环能效比的变化。当集热启动温度一定时，随着集热停止温度的增大，集热效率减小，而集热循环能效比增大；当集热停止温度一定时，随着集热启动温度的增大，集热效率减小，而集热循环能效比增大；当集热启停温差相同时，随着启停温度的增大，集热效率降低，而集热循环能效比增大。集热启/停温差每增大1，集热效率平均下降1.7%，集热循环能效比增加2.0%。

3 供热季系统仿真模拟研究

3.1 供热负荷计算

将集热启/停条件设置为7 /4，储热启/停条件设为25 /5，在以上非供热季控制条件下完成储热，然后对供热季运行性能进行模拟预测。

将供热建筑分为两个供热区，供热一区为办公区，供热面积为340平方米，供热二区为卫生院，供热面积为160平方米。供热温度设置为20，相对湿度为45%。

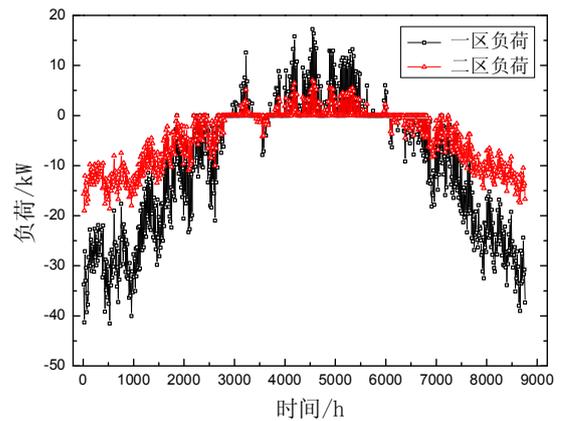


图12 全年负荷曲线变化图

图11给出了建筑负荷曲线变化图。图中正值表示为冷负荷，负值表示为热负荷。一区供热面积大，最大热负荷值为41.59kWh，但是绝大多数热负荷均小于40 kWh；二区的供热面积只有一区的1/2左右，且二区朝南的窗墙比较大，吸收太阳能辐射量提供部分热负荷，热负荷都在20 kWh以内。

3.2 供热性能研究

热泵机组性能系数 COP_{HP} 和系统性能系数 COP_S 是供热性能研究中的两个重要参数，计算公式如下。

$$COP_{HP} = \frac{Q_{HP}}{3600 \cdot P_{HP}} \quad (5)$$

式中： Q_{HP} 为热泵机组制热量，kJ； P_{HP} 为热泵机组耗电量，kWh。

$$COP_s = \frac{Q_s + Q_{HP}}{3600 \cdot (P_{HP} + P_l + P_s + P_t)} \quad (6)$$

式中： Q_s 为太阳能供热量，kJ； P_l 为末端负荷侧循环泵耗电量，kWh； P_s 为地源侧水泵耗电量，kWh。

定义太阳能直供占比 β 为太阳能供热量占总热量的比值：

$$\beta = \frac{Q_s}{Q_{HP} + Q_s} \quad (7)$$

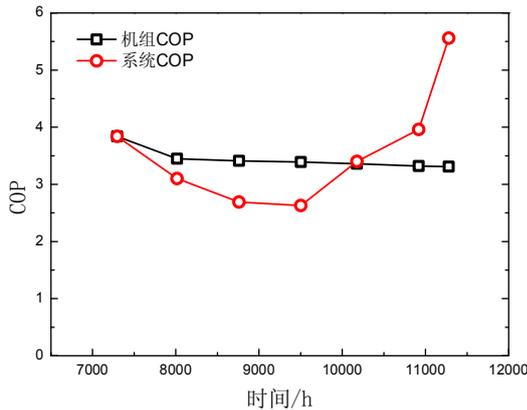


图 13 供热季机组 COP 和系统 COP 对比

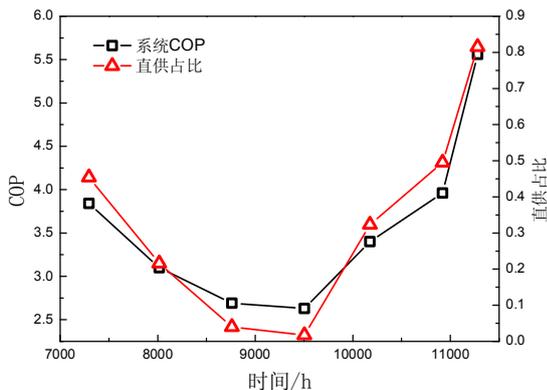


图 14 系统 COP 和直供占比图

图 12 表明，随着供热季的进行，热泵机组性能系数由供热季开始时的 3.84 下降到供热季结束时的 3.31，整个供热季为 3.4。机组性能系数逐渐降低是因为随着热泵机组不断向地下取热，地温逐渐下降。系统性能系数在供热前期和后期一直处于较高水平，而供热中期相对较低，但是依然保持在 2.6 以上，整个供热季为 3.1。造成系统性能系数波动较大的原因可从图 13 中予以解释。系统性能系数与太阳能直供占比表现出正相关关系。在供热前期和后期太阳能供热占比较大，而供热中期太阳能几乎不提供热负荷，热泵机组需要承担更多的热负荷，导致耗电

增多，系统性能系数较低。总体来看，整个供热季的太阳能直供占比 β 为 0.23。

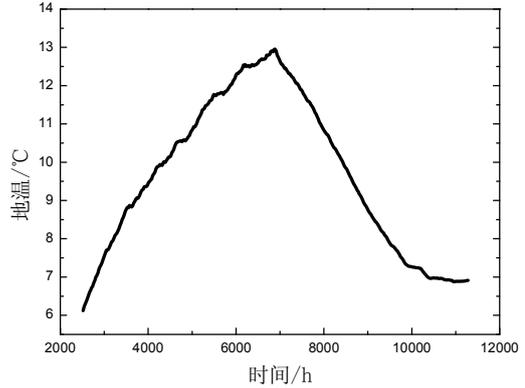


图 15 全年地温变化图

地温对 SSSH 系统运行性能有着显著的影响。图 14 表示地温由初始的 6.12 经过长达半年的储热期后升高至 12.95，供热季不断向地下取热结束时的地温为 6.91，比初始地温升高了 0.79。SSSH 系统的优势就是充分利用丰富的太阳能资源辅助供热，表 4 中列出了该系统全年太阳能使用量。非供热季太阳能储热量 25323.39kWh，而在供热季地源取热量为 11171.18 kWh，太阳能直接供热量为 4635.52 kWh。非供热季太阳能集热量的 97.6% 被送到土壤储存，在冬季有 44.1% 的储热量被地源热泵提取。采用太阳能跨季节储热供热方案的集热器面积大约只有冬季供热方案的集热器面积的 1/5。

表 4 全年太阳能使用量

时间	太阳辐照量 /kWh	太阳集热量 /kWh	太阳储热量 /kWh	太阳供热量 /kWh	地源取热量 /kWh
供热季	29448.09	14656.39	-	4635.52	11171.18
非供热季	48578.76	25934.71	25323.39	-	-

4 结论

1) 试验数据表明，随着集热（储热）启/停温差的增大，平均集热（储热）效率缓慢下降，集热启/停温差平均每增大 1，平均集热效率降低 1.6%；储热启动温度每升高 1，集热效率下降 1.5%，储热效率下降 0.4%。

2) 模拟结果显示，集热（储热）启/停条件变化时，集热量（储热量）和集热（储热）效率的变化趋势与集热（储热）循环能效比相反，所以在优化集热和储热控制条件时要综合兼顾效率和能效比。

3) 整个供热季 COP_{HP} 达到 3.4， COP_s 为 3.1；且从地温来看，从初始的 6.12 储热上升到 12.95，再经过供热，最终地温为 6.91；地温的逐年升高，满足系统长期稳定运行要求，并有利于系统运行能效的提高。

参考文献

- [1] 李婷, 康侍民, 陈静. 主动式太阳能供暖系统的研究现状综述 [J]. 制冷与空调(四川), 2013, 27(06):611-615.
- [2] 国家能源局. 地热能开发利用“十三五”规划 [EB/OL]. [2017-4-23]. <http://www.sdpc.gov.cn/zcfb/zcfbghwb/201702/W020170204519970896680.pdf>.
- [3] 王恩宇, 贺芳, 齐承英. 太阳能-地源热泵联合供能系统运行策略研究 [J]. 暖通空调, 2012, 42(12):83-87.
- [4] 王恩宇, 齐承英, 杨华, 等. 太阳能跨季节储热供热系统试验分析 [J]. 太阳能学报, 2010, 31(03):357-361.
- [5] 芦子健, 曲世琳, 韩金权, 等. 严寒地区蓄热式太阳能土壤源热泵耦合系统适用性研究 [J]. 建筑科学, 2017, 33(10):97-103.
- [6] Francesco Reda, Long term performance of different SAGSHP solutions for residential energy supply in Finland [J]. Appl. Energy 2015, 144:31-50.
- [7] Chen Xi, Yang Hongxing. Performance analysis of a proposed solar assisted ground coupled heat pump system [J]. Appl Energy, 2012, 97:888-896.
- [8] Qu S, Han J, Sun Z, et al. Study of operational strategies for a hybrid solar-geothermal heat pump system [J]. Building Simulation, 2019, 12:697-710.

考虑多种交通状态的隧道车辆空气阻力系数计算方法

梁辰吉¹，蔡鑫²，孔祥岁²，南硕¹，李先庭¹，邵晓亮³

(1. 清华大学，北京 100084；2. 深圳市交通公用设施建设中心，深圳 518040；
3. 北京科技大学，北京 100083)

[摘要] 现有公路隧道通风设计依据的交通风力计算方法简化较多，准确性较低；而风洞试验法和数值计算法虽可准确模拟不同交通状态，但使用不便。本研究将不同隧道交通状态量化为五个交通状态参数：横向往车道分布、纵向行车间距、阻塞比、行车速度、车型混编比例；并用数值方法探究上述五个参数对车辆空气阻力系数的影响规律；归纳出一套简便准确的车辆空气阻力系数计算方法，有利于在隧道通风工程计算中使用。

[关键词] 隧道通风；交通风力；交通状态；空气阻力系数

0 引言

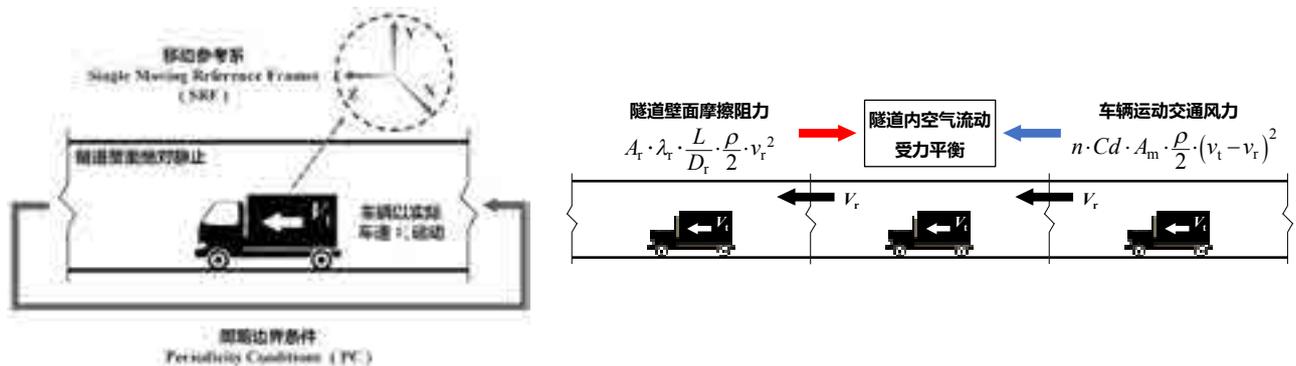
21 世纪我国公路隧道发展迅速，截至 2018 年，我国长度超过 3 km 的特长隧道总里程已达 4707 km，占据隧道总里程的 27.3%^[1]。特长隧道结构复杂，更依赖机械通风排除污染物。隧道通风另一动力源——交通风力的合理使用可补充机械通风风力^[2]，增大通风有效性、节能减排、减少投资。

现行的隧道通风设计依据《公路隧道通风设计细则》^[3]（JTG/T D702-02-2014），采用经典的一维管道流动模型计算交通风力。该方法根据隧道内车辆的车型和所占比例加权得到车辆等效阻抗面积，进而计算交通风力。相关研究利用此方法探究了隧道利用交通风力通风的可行性及通风效果^[4,5]。

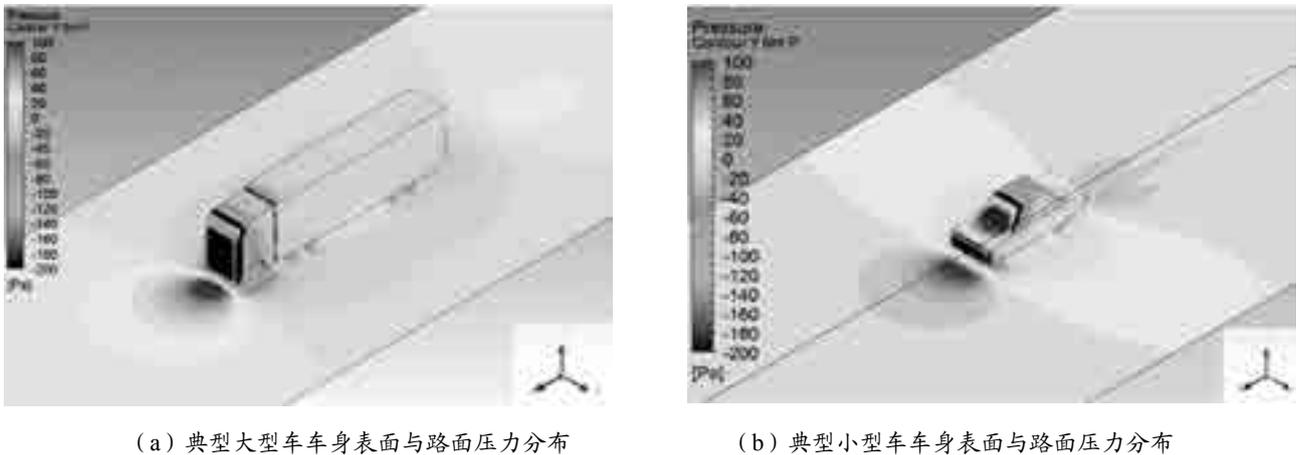
该方法认为交通风力等价于每辆车对隧道内空气单独作用效果的代数叠加，其使用的车辆空气阻力系数基于单辆车的风洞试验结果^[6,7]，并考虑了隧道壁面对空气阻力特性的影响，采用阻塞比修正空气阻力系数，然而该方法未考虑周围车辆对车辆空气阻力特性的影响。研究表明，实际交通环境中行

驶的车辆空气阻力系数因受到周围车辆的影响，与单辆车的情况大不相同^[8,9]，贺宝琴等人发现，队列行驶的车辆空气阻力系数随行车间距减小而减小，平均空气阻力系数减小幅度为 20%~30%^[9]；多车道行驶时车辆周围流场存在相互干扰的现象，空气阻力系数与单车道的情况大不相同^[10]。故该方法虽可在一定程度上反映行驶车辆对交通风力的作用，但简化较多，无法准确计算不同状态时的交通风力。

不同的隧道交通状态，可通过风洞试验或数值计算来模拟，进而准确计算不同状态的交通风力。风洞试验法通过测试不同工况时的隧道段内车辆形成的压降，直接计算交通风力^[11,12]。风洞试验方法准确度高，但由于其成本较高，场地受限，因此无法满足复杂工况的交通风力计算需求。近年，随着计算机的快速发展，交通风力的数值计算方法在隧道通风领域的使用愈发广泛。张素磊^[2]、葛磊^[12]、胡金平^[13]等人通过 CFD 模拟，分别对港珠澳大桥海底隧道、云彩岭隧道、雪峰山隧道的交通风力进行计算，分析了自然通风在特长公路隧道中应用的



(a) “SRF+PC” 模拟方法原理示意 (b) “SRF+PC” 模拟方法等效结果示意
图 1 “移动参考系 + 周期性边界条件”方法对隧道内车辆模拟原理示意图



(a) 典型大型车车身表面与路面压力分布

(b) 典型小型车车身表面与路面压力分布

图2 典型大型车与典型小型车的数值计算结果

表1 典型车辆空气阻力系数的数值模拟结果验证

	模拟结果					实验结果	相对误差
	压差阻力系数	占比	摩擦阻力系数	占比	总阻力系数		
典型大型车	0.4327	82.38%	0.0926	17.62%	0.5253	0.5577	-5.80%
典型小型车	0.2805	85.17%	0.0488	14.83%	0.3293	0.3188	3.31%

可行性,及通风力的使用对机械通风系统运行能耗的降低程度。上述方法虽具有较好的计算精度,但只针对特定隧道或部分交通状态,不具备概括性,且计算耗时、不方便。

鉴于此,本文将隧道内不同交通状态量化为若干交通状态特征参数,并通过CFD数值计算不同交通状态特征参数时的隧道内车辆空气阻力系数,归纳出一套可直接用于隧道通风力计算的车辆空气阻力系数计算方法,以指导隧道通风系统的设计和运行。

1 交通状态参数

现有公路隧道通风系统设计依据对某个工况(平时工况、阻塞工况、停滞工况等)描述的关键参数包括交通预测量、车型比例与行车速度。对于特定隧道,根据上述3个参数便可进行通风设计计算。其中,交通预测量影响单向多车道隧道内的横向车道分布和纵向行车间距,且隧道内不同的车型具有不同的阻塞比。故本研究选取横向车道分布、纵向行车间距、阻塞比、行车速度、车型混编比例这5个参数,简称“交通状态五要素”,来描述隧道内车辆所处的交通状态。其中,横向车道分布指车辆在多车道隧道中的车道排布方式,例如单车道行驶、多车道并行、多车道交错行驶等,不同的横向车道分布会导致车辆之间、车辆与隧道壁面的相对位置不同,从而影响车辆空气阻力特性;纵向行车间距指同一个车道上前后车的纵向距离,其会对队列行车减阻效应产生显著影响,前文已有涉及;阻塞比

为车辆正面投影面积与隧道行车空间净空面积之比,隧道壁面与车辆的相对位置的改变会使车辆外流场的发展空间发生变化;行车速度即车速,其作为交通状态最为直观的因素,与车辆与隧道内空气的相互作用直接相关;车型混编比例指隧道内各类车型的比例,不同车型在行驶过程中产生的外流场差异巨大,对隧道内其他车辆空气阻力特性的影响也大不相同。

2 数值计算方法

本研究采用数值方法研究上述“交通五要素”对车辆空气阻力系数的影响规律。本部分介绍数值计算原理及计算模型验证。

2.1 CFD 计算原理

为模拟车辆行驶、减小计算域,本研究采用“移动参考系+周期性边界条件”方法求解隧道内的流场。该方法原理如图1所示。其中,“移动参考系”指将数值模拟的参考系建立在匀速运动的车辆上,即参考系以车辆行驶速度按车辆行驶的方向匀速移动,从而模拟车辆的行驶过程;“周期性边界条件”指包含行驶车辆的隧道段进出口断面采用周期性边界条件,每一步迭代都将所算隧道段出口的计算结果赋值给隧道段入口,如图1(a)所示。该方法等效于包含行驶车辆的若干个隧道段首尾相连,从而模拟特长隧道内的行驶车辆队列,如图1(b)所示。在此基础上,本研究稳态求解计算域的连续性方程、动量方程、湍流 RNG k-ε 方程等,并根据求解获得的隧道内速度场和压力场计算车辆的空气阻力系数。

本研究分别选取标准 20 英尺集装箱货车及英国汽车工业联合会 MIRA 标准阶梯背式乘用车作为后续计算的典型大型车和典型小型车，其车长分别为 15.072m 和 4.165m，正面投影面积分别为 8.538m² 和 2.077m²。

2.2 计算方法验证

本研究以李莉^[14]、王师^[15]对典型大型车及典型小型车的空气阻力系数风洞试验结果来验证所使用的 CFD 算法准确性，数值计算结果及验证结果分别如图 2、表 1 所示。结果表明，该方法对车辆空气阻力系数计算准确度较高，可用于后续计算。

3 结果分析

3.1 横向车道分布影响

本研究选取某典型三车道隧道为研究对象，探究横向车道对空气阻力系数的影响，结果如图 3 所示。行车空间截面宽 14.25m，高 6.8m，每条车道宽 4.25m。L、M、R 分别代表左、中、右车道，双车道和三车道行驶的情况可分为车辆并行或交错行驶两类。结果表明，车道数越多，单车的空气阻力系数越大，且并行行驶时平均车辆空气阻力系数大于交错行驶的情况。考虑真实的交通情景、行车安全与驾驶习惯，本研究选择最常见、最合理的横向车道分布——“三车道交错行驶”的工况作为后续交通四要素研究的基础。

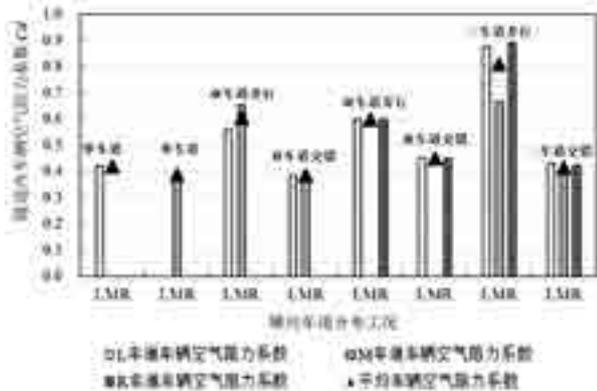


图 3 不同横向车道分布时的隧道内车辆空气阻力系数

3.2 行车速度影响

本研究采用上述典型三车道隧道及典型大型车作为研究对象，针对三种不同的纵向行车间距（60m/100m/200m），对不同隧道内行车速度（20km/h~100km/h）下的车辆空气阻力系数进行数值计算，结果如图 4 所示。结果表明，行车间距相同时，车辆空气阻力系数随行车速度变化范围小于 5% 以内。因此，可忽略车速对车辆空气阻力系数的影响。

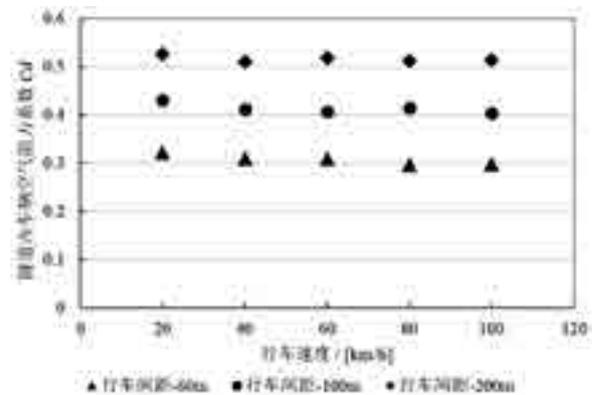


图 4 不同行车速度时的隧道内车辆空气阻力系数

3.3 纵向行车间距影响

本研究采用上述典型三车道隧道、典型大型车与典型小型车作为研究对象，以 80km/h 的行车速度针对两类典型车型，探究不同纵向行车间距对隧道内车辆空气阻力系数的影响规律，结果如图 5 所示。结果表明，典型大型车与典型小型车的空气阻力系数均会随纵向行车间距的增加而增加，且增加趋势逐渐平缓。

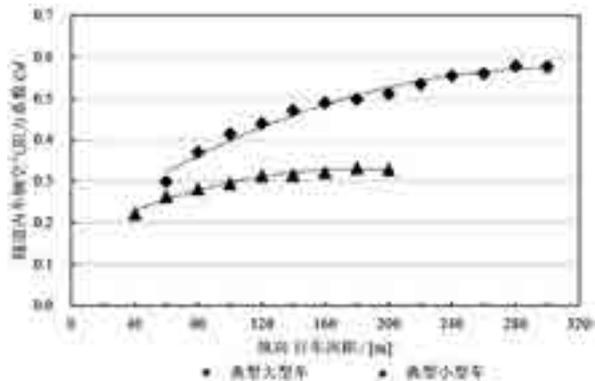


图 5 不同纵向行车间距时的隧道内车辆空气阻力系数

3.4 阻塞比影响

由于我国规定了公路隧道的净空高度，相同等级的公路隧道净空高度基本一致，因此本研究通过改变车道数量，来改变隧道净空宽度，从而改变阻塞比。具体为：隧道高度为 6.8m，隧道车道数由 1 增大到 5，宽度分别为 5.75m/10m/14.25m/18.50m/22.75m。本研究采用典型大型车与典型小型车作为研究对象，以 80km/h 的行车速度和 100m 的纵向行车间距针对两类典型车型，探究不同阻塞比对隧道内车辆空气阻力系数的影响规律，结果如图 6 所示。结果表明，大型车与小型车的空气阻力系数均会随阻塞比的增加而增加，二者基本呈正比关系，这与《公路隧道通风设计细则》^[3]（JTG/T D702-02-2014）中阻塞比修正公式的结论一致。

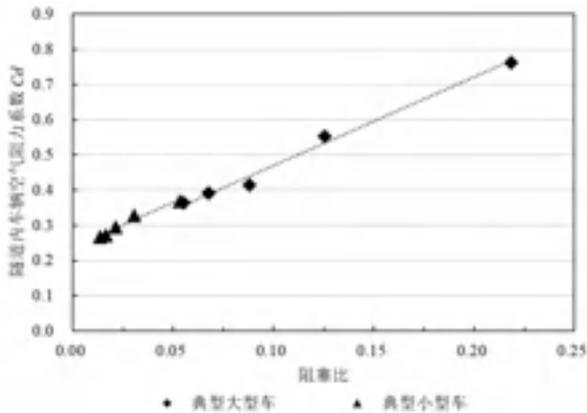


图6 不同阻塞比时的隧道内车辆空气阻力系数

3.5 车型混编比例影响

本研究选取长度为300m的典型三车道隧道段，车辆以三车道交错行驶、100m的纵向行车间距和80km/h行车速度分布于隧道段中，计算域共有9台车辆。本研究通过改变这9台车中大型车与小型车的比例（大型车数量为1~6），以实现对不同车型混编比例的模拟。车型混编比例对车辆阻力系数影响如图7所示。结果表明，随着隧道中大型车混入率的增加，车流中小型车的空气阻力系数逐渐增加，呈线性规律；大型车的空气阻力系数几乎不受车型混编比例变化的影响。

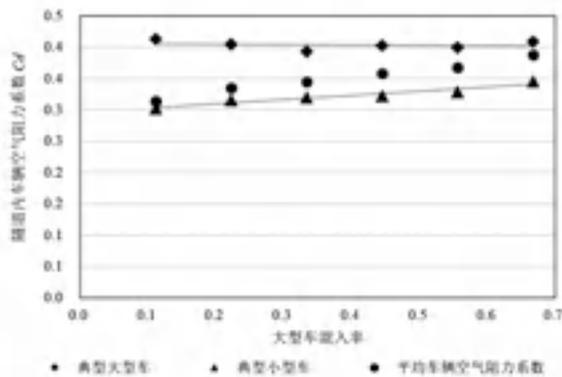


图7 不同车型混编比例时的隧道内车辆空气阻力系数

4 隧道车辆空气阻力系数计算方法

4.1 计算方法基础框架

根据前文研究结果，多车道交错行驶的车道分布较常见，且行车速度对空气阻力系数影响较小。故本研究仅考虑交通五要素中的阻塞比、纵向行车间距及车型混编比例这三个因素对空气阻力系数的影响。隧道内某交通状态的平均车辆空气阻力系数的计算，分别以开阔路面典型大型车和典型小型车的空气阻力系数为基础，根据车辆及隧道断面的尺寸计算阻塞比对其进行修正；然后根据交通量计算该状态时的车辆纵向行车间距和车型混编比例对阻

力系数进一步修正，最终得到隧道内全体车辆的平均空气阻力系数，进而计算交通风力。该计算方法的计算框架如图8所示。



图8 隧道内车辆空气阻力系数计算方法框架

4.2 计算方法修正公式

根据上述计算方法框架及前文研究结果，本研究通过数学手段与数据筛选，去除阻塞比、纵向行车间距及车型混编比例这三要素间的耦合影响，将不同车型、交通状态的车辆空气阻力系数均换算为开阔路面单车空气阻力系数的相对值，并归纳了阻塞比、纵向行车间距、车型混编比例三个因素对开阔路面单车空气阻力系数修正公式，如式(1)~(4)所示。该方法根据交通状态用修正公式分别对典型大型车和典型小型车的空气阻力系数修正，如式(5)、(6)所示，并以大型车混入率根据式(7)加权计算隧道内全部车辆的平均空气阻力系数。

$$f_B = 5.433 \times B + 0.7742 \quad (1)$$

$$f_L = -0.0016 \times L^2 + 0.0664 \times L + 0.3200 \quad L < 20$$

$$f_L = 1.0072 \quad L \geq 20 \quad (2)$$

$$f_{R,1} = 0.9973 \quad (3)$$

$$f_{R,2} = 0.2303 \times R_1 + 1.0025 \quad (4)$$

$$Cd_{T,1} = f_{R,1} \cdot f_{L,1} \cdot f_{R,1} \cdot Cd_{S,1} \quad (5)$$

$$Cd_{T,2} = f_{R,2} \cdot f_{L,2} \cdot f_{R,2} \cdot Cd_{S,2} \quad (6)$$

$$Cd_T = Cd_{T,1} \cdot R_1 + Cd_{T,2} \cdot (1 - R_1) \quad (7)$$

其中， f_B 为阻塞比修正系数，无量纲； B 为隧道内各车型的阻塞比，无量纲； f_L 为纵向行车间距修正系数，无量纲； L 为以车长为单位长度的相对纵向行车间距，即纵向行车间距与车长的比值，无量纲； $f_{R,1}$ 与 $f_{R,2}$ 分别为针对大型车与小型车的车型混编比例修正系数，无量纲； R_1 为隧道中大型车混入率，无量纲； $Cd_{T,1}$ 与 $Cd_{T,2}$ 分别为隧道交通状态下大型车与小型车的空气阻力系数，无量纲； $Cd_{S,1}$ 与 $Cd_{S,2}$ 分别为开阔路面单车行驶时大型车与小型车的空气阻力系数，无量纲，其值可分别取为0.5577和0.3188； Cd_T 为实际交通状态下隧道内所有车辆的平均空气阻力系数，无量纲。

4.3 计算方法的验证

为验证上述隧道内空气阻力系数计算方法的可靠性与适应性，本研究针对另一四车道典型公路隧

表2 隧道内车辆空气阻力系数计算方法验证结果

序号	纵向行车间距 (m)	隧道内车辆空气阻力系数							
		数值模拟结果			计算方法结果				
		大型车	小型车	车辆平均	大型车	小型车	车辆平均	相对误差	
1	60	0.2583	0.2119	0.2212	0.2955	0.2350	0.2471	11.7%	
2	80	0.3211	0.2367	0.2536	0.3317	0.2579	0.2727	7.5%	
3	100	0.3594	0.2522	0.2736	0.3649	0.2651	0.2851	4.2%	
4	120	0.3812	0.2643	0.2877	0.3951	0.2670	0.2927	1.7%	
5	140	0.4078	0.2720	0.2992	0.4223	0.2670	0.2981	-0.4%	
6	160	0.4243	0.2590	0.2921	0.4465	0.2670	0.3029	3.7%	
7	180	0.4310	0.2642	0.2976	0.4677	0.2670	0.3072	3.2%	
8	200	0.4035	0.2717	0.2981	0.4859	0.2670	0.3108	4.3%	
9	220	0.4627	0.2776	0.3146	0.5011	0.2670	0.3139	-0.2%	
10	240	0.4459	0.2670	0.3028	0.5133	0.2670	0.3163	4.5%	
11	260	0.4549	0.2696	0.3067	0.5225	0.2670	0.3181	3.7%	
12	280	0.5014	0.2643	0.3117	0.5287	0.2670	0.3194	2.4%	
13	300	0.5457	0.2770	0.3307	0.5319	0.2670	0.3200	-3.2%	

道的不同交通状态(行车空间宽度为17.25m,高度为7m,设计车速为80km/h,大型车混入比为0.2,行车间距为60m~300m),用数值模拟结果对上述车辆空气阻力系数计算方法进行验证,验证结果如表2所示。结果表明该方法车辆空气阻力系数计算结果的相对误差基本小于10%,较为准确可靠。

5 结论

针对现有公路隧道通风力计算方法的不足,本研究提出一套简便、准确的隧道内车辆空气阻力系数计算方法,主要结论如下:

1、公路隧道的不同交通状态可概括为横向车道分布、行车速度、纵向行车间距、阻塞比、车型混编比例五个要素;

2、横向车道分布、纵向行车间距、阻塞比、车型混编比例对隧道内车辆的空气阻力系数影响显著,而行车速度的影响较小;

3、根据实际交通状态,考虑阻塞比、纵向行车间距、车型混编比例的隧道车辆空气阻力系数计算方法,结构清晰,使用简便,结果准确,利于在隧道通风工程计算中使用。

参考文献

- [1] 交通运输部.2018年交通运输行业发展统计公报[R].北京:中华人民共和国交通运输部,2019.
- [2] 张素磊.港珠澳海底隧道通风井间距优化研究[D].长安大学,2008.
- [3] JTG/TD702-02-2014 中华人民共和国行业推荐性标准.公路隧道通风设计细则[S].北京:人民交通出版社,2014.
- [4] 郑国平.公路特长隧道利用通风力实现无动力通风的研究[J].公路,2016(9):283-287.
- [5] 孙玉环.秦岭终南山隧道自然通风利用计算与仿真[D].长安大学,2014.
- [6] 余志生.汽车理论[M].机械工业出版社,1981.

[7] 何光里.汽车运用工程师手册[M].人民交通出版社,1991.

[8] 贺宝琴.汽车队列行驶的气动特性研究[D].吉林大学,2009.

[9] 贺宝琴,吴允柱,傅立敏.汽车外形对智能车辆队列行驶气动特性的影响[J].吉林大学学报(工),2008,38(1):7-11.

[10] 吴允柱.汽车超车过程的气动特性研究[D].吉林大学,2008.

[11] Chen T Y, Lee Y T, Hsu C C. Investigations of piston-effect and jet fan-effect in model vehicle tunnels[J].Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1998, 73: 99-110.

[12] 葛磊.公路隧道自然通风竖井设置与效果研究[D].长安大学,2014.

[13] 胡金平.多竖井公路隧道通风网络理论及其应用[D].长安大学,2004.

[14] 李莉.特定运动状态下车辆瞬态空气动力学特性的研究[D].山东大学,2010.

[15] 王师.MIRA模型组气动特性模型风洞试验研究[D].湖南大学,2011.

北京城区供暖季卧室环境及居民睡眠质量调查分析

罗观璋, 张晓静, 谢静超

(北京工业大学, 北京 100124)

[摘要] 本研究在北京城区实地调研了48个住户在供暖季的卧室夜间热湿环境(温度和相对湿度)及卧室空气质量(CO₂浓度)情况。同时,采用纽扣温度计(ibutton)测量睡眠阶段受试者的平均皮肤温度和被褥内温度,采用睡眠体动记录手环Fitbit Alta 2记录受试者睡眠质量。调查发现,卧室温度基本满足标准要求;相对湿度普遍偏低,有19户(39.6%)夜间卧室平均相对湿度值低于30%,空气质量普遍较差,仅10户(20.8%)卧室的夜间平均CO₂浓度低于标准值1000ppm,有8户甚至超过3000ppm。睡眠状态下受试者的平均皮肤温度为34.7 ± 0.6,且平均皮肤温度与被褥温度显著正相关,可见被褥微环境能一定程度反映人体表面皮肤温度情况。受试者平均皮肤温度在34.5 ~ 35范围睡眠质量最佳,回归分析发现,当平均皮温为34.8时,深度睡眠占比最大,睡眠质量最好。

[关键词] 卧室环境;热湿环境;室内空气质量;平均皮肤温度;睡眠质量

0 引言

卧室环境的好坏不仅直接影响人们的舒适性,还影响人们的睡眠质量,因此创造健康、舒适的卧室环境非常重要。室内环境包括热湿环境、声环境、光环境及空气品质等方面^[1,2]。在目前针对卧室热环境实验研究中,部分研究也开始关注和记录人员睡眠期间热舒适情况^[3,4]。受睡眠行为影响,大多数前期研究中,睡眠过程中热舒适情况一般是通过第二天睡醒之后的回忆评价。所以,主观投票结果难免存在一定的记忆偏差,而且往往会受到醒来之后的热感觉状态、心理压力和情绪影响^[5]。而皮肤温度可以在睡眠状态下连续测量记录并且已被证实可以反映卧躺状态下人体热舒适情况^[6]。因此,可考虑将皮肤温度作为表征睡眠热舒适水平的客观指标,探讨其与睡眠质量的相关性。此外,与热环境研究相比,目前针对卧室空气品质的影响研究相对较少^[7]。

北京属于寒冷地区,冬季气候寒冷干燥,根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012,北京供暖室外计算温度为-7.6。城镇地区住宅一般采用集中供暖的形式来满足室内热舒适需求,供暖期一般从11月中旬开始,3月中旬结束。为了解北京城区供暖季住宅卧室环境现状及其对居民睡眠质量的影响,本研究开展了入户实测,记录了夜间卧室温度、相对湿度、二氧化碳(CO₂)浓度,并监测了受试者的皮温及睡眠质量。

1 调查方法

基金项目:国家自然科学基金青年项目(51708006);北京市教委“高创计划”青年拔尖团队项目

考虑到城镇地区与农村地区冬季室内环境差异较大,本实验调查地点选取在北京城区居民楼,共实地调研48户。实测调研时间为2019年12月至2020年1月,处于供暖季。对于每户的卧室夜间情况以及受试者当晚的睡眠质量进行监测,同时也实时测量并记录了睡眠期间的皮肤温度和被褥温度,另外,实测期间室外环境也相应进行记录。

1.1 受试者选取

在实验之前征集住在北京城区的居民,共48名受试者满足要求并被招募参与本实验。受试者基本信息如表1所示。受试者均满足以下要求(1)身体健康,无慢性疾病及其他严重疾患病史,无酗酒、吸烟等不良嗜好,无梦游经历。为了排除偏胖或偏瘦体格对睡眠的影响,每个受试者身体质量指数BMI(BMI = 体重[kg]/身高²[m²])需满足中国人正常标准范围(18.5 ~ 23.9kg/m²)^[8]。(2)受试者在当地居住一年以上,已适应当地气候。近期无心理压力,睡眠质量良好,均通过匹兹堡睡眠质量指标PSQI(Pittsburgh sleep quality index)的自评,该自评能反映其在过去一个月内是否有睡眠障碍^[9]。(3)在实验的前一周保持良好的正常作息规律。测试期间在23:00左右入睡,当天禁止饮酒、茶、咖啡等对神经、心血管有刺激性的饮品,禁止做过于剧烈的运动。所有受试者在实验前均签署知情同意书。

表1 受试者基本信息

性别	人数/人	年龄/岁	身高/cm	体重/kg	BMI
男	21	30.5 ± 12.5	173.7 ± 8.5	67.6 ± 10.1	21.8 ± 1.6
女	27	26.7 ± 9.2	162.9 ± 5.7	53.8 ± 5.3	20.2 ± 1.5

1.2 卧室环境实测

卧室环境实测参数包括每间卧室夜间温度、相对湿度、CO₂浓度。实测时间段为晚上10:00~第二天7:00。仪器使用温湿度CO₂记录仪TR-76Ui-s进行监测,该仪器能同时监测房间内温度、相对湿度和CO₂浓度,每5分钟采集一次数据。温度的测试精度为±0.5(范围为0-55),相对湿度精度为±2.5%(范围为10-95%),CO₂精度为±50ppm±5%读数误差(范围为0—9999ppm)。

为了确保采集卧室环境信息的准确性,测点放置尽量放在卧室床旁边的床头柜上,该位置靠近床边能接近受试者睡眠环境,同时也注意远离受试者的呼吸区和供暖装置,确保反映卧室环境真实的情况。

1.3 皮肤温度和被褥温度测量

睡眠过程中采用纽扣温度计(ibutton DS1923)连续测量受试者的皮肤温度和被褥温度,仪器的精度为±0.1(范围为-20—85)。平均皮肤温度采用四点法进行测量,测量部位分别为右手前臂、左胸、右大腿前、右小腿前4个部位。基于这四个部位测量的皮肤温度,再对应以0.3、0.3、0.2、0.2的权重系数加权计算出受试者的平均皮肤温度^[10]。受仪器数量限制,共获得了45位受试者睡眠期间的皮肤温度数据。被褥温度采用单点测量,测量位置在身体躯干位置所对应的被子内侧的温度。监测时间间隔均为5分钟。

1.4 睡眠监测

睡眠可分为快速眼动睡眠(rapid eye movement, REM)和非快速眼动睡眠(non-rapid eye movement, NREM)两个阶段^[11],美国睡眠医学会(AASM)进一步将非快速眼动睡眠分为N1、N2和N3期^[12]。其中N1和N2称为浅睡眠,N3称为深度睡眠,深度睡眠越长通常代表其睡眠质量越好。相对于专业临床医学诊断睡眠的仪器多导睡眠监测仪(PSG),睡眠记录手环具有便携性、重量轻、对睡眠影响小等优点,美国睡眠协会(AASM)在2003年的标准中认可体动记录仪对健康人群的监测具备一定可靠性和准确性^[12]。实测调研实验也一般采用睡眠记录手环来开展睡眠的相关研究^[1,13]。本实验采用睡眠记录手环Fitbit Alta 2,该仪器可获得多项睡眠指标,包括总睡眠时长、清醒阶段时长、快速眼动阶段时长、浅睡眠阶段时长、深度睡眠阶段时长及相应各阶段的时长占比。每个受试者在睡眠过程中均佩戴睡眠记录手环来进行当晚睡眠的监测。

1.5 数据分析

收集的数据使用软件SPSS24.0来进行分析,采用相关分析研究各变量之间的关联程度。在统计学

中,利用相关系数r定量描述两个变量之间相关关系的紧密程度。当两个变量都是连续变量,且两个变量的总体服从正态分布或近似正态分布时,采用Pearson相关系数,当两个变量都是分类变量或者有一个是分类变量,且总体分布不详时,则需要用Spearman相关分析。显著性水平均取0.05。

2 数据结果

2.1 卧室温度

本次调查住宅冬季均采用集中供暖,实测期间北京夜间室外温度为0.6±2.4。图1表示实地调研的48户住宅卧室夜间温度情况。由图1可知,测试期间48户住宅卧室夜间平均温度为21.6,卧室平均温最低为16.3,最高为27.1。供暖温度过低会对人体在卧室的舒适感造成一定影响,而供暖温度过高则会造成不必要的建筑能源消耗。根据《民用建筑供暖通风及空气调节设计规范》GB50736-2012中对寒冷地区供暖季房间要求,室内的温度标准值在18~24。由图1可见,大部分(81.3%)室内温度处于标准范围内,有5户(10.4%)夜间平均温度高于供暖季采暖标准值上限24,有4户(8.3%)低于供暖季采暖标准值下限18。

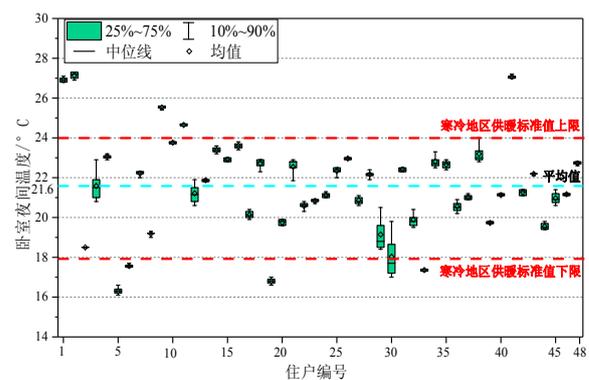


图1 卧室夜间温度情况

2.2 相对湿度

实测期间北京夜间室外相对湿度为42.3±6.7%。对于室内情况,当室内相对湿度过低时,会直接导致人的鼻子、喉咙、眼睛和皮肤干燥。除了增加身体不适感之余,还可能会导致呼吸系统疾病的发生。当室内相对湿度过高时,容易引起微生物和霉菌的大量滋生繁殖,同样人体呼吸和健康造成不良影响^[14]。《民用建筑供暖通风及空气调节设计规范》GB50736-2012中按照供暖住宅室内级舒适等级(-0.5<PMV<0.5)要求,室内相对湿度应大于或等于30%。图2表示实地调研的48户住宅卧室的室内卧室夜间相对湿度情况。总体夜间相对湿度均值为38.4%,有19户(39.6%)夜间卧室平均相对湿度值

低于30%。可见，城区供暖季卧室夜间相对湿度普遍偏低，有必要采取加湿器等措施提升卧室环境的湿度情况。

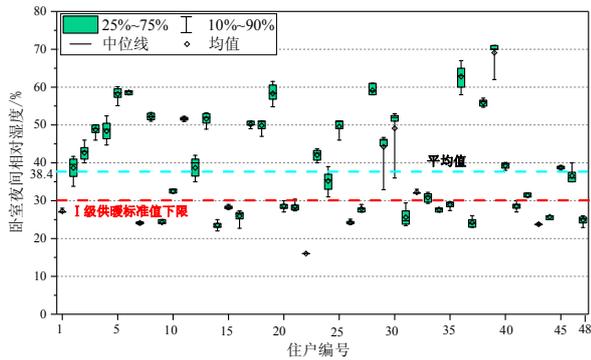


图2 卧室夜间相对湿度情况

2.3 卧室 CO₂ 浓度

卧室 CO₂ 浓度一般与卧室人数、人员的代谢率、人员在卧室的时间、卧室的通风率有关。一般采用室内 CO₂ 浓度作为指示物反映室内污染物浓度（特别是人体代谢物）情况。《室内空气质量标准》GB/T18883-2002 规定室内 CO₂ 浓度日平均值标准值上限为 0.1%，即 1000ppm。在国际上 ASHRAE Standard 62.1-2010 规定在非工业环境中，一般室内 CO₂ 浓度应低于 1000 ppm。图 3 表示实地调研的 48 户住宅卧室夜间 CO₂ 浓度情况。由图 4 可见，不同卧室的夜间 CO₂ 浓度情况差异较大，最低 CO₂ 浓度在 600ppm，最高达到了 4570ppm，接近 5000ppm 的水平。仅 10 户（20.8%）卧室的夜间平均 CO₂ 浓度低于标准值 1000ppm，其余的卧室临睡前 CO₂ 浓度就已经超过标准值 1000ppm，而且通过睡眠时呼吸作用卧室 CO₂ 浓度不断累积。有 18 户（37.5%）卧室整晚夜间 CO₂ 浓度超过 2000ppm，其中有 8 户甚至超过了 3000ppm。

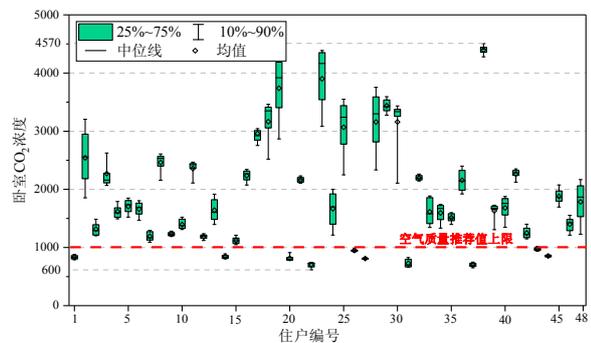


图3 卧室夜间 CO₂ 浓度情况

2.4 平均皮肤温度与被褥温度

图 4 表示受试者睡眠阶段身体各部位夜间平均温度及被褥平均温度。可见上臂的温度相对其他部

位的温度低，且不同受试者间的上臂温度差异相对来说更为明显。可能是由于受试者倾向手臂暴露在被子内部或外部的不同导致其温度产生一定差异。上臂、胸口、大腿、小腿的夜间平均温度为分别为 33.7、35.3、35.2、34.6，明显躯干部分（胸口、大腿）的温度比末端部分温度（上臂、小腿）高。45 个受试者的平均皮肤温度的均值为 34.7，均方差为 0.6。睡眠期间 45 名受试者的被褥平均温度在 27.5 ~ 35.4 范围，均值为 32.7。图 6 表示被褥平均温度和平均皮肤温度的关系。可以发现，在一定范围内，睡眠期间人体的平均皮肤温度和被褥内温度具有显著的正相关（Pearson 相关 $r=0.519$ $p < 0.05$ ）。此外，通过关联性分析发现卧室平均温度与平均皮肤温度之间不具备显著相关性（ $p > 0.05$ ），由于受试者的床、床垫、被子等寝具能有效降低室内温度对体温的直接影响。因此，相比室内温度，被褥微环境更能反映人体在睡眠时的皮肤温度情况。

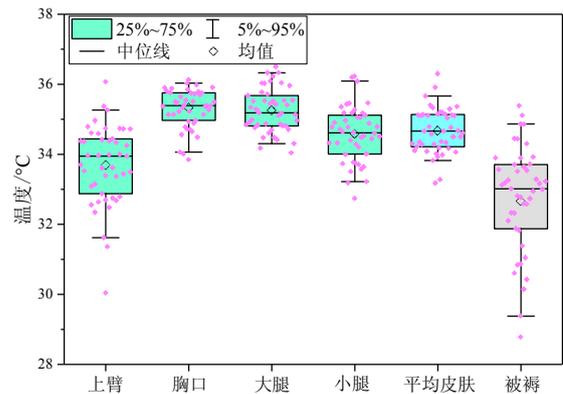


图4 睡眠阶段皮肤温度及被褥平均温度

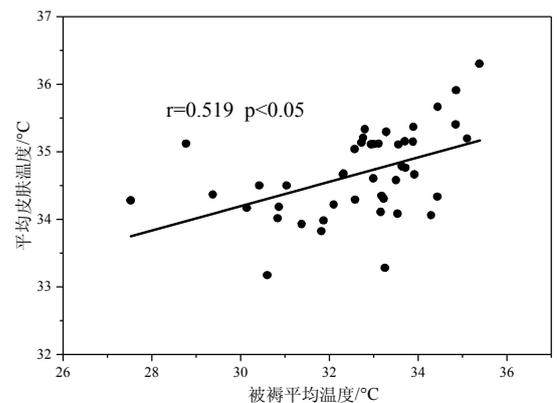


图5 被褥内表面平均温度与平均皮肤温度

2.5 平均皮肤温度和睡眠质量

图 6 表示平均皮肤温度与深度睡眠占比的关系。一般认为，深度睡眠占比（即深度睡眠时间 / 总睡

眠时间)越大,表示睡得越深,睡眠质量相应越好。可见,当受试者的平均皮肤温度在 34.5 ~ 35 时睡眠质量更高。通过曲线回归分析发现,当平均皮肤温度处于 34.8 时,深度睡眠占比最高,睡眠质量最佳。

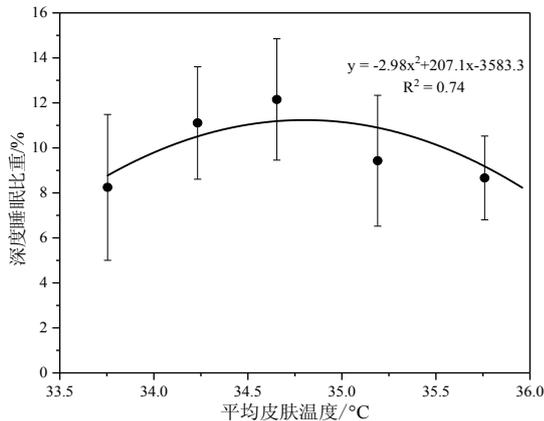


图6 平均皮肤温度与深度睡眠占比

3 讨论

3.1 卧室环境

实地调研 48 户北京城镇住宅发现卧室夜间相对湿度普遍偏低,这与北京冬季气候特点有关。北京处于温带季风区,冬季寒冷干燥,同时室内暖气的使用使室内空气更为干燥。空气干燥会使灰尘和悬浮颗粒增多,这些往往成为细菌传播的媒介,容易导致呼吸道疾病的发生。因此,对于北京地区,提高供暖季室内相对湿度,如采用加湿器等加湿方式具有一定的必要性。

室内 CO₂ 浓度能反映室内人体呼吸代谢物浓度水平,也有研究表明室内 CO₂ 与室内其他污染物具有显著关联性^[15]。虽然仅凭借 CO₂ 浓度不能表征所有污染物浓度水平,但总体而言室内 CO₂ 浓度是反映室内空气质量情况较为良好的指标^[16]。本研究发现卧室夜间 CO₂ 浓度普遍高于标准值 1000ppm,本实验实在供暖季进行测试。多个实地研究发现冬季卧室 CO₂ 浓度普遍比其他季节更高^[17, 18]。这主要是由于冬季室外气温偏低,卧室的门窗大多选择关闭来减少热量的散失,而且北方墙体密闭性较高,使得卧室整体换气通风率普遍不佳。然而,即使是全年的情况,各地研究也发现卧室的夜间 CO₂ 浓度水平不容乐观。在丹麦, Bekö G 等人调查 500 间儿童卧室发现仅 32% 的夜间平均二氧化碳浓度是低于 1000ppm,有 6% 的卧室是超过了 3000ppm^[19]。另一项上海城区 454 户儿童卧室的调研也发现近一半卧室夜间平均二氧化碳浓度是超过了 1000ppm^[18]。Sekhar 等人新加坡的研究发现,在关闭门窗的情

况下,三个人(两个成年人和一个小孩)在一般大小的卧室睡眠,夜间的二氧化碳浓度在 6 小时内从原始 500ppm 上升至 2900ppm^[20]。此外,一系列研究发现室内 CO₂ 浓度与病态建筑综合症等健康症状有相关性,当室内 CO₂ 浓度降低到 800ppm 以下时,健康症状能有效缓解^[16]。因此,卧室空气质量需要引起一定的重视,建议有条件的情况下可以适当打开卧室的门窗,或者增加室内通风换气设备,从而降低卧室污染物浓度水平,提升卧室的空气质量。

3.2 平均皮肤温度

平均皮肤温度是按照相应部位的皮肤面积计算的人体皮肤温度的加权平均值^[21]。平均皮肤温度并非恒定不变的,它是受到人体热调节系统以及人体与周围的换热所影响。维持舒适的平均皮肤温度是保证人体热舒适的重要条件。根据图 5 发现,平均皮肤温度与被褥温度具有显著相关性,可能由于被褥环境更为接近受试者周围的睡眠情况,被褥微气候能一定程度上反映人体表面皮肤温度情况。本研究没有发现平均皮肤温度与夜间卧室温度有显著关联,可能由于在实际睡眠环境下,受试者会通过自身热感觉选择适当的床、床垫、被子等寝具来维持睡眠的舒适性,从而有效降低室内温度对皮肤温度的直接影响。因此,相比室内温度,被褥微气候更能反映人体在睡眠时的皮肤温度情况。值得注意的是,本实验是采用四点法进行平均皮肤温度的计算。刘蔚巍等人对现有 25 种平均皮温计算方法进行分析,发现四点法虽然对冷刺激下的皮肤温度变化的反映不够灵敏,但具有较高的可靠性,适用于热舒适研究场合^[22]。本实验考虑到实验仪器数量以及仪器对受试者睡眠的影响程度采用四点法计算平均皮肤温度,不足之处是对暴露被褥以外的面部温度情况没有考虑在内。已有研究表明人体的平均皮肤温度能作为人体热舒适的客观指标^[6, 23],而睡眠状态下该生理参数可能与睡眠质量相关。图 6 可以看出受试者的平均皮肤温度在 34.5—35 范围内睡眠质量最佳,通过曲线回归分析发现,当平均皮温为 34.8 时,深度睡眠占比最大,睡眠质量最好。根据 Fanger 舒适皮温计算公式,睡眠热舒适的皮肤温度在 34.6 左右^[24]。兰丽的实验室研究中也同样发现睡眠舒适时的平均皮温应稍高于 34.4^[25]。本实验得到结果与前期的研究比较一致,而过高或过低的平均皮肤温度可能会一定程度影响睡眠舒适性,从而影响睡眠质量,但仍需要考虑到不同地区以及更大的样本量来进行深入性研究。

4 结论

本研究在供暖季针对北京地区 48 户城镇住宅进

行实地调研,分析其室内热湿环境和室内空气品质情况,并探究了表征睡眠热舒适的客观生理指标平均皮肤温度与睡眠质量的关联。本文主要结论如下:

卧室热环境基本符合要求,相对湿度普遍偏低,有19户(39.6%)夜间卧室平均相对湿度值低于30%,卧室空气质量普遍较差,仅10户(20.8%)卧室的夜间平均CO₂浓度低于标准值1000ppm,有18户(37.5%)卧室整晚夜间平均CO₂浓度超过2000ppm,有8户甚至超过3000ppm。

睡眠期间,受试者的平均皮肤温度的平均值为34.7,均方差为0.6。受试者的平均皮肤温度与被褥内表面温度显著正相关,被褥微环境能一定程度反映人体表面皮肤温度情况。

受试者的平均皮肤温度在34.5~35范围内睡眠质量最佳,通过曲线回归分析发现,当平均皮温为34.8时,深度睡眠占比最大,睡眠质量最好。

参考文献

- [1] 朱旻琳, 欧阳沁, 朱颖心, 等. 偏热环境下睡眠热舒适研究综述[J]. 暖通空调, 2017, 47(10):35-44
- [2] Caddick Z A, Gregory K, Arsintescu L, et al. A review of the environmental parameters necessary for an optimal sleep environment[J]. Building and Environment, 2018, 132:11-20
- [3] Lan Li, Pan Li, Lian Zhiwei, et al. Experimental study on thermal comfort of sleeping people at different air temperatures[J]. Building and Environment, 2014, 73:24-31.
- [4] Pan Li, Lian Zhiwei, Lan Li. Investigation of sleep quality under different temperatures based on subjective and physiological measurements[J]. HVAC&R Research, 2012, 18(5):1030-1043
- [5] Lan Li, Tsuzuki K, Liu Yanfeng, et al. Thermal environment and sleep quality: A review[J]. Energy and Buildings, 2017, 149:101-113
- [6] Liu Weiwei, Lian Zhiwei, Deng Qihong. Use of mean skin temperature in evaluation of individual thermal comfort for a person in a sleeping posture under steady thermal environment[J]. Indoor and Built Environment, 2015, 24(4):489-499
- [7] Urlaub S, Grün G, Foldbjerg P, et al. The influence of the indoor environment on sleep quality[J]. Proceedings of Healthy Buildings Europe, 2015
- [8] Zhou Beifan. Predictive values of body mass index and waist circumference for risk factors of certain related diseases in Chinese adults - study on optimal cut-off points of body mass index and waist circumference in Chinese adults[J]. Biomedical & Environmental Sciences, 2002, 11(1):685-693
- [9] Buysse D J, Reynolds C F, Monk T H, et al. The Pittsburgh Sleep Quality Index: a new instrument for psychiatric practice and research[J]. Psychiatry res, 1989, 28(2):193-213
- [10] Mitchell D, Wyndham C H. Comparison of weighting formulas for calculating mean skin temperature[J]. Journal of Applied Physiology, 1969, 26(5): 616-622
- [11] Kryger M H, Roth T, Dement W C, et al. 睡眠医学:理论与实践[M]. 张秀华, 韩芳, 张悦, 等, 译. 北京, 人民卫生出版社, 2010
- [12] Iber C, Ancoli-Israel S, Chesson A L, et al. The AASM manual for the scoring of sleep and associated events: rules, terminology and technical specifications[M]. Westchester, American Academy of Sleep Medicine, 2007
- [13] Sadeh A. The role and validity of actigraphy in sleep medicine: an update[J]. Sleep medicine reviews, 2011, 15(4):259-267.
- [14] Tsutsumi H, Tanabe S, Harigaya J, et al. Effect of humidity on human comfort and productivity after step changes from warm and humid environment[J]. Building and Environment, 2007, 42(12):4034-4042
- [15] Ramalho O, Wyart G, Mandin C, et al. Association of carbon dioxide with indoor air pollutants and exceedance of health guideline values[J]. Building and Environment, 2015, 93:115-124
- [16] Seppanen O A, Fisk W J, Mendell M J. Association of ventilation rates and CO₂ concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings[J]. Indoor Air, 1999, 9(4):226-252
- [17] Kim M, Chun C, Han J. A Study on Bedroom Environment and Sleep Quality in Korea[J]. Indoor and Built Environment, 2010, 19(1):123-128
- [18] Liu Wei, Huang Chen, Shen Li, et al. Associations between natural ventilation for the child's bedroom during night and childhood asthma in Shanghai, China[J]. Procedia Engineering, 2015, 121:501-505
- [19] Bekö G, Lund T, Nors F, et al. Ventilation rates in the bedrooms of 500 Danish children[J]. Building and Environment, 2010, 45(10):2289-2295
- [20] Sekhar S C. Enhancement of ventilation performance of a residential split-system air-conditioning unit[J]. Energy and Buildings,

2004,36(3):273-279

[21] 潘黎. 基于人体生理参数的清醒和睡眠状态的热舒适研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2012

[22] 刘蔚巍. 人体热舒适客观评价指标研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2008

[23] 刘蔚巍, 连之伟, 邓启红, 等. 人体热舒适客

观评价指标 [J]. 中南大学学报, 2011, 42(2):521-526

[24] Fanger P.O. Thermal comfort[M]. Copenhagen, Danish Technical Press, 1970

[25] 兰丽. 室内环境对人体睡眠质量的影响研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2012

关于通风净化效果评价指标的探讨研究

谷逊东, 简毅文, 郭锐敏

(北京工业大学建筑工程学院, 北京 100124)

[摘要] 住户的室内通风净化效果, 正受到人们的广泛重视。当前评价通风净化效果的指标主要是 PM_{2.5} 质量浓度和 I/O 比。通过分析物理特性和统计数据说明了由于它们自身的特性, 当前的这两种评价指标都具有一定的局限性。本研究提出了一种评估室内 PM_{2.5} 净化结果的新指标: 净化时间达标率, 从而对一段时间内的通风净化效果进行评价。本文为评价净化效果提供了新方法, 并说明了新方法的优点。

[关键词] 净化时间达标率; 净化效果; PM_{2.5} 浓度; I/O 比

1 引言

室内 PM_{2.5} 受到研究者越来越广泛的重视^{[1][2]}, 同时也与居住者的生活有着密切的关系。大量流行病学证据表明, 接触 PM_{2.5} 与人体亚健康 and 疾病之间存在着密切的联系, 其中包括呼吸道感染、心血管健康、高血压、哮喘、肺癌和预期寿命下降等^[3]。

2020 年 1 月的城市空气质量状况月报显示, 北京市 PM_{2.5} 平均浓度为 59 $\mu\text{g}/\text{m}^3$, 在统计的 168 个城市中排名 56 位。研究表明, 大多数人约 90% 的时间都在室内度过。文献^[4]指出, 室内污染是室外污染的 2 到 5 倍左右。为了降低室内 PM_{2.5} 浓度, 提供良好的居住环境, 目前住宅有三种主要的通风净化方式: 自然通风、机械通风和混合通风。

为实现更好的净化效果, 确定合理的净化策略, 需要确定合适的评价指标, 以做出合理评价。当前, 用于评价净化结果的指标主要是室内 PM_{2.5} 质量浓度^[5] 和 I/O 比^[6]。然而 PM_{2.5} 和 I/O 比在评价方面都具有一定的局限性。本项研究的目的在于探索一种评估室内 PM_{2.5} 净化结果的新方法, 从而更好地基于室外空气质量对室内空气做出判断。因此本研究提出了评估室内 PM_{2.5} 净化结果的新方法, 并说明了这种评价方法的优势。

2 测试内容

2.1 测试对象

长期测试的对象为 6 户住宅的客厅, 分布在北京市中心城区。建筑和室内人员状况见表 1。根据通风净化方式的不同, 将住户分为自然通风净化、机械通风净化和混合通风净化三类。其中, 自然通风住户为完全依靠外窗通风净化的住户; 机械通风住户为安装带过滤器的机械新风系统且新风系统连续运行的住户; 混合通风住户为安装带过滤器的机械通风系统但新风系统间歇运行, 并与外窗交替开

关的住户。各住户外窗、新风系统和空气净化器性能和使用情况见表 2。

表 1 测试住户基本信息

序号	建筑年代	装修年代	所在楼层 / 总层数	面积 / m^2	外窗类型	人员构成
1	2000	2003	14/15	72	平开、悬窗	F/M/m
2	2010	2013	8/12	80	悬窗	F/M/m
3	2007	2016	3/6	76	推拉	F/M
4	2001	2017	1/6	175	悬窗	F/M/m
5	2007	2008	21/21	126	平开、悬窗	F/M/f
6	1998	2016	13/18	118	平开	F/M/m

注: F/M 为成年男性 / 女性, f/m 为未成年男性 / 女性

2.2 测试方法

测试期间连续在住户客厅进行现场测量, 测量内容包括: 室内外 PM_{2.5} 质量浓度、房间外窗开关状态、空气净化器运行状况。测试仪器及性能参数见表 3。根据 GB/T 18883—2002《室内空气质量标准》的要求, 将 PM_{2.5} 浓度记录仪置于客厅避开通风口且距地面 1.2m 处进行数据测试和记录^[7]; 开关记录仪和磁铁成对安装在客厅外窗的窗框和窗框上; 功率仪记录空气净化器的运行功率, 并统计得出设备的运行时长; 室外 PM_{2.5} 浓度则通过室外气象监测站获得。

2.3 数据处理

为确保数据的可靠性, 剔除了实验数据中的坏值, 包括测量仪器断电、人员干扰等原因造成未检测数据及由于磁开关记录仪频闪对外窗开关动作的不合理记录数据。根据 GB 3095-2012《环境空气质量标准》^[8] 对室内外 PM_{2.5} 污染等级进行了划分。定义室外 PM_{2.5} 质量浓度小于 35 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为优 (excellent), 35~75 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为良 (fine), 75~115 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为轻度污染 (slight), 115~150 为中度污染 (medium), 150~250 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为重度污染 (serious), 大于 250 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为严重污染 (severe)。

为了保证测试数据的连续完整和真实可靠, 入户测试前, 所有仪器都进行了返厂校准及对比测试;

基金项目: 国家重点研发计划资助项目“居住建筑室内通风策略与室内空气质量营造”(2016YFC07005 01)

表2 通风净化设备性能及基本使用信息

序号	外窗开关状态	空气净化器			带过滤器的机械新风系统			通风净化类型	住户代号
		数量	CADR (m³/h)	运行状况	风量 (m³/h)	送排风类型	运行状况		
1	少开	1	110	间歇运行	-	-	无	自然	Z1
2	常开	1	400	间歇运行	-	-	无	自然	Z2
3	常开	0	-	无	-	-	无	自然	Z3
4	少开	0	-	无	-	-	无	自然	Z4
5	少开	0	-	无	500	双向流	间歇运行	混合	H1
6	关	0	-	无	300	单向流	连续运行	机械	J1

表3 测试仪器及性能参数

仪器名称	量程	精度
QD-W1 PM2.5 浓度自记仪	0~500 μg/m³	±10%
CKJM-1 门窗开关记录仪	感应位移 30mm 内	根据磁场强度方向不同, 感应距离有所不同
WGLZY-1 智能功率仪	0~4000 W	±0.5%

入户测试后, 测试人员将测试仪器放置在适当的位置。通过上述措施, 最大限度地将各个参数的测试误差控制在相应测试仪器的测量精度内。

3 实验结果与讨论

3.1 室外 PM2.5 对室内质量浓度的影响

显而易见, 由于住宅的围护结构不可能达到完全密封, 以及住户开窗换气行为, 室外 PM2.5 很容易通过围护结构的缝隙或开口^[9]进入室内, 导致室内 PM2.5 浓度的变化。因此对室内和室外浓度进行了相关性分析。选择自然通风住户 Z2 作为分析的对象。将室内 PM2.5 浓度与同时刻的室外 PM2.5 浓度相对应。将室外 PM2.5 浓度作为横坐标, 室内 PM2.5 浓度作为纵坐标, 绘制得到图 1。由于室内外 PM2.5 浓度服从正态分布, 以及两者线性相关, 使用 Pearson 相关系数对两者的线性相关程度进行描述。得到的相关系数为 0.852, 说明两者存在强相关联。

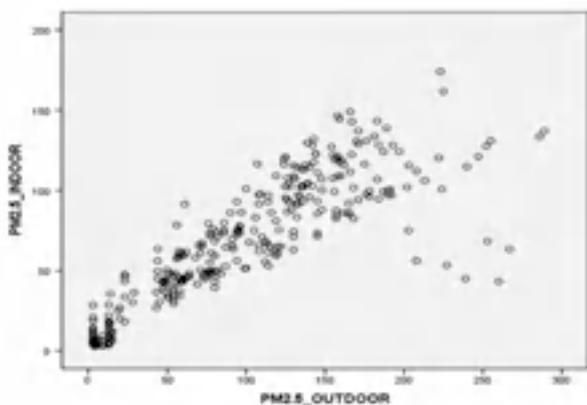


图1 室内外 PM2.5 浓度相关性分析

由于门窗缝隙渗风以及门窗开启通风的作用, 室内外的质量浓度存在相互关联。上述结果充分说明了忽略室外质量浓度的影响, 只凭借室内质量浓度是无法客观反应通风净化效果。在室外浓度不同的情况下, 仅靠室内浓度, 可能会产生误判。说明

了室内 PM2.5 浓度作为评价通风净化效果的指标是不恰当的。

从物理学角度和统计学角度都显示室内 PM2.5 浓度容易受到室外 PM2.5 浓度、围护结构气密性和窗户状态的影响, 作为一个评价通风净化效果的指标是不恰当的。

3.2 时滞对 I/O 比的影响

由于室内质量浓度与室外浓度存在强相关关系, 研究者^[6]继而提出了室内质量浓度和室外浓度的比值, 即 I/O 比, 对室内空气净化效果进行评价。本研究考虑到室外 PM2.5 浓度的影响, 根据室外 PM2.5 浓度将某一户自然通风住户的 I/O 比数据分为优、良、轻度污染、中度污染和重度污染及以上, 共计五个等级。之后再对污染等级下, 开窗状态的 I/O 比进行相关性分析。由于开窗和关窗状态下的数据量存在差异, 使用 Mann-Whitney U 检验, 判断自然通风住户在不同窗户状态下的 I/O 比是否有显著的差别。检验的结果如表 4 所示。以 0.05 的显著水平进行检验, 结果显示在绝大多数 (约 92.3%) 情况下, 在不同窗户状态下的 I/O 比没有显著的差别, 可以认为来自同一个样本。

表4 自然通风用户在开窗和关窗状态下的 I/O 比显著性检验

住户代号	优	良	轻度污染	中度污染	重度污染及以上
Z1	0.048	0.481	0.009	-	-
Z2	0.933	0.000	0.000	0.000	0.000
Z3	0.000	0.000	0.000	0.043	0.000

根据房间内污染物浓度的质量守恒方程

$$V \frac{dC}{dt} = Q(C_o - C) + E - (kV + CADR)C \quad (1)$$

式中, V 为房间体积; $CADR$ 为空气净化器的洁净空气量; C 为室内污染物浓度; C_o 为室外污染物浓度; Q 为室外通风量; k 污染物自然衰减系数; E 为室内污染物恒定的散发效率; 为时间。考虑稳态情况, 即 $\frac{dC}{dt} = 0$; 绝大多数情况下室内没有恒定

的污染物，即=0；所研究的自然通风用户都没有长期使用空气净化器，即CADR=0。那么式（1）可以简化为

$$I/O = \frac{C}{C_0} = \frac{Q}{Q+kV} = 1 - \frac{kV}{Q+kV} \quad (2)$$

很容易通过式（2）发现I/O比与通风量之间的关系，从理论角度说明了I/O比与窗户状态有着一定的相关性。但是这却与利用统计学进行分析得出的结论相矛盾。

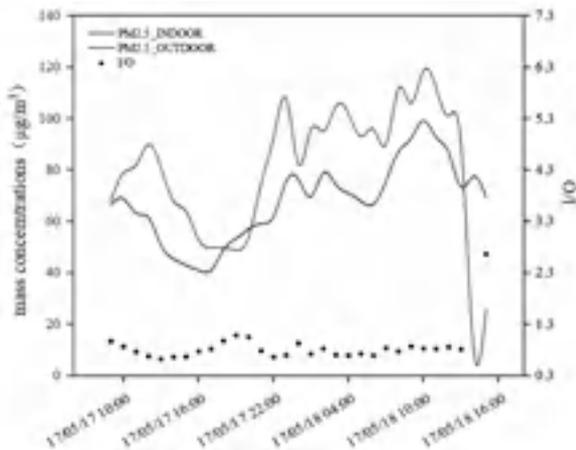


图2 I/O延滞性及室内外PM2.5浓度变化

得出这种矛盾的原因可能是I/O比，具有延滞性的特性而导致的。有很多专家学者对I/O比的延滞性进行了讨论^[10]。图2显示在室外PM2.5浓度增加时，室内PM2.5浓度倾向于在一段时间之后发生相应的变化，并且变化幅度出现了相应的减少；同样的，在室外PM2.5浓度减少的时刻，室内PM2.5浓度并不会立即随之减少。例如在图2中，5月18日13:00-14:00期间，室外PM2.5已经显著减少，其质量浓度达到优的等级，并在之后保持稳定；但是在此期间，室内浓度并没有相应下降，而是和上一

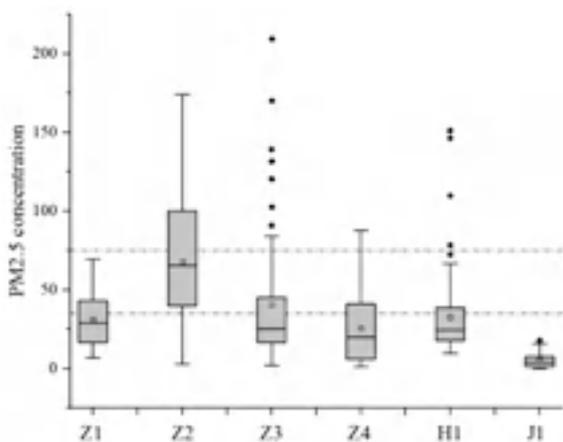


图4(a) 室内PM2.5浓度分布

时刻基本持平。因为室内外质量浓度的变化，I/O比急剧升高，超过了之前一直稳定在的数值，达到了7.8，尽管此时的室内PM2.5浓度并没有明显的增高。

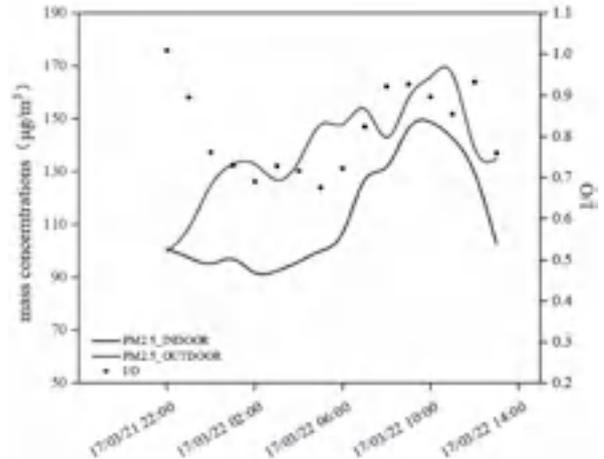


图3 室外存在污染时一段时间内的室内外PM2.5浓度和I/O比变化

而针对同一个用户，在室外空气污染严重的时候，尽管室内PM2.5浓度可能较高，但是在I/O比上并没有较好的反应。图3反应了当室内和室外空气质量都不佳时，I/O比并没有出现明显的增大，尽管此时室内PM2.5浓度的最高值达到了148µg/m³，相比图2中的最高值增加了50%左右。

结合图2和图3，室外空气质量的突变可能需要一定时间才能在室内PM2.5浓度表现出来，导致出现变化不同步或者是变化不同向的现象。这种现象会导致I/O比发生大幅变化，在一段时间后I/O比才会恢复到正常范围内。

3.3 多种统计参数对质量浓度和I/O比的影响

图4(a)展示了室内PM2.5质量浓度的分布状况。两条红色点划线分别代表中国国家标准GB3095-

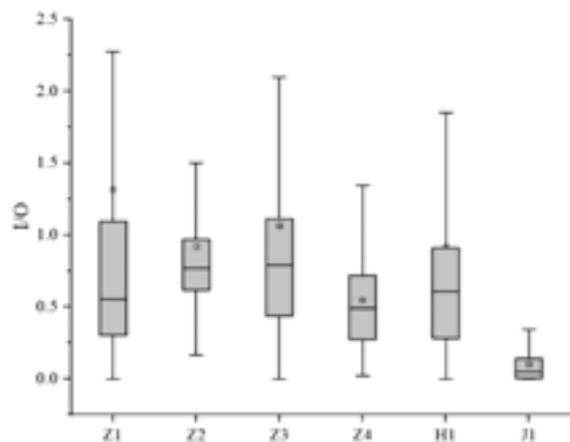


图4(b) 室内I/O分布状况

2012《环境空气质量标准》所规定的PM_{2.5}一级和二级浓度限值,即35μg/m³和75μg/m³。图4(b)展示了不同住户的I/O比分布状况。可以看出在自然通风的房间内,由于窗户状态的改变和气流的不稳定性对室外颗粒物的穿透力的影响,I/O比的变化范围很大。

通过观察PM_{2.5}浓度和I/O比分布状况,三种通风形式住户的结果可以表示出来。从图中可以明显目测得出机械通风净化效果优于其他两种通风方式。而针对分布情况相似的住户,如Z1和H1住户,如何评价判断它们净化效果的优劣呢?从图中可以看出,这两户住户的质量浓度分布范围类似,H1拥有更多的异常值,两者平均值(Z1为31.54μg/m³,H1为31.59μg/m³)近似相等。然而Z1的PM_{2.5}浓度的四分位数分布范围更大,上四分位数为45.40μg/m³,大于H1的38.81μg/m³。Z1的下四分位数为12.78μg/m³,小于H1的14.01μg/m³。总的来看,Z1的四分位数分布范围达到了H1的131.53%。相同地,通过观察Z1和H1住户的I/O比,Z1住户的I/O比的平均值为1.31,大于H1的0.94。但是H1的中位数为0.55,却略大于Z1的0.62。那么对于Z1和H1住户通风效果的优劣,有中位数、平均值等多种统计参数可以作为评价指标,究竟使用哪一个或者其中哪些进行评价呢?多参数在可操作性方面增加了评价的难度,需要通过某一确定的评价标准来衡量各个用户的通风效果。

3.4 净化时间达标率的提出

室内PM_{2.5}浓度和I/O比都存在自身的局限性,而这种局限性是由它们自身的特性决定的,因此需要一种新的指标来衡量室内的空气通风净化效果。由于室外PM_{2.5}源对室内PM_{2.5}浓度起着重要的影响作用,并且考虑到室外PM_{2.5}量化的可操作性及量化结果较为可靠,本研究按照PM_{2.5}污染等级归类,提出了各个室外PM_{2.5}污染等级下室内PM_{2.5}净化时间达标率的概念,即在各个相同的室外PM_{2.5}污染等级下,以测试总时长为分母,以室内PM_{2.5}质量浓度小于35μg/m³的时长为分子,两者比值定义为在该室外PM_{2.5}污染等级下的室内PM_{2.5}净化时间达标率,计算公式为

$$P_d = \frac{N_d}{M_d} \quad (3)$$

式中 P_d 为室内PM_{2.5}净化时间达标率; N_d 为某个相同室外PM_{2.5}污染等级下室内PM_{2.5}质量浓度小于35μg/m³的时长,min; M_d 为某个相同室外PM_{2.5}污染等级下的测试总时长,min。

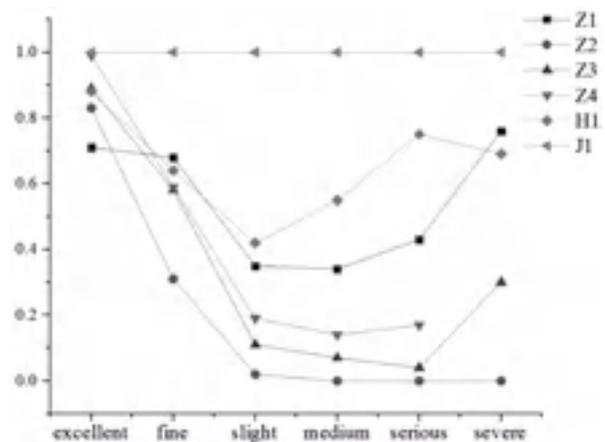


图5 室内空气净化时间达标率

由此,针对各个室外PM_{2.5}污染等级,计算出房间室内空气净化时间达标率,结果如图5所示。净化时间达标率越高,表明通风净化效果好,当前的通风净化手段比较恰当。反之,净化时间达标率越低,则表明室内空气质量不佳,需要调整和优化通风净化的措施。净化时间达标率从长时间平均的角度,利用一个单值规避了以上三方面的问题,客观公正地反映了通风净化效果,并且具有较高的可操作性。净化时间达标率的提出,优势主要在于:

1) 通过单一指标对空气质量进行衡量,更加直观,评价过程中的可操作性强,避免了多参数比较中可能出现的相互掣肘的问题;

2) 对室内空气净化效果的评价是将不同污染等级下进行的比较,更具有针对性。住户可以根据评价的结果在不同的室外空气状况下进一步优化自己的行为,改善室内空气状况;

3) 净化时间达标率是反映总体效果的一个综合评价指标,通过区分污染等级,考虑了室外空气的影响,同时通过这种方式,考虑了滞后性的问题。

4 结论

室内PM_{2.5}浓度对居住者的健康有着重要影响,特别是对于自然通风建筑。本研究探索了一种评估室内PM_{2.5}净化结果的新方法——净化时间达标率。现场实测的气象和行为数据被用于说明传统方法的局限性和新方法的优点。本文的主要结论总结如下:

1) 室内PM_{2.5}质量浓度与室外浓度存在着强相关关系,而I/O比存在着延迟滞后的问题。因此传统的评价方法都存在着局限性。

2) 本文提出的净化时间达标率考虑了室外空气的影响和滞后性的问题,在表现方式上具有直观性的特征;同时还可以指导用户的通风净化行为,改

善公寓的室内空气质量。

参考文献

[1]Sun Shengjing,Zheng Xiaochen,Villalba-Díez Javier,et al. Indoor Air-Quality Data-Monitoring System: Long-Term Monitoring Benefits.[J]. Sensors (Basel, Switzerland),2019,19(19).

[2]Yang Jinho,Seo Ji-Hoon,Jeong Na-Na,Sohn Jong-Ryeul. Effects of Legal Regulation on Indoor Air Quality in Facilities for Sensitive Populations - A Field Study in Seoul, Korea.[J]. Environmental management,2019,64(3):344-352.

[3]Xia Tongling,Chen Chun. Differentiating between indoor exposure to PM_{2.5} of indoor and outdoor origin using time-resolved monitoring data [J]. Building and Environment,2019,147:528-539.

[4]K. Hess-Kosa, Indoor Air Quality: Sampling Methodologies[M], CRC Press, Florida, 2002.

[5]Lei Jieni,Zhuang Xi,Ren Mingzhong,Shi Xiaoxia, et al. Indoor inhalation intake fractions of fine particulate matter: review of influencing factors [J]. Indoor Air,2016,26(6): 836-856.

[6]Maria Chiesa,Rossella Urganani,Riccardo Marzuoli, et al. Site- and house-specific and meteorological factors influencing exchange of particles between outdoor and indoor domestic environments[J]. Building and Environment,2019,160.

[7]国家质量监督检验检疫总局、卫生部、国家环境保护总局. 室内空气质量标准:GB/T 18883—2002[S]. 北京:中国标准出版社,2002:4.

[8]中华人民共和国环境保护部,环境空气质量标准:GB 3095—2012[S]. 北京:中国环境科学出版社,2012:3.

[9]Ji Wenjing,Zhao Bin. Contribution of outdoor-originating particles, indoor-emitted particles and indoor secondary organic aerosol (SOA) to residential indoor PM_{2.5} concentration: A model-based estimation[J]. Building and Environment,2019(90),196-205.

[10]Han Yang,Qi Meng,Chen Yilin,et al. Influences of ambient air PM_{2.5} concentration and meteorological condition on the indoor PM_{2.5} concentrations in a residential apartment in Beijing using a new approach [J]. Environmental Pollution , 2015, 205: 307-314.

高海拔地区自然通风条件下富氧建筑氧气扩散规律研究

赵婷婷, 宋 聪, 刘艳峰, 王登甲

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 在高海拔地区, 弥散富氧是改善建筑室内氧环境、保障人体生命健康水平的重要手段。现有关于高海拔地区富氧策略的研究主要聚焦机械通风条件下的密闭空间, 但对于存在自然通风的建筑室内氧浓度分布研究则较少。本研究通过 CFD 数值模拟, 运用响应曲面法分析自然通风对富氧房间氧气扩散的定量影响, 揭示高海拔地区建筑室内氧气扩散规律。结果表明: 在自然通风条件下, 当房间体形 $F^{1/2}/H$ 为 1.65 时, 房间中心位置氧气扩散最慢; 风压主导的自然通风较热压主导更易引起室内氧气扩散速率和氧气浓度分布的空间不均匀; 室外风速较大且富氧室内无持续供氧时, 随着时间推移, 氧均值逐渐降低, 室内外氧气浓度差逐渐减小, 氧气扩散速率逐渐减慢。

[关键词] 高海拔地区; 自然通风; 富氧房间; 氧气扩散; CFD 模拟

0 前言

我国青藏高原地区平均海拔 4000m, 大气氧含量仅为平原地区的 60% 左右, 低氧环境严重威胁了外来人员的身体健康和和生活质量^[1-2]。针对人们对改善缺氧环境的迫切需求, 增压增氧、鼻吸式富氧、弥散式供氧等富氧方式逐渐涌现^[4-5]。其中, 室内弥散式供氧方式由于其设备紧凑、不影响人员活动等优点^[3], 成为解决进藏人群低压缺氧问题的发展趋势。

近年来, 在青藏铁路建设、高原隧道施工背景下, 诸多学者针对高海拔弥散供氧进行了研究。胡松涛教授^[6-7]运用控制体积法探讨了青藏铁路列车在弥散供氧条件下新风系统与供氧系统的集成等问题; 胡涛等人^[8]采用集总参数法建立列车内部含氧量变化的动态数学模型, 得到不供氧以保持车内正常氧分压情况下的列车内外氧含量变化曲线; 张人梅^[9]对空调系统下不同新风与供氧系统联合运行模式进行了对比分析和可行性研究。但这些研究针对高原列车等使用机械通风的密闭空间, 新风量稳定可调, 且人员分布较为固定。但对于高海拔地区实际建筑, 室内并非绝对密闭, 自然通风是影响室内氧气浓度不可忽略的因素, 在此基础上, 富氧房间室内外氧气浓度差亦会造成房间氧气耗散。然而, 目前鲜有关于高海拔地区建筑富氧特性的研究, 相应的室内氧气浓度扩散规律也

并不明晰, 严重制约了高海拔地区建筑氧环境调节技术的发展。

本研究的目的是掌握自然通风对建筑室内氧气浓度的定量影响, 揭示高海拔地区富氧建筑室内氧气扩散规律。研究通过 CFD 数值计算, 分析影响弥散富氧建筑室内氧气浓度的主要因素, 探究自然通风水平、房间形态及时间等因素对室内氧气浓度分布的定量影响, 获得建筑室内氧气扩散规律, 为高海拔地区建筑氧环境营造提供理论基础和科学指导。

1 高海拔地区富氧建筑室内氧气扩散特性分析方法

1.1 氧气扩散指标

为分析室内不同位置的氧气浓度分布特征, 本研究以建筑室内平均氧气浓度(以下简称氧均值)作为关联室内不同位置氧气扩散速率与氧均值扩散速率的指标。同时, 为分析氧气在房间中的扩散规律, 研究对象设定为初始状态富氧而后续无供氧的房间。基于质量守恒原则对房间氧平衡过程进行分析, 如下所示:

$$V \frac{dC}{dt} = QC_0 - QC + Q_p - q - R \quad (1)$$

式中, V —房间的体积, m^3 ; C_0 —室外氧气浓度, $C_0=20.3\%$; Q —房间自然通风量, m^3/h ; R —室内人员耗氧量, m^3/h ; q —氧气扩散量, m^3/h ; Q_p —机械供氧氧气产生速率, m^3/h 。

由于房间初始时刻为富氧状态且后续无供氧, 室内氧气浓度随时间推移逐渐降低, 氧均值如式(2)

基金资助: 国家自然科学基金面上项目(51878532); 中国博士后科学基金特别资助项目(2019T120883); 陕西省自然科学基金基础研究计划(2019JQ-392)。

所示：

$$C_{(in,t)} = \frac{a}{\beta} + (c_0 - \frac{a}{\beta})e^{-\beta t} \quad (2)$$

式中 $C_{(in,t)}$ —氧均值, %; β —换气次数, 次/h; a —常数, $a=\beta C_0-R/V$; c_0 —初始氧气浓度, %。

为了尽量减小由于氧均值不同对氧分布的影响, 本文使用房间不同位置的氧气浓度与氧均值的比值作为因变量 y , 表达式如式(3)所示:

$$y = C_{(in,x,y,z,t)} / C_{(in,t)} \quad (3)$$

因变量 y 值可用来衡量相对于氧均值扩散速率室内不同位置处的氧气扩散速率, y 越大表明该位置氧气扩散越慢。

1.2 室内氧气扩散的影响因素

本研究主要考虑热压主导和风压主导两种形式的自然通风, 分别研究其对室内氧气扩散的影响。其中, 风压主导下, 假定室内无热源且室内外无温差; 热压主导下, 假定室内存在地面均布热源, 此时室内外存在温差。

在风压主导下, 影响室内不同位置氧气浓度的因素包括换气次数、氧均值、房间体形、有效进深、垂直高度、开间大小、人员耗氧、时间、室外氧气浓度等。其中, 由于人员耗氧较通风耗氧来说耗氧量极小, 且人员位置不固定, 不列为本研究因素分析对象; 根据作者在拉萨室外氧气浓度现场调研结果, 设定室外

氧气浓度为 20.3%; 氧均值由式(2)基于初始氧气浓度、换气次数及时间确定, 假设初始时刻室内氧气浓度分布均匀, 则室内平均氧气浓度可代表换气次数及时间的变化; 前期研究表明室内开间方向氧气浓度变化并无显著影响, 因此用房间体形 $F^{1/2}/H^{[10]}$ 衡量房间形态对氧气浓度分布的影响, F 为地板面积, H 为房间高度。因此, 本研究分析自然通风对建筑室内氧气浓度分布的影响因素包括换气次数、室内平均氧气浓度、房间体形、有效进深和垂直高度。

在热压主导下, 设定来流风速为 0.5m/s, 进口速度 0.2m/s, 同时设定室外温度恒定, 开口大小为半开口, 使得换气次数完全由室内热源密度决定, 即热压主导与风压主导的不同之处在于热压主导由热源密度代替了换气次数, 其余因素保持不变。

采用基于因子分解和不完全块设计的Box-Behnken设计方法进行因子水平设置及工况设计, 以合理地减少工况数量。该设计方法考虑每个设计变量的三个级别(最低-1, 中间0, 最高+1), 因子水平标度如下:

$$X_i = \frac{X_i - \bar{X}_i}{1/2(X_{iH} - X_{iL})} \quad (6)$$

其中, X_{iH} 、 X_{iL} 分别表示第 i 个因子的高、低水平, \bar{X}_i 为均值水平。 x_i 表示影响因素。表 1 为风压主导和热压主导下五个设计变量的级别。

表 1 因子的水平设置

风压主导				热压主导			
影响因素	X_L	X_0	X_H	影响因素	X_L	X_0	X_H
通风量 Q (次/h)	x_1	1	6.4	热源密度 (W/s)	x_1	80	400
房间体形 $F^{1/2}/H$	x_2	1.39	1.9	房间体形 $F^{1/2}/H$	x_2	1.39	1.9
有效进深 x/L	x_3	1/6	5/6	有效进深 x/L	x_3	1/6	5/6
垂直高度 z/H	x_4	1/6	5/6	垂直高度 z/H	x_4	1/6	5/6
氧均值 $C_{(in,t)}$	x_5	21%	27%	氧均值 $C_{(in,t)}$	x_5	21%	27%

根据拉萨典型气象条件对室外温度和风速进行设置。风压主导下, 室内无热源, 此时设定室内外温度相同, 通过改变来流风速变换通风量的大

小; 热压主导下, 由于不同的热源密度对应不同的换气次数, 具体环境参数设置如表 2 所示。

表 2 室内外环境设置

驱动势	开口	室外温度 (K)	室内温度 (K)	来流风速 (m/s)	通风量 (h^{-1})
风压	开口	290	290	5	1
	缝隙	290	290	2	3.7
	半开口	290	290	3	6.4
驱动势	开口	室外温度 (K)	室内温度 (K)	来流风速 (m/s)	热源密度 (W/s)
热压	半开口	265	270	0.5	80
			280		240
			295		400

拥有 5 个变量的 BBD 设计可设置为正交块, 如

表 3 所示, 每个 ($\pm 1, \pm 1$) 组合表示一个完整的 2^2

设计。

表 3 五变量 BBD 工况设计表

自变量					自变量				
x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
±1	±1	0	0	0	0	±1	±1	0	0
0	0	±1	±1	0	±1	0	0	±1	0
0	±1	0	0	±1	0	0	±1	0	±1
±1	0	±1	0	0	±1	0	0	0	±1
0	0	0	±1	±1	0	±1	0	±1	0
0	0	0	0	0	-	-	-	-	-

1.3 响应曲面法

本研究采用响应曲面法对室内氧气扩散规律进行定量表征。响应曲面法^[11]是根据一组所得的样本数据拟合得到，并给出曲面方程，然后对曲面方程进行求解，从而获得一组最优设计变量的优化方法。根据响应曲面建模原则，将 y 设定为室内不同位置氧气浓度与氧均值的比值，则 y 与各影响因素 x_1, x_2, \dots, x_k 的关系如式 (4) 所示：

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) \quad (4)$$

假设响应面由二阶模型充分拟合，则 y 值计算方法如下：

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i X_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} X_i X_j + e(X_1, X_2, \dots, X_k) \quad (5)$$

式中 X_i 为自然通风下影响室内氧气扩散的因素 x_i 的水平， $\beta_i, \beta_{ii}, \beta_{ij}$ 分别为线性、二次和相互作用项的回归系数， e 为误差。

2 数值模型的建立

本研究采用的模拟软件为 FLUENT，建模软件为 GAMBIT。房间模型为单开口房间，房间体积为 64m^3 ，开口大小分为缝隙状态 ($1\text{m} \times 8\text{mm}$) 和开口状态 ($1\text{m} \times 0.64\text{m}$)。计算区域包括室外区域和室内区域两部分，室外区域的长宽高分别都为房间的 5 倍。由于 RNG κ - ϵ 两方程湍流模型适用于高雷诺数湍流流动，采用 RNG κ - ϵ 模型求解室内空气气流场。控制方程的通用形式为：

$$\text{div}(\rho V \phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (7)$$

其中 $\text{div}(\rho V \phi)$ 为对流项， $\text{div}(\Gamma_\phi \text{grad} \phi)$ 为扩散项， S_ϕ 为源项。

采用 SIMPLE 算法进行压力-速度耦合求解。能量、湍流动能和湍流扩散率为二阶迎风方案，能量收敛准则为 10^{-7} ，连续性、动量、耗散率和湍流动能为 10^{-4} 。热压作用下用 Boussinesq 假设来获得更好的收敛速度。使用组分传输方程时，设定气体组成成分包

括氧气和空气两种。根据海拔高度修正后的氧气扩散系数为 $1.78 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ ，空气密度设定为 $0.82 \text{kg}/\text{m}^3$ ，空气的热膨胀系数为 0.003。

边界条件的设置如下：分别将室外条件设为速度进口和压力出口，室外顶面设置为壁面，而在室内区域中，室内围护结构和地面设置为壁面边界条件，房间内部开口设置为内部边界条件，内部氧源设置为面速度进口，房间的墙壁设置为绝热。速度进口的湍流参数以湍流强度和水利直径的形式给定，空气进口的来流湍流强度为 2%，水利半径为 1m 。氧气进口来流湍流强度为 2%，水利半径为 0.05m 。

3 结果及分析

3.1 回归模型

根据上述富氧房间气流组织初设方案和边界条件进行模拟计算，使用 Minitab 软件采用响应曲面法对收敛后的计算结果进行分析，得到风压主导和热压主导下各设计参数的影响检验结果及目标函数 (5) 的回归系数如表 6 所示。

可以看出，风压主导下，一次项中五个因素影响大小排序为：有效进深 > 计算氧气浓度 > 通风量 > 房间体形 > 垂直高度，其中有效进深及计算氧气浓度影响十分显著，通风量影响显著；二次项中影响程度排序为房间体形 > 有效进深 > 计算氧气浓度 > 通风量 > 垂直高度，其中房间体形，计算氧气浓度及有效进深影响显著；二次项两两交互作用时，通风量和有效进深相关性较大，其余因素交互作用影响不大。

热压主导下，一次项中有效进深影响因素最大，二次项中有效进深及房间体形有影响；交互项中垂直高度和计算氧气浓度相互影响作用较大，垂直高度和房间体形、地热和计算氧气浓度、房间体形和计算氧气浓度有一定影响。

表6 设计参数的影响检验结果及扩散速率回归系数

风压主导				热压主导			
项	T 值	P 值	系数	项	T 值	P 值	系数
常量	111.59	0.000	2.005	常量	418.69	0.000	0.226
Q	-3.37	0.002	-0.0775	x/L	-3.45	0.002	-0.0006
$F^{1/2}/H$	0.64	0.525	1.319	z/H	0.99	0.331	0.601
z/H	-0.14	0.887	-0.341		0.25	0.803	0.229
x/L	8.98	0.000	-0.339	$F^{1/2}/H$	-0.44	0.665	0.13
$C_{(m,0)}$	-4.20	0.000	-14.41	$C_{(m,0)}$	1.43	0.166	2.17
$Q \times Q$	1.43	0.164	0.00145	$x/L \times x/L$	-3.19	0.004	0.000
$F^{1/2}/H \times F^{1/2}/H$	-3.87	0.001	-0.438	$z/H \times z/H$	-0.26	0.800	-0.113
$z/H \times z/H$	0.16	0.871	0.0109	x	-0.56	0.581	-0.0046
$x/L \times x/L$	3.36	0.003	0.2224	$F^{1/2}/H \times F^{1/2}/H$	-3.67	0.001	-0.0575
$C_{(m,0)} \times C_{(m,0)}$	3.04	0.006	24.81	$C_{(m,0)} \times C_{(m,0)}$	0.11	0.910	0.36
$Q \times F^{1/2}/H$	0.79	0.436	0.0125	$x/L \times z/H$	-1.94	0.064	0.000117
$Q \times z/H$	1.03	0.315	0.0124	$x/L \times x$	0.10	0.917	0.000007
$Q \times x/L$	3.30	0.003	0.0339	$x/L \times F^{1/2}/H$	-0.42	0.675	0.000006
$Q \times C_{(m,0)}$	0.41	0.683	0.055	$x/L \times C_{(m,0)}$	-0.45	0.657	0.001649
$F^{1/2}/H \times z/H$	0.76	0.454	0.097	$z/H \times x$	0.13	0.897	0.0749
$F^{1/2}/H \times x/L$	-1.15	0.261	-0.147	$z/H \times F^{1/2}/H$	2.15	0.041	-0.0148
$F^{1/2}/H \times C_{(m,0)}$	0.34	0.737	0.48	$z/H \times C_{(m,0)}$	-3.67	0.001	-1.182
$z/H \times x/L$	1.27	0.214	0.1246	$x \times F^{1/2}/H$	1.61	0.119	-0.0516
$z/H \times C_{(m,0)}$	0.23	0.821	0.25	$x \times C_{(m,0)}$	2.29	0.031	-1.302
$x/L \times C_{(m,0)}$	1.13	0.268	1.23	$F^{1/2}/H \times C_{(m,0)}$	-2.25	0.017	-0.16

3.2 风压主导富氧房间氧气扩散规律

风压主导影响氧气扩散速率的因素包括通风量、房间体形、有效进深、垂直高度及氧均值。图 1 (a) - (f) 为保持其中三个因素为其均值水平不变，其余两因素交互作用下对氧气扩散速率的影响分析。图 (a) 为有效进深和氧均值的共同作用下的扩散速率。随着时间推移，氧均值逐渐降低，同时房间各处氧气扩散速率逐渐降低，当有效进深小于 0.5、氧均值大于 23% 时，y 值小于 1，说明扩散速率较氧均值扩散速率快；当氧均值小于 23% 时，不同位置的氧气扩散速率较氧均值扩散速率慢，说明室内外氧气浓度差越大越有利于氧气的扩散；而当有效进深越大，测点位置距离窗口越近，氧气扩散速率则越快。图 (b)(d)(f) 中有效进深发生变化时具有同样规律。图 (b) 为通风量和有效进深对 y 值的影响，通风量越大，氧气扩散速率越快。图 (c) 为氧均值与通风量相互作用下对 y 值的影响，可验证上述结论。图 (d) 及 (e) 分别为房间体形与有效进深及通风量对扩散速率的影响，可以看出，房间体形与扩散速率存在二次项关系，扩散速率随着房间体形的增大先减慢后加快，通过分析回归方程可知当房间体形为 1.65 时，抛物线

到达顶点，房间中心位置氧气扩散最慢。图 (f) 为有效进深及垂直高度两因素作用下氧气扩散速率分布图，可以看出垂直高度对扩散速率的影响不大。

3.3 热压主导富氧房间氧气扩散规律

热压主导下影响氧气扩散速率的五个因素包括热源密度、房间体形、有效进深、垂直高度及氧均值，其中两因素交互作用下对扩散速率的影响分析如图 2 所示，总体来说，热压下氧气扩散速率分布较风压主导下均匀。图 (a) 为房间体形及有效进深对氧气扩散速率的影响，可以看出，热压作用下房间体形对氧气扩散速率也呈二次影响，当房间体形为 1.65 时，y 值最大，室内中心位置氧气扩散最慢。而有效进深对氧气扩散速率的影响与风压主导下规律相反，随着有效进深增大氧气扩散速率小幅度增大。图 (c) 为热源密度和有效进深对氧气扩散速率的影响，可以看出，由于热源密度变化造成的通风量变化对室内氧气扩散速率并无显著影响。图 (b) 和图 (d) 分别为垂直高度和有效进深及氧均值的相互关系图，氧均值和垂直高度对氧气扩散速率的影响规律并不明晰，但可以看出，y 值在大部分区域均大于 1，仅在部分小区域小于 1，说明热压作用下氧气扩散速率的分布较为均匀，不存在氧聚集现象。

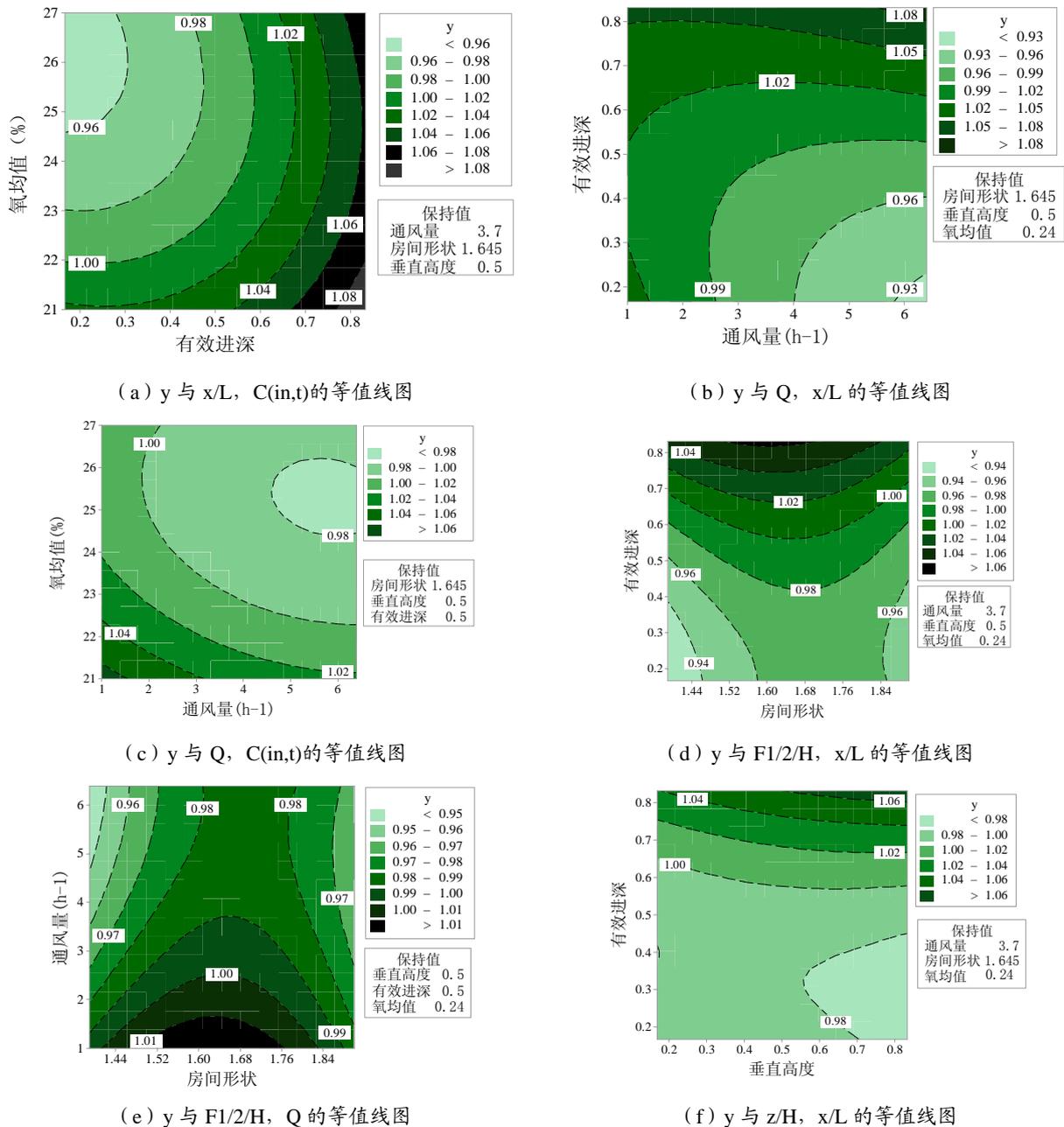


图 1 风压自然通风下富氧房间氧气扩散等值线图

对比风压和热压分别主导下的氧气扩散规律可以看出,空间分布上,热压作用下不同位置氧气扩散速率的分布明显较风压作用下均匀。时间分布上,风压主导下,随着时间推移,氧均值逐渐降低,室内外氧浓度差逐渐降低,不同位置的扩散速率逐渐减慢。而热压作用下氧气扩散速率并无明显规律,地面均布热源热源密度的影响较小。

4 结论

在自然通风条件下,无论热压主导还是风压主

导,氧气扩散速率与房间体形均存在二次变化关系,当房间体形指标 $F^{1/2}/H$ 为 1.65 时,房间中心位置氧气扩散最慢。

热压主导的自然通风房间氧气分布较为均匀,室内不同位置的氧气扩散速率无显著差异;相比之下,风压主导的自然通风更易引起室内氧气扩散速率和氧气浓度分布的空间不均匀,有效进深越小,与通风风口距离越远,则氧气扩散速率越慢。

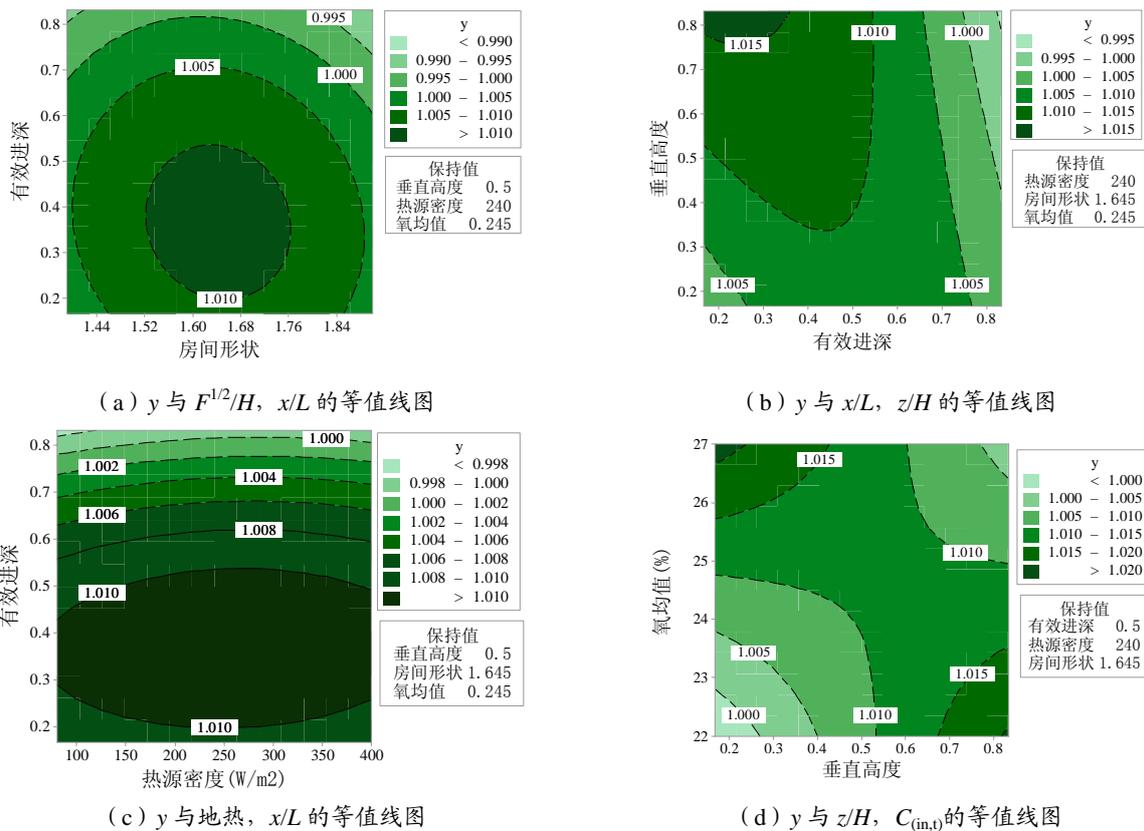


图2 热压自然通风下富氧房间氧气扩散等值线图

(3) 自然通风条件下,室外风速较大且富氧房间内无持续供氧时,氧均值随着时间逐渐减小;当室内外氧气浓度差越大,房间通风量越大时,房间氧气耗散速率越快。

参考文献

[1] Benjamin H, Mary Kay T, Jane K, et al. Acute Mountain Sickness in a General Tourist Population at Moderate Altitudes[J].ORIGINAL RESEARCH,1993,4(15):292-294.

[2] RC R, JA L, MV I.Acute mountain sickness:increased severity during simulated altitude compared with normobaric hypoxia[J].Journal of Applied Physiology,1996,5(81):321-325.

[3] G E,V.P. Fast Acclimatization to High Altitude Using an Oxygen-Enriched Room.Energy and Buildings, 38 (2006):491-501

[4] 刘晓鹏,王桂友,肖华军,等.高原富氧室供氧方法研究.中华航空航天医学杂志, 2013,24(4):241-246.

[5] 刘应书,杜雄伟,赵华,等.富氧空调的可行性探讨.

暖通空调,2006,36(4):38-42.

[6] 刘国丹,张长兴,李安桂,胡松涛.青藏铁路客车暖通空调设计问题探讨.暖通空调, 2006, 36(3): 71-74.

[7] 胡松涛,张长兴,王东,王刚.青藏铁路客车弥散供氧条件下需氧量的计算.青岛理工大学学报, 2006, 27(2): 4-8.

[8] 胡涛,刘猛,常海娟,等.青藏铁路客车沿程需氧量仿真研究[J].铁道学报:11,0-25.

[9] 张仁梅.青藏铁路客车冬季车内环境及新风与供氧系统联合运行模式研究[D].成都:西南交通大学,2018.

[10] 赵鸿佐.室内热对流与通风.北京,中国建筑工业出版社,2009.

[11] Box G, Wilson K B. On the experimental attainment of optimum conditions[J]. Journal of the Royal Statistial Society,1951,13:1-45.

多点进出城市地下道路 CO 污染物浓度分布特性研究

聂鹤翔¹, 陈超¹, 沈铮², 王平², 郑晓娜², 李琼³, 刘畅¹

(1.北京工业大学城市建设学部绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室,北京 100124;
2.北京市市政工程设计研究总院有限公司,北京 100082;3.华北科技学院建筑工程学院,北京 101601)

[摘要] 多点进出城市地下道路行驶过程中机动车排放的污染物(CO、NO_x等)不仅对隧道内驾驶人员的健康产生影响,同时还给隧道洞口附近民众的居住环境及健康带来影响。为此,本研究以机动车流排放污染物CO浓度分布规律为重点研究对象,基于质量守恒定律、流体力学理论,并结合实验研究方法,开展了多点进出城市地下道路交通风速及机动车流排放污染物扩散特性的研究;提出了交通风条件下多点进出城市地下道路机动车流排放污染物CO浓度分布特性预测模型构建方法,长沙市营盘路湘江隧道实测结果验证了模型的有效性,计算值与实测值的误差评估值LA为0.916。研究结果可为多点进出城市地下道路科学选址及其通风系统优化设计与节能运行提供参考依据。

[关键词] 多点进出城市地下道路;分(合)流匝道;交通风模型;CO污染物浓度预测模型;实测验证

0 引言

机动车排放污染物产生的隧道环境安全问题日益成为人们关注的重点。多点进出城市地下道路复杂的隧道结构特征以及位于城市人员密集区的位置特点,致使机动车在行驶过程中排放的污染物(CO、NO_x等)不仅对隧道内驾驶人员的健康产生影响,同时对隧道洞口附近的居民健康带来影响,也给城市地下道路选址以及通风工程设计提出了挑战。结合多点进出城市地下道路结构特征与交通特征,科学合理评价交通风条件下机动车流排放污染物CO浓度分布特性,对隧道通风系统优化设计与节能运行策略制定具有非常重要意义。

国内外学者关于单点进出直隧道内污染物浓度分布及空气流动特性进行了大量研究。Katolieký 和 Jicha^[1]采用 Eulerian-Lagrangian 的准稳态模型分析了交通风力对隧道通风换气的影响,计算结果显示隧道交通风速主要与交通流密度、车速和隧道长度相关,且随着车速的增加而增大。Chi-Ji Lin^[2]等针对隧道顶部设有通风孔的情况,分析了交通风力对空气流动规律的影响。关于多点进出隧道污染物浓度分布的研究近年来也有一些报道。Tan Z et al^[3]构建了稳态流量隧道段的流量、空气动力学和污染物扩散模型,并根据匝道流量估计主入口交通引流的最佳时间,提

出了应用非线性规划(NP)技术指导交通管制的研究思路。Chung-Yi Chung^[4]利用标准 k- ϵ 湍流模型模拟隧道中气态污染物CO和NO_x的三维湍流和扩散,并使用有限体积法进行数值求解。钟星灿^[5-6]等根据连续性方程和压力守恒方程研究了隧道壁面设置自然通风口情况下,隧道内空气流动的规律。

本研究拟在前人研究基础上,并结合课题组前期研究积累,以机动车流排放污染物CO浓度分布规律为重点研究对象,依据质量守恒定律、流体力学理论,并结合实验研究方法,开展关于多点进出城市地下道路交通风速及其对机动车流排放污染物扩散特性的研究;研究多点进出城市地下道路交通风速与机动车流排放污染物CO浓度计算模型构建方法,为定量评价多点进出城市地下道路结构特征与交通特征条件下的交通风速动态变化规律、以及交通风作用下各分(合)流匝道对主隧道CO浓度分布特性的影响规律,提供分析方法参考,同时为多点进出城市地下道路科学选址及其通风系统优化设计与其节能运行策略制定提供参考依据。

1 材料与方法

1.1 模型构建

对于多点进出城市地下道路而言,由于隧道通风系统有多个分(合)流匝道,各匝道的通风系统构成一个复杂的通风网络(图1),整个隧道网络中风流方向的判断、各匝道风量分配比例、各隧道通风参数

基金项目:国家自然科学基金资助项目(10004020201302);
北京市自然科学基金项目(8162006)

界定等问题的解决均应对整个通风体系进行整体研究^[7]。需要把握不同结构特征与交通特征对通风以

及机动车排放污染物浓度分布特性的影响规律。

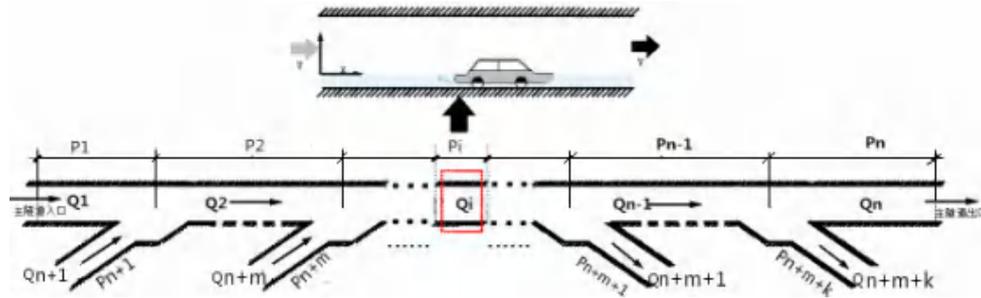


图1 多点进出城市地下道路通风网络示意图

对于多点进出城市地下道路机动车流污染物排放与扩散特性,可以认为短时间内污染物排放强度不随时间变化,隧道断面方向污染物扩散均匀,产生的污染物主要通过紊流对流传质传递。因此,可忽略污染物扩散方程中的非稳态项和扩散项。根据质量守恒规律,可建立图1中某隧道段*i*段一维质量平衡方程式,即单位时间在隧道宽度为*W*的路面上污染物对流传递质量等于机动车污染物排放源及其他源项之和,如式(1)。

$$A_r V_r \frac{dC(x)}{W dx} = S_v + S_b \quad (1)$$

式中,*C(x)*为主隧道*x*方向处污染物浓度, $mg \cdot m^{-3}$; *A_r*为隧道净空断面积, m^2 ; *W*为隧道宽度, m ; *V_r*为隧道内平均交通风速, $m \cdot s^{-1}$; *S_b*为匝道源项, $mg \cdot m^{-2} s^{-1}$ (匝道源项的影响可由不同隧道段的进口浓度所包含,故在此忽略); *S_v*为隧道内单位路面面积机动车排放污染物累积量,也即隧道内单位路面面积机动车排放污染物强度(可根据式(2)计算), $mg \cdot m^{-2} s^{-1}$ 。

$$S_v = K(x) \cdot C_s(x) = \frac{N \cdot EF(x)}{3600W} \quad (2)$$

式中,*K(x)*为扩散特征系数,反映单位时间内车流排放污染物均匀混合扩散到车顶高度的能力, $m \cdot s^{-1}$; *C_s(x)*为距隧道入口*x* m 处机动车刚排放污染物受车速和风速综合影响混合均匀的平均质量浓度(视为壁面质量浓度), $mg \cdot m^{-3}$; *N*为交通流量, $veh \cdot h^{-1}$; *EF(x)*为隧道内机动车流排放污染物平均单车综合排放因子, $g \cdot km^{-1} veh^{-1}$ 。

隧道内机动车排放污染物将以对流传质的方式沿机动车行驶方向传递,单位时间内单位路面面积机动车排放污染物累积量等于对流传质传递量,即有式(3)成立。

$$K \cdot C_s(x) = h_m \cdot [C_s(x) - C(x)] \quad (3)$$

式中,*h_m*为对流传质系数, $m \cdot s^{-1}$ 。

根据式(1)~式(3)可得到多点进出城市地下道路总传质方程式(4)。

$$C(x) = C_{in} \cdot \exp\left[\frac{K}{1 - K/h_m} \cdot \frac{Wx}{A_r V_r}\right] \quad (4)$$

式中,*C_{in}*={隧道进口背景值,或是合流作用后浓度初值,或是分流作用后浓度初值}。

在已知隧道结构参数和交通特征参数条件下,确定隧道内各段交通风速*V_r*、对流传质系数*h_m*、扩散特征系数*K*是关键。

1.2 模型中关键参数确定

1.2.1 交通风速*V_r*

大量研究结果表明^{[8]-[9]},当隧道内机械通风系统不运行时,隧道风速主要受自然通风力和交通风力作用影响。关于自然通风力的影响,陈超等^[10]的研究结果表明,对于位于地面以下的下凹式结构形式城市地下道路,由于隧道进出口两端几乎没有高差,难以形成热位差;另外,对于水平移动的大气自然风流,无法在进口或出口处形成驻点,不能在进出口之间产生压力差,因此也可以忽略隧道受自然风力作用的影响。

对于有*n*个主隧道段、*m*个合流匝道、*k*个分流匝道的多点进出城市地下道路(图1),可假设:隧道口处风压为当地大气压,隧道内初始空气速度为0;隧道内以轻型机动车型为主要车型且机动车流稳定;考虑到隧道的长度远大于其横截面积,将隧道内空气流动视为一维不可压缩恒定流动;隧道内壁面粗糙度不变,忽略隧道坡度的影响;隧道内空气密度不变、无漏风,忽略空气中水蒸气的变化。

根据基尔霍夫定律,图1中流入(出)任意节点*v*(分(合)流隧道段与主隧道段的交点)交通风量代数数和为零,即有式(5)(6)成立。假定,流入节

点 v 的交通风量为正,流出节点 v 的交通风量为负。

$$Q_v + Q_{n+v} + Q_{v+1} = 0 (v=1,2,\dots,n-1) \quad (5)$$

$$Q_i = V_{r_i} A_{r_i} (i=1,2,\dots,n+m+k) \quad (6)$$

式中, Q_i —隧道段 i 的交通风量, $m^3 \cdot s^{-1}$; A_{r_i} —隧道段 i 横截面积, m^2 ; V_{r_i} —隧道段 i 平均交通风速, $m \cdot s^{-1}$ 。

对于图 1 中任意隧道段 i (包括主隧道段、分流匝道段、合流匝道段, $i=1,2,\dots,n+m+k$), 该隧道段机动车流产生的交通通风力 G_i 可用式 (7) 表示, 相应的通风阻力 F_i 可表示为式 (8), 则该隧道段的压差 P_i 可表示为式 (9) [11]。

$$G_i = n \frac{A_m \rho}{A_r} \frac{\rho}{2} (v_t - v_r)^2 \quad (7)$$

$$F_i = \frac{\rho}{2} v_r^2 (\xi + \lambda \frac{L}{D}) \quad (8)$$

$$P_i = G_i - F_i = n \frac{A_m \rho}{A_r} \frac{\rho}{2} (v_t + v_r)^2 - \frac{\rho}{2} v_r^2 (\xi + \lambda \frac{L}{D}) \quad (9)$$

式中, n —对应隧道段内机动车辆数, $n = \frac{NL}{3600Vt}$, N —交通流量, $veh \cdot h^{-1}$; L —隧道段长度, m ; V_t —机动车流平均车速, $m \cdot s^{-1}$; A_m —机动车等效阻抗面积, m^2 ; ρ —隧道内空气密度 (取 $1.24 \text{ kg} \cdot m^{-3}$), $kg \cdot m^{-3}$; ξ —分(合)流匝道段的局部阻力系数; λ —隧道段的沿程阻力系数; D —隧道段当量直径, m 。

根据流体力学理论,对于图 1 中任意合流匝道节点 v , 其上游主隧道段压差与对应并联的合流匝道压差恒有式 (10) 成立; 同理, 对于图 3 中任意分流匝道节点 v , 则恒有式 (11) 成立。

$$\sum_{i=1}^v P_i - P_{n+v} = 0 (v=1,2,\dots,m) \quad (10)$$

$$\sum_{i=v+1}^n P_i - P_{n+v} = 0 (v=m+1,\dots,n-1) \quad (11)$$

根据式 (5) 式 (10) 与式 (11), 可建立关于图 1 的多点进出城市地下道路压差平衡式 (12) 与式 (13) 以及交通风量平衡式 (14)。

$$\begin{cases} P_1 - P_{n+1} = 0 \\ P_1 + P_2 - P_{n+2} = 0 \\ M \\ \sum_{i=1}^v P_i - P_{n+v} = 0 \quad (v=1, 2, \dots, m) \\ M \\ P_1 + P_2 + P_3 + P_{m-1} - P_{n+m-1} = 0 \\ P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_m - P_{n+m} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} P_{m+2} + P_{m+3} + P_{m+4} \dots + P_n - P_{n+m+1} = 0 \\ P_{m+3} + P_{m+4} + \dots + P_n - P_{n+m+2} = 0 \\ M \\ \sum_{i=v+1}^n P_i - P_{n+v} = 0 \quad (v=m+1, \dots, n-1) \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} P_{n-1} + P_n - P_{2n-2} = 0 \\ P_n - P_{2n-1} = 0 \\ M \\ Q_1 + Q_{n+1} + Q_2 = 0 \\ Q_2 + Q_{n+2} + Q_3 = 0 \\ M \\ Q_v + Q_{n+v} + Q_{v+1} = 0 \quad (v=1, \dots, n-1) \\ M \\ Q_{n-2} + Q_{n+m+k-1} + Q_{n-1} = 0 \\ Q_{n-1} + Q_{n+m+k} + Q_n = 0 \end{cases} \quad (14)$$

对于特定隧道, 当隧道结构尺寸一定, 且各隧道段内交通流量 N 、机动车流平均车速 V_t 已知时, 根据最小二乘法运用 Matlab 软件编程联立求解方程式 (12) ~ (14), 即可求得交通通风力作用下各隧道段的平均交通风速 V_{r_0} 。

需要提出的是, 方程式中涉及的分(合)流匝道路段的局部阻力系数不仅与隧道结构形状有关, 还与其上下游主隧道与分(合)流匝道路段的流量比、分岔角度有关。本研究涉及的合流直隧道局部阻力系数 ξ_{13} 、合流匝道局部阻力系数 ξ_{23} 、分流直隧道局部阻力系数 ξ_{31} 、分流匝道局部阻力系数 ξ_{32} , 直接采用课题组的研究结果 (式 (15) ~ 式 (18)) [9]; 另外, 方程式中涉及的机动车流平均车速, 根据课题组关于地下道路交通流量、交通车速的大量实测数据得到的交通流量与机动车流平均车速的关联式 (图 2) [12] 计算, 该结果与一般公路隧道的规律类似 [13]、且与格林息尔治速度-密度线性模型计算结果吻合。

$$\xi_{13} = -0.81 + 2.81q_1 + 0.36\sin\theta - 1.54q_1^2 - 0.4q_1\sin\theta - 0.04\sin^2\theta \quad (15)$$

$$\xi_{23} = -0.73 + 2.77q_2 - 0.05\tan\theta - 1.5q_2^2 - 0.19q_2\tan\theta + 0.13\tan^2\theta \quad (16)$$

$$\xi_{31} = 0.61 - 1.35q_1 - 0.04\sin\theta + 1.17q_1^2 + 0.07q_1\sin\theta + 0.02\sin^2\theta \quad (17)$$

$$\xi_{32} = 0.66 - 1.205q_2 - 0.02\tan\theta + 0.99q_2^2 + 0.07q_2\tan\theta + 0.06\tan^2\theta \quad (18)$$

式中, q_1 —主隧道通风量与总风量之比; q_2 —分(合)流匝道路段通风量与总风量之比; θ —主隧道与匝道夹角, $^\circ$ 。

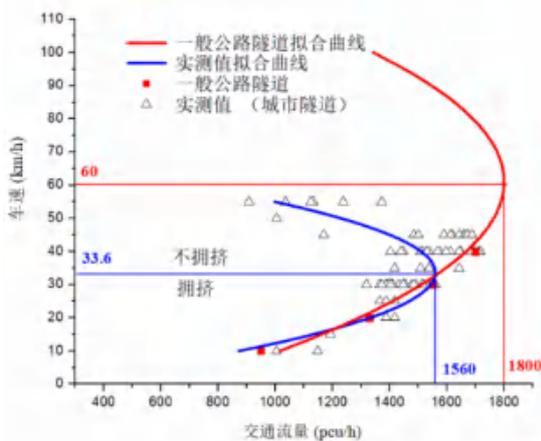


图2 交通流量与车速关系

根据图2 实测数据,可拟合得到交通流量与车速 V_t 关系式(19)

$$N = 167.9 + 82.77V_t - 1.23V_t^2 \quad (19)$$

式中, N 900veh·车道⁻¹。

1.2.2 对流传质系数 h_m

机动车流排放的污染物主要受主隧道空气交通风速的影响,沿机动车行驶方向在隧道内进行对流传质。王嘉松等^[14]实测和模拟研究表明污染物浓度在尾气管后部轴向的1~4 m范围内迅速衰减,在距地面1.5 m高,沿排气管径向污染物浓度接近于背景浓度。这表明隧道当量直径(根据城市地下道路工程设计规范 CJJ221-2015^[15]规定净高要求,如表1)远远大于污染物浓度边界层厚度,浓度边界层不会发展到隧道整个壁面,隧道内污染物对流扩散过程可以认为是外掠平板的紊流对流传质。由于隧道当量直径远远大于污染物浓度边界层厚度,浓度边界层不会发展到隧道整个壁面,隧道内污染物对流扩散过程可以认为是外掠平板的紊流对流传质。式(3)中对流传质系数由传热传质类比律式(20)获得。

$$h_m = \frac{h}{c_p \rho} \quad (20)$$

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \rho \quad (21)$$

$$Nu_f = 0.0296Re^4 Pr^{1/3} \quad 5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7 \quad (22)$$

式中, h_m 为对流传质系数, h 为对流换热系数; c_p 为定压比热; ρ 为密度; Nu 为努谢尔特数; λ 为导热系数; L 为隧道特征长度, Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数。

表1 城市地下道路最小净高

道路种类	行驶交通类型	净高(m)	
机动车道	小客车	一般值	3.5
		最小值	3.2
	各种机动车	4.5	

1.2.3 扩散特征系数 K

扩散特征系数 K 是指单位时间内,受机动车流对排放污染物混合扰动作用,污染物均匀扩散到车顶水平面的能力,它与机动车排放因子、交通流量、平均车速、交通风速等因素相关。在交通流量和平均车速相对稳定条件下,可以认为扩散特征系数 K 也是相对稳定的,可根据式(23)计算。

$$K = \frac{N \cdot EF}{3600 \cdot W \cdot c(x) + \frac{N \cdot EF}{h_m}} \quad (23)$$

随着我国机动车排放限值标准日趋严格,相应的执行不同标准的机动车数量比例也在发生着变化,对应式(23)的隧道内机动车流排放污染物平均单车综合排放因子 $EF(x)$ 取值,也因同时间、工程场地不同而动态变化,需要根据工程场地实际运营情况取值。图3为我国不同时期执行不同排放标准,所对应的机动车 CO 排放因子,无论是汽油车还是柴油车的 CO 排放因子,随着 G1 标准到 G6 标准,均呈明显下降趋势。式(23)中隧道内机动车流排放污染物平均单车综合排放因子 $EF(x)$,本研究根据课题组前期研究成果取值^[16]。

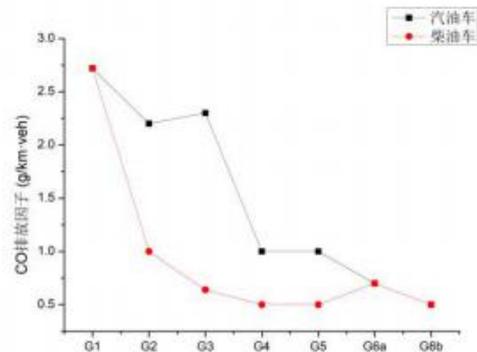


图3 中国不同排放标准下 CO 排放因子

1.3 模型求解

不同结构特征的主隧道段沿机动车行进方向浓度分布可根据式(4)计算。在求解过程中,需要预先确定计算主隧道段的进口浓度,各主隧道段进口浓度可分别根据式(24)~式(27)确定。

1) 主隧道入口:进口边界浓度为隧道洞口背景值。

$$x = 0, C(x) = C_0 \quad (24)$$

2) 合流匝道后主隧道:根据基尔霍夫定律,合流段节点方程如式(25)

$$A_{r2}V_{r2}C_2 + A_{r1}V_{r1}C_1 = A_{r3}V_{r3}C_3 \quad (25)$$

式中, C_2 、 C_3 分别为合流前主隧道与匝道的计算

浓度值。

3) 分流后主隧道：假定分流前主隧道总风量为 Q_3 ，分流后主隧道风量为 Q_5 ，即 $Q_4 + Q_5 = Q_3$ ，则有式(26)和式(27)成立。式(27)中分流比例 C_{3-5} 可按 0.5 取值^[16]。

$$A_{r4}V_{r4}C_4 + A_{r5}V_{r5}C_5 = A_{r3}V_{r3}C_3 \quad (26)$$

$$C_{3-5} = \frac{Q_5}{Q_3} = \frac{1}{\frac{C_5 - C_3}{C_4 - C_3} + 1} \quad (27)$$

式中， C_3 为分流前主隧道计算浓度值。

2 模型实测验证

2.1 实测隧道概况

为了验证第 1 节提出的多点进出城市地下道路沿机动车行进方向污染物浓度计算模型的有效性，本研究结合课题组关于长沙市营盘路湘江隧道(图 4)的实测结果进行验证。

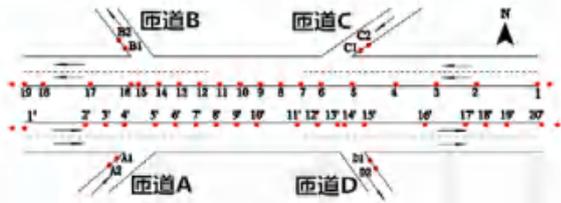


图 4 长沙市营盘路湘江隧道构造示意图

长沙市营盘路湘江隧道为多点进出城市道路为双洞单向隧道，分南北两条隧道，主线长 2.7km(图 4)。隧道通风系统为全射流纵向通风方式，其中北线主隧道 1 段长为 900m，共布置了 10 台射流风机；北线主隧道 2 段长为 850m，共布置 8 台射流风机；北线主隧道 3 段长为 525m，共布置 8 台射流风机；D 匝道段长为 752m，共布置 8 台射流风机；B 匝道段长为 425m，共布置 6 台射流风机。主隧道断面面积为 $54.14m^2$ (当量直径为 8m)，匝道断面面积为 $45.82m^2$ (当量直径为 6.8m)；分(合)流匝道的主-支夹角均为 10° 。

本研究采用隧道实测法，于 2013 年 5 月 25 日至 6 月 3 日重点对长沙隧道交通特征(交通流量、平均车速)以及沿机动车行进方向各隧道段的交通风速进行了现场实测。考虑到车辆分布均匀且保持匀速行驶时，隧道沿线各截面风速大致相当^[17]，测点布置以综合考虑测试断面的代表性、间距的相对均匀性以及空气流动较为平稳的路段为原则，分别在实测对象的南线和北线隧道内各布置了 19 个测点(图 4 中红色小圆点)，各测点布置方式、实测仪器及实测方法同参考文献^[9]；测试采样时间间隔为 1min，每个测点取 5

个数据。实测时间均选在车流量大、车流密集且流量较稳定的早(7:00-8:30)晚(17:30-19:00)高峰时段。实测期间，隧道内所有机械通风设备均停止运行。

2.2 实测结果验证及方法应用

2.2.1 交通风网络模型验证

当已知主隧道入口处交通流量时，即可根据式(19)计算得到对应隧道段的车速，进一步将隧道北线结构特征参数等代入式(8)~式(10)，即可计算得各隧道段交通风速计算值。其计算值与实测值的对比结果如图 5，对应的隧道段编号参考图 6。

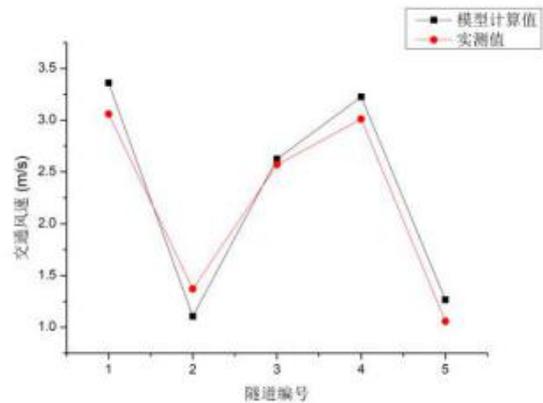


图 5 计算值与实测值对比(北线)

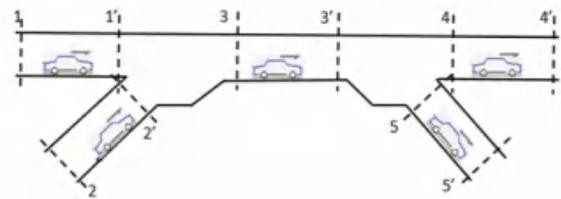


图 6 隧道分段示意图

可根据式(28)误差分析方法评估计算值与实测值的误差。LA 值的范围为 0-1，当 LA=0 时，完全不一致，即计算值和实测值完全不吻合；当 LA=1 时，完全一致，即模拟值和实测值完全吻合。分析结果表明，图 5 计算值与实测值的误差评估计算值 IA 为 0.992，比较结果说明了交通风网络模型的有效性。

$$IA = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (X_{p_i} - X_{m_i})^2}{\sum_{i=1}^N (|X_{p_i}| + |X_{m_i}|)^2} \quad (28)$$

式中， X_{p_i} 为模拟值； X_{m_i} 为实测值； $X_{p_i}' = X_{p_i} - X_{pave}$ ； X_{pave} 为各个隧道段风速的模拟平均值； $X_{m_i}' = X_{m_i} - X_{mave}$ ； X_{mave} 为实测值各个隧道段的平均值。

2.2.2 CO 污染物浓度分布特性预测模型验证

图 7 为根据 1.3 节计算得到对应图 6 各主隧道 CO 污染物浓度计算结果与实测结果比较。同理，根据式

(28)可计算得到图7计算值与实测值的误差评估计算值IA为0.916。比较结果说明了第1节提出的基于交通风条件多点进出城市地下道路CO污染物浓度分布特性预测型的有效性。

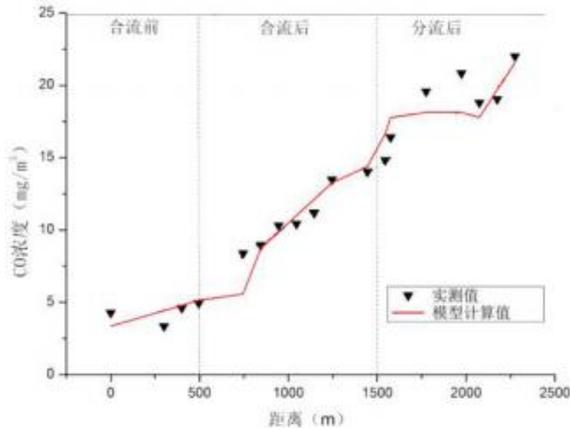


图7 计算值与实测值比较

3 结论

本研究得到以下结论：

1) 提出了多点进出城市地下道路交通风速网络计算模型，与实测结果比较的误差评估值IA值为0.992，说明了模型的有效性。

2) 提出了基于交通风速条件下多点进出城市地下道路机动车流排放污染物CO浓度分布预测模型，与实测结果比较的误差评估值IA值为0.916，说明了模型的有效性。

参考文献

[1] Katolicky J, Jicha M. Eulerian-Lagrangian model for traffic dynamics and its impact on operational ventilation of road tunnel [C]. Proceeding of 11th International symposium on Aerodynamics and Ventilation of vehicle Tunnels, BHRA, 2003: 877—891.
 [2] Chi-Ji Lin, Yew Khoy Chuah. A study on underground tunnel ventilation for piston effects influenced by draught relief shaft in subway system[J]. Applied thermal engineering, 2008, 28, 372-379.
 [3] Tan Z, Gao H O. Traffic control for air quality management and congestion mitigation in complex urban vehicular tunnels[J]. Transportation Research Part C Emerging Technologies, 2015, 58:13-28.
 [4] Chung-Yi Chung, Pei-Ling Chung. A Numerical and Experimental Study of Pollutant Dispersion in a Traffic Tunnel[J]. Environmonit Asses, 2007, 130:289-299.
 [5] 钟星灿, 曾臻. 自然通风公路隧道有害气体浓度分

布[J]. 铁道工程学报, 2006, 09:44-49.

ZHONG Xing-can, ZENG Zhen. Distribution of Harmful Gas Concentration in Highway Tunnel with Natural Ventilation [J]. Journal of Railway Engineering Society, 2006, 09:44-49

[6] 钟星灿, 高慧翔, 龚波. 交通风力自然通风作用原理探析[J]. 铁道工程学报, 2006, 23(5):82-87.

[7] 李琼, 陈超, 李俊梅, 等. 基于城市地下道路污染物排放特性的交通特征调研[J]. 上海理工大学学报, 2012, 05: 456-460.

[8] 陈超, 胡秦镗, 邓奕雯, 等. 基于实测法的下凹式城市地下道路CO, NOx排放因子研究[J]. 中国公路学报, 2017, 30(9):116-124.

[9] 袁浩庭, 陈超, 李琼, 王陆瑶, 李亚茹. 城市地下道路分(合)流匝道通风阻力特性[J]. 隧道建设, 2017, 37(11): 1409-1416

[10] Qiong Li, Chao Chen, Yiwen Deng, Guang Ya Xie, Junmei Li, Yan Li, Qinqiang Hu. Influence of traffic force on pollutant dispersion of CO, NO and particle matter (PM2.5) measured in an urban tunnel in Changsha, China[J]. Tunnelling and underground space technology, 2015, 49(6): 400-407

[11] 金学易. 隧道通风及隧道空气动力学[M]. 中国铁道出版社, 1983

[12] Qiong Li, Chao Chen et al. Prediction of Pollutant Concentration and Ventilation Control in Urban Bifurcate Tunnel[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2018

[13] 方磊, 长大公路隧道通风物理模型试验研究[D]. 长安大学, 2005.

[14] 王嘉松, 陈达良, 黄震, 等. 实际大气条件下汽车尾气扩散的模拟与观测[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(11):1891-1894.

[15] 上海市市政工程设计研究总院有限公司. 城市地下道路工程设计规范 CJJ221-2015[M]. 中国建筑工业出版社, 2015.

[16] Yiwen Deng, Chao Chen, et al. Measurements of real-world vehicle CO and NOx fleet average emissions in urban tunnels of two cities in China[J]. Atmospheric Environment, 2015, 122.

[17] 童艳, 施明恒, 茅新丰, 等. 竖井型公路隧道自然通风过程的实验研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(9):61-65.

复合相变堆积床通风释冷的数值研究

田东东¹, 王 会¹, 刁永发¹, 周 颖²

(1 东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620; 2 上海建科广申建筑设计有限公司, 上海 200000)

[摘 要] 建立了相变堆积床结合夜间通风蓄冷系统的物理和数学模型。针对系统白天运行情形, 数值计算了不同风速下, 相变堆积床融化率随时间变化的情形, 对比有无金属泡沫时的区别。结果表明: 相变堆积床的入口风速要控制在合理的范围内; 金属泡沫的加入加速了相变材料的融化, 有利于延迟室内温度峰值出现的时刻, 减少空调设备的使用时间; 最大融化率随着金属泡沫孔密度的增大而减小。

[关键词] 金属泡沫; 夜间通风; 数值计算; 孔密度; 相变温度

0 引言

在夏热冬冷地区, 夏季室外空气温度昼夜波动较大, 可将相变材料 (Phase Change Material, PCM) 制成相变堆积床, 置于吊顶, 通过机械通风的方式, 把夜间的冷量储存起来, 以供白天使用, 降低空调负荷, 节省能源。但相变材料的导热系数较低, 在白天, 很多时候在规定的风速下相变堆积床不能快速的凝固以释放足够的冷量来抵抗白天的温升, 所以要强化相变材料的换热^[1-4]。

传统的增加相变材料导热系数的方法是在其中加入石墨、肋片、金属泡沫 (Metal Foam, MF) 等导热系数较大的物质, 使其整体导热系数增大以促进换热^[5]。金属泡沫作为一种新型工程材料, 具有密度小、孔隙率高、导热系数高、比表面积大等优点, 其在特殊环境下的有效散热问题上具有广阔的应用前景^[6]。将金属泡沫加入相变材料可促进其换热, 有利于冷量的释放。

本文在相变材料中加入铜金属泡沫, 得到其有效导热系数, 通过 FLUENT 数值计算复合相变堆积床在白天融化放冷的情形。采用控制变量法, 针对北京地区的气象特点, 数值计算不同风速下, 不同相变温度复合相变堆积床融化率及出口空气温度随时间变化的情形。

1 数理模型

1.1 物理模型

房间的大小为 3.3 m×3 m×3 m, 复合相变堆积床被安置在吊顶到楼板之间 0.1 m 的空间内。图 1 介绍了复合相变堆积床结合夜间通风蓄冷系统的运行原理。在夜间, 通过风机, 将室外温度较低的空气引入相变吊顶对复合相变材料进行冷却, 吸收冷量, 同时对建筑围护结构进行降温蓄冷; 在白天, 在门窗关闭

的情况下 (可根据需求适量引入新风), 将室内温度较高的空气引入吊顶, 经复合相变堆积床冷却后再引入室内, 达到降低室内温度的目的, 少用甚至不用空调^[7-8]。

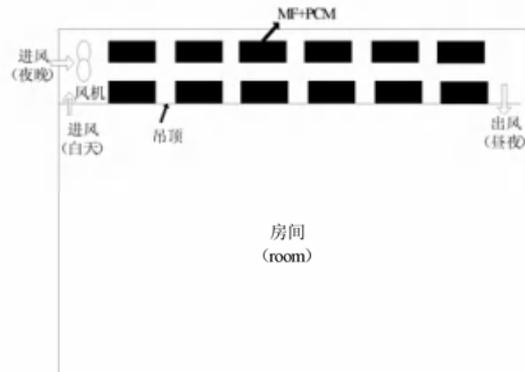


图 1 夜间通风复合相变蓄冷吊顶系统运行原理示意图

图 2 为复合相变堆积床示意图, 为了保证出风和进风顺畅, 两侧都保留了一定的空间, 起到静压箱的作用。其中 α 为相变堆积床的孔隙率, 定义为流体的体积占蓄能容器体积的百分比, 这里 α 取 0.6。

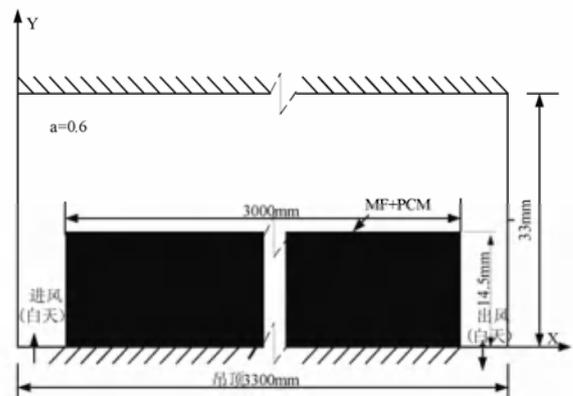


图 2 复合相变堆积床示意图

1.2 数学模型

利用焓法模型, 做以下假设:

- 1) 由于温度较低, 忽略相变材料和金属泡沫之间的温度不平衡;
- 2) 忽略相变材料相变过程中的自然对流和过冷现象;
- 3) 复合相变堆积床各向同性;
- 4) 由于对称性, 复合相变堆积床容器上、下部绝热;
- 5) PCM 在固态和液态的热物性参数不随温度变化, 在处于熔融状态时 PCM 热物性参数随温度线性变化;
- 6) 在主流方向上流体温度不断发生变化, 导致相变堆积床表面温度在 X 方向不同, 又相变堆积床内部在 Y 方向有导热传热, 模型当作二维情形来处理;
- 7) 相变堆积床的长度远远大于相变堆积床的厚度, 忽略相变堆积床两侧换热面积。

本文为了方便比较, 采用控制变量法, 设定相变材料的相变温度分别为 26 °C、27 °C, 其余物性参数相同, 材料的物性参数如表 1 所示。

表 1 材料物性参数

材料	导热系数/ (W·m ⁻¹ ·k ⁻¹)	比热/ (J·kg ⁻¹ ·k ⁻¹)	密度/ (kg·m ⁻³)	潜热/ (J·kg ⁻¹)
石蜡	0.514(S)	1920(S)	830	251000
	0.224(L)	3260(L)		
金属泡沫/石蜡复合	16.82(S)	1920(S)	—	251000
	16.48(L)	3260(L)		

表中 S 表示物质的相态为固态, L 代表物质的相态为液态。

金属泡沫复合相变材料有效导热系数计算表达式取自文献^[9]:

$$k_{eff} = \frac{\left[k_s + \pi \left(\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi}} - \frac{1-\varepsilon}{3\pi} \right) (k_{pcm} - k_s) \right] \left[k_s + \frac{1-\varepsilon}{3} (k_{pcm} - k_s) \right]}{k_s + \left[\frac{4}{3} \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi}} (1-\varepsilon) + \pi \sqrt{\frac{1-\varepsilon}{3\pi}} (1-\varepsilon) \right] (k_{pcm} - k_s)} \quad (1)$$

式中, K_{pcm} 为 PCM 的导热系数; K_s 为金属泡沫的导热系数; ε 为金属泡沫的孔隙率, 这里取 $\varepsilon=0.9$ 。

基于上述假设, 根据焓法模型^[10], 可得相变堆积床和空气的能量控制方程分别为:

$$\rho_s \frac{\partial H_s}{\partial \tau} = K_{eff} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho_f \alpha \left(\frac{\partial H_f}{\partial \tau} + u \frac{\partial H_f}{\partial x} \right) = hA(T_s - T_f) \quad (3)$$

下标 s 和 f 分别表示相变堆积床和流体, 其中, ρ 、 τ 、 H 、 h 、 u ——分别为密度、时间、比焓、对流换热系数、主流方向速度; A 表示单位体积内复合相变堆积床的上部迎风表面积 ($m^2 \cdot m^{-3}$)。

$$A = \frac{1 - \alpha}{D} \quad (4)$$

$$H_s = \int_{T_0}^{T_1} C_{P,S} dT + \int_{T_1}^{T_2} C_{P,M} dT + \int_{T_2}^{T_s} C_{P,L} dT \quad (5)$$

其中, T_s 为材料在 τ 时刻的温度, T_0 为焓值为 0 时候的参考温度, T_1 到 T_2 为相变材料的相变温度范围, D 为相变材料的厚度。

初始条件:

$$T(x, y, z, \tau)|_{\tau=0} = T_{init} \quad (6)$$

对两种相变材料, 设定初始温度分别为 26 °C、27 °C。

边界条件:

$$-K_{eff} \frac{\partial T_s}{\partial n} = h(T_s - T_f) \quad (7)$$

规范^[10]给出了隔热性能标准计算工况, 北京地区室内空气计算温度随时间的变化可用下式表示:

$$T_{fin} = T_{fin,m} + (T_{fin,max} - T_{fin,m}) \cos\left(\frac{\pi(t-16)}{12}\right) \quad (8)$$

式中 $T_{fin,m}$ 和 $T_{fin,max}$ 分别为一天中室内空气的平均温度和最高温度, t 从深夜零点开始算起, 其中 $T_{fin,m}=31.7$ °C, $T_{fin,max}=36.3$ °C。

室外综合空气计算温度随时间的变化可用下式表示:

$$T_{fout} = T_{fout,m} + (T_{fout,max} - T_{fout,m}) \cos\left(\frac{\pi(t-15)}{12}\right) \quad (9)$$

式中 $T_{fout,m}$ 和 $T_{fout,max}$ 分别为一天中空气的平均温度和最高温度, t 从深夜零点开始算起, 其中 $T_{fout,m}=28.6$ °C, $T_{fout,max}=30$ °C。图像如图 3 所示。因为室内空气温度随时间时刻在变化, 采用了 UDF (用户自定义函数) 来编写。

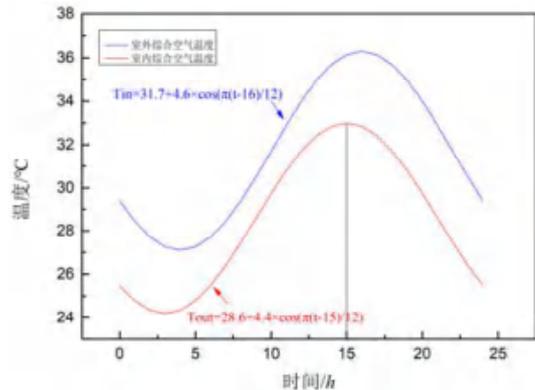


图 3 室内空气温度随时间变化图

当室外综合空气温度大于相变温度时, 并考虑使用时间段, 以此确定风机启闭时间。对于初始温度为 26 °C 的相变材料, 风机启动的时间段是从早上 6:30

到下午 18:00; 对于相变温度为 27℃ 的相变材料, 通风时间段设置为早上 7:35 到下午 18:00。

2 模型验证

为了验证本文的融化/凝固模型的正确性, 对文献^[12]所述石蜡融化问题进行了求解。石蜡填充在长 0.12 m, 高 0.03 m 的二维模型中。三面保温, 左侧施加温度恒等于 343K 的第一类边界条件, 监控融化率随时间变化情况。本文计算结果和文献记载的结果对比如图 4, 误差仅为 1.4%, 可见采用当前数值模型能较好的预测计算结果。

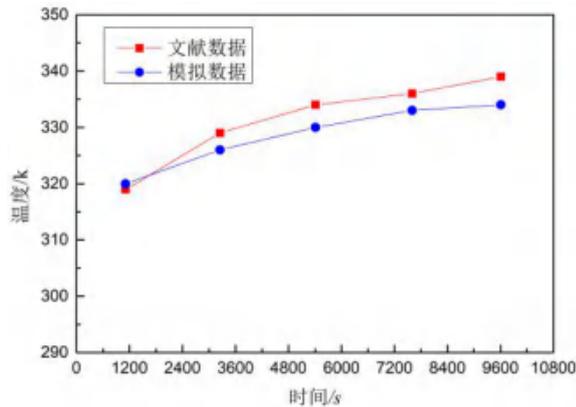


图 4 模型验证

3 数值求解, 模拟结果及分析

对三种不同相变温度的复合相变堆积床融化过程进行模拟分析, 为了保证初始时刻相变材料均处于凝固状态, 设定初试温度分别为 26℃, 27℃。设定进口空气温度始终满足公式(8), 记录不同相变温度、不同风速下的相变堆积床融化率、出口空气温度随时间变化情况。

图 5 和图 6 分别为相变温度等于 26℃, 不同风速下, 复合相变堆积床和纯相变堆积床融化率随时间变化图。从图 5 中可以看出, 当风速大于 2.1 m·s⁻¹ 时, 复合相变堆积床能够全部融化; 当风速小于 2.1 m·s⁻¹ 时, 复合相变材料不会全部融化。从图 6 中可以看出, 当风速大于 2 m·s⁻¹ 时, 纯相变材料能够全部融化; 当风速小于 2 m·s⁻¹ 时, 纯相变材料不会全部融化。

比较图 5 和图 6 可知, 在 6:30-12:00 时间段内复合相变堆积床的融化速率明显大于纯相变堆积床融化速率, 这说明在融化前期金属泡沫的加入加速了相变材料的融化。而在 12:00-18:00 时间段内复合相变堆积床的融化速率又小于纯相变堆积床融化速率。结合入口空气温度变化图 3, 比较图 5 和图 6 可知, 虽然在 6:30-16:00 时间段内入口空气温度随着时间升

高, 但是金属泡沫的加入可以在融化前期加速相变材料的融化, 使得前期复合相变堆积床相比纯相变堆积床放出更多冷量, 吊顶内部的空气温度降低, 空气和相变堆积床之间温差减小, 致使融化后期复合相变堆积床的融化速率相较于纯相变堆积床放缓, 这恰恰有利于延缓室内温度峰值出现的时刻, 在室外温度最高时不致使室内温度过高。

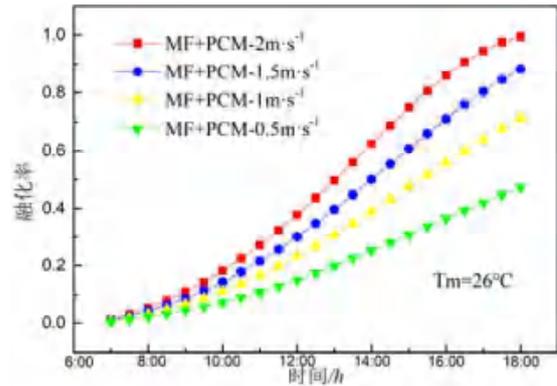


图 5 复合相变堆积床融化率随时间变化图

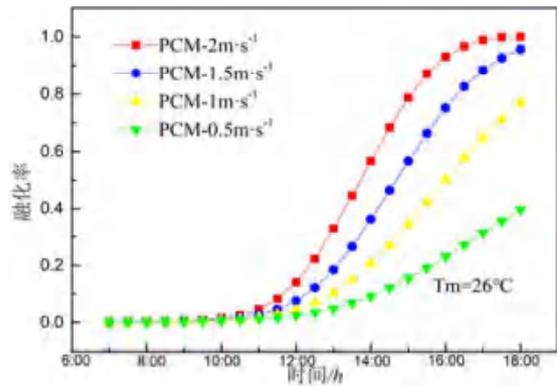


图 6 纯相变材料堆积床融化率随时间变化图

图 7-9 为相变温度等于 26℃, 不同风速时, 入口空气温度及相变堆积床出口空气温度随时间变化图。

从图 7 中可以看出, 当风速为 2 m·s⁻¹ 时, 复合相变堆积床的出口空气温度先是低于纯相变堆积床, 后又高于纯相变堆积床出口空气温度, 这主要是因为复合相变堆积床前期融化速率高于纯相变堆积床, 后期又低于纯相变堆积床, 前期放冷较快, 后期放冷减慢, 这一点在图 5 和图 6 中也得到了验证。同时复合相变堆积床和纯相变堆积床的出口空气温度始终较高, 这主要是因为风速较高, 高温空气与相变堆积床接触时间较短, 高温空气还未与相变堆积床充分接触就已经从出口喷出, 这就要求我们在白天使用时, 要严格控

制风速的大小。从图 7-9 可以看出,随着风速的降低,出口空气的温度持续降低,这主要是空气与相变堆积床接触时间增加,相变堆积床放出更多冷量所致。当风速低于 $1.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,复合相变堆积床的出口空气温度始终低于纯相变堆积床出口空气温度。

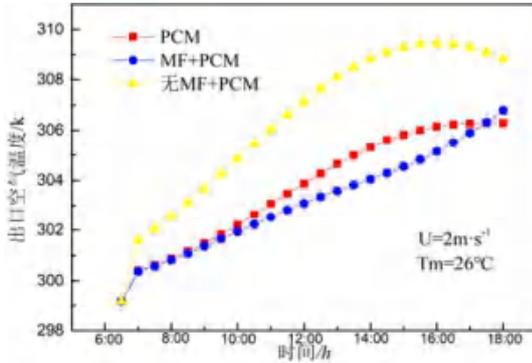


图 7 出口温度随时间 ($u=2\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

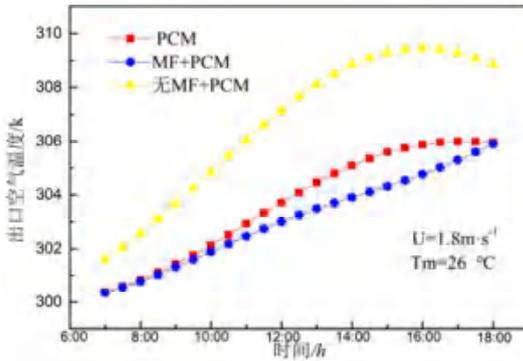


图 8 出口温度随时间 ($u=1.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)

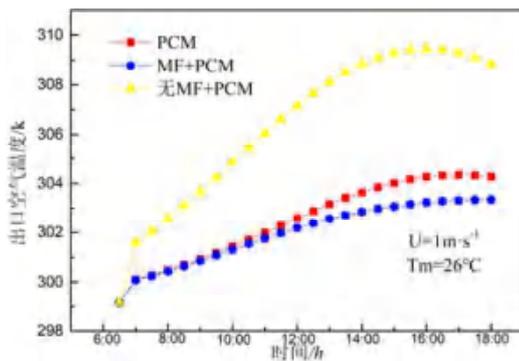


图 9 出口温度随时间 ($u=1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)

图 10 和图 11 分别为相变温度等于 $27 \text{ }^\circ\text{C}$, 复合相变堆积床和纯相变堆积床融化率随时间变化图。从图 10 中可以看出,当风速大于 $2.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,复合相变堆积床能够全部融化;当风速小于 $2.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,复合相变堆积床不会全部融化。从图 11 中可以看出,当风速大于 $2.4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,纯相变堆积床能够全部融化;当风速小于 $2.4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,纯相变堆积床不会全部融化。

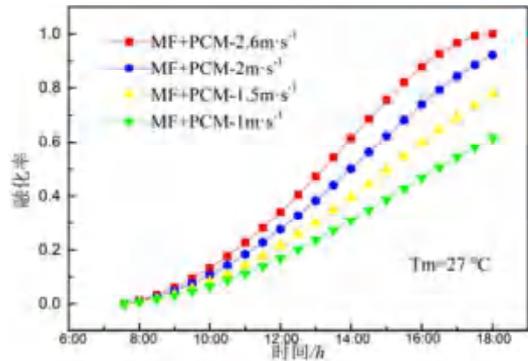


图 10 复合相变堆积床融化率随时间变化图

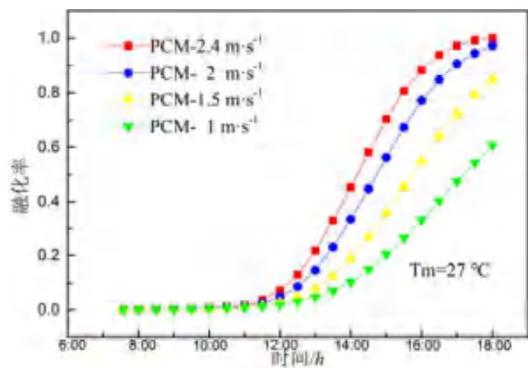


图 11 纯相变材料堆积床融化率随时间变化

比较图 10 和图 11 可知,在 6:30-12:00 时间段内复合相变堆积床的融化速率明显大于纯相变堆积床融化速率,在 12:00-18:00 时间段内复合相变堆积床的融化速率小于纯相变堆积床融化速率。结合图 5-6 和图 10-11 可知,虽然相变温度不同,但是金属泡沫的加入都可以在融化前期加速相变堆积床的融化,使得在融化前期复合相变堆积床吊顶内部的空气温度低于纯相变堆积床的空气温度,致使融化后期复合相变堆积床的融化速率相较于纯相变堆积床放缓,有利于延缓室内温度峰值出现的时刻,增大室内温度的可调节能力。同时可以看出,当相变温度升高时,不管是复合相变堆积床还是纯相变堆积床,对应的最小完全融化风速都增大,这主要是相变温度升高,使得入口空气温度和相变堆积床之间温差减小所致。

图 12、13 分别为相变温度等于 $26 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $27 \text{ }^\circ\text{C}$, 风速等于 $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,复合相变堆积床最大融化率随金属泡沫孔隙率变化图。从图中可以看出,金属泡沫孔隙率越大,最大融化率越小。由公式 (1) 可知,当金属泡沫孔隙率不同时,有效导热系数不同。金属泡沫孔隙率越大,有效导热系数越小,换热减弱,融化率随之减少。

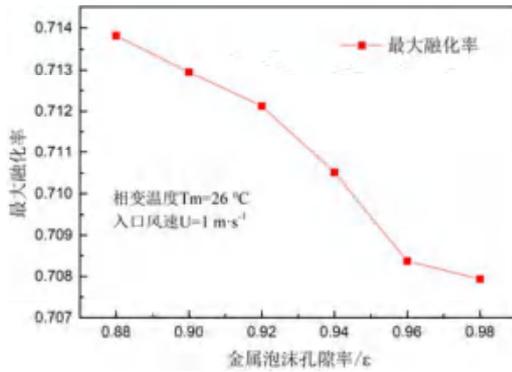


图 12 不同孔隙率下最大融化率 ($u=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

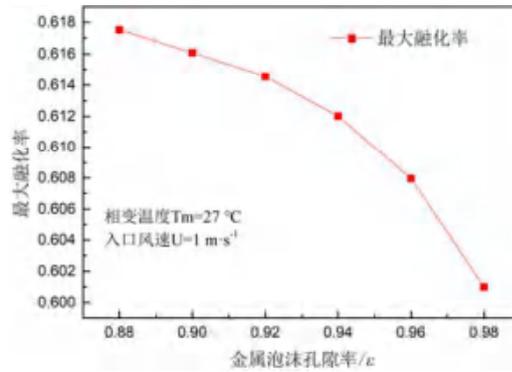


图 13 不同孔隙率下最大融化率 ($u=1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

3 结论

本文首先介绍了金属泡沫可以强化相变材料的换热,接着阐明了复合相变堆积床结合夜间通风蓄冷系统的运行原理。针对北京地区的气象特点,数值计算了不同风速下,不同相变温度的相变堆积床融化率及出口空气温度随时间变化的情形。结果表明:相变温度越高,相变堆积床完全融化的最小风速越大。相比纯相变堆积床,金属泡沫的添加能够在融化前期加速相变材料的融化,有利于冷量的释放,延迟室内最高温度出现时刻。同时为了保证空气和相变堆积床充分接触,要严格控制空气的入口风速,否则会因接触时间过短,造成出口空气温度过高的现象。当风速定下来之后,相变堆积床的最大融化率随着金属泡沫

孔隙率增大而减小。

参考文献

- [1] 吕亚军,谢珂.相变材料在轻质围护结构中的应用研究:以天津地区为例[M].中国水利水电出版社,2015.
- [2] 张寅平,胡汉平,孔祥东等.相变储能-理论与应用[M].1996.
- [3] 丁理峰,叶宏,徐斌.相变材料和隔热材料降低顶层房间空调能耗效果之比较分析[J].太阳能学报,2009,30(12):1672-1677.
- [4] 施伟,谢晶,谈向东.相变储能球堆积床结合夜间自然风蓄冷的理论研究[J].节能技术,2007,25(3):241-246.
- [5] Rehman T, Ali H M, Saieed A, et al. Copper foam/PCMs based heat sinks: An experimental study for electronic cooling systems[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018: 381-393.
- [6] 王会,郭烈锦.非平衡条件下金属泡沫管内的流动与传热分析[J].工程热物理学报,2015,V36(12):2699-2702.
- [7] 康艳兵.夜间通风相变储能吊顶系统研究[D].2001.
- [8] 康艳兵,江亿,张寅平.夜间通风相变储能堆积床系统降温效果实验研究[J].暖通空调,2003,33(2):24-26.
- [9] Mesalhy O, Lafdi K, Elgafy A, et al. Numerical study for enhancing the thermal conductivity of phase change material (PCM) storage using high thermal conductivity porous matrix[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(6):847-867.
- [10] Shamsundar N, Sparrow E M. Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change Via the Enthalpy Model[J]. Journal of Heat Transfer, 1975, 97(3):333.
- [11] 中华人民共和国国家标准.民用建筑热工设计规范 GB—50176—93.
- [12] 刘芳,于航.泡沫金属/石蜡复合相变材料蓄热过程的数值模拟[J].建筑节能,2010,38(2):38-40.

南京地铁车厢热舒适性模型研究

石金枝, 陈玮玮, 鹿世化

(南京师范大学 能源与机械工程学院, 南京 210023)

[摘要] 以南京地铁为研究对象, 采用问卷调查和现场测试相结合的方式, 对地铁车厢内的热舒适性进行了调查研究, 由于数据和热舒适模型的局限性, 现有关于地铁车厢内热舒适的模型评价结果差别很大, 这给选择合适的热舒适模型带来困难。在现有实验数据的基础上, 将搜集到的 43 个热舒适模型进行评价, 选出预测精度相对较高的热舒适模型。最后在现有数据上提出了平均绝对误差为 6.88% 的新的适用于地铁车厢内的热舒适模型, 该模型大大提高了对地铁车厢热舒适的预测精度。

[关键词] 地铁车厢; 调查研究; 热舒适模型; 平均绝对误差

0 前言

随着城市地下交通的快速发展, 地铁的建设和使用与日俱增, 其热环境和热舒适问题受到越来越多的关注和重视。由于地铁内人员密集且流动程度高, 车站及车厢内的热舒适和空气品质问题日益突出, 这对乘客的生理健康、精神状态、以及学习和工作效率产生较大的影响。然而地铁环境下人员的拥挤程度、停留时间、活动强度、区域位置的复杂性, 使得稳态下 PMV 模型适应性和可靠性变差。

从上世纪 20 年代人们就开始对人体热舒适进行研究, 但关于热舒适问题的研究大多数是基于 Fanger 提出的热平衡状态下的 PMV 热舒适模型^[1], PMV 指标综合考虑了空气温度、相对湿度、平均辐射温度、空气流速、人体新陈代谢率和服装热阻 6 个因素, 是较权威有代表性的热舒适评价指标。Fanger^[2]等认为在非空调环境中 PMV 热舒适模型预测值与实际调查结果存在较大偏差, 于是提出了适应于非空调环境的 PMVe 模型; Yao 等^[3]在炎热和寒冷的自然通风建筑中, 提出了自适应预测平均投票模型; Kajtár 等^[4]针对匈牙利当地气候特点, 也提出了新的适应于匈牙利气候特点的热舒适模型; 徐科飞等^[5]针对地铁车厢内热环境状况及乘客热感觉特点, 提出了地铁车厢内热舒适评价方法; 季泰等^[6]提出了适用于运动中人体的热舒适模型; 薛红香等^[7]建立了睡眠环境的热舒适模型等等。

由以上分析可以看出, 目前针对地铁车厢热舒适的研究相对较少, 因此对地铁热环境的研究尤为重要。本文以南京地铁车厢内乘客为研究对象, 通过调

查问卷和现场测试相结合的方式对地铁车厢热舒适性进行研究, 并根据调查测试结果建立地铁车厢内热舒适模型。

1 实验方案及问卷调查

调查人员在南京地铁车厢内对受试者进行调查问卷的同时对当时的环境参数进行测量, 测量的参数主要包括与热舒适影响因素有关的空气温度、黑球温度、相对湿度、空气流速、受试者服装表面温度、受试者皮肤温度等。所以我们用图 1 所示的相关设备进行测量, 图 1 设备从左往右依次为红外热成像仪、空气品质检测仪、热线风速仪、黑球温度计、气压表、分贝仪、照度计, 每个设备的精度如表 1 所示。



图 1 实验设备

表 1 主要实验仪器

名称	精度
ST9450 型红外热成像仪	± 2 / $\pm 2\%$
AM7P 型空气品质检测仪	温度测量精度 $< \pm 0.8$; 湿度测量精度 $< \pm 5\%$;
AR866A 型热线风速仪	风速测量误差 $\pm 1\%$, 风温测量误差 ± 1 ;
AZ8758 型黑球温度计	室内 ± 0.2 (15~40); 室外 ± 0.3 (15~40);
AS823 型照度计	≤ 10000 Lux 时, ($\pm 4\%$ rrd ± 10); ≥ 20000 Lux 时, ($\pm 5\%$ rrd ± 10);
AR844 型噪音测试仪	± 1.5 dB
DYM3 型空盒气压表	≤ 2.0 hpa

通过现场调查测试, 共得到 1082 份调查问卷, 其中有效调查问卷 1073 份。数据的分类如表 2 所示。由表 2 可知, 男性占总人数的 45.1%, 女性占总人数的 54.9%; 小于等于 23 岁的所占比例为 63.7%, 大于 23 岁的占比为 36.3%。

基金项目: 江苏省高等学校自然科学研究项目(18KJB470017)

表2 调查数据分类

类型	人数	比例/%	类型	人数	比例/%
男	484	45.1	小于等于23岁	684	63.7
女	589	54.9	大于23岁	389	36.3

在现场问卷调查过程中,从地铁乘客中随机选择受试者测试,问卷内容主要包括环境情况、穿衣状况和主观评价3个部分。其中环境情况包含空气温度、黑球温度、湿度等;受试者的穿衣状况包括受试者的身高、体重、上装、下装等;主观评价主要为车厢内热湿环境评价,主观评价的具体详细分级如表3所示。本次问卷调查的受试者的活动状态主要为站立和坐下2种,根据Harris-Benedict方程^[8]计算乘客的代谢率。受试者的衣着情况在问卷调查中进行了详细的记录,并根据ASHRAE规定的组合服装热阻计算标准进行累加计算^[9,10,11,12,13]。

表3 受试者对车厢热湿环境评价分级

车厢热感觉的评价	车厢湿度的评价	车厢风速的评价	车厢顶部与底部温差的评价
很热	非常潮湿	无风	无温差
热	潮湿	风速较小	温差较小
有点热	有点潮湿	风速适中	温差适中
中性	适中	风速较大	温差较大
有点冷	有点干燥	风速很大	温差很大
冷	干燥		
很冷	非常干燥		

车厢内环境参数见表4。从表4可以看出,调查测试期间,车厢内空气温度在20.27~31.63范围内变化,车厢内相对湿度在45.40%~90.08%范围内变化,空气流速在0~3.74m/s范围内变化;从整体看,车厢内湿度和空气流速变化波动较大,这是因为测试期间雨天较多,车厢内的湿度受车厢外影响随车厢外湿度的升高而升高^[14,15,16]。由GB 50157—2012《地铁设计规范》可知,地铁通风与空调系统分为通风系统(含列车活塞通风、自然通风和机械通风)和空调系统两种系统方式,而在列车运行过程中,列车活塞通风较强烈从而空调系统的通风受到影响风速较大,在列车停止时,列车活塞通风较弱从而空调系统的通风受到较小的影响^[12]。

表4 车厢内环境参数分析结果

	车厢空气温度 (Ta)/	车厢相对湿度/%	空气流速 V/(m/s)
最小值	20.27	45.40	0
最大值	31.63	90.08	3.74
平均值	25.80	72.91	0.37
标准偏差	1.67	7.61	0.29

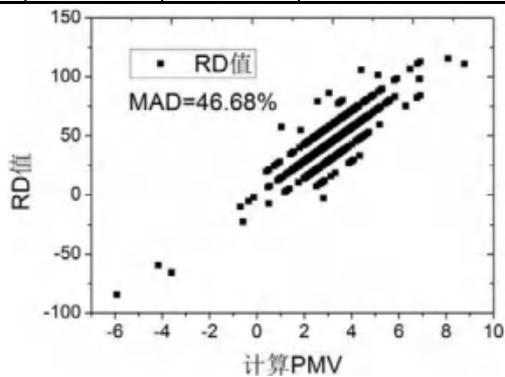


图2 女性所得PMV与RD的关系

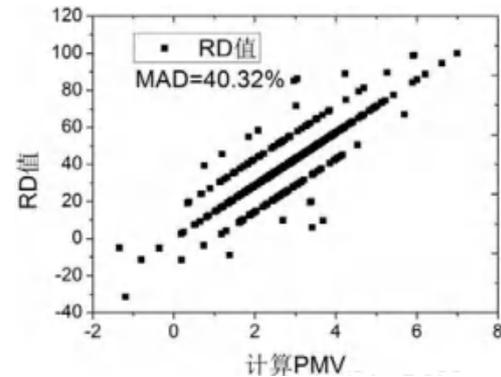


图3 男性所得PMV与RD的关系

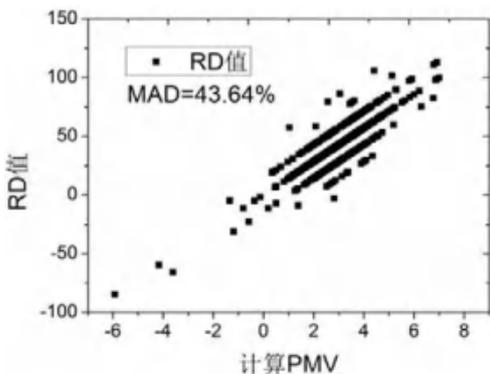


图4 小于等于23岁的PMV与RD的关系

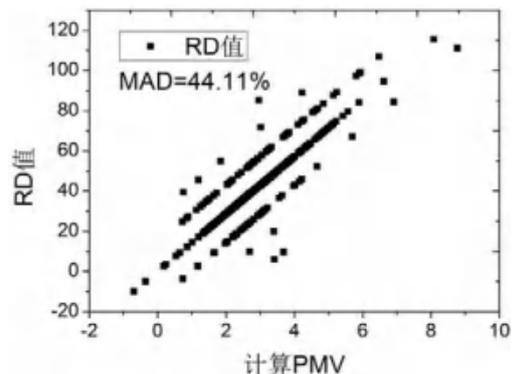


图5 大于23岁的PMV与RD的关系

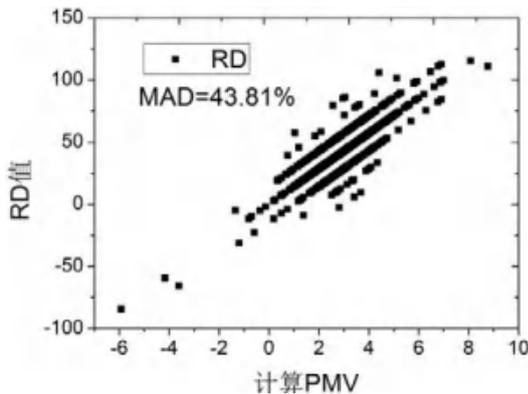


图6 计算所得PMV与RD关系

2 现有热舒适模型

自热舒适提出以来热舒适模型的建立多达几十个,本文整理了其中常见的6个热舒模型,包含了现有评价中较好的模型,这些模型的研究者具体为Fanger^[2]等、Yao等^[3]、Kajtár等^[4]、徐科飞等^[5]、季泰等^[6]、薛红香等^[7]。

Fanger^[2]等认为在非空调环境中造成PMV模型预测值与实际调查结果存在较大偏差的原因有2个:一个是对炎热环境下人体的新陈代谢率估算偏高。因为当人体感觉热时,会通过放慢活动,降低新陈代谢率的方式适应这个环境。另一个原因是非空调环境中居住者对环境的期望值偏低^[17]。综合这两种原因,Fanger提出了适用于非空调环境的PMVe模型,见模型1。即在计算出的PMV模型的基础上乘以一个值为0.5~1.0期望因子^[2]。表5给出了不同建筑类型期望因子e的值。

$$PMVe = e \cdot PMV \tag{1}$$

表5 温暖地区非空调建筑的期望因子

建筑分类	期望因子 e
位于空调使用普遍地区的无空调建筑,夏季只有短暂时间是炎热气候	0.9~1.0
位于空调使用不普遍地区的无空调建筑,夏季炎热	0.7~0.9
位于很少使用空调地区的无空调建筑,全年气候炎热	0.5~0.7

Yao等^[3]认为在炎热和寒冷的自然通风建筑中,除了Fanger考虑的因素外,还应考虑文化、气候、社会、心理、行为等因素对热舒适的影响。对此,Yao等^[3]人提出了一种基于“黑盒”理论的热舒适理论模型——自适应预测平均投票模型(aPMV)^[3],见模型2。在该模型中提出了一种自适应系数λ表示热舒适性的自适应系数。表6给出了不同气候区、不同建筑自适应系数λ的值^[3]。

$$aPMV = \frac{PMV}{1 + \lambda PMV} \tag{2}$$

表6 不同气候区的自适应系数

建筑气候区		居住建筑、商店建筑、 旅馆建筑及办公室	教育 建筑
严寒、寒冷地区	PMV ≥ 0	0.24	0.21
	PMV < 0	-0.5	-0.29
夏热冬冷、夏热冬暖、 温和地区	PMV ≥ 0	0.21	0.17
	PMV < 0	-0.49	-0.28

Kajtár等^[4]针对匈牙利当地气候特点,在确保提供足够热量和良好空气品质的前提下,提出了适用于冬季稳态条件下办公楼的热舒适模型,见模型3。

$$AMV = PMV + 0.275 \tag{3}$$

徐科飞等^[5]针对地铁车厢内热环境状况及乘客热感觉特点,基于PMV指标考虑了载客量及室外气象参数对乘客热舒适的影响,提出了评价地铁车厢内热舒适的模型,见模型4。

$$PMV^* = 0.608PMV + 0.59 \tag{4}$$

季泰等^[6]在Fanger模型基础上提出了衣着覆盖率的概念,针对辐射、体表扩散的模型进行适当修正,提出了适用于运动中人体的热舒适模型,见模型5。

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M/A) + 0.0275] \times \left\{ \frac{M(1-\eta)}{A} - 0.408(1.92t_{sk} - 25.3 - \frac{P_a}{131.6}) - 0.49 \left[\frac{M(1-\eta)}{A} - 50 \right] - 0.00268(44 - \frac{P_a}{131.6}) - 0.00145 \frac{M}{A} (34 - t_a) - 3.91 \times 10^{-8} \{0.99\mu[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] + (1-\mu)[(t_{sk} + 273) - (t_{mr} + 273)^4] \} - a_c [1.04 \times \mu(t_{cl} - t_{mr}) + (1-\mu)(t_{sk} - t_{mr})] \right\} \tag{5}$$

其中 $\mu = Af/A$; η : 人体对外做功系数; $a_c = 12.1va/0.5$; Af 为人体衣着面积; A 为人体表面积。

薛红香等^[7]在Fanger热舒适模型的基础上,探讨了在夏季和冬季睡眠室内在不同相对湿度、不同空气温度下的热舒适条件,建立了睡眠环境的热舒适模型,见模型6。

$$PMV = 0.0998 \left\{ 40 - \frac{1}{I_{cl}} \left[(34.6 - \frac{4.7t_{mr} + h_c t_a}{4.7 + h_c}) + 0.3762(5.52 - P_a) \right] \right\} - 0.0998 [0.056(34 - t_a) + 0.692(5.87 - P_a)] \tag{6}$$

上述公式中, t_{mr} 为平均辐射温度, ; I_{cl} 为服装热阻, clo; h_c 为对流换热系数, $W \cdot m^2/$; t_a 为空气温度, ; P_a 为大气压力, Pa。

3 现有模型分析及新模型建立

为了评价本文综述的现有热舒适模型对实验数据的贴合度,本文引入传热系数的平均绝对误差MAD、平均相对误差MRD及标准差SD分别衡量热

舒适模型的平均预测精度、偏离方向以及离散程度。以上部分评价指标的具体表达式如下格式：

$$MRD = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N RD_i \quad (7)$$

$$SD = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (RD_i - MRD)^2} \quad (8)$$

式中：相对误差 RD 通过下式计算，N 表示数据点总个数，i 表示第 i 个数据点，B 表示 PMV 热感觉标尺的 7 级分度，所以 B 的值为 7。

$$RD_i = \frac{PMV_{预测}(i) - PMV_{调研}(i)}{B} \times 100\% \quad (9)$$

将本文综述的 6 个热舒适模型与 1073 组实验数据进行对比，由表 7 可知预测精度最高的是 Fanger 等[2]提出热舒适模型在 e=0.6 的情况下，其 MAD 值为 26.68%；热舒适模型 MRD 为负值说明其对实验数据总体是偏小预测。

表 7 现有热舒适模型与所有实验数据贴合度统计表 (%)

		MAD	MRD	SD
Fanger 等	e=0.6	26.68	26.04	14.56
	e=0.7	30.91	30.33	15.85
Yao 等	λ=0.21	27.14	25.41	23.21
	λ=0.17	39.69	38.66	364.50
薛红香等		31.76	31.62	12.17
徐科飞等		35.13	34.82	14.66
Kajtár 等		47.63	47.11	20.08
季泰等		37.02	-36.81	18.45

注：Fanger 等^[2]、Yao^[3]等这两个热舒适模型中的 e 和 λ 的取值，根据南京所处地理位置、气候特点选取。

由表 7 可以看出虽然 Fanger 等^[2]提出热舒适模型的精度相对较高，但其对车厢内热舒适的预测精度还有待提高。

本文在现有的 1073 组数据基础上，结合 PMV 热感觉标尺对 Fanger 的 PMV 热舒适模型[1]进行研究，PMV 热感觉标尺如表 8 所示。

表 8 PMV 热感觉标尺

热感觉 PMV 值	很热	热	有点热	中性	有点冷	冷	很冷
PMV 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

在现有 1073 组数据基础上对 Fanger 的 PMV 热舒适模型[1]的 6 大因素：室内空气温度、空气流速、相对湿度、平均辐射温度、服装热阻及新陈代谢率进行线性回归，回归发现，PMV 与室内空气温度、平均辐射温度、空气湿度、服装热阻相关性较大，具体关系见公式 10。

$$PMV = 0.049Ta^{0.8}Tr^{0.28}RH^{0.2}Ic^{0.0036} - 4 \quad (10)$$

将现有 1073 组数据代入新的热舒适模型计算平

均绝对误差 MAD、平均相对误差 MRD 及标准差 SD，结果 MAD 的值为 6.88%，MRD 的值为-1.98%，SD 的值为 9.69%。如图 7 所示，通过新的热舒适模型计算出的 PMV 值与 RD 的比较，RD 的值大多处于 -20~10% 之间，显著提高了对地铁热舒适的预测精度。

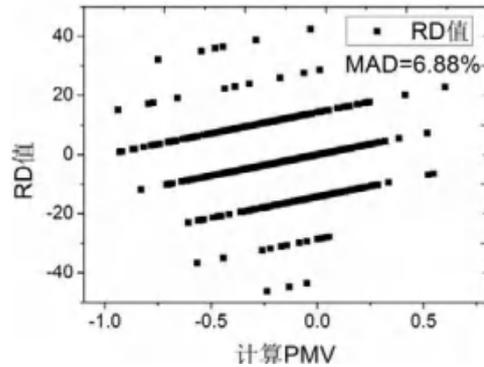


图 7 新的热舒适模型的 PMV 与 RD 的关系

4 总结

本文将搜集到的热舒适模型与 1073 组数据进行对比分析评价，得出以下结论：

(1) 对于所有实验数据，利用 Fanger 的 PMV 热舒适模型[1]计算女性和男性所得 PMV 的 RD 和 MAD 相比较，发现男性计算所得的 MAD 较小，其值为 37.46%；对小于等于 23 岁和大于 23 岁所得 PMV 的 RD 和 MAD 相比较，发现小于等于 23 岁的 MAD 值较小，其值为 43.64%。

(2) 在 6 个现有热舒适模型中，预测精度最高的是 Fanger 等^[2]提出热舒适模型在 e=0.6 的情况下，其 MAD 值为 26.68%；

(3) 对现有数据进行分析，建立了 MAD 为 6.88% 的新的热舒适模型 PMV，该模型分析了对热舒适影响较大的空气温度、平均辐射温度、空气湿度、服装热阻，显著提高了预测精度。

参考文献

- [1] Fanger P O. Thermal comfort: analysis and application in environmental engineering [M].New York. Mc Graw-Hill,1973:1-20
- [2] FANGFR P O ,TOFTUM J.Thermal comfort in the future-excellence and expectation[C]//The international Conference Moving Thermal Standards into the 21 st Century. Windsor, 2001:11-18
- [3] Yao, R., Li, B., & Liu, J. (2009). A theoretical adaptive model of thermal comfort-Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV). Building and Environment,

- 44(10), 2089–2096.doi:10.1016/j.buildenv.2009.02.014
- [4] Kajtár, L., Erdósi, I. and Bakó-Bíró, Z. (no date) “Thermal and air quality comfort of office buildings based on new principles of dimensioning in Hungary”, *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 44(2), pp. 265-274.
- [5] 徐科飞.地铁车厢热舒适与评价方法研究[D].青岛理工大学,2016.
- [6] 季泰,袁伟琪,李登峰,杨剑,季浏.环境参数对运动人体热舒适性影响的理论模型与实验研究[J].*体育科学*,2015,35(03):67-89.
- [7] 薛红香,刘学来,李永安,张红瑞.睡眠环境热舒适性模型的建立[J].*山东建筑大学学报*,2008,23(05):402-405.
- [8] Harris JA, Benedict FG (1919) A biometric study of basal metabolism in man. Carnegie Institute of Washington, Washington
- [9] Ingersoll, J. G., Kalman, T. G., Maxwell, L. M., & Niemiec, R. J. (1992). Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model - Part II: Human Thermal Comfort Calculation. SAE Technical Paper Series.doi:10.4271/920266
- [10] Manu, S., Shukla, Y., Rawal, R., Thomas, L. E., & de Dear, R. (2016). Field studies of thermal comfort across multiple climate zones for the subcontinent: India Model for Adaptive Comfort (IMAC). *Building and Environment*, 98, 55-70.
- [11] Cheng, Y., Niu, J., & Gao, N. (2012). Thermal comfort models: A review and numerical investigation. *Building and Environment*, 47, 13-22.doi:10.1016/j.buildenv.2011.05.011
- [12] Brown, J. and Jones, B., "A New Transient Passenger Thermal Comfort Model," SAE Technical Paper 970528, 1997.
- [13] Coccolo, S.,Kämpf, J., Scartezzini, J.-L., & Pearlmutter, D. (2016). Outdoor human comfort and thermal stress: A comprehensive review on models and standards. *Urban Climate*, 18, 33-57.doi:10.1016/j.urbclim.2016.08.004
- [14] 端木琳,任雨婷,金权,王宗山.自然通风建筑热舒适评价模型[J].*暖通空调*,2016,46(03):1-8.
- [15] 季益斌,庞丽萍,王浚.现役民机客舱热舒适评价[J].*安全与环境学报*,2015,15(01):306-309.
- [16] Gao, J., Wang, Y., & Wargocki, P. (2015). Comparative analysis of modified PMV models and SET models to predict human thermal sensation in naturally ventilated buildings. *Building and Environment*, 92, 200–208.doi:10.1016/j.buildenv.2015.04.030
- [17] Ole Fanger, P., & Toftum, J. (2002). Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates. *Energy and Buildings*, 34(6), 533–536. doi:10.1016/s0378-7788(02)00003-8

利用盐水实验研究确定纯热羽流卷吸系数

刘洋¹, 力晓晴¹, 黄澜¹, 欧阳腾^{1,2}

(1.江西理工大学建筑与测绘工程学院,江西 赣州 341000;

2.哈尔滨工业大学(深圳)机电工程与自动化学院,广东 深圳 518055)

[摘要] 考虑羽流虚拟源点位置的影响,通过测量受限空间内随时间变化的羽流界面位置高度,确定纯羽流条件下卷吸系数,并利用有内热源条件下置换流动实验进行了验证。对两种计算虚拟源方法进行比较,Baines 计算方法得到虚拟源位置受到模型长度和高度影响,Hunt 的方法确定虚拟源位置仅是源条件的函数,卷吸系数确定过程中,Hunt 的方法相比 Baines 的方法更为合适。根据源参数 Γ 与卷吸系数关系,利用插值法确定纯羽流即 $\Gamma=1$ 时卷吸系数为 0.0987。利用点热源产生置换流动实验验证卷吸系数,得到分层界面的实验点与卷吸系数取值 0.096 对应的理论曲线之间的标准差为 0.0178。结合与文献中卷吸系数的比较,表明虚拟源点位置修正耦合受限空间羽流界面位置实验是一种确定卷吸系数的有效方法。

[关键词] 卷吸系数;虚拟源;热羽流;分层界面;盐水实验

0 引言

近年来,随着人们对建筑节能及室内空气品质的关注,利用自然通风实现建筑被动节能成为国内外学者的研究热点。盐水模型作为一种缩尺模型,能够模拟空气在室内的流动特征同时具有良好的可视效果^[1]。在全尺寸条件下,建筑中的通风除贴近壁面处需要考虑分子粘性和扩散外,其余空间空气运动由惯性力和对流作用所控制。由于盐水实验可以满足惯性力和对流作用的主导地位,因此实现与全尺寸条件相同的动力学相似条件^[2]。盐水模型技术被广泛应用于分析自然通风多种流动规律,包括由点热源、线热源或面热源产生的热压自然通风^[3-5]以及由风压产生的自然通风^[6,7],结合图像数字处理和阴影技术,还可以模拟复杂建筑内部空气流动^[8,9]。

对于建筑自然通风,由电子设备、散热器、人员或者太阳辐射位置在室内产生热羽流,热羽流的动力学特征成为确定空间温度分布、热分层以及与环境实现空气交换的核心问题^[10]。集中式热源或者分布式热源的差异直接影响建筑内部通风,导致不同的换气效率和室内温度分布。许多房间中的热源可以作为集中式热源,对于室内空间温度分布和空气运动的预测和研究有赖于对集中式热源产生的紊流热羽流对周围空气的卷吸作用的理解。Morton 等^[11]假定完全动力学自相似、完全发展紊流以及 Boussinesq 条件成立的条件下发展了经典的单一点热源羽流模型(MTT 模型),该理论成为环境和大气等领域坚实而可靠的

羽流模型基础,并且扩展到分层环境^[12]、非固定强度源^[13]、负的浮升力^[14]和非 Boussinesq 环境^[15]等条件。尽管 MTT 模型得到广泛的应用,但是其中关键的流体力学参数卷吸系数,即卷吸流体在羽流边缘径向速度与轴向速度的比值存在较大的分散度,不同的数据来源差别达到 20-25%^[16]。Carazzo 等^[17]总结了前人的实验数据,发现对于符合高斯分布的流动,纯射流的卷吸系数 $0.045 < \alpha_j < 0.056$,而纯羽流的卷吸系数 $0.07 < \alpha_p < 0.11$ 。对于卷吸系数分散性分布的原因,一般归于不同的实验条件,例如热羽流源条件,喷嘴几何尺寸或者不同的实验技术所产生。在建筑空间热羽流卷吸系数的选择直接影响热分层及空气交换速率,Linden 等^[18]利用盐水实验模拟自然通风实验显示了理论分析与实验结果的明显差异。随着测试技术的发展,Wang 等^[19]利用数字粒子图像测速和平面激光诱导技术结合实验提出卷吸系数是当地理查德森数的函数。在此基础上,Ezzamel 等^[20]研究了纯射流、受迫羽流和纯羽流的卷吸系数随源参数 Γ 和距离原点位置的变化规律。Reeuwijk 等^[21]进而采用直接数值模拟修正了羽流高度方向数据,支持了 Priestley 模型^[22],并且除接近热源高度外,卷吸系数是 Γ 的单值函数。Craske 等^[23]利用直接数值模拟的方法确定了稳态和非稳态条件下羽流行程中部区域卷吸系数的数值。尽管对热羽流的动力学研究逐渐深入,但卷吸过程确定最合适的比例系数仍然是迫切需要解决的问题^[24]。

Baines 等^[25]利用盐水实验研究了受限空间热羽流的流动过程,确定了分层界面随时间的变化规律及渐进条件空间参数分布。盐水以一定速度从喷嘴内流

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51666003)

出, 发展为紊流羽流流动, 并不断卷吸周围流体。由于底部空间限制, 盐水层逐渐上移, 出现明显的浓度分层现象。受限空间上部保持清水状态, 而羽流卷吸的是浓度未分层流体, 因此一致环境流体条件下的 MTT 模型可以描述这一流动过程。根据分层界面随无量纲时间的关系, 可以确定热羽流卷吸系数。然而根据纯热羽流定义源参数 $\Gamma=1, \Gamma=5Q_0^2 F_0 / (4\alpha M_0^{5/2})$ 定义中包括了卷吸系数 α , 即羽流喷嘴边界条件与卷吸系数存在耦合关系。由点热源形成的热羽流, 除浮力通量外, 其初始流量和动量均为零。而实际盐水模拟实验中采用的喷嘴无法实现零初速和完全的点源效果, 与点热源的理论知识存在差异。利用真实热源的控制方程与点热源的控制方程在流动空间的一致性, 可确定虚拟点热源的原点位置, 受限空间的高度及分层界面的高度必须利用虚拟源位置进行修正。

本文建立均匀环境条件下点热源在受限空间的流动模型, 将实际热源喷嘴位置修正为虚拟源位置, 结合盐水实验测量, 确定纯羽流卷吸系数。本文的结构如下: 第 1 节进行理论分析, 包括均匀环境下卷吸模型、虚拟源修正模型, 并将两个模型耦合; 第 2 节对盐水实验台进行介绍; 第 3 节确定分层界面高度与时间的关系, 及不同源参数 Γ 对应的卷吸系数, 用插值法确定纯羽流对应常数, 并与文献中数据进行了比较。

1 理论分析

1.1 卷吸系数的确定

对于仅存在浮力通量的点热源, 卷吸系数为吸入流体流速与羽流平均流速比值。由于羽流密度与环境流体密度差较小, 假定控制方程中除浮升项之外均可忽略, 且在高度方向平均垂直速度与平均浮力分布相似。速度与浮力具有相同的特征长度, 同时满足高斯分布。利用体积流量、动量和浮力通量守恒方程, 在羽流平面上积分可得:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dz}(b^2 w) &= 2abw \\ \frac{d}{dz}\left(\frac{b^2 w^2}{2}\right) &= b^2 \Delta \\ \frac{d}{dz}\left(\frac{b^2 w \Delta}{2}\right) &= b^2 w \frac{\partial \Delta}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

其中: α 是卷吸系数, 表示羽流半径处径向流速与垂直方向流速比值。

在深度为 H , 横截面积为 πR^2 的受限空间中, 环境流体向下的体积流量等于羽流向上的体积流量, 由

此可得:

$$-\pi R^2 U = \pi b^2 w \quad (2)$$

当羽流上升到上部边界, 由于受限空间的作用填充顶部空间, 形成分层后界面开始下降。卷吸进入羽流的环境流体均为一致密度流体, 即上部空间存在的循环并不影响界面的位置过程如图。界面以下流流的参数可用浮力通量 F_0 和垂直位置 z 表示:

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{1}{2} \pi b^2 w \Delta|_{z=0}, \\ b &= \frac{6}{5} \alpha z, \\ w &= \frac{5}{6\alpha} \left(\frac{18}{5\pi} \alpha F_0\right)^{\frac{1}{3}} z^{-\frac{1}{3}}, \\ \Delta &= \frac{5}{3\pi} \left(\frac{5\pi}{18}\right)^{\frac{1}{3}} \alpha^{-\frac{4}{3}} F_0^{\frac{2}{3}} z^{-\frac{5}{3}}. \end{aligned} \quad (3)$$

界面处的速度 $dz/dt=U$, 联立式 (2) 和 (3) 合并积分可得:

$$t = \frac{5}{4\alpha} \left(\frac{5\pi}{18}\right)^{\frac{1}{3}} R^2 H^{-\frac{2}{3}} F_0^{-\frac{1}{3}} \left[\left(\frac{H}{z}\right)^{\frac{2}{3}} - 1\right] \quad (4)$$

以无量纲形式表示为:

$$\tau = 5 \left(\frac{5}{18}\right)^{\frac{1}{3}} \left[\zeta^{-\frac{2}{3}} - 1\right] \quad (5)$$

其中:

$$\zeta = \frac{z}{H}, \quad \tau = \frac{4}{\pi^{\frac{1}{3}}} \alpha^{\frac{4}{3}} \left(\frac{H}{R}\right)^2 \frac{F_0^{\frac{1}{3}}}{H^{\frac{4}{3}}} t \quad (6)$$

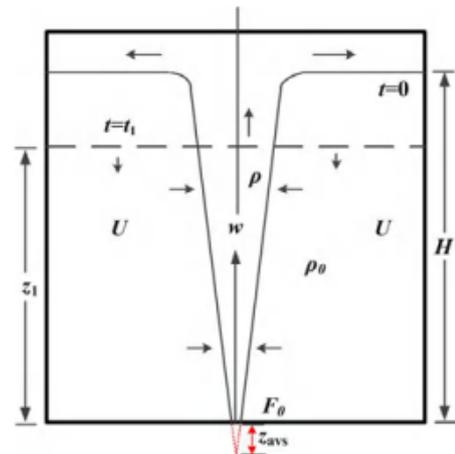


图 1 分层环境下单一羽流结构图

1.2 虚拟源点的修正

对于符合高斯分布的热羽流, 在满足 Boussinesq 条件下, 当处于未分层环境流体中时, 式 (1) 中浮力通量沿垂直方向变化为 0。利用 MTT 模型^[11], 流

量 $Q=b2w$, 动量 $M=b2w2$, 浮力通量 $F=b2wg$, 则满足以下等式 :

$$\frac{dQ}{dz} = 2\alpha M^{\frac{1}{2}}, \tag{7}$$

$$\frac{dM}{dz} = 2 \frac{QB}{M}, \tag{8}$$

$$\frac{dF}{dz} = 0, \tag{9}$$

式 (7) 积分为 :

$$\int_0^z dz = \int_{Q_0}^Q \frac{dQ}{2\alpha M^{\frac{1}{2}}} \tag{10}$$

从式 (8) 和 (10) 中消去 z , 等号两边积分可得 :

$$M^{\frac{5}{2}} - M_0^{\frac{5}{2}} = \frac{5F}{4\alpha} (Q^2 - Q_0^2) \tag{11}$$

引入无量纲比值 :

$$m = \frac{M}{M_0}, q = \frac{Q}{Q_0}, f = \frac{F}{F_0}, \tag{12}$$

因此, 式 (11) 化简为 :

$$\left(m^{\frac{5}{2}} - 1\right) = \Gamma (q^2 - 1) + 1 \tag{13}$$

将式 (13) 代入式 (10) , 可得 :

$$z^* = \frac{3}{5} \int_1^q \frac{dq}{m^{\frac{1}{2}}} \tag{14}$$

式中 :

$$z^* = \frac{z}{\frac{5Q_0}{6\alpha M_0^{\frac{1}{2}}}} \tag{15}$$

联合 (13) 和 (14) 得 :

$$\Gamma^{\frac{1}{5}} z^* = \frac{3}{5} \int_1^q (q^2 - \phi)^{-\frac{1}{5}} dq \tag{16}$$

其中 :

$$\phi = \frac{(\Gamma_0 - 1)}{\Gamma_0} \tag{17}$$

1.3 卷吸系数确定方法

由于随着源参数 Γ 的变化卷吸系数也同时变化, 因此纯羽流卷吸系数可以根据不同 Γ 对应的 α , 通过插值的方法予以确定。基于分层界面模型和虚拟源修正模型的计算卷吸系数逻辑框图如图 2 所示。

首先在一定的喷嘴初始条件 (出口面积、盐水浓度和流量) 假定卷吸系数, 通过定义计算 Γ , 进而得出相应的虚拟源位置高度 ; 实验测量无量纲时间, 结合虚拟源修正后的界面高度, 通过模型拟合得到相应喷嘴条件下的卷吸系数 ; 如果假定的卷吸系数与实验得到的卷吸系数差值绝对值小于 10^{-4} , 则认为得到的

卷吸系数为对应源参数 Γ 的卷吸系数, 如果差值大于 10^{-4} , 则将计算结果带入初始条件, 重新迭代计算。根据确定的 Γ 及 α 对应关系, 调整盐水浓度或流量, 通过多组实验获得两参数之间关系曲线, 最终确定纯羽流条件下卷吸系数数值。

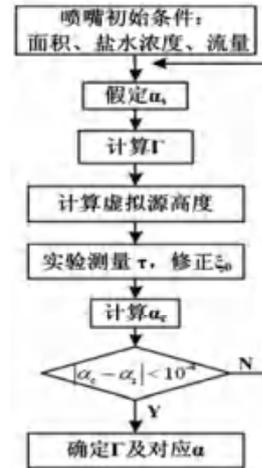


图 2 基于分层界面模型和虚拟源模型的计算卷吸系数逻辑框图

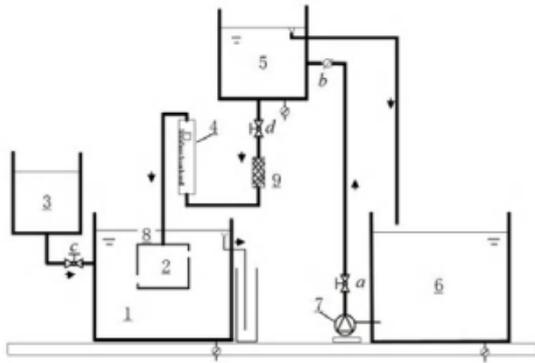
2 实验描述

本文构建了盐水模型实验台^[26], 利用盐水在清水内的流动模拟热羽流在环境流体中的流动, 通过盐水密度分层确定实际建筑空间热分层现象。实验台包括盐水供水及模型实验系统和盐水浓度图像处理系统, 实验台示意图如图 3 所示。图中居中为清水箱 (1.2m×0.6m×0.6m), 模拟外界自然环境, 清水箱内放置实验所需的不同类型模型水箱。

清水箱右侧设置清水补水箱和溢出管, 用来稀释和置换清水箱内的盐水以及维持清水箱的动态平衡。清水箱左侧为盐水储箱, 用于制备储存具有一定染料颜色和一定盐水浓度的混合溶液。水泵将盐水输送至高位盐水箱, 水箱内设置溢出管将多余盐水输送回盐水储箱以保持高位盐水箱液面高度恒定。盐水闸阀和喷嘴间布置流量计, 用于计量进入喷嘴的盐水流量。实验过程中, 盐水浓度分别为 10.11%、12.18% 和 13.06%, 流量计测量范围为 0-150ml/min, 采用精制工业盐, NaCl 含量 95.5%, 产品水不容物 0.2%, 所用染料为红曲红色素。

本次实验过程分为测试过程与验证过程两部分。测试实验阶段采用透明的矩形模型箱 (57.7cm×42.7cm×45cm), 模型箱侧壁于 20.5cm、30.5cm 以及 40.5cm 处分别设置一个孔径 1.8cm 的开口, 根据实验要求用孔塞控制开口的闭合。实验过程

中分别将喷嘴放置于距离模型箱底部 20cm、30cm 以及 40cm 处,且所用喷嘴流出口直径为 5mm。测试实验开始前在盐水储箱制备一定浓度的盐水与染料混合均匀,然后关闭盐水出水阀门,启动盐水泵,盐水被抽到高位水箱内,待高位水箱液面稳定后,打开盐水出水阀门,盐水经流量计通过喷嘴直接流入模型内部。盐水在向底部流动的过程中,不断卷吸周围环境流体,到达模型箱底部后立刻向四周扩散并形成分层界面,羽流卷吸周围流体,导致分层界面向上推移,记录不同时刻分层界面位置。



1 清水箱 2 模型水箱 3 补水箱 4 流量计 5 高位盐水箱 6 盐水储箱 7 水泵 8 盐水喷嘴 9 过滤网

图3 盐水模拟实验台示意图

验证实验阶段,清水箱内使用有机玻璃模型水箱(0.3m×0.2m×0.25m),用其模拟实际建筑内的自然通风。模型水箱上下表面分布一定数量孔径为 5.5cm 和 1.8cm 的圆孔,上部中心位置布置盐水喷嘴。含有均匀染料的盐水溶液通过流量计从高位盐水储箱经喷嘴流入模型箱内部,在盐水的密度差及羽流的卷吸作用下,清水从模型箱上开口流入,下开口流出。利用胶塞改变进出口面积,记录面积组合及稳定的分层界面位置。

3 结果分析与讨论

3.1 确定卷吸系数的实验方法

该组实验条件设置盐水浓度为 13.06%,密度为 1.1272g/cm³,流量为 120ml/min,喷嘴高度分别设置为 20cm、30cm 和 40cm,盐水溶液从该喷嘴引入受限空间内部。通过工业相机对模型箱内的变化过程进行拍摄,进而通过拍摄的图像测量得到随时间变化过

程中第一界面的位置高度。在初始时刻,羽流到达底部后向四周扩散会形成一层薄薄的分界面,将该时刻记为 t=0,且此时喷嘴到该界面的位置记为 H,替代模型的实际高度。实验中采用的喷嘴无法实现零初速和完全的点源效果,与点热源的理论知识存在差异。利用真实热源的控制方程与点热源的控制方程在流动空间的一致性,可确定虚拟点热源的原点位置,受限空间的高度及分层界面的高度可利用虚拟源位置进行修正。

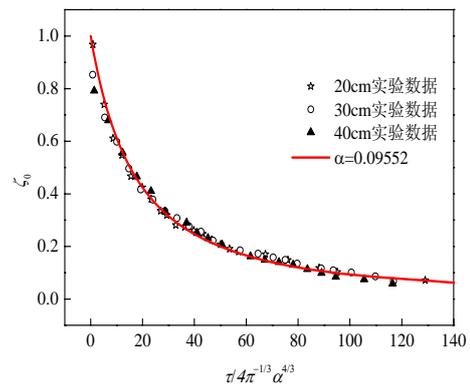


图4 羽流无量纲分层界面位置与时间关系

修正后的实验结果绘制如图所示,图中实验数据对应的横坐标为 $(H^*/R)(F_0^{1/3}/H^{*4/3})t$, 纵坐标为对实验所得分层界面与修正后受限空间高度的比值 z^*/H^* 。利用式(5)对三组不同喷嘴高度下所得实验数据进行拟合以确定等式(6)中所含卷吸系数 α 的值,将三组数据列于表 1。三组不同高度得到的卷吸系数分别为 0.10014、0.09902 和 0.09926,三条拟合曲线与实验点的标准差分别为 0.016,0.028 和 0.032。对三组实验数据一起进行拟合,可得到对应的卷吸系数为 0.09952,标准差为 0.026,共同拟合所得结果接近三组高度分别拟合结果。将 $\alpha=0.09952$ 所对应的共同实验拟合曲线绘制于图,三组不同喷嘴高度下实验数据均能与拟合曲线吻合度大于 0.95。这表明在实验选择的范围内,喷嘴高度与拟合确定的卷吸系数无关,后期为方便实验操作均将喷嘴设置为 30cm 的高度进行实验分析。

表 1 不同喷嘴高度的实验信息

记号	深度/cm	H/cm	F0/cm ⁴ /s ³	τ	Γ	α	zavs	标准差	相关系数
	20	17.5	255.96	37.3	1.3596	0.10014	1.3498	0.016	0.995
	30	28	255.96	38.2	1.3749	0.09902	1.3608	0.028	0.980
	40	36.5	255.96	45.3	1.3716	0.09926	1.3584	0.032	0.978

3.2 两种虚拟源计算方法的比较

喷嘴设置为 30cm 高度时,不同时刻 t 与该时刻

所对应羽流分层界面的高度以其值 $z^{-2/3}$ 的形式绘制于图中。从图中明显看出,分层界面高度实验数据点与理论曲线并未像式(4)呈现出线性关系。Baines^[25]发现式(4)中的 z 用 $z+z_{avs_B}$ 替换,则分层高度与时间呈线性关系。这样 Baines 提出了一种确定虚拟源位置的方法,首先假定虚拟原点位置 z_{avs_B} ,将该高度与原始的实验数据分层界面高度相加,并同时修正模型高度 H ,将修正后的结果以 $(z+z_{avs_B})^{-2/3}$ 与 t 的关系表示出来,将拟合呈现线性关系时最小标准差下的 z_{avs_B} 确定为虚拟源高度。而 Hunt^[27]提出,根据式,虚拟源高度 z_{avs_H} 仅是实际羽流源参数的函数,根据卷吸系数便可计算得到虚拟源高度。图显示分别采用两种修正方法,界面位置与时间的关系。根据上述实验结果,利用 Hunt 关于虚拟源点位置修正后得到喷嘴设置 30cm 高度下的卷吸系数为 0.09902 将该值代入式(23)所得理论曲线也绘制于图中。图显示,无论采用 Baines 还是 Hunt 的计算虚拟源位置的方法均可以得到 t 与 $z^{-2/3}$ 的线性关系,两种方法拟合直线与实验点的标准差分别为 0.0173 和 0.0260。然而采用 Baines 的方法的斜率明显小于采用 Hunt 的方法的斜率,由此使得采用 Baines 的方法得到的卷吸系数 0.0810 明显小于采用 Hunt 的方法计算的卷吸系数 0.0990。

为比较两种虚拟源点修正方法,将浓度同为 13.06%,盐水流量为 120ml/min 条件下,喷嘴高度设置为 20cm、30cm 以及 40cm,以及喷嘴流量为 100ml/min 和 80ml/min 喷嘴高度设置 30cm 的实验数据分别采用上述两种方法进行虚拟源点修正,将其结果列于表 2。由表 2 可见,盐水流量在 120ml/min 时,在三个喷嘴高度条件下,根据 Hunt 的方法计算得到虚拟源长度分别为 1.35cm, 1.36cm 和 1.36cm,表明虚拟源长度只与羽流浓度、流量有关,并不会受到喷

嘴位置的影响;而采用 Baines 的方法,虚拟源位置分别为 1.65cm, 2.01cm 和 2.71cm,表明除了浮力源条件,喷嘴位置也会影响虚拟原点位置。两种方法的相同之处是其他条件不变,降低流量,虚拟源长度减少。

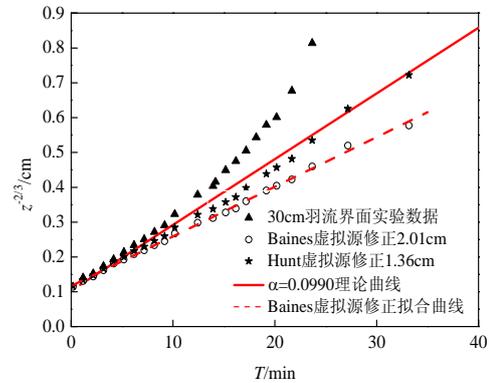


图 5 受限空间内羽流界面与时间变化关系

根据图,由于卷吸系数与 Γ 之间的关系未知,所以先要假定卷吸系数,计算出 Γ ,得到虚拟源位置,再根据分层界面位置变化实验检验卷吸系数,直到假定值与计算值的差距小于 10^{-4} ,该实验仅用于验证卷吸系数。这说明采用 Hunt 的方法,虚拟源位置仅是源条件,即喷嘴流量,尺寸和盐水浓度的函数。由式(4)可以看出,采用 Baines 的方法,虚拟源位置不仅与源条件有关,还与实验模型长度和高度有关。Baines 提出的方法,将修正后的结果以 $(z+z_{avs_B})^{-2/3}$ 与 t 的关系表示出来,将拟合呈现线性关系时最小标准差下的 z_{avs_B} 确定为虚拟源高度,虚拟源高度与卷吸系数无关;而 Hunt 利用式(23)将虚拟源与卷吸系数联系起来。虚拟点源的提出是由于实际喷嘴与理想点源的差异,利用真实热源的控制方程与点热源的控制方程在流动空间的一致性,来确定的假想的虚拟位置。虚拟源位置仅应该与喷嘴参数有关,因此在卷吸系数确定过程中,Hunt 的方法相比 Baines 的方法更为合适。

表 2 Baines 与 Hunt 对虚拟源修正误差比较

流量/ml/min	喷嘴高度/cm	H/cm	Γ	α	z_{avs_H}/cm	标准差	z_{avs_B}/cm	标准差
120	20	17.5	1.3498	0.1001	1.35	0.0211	1.65	0.0454
	30	28	1.3608	0.0990	1.36	0.0173	2.01	0.0260
	40	36.5	1.3584	0.0993	1.36	0.0509	2.71	0.0504
100	30	27	1.8976	0.1029	1.20	0.0202	1.29	0.0272
80	30	27	3.0325	0.1015	1.08	0.0325	1.01	0.0335

3.3 纯羽流卷吸系数的确定

本组实验过程中,设置盐水流量为 10.11%, 盐水密度为 1.0970g/cm³, 盐水流量设置为 110ml/min、120ml/min、130ml/min、140ml/min 以及 150ml/min。将喷嘴固定放置于测试模型箱距底部 30cm 处,就 5 组流量在该高度条件下进行实验。采用图逻辑框图描

述的计算方法,在不同流量时,假定不同的卷吸系数下计算得到 Γ 并拟合计算出卷吸系数加以验证。每种实验条件进行 3 次测试以减少操作带来的误差,实验数据如表所示。将上述五组不同流量对应的 Γ 值与验证的卷吸系数绘制于图。由图可见,在 Γ 处于 0-1 之间,卷吸系数 α 随着 Γ 的增大而增大,而在 $\Gamma > 1$ 后

卷吸系数保持恒定。根据利用 Γ 与 α 整体趋势关系图, 可得到在纯羽流条件下即 $\Gamma=1$ 卷吸系数取值为 0.0987。

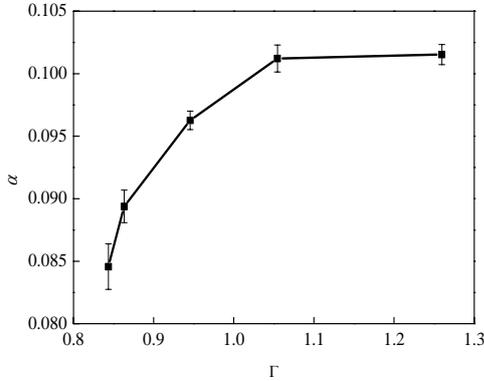


图6 源参数 Γ 与卷吸系数关系

Wang^[19]回顾了 Priestley^[22]和 List^[28]提出的紊流卷吸模型, 提出下面两个公式可以用于受迫羽流和纯羽流:

$$\alpha = \alpha_{jet} + (\alpha_0 - \alpha_{jet}) \frac{\Gamma}{\Gamma_0} \quad (18)$$

$$\alpha = \alpha_{jet} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha_{jet}} \right)^{\Gamma/\Gamma_0} \quad (19)$$

这里, α_0 是纯羽流卷吸系数, α_{jet} 是射流卷吸系数。热羽流的实验测量^[20]以及直接数值模拟^[21]都支持在经典羽流理论体系中使用这两个模型。这两个模型均能拟合表的源参数 Γ 和卷吸系数的关系, 利用式(18)拟合得到 $\alpha_{jet}=0.0267, \alpha_0=0.0100$; 利用式(19)拟合得到 $\alpha_{jet}=0.0451, \alpha_0=0.0999$ 。在 $\Gamma=1$ 处, 两个模型得到的卷吸系数非常接近插值得到的 0.0987。

表3 虚拟源位置信息

流量/ml/min	实验次数	Γ	α	zH/cm
150	a1	0.8163	0.08268	1.8443
	a2	0.7966	0.08472	1.8232
	a3	0.7820	0.08631	2.2602
140	a1	0.8573	0.09063	1.6993
	a2	0.8682	0.08949	1.7145
	a3	0.8826	0.08802	1.7347
130	a1	0.9336	0.09602	1.5615
	a2	0.9267	0.09703	1.5517
	a3	0.9402	0.09555	1.5693
120	a1	1.0435	0.10106	1.4402
	a2	1.0555	0.09958	1.4515
	a3	1.0280	0.10258	1.4812
	a4	1.0414	0.10060	1.4380
110	a1	1.2358	0.01019	1.3616
	a2	1.2341	0.10207	1.3602
	a3	1.2561	0.10028	1.3777

对于惰性羽流, 图显示当 Γ 从 1.0555 增大到 1.2341 时, 卷吸系数几乎保持在 0.1 左右, 这一实验结果与 Hunt^[27]的理论分析一致。Hunt 通过测量紊流羽流的体积通量确定 $Q^{3/5} F^{-1/5} / D$ 与 $(z+z_{avs}) / D$ 的

关系, 文献^[27]图 6 显示当 $\Gamma=1.24, 2.61$ 和 3.93 时, 卷吸系数为固定数值 0.09, 并不随 Γ 发生变化。

3.4 虚拟源点位置与源参数 Γ 之间关系

为进一步分析虚拟源点位置与源参数以及卷吸系数的关系, 根据式(23)将 Γ 与 z_{avs}^* 数值函数关系绘制成图。由于式(16)的简化条件为 $\Gamma > 0.5$, 因此 Hunt 的方法适用于 $\Gamma > 0.5$ 的受迫羽流和惰性羽流。从图中显示的实验结果可以看出, 在 $0.5 < \Gamma < 1$ 范围内, 无量纲虚拟源位置近似与源参数 Γ 成线性关系。随着 Γ 的增加, 来自真实羽流源的渐近虚拟源点 z_{avs}^* 的值减少。

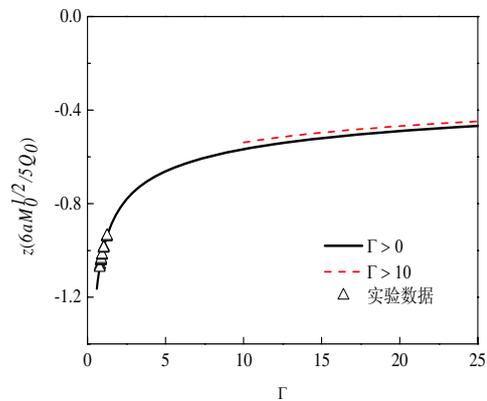


图7 渐近虚拟源位置与源参数 Γ 函数关系图

极限状态下 $\Gamma \rightarrow \infty, z_{avs}^* \rightarrow 0$, 表明此时对于惰性羽流虚拟源点的位置与真实源位置完全一致。这种条件下热源初始体积流量为零, 仅存在浮力通量。例如当太阳光强烈的照射房间或建筑物内的地面区域时, 产生热量的区域初始条件只有浮力通量。当 $\Gamma \rightarrow \infty$, 由式(17)可以得到 $\phi = 1$ 。

对于式(16), 在 $\Gamma > 0.5$ 时

$$\Gamma^{1/5} z^* = \frac{3}{5} \int_1^q q^{-5/5} \left(1 + \frac{1}{5} \frac{\phi}{q^2} + \frac{16}{55} \frac{\phi^2}{q^4} + \frac{1611}{55 \cdot 5} \frac{\phi^3}{q^6} + \dots \right) dq \quad (20)$$

积分后得到

$$\Gamma^{1/5} z^* = \frac{3}{5} \left(\frac{5}{3} q^{3/5} + O(q^{-7/5}) - \left(\frac{5}{3} - \frac{1}{7} \phi - \frac{3}{85} \phi^2 - \dots \right) \right) \quad (21)$$

改写成流量 q 的表达式

$$q = \Gamma^{1/3} (z^* + z_{avs}^*)^{5/3} \quad (22)$$

虚拟源位置在 $z^* = -z_{avs}^*$, 表达式为

$$z_{avs}^* = \Gamma^{-1/5} (1 - \delta) \quad (23)$$

其中, δ 为

$$\delta = \frac{3}{35} \phi + \frac{9}{425} \phi^2 + \frac{11}{1125} \phi^3 + \frac{12}{23125} \phi^4 + \dots \quad (24)$$

当 $\phi = 1$ 时, 函数 $\delta(\phi)$ 值接近一个恒定的值 $\delta(\phi=1) \approx 0.147$ 。此时关于 z_{avs} 的关系式可表示为:

$$z_{avs} \frac{6\alpha M_0^{\frac{1}{2}}}{5Q_0} = 0.853\Gamma^{-\frac{1}{5}} \quad (25)$$

图对比了无量纲虚拟源高度与源参数 Γ 曲线与由式 (25) 得到的简化关系曲线, 从图中可以看出, 在 $\Gamma > 10$ 的条件下无量纲 z_{avs} 可以近似用简化关系式表示。

3.5 卷吸系数的验证

为验证由上述方法得到的卷吸系数的准确性, 通过对置换流动过程中, 在单一羽流作用下, 达到稳定状态时, 对其内部界面与理论关系曲线的吻合程度进行验证。该理论源于 Linden^[18]提出的在有内热源条件下置换流动模型, Linden 指出, 设有进出开口条件下, 实验模型的体积流量为:

$$F = A^* (g'(H-h))^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

而结合 Morton 所提出羽流的体积流量为:

$$M(x, B) = C(Bx^5)^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

其中: $C = \frac{6}{5} \left(\frac{9}{10}\right)^{\frac{1}{3}} \alpha^{\frac{4}{3}} (2\pi)^{\frac{2}{3}}$ 令 (26) 和 (27) 相等可得:

$$A^* (g'(H-h))^{\frac{1}{2}} = CB^{\frac{1}{3}} h^{\frac{5}{3}} \quad (28)$$

令 $\xi = h/H$ 且 $G'(h, B) = (B^2 h^{-5})^{-\frac{1}{3}}$, 从而简化上式 (28), 得到无量纲有效开口面积与无量纲分层高度的关系:

$$\frac{A^*}{H^2} = C^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\xi^5}{1-\xi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

该组实验设置盐水浓度为 10.11%, 盐水密度为 1.0970g/cm³, 盐水流量为 130ml/min。通过 8 组不同的开口面积组合, 在其达到稳定后对其分层界面进行测量。结合羽流参数信息, 考虑该条件下虚拟源点位置的影响, 将其实验测量所得分层高度进行虚拟源点位置修正, 修正方法同 3.1 部分所述, 将修正后得到的无量纲分层高度与无量纲有效面积关系绘制于图。图中离散点分别表示本文的实验结果与 Linden^[18]的实验, 线条表示根据不同学者提出的卷吸系数带入式 (29) 得到的模拟结果。Linden 的实验结果与本文的实验结果非常接近, 而在实验条件中并没有给出喷嘴参数。根据图中与本文实验数据以及理论结果的比

较, Linden 选择的实验条件羽流应近似为纯热羽流条件, 而选择的卷吸系数存在明显偏差。

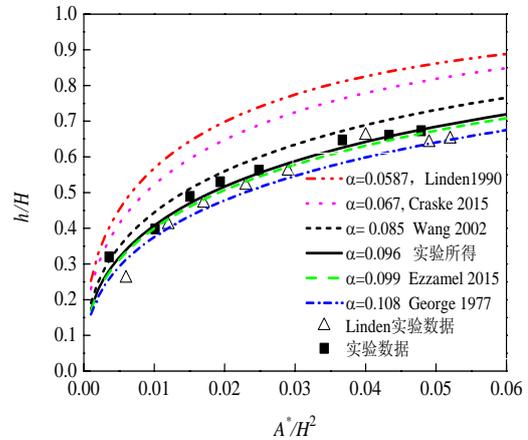


图 8 单一热源下 h/H 与 A^*/H^2 关系图

本文的理论预测结果与实验验证采用不同尺寸的模型实现, 图 8 显示卷吸模型和虚拟源修正理论耦合确定的卷吸系数能够很好的预测实验结果。图中对比了 5 组不同学者^[18-20,23,29]提出的纯羽流卷吸系数确定的理论预测, 其中 Ezzamel^[20]提出的 0.099 非常接近本文提出的纯羽流卷吸系数 0.0987。由此可见, 将卷吸系数作为联系界面分层位置变化与虚拟源位置之间的参数, 结合实验测量, 通过插值方法确定纯热羽流卷吸系数的方法是一种计算卷吸系数行之有效的方法。

进一步分析虚拟源点位置修正对无量纲开口面积与界面高度关系的影响, 在对卷吸系数验证的实验过程中, 将未考虑虚拟源点位置的实验数据与考虑虚拟源点修正后的实验数据列于表 4。由下表可见, 考虑虚拟源点位置的情况下, 建筑高度 H 值增加, 实验的分层界面高度 h 也相应增加, 从而使横坐标 A^*/H^2 减小, 纵坐标 h/H 增加, 分别对两种情况下进行相对误差与标准差计算, 结果列于表中。由下表可见, 在未进行虚拟源点位置修正时, 8 组面积组合下, 除第一组数据外, 其他有效面积对应的实验值均小于理论值, 最大相对误差为 -16.45%。而对于进行虚拟源点位置修正后, 整体有效面积对应的实验值大于理论值, 最大偏差 8.80%。两种情况下, 考虑虚拟源点位置修正的标准差为 0.0178 小于未考虑虚拟源点位置的标准差 0.0398, 采用虚拟源修正的界面高度更接近理论曲线, 同时也表明, 如果图中没有考虑虚拟源修正, 界面高度会出现较大偏差。

表4 羽流虚拟源点修正结果的分析

	未修正虚拟源位置高度				修正虚拟源位置高度			
	A*/H2	实验值 h/H	理论值 h/H	相对误差	A*/H2	实验值 h/H	理论值 h/H	相对误差
1	0.0041	0.3087	0.2929	5.39%	0.0036	0.3197	0.2936	8.80%
2	0.01145	0.3523	0.4217	-16.45%	0.0101	0.3979	0.4079	-2.45%
3	0.01704	0.4654	0.4896	-4.93%	0.0151	0.4894	0.4693	4.28%
4	0.02189	0.5008	0.5331	-6.06%	0.0194	0.5304	0.5081	4.40%
5	0.02810	0.5352	0.5759	-7.07%	0.0248	0.5628	0.5484	2.63%
6	0.04148	0.6250	0.6468	-3.37%	0.0367	0.6472	0.6223	4.01%
7	0.04897	0.6393	0.6807	-6.09%	0.0433	0.6607	0.6558	0.74%
8	0.05413	0.6527	0.6993	-6.67%	0.0479	0.6733	0.6767	-0.52%
	标准差:			0.0398	标准差:			0.0178

4 结论

本文建立均匀环境条件下点热源在受限空间的流动模型,考虑实际热源喷嘴位置的虚拟源修正,通过盐水实验测量界面高度与时间关系,确定纯羽流卷吸系数。结合实验测量和模拟分析,得到以下结论:

1) 利用无量纲时间与界面高度关系,对三组不同喷嘴高度下所得实验数据进行拟合以确定关系式中所含卷吸系数 α 的值。三组不同高度得到的卷吸系数分别为 0.09902, 0.09926 和 0.10014, 三条拟合曲线与实验点的标准差分别为 0.016, 0.028 和 0.032。不同喷嘴高度下实验数据均能与拟合曲线吻合度大于 0.95。在 $H/D0<73$ 范围内,羽流行程高度与拟合确定的卷吸系数无关。

2) 对比 Baines 和 Hunt 提出的两种计算虚拟源位置方法。Baines 提出将修正后的结果以 $(z+z_{avs_B})-2/3$ 与 t 的关系表示出来,当拟合呈现线性关系时最小标准差下的 z_{avs_B} 确定为虚拟源长度,虚拟源长度与卷吸系数无关,而是与源条件以及实验模型长度和高

度有关。Hunt 采用的确定虚拟源的方法,虚拟源位置仅是源条件,即喷嘴流量,尺寸和盐水浓度的函数。虚拟源长度是源参数 Γ 的函数,也就是卷吸系数的函数。因此在卷吸系数确定过程中,Hunt 的方法相比 Baines 的方法更为合适。

3) 考虑源参数 Γ 与虚拟源位置 z 均受卷吸系数影响,通过假定卷吸系数进而结合实验数据拟合确定卷吸系数,得到源参数 Γ 与 α 的关系趋势。在 Γ 处于 0.8-1.0 之间,卷吸系数 α 随着 Γ 的增大而增大,而在 $\Gamma>1$ 后卷吸系数保持恒定,根据插值法确定纯羽流条件下即 $\Gamma=1$ 时卷吸系数为 0.0987。

4) 设置盐水浓度为 10.11%, 盐水流量为 130ml/min。通过 8 组不同的开口面积组合,在其达到稳定后对其分层界面进行测量。在考虑虚拟源位置修正的条件下,得到分层界面位置与卷吸系数取值 0.096 理论曲线标准差为 0.0178。模拟结果显示卷吸模型和虚拟源修正理论耦合确定的卷吸系数能够很好的预测实验结果。

符号说明

A*	—	有效开口面积, m ² ;	U	—	环境上升速度, m/s;
A*/H2	—	无量纲有效面积;	w	—	羽流垂直向上速度, m/s;
b	—	羽流平面垂直速度为中心速度的 $1/e$ 处半径, m;	z	—	垂直坐标轴, g/cm ³ ;
F	—	浮力通量, m ⁴ /s ³ ;	z*	—	无量纲虚拟源高度;
g	—	重力加速度, m/s ² ;	zavs	—	虚拟源点位置高度, cm;
g'	—	折减重力加速度, m/s ² ;	α	—	卷吸系数;
h	—	分层界面高度, cm;	Γ	—	源参数;
H	—	模型实际高度, cm;	Δ	—	密度梯度, m/s ² ;
h/H	—	无量纲分层高度;	ξ	—	无量纲高度;
M	—	动量, m ⁴ /s ² ;	ρ	—	羽流内密度, g/cm ³ ;
Q	—	流量, m ³ /s;	ρ_0	—	环境密度, g/cm ³ ;
t	—	时间, min;	ρ_1	—	参考密度, g/cm ³ 。

参考文献

[1] Steckler K D, Baum H R. Salt water modeling of fire induced flows in multicompartment enclosure s[J].Symposium (International) on Combustion, 1988, 21(1):143-149.
 [2] Linden P F.The fluid mechanics of natural ventilation[J].Annual Review of Fluid Mechanics, 1999,3

1(1):201-238.
 [3] Carlotti P, Hunt G R. An entrainment model for lazy turbulent plumes[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2017, 811:682-700.
 [4] Kaye N B, Hunt G R. An experimental study of large area source turbulent plumes[J].International Journal of Heat and Fluid Flow,2009,30(6):1099-1105.

- [5] Chenvidyakarn T, Woods A W. On underfloor air-conditioning of a room containing a distributed heat source and a localised heat source[J]. *Energy & Buildings*, 2008, 40(7): 1220-1227.
- [6] Coomaraswamy I A, Caulfield C P. Time-dependent ventilation flows driven by opposing wind and buoyancy[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2011, 672(4): 33-59.
- [7] Hunt G R, Linden P F. Displacement and mixing ventilation driven by opposing wind and buoyancy[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2004, 527(527):27-55.
- [8] Holford J M, Hunt G R. Fundamental atrium design for natural ventilation[J]. *Build. Environ.*, 2003, 38(3): 409-426.
- [9] Lin Y J P, Lin C L. A study on flow stratification in a space using displacement ventilation[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2014, 73(4):67-75.
- [10] Hunt G R, Coffey C J. Emptying boxes – classifying transient natural ventilation flows[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2010, 646:137-168.
- [11] Morton B R, Taylor G. Turbulent Gravitational Convection from Maintained and Instantaneous Sources[J]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 1956, 234(1196): 1-23.
- [12] Kaye N B, Scase M M. Straight-sided solutions to classical and modified plume flux equations[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2011, 680(4): 564-573.
- [13] Scase M M, Caulfield C P. Time-dependent plumes and jets with decreasing source strengths[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2006, 563:443-461.
- [14] Burrige H C, Hunt G R. The rise heights of low- and high-Froude-number turbulent axisymmetric fountains[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2012, 691:392-416.
- [15] Van den Bremer T S, Hunt G R. Universal solutions for Boussinesq and non-Boussinesq plumes[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2010, 644(4):165-192.
- [16] Batchelor G K, Moffatt H K. *Perspectives in Fluid Dynamics*[M]. 2002, 644.
- [17] Carazzo G, Kaminski E. The route to self-similarity in turbulent jets and plumes[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2006, 547(547): 137-148.
- [18] Linden P F, Lane-Serff G F. Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1990, 212:309-335.
- [19] Wang H, Wingkeung Law A. Second-order integral model for a round turbulent buoyant jet[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2002, 459(459): 397-428.
- [20] Ezzamel A, Salizzoni P. Dynamical variability of axisymmetric buoyant plumes[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2015, 765:576-611.
- [21] Reeuwijk M V, Salizzoni P. Turbulent transport and entrainment in jets and plumes: A DNS study[J]. *Phys. rev. fluids*, 2016, 1(7):1-22.
- [22] Priestley C H B, Ball F K. Continuous convection from an isolated source of heat[J]. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 1955, 81(348):144-157.
- [23] Craske J, van Reeuwijk M. Energy dispersion in turbulent jets. Part 1. Direct simulation of steady and unsteady jets[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2015, 763:500-537.
- [24] Hunt G R, Bremer T S V D. Classical plume theory: 1937–2010 and beyond[J]. *IMA Journal of Applied Mathematics*, 2011, 76(3): 424-448.
- [25] Baines W D, Turner J S. Turbulent buoyant convection from a source in a confined region[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1969, 37(4): 51-80.
- [26] 刘洋, 力晓晴, 黄澜等. 基于光学衰减原理的盐水置换和混合流动研究. *工程热物理学报* (已录用).
- [27] Hunt G R, Kaye N G. Virtual origin correction for lazy turbulent plumes[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2001, 435:377-396.
- [28] List E J. *Turbulent Jets and Plumes* [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1982, 14:189-212.
- [29] George Jr. W K, Alpert R L. Turbulence measurements in an axisymmetric buoyant plume[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 1977, 20(11): 1145-1154.

送风形式对咳嗽液滴在隔离病房传播影响的数值模拟

吴鑫, 郭晓亮, 谢军龙

(华中科技大学, 武汉 430074)

[摘要] 为了降低传染性疾病在隔离病房传播感染的风险, 建立了咳嗽液滴扩散模型和医护人员感染风险评价模型, 以单条缝贴附送风、对侧条缝贴附送风、百叶风口送风以及置换送风 4 种送风形式为例对隔离病房的人体热舒适性、咳嗽液滴的扩散及排除效果、医护人员的感染风险进行了模拟研究。结果表明: 与其他 3 种送风形式相比, 在置换送风的送风形式下, 隔离病房的小粒径咳嗽液滴 ($5\mu\text{m}\sim 50\mu\text{m}$) 排除效果最好, 医护人员的感染风险最低。为给医护人员创造安全舒适的工作环境, 建议隔离病房采用置换送风的送风形式。

[关键词] 咳嗽液滴; 送风形式; 热舒适性; 扩散; 感染风险

自 SARS 疫情后, 医院为控制病原体的扩散以及预防传染性疾病的交叉感染, 有呼吸系统传染性疾病的患者均安排在隔离病房内进行医治^[1]。合理的隔离病房气流组织, 可以消除交叉感染的隐患, 为医护人员提供更安全的工作环境。因此, 研究咳嗽液滴在隔离病房的扩散和排除效果对预防传染性疾病的交叉感染具有重要意义。

近年来, 室内环境模拟技术日趋成熟, 而且部分成果已应用于工程实际, 并达到了预期效果^[2,3]。笔者对隔离病房在 4 种送风形式下病人咳嗽液滴传播扩散进行了模拟, 分析了人体热舒适性、咳嗽液滴的扩散及排除效果和医护人员感染风险, 为隔离病房气流组织的设计提供意见。

1 模型与算例设置

1.1 物理模型

笔者采用单人隔离病房为研究对象, 在隔离病房中心设有一个病床, 病床两侧各有一台医疗设备, 病人简化为“十”字架模型。4 种送风形式分别为单条缝贴附送风、对侧条缝贴附送风、百叶风口送风以及置换送风, 送、回风口的布置如图 1 所示。隔离病房以及风口的具体尺寸见表 1。

表 1 隔离病房及各风口尺寸 mm

项目	参数
房间尺寸	3500×4000×2500
病床尺寸	1000×2000×500
条缝送风口	50×2000/ 50×1000
百叶风口	200×500
置换送风口	200×1200
回风口	200×300

1.2 算例设置

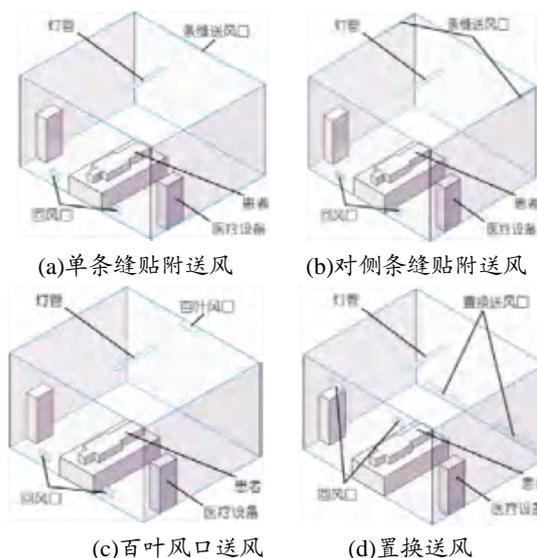


图 1 送风形式方案设计

将各送风口设置为速度进口, 回风口为自由出流; 将患者(咳嗽液滴)嘴巴模型设置为速度进口; 根据 Gupta J K 等人^[4-6]的研究确定咳嗽动作和咳嗽液滴等相关参数, 具体参数见表 2; 咳嗽液滴速度曲线如图 2 所示。

表 2 设置参数

项目	参数
人体散热/W	108
灯管散热/W	40
医院设备散热/W	2×70
送风量/(m^3/h)	420
换气次数/(次/h)	12
送风温度/	22
咳嗽持续时间/s	0.4
咳嗽液滴温度/K	309.65
咳嗽液滴中水体积分数/%	87.5

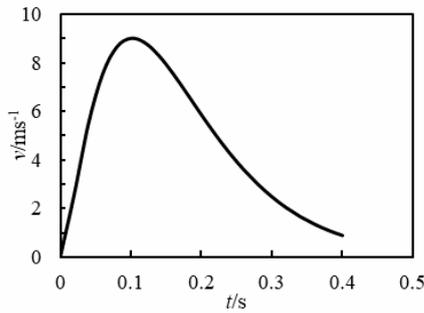


图2 咳嗽液滴速度曲线

1.3 计算流程

通过稳态计算得到各送风形式的初始稳定流场，然后通过非稳态方法分析咳嗽液滴在隔离病房的传播扩散过程。在咳嗽动作过程中(0~0.4s)，患者嘴巴设置为速度进口，并加载UDF实现图2所示的咳嗽液滴速度曲线。咳嗽动作结束后，将患者嘴巴设置为壁面条件，并保持此状态直至计算结束。为了在有限的计算资源内得到最准确的计算结果，非稳态过程采用变步长求解，设置初始时间步长为0.01s，在计算结果收敛的前提下，增大时间步长以缩短计算时间。

2 人体热舒适性分析

将衡量人体舒适程度的PMV数值通过UDF在软件中进行模拟，其结果如图3所示。

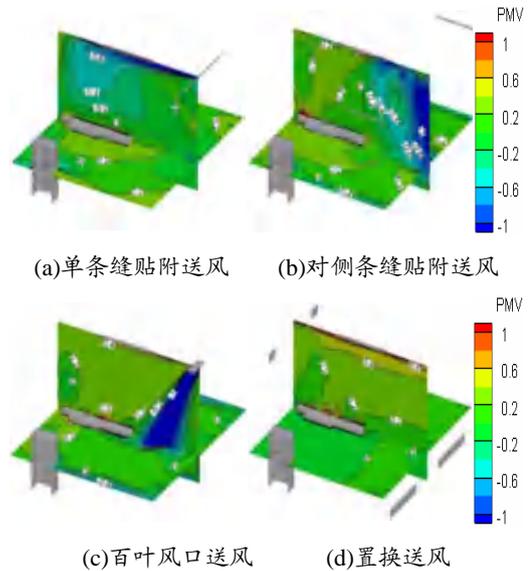


图3 PMV分布云图

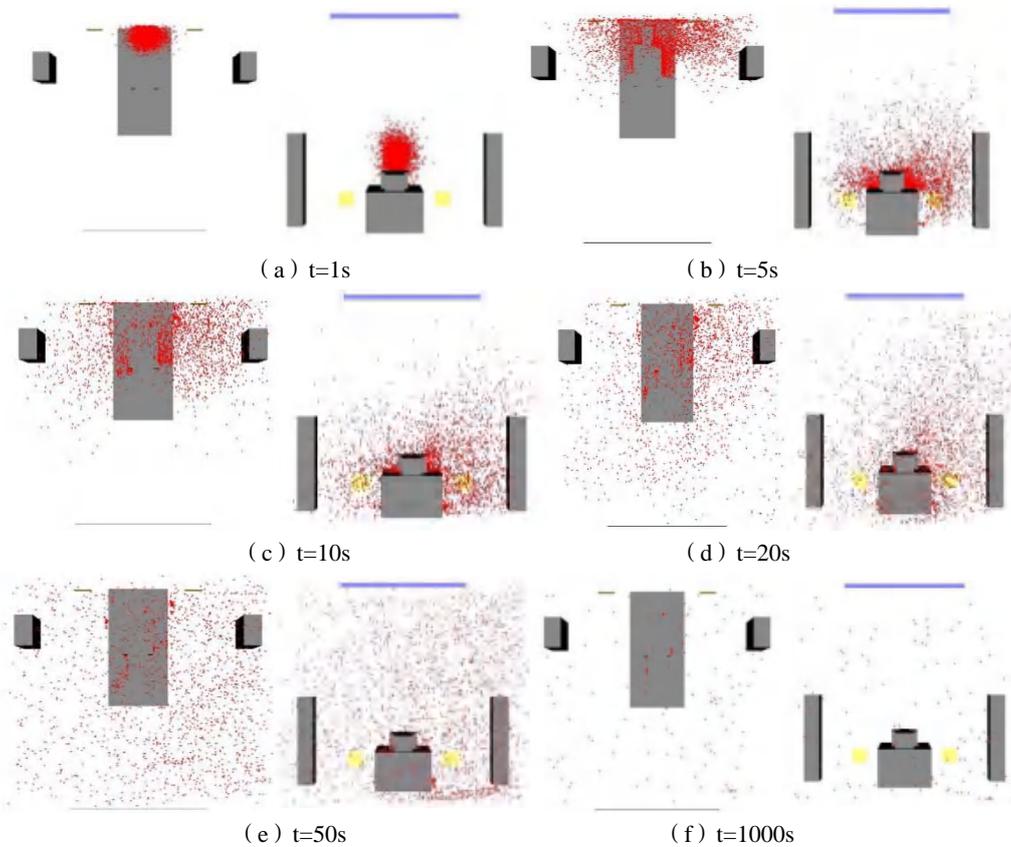


图4 单条缝贴附送风液滴扩散正、俯视图

从图 3 可以看出病房内的 PMV 数值分布受送风形式的影响比较大。在 4 种送风形式中,病房的 PMV 值基本在推荐范围之内。但是在单条缝贴附送风、对侧条缝贴附送风及百叶风口送风形式下,射流区域及气流冲撞区域 PMV 数值接近甚至低于-1,这说明此区域人的舒适度较低。但只有在百叶风口送风条件下,医护人员才可能必须穿过射流区域,此时新风会吹到医护人员,引起医护人员的身体不舒服。因此,不建议使用百叶风口送风形式。对于置换送风,房间顶部虽然存在一层薄薄的热空气层,但不是医护人员的活动区域。所以,即使该区域的 PMV 数值较高,

也基本不影响人体的热舒适度。

3 咳嗽液滴扩散及排除效果分析

3.1 送风形式与咳嗽液滴扩散分析

由图 4 可见,单条缝贴附送风的送风形式下:在 $t=1s$ 时,咳嗽液滴在患者头部正上方呈团状分布,随后受环形气流的影响分成 2 团分别向病床两侧扩散;在 $t=50s$ 时,咳嗽液滴与病房内空气充分混合,分布在整個隔离病房;在 $t=1000s$ 时,病房内只零星分布着极少量的咳嗽液滴,这说明该送风形式的送风可及性比较好。

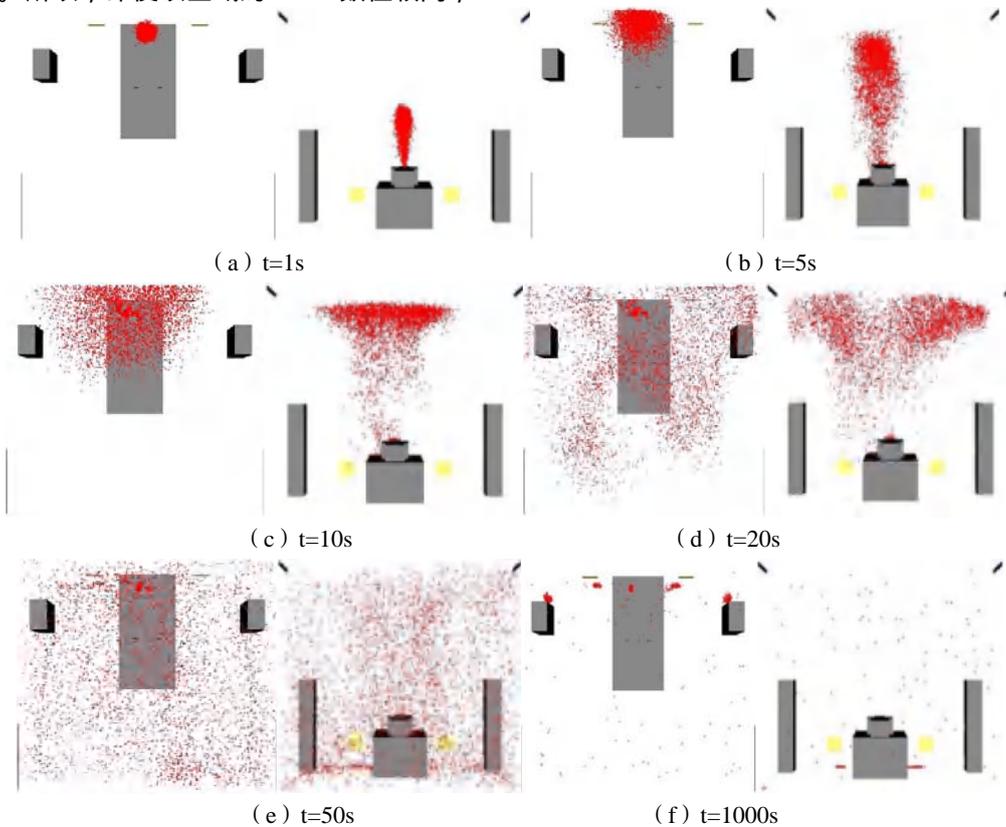


图 5 对侧条缝贴附送风液滴扩散正、俯视图

由图 5 可见,对侧条缝贴附送风的送风形式下:在 $t=1s$ 时,咳嗽液滴在患者头部上方受上升气流的影响呈水滴状分布;在 $t=10s$ 时,液滴液滴随气流撞击到房顶后向两侧扩散;在 $t=20s$ 时,向后流动的气流裹挟着咳嗽液滴与混乱涡流汇合后,咳嗽液滴向病房后下方扩散;在 $t=1000s$ 时,只有医疗设备靠近回风口一侧的角落、患者头部周围和回风口旁的地面存在一小团液滴群,这说明该送风形式在隔离病房这几处的送风可及性较差。

由图 6 可见,百叶风口送风的送风形式下:在 $t=$

$1s$ 时,咳嗽液滴在患者头部上方呈矮小椭球形分布;在 $t=5s$ 时,受向下气流影响,咳嗽液滴向病床两侧下方扩散;在 $t=10s$ 时,咳嗽液滴受新风撞击地面反弹向上流动的气流影响向病房上部扩散;在 $t=1000s$ 时,只有回风口旁和送风口一侧的病房拐角地面存在 3 小团液滴群,这说明该送风形式在隔离病房这几处的送风可及性较差。

由图 7 可见,置换送风的送风形式下:在 $t=1s$ 时,咳嗽液滴在患者头部上方呈棒状分布,并随气流向斜上方扩散;在 $t=10s$ 时,咳嗽液滴随气流向病房

回风口一侧扩散；在 $t=50s$ 时，咳嗽液滴基本分布在病床一侧，没有扩散到病床的对侧；在 $t=1000s$ 时，只有患者周围和置换送风口中间及病床两侧的地面

存在液滴群，这说明该送风形式在隔离病房这几处的空气可及性较差。

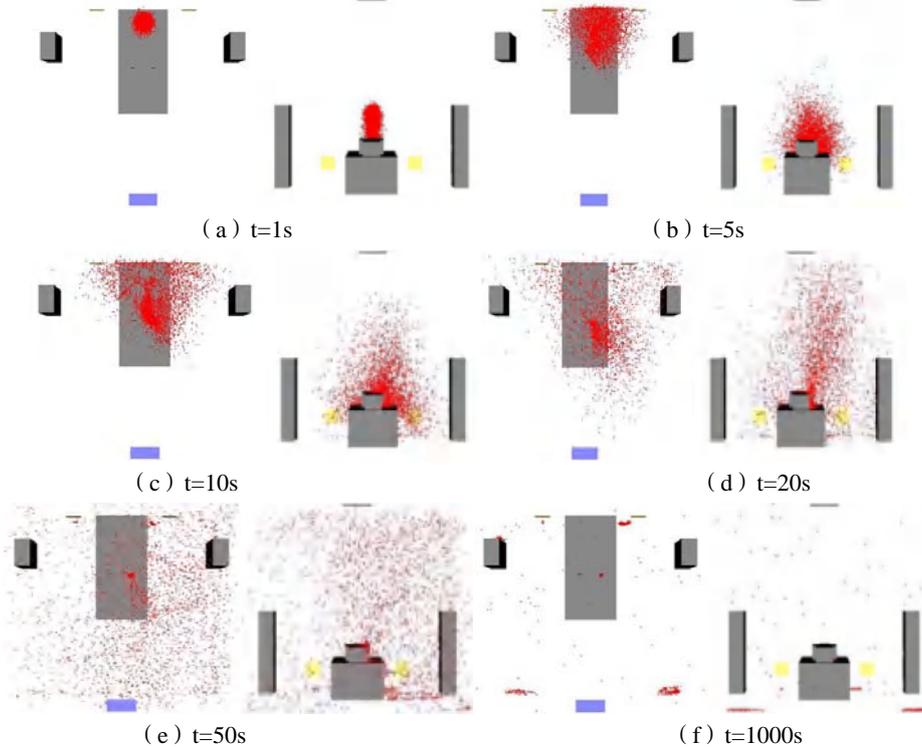


图6 百叶风口送风液滴扩散正、俯视图

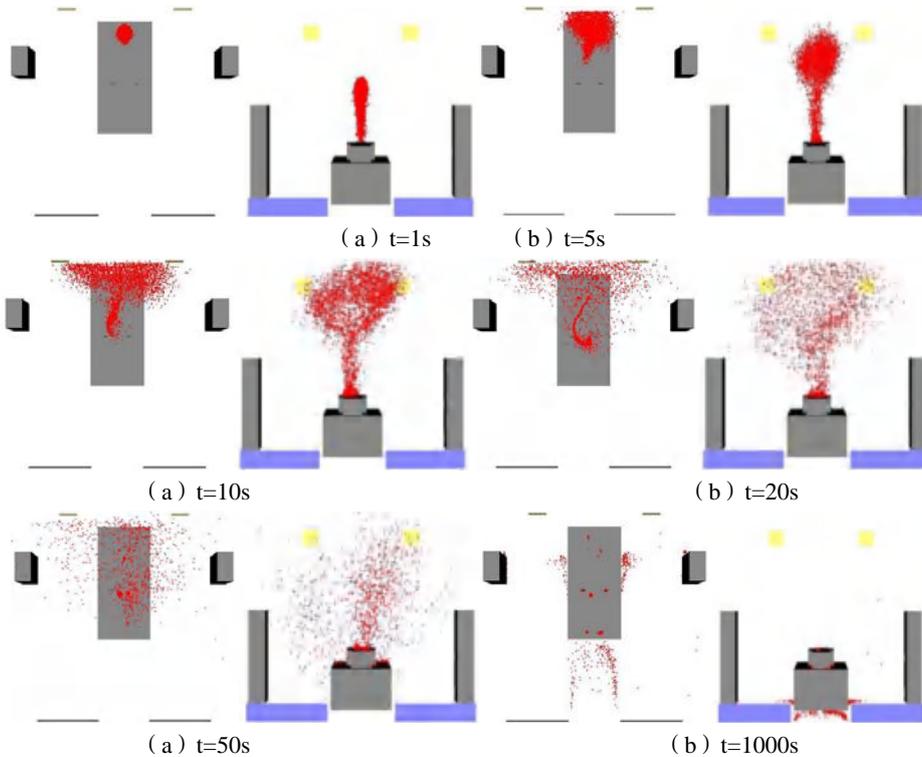


图7 置换送风液滴扩散正、俯视图

3.2 咳嗽液滴排除效果分析

本文引入无量纲液滴数目来评价送风形式排除咳嗽液滴的效果。其公式为：

$$N_q = \frac{n}{n_{max}} \quad (1)$$

式中, N_q 为无量纲液滴数目; n 为当前时间液滴数目; n_{max} 为最大液滴数目, 即进入房间内的液滴总数。

由图 8 可知, 4 种送风形式下, 无量纲液滴数目都随时间的增加在减少。1000s 时, 4 种送风形式的无量纲液滴数目基本维持不变, 且数值基本相同, 相差无几。但是, 置换送风一开始的无量纲液滴数目就比较小, 所以下降幅度比较小, 其曲线基本为一条水平线。而其余 3 种送风形式刚开始的无量纲液滴数目比较大, 所以在 1000s 内减少比较明显。总体来看, 置换送风的无量纲液滴数目在患者咳嗽后到 1000s 期间都维持在一个较低且稳定的无量纲液滴数目数值, 即能较快地把患者咳嗽液滴排出隔离病房外。

又由图 9 可知, 在 4 种送风形式中, 因为置换送风在隔离病房内形成稳定缓慢向上流动的气流, 且小粒径咳嗽液滴 ($5\mu\text{m}\sim 50\mu\text{m}$) 的重力作用可忽略不计, 所以小粒径咳嗽液滴基本都可被上升气流裹挟至回风口并排出病房。而其余 3 种的送风形式都是上送下回的方式。而小粒径咳嗽液滴由于质量较小, 所以易受气流影响扩散流动到病房内的各个位置, 从而导致随主气流扩散到回风口及排出病房外的小粒径咳嗽液滴数量较少。因此, 置换送风排出小粒径咳嗽液滴的效果比其余 3 种送风形式好。

所以, 置换送风相比于其余 3 种送风形式下的咳嗽液滴排除效果比较好。

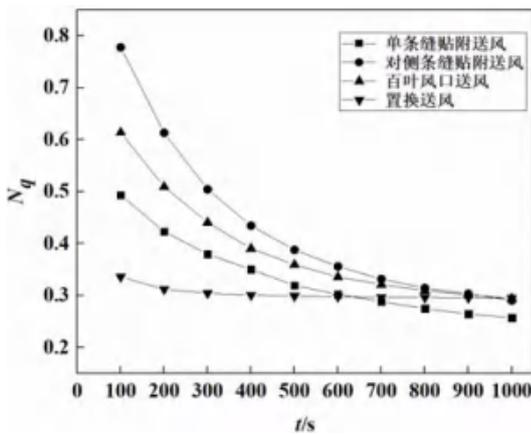


图 8 无量纲液滴数目

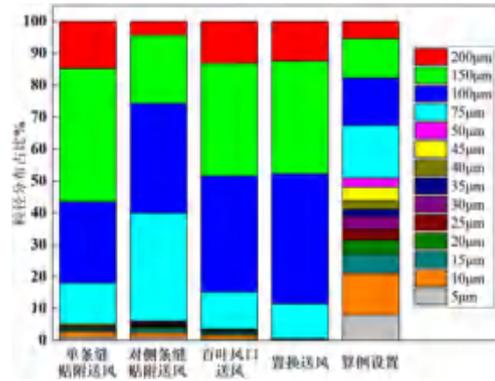


图 9 1000s 时液滴粒径分布

4 送风形式与医护人员感染风险评价分析

本文在前人优化的 Dose-response 模型^[7]基础上, 把暴露水平设定为人员的呼吸区域、咳嗽动作次数简化为一次、将观察时间离散为多个时间步进行积分以及引入蒸发因素这四个方面对 Dose-response 模型做了进一步改进, 建立 Medical Staff Dose-response 模型 (简称 MSDR 模型), 对医护人员的感染风险进行评价。

MSDR 模型的呼吸区域内暴露水平为：

$$E(z, t_l) = cP \sum_{i=1}^l \sum_{k=1}^n \frac{4\pi d_{0k}^3 f(t) \Delta t_i}{3HS} \quad (2)$$

式中: $E(z, t_l)$ 为 1 个时间步长内呼吸区域某粒径大小的液滴的病原体暴露评价模型; d_{0k} 为第 k 个液滴的初始直径, μm ; $f(t)$ 为病原体在空气中的存活能力; Δt_i 为第 i 个时间步长; H 为呼吸区域的竖直高度, 0.2m ; S 为人体呼吸区域的水平面积, 即为隔离病房的占地面积。

MSDR 模型呼吸区域内的感染评价为：

$$P_l(z, t_l) = 1 - \exp\left(-\sum_{j=1}^m r_j \beta_j cP \sum_{i=1}^l \sum_{k=1}^n \frac{4\pi d_{0k}^3 f(t) \Delta t_i}{3HS}\right) \quad (3)$$

式中: $PI(z, t_l)$ 为 1 个时间步长内的感染风险; m 为液滴粒径个数; β_j 为携带病原体的液滴在肺泡区域的沉积分数; c 为液滴初始病原体浓度; r_j 为病原体的传染性。 r_j 与 β_j 参数均与液滴的粒径大小有关。

其中, 医护人员轻微运动的短期呼吸量, 液滴中病原体的初始浓度、存活能力及在肺泡区域的沉积情况, 感染风险拟合参数都参考现有的研究及以下公式 [8~10] 确定。

$$f(t) = 0.2 \cdot (0.975)^{\frac{t}{60}} \quad (4)$$

$$r_j = 0.387 \quad d_p \leq 3\mu\text{m} \quad (5)$$

$$r_j = 0.0031 \quad d_p > 3\mu\text{m}$$

$$\beta_j = 2.5687e^{-0.819d_p} \quad (6)$$

通过 UDF 将感染风险评价模型的相关公式以及参数加载到模拟过程中,从而得到 4 种送风形式下医护人员的感染风险。

由图 10 可知,4 种送风形式的感染风险都随着时间不断增大。咳嗽液滴暴露时间越长,医护人员被感染的可能性越大。在置换送风下,医护人员感染风险的增加趋势最为缓慢,而其余 3 种送风形式的医护人员感染风险的增加幅度比较大。在 40s 后,其余 3 种送风形式的感染风险都大于置换送风,且随时间增加,其与置换送风的感染风险差值不断增大。置换送风在预防医护人员感染方面的优势随时间增加越发突出。到了 1000s 时,置换送风下医护人员的感染风险约是其余 3 种的 7.8%~15.2%。又置换送风的小粒径液滴(5 μm ~50 μm)排除效果最好,而小粒径液滴在肺泡区域有着较大的沉积分数与传染性,所以,置换送风可以有效消除医护人员交叉感染的隐患。

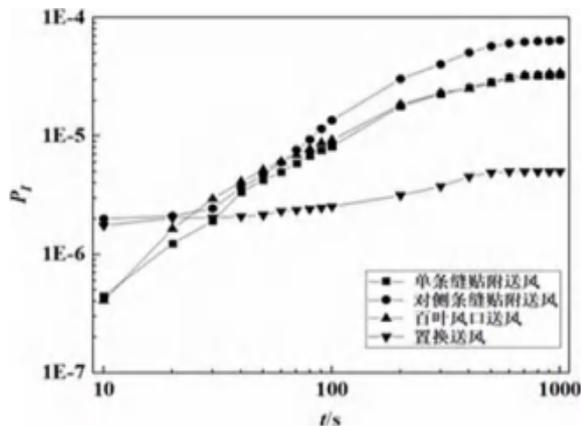


图 10 医护人员感染风险

5 结论

笔者采用对隔离病房内患者咳嗽液滴的扩散进行了模拟,同时对比分析了 4 种送风形式下的人体热舒适性、咳嗽液滴扩散及排除效果和医护人员感染风险。结果表明,置换送风在控制病原体的扩散,减少医护人员的交叉感染风险方面有着较好的效果。同时又满足隔离病房内的人体热舒适性要求,所以隔离病房建议采用置换送风的送风形式,来为医护人员创造安全舒适的工作环境。

参考文献

- [1] Jeong-Yeon Park, Minki Sung. A Study on the Contaminant Dispersion from Isolation Ward under Abnormal Operation of Facilities. Energy Procedia, 2015, 78.
- [2] Liu L., Wei J., Li Y., et al. Evaporation and dispersion of respiratory droplets from coughing. Indoor Air, 2017, 27(1): 179-190.
- [3] 康智强, 樊宏博, 张亿先, 冯国会, 杨雪. 隔离病房通风空调设计研究现状. 节能, 2015, 34(08): 12-14+2.
- [4] Gupta Jitendra K., Lin Chao Hsin, Chen Qingyan. Transport of expiratory droplets in an aircraft cabin. Indoor Air, 2011, 21(1): 3-11.
- [5] Gao, N., J. Niu and L. Morawska, Distribution of respiratory droplets in enclosed environments under different air distribution methods. Building Simulation, 2008. 1(4).
- [6] Nicas Mark, Nazaroff William W., Hubbard Alan. Toward Understanding the Risk of Secondary Airborne Infection: Emission of Respirable Pathogens. Journal of Occupational and Environmental Hygiene, 2005, 2(3): 143-154.
- [7] Sze To G. N., Wan M. P., Chao C. Y. H., et al. A methodology for estimating airborne virus exposures in indoor environments using the spatial distribution of expiratory aerosols and virus viability characteristics. Indoor Air, 2008, 18(5): 425-438.
- [8] 廖悦. 高海拔地区供暖病房飞沫污染物的传播及风险评价:[硕士学位论文]. 重庆:重庆大学图书馆, 2017.
- [9] Lippmann M., Albert R. E. The effect of particle size on the regional deposition of inhaled aerosols in the human respiratory tract. American Industrial Hygiene Association journal, 1969, 30(3): 257.
- [10] Yang Wan, Marr Linsey, Fouchier Ron. Dynamics of Airborne influenza A viruses indoors and dependence on humidity. PLoS One, 2011, 6(6): 1-10.

中国(淮安)国际食品博览中心防排烟系统设计

彭 凯, 高 炜, 张银安, 吴海涛, 李俊峰

(中南建筑设计院股份有限公司, 武汉 430071)

[摘 要] 本文简要介绍了中国(淮安)国际食品博览中心的防排烟系统设计; 同时针对本项目在《建筑防排烟系统技术标准》GB51251-2017 执行时产生的设计难点及疑点, 重点阐述了对应的解决办法: 高大空间排烟量的计算、固定窗的设置方式、自然排烟与机械排烟的选择和防排烟风管材质及耐火极限做法, 以供设计人员参考与借鉴。

[关键词] 国际会展中心防排烟系统设计固定窗风管材质耐火极限

1 工程概况

本项目占地面积约 13.03 万平方米, 总建筑面积约 130167 平方米。其中, 地上建筑面积为 96480 平方米, 包含展览、会议、商业及服务等功能; 地上层数: 展厅部分主要为两层, 局部为四层, 会议厅部分主要为四层, 局部为一层。地下建筑面积为 33686.90 平方米, 主要为人防地下室、地下停车库和设备用房, 层数为一层。建筑高度: 会议厅 40.25 米, 展厅 31.6 米, 建筑分类为一类高层建筑, 耐火等级为一级。本项目性质为 EPC 总承包(设计分包)。

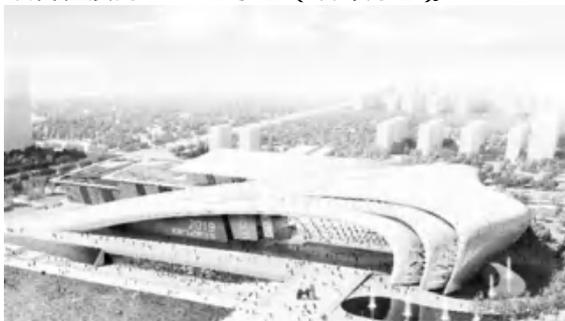


图 1 中国(淮安)国际食品博览中心

2 防排烟系统设计

随着《建筑防烟排烟系统技术标准》GB51251-2017 在 2018 年 8 月 1 日的实施, 该规范从固定窗的设置、机房的设置、系统分区的划分、风量的计算、系统控制等多方面对建筑防烟排烟系统设计提出了新的严格要求。本项目初步设计出图时间为 2018 年 8 月 25 日, 施工图出图时间为 2018 年 10 月 10 日, 是我们团队按照新规执行设计任务的第一个大型展览类公建项目, 虽然困难重重, 但是我们认真研读新规, 积极与图审专家沟通, 为工程的顺利实施创造了有利条件。

2.1 防烟系统设计

本项目建筑性质为建筑高度小于 50 米的公共建筑, 防烟楼梯间、独立前室、合用前室及消梯前室均设置了机械加压送风系统, 同时防烟楼梯间的地上、地下部分分设机械加压送风系统; 合用前室及消防电梯前室, 地上、地下合用机械加压送风系统。

鉴于本项目楼梯数量较多, 本文仅以其中两部楼梯为例阐述设计过程。

以 26#、27#楼梯为例:

(1) 加压送风系统设计要点:

- 1) 平层取风, 避开排烟百叶;
- 2) 楼梯开门数为 3 个, 送风量、风机及风管尺寸较大, 合理确定风井位置及风管路由;
- 3) 风管对走道及其它区域净高影响的分析;
- 4) 管井内衬风管周边空间的合理性;
- 5) 与给排水配合, 风口避开消火栓。

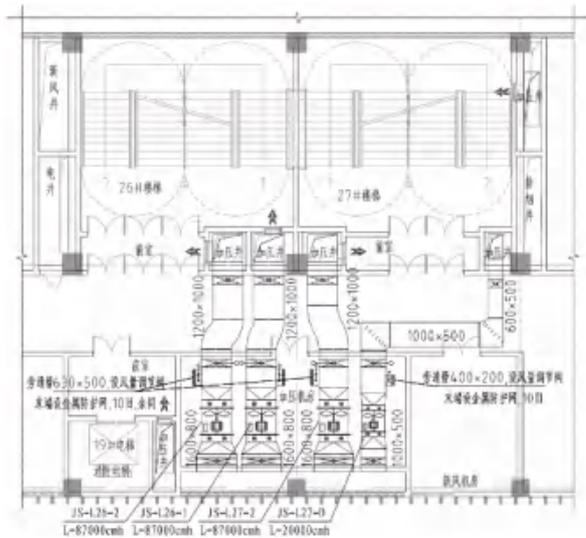


图 2 26#、27#楼梯间平面图

(2) 加压送风量的计算

采用《建筑防烟排烟系统技术标准》中 3.4.5-3.4.8 送风量进行了详细计算,具体如下表:
 条[1]中的计算公式对 26#、27#楼梯及其前室的加压

表 1 26#、27#楼梯及其前室的加压送风量计算表

防烟楼梯间及其合用前室分别送风(楼梯部分)																
编号	送风区域	楼层数	每层开门个数	门宽	门高	设计疏散门 开向的楼层 数量N1	(单扇门 =1;双扇门 =2)	平均压力差	门洞风速v m/s	门洞面积Ak m ²	门洞风量L1 m ³ /h	每个疏散门 的有效漏风 面积A m ²	漏风门数N2	漏风量L2 m ³ /h	计算总风量 Lj/m ³ /h	设计总风量L m ³ /h
J5-L26-1	24±h±100	3	3	1.5	2.1	3	2	6	0.7	9.5	71442	0.0372	0	0.00	71442.00	85730
J5-L27-1		3	3	1.5	2.1	3	2	6	0.7	9.5	71442	0.0372	0	0.00	71442.00	85730
防烟楼梯间及其合用前室分别送风(前室部分)																
编号	送风区域	楼层数	每层开门个数	门宽	门高	设计疏散门 开向的楼层 数量N1	(单扇门 =1;双扇门 =2)	送风风速 m/s	送风口面积 A1/m ²	门洞面积Ak m ²	门洞风速v m/s	门洞风量L1 m ³ /h	漏风门数N2	漏风量L3 m ³ /h	计算总风量 Lj/m ³ /h	设计总风量L m ³ /h
J5-L26-2	24±h±100	4	3	1.5	2.1	3	2	7.00	0.95	9.5	0.7	71442	3	847	72289.10	86747
J5-L27-2		4	3	1.5	2.1	3	2	7.00	0.95	9.5	0.7	71442	3	847	72289.10	86747

根据以上计算结果,26#、27#楼梯及其前室选用四台风量为 87000m³/h 的低噪声轴流风机。

(3) 余压控制系统设计

本项目余压检测系统单独设置,采用旁通管+电动风阀(双位阀)+压力传感器方式,电动开关阀接入火警系统(风机控制箱)。当防烟楼梯间或前室余压达到超压监控值时,SKYK 智能余压探测器发出报警信息,SKYK 余压控制器打开受控加压风机风管上的电动旁通阀用于泄压。

余压达到正常区间值后,余压探测器发出信号,余压控制器关闭旁通阀,通过控制风阀执行器的开、闭使余压值稳定在规范要求的范围内。电动风阀及压力传感器给电气专业提资。

2.2 排烟系统设计

(1) 主要区域的排烟系统配置

1) 地下室:本项目地下一层,层高等为 6.4 米,

地下车库每个防火分区设两套排烟兼排风系统及一套补风兼送风系统,排烟量根据《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》(GB50067-2014)表 8.2.5[2]查表选取,经计算每个防烟分区排烟量为 38500m³/h;补风均采用机械补风系统,补风量不小于排烟量的 50%,同时补风采用下补风。

2) 会议中心:本项目设有四层通高的会议中心,面积为 1920 平方米。最大净高:会议厅 10.8m,主席台 8.5m,闷顶 8.6m。会议中心划分为两个防烟分区,分别为会议厅及主席台,会议厅和主席台防烟分区面积分别为 1460 平方米、460 平方米。排烟量根据《建筑防烟排烟系统技术标准》表 4.6.3[1]中办公建筑的取值及 HDY-SMOKE 软件计算值中的最大值,会议厅、主席台及闷顶的设计排烟量均取 105000m³/h;其中闷顶、会议厅采用低位机械补风(主席台 < 500m²,不补风)。示意图如下图所示:

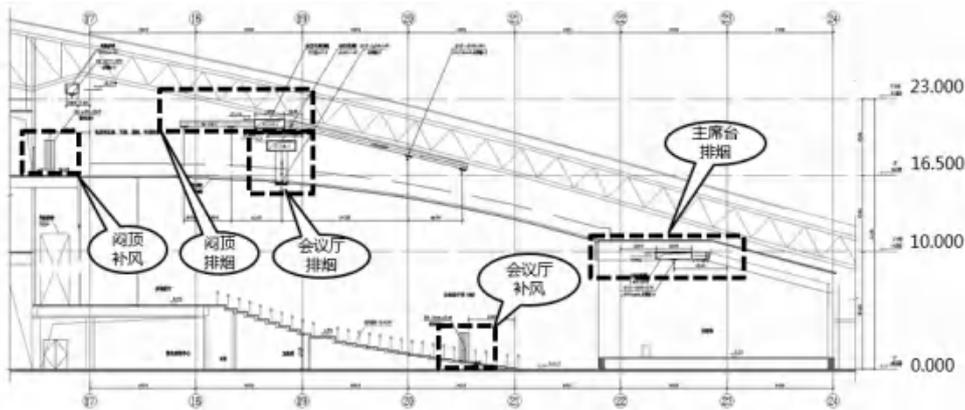


图 3 会议中心防排烟系统示意图

3) 展厅:本项目展厅部分共有两层,层高分别为 16.5 米、14.5 米,一层和二层均有 6 个展厅单元(防火单元),其标准单元的尺寸为 62.4m*36m (S=2240m²);每个标准单元划分为 2 个逻辑防烟分区,其最大防烟分区长度及防烟分区面积均满足防排

烟新规。展厅采用垂直排烟系统,每个排烟分区的设计排烟量为 150000m³/h,排烟风机置于二层夹层,补风系统采用低位机械补风的方式,分层设置补风机房,单个防火分区的补风量为 75000m³/h。其原理图及平面图如下:

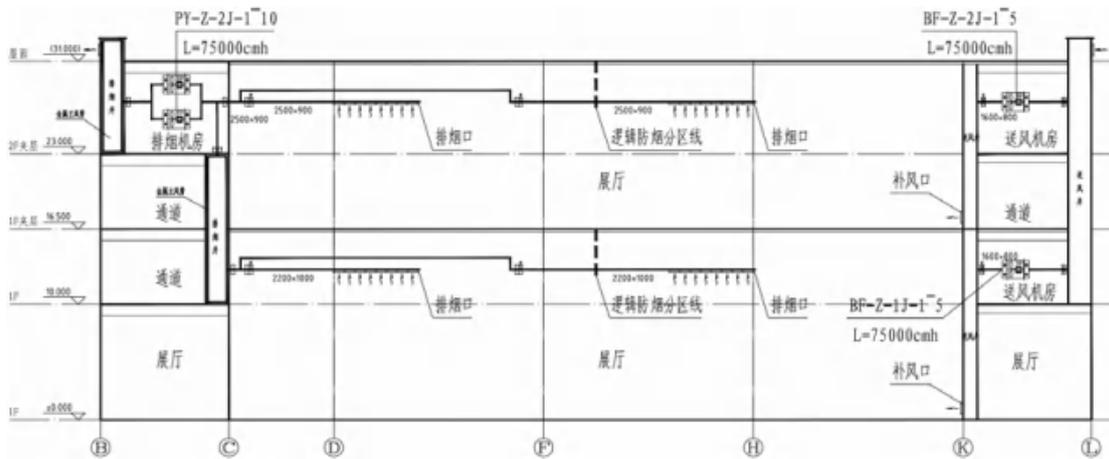


图4 展厅防排烟系统原理图

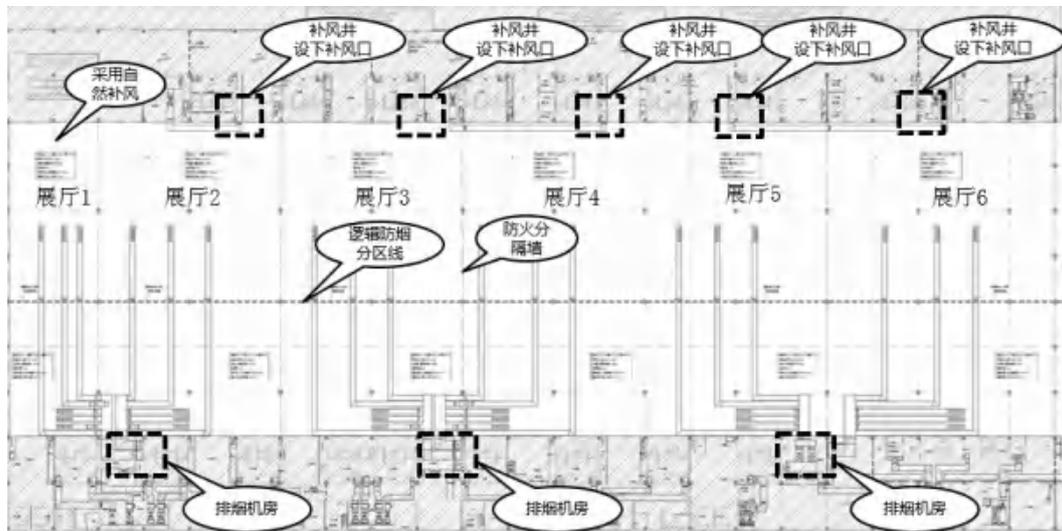


图5 展厅防排烟平面示意图

3 新规范执行时产生的设计难点及解决办法

3.1 高大空间排烟量计算

鉴于新规范对于排烟量的计算有新的计算方法,本项目对每个防烟分区均做了详细的排烟量计算,同时提交了防排烟计算书。由于篇幅有限,本文仅以一层展厅的排烟量计算为例进行阐述。针对展厅排烟量的计算,我们分别通过《建筑防烟排烟系统技术标准》中4.6.7-4.6.13中的公式计算及表4.6.3中的取值进行比较,并选取最大值。详细计算过程如下:

已知展厅空间净高为16米,假设燃料面距地面高度为1米,通过规范可得:火灾热释放速率为10MW,最小清晰高度为3.2米。可设清晰高度为3.2米,则储烟仓高度为12.8米,燃料面到烟层底部的高度Z为2.2米,热释放速率的对流部分 Q_c 为7000kW。展厅排烟量计算可按轴对称型烟羽流计算。

(1) 火焰极限高度:

$$Z_1 = 0.166Q_c^{2/5} = 0.166 \times 7000^{2/5} = 5.73m$$

(2) $Z_1 > Z$,轴对称型烟羽流质量流量:

$$M_p = 0.032Q_c^{3/5}Z = 14.28kg/s$$

(3) 烟层平均温度与环境温度的差值:

$$\Delta T = \frac{KQ_c}{M_p C_p} = \frac{1 \times 7000}{14.28 \times 1.01} = 485.34K$$

(4) 烟层平均温度:

$$T = T_0 + \Delta T = 293.15 + 485.34 = 778.49K$$

(5) 每个防烟分区的排烟量:

$$\dot{V} = \frac{M_p T}{\rho_0 T_0} = \frac{14.28 \times 778.49}{1.2 \times 293.15} = 31.6m^3/s = 113800m^3/h$$

《建筑防烟排烟系统技术标准》表4.6.3的取值为 $122000m^3/h^{[1]}$,故一层展厅单个防烟的计算排烟量为 $122000m^3/h$ 。

3.2 展厅和楼梯间的固定窗设置

(1) 展厅的固定窗设置

根据《建筑防烟排烟系统技术标准》中4.1.4的

规定,展厅等设置机械排烟系统的场所需在外墙或屋顶设置固定窗。对于本项目,一层展厅于外墙设置固定窗,二层展厅的固定窗设置于屋面,其面积不小于楼地面面积的2%。

(2) 楼梯间的固定窗设置

针对楼梯间固定窗的设置,本项目可分为以下四种楼梯间:

1) 靠外墙的楼梯间;

针对此种情况,本项目根据《建筑防烟排烟系统技术标准》中3.3.11的规定,在楼梯间外墙设置面积为2平方米的固定窗,同时在顶部设置1平方米的固定窗[1],详图6情况一。

2) 不靠外墙,但是出屋面的楼梯间;

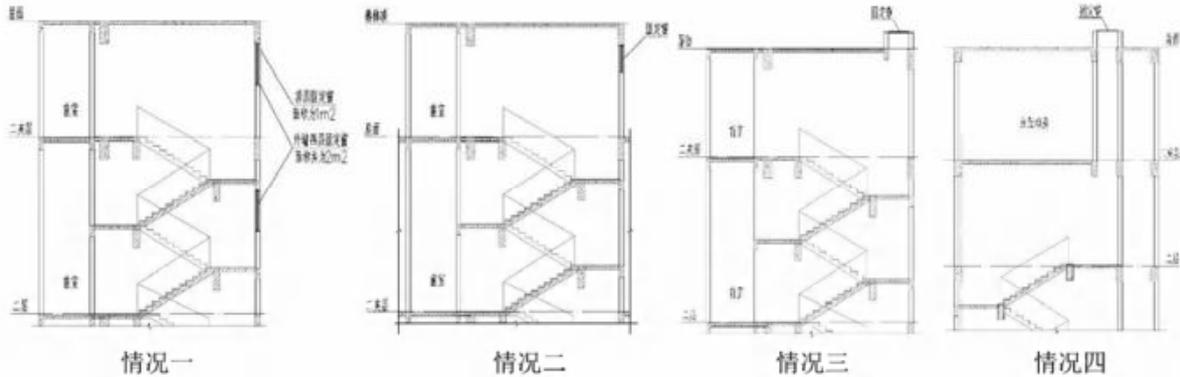


图6 楼梯间固定窗的设置情况

3.3 自然排烟与机械排烟的选择

根据《建筑防烟排烟系统技术标准》的规定,当房间净高大于3米,采用自然排烟方式时,自然排烟窗应设在储烟仓以内,故对于空间净高较高的场所,需设置电动自然排烟窗。鉴于本项目为EPC总承包项目,同时由于在本项目中有很多需要设置电动排烟窗的场所,为节省造价,我们针对主要场所分别选择自然排烟与机械排烟时进行经济性比较。本文以展厅

针对此种情况,本项目根据《建筑防烟排烟系统技术标准》中3.3.11的规定,在楼梯间顶部侧墙设置1平方米的固定窗[1],详图6情况二。

3) 不靠外墙且不出屋面,但是可到顶层的楼梯间;

针对此种情况,本项目在楼梯间顶部设置1平方米的固定窗,详图6情况三。

4) 不靠外墙且仅至二层(不至顶层)的楼梯间;

针对此种情况,本项目通过与建筑专业的配合,在楼梯间顶部开设尺寸为1米×1米的排热井道,井道上至屋面,同时与井道顶部设置1平方米的固定窗,详图6情况四。

机房区的走道为例进行阐述,此处走道净高6米,长度126米,宽度3.4米,共有三层,上下对齐。每层走道防烟分区最大长度为36米,每层共4个防烟分区。当采用机械排烟时,该走道可采用垂直排烟系统,排烟井设置于走道中间部位,共需设置一套垂直排烟系统。当采用自然排烟时,每层电动排烟窗的面积为16平方米,共需设置电动排烟窗的面积为48平方米。

表2 自然排烟与机械排烟的对比

排烟方式	排烟系统组成	成本分析	缺点
自然排烟	电动排烟窗;消防联动系统;手动开启装置	电动排烟窗按1500元/m ² ,共7.2万;手动装置2.5万元/组,共20万;消防联动5万;合计约32.2万。	需与幕墙紧密配合;对外立面影响较大;手动开启装置影响室内美观。
机械排烟	排烟风机;消防联动系统;排烟管、阀门、风口等	风机约3万;排烟管道约900m ² ,约20万;消防联动5万;合计约28万。	需设置机房;影响室内净高。

注:表中价格由厂家提供,仅供参考。

根据上表中的成本分析可知,对于本项目中的该走道,采用机械排烟较为经济;同时结合本项目的特点,建筑专业在一层夹层和二层夹层预留机房较多,且各层走道的层高较高,故本项目中的该区域走道采用机械排烟系统。

3.4 防排烟风管材质、耐火极限做法

根据《建筑防烟排烟系统技术标准》的规定,防排烟管道的设计应符合相应的耐火极限要求,具体详条文3.3.9、4.5.7及4.4.8^[1]。针对新规对于防排烟管道耐火极限的要求,根据GB51249-2017《建筑钢结构

构防火技术规范》第4.1.2条^[3]可知,常用的方法有:

1) 喷涂(抹涂)防火涂料。由于市场中经过消防认证的防火涂料较少,施工单位反映采购困难,故目前采用此种方式的项目较少。

2) 包覆防火板。此种方法较为成熟,采用何种厚度的防火板可达到相应的耐火极限已经过消防检测和认证(如纤维增强硅酸钙防火板、玻镁防火板等),且市场中采购方便。

3) 包覆柔性毡状隔热材料。此种方式目前应用也较少,主要是因为针对不同的耐火极限,采用何种厚度的隔热材料还未有经过消防检测的标准。

4) 采用复合型的防火板制作。随着技术发展,市场中开始出现用于制作防火风管的复合型材料,比如镁质高晶板风管、机制玻镁复合板风管等,但是经过消防检测和认证的厂家较少,可选择性相对较少。但是笔者认为,由于复合型防火板相对传统镀锌铁皮风管造价低、环保耐用等优点,市场中会有越来越多的厂家开始研发和生产,应用的项目也会逐渐增加。

鉴于本项目的设计为初次按照新规执行,以往的项目可借鉴意义较小;同时考虑到施工采购的便捷性及设计的安全性,本项目采用包覆防火板的方式,具体为排烟管道采用热镀锌钢板,厚度按照《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB50243-2016)[4]的高压确定,管道外敷设可达到相应耐火极限的防火板。

4 总结

建筑防排烟系统是控制火灾烟气蔓延扩散、确保人员安全疏散和火灾扑救的重要保证,设计人员必须要做好建筑防排烟系统的设计工作。同时本次执行的《建筑防排烟系统技术标准》是有史以来最为严格的规范,这就需要设计人员重新学习、理解和应用。在本文中,笔者提出了在本项目中遇到的设计难点及疑点,也得到了一些经验和教训,特别是大空间的防排

烟系统设计,具体如下:

(1) 针对《建筑防排烟系统技术标准》新规,许多省份和地市发布对此规范的解读和释疑,设计人员可参考项目所在地的文件进行相关防排烟系统设计,同时积极和当地图审专家沟通,以便有效解决项目施行中出现的难点和疑点。

(2) 对于不靠外墙、不至顶层且需设置固定窗的场所,应在项目前期积极与建筑专业配合尽量满足规范要求;当出现位置不可调整的场所时,可通过设置排热井通至室外,并设置固定窗。

(3) 当可以采用自然排烟方式时,由于《建筑防烟排烟系统技术标准》对自然排烟窗高度的限制,很多场所需设置电动自然排烟窗,导致自然排烟方式不一定是经济性的排烟方式,故设计人员应对自然排烟与机械排烟进行经济性比较,同时结合项目特点,选择最佳的排烟方式。

(4) 针对《建筑防烟排烟系统技术标准》新规对于防排烟风管耐火极限的要求,笔者推荐使用以下两种方法:热镀锌风管包覆防火板、采用复合型防火板制作的风管。

参考文献

- [1]王炯,曾杰等.《建筑防排烟系统技术标准》GB51251-2017.中国计划出版社,2018
- [2]沈友弟,倪照鹏等.《汽车库、修车库、停车场设计防火规范》(GB50067-2014)中国计划出版社,2015
- [3]李国强,倪照鹏等.《建筑钢结构防火技术规范》GB51249-2017.中国计划出版社,2018
- [4]张耀良,刘传聚等.《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB50243-2016).中国计划出版社,2017

铁路车站公共区卫生间空气质量研究

冷康鑫, 于靖华, 杨 颀, 杨清晨

(华中科技大学, 武汉 430074)

[摘要] 通过实地测试和数据分析对铁路车站公共区卫生间的空气品质进行研究。选择国内某大型铁路站房的候车室卫生间作为研究对象, 并在春运期间对该站房的公共区卫生间开展实地测量, 根据其卫生间建筑结构和功能分区选取合理的测点, 在连续的时间段内测量 0.3m、0.9m 和 1.7m 高度处的氨气浓度和硫化氢浓度。本文依据实地测量的数据研究了铁路车站公共区卫生间的空气质量现状、空气质量的影响因素及污染物浓度分布规律, 提出了改善铁路车站公共区卫生间空气质量现状的简单措施。

[关键词] 铁路车站卫生间; 空气质量; 污染物浓度

0 引言

铁路旅客站房作为城市形象展示的重要窗口以及我国经济发展的名片, 日益受到公众的关注。铁路站房公共区卫生间作为我国铁路卫生状况的标杆之一, 其内部空气品质是影响旅客出行体验的关键。然而在车站实际运营过程中, 部分候车室卫生间存在较大异味, 尤其是在候车高峰时段, 旅客会就近集中使用卫生间, 造成超负荷运行状况, 污染物不能快速有效排除, 加重了室内空气异味。铁路车站公共区卫生间有使用人数多、服务能力大等特点, 其空气品质与卫生间排风系统运行情况、保洁人员清洁频率及旅客使用人数密切相关, 国内学者尚未对铁路车站公共区卫生间的空气品质做过相关研究。为积极响应习近平总书记提出的“厕所革命”的号召, 改善铁路车站公共区卫生间的空气品质, 本研究团队在春运期间测量了某大型铁路站房公共区卫生间的污染物浓度。测试数据用于研究铁路车站公共区卫生间的空气品质现状, 并为铁路站房公共区卫生间的排风设计、设施配置及运营管理提供参考。

研究指出, 卫生间中的异味是硫化氢、甲硫醇、氨、甲硫二醇、乙胺、吲哚和粪臭素等有害物质组成的气体^[1-3], 其中以氨气和硫化氢为主。氨气是卫生间空气中的主要污染物, 有强烈的气味, 对人的皮肤、呼吸道和眼睛易造成刺激, 严重时可能引起支气管痉挛及肺气肿。硫化氢是一种有臭鸡蛋味的气体, 有剧毒, 当每立方米空气中的硫化氢含量超过 30 毫克时, 人就会感到刺鼻、窒息, 引起眼睛和呼吸道不适。本文通过测试氨气和硫化氢浓度来反应卫生间的空气品质。

1 研究对象

以国内某大型铁路站房的候车室卫生间作为研究对象, 由于该站候车室的卫生间较多, 在实地测量中选取了车站内使用人数较多的两个卫生间作为典型卫生间, 并对其进行测量。卫生间内小便器以及大便器的主要污染物分别为氨气和硫化氢, 在规范《城市公共厕所卫生标准》^[4]中也仅对氨气和硫化氢两种污染物做出相应浓度要求, 因此本文以氨气和硫化氢的浓度为评价指标来评价室内空气质量。为了测量车站卫生间在客流量最大时刻的污染物浓度分布, 测量时间选取在 2019 年春运期间, 于 2 月 21 日至 2 月 22 日测量。

2 测量方法

根据实际的卫生间建筑结构和功能分区选取合理的测点, 保证能测得卫生间内小便区、大便区以及过道处的污染物浓度, 同时注意在卫生间的建筑拐角处设置测点, 以获得卫生间内的最不利污染物浓度。在连续的时间段内测量 0.3m、0.9m 和 1.7m 高度处的氨气浓度和硫化氢浓度, 同时测量相应时间段的厕所服务人数。

浓度测量仪器选择复合式污染物检测仪(如图 1 所示), 该仪器可同时检测氨气及硫化氢的浓度, 并能自动记录测试数据, 氨气测量精度为 0.01ppm, 量程为 0-100ppm, 硫化氢测量精度为 0.001ppm, 量程为 0-10ppm。采用红外客流计数仪(如图 2 所示)来统计进出卫生间的人员数量, 采用蓝牙传输, 解决了车站网络信号不佳的问题, 数据传输精准可靠, 可通过手机 APP 端或小程序查看逐时客流情况。仪器在测试前已被调试。



图1 复合式污染物检测仪

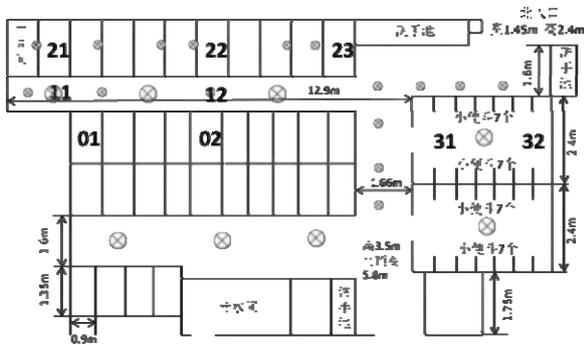


图2 红外客流计数器

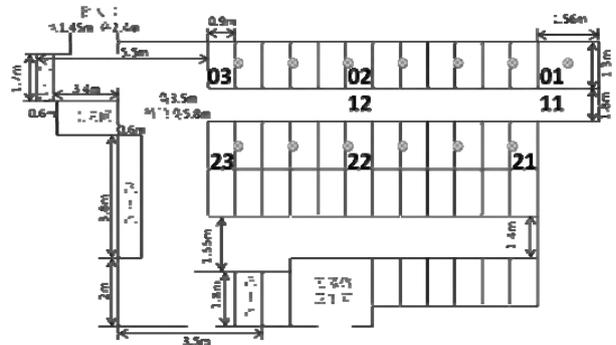
3 测量结果

3.1 卫生间测点布置

本次调研选择候车室西北侧的男、女卫生间进行人流量、氨气浓度、硫化氢浓度的测试。根据卫生间布局，确定如图3所示的测点位置：



(a) 男厕布局及测点位置图



(b) 女厕布局及测点位置图

图3 卫生间测点布置

3.2 男卫生间污染物浓度分布特性

针对选取的男卫生间，进行不同水平高度处的氨气浓度测试，测点高度取值分别为0.3m，0.9m，和1.7m，测试结果如表1所示。测试中硫化氢浓度均为0ppm。

表1 男卫生间不同水平高度氨气浓度分布(单位: ppm)

测点	01	02	11	12	21	22	23	31	32
0.3m	/	/	0.14	0.11	0.13	0.16	0.10	0.27	0.24
0.9m	0.09	0.14	0.14	0.07	0.14	0.15	0.09	0.26	0.22
1.7m	/	/	0.16	0.09	0.14	0.16	0.11	0.30	0.27

数据统计结果表明，测试时段男卫生间氨气浓度基本保持在0.3ppm以下，其中氨气浓度随测点变化较为明显，在同一测点处，0.3m，0.9m，1.7m三个

高度平面的氨气浓度并没有明显的分层现象。从表1中可以看出，测点31和测点32位于小便区，其氨气浓度远高于大便区测点的氨气浓度，这主要是尿液挥发导致的。男卫生间31测点处污染物浓度最高，因此选取31作为重点关注测点，进行不同时刻的氨气浓度测量，测量结果如表2所示。将该测点不同高度处的氨气浓度随时间的变化情况及时段内服务人数变化情况绘制于图4。在2月21日的17时至18时之间，清洁人员对男厕进行了卫生打扫，从表2的数据中可以看出，及时的打扫可大幅降低卫生间内的氨气浓度。

表2 男卫生间氨气浓度随时间的变化情况(单位: ppm)

测量日期		2月21日					2月22日	
测量时间		14:40	15:40	16:25	17:15	18:10	12:30	13:25
氨气浓度 (ppm)	0.3m	0.27	0.37	0.35	0.40	0.35	0.24	0.30
	0.9m	0.26	0.28	0.31	0.42	0.18	0.24	0.18
	1.7m	0.30	0.29	0.33	0.37	0.22	0.24	0.22
服务人数		1040	966	1000	838	810	1017	1252
时间段		14~15	15~16	16~17	17~18	18~19	12~13	13~14

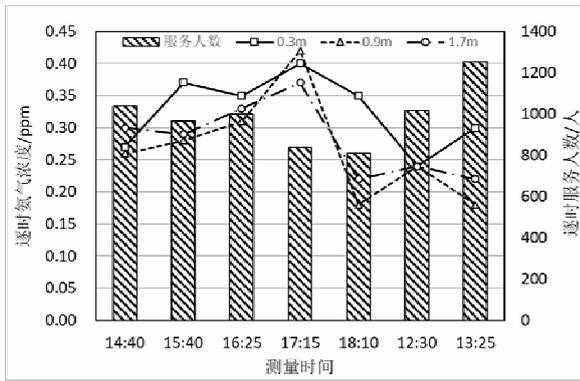


图4 测量时段不同高度氨气浓度及服务人数变化图

数据测试结果表明,在测量时段内,31 测点氨气浓度在 2 月 21 日的 17 时至 18 时最高,该时间段的 0.9m 高度处的氨气浓度达到了 0.42ppm。但整体来看,大部分时间内该卫生间的氨气浓度在 0.395ppm 以下,能够满足《城市公共厕所卫生标准》GB/T 17217-1998 中规定的一类厕所氨气浓度限值要求。由图 4 可得,三个高度平面的氨气浓度与相应时段的服务人数并没有呈现明显的相关性,分析其原因可能是

表4 女卫生间 03 测点氨气浓度随时间的变化情况

测量日期		2月21日						2月22日	
测量时间		12:00	15:10	16:10	16:40	17:30	18:40	12:10	13:10
氨气浓度 (ppm)	0.3m	0.01	0.05	0.11	/	/	0.11	0.11	/
	0.9m	0.07	0.09	0.14	0.07	0.16	0.07	0.11	0.09
	1.7m	0.03	0.07	0.11	/	/	0.09	0.11	/
服务人数		439	488	474	440	437	436	416	447
对应时段		11~12	14~15	15~16	16~17	17~18	18~19	11~12	12~13

因 3 个测试高度并没有呈现明显的高度分层现象,绘制测量时段服务人数和 03 测点在 0.9m 高度处的氨气浓度随时间的变化图,如图 5 所示。

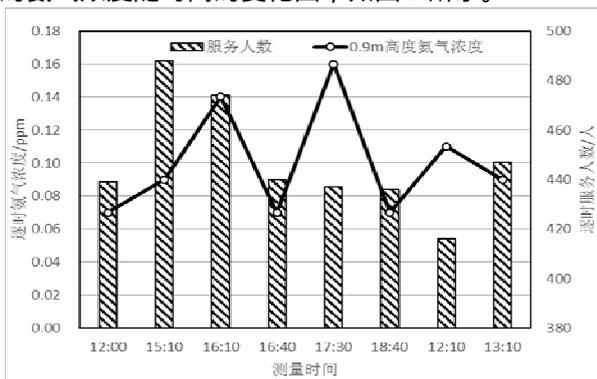


图5 测量时段服务人数及 03 测点 0.9m 高度氨气浓度变化图

数据测试结果表明,女卫生间的氨气浓度在 17~18 时达到峰值,最高浓度为 0.18ppm。该女卫生间的氨气浓度在测试时段均满足了《城市公共厕所卫生标准》GB/T 17217-1998 中规定的一类厕所氨气浓

由于测试时段如厕人数并没有较大波动,氨气浓度也基本维持在 0.2 至 0.4ppm 之间。

3.3 女卫生间污染物浓度分布特性

针对所选取的女卫生间,依据 3.1 节所述的布置测点原则确定相应测点,并于 2 月 21 日 12 时至 13 时进行不同水平高度处的氨气浓度测试,测点高度取值分别为 0.3m,0.9m 和 1.7m,测试结果如表 3 所示。测试中硫化氢浓度均为 0ppm。

表3 女卫生间不同水平高度氨气浓度分布(单位: ppm)

测点	01	02	03	11	12	21	22	23
0.3m	0.01	0.05	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.03
0.9m	0.03	0.04	0.07	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01
1.7m	0.03	0.03	0.03	0.03	0.01	0.03	0.01	0.01

数据统计结果表明,测试时段女卫生间氨气浓度基本保持在 0.07ppm 以下。该时段卫生间各测点氨气浓度维持在一个较低的范围,在三个测试高度平面亦未出现明显的浓度分层现象。由于女卫生间测点 03 处污染物浓度总体较高,因此选取 03 测点作为重点关注测点,进行不同时刻的氨气浓度测量,测量结果如表 4 所示。

度限值要求(低于 0.395ppm)。由图 5 可知,氨气浓度与相应时段的服务人数并没有呈现明显的相关性。分析其原因可能是由于调研时段如厕人数并没有较大波动,氨气浓度的测量值维持在一个较小的范围内。

4 结论

(1)候车室卫生间硫化氢浓度始终为 0ppm,满足《城市公共厕所卫生标准》GB/T17217-1998 中规定的一类厕所的要求,硫化氢浓度可不作为公共厕所卫生标准的判断指标。

(2)在测量时段,候车室男卫生间氨气浓度大部分时间在 0.395ppm 以下,部分时刻超出了限值,最高达到了 0.42ppm,基本满足《城市公共厕所卫生标准》GB/T17217-1998 中规定的一类厕所氨气浓度限值要求。女卫生间氨气最高浓度为 0.18ppm,小于 0.395ppm,在测量时段始终满足规定的一类标准。男厕服务人数高于女厕,氨气浓度值也明显高于女厕。

(3)在测量过程中,氨气浓度与相应时段的服务人

数并没有呈现明显的相关性。分析其原因可能是由于调研时段如厕人数并没有较大波动,且该车站候车室通风系统运行良好,避免氨气长时间累积。

(4)铁路车站公共区男卫生间小便区的氨气浓度明显高于大便区的氨气浓度,这是由尿液挥发导致的,可通过及时清洁的方式有效降低氨气浓度。

参考文献

- [1] 敖永安,王利,贾欣,谷超.卫生间污染物扩散规律数值模拟及排风口位置和补风方式的优化.沈阳建筑大学学报,2011,27(4):720-724;
- [2] 王岳人,于晶,宋涛.住宅厨房卫生间机械排风下的气流组织分析.沈阳建筑大学学报,2009,25(6):1157 - 1160;
- [3] 杨春水.无窗卫生间的排风设计.设计参考,1999,29(4):46 - 48;
- [4] 国家技术监督局,中华人民共和国卫生部.《城市公共厕所卫生标准》(GB/T7217-1998).北京,中国标准出版社,1998.

相邻条件对圆形散流器流场的影响研究

厉海萌¹, 刘凯凯², 高 然¹

(1.西安建筑科技大学, 西安 710055; 2.中铁第四勘察设计院集团有限公司, 武汉 430063)

[摘 要] 通风空调系统的目的是提供适宜的环境和可接受的空气质量, 满足人们工作、生活和工艺生产过程的要求。送风口是室内气流运动的起始动力, 适宜的气流分布能够营造工作区舒适环境及改善空气质量, 因此送风口对于室内气流组织效果的实现起到关键作用。在实际工程中, 由于现场条件的限制, 实际连接条件下风口出流往往存在较大的不均匀性, 可能导致无法满足设计的预期。本文针对通风空调系统中常用的空气分布末端——圆形散流器进行研究, 发现相邻条件存在时圆形散流器的阻力比充分发展状态下阻力值增加 29.8%。讨论了风速、规格、连接管长度及弯头曲率半径对流型的影响, 计算了圆形散流器的射程及相对偏差, 给出了圆形散流器合适连接方式的推荐表格。

[关键词] 通风空调; 圆形散流器; 气流组织。

1 引言

通风空调系统通过对房间风速、温度、湿度等的控制, 满足节能性、热舒适性及空气品质的要求, 室内气流组织对于通风空调系统至关重要。送风口作为空调风系统的末端装置和室内气流运动的起始装置在通风空调系统中扮演着重要角色。目前各类风口模型隐含一个前提假设, 即送风口前存在充分发展的直管段与风口相连接, 然而实际通风空调系统由于现场条件的限制, 风口前端管道通常并非直管段, 并且风口出流存在较大的不均匀性。由此可见, 研究相邻条件对风口流场的影响对室内的气流组织具有重要作用。

风口也称空气分布器, 种类繁多, 散流器是众多风口形式之一, 射流以辐射状向四周运动, 气流扩散好, 温度场均匀, 能够形成均匀的气流组织^[1]。因此散流器广泛应用于建筑内部划分区域较多的民用建筑以及商场等商用建筑。已有研究指出在设计室内通风空调系统时, 送风口风速按照国家标准统一设定, 并未考虑实际情况下管道安装的空间通常是有限的, 散流器射流不均匀会对室内气流分布产生影响^[2]。Aziz 等人(2012)采用数值模拟和实验技术研究了不同类型的顶送散流器(方形、圆形和涡流)对室内气流特性、舒适度标准和室内空气质量的影响, 并求解能量方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型方程^[3]。Mohammed (2013) 提出了一种送风口模型的简化方法用于加快散流器的数值模拟过程。用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型模拟圆形散

流器和方形散流器的出流情况。通过建立一个小尺度房间来实验测量室内的温度场, 验证了圆形散流器和方形散流器简化模型的准确性^[4]。孟蕾 (2013) 提出送风口的类型将直接影响气流的混合程度、出口方向及气流断面形状, 影响室内送风射流的形成及气流组织的分布形式^[5]。Yao (2014) 研究表明送风口的类型会对室内空气速度和温度分布产生显著影响^[6]。Villafriuela (2018) 通过实验和数值模拟两个方面研究了增压箱对涡流散流器产生的湍流流型的影响, 发现简化的模型在散流器出流近场的模拟结果足够好的, 而在远场情况下几乎没有差异^[7]。王勇 (2015) 发现由于水平风管与方形散流器连接方式不合理, 导致气流进入散流器喉部时, 存在着比较大的扰动, 影响了散流器四面出风的均匀性, 对室内气流的分布形式产生了影响。并提出了应对技术措施^[8]。邹志军 (2019) 实测了不同尺寸方形散流器在等温工况下不同喉部风速时的静压损失和局部阻力系数。得到不同风速下散流器风口的平均阻力系数与风口喉部尺寸呈良好的线性关系, 风口喉部尺寸越大, 阻力系数越小^[9]。

资源日趋紧张的今天, 节能减排是国家的重要政策。送风口是暖通空调设备与用户(设备或人)接触的最后的一环, 所有暖通空调设备所形成的冷/热量都需要送风口送达。相邻条件直接影响风口的表现, 导致房间空气分布与设计预想不一致, 造成不满意的局部环境的同时增加整个系统的能源消耗。合理的阻力设计值对于室内的气流组织和水力平衡计算至关重要, 直接影响风机或空调机组的选型。在实际工程应用中, 圆形散流器一般通过连接支管、弯头与风管连

基金项目编号: 国家基金面上项目(51878533)

接,呈对称布置或者梅花形布置,服务区域为正方形或者近正方形。既然相邻条件对散流器的送风特性影响重大,本文通过研究,总结圆形散流器受到相邻条件影响时的流场变化规律,拟合了圆形散流器的相对偏差曲线公式,将带有连接支管及弯头时圆形散流器的合适连接方式归纳成方便查询的表格。

2 研究方法

本文通过 CFD 数值模拟与全尺寸实验结合的方法,对相邻条件下圆形散流器的送风特性进行研究。CFD 数值模拟方便改变不同工况并得出流场的速度分布、送风口阻力参数等,精确获得不同相邻条件下送风口不同流场效果。全尺寸实验研究分为:流场速度测试实验、送风口压力测试实验。流场速度测试实验能够反映送风口出流气流的分布规律,表明送风效果和送风特性;压力实验能够计算送风口的全压损失,表明送风口的阻力特性。通过全尺寸实验结果验证数值模拟结果的准确性。

2.1 全尺寸实验



图 1 全尺寸试验台

全尺寸实验台的搭建和管件安装及连接参照规范^[10]进行,实验系统包括风机、软接头、风管、静压箱(1m×1m×1m)、弯头、圆形散流器、法兰、阀门等组成。风管材料为镀锌铁皮,风管之间采用法兰连接,并加有垫片保证密封性。散流器与风管连接方式为插接,如图 1 所示。本次实验主管段管径为 $\Phi 250$,支管段管径为 $\Phi 150$,散流器规格为 150mm,弯头曲率半径 $R=D$,连接长度 $L=200\text{mm}$ 。风机选择 11-62 型多翼低噪声离心风机,最大流量 $Q=5600\text{m}^3/\text{h}$ 并配备风机调速器,风机出口处安装有静压箱及均流孔板。设置模拟吊顶装置,配合圆形散流器出流。实验采用 Swema 风速仪测试风速,采用 E0-200pa 智能数字微压计测试全压,实验通过调节风机调速器到达指定的流量,进而达到实验工况风速,风机运行一段时间稳

定后进行速度和压力的测试。

2.2 CFD 数值模拟研究

常用的通风空调房间模拟的湍流模型有 RSM 模型,SST 模型,k-epsilon 模型等,其中 k-epsilon 模型包括 Standard、Realizable 及 RNG 模型。Standard k-epsilon 模型已广泛应用于圆形散流器、方形散流器和旋流散流器等气流预测的模拟中^[11-13]。针对以上湍流模型,对湍流模型模拟结果与实验测点值进行对比,如图 2 所示,通过对散流器下方 25mm 处不同位置 7 点进行风速测量,发现 Standard k-epsilon 模型计算结果与实验值最为接近,模拟结果较好,故此湍流计算模型选择 Standard k-epsilon 模型。

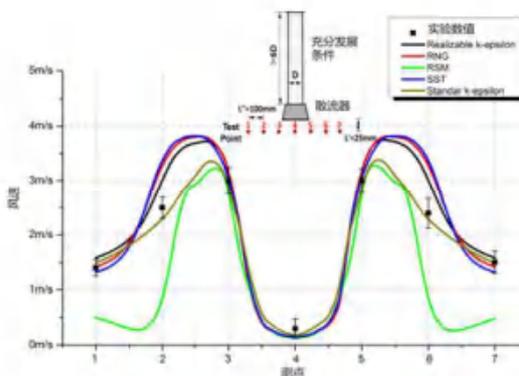


图 2 湍流模型验证

实际房间尺寸为 $4\text{m}\times 4\text{m}\times 1\text{m}$,为方便计算,设置对称结构如图 3,即模型的房间尺寸为 $2\text{m}\times 4\text{m}\times 1\text{m}$ 。散流器内部叶片设置规范规定设置,通风管道与散流器连接。全部采用结构化网格划分,考虑到管道边壁及散流器处的影响,对管道进行边界层划分及散流器处整体加密。合适的网格数目在不影响精确度的情况下能够提高运算效率,降低对计算机性能的要求。因此对不同网格数量的流型图进行对比,随着网格数量的增加,流型逐渐接近圆形,边壁逐渐光滑,当网格数量达到 154 万时,流型接近圆形且不在变化,故本次 CFD 数值模拟采用 154 万网格数目的划分方式。

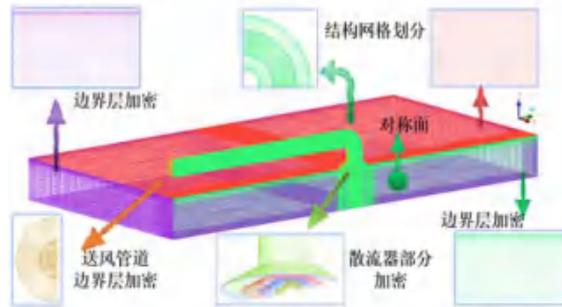


图 3 网格划分图

针对非充分发展的情况,再次通过全尺寸实验台来验证数值模拟结果,如图4所示。通过测量测点风速实验数据可以发现,模拟数值与实验数值吻合较好,验证了非充分发展条件下数值模拟结果的准确性,相邻条件的存在确实对送风均匀性产生了影响。

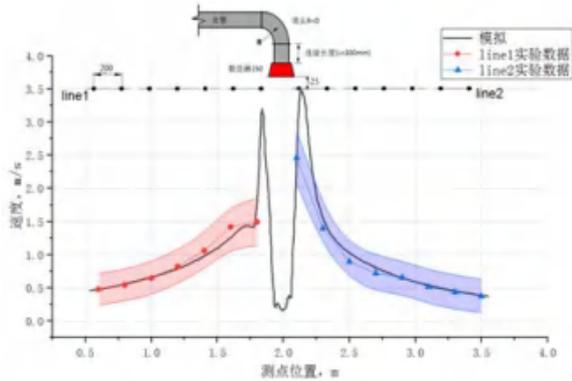


图4 相邻条件下实验数据与模拟结果对比

3 结果与讨论

3.1 圆形散流器流型分析

以圆形散流器规格为150mm为例,在无相邻条件影响,将圆形散流器直接连接充分发展直管段(直管段长度大于管道直径的六倍),分别设置送风风速4m/s、5m/s、6m/s,通过模拟得到不同速度下圆形散流器的流型均为圆形。因此,充分发展条件下改变散流器的送风速度,仅影响散流器的扩散宽度,不影响出流流型。而在相邻条件的影响下,圆形散流器前端直接连接曲率半径 $R=0.75D$ 的弯头,分别设置送风风速4m/s、5m/s、6m/s,通过模拟发现散流器的送风均匀性受到影响,流型为非圆形,向来流方向凸起,但不同速度下流型仍然相同。因此,验证了相邻条件影响下改变散流器的入口速度,仅影响扩散宽度不影响流型,如图5。

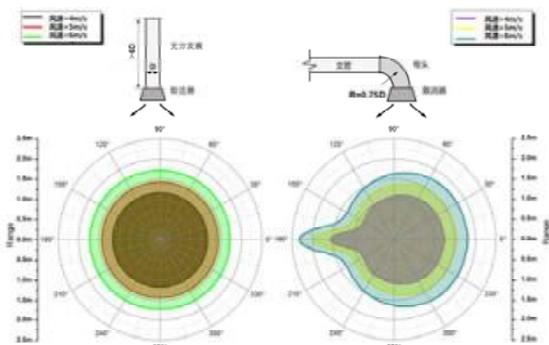


图5 风速对流型的影响

当送风风速为4m/s,充分发展条件下,分别模拟

散流器规格150、200、250、300下的出风流型,得到流型均为圆形。因此,充分发展条件下改变散流器规格,仅影响散流器的扩散宽度,不影响流型。而在相邻条件的影响下,圆形散流器前端直接连接曲率半径 $R=0.75D$ 的弯头,分别模拟散流器规格150、200、250、300下散流器出风流型,得到流型均为非圆形,向来流方向凸起,但流型相同。因此,验证了相邻条件影响下改变散流器规格,仅影响散流器的扩散宽度不影响流型,如图6。

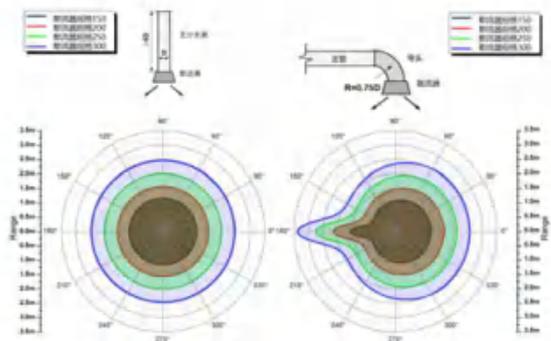


图6 散流器规格对流型的影响

在实际的工程中,散流器的主要通过弯头及连接管与风管进行连接,为此,我们通过对弯头的不同曲率半径(R)及连接管的长度(L)进行研究。通过模拟发现,在同一风速及连接管长度下,流型与弯头的曲率半径相关。随着曲率半径的增大,流型逐渐接近圆形,逐渐接近充分发展时送风范围,如图7。

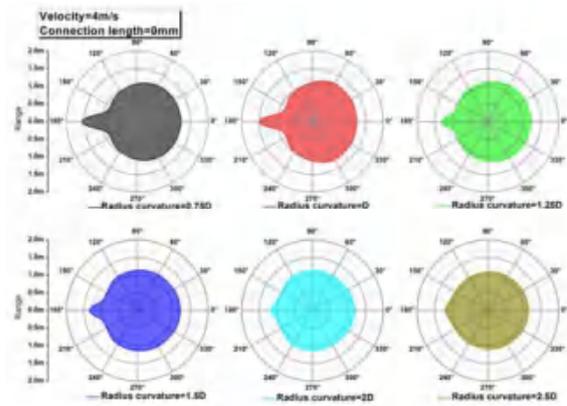


图7 不同曲率半径(R)弯头的影响

通过对连接管长度的研究发现,同一风速及曲率半径下,流型与连接管的连接长度有关。连接管长度越小,流型的偏差越明显,送风范围偏差较大。当连接管长度大于500mm后,流型基本接近圆形,送风范围与充分发展条件下的送风范围偏差不明显,如图

8.

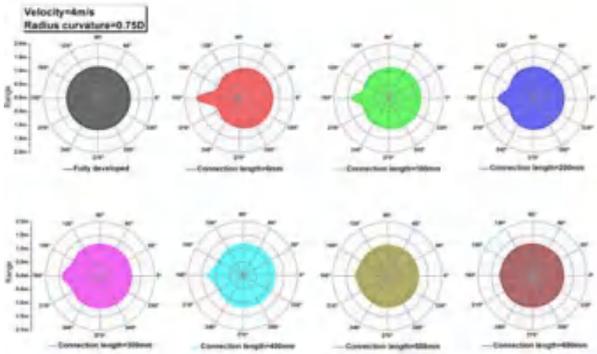


图8 不同连接管长度(L)的影响

3.2 圆形散流器相对偏差

送风射流的特性包括流型包络面、射程、扩散宽度等。在圆形散流器的送风射流特性下,工程上主要考虑射程的影响,同时圆形散流器的流型为圆形,即扩散宽度是射程的两倍。射程是指当送风最大中心速度降到 0.5m/s 时,该位置与送风口中心的水平距离。前文所述,影响流型的因素为弯头的曲率半径及连接管的长度,为表示出相邻条件存在时的散流器送风射程与充分发展条件下送风射程差异程度,引入相对偏差作为对比评价指标。相对偏差(σ)即为实际情况下射程与充分发展情况下平均射程之差,再与充分发展平均射程之比,公式如下:

$$\sigma = \frac{A' - \bar{A}}{\bar{A}} \times 100\% \quad (1)$$

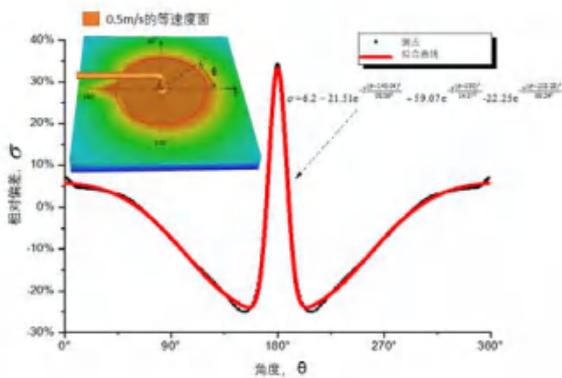


图9 相对偏差值曲线拟合

为方便计算出任意角度的实际射程与充分发展理想情况下射程的相对偏差,对角度与相对偏差值进行公式拟合,进而寻找相似的规律。以散流器规格 150mm,送风速度为 4m/s,弯头曲率半径 $R=0.75D$,连接长度 $L=0\text{mm}$ 为例,使用 Origin 软件对角度与相对偏差值进行公式拟合,如图 9 所示。拟合曲线的决

定系数 $R^2=0.998$,说明具有较好的拟合优度,曲线公式如下:

$$\sigma = 6.20 - 21.51e^{-\frac{2(\theta-141.72)^2}{98.09^2}} + 59.07e^{-\frac{2(\theta-180)^2}{14.97^2}} - 21.51e^{-\frac{2(\theta-218.28)^2}{98.09^2}} \quad (2)$$

针对以上结论,对其他散流器规格、曲率半径的弯头及连接长度的角度与相对偏差关系进行曲线拟合,发现拟合曲线依旧为非线性的高斯函数,并且由三个高斯函数叠加而成。即在不同曲率半径与连接长度下,均满足非线性的高斯函数公式如下:

$$\sigma = \sigma_0 + A_1e^{-\frac{2(\theta-\theta_1)^2}{W_1^2}} + A_2e^{-\frac{2(\theta-\theta_2)^2}{W_2^2}} + A_3e^{-\frac{2(\theta-\theta_3)^2}{W_3^2}} \quad (3)$$

其中, σ 为相对偏差, σ_0 、 A_1 、 A_2 、 A_3 、 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 W_1 、 W_2 、 W_3 为系数, θ 为角度。

3.3 全压损失及送风靶向值

散流器阻力过大,将会影响室内的气流组织,增加能源的消耗。而现有的手册中,未考虑散流器与弯头、风管等相邻条件影响,使用的阻力值为充分发展情况下的数值,在实际工程中,不可能达到无相邻条件的影响,会对设计中的水力平衡计算造成误差。

通过对比不同工况下的全压损失以后发现,随着曲率半径的增长及连接长度的增大,全压损失逐渐降低,逐渐达到充分发展情况下阻力值。在较小的曲率半径及连接长度下,阻力增加能达到充分发展情况阻力值的 29.8%,即在实际工程的水力计算值会偏小,导致送风送不到的情况发生。而随着曲率半径及连接长度逐步增加,全压损失减小至接近充分发展情况下阻力值。由此可见,合理使用弯头及连接长度有利于避免散流器阻力增加巨大的情况发生。

为将不同连接弯头的曲率半径(R)和不同支管连接长度(L),两种不同相邻条件的送风情况离散程度进行横向比较,便于后期综合给出合适的散流器连接方式,采用送风靶向值作为评价指标。送风靶向值即各条件下不同点射程与充分发展情况的射程离差平方的算术平均数的平方根^[14],计算公式如下:

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (4)$$

其中, δ 为送风靶向值, x_i 为该点对应的射程, \bar{x} 为充分发展条件下该点的射程, N 为所有取点数。

送风靶向值随曲率半径的增加逐渐减小,即随着曲率半径的增加,送风射程逐渐接近充分发展射程,离散程度逐渐减小,如图 10 所示。在不同的风速及连接长度下,曲率半径大于 1.75D,送风靶向值小于

0.07, 此时具有较小的离散程度, 相邻条件的影响较小。随着连接长度的增加, 送风靶向值逐渐减小, 在不同的风速及曲率半径下, 连接长度大于 400mm, 送风靶向值小于 0.07, 即此时具有较小的离散程度, 送风射程接近充分发展射程, 相邻条件的影响较小。

3.4 圆形散流器推荐连接方式

在实际工程中, 为减小相邻条件对圆形散流器的送风特性及阻力特性影响, 避免导致室内气流组织的紊乱, 及送风口阻力过大现象的产生, 综合以上相对偏差、全压损失、送风靶向值三个评价指标, 给出圆形散流器合适的连接方式推荐表, 如表 1 所示。推荐的标准为: 圆形散流器流型接近于圆形; 送风靶向值在 0.07 以内; 送风口阻力接近充分发展情况下阻力, 压力增大不超过 5%。

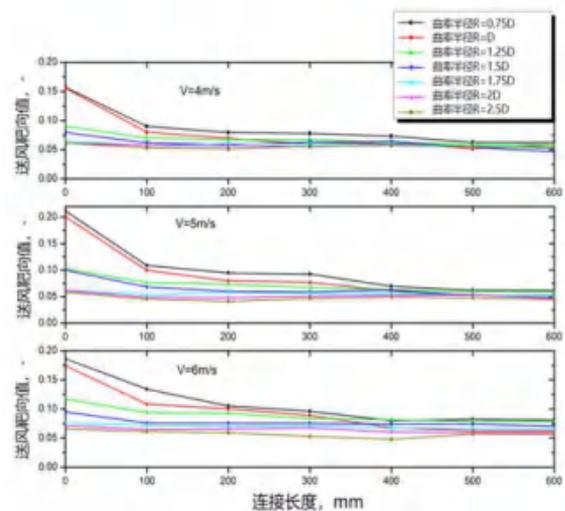


图 10 送风靶向值对比图

表 1 推荐的连接方式一览表

R \ L	0 mm	100mm	200mm	300mm	400mm	500mm	600mm
0.75D	-	-	-	-	-	-	√
D	-	-	-	-	-	√	√
1.25D	-	-	-	-	√	√	√
1.5D	-	-	√	√	√	√	√
1.75D	-	-	√	√	√	√	√
2D	-	√	√	√	√	√	√
2.5D	-	√	√	√	√	√	√

注: -代表不推荐, √代表推荐, 送风速度范围为 4-6m/s。

4 结论

本文通过数值模拟与全尺寸实验的方法, 研究了相邻条件对圆形散流器的送风影响, 获得的结论如下: 在相邻条件的影响下, 圆形散流器送风的流型不再为圆形, 送风存在较大的不均匀性。弯头的曲率半径与连接管的连接长度是主要影响因素, 而风速及散流器规格对散流器送风流型无影响。在实际工程中按理想情况设计的送风口比非充分发展状态下的送风口阻力值偏小, 得到的水力计算值偏小, 会导致空调通风系统送风送不到的情况发生。弯头曲率半径较小的情况下, 圆形散流器阻力值增加能达到充分发展情况阻力值的 29.8%, 随着弯头曲率半径的增大, 全压损失逐渐降低, 逐渐达到充分发展情况下全压损失; 连接管长度较小的情况下, 圆形散流器的全压差较大, 随着连接管长度的增大, 全压差逐渐减小, 逐渐接近充分发展条件下的全压差。通过送风靶向值的概念评价送风口的送风效果, 在不同的风速及连接长度下, 曲率半径大于 1.75D 或连接长度大于 400mm, 送风靶向值小于 0.07, 表明此时具有较小的离散程度, 相邻条件产生影响的较小。结合相对偏差、全压损失、送风靶向值三个评价指标, 给出圆形散流器合

适连接方式的推荐表格。

参考文献

- [1] 全国民用建筑工程设计技术措施: 暖通空调·动力 [M]. 中国计划出版社, 2009.
- [2] Hongze Ren, Bin Zhao, Xianting Li, Hongming Fan, Xudong Yang. Influence of Diffuser Jet Characteristics on Indoor Air Distribution under Actual Connecting Conditions[J]. Journal of Architectural Engineering, 2003, 9:4(141).
- [3] Mohammed A. Aziz, Ibrahim A.M. Gad, El Shat F.A. Mohammed, Ramy H. Mohammed, Experimental and numerical study of influence of air ceiling diffusers on room air flow characteristics[J]. Energy & Buildings, 2012, 55(10):738-746.
- [4] Mohammed R H. A simplified method for modeling of round and square ceiling diffusers[J]. Energy and Buildings, 2013, 64(64):473-482.
- [5] 孟蕾. 浅析常见送、回风口的型式对气流组织影响[J]. 城市建设理论研究(电子版), 2013, 000(008):1-6.
- [6] Ting Yao, Zhang Lin, An investigation into the p

- erformance of fabric diffusers used in stratum ventilation[J].*Building and Environment*,2014, 81:103-111.
- [7] Villafruela José Manuel, Sierra-Pallares José B, Francisco C ,et al.Experimental and numerical study of the influence of the plenum box on the airflow pattern generated by a swirl air diffuser[J].*Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, 99:547-557.
- [8] 王勇, 苏凯, 戴希磊, et al.方形散流器喉部对送风气流均匀性的影响分析[J].*湖南大学学报(自然科学版)*, 2015(5).
- [9] 邹志军, 黄晨, 吴虎彪. 方形吸顶散流器阻力特性实验研究[J]. *暖通空调*, 049(001):122-125.
- [10] 10K121-风口选用与安装.国家建筑标准设计图集[S].中国计划出版社, 2011.
- [11] M.A. Aziz, A.M. Gad Ibrahim, F.A. Mohammed El Shahat, et al. Experimental and numerical study of influence of air ceiling diffusers on room air flow characteristics,[J]. *Energy Build.* 55 (2012) 738-746.
- [12] Sajadi B , Saidi M H , Mohebbian A . Numerical investigation of the swirling air diffuser: Parametric study and optimization[J]. *Energy & Buildings*, 2011, 43(6):p.1329-1333.
- [13] Hu S C.Airflow characteristics in the outlet region of a vortex room air diffuser[J]. 2003, 38(4):553-561.
- [14] Ran Gao, Chengzhe Wang, Angui Li, Shengrui Yu, Baoshun Deng. A novel targeted personalized ventilation system based on the shooting concept[J]. *Building and Environment*.2018,135: 269-279.

西安市某住宅建筑冬季不同通风方式下 室内空气品质实测研究

隋学敏, 刘会涛, 田中杰, 陈浩, 王东

(长安大学建工学院, 西安 710061)

[摘要] 对西安市某新建住宅冬季室内各种污染物进行连续监测, 测试了门窗关闭自然渗透、开窗通风及机械通风三种通风方式下的通风量, 并对不同通风方式下的室内空气品质进行了评价与对比分析。研究结果表明门窗关闭工况室内 CO_2 浓度严重超标, 居民习惯开窗通风工况仅能短时间降低室内 CO_2 浓度, 雾霾天气下还使得室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度进一步升高, 室内空气品质恶化。两种自然通风工况的室内空气品质均较差。带有过滤器的机械通风系统可有效避免雾霾天气采用自然通风对室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的影响, 且也能有效控制室内 CO_2 浓度。住宅机械通风气流组织的设计至关重要, 应提高其重视度。

[关键词] 住宅建筑、自然通风、新风系统、空气品质

1 引言

近年来, 随着建筑密闭性的提高, 室内新风量严重不足, 再加上近年来大量的建材、装修装饰和家具快速进入室内环境, 使得住宅建筑室内环境中污染物的浓度和种类大幅度增加, 加剧了室内空气污染, 导致人类患上各种“病态建筑综合症”^[1]。最新统计数据表明全球大气污染造成的死亡人数估计为 880 万, 而不是先前估计的 450 万^[2]。舒适、健康的室内环境是目前人们极其需要且必须要高度重视的问题。

通风换气是降低室内污染物浓度的有效方式。住宅建筑中常用的通风方式包括自然通风和机械通风。我国住宅建筑目前大多采用自然通风。自然通风具有显著的节能优势^[3], 但是某些雾霾污染严重的地区, 简单的开窗自然通风, 不但不能有效的稀释室内的污染物, 还会引入大量的雾霾, 使得室内环境污染程度更加严重。因此, 近年来带有过滤器的机械通风系统成为一种热门的选择, 通过过滤器过滤掉新风中的雾霾, 再通过机械通风系统把新风送入室内, 可以在不增加新的污染源的情况下, 有效的降低室内污染物浓度。

采用机械通风, 关键点之一是设计新风量需满足要求。国内外住宅建筑设计新风量标准并不统一, 比利时住宅换气次数推荐为 1.3 h^{-1} , 荷兰为 1.2 h^{-1} , 日本推荐值为 1.1 h^{-1} , 美国为 0.5 h^{-1} ^[4]。英国大部分住宅最小通风量定为 0.5 h^{-1} , 并建议英国独立式住宅的最佳年平均换气量为 0.4 h^{-1} , 公寓为 0.7 h^{-1} ^[5]。我国规范《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》

(GB50736—2012) 中根据人均居住面积大小划分不同等级的住宅最小设计新风量标准, 其中最大换气次数为 0.7 h^{-1} 。但是随着室内和室外环境的进一步恶化, 机械通风系统新风量按我国现行标准设计的住宅建筑的室内空气品质是否保持良好, 系统应用效果如何, 有待进一步的研究。我国各地区室外污染状况差异较大, 需展开针对性的研究。本研究通过实测方法, 对不同通风方式下西安市住宅建筑冬季室内空气品质进行研究, 对比分析了不同通风方式下的通风量大小, 并对不同通风方式下的室内空气品质进行了评价对比, 分析不同通风方式下室内空气品质是否满足要求, 对西安市住宅建筑冬季适宜的通风方式提出建议。

2 测试对象及测试方法

2.1 测试对象

本次测试对象为西安某新建住宅, 该住宅位于第 23 层, 室内建筑面积为 108.8 m^2 , 装修年限为 8 个月。测试地点位于其主卧, 其建筑面积为 16.8 m^2 , 层高为 2.7m。主卧南墙上有一扇 3 m^2 的飘窗, 窗户上有一扇 0.84 m^2 的拉窗; 其余为封闭式玻璃。测试建筑设有户式新风系统, 新风系统配置过滤器及全热交换器。新风系统原理图如图 2 所示。每个房间中仅设有一个新风送风口, 排风则通过门下面的门缝进行排风。排风口仅布置在客厅, 所有房间的排风经门缝流入客厅, 然后从客厅中的排风口流出建筑。新风系统设有两档风量调节。测试房顶北墙上部设有一直径为 10cm 的圆形新风送风口。测试房间中门、窗、送风口及测点

位置如图 1 所示。

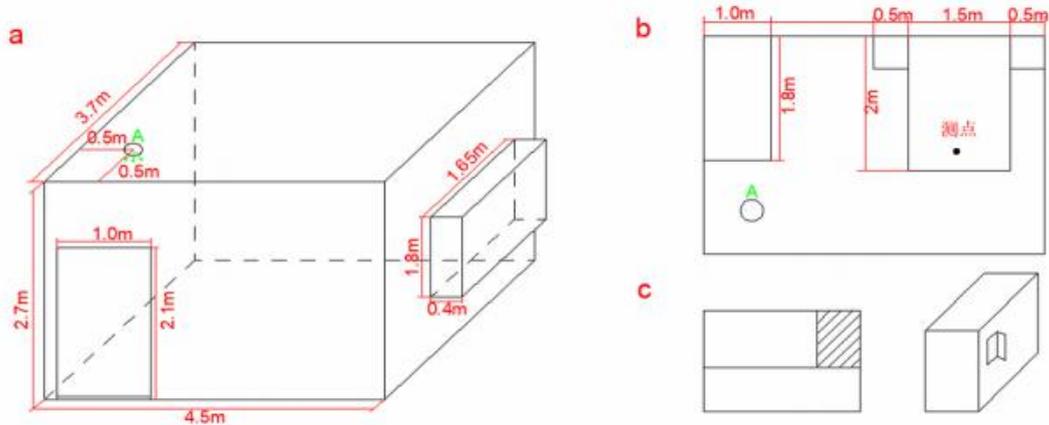


图 1 测试房间几何布局 (a、房间立体图, A 点为新风送风口; b、房间俯视图; c、窗户视图)

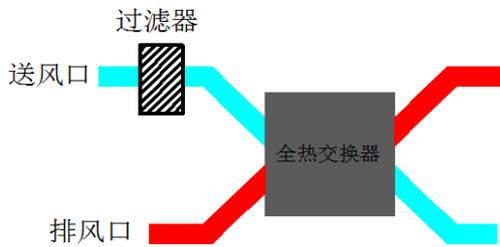


图 2 新风系统原理图

2.2 测量仪器及仪器的布置

本次测试的主要污染物有 CO₂、PM_{2.5}、甲醛、VOC_s、CO、O₃。测试仪器采用 LSI 室内空气品质测试系统、TSI 粉尘仪及 PPM 甲醛测试仪。据《GB50325-2010 民用建筑工程室内环境污染控制规范》可知房间使用面积小于 50m² 时,检测点数为 1,且检测点应距内墙面不小于 0.5m,距地面高度 0.8-1.5m。因此本实验取一个检测点,位于主卧的几

何中心,距地面高度为 1m,测点布置图如图 1 所示。
2.3 测试工况

本次测试从 2020 年 1 月 14 号开始,1 月 18 号结束,测量时间从每天上午 9:00 到 18:00,测试过程中保持室内人数为 2 人。测试分为四个工况,如表 1 所示,包括门窗关闭自然渗透工况、开窗自然通风工况、机械通风低风量工况、机械通风高风量工况。工况一测量过程中机械通风系统关闭,且房门和窗户一直关闭。工况二测量过程中机械通风系统关闭,房门保持关闭,有开窗行为。根据西安市住宅居民冬季开窗习惯,每天开两次窗,开窗尺度中等,开窗时间如表 1 所示。工况三和工况四为机械通风模式,期间房门和窗户保持关闭。其中工况三为新风系统低风量运行模式,工况四为新风系统高风量运行模式。

表 1 测试工况介绍

工况	通风模式	工况介绍	测试时间
工况一	自然渗透工况	机械通风系统关闭、房门和窗户一直关闭。	9:00-18:00
工况二	自然通风工况	机械通风系统关闭、房门一直关闭,有开窗行为。	9:00-18:00; 两次开窗时间: 10:00-10:30、15:00-15:30
工况三	机械通风低风量工况	机械通风系统开启、房门和窗户一直关闭。	9:00-18:00
工况四	机械通风高风量工况	机械通风系统开启、房门和窗户一直关闭。	9:00-18:00

3 测试结果分析

3.1 不同通风工下的通风量

本研究采用示踪气体法测试自然通风工况室内新风量,以 CO₂ 作为示踪气体。目前基于示踪气体法测试新风量常用的计算方法有非线性回归法、差分法、国标法和稳态算法。采用不同计算方法得到的

结果差别较大。非线性回归法考虑了人体释放 CO₂ 的影响,而且对 CO₂ 浓度数据采用最小二乘法进行非线性拟合,计算的新风量最接近真实值^[6]。因此本文采用非线性回归法计算自然通风工况室内新风量。机械通风工况室内新风量通过风量罩(TSI5725)直接测量。不同通风工况室内换气次数如表 2 所示。测得

机械通风工况下卧室与室外及卧室与客厅的压差均为 10Pa。

表 2 不同通风工况下的换气次数

通风方式	工况一	工况二		工况三	工况四
		不开窗	开窗		
换气次数/h-1	0.2±0.05	0.2±0.05	1.2±0.4	2.15	2.84

该房间人均居住面积为 8.4 m²，根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736—2012)规定，人均居住面积小于 10 m²时，换气次数不应小

于 0.7 h⁻¹。对比表 2 数据与规范限值，密闭工况室内新风明显不能满足人员新风需求。开窗自然通风工况中开窗时段换气次数最大能够达到 1.6 h⁻¹，大约为规范值的两倍，而不开窗时换气次数仅为 0.2 h⁻¹左右，明显低于最小新风量设计要求。工况三与工况四机械通风工况通风量远远超过最小新风量设计要求。

3.2 不同通风方式下的室内空气品质分析

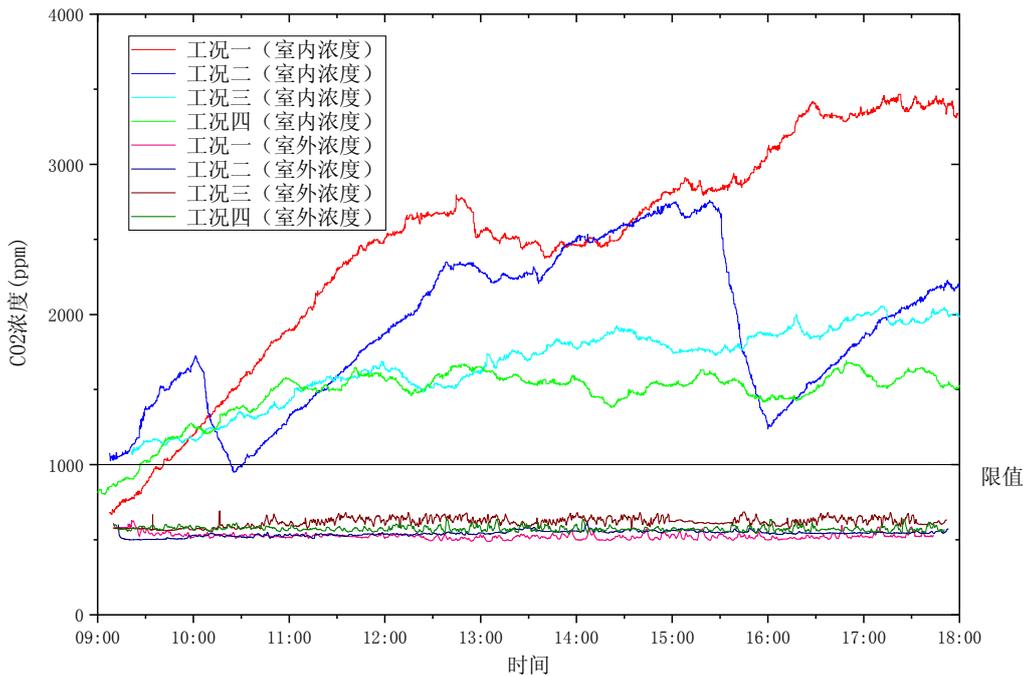


图 3 不同通风方式工况室内外 CO₂ 浓度变化规律

图 3 给出了不同通风方工况室内外 CO₂ 浓度变化规律。由图 3 可见，测试过程中，不同工况室外 CO₂ 浓度基本稳定在 550±50ppm。而不同工况室内 CO₂ 浓度量值及变化规律均差异较大。工况一 CO₂ 初始浓度为 680ppm，仅 40 分钟该工况 CO₂ 浓度达到了限值，3h 后 CO₂ 浓度上升到 2600ppm，之后 CO₂ 浓度稳定在 2500-2700ppm 之间，从 14:30 开始又出现上升的趋势，直到 16:30 之后浓度稳定在 3300ppm 左右。工况二在 10:00 时 CO₂ 浓度达到 1600ppm，10:00-10:30 开窗期间浓度逐渐降低，30 分钟后降低到 900ppm，在限值范围以内。而关窗后 CO₂ 浓度又持续升高，2.5h 后稳定在 2350-2500ppm 之间，在 15:30 第二次开窗时达到 2750ppm，15:30-16:00 开窗期间 CO₂ 浓度下降到 1250ppm，关窗后 CO₂ 浓度又继续升高，测试结束时达到 2200ppm，可见两次开窗 CO₂ 浓度下降趋

势大致相同，但第二次浓度基数大，下降程度更大，但 30 分钟的开窗时间依然没有将 CO₂ 浓度降低到限值以内。可见，按照目前居民的冬季开窗习惯，难以维持室内良好的空气平直。工况三室内 CO₂ 浓度明显低于工况一和工况二，CO₂ 浓度上升趋势较为缓慢，大约在机械新风系统运行 4h 后，室内 CO₂ 浓度保持稳定在 1800-2000ppm。工况四又优于工况三，仅 2h 后，室内 CO₂ 浓度稳定在 1400-1600ppm。

综上所述，可见密闭工况室内 CO₂ 浓度严重超标，最高到达 3400ppm。工况二中不开窗的时间段室内 CO₂ 浓度依然很高，但是开窗期可以有效的降低室内 CO₂ 浓度，因为开窗时换气次数较大。与工况一和工况二相比，工况三和工况四的室内 CO₂ 浓度得到了有效的降低。从图 3 中可以看出这两种工况前期室内 CO₂ 浓度变化趋势相似，不过两种工况室内 CO₂ 浓度

达到稳定时,工况四浓度值明显低于工况三。但测试结果显示,即使是换气次数高达 $2.84h^{-1}$ 的工况四,

也不能将室内 CO_2 浓度控制在限值以内。

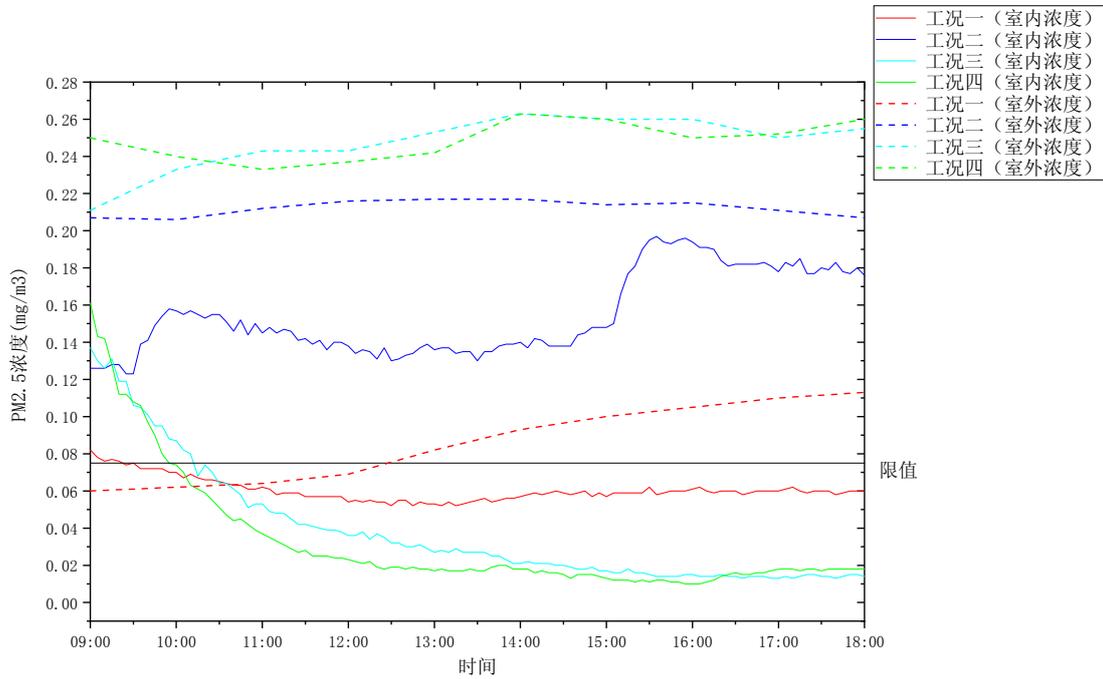


图4 不同通风方式工况室内外 $PM_{2.5}$ 浓度变化规律

图4给出了不同通风工况室内外 $PM_{2.5}$ 浓度变化规律。工况一测试期间室外空气品质相对良好,上午室外 $PM_{2.5}$ 浓度在 $0.062mg/m^3$ 左右,低于限值,下午室外 $PM_{2.5}$ 浓度逐渐升高,下午 13:00 之后室外 $PM_{2.5}$ 轻度超标,17:00 达到峰值 $0.11mg/m^3$ 。工况二、工况三、工况四测试期间室外 $PM_{2.5}$ 浓度均高于 $0.2mg/m^3$,属于严重超标。

工况一室内 $PM_{2.5}$ 的初始浓度为 $0.082mg/m^3$,测试开始后室内 $PM_{2.5}$ 浓度缓缓下降,30min 后开始低于标准限值,3.5h 后稳定在 $0.050-0.060mg/m^3$ 。对比室内外 $PM_{2.5}$ 浓度变化,门窗关闭时,虽然室外 $PM_{2.5}$ 浓度有所上升,但是室内 $PM_{2.5}$ 浓度变化不明显。工况二两次开窗造成室内 $PM_{2.5}$ 浓度急剧上升,第一次开窗期间(10:00-10:30)室内 $PM_{2.5}$ 浓度由 $0.12mg/m^3$ 上升到 $0.16mg/m^3$,上升了 $0.04mg/m^3$,第二次开窗期间(15:30-16:00)室内 $PM_{2.5}$ 浓度从 $0.143mg/m^3$ 上升到 $0.200mg/m^3$,上升了 $0.057mg/m^3$ 。工况三和工况四室内 $PM_{2.5}$ 浓度低于工况一和工况二,工况四室内 $PM_{2.5}$ 浓度下降得更快,在机械通风系统开启 2.5h 后,下降趋势开始平缓,工况三在开启 4h 后,下降趋势开始平缓,两者最后都稳定在 $0.015mg/m^3$ 。

不同工况下室内 $PM_{2.5}$ 初始浓度均高于标准限值

($0.075mg/m^3$),这主要由于西安市冬季室外 $PM_{2.5}$ 浓度过高,造成室内 $PM_{2.5}$ 超标。测试过程中,工况三和工况四的室内 $PM_{2.5}$ 浓度可控制到远低于标准限值,因为过滤器过滤掉了新风中的 $PM_{2.5}$,所以工况三和工况四中室内 $PM_{2.5}$ 浓度较低。工况一和工况二室内 $PM_{2.5}$ 浓度受室外 $PM_{2.5}$ 浓度影响较大,相较于工况二,工况一中不开窗可以有效减少室内 $PM_{2.5}$ 污染。

图5-8分别给出了不同通风工况下的室内甲醛、VOCs、CO及 O_3 的变化规律。室内甲醛浓度值较小,均远低于限值,其中工况一和工况二维持在 $0.04ppm$ 左右,工况三和工况四维持在 $0.02ppm$ 左右。室内VOC浓度值不同工况同样都低于限值,工况一维持在 $0.06ppm$ 左右;工况二中开窗期间VOC浓度有所下降;工况三和工况四中机械通风系统运行后,VOC浓度有所下降,最后稳定在 $0.01ppm$ 。不同工况的CO浓度均低于浓度限值,不同工况下CO浓度基本稳定,但密闭工况比自然通风和机械通风下的室内CO浓度要低,推测是由于室外大气受交通尾气排放影响,新风中CO浓度高于室内引起的。测试期间不同工况室内 O_3 浓度均低于限值,各工况室内 O_3 浓度维持在 $0.02-0.03ppm$ 之间。

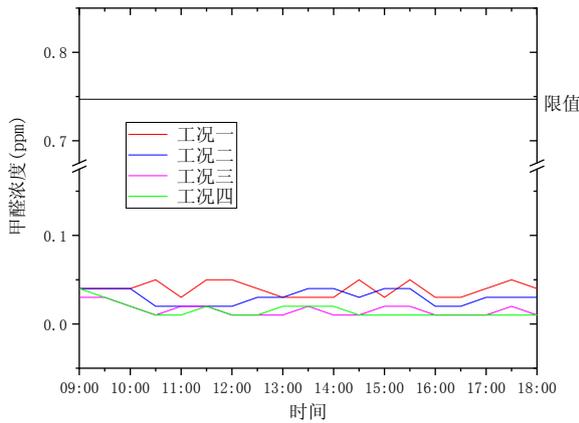


图5 不同通风工况室内甲醛浓度变化规律

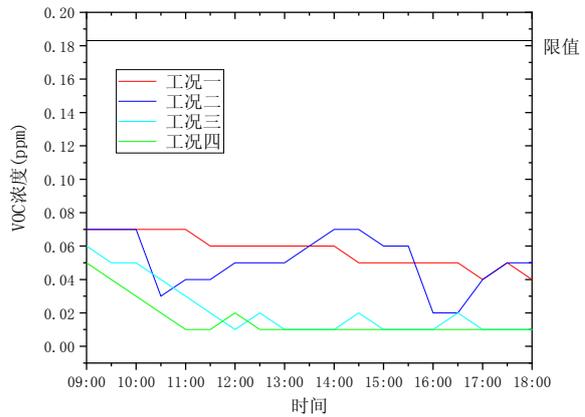


图6 不同通风工况室内 VOCs 浓度变化规律

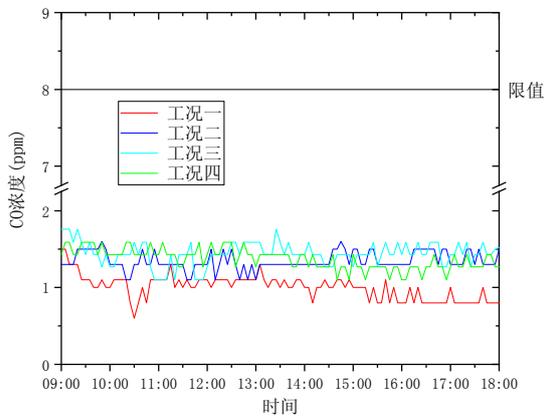


图7 不同通风工况室内 CO 浓度变化规律

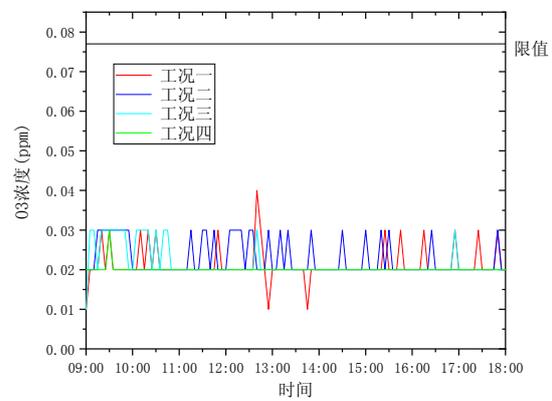


图8 不同通风工况室内 O₃ 浓度变化规律

4 室内气流组织模拟结果与分析

第3节测试结果表明机械通风模式时,尽管高风量工况换气次数已达到 2.84h⁻¹,但是室内 CO₂ 浓度仍然超标。而工况二开窗期间换气次数为 1.6 h⁻¹时,即可有效降低室内 CO₂ 浓度。采用通风控制室内空气品质其效果除与通风量有关外,还受室内气流组织影响。为分析原因,采用 Airpak 3.0 软件对测试房间机械通风模式下气流组织模拟,分析房间内新风流动轨迹,以空气龄作为评价指标对室内空气品质进行相关分析。

由图9的新风流动迹线图和图10的速度矢量图(Z=1.1m)可以看出,新风系统运行时卧室的室内空气流动情况。图9为新鲜空气经新风送风口送入室内的流动轨迹,可见一部分新风直接经门缝流出到室外,并没有与室内空气充分混合。图10显示室内人员所在的平面(Z=1.1m)风速大约为0.2m/s,且存在多处旋涡,不仅存在于人的附近,房间角落也有多处旋涡。图11和图12的室内空气龄分布表明同一高度空气龄水平分布差异较大,z=0m和z=1.1m平面均为

靠近门口处的空气龄最小,只有688s,即11.5min;床和人员所在处的空气龄最大,为921s,即15.4min;且从两张图对比发现,贴近地面处(Z=0m)与人员所在平面(Z=1.1m)相比,门口处空气龄值小的区域更大,而在平面(Z=1.1m)上房间内部人员活动处存在大面积空气龄值较大的区域,可见人员活动处空气并不清新,且室内新鲜空气流失严重。

总结来看,该房间空气龄整体偏大,且分布极其不均匀,说明该房间空气品质较差。该房间存在明显的气流短路现象,一部分新风直接流出房间,未起到稀释室内污染物的作用,不利于改善室内空气品质。

5 结论

(1) 基于对一新建典型住宅现场实测发现,不同通风方式下室内新风量差异很大,自然渗透工况下的换气次数为0.2h⁻¹左右,按居民冬季开窗习惯自然通风工况下的换气次数为1.2±0.4h⁻¹。测试住宅机械通风系统实际运行下低风量及高风量工况的换气次数分别为2.15h⁻¹、2.84h⁻¹。

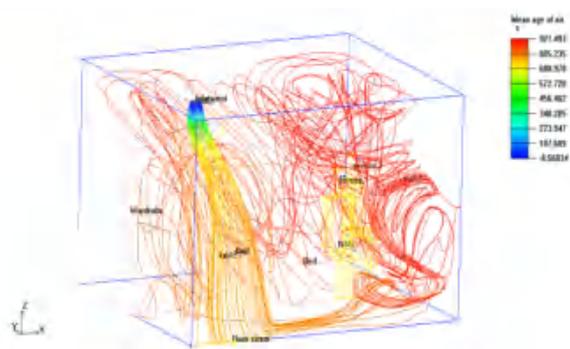


图9 新风流动迹线图

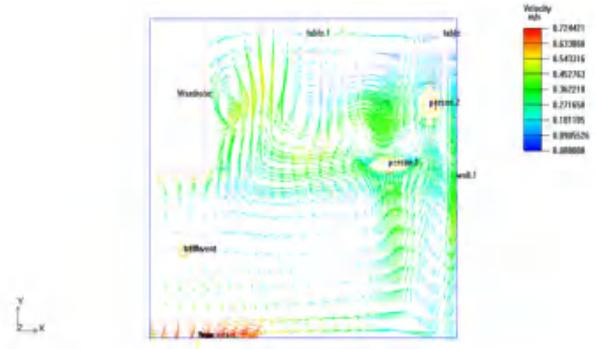


图10 速度矢量图(Z=1.1)

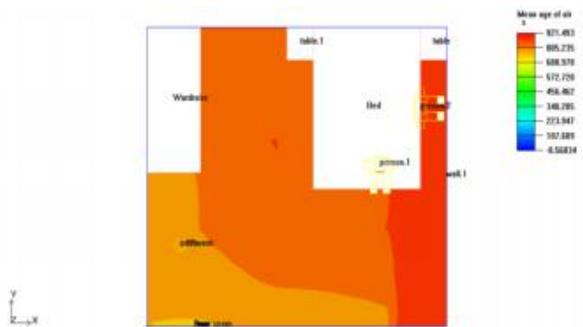


图11 空气龄分布图(Z=0m)

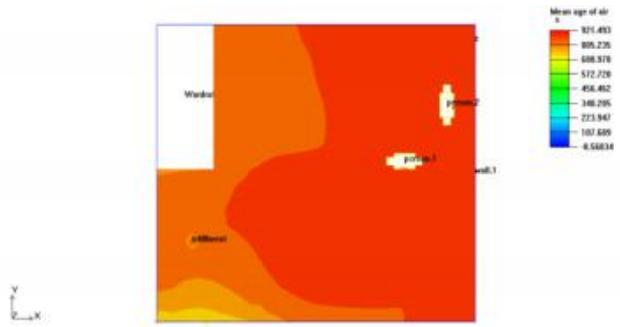


图12 空气龄分布图(Z=1.1m)

(2)测试住宅密闭工况室内CO₂浓度严重超标,按居民开窗习惯短时间开窗通风可在开窗时间有效降低室内CO₂浓度,但非开窗时间室内CO₂浓度依然超标严重,且雾霾天气开窗通风使得室内PM_{2.5}浓度进一步升高,室内空气品质进一步恶化。采用带过滤装置的机械通风系统在雾霾天气可将室内PM_{2.5}浓度控制到远低于限制范围内,效果良好,且相对于密闭工况和短时间开窗通风工况也能显著降低室内CO₂浓度。

(3)测试住宅机械通风系统在通风量高达最小新风量的4倍时,依然不能将CO₂浓度控制到限值以内。数值模拟发现室内气流组织存在明显短路现象,新风没有得到有效利用。

(4)测试住宅装修年限8个月,测试发现室内甲醛、VOCs浓度均远低于限值,不同通风方式的影响不大。对于有一定装修年限的建筑,可主要考虑控制室内CO₂浓度及PM_{2.5}浓度。

(5)在非雾霾天气,可通过开窗改善室内空气质量,但从实测结果显示,一天开两次窗,室内CO₂浓度仍然稍高,建议一天内至少开窗3次,每次开窗时长不低于30分钟;雾霾天气要减少开窗次数和开窗时长,设有机械新风系统的住宅建筑应尽量采用新风系统,避免开窗。住宅建筑机械通风系统的设计应

提高气流组织设计的重视度,以充分发挥机械通风的功能性,提高系统运行效率。

参考文献

[1] Wei X, Li N, Zhou H, et al. Investigation and analysis on indoor air quality of large commercial office building in summer[J]. Journal of Southeast University, 2010, 26(02): 243-245.

[2] Lelieveld J, Klingmüller K, Pozzer A. 欧洲心脏杂志研究称:空气污染导致每年全球880万人死亡,因心脏病死亡是呼吸疾病的两倍[J]. 疾病监测, 2019, 34(03): 220.

[3] 古虹. 自然通风在住宅建筑设计中的应用分析[J]. 建筑技术开发, 2019, 46(10): 22-23.

[4] Laverge J, Pattyn X, Janssens A. Performance assessment of residential mechanical exhaust ventilation systems dimensioned in accordance with Belgian, British, Dutch, French and ASHRAE standards[J]. Building and Environment, 2013, 59: 177-186.

[5] Das P, Chalabi Z, Jones B. Multi-objective methods for determining optimal ventilation rates in dwellings[J]. Building and Environment, 2013, 66: 72-81.

[6] 王立鑫, 白郁华, 刘兆荣, 李金龙. CO₂示踪气体法测定室内新风计算方法研究[J]. 建筑科学, 2007, 23(8): 36-40+82.

小微空间贴附通风模式气流组织特性研究

尹海国, 李艳艳, 张 达, 韩月坤, 李安桂

(西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院, 西安 710055)

[摘 要] 随着小微空间的不断发展, 其室内气流组织设计成为了不可忽视的问题。本文针对几何尺寸受限的小微空间, 提出了单侧竖壁贴附和组合式双贴附两种贴附式送风模式, 采用 CFD 数值模拟的方法对“睡眠类”和“岗亭类”小微空间在两种送风模式下的室内气流分布做了模拟研究, 通过实验验证了模拟结果的准确性。从不同类型小微空间各自的通风环境需求角度出发, 采用不同评价指标对两种贴附送风模式的性能进行评价, 结果表明两种模式都能在“睡眠类”小微空间内营造舒适的睡眠环境, 导流板改进的组合式双贴附送风模式更有利于在“岗亭类”空间工作窗孔处形成良好的覆盖气幕, 最优的导流板设置角度为 60° 。

[关键词] 通风; 小微空间; 贴附送风; 气流组织; 热舒适; 气流外泄率

0 引言

随着城市化进程的不断推进, 衍生出了一种新的建筑形式——小微空间, 例如胶囊旅馆、睡眠盒子, 或收费亭、门卫室、报刊亭等。根据具体的用途可将其分为两大类: 以胶囊旅馆为代表的“睡眠类”小微空间和以城市岗亭为代表的“岗亭类”作业型小微空间。相比于尺寸为 $4\text{m} \times 3\text{m} \times 2.6\text{m}$ 的典型卧室^[1]和尺寸为 $3.9\text{m} \times 2.9\text{m} \times 2.6\text{m}$ 的典型办公室^[2], 小微空间 ($2\text{m} \times 1.4\text{m} \times 2.4\text{m}$) 存在几何空间受限的特征, 在这样的受限空间内营造一个舒适健康的内环境是比较困难的, 原因有以下三点: 第一、弱围护结构特性使得室内环境受室外冷热流的影响严重, 用来消除室内热湿负荷和排除污染空气的送风量需求是较大的, 但是空间尺寸狭小, 造成送风射流不能充分发展; 第二、送风口的位置受到限制, 人员和送风口的距离较近, 容易产生吹风感; 第三、室外污染空气易通过非常闭工作孔口侵入室内。

“睡眠类”小微空间以“胶囊旅馆”为代表, 起源于日本^[3], 2011 年中国第一家胶囊酒店现身于上海火车站, 之后在北京、西安等多个城市相继引入。这类空间中室内风环境存在的问题也逐步突显, 自然通风情况下传统式和蜂窝式胶囊旅馆全年分别仅有 19.6% 和 20.8% 的时间能够满足人员的舒适性要求^[4], 机械通风所采用的排气扇抽风和分体式空调送风^[5]则存在送风动量不能及时耗散、气流直吹人体, 人员吹风感严重的问题, 很难保证内部睡眠人员的热舒适。李安桂等人提出了适用于胶囊旅馆的

顶部水平贴附式通风方法^[6], 并采用数值模拟技术对其可行性进行了研究, 初步证明了贴附式通风模式在提升睡眠小微空间内人员舒适度和空气新鲜度方面的有效性。

“岗亭类”小微空间多处于周期性变化的室外环境中, 易受太阳辐射、室外温度、空气污染物等外扰的影响, 目前国内外岗亭多采用开窗等自然通风方式^[7], 室外空气中的一氧化碳 CO、挥发性有机物 VOCs、氮氧化物 NO_x 以及颗粒污染物 PM 等易通过岗亭的非常闭工作孔口侵入室内, 造成室内人员的尘肺病、热射病等病态建筑综合征^[8,9]。基于该问题, Rossano 等人提出了面部通风罩和均匀流通风方式^[10], 但前者容易对人员产生局部吹风感, 后者则会造成巨大的能源消耗; 国内学者也相继提出了“新风+空调器”的双系统个性化通风方式^[11]和增加了工作窗口的风幕保护系统的多系统个性化环境控制方法^[12], 研究表明工作窗风幕可以有效的阻隔室外污染空气的侵入, 但是双系统和多系统个性化通风方式的形式复杂、运行维护难度大。

综上所述, 小微空间中现有的通风方式并不能满足其目标环境营造的需求, 贴附通风模式能够拓展送风在建筑空间内的作用范围, 并有效减少直接送风对作用空间内人员带来的“吹风感”^[13]。同时贴附通风模式产生的气幕可以有效隔绝室外冷热流及污染物。小微空间中无障碍物遮挡的顶板、侧壁等平壁面恰巧为贴附通风的实现提供了建筑结构上的支持。本文基于小微空间内环境营造的需求特点, 提出了两类贴附通风模式, 并采用数值模拟的方式对其在营造两类小微空间内环境方面的性能进行研究分析。

基金项目: 陕西省教育厅专项科研项目 (17JK0450), 西安市科协青年人才托举计划项目。

1 两种贴附送风模式

基于“睡眠类”小微空间中送风动量不能及时耗散、送风口距离人员太近造成吹风感严重以及“岗亭类”小微空间需阻隔污染物通过工作窗侵入的问题，本文提出了单侧竖壁贴附和组合式双贴附两种不同的贴附通风模式，几何模型和气流示意如图1所示。

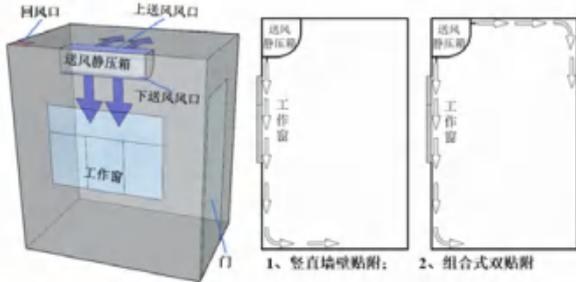
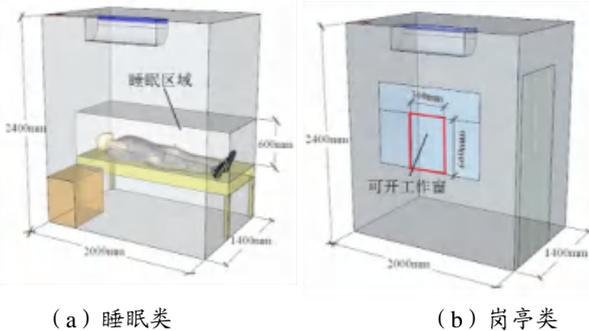


图1 小微空间贴附式送风模式模型及气流示意图

2 研究方法

为了验证上述送风模式的有效性，本文采用数值模拟的方式对两种送风模式下小微空间内的气流分布进行了研究，建立尺寸为2.0m×1.4m×2.4m的典型小微空间物理模型。图2(a)为“睡眠类”小微空间的几何模型，其内部设置有一张单人床(0.8m×2.0m×0.35m)和一个躺姿人员，为了分析人员周围的气流分布以及睡眠人员热舒适，本文定义以床面为底面高为0.6m的长方体为睡眠区域。图2(b)是“岗亭类”小微空间的几何模型，在侧墙上开设外窗，中间尺寸为0.6m×0.3m的区域设置为可开启工作窗。模型中的送风口为条缝型风口，尺寸皆为0.9m×0.05m，回风口设置在空间顶部的右上角处，尺寸为0.2m×0.2m。



(a) 睡眠类

(b) 岗亭类

图2 典型小微空间物理模型图

利用 FLUENT 19.0 模拟软件，计算不同类型的小微空间在两种送风模式下的室内气流分布，选用了k-ε 湍流模型，近壁面处用标准壁面函数处理，采用有限体积法对计算模型进行离散化，SIMPLE 算法用以求解离散方程，考虑壁面辐射的影响，辐射模型选

择 surface-to-surface (S2S)。采用 ANSYS ICEM 软件对模型进行网格划分，“睡眠类”空间采用混合网格，睡眠区域用非结构网格以提高网格质量，其他区域用结构化网格以降低网格数量；“岗亭类”小空间在本文的研究中暂未考虑室内障碍物，故采用结构化网格。

建立了与数值模拟尺寸和布局一致的验证实验模型，得到 Reliable k-epsilon 湍流模型下不同测点位置的温度和速度值最接近实验值，两者速度最大偏差为 0.062m/s，温度最大偏差为 0.214℃，且预测和测量的温度与速度都有相似的变化趋势，因此本文数值模拟研究最终选用 Reliable k-epsilon 湍流模型。

模拟使用的边界条件总结如表1所示。文献^[14,15]研究表明，睡眠环境内送风量为 50L/s-110L/s、送风温度为 20-24℃ 为可接受水平，本文在此基础上考虑到小微空间的弱围护结构特性，采用的送风量为 60L/s-120L/s。表2为本文设计的模拟工况表，共设有两组工况。

表1 模拟边界条件表2 工况汇总表

名称		类型		
送风口		速度入口；背景 CO ₂ 浓度为 400ppm；		
口部		质量入口，流量为 0.17l/min		
回风口		自由出流		
模拟人		定壁面温度为 34.5		
外墙与屋顶		定壁面温度为 28		
地面、桌面		绝热壁面		

组别	工况	送风温度 (℃)	送风量 (L/s)	
			竖壁贴附	双贴附
1	1.1	22	60	60
	1.2	22	90	90
	1.3	22	120	120
2	2.1	20	90	90
	2.2	22	90	90
	2.3	24	90	90

针对两类小微空间各自的需求特性采用了相应的指标进行评价分析。“睡眠类”采用舒适性指标—吹风感 (Draught rate , DR) 和面部速度舒适比 (Facial-area speed ratio , FSR) ;“岗亭类”采用贴附气幕的阻隔作用指标—工作孔口的风量外泄率 ϵ_0 , ϵ_0 越小则说明贴附效果越好，在孔口处形成的气幕越稳定，更有利于阻隔污染物。

3 结果与讨论

3.1 “睡眠类”小微空间

在睡眠区域内人体的敏感部位选择了 11 个典型点，具体分布见图3。

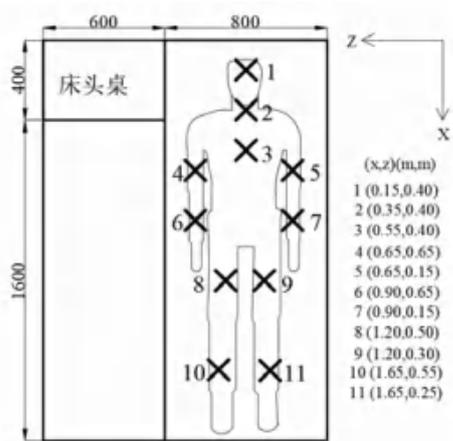


图3 人员区域典型点分布

(1) 温度与速度分布

图4是送风温度为22℃,两种贴附送风模式在不同送风量下人员区域的温度及速度分布图。由图4(a)~4(c)可知,单侧竖壁贴附送风模式下睡眠区域的平均温度维持在26.25±0.05℃内,基本不随送风量的增加而变化;双贴附送风模式下,随着送风量的增加,睡眠区域内的平均温度从26.35℃下降到了25.8℃,这是由于此种模式下一部分新鲜冷空气能直接送至

人体区域,其排热效率是更高的。单侧竖壁贴附送风模式下人员区域不同部位的温度分布很不均匀,在60L/s的低送风量下,人员两个臂膀处的温差达到了2.8℃,易让睡眠人员产生冷热不均的不舒适感,这种情况随着送风量的增大而有所改善。双贴附送风模式下人员区域从头部到脚部,温度呈现出一致上升趋势,符合人体头凉脚热的热舒适要求,而单侧竖壁贴附则恰恰相反。总的来说双贴附送风模式下人员区域的温度分布性能更好。

对于盖有被褥的睡眠状态的人员,文献[16]指出睡眠时的风速不应大于0.2m/s,由图4(d)~4(f)可知,单侧竖壁贴附三种工况下人员区域的平均风速均小于0.2m/s,睡眠区域各部位的风速分布也较为均匀,除了工况1.3下右臂处风速略大(0.26m/s)以外,其余情况下各点的风速都满足睡眠环境要求。这是由于在此种送风模式下人员睡眠区域处于气流扩散形成的空气湖内,气流分布更加均匀稳定。组合双贴附送风模式由于上送风风口的存在,人员区域速度分布只有在小风量(60L/s)时满足要求。

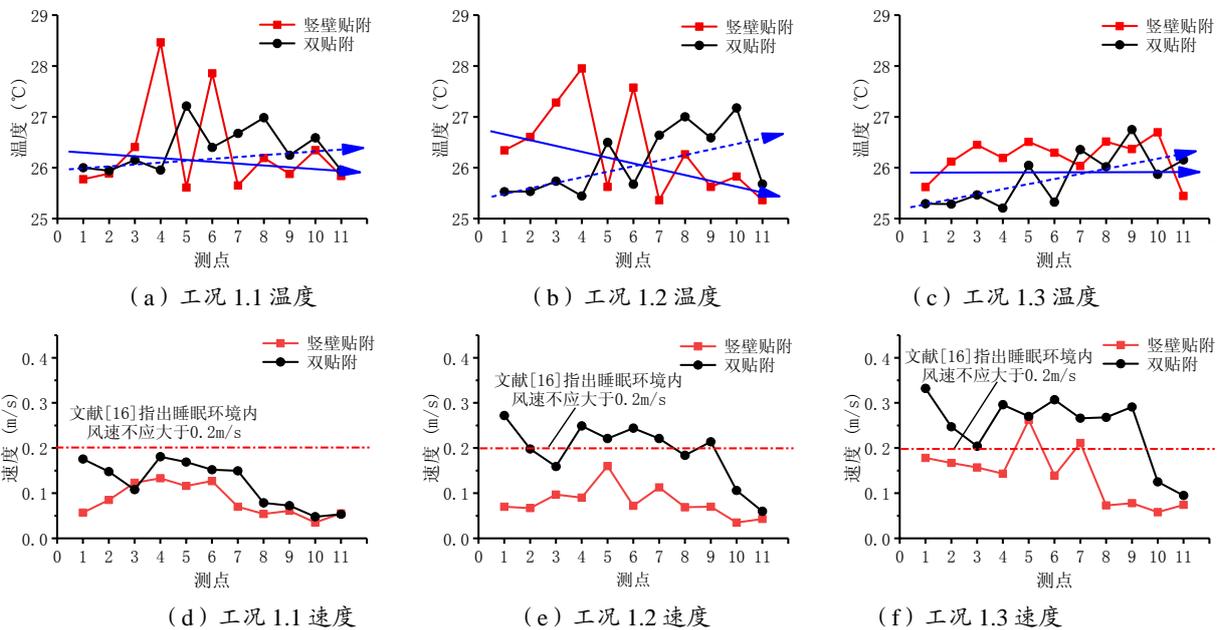


图4 两种贴附送风模式不同工况下人员区域温度及速度分布

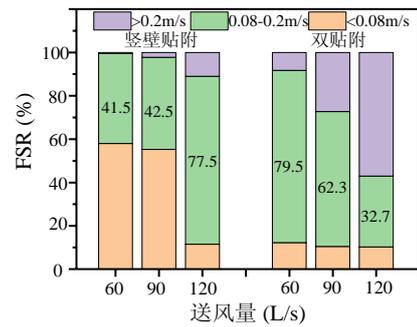
(2) 热舒适分析

图5是两种贴附模式下人员区域平均DR在不同送风量与送风温度下的分布图,单侧竖壁贴附送风模式下人员区域DR的平均值在2.5%~5.2%之间,典型点处DR的最大值为9.1%,满足ISO7730中规定的A

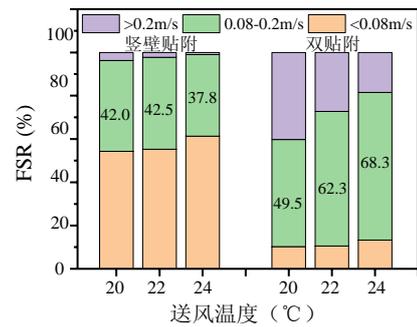
类不超过10%的要求。组合双贴附模式下人员区域的平均DR在4.7%~9.3%之间,但是局部区域的DR值(12.7%)超过了10%,满足B类不超过20%的规定。证明了贴附送风模式在改善“睡眠类”受限小空间吹风感方面具有不错的性能。由图亦知人体区域平均

DR 值随着送风量的增大而增大,随着送风温度的升高而降低,即适当的降低送风量或者提高送风温度可在一定程度上降低吹风感。

将头部速度分为: < 0.08m/s, 0.08~0.2m/s, > 0.2m/s 三个范围,面部速度舒适比 FSR 定义为面部风速在 0.08~0.2m/s 之间的比例[17]。图 6 为两种送风模式下 FSR 比例随送风量和送风温度的变化情况。从图 6(a)中可知:竖壁贴附送风在较小送风量工况下,面部气流速度 < 0.08m/s 的比例较高,这不利于排除人员面部污染物。随着风量的增加,这种情况有所改善,在送风量为 120L/s 时 FSR 比例达到了最大值,为 77.5%;而组合式双贴附送风模式则在最小送风量(60L/s)下达到了最大的舒适 FSR(79.5%)比例。在满足热舒适和排除面部污染物的前提下,送风量越低,能耗也将越低,故双贴附送风模式能在低能耗的情况下达到面部舒适度与排除污染物之间的平衡。由图 6(b)可知,送风温度对 FSR 的影响是较小的。竖壁贴附送风模式的 FSR 几乎不随送风温度改变,但在双贴附模式下随着送风温度的升高,FSR 略有升高。

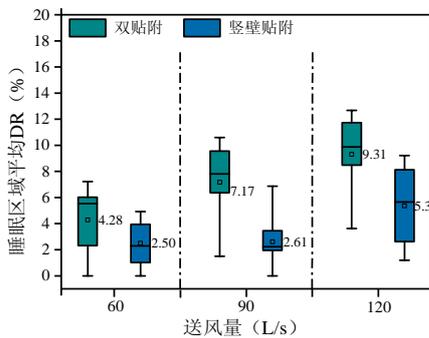


(a) 不同送风量下的 FSR 比例 (TS=22°C)

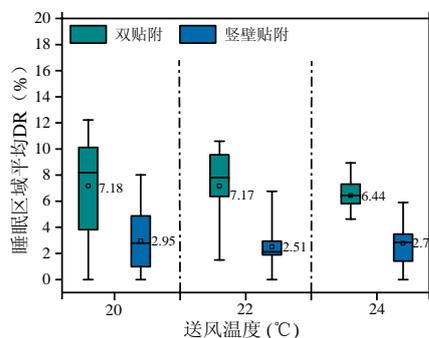


(b) 不同送风温度下的 FSR 比例 (QS=90L/s)

图 6 两种贴附送风模式面部速度舒适比 (FSR) 随送风量和送风温度的变化



(a) 不同送风量下睡眠区域平均 DR (TS=22°C)



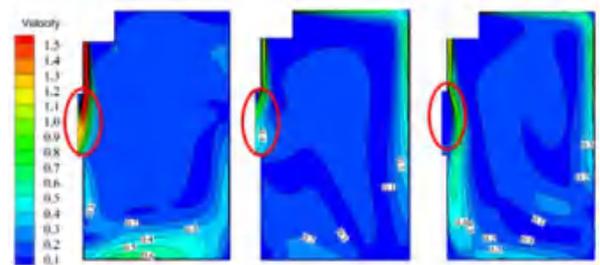
(b) 不同送风温度下睡眠区域平均 DR (QS=90L/s)

图 5 两种贴附送风模式睡眠区域平均 DR 随送风量和送风温度的变化

3.2 “岗亭类”小微空间

“岗亭类”小微空间通风的研究主要集中在贴附模式形成气幕的阻隔作用上,暂时未考虑室内障碍物的影响。两种送风模式下室内气流的分布特性分析如下:

(1) 贴附气幕分析



(a) 单侧竖壁贴附 (b) 组合式双贴附 (c) 双贴附加导流板

图 7 “岗亭类”小微空间 x=1.0m 截面的速度云图

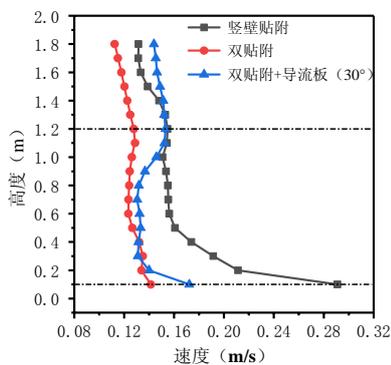
图 7(a)和(b)分别是两种贴附送风模式下可开工作窗中心截面处气流分布的速度云图。由图可知下送风风口送出的气流贴附于窗上方的墙壁向下流动,在窗户处形成了空气幕,但是在开启的窗孔处存在严重的气流外泄,这种现象破坏了空气幕覆盖窗孔后继续向室内的流动,使得流向室内的气流减少(尤

其是单侧竖壁贴附送风模式),造成了能量的浪费。图 7(c)是设置导流板后的组合式双贴附送风模式的气流分布云图。由图可知,经过导流板的引流作用,在窗孔处形成了完整的贴附空气幕,气幕覆盖过窗孔后又能重新与墙壁形成贴附流向室内。由此可见导流板装置有效率的改善了贴附送风模式在营造带有开孔的“岗亭类”小微空间室内环境方面的性能。

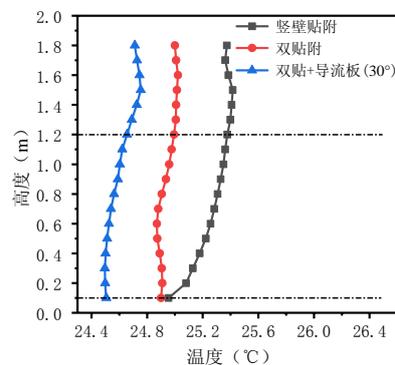
(2) 温度与速度分布

图 8 是不同送风模式下沿房间高度气流的速度与温度分布。由图 8(a)可知,双贴附以及加导流板改进的双贴附模式下室内空气速度分布更加均匀,平

均风速小于 0.2m/s。单侧竖壁贴附送风模式下,地面 0.1m 高度处的风速较大,达到了 0.3m/s,这会造成工作人员脚踝处吹风感的不舒适。针对坐姿的工作人员,其头部的风速都可满足舒适性要求。图 8(b)显示了室内的温度分布情况,三种送风模式下头脚垂直温差都是小于 1 的,满足热舒适性要求。三种模式下工作区平均空气温度分别为 24.5, 24.9 和 25.3,这表明在岗亭建筑中送入相同能量,加导流板改进后的双贴附送风模式既能在窗口处形成空气幕隔绝污染物的侵入,又能降低气流外泄量,使更多冷量用以营造室内环境。



(a) 室内速度分布



(b) 室内温度分布

图 8 不同送风模式沿房间不同高度处室内空气的速度与温度分布 (Ts=22℃, Qs=90L/s)

(3) 导流板角度分析

导流板角度也会影响空气幕的完整性与气流通过窗孔的外泄量。图 9 显示了不同送风量下工作孔口的风量外泄率 ϵ_q 随导流板角度的变化情况,由图知随着导流板角度的增加, ϵ_q 降低,即窗孔处的送风气流外泄量减少,覆盖窗孔的气幕完整性更好,能量利用效率也更高。但是并不是角度越大越好,其存在着一个转折点,在导流板的安装角度为 60°时 ϵ_q 达到了最小值 (0.22),越过转折点之后, ϵ_q 随着安置角度的增加反而开始增大了。综上所述,最优导流板安装角度 (60°) 下,贴附空气幕气流通过窗孔的外泄量可降低 42%。

4 结论

(1) 提出的单侧竖壁贴附和组合式双贴附送风模式都能用于几何尺寸受限的小微空间室内环境的营造。

(2) 以舒适性要求为主的“睡眠类”小微空间内,单侧竖壁贴附模式下人员区域的速度分布更均匀且基本都能满足 <0.2m/s 的要求,在较大的送风量下能获得更均匀的温度分布;组合式双贴附模式则恰好

相反,在送风量为 60L/s 时,能获得最优的室内温度与速度分布。

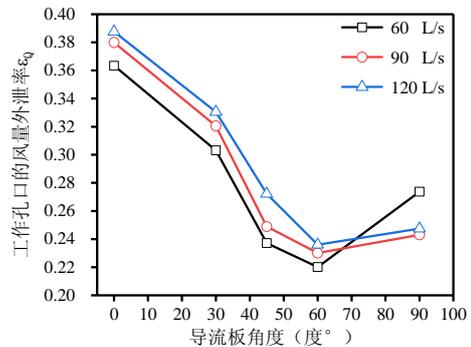


图 11 不同送风量下工作孔口的风量外泄率 ϵ_q 随导流板角度变化

(3) 两种送风模式都能改善受限睡眠小空间内人员吹风感,双贴附模式下人员睡眠区域 DR 小于 20%,竖壁贴附模式下 DR 可小于 10%。FSR 受送风速度影响,双贴附模式能在小送风量下 (60L/s) 达到最大的 FSR 比例 (79.5%),与之不同,竖壁贴附则需要送风量为 120L/s。

(4) 导流板可以有效减少“岗亭类”小微空间

内送风气流的外泄量,保证覆盖窗口的气幕的完整性以及节约能量。导流板的设置角度也对气幕气流外泄量有重要影响,角度设置为 60° 时,外泄率 ε_0 最低,通过窗孔的外泄气流量可降低42%。

参考文献

- [1] 张月,孙贺江,刘俊杰. 交通工具上的小空间睡眠区不同气流组织的数值分析[J]. 应用力学学报, 2016, 3:496-501.
- [2] Lin Zhang, Tian Lin, Yao Ting, et al. Experimental and numerical study of room airflow under stratum ventilation [J]. Building and Environment, 2011, 46:235-244.
- [3] Lin Z. Nakagin Capsule Tower: Revisiting the Future of the Recent Past [J]. Journal of Architectural Education, 2011,65:13-32.
- [4] Fragkou, Despoina, Stevenson, et al. Study of beehive and its potential “biomimicry” application on capsule hotels in Tokyo, Japan [C]. Proc. 2nd Conf. of People and Buildings, London, UK, 2012.
- [5] Jablonska J, Romuald T, Elzbieta T. Ergonomic Solutions in Capsule Hotels? [J]. International Conference on Applied Human Factors and Ergonomics, 2018, 600:239-248.
- [6] 李安桂, 李明明. 小微空间通风空调贴附式气流组织的有效性研究[J], 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2016, 48(1):115-121.
- [7] Groves J, Cain JR. A survey of exposure to diesel engine exhaust emissions in the workplace [J]. The Annals of occupational hygiene, 2000, 44(6):435-447.
- [8] 陈克军, 陈克亮, 张兰军, 等. 公路收费亭内外空气污染特征及其影响因素[J]. 环境科学, 2007, 28(8):1848-1853.
- [9] Sun Chanjuan, Zhang Jialing, Guo Yu, et al. Outdoor air pollution in relation to sick building syndrome (SBS) symptoms among residents in Shanghai, China [J]. Energy and Buildings, 2018, 174:68-76.
- [10] Rossano AT, Alsid HF, Evergreen point bridge toll booth ventilation study, Air resource program [D]. University of Washington, USA, 1972.
- [11] Yang Huan, Qi Chenying, Liu Li, et al. Experimental study on indoor environment improvement in toll booth by personalized ventilation technology [J]. Journal of Southeast University (English Edition), 2010, 26(2): 307-310.
- [12] 杨斌, 何耀东, 王书中等, 一种高速公路收费亭个性化环境控制系统, 中国, 发明专利, ZL 201210204756.9. 2014.7.30.
- [13] Karimipannah T, Sandberg M, Awbi HB, A comparative study of different air distribution systems in a classroom [C]. Proceedings of the ROOMVENT 2000, Reading, UK, 2000.
- [14] Mao Ning, Pan Dongmei, Chan Mingyin, et al. Experimental and numerical studies on the performance evaluation of a bed-based task/ambient air conditioning (TAC) system [J]. Applied Energy, 2014, 136:956-967.
- [15] Gong N, Tham KW, Melikov AK, et al. The acceptable air velocity range for local air movement in the tropics [J]. HVAC&Research, 2006, 12 (4):1065-1076.
- [16] LinZhongping, DengShiming. A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics—Developing a thermal comfort model for sleeping environments [J]. Building and Environment, 2008, 43(1):70-81.
- [17] Zhang Yue, Li Jiayu, Sun Hejiang, et al. Evaluation of different air distribution systems for sleeping spaces in transport vehicles [J]. Building and Environment, 2015, 94:665-675.

热舒适方程中病人的能量代谢预测与效度评价

谢昀书, 张华玲, 余 健

(重庆大学土木工程学院, 重庆市 400045)

[摘要] 新陈代谢率是热舒适方程中最重要的影响因素之一。在热舒适研究中往往无法采用测量手段获得准确的病人的能量代谢值, 用能量预测公式能得到较为准确的值。本文通过文献调研, 对 8 个常用的病人能量代谢预测公式进行效度评价, 优选出 Penn State2003 公式、Penn State1998 公式和 Ireton-Jones1992 公式。Ireton-Jones1992 公式形式简单且综合效度值高, 是最适用于热舒适方程中病人能量代谢的预测公式。

[关键词] 病人能量代谢, 热舒适, 预测方程

0 引言

基于热平衡理论, Fanger **错误!未找到引用源。**在上世纪六十年代进行大量实验, 得出了热舒适方程。该方程有六个主要的影响因素: 空气温度、平均辐射温度、相对湿度、空气流速、服装热阻和新陈代谢率。其中, 新陈代谢率的影响最大^[2]。Arens 等^[3]发现在估计代谢率时, 保持服装热阻为 1clo 将代谢率从 0.9met 改为 1.5met 可导致热中性温度 (PMV 等于 0 时的温度) 变化超过 3.2K 或导致 PMV 存在 1.5 个单位的差异 1.5。因此, 在 PMV 计算中采用最准确的代谢率能减小与实际情况的误差。

现在的通行标准 ISO7730 和 ASHRAE55 中都给出了各类活动水平下用于估计代谢率的列表值, 但这些数据针对健康成年人, 不适用于病人这个特殊人群^[4]。在大多数医院的热舒适研究中, 研究者通常采用健康人的新陈代谢率来代替病人的新陈代谢率。然而, 有研究发现手术、多发性创伤、感染、器官衰竭、机械呼吸等疾病引起的应激反应常使机体代谢率大幅变化, 并且随着病理和病程的不同, 新陈代谢率表现为不同程度的升高或降低。

吴国豪等^[5]的研究发现, 严重创伤、感染的病人, 平均 REE (静息能量消耗, 占人体总能量代谢的 60% ~ 65%, 因病人活动水平降低此值可高达 85% ~ 95%^[34], 一般要求机体禁食 2h 以上, 在热中性环境中平躺 30min 后测量, 医学上常用于表示病人新陈代谢数值) 较正常人升高 28.8%。南京军区南京总医院朱文强^[6]等通过检测胰腺癌病人的 REE, 评估病人代谢变化的情况。结果试验组病人的 REE 非常显著高于地对照组。在病人热舒适方程计算中, 应采用准确的病人能量代谢值。

测量病人能量代谢的方法有直接测热法、间接测热法、双标水法等。间接测热法是一种精确估计人体能量消耗的方法, 被认为是确定人体能量消耗的金标准^[7]。测量能获得准确的代谢值, 但是测量对仪器设备、测量人员、病人配合度等要求很高。在热舒适研究中, 常常不能满足这些条件。而能量代谢预测公式只需要简单易得的参数就能得出较准确的值。因此, 用能量代谢预测公式是最好的办法。国内外对病人能量代谢的研究很多, 不同的学者提出了不同的预测公式。本文经文献调研后筛选出 7 个常用的病人能量代谢预测公式并进行效度评价。

1 病人能量代谢预测公式

本文分析整理了大量病人能量预测方程的文献分析整理, 选出 7 个常用的病人能量代谢预测方程 (见表 1) 采用统计学方法进行效度评价。验证方程有效性文献入选标准预测方程和验证结果, 验证结果至少包括公式的准确性和偏差。

不同研究者对方程准确率和偏差程度的定义不同, 为将各预测公式可用性量化, 本文统一定义准确率和偏差。

准确率=误差小于 10%的样本数/总样本数, 其中误差=|预测值-实测值|/实测值*100%。

偏差分为两类: 1) 计算每一组静息能量代谢预测值与实测值的差值, 再求差值的 95% 置信区间, 如果该置信区间包括 0kcal/day, 则认为是无偏差的, 否则有偏差, 在本文中记为 A 类偏差; 2) 设 $C=Y-S$, Y 为预测静息能量代谢的平均值, S 为实测静息能量代谢的平均值, 若 C 的数值大小在 S 数值的 10% 以内认为无偏差, 否则有偏差, 在本文中记为 B 类偏差。

表1 病人能量代谢预测公式(REE,Kcal/天)

Harris-Benedict 公式 ^[8]
男: $66.47 + 13.75 \times WT + 5.0 \times HT - 6.76 \times AGE$
女: $655.10 + 9.56 \times WT + 1.85 \times HT - 4.68 \times AGE$
Ireton-Jones1992 公式 ^[21]
$1925 - (10 \times AGE) + (5 \times WT) + (281 \text{ 男性}) + (292 \text{ 创伤}) + (851 \text{ 烧伤})$ (机械呼吸)
$629 - (11 \times AGE) + (25 \times WT) - (609 \times OB)$ (自主呼吸)
Ireton-Jones1997 公式 ^[24]
$(5 \times WT) - (11 \times AGE) + (244 \text{ 男性}) + (239 \text{ 创伤}) + (840 \text{ 烧伤}) + 1784$
Penn State1998 公式 ^[26]
$(1.1 \times HBE) + (140 \times Tmax) + (32 \times VE) - 5340$
Penn State2003 公式 ^[9]
$(0.85 \times MSJ) + (175 \times Tmax) + (33 \times VE) - 6433$
Swinamer1990 公式 ^[27]
$(945 \times BSA) - (6.4 \times AGE) + (108 \times T) + (24.2 \times RR) + (817 \times VT) - 4349$
Mifflin-St Jeor1990 公式 ^[28]
男: $10 \times WT + 6.25 \times HT - 5 \times AGE + 5$
女: $10 \times WT + 6.25 \times HT - 5 \times AGE - 161$
LIU1995 公式 ^[31]
男: $54.34 + 13.88 \times WT + 4.16 \times HT - 3.43 \times AGE$
女: $54.34 + 13.88 \times WT + 4.16 \times HT - 3.43 \times AGE - 112.4$
WT: 体重(kg); HT: 身高(cm); AGE: 年龄; OB: BMI 大于 30% 为 1, 否则为 0; HBE: Harris-Benedict 公式的预测结果; Tmax: 既往 24 小时的最高体温(°C); VE: 分钟通气量(L/min); BSA: 身体表面积(m ²); T: 体温(°C); RR: 呼吸频率(次/分); VT: 潮气量(L);

1.1 Harris-Benedict 公式 (含修正因子)

Harris-Benedict 公式^[8]来源于 1907 年一项关于健康人能量代谢的研究, 研究对象为欧洲人和美国人, 分别有 136 名男性, 103 名女性和 94 个新生儿。该

表2 Harris-Benedict 公式 (含修正因子) 验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	修正因子	准确率	偏差
Joseph Boullata ^[13]	肥胖、重症监护	395	1.1	61%	-
Cecelia C. Glynn ^[14]	肥胖、自主呼吸和机械呼吸混合	57	1.2	60%	-
O'Leary-Kelly 等 ^[15]	内科、外科手术、创伤、机械呼吸	60	1.3-1.5	-	B 类偏差
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	1.25	46%	-
Brandi 等 ^[16]	创伤、机械呼吸	26	1.25、1.35	-	B 类偏差
Faisy 等 ^[17]	重症监护、机械呼吸	70	1.13、1.2、1.35、1.6	-	A 类偏差
Alexander 等 ^[18]	重症监护、机械呼吸	76	1.2	-	A 类偏差
MacDonald 等 ^[19]	外科手术、BMI 小于 30、机械呼吸	76	1.3、1.6	21% (1.3) 51% (1.6)	-
Casati 等 ^[20]	内科、外科手术、创伤、机械呼吸	55	1.1-1.4	-	B 类偏差

1.2 Ireton-Jones 公式

Ireton-Jones 公式是用于预测病人能量代谢的众所周知的公式之一, 最初创建于 1992 年, 是关于年龄、性别、体重以及病人是否患有烧伤性或创伤性损伤的多变量函数^[21]。研究对象为 200 位病人, 主要为男性, 其中 33% 为机械呼吸病人, 年龄范围为 15-80 (平均年龄为 43 岁)。研究发现测量值和预测值之间没有显著差异 (P > 0.25, t 检验)。Ireton-Jones1992 公

研究第一次采用回归技术分析生理数据, 得到关于年龄、性别、身高和体重等多变量的能量代谢预测方程。

Harris-Benedict 公式是针对健康人创建的, 研究^[9, 10, 11]发现采用 Harris-Benedict 公式预测病人能量代谢有偏差, 且偏差都是低估病人的能量代谢。因此, 为了将 Harris-Benedict 方程应用于住院患者, 通常添加一个附加因子以解释由于压力或损伤引起的能量消耗增加^[12]。本文查阅了 9 篇关于该公式的验证文献。具体数据分析见表 2。

Joseph-Boullata^[13]对采用间接测热法对 395 名病人进行代谢研究, 发现 Harris-Benedict 公式预测结果准确率为 43%, 而乘以因子 1.1 后准确率提高至 61%。Cecelia C. Glynn^[13]以 32 位自主呼吸病人和 25 位机械呼吸病人为研究对象, 分别给 Harris-Benedict 公式乘以 1.0、1.1、1.2、1.3、1.4、1.5, 得到的准确率分别为 42%、56%、60%、37%、8%、2%。得到结论: 修正因子为 1.2 时准确率最高, 达到 60%。Faisy 等^[17]根据不同情况取了四种修正因子, 体温超过 37 取 1.13, 进行过小手术取 1.2, 重大创伤或手术取 1.35, 严重感染取 1.6。修正因子范围从 1.1-1.6, 目前对于修正因子的取值没有定论, 可以参考国内外研究文献分情况取值。

式有 8 篇验证文献, 见表 3。文献验证该公式的准确率从 22%-60%。Cecelia C. Glynn^[14]针对受试者为 BMI 为 30-50kg/m² 的自主呼吸肥胖者的准确率为 56%, 受试者为 BMI 为 30-50kg/m² 的自主呼吸和机械呼吸患者肥胖者的准确率为 49%。受试者为 BMI 为 30-50kg/m² 的机械呼吸肥胖者的准确率为 40%。有两篇文献^{[10][11]}验证结果用偏差表示, 结果都是无偏差。

表3 Ireton-Jones1992 公式验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	准确率	偏差
Joseph Boullata ^[13]	肥胖、重症监护	395	28%	-
Cecelia C.Glynn ^[14]	肥胖、自主呼吸和机械呼吸混合	57	49%	-
	肥胖、自主呼吸	32	56%	-
	肥胖、机械呼吸	25	40%	-
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	46%	A类偏差
Erin K. KrossMda ^[22]	肥胖、重症监护、机械呼吸	927	22%	A类偏差
Frankenfield ^[23]	内科、外科手术、创伤、机械呼吸	47	60%	A类偏差
Flancbaum ^[10]	外科手术、创伤、机械呼吸	36	-	无偏差
MacDonald 等 ^[19]	外科手术、BMI 小于 30、机械呼吸	76	28%	-
Campbell 等 ^[11]	偏瘦、机械呼吸	42	-	无偏差

Ireton-Jones 在 1997 年重新分析了数据,期望尽量减少平均预测误差。他研究了 99 名机械呼吸病人,发现 1992 年的方程倾向于高估能量需求,于是调整了公式^[24]。然而,在 Frankenfield^[23]的验证研究中,它仍然只显示 36% 的总体准确率,而 Ireton-Jones1992 公式准确率为 60%。此外,研究^[25]发现 Ireton-Jones1997 公式倾向于低估病人能量代谢,而 Ireton-Jones1992 公式是无偏的。

如果选用 Ireton-Jones 公式用于热舒适研究中病人能量代谢计算,则优选 Ireton-Jones1992 公式,因为它无偏的,而且验证文献中有较高的准确率。Ireton-Jones 公式的优点在于能通过简单测量或问卷获得的数据,不需要特定的测量仪器。

1.3 Penn State 公式

表4 Penn State1998 公式验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	准确率	偏差
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	62%	A类偏差
Frankenfield 等 ^[23]	内科、外科手术、创伤、机械呼吸	47	68%	无偏差
MacDonald 等 ^[19]	外科手术、BMI 小于 30、机械呼吸	76	29%	-

在 2003 年 Penn State 公式被修改,因为有研究表明 Mifflin St Jeor 方程在预测静息能量消耗方面比 Harris-Benedict 公式更准确,并且在用于肥胖病人时 Harris-Benedict 方程中使用调整的体重倾向于低估热量需求^[9]。Penn State2003 公式中使用 Mifflin St Jeor

表5 Penn State2003 公式验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	准确率	偏差
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	64%	-
Frankenfield 等 ^[23]	内科、外科手术、创伤、机械呼吸	47	72%	无偏差
MacDonald 等 ^[19]	外科手术、BMI 小于 30、机械呼吸	76	39%	-
Boullata ^[19]	重症监护	141	43%	-

1.4 Swinamer 公式

Swinamer 公式的文献^[27]发表于 1990 年,作者对 112 位机械呼吸的创伤和外科手术病人的静息能量代谢进行了测量,测量都在患者入院两天内且未进行营养支持前完成。该公式使用对能量消耗具有最大影响的变量,如人体表面积、24 小时最高温度、潮气量、

PennState 公式出现在 1998 年^[26],公式的数据来源于 ICU 病房的 169 位内科、创伤和手术的机械呼吸病人,公式以 Harris-Benedict 公式为基础,以病人的分钟通气量和 24 小时的最高温度为变量。PennState 公式不仅形式上考虑了病人的体重、身高等身体参数,还能随着时间的推移及病人病情的变化通过分钟通气量和最高温度即时得到调整,解决了其他预测公式不能根据病情严重程度加以调节的缺陷。该公式的验证文献有 3 篇,见表 4。在研究^[23]中作者发现该公式的准确率为 68%,且按 95% 的置信区间统计,结果无偏差、精确。MacDonald^[19]的验证结果准确率为 29%,David C. Frankenfield^[9]的研究结果准确率为 62%。

公式和实际体重代替 Penn State1998 公式中的 Harris-Benedict 公式和调整的肥胖病人体重。验证文献共有 4 篇,见表 5。研究^[9,19,23]中,Penn State2003 公式准确性提高,在^[23]中的准确性最高,为 72%。

呼吸率等。其中人体表面积可以分辨病人是否属于肥胖患者一类,其余几个参数可以评估病人的炎症状态。最后研究结果只有 15 人的预测能量代谢和测量新陈代谢的误差在大于实测值的 15%。检索到 3 篇关于 Swinamer 公式的验证研究文献,见表 6。其中两篇^{[9][19]}结果较为接近,准确率分别为 55%和 54%,另

一篇^[19]准确率为 45%。由于难以获得所有可测量的数据变量，特别是具有准确的体表面积测量，所以对该

公式的验证数据比较缺乏。

表 6 Swinamer 公式验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	准确率	偏差
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	54%	A 类偏差
Joseph Boullata ^[13]	肥胖、重症监护	395	45%	-
MacDonald 等 ^[19]	外科手术、BMI 小于 30、机械呼吸	76	55%	-

1.5 Mifflin-St Jeor 公式

Mifflin-St Jeor 公式^[28]发表于 1990 年，通过回归体重、身高、年龄和性别等参数得到公式，公式建立的目的是评价健康人的能量代谢。受试者共 498 位，男性有 251 人，女性 247 人，年龄在 19-78 岁（平均年龄为 45）。其中 47%是肥胖患者，53%是非肥胖患者。受试者选择的条件是没有流行病和心理疾病，如果体重小于理想体重的 80% 或者大于理想体重的 180% 都要排除。在 2003 年美国饮食协会的工作组收集了所有关于健康人静息能量代谢的文献和研究结论^[29]，并进行汇总和统计分析，发现 Mifflin-St Jeor

公式不管是预测肥胖人群还是非肥胖人群，其准确率相较于其他预测公式都是最高的。检索到 4 篇关于该公式验证研究文献^[9,13,22,30]，见表 7。得到准确率最高的文献是 Pierre Jesus^[30]针对无急性或慢性重度炎症性疾病且 BMI 大于 40 kg/m² 的病人，准确率为 61.74%，得到准确率最低的文献是 Erin K. KrossMda^[22]针对 ICU 的机械呼吸重症病人，且 BMI 大于 18.5kg/m²，准确率为 17.8%。在有偏差统计的两篇文献中^{[9][22]}结果都是该公式有低估病人能量代谢。

表 7 Mifflin-St Jeor 公式验证文献表

作者	研究对象类型	样本数量	准确率	偏差
Joseph Boullata ^[13]	肥胖、重症监护	395	35%	-
Pierre Jesus ^[30]	无急性或慢性中度炎症性疾病，且 BMI 小于 16	1726	40.5%	-
	无急性或慢性中度炎症性疾病，且 BMI 大于 40	1726	61.7%	-
David C. Frankenfield ^[9]	机械呼吸	202	25%	A 类偏差
Erin K. KrossMda ^[22]	肥胖、重症监护、机械呼吸	927	17.8%	A 类偏差

1.6 LIU 公式

作者在 1995 年用间接测热法对健康的中国台湾成人的能量代谢进行测量，受试者共 223 位，男性和女性分别有 121、102 人，年龄在 20~78 岁（平均年龄为 43.8 岁），用皮尔逊检验和线性回归等方法得到预测公式^[31]。LIU 公式是第一篇用于预测华人能量代谢的公式，所以将其纳入了考查范围。但 LIU 公式不具有国际通用性，所以对其验证的文献研究较少，只检索到 1 篇。Kaori Ikeda 等人^[32]对日本 68 名患有 1 型或 2 型糖尿病的病人能量代谢研究，得到 LIU 公

式预测日本糖尿病病人静息能量代谢的准确率为 42%。

2 效度评价

本文从准确性、偏差和验证文献数量三个指标对公式进行量化，得到每个公式的综合效度值，用以筛选出最适合用于热舒适方程中病人的能量代谢预测公式。每个公式预测准确率和所有准确率的平均值的统计见表 8。准确率最高的三个公式依次是 Penn State2003 公式、Penn State1998 公式和 Swinamer 公式。

表 8 准确率统计

公式	HBR	IJ1992	PS1998	PS2003	SE	MSJ	LIU
准确率	0.610	0.280	0.620	0.640	0.540	0.350	0.420
	0.600	0.490	0.680	0.720	0.450	0.405	
	0.460	0.560	0.290	0.390	0.550	0.617	
	0.510	0.400		0.430		0.250	
	0.210	0.460				0.178	
		0.220					
		0.600					
		0.280					
平均准确率	0.478	0.411	0.530	0.545	0.513	0.360	0.420

HBR: Harris-Benedict 公式(含修正因子); IJ1992: Ireton-Jones1992 公式; PS1998:PennState1998 公式; PS2003:PennState2003 公式; SE:Swinamer 公式; MSJ:Mifflin-StJeor 公式; LIU:LIU 公式; 以下表格相同。

验证文献的偏差统计用“有”和“无”表示，为了将

其量化，规定“无偏差”记为 1，“有偏差”记为 0。将

各个公式无偏差的数值累加除以偏差统计文献总篇数即为平均效应值,例如:IJ1992公式共有5篇文献有偏差统计,有2篇文献结果为无偏差,所以其平均

效应值为2/5,即0.4。其中LIU公式无偏差统计。详见表9。

表9 偏差统计

公式	HBR	IJ1992	PS1998	PS2003	SE	MSJ	LIU
偏差	0	0	0	1	0	0	-
	0	0	1			0	
	0	0					
	0	1					
	0	1					
平均值	0	0.4	0.5	1	0	0	-

为了避免由于验证文献数量有限,导致准确率或偏差的结果过于极端,进而得出偏于实际的效度值,现采用归一化的方法将各个公式的准确率、偏差和验证文献数量做归一化处理。具体方法为:用Ai(i=1、

2、3...11)分别表示HBR、IJ1992等公式的平均准确率,每一公式的归一化结果为Ai/(i=1、2、3...11)。例如:HBR公式的归一化结果为A1/(i=1、2、3...11)。详见表10。

表10 准确性、偏差和文献数量归一化统计表

公式	HBR	IJ1992	PS1998	PS2003	SE	MSJ	LIU
验证文献数量	9	8	3	4	4	4	1
文献比例	0.273	0.243	0.091	0.121	0.121	0.121	0.030
准确率	0.147	0.126	0.163	0.167	0.157	0.110	0.129
偏差	0	0.211	0.263	0.526	0	0	0

为了综合评价每个公式的预测效度,分别给准确率、偏差和验证文献数量配以不同的权重,乘以相应的归一化数值,得到的结果数值越大,说明预测效度越高。因为没有文献或结论给出在能量预测时的具体

权重值,所以选择了三组不同的权重比例,准确率、偏差、文献数量的权重比分别为0.33:0.33:0.33、0.4:0.3:0.3和0.5:0.3:0.2。下表是不同权重对应的最后效度结果。

表11 不同权重比各公式的效度值表

公式	HBR	IJ1992	PS1998	PS2003	SE	MSJ	LIU
0.33:0.33:0.33	0.140	0.193	0.172	0.271	0.093	0.077	0.053
0.4:0.3:0.3	0.141	0.187	0.171	0.261	0.099	0.080	0.061
0.5:0.3:0.2	0.128	0.175	0.179	0.266	0.103	0.079	0.071

在三种不同的权重比下,根据综合效度值公式的排列顺序没有变化,从到高到低依次排列为Penn State2003公式、Penn State1998公式、Ireton-Jones1992公式、Harris-Benedict公式(含修正因子)、Swinamer公式、Mifflin-St Jeor公式和LIU公式。推荐使用综合效度值最高的三个公式Penn State2003公式、Penn State1998公式和Ireton-Jones1992公式预测病人能量代谢。Ireton-Jones1992公式的综合效度值很高,并且参数只需要通过简单测量或者问卷即可得到,适用于热舒适研究中预测病人能量代谢。而Penn State公式(1998,2003)有最高的综合效度值,但该公式中有分钟通气量和24小时最高温度两个参数。测量这两个参数需要有专门的仪器,并且需要得到医生的和病人及家属的许可。在热舒适研究中,很难满足这两个参数的测量条件,所以通过综合分析推荐Ireton-Jones1992公式预测病人的静息能量代谢。

代谢预测的公式,即Penn State2003公式、Penn State1998公式和Ireton-Jones1992公式。文献^[33]指出,如果必须用公式预测病人能量代谢,Penn State公式(1998,2003)、Ireton-Jones1992公式和Swinamer公式是值得考虑的。本文结论与之一致。若实验条件允许,能获取Penn State公式(1998,2003)中的参数,则优选Penn State公式(Penn State2003公式是最优选择)。对于热舒适研究,本文推荐使用Ireton-Jones1992公式预测热舒适方程中病人能量代谢。

参考文献

[1] Fanger P O. Thermal Comfort [M]. Copenhagen: Danish Technical Press,1970.
 [2] Luo M, Wang Z, Ke K, et al. Human metabolic rate and thermal comfort in buildings: The problem and challenge[J]. Building and Environment, 2018, 131: 44-52.
 [3] Arens E, Humphreys M A, De Dear R, et al.

4 结论

本文通过综合效度值比较优选出3个病人能量

- Are 'class A' temperature requirements realistic or desirable[J]. *Building and Environment*, 2010, 45(1): 4-10.
- [4] Oshima T, Berger MM, De Waele E, et al. Indirect calorimetry in nutritional therapy. A position paper by the ICALIC study group[J]. *Clinical Nutrition*, 2017, 36(3): 651-662.
- [5] 吴国豪,吴肇汉,黄德骧,等.外科危重患者的预后评估[J].*中华外科杂志*,1995,33(1):32-34.
- [6] 朱文强.胰腺癌病人的静息能量消耗测定以及其与营养状态和细胞因子关系的研究[D].南京:南京大学, 2011.
- [7] 文雯,卓勤,朴建华.人体总能量消耗测量方法研究进展[J].*中华预防医学杂志*,2011,45(4):362-365.
- [8] Harris J A, Benedict F G. A Biometric Study of Human Basal Metabolism[J]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 1918, 4(12): 370-373.
- [9] Frankenfield, David C. MS, RD; Wiles, Charles E. III MD, FCCM; Bagley, Suzanne MS, RD; Siegel, John H. MD, FCCM. Relationships between resting and total energy expenditure in injured and septic patients[J]. *Critical Care Medicine*,1994,22(11):1796-1084.
- [10] Flancbaum L, Choban PS, Sambucco S, Verducci J, Burge JC. Comparison of indirect calorimetry, the Fick method, and prediction equations in estimating the energy requirements of critically ill patients[J].*Am J Clin Nutr*. 1999,69:461-466.
- [11] Campbell CG, Zander E, Thorland W. Predicted vs measured energy expenditure in critically ill, underweight patients[J]. *Nutr Clin Pract*.2005;20:276-280.
- [12] Long CL, Schaffel N, Geiger JW, Schiller WR, Blakemore WS. Metabolic response to injury and illness: Estimation of energy and protein needs from indirect calorimetry and nitrogen balance [J]. *Parenteral Enteral Nutrition*. 1979,3:452-456.
- [13] Boullata J, Williams J, Cottrell F, et al. Accurate Determination of Energy Needs in Hospitalized Patients[J]. *Journal of the American Dietetic Association*, 2007, 107(3): 393-401.
- [14] Cecelia C. Glynn, MS, RD, CNSD; Geoffrey W. Greene, PhD, RD; Marion F. Winkler, MS, RD, CNSD; Jorge E. Albina, MD. Predictive Versus Measured Energy Expenditure Using Limits-of-Agreement Analysis in Hospitalized, Obese Patients[J].*American Society for Parenteral and Enteral Nutrition*,1999,23(3):147-154.
- [15] O'leary Kelley C M, Puntillo Ka Fau Barr J, Barr J Fau Stotts N, et al. Nutritional adequacy in patients receiving mechanical ventilation who are fed enterally[J]. *Am J Crit Care*, 2005, 14(3): 222-31.
- [16] Brandi LS, Santini L, Bertolini R, Malacarne P, Casagli S, Baraglia AM. Energy expenditure and severity of injury and illness indices in multiple trauma patients[J].*Crit Care Med*,1999,27(12):2684-2689.
- [17] Faisy C, Guerot E, Diehl JL, Labrousse J, Fagon JY. Assessment of resting energy expenditure in mechanically ventilated patients[J]. *Clinical Nutrition*. 2003,78:241-249.
- [18] Alexander E, Susla GM, Burstein AH, Brown DT, Ognibene FP. Retrospective evaluation of commonly used equations to predict energy expenditure in mechanically ventilated, critically ill patients[J]. *Pharmacotherapy*,2004,24:1659-1667.
- [19] MacDonald A, Hildebrandt L. Comparison of formulaic equations to determine energy expenditure in the critically ill patient[J]. *Nutr*,2003,19:233-239.
- [20] Casati A, Colombo S, Leggieri C, Muttini S, Capocasa T, Gallioli G. Measured versus calculated energy expenditure in pressure support ventilated ICU patients[J]. *Minerva Anestesiol*,1996, 62:165-170.
- [21] Ireton-Jones CS, Turner WW Jr, Liepa GU, Baxter CR. Equations for the estimation of energy expenditures in patients with burns with special reference to ventilatory status. [J]. *Burn Care Rehabil*,1992, 13(3):330-333.
- [22] Kross EK, Sena M, Schmidt K, et al. A comparison of predictive equations of energy expenditure and measured energy expenditure in critically ill patients[J]. *Journal of Critical Care*, 2012, 27(3): 321.

e5-321.e12.

[23] Frankenfeild DC, Rowe WA, Smith JS, Cooney RN. Validation of several established equations for resting metabolic rate in obese and non-obese people[J]. Am Diet Assoc,2003, 103(9):1152-1159.

[24] Ireton-Jones C, Comparison of the metabolic response to burn injury in obese and nonobese patients[J]. Burn Care Rehabil,1997;18(1 Pt 1):82-81.

[25] Ireton-Jones C, Jones JD. Improved equations for predicting energy expenditure in patients: The Ireton-Jones equations[J]. Nutr Clin Pract,2002,17:29-31.

[26] Frankenfeld DC. Energy dynamics. In: Matarese LE, Gottschlich MM, eds. Contemporary Nutrition Support Practice: A Clinical Guide[J]. Philadelphia, PA: WB Saunders; 1998:79-98.

[27] Frankenfield DC, Smith JS, Cooney RN. Validation of two approaches to predicting resting metabolic rate in critically ill patients[J]. Parenteral Enteral Nutr,2004,28:259-264.

[28] Mifflin MD, St Jeor, Hill LA, Scott BJ, Dougherty SA, Koh YO. A new predictive equation for resting energy expenditure in healthy individuals[J]. Clinical Nutrition,1990,51:241-247.

[29] Frankenfield D, Roth Yousey L, Compher C. Comparison of Predictive Equations for Resting Metabolic Rate in Healthy Nonobese and Obese Adults: A Systematic Review[J]. Journal of the American Dietetic Association, 2005, 105(5): 775-789.

[30] Pierre Jesus , Najate Achamrah, Sebastien Grigi

oni ,Jocelyne Charles ,Agnes Rimbert , Vanessa Folope , Andre Petit, Pierre Dechelotte ,Moise Coeffier .Validity of predictive equations for resting energy expenditure according to the body mass index in a population of 1726 patients [J].Clinical Nutrition,2016,34(3):529-535.

[31] Liu HY, Lu YF, Chen WJ. Predictive Equations for Basal Metabolic Rate in Chinese Adults: A Cross-Validation Study[J]. Journal of the American Dietetic Association, 1995, 95(12): 1403-1408.

[32] Kaori Ikeda, Shimpei Fujimoto, Masashi Goto, Chizumi Yamada, Akihiro Hamasaki, Megumi Ida, Kazuaki Nagashima, Kenichiro Shide, Takashi Kawamura, Nobuya Inagaki. A new equation to estimate basal energy expenditure of patients with diabetes[J]. Clinical Nutrition, 2013, 32(5): 777-782.

[33] Frankenfield D, Hise M, Malone A, et al. Prediction of Resting Metabolic Rate in Critically Ill Adult Patients: Results of a Systematic Review of the Evidence[J]. Journal of the American Dietetic Association, 2007, 107(9): 1552-1561.

[34] Gupta R D, Ramachandran R, Venkatesan P, et al. Indirect Calorimetry: From Bench to Bedside[J]. Indian journal of endocrinology and metabolism, 2017, 21(4): 594-599.

某大型场馆冰蓄冷系统运行诊断及调适建议

邓光蔚¹, 朱伟峰¹, 李冀炜¹, 魏庆芑²

(1.上海建科建筑节能技术股份有限公司, 上海 200032; 2.清华大学, 北京 100062)

[摘要] 大型场馆空调系统形式复杂, 实际运行问题较多, 节能空间较大。本文基于上海某大型场馆冰蓄冷系统实测数据, 从数据出发, 对冰蓄冷系统主要设备运行问题进行了诊断并提出相应的调适建议。

[关键词] 大型场馆冰蓄冷系统空调系统调适

1 项目概况

1.1 建筑概况

该场馆位于上海, 2001 年投入使用, 营业时间为 9:00~17:15, 每周周一闭馆。总建筑面积为 100666 m², 共 2 幢建筑, 其中 1#楼为展示场馆, 建筑面积 89857 m², 2#楼为行政楼, 建筑面积为 10809 m²。

1.2 设备概况

空调系统采用冰蓄冷系统, 4 台双工况螺杆式主机, 1 台基载主机。供暖系统采用 2 台 2960kW、1 台 1172kW 燃气热水锅炉。照明系统主要灯具为日光灯、金属卤化物灯、节能灯等, 总功率 456.2kW。

表 1 空调系统冷机主要参数

项目	台数	品牌	工况	容量(RT)	压缩机功率(kW)	额定 COP
双工况 螺杆式冷水机组	4	YORK	单供冷	550	366	5.3
			制冰	350	366	3.4
单工况 螺杆式冷水机组	1	YORK	/	200	170	5.3

1.3 主要设备作息

(1) 4 台双工况螺杆式冷水机组+蓄冰槽——供应 1#楼(场馆)

4 台双工况冷机于 22:00~次日 3:00 进行蓄冰, 夏季白天 7:30-17:00 采用冷机和冰槽双供冷, 优先利用冰槽供冷, 融冰结束后由冷机进行单供冷; 过渡季采用冰槽单供冷或冷机单供冷。

乙二醇泵一机对一泵, 定频运行; 冷却泵并联, 定频运行; 冷冻一次泵定频运行; 冷冻二次泵手动变频。

(2) 1 台单工况螺杆式冷水机组——供应 2#楼(办公楼)

2#楼采用 1 台单工况螺杆式冷水机组进行供冷。

1.4 建筑基本用能概况

该场馆 2015 年总用电量 11127512kWh, 用气量 415897m³, 建筑总能耗折合标煤 3878.80tce, 单位建筑面积能耗 38.5kgce/(m²·a)。根据《上海市大型公共文化设施建筑合理用能指南》DB 31/T554-2015^[1], 该场馆用能水平介于先进值 30kgce/(m²·a)与合理值 42kgce/(m²·a)之间。

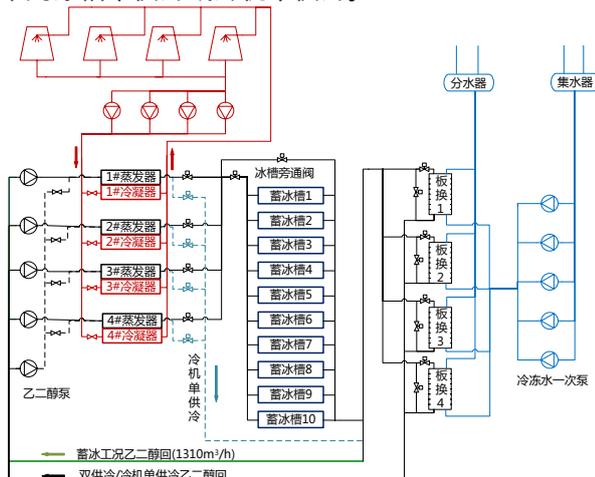


图 1 冰蓄冷系统图

天然气 13%

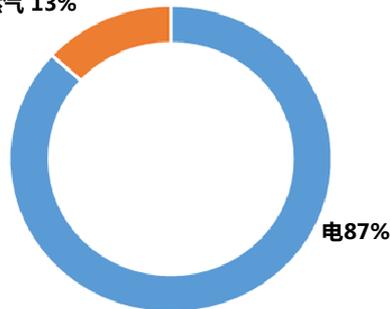


图 2 一次能源消耗比例

基金项目: 国家科技支撑计划课题《既有公共机构建筑机电系统运行调适和能效提升关键技术研究》2017 YFB0604004

空调用电占总用电量的 46.6%，照明插座占总用电量的 27.8%，高低压变损及其他占 10% 左右，其他用能包括未计入分项计量系统的消防设备以及 5#冷机以及部分插座。

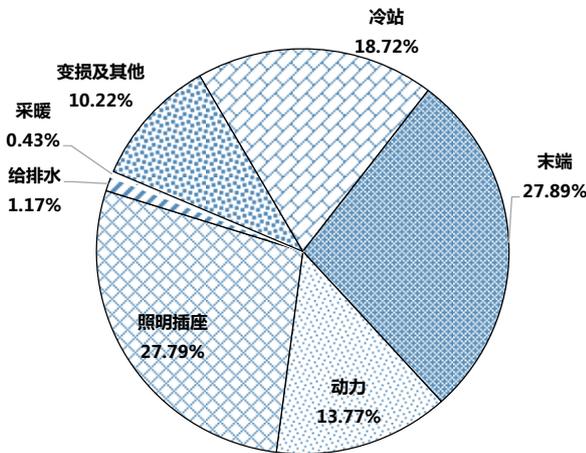


图3 建筑用能系统能耗拆分

2 主要运行问题诊断及调适建议

2.1 双工况冷机限流，导致主机负载率偏低，影响运行效率

场馆 2015 年实测数据显示，双工况冷机制冷工况及蓄冰工况运行 COP 均低于额定值，冷站全年 EER 平均值为 2.3。测试结果如图 4、图 5 所示。

与此同时，实测中发现，双工况冷机夜间蓄冰出力不足。如图 6 所示，以典型夜间测试数据为例，22:00 开启冷机蓄冰，直到 2:30 关闭冷机。冷机负荷率下降，COP 从 3.1 降至 2.8，蓄冰温差从 2.8 降为 2.4。但直到 2:30 冷机关闭，乙二醇供水温度还未达到 -6 的设定温度。

该日晚 22:00~2:30 四台冷机全开制冰，白天 8:00-17:00 开启 2#、3#冷机供冷。抄录冷机控制面板显示的电流百分比读数，同时实测计算实际的冷机负荷率，如表 2 所示。蓄冰工况下，面板显示的电流百分比达 100%，但实测制冰负荷率整体偏低。冷机的装机功率为 366kW，但实测功率只有 300kW 左右，计算得实际电流百分比仅为 82%，与面板值不相符。

经查证，冷机出厂时厂家进行了电流限流的设置，虽然冷机面板上显示冷机出力 100%，但实际电流只有 90%，导致冷机实际运行时无法达到额定工况。如果日常运行时依据面板电流比继续调低主机出力，将导致冷机负荷率进一步降低。该问题需联系厂

家并进行修复。

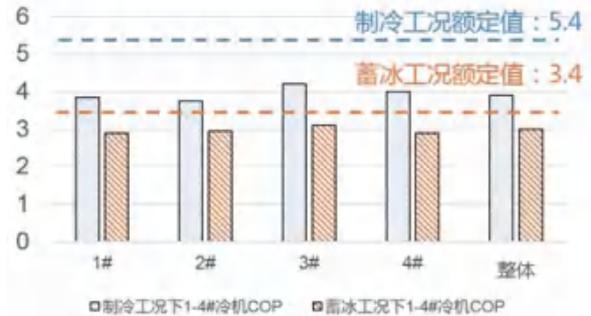


图4 双工况冷机实测 COP

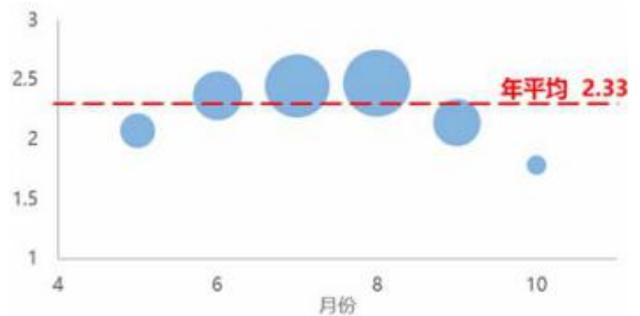


图5 冷站2015年全年EER

(圆圈面积大小表示当月累计冷量大小)

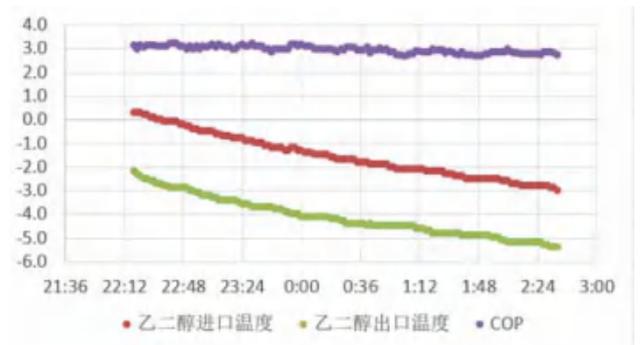


图6 双工况冷机蓄冰工况COP及进出水温度

表2 双工况冷机面板电流与实际电流对比

	负荷率	电流百分比	负荷率	电流百分比
1#	60~80%	102%		
2#	60~80%	101%	54~68%	80%
3#	63~80%	100%	60~80%	95%
4#	62~80%	102%		

2.2 蓄冰量不足以及蓄冰策略不合理

由于采取液位计测量冰槽蓄冰量，由于液位计误差较大，导致实际蓄冰量没有达到设定值时提前结束蓄冷。如图所示，测试期间平均蓄冰量为 5813RTh，仅为设计值的 64%。上海的谷电时间是从 22:00~6:00，但是该场馆结束蓄冷的时间从 2:30~4:30 不等，对谷

电时间利用不充分，没有将蓄冷系统的经济性优势发挥到最大。

建议对液位计进行标定，恢复蓄冰量上限。同时，延长夜晚蓄冰时间，从而充分利用谷电进行蓄冰，发挥冰蓄冷系统的经济效益。



图7 每日实际蓄冰量与额定蓄冰量对比

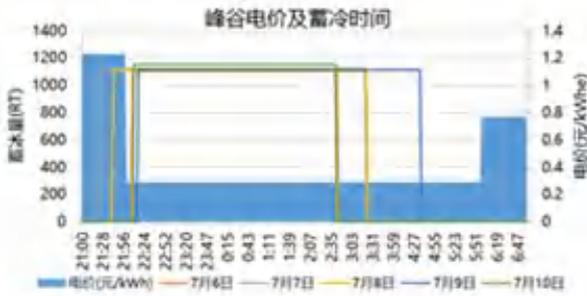


图8 峰谷电价及蓄冰时间

2.3 释冷策略不合理

冰槽表面水温如图所示，除了7月8日外，融冰结束后冰槽内温度均未保持在0附近，处于冰水混合物的状态。由图可证实，融冰结束后冰槽内仍存在大量浮冰，冰槽处于冰水混合物状态，并未进行完全释冷。

建议基于冰槽温度调整释冰策略，充分发挥冰槽已蓄的冷量，减少白天机组的峰电使用量。

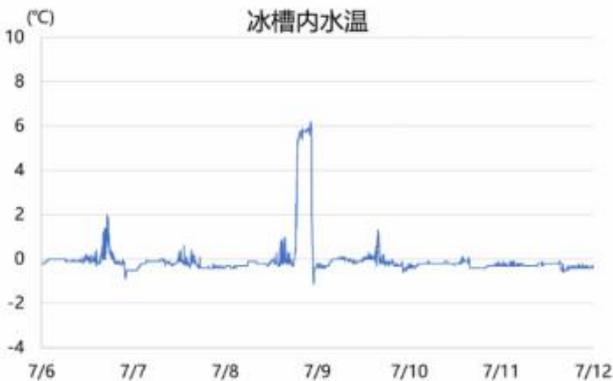


图9 蓄冰槽温度曲线



图10 释冷结束后蓄冰槽内浮冰

2.4 输配系统能效偏低

测试结果表明，乙二醇系统、冷冻水系统、冷却水系统以及冷却塔系数均低于一般值，具有较大节能潜力。

建议冷冻泵降频，控制末端供回水温差保持在5左右；夜间蓄冰工况降低乙二醇泵频率，控制制冰进出水温差3.5左右；冷却泵、冷却塔输配能效较低，通过加装变频，优化调节策略，进一步实现节能效益。

上海科技馆蓄冷系统输配系数对标

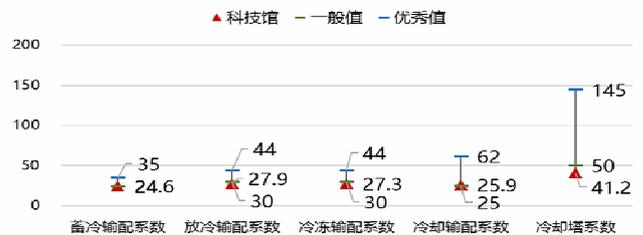


图11 冰蓄冷系统输配系数典型日实测值

2.5 冷却塔排风不畅，影响冷却效果

如图、图所示，冷却塔安放在行政楼屋顶，但冷却塔四周三面为墙壁，仅北面 and 顶部与外界环境相通，且东西两侧的冷却塔距离墙壁较近，空间狭窄导致冷却塔气流短路，影响冷却塔的运行效率。

测试结果显示，4#冷却塔靠近墙壁的一侧有明显的短路现象。同1#冷却塔情况不同的是，4#冷却塔所靠近的东侧墙壁高度较高，阻挡了4#冷却塔的出风，导致了冷却塔的出风再次回流到了冷却塔里。

建议对4#冷却塔加装导流罩。加装导流罩后，冷却塔出风沿风罩流出，可以直接流向室外，短路现象可得到明显改善。



图 12 冷却塔系统全貌



图 15 冷却塔溢水



图 13 4号冷却塔出风不畅

2.6 冷却塔流量不均，填料利用不充分，部分冷却塔溢水严重

如图 14、图 15 所示，冷却塔流量不均，低流量冷却塔填料利用不充分，影响冷却效果。部分冷却塔溢水情况严重。需对冷却塔进水流量进行平衡调适。

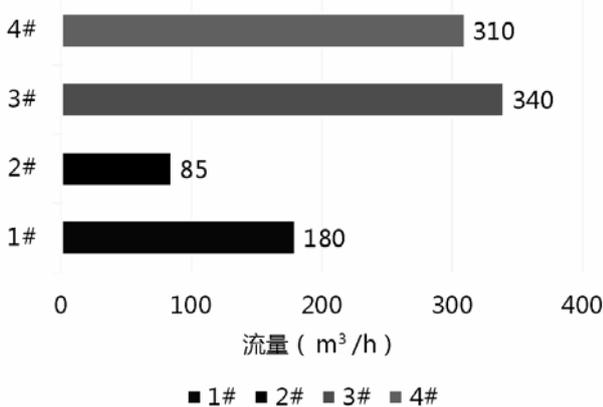


图 14 冷却塔进水流量

3 结论

该大型场馆用能强度为 38.5kgce/(m²·a)，实际运行中存在如下问题，通过进一步调适可充分发挥系统性能，实现节能及节费。

(1) 双工况冷机被厂家进行限流，使得主机负载率偏低，并最终导致主机运行效率偏低。该问题需与厂家进行沟通，取消限流设置，恢复主机 100% 的供冷能力。

(2) 蓄冰槽液位计误差导致冰蓄冷系统蓄冰量上限变小，导致蓄冰量不足。蓄冰策略不合理，蓄冰时间偏短，未能充分利用谷电。该问题需标定液位计，恢复系统蓄冰量上限。同时，延长夜晚蓄冰时间，充分发挥冰蓄冷系统的经济效益。

(3) 释冷策略不合理，未能充分利用冰槽的已蓄冷量。建议基于冰槽温度调整释冰策略，充分释冰后再开启冷机供冷，从而减少冷机的峰电使用量。

(4) 输配系统输配能效偏低，需降低冷冻泵、乙二醇泵频率，控制供回温差，提升输配能效。此外，对未安装变频的冷却泵及冷却塔，可考虑加装变频。

(5) 冷却塔排风不畅，影响冷却效果。建议对存在气流短路的冷却塔加装导流罩。

(6) 冷却塔流量不均，填料利用不充分，部分冷却塔溢水情况严重，影响冷却效果。需对冷却塔进水流量进行平衡调适。

参考文献

[1]上海市机关事务管理局.DB 31/T554-2015《上海市大型公共文化设施建筑合理用能指南》[S].北京：中国标准出版社，2015

大型综合体项目空调系统适宜性选择的探讨

蒋小易

(华建集团华东建筑设计研究总院, 上海 200002)

[摘要] 结合工程实例, 针对当下大型综合体项目对空调系统适宜性选择的需求, 着重对大型综合体项目暖通空调系统设计中的冷热源及输配系统设置、空调末端个性化需求特别是某些区域空调系统的适宜性选择等方面进行了初步探讨, 希望能为类似项目的设计工作提供参考。

[关键词] 大型综合体; 冷热源及输配系统; 空调系统; 适宜性选择

1 引言

近几年以来, 随着城镇化建设和商业地产的快速发展, 将城市中商业、办公、酒店、餐饮、会议和文娱等城市生活空间中的三项以上功能进行组合的大型综合体应运而生, 虽然业态多样, 但各业态之间相互依存、相互获益, 从而形成一个多功能、高效率、复杂而统一的综合体。这类项目往往规模较大且系统复杂, 因此在保证建筑各项功能的前提下, 给人们提供舒适健康的环境, 兼顾初期投资、后期维护和运行管理等方面, 空调系统形式的适宜性选择是非常重要的。

本文结合某大型综合体项目的空调系统设计, 对空调系统冷热源及输配系统选择、空调末端个性化需求特别是某些区域空调系统的适宜性选择等方面进行初步探讨, 希望能为类似项目的设计工作提供参考。

2 大型综合体项目空调系统的适宜性选择

2.1 空调系统关注点

当前, 大型综合体项目一般都含有商业、办公、酒店、餐饮、会议和文娱等城市生活功能需求中的三项以上功能, 开发商已经从单纯的商业开发到对如何为综合体内各类人员提供更舒适安全的环境、个性化需求和节能等方面提出了更高要求, 不同使用功能区域的空调系统选择和对不同区域个性化需求满足与否, 直接关系到项目建成后的运营和维护, 希望在设计阶段能先行思考, 提供适宜性的方案。

2.2 大型综合体项目空调系统适宜性选择的探讨

大型综合体功能复杂, 若按传统单功能建筑进行负荷计算, 容易造成负荷叠加、资源浪费、投资增大、运行费用高并且运行效率低等一系列问题, 需根据大型综合体建筑的要求和特点对空调负荷进行分析, 寻求适宜的空调能源系统, 实现建筑内冷热需求的合理匹配和自我调配。

现在大型综合体大都通过设置中央能源站来提供冷热源, 这样便于运行管理和设备维护, 同时也能

提高设备效率, 节省运行费用, 但运营下来发现这样越来越不适当当下灵活多变的物业管理要求, 经常会出现凌晨专门为距中央能源站千米之外的某 KTV 或是某火锅店提供冷热源的不合理情况。同时, 在现代大型综合体中, 一般都会有超高层塔楼, 为解决这些区域的空调水系统的承压问题, 低区、中区和次高区一般采用板式换热器进行压力分割, 但势必带来投资增加、运行维护不便并且引起温度损失等系列问题, 现在越来越多的超高层高区采用水环分离式热泵水系统或多联机空调系统, 既有效减少了冷冻水在输送过程中的能量损失, 又克服了采用常规风冷多联机空调时室外机不好协调位置和室外机放置在设备层时通风不畅的问题, 对于 300 米以上的超高层建筑, 笔者认为采用这种设计方法是比较合理的。

在大型综合体项目设计过程中, 诸如大堂空调效果、内外区冷热舒适性不佳等老生常谈问题, 需要针对具体项目, 通过选择适宜性方案来解决。笔者参与了一些这类项目的暖通空调设计, 根据项目建成运营后的实地考察和反馈, 特别是项目物业公司集中反映的情况来看, 合理的冷热源选择、简洁有效的节能措施是当下大型综合体项目空调系统设计最需要关注的, 另外, 当下的大型综合体项目需要满足越来越多使用者诸如使用时间和空调通风形式等个性化需求, 个性化的空调和通风系统末端也越来越受物业公司 and 使用者青睐。实用有效的空调通风节能措施一直是建造方和运营方关注的问题, 现在更关注这方面的投资效益。今年初爆发的新冠肺炎疫情, 让越来越多使用者更加关注大型综合体项目环境的健康安全, 也对当下大型综合体项目空调通风系统的适宜性设计提出了更高要求。

3 应用实例

3.1 项目概况

某项目位于福建省福州市中心, 项目为集办公、

酒店、公寓、商业、娱乐、餐饮和地下停车等的建筑综合体,主要由位于基地北部的“超高层酒店+办公+公寓”的1号楼塔楼和位于基地南部的“商业+娱乐”的2号楼裙楼组成,两部分之间用多层架空连廊连接,两部分都是高层建筑,其中,北部1号楼塔楼主体高达245.35m,最高部位玻璃幕墙屋顶为273.88m;南部2号楼裙楼高36.2m,连廊高35.5m。该项目作为当地超高层地标性建筑,对福州市的整体城市空间环境与城市轮廓线产生了较大的影响,为更好体现建筑的社会价值,在暖通设计中更多地融入节能、绿色

和环保等各方面的理念。

该项目总建筑面积159473 m²,其中,1号楼楼建筑面积为109661 m²,一至七层为酒店公共区,九至十八层为办公,二十到三十三层为酒店客房,三十五到五十三层为普通公寓式办公,五十四到五十八层为豪华公寓,八、十九、三十四和四十七层为避难层;2号楼裙楼建筑面积为18400 m²,共七层,为商业和娱乐功能;地下室建筑面积为39355 m²,共三层,为停车库、设备用房及酒店后勤用房等。

表1 办公区域水环热泵系统分析比较

项目	方案一 整体式水环热泵	方案二 分离式水环热泵	方案三 水-水热泵
1 制冷/采暖设备配置方案	每个办公分区使用N台4kW整体式水环热泵机组,冷却塔布置在裙房屋顶,辅助加热设备由锅炉提供。	每个办公分区使用N台4kW分离式水环热泵,采用一台室外机拖一台室内机布置,室外机布置在办公走道或机房内,冷却塔布置在裙房屋顶,辅助加热设备由锅炉提供。	每个办公分区使用2台10kW水-水热泵,机组布置在机房内,冷却塔布置在裙房屋顶,辅助加热设备由锅炉提供。
2 对走道吊顶的影响	整体式机组布置在室内,对走道吊顶无影响	室外机组布置在走道吊顶内,机组高度为420mm,需结合结构方案及机电综合管线布置判断对走道吊顶的影响;布置于机房内,对走道吊顶无影响	冷冻水管外径约100mm。对走道吊顶影响不大。
3 对办公吊顶的影响	设备最小高度为535mm,需结合结构方案及机电综合管线布置判断对办公吊顶的影响	设备最小高度为265mm,布置合理情况下对办公吊顶影响不大。	风机盘管设备高度250mm,布置合理情况下对办公吊顶影响不大。
4 室外机组尺寸(L×W×H)	A: 1020×512×395 B: 1222×560×535	A: 456×456×420 B: 445×445×370	A: 706×586×635 B: 820×660×530
5 室外机噪声(dBA)	A: 47 B: 45	A: 39 B: 38	A: 47 B: 53
6 室内机噪声(dBA)	---	A: 46/40/38 B: 34 (仅提供中档风量)	风机盘管: 33 (选择6号风机盘管)
7 冷媒管长度限制	---	A: 10米 B: 15米 (未提供书面资料)	---
8 系统可靠性	可靠性较低;灵活性较高,每间办公室可以独立控制,机组之间互不影响	可靠性较低;灵活性较高,每间办公室可以独立控制,机组之间互不影响	由于使用两台主机,一台设备在需要检修的时候,系统基本可以满足部分负荷的需要
9 对办公区域噪音的影响	由于机组设置在办公区的吊顶内,机组的噪音对室内影响较大	如机组布置在走道内噪音较大;若布置于机房内,对室内影响较小	机组布置在机房内,如配置良好的隔音措施则对办公区域噪音影响最小
10 维修及保养工作	机组多,维修量较大	机组多,维修量较大	维修量最小
11 机房面积要求	标准层办公区域无机房面积要求	如果室外机设置在走道吊顶内,无机房面积要求。如果设置在机房内,则需要考虑设置机房。	需要考虑设置机房面积
12 初投资	A: 每一区域水环热泵设备投资约47550RMB B: 每一区域水环热泵设备投资约46000RMB	A: 每一区域水环热泵设备投资约36450RMB B: 每一区域水环热泵设备投资约35000RMB	A: 每一区域水环热泵+室内风机盘管+水泵总计约55860RMB B: 每一区域水环热泵+室内风机盘管+水泵总计约52020RMB

注明:A和B分别为市场上的两家水环热泵生产厂家。

3.2 空调系统的适宜性选择

3.2.1 冷热源系统配置

1)酒店:空调总冷负荷为6059kW,总热负荷为3082kW,酒店远期冷负荷规划1315kW,设置3台2110kW离心式冷水机组和1台1044kW螺杆式冷水机组,夏季向低区提供6~12℃的冷冻水,高区在八层设置2台960kW的水-水板式换热器提供7~13℃的冷冻水;冬季采用2台4t/h蒸汽锅炉,通过设置在不

同区域的汽-水换热器进行空调供热,高区2台550kW换热量,低区2台1074kW换热量,冬季提供60~50℃的热水。冷水机组及其配套水泵等低区设备设在地下室冷冻机房内。

2)商业:空调总冷负荷为3987kW,总热负荷为1193kW,设置2台2110kW离心式冷水机组,夏季提供6~12℃的冷冻水,冬季因福州地区白天气温通常不低,且商场实际供热负荷需求较低,通过当地调

研分析后,采用电热水锅炉夜间(22:00~8:30)平段内蓄热后,白天通过热水换热器提供60~50℃的空调热水,选用1台810kW的常压电热锅炉,蓄热量为5100kWh。

3.办公:福州当地全年平均气温较高,标准办公层的面积较大,其中内区面积也较大,过渡季节的时间较长,因此内外分区,为满足办公人员过渡季和冬季的个性化需求,且根据业主对当地出租型办公计费的要求,经分析比选,办公区域采用水环热泵空调系统尤为适合,内外区的冷热交换可以大大减少冷却塔和锅炉的开启时间。

办公空调总冷负荷为2322kW,总热负荷为710kW,采用水环热泵系统,设置2台板式换热器,每台换热量1800kW,通过与冷却塔换热,夏季提供33~38℃的冷却水,配用3台变频水泵(2用1备);冬季设置2台465kW的真空热水锅炉,通过板式换热器,得到换热量900kW,冬季提供15~20℃的水,热水泵与冷水泵合用。换热器及配套水泵等设备均设在八层热交换机房内。

水环热泵形式的适宜性选择:根据建筑平面等实际情况的深入分析研究,在分离式、整体式和水-水热泵式水环热泵形式之中,经比选采用了分离式水环热泵机组(详见表1)。

4)公寓式办公:对于出售型公寓式办公的空调方式进行了多次论证,其中对于设置VRF系统进行了充分的比选,但因最终小户型设VRF系统虽然也能解决独立计费问题,但是要求每户室内机必须处于待机状态,这个要求对于每户人家电源就有较大限制,因此还是采用了分离式水环热泵的方案,均能解决计费及独立使用的要求。

公寓式办公空调总冷负荷为2411kW,总热负荷为1020kW,采用水环热泵系统,设置2台板式换热器,每台换热量2000kW,通过与冷却塔换热,夏季提供33~38℃的冷却水,配用3台变频水泵(2用1备);冬季设置1台4t/h蒸汽锅炉,通过汽水换热器,得到换热量1200kW,冬季提供15~20℃的水,热水泵与冷水泵合用。换热器、水泵等设备均设在八层热交换机房内。

5)豪华公寓:豪华公寓位于塔楼最高五层,为出售型业态,每户为大平层设计一层最多两户,面积较大,根据业主对出售型公寓独立系统的要求,选择采用变制冷剂流量的多联分体空调系统更为合适,室

外机可设在塔楼屋面,室内外机间的冷媒管较短,对冷热量衰减无影响。

3.2.2 空调水系统

1)酒店区域根据负荷特性和个性化需求,采用四管制水系统,可同时供冷供热;

2)商业区域根据福州当地气候条件,采用两管制水系统;

3)办公及公寓式办公区域水环热泵采用两管制水系统,夏季冷却水,冬季为热水。

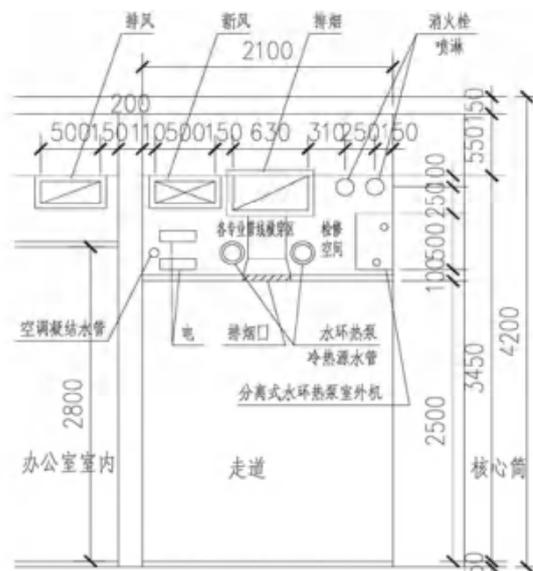


图1 标准层办公分离式水环热泵室外机组走道布置的剖面图(方案一)

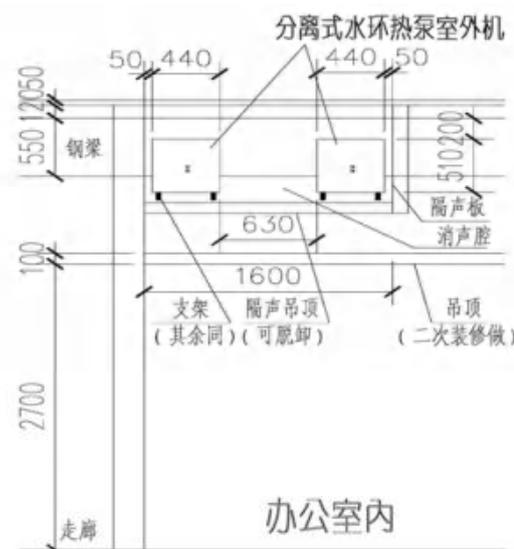


图2 标准层办公分离式水环热泵室外机组室内布置的剖面图(方案二)

3.2.3 分离式水环热泵的设置

为保证办公室内的噪声要求,必须对于室外机噪声进行隔声处理,对于标准层办公,室外机的放置进行了两种方案的比选,一种放在走道内,详见图1;

另一种将室外机放置在办公室内进门处吊顶空间里,并在周围做隔声板围挡从而保证办公室内的噪声要求,详见图2。

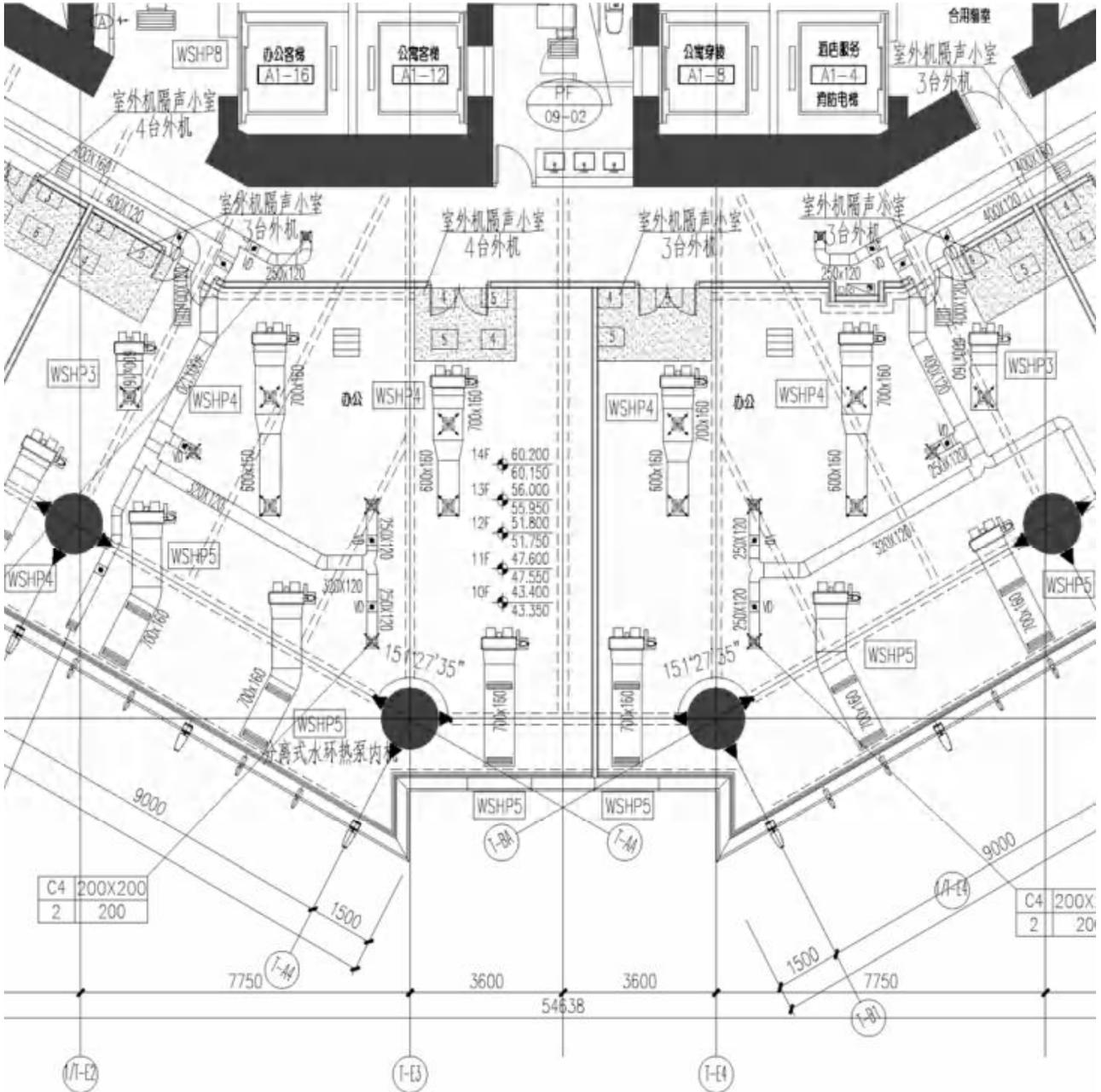


图3 标准层办公分离式水环热泵室内外机组的局部布置平面图

因室外机台数较多,考虑到室外机排在走道吊顶内,检修空间不满足设备的要求,且吊顶净高 2.5 米不满足业主 2.7 米的要求,最后采用第二种方案,结合声学顾问的意见,将每个租户内室外机组放在一隔声空腔内,通过测试,可以满足业主的要求,平面

图布置见图 3。
对于公寓式办公,室外机放置在公寓各自朝向走道的管井内(可以两户合用一管井),检修门开在走道内,这对于物业检修和噪声控制都可以令人满意,管道井内室外机布置见图 4 和图 5。

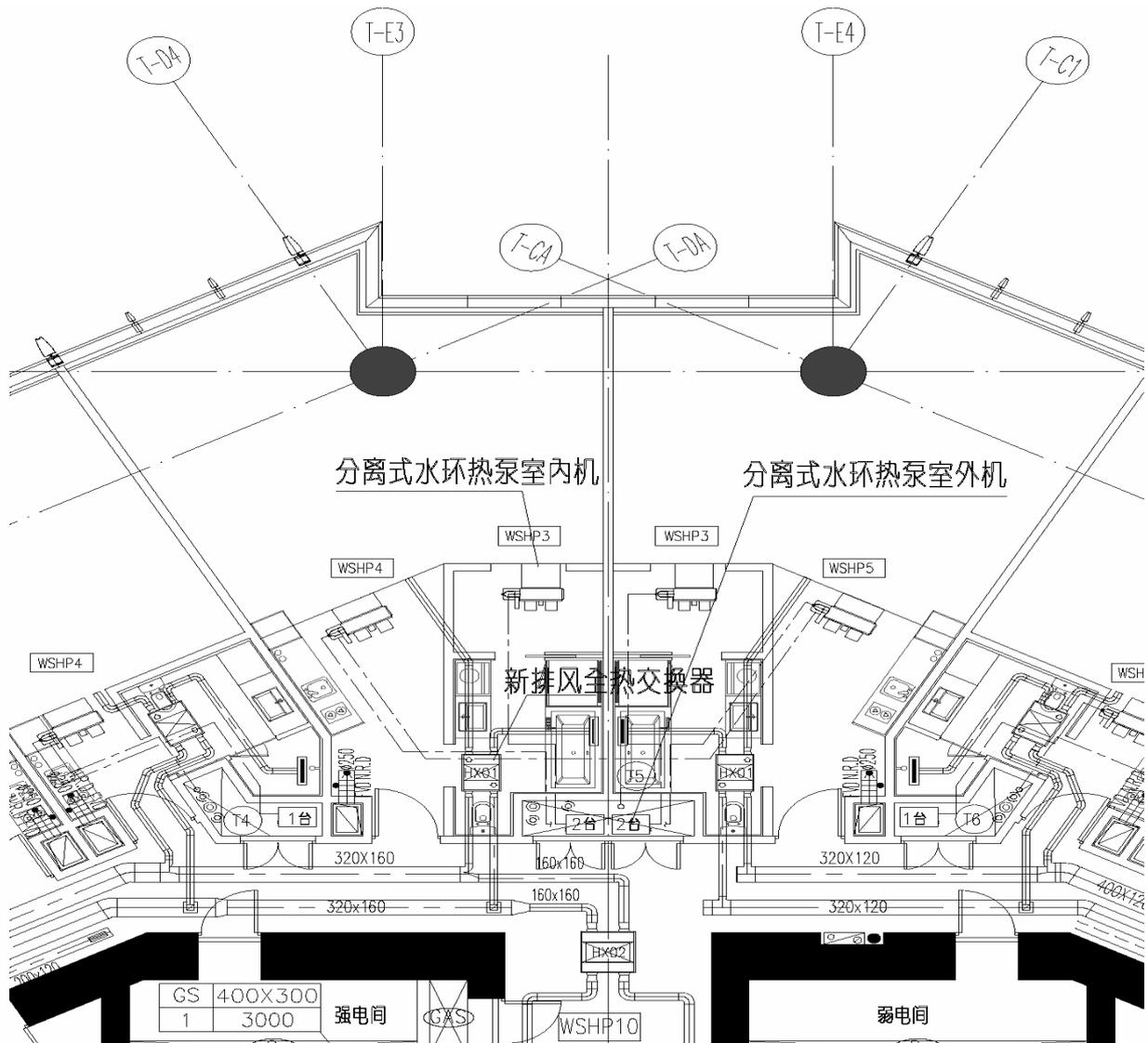


图5 公寓式办公分离式水环热泵室外机组在管井布置的局部平面图

图4 公寓式办公分离式水环热泵室外机组在管井布置的剖面图

3.2.4 节能健康技术的适宜性选择

1) 办公区域房间进深比较大, 内区和外区负荷特性相差明显, 设计中进行了内外分区, 距离外幕墙4米范围内划为外区, 其余划为内区。由于采用了水环热泵系统, 既保证在内外区各台水环热泵均能各自供冷或供热, 又能在内区冬季供冷时水系统内释放热量提供外区所用, 减少了锅炉的用量, 既可以满足办公人员的个性化需求也达到了节约能源的目的。

2) 酒店宴会厅等区域的全空气空调系统过渡季可采用全新风运行, 减少冷机能耗。

3) 采用空调新排风热回收系统, 进行能量回收: (1) 标准办公层新风由设在设备层(八层和十九层)的4台风量为 $20000\text{m}^3/\text{h}$ 集中式的板式新排风热回收机组提供, 通过竖井送至每层平面的办公室内; (2)

酒店公区和客房的集中新风,采用12台风量为 $5000\text{ m}^3/\text{h}\sim 15000\text{ m}^3/\text{h}$,冷媒为R134A的热管式的新排风显热回收装置,既能回收显热能量,又能避免新排风的交叉可能性,是酒店比较受欢迎的热回收方式。(3)公寓式办公和豪华公寓每个户内均采用小风量的全热回收型的新排风机器,直接吊装在室内。

4) 免费供冷系统:(1)水系统方面,酒店和裙房商业采用两台和冷冻机相同冷量的免费冷却板式换热器,通过冷却塔免费制冷,冷却塔进出水温设定为 $8\sim 13$,板式换热器二次侧供回水温度为 $9.5\sim 15.5$ 。板式换热器一次侧和二次侧循环水泵均可利用原冷却水泵和冷冻水泵,对于冬季内区较大的酒店公共区和商业来说,既经济,运行管理也简单,仅增设两台板式换热器就可省去冷冻机组的运行,在运营后的回访中,业主和物业部门对免费冷却板换的节能效果比较满意;(2)风系统方面,酒店公共区,特别是宴会厅及前厅,在过渡季节时,因内区较大,当采用全空气系统时,过渡季节加大新风量(保证不小于70%总风机风量),加大新风管径,使过渡季节新风风速在 $8\sim 9\text{ m/s}$ 之间;在运营后的回访中,物业部门对于过渡季节加大新风运行非常认可,并建议有可能在做好消声前提下还可以适当再提高风速,增加新风供应。

5) 室内空气品质的提升措施:(1)蒸汽加湿系统:酒店的区域除了餐厅和厨房,空调机组内均设置了蒸汽加湿段,采用带保温涂层狭缝式蒸汽加湿器,由于蒸汽加湿系统不采用循环水,减小了细菌滋生的可能,既节省水耗量和热量,又保证室内的空气品质;

(2)为提高办公环境的空气品质,所有空调箱或新风空调箱除采用G4初效和F7袋式中效过滤外,还设置了紫外线杀菌装置,紫外线杀菌装置需通过国际UL或CE安全认证,可杀灭99.9%的附着在空调盘管上的霉菌等细菌病毒,且自带智能化传感器和控制器,空气过滤和紫外线杀菌装置的设置,大大提升了整栋楼的卫生安全等级。

4 结语

4.1 随着大型综合体项目内使用人员对环境的要求越来越高,对大型综合体的空调系统的运营和维护要求也越来越高,要求设计人员在项目设计各阶段充分调研,针对项目特点对空调系统做适宜性选择的分析研究;

4.2 大型综合体项目空调系统的适宜性选择主要是为了满足用户的个性化需求而更加合理地确定冷热源配置、空调通风末端形式、实用有效的绿色和节能措施等,同时要解决好诸如大堂空调效果、内外区冷热舒适性等常见问题;

4.3 眼下大型综合体项目作为比较普通的项目,设计中通过对空调系统的适宜性选择可以取得很好的社会效益及经济效益,从而提升设计的价值。

参考文献

- [1]陆耀庆.实用供热空调设计手册(第二版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2007
- [2]范存养 杨国荣 叶大法.高层建筑空调设计及工程实录[M].北京:中国建筑工业出版社,2014

热泵空调系统在工业余热的综合应用

张海燕¹, 衣明²

(1. 山东齐鲁高阳建筑设计院有限公司, 淄博 255000;

2. 山东中润集团淄博置业有限公司, 淄博 255000)

[摘要] 本文通过山东齐鲁集团特种水泥厂利用其生产线 400m³ 冷却循环水池最高 25 的低品位热源, 采用余热水源热泵机组进一步提取循环水热量用于办公、宿舍、餐厅、俱乐部等一万 m² 的建筑供暖; 节省了大部分供暖初投资, 大大降低了冬季供暖费用。同时采用冷却水池替代冷却塔, 也解决了夏季制冷需要, 取得了事半功倍的双重效益。

[关键词] 循环冷却水; 低品位余热; 水源热泵; 双重节能效益

引言

华银集团旗下的山东齐鲁集团特种水泥生产线是目前为止亚洲规模最大、技术水平最先进、水泥产品标号最高的特种水泥生产线。生产线建厂于 2007 年, 位于齐鲁工业园东南部约 5 公里的丘陵荒地地带。由于地理偏僻且远离市区和成熟的工业区, 如何解决办公、宿舍、餐厅、俱乐部等一万 m² 建筑冬季供暖成为厂区配套建设的重中之重。摆在工程技术人员面前的现实是配套实施只有电力到位, 市政热力远在荒山野岭 5 公里之外, 热力公司开出了高额的管线工程费用和更高额的开户费, 以及远大于 1 万 m² 建筑供暖所需的最小用热量; 自建锅炉房手续、工期、费用等也超出了建厂规划和预算。

上世纪水源热泵中央空调用于建筑供暖在淄博既有成熟业绩, 而在淄博地区普通的水源热泵热源井水一般取自地下 50~100 米深水井的浅层地下水, 水温一般在 16~18 。齐鲁集团生产厂区建厂前曾经打井用于施工用水, 水质已经严重污染、水量很小, 不

能利用, 更不能满足水源热泵机组的需要。

特种水泥厂建有 400m³ 冷却循环水池, 池内水温最高时达 25 , 春节、元旦等生产淡季也在 13 以上, 结合当前流行的工业余热回收, 工程技术人员与空调厂家经过核算、分析认为以冷却循环水为低品位热源, 用水源热泵机组解决冬季供暖效果可靠、投资最省、运行费用最经济、可行性最佳; 冷却循环水的水温条件优于夏季空调冷却塔循环水, 可进一步用于夏季制冷系统冷却水。经过近 4 个供暖季的实践也验证该技术的应用取得很高的经济性和可靠性。

一、特种水泥生产余热水源热泵机组供暖与其它几种供暖方式的比较:

利用水泥生产循环冷却水的余热水源热泵系统, 直接在冷却水池内安装潜水泵供给水源热泵机组, 然后直接返回循环水池, 同样采用风机盘管末端系统与其它几种冷热系统比较节省了大笔投资。

以该工程供暖面积 1 万 m² 实际投资差额估算见下(表一):

表一 几种冷热系统的投资差额比较表

项目名称 序号	余热水源 热泵机组系统	埋管地源 热泵机组系统	锅炉房、冷却塔螺杆机系统	市政热力、冷却塔螺杆机
1	直接利用 循环冷却水池	山区岩层埋管 8 千米时价 160 万元	锅炉房、储煤场置地、水处理计 30 万元	开户费、换热站计 90 万元
2	水源热泵机组 30 万元	地源热泵机组 38 万元	冷却塔、螺杆机 40 万元	冷却塔、螺杆机 40 万元
3	水泵、配电设备及施工合计 20 万元	水泵、配电设备及施工合计 22 万元	水泵、配电设备及施工合计 20 万元	水泵、配电设备及施工合计 20 万元
合计	50 万元	220 万元	90 万元	150 万元

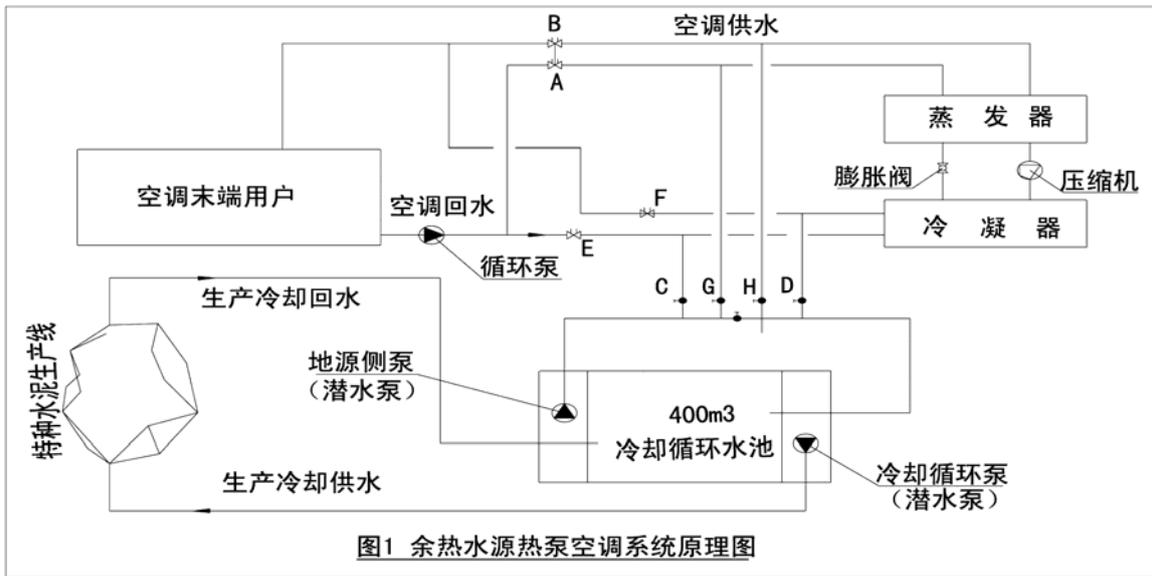
以上比较参考了国内知名品牌、按中档配置在其它工程中的投标报价, 通过比较几种系统初投资差额很大, 分别高出余热水源热泵系统达 340%、80% 和 200%。

二、特种水泥生产余热水源热泵机组供暖系统原理及

设备设计选型:

2.1 余热水源热泵机组系统原理

利用水泥生产循环冷却水的余热水源热泵系统, 冷却水池直接利用, 也省去了冷却塔系统, 系统设备原理相对简化了许多, 参见(图 1)一目了然。



冬季供暖和夏季制冷的工况转换通过图中连接蒸发器、冷凝器的A、B、C、D、E、F、G、H四个阀门通过设定程序的控制自动切换实现,末端由于冷暖采用风机盘管一套系统不必调节。

冬季,冷却循环水池内的潜水泵抽水供水水源热泵机组,经由机组提取热量后返回循环水池,冷却循环水池的有效容积为400m³,循环冷却水池与特种水泥生产线之间的循环周期为每小时一次,远远不断的低品位热量即来自生产线。余热水源热泵机组提取的热量通过管网和风机盘管释放到房间内实现供暖。

夏季,房间内的热量经由风机盘管和管网,输送给水源热泵机组,然后通过机组和潜水泵转移到循环水池,再经由循环水池冷却释放。

2.2 主要设备的设计选型:

齐银集团特种水泥生产厂的建余热水源热泵机组机房设备通过社会公开招标后确定以“交钥匙工程”形式,由中标单位设计、施工总承包。

厂区宿舍建筑为240厚外墙、俱乐部采用了大型钢架玻璃穹顶自然采光、食堂则直接采用板房结构,均为不节能建筑;设备厂家经过估算,结合了厂区远期建设规划考虑了足够负荷富余量:

主机设备选型“清华同方”SGHP350M(压缩机耗电功率80kW)两台单机头机组,根据生产可靠性要求一用一备;

循环水泵选型规格为:流量Q=50m³/h,扬程H=18米,电机功率N=9kW,三台,两用一备;

余热热源泵(潜水泵)选型规格为:流量Q=27

m³/h,扬程H=50米,电机功率N=11kW,三台,两用一备;

热源侧机组进水处设80型旋流除砂器一台。

2.3 末端系统及其节能措施

冷暖系统末端均采用了风机盘管系统。

每套风机盘管设带液晶显示的可温控三速调节开关,温控开关预设冬季供暖22、夏季制冷26下限控制,有效的实现自动节能。

风机盘管用电与其供暖、供冷区域的日常用电合并一套计量,通过核算确定稍宽裕的合理用电量限制,并建立奖惩制度落到实处,通过措施做到人走灯灭、空调停,约束实现自觉的行为节能。

水源热泵机组则通过传感器检测到的系统回水温度,控制压缩机的启停实现节能。

2.4 室外管网的无补偿直埋的施工

室外管网分热源侧和接末端侧两部分内容且均为低温水范畴,故均采用无补偿直埋敷设施工工艺:

热源侧即潜水泵管网,采用DN100的PE80级塑料给水管,外包20厚橡塑板保温后直埋辐射。管网循环为通过循环冷却水池的开式循环系统,管线敷设结合跟进地形的起伏自然地埋深1.0米。

水源热泵机组接建筑冷暖埋地主管线,选用无缝钢管采用氩聚无补偿直埋敷设工艺:无缝钢管经过机械除锈后外刷高效防水防腐涂料氩凝树脂漆一道,外包40厚的聚氨酯发泡保温,外做1.5厚的环氧玻璃钢保护层;管沟回填细沙柔性垫层厚再宿土夯填。

氩聚无补偿直埋技术可确保钢管较长的使用寿命

命和系统可靠、节能的运行,这一技术的优势在瑞典、德国等城市供暖管网应用中已实践检验证实,在近几年也被列入国内建筑工程技术目录中加以推广技术

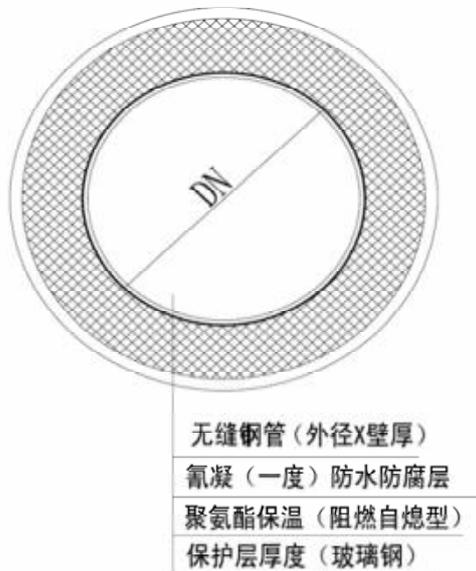


图 2 氟聚直埋管道保温大样图

支持。无缝钢管的氟聚直埋管道保温大样图,详见图 2:

说明:

1. 本设计中室外采暖供回水管道采用氟聚塑直埋供热管、及空调水管网;
2. 钢管的保温结构是由防锈防腐层,保温层,保护层构成,适用低温热水供热管道。
3. 防水防腐采用高效防水防腐化学材料氟凝。
4. 保温层采用聚氨酯硬质泡沫塑料。
5. 保护层采用玻璃钢,其氧指数应高于30%。
6. 适用温度: $-80^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$

三、特种水泥生产余热水源热泵机组供暖运营实践的可靠效果与经济性:

3.1 系统运行效果可靠、舒适度良好

系统运行以来,实现了冬季供暖室内 20°C 、夏季制冷室内 26°C 的运行效果;房间内冬季升温、夏季降温快,热舒适度高;在换季期间根据气候温度自由实行供暖不受热力公司垄断控制,反馈良好。

3.2 余热水源热泵空调系统运行经济性显著

根据资料统计,鲁中地区采用水源热泵进行建筑供暖与制冷,采用地下水水源热泵,按电价 0.58 元/度计,按一年 8 个月冷暖运行运行总费用均在 26 元/ m^2 以下,仅采暖运行费用也在 17 元/ m^2 之内,按工业用电 0.70 元/度计为 21 元/ m^2 。

齐银集团特种水泥厂区余热水源热泵空调由于采取了一系列自动节能技术措施及行之有效的行为节能管理措施,运行三个采暖季以来费用在 $7\sim 8$ 元/ m^2 之间;节能效果相当显著。

物价局核定的工商业冬季供暖为 36 元/ m^2 (如果考虑最小用热量限制费用会更高),如果采用集中供暖加冷却塔、螺杆机制冷, 1 万 m^2 的建筑每个冷暖季运行费用约 45 万元;而齐银集团采用的低品位余热水源热泵空调系统实际费用只有 8 万元不到,扣除设备折旧每年可节约 30 万元左右,节省的费用为综合运行费用的近四倍。

四、系统存在的问题与改造建议:

4.1 系统存在的问题分析

4.1.1 余热水源热泵机组采用单压缩机机组,机组选型根据满负荷运行需要选定,选型同时也考虑了厂区远期规划需要,造成压缩机功率过大;特别是在用餐时间只有食堂使用冷暖,压缩机经常在 25% 负荷工况下(即通常说的“大马拉小车”)运行且启停频繁。压缩机运行工况远超出经济工况范围,且频繁的启停非常影响机组正常运行,将大大缩短机组的使用寿命。

4.1.2 同样,循环泵流量估算确定,选型与实际需要比较过大;运行观测记录供回水温差一般在 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ 之内,即使在连续一个月最低气温 16°C 以下的 20 年冬季,供回水温差也不超过 5°C 。循环泵选型过大也是造成机组频繁启停的原因之一。

4.1.3 通过更粗略的估算选型的余热水源泵(潜水泵)也严重过大,机组设计进出水温差为 10°C ,很多情况下即使开启一台温差也只有 5°C 左右。潜水泵的扬程经过计算只需要 25 米,而实际选型整整高出了一倍。

4.1.4 末端风机盘管只是通过风机的启停实现节能,管路系统内的总流量并未实现变流量转换。循环水泵只能通过人工进行启停和控制开启台数。潜水泵只能通过人工控制,未与机组实现联动。

4.2 建议通过以下改进进一步节能提高经济性

4.2.1 通过精确地计算和精密的工况分析确定数据、规范设计。避免数据依据估算产生,杜绝经验型、粗犷型设计。

4.2.2 结合近远期规划建设,绘出近远期负荷工况曲线对比设备运行工况参数,两者兼顾,确定主机、水泵设备选型;既满足负荷需要又要避免长期“大马拉小车”的运行状态。

4.2.3 针对齐银集团特种水泥余热水源热泵空调系统建议通过以下措施改造进一步提高节能效果和运行的经济性:

、将其中的一台余热水源热泵机组改造为双压缩机头,通过人工粗略控制分别按 25%、50%、75%、100%投入运行,再结合机组自控实现的压缩机 25%、50%、75%、100%四级工况调节,使得每台压缩机尽量处在经济运行工况范围内。

、循环水泵采用大小结合搭配,将其中的一台循环泵换成一台流量只有一半的小泵,小泵设变频控制,循环水泵工况根据负荷从小到大一次为 Q 小的变频控制、Q 大的 60~100%工频控制、Q 大 100%加 Q 小变频控制、Q 大 100%加 Q 大工频控制调节运行。

末端系统本着相对集中和省改造成本的原则,分别对宿舍、俱乐部、办公、食堂设时间控制开关,根据使用与否随时开关。

、将其中的一台潜水泵换成一台流量、扬程均只有一半的小泵,其余换成扬程只有原来一半的小泵,根据运行观察记录人工控制水泵启停台数。

~ 项系统改造,既花费相对很少的成本,又可以进一步大大降低运行费用。仅就目前投入使用的一万平方建筑供暖计算,压缩机耗电功率可平均降低 10Kw、循环水泵电功率可平均降低 8Kw、潜水泵耗电功率可平均降低 10Kw;全部系统科平均降低耗电功率 28Kw 左右,综合能效比(COP)提高 25%左右。改造费用在之前的节能的基础上两个采暖季(甚至一

年的供暖、制冷)就可以节省出来。

五、结论:

1、利用生产余热甚至是低品位的生产余热,采用余热水源热泵机组空调系统解决工业厂区配套宿舍、办公冬季供暖,可大大节省初期建厂投资,更可大幅度降低冬季供暖运行费用,取得节能经济双重效益。在工业厂区尤其是化学、建材工业密集、生产低品位余热丰富的鲁中化工地区宜大力推广。

2、余热水源热泵空调系统,甚至是普通地下水水源热泵机组,普遍有空调厂家设计施工,设备设计选型普遍保守过大,通过缜密设计、施工,可以进一步大幅提高系统系统节能效益。

参考文献

- [1] 中国有色工程设计研究总院.GB50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2004
- [2] 徐伟,路宾,邹瑜等译.地源热泵工程设计指南[M].北京:中国建筑出版社,2001.
- [3] 徐伟,邹瑜,刁乃仁等.地源热泵系统工程技术规范 GB50366-2005.北京:中华人民共和国建设部,2005
- [4] 汪训昌.关于发展地源热泵系统的若干思考.暖通空调,2007,37(3)
- [5] 徐伟.可再生能源建筑应用技术指南.北京:建筑工业出版社,2008
- [6] 赵军,戴传山.地源热泵技术与建筑节能应用.北京:建筑工业出版社,2007
- [7] 马最良,姚洋,杨自强.水环热泵与空调系统设计.北京化学工业出版社,2006
- [8] 赵溪保.山东齐银集团余热水源热泵空调工程设计与运行报告.淄博:淄博鲁盛物资有限公司,2008~2011

节能建筑动态设计方法的探讨

云和明¹, 李 萌¹, 吉亚萍¹, 郭训虎¹, 吕东岚², 谢晓娜¹

(1.山东建筑大学热能学院, 济南, 250101; 2.山东安泰智能工程有限公司, 济南 250000)

[摘 要] 本文首先阐述当前节能建筑设计中存在的问题和不足, 提出动态设计的理念及方法是可有效解决节能建筑设计中的关键问题。动态设计方法的核心是通过先进的数值计算方法, 准确掌握建筑动态的冷热负荷, 进而基于 CFD 和动态模拟软件对空调房间和空调系统进行模拟仿真, 并基于热舒适和能源系统优化方法对设计方案进行优化, 确保空调房间的所需冷热负荷“即用即付”, 同时保证空调房间热舒适条件下的耗能最小。

[关键词] 动态设计; 节能建筑; 数值计算; 热舒适

一、节能建筑的概念

温室效应加剧、臭氧层破坏、水资源危机, 土地沙漠化等现象表明, 人们所直接赖以生存的自然资源状况呈指数恶化的趋势。自上世纪 60 年代以来, 出现不少基于生态学原理的建筑理论、方法与实践, 已经逐渐形成了一种独特的、区别于普遍流行的“国际式”建筑定式的建筑理念, 如生态建筑、绿色建筑、可持续发展建筑、节能建筑。

节能建筑是探讨以满足建筑热环境和保护人居环境为目的, 通过建筑设计手段及改善建筑围护结构的热工性能, 充分利用非常规能源, 使建筑达到可持续发展的应用研究科学。

近几十年来, 特别是 1973 年爆发石油危机以来, 西方发达国家的建筑节能内容一直在不断更新, 主要经历了三个阶段, 最初强调“建筑节能”(energy saving in buildings); 不久又强调“在建筑中保持能源”(energy conservation in buildings), 即减少建筑中能量的散失; 进入上世纪 90 年代, 重点为“提高建筑中的能源利用效率”(energy efficiency in buildings), 即以主动性、积极性地节省能源消耗、提高其利用效率。如今欧洲已经出现了极为“严格”的零能耗住宅标准 (Zero heating standard)、零 CO₂ 排放标准 (Zero CO₂ standard) 和能源自给标准 (Autonomous standard), 并且已有少数达到上述节能标准的居住建筑投入使用。

我国建筑界对第三层次的节能概念有较一致的看法, 即在建筑中合理地使用和有效地利用能源, 不断提高能源的利用效率。

二、传统的节能建筑设计中的不足

目前, 我国正积极倡导节约能源, 可持续发展。建设节能型建筑已被建设部纳入今后城市建设重点发展方向, 相关的指引、标准和法规也相继出台, 节能建筑设计已成为今后建筑设计的重要组成部分。

在建筑规划阶段设计人考虑的往往是容积率、日照间距、空间形态、以及建筑与周边环境协调等问题, 而很少从节能的角度来指导设计, 节能设计只有在单体方案设计阶段才有所重视, 从而产生了许多单体设计难以解决的问题。所以, 提倡建筑节能首先应该重视规划节能。当前根据节能设计标准设计其适用性和条件又不是很确切, 导致设计中无法准确掌握建筑的实际能耗情况, 以至于节能设计不准确。

在节能建筑空调设计阶段, 传统设计往往根据当地气候条件, 而采用不保证 5 天的最大冷、热负荷来进行空调设备的选型和系统方案确定, 不能准确把握空调房间的瞬时所需的冷、热负荷, 从而导致系统主机选择过大从而导致其全年运行在绝大多数时间不能全负荷运行, 能源效率低, 从而导致不节能。而在系统方案确定时, 往往根据经验, 粗略的对比不同方案的优缺点和投资经济型分析, 来确定最终方案, 而方案的实际运行效果、节能与否、匹配性如何都缺乏有效依据支撑, 往往导致系统整体设计不佳, 从而能源浪费严重且空调实际效果差。

房间的气流组织及最终的温湿度分布是最终影响房间空调效果的重要因素, 而根据规范和节能标准很难对实际运行的气流组织的温度、湿度、速度分布准确计算, 从而导致房间的温湿度分布不合理, 热舒适差。

三、节能建筑动态设计的理念

节能建筑动态设计是基于人体舒适性前提下设计和控制室内环境空调参数, 在室外气象条件实际变动条件下, 借助于空调动态仿真软件, 实现在主动节能技术和被动节能技术作用下, 空调的实际需要的冷热负荷同空调提供相一致, 以达到特定空调系统的用能及运行优化。

对于空调房间的实际气流组织和空调运行效果,

可通过基于 CFD(计算流体动力学)软件和动态模拟软件对其模拟仿真,并同建筑及空调设计相结合,根据模拟结果调整设计方案,直至空调设计的方案的空调模拟效果满足热舒适,从而有效确保空调的实际空调效果。

通过空调的动态仿真软件和 CFD 软件相结合,对空调房间进行基于热舒适的动态仿真,获取空调房间的瞬时冷、热负荷,并通过空调自控技术对空调进行控制运行,以期实现空调效果和泵与风机同实际管路联合运行的优化,从而保证实际运行的效果同设计最大程度保持一致,以真正实现基于热舒适条件下的空调节能设计效果。

四、节能建筑动态设计的研究内容

节能建筑动态设计框架如图 1 所示,首先根据模拟平台中的动态复合计算软件对所要设计的节能建筑进行动态负荷计算,进而根据负荷进行空调方案的初步设计,包括冷热源选型及系统方案的初步确定。而后根据所设计的方案,利用系统模拟软件对整个空调系统进行动态模拟,以确定系统的运行和节能效果,并反馈给设计,直至设计运行和节能效果满足要求为止,从而实现了计算机模拟辅助节能设计方案的优化,同时模拟还可以辅助进行自控方案的优化,以简化控制环节和步骤,保证可靠运行同时实现节能运行。模拟平台由不同种类的模拟软件和程序组合而成的计算机软、硬件模拟平台,根据模拟平台中的 CFD 软件,还可以对房间气流组织的热舒适和节能效果进行模拟,从而能够保证人热舒适条件下而系统的运行能耗最低。根据模拟平台还可以根据实际系统搭建虚拟的仿真系统,利用现场实际传输的数据而模拟运算,进而输出结果可辅助节能诊断,进而提出可行有效的能源改造方案。经过不断的积累,根据不同工程种类及项目的不同要求,经过实际运行和改进,最终形成优秀案例库,为以后进行节能建筑的设计方案优化提供宝贵的经验参考和节约了宝贵时间。

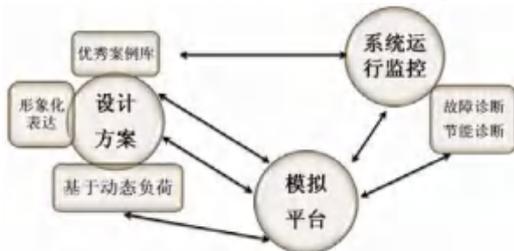


图 1 节能建筑动态设计框架

1. 节能建筑动态负荷的计算

传统的冷热负荷计算方法是根据当地的气象资料,

主要包括冬夏季的室外计算温度、计算日平均温度、日较差;而最热天和最冷时刻即对出现概率很小的一部分或低温时间不与保证。通常将室内参数控制在某个状态点为室内设计参数,然后根据房间的功能给出一个设计日的冷热负荷。整个设计过程通常认为空调连续运行,不考虑历史影响(如蓄冷或蓄热的影响)。

但传统的设计方法存在很多问题,不能够准确反映建筑物实际使用和能耗的状况。例如像学校建筑物在最冷和最热的时候不投入使用,其节假日和工作日的室内发热量不同,实际应有一个合理的取值范围;为了节能,公共建筑和住宅空调大多为间歇运行,而采用分户热计量的采暖也趋向间歇运行;为了准确设计新型的可再生能源,如地源热泵、冰蓄冷、水蓄冷或蓄热、相变材料蓄冷或蓄热等均需要准确计算空调房间或建筑物的全年逐时负荷;而过渡季节需要空调的特殊功能建筑,例如游泳池的负荷计算就不同于普通住宅和办公建筑,负荷计算方法需要准确把握全年的逐时负荷才能保证实际效果能满足设计要求。

动态设计负荷计算在传统计算所需资料的基础上,重点掌握室外典型年的气象参数,主要包括焓值极高年、温度极高年、温度极低年、辐射极高年和辐射极低年的资料,将室内控制在某个状态点上,根据舒适性空调还是工艺性空调合理设计室内设计空调参数,并根据房间功能,给出全年工作日、节假日的数据,综合考虑空调系统全年启停规律及蓄冷蓄热状况,输出全年空调房间或建筑物的逐时负荷,从而可检验空调的全年运行效果,为合理的选择空调设计及系统方案设计打下良好基础。

动态负荷的计算可以利用国内外的一些商业软件,如 Dest, Energyplus, VE, Doe, Equest 等。

2. 基于动态负荷的空调设计

根据不同的技术而有不同的设计方法,像地板辐射末端、置换通风、地源热泵、水蓄冷、冰蓄冷、游泳池的设计等,要根据不同的空调形式和使用特点和运行规律,合理选择冷热源设备,确定系统运行及自动控制方案,以保证系统安全、可靠、节能运行。

3. 空调模拟平台的搭建

空调模拟平台如图 2 所示,其功能是对空调房间进行动态负荷进行模拟计算,对系统的运行效果进行模拟,同时对系统的能耗和热舒适效果进行模拟显示,具有故障诊断、节能优化分析、实时动态仿真、实时监测、自动控制、数据处理、数据存储调用等功能。因此空调模拟平台可以是由各种计算机软件或程序组成的软件平台,也可以是由数据采集、传输转换设备、

计算软件和计算机组成的软、硬件半混合仿真平台。软件平台一般包括动态负荷模拟软件、CFD(计算流体力学)软件、动态模拟软件、数据显示转换软件等

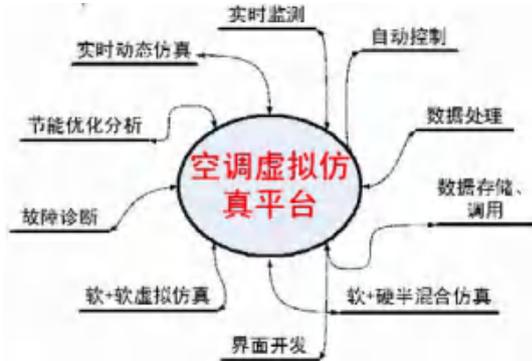


图2 空调模拟平台的功能

4. 系统自动控制和运行

对空调系统进行自动控制和节能运行是楼宇自动化系统的一部分,是运用自动控制手段实现空调系统的运行优化和逻辑控制,其自动控制的判据一般为基于热舒适的指标或热力学优化指标。因此利用先进的计算模拟软件可实现自动控制方案的优化,并根据先进的能源优化理论和空调热舒适理论为系统合理、节能、舒适的运行提供解决问题的手段和依据。

5. 数值模拟辅助设计和运行

通过模拟平台对动态负荷、系统的运行效果、气流组织的舒适性效果进行模拟,模拟结果可有效指导设计方案的进一步优化,从而使设计在规划阶段使得建筑物不但满足采光、声学要求,而且通风良好,温度适宜具有极好地室外微气候环境,进而根据节能要求,设计选用良好的保温墙体和门窗类型,并根据初步设计方案进行实际能耗模拟,根据模拟结果再进一步修改完善直至满足节能效果为止。然后根据整个空调系统的动态模拟结果优化系统设备选型和运行、控制策略;同时模拟结果还有助于发现能耗较大的环节或工艺不合理的环节,从而有助于节能诊断,并进一步提出合理有效的节能改造方案。

五、结论

当然,节能建筑设计是一个复杂的系统工程,涉及方方面面的问题。上文所提及的动态设计所解决的问题只是其中的一部分,它们往往通过传统的设计方法不能很好的解决,这会造成许多的设计漏洞,使建筑物能耗增加。所以,笔者专门提出动态设计的方法来解决传统设计所不能解决的难题,基于这种方法而探讨其有效性和正确性,在此只是抛砖引玉,希望同行们能多加指正,集思广益,共同探讨节能建筑设计

的新方法。在今后的设计中多研究、多尝试、多积累、多总结,在有限的条件下将建筑功能与艺术和技术更好地结合,使建筑设计的各个方面都能体现节能的原则,努力创造低成本、高效率的节能建筑。

参考文献

- [1] 薛一冰.建筑创作过程中的绿色思维.建筑学报,2008(3).
- [2] 黄小微.浅议绿色建筑设计之展望.建筑与装饰,2008(2).
- [3] 李敏坚.绿色建筑设计中应遵循的原则及设计方法.建筑与装饰,2007(10).
- [4] 陈列.建筑设计中的绿色技术.广东建材,2008(3).
- [5] 卜增文.绿色建筑设计—思维先行.建筑科技,2007(22).
- [6] 罗小未.外国近现代建筑史(第二版).中国建筑工业出版社,2004
- [7] 刘加平.建筑物理(第四版).中国建筑工业出版社,2009
- [8] 弗瑞德·A·斯迪特.生态建筑设计.中国建筑工业出版社,2008
- [9] 王健夫,顾苏林.暖通空调技术的进步对现代建筑的影响[J].森林工程,2002,18(3):60-61.
- [10] 范存养,龙惟定.面向地球环境时代的空调技术[J].制冷与空调,2001,1(1):23-26.
- [11] 姚江波,白蔚君.绿色建筑与建筑节能[J].华中建筑,2000,18(02):69-73.
- [12] 房志勇.建筑节能技术.中国建材工业出版社,1998
- [13] 《河南省居住建筑节能设计标准》(寒冷地区)DBJ41/062-2005
- [14] 宋德萱.节能建筑设计与技术.上海.同济大学出版社.
- [15] 彭小云,邵惠鑫.天然采光的生态方法.华中建筑,2002,(5).
- [16] 李智耿,肖立.居住建筑节能设计有关问题的探讨[J].重庆工商大学学报(自然科学版),2009,(03)
- [17] 陆建勇,马晓东,田立奇.既有建筑节能改造技术研究[J].陕西建筑,2008,(01).
- [18] 李家克.建筑节能的必由之路——绿色建筑[J].中国建设教育,2006,(07).
- [19] 毕宇欣.建筑节能理论与设计应用[J].新疆化工,2006,(02).
- [20] 马越.建筑节能在几个阶段的概述[J].陕西建筑,2007,(11).

流体入射角度对螺旋槽道内液相分布及液膜厚度的影响

刘献飞, 王 恒, 王 方, 李志强, 朱彩霞, 张浩飞, 王仕元

(中原工学院能源与环境学院, 郑州 450007)

[摘要] 单螺杆膨胀机螺旋槽道内存在多种流型, 掌握槽道内两相流动特性膜厚分布对减小气体泄漏, 保证膨胀机高效稳定运行至关重要。本文采用 VOF 两相流数值模型, 对垂直放置螺旋槽道内两相流动特性及膜厚分布进行了计算流体力学分析。根据前期实验获得的螺旋槽内两相环状流的实验数据验证了数值模型的准确性, 揭示了不同液相流体入射角度螺旋槽道内液相工质演变过程, 理论分析不同液相流体入射角度下螺旋槽道外侧的液膜厚度分布规律, 发现液相流体入射角度为 0.9 倍的螺旋升角时, 液膜厚度分布最均匀。

[关键词] 螺旋槽道; 两相流; VOF 模型; 流动特征; 液膜厚度

0 引言

单螺杆膨胀机具有在低温下效率高以及对于工质的状态不敏感的优点, 高压气体、饱和蒸汽、汽液两相或热液都可作为膨胀工质, 大大拓宽了低温热源利用的温度范围。此外, 单螺杆膨胀机所适用的功率范围在 1kW ~ 1000kW 范围内, 克服了传统蒸汽轮机和燃气轮机不能做小的缺陷。因此, 单螺杆膨胀机在工业节能、可再生能源利用、建筑节能和热泵系统等众多领域具有非常广阔的应用前景^[1]。目前关于单螺杆膨胀机的研究开发得到了国内外学者的高度重视, 但由于单螺杆膨胀机涉及热力学、传热学、流体力学、机械设计、材料学及控制等多学科, 理论研究难度很大。从国内外研究现状看, 目前仍然侧重于膨胀机的加工和性能研究^[2,3], 对膨胀机螺旋槽道泄露间隙的液膜流动及分布特性研究数据缺乏、理论不足, 而这正是制约膨胀机效率提高的关键因素^[4]。

螺旋管内两相流动特性相对较小。Murai 等人^[5]说明了空气-水两相流通过螺旋管时, 离心加速度对流动结构分布的影响。Zhu 等人^[6]基于双传感器电导探针研究了离心力对相分布的影响。Zhang 等人^[7]研究了螺旋管内油水分离机理, 指出分离效率与旋转半径、压降、相密度差和液滴直径有关。Colombo 等人^[8]采用欧拉模型对螺旋管内气液两相混合流动进行了数值模拟, 得到了离心力对流场和相分布的影响。Mota 和 Pagano^[9]研究了不同流动参数条件和不同管

道几何结构下螺旋管内气相分布。Jayakumar 等人^[10]研究了螺旋管内两相流动时, 螺旋管直径和螺距对热工水力特性的影响。Vashith 和 Nigam^[11]研究了两相流通过螺旋管时的速度分布、平均摩擦系数、相分布和入口长度。

我们前期对螺旋矩形通道内环状流的流型演变和无量纲液膜厚度进行了实验研究^[12], 并且基于均相流模型^[13-15], 研究了不同结构参数对两相压降和相分布的影响, 给出了螺旋通道内气液两相流体受离心力作用后相分布和液膜厚度。考虑到单螺杆膨胀机润滑油由油泵驱动, 单独流入膨胀机间隙, 用于润滑和密封^[1]。而目前对于润滑油单独进入间隙后, 在螺旋矩形通道内的相演化行为、界面现象和膜厚分布的研究还很缺乏, 本文利用 VOF 模型, 分别定义气相和液相流动参数条件, 给出了膨胀机螺旋槽道内液相演变规律及液膜厚度分布, 这对如何调控膨胀机复杂截面螺旋槽道内液相流动、相界面特征及液膜厚度, 避免高压气体向低压区域的漏泄损失, 保证螺杆膨胀机高效、稳定运行具有至关重要的理论指导意义。

1 数值方法

1.1 螺旋槽道物理结构示意图

图 1 给出了螺旋槽道及其主要几何参数的示意图, 矩形截面的宽度和长度分别为 $a=18\text{mm}$ 、 $b=30\text{mm}$ 。螺旋直径(从通道中心到轴测量)用 $D=195\text{mm}$ 表示, 两个相邻匝间的距离称为节距 $H=306\text{mm}$, 图中显示半节距 h 。螺旋线圈一圈的投影与垂直于轴线的平面形成的角度称为螺旋角 β ^[16]。流体入射角度

基金项目: 国家自然科学基金项目(51906265); 河南省高校科技创新人才支持计划(20HASTIT019)

(η)是指定义的流动方向与法向边界之间的夹角。螺旋槽道壁面最靠近线圈轴的一侧称为内侧,反之称为外侧。转角(θ)螺旋通道任何位置的局部截面与入口截面平面之间的角度。

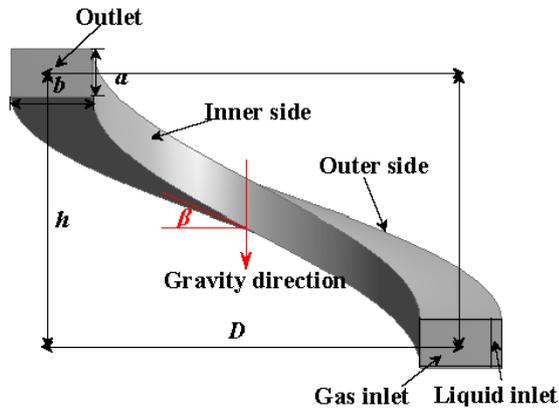


图1 螺旋槽道及其主要几何参数的示意图

1.2 数值方法

采用基于流体体积法的三维 CFD 模型求解控制方程组,采用几何重建方法对气液界面进行重建。该方案使用分段线性方法表示流体之间的界面,使得两相流的计算在气体和液体之间具有清晰的界面^[12]。采用有限体积法求解控制守恒和边界条件,进行了数值模拟。前期我们已经使用了不同的湍流模型来预测螺旋管内流动的流体力学和热特性,为了更精确地预测螺旋管内两相流的流体力学特性^[14]和提高了螺旋管内流动的精度,这里选择了重整化群 k- ϵ 湍流模型快速应变流^[17]。

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + \vec{v}^T)] + \rho_g \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

式中, P、g、F、 μ 分别为流场中的压力、重力加速度、作用于系统的物体力和流动流体的粘度。

上面给出的方程依赖于所有相的体积分数,由性质和 μ 隐式表示。在两相系统中,每个单元的密度和粘度可以估计为:

$$\rho = \sum_1^p \rho_q \alpha_q \quad (3)$$

$$\mu = \sum_1^p \mu_q \alpha_q \quad (4)$$

通过求解体积分数的标量输运方程,可以追踪两相之间的界面:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \alpha_q = 0 \quad (5)$$

对于液膜流动,表面张力起着重要的作用。FLUENT 中的表面张力模型是 Brackbill 等人提出的连续表面力(CSF)模型^[18]。在该模型中,表面张力对 VOF 计算的贡献是动量方程的源项,由表面张力产生的体积力可计算为^[19]:

$$\vec{F} = 2\sigma \kappa_i \nabla \alpha_i \frac{\rho}{\rho_l + \rho_g} \quad (6)$$

式中, σ 是表面张力系数, κ 是根据单位法向散度定义的自由表面曲率 \hat{n} :

$$\kappa = \nabla \cdot \hat{n} = \frac{1}{|n|} \left[\left(\frac{n}{|n|} \cdot \nabla \right) |n| - (\nabla \cdot n) \right] \quad (7)$$

1.3 数值计算

本文采用的求解程序是基于商用 CFD 软件 FLUENT, 网格是使用商业软件 GAMBIT 创建的。图 2 描绘了用于三维计算域的网格(六面体网格和楔形网格)。在 FLUENT 求解过程中使用非稳态求解器,整个过程物理性质保持一致的,操作环境考虑重力作用。边界条件是入口分别为气相和液相速度入口,出口采用压力出口边界,出口方向变量的扩散通量设为零。在槽道壁面设置了一个稳定、无滑移、无渗透的边界,并考虑了强化壁面作用处理。压力插值采用压力交错选项(PRESTO)格式,压力-速度耦合采用压力隐式算子分裂(PISO)格式,动量方程采用二阶迎风差分格式,体积分方程采用 Geo 重构格式,动量、湍流动能和湍流耗散率采用二阶迎风格式。基于两相流的动态特性,进行了时间步长为 0.0001s 的非稳态数值模拟,连续性、速度、k 和 epsilon 的收敛准则为 $1.0e^{-5}$ 。

为了更好的获得螺旋槽道内的两相流特征,首先对各网点精度进行了独立性验证。数值模拟的网格测试考虑了 75104、152478、237162 和 291403 个网格的计算节点,网格间距分别为 0.0015、0.0012、0.001 和 0.0095。使用不同网格的预测值如表 1 所示,结果表明,0.001 的区间节点比例可以为研究矩形螺旋槽内的液相占有率和液膜厚度提供可接受的统计精度。

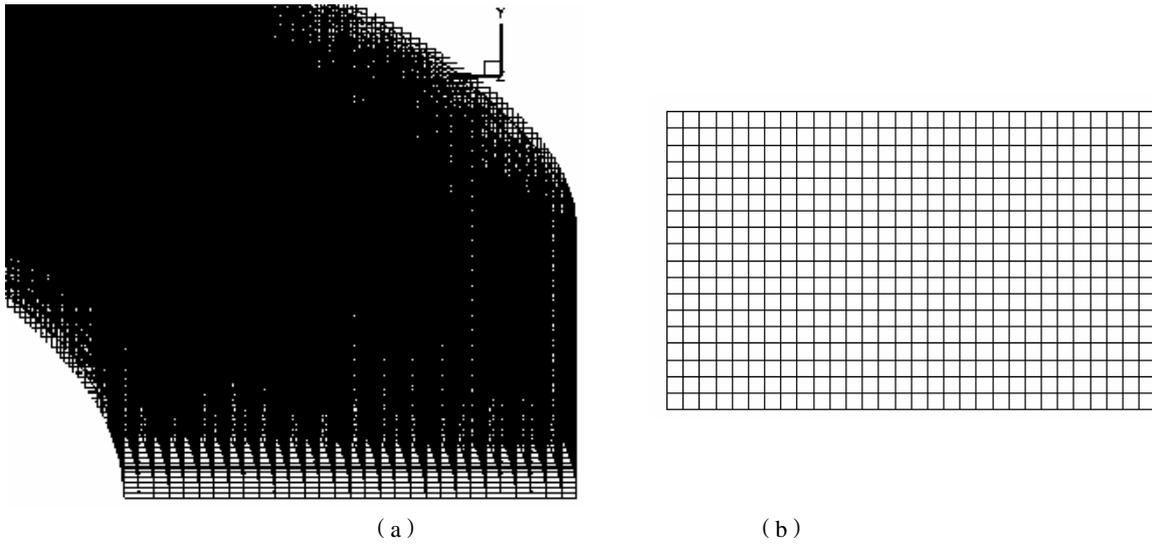


图2 螺旋槽道的网格特征 (a) 计算域 (b) 入口截面。

表1 不同网格数下的预测结果比较

节点比例	节点数	液相占有率	最小液膜厚度 (mm)	平均液膜厚度
0.0015	75104	0.070443	0.44434	0.5294
0.0012	152478	0.071532	1.03851	1.1937
0.001	237162	0.071985	1.12512	1.2839
0.00095	291403	0.071999	1.12536	1.2871

1.4 数据处理

图 3a 示出了从商业软件 FLUENT 6.3 的输出获得的横截面含液率分布的原始图像,为了更好地测量

液膜厚度,采用数字图像处理算法将液膜轮廓与其他流动特征分离开来。通过设置含液率阈值,得到了两相流结构中液相的等表面图,在本文研究中液相的阈值固定为 0.9^[20]。图 3b 示出了测量螺旋槽道外侧的液膜厚度的示意图,为了更好地从图片信息中获取液膜厚度,本文采用了 50 倍的放大因子进行测量。

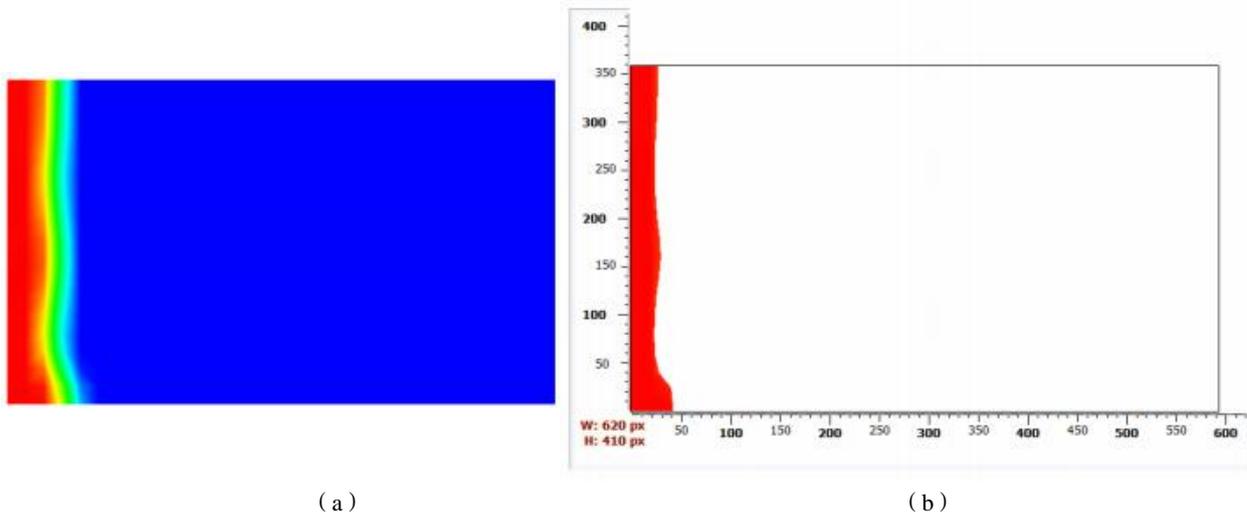


图3 (a) 截面局部含气率分布; (b) 从气相分离液膜轮廓后液膜厚度的测量

2 结果与讨论

2.1 模型验证

VOF 方法已广泛应用于界面位置的跟踪和界面现象的求解,并进行了大量的工作^[8,11,17]。对于螺旋矩形通道内的两相流,关于液膜厚度的研究成果并不多见。数值模型的验证是根据我们以前的研究^[12]中环

形流的实验数据进行的。由于离心力的影响,在螺旋矩形通道的外侧突出了环形两相流的液膜厚度。为了验证数值解的准确性,根据实验研究,进行了该数值模拟的结构参数和两相质量流量的计算。图 4 给出了实验和数值模拟所得液膜厚度的比较,图中还显示了实验数据的不确定度。实验数据与模拟数据的偏差在

3.79%以内，因此，本研究建议计算模型有足够的精确度。

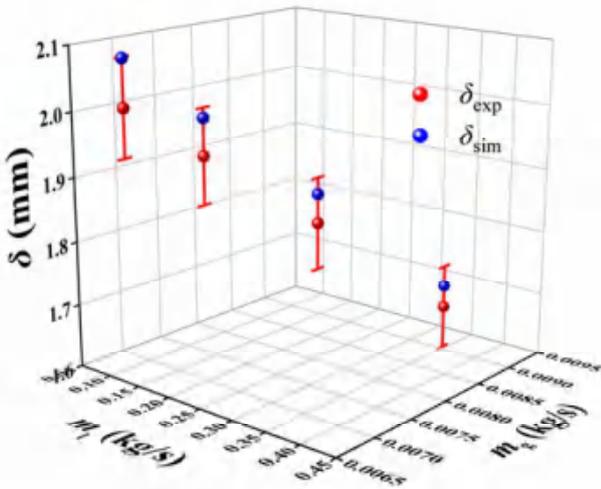


图4 实验和数值模拟的平均液膜厚度对比

2.2 界面特征的演变规律

单螺杆膨胀机槽道外侧的液相分布对防止气体

泄漏具有重要作用，图5给出了螺旋槽道不同横截面处的含液率分布及演变规律。值得注意的是，当 $\eta=0$ 时，由于螺旋槽道的节距产生的扭曲和流体流动惯性的影响，流动会发生扭曲，在 $y/a=0$ 位置时可以看到较大的持液率。随着流动的进一步发展，液体被离心力作用移向外侧。同时，在初始发展阶段，液体被节距产生的扭转力作用开始向 $y/a=1$ 方向移动。在 $\theta=60^\circ$ 角处，液体分布在水平中心线上接近对称，然后，由于二次流运动的惯性作用，液相的继续向 $y/a=1$ 方向移动使得液相分布不对称^[13]，这种现象主要是由于螺旋通道入口的扭转效应引起的。随着流动的发展，扭转效应弱于曲率效应，对液体脉动分布的影响减弱。当 $\eta=0.9\beta$ 时，根据数值模拟结果可以发现，扭转效应对螺旋槽液相分布的影响基本可以消除，主要受到离心力的作用，螺旋槽的外侧保持较高的持液率。

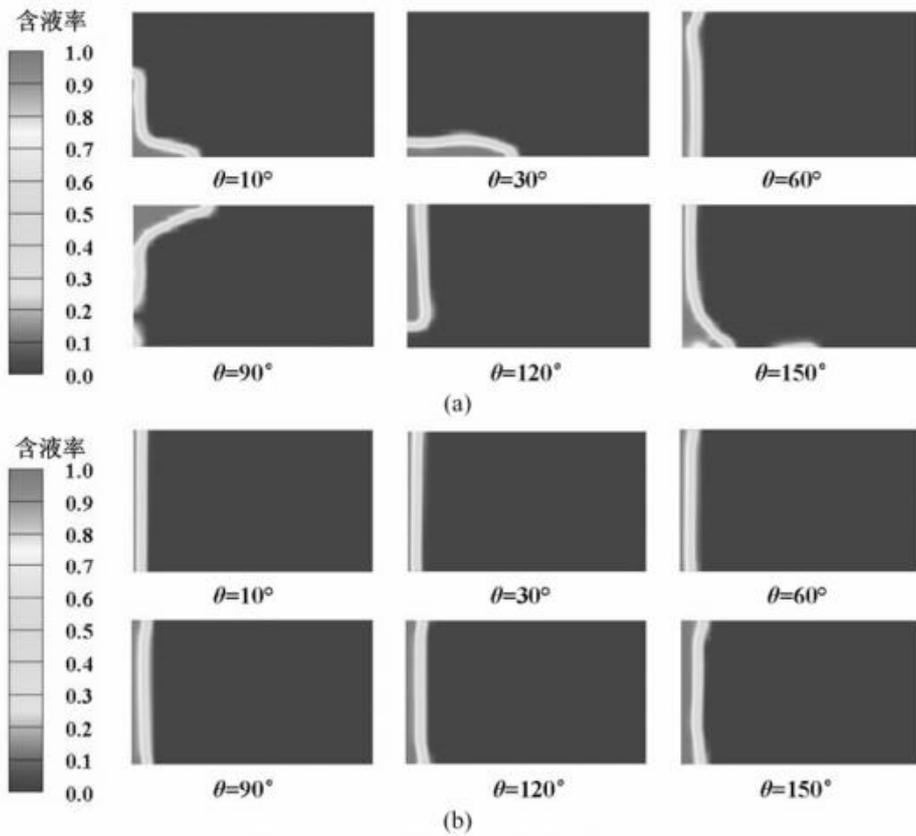


图5 螺旋槽道不同横截面处的含液率分布及演变规律 (a) $\eta=0$; (b) $\eta=0.9\beta$

2.3 液相入射角度对液膜厚度分布的影响

从不同 η 下的等高线变化可以看出 η 对液相分布

具有明显的影响，为了进一步揭示 η 对液相分布的影响，图6给出了不同 η 下的液膜厚度变化规律。从图

6a 可以看出,当 $\eta=0.80\beta$ 时,液膜厚度在 $y/a=0$ 位置明显较高,因为,这是由于 η 较小,流动仍然受到扭转力的明显影响。随着流动的不断发展,在 $y/a=0$ 位置的液膜厚度先增大后减小,这是螺旋槽道节距产的扭曲和流体流动中的惯性,使得液体更容易在这一区域积聚。随着扭转力作用将流体从 $y/a=0$ 的位置移到 $y/a=1$ 的位置,使得 $y/a=1$ 位置的液膜厚度逐渐增大。当 $\eta=0.85\beta$ 时,由图 6b 可以看出,液膜厚度在 y 方向的不对称性显著减小。当 $\eta=0.90\beta$ 时,图 6c 表示

液膜厚度分布基本与均匀一致。当 η 继续增加到 0.95β 时,如图 6d 所示,在 $y/a=1$ 区域出现较厚的膜厚分布。尽管 η 的值小于 β ,但由于螺旋槽道产生的较高的二次流导致液体向 $y/a=1$ 移动^[21]。当 $\eta=\beta$ 时,如图 6e 表示, $y/a=1$ 位置的液膜厚度明显高于 $y/a=0$ 位置。对比不同 θ 下测量数据之间的薄膜厚度值可以发现,由于离心力始终在薄膜表面的法向上,随着流动的不断发展,外侧壁面薄膜平均厚度逐渐增加^[22]。

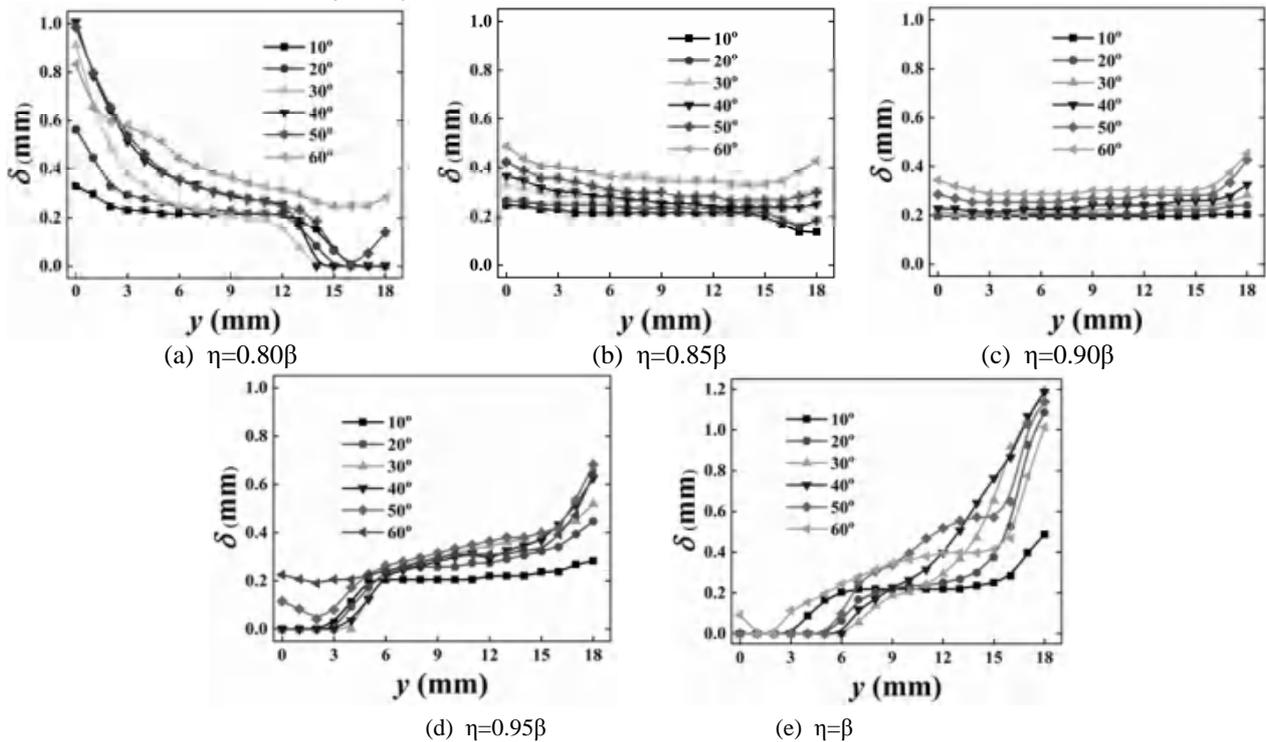


图 6 不同进口角下液体厚度分布的变化

3 结论

本文借助 VOF 多相流模型,数值分析了两相流体的螺旋槽道内的流动特性,揭示了气液两相界面特征演变规律及液膜厚度分布规律,理论分析了液相入射角度对液膜厚度的影响规律,主要结论如下:

- 1) VOF 多相流模型能够很好地预测螺旋槽道内液相分布及液膜厚度变化规律,数值模拟结果和实验测量结果具有很好的一致性。
- 2) 当液相入射角度为 $\eta=0$ 时,螺旋槽道内液相分布呈现明显的波动性,当 $\eta=0.90\beta$ 时,扭转效应对螺旋槽液相分布的影响基本可以忽略不计。
- 3) 不同入射角度下的液膜厚度对比可以发现,当 $\eta=0.9\beta$ 时,螺旋槽道外侧壁面可以获得比较均匀

的液膜厚度分布,当 $\eta=0.9\beta$ 时, $y/a=0$ 位置区域的液膜厚度较高,反之 $y/a=1$ 位置区域的液膜厚度较高。

参考文献

- [1] Wang Wei, Wu Yuting, Ma Chongfang et al, Preliminary experimental study of single screw expander prototype, Appl Therm Eng 2011;31:3684-3688.
- [2] Ziviani D, Van M Den Broek, Paepe M De, Geometry-Based Modeling of Single Screw Expander for Organic Rankine Cycle Systems in Low-Grade Heat Recovery, Energy Procedia 2014;61:100-103.
- [3] Li Guoqiang, Lei Biao, Wu Yuting et al, Influence of inlet pressure and rotational speed on the performance of high pressure single screw expander p

rototype, *Energy* 2018;147:279–285

- [4] Shen Lili, Wang Wei, Wu Yuting et al, Theoretical and experimental analyses of the internal leakage in single-screw expanders, *Int. J. Refrigeration*. 86 (2018) 273–281.
- [5] Murai Y, Yoshikawa S, Toda S, Structure of air-water two-phase flow in helically coiled tubes, *Nucl Eng Des* 2006;236:94–106.
- [6] Zhu Hongye, Li Zhaoxu, Yang Xingtuan et al, Flow regime identification for upward two-phase flow in helically coiled tubes, *Chem Eng J* 2017;308:606–618.
- [7] Zhang Jun, Guo Jun, Gong Daotong et al, An investigation on oil-water separation mechanism inside helical pipes, *J Hydrodyn Ser B* 2006;18:343–347.
- [8] Inzoli F, M Colombo, Cammi A et al, CFD study of an air–water flow inside helically coiled pipes, *Prog Nucl Energy* 2015;85:462–472.
- [9] da Mota FRM, Pagano DJ, Simulation and experimental study of phase segregation in helical pipes: A new method for flow conditioning, *Flow Meas Instrum* 2014;35:99–108.
- [10] Jayakumar JS, Mahajani SM, Mandal JC et al, Thermal hydraulic characteristics of air-water two-phase flows in helical pipes, *Chem Eng Res Des* 2009;88:501–512.
- [11] Vashisth S, Nigam KDP, Prediction of flow profiles and interfacial phenomena for two-phase flow in coiled tubes, *Chem Eng Process Process Intensif* 2009;48:452–463.
- [12] Liu Xianfei, Xia Guodong, Yang Guang, Experimental study on the characteristics of air–water two-phase flow in vertical helical rectangular channel, *Int J Multiph Flow* 2015;73:227–237.
- [13] Xia Guodong, Liu Xianfei, Zhai Yuling et al, Single-phase and two-phase flows through helical rectangular channels in single screw expander prototype, *J Hydrodyn Ser B* 2014;26:114–121.
- [14] Liu Xianfei, Xia Guodong, Zhai Yuling, Numerical analysis of the two-phase pressure drop and liquid distribution in single-screw expander prototype, *Sci. bull* 2014;59:4388–4396.
- [15] Xia Guodong, Liu Xianfei, An investigation of two-phase flow pressure drop in helical rectangular channel, *Int Commun Heat Mass Transf* 2014;54:33–41.
- [16] Lu Xing, Du Xuepeng, Zeng Min et al Shell-side thermal-hydraulic performances of multilayer spiral-wound heat exchangers under different wall thermal boundary conditions, *Appl Therm Eng* 2014; 70: 1216–1227.
- [17] Liu Xianfei, Wang Fang, Li Zhiqiang et al, Parametric investigation of thermal-hydrodynamic performance in the innovative helically coiled heat exchangers in the heat pump system, *Energ Buildings*, 2020; 216:109961
- [18] Shine SR, Kumar SS, Suresh BN, Numerical study of wave disturbance in liquid cooling film, *Propuls Power Res* 2013;2:107–118.
- [19] Gu Fang, Liu Chunjiang, Yuan Xiguang et al, CFD simulation of liquid film flow on inclined plates, *Chem Eng Technol* 2004; 27:1099–1104.
- [20] Yu Jiawen, Jiang Yiqiang, Cai Weihua et al. Forced convective condensation flow and heat transfer characteristics of hydrocarbon mixtures refrigerant in helically coiled tubes, *Int J Heat Mass Transf* 2018;124:646–654.
- [21] Zhao Houjian, Li Xiaowei, Wu Xinin, Numerical investigation of supercritical water turbulent flow and heat transfer characteristics in vertical helical tubes, *J Supercrit Fluids* 2017;127:48–61.
- [22] Kang Zhongtao, Li Xiandong, Mao Xiaobing, *Acta Astronautica* Experimental investigation on the surface wave characteristics of conical liquid film, *Acta Astronaut* 2018;149:15–24.

半导体制冷片内参数计算方法研究

罗勇强

(华中科技大学环境科学与工程学院, 武汉, 430074)

[摘要] 半导体制冷作为一种集合不需要制冷剂、无机械运动部件、无噪音、易于控制等多种优势的非传统制冷装置, 在工程上具有显著的应用价值与潜力, 随着材料科学的不断发展, 必将对制冷行业的发展提供新动力。半导体制冷计算中最重要的问题在于其内参数, 即塞贝克系数、傅里叶系数与电阻系数的估计, 因为其直接关系到制冷与散热量的计算准确性。本文在推导半导体一维传热方程的基础上, 对基于解析与基于实验经验公式计算内参数的方法进行了对比分析, 为不同情况下计算方法的选择提供指导。

[关键词] 半导体制冷; 传热分析; 参数计算; 对比研究

0 引言

半导体制冷是一种基于热电效应的非常规制冷方法, 其核心基本原理是塞贝克效应的逆效应^[1], 即帕尔贴热效应。采用两种材料不同的半导体相互连接成一个环路, 当有直流电流通过这个环路时, 在环路的两个节点处分别会出现吸热与放热的现象。由于在节点两端的吸热放热反应, 导致两节点之间温差, 进而存在傅里叶导热效应, 这种效应的存在是对半导体制冷的一种抑制, 因此在材料设计上需要遏制这种温差导热引起的热损失。此外, 由于电流与半导体内部电阻的作用, 将有一部分焦耳热的产生。于是, 在帕尔贴热、傅里叶导热、焦耳热的共同作用下, 半导体芯片在宏观上表现出一面吸热一面放热的热泵效应, 因此, 半导体芯片也被称为热电热泵芯片。由于半导体制冷所具备独特优势, 其已被证实能够为新型建筑围护结构^[2,3]、新型辐射制冷系统^[4]、新型新风机^[5,6]等作出贡献。

1 半导体制冷基本方程的推导

大多数关于热电热泵的研究直接将热电制冷制热的控制方程简单地理解为帕尔贴热减去一半焦耳热和温差热, 其中对于为什么对于冷端和热端的热量计算要减去一半的焦耳热的原因并没有很好地得到解释与理解。本研究首先将从热电芯片内部 PN 结导电臂进行微元热量平衡方程出发, 经过推导得出热电热泵的控制方程。以下详细推导过程是以推导热电热泵制冷量为例, 制热量的推导过程类似^[7]。

对于横截面积为 A, 电阻率为 TE, 厚度为 dx 的微元体, 电流强度为 I 时, 其内部的焦耳热 q_J 通过焦耳定理 (1) 进行计算, 而进入该微元体的热流 q_x 与流出微元体的热流 q_{x+dx} 分别由式 (2) 与 (3) 计

算。

$$q_J = \left(\frac{I}{A}\right)^2 \rho_{TE} (A dx) \quad (1)$$

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad (3)$$

将式 (1) ~ (3) 进行化简合并可以得到式 (4), 这是一维稳态导热控制方程, 其热端边界条件假设为第一类边界条件, 温度恒定为 T_h, 冷端温度未知, 可采用第三类边界条件, 如式 (5) 所示, 其中 l 为电导臂的长度, q_c 为待求解的冷端制冷量。

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = -\frac{I^2 \rho_{TE}}{kA^2} \quad (4)$$

$$\begin{cases} T(l) = T_h \\ T(0) = T_c \\ -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = q_c - q_p = q_c - \alpha I T_c \end{cases} \quad (5)$$

通过对式 (4) 两边同时进行两次对 x 的积分, 会出现 2 个待定未知参数 (先假定 q_c 为已知量), 通过边界条件的两个方程即可完成求解, 得到电导臂内部一维温度分布函数 T(x) 如式 (6) 所示。

$$T(x) = -\frac{1}{2} \frac{I^2 R}{K} \frac{x^2}{l^2} + \frac{\alpha I T_h + \frac{1}{2} \frac{I^2 R}{K} I \alpha - q_c}{\alpha I + K} \frac{x}{l} + \frac{K T_h + \frac{1}{2} I^2 R + q_c}{\alpha I + K} \quad (6)$$

将 T(0)=T_c 带入式 (6) 即可得到制冷量 q_c 的计算式 (7), 同理可以推导得到 q_h 的表达式 (8)。

$$q_c = \alpha IT_c - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_h - T_c) \quad (7)$$

$$q_h = \alpha IT_h + \frac{1}{2} I^2 R - K(T_h - T_c) \quad (8)$$

通过上述详细的推导发现，原公式中“一半”焦耳热的数值 1/2 并不是在推导中用将电导臂分为两半而计算得到的，而是在对一维稳态导热微分方程的积分求解中得到的^[7]。

2 半导体内参数的两种计算方法

2.1 基于解析方法

与光伏电池厂家所提供的组件参数类似，厂家只

表 1 热电半导体芯片的厂家参数 (Th=50℃)

型号	9500/127/060B
最大电流 I _{max}	6A
最大电压 V _{max}	17.6V
最大温差 ΔT _{max}	72K
最大制冷量 Q _{cmax}	57.0W
尺寸	39.7mm×39.7mm×4.16mm

首先将方程式(7)中的冷端温度 T_c 用 Th-ΔT 代替，利用方程 q_c=0 (绝热条件) 可以解出冷热端温差表达式(9)。

$$\Delta T = \frac{\alpha IT_h - \frac{1}{2} I^2 R}{K + \alpha I} \quad (9)$$

然后在方程式(9)对电流 I 求导后取零值，以求取最大电流值表达式(10)，其中参数 Z 为热电材料的优值系数，Z=α²/(RK)。

$$I_{\max} = \frac{\sqrt{1 + 2T_h Z} - 1}{\alpha / K} \quad (10)$$

此外，由热电芯片内的电压 V=IR+αΔT，将式(9)与(10)带入其中可以得到最大电压值 V_{max}=αTh，然后利用以上结果对热电芯片内参数进行反解，可以得到内参数的计算式(11)

$$\begin{cases} \alpha = \frac{V_{\max}}{T_h} \\ R = \frac{V_{\max} (T_h - \Delta T_{\max})}{I_{\max} T_h} \\ K = \frac{I_{\max} V_{\max} (T_h - \Delta T_{\max})}{\Delta T_{\max} 2T_h} \end{cases} \quad (11)$$

能为用户提供在一定标准状况下的一组简单性能参数，为了实现热电热泵的系统建模以及在任意热环境与电力输入情况下的制冷制热性能，必须对所选模块的内参数进行提取，构建完整的热电热泵数学模型。本研究选用的是杭州大和公司生产的单级制冷元件，考虑到系统性能、尺寸与稳定性等因素，选择 9500/127/060B 型号的热电芯片模块，其出厂参数如表 1 所示，仅具有最大电流、最大电压、最大冷热端温差以及最大制冷量，厂家控制的标准状况是热端温度维持在 50 。

2.2 基于实验拟合公式

通过一些学者的研究发现，热电芯片内参数本身会随着冷端热温度的变化而改变，在本研究中，为了提高热电芯片制冷制热的计算精度，选择采用文献[8]中通过实验实测得到的三组内参数与冷热端温度的回归函数，如式(12)~(14)所示，在公式中所采用的是内部热电偶 71 对，最大工作电流 6A 的芯片，对于具有其他规格的芯片而言，只需要输入相应的内部热电偶对数 N*与最大工作电流 I*，以及在表 2 中提供的函数系数即可对热电芯片内参数做动态计算。

$$\alpha = \frac{N^*}{71} \times \frac{1}{T_h - T_c} \times \left[\sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} a_i T_h^i - \sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} a_i T_c^i \right] \quad (12)$$

$$K = \frac{N^*}{71} \times \frac{6}{I^*} \times \frac{1}{T_h - T_c} \times \left[\sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} k_i T_h^i - \sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} k_i T_c^i \right] \quad (13)$$

$$R = \frac{N^*}{71} \times \frac{6}{I^*} \times \frac{1}{T_h - T_c} \times \left[\sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} \Gamma_i T_h^i - \sum_{i=1}^4 \frac{1}{i} \Gamma_i T_c^i \right] \quad (14)$$

表 2 热电热泵芯片内参数温度函数系数值

参数	数值	参数	数值	参数	数值
a1	1.33450×10-2	Γ1	2.08317	k1	4.76218×10-1
a2	-5.37574×10-5	Γ2	-1.98763×10-2	k2	-3.89821×10-6
a3	7.42731×10-7	Γ3	8.53832×10-5	k3	-8.64864×10-6
a4	-1.27141×10-9	Γ4	-9.03143×10-8	k4	2.20869×10-8

3 对比分析

通过简单的计算对比发现,采用解析式(11)得到的热电热泵内参数为 $\alpha=0.054, K=0.57, R=2.28$, 而采用温度函数(12)~(14)计算得到的参数($T_c=15, T_h=30$) $\alpha=0.052, K=0.52, R=2.39$, 两者之间存在一定的差距。为进一步了解两种计算方法在不同情况下的差别,开展了一组数值计算对比,其结果如图1所示,在工作电流在1-4A范围内,采用解析估计的内参数将比温度函数法计算的热电制冷量偏大,并且随着工作电流的增大,两组计算结果差距越大。在后续的研究中,热电芯片内参数的温度函数将被用于光伏热电建筑围护结构^[2,9]的能量分析。

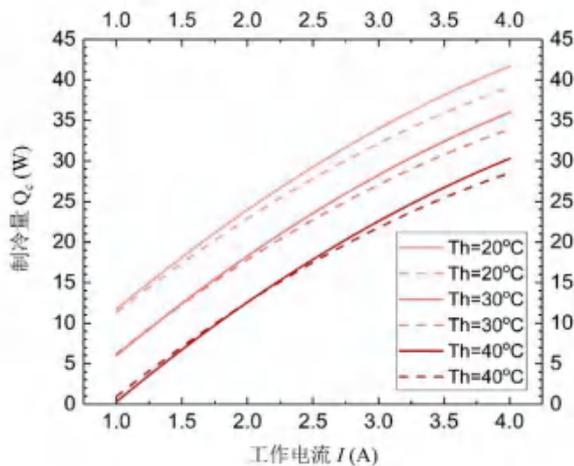


图1 基于解析内参数方法与温度函数方法提取热电内参数对于系统制冷量的影响对比图(实线计算结果基于解析方法;虚线计算结果基于温度函数方法)

4 结论

本文在详细推导半导体制冷方程的基础上,解释了一维方程中一半焦耳热的来源问题,在此基础上,由最大电流、最大电压、最大工作温差等基础厂家所能提供的参数基础上,解析推导了半导体内参数的计算公式,并将解析公式与文献中提供的基于实验经验的内参数计算公式进行对比分析,研究表明,在低工作电流情况下(2.5A以下),建议选用解析法计算的内参数,可实现方便且快速的计算。但是在较高工作电流情况下(2.5A以上),基于解析法计算的结果与基于实验经验公式计算的结果出现偏差,而且偏差随

着电流的增加而增大,原因主要是内参数随半导体冷热端温度变化而变化的特性,因此需要采用较为复杂的经验公式进行计算。

参考文献

- [1] 徐德胜.半导体制冷与应用技术.上海:上海交通大学出版社;1992.
- [2] Luo Y, Zhang L, Liu Z, Wang Y, Meng F, Wu J. Thermal performance evaluation of an active building integrated photovoltaic thermoelectric wall system. *Applied Energy*. 2016;177:25-39.
- [3] Luo Y, Zhang L, Bozlar M, Liu Z, Guo H, Meegers F. Active building envelope systems toward renewable and sustainable energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019;104:470-91.
- [4] Luo YQ, Zhang L, Liu ZB, Wang YZ, Meng F, Xie L. Modeling of the surface temperature field of a thermoelectric radiant ceiling panel system. *Applied Energy*. 2016;162:675-86.
- [5] Meng F, Zhang L, Li J, Li C, Xie L, Luo Y, et al. Investigation of Thermoelectric Warm Air Heater. *Energy Procedia*. 2015;75:621-6.
- [6] Liu Z, Zhang Y, Zhang L, Luo Y, Wu Z, Wu J, et al. Modeling and simulation of a photovoltaic thermal-compound thermoelectric ventilator system. *Applied Energy*. 2018;228:1887-900.
- [7] 宣向春,王维扬.半导体制冷器工作参数的理论分析. *低温工程*.1998:26-30.
- [8] 李维林,刘黎明,陈玲.基于半导体致冷器数学模型的TEC制冷系统的效率估算. *应用科技*.2003;30:20-2.
- [9] Luo Y, Zhang L, Liu Z, Wu J, Zhang Y, Wu Z, et al. Performance analysis of a self-adaptive building integrated photovoltaic thermoelectric wall system in hot summer and cold winter zone of China. *Energy*. 2017;140:584-600.

面向多联机的高效的 K 近邻故障诊断模型

李正飞, 陈焕新

(华中科技大学, 武汉 430074)

[摘要] 多联机制冷剂充注水平对多联机的高效运行具有重要影响, 而现有的多联机系统在实际运行中很多都存在制冷剂充注量不当的情况, 因此本文针对制冷剂充注量故障, 提出了一种基于 ReliefF 和 mRMR 耦合特征选择算法的 k 近邻故障诊断模型, 首先, 利用 ReliefF 算法计算出每个特征变量的权重系数 $W(A)$, 剔除权重系数低于阈值的特征, 然后利用集成的 mRMR 算法选出与目标类别具有最大相关性且相互之间具有最小冗余性的特征子集。计算最终变量的总权重。最后选取前四个变量建立 k 近邻模型进行故障诊断。K 近邻模型的最有参通过十折交叉验证和网格搜索获得。该模型对实验数据的诊断准确率高达 100%, 对实际在线数据的诊断准确率均超过 95%。且能同时诊断制热和制冷模式下的故障。因此, 本文建立的 k 近邻模型具有非常高的进度和推广价值。

[关键词] 多联机; 特征选择; 十折交叉验证; 制冷剂充注量; 故障诊断

0 引言

制冷剂充注量水平对多联机系统的高效运行影响很大, 据报道, 制冷剂充注量减少 25% 会导致能效降低 25%, 空调运行能力降低 20%^[1]。对于空调系统, 充注量过量和充注量不足都会引起系统性能的下降。从另外一方面考虑, 制冷剂的缓慢泄露增加了氟利昂的排放, 加剧了臭氧层损耗和全球变暖。文献显示, 超过了一般的住宅空调系统存在着制冷剂充注量不合适的问题^[2]。对于制冷剂充注量的精确控制有利于建筑自动化管理系统中的故障检测和诊断技术。空调系统的实际使用过程中, 如果制冷剂充注量不足和过量可以及时得到维护, 可以使空调系统运行能力和效率的大大提高。因此, 及时诊断出制冷剂充注量故障不仅有利于多联机系统长时间高效运行, 而且保证其使用寿命。

多联机空调系统(VRF)是通过控制压缩机的制冷剂充注量和进入室内换热器的制冷剂流量, 适时地满足室内冷、热负荷要求的高效率制冷剂空调系统。VRF 系统具有控制先进, 运行可靠, 制冷制热温度范围宽, 设计自由度高, 安装方便, 占用空间少等优点^[3,4], 在中小型建筑物中得到了广泛的运用^[5]。当多联机安装人员经验不足时, 制冷剂充注量不当的风险增加。因此, 建立一个可靠的制冷剂充注量故障诊断模型对于多联机的稳定和高效运行至关重要。

对于实际运行中的多联机系统, 其自身所安装的传感器应足以描述系统制冷循环过程。所以根据多联机现有的传感器采集的运行数据建立制冷剂充注量

故障诊断模型是可行的。本文利用 k 近邻算法建立多联机系统的制冷剂充注量故障诊断模型。通过十折交叉验证和网格搜索来进行 k 近邻模型参数寻优。该模型仅有四个输入变量, 采用实验数据进行训练和测试, 并采用实际在线运行数据对模型进行验证。

1 故障诊断模型的理论依据

1.1 ReliefF 特征选择算法

Relief 是一种著名的过滤式特征选择方法, 最早由 Kira 等人于 1992 年提出^[6]。该算法是一种特征权重算法, 基于特征对近距离样本的区分能力赋予特征不同的权重, 权重小于某个阈值的特征值将被剔除。特征的权重越大, 表示该特征的分类能力越大, 反之, 则越弱。该算法简单高效, 但局限于解决二分类问题。随后 Kononenko 等人对其进行扩展, 得到了 ReliefF 算法^[7]。该算法引入了三个重要的改进, 可以处理多类别问题和回归问题, 以及数据缺失问题。它不是从同类和异类样本中各仅选出一个最近邻样本, 而是选出 k 个最邻近样本, 然后更新每个特征的权重。

ReliefF 算法的伪代码如下所示:

输入: 训练数据集 S 和类别 C, 最邻近样本个数 k, 迭代次数 m。

输出: 预测的特征权重向量 W。

1) 初始化特征权重向量 $W[A]=0.0$;

2) for $I=1$ to m

3) 从训练数据集 S 中随机选择一个样本 R_i ;

4) 搜索 k 个猜中邻近(nearest hits) H_i ;

5) 当每个类 $C \neq \text{class}(R_i)$ 时, 从类别 C 中搜索 k

个猜错近(nearest misses) $M_j(C)$;

6) for A = 1 to a

$$7) \quad W[A] = W[A] - \frac{\sum_{j=1}^k \text{diff}(A, R_i, H_j)}{1 - P(C)} + \frac{P(C)}{1 - P(C)} \sum_{j=1}^k \text{diff}(A, R_i, M_j(C));$$

8) end ;

其中 $\text{diff}(A, R_i, H_j)$ 表示样本 R_i 和样本 H_j 关于特征 A 的距离; $P(C)$ 表示第 C 类目标的概率。

1.2 最大相关最小冗余 (mRMR) 算法

最大相关最小冗余(mRMR)算法是一种基于互信息理论的特征选择方法^[8]。其基本思想是以互信息量的大小作为衡量特征与特征、特征与类别标签间相关性的标准,从特征空间中搜索与目标类别有最大相关性且相互之间具有最小冗余性的特征子集。给定两个随机变量 x 和 y , 则 x 和 y 之间的互信息定义为:

$$I(x; y) = -\frac{1}{2} \ln(1 - \rho(x, y)^2) \quad (1)$$

其中 $\rho(x, y)$ 为随机变量 x 和 y 间的相关性系数。

令 c 为目标类别, $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ 为输入特征变量集, 令 x_i 为与目标类别 c 有最大互信息值的特征变量, 选取作为第一个变量, 并将其添加到特征空子集 S 中, 然后选取与目标类别 c 有最大相关性且与已选择的 x_i 有最小冗余性的特征变量 x_j , 将其添加到特征子集 S 中。特征变量 x_j 应满足:

$$\max_{x_j \in X - S} \left[I(x_j; c) - \frac{1}{m-1} \sum_{x_i \in S} I(x_i; x_j) \right] \quad (2)$$

重复以上步骤直到得到期望的特征子集。

最大相关最小冗余算法是一种高效快速的启发式贪心算法, 但是不能保证能找到一个总体最优的特征子集, 可能存在和已选特征子集类似或者比其更好的特征子集。为了解决这些问题, De Jay N 等人^[9]提出了一种集成的最大相关最小冗余算法, 该方法对原始样本集 S 做 k 次有放回的重复抽样, 得到 k 个自举样本集, 然后对每个自举样本集进行最大相关最小冗余分析, 得到 k 个期望的特征子集。

1.3 简单高效的 k 近邻模型

作为最受关注和成功的有监督分类算法之一, k -近邻算法(kNN)不仅原理简单, 且易于实现, 在很多分类问题中均有不俗的表现^[10]。令 $\{(X_1, y_1), \dots, (X_N, y_N)\}$ 为 p 维观测值 $X = \{X\}_{i=1}^N \in R^p$ 和与其对应的类别标签 $Y = \{y\}_{i=1}^N \in R^p$ 的样本。为预测一个新观测值 X' 的类别标签 y' , 首先在已有数据中找到与 X' 相似的 k 个观测, 如 (X_1, X_2, \dots, X_K) , 这些观测称为 X' 的近邻。根据 X' 的 k 个近邻的

(y_1, y_2, \dots, y_K) 依函数 $F = (y_1, y_2, \dots, y_K)$ 计算 y' 。通常函数 F 定义为:

$$F = (y_1, y_2, \dots, y_K) = y' = \frac{1}{K} \sum_{X_i \in N_K(X')} y_i \quad (3)$$

式(3)中 $N_K(X')$ 是 X' 的 k 个近邻的集合。由于 k -近邻法将样本包含的 n 个观测数据看成 p 维特征空间中的点, 所以在特征空间中定义了某种距离, 作为测度与 X' 近邻关系的依据。闵可夫斯基距离就是常用的一种距离, 其定义为:

$$\|X' - X_j\|^q = (\sum_{i=1}^p |(X'_i) - (X_{j,i})|^q)^{1/q} \quad (4)$$

当 q 为 2 时, 上式变为欧式距离。对于多分类问题, k 近邻算法指定新观察 X' 的类别标签为其 k 个近邻中占主导地位的标志:

$$f_{k-NN}(X') = \arg \max_{y \in Y} \sum_{i \in N_K(X')} L(y_i = y) \quad (5)$$

其中 $L(\cdot)$ 为示性函数。 k -近邻模型中最重要的参数是近邻个数 K , 其数值对模型的性能有很大的影响。较大的 K 值会导致模型的分界趋于平滑, 预测误差增大。过小的 K 值将导致预测结果受近邻差异的影响极大, 通常预测波动性(方差)较大, 稳健性低。因此, 依据对预测误差的接受程度设置参数 K , 是一种可取的方式。

1.4 参数寻优

前述可知, k NN 训练需要首先确定参数 K 。参数优化即采用一定的方法优化选择 K , 以避免过拟合, 从而获得一个推广性能良好的 k NN 模型, 用于制冷剂充注量故障诊断。本文采用网格搜索和十折交叉验证进行参数优化, 如图 1 所示。

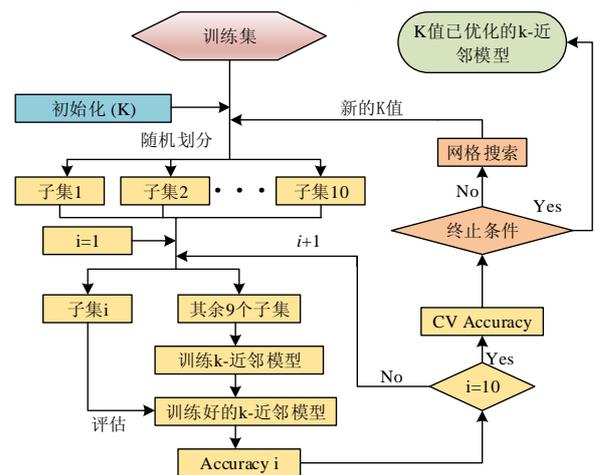


图 1 kNN 训练中参数优化过程示意

新的 K 值由网格搜索规则产生, k NN 模型训练过程中需对每一 K 值进行十折交叉验证, 选择交叉验证正确率 (CV accuracy) 最高的 K 值。训练集首先

被随机划分为十个大小基本相等的互不相交的子集，然后依次用每个子集作为验证集，其余九个子集总体作为训练集，进行 kNN 模型的训练和验证，一次十折交叉验证需进行十次训练与验证，用十次验证正确率的平均值（式 6）作为交叉验证正确率，评价 K 值的优劣。通过交叉验证，模型分类正确率可以更加准确地反映模型对于“未知”样本或子集的认识性能。

$$CV\ accuracy = \frac{\sum_{i=1}^{10} accuracy_i}{10} \quad (6)$$

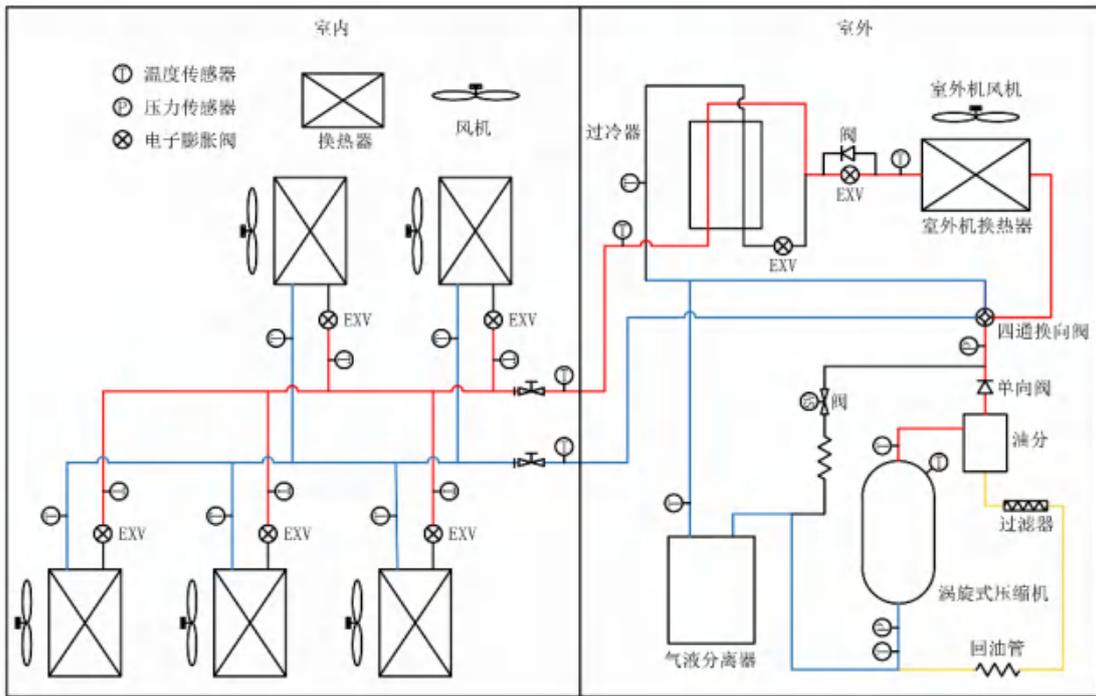


图 2 多联机系统原理图

实验数据为多联机制热和制冷工况下测得的数据，实验过程中引入了 9 种制冷剂充注量水平，如表 1 所示。多联机运行实验工况如表 2 所示。

表 1 制热和制冷模式下的制冷剂充注量水平

制冷剂充注量 (%)	样本数 (制热)	样本数 (制冷)	故障严重水平
63.84	17787	12393	-3
75.45,80.00	38380	39197	-2
84.84	22280	16773	-1
95.75,103.74	60557	31084	0
111.72	13451	12767	1
120.00, 130.00	34993	26010	2

表 2 多联机运行实验工况

模式	实验条件	室内环境参数		室外环境参数	
		干球温度(°C)	湿球温度(°C)	干球温度(°C)	湿球温度(°C)
制热	低温	10	6	-7	-8
	中温	15	5	2	1
	高温	20	8	7	6
制冷	低温	23	15	31	12
	中温	27	19	35	24
	高温	32	24	40	26

2 基于 k 近邻算法的故障模型

2.1 数据来源

实验数据来自某多联机制冷剂充注量实验，该多联机有一台室外机和 5 台室内机构成，采用 R410A 作为制冷剂，额定充注量为 9.9kg。室外机和室内机的额定功率分别为 28.0kW 和 7.1kW。实验装置的原理图如图 2 所示。

采用 4 台与实验系统不同的其他型号的多联机的实际运行数据进一步验证模型的鲁棒性。这 4 台多联机分别拥有 5、8、11 和 12 个室内机，其数据如表 3 所示。

表 3 实际多联机系统运行数据

序号	室外机数量	室内机数量	样本数	故障严重水平
1	1	5	6845	0
2	1	8	7428	0
3	1	11	7028	0
4	1	12	16411	0

2.2 数据预处理

数据预处理通过剔除异常值、死值等影响故障诊断效率的值，并选取所需要的特征变量，达到提高实验数据质量，降低数据维数的目的^[11]。数据预处理过程如下：

a) 数据清洗：剔除原始数据集中的常值变量和异常样本（包括部分数据缺失的样本和观测值明显超

出正常范围的样本),添加目标类别标签,选取以下18个变量进行后续的数据处理工作,并将其编号:1 室外温度、2 分配能力、3 目标运行能力、4 当前运行能力、5 压缩机目标频率、6 压缩机运行频率、7 冷凝温度、8 蒸发温度、9 压缩机排气温度、10 压缩机壳顶温度、11 化霜温度、12 过冷器液出温度、13 过冷器汽出温度、14 气液分离器进管温度、15 气液分离器出管温度、16 室外机电子膨胀阀开度、17 压缩机电流、18 压缩机模块温度。

b) 数据标准化:数据之间的量纲差异会影响后续的故障诊断,采用数据标准化可消除此种差异,标准化的数学模型为 $X_i^* = [X_i - E(X_i)]/\sqrt{var(X_i)}$ ($i = 1, 2, \dots, n$),式中 X_i 为数据集; $E(X_i)$ 为数据集的期望;

$var(X_i)$ 为 X_i 方差。

2.3 基于耦合特征选择算法的 kNN 模型

基于耦合特征选择算法的 kNN 故障诊断模型采用 9 种制冷剂充注量水平的实验数据来训练和测试,采用数据集的 3/4 来训练,剩下的 1/4 数据来测试模型。并采用实际系统运行数据进一步验证模型的鲁棒性。利用十折交叉验证和网格搜索来进行参数寻优。采用多联机 18 个关键点的测量数据来建立 kNN 故障诊断模型,这 18 个变量均为多联机系统自带传感器测得,所以不需要额外添加传感器。通过数据预处理选出 4 个最优变量作为模型的输入变量,训练后便可以得到 kNN 故障诊断模型,可以对运行中的多联机系统制冷剂充注量进行评估。具体流程见图 3。

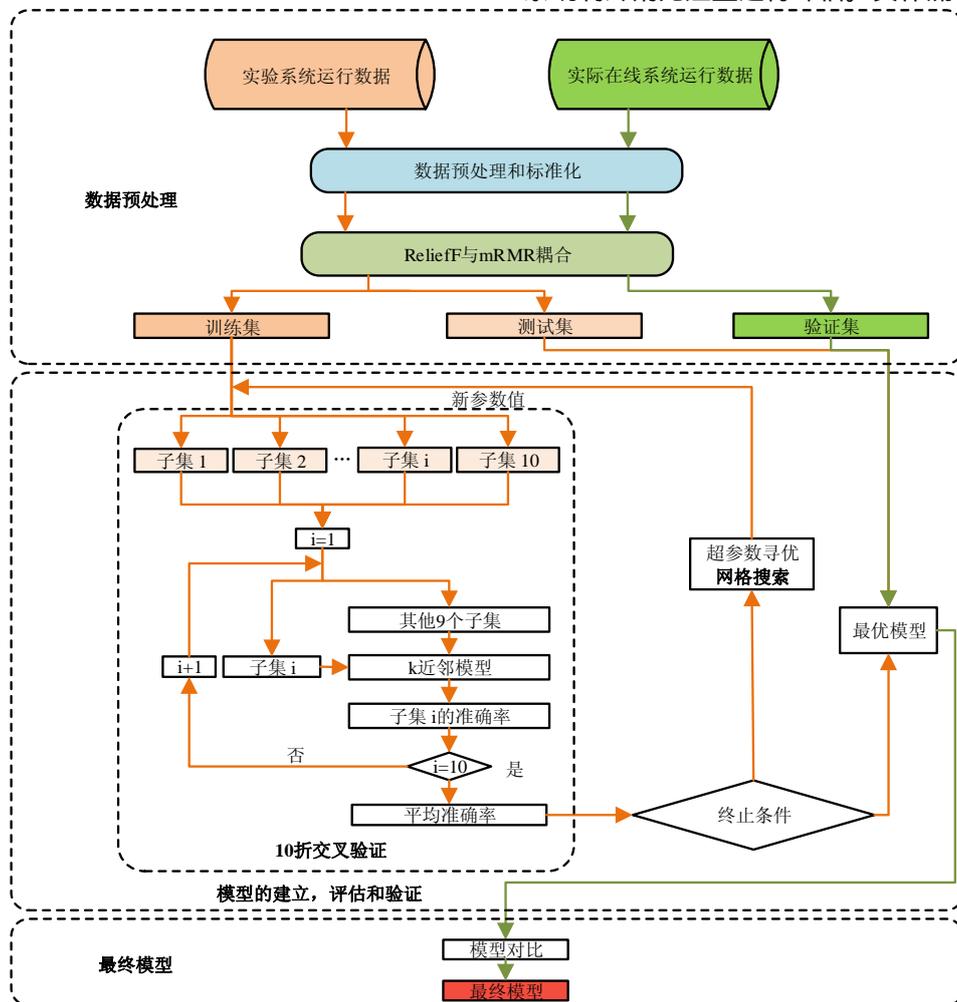


图3 流程图

2.4 结果分析与讨论

2.4.1 特征选择结果

利用 ReliefF 算法处理标准化后的数据集 S, 得

到各个特征与目标类别的相关性权重系数 $W(A)$, 如图 4 所示。剔除权重系数 $W(A) < 0.15$ 的特征, 即编号为 2、3、4、5、6、18 的变量, 得到一个候选特征

子集。然后利用集成的 mRMR 算法输出特征加权后与目标类别有最大相关性且相互之间具有最小冗余性的特征子集。根据两种算法得到的变量重要性计算各变量的平均重要性，得到最终的变量重要性。变量

重要性如表 4 所示。

表 4 mRMR 算法得到变量重要性排序

算法	变量重要性排序
mRMR	9 16 12 13 17 14 7 10 8 11 15 1
ReliefF-mRMR	16 9 12 13 17 7 14 10 15 8 11 1

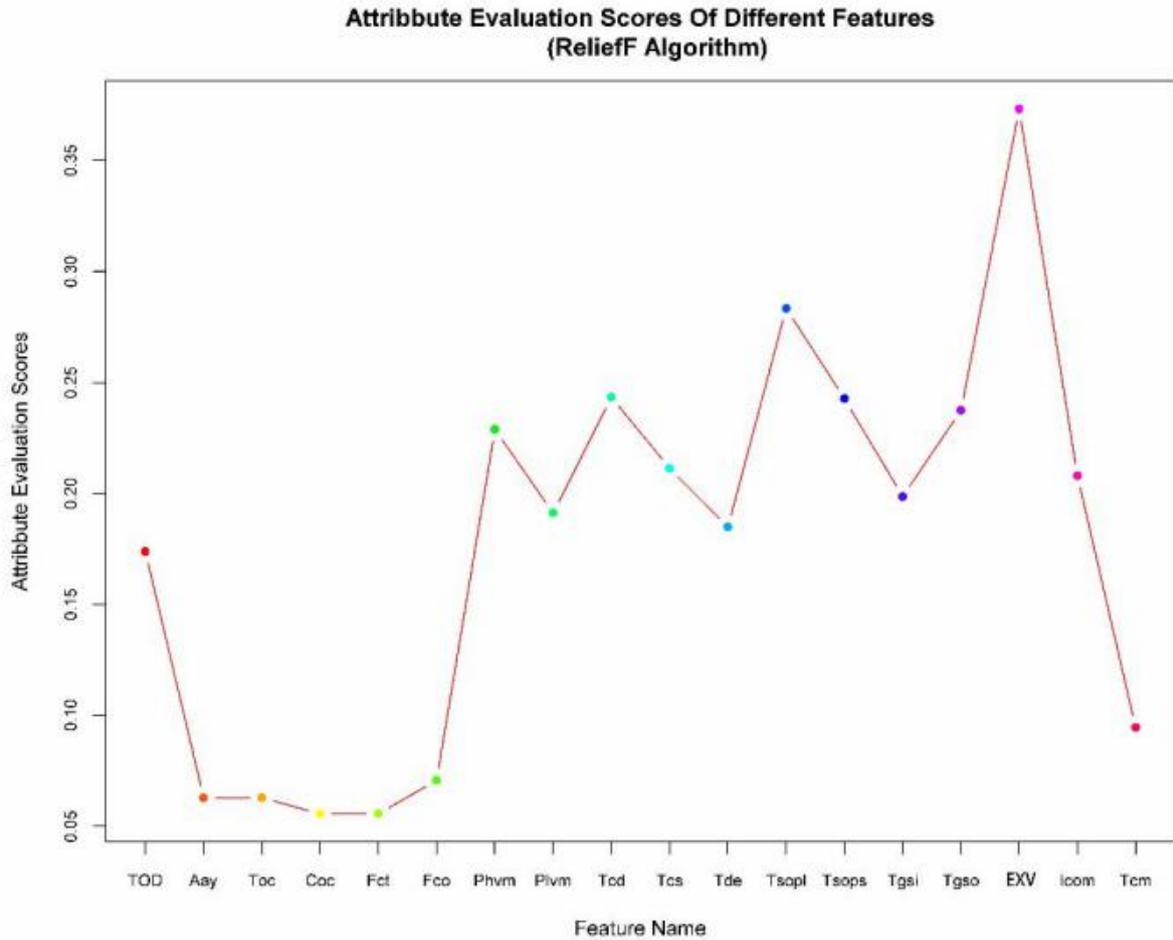


图 4 ReliefF 算法得到的变量重要性

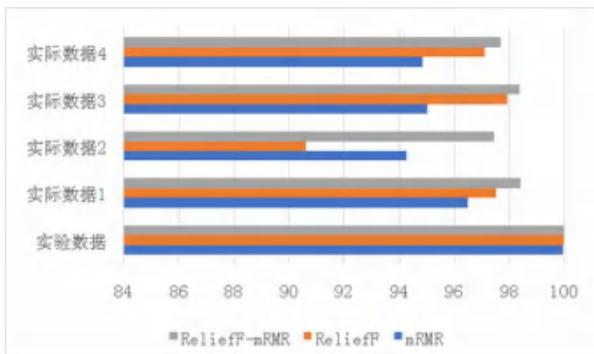


图 5 特征选择算法对比

图 5 所示为单一的 ReliefF 和 mRMR 算法与耦合的 ReliefF-mRMR 算法的结果对比图，根据变量重要

性选取前 7 个变量作为模型的输入变量，分别建立 k 近邻模型，三种模型的参数 K 均设置为 7。从图中可以看出，对于实验数据，三种特征选择算法选出的变量差别不大，三种 k 近邻模型的故障诊断准确率均接近 100%。对于 4 种实际运行的数据，耦合的特征选择算法选出的变量明显较好，其对应的 k 近邻模型的故障诊断准确率高出其他两种模型。这说明本作品提出的耦合特征选择算法优于单一的特征选择算法。

2.4.2 故障检测效果分析

图 6 为基于耦合特征选择算法的 k 近邻故障诊断模型对实验数据和实际系统运行数据的检测结果。从图中可以看出，本模型对实验数据的制冷剂充注量故障诊断准确率极高，实验数据中包含了制热和制冷两

个模式的数据,结果表明:本模型同时诊断制冷和制热工况数据中的故障,并不会因工况改变而导致模型的诊断精度下降。同时,本模型对四种不同型号的多联机系统的实际运行数据也有很高的诊断准确率,这表明,本模型拥有极好的鲁邦性,能胜任多种类型的多联机系统的制冷剂重铸量故障诊断。

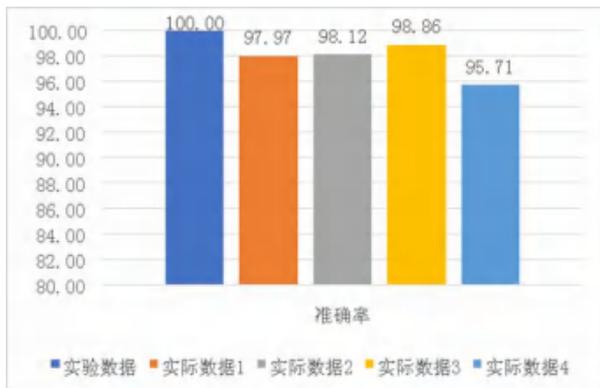


图6 故障诊断准确率

3 总结

本文通过多联机自带传感器采集的四个变量数据建立k近邻故障诊断模型,并采用实验数据进行了测试,用实际运行数据进行验证,得到结论如下:

1) 采用ReliefF和mRMR耦合的特征选择算法进行特征选择,可选出比单一特征选择算法选出的变量更优的变量。

2) 采用十折交叉验证和网格搜索进行k近邻模型参数寻优,可以有效的提高k近邻模型的训练过程。

3) 采用室外机电子膨胀阀开度、压缩机排气温度、过冷器液出温度、过冷器汽出温度四个变量建立模型时。模型对实验数据和实际数据的诊断准确率分别高达XXX

4) 建立的模型可以同时应用于多联机制热和制冷模式,更加符合实际使用条件。

致谢:

感谢国家自然科学基金项目(51576074)和空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金项目(SKLACKF201606)对本作品的支持与帮助。

参考文献

[1] Kim, W. and J.E. Braun, Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. International Journal of Refrigeration, 2012. 35(7): p. 1805-1814.

[2] Wiggins, M. and J. Brodrick, HVAC Fault Detection. ASHRAE, 2012: p. 78-80.

[3] Kwon, L., et al., Field performance measurements of a VRF system with sub-cooler in educational offices for the cooling season. Energy and Buildings, 2012. 49(0): p. 300-305.

[4] Kwon, L., et al., Experimental investigation of multifunctional VRF system in heating and shoulder seasons. Applied Thermal Engineering, 2014. 66(1-2): p. 355-364.

[5] Shin, Y., S.W. Karng and S.Y. Kim, Indoor unit fault detector for a multi-split VRF system in heating mode. International Journal of Refrigeration, 2014. 40: p. 152-160.

[6] Kononenko, I., Estimating attributes: Analysis and extensions of RELIEF, in Machine Learning: ECML-94: European Conference on Machine Learning Catania, Italy, April 6-8, 1994 Proceedings, F. Bergadano and L. De Raedt, F. Bergadano and L. De Raedt^Editors. 1994, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 171-182.

[7] Ikonja, M.R. and I. Kononenko, Theoretical and Empirical Analysis of ReliefF and RReliefF. Machine Learning, 2003.

[8] Peng, H., F. Long and C. Ding, Feature selection based on mutual information: criteria of max-dependency, max-relevance, and min-redundancy. IEEE Transactions Pattern Anal Mach Intell, 2005. 27(8): p. 1226-38.

[9] De Jay, N., et al., mRMRe: an R package for parallelized mRMR ensemble feature selection. Bioinformatics, 2013. 29(18): p. 2365-2368.

[10] Gallego, A., et al., Clustering-based k-nearest neighbor classification for large-scale data with neural codes representation. 2018. 74: p. 531-543.

[11] Fu, X. and F. Cheng, Data mining in building automation system for improving building operational performance.

自编码器的冷水机组温度传感器故障检测

郑悦¹, 梁致远¹, 李冠男¹, 胡云鹏²

(1. 武汉科技大学, 武汉, 430081; 2. 武汉商学院, 武汉, 430056)

[摘要] 在冷水机组系统中, 温度传感器的测量值是重要的检测指标之一, 也是影响机组运行的重要参数。温度传感器一旦发生故障, 就会造成系统的能耗损失和效率降低。本文提出一种基于自编码算法的故障检测方法, 选用 ASHARE RP-1043 离心式冷水机组的正常运行数据建立自编码模型, 采用遍历取最优参数法, 分别对三组数据进行故障检测, 验证自编码算法对于冷水机组传感器故障的检测能力, 结果表明: 自编码算法对离心式冷水机组的传感器故障数据检测效果很好, 当冷冻水侧温度传感器偏差故障幅值绝对值大于 5F 时检测效率达到 100%。

[关键词] 冷水机组; 传感器; 故障检测; 自编码; 算法

0 引言

冷水机组是空调系统的重要组成部分。实际运行过程中, 常因环境条件及模式的影响而出现不同故障, 造成能源浪费、用户投诉、设备过度损耗^[1-2]等问题。为减少机组故障导致的运行能耗增加和运行效率降低的发生频率, 故障检测和诊断(fault detection and diagnosis, FDD)方法作为维持机器正常运行和及时维护的一种手段显得至关重要。

近年来, 基于机器学习算法分析运行过程数据进行故障检测的方法应用越来越广泛^[3-4], 越来越多的学者运用不同的方法分析和检测故障。毛前军等^[5]基于 OC-SVM(one-class support vector machine, 单类支持向量机)的方法对低维故障样本下的冷水机组进行了传感器故障检测; Zhao Y 等^[6]利用 SVDD(support vector data description, 支持向量数据描述)的方法也同样基于低维数据对冷水机组的传感器故障进行了检测工作; Wang 等^[7-8]利用 PCA(principal analysis, 主元分析)的方法也基于线性样本对于冷水机组传感器故障做出了检测, 均取得了不错的结果。章浩伟等^[9]基于高维、非线性数据利用自编码网络对风机故障检测进行了研究, 赵洪山^[10]等也利用自编码有效的对风电机组捕捉了早期故障。故本文提出一种基于自编码算法的冷水机组传感器故障检测, 试图有效的对高维、非线性的冷水机组故障样本进行检测。

自编码算法, 作为一种无监督逐层贪婪学习系统参数的神经网络^[11], 对于大量高维、非线性的数据样本, 可以识别潜在的变量之间的关联。它利用阈值建立一个边界, 在阈值之内的检测为正常数据, 阈值之外则检测为故障数据, 可以很有效的将故障数据区分

开来以达到检测目的。然而自编码算法在冷水机组的传感器故障检测中却少有应用, 因此本文提出一种基于自编码的检测方法, 用于检测冷水机组温度传感器偏差故障。

1 自编码算法原理

自动编码器, 也就是 AutoEncoder(以下简称 AE), 是神经网络的一种, 也是数据挖掘技术中的无监督学习算法的一种^[12]。自编码网络有三层, 包含数据输入层, 隐含层和数据输出层。其中隐含层由一个实现数据降维的编码器函数 $y=f(x)$ 和一个实现数据重构的解码器函数 $y=g(h)$ 两个部分组成。高维的输入数据到达低维的隐含层, 隐含层会抓住输入数据的特征构成结构体, 使输出结果跟输入数据基本一致, 也就是 $x=g(f(x))$ 。然而, 如果隐含层内层数过多, 甚至超过输入数据的样本特征, 自编码会丧失对数据的降维能力, 所以需要限定隐含层数进行限定, 使其小于输入层数。

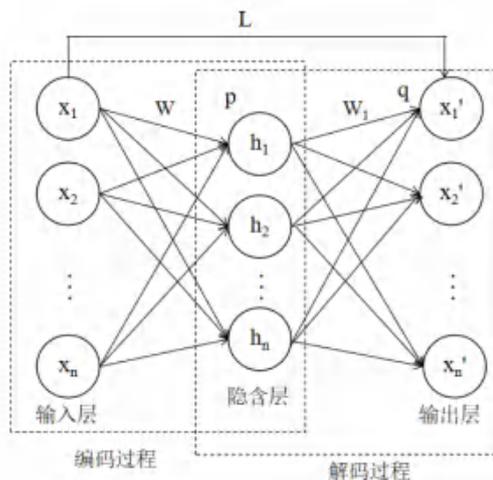


图1 自动编码器的模型图

由于输入数据样本也就是图 1 中输入层 $x=\{x_1,x_2,\dots,x_n\}$ (n 为样本的总个数)类型的多样化,在进行数据输入之前需要对输入数据进行归一化处理,使得输入数据的特征大小范围压缩到 $[-1,1]$ 之间,以减少由于数据类型的变化而导致的对数据特征的捕捉不足。数据归一化法是神经网络对数据常用的一种处理方法,本次算法采用的是最大最小归一化处理方法:

$$\tilde{x}_i = \frac{X_i - X_{min}}{X_{max} - X_{min}} \quad (1)$$

式(1)中, x_i 为 $x=\{x_1,x_2,\dots,x_n\}$ 样本数据中的某个值, x_{min} 为这组样本数据中的最小值, x_{max} 为这组样本数据中的最大值。设 $f(x)$ 和 $g(h)$ 分别为表示编码函数和解码函数,则这两个过程分别由公式(2)和公式(3)表达:

$$h = f(\tilde{x}_i) = S_f(W\tilde{x}_i + p) \quad (2)$$

$$\tilde{x}'_i = g(h) = S_g(W'h + q) \quad (3)$$

式(2)和式(3)中, S_f 和 S_g 是 Sigmoid 函数, W 为输入层和隐含层的权值矩阵, $W1$ 为隐含层和输出层的权值矩阵, p 和 q 分别为隐含层和输出层上的偏置向量。AE 的学习过程实际上就是 S 函数对参数 W,p,q 的训练过程,输入一个样本,使输出值 x'_i 尽可能的接近输入值 x_i ,其接近程度可表示为式(4)中的重构误差函数 $L(x_i,x'_i)$:

$$L(x_i, x'_i) = -\sum_{i=1}^n [x_i \ln x'_i + (1 - x_i) \ln (1 - x'_i)] \quad (4)$$

$$F(x_i) = \text{sign}(L_2 - T) \quad (5)$$

定义在建模过程中的原始输入样本与其重构样本的重构误差 $L1$ 为 AE 建模的阈值 T ,决策函数 $F(x_i)$ 为检测过程中的重构误差 $L2$ 和阈值 T 的符号判别函数如式(5)。若 $F(x_i)>0$, x_i 落在阈值之外,被分类为正类,检测为故障样本; $F(x_i)<0$, x_i 落在阈值之内,被分类为负类,则检测为正常样本。

2 故障检测流程

AE 算法的故障检测流程主要分为两个阶段:输入样本建立模型阶段和引入故障数据检测阶段。

阶段一:输入样本建立模型阶段如图 2 左边流程

表 1 基于 AE 的冷水机组故障检测实验数据的选取

实验数据选取		
数据集 1	数据集 Normal 中的 138 组训练数据	119 组测试数据
数据集 2	数据集 Normal 中的 138 组训练数据	138 组测试数据
数据集 3	数据集 Normal 中的 138 组训练数据	141 组测试数据

以上数据集的冷冻水供水温度设定在 44~45F。根据能量守恒定律以及测试参数的相关性选取九个

所示。先用最大最小值法处理数据,将输入数据处理到区间 $[-1,1]$,再利用标准化之后的输入样本根据遍历取最优参数法(将隐含层数 h 从 1 到 8 依次选代入运行)选取重构误差 $L1$ 最小的最优参数 h ,建立基于 AE 算法的模型用于阶段二的故障检测;

阶段二:引入故障的检测流程如图 2 右边流程所示。将测试数据引入故障幅度一定的故障,用如输入数据相同的方法将数据处理为标准测试集,利用阶段一建立的模型来进行测试,最后用决策函数判别故障样本。输出结果为正类的样本为故障样本,反之,输出结果为负类的样本则为正常样本。

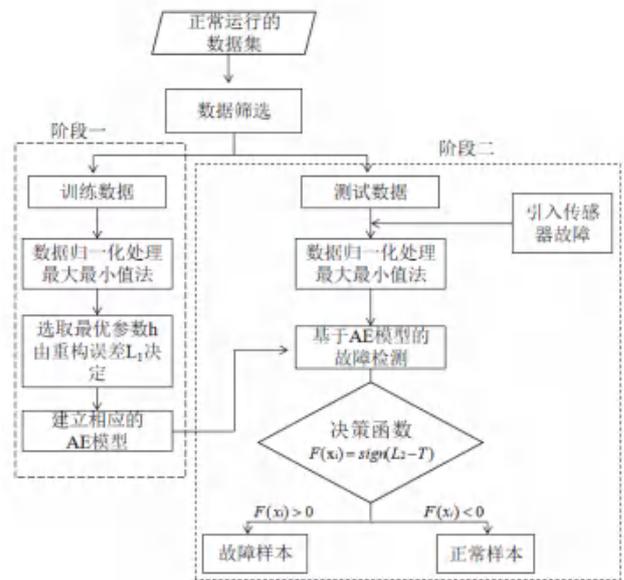


图 2 基于 AE 算法的冷水机组传感器故障检测流程图

3 实验数据选取及模型优化

3.1 实验数据与特征选取

本文选取选用 ASHARE RP-1043 离心式冷水机组的正常运行数据^[13]作为基于 AE 算法的传感器故障数据检测方法的有效性。实时故障数据是人为改变了蒸发器蒸发器出水温度 $TEO \pm 5F$ 的幅度变化。具体选取过程如表 1。

特征变量建立自编码模型,分别为蒸发器进水温度 T_{EI} ,蒸发器出水温度 TEO ,冷凝器进水温度 T_{CI} ,冷

凝器出水温度 TCO, 压缩机电机消耗功率 Kw, 冷冻水流量 FWE, 冷却水流量 FWC, 蒸发压力 PRE 和冷凝压力 PRC; 其中只分析前四个特征变量的故障检测结果。

3.2 引入故障描述

特征变量 TEI, TCI, TCO 的故障引入是分别在数据集 1 中, 根据算法人为设定其八个故障幅值范围,

表 2 不同隐含层数下自编码模型中重构误差 L1 的变化范围

数据集 1	隐含层数								
	h=1	h=2	h=3	h=4	h=5	h=6	h=7	h=8	h=9
重构误差 L1	0.2665	0.1717	0.1644	0.1112	0.0769	0.0739	0.0678	0.0619	0.0617

3.3 模型参数优化

由于自编码定义决定, 其隐含层数 h 须小于输入层数, 故本文的隐藏层数 h 在 1-8 的范围内波动, 故选取遍历寻最优参数法, 筛选出合理的 h 值建立自编码模型。将 h 的值从 1 到 8 分别代入算法代码中, 得出不同隐含层数下重构误差的大小如表 2, 做出折线图:

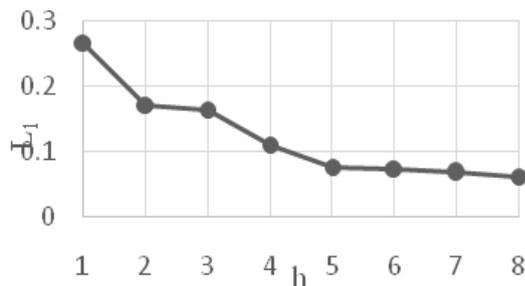


图 3 不同隐含层数下重构误差的大小

图 3 可以看出当隐含层数为 h=8 时, 其重构误差 L1 最小, 隐含层最大可能的习得了输入样本的特征。因此, 选用 h=8 作为本文基于 AE 算法冷水机组故障检测的模型最优参数。将 L1 定义为 AE 模型建立阶段合适的阈值 $T=0.0619$, 用来判别故障检测阶段的重构误差 L2。

4 结果分析

图 4, 图 5, 图 6 分别为特征变量 TEI, TCO, TCI 当 h=8 时的故障检测图。从图中可以看出, 特征变量 TEI 在故障幅度达到 $\pm 5F$ 时, 检测效率就已经达到 100%, 在故障幅度为 0F 时, 也有 10% 的检测效率, 这说明基于自编码算法的冷水机组传感器故障检测效果很好。由于 TCO, TCI 在数值上比 TEI 大, 其引入故障幅度变化梯度不如 TEI 明显, 但其检测效率如同特征变量 TEI 一样, 在 h=8 时效果最好。

-10F 到 10F, 故障间隔为 2.5F。定义故障检测效率为正类样本的个数与测试集样本总数的比值^[7]。根据其检测效率来反映自编码算法的检测效果。

特征变量 TEO 的故障引入是根据传感器实时故障数据当做测试集, 相当于其故障幅度为 +5F 和 -5F, 数据分别位于数据集 2 和数据集 3, 根据其统计量的图来反映其检测效果。

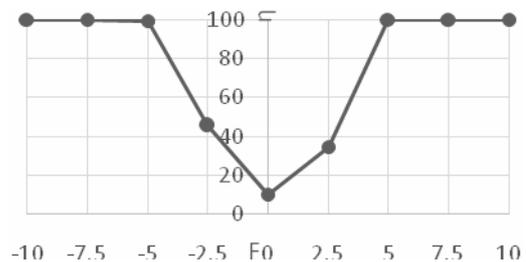


图 4 特征变量 TEI 当 h=8 时故障检测

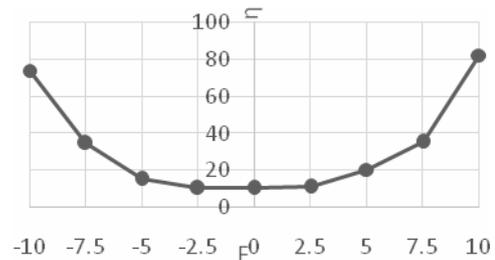


图 5 特征变量 TCI 当 h=8 时故障检测

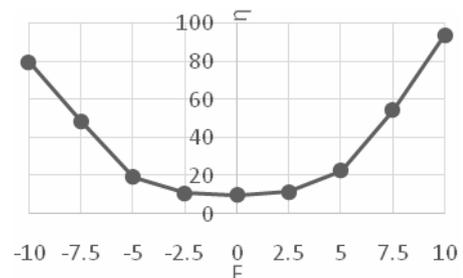


图 6 特征变量 TCO 当 h=8 时故障检测

在对数据集 2 和数据集 3 的故障检测中, 将特征变量 TEO 重构误差 L2 作为因变量, 分别运行十次记录其输入样本的统计量与输出样本的统计量, 求其平均值作图。图 7, 图 8 分别为其正偏差和负偏差的故障检测图。可以看到, 无论是正负偏差, 样本内所有的故障数据均在阈值以上, 说明传感器故障检测效果非常好, 能有效区分故障样本和正常样本。图 7 为相当于 TEO+5F 的故障检测, 平均阈值 $T1$ 为 0.062; 图 8 为相当于 TEO-5F 的故障检测, 平均阈值 $T2=0.085$ 。

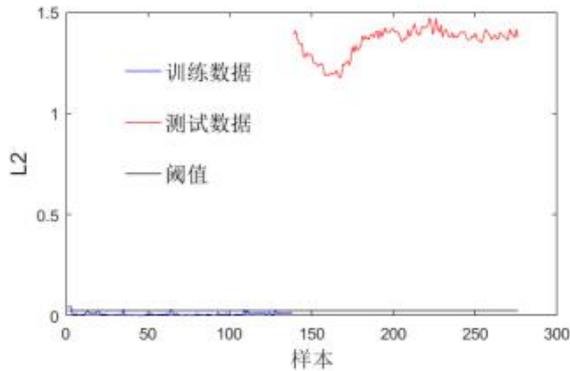


图8 特征变量 TEO 在+5F 的故障检测图

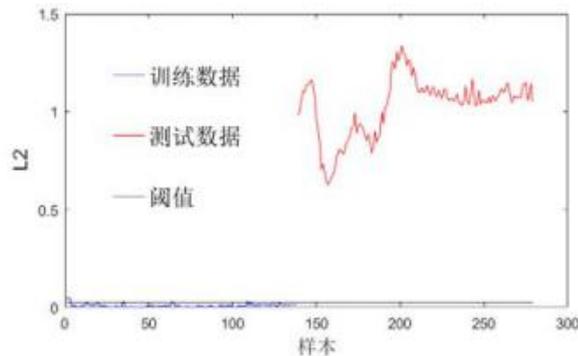


图9 特征变量 TEO 在-5F 的故障检测图

5 结论

本文提出一种基于 AE 自编码算法的冷水机组温度故障传感器检测方法,选取了三组不同的传感器故障数据,对九个特征变量建立对应自编码故障检测模型,采取遍历取最优参数法选取模型最优参数,运用优化后的模型对传感器故障数据进行检测,通过对故障检测结果分析,验证了该方法的有效性,其结论如下:

(1) 基于 AE 的算法检测对离心式冷水机组传感器故障具有很好的检测效果。

(2) AE 模型非常依赖隐含层数 h 的大小,隐含层数越大,自编码模型越容易学习到输入样本的特征,对于传感器故障数据的检测效率也越高。

综上所述,基于 AE 的检测方法可以很有效的运用于离心式冷水机组传感器故障检测中。这种基于 AE 的传感器故障检测方法虽取得不错的结果,但仍需在不同工况以及不同类型的冷水机组的传感器故障中做出检测。

参考文献

[1] XU X, XIAO F, WANG S. Enhanced chiller se

nsor fault detection, diagnosis and estimation using wavelet analysis and principal component analysis methods[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28 (2): 226-237.

[2] 石书彪,陈焕新,李冠男,等. 基于改进 BP 网络的冷水机组故障诊断[J].制冷学报,2015,36(6):34-39.

[3] Katipamula S, Brambley M R. Review article: methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems—a review () [J]. HVAC & R Research, 2005, 11 (1): 3-25 .

[4] Ms L H C, Phd E L R, Phd R D B. Fault Detection and Diagnosis in Industrial Systems [M]. London: Springer, 2001.

[5] 毛前军, 梁志远, 刘东华, 等. 基于单类支持向量机的冷水机组温度传感器故障检测[J].制冷学报,2019, 05.

[6] ZHAO Y, WANG S, XIAO F. Pattern recognition-based chillers fault detection method using Support Vector Data Description (SVDD) [J]. Applied Energy, 2013, 112(4): 1041-1048.

[7] Wang S, Chen Y. Sensor validation and reconstruction for building central chilling systems based on principal component analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45 (5): 673-695 .

[8] Wang S, Cui J. Sensor-fault detection, diagnosis and estimation for centrifugal chiller systems using principal-component analysis method [J]. Applied Energy, 2005, 82 (3): 197-213.

[9] 章浩伟,周琪馨,任筱倩.基于自编码网络模型的风机故障检测研究.软件导刊,2019(5): 1-5.

[10] 赵洪山,闫西慧,王桂兰,尹相龙.应用深度自编码网络和 XGBoost 的风电机组发电机故障诊断. “人工智能” 专题,2018(8):27-32,37.

[11] 任伟.基于稀疏自编码深度神经网络的入侵检测方法[J]. 2018,42(8): 27-32.

[12] 肖斌范成王盛卫贺迪徐珍喜.BAS 大数据的挖掘及其在建筑诊断中的应用.专题探究,2017(204):30-38.

[13] 胡云鹏. 基于主元分析的传感器故障检测盲区预测[J]. 化工学报, 2017, 68(4): 1509-1515.

应用深度学习算法的压缩机回液故障诊断

张梦华¹, 周镇新¹, 陈焕新¹, 王江宇¹, 袁旭东², 曹子涵³, 钟寒露¹, 胡继孙²

(1.华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074; 2.压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室), 合肥 230031; 3.华中科技大学中欧清洁与可再生能源学院, 武汉 430074)

[摘要] 为提高多联机系统压缩机回液故障检测率, 本文首次提出了一种基于深度学习算法(Deep Neural Networks, DNN)的多联机压缩机回液故障诊断模型。故障诊断分为数据变量选取、建立初始模型、DNN模型训练和故障诊断分类预测四个主要步骤。实验共设置3种压缩机状态, 选取了17个特征变量, 建立了深度神经网络模型。结果表明, 深度学习模型能更高效地检测出两种回液故障, 准确率高达99.86%, 而且相对于有监督算法的决策树模型无需相关性分析和剪枝过程, 相对于无监督算法的聚类分析算法模型无需相关性和主成分分析过程, 处理过程简便易操作且效率相较于两者分别提高3.48%和5.91%。

[关键词] 多联机系统; 压缩机回液; 故障检测与诊断; 深度学习

0 引言

建筑能耗在各国或地区总能耗中占据了很大比重, 其中美国占总耗能中的39.8%, 在欧盟占40%, 在中国占20%^[1]。目前我国商业建筑耗能中大约15%到30%的能耗是由于维护不善、设备退化和控制不当造成的, 故障诊断与检测(Fault Detection and Diagnosis, FDD)是暖通空调领域的一个重要分支, 一直是研究的热点^[2]。压缩机作为多联机系统的关键耗能部件^[3], 出现回液故障时会增加建筑耗能, 降低人体舒适性。此外, 在发生严重的压缩机回液时, 可能会导致机械故障, 包括电机烧毁和轴承磨损^[4], 以及设定的控制策略紊乱、寿命减少, 甚至发生运行事故等严重后果^[5]。

目前研究多联机系统故障诊断策略一般分为三个方面, 基于模型的故障诊断方法, 基于知识的故障诊断方法和基于数据驱动的故障诊断方法^[6]。基于模型的方法建立了一个在正常情况下的质量和能量守恒原理的模型, 该模型被状态观察者用来检测和诊断故障^[7]; 基于知识的方法依赖于领域知识来为故障诊断与检测(FDD)构建专家规则, 提出了专家规则来评估代表故障的异常变量^[8]; 在基于数据的方法中, 多联机的FDD的数据挖掘算法如支持向量回归, 关联规则, 分类和回归树, 贝叶斯信念网络等。针对室外换热器, LI等^[9]将基于密度的应用空间聚类与噪声算法和分类回归树算法相结合, 结果可识别98%的污

垢数据。LI等^[10]提出了一种基于支持向量回归的VRFS制冷剂充注量模型, 总体预测误差在5.53%之内。GUO等^[11]利用优化后的反向传播神经网络对实验数据进行处理, 将故障诊断率正确率提高到96.40%。张善兴^[12]等提出GA-BP优化模型可以有效分离出8种故障, 较BP模型有更好的故障诊断性能, 准确率提高至90.7%。LI等^[13]提出了一对基于特征选择方法的加权k-最邻近模型, 在冷却和加热模式下正确率分别达到97.9%和99%。根据以上研究发现, 目前针对压缩机的回液故障研究只有王江宇等^[14]提出的有监督学习算法决策树进行故障诊断, 周镇新等^[15]提出的用无监督学习算法聚类分析进行压缩机回液故障诊断, 虽然两者分别采用了有监督算法的决策树和无监督算法的聚类分析, 但是过程复杂, 需要进行剪枝处理和相关性分析以及主成分分析剔除变量后才能进行建模处理。因此, 怎么寻找更为高效的故障诊断模型变得格外重要。

基于数据模型的深度学习算法已应用于故障诊断、能耗预测等方面, 如LEE等^[16]提出的基于深度学习的空气处理装置故障检测与诊断, 诊断模型的准确率为95.16%, 该模型利用深度学习来降低建筑中采暖、通风和空调系统的能耗; JUN等^[17]提出了采用变量选择过程的深度学习方法进行预测加热和冷却系统的能源性能; GUO等^[18]提出的基于深度学习的建筑节能变制冷剂流量空调系统故障诊断, 其故障诊断正确率可达到97.7%。而目前深度学习算法用于压缩机回液的故障诊断目前还没有人研究。根据以上分析, 笔者提出一种结合无监督算法和有监督算法的深

基金项目: 国家自然科学基金(No. 51876070, No. 51576074), 压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室)开放基金(No. SKL-YSJ201801)。

度神经网络算法,研究表明深度神经网络算法检测压缩机回液故障的准确率更高,而且相较于其他算法更加高效地处理大批量数据,不需要用主成分分析(Principal Component Analysis, PCA)降维或者相关性分析等方法特征变量分析等步骤,大大节省了故障诊断时间。

1 工程项目背景

对于多数空气调节系统而言,冬季工况与夏季工况相比蒸发温度低,制冷剂蒸发速率小。因此在制冷剂充注量相同的情况下,压缩机回液故障更倾向于发生在制热工况下^[14]。所以本文进行的实验操作均是在制热工况下完成的^[15]。图1所示为多联机系统结构。该多联机(Variable Refrigerant Flow, VRF)系统由右边5台室内机,左边1台室外机组成。VRF系统采用R410A制冷剂,标准充注量为9.9 kg。在制热工况下图过冷器不工作。带箭头的红色虚线表示故障1(Fault#1)引入方式,即在气液分离器前引入高压制冷剂;带箭头的黑色虚线表示故障2(Fault#2)引入方式,即充注140%的过量制冷剂。图1中表示出了部分传感器,数据采集软件将系统传感器采集到的数据每3 s记录一次,并保存到PC客户端。正常(Normal)、故障1(Fault#1)和故障2(Fault#2)工况的实验参数:室内环境温度设定为22℃,室外环境温度为7℃,室内机开机3台,实验共获得数据21522条,各工况数据量如表1所示。

表1 试验参数及数据^[15]

工况	室外环境温度/℃	室内环境温度/℃	室内机开启台数	数据量/条
正常	7	22	3/5	9348
故障1	7	22	3/5	6336
故障2	7	22	3/5	5838

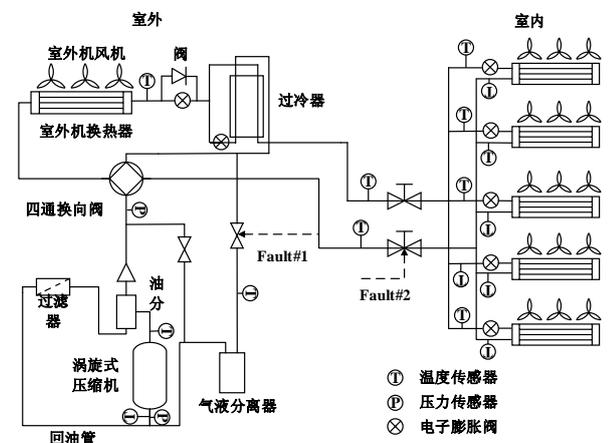


图1 多联机系统结构

2 基于深度神经网络的回液故障诊断

2.1 研究方法

深度神经网络(Deep Neural Networks, DNN)^[19]是由感知机构建的一种比较成熟的深度学习模型,它可以提取训练数据的潜在属性。DNN按照不同层的位置划分可以分为三类,输入层、隐藏层和输出层,如图2所示。

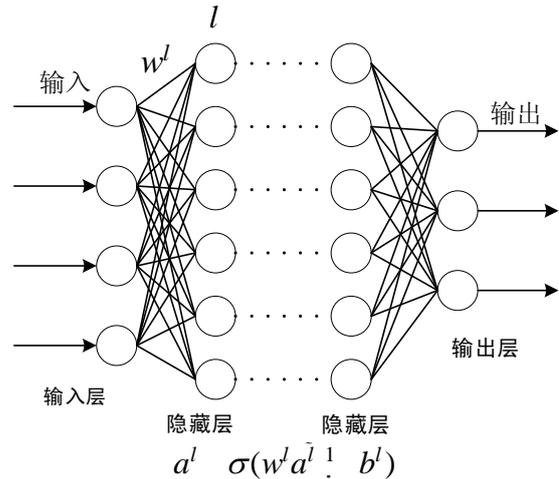


图2 DNN网络结构图

本文中DNN通过隐含层的数学运算以学习特征表达输出,前一层网络的输出作为下一层的输入,其表达形式如(1)式所示:

$$a^l = \sigma(w^l a^{(l-1)} + b^l) \tag{1}$$

式(1)中, a 是 DNN 的输出,本文中表示预测的故障诊断分类标签。上标 l 表示网络的层数, w 和 b 分别表示对应的权重矩阵和偏倚向量, σ 是激活函数。ReLU 激活函数如(2)式所示:

$$\sigma(\cdot) = \max(0, x) \tag{2}$$

在 DNN 的输出层,本文采用 Softmax 函数对输出结果进行分类。Softmax 函数模型主要用于多分类问题。Softmax 函数表达形式如(3)式所示:

$$\sigma(a)_i = \frac{e^{z_i}}{\sum_{i=1}^3 e^{z_i}} \tag{3}$$

DNN 通过反向传播求解最适合的神经网络参数,也需要选择一个损失函数来度量神经网络训练的输出和真实值的误差。损失函数如下式(4)所示:

$$f_{loss} = -\sum_i y_i \ln \sigma(z_i^l) \tag{4}$$

式中: loss 刻画的是 DNN 网络输出的预测值

与真实故障标签之前的差距, y_i 表示真实样本。本文设置 3 个样本标签, 分别表示正常运行情况, 故障 1 运行情况和故障 2 运行情况。文中使用 *one-hot* 编码^[20]处理样本标签 y , 因此, 将式(4)进一步化简, 得到:

$$f_{loss} = -\ln \sigma(z_i^l) \quad (5)$$

当 $loss$ 值足够小时, 代表模型预测结果与真实结果近似接近, 循环迭代之后, 此时模型训练完毕。为了验证模型准确率, 向训练后的模型输入测试集, 最终输出压缩机回液故障分类。

本文选取原始数据中的 17 个变量为输入变量, 对每一个变量数据进行归一化处理。文中搭建的核心网络模型是由输入层、隐藏层、输出层组成, 其中输入层由 17 个神经元组成, 对应数据集中的 17 个特征, 作为输入向量; 经过测试, 隐含层选择两层, 且第一层包含 17 个神经元, 第二层包含 150 个神经元; 输出层由 3 个神经元组成, 对应数据集的目标变量的类别个数, 输出层选择 *softmax* 激活函数, 用于解决多分类问题而创建。在文中所用模型中, 我们选择的神经元激活函数为 *ReLU* 函数, 迭代的优化器选择 *Adam*, 最初各个层的连接权重和偏重是随机生成的, 每次模型训练 50 次。最终按照以上模型参数, 对测试集数据进行故障诊断测试。

2.2 回液诊断流程

图 3 是基于 DNN 的压缩机回液故障检测与诊断的流程示意图, 其主要由数据获取, 变量选取, 数据归一化处理, 训练集和测试集划分, 神经网络建模和故障诊断、模型评价 7 个步骤组成。

(1) 数据获取

如图 1 所示首先通过多联机实验平台中的各类传感器, 实时采集实验的各类变量的参数, 于此同时数据实时传输到 PC 端, 然后数据采集软件会对获得的数据进行集成操作。

(2) 数据变量选取

由于深度学习算法相较于其他普通算法, 有更强大的拟合能力, 在从实验采集的数据剔除异常值之后, 本文根据专家知识, 剔除不相关的变量, 保留了共 17 个变量, 分别为压缩机工作频率、模块高压、模块低压、压缩机排气温度、压缩机机壳温度、过冷器气出温度、过冷器液出温度、汽分进管温度、汽分出管温度、过冷器膨胀阀开度、压缩机电流、

压缩机电压、室外风机电流、室外风机电压、风机模块温度、室外风机工作频率、室外机制热膨胀阀开度。

(3) 数据归一化处理

数据归一化将有量纲的表达式, 变换为无量纲的表达式, 适合对数据进行综合对比评价。^[21] 这里采用最大-最小标准化方法: 设 x_{max} 和 x_{min} 分别是最大值和最小值, 将每一个原始值 x 通过最大-最小标准化映射到区间[0,1]的值, 公式如式(6):

$$X = \frac{(x - x_{Min})}{(x_{Max} - x_{Min})} \quad (6)$$

(4) 划分训练、测试集

经过数据预处理过程后, 共获取数据采样点为 2 1,522 个, 分别选取各类标签的 70% 的数据作为训练集, 其余 30% 作为测试集。

(5) 用神经网络对数据进行建模

本文中 DNN 模型都是基于 Python 3.7 中的 Keras 和 TensorFlow 库实现的, 采用深度学习 DNN 算法, 建立深度学习诊断模型。

(6) 故障诊断

将不含数据标签的数据, 在深度学习模型中通过分析, 进行故障判定, 得出分类结果。然后将其实际标签与预测分类标签通过混淆矩阵进行对比, 计算得出预测总准确率和两种故障下的命中率。

(7) 分类结果误差评价标准

故障诊断常用评价指标^[17]包括两个, 分别为准确率(Correct Rate, CR)和命中率(Hit Rate, HR)。表 2 中给出了多故障分类的混淆矩阵, 准确率和命中率均可用混淆矩阵计算得出, 准确率和命中率越高则表示模型效果越好。故障诊断准确率(CR)定义为测试数据中正确分类样本占总样本的比例, 用于评价故障诊断模型的整体性能, 如公式(7);

$$CR = \frac{P_{11} + P_{22} + P_{33}}{\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 P_{ij}} \quad (7)$$

命中率(Hit Rate, HR)定义为某一类故障的预测发生样本在所有发生样本中所占的比例, 如公式(8)。

$$HR_i = \frac{P_{ii}}{\sum_{j=1}^3 P_{ij}} = \frac{P_{ii}}{P_{i1} + P_{i2} + P_{i3}} \quad (8)$$

表 2 多故障分类混淆矩阵

真实标签	预测标签		
	类别 1	类别 2	类别 3
类别 1	P_{11}	P_{12}	P_{13}
类别 2	P_{21}	P_{22}	P_{23}
类别 3	P_{31}	P_{32}	P_{33}

2.3 诊断分类

将测试集数据转换成三维形式,输入得到 DNN 分类预测标签值,再与真实标签值进行对比。采用 p *redict-classes* 分类预测函数对测试集进行预测分类,然后画出混淆矩阵,计算得出预测各类别的准确率。

3 故障诊断与结果分析

3.1 诊断结果

本文新提出的 DNN 模型因为其整体预测结果与原始数据都有着稳定、准确的拟合,表现出优秀的诊断分类能力。这也可以从算法原理方面得以解释,深度神经网络模型中层与层的神经元即特征变量之间进行全连接,且在不断反向传播过程中调整阈值和权重,不断迭代缩小训练误差,针对于非线性数据和大批量数据有很强的拟合效果。本文针对压缩机回液故障的诊断过程中 DNN 模型 loss 值为 0.0051, 准确率高达 99.86%。

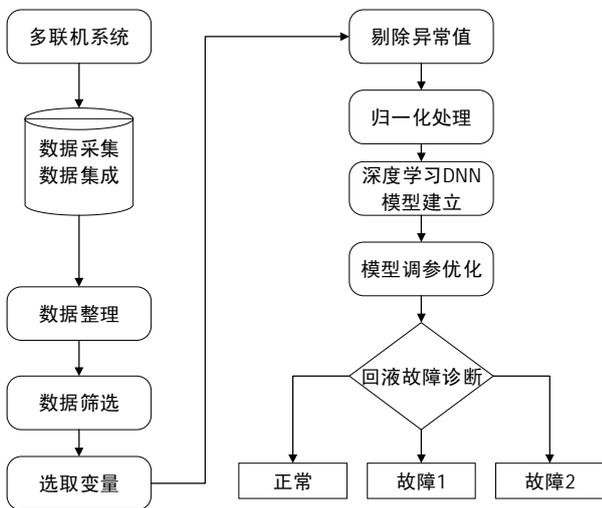


图 3 回液故障诊断流程

文中根据三类标签的前 70%作为训练集数据训练模型,用其他 30%的数据作为测试集检验已经建立好的深度神经网络模型的训练效果。该模型在训练集与测试集诊断结果如表 3 和表 4 所示。结果表明,模型训练集与测试集总准确率误差仅为 0.14%,模型鲁

棒性较强。此外,采用训练集进行建模过程中,各类诊断结果均高达 100%,进一步体现了本文所提出的深度神经网络模型极强的拟合与故障诊断能力。在测试集中,诊断误差主要出现在对“故障 1”类型的误诊上,误诊率为 0.42%。主要成因为,部分“故障 1”类型数据被深度神经网络模型诊断为“正常”类型,出现误诊。但是无论从诊断率还是错误绝对个数而言,都在故障诊断模型容错区间内。

表 3 模型诊断结果训练集混淆矩阵

训练结果		分类结果			命中率
		正常/条	故障 1/条	故障 2/条	
实际标签	正常/条	6544	0	0	100.00%
	故障 1/条	0	4435	0	100.00%
	故障 2/条	0	0	4087	100.00%

表 4 模型诊断结果测试集混淆矩阵

测试结果		分类结果			命中率
		正常/条	故障 1/条	故障 2/条	
实际标签	正常/条	2798	1	0	99.96%
	故障 1/条	6	1900	2	99.58%
	故障 2/条	0	0	1749	100.00%

3.2 结果分析

为了进一步作证用深度神经网络 DNN 的回液故障诊断结果准确率的可信度,本文将诊断结果与决策树算法和聚类分析算法从原理和诊断准确率两方面进行了比较(如表 5 所示),且绘制了三种模型诊断结果比较图,如图 4 所示。

决策树算法是有监督算法,但其树深度有限,一般只能用 2~3 层,从根节点开始一步步走到叶子节点,数据中的小变化会影响结果,模型不稳定,不能保证全局最优解,适用于小数据以及线性数据,针对非线性数据处理效果不如深度神经网络,拟合效果不好。从图 4 中也可以看出,DNN 模型诊断准确率比决策树模型提高了 3.48%,其中正常数据的命中率分别提高了 5.22%，“故障 1”的命中率分别提高了 2.66%，“故障 2”的命中率提高了 5.26%。

聚类分析(Clustering)是无监督模型,事先无需知道所需判断数据的标签值。模型的建立过程不断选择变量中与聚类中心最近的点,对于非线性数据,聚类模型无法考虑到不同特征变量的权重,这就使得聚类模型对非线性数据复杂情况划分效果差。从图 4 中也可以看出,DNN 模型诊断准确率比聚类分析算

法提高了 5.91%，其中正常数据的命中率分别提高了 2.64%，“故障 1”的命中率提高了 11.67%，“故障 2”的命中率提高了 4.5%。

表 5 算法模型比较表

算法	流程	特点
DNN	建立模型, 诊断分类	有监督算法, 大批量非线性数据
CART	变量相关性分析, 建立模型, 诊断分类	有监督算法, 树深 2-3 层, 需要剪枝处理
PCA-CL	变量相关性分析, 主成分分析, 建立模型, 诊断分类	无监督算法, 根据距离分类

明显可以看到 DNN 模型的诊断精度相比以往的研究决策树 (Classification and Regression Tree, CART)、PCA-Clustering 在各种分类结果中有了很大的提高。以上结果也证明了深度学习可用于诊断压缩机回液故障中, 且效果很好。因此可以认为基于 DNN 的压缩机回液故障诊断模型能够在无需过多进行特征变量处理和针对特征变量进行主成分分析降维处理的情况下, 能很好地处理非线性数据, 诊断出压缩机回液故障且分类准确率高。

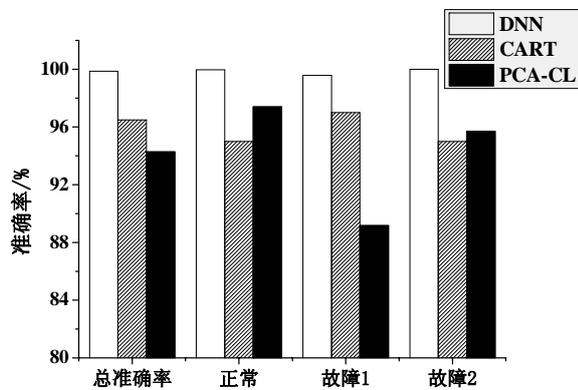


图 4 DNN 模型与各算法模型诊断结果比较图

4 结论

本文应用了深度学习算法中的神经网络 (DNN), 对多联机系统的压缩机回液故障进行故障诊断。研究通过多联机中压缩机回液故障实验获取数据, 选择 17 个特征变量, 建立神经网络模型。通过模型的训练、测试与层数设计等过程, 得到最终模型, 并将其用于压缩机回液故障诊断, 得出如下结论:

1) 神经网络融合有监督学习算法和无监督学习算法, 结构简单, 准确率高。压缩机回液故障诊

断准确率达到 99.86%, 并在“故障 1”和“故障 2”的准确率分别达到 99.58%和 100%;

2) 由于神经网络对非线性数据的拟合效果好, 可以对任意输入变量进行分类, 所以在建模时无需进行常规的变量相关性分析和 PCA 处理, 一定程度上简化了建模过程, 同时提高模型的鲁棒性;

3) 相较于 CART 和 PCA-Clustering 模型, DNN 模型诊断总准确率分别提高 3.48%和 5.91%, 且 DNN 模型相对于有监督算法的 CART 模型无需相关性分析和剪枝过程, 相对于无监督算法的聚类分析模型无需相关性和主成分分析过程;

4) 本研究算法模型还可以推广到多联机系统的其他故障领域以及其他住宅空气处理机组的故障诊断中。

参考文献:

- [1] ZHAO Y, LI T, ZHANG X, et al. Artificial intelligence-based fault detection and diagnosis methods for building energy systems: advantages, challenges and the future[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 109: 85-101.
- [2] SHI S, LI G, CHEN H, et al. An efficient VRF system fault diagnosis strategy for refrigerant charge amount based on PCA and dual neural network model[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 129: 125-126.
- [3] 王江宇, 陈焕新, 李冠男, 等. 基于 CART 算法的多联机压缩机回液故障检测[J]. 制冷与空调, 2017, 17(4): 55-60.
- [4] BREUKER M S, BRAUN J E. Common faults and their impacts for rooftop air conditioners[J]. HVAC & R research, 1998, 4(3): 303-318.
- [5] 王崇亮, 张帅, 李前舸, 等. 压缩机性能试验系统的故障检测及可靠性研究. 制冷技术, 2019, 39(3): 22-29.
- [6] 袁玥, 陈焕新, 石书彪, 等. 基于主成分分析和神经网络相结合的制冷剂充注量故障诊断[J]. 制冷技术, 2017, 37(6): 45-50.
- [7] YOUNGGY S, SARNG W K, SEO Y K. Indoor unit fault detector for a multi-split VRF system in heating mode[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 40: 152-160.
- [8] ZHANG G, XIAO H, ZHANG P, et al. Review on recent developments of variable refrigerant flow

- systems since 2015[J]. *Energy and Buildings*, 2019, 198: 444-466.
- [9] LI G, HU Y, CHEN H, et al. Identification and isolation of outdoor fouling faults using only built-in sensors in variable refrigerant flow system: a data mining approach[J]. *Energy and Buildings*, 2017, 146: 257-270.
- [10] LI G, HU Y, CHEN H, et al. Extending the virtual refrigerant charge sensor (VRC) for variable refrigerant flow (VRF) air conditioning system using data-based analysis methods[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93: 908-919.
- [11] GUO Y, LI G, CHEN H, et al. Optimized neural network-based fault diagnosis strategy for VRF system in heating mode using data mining[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 125: 1402-1413.
- [12] 张善兴,何金凝,杜志敏等,基于遗传算法-误差反传神经网络的变风量空调系统空调箱故障诊断. *制冷技术*, 2019, 39(05): 15-21.
- [13] LI Z, TAN J, LI S, et al. An efficient online wkNN diagnostic strategy for variable refrigerant flow system based on coupled feature selection method[J]. *Energy and Buildings*, 2019, 183: 222-237.
- [14] WANG J, LI G, CHEN H, et al. Liquid flood back detection for scroll compressor in a VRF system under heating mode[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 114: 921-930.
- [15] 周镇新,李绍斌,谭泽汉,等.基于 PCA-Clustering的压缩机回液故障诊断[J].*制冷学报*, 2018, 39(4): 111-118.
- [16] LEE K P, WU B H, PENG S L. Deep-learning-based fault detection and diagnosis of air-handling units[J]. *Building and Environment*, 2019, 157: 24-33.
- [17] JUN K H, GEUN Y Y, LEE S, et al. Using deep learning approaches with variable selection process to predict the energy performance of a heating and cooling system[J]. *Renewable Energy*, 2019.
- [18] GUO Y, TAN Z, CHEN H, et al. Deep learning-based fault diagnosis of variable refrigerant flow air-conditioning system for building energy saving[J]. *Applied Energy*, 2018, 225: 732-745.
- [19] 刘志中,张振兴,海燕,等.基于需求预测的主动服务推荐方法研究[J/OL]. *计算机工程*, 2019-05-29. <https://doi.org/10.19678/j.issn.1000-3428.0053379>.
- [20] 刘超,贾毓臻,王攀.基于深度学习的IPTV视频用户行为分析方法研究[J]. *计算机应用与软件*, 2019, 36(6): 167-170.
- [21] 徐廷喜,杜志敏,吴斌,等,基于支持向量数据描述算法的变频空调系统制冷剂泄漏故障诊断研究[J]. *制冷技术*, 2019, 39(4): 25-31.

相平衡效应及曲面真空膜基除湿装置的研究

淳良^{1,2}, 龚光彩^{1,2}

(1 建筑安全与节能教育部重点实验室, 长沙 410082; 2 湖南大学土木工程学院, 长沙 410082)

[摘要] 分析了真空膜的除湿过程中相平衡效应的重要性。提出了一种新的反演方法来预测相平衡作用下的表观水蒸气渗透率。此外, 建立了一种基于气体动理论和雷诺输运理论的新方法, 以研究基于曲面真空膜的新型除湿装置。结果表明, 相平衡对真空膜除湿具有积极的作用, 可使除湿效率提高 4.65%~8.14%。通过反演方法计算的表观水蒸气渗透率比通过杯式法测量的水蒸气渗透率高约 60%。当曲率半径从 30mm 减小到 15mm 时, 凸膜和凹膜的除湿效率分别提高了 1.96% 和 1.74%。与凹膜相比, 凸膜可提高除湿效率 0.185%~0.414%。因此, 推荐的弯曲膜是凸膜, 因为它可能会增加某些角处的流动边界层厚度。这项工作可以为基于真空膜的除湿技术领域提供仿真方法和工程设计参考。

[关键词] 相平衡; 膜基除湿气体动理论; 真空; 曲面膜。

1 引言

空调技术对于创造令人满意的室内环境非常重要。对于建筑物和某些运载工具, HVAC 系统的能耗始终占相当大的比例^[1]。空调负荷包括显热负荷和潜热负荷。事实上, 在许多时候, 潜热负荷通常占总负荷的 20%~40%^[2], 该比率将随着新鲜空气比率和环境湿度的增加而增加。高效的除湿技术可以明显提高 HVAC 系统的节能性能。迄今为止, 冷凝式除湿是最广泛使用的除湿技术, 它要求冷冻水的温度低于环境露点温度^[3]。但是, 这种低温冷冻水不仅限制了空调设备的效率, 而且还可能影响人体的热舒适性^[5]。因此, 这不是除湿的理想方法。固体干燥剂除湿, 液体干燥剂除湿和膜基除湿是三种有前景的除湿技术。当大量廉价的能源可用于干燥剂再生时, 固体和液体干燥剂除湿技术是经济可行的^[3]。基于膜的除湿技术通过选择性地从环境空气中分离水蒸气来实现除湿^[3]。膜两侧的水蒸气分压差是除湿的主要驱动力。另外, 基于膜的除湿技术体积小, 灵活, 可以解决液体干燥剂技术的液滴挟带问题^[6]。因此, 基于膜的除湿技术近年来受到了广泛的关注。

膜是膜除湿设备最重要的组成部分之一。水蒸气/空气选择性和水蒸气渗透率是两个关键指标。空气的渗透性可以根据 ISO 15015-1 进行测量。但是, 对于水蒸气的渗透性, 采用了不同的方法, 一般仅有除湿测试法考虑了真空的影响。但是, 除湿测试法只能

获得整个除湿装置内部的膜的平均水蒸气透过率。因此, 建立一种在真空作用下准确测量膜的水蒸气透过率的新方法很有价值。图 1 更生动地说明了真空对膜除湿装置中传质现象的影响。在热力学中, 这种影响也可以通过相平衡来描述。相平衡表示多相系统中每个相变所达到的极限状态。如图 1(a) 所示, 进料侧的水蒸气分压为 10kPa, 透过液侧的水蒸气分压为 5kPa。进料侧和渗透侧的液压均为 101kPa。但是, 在图 1(b) 中, 进料侧的水蒸气分压为 10kPa, 透过液侧的水蒸气分压为 5kPa。渗透侧的液压为 10kPa。除水蒸气外, 其他气体均为惰性气体, 例如氮气。因此, 图 1(a) 和图 1(b) 的进料侧和渗透侧之间水蒸气分压差相等, 均为 5kPa, 但图 1(a) 和图 1(b) 渗透侧的水蒸气分压力不同, 因此它们的实际除湿效果也应有所不同, 因为水分子在较低压力下更容易从膜上解吸。图 1 中传质的差异可归因于相平衡的影响。

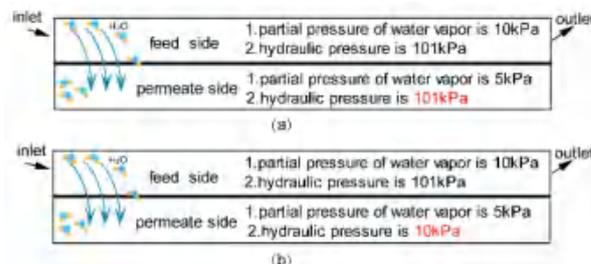


图 2 相平衡对传质的影响

数值模拟方法可以帮助理解膜除湿现象背后的机理。例如, 通过数值评估揭示了进口温度与膜基除湿再生性能之间的关系^[7]。用有限体积法分析了膜的变形高度对 Nusselt 数的影响^[8]。进料速度, 相对湿度, 压差和膜材料是除湿性能的关键因素^[9]。然而,

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2015BAJ03B01); 湖南省研究生科研创新项目(CX20190287);

以上这些数值模型主要是从雷诺输运方程推导的。在许多情况下,雷诺输运方程是合适的,但不适用于真空环境。如果在真空环境中强制使用雷诺输运方程,则可能会出现收敛问题。而真空抽气方法可提升膜除湿效率具有广泛的应用范围^[3]。近年来,已有学者证明了基于真空膜除湿的热力学可行性^[10]。因此,需要一种数值模拟方法来模拟真空膜的除湿。通过这种方法,可以进一步探索基于真空膜的除湿的传递特性。

2 物理模型

图2显示了物理模型。如图2(a)所示,潮湿的空气从入口流出,并在除湿后从出口流出。图2(a)中的2D模型用于研究相平衡的影响。二维模型简单易行,可通过理论方法验证,因此可用来证明相平衡的存在。在图2(a)中,几何尺寸为2.5mm×100mm。在除湿过程中,水蒸气通过膜进入渗透侧。

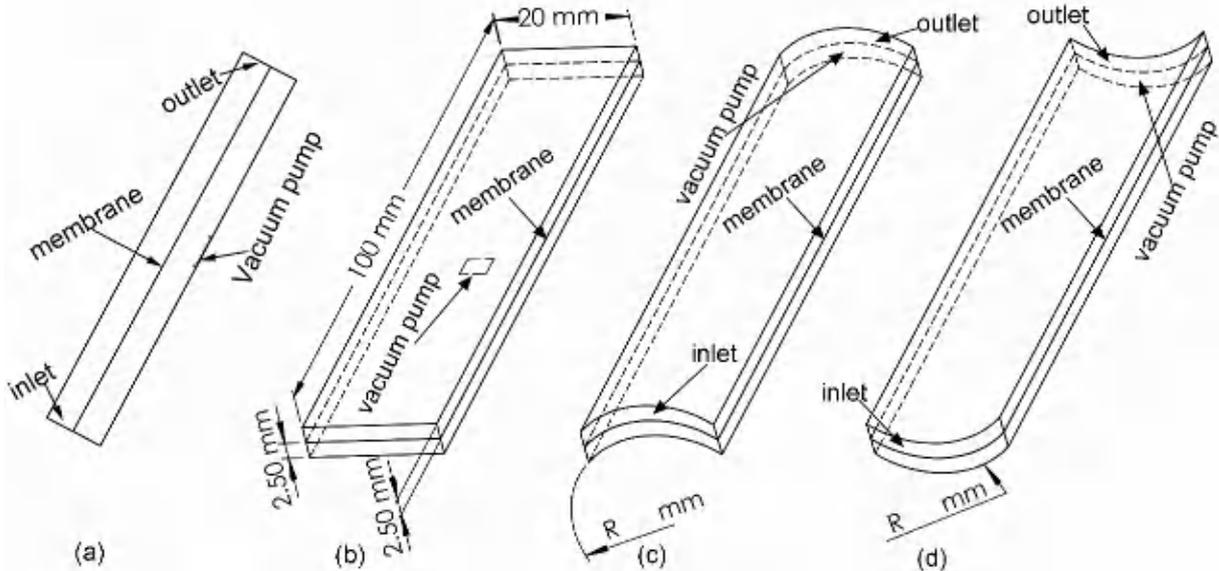


图3 真空膜除湿装置示意图

最后,通过真空泵除去水蒸气。在3D模型中也会发生相同的过程,如图2(b),(c)和(d)所示。二维平面膜除湿装置如图2(b)所示,进料侧和渗透侧的几何尺寸均为20mm×2.5mm×100mm。宽度为20mm,长度为100mm,每个腔室的厚度为2.5mm。图2(c)和(d)是曲面膜除湿装置,其进料侧和渗透侧的几何尺寸均为20mm×2.5mm×100mm。此外,它们具有曲率半径R。

3 方法

3.1 控制方程

在进料侧,控制方程式是根据雷诺输运理论推导的,包括质量输运,动量输运和组分输运。

$$\nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \tag{1}$$

$$\rho (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p_f + \nabla \cdot (\overline{\vec{\tau}}) + \rho \vec{g} \tag{2}$$

$$\overline{\vec{\tau}} = \mu [\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T] \tag{3}$$

$$\rho (\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \omega^i + \nabla \cdot (\rho D \nabla \omega^i + \rho \omega^i D \frac{\nabla M}{M}) = 0 \tag{4}$$

$$\overline{M} = (\sum_{i=1}^2 \frac{\omega^i}{M^i}) \tag{5}$$

$$i \in \{1, 2\} \tag{6}$$

其中,对于下标*i*,其值为1表示空气,其值为2表示水蒸气。

在渗透侧,控制方程是根据动理论推导。

$$G_x^i = - \int_{S_x} \frac{J_x^i (\vec{n}_x \cdot \vec{r}) (\vec{n}_x \cdot \vec{r})}{\pi r^4} dS_x \tag{7}$$

$$p_x^i = - \int_{S_x} \frac{J_x^i (\vec{n}_x \cdot \vec{r})^2 (\vec{n}_x \cdot \vec{r}) m^i}{\pi r^5} \sqrt{\frac{9\pi R_0 T}{8M^i}} dS_x + \frac{2J_x^i m^i}{3} \sqrt{\frac{9\pi R_0 T}{8M^i}} \tag{8}$$

$$nu_x^i = - \int_{S_x} \frac{J_x^i (\vec{n}' \cdot \vec{r})}{\pi r^3} \sqrt{\frac{\pi M^i}{8R_0 T}} dS_x + 2 \sqrt{\frac{\pi M^i}{8R_0 T}} J_x^i \tag{9}$$

$$i \in \{1, 2\} \tag{10}$$

膜是连接渗透侧和进料侧的关键部件,膜被假设为无厚度的表面,气体渗透量由两侧压差和膜的渗透系数决定。

$$f^i = K^i M^i (\frac{p_f n_f^i}{n_f^j + n_f^i} - \frac{p_p n_p^i}{n_p^j + n_p^i}) \tag{11}$$

$$f = f^i + f^j \tag{12}$$

$$i, j \in \{1, 2\}, (i \neq j) \tag{13}$$

3.2 水蒸气渗透率反演算法

如图3所示,除湿实验和数值模拟都是反演方法的重要组成部分。初始水蒸气透过率由杯式法测定,其值为 4.5×10^{-7} (mol m⁻² s⁻¹ Pa⁻¹)。接下来,计算(1)~(13)。然后,该过程进行优化,优化的目的是调节水蒸气的渗透率,以确保模拟的除湿效率与实验的除湿效率足够接近,如方程(14)(15)所示。优化目标是实现最小目标函数 $f(K_w)$ 。最大水蒸气透过率 K_w 可以根据实际情况设定,在本文中设定为 4.5×10^{-4} (mol m⁻² s⁻¹ Pa⁻¹)。

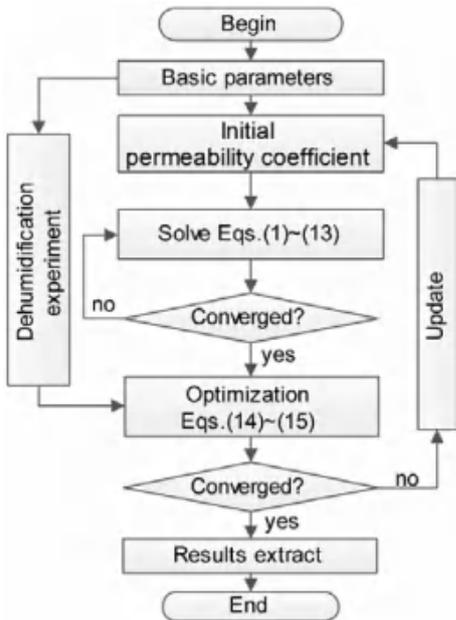


图4 反演算法流程图

3.3 边界条件

模型的边界条件如下:入口的速度 0.3m/s,相对湿度 90%,温度 297.15K;出口静压 101325Pa;壁面为无滑移壁面;在2D模型中,渗透侧压力为0Pa,在3D模型中,真空泵流量为 35m³/h。

4 结果与讨论

4.1 网格无关性分析

图4说明了2D模型中除湿效率与网格数之间的关系。结果表明,当网格数超过100000时,除湿效率几乎不随网格数而变化。类似地,图5显示了3D膜除湿模型的网格独立性。在3D模型中,当网格数时超过580000,除湿效率几乎不随网格数变化。最后,确定2D和3D模型的网格数分别为157500和5

88162。

4.2 相平衡作用和表观水蒸气渗透率反演算法

本模型为层流模型,流场存在解析解。图6显示了截线上的压力分布(厚度=1.25mm),突出了解析解和数值解的比较。三种结果之间几乎没有差异。这表明两个平台的数值解足够准确。此外,由两个平台计算出的水蒸气分压分布如图7所示。将图7(a)与图7(b)进行比较,可以发现FEM的结果与FVM的结果相似。更准确地说,图8显示了两个平台的截线上的水蒸气分压分布(厚度=1.25mm)。最大相对偏差在0.3%以内。进一步证明了数值计算结果是可靠的。

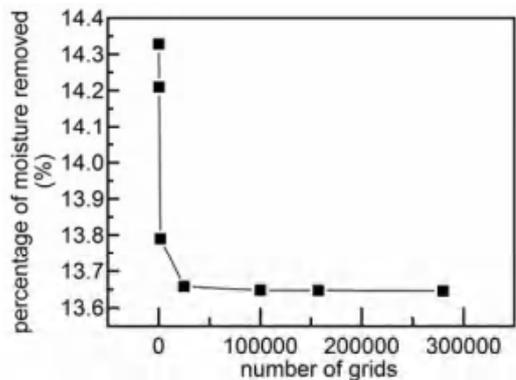


图5 2D模型网格无关性验证

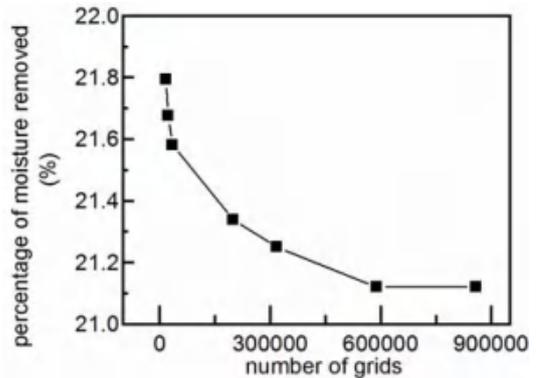


图6 3D模型网格无关性验证

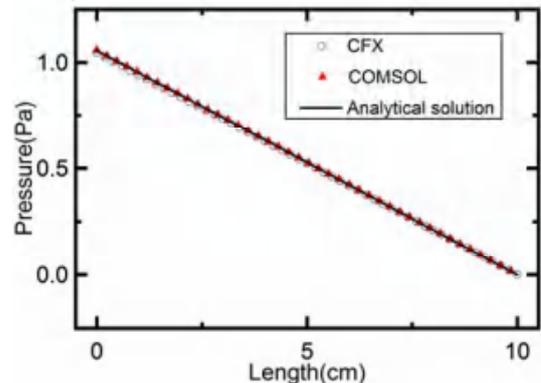


图7 截线上数值解和解析解的压力分布(厚度=1.25mm)。当忽略相平衡的影响时,本文计算的除湿效率为

13.65%。然而，文献中通过除湿实验获得的除湿效率约为 18.30%~21.79%^[9]。显然，实验结果与模拟结果之间存在很大的差异，并且该差异意味着相平衡对除湿有很大的影响。理论上，相平衡的作用有利于水分子从膜表面的释放。因此计算结果表明，由于相平衡的影响，除湿率提高了 4.65%~8.14%。

然后，本文将讨论第二个问题，即在相平衡的影响下如何准确获得水蒸气渗透率。实验方法^[9]和反演方法的结果示于表 3。显然，反演方法计算的除湿效率与实验测得的除湿效率非常相似。然而，通过反演方法计算的表观水蒸气渗透率高于通过杯式法测量的水蒸气渗透率，并且差异超过 60%。从水蒸气透过率的尺寸 (mol m⁻² s⁻¹ Pa⁻¹) 可以发现，水蒸气透过率是单位压差的物理术语。因此，如果不考虑相平衡的影响，压差将不会影响水蒸气的渗透性^[9]。但是，杯式法的实际结果与反演方法的结果相差 60% 以上。反演方法考虑了相平衡的影响，但是杯式法没

有考虑这种影响。因此，根据杯法和反演法结果的差异，相平衡的影响导致水蒸气渗透率的增加超过 60%。其他学者也观察到类似现象^[11]。但是，尚未从相平衡的角度分析这种现象。

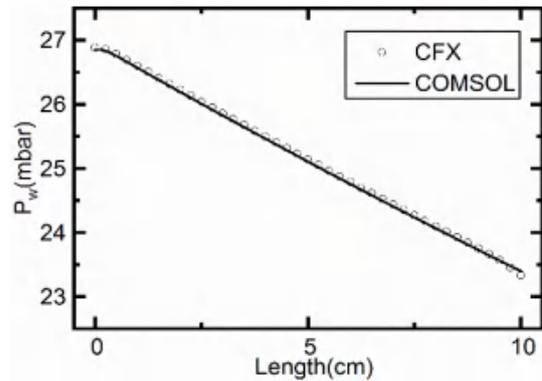


图 8 水蒸气分压在两个平台的截线上(厚度=1.25mm)分布

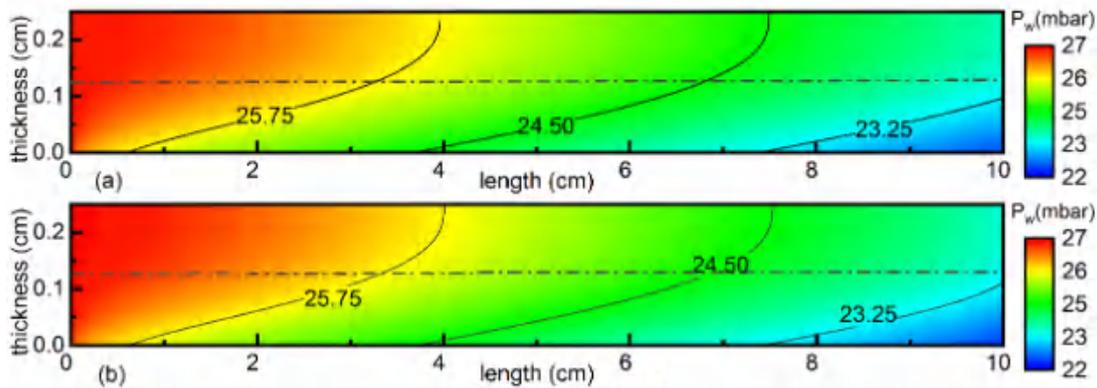


图 9 在两个不同的数值平台中的水蒸气分压分布: (a) COMSOL Multiphysics (FEM 平台), (b) CFX (FVM 平台)

表 2 反演算法和实验结果对比

term	value
水蒸气渗透率(反演算法)	$7.25 \times 10^{-7} \text{mol m}^{-2} \text{ Pa}^{-1} \text{ s}^{-1}$
水蒸气渗透率(杯式法) ^[9]	$4.50 \times 10^{-7} \text{mol m}^{-2} \text{ Pa}^{-1} \text{ s}^{-1}$
反演算法和杯式法的结果差异	61.11%
除湿效率(反演算法)	20.61%
除湿效率(实验测试) ^[9]	18.30%~21.79%

4.3 曲面真空膜基除湿装置的传质特性

该工作的最后任务是研究基于曲面真空膜的除湿装置的传质特性。实际上，这是 3.1 节中描述的新数值方法的应用。

分析了 3D 数值模型的可靠性。图 11 显示了平面真空膜的除湿装置的进料侧和渗透侧的水蒸气分压分布。如图 9 (a) 所示，水蒸气分压分布与图 8 所示的分布相似。此外，图 9 (b) 显示了真空泵的吸力

效果，在中心处存在低压区。在渗透侧，大多数区域的水蒸气分压为 1.2Pa，这是非常高的真空度。此外，基于 3D 平面真空膜的除湿设备除湿效率为 21.12%。与实验结果吻合良好^[9]，即 18.30%~21.79%。结果证明了 3D 数值模型的可靠性。

图 10 显示，除湿效率随着曲率半径的增加而降低。当曲率半径从 30mm 减小到 15mm 时，凸膜和凹膜的除湿效率分别提高了 1.96% 和 1.74%。另外，在相同曲率半径下，凸膜的除湿效率比凹膜的除湿效率高 0.185%~0.414%。尽管价值很小，但一般的除湿设备是由本文研究的几个小型除湿设备组装而成的。因此，轻微的改进也将具有很大的效果。另外，如图 10 所示，随着曲率半径的增大，凸膜和凹膜之间的除湿效率的差异减小。这是合理的，因为当曲率半径

为无限大时，弯曲的膜将变成平坦的膜，并且最终效率为 21.12%。

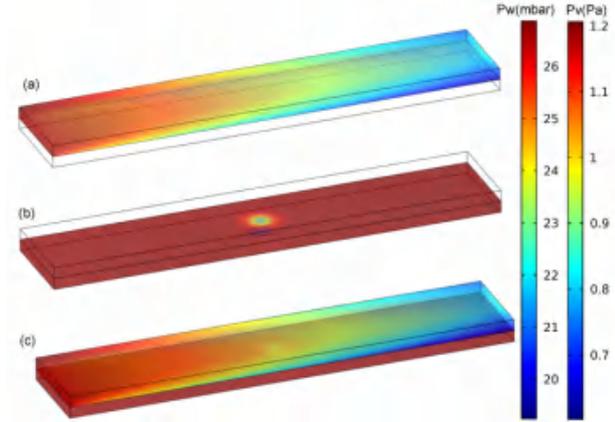


图 10 进料侧和渗透侧的水蒸气分压分布

为什么凸膜可以在底角位置集中进行除湿并提高除湿效率？图11可以从流动边界层的角度回答这个问题。如图11 (a) 所示，有边界层区域和主流区域。在边界层区域，速度小于主流区域。凸膜和凹膜的边界层内的几何关系分别在图11 (c) 和 (d) 中示出。在此，边界层的厚度为 γ 。显然，凸膜中的 β_2 比 β_1 长，如图11 (c) 所示。同样，如图11 (d) 所示，

凹膜中的 β_2 比 β_1 短。因此， γ 小于 $\alpha\sqrt{2}$ 凸膜， γ 而大于 $\alpha\sqrt{2}$ 凹膜。实际上， γ 可以用作角的边界层厚度， γ 等于 $\alpha\sqrt{2}$ 在平面膜中。因此，凸膜增加了拐角的边界层厚度，造成拐角的平均速度较小。一般除湿效率随着速度的降低而增加，因为当速度较小时，水蒸气有足够的时间被去除。凸膜会导致拐角处的除湿效率很高，因此图15 (b) 中拐角处的水蒸气分压非常低。

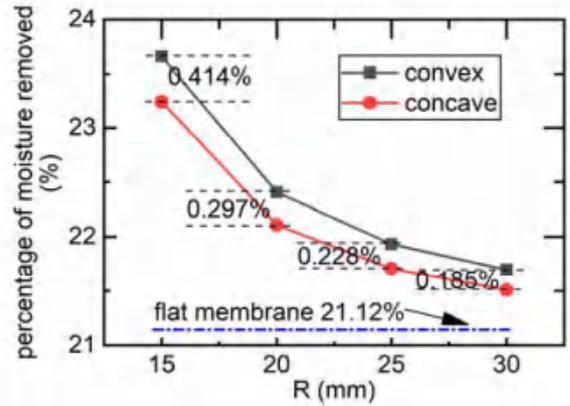


图 11 除湿效率和曲率半径关系

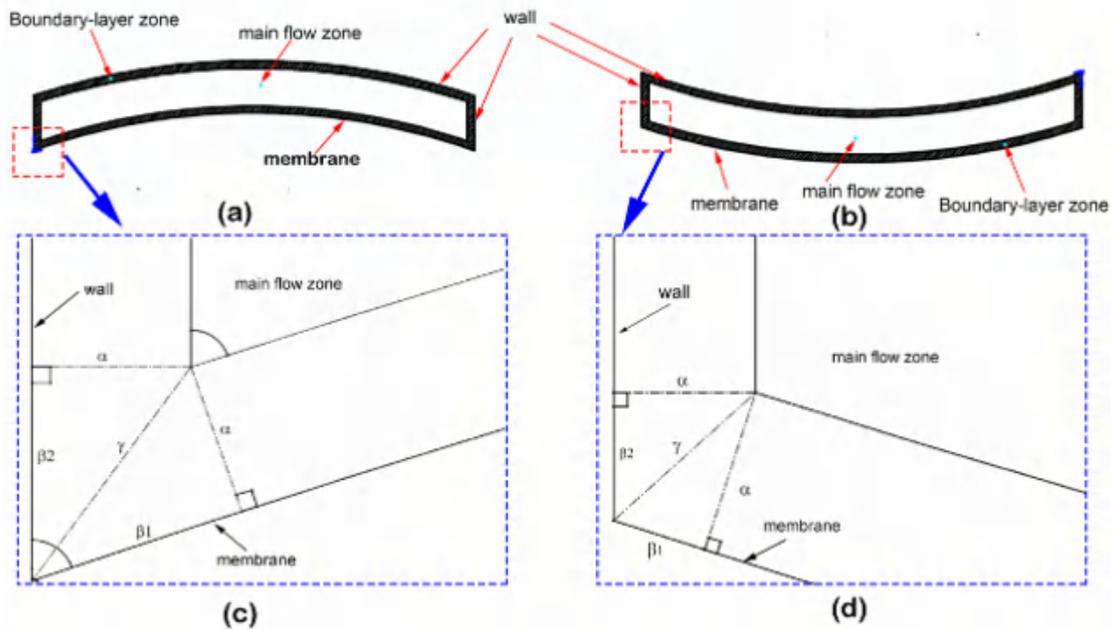


图 12 流动边界层内部几何关系示意图

为了进一步说明三种膜的传质规律的差异，图 12(a)(b)(c)分别表示凸膜，凹膜和平膜表面的水蒸气分压分布。这是顶视图。水蒸气在这些膜表面上的分布特性非常不同。如图 12 (a) 所示，在水平边缘有两个面积较大的区域，其中水蒸气分压较低。相反，图

12 (b) 中的水蒸气分布相对均匀。另外，图 12 (c) 所示的水蒸气分布类似于图 12 (b) 所示的水蒸气分布。原因是尽管凹膜可以减小流动边界层的厚度，但是减小的程度非常有限。在极端情况下，由于边界处的流动边界层厚度始终大于相邻壁处的流动边界层

厚度,因此只能将流动边界层厚度从减小到 α 。这种现象表明膜的弯曲方向对传质过程有很大的影响,这与流动边界层的分析是一致的。

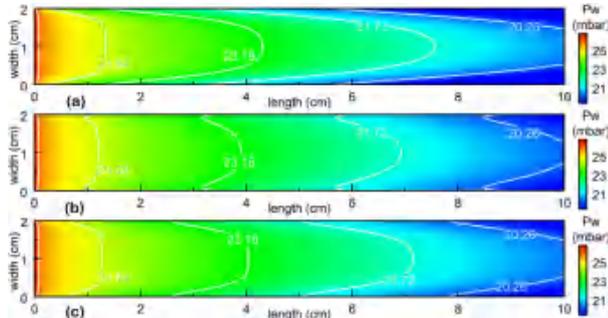


图 13 水蒸气分压力分布

5 结论

本文分析了相平衡在基于真空膜的除湿过程中的重要性。提出了一种新的方法来预测相平衡作用下的表观水蒸气渗透率。此外,还采用了基于气体动理论和雷诺输运理论的新型数值方法来研究基于弯曲真空膜的新型除湿装置,并讨论了不同弯曲膜的传递特性。从研究中可以得出一些结论:

1.相平衡对基于真空膜的除湿具有积极作用。由于相平衡,除湿效率增加了 4.65%~8.14%。反演法的水蒸气渗透率高于杯式法测量的水蒸气渗透率,增长率超过 60%。

2.可以将基于气体动理论和雷诺输运理论的新方法应用于计算基于真空膜的除湿并的传质规律。在物理机制上,这是合理和适当的。该方法的可靠性和鲁棒性已得到证明。

3.基于弯曲真空膜的除湿装置可有效提高除湿效果。当曲率半径从 30mm 减小到 15mm 时,凸膜和凹膜的除湿效率分别提高了 1.96%和 1.74%。凸膜对于除湿更有利。与凹膜相比,可提高除湿率 0.185%~0.414%。

参考文献

[1] F.A. Al-Sulaiman, Assessment of next generation refrigerants for air conditioning systems integrated with air-membrane heat and mass exchangers, *Energy Conversion and Management*. 154 (2017) 344–353.
 [2] H. Bai, J. Zhu, Z. Chen, J. Chu, State-of-art in modelling methods of membrane-based liquid desiccant heat and mass exchanger: A comprehensive review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 125 (2018) 445–470.

[3] M. Qu, O. Abdelaziz, Z. Gao, H. Yin, Isothermal membrane-based air dehumidification: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 82 (2018) 4060–4069.
 [4] K. Thu, S. Mitra, B.B. Saha, S. Srinivasa Murthy, Thermodynamic feasibility evaluation of hybrid dehumidification – mechanical vapour compression systems, *Applied Energy*. 213 (2018) 31–44.
 [5] P. Scovazzo, A.J. Scovazzo, Isothermal dehumidification or gas drying using vacuum sweep dehumidification, *Applied Thermal Engineering*. 50 (2013) 225–233.
 [6] X. Liu, M. Qu, X. Liu, L. Wang, Membrane-based liquid desiccant air dehumidification: A comprehensive review on materials, components, systems and performances, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 110 (2019) 444–466.
 [7] H. Bai, J. Zhu, Z. Chen, J. Chu, Y. Liu, Performance evaluation of a membrane-based flat-plate heat and mass exchanger used for liquid desiccant regeneration, *Applied Thermal Engineering*. 139 (2018) 569–584.
 [8] S.M. Huang, Laminar flow and heat transfer in plate membrane channels: Effects of the deformation heights, *International Journal of Thermal Sciences*. 109 (2016) 44–53.
 [9] T.D. Bui, F. Chen, A. Nida, K.J. Chua, K.C. Ng, Experimental and modeling analysis of membrane-based air dehumidification, *Separation and Purification Technology*. 144 (2015) 114–122.
 [10] T.D. Bui, Y. Wong, M.R. Islam, K.J. Chua, On the theoretical and experimental energy efficiency analyses of a vacuum-based dehumidification membrane, *Journal of Membrane Science*. 539 (2017) 76–87.
 [11] C.Z. Liang, T.-S. Chung, Robust thin film composite PDMS/PAN hollow fiber membranes for water vapor removal from humid air and gases, *Separation and Purification Technology*. 202 (2018) 345–356.

真空膜除湿与空气载能辐射空调耦合系统 热力学可行性分析

淳良^{1,2}, 龚光彩^{1,2}

(1 湖南大学建筑安全与节能教育部重点实验室, 长沙 410082;

2 湖南大学土木工程学院, 长沙 410082)

[摘要] 温湿度独立控制空调技术是一项有前景的空调技术。本文提出了一种新型温湿度独立控制空调系统(VMD-ACERS), 它耦合了真空膜除湿技术(VMD)和空气载能辐射空调技术(ACERS)。建立了该系统的热力学模型, 通过该模型确定了VMD-ACERS系统的影响因素, 对比了传统空调系统和本文所提出系统(VMD-ACERS)的节能性能。结果表明: 该系统两个最主要影响因素为冷凝温度和渗透侧的压力。当冷凝温度为50℃时, 只要渗透侧压力超过8kPa, VMD-ACERS系统的节能性优于传统风机盘管空调系统。

[关键词] 膜除湿空气载能辐射空调温湿度独立控制

1 引言

目前, 我国空调耗电量占社会总耗电量的15%左右, 这个比例的平均年增长率超过20%。温湿度独立控制空调技术将温度和湿度的控制过程解耦, 是一项比较有前景的高效空调技术^[1]。它至少有两方面的优点: 一方面它可以实现温度和湿度的高精度控制, 满足工业生产的需求。另一方面, 它可以提高蒸发温度, 从而提高冷水机组的效率。目前, 主要采用转轮除湿和溶液除湿的方法配合相应的制冷技术实现温湿度独立控制。然而, 转轮除湿和溶液除湿往往需要消耗大量的能量用于除湿剂的再生。此外, 由于温湿度独立控制空调系统提高了蒸发温度, 造成了冷冻水和空气之间的换热温差的减小, 为了保障制冷效果, 只能增加换热器面积或者送风量, 这将影响空调系统成本和室内热舒适。

真空膜除湿技术是一种利用选择性分离膜实现空气除湿的新型除湿技术, 其利用真空泵在膜的两侧产生压差驱动除湿, 该技术可以实现等温除湿, 近年来受到广泛的关注^[2]。空气载能辐射空调系统是由本课题组提出的一种新型辐射空调系统, 目前已有许多工程应用案例, 实际应用效果良好。

将真空除湿技术和冷却技术结合起来是近年来的研究热点。El-Dessouky等^[4]提出了一种在蒸发制冷单元前安装真空膜除湿装置的空调系统, 该系统不再需要制冷剂, 可以把蒸发制冷技术应用在高湿的环境中。

该装置比传统蒸汽压缩制冷系统节能86%。Dai s-Analytic^[5]提出了一种称为膜热泵的系统, 该系统在蒸发冷却和除湿的过程中均利用了选择性透过膜。相关研究表明膜热泵的COP约为5.15。最近Jie等^[6]将真空膜除湿技术和露点蒸发冷却技术结合起来, 他们发现该耦合系统可以将潮湿的环境温度由24.8℃降低到18.5℃。以上技术在热湿环境中的效率很高, 具有较好的应用前景。然而目前很少由文献将真空膜除湿技术和蒸汽压缩制冷技术结合起来, 事实上, 该技术具有更好的环境适应性。本文所研究的新系统(VMD-ACERS)实现了真空膜除湿技术和蒸汽压缩制冷技术的整合。

2 真空膜除湿与空气载能辐射空调耦合系统(VMD-ACERS)基本原理

VMD-ACERS是一种新型空调系统, 其基本原理如图所示。室内空间可以被划分为两个区域。一个区域是高速低温缓冲区域, 第二个区域是低速空调区域。在VMD-ACERS中, 空气首先被风机盘管冷, 然后进入缓冲区, 最后进入空调区域。在VMD-ACERS中, 风机盘管仅仅承担显热负荷, 潜热负荷由真空膜除湿装置承担。从VMD-ACERS的基本原理可知, 该系统的风机盘管没有除湿的任务, 故可以提升冷冻水的温度, 这对提高冷水机组的COP是有益的。然而, 增加冷冻水的温度会降低风机盘管内空气与冷冻水之间的换热温差。在维持换热器几何尺寸不变的情况下, 需要增加风量以保障室内冷量的需求。由于系统中存在金属多孔板, 增加风量并不会在空调区造成

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2015BAJ03B01); 湖南省研究生科研创新项目(CX20190287);

明显的吹风感。以上是 VMD-ACERS 的优点。然而由于 VMD-ACERS 新增了两部分能耗,其节能性需要进一步分析。第一部分能耗为真空泵消耗的电能,第二部分为增加风机盘管风量所消耗的电能。如果新增的能耗超过了冷水机组的能耗,那么 VMD-ACERS 并不节能。反之,则 VMD-ACERS 将是节能的。本文针对这个问题展开了研究和讨论。

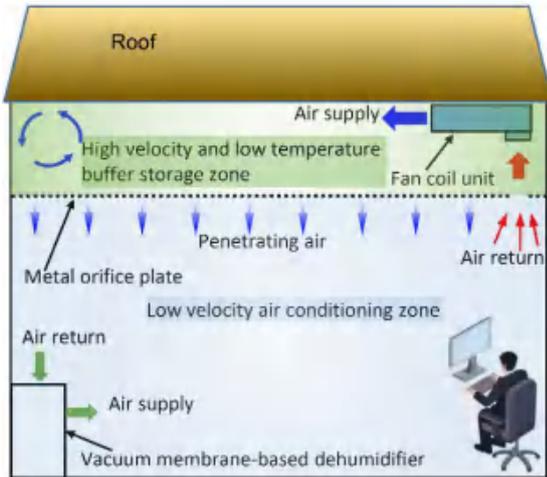


图1 VMD-ACERS 系统原理图

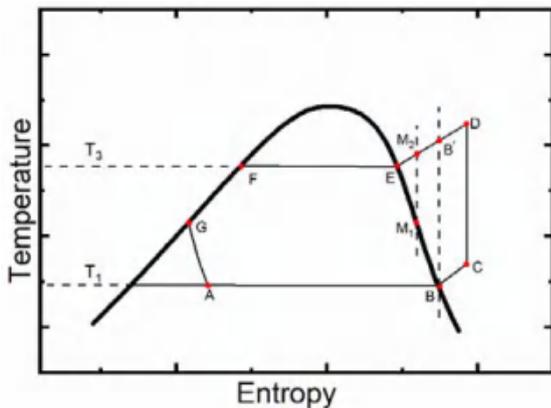


图2 传统蒸汽压缩制冷循环的温熵图

3 方法

3.1 不同空调系统 COP 模型推导

3.1.1 传统蒸汽压缩制冷系统 COP 模型

图 2 表示了一个典型的蒸汽压缩制冷循环的温熵图。由图 2 可知,传统蒸汽压缩制冷循环的 COP 可通过方程(1)计算。

$$COP_1 = \eta_i \frac{h_c - h_A}{h_d - h_c} \quad (1)$$

在已知蒸发温度,冷凝温度,过热度 and 过冷度的条件下,A,C 两点的焓值可以确定下来,但 D 点的焓值是未知的。本文推导了一个关系式用于确定 D

点的焓值,具体过程如下。

在图 2 中有两条用虚线表示的等熵辅助线,分别为 M_1M_2 和 BB' 。 M_1 是 EB 的中点。假设饱和气体线 EB 为直线。根据图很容易得到方程(2)

$$T_D - T_E = (T_D - T_{B'}) + (T_{B'} - T_E) \quad (2)$$

在温熵图中,由于在气相区等压线近似平行,我们可以得到方程(3)

$$T_D - T_{B'} \approx T_C - T_B \quad (3)$$

在等压的条件下,方程(4)是成立的。

$$C_p dT = T dS \quad (4)$$

因此,可以进一步得到方程(5)

$$T_{B'} - T_E = \int_E^{B'} dT = \int_E^{B'} \left(\frac{T}{C_p}\right) dS = \int_E^{B'} \left(\frac{T}{C_p}\right)_{M_2} dS = \left(\frac{T}{C_p}\right)_{M_2} \int_E^{B'} dS \quad (5)$$

根据微分关系式(6)和麦克斯韦关系式(7),可以得到方程(8)。

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - \left(\frac{\partial S}{\partial P}\right)_T dP \quad (6)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \quad (7)$$

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p dP = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - V \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p dP \quad (8)$$

在饱和蒸汽线上,温度和压力的关系满足 Clapeyron 方程,即方程(9)。

$$dP = \frac{r}{T \Delta V} dT \quad (9)$$

将方程(9)代入方程(8)得到方程(10)

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - V \left(\frac{1}{V}\right) \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \frac{r}{T \Delta V} dT \quad (10)$$

将方程(11)带入方程(10)得到方程(12)。

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \quad (11)$$

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - \frac{V \beta r}{T \Delta V} dT \quad (12)$$

在饱和蒸汽线 BE 上方程(13)是成立的。

$$\int_E^B dS = \int_E^B \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT - \int_E^B \frac{V \beta r}{T \Delta V} dT \quad (13)$$

$$\int_E^B \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_p dT = \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{M_1} \int_E^B dT = \left(\frac{C_p}{T}\right)_{M_1} \int_E^B dT \quad (14)$$

$$\int_E^B \frac{V \beta r}{T \Delta V} dT = \left(\frac{V \beta r}{T \Delta V}\right)_{M_1} \int_E^B dT \quad (15)$$

将方程(14)和方程(15)代入方程(13)可以得到方程(16)。

$$\int_E^B dS = [(\frac{C_p}{T})_{M_1} - (\frac{V\beta r}{T\Delta V})_{M_1}] \int_E^B dT$$

$$= (\frac{C_p}{T})_{M_1} [1 - (\frac{T}{C_p})_{M_1} (\frac{V\beta r}{T\Delta V})_{M_1}] (T_E - T_B)$$
(16)

将方程(16)和方程(17)带入方程(18)得到方程(19)。

$$T_{B'} - T_E = \int_E^{B'} dT = (\frac{T}{C_p})_{M_2} \int_E^{B'} dS$$
(17)

$$\int_E^{B'} dS = \int_E^B dS$$
(18)

$$T_{B'} - T_E = (\frac{T}{C_p})_{M_2} (\frac{C_p}{T})_{M_1} [1 - (\frac{V\beta r}{\Delta VC_p})_{M_1}] (T_E - T_B)$$
(19)

将方程(19)和方程(3)带入方程(2)得到方程(20)。

$$T_D - T_E \approx (T_C - T_B) + (\frac{T}{C_p})_{M_2} (\frac{C_p}{T})_{M_1} [1 - (\frac{V\beta r}{\Delta VC_p})_{M_1}] (T_E - T_B)$$
(20)

在已知蒸发温度, 冷凝温度, 过热度, 过冷度的条件下, 结合方程(1)和方程(20)可以计算传统蒸汽压缩制冷循环的 COP。

3.1.2 传统风机盘管制冷系统 COP

对于风机盘管制冷系统的 COP 可以通过方程(21)计算。

$$COP = \frac{q_{total}}{w_1 + w_2}$$
(21)

冷水机组的耗电量通过方程(22)计算。

$$w_1 = \frac{q_{total}}{COP_1}$$
(22)

其中, w_2 风机盘管的功率, 本文风机盘管的基本参数由江苏三燕空调设备有限公司提供。利用这些基本参数可以拟合出风机盘管功率和流量的关系式, 如表 1 所示。可以发现, 风机盘管的功率和风量之间基本满足线性关系, 具体线性方程所示, 这些关系可以更简洁地表示为方程(23)。最终, 风机盘管制冷系统 COP 可通过方程(24)计算。

$$w_2 = f(Q) \quad (1)$$

$$COP = \frac{q_{total}}{q_{total} / COP_1 + f(Q)} \quad (24)$$

表 1 风机盘管功率和流量拟合方程

风盘	流量与功率关系
FP-68	$w_2 = 0.0765Q + 36.333$ ($R^2 = 0.998$)
FP-136	$w_2 = 0.0677Q + 83.667$ ($R^2 = 0.999$)
FP-238	$w_2 = 0.0546Q + 168.833$ ($R^2 = 0.996$)

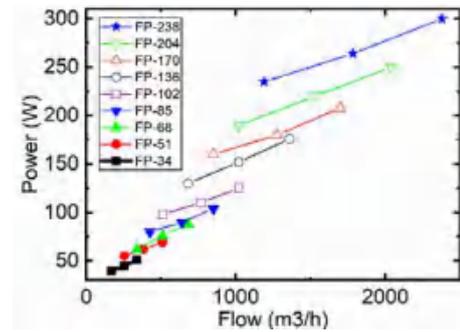


图 3 风机盘管流量和功率关系

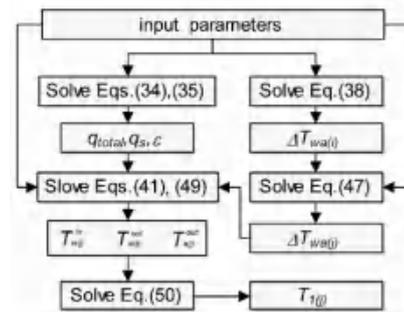


图 4 送风量与蒸发温度关系的计算流程

3.1.3 真空膜除湿与空气载能辐射空调耦合系统 (VMD-ACERS) 的 COP 模型

对于 VMD-ACERS, COP 可以通过方程(25)计算。

$$COP = \frac{q_{total}}{w_1 + w_2 + w_3} \quad (25)$$

其中, w_1 是仅仅承担显热负荷的冷水机组功率, 这可以通过方程(26)计算。 w_3 是真空膜除湿装置的耗电量, 这可以通过方程(28)计算。在除湿量满足室内潜热负荷的条件下, 透过膜的水蒸气通量可以通过方程(29)计算, 透过膜的空气通量通过方程(30)计算。将方程(29), (30), (31)代入方程(28)得到方程(32)。最终, VMD-ACERS 的 COP 可以通过方程(33)计算。

$$w_1 = \frac{\varepsilon q_{total}}{COP_1} \quad (26)$$

$$\varepsilon = \frac{q_s}{q_{total}} \quad (27)$$

$$w_3 = \frac{1}{\eta_2} \left\{ \frac{k_w n_w RT_{vac}}{k_w - 1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_w - 1}{k_w}} - 1 \right] + \frac{k_a n_a RT}{k_a - 1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_a - 1}{k_a}} - 1 \right] \right\}$$
(28)

$$n_w = \frac{q_l}{\theta M_w} = \frac{(1 - \varepsilon) q_{total}}{\theta M_w} \quad (29)$$

$$n_a = \frac{n_w}{S_{w/a}} \quad (30)$$

$$S_{w/a} = \frac{Pe_w}{Pe_a} \quad (31)$$

$$w_3 = \frac{(1-\varepsilon)q_{total}RT_{vac}}{\varepsilon\theta M_w \eta_2} \left\{ \frac{k_w}{k_w-1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_w-1}{k_w}} - 1 \right] + \frac{1}{S_{w/a}} \frac{k_a}{k_a-1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \right\} \quad (32)$$

$$COP = \frac{q_{total}}{\frac{\varepsilon q_{total}}{COP_1} + f(Q) + \frac{(1-\varepsilon)q_{total}RT_{vac}}{\theta M_w \eta_2} \left\{ \frac{k_w}{k_w-1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_w-1}{k_w}} - 1 \right] + \frac{1}{S_{w/a}} \frac{k_a}{k_a-1} \left[\left(\frac{P_{amb}}{P_{vac}} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \right\}} \quad (33)$$

3.1.4 VMD-ACERS 送风量与蒸发温度关系模型

传统风机盘管需要承担潜热负荷与显热负荷,而 VMD-ACERS 的风机盘管只需要承担显热负荷。总负荷与显热负荷可以通过方程(34)和(35)计算。

$$q_{total} = \rho Q_{(i)} \Delta h_{(i)} \quad (34)$$

$$q_s = \rho c_p Q_{(i)} \Delta T_{(i)} \quad (35)$$

同样的,总负荷与显热负荷也可以通过方程(36)和方程(37)计算。

$$q_{total} = c_w \dot{m}_w (T_{w(i)}^{out} - T_{w(i)}^{in}) \quad (36)$$

$$q_s = h_{(i)} F \Delta T_{wa(i)} \quad (37)$$

其中,下标 i 表示没有采取温湿度独立控制措施的情况。方程(38)用于计算传热对数平均温差。

$$\Delta T_{wa(i)} = \frac{(T_{a(i)}^{in} - T_{w(i)}^{out}) - (T_{a(i)}^{out} - T_{w(i)}^{in})}{\ln \left(\frac{T_{a(i)}^{in} - T_{w(i)}^{out}}{T_{a(i)}^{out} - T_{w(i)}^{in}} \right)} \quad (38)$$

$$(T_{a(i)}^{in} - T_{w(i)}^{out}) > (T_{a(i)}^{out} - T_{w(i)}^{in}) \quad (39)$$

当采用温湿度独立控制措施之后,即采用 VMD-ACERS 之后,风机盘管显热承担的显热负荷通过方程(40)计算。

$$q_s = h_{(j)} F \Delta T_{wa(j)} \quad (40)$$

其中,下标 j 采取温湿度独立控制之后的情况。方程(41)用于计算这种情况下的传热对数平均温差。

$$\Delta T_{wa(j)} = \frac{(T_{a(j)}^{in} - T_{w(j)}^{out}) - (T_{a(j)}^{out} - T_{w(j)}^{in})}{\ln \left(\frac{T_{a(j)}^{in} - T_{w(j)}^{out}}{T_{a(j)}^{out} - T_{w(j)}^{in}} \right)} \quad (41)$$

$$(T_{a(j)}^{in} - T_{w(j)}^{out}) > (T_{a(j)}^{out} - T_{w(j)}^{in}) \quad (42)$$

由方程(37)和方程(40)可以得到方程(43)。

$$\frac{q_{s(j)}}{q_{s(i)}} = \frac{h_{(j)} F_{(j)} \Delta T_{wa(j)}}{h_{(i)} F_{(i)} \Delta T_{wa(i)}} \quad (43)$$

由于风机盘管的换热面积并未改变,因此方程(43)等效于方程(44)。

$$\Delta T_{wa(j)} = \frac{h_{(i)} \Delta T_{wa(i)}}{h_{(j)}} \quad (44)$$

对流换热系数可以通过 Zhukauskas 方程计算,即方程(45)。忽略传热过程流体物性的变化,可以到方程(46)。

$$Nu = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (103 < Re < 2 \times 10^5) \quad (45)$$

$$\frac{h_{(i)}}{h_{(j)}} = \frac{Nu_{(i)}}{Nu_{(j)}} = \left(\frac{Re_{(i)}}{Re_{(j)}} \right)^{0.63} = \left(\frac{u_{(i)}}{u_{(j)}} \right)^{0.63} = \left(\frac{Q_{(i)}}{Q_{(j)}} \right)^{0.63} \quad (46)$$

将方程(46)代入方程(44)得到方程(47)。

$$\Delta T_{wa(j)} = \Delta T_{wa(i)} \left(\frac{Q_{(i)}}{Q_{(j)}} \right)^{0.63} \quad (47)$$

方程(47)表示传热温差和风量的关系。显热负荷也可以通过方程(48)计算。

$$q_s = c_w m_w (T_{w(j)}^{out} - T_{w(j)}^{in}) \quad (48)$$

将方程(36)和方程(48)代入方程(27)得到方程(49)。方程(50)表示蒸发温度和冷冻水之间的传热温差为 2.5。

$$(T_{w(j)}^{out} - T_{w(j)}^{in}) = \varepsilon (T_{w(i)}^{out} - T_{w(i)}^{in}) \quad (49)$$

$$T_1 = T_w^{in} - 2.5^\circ C \quad (50)$$

方程(34)到方程(50)建立了 VMD-ACERS 系统中送风量和蒸发温度的关系。具体计算过程如图 4 所示。输入参数包括送风量,供水温度,回水温度,送风温湿度,回风温湿度。在图 4 中,送风量和送回风状态参数被用于计算总负荷与显热负荷,计算方程为方程(34)和方程(35)。同时,供水温度,回水温度,送风温度,回风温度被用于计算未采用温湿度独立控制时的传热温差,计算方程为方程(38)。相反地,当温湿度独立控制技术被采用之后,传热对数平均温差通过方程(47)计算。然后通过方程(41)和(49)计算送风温度,供水温度和回水温度。最后,通过方程(50)计算 VMD-ACERS 的蒸发温度。

3.2 风机盘管冷却系统与 VMD-ACERS 系统的 COP 对比

风机盘管冷却系统的基本参数为:送风温度为 16℃,相对湿度 95%;供水温度 7℃,回水温度 12℃;室内设计温度为 26℃,相对湿度为 60%。冷凝温度为 50℃,过冷度为 10℃,过热度为 5℃,风机盘管选择为 FP136 (风量为 680m³/h)。对于 VMD-ACERS 系统,显热负荷与潜热负荷与风机盘管冷却系统相等。膜的选择透过性为 500,其他变量如 Table 2 所示。

表 2 变量范围

变量	值					
P_{vac} (kPa)	2	4	6	8	10	12
Q (m ³ /h)	680	850	1020	1190	1360	-

4 结果与讨论

4.1 模型验证

传统蒸汽压缩制冷装置的 COP 模型是本文工作的重要基础，为验证模型的准确性，本文对比了计算结果和文献结果，如图 5 和图 6 所示，这说明了本文建立模型的准确性和可靠性。

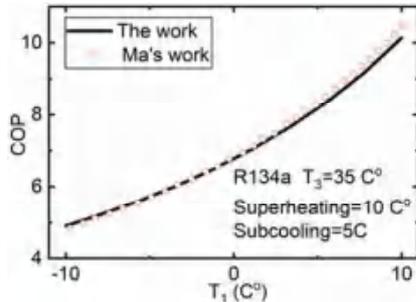


图 5 蒸汽压缩制冷循环 COP 与蒸发温度关系

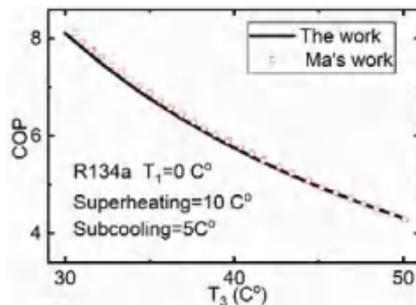


图 6 蒸汽压缩制冷循环 COP 与蒸发温度关系

4.2 风机盘管冷却系统和 VMD-ACERS 系统的性能对比

图 7 表示了风机盘管冷却系统和 VMD-ACERS 系统的性能对比。其中，风机盘管冷却系统作为一个参考标准，用于检验 VMD-ACERS 是否节能。在图 1 中，虚线表示当送风量为 680m³/h 时，风机盘管冷却系统 COP。

此外，当渗透侧压力为固定值的时候，VMD-ACERS 系统的 COP 随着送风量的增加而增加。如果渗透侧压力低于 6kPa，VMD-ACERS 系统的 COP 总是小雨风机盘管冷却系统的 COP。因此，如果渗透侧压力过低，则 VMD-ACERS 系统并不节能。相反地，当渗透侧压力高于 8kPa 的时候，即使送风流量不变，VMD-ACERS 系统的 COP 依旧高于风机盘管冷却系统的 COP。相关学者研究表明^[7]，即使渗透侧压力高达 20kPa，真空膜除湿的除湿效果依旧显著，这证明

了 VMD-ACERS 的节能性较好。

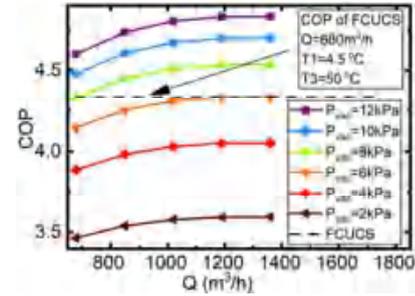


图 7 VMD-ACERS 系统的 COP 和送风量的关系

5 结论

本文提出了一种新型温湿度独立控制系统，即 VMD-ACERS 系统，该系统整合了真空膜除湿技术和空气载能辐射空调技术。本文通过构建 VMD-ACERS 和传统风机盘管冷却系统的 COP 模型，对比研究证明了 VMD-ACERS 的热力学可行性。

参考文献

- [1] Zhang T, Liu X, Jiang Y. Development of temperature and humidity independent control (THIC) air-conditioning systems in China—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2014;29:793-803.
- [2] Qu M, Abdelaziz O, Gao ZM, Yin HX. Isothermal membrane-based air dehumidification: A comprehensive review. Renew SustEnerg Rev 2018;82:4060-4069.
- [3] 言树清,龚光彩. 一种由循环空气载能的天花板辐射换热空调方法[P]. CN102230648A,2011-11-02.
- [4] El-Dessouky HT, Ettouney HM, Bouhamra W. A Novel Air Conditioning System: Membrane Air Drying andEvaporative Cooling. Chemical Engineering Research and Design 2000;78:999-1009.
- [5] Navigant Consulting, Inc. Energy savings potential and RD&D opportunities for non-vapor-compression HVACtechnologies. 2014. p.94-98
- [6] Lin J, Thuan Bui D, Wang R, Chua KJ. Investigation of dew point evaporative cooling with vacuum membranedehumidification. Energy Procedia 2017; 142:3851-3856.
- [7] Liang CZ, Chung T. Robust thin film composite PDMS/PAN hollow fiber membranes for water vapor removal from humid air and gases. Sep PurifTechnol 2018;202:345-356.

某冰蓄冷空调系统测试及性能评价分析

侯占魁¹, 汪道先², 周敏¹, 宋晗¹

(1. 中国建筑西北设计研究院有限公司, 西安 710018;

2. 西安咸阳国际机场股份有限公司, 西安 712034)

[摘要] 随着蓄冷技术日趋成熟, 实际应用项目越来越多, 但各项目实际应用的效果参差不齐。本文以实际项目为基础, 对该项目制冷站夏季典型日实际运行情况进行实测, 评价该系统整体能效及主要设备性能, 发现系统整体能效低下, 冷机、水泵运行效率不高; 通过分析发现系统存在运行策略不合理、系统流量欠缺以及管路系统局部阻力过大的问题, 并提出优化改进建议, 为系统良好运行提供参考, 同时也为下一步系统调适工作做准备。

[关键词] 冰蓄冷系统; 测试; 分析; 评价; 优化

0 引言

随着我国社会经济飞速发展, 电力需求量急剧增加^[1], 电力供应问题日益突出; 主要是电力负荷供应高峰不足而低谷过剩, 电力负荷峰谷差大。冰蓄冷技术的削峰填谷、减少变电设备容量以及提高电网负荷率的作用使其成为缓解电力供应问题和电力建设的有效途径之一^[2]; 我国各地区出台了分时电价、阶梯电价、尖峰电价和可中断供电电价等一系列的电价优惠政策, 为蓄冷技术的发展与应用带来了机遇^[3]。

截止 2015 年, 我国已投入使用的蓄冷项目有 1133 项, 其中冰蓄冷项目 971 个, 水蓄冷项目 162 个^[4]。但是在实际应用中的蓄冷空调系统的能耗和经济性差异很大, 尤其是冷水机组的能耗是最大的, 约占空调系统总能耗的 40%, 部分项目甚至高达 78%^[5]。本

文以实测数据为依据, 对某冰蓄冷系统的实际运行效果进行分析, 挖掘系统节能潜力, 分析系统存在的问题, 提出改进和优化的建议。

1 项目概况

该项目为西安某商业广场, 其建筑面积约为 23 万 m², 每年供冷时间为 4 月~10 月, 夏季空调使用时间为 7:00~22:00, 空调设计日最大冷负荷 5818RT, 设计日总冷负荷 66535RT_h; 冷源采用盘管式内融冰蓄冷系统, 供冷面积约为 20 万 m², 设计蓄冷量 18400RT_h, 蓄冷率为 28%, 空调工况下, 乙二醇溶液供回水设计温度为 5.5/10.5, 冷冻水供回水设计温度 5/12; 蓄冰工况下, 乙二醇溶液供回水设计温度为 -5.5/-2.4; 该系统主要设备配置及参数如表 1 所示。

表 1 冰蓄冷系统主要设备配置表

序号	名称	设备参数	数量
1	双工况水冷离心式冷水机组	制冰工况: 冷量: 789RT 功率: 620kW COP: 4.48 空调工况: 冷量: 1260RT 功率: 846kW COP: 5.24	3 台
2	溶液泵	流量: 950m ³ /h 扬程: 44m 转速: 1480rpm 功率: 160kW	3 台
3	冷冻泵	流量: 950m ³ /h 扬程: 42m 转速: 1480rpm 功率: 160kW	3 台
4	冷却泵	流量: 930m ³ /h 扬程: 30m 转速: 1480rpm 功率: 110kW	3 台
5	冷却塔	流量: 650m ³ /h 风机功率: 22kW	6 组
6	蓄冰槽	单台蓄冰槽蓄冷量: 1300RT _h 外形尺寸: 7000 × 3030 × 3540 (h) mm	16 台

西安地区实行的是单一部制分时电价, 不分夏季

与非夏季, 西安分时电价具体情况如表 2 所示:

表2 西安地区分时电价

时段类别	划分时间段	实行电价(元/kWh)
峰时段	8:00~12:00、20:00~24:00	0.9858
平时段	12:00~20:00	0.6730
谷时段	00:00~8:00	0.3603

2 测试方案

本次测试主要是针对系统中的主要耗电设备及蓄冰槽的运行效果进行测试,测试内容主要包括冷冻水系统、冷却水系统和乙二醇系统的流量、温度以及各耗电设备的功率等。

2.1 测试仪器

测试过程中使用的仪器如表3所示,测试仪器精度符合国家相关测试规范要求,并且在测试前对测试仪器进行标定。

表3 主要测试仪器性能表

仪器名称	型号	测量范围	测量精度
手持式超声波流量计	TDS-100H	流速:0.01~32m/s 管径:15~6000mm	准确度:±1%
温度记录仪	TES-1384	温度:-100~1370	准确度:±0.05%±1
数字式钳形万用表	Testo 770-3	直流电压:1~600V 交流电压:1mV~600V 直流电流:0.1~600A 交流电流:0.1~600A	电压准确度:(±0.8%测量值+3 Digit) 电流准确度:(±2%测量值+5 Digit)

2.2 测点布置

(1) 温度测点布置:该系统中的温度测点主要包括冷机乙二醇侧进出口温度、冷却侧冷却水进出口温度、板式换热器冷冻水侧及乙二醇侧进出口温度、蓄冰槽乙二醇进出口温度、蓄冰槽冷冻水进出口温度等;仪器每5min自动采集一次数据,并通过专业软件将数据导出。

(2) 流量测点布置:该系统中的流量测点主要包括乙二醇系统流量、冷冻水系统流量和冷却水系统流量。

(3) 压力测点布置:该系统中的压力测点主要包括冷冻水系统、冷却水系统和乙二醇系统水泵和局部阻力部件前后的压力。

(4) 各设备电功率测试测点布置:对系统中主要耗电设备冷机、冷冻泵、冷却泵、溶液泵及冷却塔的电功率进行测试,各设备均配有相应的控制柜,在控制柜中电表接线处,通过数字式钳形万用表进行测量,可测得各设备的功率。

系统各温度、流量和压力测点布置如下图1所示:

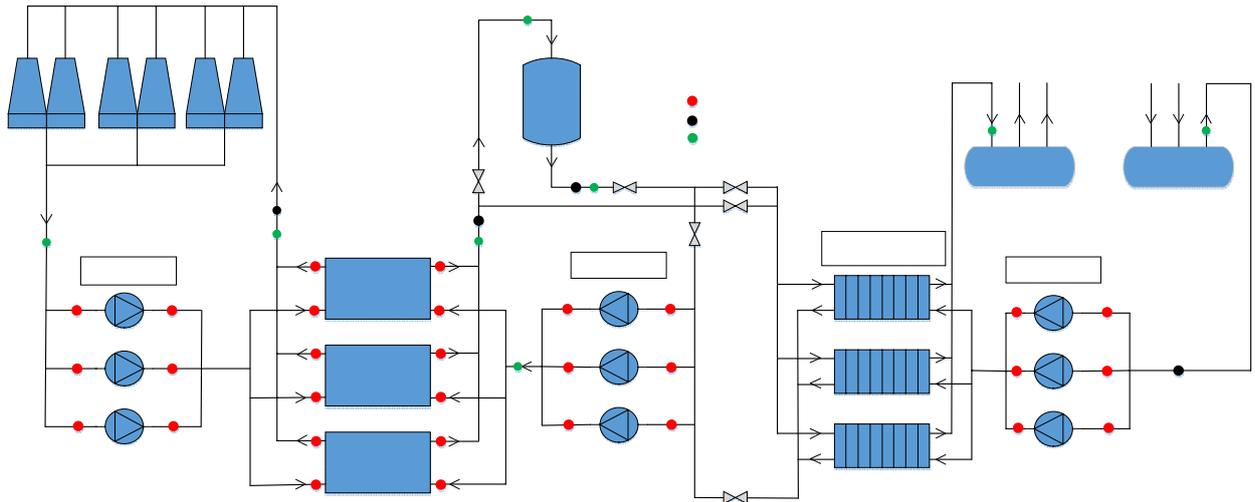


图1 测点布置图

3 系统整体能效及设备性能分析

本节主要是对系统的整体能效和各耗电设备性能进行测试,采用相应的系统能效指标评价体系,对

该系统整体能效和各设备运行性能进行评价。

3.1 系统能效评价指标

根据国家标准《空气调节系统经济运行》(GB/T

17981-2007)》(以下简称标准)文件中,所罗列的空调系统经济运行评价指标适用于该系统,其评价指标体系^[6]如图2所示:

本次测试主要是该系统制冷站的实际运行情况进行测试,空调末端不在本次测试范围内,因此对于该系统制冷站所使用的评价指标包括冷站能效比、冷

水机组运行效率、冷却水输送系数、冷冻水输送系数和乙二醇溶液输送系数,各评价指标具体计算方法^[6]如下所示。

(1) 制冷站能效比 EER_{plant}

$$EER_{plant} = \frac{Q}{\sum N_j} \quad (1)$$

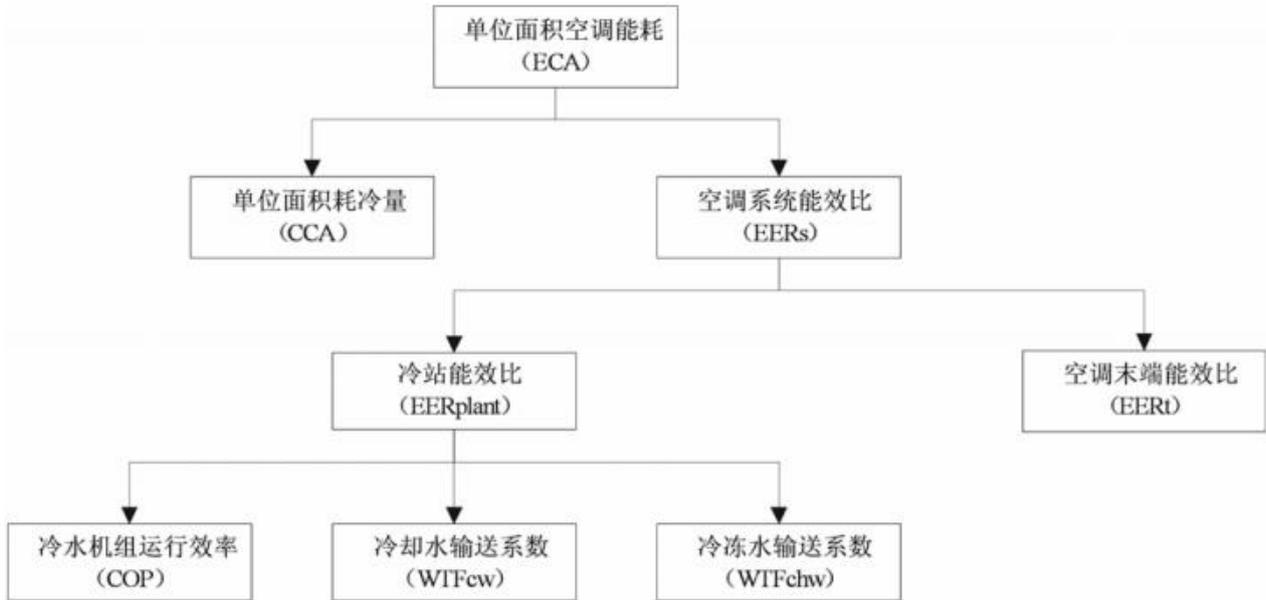


图2 空调系统运行经济性指标评价体系

式中 EER_{plant} 为制冷站能效比; Q 为空调系统制备的总冷量, kW·h; N_j 为制冷系统主要耗电设备(包括冷水机组、冷却泵、冷冻泵、溶液泵、冷却塔)的电耗, kWh;

(2) 冷水机组运行效率 COP

$$COP = \frac{Q}{N_{chiller}} \quad (2)$$

式中 COP 为冷水机组运行效率; N_{chiller} 为冷水机组的能耗, kWh;

(3) 冷冻水输送系数 WTF_{chw}

$$WTF_{chw} = \frac{Q}{N_{chp}} \quad (3)$$

式中 WTF_{chw} 为冷冻水输送系数; N_{chp} 为冷冻泵总电耗, kWh;

(4) 乙二醇溶液输送系数 WTF_{egp}

$$WTF_{egp} = \frac{Q}{N_{egp}} \quad (4)$$

式中 WTF_{egp} 为乙二醇溶液泵输送系数; N_{egp}

为乙二醇溶液泵总电耗, kWh;

(5) 冷却水输送系数 WTF_{cw}

$$WTF_{cw} = \frac{Q_{cw}}{N_{cp}} \quad (5)$$

式中 WTF_{cw} 为冷却水输送系数; Q_{cw} 为冷却水输送热量, kWh; N_{cp} 为冷却泵总电耗, kWh;

3.2 测试数据分析

本次测试选取7月19日作为系统夏季典型日,当天室外平均干球温度为34.6,平均湿球温度为27。对该系统夏季典型日的制冷量和耗电量进行测试分析,并利用上文中的评价指标对系统实际运行情况进行评价。

(1) 夏季典型日制冷站冷量拆分

通过对系统夏季典型日7月19日(0:00—23:00)冷冻水系统和乙二醇系统的流量和温度测量,计算出系统逐时冷量以及冷量的使用和分配情况;该系统夏季典型日冷量拆分情况如下图3所示。

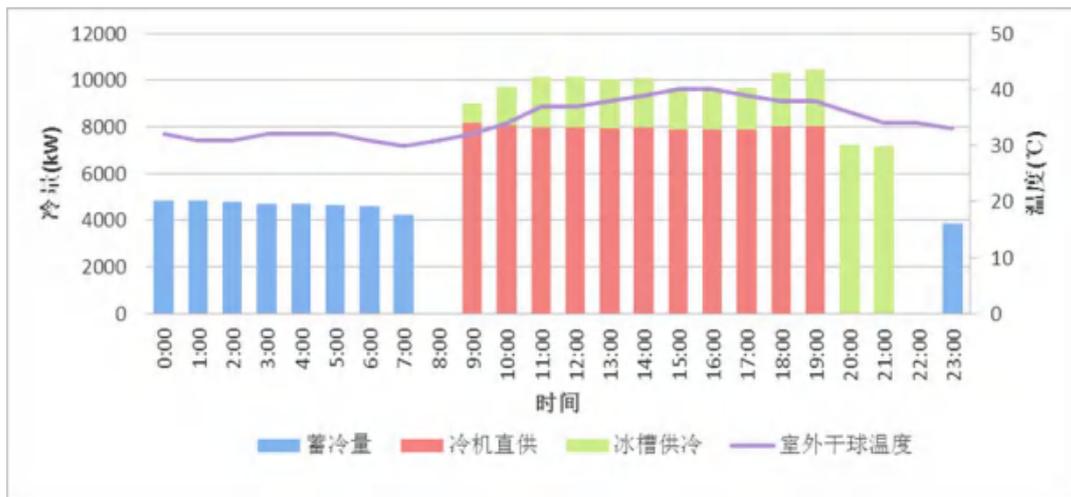


图3 夏季典型日制冷站冷量拆分

通过所收集数据对系统制冷站冷量进行拆分,可以看出系统在一个蓄释冷周期内的运行情况;夏季典型日内冷站冷量拆分如图3所示,可以看出典型日当天系统的运行模式,分别有冷机蓄冷、蓄冰槽和冷机联合供冷、蓄冰槽单独供冷三种运行模式。在冷机蓄冷运行模式下,三台冷机全部开启并满负荷运行进行蓄冷;联合供冷运行模式下,三台主机全部开启并满负荷运行进行直接供冷;蓄冰槽单独供冷运行模式下,冷机停机。

通过对测试数据分析整理得出,夏季典型日7月

19日当天系统总供冷量为132497kWh,设计日总冷负荷为234000kWh;蓄冰槽蓄冷量为41272kWh,设计蓄冷量为64713kWh,实际冰槽蓄冷量约为设计蓄冷量的64%;蓄冰槽实际释冷量为35611kWh,实际释冷量约为实际蓄冷量的86%,为设计蓄冷量的55%。

(2) 夏季典型日制冷站电耗拆分

通过对夏季典型日制冷站主要耗电设备进行测试,可以得出系统逐时耗电量情况;具体情况如下图4所示。

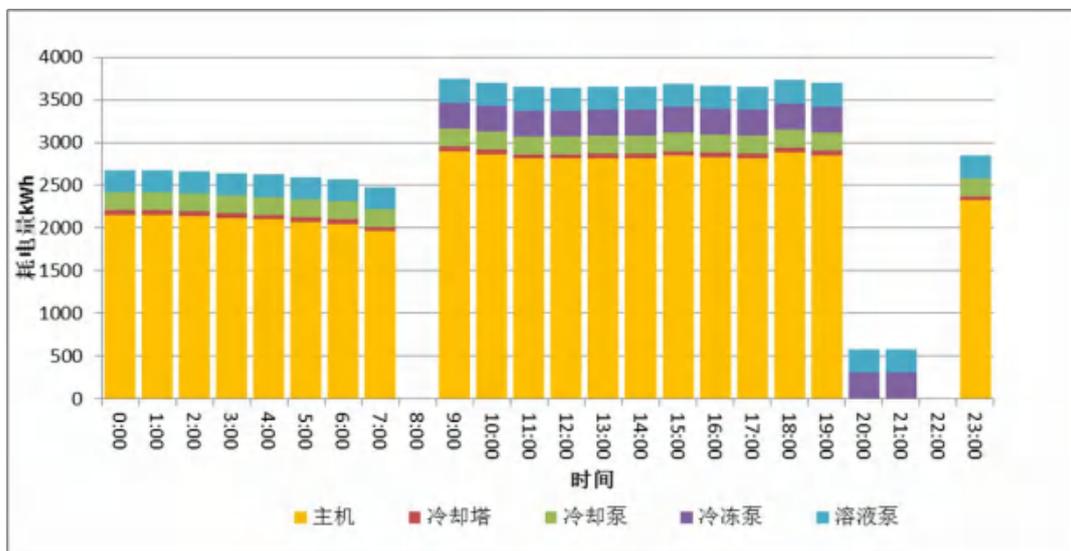


图4 夏季典型日制冷站逐时电耗变化图

从图4中可以看出,夏季典型日系统制冷站各设备逐时耗电情况,夜间23:00-8:00主机全部开启蓄冰模式,蓄冷时长为9h;在8:00-9:00和22:00-23:00两个时间段内,商场未营业和营业结束,系统停机;在

9:00-19:00时间段内,三台主机全部开启,与蓄冰槽联合供冷;在20:00-22:00时间段内,开启蓄冰槽单独供冷。



图5 夏季典型日制冷站电耗拆分图

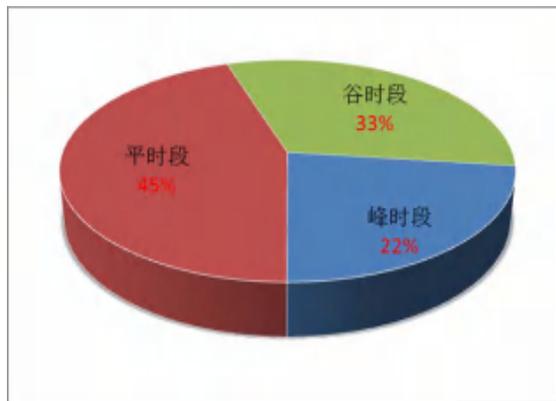


图6 夏季典型日制冷站电耗峰平谷时段占比图

通过对系统的夏季典型日制冷站电耗进行拆分，从图5中可以看出制冷站总耗电量为65399kWh，其中冷机运行耗电为50320kWh，约占整个制冷站耗电量的76.9%；冷却泵运行耗电为4213kWh，约占整个制冷站耗电量的6.4%；冷冻泵运行耗电为3980kWh，约占整个制冷站耗电量的6.1%；溶液泵运行耗电为5965kWh，约占整个制冷站耗电量的9.0%；冷却塔运行耗电为1059kWh，约占整个制冷站耗电量的1.6%。

通过对系统典型日耗电量统计，将耗电量按分电价时段进行拆分，从图6中可以看出制冷站在谷电价时段内耗电量为20929kWh，约占制冷站总耗电的33%；在平电价时段内耗电量为29371kWh，约占制冷

站总耗电的45%；在峰电价时段内耗电量为15098kWh，约占制冷站总耗电的22%；制冷站在谷平电价时段内耗电量占制冷站总耗电量的78%，减少了峰时段用电量，起到了“削峰填谷”作用。

(3) 蓄冰槽蓄冷特性分析

在夜间蓄冷模式下，测试了系统蓄冰槽的进出口温度、流量，并计算出蓄冰槽逐时蓄冷量，具体测试数据情况如下图7所示：

从上图中可以看出，蓄冷模式刚开始时，蓄冰槽进出口温度降低很快，由于这时候主要是降低水的显热热量，乙二醇溶液温度下降很快；随后主要是降低水的潜热热量，则温度下降比较缓慢，直至蓄冷结束。计算出蓄冰槽进出口平均温差为3.7℃，与设计温差3.1℃相比，是大于设计温差值，而实际冰槽蓄冷量约为设计蓄冷量的64%；可以认为系统中可能存在流量欠缺的问题，具体问题原因将会下文分析。

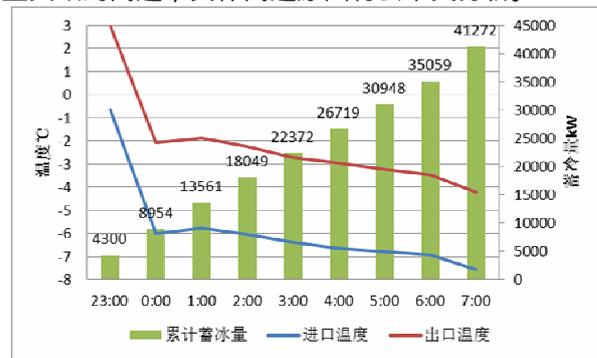


图7 蓄冰槽进出口温度及累计蓄冷量变化图

(4) 系统整体能效及各设备性能评价

通过上述对系统夏季典型日制冷站逐时制冷量和耗电量进行拆分分析，利用该标准文件中空调系统经济运行评价指标，可以计算出该制冷站夏季典型日运行各项评价指标值，并与标准中要求限值进行对比；各评价指标值计算结果如表4所示。

表4 各评价指标计算结果

整体指标	整体指标值	分解指标	分解指标值	
制冷站 EERPlant	2.03	冷机 COP	空调工况	2.13
			制冰工况	1.85
		溶液泵输送系数 WTFE GP	22.74	
		冷冻水泵输送系数 WTFCHWP	33.29	
		冷却水泵输送系数 WTF CWP	42.70	

根据美国采暖、制冷与空调工程师学会ASHRAE期刊文章，实际工程中的制冷站运行状况，可根据其能效比指标划分为四个区域：出色、良好、一般和

亟需改善。其中制冷站能效比指标可采用两种表达形式：EERPlant或单位制冷量电耗(单位为千瓦/千瓦，kW/kW)。



图7 美国采暖、制冷与空调工程师学会制冷站能效标尺

从计算出该系统夏季典型日制冷站整体能效 EER 的结果来看,是处在能效标尺中亟需改善水平;对于系统中冷水机组运行效率来看,无论空调工况还是制冰工况下,冷机 COP 都远小于其额定值;根据标准中给出冷冻水输送系数典型工况下限值为 35,该系统夏季典型日冷冻水输送系数为 33.29,小于标准中所给出的限值;同时标准中也给出了冷却水输送系数在典型工况下限值为 30,该系统夏季典型日冷却水输送系数为 42.70,大于标准中所给出的限值;标准中未给出乙二醇输送系数,由于乙二醇系统与冷冻水系统同属于冷机制冷侧,故其限值可参考冷冻水输送系数限值,该系统夏季典型日乙二醇输送系数为

表5 夏季典型日运行策略表

运行模式	时间段	设备开启台数			
		冷机	溶液泵	冷冻泵	冷却泵
蓄冷模式	23:00—8:00	1#、2#、3#	1#、3#	—	1#、3#
冷机+冰槽联合供冷	9:00—19:00	1#、2#、3#	1#、3#	1#、3#	1#、3#
蓄冰槽供冷	20:00—22:00	—	1#、3#	1#、3#	—

通过该系统夏季典型日一天的运行策略表可以看出,系统运行过程中,在三台冷机全部开启并满负荷运行的情况下,溶液泵、冷冻泵、冷却泵开启了两台并在工频下运行;同时在蓄冷模式下,23:00~0:00 时间段内系统进行蓄冰,对比西安峰平谷电价划分时段,可以看出该时间段属于峰电价时间段内,这样会导致降低系统的经济性。

(2) 系统流量

对系统冷冻泵、溶液泵、冷却泵联合运行时,系统流量情况进行测试,测试结果如图8所示:

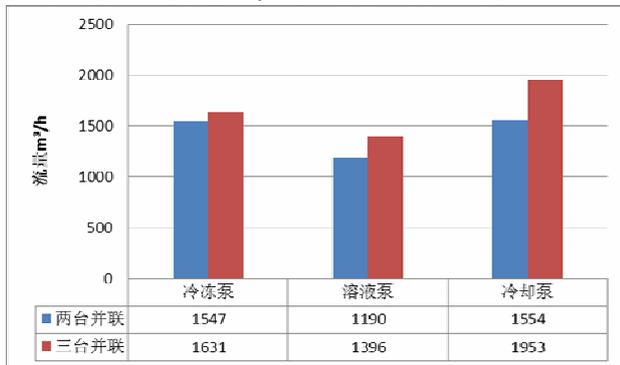


图8 水泵联合运行系统流量图

制冷站内设计工况时三台溶液泵、三台冷冻水泵和三台冷却水泵并联同时运行,而现场采用两用一备

22.74, 小于其参考限值。

通过对给系统夏季典型日制冷站整体能效以及主要设备性能评价,发现实际运行中系统及设备发挥出的效果均未达到国家标准要求,制冷站能效比 EER_{Plant} 偏低,设备性能发挥不足。

4 系统运行问题分析及优化建议

通过对该系统制冷站整体能效以及主要设备性能进行评价,发现系统整体能效较低、主要设备运行性能较差,下面将针对系统出现这种情况的原因进行分析并给出优化建议。

4.1 存在问题及分析

(1) 运行策略

通过对该系统夏季典型日一天运行情况测试,了解到该系统一天的运行策略,具体情况如下表5所示。

的运行模式。在设计工况下,冷冻系统设计流量为 2520m³/h,乙二醇系统设计流量为 2460 m³/h,冷却系统设计流量为 2280 m³/h。从图8可以看出,两台溶液泵并联运行时的流量为设计流量的 48.4%,两台冷冻水泵并联运行时的流量为设计流量的 61.4%,两台冷却水泵并联运行时流量为设计流量的 68.1%,并且三台水泵同时开启时系统流量没有大幅度提升;经分析后,发现冷冻水系统、乙二醇系统流量严重欠缺。

(3) 管路系统局部阻力

通过对系统各主要设备能效评价分析后,发现乙二醇泵输送性能最差,因此,针对系统中乙二醇泵的效率逐台进行测试,具体测试数据如下表6所示:

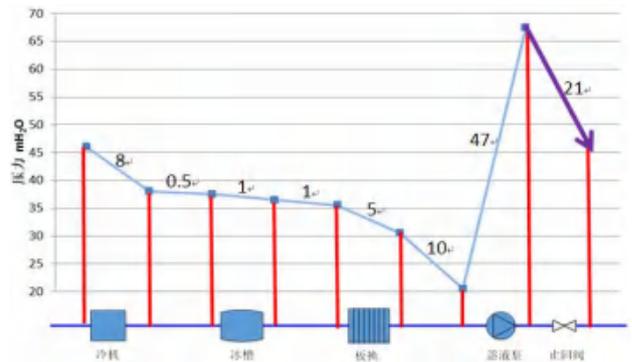


图9 乙二醇系统水压图

表6 乙二醇溶液泵实际运行性能表

水泵编号	水泵额定扬程(mH ₂ O)	水泵实测扬程(mH ₂ O)	水泵额定流量(m ³ /h)	水泵实测流量(m ³ /h)	水泵额定效率 %	水泵效率 %
1#溶液泵	44	47	950	629	73	51
2#溶液泵	44	47	950	621		51
3#溶液泵	44	47	950	590		48

从上表中可以看出,三台乙二醇溶液泵在工频运行过程中,实测扬程大于额定扬程,实测流量小于额定流量,实际运行效率均低于额定效率。通过测得水泵实际运行流量和扬程,可以确定水泵实际工作状态点偏离设计工作状态点,引起这种情况发生的原因是由于实际管路阻力增大,导致管网特性曲线变陡,使得水泵工作状态点发生偏移。下面针对乙二醇管路系统中主要阻力部件进行压降测试,绘制出乙二醇管路系统水压图,如下图9所示:

从上图中可以看出,乙二醇系统中止回阀前后压降过大,高达21mH₂O;系统中局部阻力部件压降过大,导致溶液泵效率降低,水泵流量降低,系统整体能效降低。

4.2 优化建议

(1) 检修或更换系统局部阻力过大的部件

通过对该系统测试分析,乙二醇泵效率低下同时乙二醇溶液系统管路中水泵出口处设置的止回阀压降较大,导致管网阻力增大,水泵偏离高效区工作,使得系统整体流量偏低,能效性和经济性较差,建议对止回阀进行检修或更换。

(2) 制定合理的运行策略

通过测试分析后,发现系统的运行策略有不合理之处,三台冷机在全开并满负荷运转状态下,各水泵都应该全部开启,建议运维人员按照设计要求制定合理的运行策略,同时也应根据系统负荷变化,及时调整运行策略,无论是在冷机优先或者蓄冷优先运行模式下,都要保证冷机在高负荷率下运行,减少冷机在高峰电价时段内开启时长,并且在白天高峰电价时段内尽量优先开启融冰供冷。

(3) 完善系统自控功能

在测试阶段内发现自控系统存在数据显示错误、传感器缺失、控制反馈失当等问题;配置的功能没有真正发挥,主要以人为控制为主,缺乏自动运行,群

控功能不健全等;建议对自控系统进行排查现场传感器,保证数据准确;完善自控界面功能,实现界面展示与传感器关联;完善自控功能,使系统具备自动调节和控制功能;更换不带通讯的传感器、增加适需的传感执行器,能够使系统具备负荷动态实时预测、群控主动规划,增加EMS建筑能耗计量监测管理系统,对建筑能耗在线监测和动态分析。

5 结论

通过对实际运行中冰蓄冷系统进行测试分析,制冷站整体能效比EER_{Plant}=2.03,整体能效低下,处于亟需改善水平;同时发现系统运行策略中存在的问题,冷机运行台数与水泵运行台数不匹配,导致系统整体流量欠缺,冷量不足,运行效率低;通过绘制乙二醇管路系统水压图,发现管路中止回阀压降过大,致使水泵运行效率低,输送能力下降;通过对系统存在的问题进行分析后,提出系统优化改进建议,为系统良好运行提供参考。

参考文献

- [1] 中华人民共和国国家统计局编.中国统计年鉴2018[M].北京:中国统计出版社,2019.
- [2] 贺辉.“十二五”期间湖南电网电力负荷特性分析及其相关建议[J].电力需求侧管理,2017,19(3):39-42.
- [3] 周敏,杨春方.蓄冷技术的应用及冰蓄冷工程的优化设计[J].电力需求侧管理,2013(5):1-5.
- [4] 徐伟等.中国蓄冷空调工程应用调查分析研究[J].暖通空调,2016.46(7):75-80.
- [5] 曾庆雄.基于全局能耗的空调水系统运行策略的优化分析[J].建筑节能,2010(3):27-35.
- [6] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.GB/T 17981-2007.空气调节系统经济运行[S].北京:中国标准出版社,2007.

蒸发冷却过程中错列管束外空气-水传热传质特性研究

麻宏强^{1,2}, 刘叶敏¹, 宋兴鹏¹, 梁 诺¹, 王 丽¹, 段祥杰¹

(1.兰州理工大学 土木工程学院, 兰州 730050; 2.华东交通大学 土木建筑学院, 南昌 330013)

[摘要] 为了进一步揭示外掠管束间蒸发冷却传热传质及压降特性, 采用基于 DPM 与 wall film 耦合的欧拉-拉格朗日方法, 建立了外掠管束间空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性分析模型; 分析了外掠管束间空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性。结果表明, 由于空气焓差和饱和空气焓差的变化, 导致传质系数沿盘管高度方向发生波动, 但总体呈降低趋势; 在同一工况下, 湿空气焓差对传质系数的影响较大, 是造成传质系数波动的主要原因; 对流换热系数沿盘管高度变化较小, 空气进出口过渡区域对流换热系数最大; 同时, 外掠管束间压力损失随盘管高度变化不大, 最大压力损失位于空气进口过渡区域。上述结论有助于我们进一步认识外掠管束间蒸发冷却传热传质及压降特性。

[关键词] 蒸发冷却水膜传热传质

1 引言

换热管束作为换热设备基本部件, 目前被广泛应用于电厂、石油化工、冶金厂和中央空调等领域^[1-3]。换热管束的换热方式主要包含: 外掠管束间单相流对流换热; 外掠管束间多相流蒸发冷却换热, 密闭式冷却塔是后者的典型应用。

对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却的研究方法主要有实验、理论推导和数值模拟等。在实验及理论推导方面, 早在 1925 年 Merkel^[4]模拟了湿空气-水蒸发冷却过程, 提出了用于其热力设计计算的 Merkel 近似假设法。随后, Sutherland 等人^[5]在 Merkel 方法的基础上提出了新的计算方法, 并与 Merkel 的方法进行了比较。同时, Parker 等人^[6]提出了基于喷淋水膜-管壁间对流换热系数和喷淋水膜-湿空气间传质系数, 建立了外掠管束间蒸发冷却热力计算方法。因此, 许多学者针对上述对流换热系数和传质系数进行了实验研究。如, Niitsu 等人^[7]、Mizushina 等人^[8]、Hasan 等人^[9,10]、Heyns 等人^[11]和 Zheng 等人^[12]通过实验研究了外掠管束间喷淋水-湿空气的传热传质特性, 并依据实验结果拟合出传质系数和对流换热系数计算关联式。同时, Webb 等人、Stabat 等人^[14]和 Chengqin R 等人^[15]基于 ϵ -NTU 方法建立了外掠管束间喷淋水蒸发冷却计算模型。同时, Nasr 和 Behfar^[16]提出了一种基于快速设计算法 (RDA) 的计算模型。该方法建立了传热面积、喷淋水-管壁间对流换热系数、湿空气-喷淋水间传质系数及压降之间的关系式, 可

直接进行计算, 而无需进行大量的反复试算。同时, Zhou 等人^[17]对湿球温度接近 0 的非额定工况外掠管束间蒸发冷却热工性能进行了实验研究。Xie 等人^[18]实验研究了喷淋液体为氧化铝纳米流体的密闭式冷却塔热工性能。综上所述, 针对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质的研究主要集中在喷淋水-管壁对流换热和喷淋水膜-湿空气传热传质上, 因此为了提高外掠管束间蒸发冷却传热传质的设计进度, 需要更进一步探究外掠管束间的湿空气-喷淋水质传热和喷淋水膜-管壁传热特性。

由于实验测量耗时且昂贵, 很难进行更加全面的研究, 而数值计算可以很好解决这些问题, 因此数值模拟已成为外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性研究的有效工具。在数值模拟方面, 许多学者也对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性做了大量工作。如, Gan 等人^[19,20]、Hasan 等人^[21]采用 DPM 模型对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却过程中的传热性能进行了研究。该研究只考虑了外掠管束与湿空气间的显热换热, 并未考虑喷淋水膜蒸发的影响。同时, Xie 等人^[22]也采用 DPM 模型对外掠束间湿空气-水蒸发冷却传热传质特性进行了模拟研究。上述这些模拟中, 未考虑喷淋水流动对其传热传质的影响, 这可能会对计算结果造成较大的误差。为此, 不少文献对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质过程中, 喷淋水流动特性进行了模拟分析。如, Qiu^[23]、Zhao 等人^[24]和 Ding 等人^[25]基于 V

OF 模型对外掠管束间水膜流动特性进行了研究。但这些文献对管束表面水膜流动特性对喷淋水膜-管束间换热性能的影响并未做进一步研究。因此, Karma kar 等人^[26]基于 OpenFOAM 中 VOF 模型建立了三维水平管束液膜流动模型,研究了管壁表面润湿性对表面显热换热的影响。Xie 等人^[27]在考虑液膜流动特性和蒸发共同作用下,采用 VOF 模型,建立了三维交错外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质模型,该模型通过 UDF 补充了喷淋水-湿空气剪切力以及喷淋水蒸发速率对传热传质的影响。

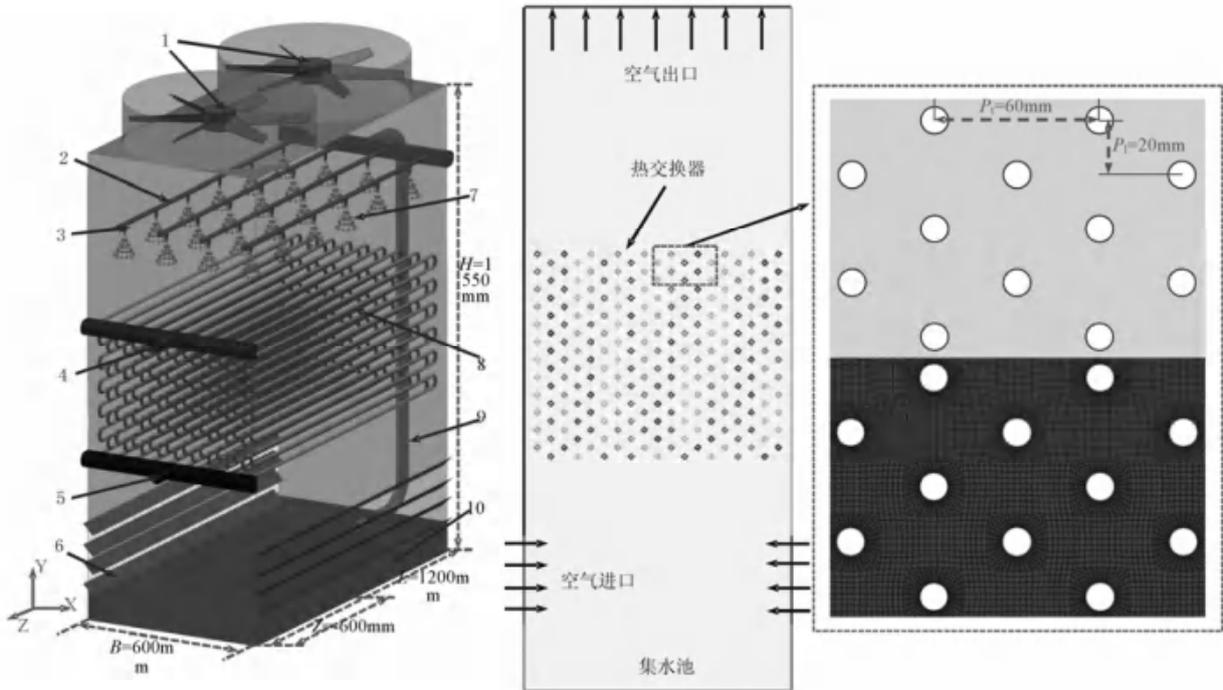
综上所述,针对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性,目前已有许多学者多了大量工作,但是目前针对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性研究,并未考虑喷淋水滴在管壁形成液膜的过程、喷淋水滴在湿空气中的传热传质,以及水滴和液膜蒸发产生的水蒸气在湿空气中的扩散过程,从而影响计算模型的准确性。因此,本文针对上述问题,采用基于 DPM 与 wall film 模型耦合的欧拉-拉格朗日方法,建立了外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性分析模型,并通过实验数据

对其进行了验证;通过模拟方法,研究了典型工况下,外掠管束间湿空气-水蒸发冷却过程中,喷淋水-湿空气间传热传质、喷淋水-管壁间对流换热以及盘管间湿空气压降特征。

2 几何及数学模型建立

2.1 几何模型简化

外掠管束作为密闭式冷却塔内部的关键换热部件,其换热过程主要包括喷淋水-管壁间对流换热及喷淋水-湿空气间传热传质。本文采用文献^[20]中的外掠管束结构,对长宽高分别是 1.2m、0.6m 和 1.55m 密闭式冷却塔内交错排列外掠管束进行研究;其管排数为 24 排,列数为 10 列,共 228 根管束;其管子外径为 10mm,横向间距为 60mm,纵向距离为 20mm。由于外掠管束长度尺寸超过宽度的两倍,因此本文取长度方向 $Z=-600\text{mm}$ 位置二维结构对外掠管束间蒸发冷却特性进行模拟分析。同时,又因为密闭式冷却塔关于中心线对称,所以只对塔的一半进行建模,模型如图 1 所示。



1.风机 2.喷淋水管 3.喷嘴 4.冷却水进水管 5.冷却水出水管 6.百叶 7.喷淋水 8.换热盘管 9.喷淋水循环管 10.集水池

图 1 密闭式冷却塔原理及二维结构示意图

2.2 数学描述

本文基于 DPM 与 wall film 模型耦合的欧拉-拉格朗日方法,综合考虑喷淋水在管壁形成液膜的过

程、喷淋水滴在空气中的传热传质,以及水滴和液膜蒸发产生的水蒸气在空气中的扩散过程,建立外掠管束间湿空气-水蒸发冷却过程分析模型,对其传热传

质及压降特性进行模拟分析。

2.2.1 喷淋水滴-湿空气传热传质过程数学描述

密闭式冷却塔外掠管束间湿空气-水蒸发冷却过程中,水滴从喷嘴喷出后,水滴将在惯性力、阻力和浮力的共同作用下,进入外掠管束间隙。对于外掠管束间的喷淋水滴,依据牛顿第二定律,单个水滴的运动方程可表达为:

$$m_p \frac{d\vec{u}_p}{dt} = m_p \vec{g} - m_p \frac{\vec{u} - \vec{u}_p}{\tau_p} - m_p \vec{g} \frac{\rho}{\rho_p} \quad (1)$$

式中: m_p 是单个喷淋水滴质量 kg; \vec{u}_p 是喷淋水滴速度矢量 m/s; \vec{u} 是湿空气矢量速度 m/s; ρ 为湿空气密度 kg/m³; ρ_p 为喷淋水密度 kg/m³; \vec{g} 是重力加速度 m/s²; τ_p 是水滴松弛时间 s。根据文献^[28]喷淋水滴松弛时间 τ_p 可表达为:

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu C_d Re_d} \quad (2)$$

式中: μ 是湿空气动力粘度 N·s/m²; d_p 是喷淋水滴直径 m; Re_d 是喷淋水滴相对湿空气的相对雷诺数; C_d 是喷淋水滴阻力系数, Morsi 和 Alexander^[29]给出了不同 Re_d 范围的 C_d 适用值。

喷淋水滴在运动的同时还与湿空气间存在质交换。在喷淋水滴-湿空气交界面,喷淋水滴蒸发速率主要由喷淋水滴表面和主流湿空气的水蒸汽浓度差及喷淋水-湿空气交界面水蒸汽传质系数决定。因此,单个喷淋水滴蒸发速率可表示为:

$$N_{i,p} = k_c (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (3)$$

式中: $N_{i,p}$ 是喷淋水滴表面摩尔蒸发速率 kmol/m²·s; k_c 是喷淋水滴-湿空气界面水蒸汽传质系数 m/s; $C_{i,s}$ 是喷淋水滴表面水蒸汽摩尔浓度 kmol/m³; $C_{i,\infty}$ 是主流湿空气中水蒸汽摩尔浓度 kmol/m³。

喷淋水滴-湿空气蒸发冷却传质过程中,喷淋水滴质量将发生变化,根据质量守恒原理, $t + \Delta t$ 时刻喷淋水滴的质量等于 t 时刻喷淋水滴蒸质量与蒸发时间间隔 Δt 内喷淋水滴蒸发质量之差。因此,单个喷淋水滴质量方程可表示为:

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_{i,p} A_p M_{w,i} \Delta t \quad (5)$$

式中: $M_{w,i}$ 是喷淋水分子量, kg/kmol; m_p 是单个喷淋水滴质量 kg; A_p 是单个喷淋水滴表面积 m²; Δt 是喷淋水滴蒸发时间 s。

喷淋水滴在下落过程中与湿空气进行显热和潜热换热后,喷淋水滴温度将发生变化,依据能量守恒原理,单位时间内喷淋水滴热量变化将等于喷淋水滴-湿空气间显热换热量与喷淋水滴-湿空气间因蒸发而产生的潜热换热量之差。则单个喷淋水滴的能量守恒可表示为:

$$m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt} = h_p A_p (T_\infty - T_p) - \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (5)$$

式中: c_{pp} 是喷淋水滴比热容 J/kg·K; T_p 是喷淋水滴温度 K; h_p 是喷淋水滴-湿空气间对流换热系数 W/m²·K; T_∞ 是湿空气温度 K; dm_p/dt 是喷淋水滴蒸发率 kg/s; h_{fg} 是喷淋水汽化潜热 J/kg。

2.2.2 液膜形成及液膜传热传质过程数学描述

喷淋水滴与管束壁面在碰撞的作用下,喷淋水滴将在管束表面形成喷淋水膜,并沿管束周向开始运动。喷淋水膜将受自身惯性力、壁面对喷淋水膜剪切力和湿空气对喷淋水膜剪切力的综合作用。依据牛顿第二定律,喷淋水膜的运动方程可表示为:

$$\rho_p h_\delta \frac{d\vec{u}_{film}}{dt} = \vec{\tau}_g - 2 \frac{\mu_p}{h_\delta} \vec{u}_{film} + \rho_p h_\delta (\vec{g} - \vec{\alpha}_w) \quad (6)$$

式中: \vec{u}_{film} 是喷淋水膜矢量速度 m/s; h_δ 是喷淋水膜高度 m; $\vec{\tau}_g$ 为湿空气对喷淋水膜的剪切力 N/m²; ρ_p 是喷淋水的密度 kg/m³; \vec{g} 是重力加速度 m/s²。

喷淋水膜在管束壁面流动过程中与湿空气间还存在质交换过程。喷淋水膜蒸发速率可表示为:

$$N_{i,film} = k_{film} (C_{i,film} - C_{i,\infty}) \quad (7)$$

式中: $N_{i,film}$ 是喷淋水膜-湿空气交界面上,喷淋水膜摩尔蒸发流率 kmol/m²·s; $C_{i,film}$ 和 $C_{i,\infty}$ 分别是喷淋水膜表面水蒸汽摩尔浓度和湿空气中水蒸汽摩尔浓度 kmol/m³。

喷淋水膜蒸发过程中质量发生变化,依据质量守恒,喷淋水膜质量方程可表示为:

$$m_{p,film}(t + \Delta t) = m_{p,film}(t) - N_{i,film} A_{p,film} M_{w,i} \Delta t \quad (8)$$

式中: $M_{w,i}$ 是喷淋水分子量 kg/kmol; Δt 是喷淋水蒸发时间 s; $N_{i,film}$ 是喷淋水膜-湿空气交界面,喷淋水膜摩尔蒸发流率 kmol/m²·s; $A_{p,film}$ 管束表面水膜表面积 m²。

喷淋水膜与湿空气进行热质交换的过程中,喷淋水膜自身温度发生变化。依据能量守恒原理,喷淋水

膜的能量变化量等于喷淋水膜-管束壁面间换热量、喷淋水膜-湿空气间对流换热量与喷淋水膜-湿空气间汽化潜热量之差,微元体内液膜温度变化可表示为:

$$\frac{d}{dt}(m_{p, \text{film}} c_{p, \text{film}} T_{p, \text{film}}) = Q_{p, \text{cond}} + Q_{p, \text{conv}} - N_{i, \text{film}} A_{p, \text{film}} M_{w, i} h_{i, g} \quad (9)$$

式中: $m_{p, \text{film}}$ 是管束表面喷淋水膜质量 kg/s; $c_{p, \text{film}}$ 是喷淋水比热容 J/kgK; $T_{p, \text{film}}$ 是喷淋水膜的温度 K; $Q_{p, \text{cond}}$ 是管束壁面-喷淋水膜间导热热量 W; $Q_{p, \text{conv}}$ 是喷淋水膜-湿空气间对流换热量 W; $h_{i, g}$ 是喷淋水汽化潜热 J/kg。

2.2.3 湿空气传热传质过程数学描述

湿空气在外掠管束间向上流动过程中,与管束间水滴/水膜进行热质交换。依据质量守恒原理,外掠管束间微元体内湿空气质量变化量等于微元体内湿空气的净流入量与微元体内水滴和管束壁面液膜蒸发进入湿空气的水蒸气量之和。其可表示为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) = S_p + S_{\text{film}} \quad (10)$$

式中: S_p, S_{film} 分别是喷淋水滴和喷淋水膜蒸发进入湿空气的水蒸气质量流率 kg/m³s, 通过公式(3)和(7)可表示为:

$$\begin{cases} S_p = \frac{1}{V_{\text{cell}}} N_{i, p} M_{w, i} A_p \\ S_{\text{film}} = \frac{1}{V_{\text{cell}}} N_{i, \text{film}} M_{w, i} A_{p, \text{film}} \end{cases} \quad (11)$$

式中: V_{cell} 是微元体的体积 m³。

湿空气在外掠管束间流动过程中,不仅满足质量守恒,也需要满足动量方程。根据牛顿第二定律,湿空气惯性力等于湿空气重力、单位质量湿空气表面压力、湿空气粘性力、喷淋水对空气阻力及湍流应力的合力,微元体内湿空气动量方程可表示为:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_x) + \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_x u_y) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u_x + F_x + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu_x \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu_x \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_x \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_y) + \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x u_y) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y u_y) \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 u_y + F_y + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu_x \frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu_x \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_x \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] \end{cases} \quad (12)$$

式中: p 是微元内湿空气静压 Pa; μ 是湿空气动力粘度 Pa·s; F_x, F_y 是喷淋水滴对湿空气的作用力,其与湿空气对喷淋水滴的作用力是一对作用力与反作用力关系, $F_x = -F_{p, x}, F_y = -F_{p, y}$; μ_x 是湍流

力粘度 Pa·s, 表示为:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

式中: C_μ 是常数,取 0.09; k 和 ε 分别是湿空气湍动能和湍流耗散率。根据上述分析,要求解力平衡方程,需要建立湿空气的湍动能和湍流耗散率方程。本文采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,对湍流动能 k 及耗散率 ε 进行描述及求解,其可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + u_x \frac{\partial \rho k}{\partial x} + u_y \frac{\partial \rho k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + u_x \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x} + u_y \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (15)$$

式中: G_k 表示由湿空气速度梯度产生的湍流动能; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 是常数,分别取 1.44 和 1.92; σ_k 和 σ_ε 分别是 k 和 ε 的湍流普朗特数,根据文献[34]分别取 1.0 和 1.3。

公式(14)(15)中湿空气的湍流动能 G_k 表示为:

$$G_k = \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (16)$$

湿空气在外掠管束间与喷淋水传热传质过程中,也需满足能量守恒,即:微元体内流体的总能量变化量等于由于热对流流体通过界面净携入微元体内的能量、由于导热在界面处净导入微元体内的能量、湍流引入的能量与微元体内水滴和管束壁面液膜蒸发进入湿空气的潜热之和,其表示为:

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} + u_x \frac{\partial h}{\partial x} + u_y \frac{\partial h}{\partial y} \right) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) - \left[\frac{\partial}{\partial x} (h_i J_{i, x}) + \frac{\partial}{\partial y} (h_i J_{i, y}) \right] + S_{Q, p} + S_{Q, \text{film}} \quad (17)$$

式中: k_{eff} 是有效导热率 W/m·K; $J_{i, x}, J_{i, y}$ 分别是 x 和 y 方向水蒸汽的扩散通量 kg/m²s; $S_{Q, p}, S_{Q, \text{film}}$ 分别是水滴和液膜蒸发的水蒸汽进入空气的能量 kW/m³。

公式(17)中 $S_{Q, p}$ 和 $S_{Q, \text{film}}$ 表示为:

$$\begin{cases} S_{Q, p} = \frac{1}{V_{\text{cell}}} \left[h_p A_p (T_\infty - T_p) + N_{i, p} A_p M_{w, i} h_{i, g} \right] \\ S_{Q, \text{film}} = \frac{1}{V_{\text{cell}}} \left[A_{p, \text{film}} h_{\text{film}} (T_\infty - T_s) - N_{i, \text{film}} A_{p, \text{film}} M_{w, i} h_{i, g} \right] \end{cases} \quad (18)$$

外掠管束间隙喷淋水滴和水膜蒸发产生的水蒸气,进入湿空气后,在湿空气中进行扩散,改变湿空气的相对湿度,从而影响湿空气与喷淋水滴/水膜间的传质过程。湿空气中水蒸气的传质过程可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \left[\frac{\partial}{\partial x}(u_x \rho Y_i) + \frac{\partial}{\partial y}(u_y \rho Y_i) \right] = - \left(\frac{\partial}{\partial x} J_{i,x} + \frac{\partial}{\partial y} J_{i,y} \right) + S_i \quad (19)$$

式中： Y_i 是湿空气中水蒸汽质量分数； S_i 是喷淋水蒸发速率 $\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$ ； $J_{i,x}$ 和 $J_{i,y}$ 是水蒸汽的扩散通量 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 。

2.3 边界及初始条件

2.2节确定了外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质微分方程,要使其有唯一解,需确定边界及初始条件。因此,本节主要对外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质微分方程边界及初始条件进行分析。

在密闭式冷却塔中,喷嘴喷出水滴的速度、温度以及流量通常为已知量;同时,喷嘴的孔径给定,喷嘴喷出的水滴直径也将已知。因此,在图1所示喷嘴位置,喷淋水滴状态可表示为:

$$\left. \begin{aligned} u_{p,x0} &= 0 \\ u_{p,y0} &= -2\text{m/s} \\ T_{p0} &= T_{p,in} \\ d_{p0} &= 2\text{mm} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式中： $u_{p,y0}$ 是喷嘴出口喷淋水滴速度 m/s ； $T_{p,in}$ 是喷嘴出口喷淋水的温度 K ，不同的工况取值不同； d_{p0} 是喷嘴出口喷淋水滴的直径 m 。

同时,在密闭式冷却塔中,湿空气进口处空气速度、温度以及湿空气中水蒸汽的含量(相对湿度)为已知量。因此,在湿空气入口处,湿空气状态可表示为:

$$\left. \begin{aligned} u_{air,x0} &= 0\text{m/s} \\ u_{air,y0} &= \frac{G_a}{\rho_{in}} \\ T_{air0} &= T_{air,in} \\ Y_{i0} &= \frac{p_{sat} RH_0}{MRT_{air,in} \rho_{in}} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式中： $u_{air,x0}$ $u_{air,y0}$ 是湿空气进口速度 m/s ，不同工况取值不同； G_a 是湿空气的质量流率 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ； ρ_{in} 是进口湿空气密度 kg/m^3 ； $T_{a,in}$ 是湿空气进口温度 K ，不同的工况取值不同； Y_{i0} 是进口湿空气水蒸汽质量分数； RH_0 是湿空气进口空气的相对湿度，不同的工况取值不同。

外掠管束间喷淋水-湿空气传热传质流场中,喷淋水滴撞击管束壁面后形成水膜,因此,将管束壁面设置为 wall film 边界。当喷淋水滴撞击空气进口和

空气出口位置时,喷淋水滴将逃出外掠管束间喷淋水-湿空气传热传质流场,喷淋水滴的控制方程停止计算,因此,将空气进口和空气出口设置为 escape 边界。

(a)16000 (b)57000

(c)138000 (d)261000

图2 换热器局部网格分布

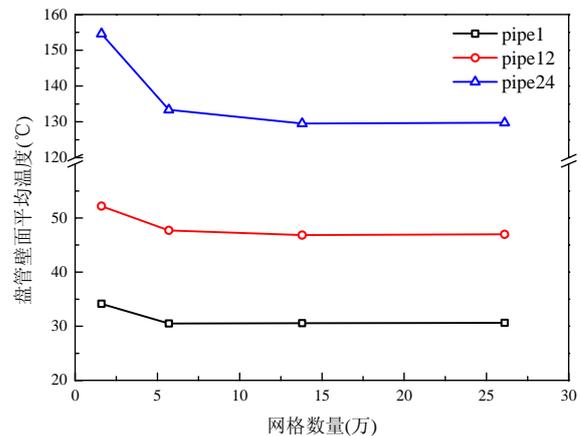


图3 管壁温度随不同数量网格的变化

3 网格无关性及模型验证

3.1 网格无关性

网格的数量和质量对仿真精度和时间有着重要的影响。为了生成最合适的计算网格,在计算域中采用了结构化网格。靠近管壁区域进行了边界层划分,产生了比其他区域更密集网格节点。本节将在空气体积流量为 $0.48\text{m}^3/\text{s}$,温度为 20.7°C 时验证网格数量对计算结果影响,分别选取网格数量为 16000、57000、138000 和 261000 四套网格,如图2所示。为了确定合理的网格数量,对比分析不同密度网格对顶层、中间及底层换热管束壁面温度的影响,图3是模拟结果。结果表明,在相同的条件下,随着网格数量的增多预测的管束壁面温度趋于稳定;网格数量为 16000 时,外掠管束壁面温度明显偏高,顶层盘管壁面温度与网格数为 261000 计算结果对比,其误差到达 19%。

2%；当网格增加到 57000 时，底层盘管壁面温度趋于稳定，中间层和顶层盘管壁面温度仍趋于下降趋势；当网格为 138000 时，底层、中间层及顶层盘管壁面温度均趋于稳定，这说明单元数为 138000 时已经满足了仿真精度要求。

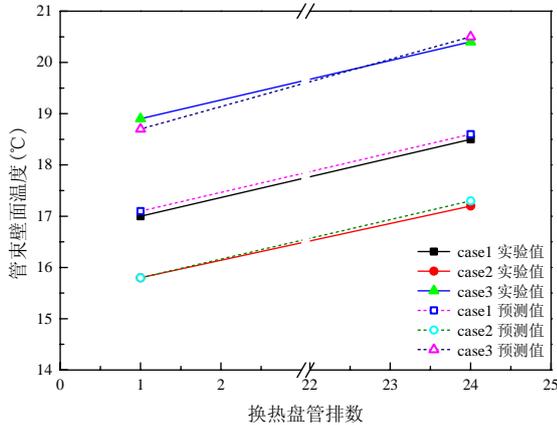


图4 顶层和底层管壁温度预测值与实验值对比

3.2 模型验证

本节采用三组工况的模拟结果与文献^[20]实验结果进行对比验证，其主要对三组工况下外掠管束顶层和底层盘管壁面温度进行对比。三组工况分别为：case1： $T_{a,in}=13.1$ ， $T_{p,in}=16.2$ ， $RH_0=85\%$ ；case2： $T_{a,in}=15.7$ ， $T_{p,in}=15.0$ ， $RH_0=51\%$ ；case3： $T_{a,in}=20.7$ ， $T_{p,in}=18.1$ ， $RH_0=45\%$ 。为了便于分析外掠管束间传热传质特性，对换热盘管按层/排进行编号，沿盘管高度升高方向底层/排盘管用编号“1”表示，以此类推顶层/排盘管用编号“24”表示。图4给出了模拟与实验的对比结果。结果表明，预测的顶层管束壁面温度与实验值吻合度较好，最大误差仅为0.6%；底层管束壁面温度预测值与实验值的最大误差为1.1%。为进一步验证模型准确性，将预测的外掠管束间水膜流动形态与文献^[25]的实验结果进行了对比，图5是外掠管束间水膜流动形态对比结果。结果表明，喷淋水滴撞击外掠管束壁面后形成水膜，并且沿管束周向开始运动。当喷淋水膜所受惯性力、管束壁面对喷淋水膜剪切力及空气对喷淋水膜剪切力的合力不足以维持液膜粘附在管束表面时，水膜与管束发生分离，重新形成新水滴，新水滴继续下落，在下一层管束表面重新形成水膜，将形成如图5(a)所示的喷淋水在外掠管束间流动形态。该流动形态与文献^[25]实验所得喷淋水通过管壁下落形态基本吻合。也就是说，该模型预测喷淋水在外掠管束间流动形态与Ding等人^[25]实验结果基本吻合，进一步说明本文模型

是可靠的。

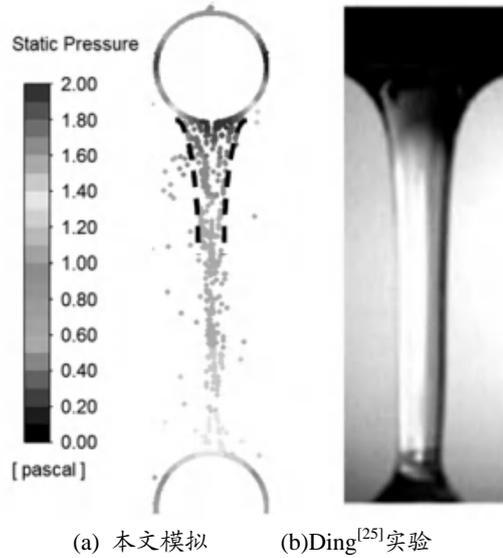


图5 换热盘管局部管束表面液膜分布

4 结果与分析

外掠管束间湿空气-水蒸发冷却传热传质性能主要通过水膜与管束壁面对流换热、水膜和水滴与湿空气间的传热传质以及压降来描述。因此，本文主要对外掠管束盘管高度方向，水膜与管束壁面对流换热，水膜和水滴与湿空气的传热传质以及外掠管束压降进行模拟分析。

外掠管束间水膜和水滴与湿空气的传热传质特性，可用外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数 β 描述。根据文献^[22]单层管束水膜/水滴-湿空气传质系数可表示为：

$$\beta = \frac{m_a}{A_w} \ln \left[\frac{i'_a(t_s) - i_{a,in}}{i'_a(t_s) - i_{a,out}} \right] \quad (22)$$

式中： m_a 是湿空气质量流量 kg/s； A_w 是管束表面积 m^2 ； β 是传质系数 kg/m^2s ； i'_a 是单层管束周围喷淋水温度对应的饱和湿空气焓 kJ/kg； $i_{a,in}$ 是与单层管束热质交换前湿空气的焓 kJ/kg； $i_{a,out}$ 是与单层管束热质交换后湿空气的焓 kJ/kg。对公式(22)进行改写，传质系数 β 可表示为：

$$\beta = \frac{m_a}{A_w} \ln \left[1 + \frac{i_{a,out} - i_{a,in}}{i'_a(t_s) - i_{a,out}} \right] = \frac{m_a}{A_w} \ln \left[1 + \frac{\Delta i_a}{\Delta i'_a} \right] \quad (23)$$

式中： Δi_a 是热质交换后湿空气焓 $i_{a,out}$ 与热质交换前湿空气焓 $i_{a,in}$ 的差 kJ/kg，以下简称湿空气焓差； $\Delta i'_a$ 是饱和湿空气焓 i'_a 与湿空气焓 $i_{a,out}$ 的差 kJ/kg，以下简称饱和湿空气焓差。

本节主要对 3.2 节三种典型工况的模拟结果进行了分析。图 6 是外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数沿盘管高度变化模拟结果。结果表明,同一工况下,传质系数沿盘管高度方向呈波动变化状态,但是沿盘管高度总体呈下降趋势。根据式(23)可知,外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数主要受湿空气流量、管束壁面面积、湿空气焓差 Δi_a 以及饱和湿空气焓差 $\Delta i'_a$ 的影响。对于给定工况,湿空气流量和管束壁面面积是恒定的;因此,湿空气焓差 Δi_a 和饱和湿空气焓差 $\Delta i'_a$,是造成外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数波动,以及其随盘管高度整体降低的主要原因。因此,为了进一步分析外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质特性,图 7 和 8 给出了外掠管束间湿空气焓差 Δi_a 和饱和湿空气焓差 $\Delta i'_a$ 随盘管高度的变化规律。结果表明,湿空气焓差 Δi_a 沿盘管高度方向也呈波动变化状态,这与传质系数变化趋势一致;同一工况下,饱和湿空气焓差 $\Delta i'_a$ 随着盘管高度的上升而降低,并且波动相对较小。由此可见,外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数沿盘管高度方向波动主要由湿空气焓差 Δi_a 波动引起,沿盘管高度方向变化是湿空气焓差 Δi_a 和饱和湿空气焓差 $\Delta i'_a$ 共同作用的结果。

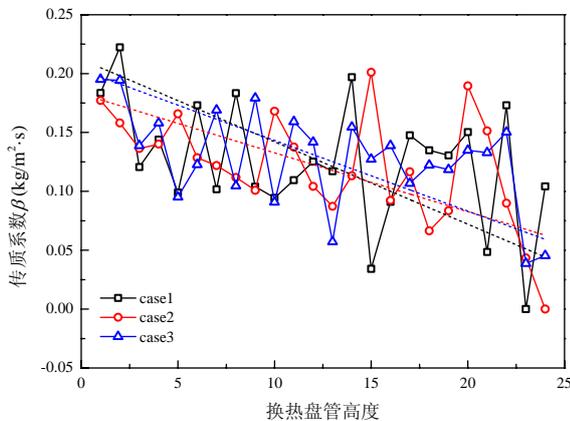


图 6 沿盘管高度传质系数的变化

为进一步分析湿空气焓差和 Δi_a 对外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质性能的影响,本节又给出了湿空气焓与湿空气温度和相对湿度的关系。图 9 给出了沿盘管高度方向,湿空气焓与温度关系。结果表明,湿空气焓随盘管高度的高度增加而增大,但外掠管束间湿空气温度随盘管高度的变化,在不同工况存在较大差异。对于 case1 来讲,湿空气温度随盘管高度的增加而增大;对于 case2,湿空气温度受盘管高度的影响较小;在 case3 中,湿空气温度将随盘管高度的

增大而减小。这将说明,沿外掠管束盘管高度方向,湿空气的焓受其温度变化的影响较小,即湿空气温度并不是影响外掠管束间水膜/水滴-空气传质系数的主要因素。图 10 是沿盘管高度方向湿空气焓与相对湿度之间的关系。结果表明,湿空气焓与相对湿度变化趋势保持一致,并随着盘管高度的增加均呈现增大趋势;湿空气的焓主要受相对湿度的影响较大。在同一工况下,外掠管束间水膜/水滴-湿空气传质系数随盘管高度的增加呈减小趋势,因此其传质系数将随湿空气相对湿度增大而减小。也就是说,沿着盘管高度方向,随着传热传质过程的进行,湿空气将越接近饱和,其蒸发传质性能将有所降低。

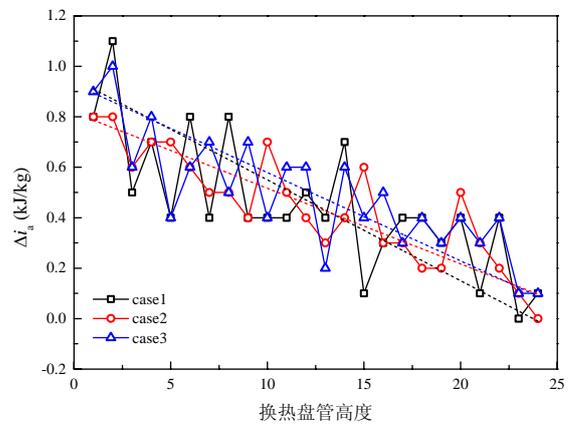


图 7 沿盘管高度 Δi_a 的变化

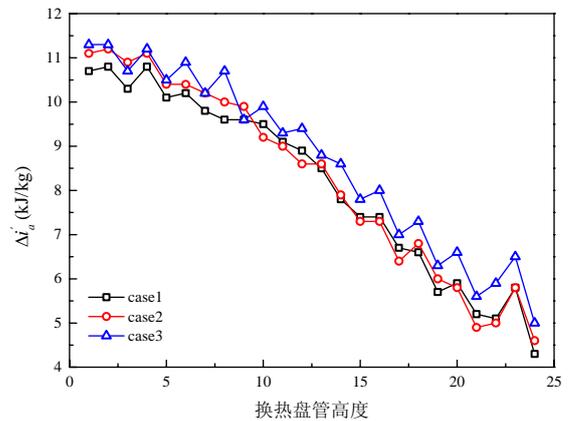


图 8 沿盘管高度 $\Delta i'_a$ 的变化

图 11 是外掠管束间水滴蒸发量分布。结果表明,水的蒸发量沿盘管升高方向在逐渐降低,这说明喷淋水滴蒸发量与相对湿度成反比。在换热盘管下段区域,水蒸汽质量分数及相对湿度是整个换热器最低的区域,因此,换热盘管下段传质驱动力较大,使得水

滴蒸发量较大,随着空气沿盘管高度方向运动,水蒸气质量分数及相对湿度逐渐增大,传质驱动力逐渐减小,因此换热盘管上段水滴蒸发量小于换热盘管下段水滴蒸发量。

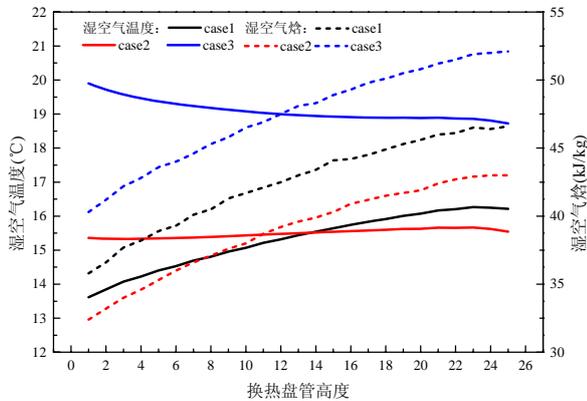


图 9 湿空气焓随温度的变化

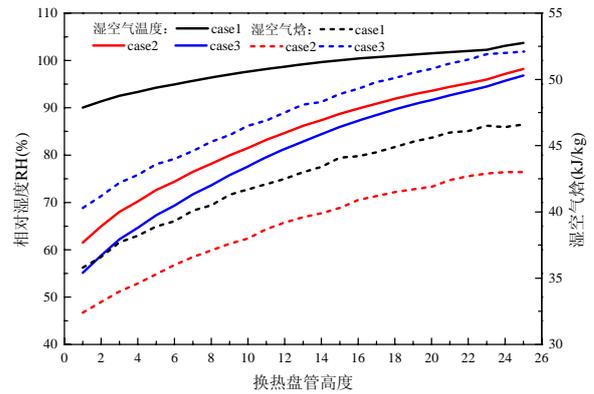


图 10 湿空气焓随相对湿度的变化

图 12 是沿盘管高度方向,壁面水膜温度与该温度下饱和空气焓的关系。结果表明,外掠管束壁面水膜温度和表面饱和湿空气的焓,随排管高度呈增大趋势;外掠管束壁面水膜表面饱和湿空气焓与水膜温度成正相关。因此饱和空气焓沿盘管高度变化趋势和液膜温度变化趋势一样。

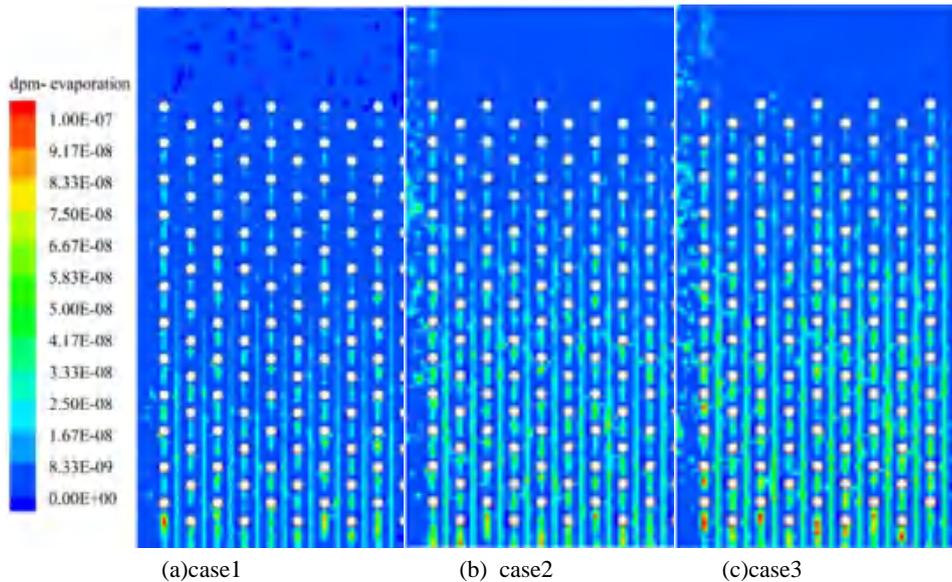


图 11 交错管束间水滴蒸发量分布

图 13 是外掠管束水膜/水滴-管壁的对流换热系数沿盘管高度的变化曲线。结果表明,沿盘管高度换热系数 α 变化不大,同时换热系数受进气温度、喷淋水温度及相对湿度的影响较小。在顶层和底层盘管位置传热系数最高,这可能是由于顶层盘管是空气进口和出口过渡段造成的。

图 14 是沿盘管高度压力损失变化。可以看出,在其他参数不变的情况下,沿盘管高度压力损失受进气温度、喷淋水流量和相对湿度的影响非常小;外掠管束间湿空气流过每层管束的压力损失变化不大,同

样在空气进口的过渡区域造成最大的压力损失。

5 结论

本文采用基于 DPM 与 wall film 耦合的欧拉-拉格朗日方法,建立了外掠管束间空气-水蒸发冷却传热传质特性分析模型,分析了外掠管束间空气-水蒸发冷却传热传质及压降特性。其结论如下:

- (1) 建立了外掠管束间液膜蒸发冷却传热传质模型,将预测的进出口水温与实验值进行了比较,最大误差仅为 1.1%。

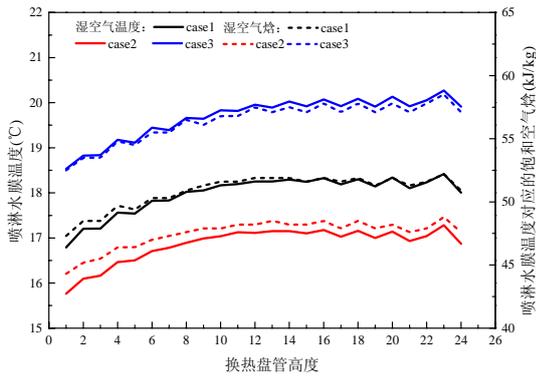


图 12 沿盘管高度液膜温度及饱和空气焓的变化

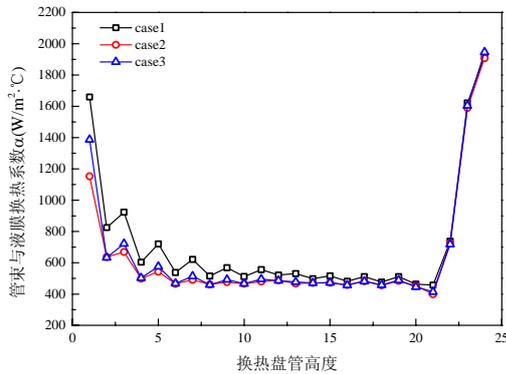


图 13 沿盘管高度换热系数的变化

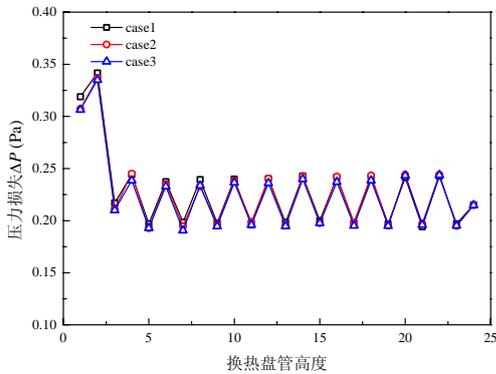


图 14 沿盘管高度压力损失的变化

(2) 沿盘管高度方向传质系数呈波动状态变化的, 传质系数呈波动状态变化的原因是空气焓差 Δi_a 和饱和空气焓差 $\Delta i'_a$ 的变化导致的。传质系数 β 随空气焓差 Δi_a 的增大、饱和空气焓差 $\Delta i'_a$ 的减小而增大。

(3) 换热系数和压力损失沿盘管高度变化不大; 在空气进出口过渡区域产生最大的传热系数, 同时最大压力损失发生在空气进口过渡区域。

参考文献

[1] Jin Zhijiang, Chen Fuqiang, Gao Zhixin, et al., Effects of pitch and corrugation depth on heat transfer characteristics in six-start spirally corrugated tu

be[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 1011-1025.

[2] Li M J, Zhang H, Zhang J, et al., Experimental and numerical Study and Comparison of Performance for Wavy Fin and a Plain Fin with Radiantly Arranged Winglets around Each Tube in Fin-and-tube Heat Exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2018: S1359431117357022.

[3] GuLingdong, Min Jingchun, Wu Xiaomin, et al., Airside heat transfer and pressure loss characteristics of bare and finned tube heat exchangers used for aero engine cooling considering variable air properties[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2017, 108(part_PB):1839-1849.

[4] Merkel F. Verdunstungskühlung[M]. VDI-Verlag, 1925.

[5] Sutherland J W. Analysis of mechanical-draught counterflow air/water cooling towers[J]. Journal of Heat Transfer, 1983, 105(3):576-583.

[6] Parker R O, Treybal R E. The heat mass transfer characteristics of evaporative coolers[J]. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1962,57(3 2):138-149.

[7] Niitsu Y, Naito K, Anzai T. Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers [J]. Journal of SHASE, 1969, 43(7): 581-590.

[8] Mizushima T, Ito R, Miyashita H. Experimental study of an evaporative cooler[J].International Chemical Engineering, 1967, 7(4): 727-732.

[9] Hasan A, Siren K. Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers[J].Applied Thermal Engineering,2003,23(3): 325-340.

[10] Hasan A. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air[J]. Heat & Mass Transfer, 2005, 41(8): 724-733.

[11] Heyns J A, Kröger D G. Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(5): 492-498.

[12] Zheng Weiye, Zhu Dongsheng, Zhou Guoyan, et al., Thermal performance analysis of closed wet cooling towers under both unsaturated and supersaturated conditions[J]. International Journal of Heat &

- Mass Transfer, 2012, 55(25-26): 7803-7811.
- [13] Webb R L. A unified theoretical treatment for thermal analysis of cooling towers, evaporative condensers, and fluid coolers[J]. ASHRAE trans, 1984, 90(2): 398-415.
- [14] Stabat P, Marchio D. Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour[J]. Applied Energy, 2004, 78(4): 433-451.
- [15] RenChengqin, Yang Hongxing. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2006, 49(3-4): 617-627.
- [16] Nasr M R, Behfar R. A novel design for evaporative fluid coolers[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(17-18): 2746-2752.
- [17] Zhou Yasu, Zhang Pan, Zhao Jingde, et al., Experimental Study on Performance of a Closed Wet Cooling Tower for Air Wet-Bulb Temperature near 0°C[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(32): 1015-1023.
- [18] Xie Xiaocui, Zhang Yi, He Chang, et al., Bench-scale experimental study on the heat transfer intensification of a closed wet cooling tower using aluminum oxide nanofluids[J]. Ind.eng.chem.res, 2017, 56(20): 6022-6034.
- [19] Gan G, Riffat S B. Numerical simulation of closed wet cooling towers for chilled ceiling systems[J]. Applied Thermal Engineering, 1999, 19(12): 1279-1296.
- [20] Gan G, Riffat S B, Shao L, et al., Application of CFD to closed-wet cooling towers[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(1): 79-92.
- [21] Hasan A, Gan Guohui. Simplification of analytical models and incorporation with CFD for the performance predication of closed - wet cooling towers[J]. International Journal of Energy Research, 2002, 26(13): 1161-1174.
- [22] Xie Xiaocui, He Chang, Xu Tao, et al., Deciphering the thermal and hydraulic performances of closed wet cooling towers with plain, oval and longitudinal fin tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 120: 203-218.
- [23] Qiu Qinggang, Zhu Xiaojing, Mu Lin, et al., Numerical study of falling film thickness over fully wetted horizontal round tube[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015, 84: 893-897.
- [24] Zhao Chuangyao, Ji Wentao, Jin Puhang, et al., Hydrodynamic behaviors of the falling film flow on a horizontal tube and construction of new film thickness correlation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 119: 564-576.
- [25] Ding Hongbing, Xie Peng, Ingham D, et al., Flow behaviour of drop and jet modes of a laminar falling film on horizontal tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 124: 929-942.
- [26] Karmakar A, Acharya S. Wettability Effects on Falling Film Heat Transfer Over Horizontal Tubes in Jet Flow Mode[C]. ASME 2019 Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2019 13th International Conference on Energy Sustainability, 2019.
- [27] Xie Xiaocui, Liu Hua, He Chang, et al., Deciphering the heat and mass transfer behaviors of staggered tube bundles in a closed wet cooling tower using a 3-D VOF model[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 161: 114202.
- [28] Gosman A D, Loannides E. Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors[J]. Journal of Energy, 1983, 7(6): 482-490.
- [29] Morsi S A, Alexander A J. An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems[J]. J of Fluids Mech, 1972, 55(2): 193-208.
- [30] Ranz W E, Marshall W R. Evaporation from drops[J]. Chemical Engineering Progress, 1952, 48(3): 141-146.
- [31] Stanton D W, Rutland C J. Modeling fuel film formation and wall interaction in diesel engines[J]. SAE Technical Paper Series, 1996: 808-824.
- [32] O'rourke P J, Amsden A A. A Spray/wall Interaction Submodel for the KIVA-3 Wall Film Model[J]. SAE Technical Paper Series, 2000.
- [33] O'rourke P J, Amsden A A. A particle numerical model for wall film dynamics in port-injected engines[J]. SAE Technical Paper Series, 1996: 2000-2013.
- [34] Launder B E, Spalding D B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence[M]. Academic Press, London, England, 1972.

某数据机房热环境实测与模拟研究

唐 瑜, 白雪莲, 金超强, 傅榆森, 毛望新, 徐 鑫

(重庆大学土木工程学院, 重庆 400045)

[摘 要] 本文针对某数据机房的热环境进行了现场实测和数据分析, 参照现行规范和相关环境指标, 评价了机房热环境。研究发现, 该机房存在冷热气流掺混、局部热点及机房空调送回风温差偏低等问题。由此提出了关闭空机柜前孔板、加装盲板以及提高空调回风温度设定值三种经济便捷的热环境优化措施, 并利用 6SigmaRoom 软件对机房热环境进行模拟计算, 预测分析了优化方案的效果。改造后的机房实测结果表明, 空调平均送回风温差由 6.85 增大到 8.88, 机房热环境明显改善, 同时机房空调送风量减少 10903.37m³/h。

[关键词] 数据机房现场实测热环境 评价指标 CFD 模拟

0 引言

数据中心的熱环境对 IT 设备的可靠运行和机房节能具有重要影响。高温或高热梯度环境会造成宕机现象、增加 IT 设备的故障率^[1-2], 空气温度过低会增加空调系统能耗^[3]; 相对湿度过高会导致导电电极故障、吸湿性尘埃故障、腐蚀等 IT 设备问题^[4], 相对湿度过低会导致静电产生, 造成元器件的击穿、短路等故障, 进而损坏 IT 设备^[5]。大量研究发现, 冷通道封闭技术可以减少冷热气流掺混、减少热点区域、极大地节约冷量^[6-8]。Mukaffi^[9]等人通过安装盲板、冷通道封闭、改变机柜布局来优化数据中心热环境, 结果表明, 供热指数 SHI (Supply Heat Index) 降低到 0.48, 电源使用效率 PUE (Power Usage Effectiveness) 由 2.04 降到 1.92, 冷却系统每月可节省能耗 921.6kWh。张杰^[10]等人在热扩散不好的区域增加智能风扇, 有效消除过热区域, 能耗相比原系统减少了 38%。改善热环境的技术措施往往因机房实际条件和运行状况而产生不同的效果。本文以重庆某数据机房为研究对象, 实测分析热环境现状及存在问题, 利用 6SigmaRoom 模拟软件进行优化研究, 通过改造后的机房热环境实测, 分析优化方案的实际效果。

1 数据机房热环境测评

1.1 机房概况

本文以某数据机房为研究对象, 机房尺寸为 22.8m (长) 17.4m (宽) 6.9m (高), 该机房采用地板送风、吊顶回风的气流组织形式, 架空地板高 1.1m, 吊顶距架空地板 3.2m。机柜采用面对面、背对

背的交替布局方式, 且冷通道封闭。机柜编号为 A~J 列, 机柜尺寸为 1.2m (长) 0.6m (宽) 2.2m (高), 负载主要集中在 A~D 列, 实际总功率为 291.46kW。空调间设有 6 台机房精密空调, 5 用 1 备, 额定制冷量为 150kW, 额定风量为 9000l/s。空调采用回风控制, 设定回风温度为 25, 相对湿度为 50%。机房平面布局如图 1 所示。



图 1 机房平面布局

1.2 测试方法

笔者于 2018 年 8 月 13 日至 21 日对该机房进行了现场实测, 根据机房内机柜空置处盲板安装以及机柜功率密度分布的情况, 选取 C、D 列机柜作为测试列。测试内容包括: 机柜进、排风温湿度, 空调送、回风温度及地板送风量等。主要测试仪器的性能参数如表 1 所示。机柜进、排风温湿度的测点布置如图 2 所示, 各测点距地板的高度分别为 1.8m、1.1m、0.4m。在每

基金项目: 国家自然科学基金“基于服务器热湿环境形成机理的数据中心能耗特性研究”(课题编号: 51778080)

台机房空调的地板下送风口中心布置一个测点记录空调送风口温度,空调回风温度从该数据中心环控系统

中获取。用风量罩对机房的穿孔地板进行逐个风量测试。利用红外热成像仪拍摄机柜并形成温度分布图像。

表1 测试仪器性能参数

仪器名称	测试参数	量程	精度
HOBO UX100-011 温湿度记录仪	温度、湿度	-20℃-70℃ 1%-95%	±0.21℃(0℃-50℃) ±2.5%(10%-90%)
Testo 风量罩	风量、温度	40 m³/h -4000 m³/h -20℃-70℃	±0.5℃(0℃-70℃) ±0.8℃(-20℃-0℃)
FLIR T530 红外热成像仪	温度	-20℃-120℃	±2℃

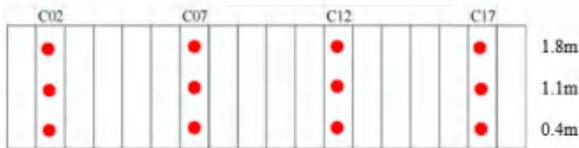


图2 机柜温湿度测点布置图

1.3 测评结果

《数据中心设计规范》(GB50174-2017)推荐的环境参数如表2所示。实测该机房机柜的平均进风温度为19.24℃,远低于规范推荐温度的上限值。平均

进风露点温度为13.5℃,在规范所推荐的露点温度区间内,但平均进风相对湿度为68.42%,已超过规范推荐范围上限,有影响IT设备正常运行的风险。机房空调平均送回风温差为6.85℃,低于该规范推荐的送回风温差(8~15℃),经计算总送风量为148385.76m³/h。回风温度偏低使空调送回风温差偏小,送风量变大,风机能耗增加。

表2 数据中心推荐环境参数

环境参数	A、B级	C级	备注
冷通道或机柜进风区域的温度	18℃~27℃		不得结露
冷通道或机柜进风区域的相对湿度和露点温度	露点温度5.5℃~15℃, 同时相对湿度不大于60%		

实际观测,C、D列机柜空置处大部分安装盲板,A、B、E-H、J列空置处均未安装盲板,易导致空置处热空气回流或冷空气旁通;B04、E01-05、12-18、F01-04、07、F10-18、H03、H05-18、J01、03、J05-18、G列等空机柜前未关闭孔板,使得部分冷空气直接从空机柜处旁通,增加了空调的无效送风量。

为了定量地评估数据机房的热环境,分别采用供热指数(Supply Heat Index,SHI)^[11]和回风温度指数(Return Temperature Index,RTI)^[12]评价机房整体热环境以及机架级的冷却状况。SHI用以衡量热空气进入冷通道后对机架进风温度的影响程度,理想值为0,SHI<0.2表示气流组织良好,越趋近于0表明冷热气流混合越少,机架的平均进风温度与空调送风温度之间的偏差越小,冷量损失越少,其定义式为式(1)。RTI是评价机架附近气流组织与管理水平的指标,在一定程度上反映了冷热气流混合的强度,理想值为100%,大于100%表明以热空气再循环为主,小于100%表明以冷空气旁通为主,RTI=95%~105%可视为气流组织良好,越偏离100%表明问题越严重,其定义式为式(2)。

$$SHI = \frac{\delta Q}{Q + \delta Q} = \frac{\sum_i \sum_j (T_{in,i,j}^r - T_{sup}^c)}{\sum_i \sum_j (T_{out,i,j}^r - T_{sup}^c)} \quad (1)$$

$$RTI = \frac{T_{ret}^c - T_{sup}^c}{T_{out}^r - T_{in}^r} \times 100\% \quad (2)$$

式(1)中, δQ 为冷气流从送风口到机柜进风口处所吸收的热量,kW; Q 为冷气流在机柜中用于冷却服务器所损失的冷量,kW; $T_{in,i,j}^r$ 、 $T_{out,i,j}^r$ 分别为第*i*行第*j*列机柜平均进、出风温度, T_{sup}^c 为空调送风温度。式(2)中, T_{sup}^c 、 T_{ret}^c 分别为空调送、回风温度, T_{in}^r 、 T_{out}^r 分别为机柜平均进、出风温度。

SHI、RTI的实测计算结果如表3所示。测试列C、D列机柜的SHI值在0.2左右表明机房存在一定程度的冷热气流掺混现象,在冷通道封闭的情况下冷热气流的分隔仍然不充分,这主要是由C、D列机柜部分空置处(尤其是顶部)未安装盲板导致。且C列的SHI值大于D列,主要因D列的IT设备布置较C列少,机柜进、排风温度较低。RTI的最大值为133%,表明一部分IT设备排出的热空气并没有直接返回空调回风口,而是进入冷通道形成了再循环气流,使机架进风温度升高,进而导致出现局部热点。而部分机柜(如D12、D17)的RTI在72%~82%区间内,表明冷空气旁通问题较严重,从机柜空置处或间隙旁通的

冷空气直接返回机房空调,未发挥冷却功能,不仅浪费冷量,同时因降低了空调回风温度而影响空调机组性能,使制冷效率变差。

综上所述,该机房的气流管理不佳,存在冷热气流掺混、局部过热以及冷量浪费现象。如图3所示的机柜排风侧红外热成像图像,A、C列机柜排风侧均存在局部过热现象,未加装盲板的A列机柜问题更加严重,且热点温度高达40。

表3 热环境评价指标实测计算结果

机柜编号	SHI	RTI	机柜编号	SHI	RTI
C02	0.207	133.76%	D02	0.177	113.08%
C07		107.03%	D07		107.51%
C12		113.34%	D12		81.41%
C17		104.47%	D17		72.99%

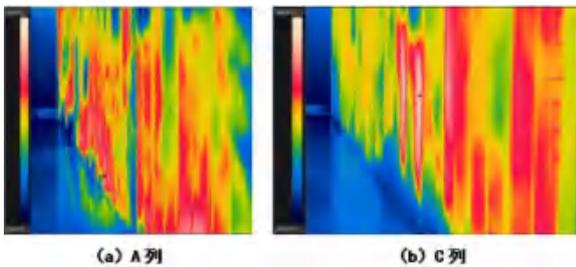


图3 A、C列机柜排风侧的红外热成像图像

2 热环境优化方案及其效果预测

2.1 热环境优化方案

基于目前机房存在冷热气流掺混、局部热点以及空调送回风温差偏低等问题,提出关闭空机柜前孔板、在机柜空置处加装盲板以及提高空调回风温度设定值到28三种相对经济便捷的优化技术措施,组合可得4种优化方案,如表4所示。C代表未优化工况,即仅有冷通道封闭的原机房,作为优化方案效果分析的对比基准。1、2、3分别代表关闭空机柜前孔板、机柜空置处安装盲板、提高空调回风温度设定值为28三种技术措施。

表4 优化方案

优化方案	0(基准)	1	2	3	4
技术措施	C	C+1	C+2	C+1+2	C+1+2+3

2.2 优化方案效果预测

使用CFD模拟软件6SigmaRoom按照实际机房建模如图4所示。各机柜功率、空调运行参数、穿孔砖开孔率等参数设定与现场实际值一致。图5显示了机柜平均进、排风温度模拟值与实测值的偏差,模拟结果与实测结果基本吻合。从而以此进行机房热环境的优化研究,分别对原机房和4个优化方案共5种工况进行模拟计算,分析各技术措施的优化效果。

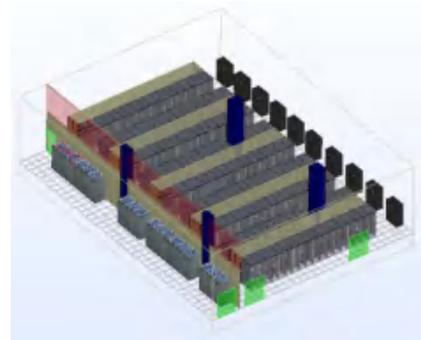


图4 机房物理模型三维图

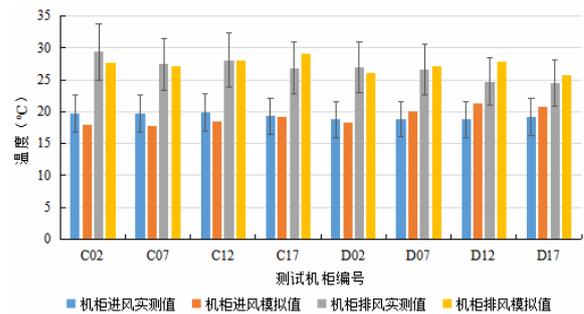


图5 机柜进、排风温度模拟值与实测值对比图

从图6冷通道地板出风量图可以看出,原机房存在空机柜所在冷通道地板无效送风现象,且空调远端供给IT设备的风量多于空调近端,这说明地板下气室中的静压分布不均匀。关闭空机柜前孔板后,沿机柜列地板送风趋于均匀,开启孔板的送风量最大值由 $0.266\text{m}^3/\text{s}$ 增加到 $0.411\text{m}^3/\text{s}$,避免了冷空气从空机柜的旁通,空调无效送风量显著减少。

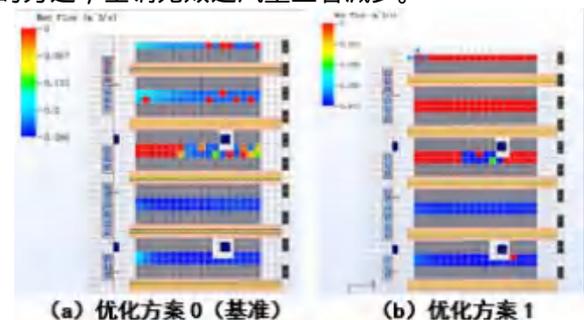


图6 冷通道地板出风量图

优化方案1和方案2对应的机柜进风温度分布如图7所示。图7(a)表明,冷通道封闭情况下,机房C~F列机柜均拥有较好的热环境(进风温度在15~27之间),而A、B列靠近机房空调区域的机柜进风温度超过32,是热点所在区域,而远离机房空调区域的机柜进风温度在18~27内。可见,沿机柜列方向的送风均匀性较差,且送风量不足时在机柜空置处冷气流对热气流有强烈的卷吸及掺混作用,使

机柜进风温度升高。若将空机柜前孔板关闭,得益于开启孔板出风量的增加,机柜整体进风温度下降,如图 7 (b) 所示,温度超过 32 的机柜数减少。对比图 7 (c), 加装盲板后, A、B 列温度高于 32 的机

柜全部降温到 27 以下,提高了机柜进风温度均匀性,冷量利用率更高。说明在冷通道封闭基础上加装盲板能有效解决空置处冷热气流掺混问题,保证 IT 设备的工作热环境。

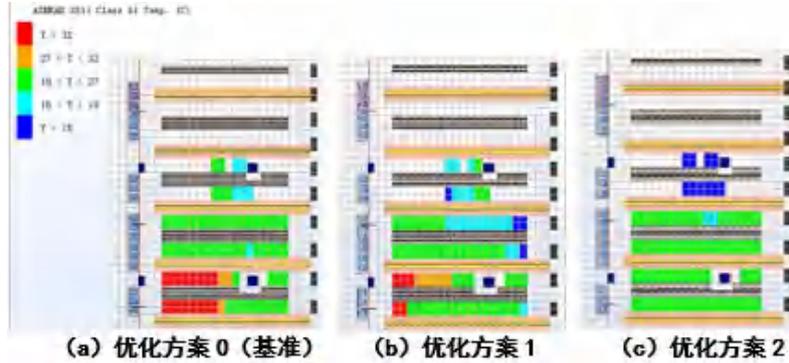


图 7 机柜进风温度分布图

图 8 是优化方案 3 和方案 4 在地板上 0.2m、1.1 m、2.0m 高度处的机房温度分布。从图 8 (a) 可以看出,原机房整体温度分布不均匀,机柜的排风温度随高度的增加而上升,空调远端机柜的冷却效果好于近端,且 A、B 列近空调端机柜顶部的排风温度高达 43.3 ,局部热点现象尤其明显;而几乎为空载的 E ~J 列机柜所在区域热通道温度在 16 左右,处于过冷状态。分析其原因,由于机房不同区域服务器布置不均,各部位发热量不等。而且机柜进风温度分布不均,气流随着高度的增加不断衰减。热空气在浮升力作用下汇聚在顶部,且通过空置处回流加热了机柜进风。同时,空机柜前开启的孔板使冷风泄漏和旁通。当在机柜空置处安装盲板与关闭空机柜前孔板两种措施相结合时,冷空气只能流经服务器到达相邻的热通道,气流掺混现象明显减弱,冷量利用更充分。如图 8 (b) 所示,机房温度由未优化前的 15.6 ~43.3 变为优化后的 14 ~32.9 ,最低、最高环境温度分别降低 10.4 、1.6 ,各高度截面及机房整体的温度分布均匀性提高,原机房的局部热点得到明显改善。在此基础上,将空调回风温度设置由 25 提高到 28 ,对比图 8 (c) 发现,机房热环境进一步优化,其温度为 18 ~33.2 ,在保证机房最高环境温度基本不变的情况下,最低环境温度提高了 4 。相比于原机房,过冷现象得到改善,热环境更加均匀。因此,三种优化技术措施相结合能够增强送风的均匀性,避免热点和冷点,减少冷空气旁通和热空气回流,有效改善了机房的热环境。

温度设定值为 28 三种技术措施相结合对机房热环境进行优化改造。

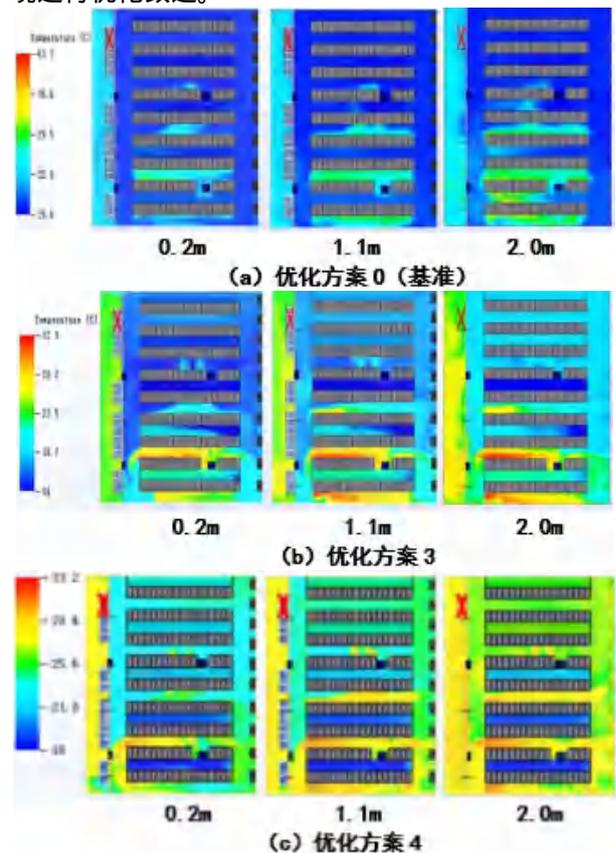


图 8 地板上 0.2m、1.1m、2.0m 高处的机房温度分布图

3 热环境改造效果实测

在该机房按照优化方案改造后,于 2019 年 8 月 10 日至 19 日再次对机房热环境进行了现场实测。测试期间机房 IT 设备装机功率增加到了 317.14kW,测

根据对优化方案的模拟计算和效果分析,最终确定将关闭空机柜前孔板、加装盲板以及提高空调回风

试列新增为 A~D 列。

采用改造前同样的测试分析方法。改造后机房空调的平均送、回风温度标准差相比改造前分别下降了 1.22、1.02,这说明空调的送回、风温度更加均匀,能够提高机房温度分布的均匀性;平均送回风温差增大到 8.88、增幅为 2.03,机房空调总送风量下降到 137482.39m³/h、减少了 10903.37 m³/h,有利于减少机房的空调能耗。机柜的平均进风温度上升到 23.91,平均露点温度为 14.5,平均进风相对湿度降

低至 54.65%,均处于规范推荐范围内。且由改造后热环境评价指标实测计算结果表 5 可知,与 2018 年测试列对应的机柜(如 C12、D07 和 D12)优化改造后的 RTI 更接近理想值。因此,优化方案可以有效改善机房热环境。但部分位置的 SHI 和 RTI 值仍不理想,说明仍然存在冷热气流掺混的问题,这主要是由 IT 设备装机功率增加,且服务器频繁进出机房使较多机柜空置处未及时加装盲板导致。因此,需要进一步完善优化措施以便实现预期效果。

表 5 改造后热环境评价指标实测计算结果

机柜编号	SHI	RTI									
A03	0.296	146.94%	B03	0.457	154.72%	C03	0.322	140.75%	D03	0.194	143.08%
A07		99.94%	B07		124.53%	C07		109.17%	D07		96.02%
A12		112.56%	B12		135.54%	C12		95.23%	D12		111.80%
A16		205.97%	B16		474.53%	C16		116.54%	D16		99.02%

4 结论

1) 通过对某数据机房的实测,发现存在冷热气流掺混、局部热点、机房空调送回风温差偏低以及机柜进风相对湿度超过规范推荐范围等问题。

2) 提出关闭空机柜前孔板、在机柜空位加装盲板及提高回风温度设定值至 28 三种优化技术措施,并对机房热环境进行模拟计算,对比分析并预测优化效果。发现关闭空机柜前孔板和加装盲板相结合可以有效解决冷热气流掺混问题,减少空调无效送风量,提高热环境的均匀性,使机房最高环境温度降低 10.4,局部热点明显改善。在此基础上,提高空调回风温度设定值能改善局部过冷现象,使机房温度分布更加均匀。

3) 通过三种优化措施相结合对机房进行优化改造,机柜平均进风相对湿度由 68.4%降低至 54.65%,空调平均送回风温差由 6.85 增大到 8.88,总送风量减少了 10903.37m³/h,热环境得到改善。但实际优化改造方案尚未全面实施,热环境尚未达到预期效果,仍需要进一步完善优化措施。

参考文献

- [1] Beaty D L, Quirk D. De-Risking Data Center Temperature Increases, part 1[J].ASHRAE Journal, 2016, 58(1):74-82.
- [2] Beaty D L, Quirk D. De-Risking Data Center Temperature Increases, Part 2[J].ASHRAE Journal, 2016, 58(3): 70-75.
- [3] Quirk D, Patterson M. The "Right" Temperature in Datacom Environments[J].ASHRAE Transactions, 2010, 116(2): 192-204.
- [4] Shehabi A. Data center economizer contaminatio

n and humidity study[R].Lawrence Berkeley National Laboratory, 2007.

- [5] Wan F, Swenson D, Hillstrom M, et al. The Effect of Humidity on Static Electricity Induced Reliability Issues of ICT Equipment in Data Centers--Motivation and Setup of the Study[J], 2013, 119(2).
- [6] 王宁, 陈龙泉, 蔡丰, 等. 冷通道封闭对机房热环境影响的实验和模拟[J]. 暖通空调, 2017(6).
- [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(6):37-40.
- [8] 黄翔, 李婷婷, 刘凯磊, 等. 乌鲁木齐某数据中心热环境分析及气流组织优化研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2019(01):104-108.
- [9] Mukaffi ARI, Arief RS, Hendradjit W. Optimization of cooling system for datacenter case study: P AU ITB data center. Procedia Eng. 2017;170:55.
- [10] 张杰, 周浩, 冯壮波, 等. 小型数据中心气流组织及能耗优化[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 047(007):647-652.
- [11] Sharma R, Bash C, Patel C. Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal Design and Performance of Large-scale Data Centers[C]. 8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference.2002: 3091.
- [12] Herrlin M K. Improved data center energy efficiency and thermal performance by advanced airflow analysis[C]. Digital Power Forum. 2007: 10-12.

基于土壤冷热平衡的复合能源系统运行策略研究

魏俊辉, 褚 赛, 刘启明, 申雪云, 鲍 超

(北京市勘察设计研究院有限公司, 北京 100038)

[摘要] 地源热泵系统因其高效节能、安全稳定、运行费用低等优点得到了广泛的工程应用, 但其在制冷季/供暖季向土壤排/取热量的不均衡将导致系统效率下降, 甚至无法正常运行。许多学者从系统形式的设计上提出了复合能源的解决方案, 然而土壤的冷热平衡不仅与复合能源系统中地源热泵系统的能源占比有关, 更与地源热泵系统的运行时间有关, 因此, 复合能源系统运行策略的研究显得尤为重要。本文以北京市某建筑为例, 利用 DeST 软件对全年逐时动态负荷进行计算, 并采用 GLD 软件对系统不同控制策略下的运行状态进行了模拟, 提出了既能满足土壤的冷热平衡需求, 又能保证系统高效运行的最佳控制策略。

[关键词] 全年负荷逐时动态负荷, 控制策略, 分时段温度控制

1 引言

众所周知, 地埋管地源热泵系统由于其高效节能、安全稳定、运行费用低等优点得到了广泛的应用。理想的情况是一年中系统冬季从土壤中抽取热量与夏季释放到土壤的热量平衡, 地埋管换热器在长时间运行后, 不会引起土壤平均温度的变化。规范^[1]规定: “地埋管换热系统设计应进行全年动态负荷计算, 最小计算周期宜为 1 年。计算周期内, 地源热泵系统总释热量宜与其总吸热量相平衡。”但由于各地气象条件、建筑围护结构及使用功能不同, 引起了建筑冷、热负荷的不平衡, 从而导致地埋管周围的土壤温度出现了逐年上升或下降的趋势, 直接导致地源热泵系统的性能系数下降, 耗电量的增加, 甚至导致系统无法正常运行。目前, 地源热泵系统向土壤排/取热量不均的问题, 已成为国内外学者共同关注的课题。

虽然地埋管地源热泵的运行特性受诸多因素的影响, 有关学者也在该方面进行了大量的研究^[2], 结果表明通过调节管间距、深度、或者增加土壤和回填料的导热系数都可以缓解该问题, 但不能从根本上解决该问题, 尤其当土壤全年累计取排热量差异较大时^[3]。例如我国的夏热冬冷地区或严寒地区, 夏季冷负荷与冬季热负荷相差较大, 甚至超过了 2:1 的比例, 如不增加辅助能源, 将使地下土壤的温度不断升高或降低, 进而使机组的冷凝温度升高、蒸发温度降低, 制冷或制热量减少、设备耗功率上升。因此, 解决好冷热平衡问题是地源热泵系统长期稳定运行的可靠保证。

基于工程项目中暴露出的冷热不平衡问题, 许多

学者都进行了相关的研究, 从系统形式的设计上提出了复合能源解决方案。针对冬季热负荷大于夏季冷负荷的北方地区, 利用市政热力、燃气锅炉、空气源热泵、太阳能与地埋管地源热泵系统进行耦合, 来解决冷热不平衡问题。而对于夏季冷负荷明显大于冬季热负荷的南方地区, 则主要是借助冷水机组、空气源热泵来解决冷热不平衡问题。

与传统的地源热泵系统相比, 复合能源系统既能解决土壤热失衡问题, 提高系统运行效率, 同时也能降低系统初投资。然而, 土壤的冷热平衡不仅与复合能源系统中地源热泵系统的能源占比有关, 更与地源热泵系统的运行时间有关, 因此, 复合能源系统的运行策略的研究就显得尤为重要。本文以北京市某宿舍楼为例, 利用 DeST 软件计算了全年逐时动态负荷, 并采用 GLD 软件对系统不同控制策略下的运行状态进行了模拟, 得出了既能满足土壤冷热平衡的需求, 又能保证系统高效的最佳运行策略。

2 工程概况

本项目为北京市某配套宿舍楼, 该建筑地上 8 层, 地下 3 层, 总高度 30m, 总建筑面积 5750.8m²。根据甲方的需求、工程项目的实际情况以及节能的需求, 拟采用地埋管地源热泵系统为主要能源, 为建筑提供冬季供暖、夏季制冷。地埋管换热器选用公称直径 32mm 的高密度聚乙烯 (HDPE100) 双 U 型管, 有效埋深为 150m。地埋管换热系统的设计将根据土壤热物性参数以及建筑物的动态负荷计算结果进行设计。该建筑的效果图如图 1 所示:

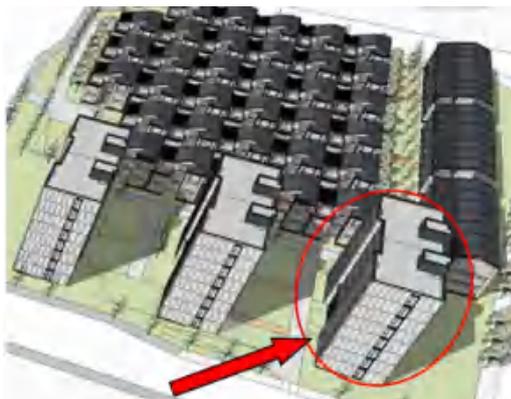


图1 建筑效果图

3 负荷模拟

3.1 模型建立

本文采用清华大学开发的 DeST (Design by simulation Toolkit) 软件。根据相关的建筑图纸,在 DeST 中建立三维拓扑图形,如图 2 所示:



图2 建筑三维拓扑模型

3.2 计算结果

将建筑的地理位置、围护结构类型以及热工参数、房间功能、室内设计参数、室内热扰参数、全年热扰及空调系统作息模式等输入模型,在 DeST 软件中进行全年 8760 小时的逐时动态负荷模拟,计算出建筑全年逐时动态冷热负荷分布如图 3 所示:

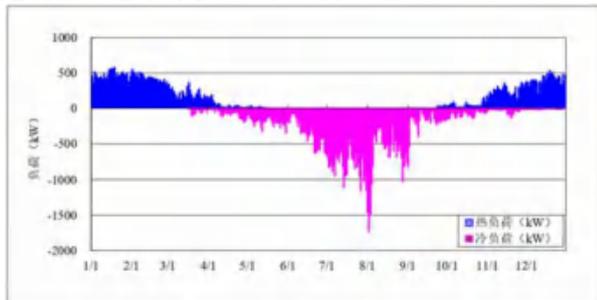


图3 建筑全年动态负荷分布图

根据北京地区的气候特点以及建筑的使用功能,确定本项目供冷季时间为 5 月 15 日至 9 月 15 日共计 4 个月,供暖季时间为 11 月 15 日至来年 3 月 15 日共计四个月,空调系统每天的运行时间为 24 小时。其余时间为过渡季,无需制冷及供暖。因此,本项目制冷、供暖季动态负荷分布如图 4 所示:

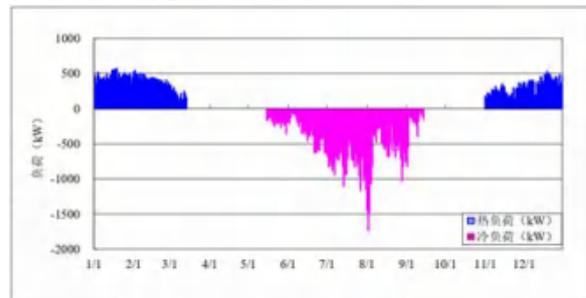


图4 建筑制冷季、供暖季动态负荷分布图

由建筑制冷季、供暖季动态负荷分布计算出该楼制冷季峰值冷负荷为 1740.40kW,峰值热负荷为 576.29kW;累计冷负荷为 773213.66kW·h,累计热负荷为 670306.04kW·h;若单独采用地源热泵系统为建筑冬季供暖,夏季制冷,全年向土壤排热量为 927856.40kW·h,全年向土壤取热量为 502729.53kW·h,全年排取热不平衡率为 45.82%,如图 5 所示:

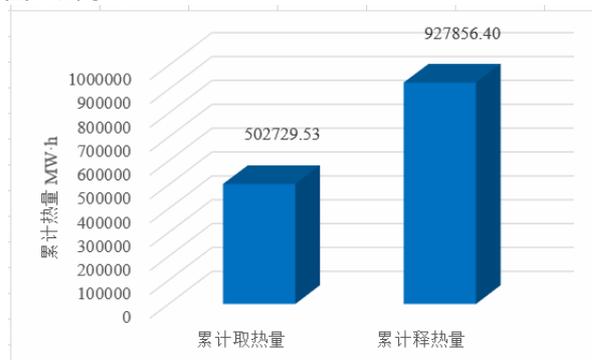


图5 地源热泵系统全年累计排取热量分析图

由此可知,本项目夏季向土壤排放的热量远大于冬季的取热量,如果单独采用地源热泵系统为建筑冬季供暖、夏季制冷,长期运行后,取排热的收支不平衡将导致作为冷源的埋管周围土壤温度逐年升高而形成热堆积,地源热泵机组运行效率逐年下降,最终系统难以正常运行。

除了土壤热失衡这一现实性技术难题,初投资大也是抑制地源热泵系统不能大面积推广应用的又一重要原因。相比于传统的冷水机组而言,地源热泵系统在埋管换热器的埋管敷设的初投资方面不具有

优势。对于本项目而言，如果单独采用地源热泵系统为建筑冬季供暖，夏季制冷，势必会要按照较大的全年冷负荷需求来设计埋管长度，埋管的换热量在冬季供暖期则完全大于其建筑热负荷需求。这样不但不能保证系统的高效运行，还大大增加了系统初投资。另外增加埋管敷设也占用大量的土地面积，在如今建筑数量密集，土地使用紧张的大城市，地源热泵的应用也会受到一定程度的影响。^[4]

4 方案设计

为解决排取热量不均衡的问题，使地源热泵系统更加高效的运行，本方案采用地源热泵系统加辅助冷源来提高地源热泵系统的高效性和节能性，同时降低系统的初投资。

通过上述热平衡性问题分析，结合计算出的冬夏季冷热负荷差值，将采用地源热泵+冷水机组的复合

能源形式提供建筑的冷热源。冬季单独运行地源热泵系统为建筑供暖，夏季地源热泵系统与冷水机组系统联合运行作为建筑制冷，埋管数量根据冬季负荷进行确定。该复合系统的原理图如图 6 所示：

考虑夏季制冷工况下，地源热泵系统与冷水机组系统能够稳定联合运行，同时降低末端循环水泵并联的流量折减。经过合理计算匹配，主机设备的选型参数如表 1 所示：

表 1 主机设备选型参数表

设备名称	地源热泵机组	冷水机组	合计
设备数量	1	2	3
单台制冷量 (kW)	581.85	607.5	—
总制冷量 (kW)	581.85	1215	1796.85
制冷能源占比 (%)	33.43	69.81	103.24
单台制热量 (kW)	615.87	0	—
总制热量 (kW)	615.87	0	615.87
制热能源占比 (%)	106.87	0	106.87

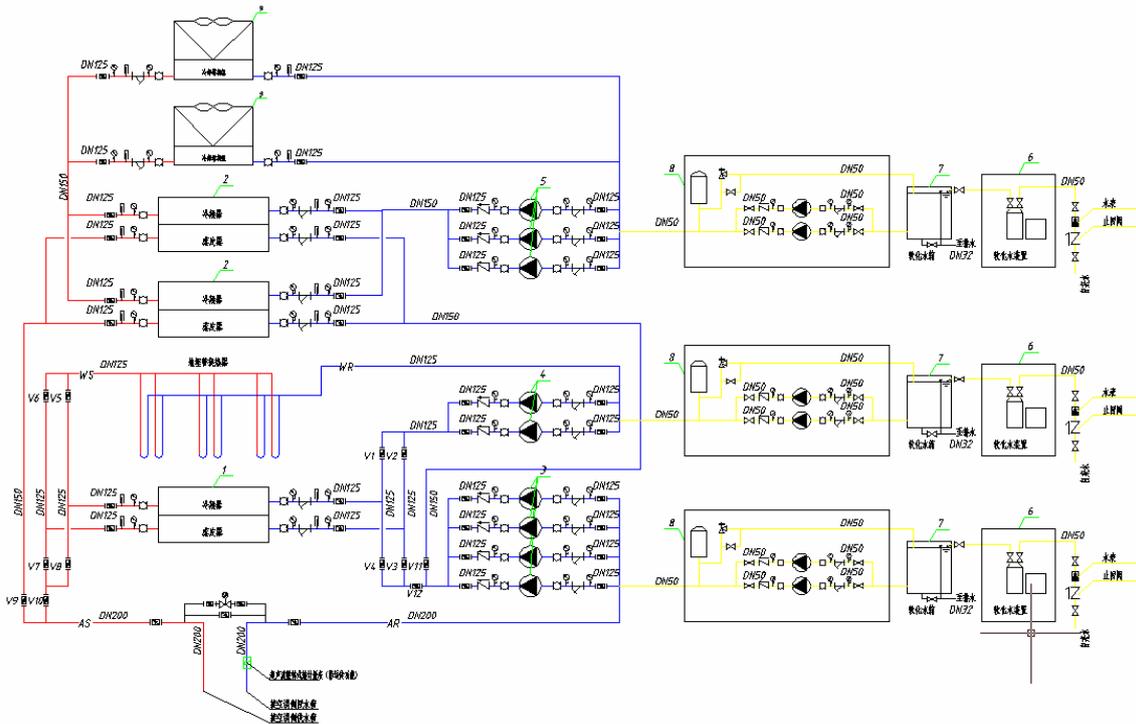


图 6 地源热泵+冷水机组复合能源的系统原理图

5 运行策略

5.1 温度控制运行策略

在以往的研究中，有学者以主要能源机组回水温度为控制参数，制定了相应的运行策略。在机组运行过程中对此温度进行设定，当运行温度高于此温度并保持一定时间，且监测到机组满负载率时，表明单独运行主要能源系统无法满足负荷需求，需要辅助能源进行调峰，此时开启辅助能源系统。当

运行温度低于此温度并保持一定时间时，关闭辅助能源系统。

此种运行策略以温度为监控点，以某一种能源形式为基载，承担基础负荷，另一种能源形式作为调峰使用，通过监测温度确定辅助能源的起停。即对于本复合能源系统而言，有两种方案，第一以地源热泵系统为基载，承担基础负荷，冷水机组系统作为调峰使用；第二以冷水机组系统为基载，承担基础负荷，地

源热泵系统作为调峰使用。

5.1.1 地源热泵系统承担基础负荷

在夏季部分负荷时先运行埋管地源热泵系统,通过监测机组回水温度以及机组负载率,判定单独运行地源热泵系统是否能够满足建筑负荷需求。当负荷增大、无法满足设计工况时开启冷水机组系统进行调峰。

该方案的优点是发挥了设置地源热泵系统的作用,充分应用了地源热泵系统环保、高效、节能的优点,降低系统的运行费用。各个系统的承担负荷分析如图7所示:

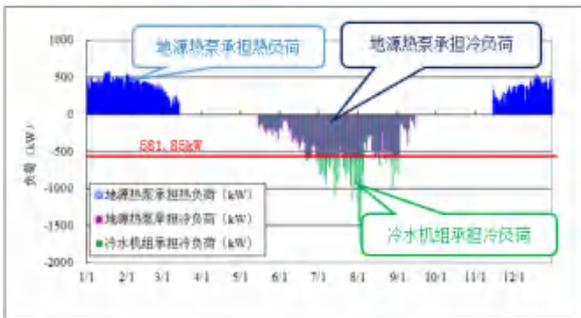


图7 复合能源系统各种能源承担负荷分布图

经过计算,在该种运行策略下,地源热泵系统承担峰值冷负荷为582.85kW,承担累计冷负荷为713891.16kWh。地源热泵系统承担全部热负荷,承担峰值热负荷为576.29kW,承担累计热负荷为670306.04kWh。地源热泵系统全年向土壤排热量为856669.39kWh,向土壤取热量为502729.53kWh,全年排取热不平衡率为41.32%,如图8所示:

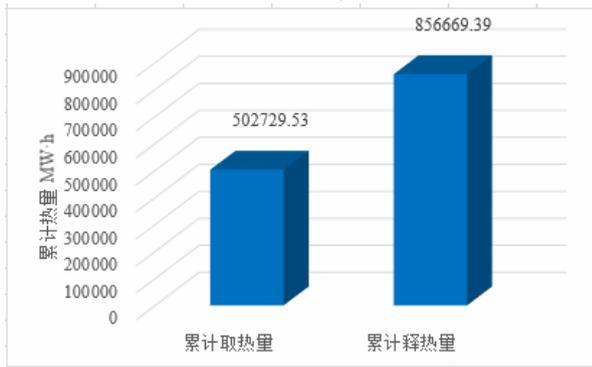


图8 地源热泵系统全年累计排取热量分析图

埋管系统设计选用的是地下环路设计软件(Ground Loop Design, GLD), GLD是一种模块化的地源热泵系统地下环路设计专业软件,该软件成功支持了垂直埋管、水平埋管和地表水等多种地源热泵系统在大、中、小型商业建筑、住宅建筑的设计和施

工。

将系统制冷季/供暖季峰值负荷及各月累计负荷和在设计温度和流量下的热泵参数,如:热泵制冷/热量、制冷/热功率、机组COP/EER值,以及流体参数、土壤参数、U型管参数、布孔型式等信息输入软件进行计算,获得钻孔全长、井孔数、井孔深度、进水温度和出水温度等结果以及系统运行10年井群区域内土壤温度的变化。GLD软件计算结果如图9所示。

GLD计算结果显示,本系统共需设计埋孔延米数为17250m,系统运行10年井群区域内土壤温度升高1.6。在地源热泵系统全寿命周期内,井群区域内土壤温度将升高3~4。有资料^[4]显示,土壤温度每升高1,系统效率将降低3~4%,地源热泵系统的全寿命周期内,系统效率将降低12%~15%。长期运行,系统效率将逐年下降,最终超出机组的运行温度,系统将报警,无法正常运行。

计算结果		
	制冷模式	加热模式
全长(米):	17233.9	17194.6
井孔数:	115	115
井孔长(米):	149.9	149.5
地下温度变化(°C):	+1.6	+1.6
单元进水温度(°C):	27.0	10.0
单元出水温度(°C):	32.2	6.5
峰值负荷(kW):	581.9	576.3
单元总容量(kW):	581.9	615.9
峰值需求(kW):	94.0	122.0
热泵COP:	6.2	4.7
系统COP:	6.2	4.7
系统流量(L/min):	1878.7	1860.7

输入参数			
流体		土壤	
流量:	11.4 (L/min)/3.5kW	土壤温度:	14.4 °C
流体:	100% 水	导热系数:	1.85 W/(m·K)
比热(Cp):	4.184 kJ/(kg·K)	热扩散率:	0.050 m²/日
密度(rho):	999.6 kg/m³		
管道			
管道类型:	1 in. (25 mm)	径向放置:	平均
流型:	紊流 - SDR11	井孔直径:	150.0 mm
管道阻力:	0.041 m·K/W	填料导热系数:	1.47 W/(m·K)
U型管型式:	双U管	井孔热阻:	0.119 m²·K/W
型式		模拟时间	额外功率
垂直井孔网格布置:	11.5 x 10	预计时间:	10.0 年数
井孔间距:	4.5 米	长期土壤温度:	
井群环路间距:	1	制冷: 16 °C	泵功率: 0.0 kW
		加热: 16 °C	冷却塔水泵: 0.0 kW
			冷却塔风扇: 0.0 kW
			附加功率: 0.0 kW
热泵			备选冷却塔
制造商:	Addison	负荷平衡:	0 %
系列:	Horizontal 1/2-10 Ton, HGY	冷凝能力(kW):	0.0
设计热负荷侧入水温度:		冷却塔流量(L/min):	0.0
水对空气:	19.4 °C	冷却温度区间(°C):	5.3
水对水:	12.8 °C	年平均运行小时(hr/yr):	0

图9 GLD软件计算结果

5.1.2 冷水机组系统承担基础负荷

在夏季部分负荷时优先运行冷水机组系统,通过监测机组回水温度以及机组负载率,判定单独运行冷水机组系统是否能够满足建筑负荷需求。当负荷增大、无法满足设计工况时开启埋管地源热泵系统进行调峰。

该方案的优点是充分利用了室外干、湿球温度相对较低时的阶段，提高了冷水机组的运行效率。各个系统的承担负荷分析如图 10 所示：

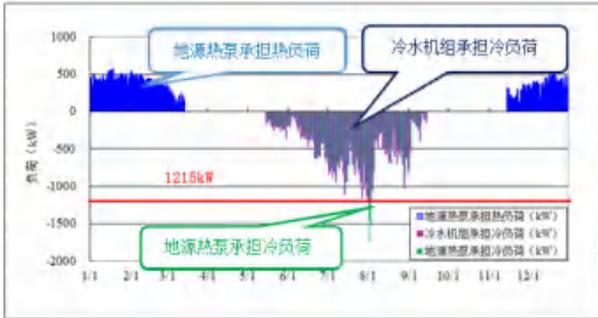


图 10 复合能源系统各种能源承担负荷分布图

经过计算，在该种运行策略下，地源热泵系统承担峰值冷负荷为 525.4kW，承担累计冷负荷为 2767.96kW.h。地源热泵系统承担全部热负荷，承担峰值热负荷为 576.29kW，承担累计热负荷为 670306.04kW.h。地源热泵系统全年向土壤排热量为 3321.56kW.h，向土壤取热量为 502729.53kW.h，全年取排热不平衡率为 99.34%，如图 11 所示：

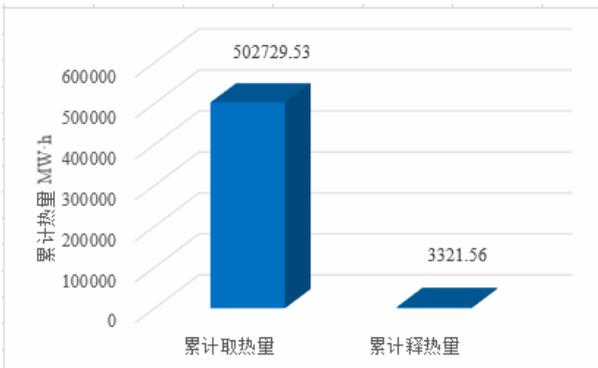


图 11 地源热泵系统全年累计取排热量分析图

将系统制冷季/供暖季峰值负荷及每月累计负荷和在设计温度和流量下的热泵参数，如：热泵制冷/热量、制冷/热功率、机组 COP/EER 值，以及流体参数、土壤参数、U 型管参数、布孔型式等信息输入软件进行计算，获得钻孔全长、井孔数、井孔深度、进水温度和出水温度等结果以及系统运行 10 年井群区域内土壤温度的变化。GLD 软件计算结果如图 12 所示：

GLD 计算结果显示，本系统共需设计地埋孔延米数为 26550m，较方案一增加了 53.91%。系统运行 10 年井群区域内土壤温度升高 1.9。在地源热泵系统全寿命周期内，井群区域内土壤温度将升高 4~5。地源热泵系统的全寿命周期内，系统效率将降低

15%~20%。长期运行，系统效率将逐年下降，最终超出机组的运行温度，系统将报警，无法正常运行。

根据以上计算分析可知：

(1) 系统向土壤全年取排热不平衡率越高，所需地埋孔延米数越长，土壤温度波动越明显；

(2) 单纯采用温度控制的运行策略，不管是地源热泵系统为基载，承担基础负荷，还是以冷水机组系统为基载，承担基础负荷，都无法彻底解决土壤全年取排热不平衡的问题。

	计算结果	
	制冷模式	加热模式
全长(米):	25821.7	26481.0
井孔数:	177	177
井孔长(米):	145.9	149.6
地下温度变化(℃):	-1.9	-1.9
单元进水温度(℃):	15.0	8.5
单元出水温度(℃):	20.2	5.0
峰值负荷(kW):	525.4	576.3
单元总容量(kWh):	581.9	615.9
峰值需求(kWh):	84.8	122.0
热泵 COP:	6.2	4.7
系统 COP:	6.2	4.7
系统流量(L/min):	1696.4	1860.7

输入参数			
流体		土壤	
流量:	11.4 L/min/3.5kW	土壤温度:	14.4 ℃
流体:	100% 水	导热系数:	1.85 W/(m·K)
比热 (Cp):	4.184 kJ/(K·kg)	热扩散率:	0.050 m ² /日
密度 (rho):	999.6 kg/m ³		
管道			
管道类型:	1 in. (25 mm)	径向放置:	平均
流型:	紊流 - SDR11	井孔直径:	150.0 mm
管道阻力:	0.041 m·K/W	填料导热系数:	1.47 W/(m·K)
U型管型式:	双U管	井孔热阻:	0.119 m ² ·K/W
型式		模拟时间	额外功率
垂直井孔网格布置:	15 x 11.8	预计时间:	10.0 年数
井孔间距:	4.5 米	长期土壤温度:	制冷: 12.5 ℃
井群环路间距:	1	加热: 12.5 ℃	冷却塔水泵: 0.0 kW
			冷却塔风扇: 0.0 kW
			附加功率: 0.0 kW
热泵		备选冷却塔	
制造商:	Addison	负荷平衡:	0 %
系列:	Horizontal 1/2-10 Ton, HG7	冷凝能力 (kW):	0.0
设计热泵负荷侧入水温度:	制冷 (DB) 19.4 ℃	冷却塔流量 (L/min):	0.0
	加热 (DB) 37.8 ℃	冷却温度区间 (℃):	5.2
水对空气:	19.4 ℃	年平均运行小时 (hr/yr):	0
水对水:	12.8 ℃		

图 12 GLD 软件计算结果

因此，我们引出分时段-温度控制的概念，采用温度与时间双重控制系统运行策略，来解决土壤全年取排热不平衡的问题。

5.2 分时段-温度控制运行策略

分时段-温度控制即采用一年中不同季节或一天中不同时间段来控制机组的启停，为了避免发生水环路温度过高的情况，用设定机组最高回水温度的温度控制的方法作为补充。

分时段-温度控制需要结合建筑所在区域的气候条件和全年日负荷等数据来制定系统的运行策略，以提高系统的运行效率。对于本系统，当室外湿球温度较低时，冷水机组系统可以优先运行，充分发挥冷却塔向低温环境排热的优势，给予地埋管土壤温度恢复的时间，避免埋管周围热量堆积。

分时段-温度控制有很多方式,主要分为两类,一类是在一天中不同时间段来控制机组的起停,例如考虑到夜间(例如午夜12点-早上6点)室外湿球温度较低,冷水机组系统可以优先运行;第二类是在一年中不同季节来控制机组的起停,例如在初夏,室外湿球温度较低时,冷水机组系统可以优先运行;在夏末,刚度过冷负荷的高峰阶段,地埋管周围土壤温度已经升高,冷负荷已经处于较低的水准。继续让地埋管持续工作会导致热泵系统的运行效率降低,此时也可以让冷水机组系统优先运行,让其承担这部分较低的冷负荷,使得系统整体运行达到最优。

本文以在一年中不同季节来控制机组的起停方式为例,在初夏或夏末时单独运行冷水机组系统,在其他时间段,地源热泵机组承担基础负荷,冷水机组系统作为调峰使用。

该方案的优点在于既充分利用了室外干、湿球温度相对较低时的阶段,提高了冷水机组的运行效率。又充分应用了地源热泵系统环保、高效、节能的优点,降低系统的运行费用。

经过迭代试算,在5月15日~6月15日的初夏以及8月15日~9月15日的夏末单独开启冷水机组系统,其他时间段,地源热泵机组承担基础冷负荷,冷水机组系统作为调峰使用,能够解决土壤全年取排热不平衡的问题。各个系统的承担负荷分析如图13所示:

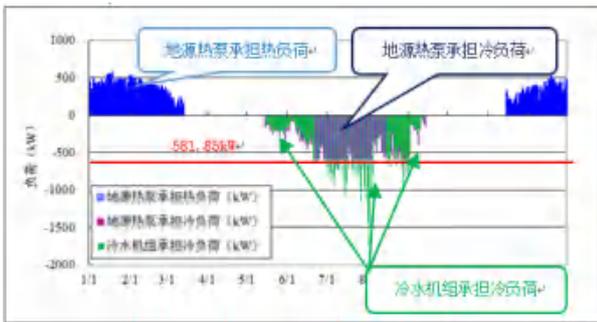


图13 复合能源系统各种能源承担负荷分布图

经过计算,在该种运行策略下,地源热泵系统承担峰值冷负荷为581.85kW,承担累计冷负荷为494043.70kW.h。地源热泵系统承担全部热负荷,承担峰值热负荷为576.29kW,承担累计热负荷为670306.04kW.h。地源热泵系统全年向土壤散热量为592851.24kW.h,全年向土壤取热量为502729.53kW.h,全年排取热不平衡率为15.2%,如图

14所示:

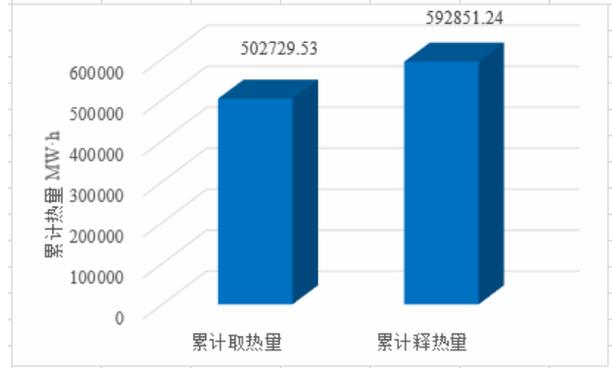


图14 地源热泵系统全年累计排取热量分析图

将系统制冷季/供暖季峰值负荷及各月累计负荷和在设计温度和流量下的热泵参数,如:热泵制冷/热量、制冷/热功率、机组COP/EER值,以及流体参数、土壤参数、U型管参数、布孔型式等信息输入软件进行计算,获得钻孔全长、井孔数、井孔深度、进水温度和出水温度等结果以及系统运行10年井群区域内土壤温度的变化。GLD软件计算结果如图15所示:

计算结果		
	制冷模式	加热模式
全长(米):	17233.9	17194.6
井孔数:	115	115
井孔长(米):	149.9	149.5
地下温度变化(°C):	+1.6	+1.6
单元进水温度(°C):	27.0	10.0
单元出水温度(°C):	32.2	6.5
峰值负荷(kW):	581.9	576.3
单元总容量(kW):	581.9	615.9
峰值需求(kW):	94.0	122.0
热泵COP:	6.2	4.7
系统COP:	6.2	4.7
系统流量(L/min):	1878.7	1860.7

输入参数					
流体	土壤				
流量:	11.4 (L/min)/3.5kW	土壤温度:	14.4 °C		
流体:	100% 水	导热系数:	1.85 W/(m*K)		
比热(Cp):	4.184 kJ/(K*kg)	热扩散率:	0.050 m²/日		
密度(rho):	999.6 kg/m³				
管道					
管道类型:	1 in. (25 mm)	任何放置:	平均		
流型:	紊流 - SDR11	井孔直径:	150.0 mm		
管道阻力:	0.041 m*/K/W	填料导热系数:	1.47 W/(m*K)		
U型管型式:	双U管	井孔热阻:	0.119 m*/K/W		
型式		模拟时间	额外功率		
垂直井孔网格布置:	11.5 x 10	预计时间:	10.0 年数	泵功率:	0.0 kW
井孔间距:	4.5 米	长期土壤温度:	制冷: 16 °C	冷却塔水泵:	0.0 kW
井群环路间距:	1		加热: 16 °C	冷却塔风扇:	0.0 kW
				附加功率:	0.0 kW
热泵		备注/冷却器			
制造商:	Addison	负荷平衡:	0 %		
系列:	Horizontal 1/2-10 Ton, H5Y	冷凝能力(kW):	0.0		
设计热泵负荷侧入水温度:	制冷(°F) 58.0 供暖(°F) 21.1 °C	冷却流量(L/min):	0.0		
水对空气:	19.4 °C	冷却温度区间(°C):	5.3		
水对水:	12.8 °C	年平均运行小时(hr/yr):	0		

图15 GLD软件计算结果

GLD 计算结果显示,本系统共需设计地埋孔延米数为17250m,系统运行10年井群区域内土壤温度升高0.2。在地源热泵系统全寿命周期内,井群区域内土壤温度仅升高0.4~0.5。因此,在全寿命周

期内,地源热泵系统能够高效稳定运行。

6 结论

本文以北京市某配套宿舍楼为例,利用 DeST 软件计算了全年逐时动态负荷,并采用 GLD 软件对系统不同控制策略下的运行状态进行了模拟,得出如下结论:

(1) 系统向土壤全年取排热不平衡率越高,所需地埋孔延米数越长,土壤温度波动越明显;

(2) 单纯采用温度控制的运行策略,不管是以哪种能源形式为基载,承担基础负荷,都无法彻底解决土壤全年取排热不平衡的问题;

(3) 采用分时段-温度控制,即温度与时间双重控制运行策略,能够解决土壤全年取排热不平衡的问题;

(4) 分时段-温度控制需要结合建筑所在区域的

气候条件和全年日负荷等数据来制定系统的运行策略,以提高系统的运行效率。

参考文献

- [1] GB50366-2005,地源热泵系统工程技术规范(2009年版)[S].
- [2] 花莉,潘毅群,范蕊,等.基于 TRNSYS 的土壤源热泵热平衡问题的影响因素分析[J].建筑节能,2012,40(3):23-27.
- [3] 马安全,龙惟定.地源热泵系统的热平衡问题[C].北京:中国制冷学会,2009:101-106.
- [4] 赵耀.夏热冬冷地区地源热泵长期运行下的土壤热平衡分析[D].长沙:中南大学,2013.
- [5] 周学文.地源热泵垂直地埋管换热器的热平衡问题及解决方案[J].建筑节能,2009,37(215):64-66.

评价自然能源应用潜力的修正度时数方法

吕伟华, 李先庭

(清华大学, 北京 100084)

[摘要] 为降低建筑空调供热系统能耗, 自然能源的种类和应用形式越来越多, 而传统度时数方法只能用于自然通风的潜力评价, 因此急需一种对各种自然能源应用形式的潜力进行公平评价的通用评价指标。本文针对传统度时数方法存在的不足, 提出基于自然能源利用能效的修正度时数方法, 并结合 TRNSYS 仿真软件对该方法的合理性进行验证。结果表明, 修正度时数与系统节能量之间存在线性关系, 根据修正度时数的大小能够估算自然能源利用系统相比传统空调供热系统的节能量, 从而实现对不同自然能源种类以及不同应用方式的节能潜力进行公平评价。

[关键词] 自然能源; 修正度时数; 建筑节能; HVAC

0 引言

为了降低建筑能耗, 大量国内外专家学者研究利用可再生能源构建低能耗绿色建筑解决方案。其中, 直接利用自然能源进行建筑空调和供热的节能效果非常显著^[1-2]。最常见的应用方式包括自然通风、机械通风、蒸发冷却通风空调技术、利用土壤温度冷却和加热新风, 以及近年来发展的利用自然能源冷却和加热围护结构从而显著降低建筑空调和供热能耗的高效应用方式等。可见, 广泛存在的空气源、地源、水源等各种自然能源都具有用于室内环境营造的潜力, 而且其应用的形式多样, 既能直接用于室内冷却, 也能用于冷却和加热新风以及围护结构。那么如何才能选择较为高效的自然能源利用方式呢? 不同自然能源的不同应用方式的潜力如何评价?

为了证明某种自然能源应用方式的可行性, 现有研究大多采用实验以及模拟仿真的方法对某一种自然能源应用形式的潜力进行详细分析, 这种设计具体算例的分析方法难以对多种自然能源的多种应用形式在不同的气候区的适应性进行研究。Ghiaus 和 Allard^[3]基于室内温度和室外环境温度的温差提出采用度时数对自然通风在不同气候区的免费供冷潜力进行研究。度时数作为一种通用评价方法能够较好的对自然通风在不同地区的适应性进行评价, 因为自然通风本身不消耗能源。但是度时数不适合用于评价其他自然能源的应用方式, 因为度时数不能考虑不同应用方式的能效差异。例如, 当室内外温差很小时, 采

用机械通风降温的能效会低于传统空调系统, 这种情况下就不宜采用机械通风, 但是度时数却不能反应这种情况。再比如, 采用度时数评价蒸发冷却系统时, 露点蒸发冷却的潜力在任何情况下都一定大于直接蒸发冷却的潜力, 但事实上由于露点间接蒸发冷却器的结构相对复杂, 露点间接蒸发冷却器的能效不一定始终大于直接蒸发冷却。因此, 需要一种能够兼顾温差和能效的通用评价方法对不同自然能源的不同应用方式进行公平评价。

因此, 本文针对传统度时数方法存在的不足, 引入能够反映不同自然能源不同应用方式能效的修正系数对传统的度时数方法进行修正, 得到修正度时数的评价方法。采用 TRNSYS 仿真软件模拟得到的结果对修正度时数方法的合理性进行验证, 并得到了修正度时数与节能量的关系。

1 修正度时数方法

修正度时数包括度时数和修正系数, 度时数反应的是自然能源应用系统的换热量; 修正系数反应的是不同自然能源应用系统的能效差异。

度时数是指自然能源的可利用时间与可利用温差的乘积, 该温差指的是自然能源的温度和对应的换热位置的温度(基准温度)的差, 如式(1)和(2)所示。其中, 不同自然能源利用形式的基准温度和自然能源温度如表1所示。

$$DH_c = \sum \max(t_{base,i} - t_{out,i}, 0) \quad (1)$$

$$DH_h = \sum \max(t_{out,i} - t_{base,i}, 0) \quad (2)$$

式中, DH_c 和 DH_h 分别是冷却度时数和加热度时数; $t_{base,i}$ 是基准温度, $t_{out,i}$ 是自然能源温度。

国家重点研发计划项目(编号: 2016YFC0700302), 国家自然科学基金资助项目(编号 51638010)

表1 常见自然能源利用方式对应的基准温度和自然能源温度

应用位置	室内冷却					新风处理	建筑围护结构	
应用方式	自然通风	机械通风	直接蒸发冷却	间接蒸发冷却	浅层地热能免费供冷	利用浅层地热能冷却和加热新风	利用冷却塔生产冷却水冷却围护结构	利用埋管生产低品位冷热水冷却和加热围护结构
换热过程	生产冷风输送到室内					生产低品位冷/热水将水输送到末端换热器(水-空气换热器、辐射地板等)	生产低品位冷/热水输送到围护结构	
基准温度	室内温度					新风温度	围护结构温度	
自然能源温度	干球温度	干球温度	直接蒸发冷却出风温度	露点蒸发冷却出风温度	埋管换热器出水温度	埋管换热器出水温度	冷却塔出水温度	埋管换热器出水温度

引入修正系数的目的是从能效的角度对度时数进行修正,在评价不同自然能源利用方式的能效时,将传统空调供暖系统的能效作为比较基准,自然能源利用系统的能耗相对于传统空调供暖系统的节能率可表示成式(3)所示:

$$\mu' = \left(\frac{Q_{n,i}}{COP_{m,i}} - \frac{Q_{n,i}}{COP_{n,i}} \right) / \frac{Q_{n,i}}{COP_{m,i}} = 1 - \frac{COP_{m,i}}{COP_{n,i}} \quad (3)$$

式中, $Q_{n,i}$ 是自然能源利用系统处理的逐时负荷; $COP_{m,i}$ 和 $COP_{n,i}$ 分别是传统空调供暖系统和自然能源利用系统的能效。

当自然能源用于冷却和加热围护结构时,例如与埋管或冷却塔相结合的嵌管式围护结构系统,自然能源系统会同时和室内室外进行换热,因此只有部分换热量能够起到降低室内负荷的作用,该部分换热量占总换热量的比例称之为自然能源利用效率^[4-5],因此,修正系数可表示为式(4):

$$\mu = \left(\frac{\eta \cdot Q_{n,i}}{COP_{m,i}} - \frac{Q_{n,i}}{COP_{n,i}} \right) / \frac{\eta \cdot Q_{n,i}}{COP_{m,i}} = 1 - \frac{COP_{m,i}}{\eta \cdot COP_{n,i}} \quad (4)$$

式中, μ 表示修正系数; η 表示自然能源利用效率,当将自然能源用在冷却和加热围护结构时,其值为 60%~80%;当自然能源用在室内冷却或处理新风时,其值为 100%。

从不同自然能源应用方式的换热过程可以看出,自然能源利用系统的能耗主要包括自然能源的生产能耗、输配能耗以及末端的利用能耗三部分,因此,自然能源利用系统的 COP 可表示为式(5):

$$COP_{n,i} = \frac{Q_{n,i}}{W_i} = \frac{Q_{n,i}}{W_{g,i} + W_{d,i} + W_{u,i}} \quad (5)$$

式中, W_i 是自然能源利用系统的总能耗; $W_{g,i}$, $W_{d,i}$ 和 $W_{u,i}$ 分别是自然能源的生产、输配和末端的利用能耗。

综上,结合式(1)~(5),修正度时数的表达式如式(6)和(7):

$$RDH_c = \sum \max(t_{base,i} - t_{out,i}, 0) \cdot \max\left(1 - \frac{COP_{m,i}}{\eta \cdot COP_{n,i}}, 0\right) \quad (6)$$

$$RDH_h = \sum \max(t_{out,i} - t_{base,i}, 0) \cdot \max\left(1 - \frac{COP_{m,i}}{\eta \cdot COP_{n,i}}, 0\right) \quad (7)$$

式中, RDH_c 和 RDH_h 分别是冷却修正度时数和加热修正度时数。

2 修正度时数方法的可行性验证

以利用埋管和冷却塔与嵌管窗相结合的自然能源应用方式为例,分析修正度时数用于评价自然能源应用潜力的可行性。以一个长 83 米,宽 10 米,层高 3 米的建筑为例,建筑南向外窗,窗墙比 0.4,南向外窗的面积约 1000 平方米。所采用的嵌管窗模型参考文献^[6-7],在 TRNSYS 平台上分别模拟埋管和冷却塔与嵌管窗相结合的冷却系统,得到在不同工况下埋管和冷却塔的逐时出水温度、冷却系统的逐时 COP 以及该冷却系统相比传统空调系统的节能量。节能量的计算式如式(8)所示,为简化计算,传统空调系统的 COP_m 设为 4:

$$\Delta E_i = \frac{Q_{pw,i}}{COP_m} - \frac{Q_{pw,i}}{COP_m} - W_i \quad (8)$$

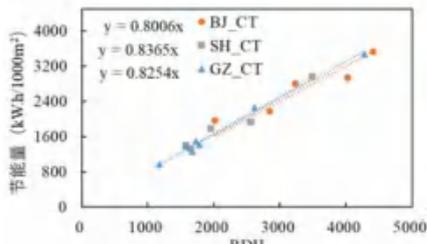
式中, ΔE_i 是利用埋管或者冷却塔等自然能源的嵌管窗系统相对于传统空调系统的节能量; $Q_{pw,i}$ 和 $Q_{nw,i}$ 分别为通过嵌管窗引起的室内冷负荷和与嵌管窗具有相同结构的双层皮幕墙(嵌管窗不通水工况)引起的室内冷负荷; W_i 是嵌管窗系统的风机和水泵的总能耗。

嵌管窗通入冷却水之前,百叶吸收太阳辐射热量,温度升高,热量以导热的形式进入室内。通水之后,冷却水带走太阳辐射热,百叶温度降低,进入室内的热量大大降低,因此将百叶温度作为计算嵌管窗系统修正度时数的基准温度。参考文献^[8-9],百叶温度的计算式如式(9):

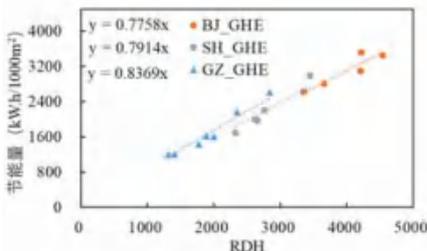
$$\alpha_{bl} \cdot I = \frac{t_{bl} - t_{ambi}}{R_{ambi-bl}} + \frac{t_{bl} - t_{indoor}}{R_{in-bl}} \quad (9)$$

式中, α_{bl} 是百叶的总吸收率; I 为太阳辐射强度; t_{bl} 是百叶温度; t_{ambi} 和 t_{indoor} 分别是环境温度和室内温度; $R_{ambi-bl}$ 和 R_{in-bl} 分别是室外到百叶和室内到百叶的传热热阻。

为了得到嵌管窗系统的修正度时数与节能量的关系, 首先采用 TRNSYS 模拟得到的冷却塔和地埋管的逐时出水温度作为嵌管窗系统修正度时数计算的自然能源温度, TRNSYS 模拟得到的嵌管窗系统的逐时 COP 作为嵌管窗系统修正度时数计算的系统 COP, 热网络模型计算得到的百叶温度作为基准温度, 由此分别计算出采用地埋管和冷却塔作为嵌管窗的冷源时, 嵌管窗系统的逐时修正度时数。以月为单位统计出供冷季各月的累积修正度时数和累计节能量, 如图 1 所示, 其中北京和上海的供冷计算时间是 5 月 1 号~9 月 30 号, 共计 5 个月; 广州的供冷计算时间是 4 月 1 号~10 月 31 号, 共计 7 个月。



(a) 冷却塔-嵌管窗冷却系统



(b) 地埋管-嵌管窗冷却系统

图 1 各月累积节能量与其对应的累积修正度时数的关系

由图 1 可知, 修正度时数与节能量之间具有较好的线性关系, 因此能够用修正度时数对自然能源利用系统的节能效果进行评价。如何快速准确的计算出修正度时数是利用修正度时数评价自然能源应用潜力的关键。

如果将嵌管窗看作是传热能力为 K_f , 效能为 ε_{win} 的换热器, 根据文献^[7], 嵌管窗百叶被冷却之后的温度接近嵌管窗的出水温度, 因此嵌管窗的热流和嵌管窗系统的 COP 可表示为式 (10) 和式 (11)。

$$Q_{n,i} = K_f \cdot \left(\frac{t_{bl,i} + t_{wo,i}}{2} - \frac{t_{wi,i} + t_{wo,i}}{2} \right) = 0.5K_f \cdot (t_{bl,i} - t_{wi,i}) \quad (10)$$

$$COP_{n,i} = \frac{C_w \cdot m_w \cdot (t_{wo} - t_{wi,i})}{W_i} = \frac{C_w \cdot m_w \cdot \bar{\varepsilon}_{win}}{W_i} \cdot (t_{bl,i} - t_{wi,i}) \quad (11)$$

式中, $t_{wi,i}$ 和 $t_{wo,i}$ 分别为嵌管窗的逐时进出口水温; $\bar{\varepsilon}_{win}$ 为嵌管窗系统的平均效能。

将嵌管热流代入到公式 (4) 可得, 嵌管窗相对于传统空调系统的节能量可表示为式 (12):

$$\sum \Delta E_i = \frac{Q_{n,i} \cdot \bar{\eta}}{COP_m} - \frac{Q_{n,i}}{COP_{n,i}} = \frac{0.5K_f \cdot \bar{\eta}}{COP_m} \cdot \sum RDH_i \quad (12)$$

因此, 结合图 1 可得该算例所采用的嵌管窗系统的节能量与修正度时数的关系近似为式 (13):

$$\sum \Delta E_i = 0.81 \sum RDH_i \quad (13)$$

当采用冷却塔冷却嵌管窗时, 由冷却塔的湿球效率的计算公式可以得到冷却塔的出水温度为式 (14):

$$t_{out,i} = t_{s,i} + \frac{1 - \eta_{CT}}{\eta_{CT}} \cdot \Delta t_{CT} \quad (14)$$

式中, η_{CT} 是冷却塔湿球效率; Δt_{CT} 是系统设计温差。

冷却塔的湿球效率与冷却塔的结构和冷却塔运行的风水比相关, 本算例中北京、上海和广州三个地区所采用的冷却塔的湿球效率分别为 0.6、0.65 和 0.65, 由于北京地区的湿球温度相对较低, 冷却塔的设计风水比较小, 因此湿球效率较低。因此对于采用冷却塔作为冷源的嵌管窗系统, 根据系统设计就能够得到计算修正度时数所需的自然能源温度。

当采用地埋管冷却嵌管窗时, 地埋管的出水温度与土壤的性质以及设计的地埋管换热器的面积和热流密度等参数有关。本文模拟所用的土壤的性质参数参考文献^[10], 模拟得到了不同地区, 与嵌管窗连接的埋管换热器在不同的设计工况下, 地埋管的出水温度与土壤温度的平均温差和每延米设计换热量的关系, 如图 2 所示。

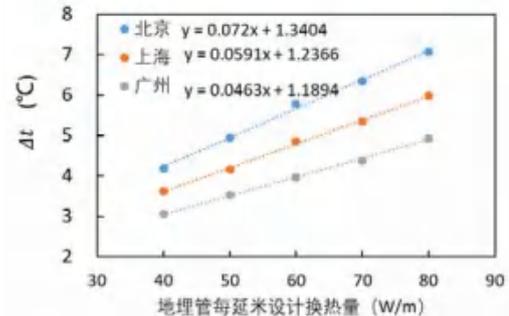
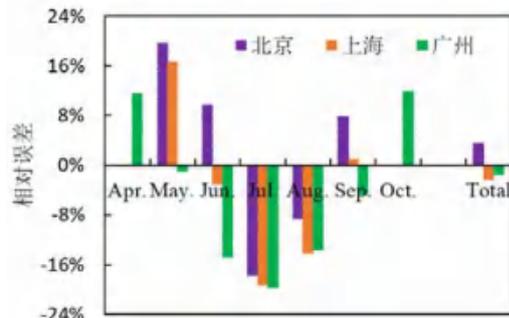


图 2 地埋管的出水温度与土壤温度的平均温差随每延米设计换热量的变化关系

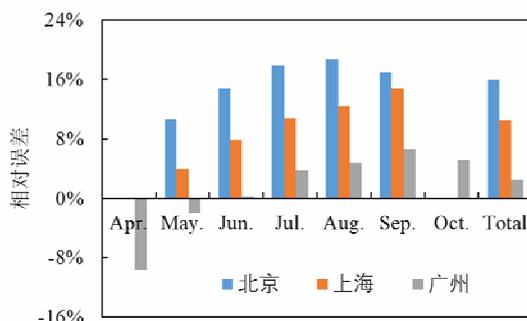
因此, 在特定的设计工况下, 地埋管的平均出水温度可简化为式 (15)。

$$t_{out,i} = t_{soil} + \Delta t \quad (15)$$

分别将公式(11)以及公式(14)和(15)代入到修正度时数的计算式(6)中即可分别计算得到该嵌管窗系统采用冷却塔和地埋管换热器时的修正度时数,进而结合修正度时数与节能量的线性关系能够计算出该系统的节能量。利用修正度时数得到的节能量与采用 TRNSYS 系统仿真模拟得到的节能量相比,相对误差如图3所示。由图3(a)可知,当嵌管窗系统与冷却塔相结合时,采用修正度时数方法在供冷季各月的相对误差为-20%~20%,从整个供冷季来看,相对误差在5%以内。由图3(b)可知,当嵌管窗系统与地埋管相结合时,采用修正度时数方法的误差相对较大,最大误差为15.8%,误差基本在可接受范围内。因此修正度时数方法能够作为评价自然能源应用潜力的通用方法。



(a) 冷却塔-嵌管窗冷却系统



(b) 地埋管-嵌管窗冷却系统

图3 修正度时数计算的节能量与模拟量的相对误差

3 结论

自然能源种类和应用形式越来越多,而传统度时数方法只能用于自然通风的潜力评价,因此急需一种通用评价方法对各种自然能源应用形式的可行性进行公平评价。本文针对传统度时数方法存在的不足,提出基于自然能源利用能效的修正度时数方法,利用 TRNSYS 软件对该评价方法的合理性进行了验证。结果表明,修正度时数与系统节能量之间存在线性关

系,根据修正度时数的大小能够估算自然能源利用系统相比传统空调供热系统的节能量,其估算误差在可接受范围内,因此修正度时数方法可对不同自然能源种类以及不同应用方式的应用潜力进行评价。

参考文献

- [1] Harkouss F, Fardoun F, Biwole PH. Optimal design of renewable energy solution sets for net zero energy buildings. *Energy*. 2019;179:1155-75.
- [2] Feng W, Zhang Q, Ji H, Wang R, Zhou N, Ye Q, et al. A review of net zero energy buildings in hot and humid climates: Experience learned from 34 case study buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019;114:109303.
- [3] Ghiaus C, Allard F. Potential for free-cooling by ventilation. *Solar Energy*. 2006;80:402-13.
- [4] Shen C, Li X. Thermal performance of double skin façade with built-in pipes utilizing evaporative cooling water in cooling season. *Solar Energy*. 2016;137:55-65.
- [5] Shen C, Li X. Potential of Utilizing Different Natural Cooling Sources to Reduce the Building Cooling Load and Cooling Energy Consumption: A Case Study in Urumqi. *Energies*. 2017;10:366.
- [6] C. Shen, X. Li, Solar heat gain reduction of double glazing window with cooling pipes embedded in venetian blinds by utilizing natural cooling, *Energy and Buildings*, 112 (2016) 173-183.
- [7] S. Yan, X. Li, B. Wang, W. Shi, W. Lyu, A method to describe the thermal property of pipe-embedded double-skin façade: equivalent glass window, *Energy and Buildings*, 195 (2019) 33-44.
- [8] 刘猛, 龙惟定. 夏季工况双层皮玻璃幕墙综合传热系数计算模型[J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2009,37(10):1403-1408.
- [9] 毕源. 夏热冬冷地区通风式双层皮幕墙热工性能实验与模拟分析[D]. 长沙: 湖南大学, 2014:24-32.
- [10] 杨艳芳. 土壤新风换热系统应用研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2013

基于“温湿频法”的我国不同地域空气源热泵供暖系统短期测试典型工况研究

高成, 孙育英, 王伟, 段德星

(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] 由于空气源热泵实际运行性能受室外温湿度环境耦合影响, 导致不同地域难以选择典型测试工况, 无法通过短期测试全面评价空气源热泵在该地域的实际供暖性能。本文借鉴 IPLV“温频法”评价思想, 提出基于“温湿频法”的空气源热泵供暖系统短期测试典型工况选取方法。采用等效温降法将“Ta-RH”耦合因素降维重构为综合室外环境温度 Ta 一维因素, 准确描述不同地域空气源热泵供暖工况分布频率; 根据机组负荷率在不同温湿频段的分布、不同负荷率工况的供暖时长与结霜图谱分布, 确定不同地域短期测试典型工况区间。本文提出的基于“温湿频法”的供暖系统短期测试典型工况选取方法适用于不同地域, 具有高频易选、以点代面的特点, 为完善空气源热泵供暖系统短期测试方法提供参考。

[关键词] 空气源热泵、短期测试、工况选取、温湿频法、等效温降法

0 引言

近年来, 在我国“清洁取暖”政策的推动下, 空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 因其节能环保、能源的可再生性等优势, 应用地域和供暖面积迅速扩大^{[1]-[2][3]}, 开展 ASHP 供暖系统的实际运行性能测试, 为 ASHP 生产、设计与规划提供准确反馈, 对保障 ASHP 技术的可持续发展有重要意义。

由于 ASHP 应用项目的建筑规模一般较小, 大多数 ASHP 项目没有安装自动监测系统, 宜使用短期测试方法测试 ASHP 供暖系统实际运行性能。我国在近年颁布的《空气源热泵供暖工程技术规程》^[4]、《空气源热泵供暖系统监测和评价规则》^[5]和《空气源热泵系统现场测试规程》^[6]等中给出了 ASHP 供暖系统实际运行性能的现场短期测试方法, 规定“测试工况宜在系统负荷率大于 60%、机组制热能力达到机组额定值的 80% 以上”。

现有短期测试方法在测试工况选择上, 仅考虑系统负荷率, 忽视了 ASHP 机组性能受室外温、湿度参数耦合影响, 造成测试结果因环境工况不同而有很大差异性, 很难通过不同地域典型工况的短期测试评价该地域 ASHP 供暖季实际运行性能。因此, 迫切需要根据 ASHP 运行特性, 科学选取不同地域典型测试工

况, 完善 ASHP 供暖系统在我国不同地域应用的短期测试方法。

1 不同地域基于“温湿频”法典型测试工况选取的研究思路

我国冷水机组/热泵产品性能标准^{[7]-[8][9][10][11][12][13]}广泛使用综合部分负荷性能系数 IPLV (Integrated Part Load Value) 评价机组季节综合性能系数, 其评价思想采用“温频法”, 基于供冷/暖季室外温度各温频段的建筑负荷率 (BLR) 分布, 选择不同负荷率的 4 个室外温度频段作为测试工况, 通过有限的实测性能测试和运行在该负荷率下的时间分布, 推导得到机组的季节综合性能。“温频法”对于 ASHP 短期测试工况研究有很好借鉴意义, 通过有限典型工况的测试数据预测供暖季全工况性能, 有利于合理评价 ASHP 供暖实际运行性能, 但测试工况选取还应考虑室外湿度对 ASHP 机组性能影响, 研究室外气象温湿度工况的分布规律, 从典型工况易于实际测试且具有全面代表性出发, 探寻典型工况的选取原则。

为科学选取不同地域 ASHP 供暖系统短期测试典型工况, 本文借鉴 IPLV “温频法”评价思想, 考虑室外温湿度耦合因素对 ASHP 机组性能的影响, 提出基于“温湿频法”的 ASHP 供暖系统性能短期测试典型工况选取方法。采用结除霜等效温降法^[14], 对室外温湿度二维参数进行降维重构, 解决了 ASHP 供暖工况温湿度分布规律难以描述问题; 基于室外温湿度特征参数频率分布, 从高频易选、典型全面等原则出

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFC0700100); 北京市优秀人才培养资助青年拔尖团队项目(2017000026833TD02)

发,考虑不同机组负荷率、不同结霜区,选取不同地域 ASHP 供暖系统短期测试典型工况。

2 室外温湿度特征参数的重构方法

由于不同地域供暖季室外温湿度二维工况的分布规律复杂、难以描述,本文采用文献^[14]中的“结除

霜等效温降法”,将室外相对湿度对 ASHP 性能的影响等效转化为降低室外环境温度产生的影响,实现将室外温湿度二维参数“ T_a -RH”降维重构为综合室外环境温度 T_a 单一参数,该特征参数综合反映了影响 ASHP 性能的室外温湿度工况特性。

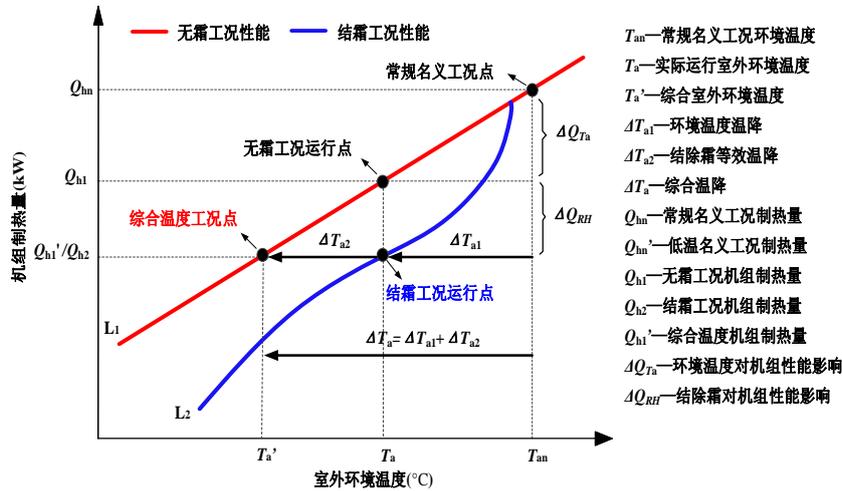


图 1 ASHP 结除霜等效温降方法示意图

图 1 给出结除霜等效温降法原理,在无霜工况时,ASHP 机组性能仅与室外环境温度有关,如直线 L_1 所示,当室外温度由名义工况 T_{an} 降低到 T_a 时,机组性能由名义工况性能 Q_{hn} 降低为 Q_{h1} ,性能损失 ΔQ_{ra} 是由环境温降 ΔT_{a1} 造成的;当室外环境相对湿度 RH 上升,机组运行到结霜工况时,机组性能受室外环境温度湿度耦合影响,如曲线 L_2 所示,结霜工况运行点的性能下降到 Q_{h2} ,相对于无霜工况运行点的性能损失 ΔQ_{RH} 是由相对湿度(结除霜)因素影响造成的;在无霜工况性能曲线 L_1 上找到与结霜工况点性能 Q_{h2} 相同的点,该点相比结霜工况的室外温度降低了 ΔT_{a2} 。对于结霜工况运行点,相对湿度(结除霜)对机组制热性能的影响和环境温度降低 ΔT_{a2} 的影响是等效的。

根据上述原理,可将结霜工况室外温湿度“ T_a -RH”二维参数降维为室外温湿度特征参数,综合室外环境温度(T_a'),其计算表达式如公式(1)所示:

$$T_a' = T_a - \Delta T_{a2} \tag{1}$$

其中, ΔT_{a2} 可依据文献^[15]研究结果,通过公式(2)计算得到。

$$\Delta T_{a2} = T_a - \frac{\ln[0.311T_a + 0.043T_a^2 + 0.005T_a^3 - (0.783 - 1.072 \times 10^{-4}T_a^3)RH]^{0.846} - 1.647}{0.023} + 0.157 \tag{2}$$

3 不同地域的供暖季温湿频数分析

从供热安全性考虑,本文采用 ASHP 在整个供暖季连续运行模式。因此,基于 ASHP 应用地域的供暖季典型年气象数据,根据公式(1),计算得到室外温湿度特征参数 T_a 数据,以 1 间隔划分整个供暖季的温湿度特征参数频段,考察各温湿频段的供暖小时数,从而得到供暖季的室外温湿度工况分布规律。

本研究以阳、北京、上海及贵阳 4 座城市为例开展研究,这四座城市分别位于我国严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区及温和地区。图 2 给出以上 4 个城市的综合室外就环境温度 T_a 各频段的供暖小时数分布,从中可以看出不同城市的供暖季综合室外环境温度分布有显著差异,沈阳和北京呈现近似单峰正态分布,上海和贵阳则呈现双峰分布。各城市 T_a 分布的期望 μ 值、标准差 σ 值明显不同。因此,为合理准确选择不同地域 ASHP 供暖短期典型测试工况,需对不同地域供暖季的综合室外环境温度分布规律进行分析。

4 基于“温湿频法”的典型工况选取方法

“温湿频法”以室外温度 T_a 为工况特征参数,认为建筑负荷率与室外环境温度呈线性关系,故典型工况可依据建筑负荷率分析选取。而“温湿频法”考虑室外温湿度对 ASHP 的耦合影响,以综合室外环境温度 T_a 为工况特征参数。由于建筑负荷与 T_a 不一定具有单调性,本文提出根据 ASHP 机组实际负荷率 ϕ 选

取典型工况。

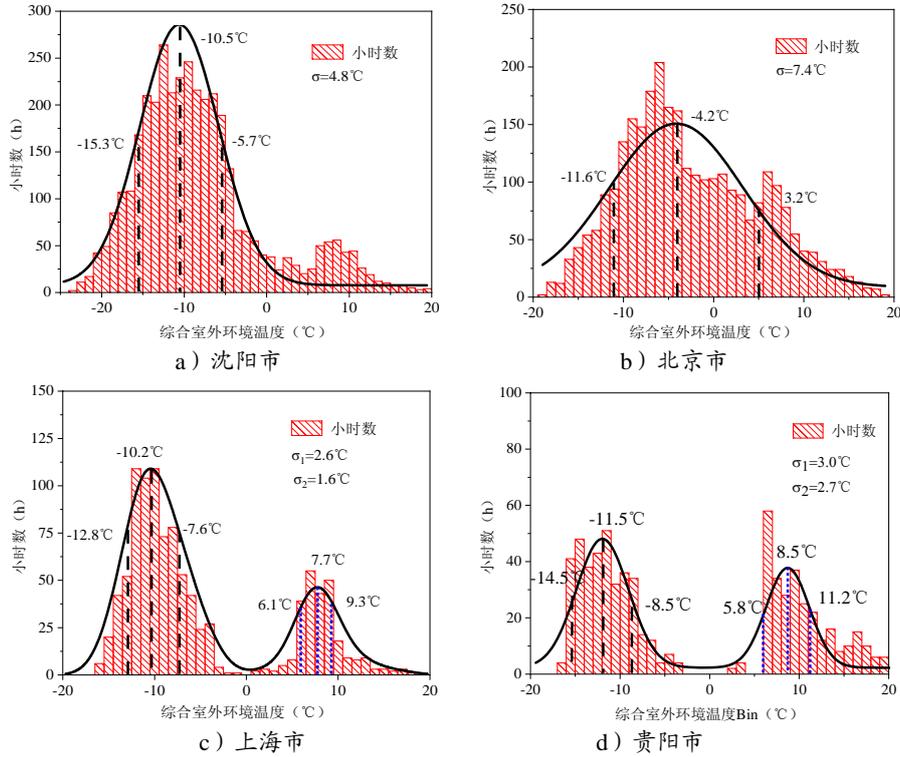


图2 不同城市供暖季室外气象各温湿频段的供暖小时数分布

ASHP 机组负荷率 φ_j 为第 j 温湿频段的平均建筑负荷与机组制热能力之比。其中,第 j 温湿频段的平均建筑负荷根据公式(3)计算;第 j 温湿频段的机组制热能力计算方法参考文献^[14],见公式(4);最后得到 φ_j 的计算方法,如公式(5)所示。

$$Q_{bj} = BLR_j \times DL = \frac{T_{ai} - \bar{T}_{aj}}{T_{ai} - T_{ad}} \times DL \quad (3)$$

$$Q_j = \frac{e^{0.023T_{aj}'}}{e^{0.023T_{ad}'}} \times DL \quad (4)$$

$$\varphi_j = \frac{Q_{bj}}{Q_j} = \frac{T_{ai} - \bar{T}_{aj}}{T_{ai} - T_{ad}} \times \frac{e^{0.023T_{aj}'}}{e^{0.023T_{ad}'}} \times 100\% \quad (5)$$

- 式中:DL——建筑设计负荷, kW;
- BLR_j ——第 j 温湿频段的建筑负荷率, %;
- Q_{bj} ——第 j 温湿频段的建筑实际负荷, kW;
- Q_j ——第 j 温湿频段的 ASHP 实际制热能力, kW;
- T_{aj}' ——第 j 温湿频段的综合室外环境温度, °C;
- \bar{T}_{aj} ——第 j 温湿频段的平均环境温度, °C;
- T_{ai} ——建筑室内设计温度, 研究选为 20 °C;
- T_{ad} ——建筑室外采暖设计温度, °C;
- T_{ad}' ——供暖设计工况所对应的综合室外环境温度, °C。

以北京市为例详细说明,图 3 给出北京供暖季 ASHP 机组负荷率分布图。随着 T_{aj}' 的升高, φ 近似呈现线性下降趋势。依据 ASHP 机组实际负荷率分布情况,将供暖季全工况 T_{aj}' 分为 I、II、III、IV 四个工况区间,平均负荷率分别为 100%、75%、50%和 25%。图 4 给出四个不同负荷率工况区间的运行小时数统计,四个区间时间占比分别为 3.5%、43.4%、31.9%和 21.2%。由于 I 工况在典型气象年供暖季出现概率仅为 3.5%,出现小时数仅为 102h,考虑实际测试难以捕捉获取,为提高短期测试的可行性,减少测试成本,故典型工况在选取时应进行合理取舍,北京市宜将 I 工况区间合并入 II 工况区间。

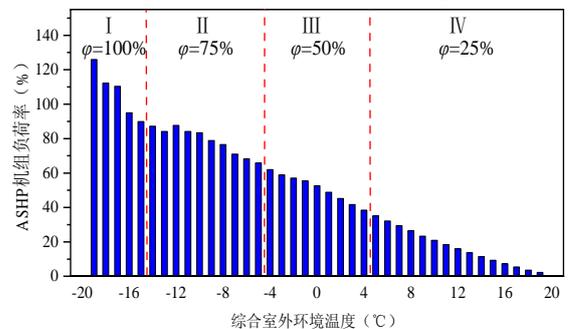


图3 北京市供暖季 ASHP 机组实际负荷率分布

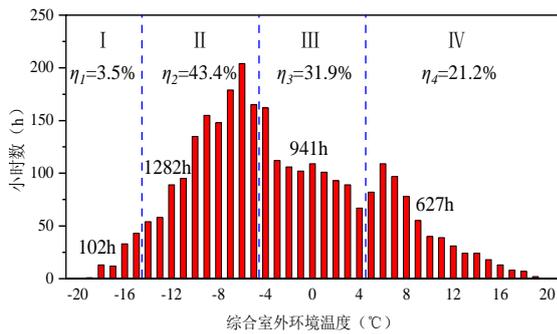
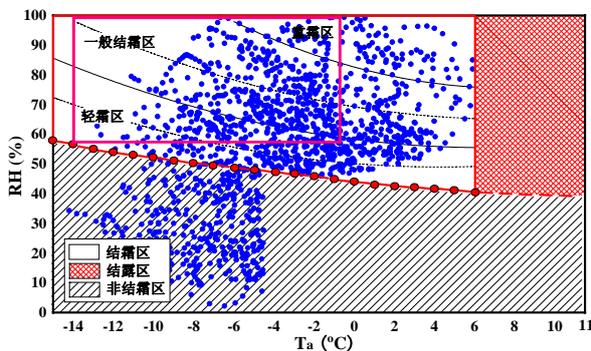
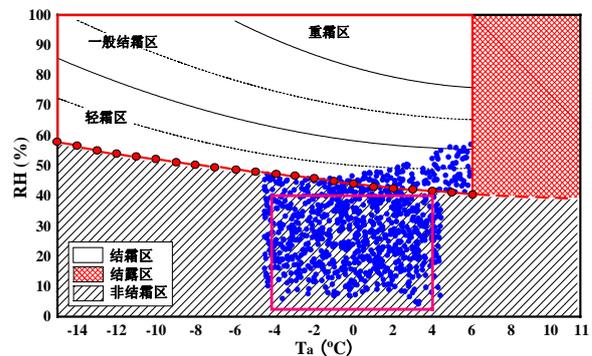


图4 北京市不同机组负荷率测试工况分布

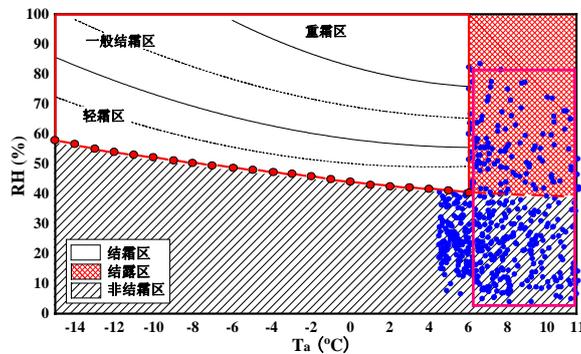
为使典型工况能够测试出 ASHP 的结除霜性能，进一步根据不同负荷率工况区间在 ASHP 结霜图谱^[16]



a) 北京市 II 工况区间分布



b) 北京市 III 工况区间分布



c) 北京市 IV 工况区间分布

图5 北京市不同测试工况在结霜图谱的分布

综上所述，基于“温湿频法”的 ASHP 供暖系统短期测试典型工况选取步骤如下：

(1) 基于典型气象年供暖季数据，构建供暖季逐时室外温湿度“Ta-RH”所对应的特征参数 T_a' 分布图，分析不同温湿频段的供暖小时数；

(2) 计算不同温湿频段所对应的 ASHP 机组负荷率，将供暖季全工况 T_a' 分为机组实际负荷率平均值为 100%、75%、50%、25% 的 、 、 、 四个工况区间；

(3) 以高频易取为原则，统计不同工况区间的

出现频率，对 、 、 、 工况进行取舍优化；

(4) 以典型全面为原则，分析不同工

况区间在结霜图谱中的分布情况，考虑测试工况应覆盖不同结霜工况，调整确定 ASHP 供暖系统短期测试典型工况。

5 不同地域的 ASHP 短期测试典型工况

图 6 给出位于不同气候区的 4 个代表城市短期测试典型工况在结霜图谱上的分布，各城市的典型工况区间均基本涵盖了供暖季全工况分布范围。严寒地区的沈阳市和寒冷地区的北京市均选取了 3 个典型工

况,机组负荷率分别为75%、50%和25%,沈阳市典型工况包含了低温结霜工况与非结霜工况,北京市典型工况相比沈阳增加了结露工况;夏热冬冷地区的上海市与温和地区的贵阳市也选取了3个典型工况,机组负荷率分别为100%、75%和25%,涵盖了高湿重

霜工况、一般结霜工况和结露工况。可见,基于“温湿频法”的ASHP供暖系统短期测试典型工况选取方法具有高频易选、典型全面的特点,为ASHP供暖实际运行性能评价奠定了良好基础。

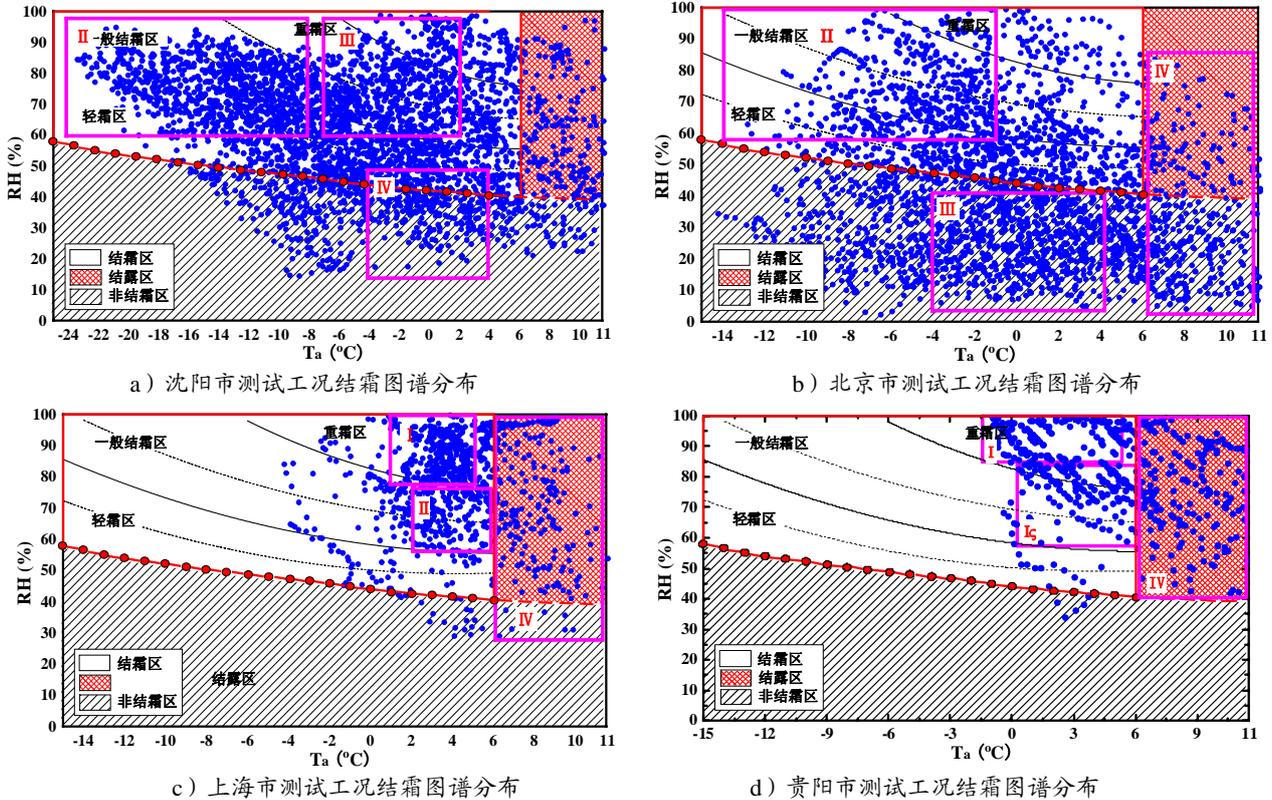


图6 不同气候区代表城市测试工况结霜图谱分布

表1 我国主要城市短期测试典型工况分布

城市	工况		工况		工况		工况	
	T_a	RH	T_a	RH	T_a	RH	T_a	RH
沈阳	—	—	$T_a < -9$	$60\% < RH$	$-7 \leq T_a < 2$	$RH > 60\%$	$-4 \leq T_a < 4$	$RH < 45\%$
银川	—	—	$-11 \leq T_a < -3$	$60\% < RH$	$-5 \leq T_a < 0$	$RH < 60\%$	$2 \leq T_a < 9$	$RH < 45\%$
西宁	—	—	$-12 \leq T_a < -2$	$60\% < RH$	$-8 \leq T_a < -2$	$RH < 50\%$	$0 \leq T_a < 7$	$RH < 45\%$
北京	—	—	$T_a \leq -1$	$60\% < RH$	$-4 \leq T_a < 4$	$RH < 45\%$	$6 \leq T_a < 12$	—
太原	$-15 \leq T_a < -6$	$50\% < RH$	$-6 \leq T_a < 0$	$50\% < RH$	$-6 \leq T_a < 2$	$RH < 50\%$	$2 \leq T_a < 9$	$RH < 45\%$
天津	—	—	$T_a \leq -1$	$60\% < RH$	$-4 \leq T_a < 4$	$RH < 45\%$	$6 \leq T_a < 12$	—
青岛	—	—	$-15 \leq T_a < -5$	$60\% < RH$	$0 \leq T_a < 5$	$RH < 45\%$	$6 \leq T_a < 12$	—
郑州	—	—	$-6 \leq T_a < 4$	$60\% < RH$	$-4 \leq T_a < 5$	$RH < 50\%$	$6 \leq T_a < 12$	—
西安	$-5 \leq T_a < 1$	$85\% < RH$	$-4 \leq T_a < 4$	$60\% < RH < 85\%$	$-2 \leq T_a < 5$	$RH < 50\%$	$6 \leq T_a < 12$	—
拉萨	$-11 \leq T_a < -5$	—	$-4 \leq T_a < 4$	$RH < 50\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
上海	$T_a \leq 5$	$75\% < RH$	$-2 \leq T_a < 6$	$50\% < RH < 75\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
南通	$-4 \leq T_a < 4$	$85\% < RH$	$-2 \leq T_a < 4$	$50\% < RH < 85\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
合肥	$-2 \leq T_a < 3$	$85\% < RH$	$-2 \leq T_a < 4$	$60\% < RH < 85\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
长沙	$T_a \leq 5$	$85\% < RH$	$0 \leq T_a < 6$	$50\% < RH < 85\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
南昌	$-2 \leq T_a < 4$	$75\% < RH$	$2 \leq T_a < 6$	$50\% < RH < 75\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
成都	$T_a \leq 5$	$80\% < RH$	—	—	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
贵阳	$T_a \leq 5$	$85\% < RH$	$1 \leq T_a < 6$	$60\% < RH < 85\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—
昆明	$T_a \leq 5$	$80\% < RH$	$-2 \leq T_a < 6$	$60\% < RH < 80\%$	—	—	$6 \leq T_a < 12$	—

由于不同地域供暖季的室外温湿度工况分布规

律不同, ASHP 机组负荷率分布也不同, 不同地域的

典型工况选取有明显差异, ASHP 供暖系统短期测试典型工况应根据各个城市典型气象年的供暖季数据, 按照本文提出的“温湿频法”典型工况选取方法确定, 表 1 给我国不同地域部分代表城市的短期测试典型工况选取结果。

6 结论

ASHP 供暖性能受到室外温湿度的耦合影响, 因此 ASHP 供暖系统短期测试典型工况的选取应考虑室外湿度参数, 并具有“以点带面”特性, 才更为科学合理。本文借鉴 IPLV “温频法”评价思想, 提出基于“温湿频法”的 ASHP 供暖系统短期测试典型工况选取方法。采用等效温降法对室外温湿度二维参数进行降维重构, 为准确描述不同地域的供暖季温湿度分布规律提供有效方法; 基于室外温湿度特征参数频率分布, 以平均负荷率为 100%、75%、50% 和 25%, 初步划分工况区间; 并结合不同负荷率工况的供暖时长和结霜图谱分布, 最终确定典型工况区间。通过严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区及温和地区的 4 个代表城市应用研究, 并给出我国不同地域的典型代表城市短期测试典型工况选择结果, 验证了基于“温湿频法”的 ASHP 供暖系统短期测试典型工况选取方法可适用于不同地域, 具有高频易选、以点带面的优势, 通过有限测试可评价 ASHP 在不同负荷率、不同结霜工况的实际运行性能。本文研究为科学选取 ASHP 供暖系统短期测试典型工况提供了理论依据, 为空气源热泵后评估提供了技术支撑, 并希望为空气源热泵供暖系统短期测试方法的制定提供参考。

参考文献

- [1] 方豪, 夏建军, 林波荣, 江亿. 北方城市清洁供暖现状和技术路线研究[J]. 区域供热, 2018(01): 11-18.
- [2] 刘艳峰, 孙峙峰, 王博渊. 藏区、西北及高原地区利用可再生能源采暖空调新技术[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 145-146.
- [3] 姚润明. 长江流域建筑供暖空调解决方案和相应系统重点项目研究[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 146-147.
- [4] 中国建筑科学研究院. 空气源热泵系统现场测试规程 (DBT1382-2016) [S]. 中国标准出版社, 2016.
- [5] 中国节能协会. 空气源热泵供暖系统监测和评价规则 (T/CECS 0013-2017) [S]. 中国标准出版社, 2017.
- [6] 中国建筑科学研究院. 空气源热泵系统现场测试规程 (DBT1382-2016) [S]. 中国标准出版社, 2016.
- [7] 中国建筑科学研究院. 空调冷源系统能效检测标准 (T/CECS 549-2018) [S]. 中国标准出版社, 2016.
- [8] GB/T 18430.2-2008. 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组第 2 部分: 户式和类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [9] GB/T 25127.1-2010. 低环境温度空气源热泵(冷水)机组第 1 部分: 工业或商业用及类似用途的热泵(冷水)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [10] GB/T 25127.2-2010. 低环境温度空气源热泵(冷水)机组第 2 部分: 户用及类似用途的热泵(冷水)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [11] GB/T 18837-2015. 多联式空调(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.
- [12] GB/T 25857-2010. 低环境温度空气源多联式热泵(空调)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
- [13] 王嘉, 谢峤, 石文星, 张乐平. 低温空气源热泵(冷水)机组的 IPLV(H)评价方法研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(06): 9-14.
- [14] 崔一鸣. 空气源热泵地域适宜性评价体系研究[D]. 北京工业大学, 2019.
- [15] 吴旭. 空气源热泵最佳除霜控制点及除霜控制策略研究[D]. 北京工业大学, 2017.
- [16] 朱佳鹤. 基于分区域结霜图谱的新型 THT 除霜控制方法的研究与开发[D]. 北京工业大学, 2015.

多能互补协同蓄能建筑供能系统性能研究与评价

王宇波, 全贞花, 靖赫然, 王林成, 赵耀华

(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] 研发了一种可再生能源多能互补协同蓄能建筑供能系统, 该系统将空气源热泵、水源热泵、太阳能热电联组件以及蓄能技术(蓄冷、蓄热)有效结合, 通过夜间蓄能白天供能, 实现“移峰填谷”以及可再生能源的高效利用与节能经济运行。系统测试结果表明, 夏季典型日工况时在夜间蓄能模式下机组平均 COP 为 3.2, 白天水箱的蓄冷量可以满足用户在峰电时段的需求。冬季典型日工况时夜间为空气源热泵耦合水源热泵制热蓄能模式, 系统平均 COP 为 2.3 且能将蓄能水箱提升至 57.5℃, 白天蓄能水箱的蓄热量可满足建筑全天的供热需求。通过对系统性能评价可知, 该系统冬夏季运行均能达到设计要求, 性能较好, 且各评价指标均满足《蓄能空调工程测试与评价技术规程》推荐限值。系统冬夏季的系统综合效率分别为 2 和 2.45、单位蓄能消耗费用分别为 0.16 和 0.14 元/kWh, 表明该系统设计合理且运行高效, 是值得推广应用的可再生能源高效利用技术。

[关键词] 可再生能源多能互补 蓄能 系统评价 热泵太阳能热电联产

0 引言

随着建筑技术的迅速发展, 我国建筑能耗已经攀升到社会总能耗的 1/3^[1], 随着人民生活水平的提高, 预计将在 2030 年上升到 40%^[2], 其中作为“能耗大户”的暖通空调设备能耗约占建筑能耗的 50%^[3], 因此探究节能环保的供能技术具有重要的意义。在 21 世纪, 中国经济发展的步伐逐渐加快, 经济发展导致社会能源消费持续增加、城市化的持续进步、住宅建筑的持续增长, 清洁能源的使用已成为冬季供暖和环境保护的主要手段^[4]。近年来, 北方清洁取暖各项工作在国家政策引导下有序推进, 但随着“煤改电”工程的逐步深入, 相关的技术问题也显现出来^[5]。例如传统单一技术产品的局限性极大: 太阳能无法连续; 空气源热泵不适合低温或者多湿地区^[6]; 地源热泵在寒冷地区的地下热不平衡问题严重^[7]; 采暖末端温度要求与热源温度不匹配(如热泵与散热器的匹配问题)等等。为了提升可再生能源消纳能力, 提高能源利用效率, 多种能源综合互补利用的概念被广泛应用^[8~12]。然而, 传统的多能互补系统基本都是简单拼合, 设备重复建设却又无法有机结合起来, 既造成初期成本高昂, 又造成运行成本高居不下, 既不节能也不省钱^[13]。并且“煤改电”推广面临的主要问题是能源供应存在短板, 部分地区的配电网薄弱, 改造成本极高, 无法承担高峰用电的负荷冲击^[14]。随着电网压力越来越大, 政府出台了分时电价政策, 以鼓励用电用户减少高峰用电负荷。因此蓄能空调凭借削峰填谷、

运行费用低等优势得到广泛的应用^[15]。

本研究开发了一种可再生能源多能互补协同蓄能的建筑供能系统, 可以实现可再生能源高效利用, 通过夜间蓄能, 实现“移峰填谷”。本文对其原理及主要功能进行介绍, 并对系统实际运行数据进行分析研究和系统评价, 为系统优化管理提供基础。

1 多能互补协同储能建筑供能系统

多能互补协同蓄能供能系统主要由空气源热泵、水源热泵、蓄能水箱、缓冲水箱、用户末端和太阳能光伏光热组件组成, 如图 1 所示。夏季夜间利用空气源热泵同时为蓄能水箱和缓冲水箱蓄冷水, 白天水箱供冷, 不足部分由空气源热泵直供补充; 冬季夜间若环境温度较高则单独运行空气源热泵为蓄能水箱蓄热; 若环境温度较低则水源热泵耦合空气源热泵联合运行为蓄能水箱蓄热, 空气源热泵加热缓冲水箱, 水源热泵将缓冲水箱中的热量提升到蓄能水箱中。白天利用蓄能水箱的热量供暖。光伏光热组件全年发电, 冬季

可将热量收集到缓冲水箱中, 作为水源热泵的低温热源, 实现太阳能光伏废热的充分利用。

2) 夏季 11:30-16:00 时段若水箱温度高于 12℃ 优先空气源热泵供冷。

3) 不满足运行条件之一则关闭循环。

将多能互补协同蓄能供能系统应用于山东某研究院, 为办公楼、地下室和实验室等 4500m² 的建筑面积供能, 如图 2 所示。该系统主要设备如下所述: 两台空气源热泵机组, 每台额定制热量 135kW; 一台

基金项目: 国家自然科学基金项目 (NO.51778010)

水源热泵机组，额定制热量 300kW；一个蓄能水箱，容量 120t，采用完全温度分层的一体式梯级蓄能方式满足冬夏季蓄能需求；一个缓冲水箱，容量 36t，主要功能是作为冬季空气源热泵与水源热泵串联运行的缓冲容纳作用，在水箱的不同高度设置高、中、低 3 个温度传感器，温度探点分别位于水箱的 1/4、1/2

和 3/4 处；太阳能光伏光热组件采用单晶硅光伏电池板，共 280 块，每块尺寸 1650×992mm，峰值发电功率 285W。系统设置 16 个电动调节阀，通过控制阀门启闭，实现冬夏季不同蓄能供能的运行模式，如表 1 所示。

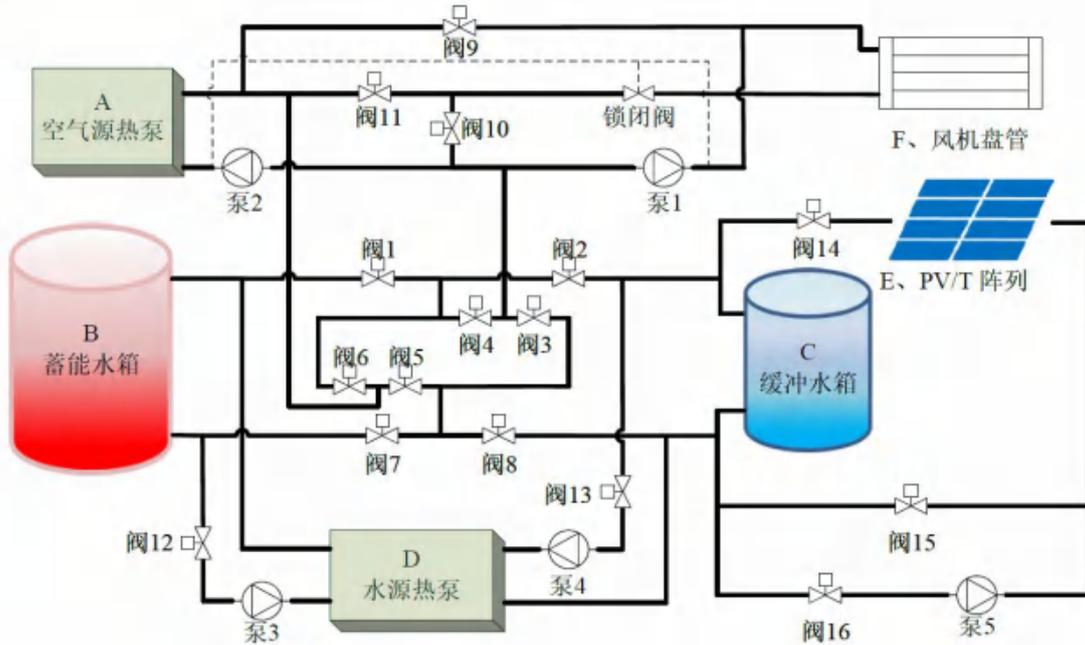


图 1 多能互补协同蓄能供能系统示意图

表 1 系统工作原理与运行模式

运行模式		开启的阀门及设备	运行时间	运行条件
冬季	空气源热泵蓄热	A,B,泵 2,阀 1,3,6,7	23:00-7:00	1.To>0 ;2.Tt<55
	空气源热泵耦合水源热泵蓄热	A,B,C,D,泵 2,3,4, 阀 2,3,6,8,12,13	23:00-7:00	1.To ≤0 ;2.Tt<58
	太阳能蓄热	C,E,泵 5,阀 14,16	9:00-16:00	1.E >300W/m ² ;2.Tpv >25
	蓄能水箱供热	B,F,锁闭阀,泵 1,阀 1,4,5,7,11	7:00-20:00	Tt>38
夏季	空气源热泵蓄冷	A,B,C,泵 2,V-1,2,4,5,7,8	23:00-7:00	Tt>5
	蓄能水箱和缓冲水箱供冷	B,C,F,泵 1,锁闭阀, 阀 1,2,3,6,7,8,11	7:00-20:00	1.Tt<15 2.空气源热泵停机
	空气源热泵供冷	A,F,泵 2,锁闭阀,阀 9,10	11:30-16:00	Tt>12

备注：1) 高温水箱温度 Tt；室外环境温度 To；太阳辐照强度 E；太阳能背板温度 Tpv。

为了更好地对本系统进行优化控制与管理，建立了智慧能源监控平台。该平台可进行数据采集、系统控制，并通过互联网实现用户全方位运行管理。本系统主要测量参数包括温度、流量、电功率和用电量，具体测量参数如下：水源热泵机组测量参数包括蒸发、冷凝侧进出水温度和流量，机组电功率等；空气源热泵机组测量参数包括进出水温度和流量，环境温

度和机组电功率等；蓄能水箱测量参数有水箱内部不同高度的温度和进出水温度；太阳能光伏光热组件测量内容包括太阳能背板温度，进出口水温温度与流量，太阳能电池发电量；用户侧测量参数主要有风盘供回水温度和流量。

2 评价方法

随着蓄能空调在我国全面发展，蓄能空调工程项目的应用范围和规模也有较大的增长，构建合理的评价指标体系、研究有效的评价方法成为促进蓄能空调进一步发展的前提。许多研究^[16]也提出了较为规范、统一的测试与评价方法，随着《蓄能空调工程测试与

评价技术规程》的发布与实施,蓄能空调系统的评价体系也逐渐完善了起来。



(a) 系统设备机房



(b) 屋顶太阳能光伏光热组件

图2 多能互补协同储能建筑供能系统照片

蓄能空调系统的评价主要包括蓄能装置性能测试、冷热源设备性能测试和蓄能-释能周期的联合运行测试,主要评价指标和计算公式如下:

蓄能装置的蓄能效率 η_s :

$$\eta_s = \frac{Q_{ed}}{Q_{es}} \quad (1)$$

式中, Q_{ed} 为蓄能装置的释能量, kWh; Q_{es} 为蓄能装置的蓄能量, kWh。

蓄能装置的利用效率 η_{sl} :

$$\eta_{sl} = \frac{Q_{es}}{Q_{es,0}} \quad (2)$$

式中, $Q_{es,0}$ 为蓄能装置名义蓄能量, kWh。

蓄能空调的系统效率 η_{sys} :

$$\eta_{sys} = \frac{Q_{sec}}{Q_l} \quad (3)$$

式中, Q_{sec} 为空调系统的累计供能量, kWh; Q_l 为冷热源的累计产热量, kWh。

蓄能空调系统的综合效率 $SCOP_{es}$:

$$SCOP_{es} = \frac{Q_{sec}}{\int \sum N d\tau} = \frac{Q_{sec}}{\int (N_z + N_l + N_{es}) d\tau} \geq \beta_1 \cdot [SR \cdot COP_{es,0} + (1 - SR) \cdot COP_{ac,0}] \quad (4)$$

$$SR = \frac{Q_{ed}}{Q_{sec}} \times 100\% \quad (5)$$

式中, N_z 为冷热源设备在测试期的输入功率, kW; N_l 为负荷侧循环泵在测试期的输入功率, kW; N_{es} 为机组蓄能泵在测试期的输入功率, kW; 不等号右侧为标准限值要求,其中 SR 为测试蓄能率,%; $COP_{es,0}$ 为设计蓄能工况下的机组性能系数; $COP_{ac,0}$ 为设计空调工况下的机组性能系数; β_1 为调整系数,采用风冷机组时取 0.78。

一次能源综合性能系数 $SCOP-I_{es}$:

$$SCOP-I_{es} = \frac{Q_{sec}}{\alpha_d \int_{\tau_1}^{\tau_2} \sum N d\tau + \alpha_n \int_{\tau_2}^{\tau_1} \sum N d\tau} \quad (6)$$

式中, τ_1 为低谷电结束时间; τ_2 为低谷电开始时间; α_d 为白天的一次能耗折算系数,取 2.651; α_n 为夜间的一次能耗折算系数,取 2.386。

移峰电量 N_{eps} :

$$N_{eps} = \int_{\tau_2}^{\tau_1} N_{z,es} d\tau \quad (7)$$

式中, N_{eps} 为移峰电量, kWh; $N_{z,es}$ 为用于蓄能的冷热源设备在测试期的输入功率, kW。

单位供能消耗费用 $C_{ec,u}$:

$$C_{ec,u} = \frac{C_{ec}}{Q_{sec}} \quad (8)$$

式中, $C_{ec,u}$ 为单位供能消耗费用,元/kWh; C_{es} 为测试蓄能-释能周期内的能耗费用,元。

单位蓄能消耗费用 $C_{ec,ued}$:

$$C_{ec,ued} = \frac{C_{ec,es}}{Q_{ed}} = \frac{N_{eps} \cdot P_v}{Q_{ed}} \leq \frac{0.8 \cdot P_{av}}{SCOP_0} \quad (9)$$

式中, $C_{ec,ued}$ 为单位蓄能消耗费用,元/kWh; $C_{ec,es}$ 为测试蓄能-释能周期内的蓄能所产生的能耗费用,元; P_v 为当地谷段电价,元/kWh; 不等式右侧为标准限值要求,其中 P_{av} 为当地平均电价,元/kWh; $SCOP_0$ 为常规空调系统的冷热源性能系统基准值。

典型日工况是指在接近当地设计室外气象条件下,蓄能空调系统正常蓄放能时,可通过实地测试对蓄能空调系统进行绩效评价、反映系统典型运行状态的工况。故本文选取与设计室外参数相近的一天作为典型日工况。

3 系统运行分析与评价

3.1 夏季系统分析

通过智慧能源在线监测平台对本系统运行数据进行监控记录,2019年7月24日夜间气温 25~27℃,白天气温 35~42℃,与设计室外气象条件相近,故选

取这天为夏季典型日进行分析。从图 3 可以看这天出蓄能水箱经历了一个完整的蓄能-释能过程。夜间 23:00-07:00 谷电时段蓄冷工况正常运行,共蓄能 8h,水箱最低蓄冷温度达到 5.2。机组总制冷量 1503kWh,蓄能水箱实际蓄冷量 1433kWh。第二天 07:00-11:30 峰电时段蓄能水箱向用户供冷,系统在平

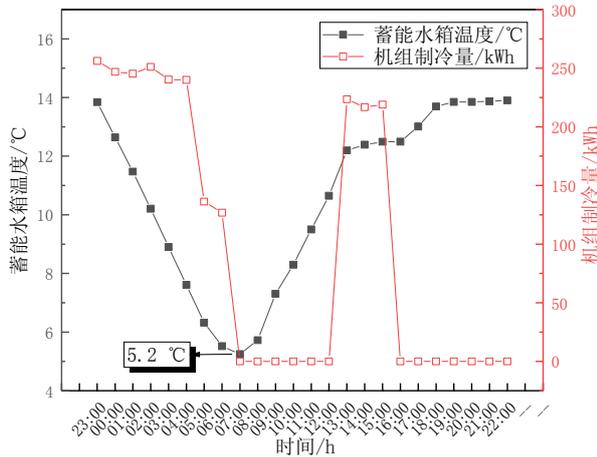


图 3 机组制冷量与蓄能水箱温度

图 4 展示了机组 COP 与系统耗电量的变化。可以看出空气源热泵蓄能时段受机组蒸发器侧进水温度的减小,机组制冷量明显下降,但 COP 较为稳定,平均 COP 为 3.2。白天由于建筑负荷较大,蓄冷量不足以满足全天的需求,所以在平电时段 13:00-15:00 这三个小时使用空气源热泵直供末端。受室外温度变高的影响,空气源热泵的 COP 较夜间有所降低,保持在 2.4 左右。系统夜间总耗电量 619kWh;白天总耗电量 375kWh。

由上述分析可知,在夜间气温 26 左右时空气源热泵可将蓄能水箱由 14 降至 5.2,同时维持 COP 在 3.2 左右。白天在室外温度达到 35~42 时空气源热泵 COP 仍可维持在 2.4 左右。经计算,夏季蓄能装置蓄能效率为 0.942、蓄能装置利用效率为 0.967、蓄能空调系统效率为 0.917、蓄能空调系统综合效率为 2.45、单位蓄能消耗费用为 0.14 元/kWh,均满足《蓄能空调工程测试与评价技术规程》推荐限值要求,数据见表 2。

3.2 冬季系统分析

2019 年 12 月 31 日夜间气温-11~-7,白天气温-7~0,与设计室外气象条件相近,故选取这天为冬季典型日进行分析。根据天气条件,系统自动选择空气源热泵耦合水源热泵梯级制热工况运行,空气源热泵为低温过渡水箱制备 20 左右的低温热水,保证

电时段 13:00 时检测到水箱温度达到 12,切换到空气源热泵直供末端的工况。16:00 时平电时段结束,第二个峰电时段开始,系统使用蓄能水箱中剩余的冷量向用户供冷,最终水箱温度为 14。白天空气源热泵累计供冷量 660kWh,水箱释冷量 1370kWh。

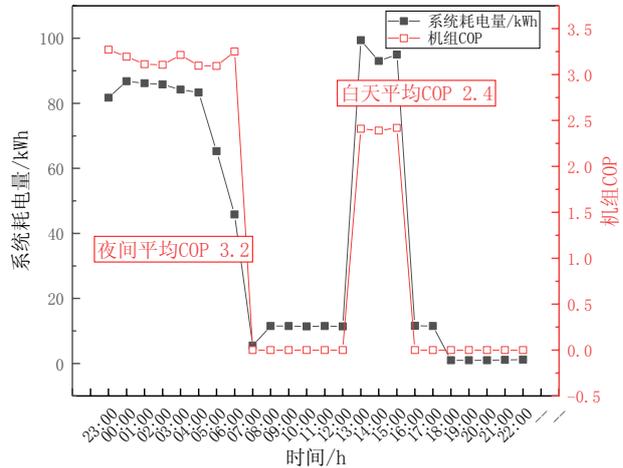


图 4 机组 COP 与系统耗电量

低温环境下空气源热泵机组较高的 COP 能效比;同时水源热泵利用过渡水箱低温热水作为蒸发器侧低温热源,为高温蓄热水箱制热。从图 5 可以看出,空气源热泵环路 23:00 开始启动,10min 后耦合水源热泵环路串联运行达到完全稳定的工作状态。蓄热工况持续 8h,谷电结束时蓄能水箱达到最高储热温度达到 57.5,机组总制热量 2700kWh,蓄能水箱实际蓄热量 2622kWh。第二天全天蓄能水箱供热,最终蓄能温度为 36。

图 6 展示了耦合运行系统 COP 与系统耗电量的变化。可以看出随着蓄能水箱温度的增加,耦合运行系统 COP 和制热量都呈下降的趋势,平均 COP 为 2.3。受机组功耗的增加,夜间系统耗电量呈上升的趋势。系统夜间总耗电量 1360kWh;白天总耗电量 120kWh。

由上述分析可知,在夜间气温-9 左右时空气源热泵耦合水源热泵运行可将蓄能水箱由 37 提升至 57.5,同时系统 COP 维持在 2.3 左右。经计算,夏季蓄能装置蓄能效率为 0.954、蓄能装置利用效率为 0.936、蓄能空调系统效率为 0.926、蓄能空调系统综合效率为 2、单位蓄能消耗费用为 0.16 元/kWh,均满足《蓄能空调工程测试与评价技术规程》推荐限值要求,数据见表 2。

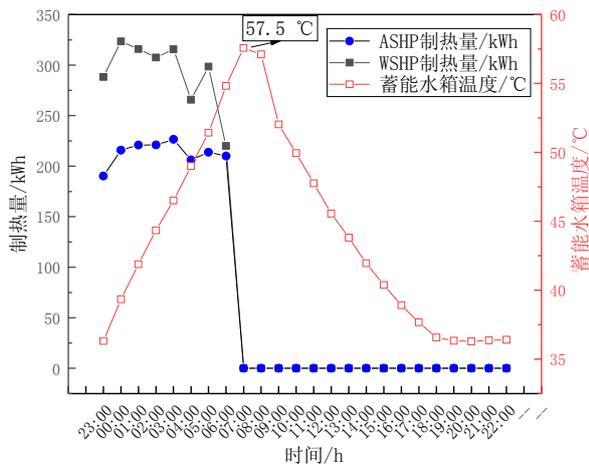


图5 机组制热量与蓄能水箱温度

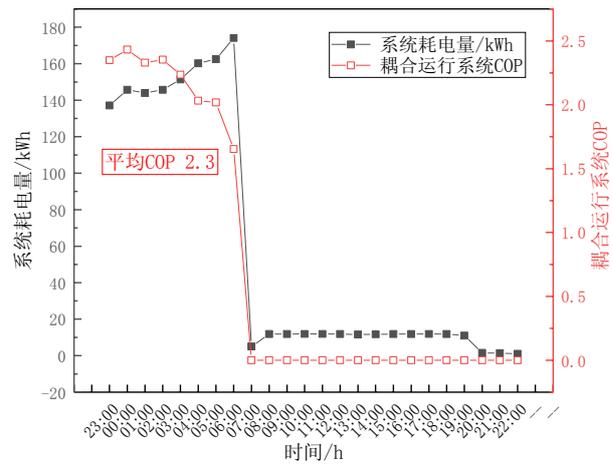


图6 耦合系统 COP 与系统耗电量

表2 多能互补协同蓄能供能系统评价指标

评价指标	夏季		冬季	
	测试指标	标准限值要求	测试指标	标准限值要求
蓄能装置蓄能效率 s	0.956	≥ 0.92	0.954	≥ 0.92
蓄能装置利用效率 sl	0.955	≥ 0.9	0.936	≥ 0.9
蓄能空调系统效率 sys	0.913	≥ 0.9	0.926	≥ 0.9
蓄能空调系统综合效率 $SCOP_{es}$	2.45	≥ 2.14	2	≥ 1.56
一次能源综合性能系数 $SCOP_{les}$	0.926	--	0.702	--
移峰电量 N_{pe} /kWh	571	--	1260	--
单位供能消耗费用 $C_{ec,el}$ /元/kWh	0.43	--	0.592	--
单位蓄能消耗费用 $C_{ec,ued}$ /元/kWh	0.14	≤ 0.2	0.16	≤ 0.25

4 结论

可再生能源多能互补协同蓄能的建筑供能系统在满足用户需求的同时,充分利用可再生能源,协同蓄能技术“移峰填谷”,实现系统的高效经济运行。本文分别对冬夏季典型日工况进行了运行数据分析并进行了系统评价,主要结论如下:

(1) 系统在夏季夜间环境温度 25~27 时,热泵机组蓄能平均 COP 为 3.2。白天水箱蓄的冷量可以满足用户在峰电时段的需求,平电时段需用空气源热泵直供末端,环境温度 35~42 时热泵机组平均 COP 为 2.4。

(2) 系统在冬季夜间环境温度-11~-7 时,以空气源热泵耦合水源热泵梯级制热工况运行,系统平均 COP 为 2.3 且可将蓄能水箱提甚至 57.5。白天水箱可满足建筑全天的供热需求。

(3) 通过对系统性能评价可知,冬、夏季系统运行均能达到设计要求,性能较好,且各评价指标均满足《蓄能空调工程测试与评价技术规程》推荐限值。系统冬夏季的系统综合效率分别为 2 和 2.45、单位蓄能消耗费用分别为 0.16 和 0.14 元/kWh,表明该系统设计合理且运行高效,是值得推广应用的可再生能源高效利用技术。

参考文献

- [1] 江亿. 我国建筑节能战略研究[J]. 建筑科学, 2011, 13(6): 30-38.
- [2] Abduljalil A, Al-Abidi, Sohif Bin Mat, et al. Review of thermal energy storage for air conditioning systems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8): 5802-5819.
- [3] 李丹. 中国能源利用效率问题研究[M]. 北京: 经济管理出版社, 2011.
- [4] Guo Xiaopeng, Ren Dongfang, Li Cunbin. Study on clean heating based on air pollution and energy consumption. [J]. Environmental science and pollution research international, 2020, 27(6).
- [5] Boqiang Lin, Zhijie Jia. Economic, energy and environmental impact of coal-to-electricity policy in China: A dynamic recursive CGE study [J]. Science of the Total Environment, 2020, 698.
- [6] Jinchen Tang, Cila Herman, Guangcai Gong. A novel self-adaptive control strategy of frost prevention and retardation for air source heat pumps in winter conditions [J]. Applied Mathematical Modelling, 2020.

- [7] 邹晓锐, 周晋, 邓星勇. 太阳能-地源热泵耦合式热水系统优化匹配研究[J]. 太阳能学报, 2017(5).
- [8] 杨国利. 多能互补供能系统实验研究与经济性分析[D]. 天津大学, 2012.
- [9] 王岗, 全贞花, 赵耀华, 靖赫然, 佟建南. 太阳能-热泵复合供能系统[J]. 化工学报, 2017, 68(05): 2132-2139.
- [10] 易勇兵. 太阳能水源热泵复合系统运行特性研究[D]. 湖南大学, 2009.
- [11] 蔡俊杰, 全贞花, 王岗, et al. 相变蓄能-热泵多能互补供能系统冬季性能分析[J]. 化工进展, 2018, 37(12): 121-128.
- [12] 何涛, 李博佳, 杨灵艳, et al. 可再生能源建筑应用技术发展与展望[J]. 建筑科学, 2018, 34(09): 138-145.
- [13] 马洪亭, 张传龙. 太阳能-水源热泵多能互补供暖系统实验研究[J]. 太阳能学报, 2014, 35(11): 2152-2158.
- [14] 乐慧, 李好玥, 江亿. 用空气源热泵实现农村采暖的“煤改电”同时为电力削峰填谷[J]. 中国能源, 2016, 38(11): 9-15.
- [15] A. Heidari, S.S. Mortazavi, R.C. Bansal. Stochastic effects of ice storage on improvement of an energy hub optimal operation including demand response and renewable energies[J]. Applied Energy, 2020, 261.
- [16] 陈进, 成建宏, 胡明霞. 《蓄能空调系统绩效评价与计算测试方法》制定思路分析[J]. 制冷与空调, 2018, 18(11): 83-86.

中深层 U 型地热井取热性能数值模拟研究

李俊岩¹, 鲍玲玲¹, 郭海明²

(1.河北工程大学能源与环境工程学院, 邯郸 056038;

2.邯郸盛大能源科技有限公司, 邯郸 056002)

[摘要] 为了解中深层 U 型地热井的取热性能, 本文以河北工程大学新校区建立的 2500m 深 U 型地热井为研究对象, 建立了中深层 U 型地热井传热的数学物理模型。模型考虑了当地岩土体地温梯度和岩性变化对传热性能的影响, 模拟所得数据利用实际工程测量数据进行验证。仿真结果可以看出合理降低入口温度可以增加取热量, 入口温度每降低 1℃, 地热井取热量增加约 40kW。合理增加循环工质流速可以增加取热量, 但取热量增量逐渐降低。本研究中, 当采出井段保温长度保持定值时, 采用导热系数为 0.02W/(m·K) 的保温材料地热井取热量和出口温度最大。同样, 当选取保温材料一致时, 地热井取热量和出口温度随保温长度的增加而增加。与实际工程相比, 井底取热管长度为 1000m 时, 地热井取热量和出口温度分别增长 122.32kW 和 1.56℃; 当钻井深度为 5000m 时, 地热井出口温度增长 6.35℃。仿真结果表明合理降低入口温度, 提升流速, 增加井底取热管长度, 增加钻井深度, 增加采出井段保温长度和采用低导热系数保温材料, 可以有效提升深 U 型地热井取热量和出口温度。

[关键词] 中深层 U 型地热井; 传热模型; 数值模拟; 地热井取热量; 地热井出口温度

0 引言

中深层地热资源是指埋藏在地下 200-3000m 的矿产资源, 底部温度约 70~120℃^[1]。与浅层地热能相比, 中深层地热能具有热流密度大且稳定、温度较高的特点^[2], 将其应用于建筑供暖中, 可弥补浅层地热能应用过程中存在的占地面积大、地下土壤热不平衡、提取温度不高而严寒地区不适用、部分系统运行能耗高、能效低、经济性不佳等问题^[3-5]。我国中深层地热资源丰富, 年可采量折合标煤 18.65 亿吨, 远大于浅层地热(年可采量约 7 亿吨标煤), 是一种具有极大开发价值的可再生能源^[6]。

一些浅层埋管换热器延伸到数公里深, 称为深孔换热器, 利用循环水提取中深层地热能。这种型式的换热器大大减少了土地占用面积, 而且地热能提取量更大, 其结构如图 1 所示。中深层井下换热器是中深层地热资源利用的关键环节。近年来, 国内外学者开展了大量关于同轴套管换热器传热模型及性能研究。至于分析模型, R.N.Horne^[7]等建立了一维准稳态传热模型, 得到了出口水温的分析解, 推测热储层的传热过程以导热为主, 研究了流向、进口水温等对传热过程的影响。Beier 等^[8]提出了瞬态传热模型并利用拉普拉斯变换方法求解了该模型, 该模型可以同时模拟换热器内部管道和周边土壤温度的瞬态变化。

Gordon 等^[9,10]提出了复合圆柱源模型分析了同轴换热器短期应用条件下系统性能的变化情况。针对分析解假设条件太多, 预测模型准确度较差的问题, 数值计算模型可在一定程度上弥补分析解法的不足。Henrik 等^[11]提出的数学模型分析了同轴换热器在 200m-500m 范围内的循环工质流动方向的影响, 并给出了 300m-1000m 深度换热器在不同地温梯度下的取热量, 结果表明在地温梯度对换热器取热量的影响较为明显。孔彦龙等^[12]等针对我国北方典型地区的地热条件, 分别采用解析解法和数值模拟法开展了短期和长期取热情景下换热功率及地温变化规律研究, 认为延米换热功率上限不超过 150W/m。Song X 等^[13]按照河北省雄安新区的地质条件, 研究并模拟了深层同轴埋管换热器的热提取性能, 建立了中深层钻孔换热器的非稳态传热模型, 综合分析了关键因素对其传热性能的影响。Fang L 等^[14]考虑了井下流体温度沿井深的分布和热短路的影响, 并建立了一种新的同轴管式井下换热器模型, 定义了钻孔阻力和钻孔效率, 分析和讨论了不同结构参数和施工参数对井孔取热性能的影响。Dai C^[15]对中深层埋管换热器进行了详细的设计和试验研究, 在实验中设计并构建了一种新型埋管换热器结构, 连续热抽 2 周左右可达到稳定的出口温度和换热功率。Cai W 等^[16]建立了考虑岩土体的轴向温度梯度和多层热物性的数值模型, 该模型可以用于

基金项目: 河北省教育厅科学研究计划项目(ZD2018088)

模拟在采暖方式下同轴换热器周围岩土体的温度分布和性能特征。

中深层 U 型地热井换热器传热过程的研究与钻井、完井作业密切相关，为地热系统分析提供了有价值的参考。然而，深 U 型井下换热器取热系统的传热模型及传热特性研究才刚刚起步。冯绍航等^[17]考虑了地下深层岩土的温度梯度、岩性变化，建立了深层 U 型地热井取热模型，研究了管内流速对采热功率、传热半径的影响。Li C 等^[18, 19]对竖向 U 型深埋管换热系统在连续运行和间歇运行工况下的换热特性进行了现场实验，在埋管进水温度和水流率恒定的条件

下，得到井下换热器的取热功率，并在试验的基础上建立了三维(3D)全尺度数值模拟模型，结合了管内外传热过程，对 U 型井下换热器在间歇运行和连续运行工况下管道的传热特性进行了评价。

从以上研究不难看出，国内外对中深层 U 型地热井换热器的循环工质流量、入口温度、井底取热管长度、保温长度和钻孔深度等参数优化的综合研究还很少。为此，本文提出了一种非稳态传热模型，采用全隐格式有限差分法对数学模型进行求解，并基于实验数据对模型进行了验证。研究结果可为中深层 U 型地热井换热器取热系统的优化设计提供指导。

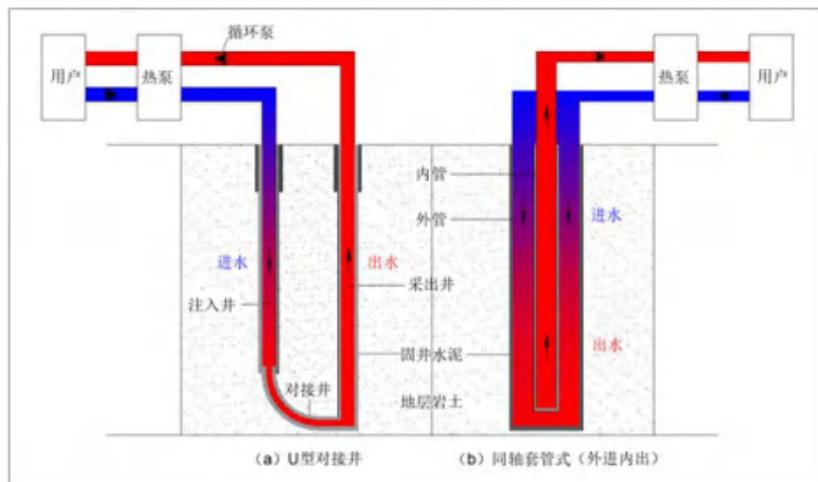


图 1 中深层埋管换热器的两种型式

1 模型建立

1.1 物理模型

利用中深层 U 型闭式对接井提取中深层地热能进行建筑采暖。在先前研究中，有文献指出中深层地埋管换热器比浅层地埋管换热器更适合，因为在取热

量相同的条件下，中深层埋管换热系统相对浅层埋管换热系统所需的埋管占地面积会大幅度降低^[20]。在本研究中，建立并分析了中深层 U 型闭式对接井的物理模型，如图 2 所示。

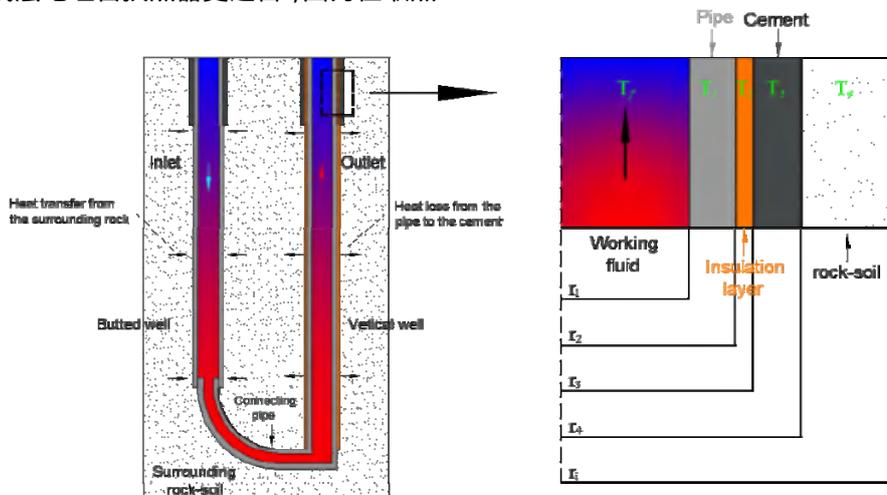


图 2 中深层 U 型埋管换热器工作原理图

在该换热系统中,当循环工质沿管壁流向底部时,具有温度梯度的围岩对循环工质进行加热。然后,工质沿着采出井直井管段流出至地表面。由于循环工质从采出井直井流出时温度较高,管内循环工质沿管壁方向向周围传热,出现热损失现象,故采出井直井需设置保温层。

1.2 数学模型

根据中深层 U 型对接井中循环工质的能量守恒和围岩-土壤的热传导,建立了针对各部分的二维非稳态传热模型。管道内循环工质、管道和回填料视为一维传热,而井孔壁围岩-土壤视为二维传热。做出如下假设:(1)管道内循环工质使用纯水,不存在相变,传热形式为强制对流^[21];(2)围岩传热仅考虑热传导,忽略地下水渗流现象;(3)忽略回填料与管壁、围岩的接触热阻;(4)与循环工质与其围岩之间的热交换相比,循环工质的粘性摩擦产生的热量可以忽略不计^[14]。

1.2.1 循环工质传热模型

管内循环工质的传热方式为循环工质热对流和沿管壁方向的热传导,以此建立循环工质的能量守恒方程,表达式如下^[13]:

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{V}{A_1} \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} + \frac{1}{R \rho_f c_f A_1} (T_1 - T_f) \quad (1)$$

其中, T_f , T_1 分别为循环工质温度(°C)、管壁温度(°C), ρ_f , c_f 分别为循环工质的密度(kg/m³)、比热容(kJ/(kg·K)), A_1 为循环工质截面面积(m²), 表示为 $A_1 = \pi r_1^2$, r_1 为管内径(m), V 为循环工质流量(m³/h), R 为传热热阻((m·K)/W)。

传热过程热阻应用传热学热阻理论比较容易得出:

$$R = \frac{1}{2\pi r_1 h} + \frac{1}{2\pi \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{2\pi \lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3} \quad (2)$$

其中, R 为传热过程热阻((m·K)/W), r_2 , r_3 , r_4 分别为管外径(m)、保温材料外径(m)和井孔半径(m), λ_1 , λ_2 , λ_3 分别为管壁、保温材料和回填料材料的导热系数(W/m·K), h 为循环工质与管壁的对流换热系数(W/m²·K), 对流换热系数 h 表示为:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_e} \quad (3)$$

又可以断定管内循环工质流动为紊流,按照下式^[22]计算:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr_f}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr_f^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d_e}{l} \right)^{2/3} \right] c_t \quad (4)$$

由于管内充满循环水,属于液体,所以 c_t 应用下式计算:

$$c_t = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.01}, \frac{Pr_f}{Pr_w} = 0.05 \sim 20 \quad (5)$$

其中, l 为管长(m), Pr_w 为对流换热表面定性温度下的普朗特数, d_e 为管内当量直径(m), 取 $d_e = 2 \cdot r_1$, f 为管内湍流流动的达西阻力系数, 达西阻力系数可按照下式^[23]计算:

$$f = [1.82 \lg(Re) - 1.64]^2 \quad (6)$$

式(4)的验证范围为: $Re = 2300 \sim 10^6$, $Pr_f = 0.6 \sim 10^5$ 。

1.2.2 管壁传热模型

对于管壁传热过程,传热方式为循环工质的对流传热和沿管壁向保温层方向的热传导,并列出了管壁的能量守恒方程,表达式如下:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{\lambda_1}{\rho_1 \cdot c_1} \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} + \frac{2\pi r_1 h}{\rho_1 \cdot c_1 A_2} (T_f - T_1) + \frac{2\pi \lambda_{12}}{\rho_1 \cdot c_1 A_2} (T_2 - T_1) \quad (7)$$

其中, T_2 , T_1 分别为保温层温度()、管壁温度(), ρ_1 , c_1 分别为管壁的密度(kg/m³)、比热容(kJ/(kg·K)), A_2 为管壁截面面积(m²), 表示为: $A_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$, λ_{12} 为调和导热系数, 表示为:

$$\lambda_{12} = \frac{\ln(r_2 + r_3)/(r_1 + r_2)}{\frac{\ln 2r_2/(r_1 + r_2)}{\lambda_1} + \frac{\ln(r_2 + r_3)/2r_2}{\lambda_2}} \quad (8)$$

1.2.3 保温层传热模型

采出井管段内循环工质的温度较高,沿管壁会出现热损失现象。在管壁外侧加设保温层可以有效抑制热损失现象,从而改善地热井取热性能。针对保温层传热过程,传热方式仅为热传导,故列出了保温层的能量守恒方程,表达式如下:

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{\lambda_2}{\rho_2 \cdot c_2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial z^2} + \frac{2\pi \lambda_{12}}{\rho_2 \cdot c_2 A_3} (T_1 - T_2) + \frac{2\pi \lambda_{23}}{\rho_2 \cdot c_2 A_3} (T_3 - T_2) \quad (9)$$

其中, T_3 , T_2 分别为固井水泥温度()、保温层温度(), ρ_2 , c_2 分别为保温材料的密度(kg/m³)、比热容(kJ/(kg·K)), A_3 保温层截面面积(m²), 表示为: $A_3 = \pi(r_3^2 - r_2^2)$, λ_{23} 为调和导热系数, 表示为:

$$\lambda_{23} = \frac{\ln(r_3 + r_4)/(r_2 + r_3)}{\frac{\ln 2r_3/(r_2 + r_3)}{\lambda_2} + \frac{\ln(r_3 + r_4)/2r_3}{\lambda_3}} \quad (10)$$

1.2.4 固井水泥传热模型

针对固井水泥传热过程, 传热方式仅为热传导, 故列出了固井水泥的能量守恒方程, 表达式如下:

$$\frac{\partial T_3}{\partial t} = \frac{\lambda_3}{\rho_3 \cdot c_3} \frac{\partial^2 T_3}{\partial z^2} + \frac{2\pi\lambda_{33}}{\rho_3 \cdot c_3 A_4} (T_2 - T_3) + \frac{2\pi\lambda_{34}}{\rho_3 \cdot c_3 A_4} (T_5 - T_3) \quad (9)$$

式中: T_5, T_3 分别为围岩温度()、固井水泥温度(), ρ_3, c_3 分别为固井水泥的密度(kg/m³)、比热容(kJ/(kg · K)), A_4 为保温层截面面积(m²), 表示为 $A_4 = \pi(r_4^2 - r_3^2)$, λ_{34} 为调和导热系数, 表示为:

$$\lambda_{34} = \frac{\ln(r_4 + r_5)/(r_3 + r_4)}{\ln 2r_4/(r_3 + r_4) + \ln(r_4 + r_5)/2r_4} \lambda_3 \quad (11)$$

其中, λ_4 为围岩导热系数(W / m · K)。

1.2.5 围岩传热模型

针对围岩的传热过程, 在圆柱坐标系下建立了围岩能量守恒方程, 表达式如下:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_4}{\rho_4 \cdot c_4} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\lambda_4}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \lambda_4 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (12)$$

其中, ρ_4, c_4 分别为固井水泥的密度(kg/m³)、比热容(kJ/(kg · K))。

2 求解模型

依据上述描述, 将离散区域划分为多个网格单元, 网格单元分别按轴向和径向进行编号, 如图 3 所示。根据离散区域的对称性, 将循环工质域、管道和固井水泥用一维单元表示, 采用二维网格来表示围岩。然后, 考虑到数值稳定性和收敛性, 采用全隐式格式的有限差分法^[24, 25]对前述所列微分方程在每个节点上进行数值离散, 所得离散方程使用 Matlab 编程软件进行求解。

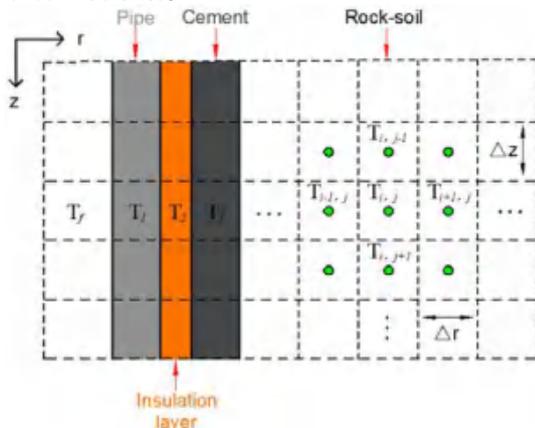


图 3 离散区域网格划分示意图

3 初始条件及边界条件

循环工质注入流量为 70m³/h (流速为 0.4m/s), 入口温度为 10 。保温材料为聚氨酯, 仅在采出井

铺设, 厚度为 40mm, 导热系数为 0.02W/(m · K)。相关井孔的规格如下: (1) 井孔直径 244.5mm, 不加设保温, 称为注水井直井; (2) 井孔直径 168.3mm, 不加设保温, 称为对接井; (3) 井孔直径 244.5mm, 加设保温层 40mm, 称为采出井直井。

(1) 假设地表面绝热, 根据傅里叶定律, 地表面的温度梯度数值为零^[26], 即:

$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0 \quad (13)$$

(2) 围岩初始温度:

$$T_{s,0} = T_g + \frac{a}{100} \cdot z \quad (14)$$

其中, T_g 为地表面温度(), a 为地温梯度(/m), z 为地层深度(m)。

(3) 循环工质、管壁、固井水泥等的初始温度均为同一深度围岩的初始温度。

4 模型验证

为了确定本数学模型的精度, 采用了河北工程大学新校区 3#能源站中深层地热井的现场数据进行验证。在热交换实验中, 以纯水作为换热介质, 通过循环管路提取地下热能, 通过地热井循环水泵的变频来控制循环水流量。在地热出水管设 1 个 FSC 型夹持式电磁流量计, 精度为 0.2 级, 在电磁流量计前后分别装有 PT100 温度传感器, 精度为 0.15 。实验用冷水式热泵机组型号分别为 DNBLSR-900、DNBLSR-500, 各 1 台; 用地热井循环水泵规格型号为 L=100m³/h, 输入功率 90kW, 扬程为 120m、板换循环泵规格型号 L=143m³/h, 扬程为 16m。

其中, 现场相关设备如图 4 所示。本实验对温度、流率实时监测, 使用组态王 7.0 系统进行数据采集, 最小采集时间设为 60s。下文将列出深 U 型井下换热器周围的岩土体热物性参数和自身物理参数。

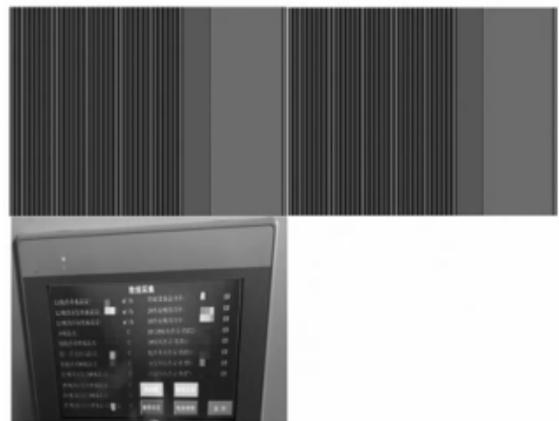


图 4 河北工程大学新校区 3 号能源站部分设备示意图

4.1 模型参数

4.1.1 围岩热物性参数

针对河北工程大学新校区中深层地热项目,地热井位于邯郸市东部新城,对地下 2500m 地层岩土热物性进行了测试,钻井钻经地层由上至下依次为:0-420m 为第四系,厚度 420m;420m-1000m 为明化镇组,厚度为 580m;1000-1580m 为馆陶组,厚度为 580m;1580-2300m 为东营组,厚度为 720m;2300-2500m 为沙河街组,厚度为 200m。根据专业测井部门测井,钻井底 2500m 处温度为 82.53℃,地层边界温度及地温梯度如表 1 所示。之后,对钻井的岩芯进行取样测试,查阅相关文献资料[27]确定岩土热物性参数,主要是岩石的比热容、密度和导热系数等参数,如表 2 所示。

表 1 地层边界温度及地温梯度

地层	深度/m	底部温度/℃	地温梯度/(℃/m)
第四系	420	32.13	-
第三系上新统明化镇组	1000	45.42	2.29
第三系中新统馆陶组	1580	65.23	3.07
第三系渐新统东营组	2000	77.25	1.95
第三系始新统沙河街组	2500	82.53	2.64

表 2 岩土热物性参数

岩性描述	比热容(J/(kg·K))	密度(kg/m ³)	导热系数(W/m·K)
砂质粘土	1379	1780	0.921
砂质泥岩	1450	2030	2.6
砂砾岩	1300	1510	3.5
砾岩	878	2600	5.3

根据表 2 中各层岩性描述,围岩导热系数采用加权平均法进行计算[28]。

4.1.2 中深层 U 型闭式对接井物理参数

本文中深 U 型井下换热器内的循环工质为纯净水,地表温度采用全年地表平均温度 15.7℃,表 3 列出相关实际工程参数及所构建模型所需计算参数。

表 3 深 U 型钻孔井下换热器物理参数

参数	数值	参数	数值
钻孔深度(m)	2500	地温梯度(℃/m)	0.03
井底取热管长度(m)	684	岩土体密度(kg/m ³)	2015
注水井孔径直径(mm)	311.7	循环工质比热容(kJ/(kg·℃))	4.191
井底取热管直径(mm)	168.3	岩土体比热容(kJ/(kg·℃))	1298
采出井孔径直径(mm)	244.5	循环工质	纯水
管壁导热系数(W/(m·K))	41	循环工质密度(kg/m ³)	999.7
回填材料导热系数(W/(m·K))	1.5	循环工质流量(m ³ /h)	70
保温层导热系数(W/(m·K))	0.02	循环工质入口温度(℃)	10
岩土体导热系数(W/(m·K))	3.2		

4.2 模型验证

本文模拟了深 U 型地热井取热系统运行 0-720h

的地热井出口温度,如图 5(a)所示,并选取了运行 480h 至 720h 的出口温度进行模型验证,如图 5(b)所示。图 5 显示了模拟计算结果与实测数据吻合较好,实验结果与模拟结果温差最大仅为 1.54℃,相对误差为 7.09%,表明本文提出的模型是可靠的。

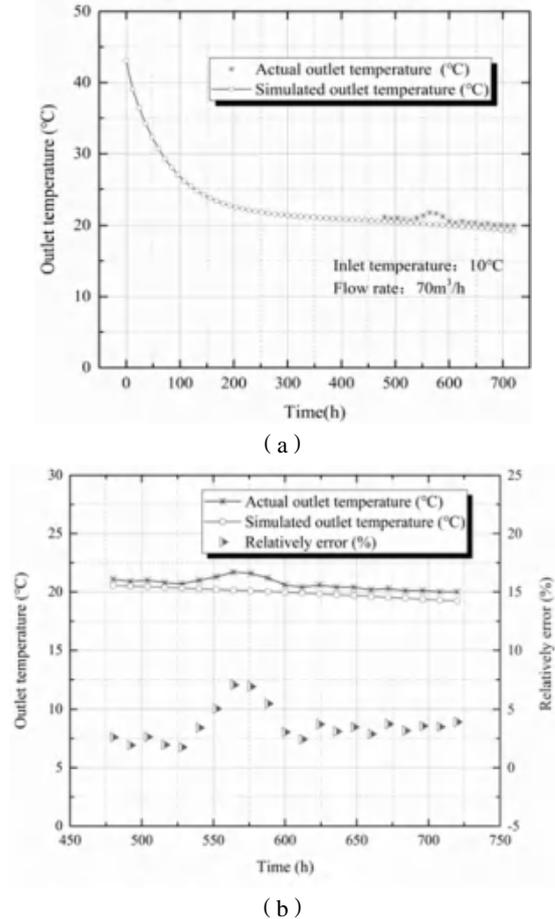


图 5 中深层 U 型闭式对接井模拟出口温度与实际出口温度对比图

5 模拟数据结果与讨论

5.1 入口温度的影响

循环工质入口温度对深 U 型井下换热器的取热量和出口水温度影响较大,考虑到常见浅层地埋管换热器的入口温度取值范围为 10-18.1℃[29,30],对于深 U 型井下换热器,为了更全面的掌握其取热热性,故研究了 5-20℃范围内的深 U 型井下换热器的取热性能。本小节模拟了系统在稳定运行 180h、360h、540h 和 720h 后,在不同恒定循环工质入口温度条件下的地热井取热量和出口水温度的变化情况。

选取深 U 型井下换热器中循环工质入口温度作为研究对象,当循环工质流速为 70m³/h ($v=0.4\text{m/s}$),管

径为 244.5mm 时,并保持其他参数不变,得到了地热井取热量和出口水温度随循环水入口温度的变化情况,如图 6 所示。图 6 描述了深 U 型井下换热器的取热量随入口温度的升高而降低,出口水温度随入口温度的升高而增大,均呈现出线性变化。循环工质入口温度升高 1℃,取热量下降约 40kW。当循环工质入口温度为 10℃时,在稳定运行 720h 后,深 U 型井下换热器的取热量和出口水温度分别为 725.37kW 和 19.21℃。在流速、管径和其他参数条件不变的情况下,取热量多少与工质和地热井围岩的温度差有关,温差越大,取热量越高。随着入口温度升高,工质与地热井围岩的温差减小,故取热量随之降低。而地热井地层温度较工质温度高,存在围岩向循环工质传热的现象,所以出口温度会升高。对于深 U 型闭式对接井而言,由于存在井下取热管段,可以对循环工质进行二次加热,工质会再次吸收来自围岩的热量,所以取热量增大。同时,在保证满足地热井出口温度要求的情况下,可以适当降低出口温度,提取更多的地热能。

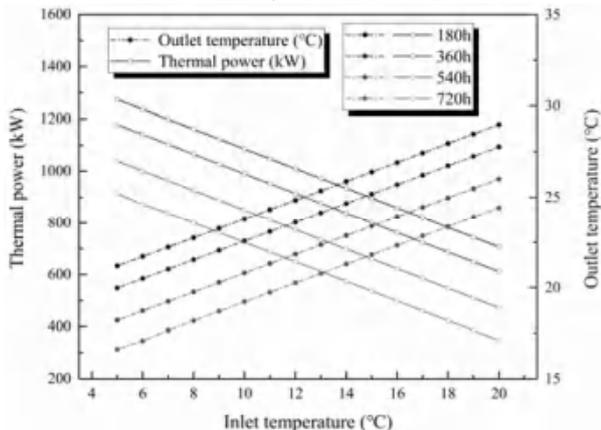


图 6 不同入口温度对中深层 U 型井下换热器取热量及出口温度的影响

5.2 循环工质流速的影响

循环工质入口流速是影响深 U 型井下换热器取热性能的关键因素,选取不同的循环工质流速可以有效掌握地热井取热量和出口水温的变化趋势,因此模拟了系统在稳定运行 180h、360h、540h 和 720h 后,在不同恒定循环工质流速条件下的地热井取热量和出口水温度的变化情况。选取深 U 型井下换热器中循环工质流速作为研究对象,取循环工质入口温度为 10℃,管径为 244.5mm 时,并保持其他参数不变,得到了地热井取热量和出口水温度随循环工质流速的变化情况,如图 7 所示。

根据模拟数据绘制地热井取热量和出口温度图。

图 7 表述了不同循环工质流速下的取热量和出口温度分布。在循环工质的流速分别为 0.1, 0.15, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9 和 1.0m/s 情况下,对深 U 型井下换热器出口温度和取热量的影响规律。由图 6 可知:地热井的取热量随循环工质流速的升高而增大,出口温度随循环工质流速的增加而降低。主要原因是随着循环工质的流速增加,工质与围岩的换热时长降低,循环工质温升降低,故出口水温降低。还需要指出,对于深 U 型闭式对接井而言,由于井下取热管存在,地热井围岩对循环工质进行二次加热,循环水会再次提取围岩热量,故取热量高。同时,当入口温度为 10℃时,循环工质流速取 0.4m/s (即 70m³/h)时,运行 720h 后,此时模拟出口水温为 19.21℃,与实际工程所得数据误差仅为 3.92%,再次证明了所构建模型的正确性。

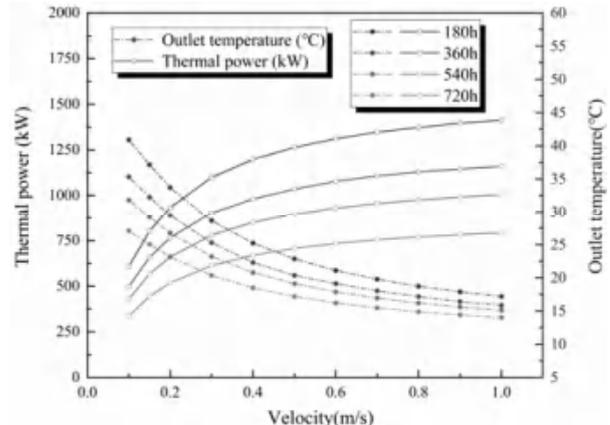


图 7 不同流速对中深层 U 型井下换热器取热量及出口温度的影响

5.3 保温深度与保温层导热系数的影响

选取深 U 型井下换热器采出井段保温深度和保温层导热系数作为研究对象,得到了地热井取热量和出口水温度随循环工质流速的变化情况,根据模拟数据绘制地热井取热量和出口温度图。

图 8 描述了在不同保温深度和保温层导热系数条件下的取热量和出口温度分布。其中,保温深度 0-2500m,间隔 500m,对应保温层导热系数分别为 0.02, 0.1 和 0.5W/(m·K),可以明显看出:

(1) 在保温深度相同的情况下,保温层导热系数越高,地热井取热量和出口温度越低,这是因为保温层导热系数越高地热井采出井段中循环工质传热增强,热损失增加,出口温度降低,故实际工程应采用保温层导热系数小的材料,可以增加采出井段循环工质出口温度,减少能量损失。

(2) 在保温层导热系数相同的情况下,保温长度越高,地热井取热量和出口温度越高,这是因为保温长度越高地热井采出井段中循环工质传热减弱,热损失降低,出口温度升高,故在实际工程应用中,在考虑经济性方面的条件下,可以适当增加采出井段保温长度,减少能量损失。

(3) 在保温层导热系数相同的情况下,当保温长度小于 1000m 时,地热井取热量和出口温度迅速增加,当保温长度超过 1500m 时,取热量和出口温度增加趋势逐渐减缓。

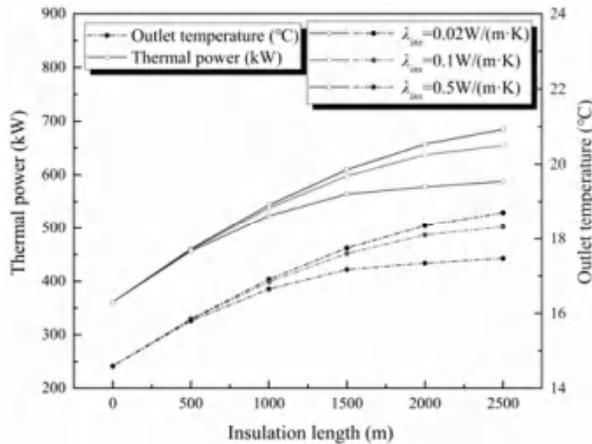


图 8 不同保温长度及保温层导热系数对中深层 U 型井下换热器取热量及出口温度的影响

5.4 井底取热管长度的影响

在地热井的成本估计中,井底取热管长度的选取是一个非常重要的因素。同时,井底取热管长度选取对于中深层地热能提取量也是一项重要的考虑因素,现有参考文献中对中深层 U 型井下换热器取热管长度对地热井取热量和出口温度的影响研究较少,因此研究了不同井底取热管长度条件下的取热特性,为取热管长优化提供参考。综合国内外已有的文献资料,井间距的范围在 205m-1000m^[17,18,31],故本文选取井间距分别为 200-1000m,间隔 100m,模拟研究了取热系统在不同井间距下的地热井取热量和出口温度变化情况。

图 9 描述了由于地热井储层与循环工质之间的传热增强,地热井取热量和出口温度随井底取热管长度的增加而增加,但随取热系统的不断运行,增长趋势趋于平缓。此外,如果取热管长度为 1000m 时,系统运行 720h 后,地热井取热量和出口温度分别为 847.69kW 和 20.77 °C,对比实际工程(井底取热管长为 684m),取热量和出口温度增长分别为 122.32kW 和 1.56 °C,故实际工程中,钻井成本允许的条件下可

适当增加取热管长度。

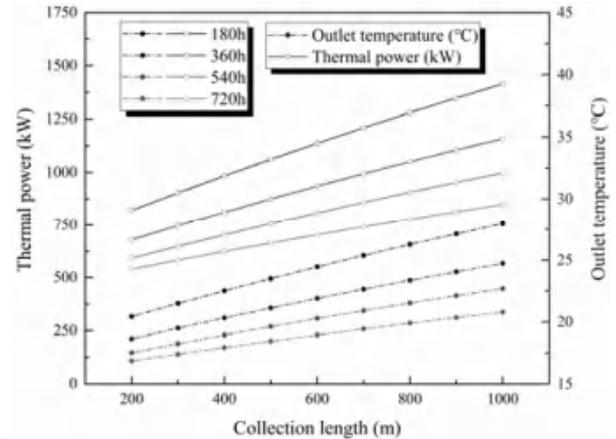


图 9 不同井底取热管长度对中深层 U 型井下换热器取热量及出口温度的影响

5.5 钻井深度的影响

在地热井的成本估计中,钻井深度的选取是一个非常重要的因素^[32]。因此,选取深 U 型井下换热器钻井深度作为研究对象,得到了地热井取热量和出口水温度随循环工质流速的变化情况,根据模拟数据绘制地热井取热量和出口温度示意图。

图 10 描述了由于地层岩土体和循环工质之间的传热增强,地热井取热量和出口温度的增长率随着钻井深度的增加而增加。如果采用井深 5000m,与深度 2500m 的出口温度 19.21 °C 相比,出口温度可达 25.56 °C。

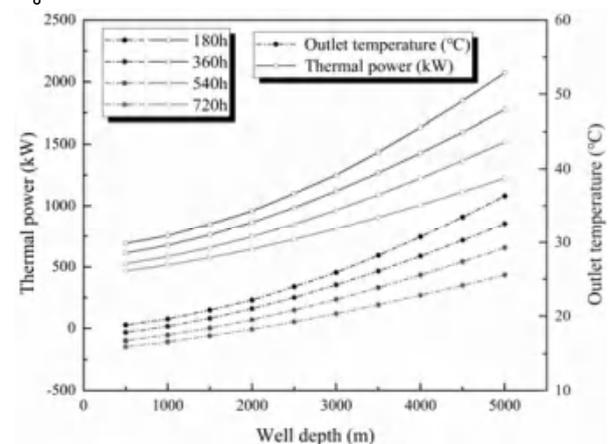


图 10 不同钻井深度对中深层 U 型井下换热器取热量及出口温度的影响

6 结论

本文建立了中深层 U 型地热井的非稳态传热模型,采用全隐格式的有限差分法对构建传热模型进行求解,并用依托河北工程大学新校区实际工程项目测得实验数据对模型进行验证。随后分析了关键参数对

中深层 U 型地热井取热量和出口温度的影响。主要结论如下：

(1) 循环工质入口温度对地热井取热量和出口温度的影响较大,在系统初始运行阶段有下降明显,随后保持相对稳定。随着循环工质入口温度的降低,地热井出口温度亦降低,但地热井取热量升高。出口温度每降低 1℃,地热井取热量约增加 40kW。这说明岩土体和循环工质之间温差越大,传热效果越强。因此,在满足地热井出口温度的要求的情况下,可以适当降低地热井入口温度。

(2) 取热系统运行初期,地热井出口温度显著下降,但随着系统不断运行,该趋势逐渐减慢。随着循环工质流速增高,深 U 型井下换热器的取热量增加,而出口温度降低。较高的循环工质流量会导致出口温度下降,因为循环工质与岩土体换热时长减少,但地热井取热量会有所增加,由于深 U 型地热井中井底取热管的存在,岩土体会对循环工质进行二次加热,使得地热井取热量增加。

(3) 在保温长度相同的情况下,保温层导热系数越小,地热井取热量和出口温度越大,故实际工程应采用保温层导热系数小的材料,可以增加采出井段循环工质出口温度,减少地热能损失。同样,在保温层导热系数相同的情况下,保温长度越长,地热井取热量和出口温度越高,在实际工程应用中,考虑经济性方面的条件下,可以适当增加采出井段保温长度,减少地热能损失。在保温层导热系数相同的情况下,当保温长度小于 1000m 时,地热井取热量和出口温度迅速增加,当保温长度超过 1500m 时,取热量和出口温度增加趋势逐渐减缓。

(4) 增加中深层 U 型地热井下井底取热管长度可以增加循环工质与岩土体的换热时长,从而提升地热井取热量和出口温度。与实际工程相比,井底取热管长度为 1000m 时,其地热井取热量和出口温度的差值分别为 122.32kW 和 1.56℃。故在考虑钻井成本的情况下,较长的井底取热管长度可以有效提高地热井取热量和出口温度。

(5) 钻井深度的增加可以明显提高深 U 型井下换热器的取热量和出口温度。因此,在考虑钻井成本的情况下,选取确定的钻井深度就显得尤为重要。同时,随钻井深度的增加,地层岩土体和循环工质之间的传热增强,地热井取热量和出口温度的增长率随着钻井深度的增加而增加。在采用井深 5000m 时,与井深 2500m 的出口温度 23.77℃ 相比,出口温度可达

36.33℃,温差为 12.56℃。该研究结果可为中深层 U 型井下换热系统的井深优化提供参考。

参考文献

- [1] Wang Y, Liu Y, Dou J, et al. Geothermal Energy in China: Status, Challenges, and Policy Recommendations[J]. Utilities Policy, 2020, 64:101020.
- [2] Bildirici M E, Gökmenoğlu S M. Environmental Pollution, Hydropower Energy Consumption and Economic Growth: Evidence From G7 Countries[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 75:68-85.
- [3] Sarbu I, Sebarchievici C. General Review of Ground-Source Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Buildings[J]. Energy & Buildings, 2014, 70:441-454.
- [4] Kong Y, Pang Z, Shao H, et al. Recent Studies On Hydrothermal Systems in China: A Review[J]. Geothermal Energy, 2014, 2(1):1-12.
- [5] Alimonti C, Soldo E, Bocchetti D, et al. The Wellbore Heat Exchangers: A Technical Review[J]. Renewable Energy, 2018, 123:353-381.
- [6] Zhang Y, Yu C, Li G, et al. Performance Analysis of a Downhole Coaxial Heat Exchanger Geothermal System with Various Working Fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 163:114317.
- [7] Horne R N. Reservoir Engineering Aspects of ReInjection[J]. Geothermics, 1985, 14(2):449-457.
- [8] Beier R A, Acuña J, Mogensen P, et al. Transient Heat Transfer in a Coaxial Borehole Heat Exchanger[J]. Geothermics, 2014, 51:470-482.
- [9] Gordon D, Bolisetti T, Ting D S, et al. A Physical and Semi-Analytical Comparison Between Coaxial BHE Designs Considering Various Piping Materials[J]. Energy, 2017:1610-1621.
- [10] Gordon D, Bolisetti T, Ting D S K, et al. Short-Term Fluid Temperature Variations in Either a Coaxial Or U-tube Borehole Heat Exchanger[J]. Geothermics, 2017, 67:29-39.
- [11] Holmberg H, Acuña J, Næss E, et al. Thermal Evaluation of Coaxial Deep Borehole Heat Exchangers[J]. Renewable Energy, 2016, 97.
- [12] 孔彦龙, 陈超凡, 邵亥冰, 等. 深井换热技术原

- 理及其换热量评估[J]. 地球物理学报, 2017, 60(12): 4741-4752.
- [13] Song X, Wang G, Shi Y. Numerical Analysis of Heat Extraction Performance of a Deep Coaxial Borehole Heat Exchanger Geothermal System[J]. ENERGY, 2018:1298-1310.
- [14] Fang L, Diao N, Shao Z, et al. Study on Thermal Resistance of Coaxial Tube Boreholes in Ground-Coupled Heat Pump Systems[J]. Procedia Engineering, 2017, 205:3735-3742.
- [15] Dai C, Shi Y, Zeng L, et al. Heat Extraction Performance of a Deep Downhole Heat Exchanger [J]. Energy Procedia, 2019, 158:5602-5607.
- [16] Cai W, Wang F, Liu J, et al. Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Performance and Sustainability of Deep Borehole Heat Exchangers Coupled with Ground Source Heat Pump Systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 149:975-986.
- [17] 冯绍航, 陈静平, 陈延信, 等. 管道水流速对深层 U 型地热井采热影响的数值模拟研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2012, 44(04):586-592.
- [18] Li C, Guan Y, Wang X, et al. Experimental and Numerical Studies On Heat Transfer Characteristics of Vertical Deep-Buried U-bend Pipe to Supply Heat in Buildings with Geothermal Energy[J]. Energy, 2018, 142:689-701.
- [19] Li C, Guan Y, Wang X, et al. Experimental and Numerical Studies On Heat Transfer Characteristics of Vertical Deep-Buried U-bend Pipe in Intermittent Heating Mode[J]. Geothermics, 2019, 79:14-25.
- [20] Holmberg H, Acuña J, Næss E, et al. Thermal Evaluation of Coaxial Deep Borehole Heat Exchangers[J]. Renewable Energy, 2016, 97:65-76.
- [21] Song X, Zheng R, Li G, et al. Heat Extraction Performance of a Downhole Coaxial Heat Exchanger Geothermal System by Considering Fluid Flow in the Reservoir[J]. Geothermics, 2018, 76:190-200.
- [22] Dai C, Li J, Shi Y, et al. An Experiment On Heat Extraction From a Deep Geothermal Well Using a Downhole Coaxial Open Loop Design[J]. Applied Energy, 2019, 252.
- [23] Huang Y, Zhang Y, Xie Y, et al. Thermal Performance Analysis On the Composition Attributes of Deep Coaxial Borehole Heat Exchanger for Building Heating[J]. Energy & Buildings, 2020, 221.
- [24] Song X, Wang G, Shi Y, et al. Numerical Analysis of Heat Extraction Performance of a Deep Coaxial Borehole Heat Exchanger Geothermal System [J]. Energy, 2018, 164:1298-1310.
- [25] Song X, Zheng R, Li G, et al. Heat Extraction Performance of a Downhole Coaxial Heat Exchanger Geothermal System by Considering Fluid Flow in the Reservoir[J]. Geothermics, 2018, 76:190-200.
- [26] Li X, Yi L, Yang Z, et al. Coupling Model for Calculation of Transient Temperature and Pressure During Coiled Tubing Drilling with Supercritical Carbon Dioxide[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 125(oct.):400-412.
- [27] 汪集旸著.地热学及其应用[M].北京 科学出版社, 2015.
- [28] Liu J, Wang F, Cai W, et al. Numerical Study On the Effects of Design Parameters On the Heat Transfer Performance of Coaxial Deep Borehole Heat Exchanger[J]. International Journal of Energy Research, 2019, 43(12):6337-6352.
- [29] Wang Z, Wang F, Liu J, et al. Field Test and Numerical Investigation On the Heat Transfer Characteristics and Optimal Design of the Heat Exchangers of a Deep Borehole Ground Source Heat Pump System[J].Energy Conversion and Management,2017, 153:603-615.
- [30] Adamovský D, Neuberger P, Adamovský R. Results of Operational Verification of Vertical Ground Heat Exchangers[J].Energy and Buildings,2017,152:185-193.
- [31] Li C, Guan Y, Wang X, et al. Experimental and Numerical Studies On Heat Transfer Characteristics of Vertical Deep-Buried U-bend Pipe in Intermittent Heating Mode[J].Geothermics, 2019, 79:14-25.
- [32] Reberdo J C. Renewable Energy Contribution to the Energy Supply: Is there Convergence Across Countries?[J]. Elsevier Ltd, 2015, 45.

严寒地区空气源热泵适应性及结除霜研究

魏文哲¹, 徐来福², 杨亚华², 倪 龙¹

(1 哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150090; 2 南京天加环境科技有限公司, 南京 210046)

[摘要] 为了推动空气源热泵在严寒地区的应用, 在哈尔滨搭建了准二级压缩空气源热泵试验台。针对机组在超低环温下排气温度过高的问题, 提出了基于室外环境温度分段控制压缩机吸气状态的控制方法; 根据变频空气源热泵在严寒地区运行时的结霜特点, 开发了耦合热负荷的结霜图谱; 针对除霜速度慢的问题, 提出了补气除霜的控制方法。结果表明, 实验机组具有良好的低温性能, 在环境温度和供水温度分别为-27.5 和 50 时, 排气温度为 112.0 , COP 为 1.39。开发出的耦合热负荷的结霜图谱能够反映出机组在严寒地区的结霜特点。在最佳补气电子膨胀阀开度下, 补气使除霜时间缩短 20.61%, 除霜效率提升 6.11%。

[关键词] 空气源热泵; 低温性能; 结霜图谱; 补气除霜

0 引言

随着空气源热泵低温性能的提升, 近年来其应用范围从长江流域逐渐向北扩展。由于高效节能、成本低和易于操作等优点, 空气源热泵成为北京和河北等地“煤改清洁能源”工程中替代燃煤供暖的最主要替代品^[1]。目前, 空气源热泵已在华北等寒冷地区的区域供暖和家庭供暖中得到了广泛地应用。

空气源热泵在寒冷地区的低温环境运行时, 同时面临低温制热性能衰减和结霜制热性能衰减的双重压力^[2]。为了提高机组的低温性能, 许树学^[3]等人实验研究了以 R32 为工质的准二级压缩空气源热泵的制热性能, 在低温环境下和单级系统相比, 排气温度降低 10~20 。Wang^[4, 5]等人提出了带有滑板补气结构的滚动转子式压缩机, 该结构不仅可以避免补气回流, 而且和单机转子压缩机相比, 其制热量和能效比在低温环境下分别提升了 16.2~31.6%和 5.1~12.0%。针对结霜问题, 李玮豪^[6]等人提出了一种溶液除湿型无霜空气源热泵空调系统, 该系统的供热综合能效比和逆循环除霜系统相比有所提升, 但目前无霜空气源热泵在工程中鲜有应用。王伟^[7]等人为了及时准确地除霜, 提出了光-电转换和温度-湿度-时间两种除霜控制方法, 和传统的温度-时间法对比, 可有效避免误除霜, 机组在北京地区 COP 可提升 10~12%。为了加快空气源热泵的除霜速度, 董建锴^[8]等人 and 曲明璐^[9]等人在系统中加入了蓄能装置, 为机组除霜时提供热量。

分析上述研究发现, 学者们对空气源热泵的低温供暖和结霜问题已进行了积极的探索, 使空气源热泵

在-20 以上的环境中可以稳定运行。但在环境温度可降低至-30 以下的严寒地区, 空气源热泵仍然会因排气温度过高而无法运行。此外, 空气源热泵在严寒地区也面临着结霜和除霜慢的问题。综上, 为推进空气源热泵在严寒地区的应用, 本文在哈尔滨搭建了准二级压缩空气源热泵试验台, 并对其健康运行的关键问题进行研究。

表 1 实验空气源热泵信息

名称	参数	备注
制冷剂	R410A	
额定制热量 (kW)	12.5	测试干/湿球温度为-12/-14
额定功率 (kW)	5.09	测试干/湿球温度为-12/-14
室外盘管类型	翅片管	
室外盘管材料	铜	
翅片材料	铝	
铜管类型	内螺纹管	
经济器类型	板式	

1 实验方案

图 1 给出了搭建的准二级压缩空气源热泵试验台系统原理图, 其室外机的照片如图 2 所示。如图 1 所示, 该空气源热泵系统由三部分构成: 室外机, 水力模块和室内水循环部分。室外机主要包括一台带补气的变频涡旋压缩机, 两个电子膨胀阀, 一个翅片管换热器, 一个变频风机, 一个经济器, 一个气液分离器和一个四通换向阀组成。两个电子膨胀阀分别用来调节主制冷剂环路和补气环路的制冷剂流量。水力模块由一个板式换热器, 一个 3kW 的电加热器, 一个 8 升的膨胀水箱和一个循环水泵组成。电加热器通常处于关闭模式, 当机组的制热量不能满足热负荷的需求, 或者除霜过程中回水温度低于 30 时, 会自动打开。室内水循环部分包括 3 台风机盘管, 一个 60 升的水箱和一个补水泵组成。水箱用来增大水系统的

基金项目: 国家自然科学基金项目 (517878209)

水容量,避免机组在供暖季初期和末期由于热负荷过小而频繁启停。实验空气源热泵的其它参数如表 1 所示。

该实验空气源热泵安装在哈尔滨市某五层建筑的第五层,用来向一个使用面积为 144.6 平的建筑供暖。利用哈尔滨的天然超低温室外环境,对该机组的

低温性能和结除霜性能进行研究。如图 1 所示,为了测量和记录实验数据,在实验机组上安装了热电阻和压力传感器等测量仪表,测量仪表的参数和数量等信息如表 2 所示。室外盘管表面的四个热电偶分别安装在最上部和最下部制冷剂支路的进出口,其平均值作为室外盘管的表面温度。

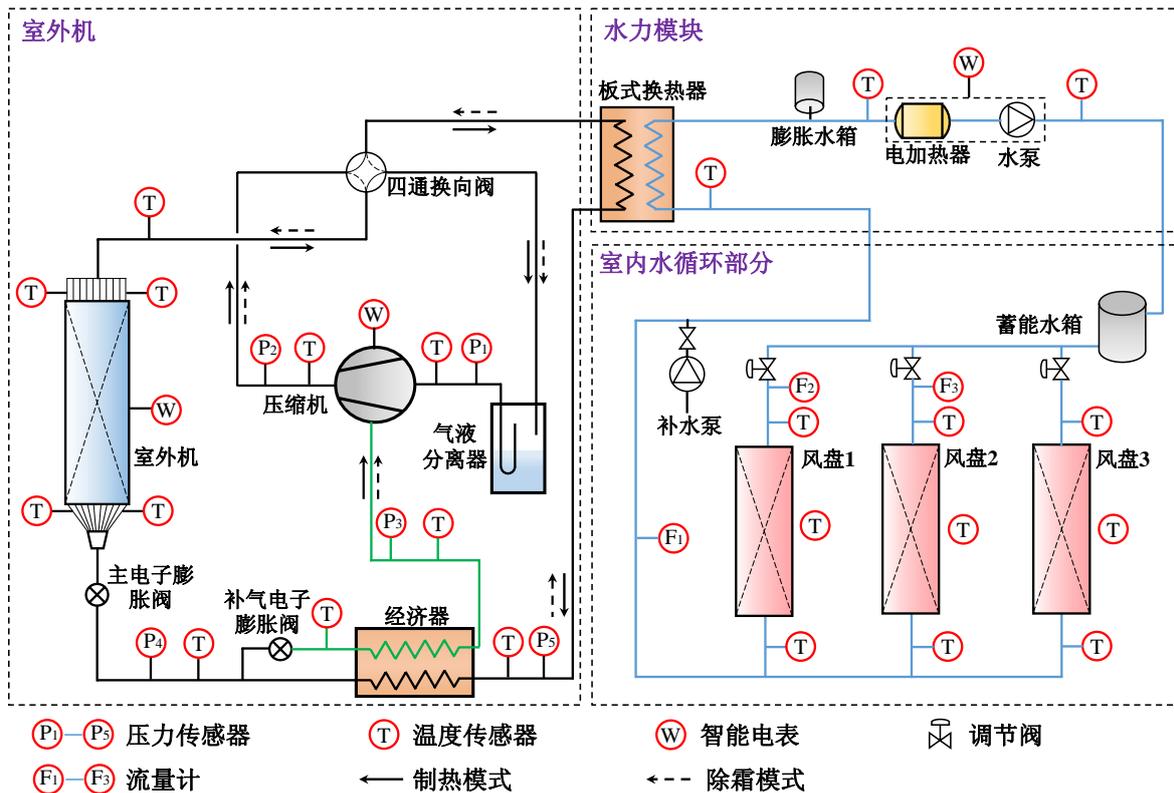


图 1 准二级压缩空气源热泵试验台原理图

表 2 测量仪器信息

名称	测量范围	误差	测量参数	数量
热电阻	-50~130	±0.1	制冷剂/水/送风温度	23
压力传感器	吸气: 0~2 MPa	0.3% FS	制冷剂压力	1
	排气: 0~3 MPa	0.3% FS		1
	其它: 0~5 MPa	0.3% FS		3
涡轮流量计	0~3 m ³ /h	0.5% FS	水流量	1
转子流量计	0~1.2 m ³ /h	0.5% FS	水流量	2
智能电表	室外机: 0~8.8 kW	0.25% FS	室外机耗功	1
	室内机: 0~3.3 kW	0.25% FS	水力模块耗功	1
微压差计	0~300 Pa	0.5% FS	室外盘管前后压差	1
温湿度记录仪	温度: -40~120	±0.3	室内外温湿度	4
	湿度: 0~100%	±3%		

2 实验结果

2.1 空气源热泵低温性能研究

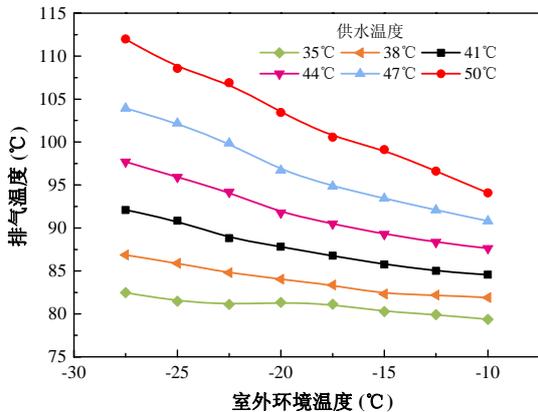
为了保障准二级压缩空气源热泵在严寒地区的

低温环境下稳定运行,提出了如图 2 所示的基于室外环境温度分段控制压缩机吸气状态的控制方法。在环境温度低于-15 时,不仅通过增大补气量来降低排

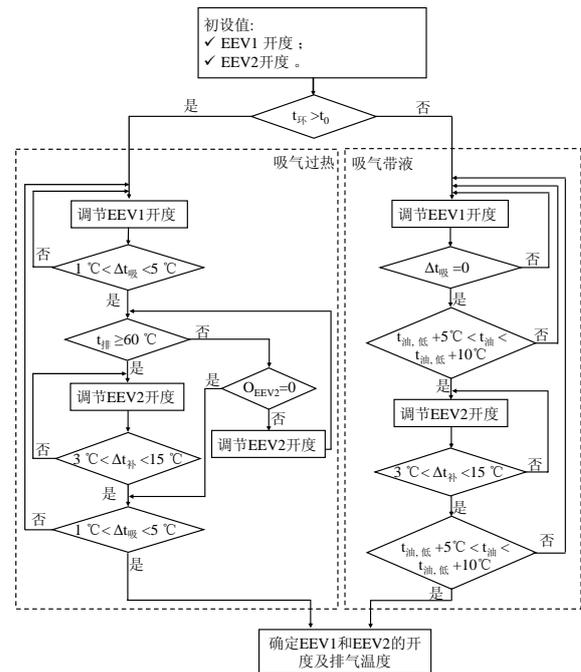
气温度,而且压缩机的吸气状态由过热态变成了带有部分液态制冷剂的两相态;而在环境温度高于-15 时,只通过补气来提升机组的低温性能。实验过程中,压缩机的吸气带液量通过油池内的油温进行控制。

采用该控制方法,在环境温度为-27.5~-10 和供水温度为 35~50 时,对机组的制热性能进行了实验研究,实验结果如图 3 所示。从图 4(a)可以看出,压缩机的排气温度随着室外温度的降低和供水温度的升高而逐渐升高,但即使在环境温度为-27.5 和供水温度为 50 的严峻环境下,机组的排气温度只有 112.0 ,这表明在该控制逻辑下,压缩机的排气温度得到了很好的控制。各工况下机组的 COP 如图 4(b)所示,COP 随着环境温度的降低和供水温度的升高而逐渐降低,其拟合公式如式 1 所示。在环境温度为-27.5 和供水温度为 50 时,机组的 COP 仍可以达到 1.39,表明机组在低温环境下仍可取得比较好的节能效果。

$$COP = COP^* \left(\frac{T_o}{T_o^*}\right)^{5.89} \left(\frac{T_s}{T_s^*}\right)^{-5.935} \quad (1)$$

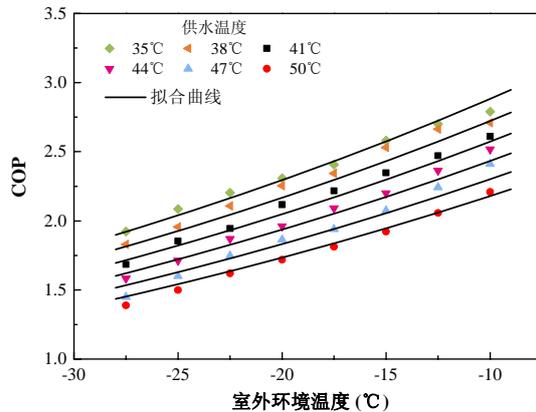


(a) 不同工况下排气温度



t₀: 环境温度; Δt_吸: 吸气过热度; t_排: 排气温度; Δt_补: 补气过热度; t_油: 油池内油温; t_{油,低}: 油池内允许的最低油温; EEV1: 主电子膨胀阀; EEV2: 补气电子膨胀阀。

图 2 基于室外环境温度分段控制压缩机吸气状态的控制方法



(b) 不同工况下 COP

图 3 实验机组的低温性能

2.2 低环温空气源热泵结霜性能研究

空气源热泵在严寒地区供暖时,结霜问题依然存在,但其结霜性能与之前的研究结果相差很大,如在室外温度为 0 和 80%时,之前的研究表明机组会严重结霜^[10],但在哈尔滨运行时却并不结霜。为了研究变频空气源热泵在严寒地区供暖时的结霜性能,对实验机组在 2017-2019 年两个供暖季中的结霜特点进行归纳总结,耦合建筑热负荷,开发了低温空气源热泵供暖结霜图谱。

在两个供暖季中,不同环境温度下测量的室外盘

管表面温度如图 4(a)所示,由室外环境温度和盘管表面温度可得到机组结霜的临界相对湿度,连接不同环境温度下的临界相对湿度即可得到结霜线 be,如图 4(b)所示。在两个供暖季中观察到明显结霜的室外最低温度为-26.5 ,所以取该值为结霜区域的下边界值。理论上,室外盘管表面温度低于 0 ,其表面就会结霜,因此实验机组的理论结霜区域为图 4(b)中的区域 abcdefga。但马最良等人^[11]研究发现,室外盘管表面温度在-2 左右才开始会结霜,本研究中摄像头记录的出现的最高盘管温度为-1.7 ,对应的环

境温度为 1 ，取该值为结霜区域的上边界值，可得实验机组的实际结霜区域为区域 gdefg。

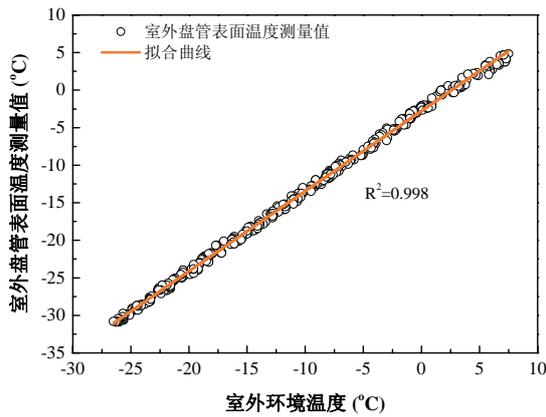
如图 4(b)所示，本研究中的结霜图谱和文献[10]中的有三点明显差别：

- (1) 本研究中的结露线(线 cde)的变化趋势与文献[10]中的(线 c1d1e1)是相反的，本文中由 80.6% 降低到了 62.8%，而文献[10]中由 42.1% 升高到了 62.0%；
- (2) 在相同室外温度下，本研究中的临界相对

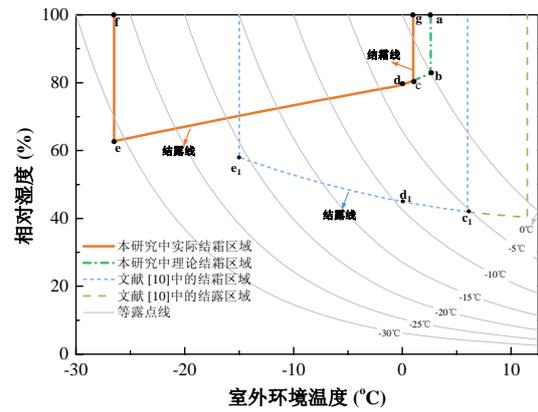
湿度明显高于文献[10]中的，例如在 0 时本研究中的临界相对湿度是 79.3%(点 d)，而文献[10]中为 45.1%(点 d1)；

- (3) 本研究中的结霜区域的上下限温度为-26.5 和 1 ，均低于文献[10]中的-15 和 6 。

这些变化主要是由于机组的制热量随热负荷变化进行的调节及相同供热面积时严寒地区需要更大容量的机组引起的。



(a) 不同环境温度下盘管表面温度



(b) 结霜图谱

图 4 低温空气源热泵结霜图谱

2.3 低温空气源热泵加速除霜性能研究

空气源热泵除霜时，存在除霜速度慢的问题。在严寒地区，由于室外环境温度较低，室外盘管向环境中散失的热量更多，机组的除霜速度比寒冷地区更慢。为了缩短除霜时间，增加压缩机的排气质量流量和输入功率是根本办法。结合准二级压缩空气源热泵的结构特点，提出了通过中间补气提高机组除霜性能的控制方法。

空气源热泵补气除霜的关键是避免液态制冷剂被补入压缩机，因此应保证除霜过程中机组的补气过热度大于 0 。如图 5(a)所示，在补气电子膨胀阀开度为 60，120 和 240 时，补气过热度的变化趋势相似

且始终大于 0 ，但随着补气电子膨胀阀开度的增大，补气过热度逐渐降低。当补气电子膨胀阀开度为 300 时，在除霜的第 10s，补气过热度降低至 0 ，除霜中止。除霜过程中室外盘管最下端制冷剂支路出口表面温度如图 5(b)所示，随着补气电子膨胀阀开度的增大，除霜时间逐渐缩短，说明 240 为补气除霜的最佳开度。在开度为 240 时，除霜时间缩短 61s，缩短率为 20.61%。由图 5(c)可知，补气不仅可以缩短除霜时间，而且可以提高除霜效率。在补气电子膨胀阀开度分别为 0，60，120 和 240 时，除霜效率分别为 51.96%，53.12%，54.67%和 58.07%，这说明在最佳开度下，除霜效率提升了 6.11%。

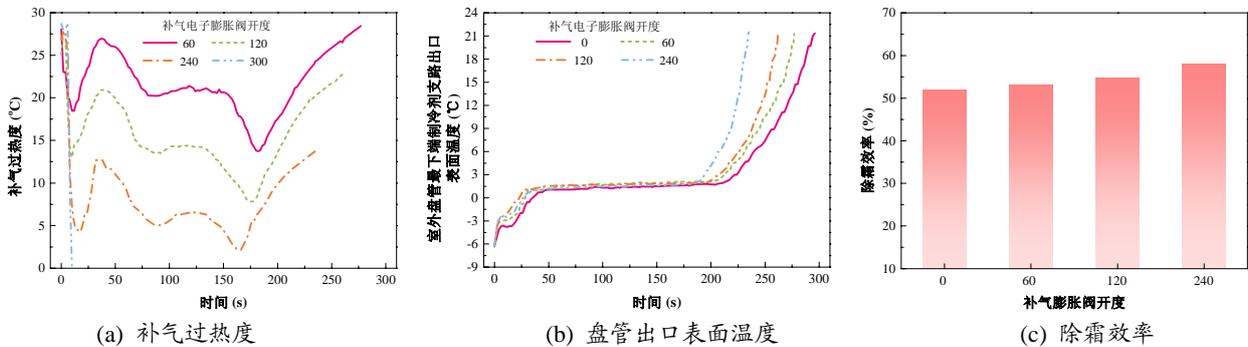


图 5 不同补气情况下机组的除霜性能

3 结论

(1) 为保证空气源热泵在严寒地区超低环温下可靠运行,提出基于室外环境温度分段控制压缩机吸气状态的控制方法,解决机组在超低环温时排气温度过高的问题。

(2) 耦合建筑热负荷,开发了严寒地区变频空气源热泵供暖结霜图谱,展示了变频空气源热泵在严寒地区的结霜特点。

(3) 为解决严寒地区空气源热泵除霜制冷剂流量不足,除霜时间长的问题,提出通过中间补气提高机组除霜性能的控制方法,除霜时间缩短 20.61%,除霜效率提升 6.11%。

参考文献

- [1] XuShuxue, Wang Yueyue, NiuJianhui, et al. 'Coal-to-electricity' project is ongoing in north China[J]. Energy, 2020, 191: 116525.
- [2] 赵继晗,孙育英,王伟,等.北方沿海某节能建筑空气源热泵供暖系统的性能测试与分析[J].建设科技, 2019, 396: 44-48.
- [3] 许树学,马国远,赵博,等.以 R32 为工质的准二级压缩热泵系统实验研究[J].制冷学报, 2011, 32(5): 12-14.
- [4] Wang Baolong, Liu Xingru, Shi Wenxing. Performance improvement of air source heatpump using gas-injected rotary compressor through port on blade [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 73: 91-98.
- [5] WangBaolong,DingYunchen,ShiWenxing. Experimental research on vapor-injected rotary compressor through end-plate injection structure with check valve[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 96: 131-138.
- [6] 李玮豪,邱君君,张小松.无霜空气源热泵系统冬季运行性能实验[J].化工学报, 2018, 69(12): 5220-5228.
- [7] 王伟,刘景东,孙育英,等.空气源热泵两种新型高效除霜控制方法的实测研究[J].制冷与空调, 2017, 17(3): 67-76.
- [8] 董建锴,姜益强,姚杨,等.空气源热泵相变蓄能除霜特性实验研究[J].湖南大学学报, 2011, 38(1): 18-22.
- [9] 曲明璐,李天瑞,樊亚男,等.复叠式空气源热泵蓄能除霜与常规除霜特性实验研究[J].制冷学报, 2017, 38(1): 34-39.
- [10] Zhu J H, Sun YY,Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for a air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 782-791.
- [11] 马最良,姚杨,姜益强,等.热泵技术应用理论基础与实践.北京:中国建筑工业出版社, 2010.

基于 ANN 预测控制的 PV-SAHP 系统启动及变容量运行控制

何宏宇, 李舒宏, 董科枫

(东南大学, 南京 210000)

[摘要] 基于使用需求并根据环境工况的实时变化及时调整控制策略, 对实现光伏太阳能热泵的高效运行有重要意义。为解决传统控制方式在复杂环境工况下无法实现精准高效控制的问题, 利用南京地区搭建的平板式光伏太阳能热泵热水器系统实验台, 根据系统全年工况下运行参数建立神经网络功耗和压缩机频率预测模型, 结合用户使用需求制定启动及实时变容量预测控制策略并进行了控制实验。结果表明: 预测控制方法在变化较为复杂的环境工况下, 较传统的启动和变容量控制方式分别提升 5.37~13.54% 和 8.59%~37.39%, 且可根据使用需求精确控制加热时长。

[关键词] 光伏太阳能热泵; 人工神经网络模型; 控制策略设计; 实时控制实验

0 引言

光伏太阳能热泵 (PV-SAHP) 通过利用太阳辐射资源向用户提供生活热水的同时进行光伏发电, 是一种高效的热电联产装置^[1]。自从 20 世纪 70 年代光伏光热 (PV/T) 技术概念被提出以来^[2], 研究人员对光伏太阳能热泵进行了系统的理论与实验分析。Ito 等人^[3,4]搭建了光伏太阳能热泵实验台, 研究了光伏电池模块的特性和热泵的性能; 裴刚、季杰等人^[5,6]讨论了辐射强度、冷凝器供水温度、玻璃盖板等多种参数对系统性能的影响, 并提出了一种基于分布参数方法的光伏集热蒸发器的动态模型; 荆树春^[7]等人利用修正 Hottel-Whillier 模型建立了光伏光热一体化热泵系统的数学模型, 对制冷剂流量、辐射强度和水温等影响因素进行了分析; Kong^[8]对各种参数对系统的热性能影响做了分析, 结果表明压缩机运行频率、太阳辐照度和环境温度对系统性能影响较大。太阳能为一种不稳定的能源, 合理的控制利用对实现系统高效运行有重要意义, 上述研究为光伏太阳能热泵控制方法的研究奠定了基础。

1998 年, Chaturvedi^[9]开发了用于家用热水制取的可变容量 DX-SAHP 系统, 研究压缩机频率变化对系统性能的影响, 然而 Chaturvedi 仅做了理论分析, 没有根据具体的系统提出实用化的变容量控制策略。2008 年, 孙振华^[10]针对 DX-SAHP 系统建立集中参数仿真数学模型, 根据仿真结果在同时约束总加热时长和限制系统 COP 最低值为控制原则制定变频策略。然而控制策略依照当天平均环境工况制定, 且策略种

类较少从而导致系统不能根据用户实际使用规律和环境工况的实际变化灵活和充分利用环境资源以提升能效。2018 年 Kong 等人^[11]提出了一种 DX-SAHP 系统的变频控制方法, 通过环境工况的变化实时改变压缩机频率以控制温升速度不变从而控制总运行时长, 然而控制方案缺乏考虑加热水温对系统性能的影响, 且未在启动时间的选择上给出具体的参考, 控制策略不完整。

2017 年 Li 等人^[12]搭建了 PV-SAHP 热水器系统并设计了一套完整的变容量控制策略表及开机时间控制策略。然而基于仿真程序模拟得到的控制策略表控制精度较低, 且受到压缩机频率变化范围的限制, 在环境工况波动较大的情况下实验台压缩机频率调节范围无法满足实际调节需求; 开机时间控制策略仍是按照一天内太阳辐射呈正态分布的变化趋势制定控制方案, 不能根据太阳辐射逐时变化情况进行实时调整, 因此仍不是最佳的控制方案。

鉴于传统数学模型繁琐的计算过程不利于控制系统的实时计算和调控, 现有控制策略调节自由度较低、无法灵活高效应对环境工况及使用需求不规则变化的问题, 有必要建立更加简单的系统能耗和压缩机频率预测模型以寻找最优运行时段和压缩机实时运行频率, 制定基于实际使用需求的启动及变容量预测控制策略, 并在不同环境工况下对策略进行实验验证。

1 系统实验台与训练数据采集

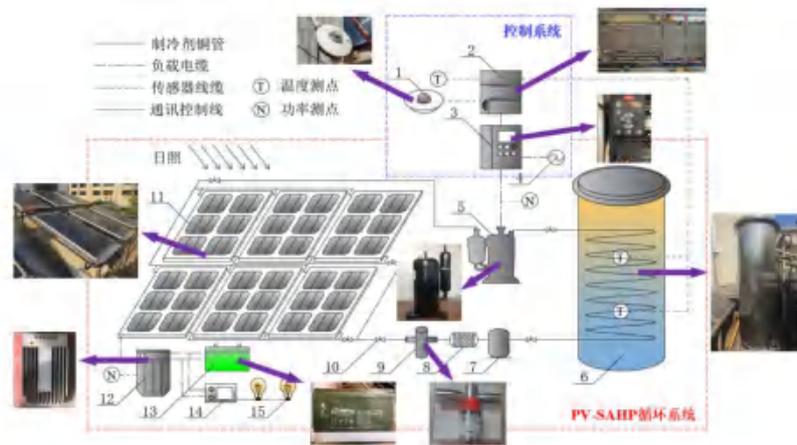
针对解决一天内环境工况不规则变化和系统调

节能能力限制导致加热时段和压缩机变频控制偏离原定计划的问题，同时在最大限度满足用户的实际使用需求前提下尽可能提升系统综合能效，需建立可实时计算的系统能耗和压缩机频率预测模型。预测模型由系统实验台在不同环境工况以及系统运行频率下测得的实验参数训练得到，因此需通过系统实验台采集运行数据。

1.1 系统实验台

本研究中位于南京地区的 PV-SAHP 系统实验平

台各部件的构成与何宏宇等人^[13]搭建的相同，包括 150L 集热水箱、变频调节范围在 20-60Hz 的一匹 R22 工质的交流变频压缩机、4.32m² 平板式光伏集热蒸发器以及电子膨胀阀；测量系统包括温度、太阳辐照度、压缩机耗功与光伏发电功率测量仪器，控制系统包括 PLC 与变频器均已在先前工作中搭建完成。因此，本文对系统控制策略的制定与实验将在之前已搭建的实验台基础上。实验台系统图如图 1 所示。



- 1、太阳总辐射表；2、PLC；3、变频器；4、交流供电；5、交流变频压缩机；6、集热水箱；
- 7、储液器；8、干燥过滤器；9、电子膨胀阀；10、手动截止阀；11、光伏集热蒸发板；
- 12、MPPT 光伏充放电控制器；13、胶体铅酸蓄电池；14、逆变器；15、交流负载

图 1 PV-SAHP 热水器系统图

1.2 运行数据采集

为了便于系统神经网络预测模型的建立，在 2017 年至 2018 年之间进行了不同季节、天气状态以及压

缩机运行频率下的定频加热实验并采集实验数据用于神经网络模型的训练。相关实验数据参见表 1：

表 1 不同工况及运行状态下系统实验数据

日期	平均太阳辐照度/W/m ²	平均环境温度/	初始水温/	结束水温/	运行频率/Hz	加热时长/min
2017/08/25	933.53	37.23	30.9	50.01	50	78
2017/08/25	867.7	33.57	29.88	50	60	73
2017/08/27	602.77	29	29.14	50.08	45	113
2017/10/18	254.69	24.75	21.75	50.02	36	237
2017/11/01	649.09	14.23	17.86	50.01	35	251
2017/11/02	789.64	15.2	18	50.02	36	215
2017/11/06	578.51	22.05	22.25	50.03	36	194
2017/12/28	466.1	5.39	12.89	50.02	60	279
2018/02/27	783.19	14.66	27.34	50.01	48	141
2018/03/19	48.86	10.55	12.9	50.02	60	327
2018/03/04	533.63	12.62	8.53	50	20	486
2018/03/08	404.18	11.54	12	50	20	542
2018/03/14	615.87	15.78	12.66	50.01	30	290
2018/03/23	568.16	14.24	13.96	50.02	50	207

测量系统实时记录实验过程中太阳辐照度、环境温度、水箱水温、光伏发电功率和压缩机功率的变化值。

2 神经网络模型的建立

相较于传统的 PV-SAHP 数学仿真模型计算的复

杂性，人工神经网络（ANN）模型结构简单，且具有更快、更准确的解决传统技术中复杂和非线性问题的优势^[14]，更适合用于系统运行时的实时预测与控制。为了辅助寻找一天内最佳的系统运行时间段和建立更加准确及灵活的变频策略，分别建立神经网络系统

功耗预测模型和系统变频运行预测模型。

2.1 输入输出参数的确定

神经网络预测模型通过已有的输出参数和与之相关的输入参数数据对预测模型进行训练,确定神经网络结构中的权值和阈值,得到可用于对输出参数进行预测的神经网络模型。因此需先确定所需模型的输入输出参数。

1) 系统能耗预测模型

系统总能耗由系统循环加热过程的压缩机能耗 N_{comp} 和发电量 E_{ope} 决定,而二者主要受太阳辐照度 E_s 、环境温度 T_a 、水箱内水温 T_w 以及压缩机运行频率 F 影响。由于水箱内水温的变化差值 ΔT_w (水箱内水得热量变化)由一段时间内环境工况和压缩机运行状态决定,而环境参数由逐时环境预测数据得到,因此将整个加热过程分为每半小时为一段,通过预测半小时内的平均功耗、光伏电池板发电量,从而进一步计算整个循环加热过程的总耗电和发电量;同时需要预测半小时内热水的温升以推测下一段加热循环的水箱内水温。将半小时平均太阳辐照度、环境温度、水箱水初温和压缩机运行频率作为输入参数,对应的 0.5h 内水箱水温升、系统能耗和发电量为输出参数,从实验数据中提取共计 150 组训练样

本。其中 105 组数据用于模型训练,其余 45 组数据用于模型验证。

2) 压缩机频率预测模型

根据以往研究^[11,13]显示,在不同的水箱内水温条件下,加热过程中按照环境工况参数的变化实时改变压缩机运行频率,可通过控制加热速率将加热时间有效的控制在符合加热条件的时段内。为解决系统制热调节能力与部分过好或过差工况不匹配导致运行过程偏离既定加热过程的问题,需在原有控制模型的控制参数中加入加热时长和目标水温控制变量以满足调节需求。

根据不同水箱内水初温 $T_{w,s}$ 、水终温 $T_{w,o}$ 以及压缩机频率数据组合整理出对应运行过程的平均太阳辐照度、环境温度和总加热时长作为压缩机频率预测模型的训练样本,将太阳辐照度、环境温度、水箱内水初温、水终温和加热时长 t 作为输入参数,对应的压缩机运行频率作为输出参数。样本数据同样从实验结果中提取,共计 899 组,并随机选择 629 组数据用于训练神经网络模型,剩余 270 组数据用于模型的验证。

2.2 BP 神经网络预测模型

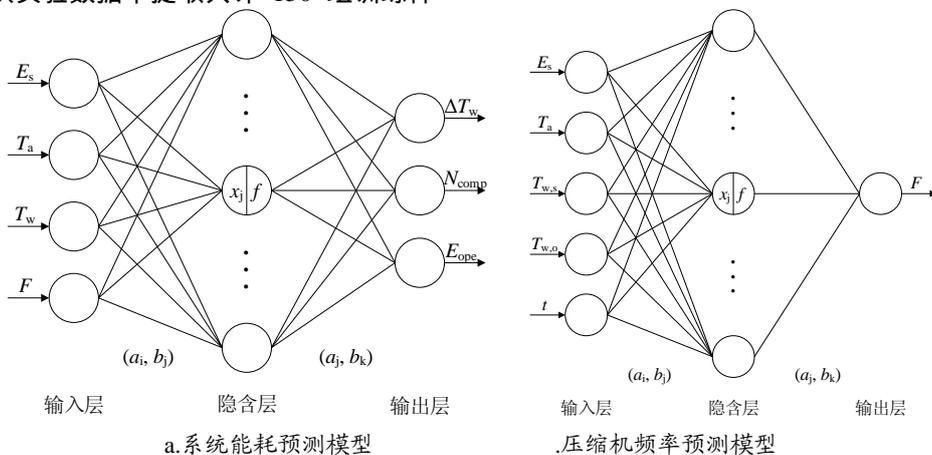


图2 多层前馈神经网络模型结构图

BP 神经网络是一种按照误差逆向传播算法训练的多层前馈神经网络,是目前应用非常广泛的一种神经网络,其结构如图 2 所示。BP 神经网络由三层结构组成:输入层、隐含层和输出层。

在输入输出层参数确定的情况下,而隐含层结构的确定包含隐含层的层数以及隐含层节点数的确定。对于本系统来说,单隐层结构即可很好地反映出输入输出参数之间的关系,隐含层层数的增加会导致神经

网络结构的复杂化,且易出现过拟合的情况;隐含层节点数 N 的确定可以参考以下经验公式^[15]:

$$N = \sqrt{m+1} + a \quad (1)$$

式中, m 为输入层节点个数, l 为输出层节点个数, a 为 1~10 之间的调节常数。本文中根据经验公式两个模型隐含层节点数均设为 12。

每个神经元的值由上一层神经元的加权之和和经过传递函数得到,关系式如下^[16]:

$$x_j = \sum_{i=1}^n (w_i a_i + b_j) \quad (2)$$

$$y_j = f(x_j) = f[\sum_{i=1}^n (w_i a_i + b_j)] \quad (3)$$

式中, n 为输入神经元的个数 (i=1,2,3,...,n), w_i 为输入神经元的权重, a_i 为输入神经元的值, b_j 为神经元的偏差。f 为传递函数。

隐含层和输出层的传递函数分别选择 logsin 函数和 purelin 函数, 对应公式如下:

$$f(x) = \frac{1}{1+e^{-x}} \quad (4)$$

$$f(x) = x \quad (5)$$

2.3 模型验证

本文分别通过平均绝对误差和决定系数对上述两个预测模型进行误差分析, 相应的计算公式如下所示:

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |X_A - X_P| \quad (6)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (X_A - X_P)^2}{\sum_{i=1}^n X_P^2} \quad (7)$$

式中, n 为测试样本个数, X_A 为训练模型预测值, X_P 为测试样本值。

经过验证计算, 两个模型中四个输出值的误差评估参照表 2:

表 2 输出参数误差评估

预测模型	评估参数	平均绝对误差	决定系数
系统性能预测模型	温升值	0.0097	0.99998
	系统能耗	0.68 kJ	0.99999
	系统发电量	3.16 kJ	0.99995
系统频率预测模型	压缩机频率	0.28 Hz	0.99993

可见运用神经网络建立的预测模型可以准确地预测出系统运行参数, 可用于控制策略对系统实时调节过程中的预测计算。

3 控制策略的制定

由于 PV-SAHP 系统应尽量在白天工作以充分利用太阳能^[12], 因而将控制策略的最大可用时段严格控制在 6:00 至 18:00 之间, 同时结合用户实时变化的用能时间段需求将系统实际可用运行时段定为二者的交集。根据以往研究结论可知, 系统运行期间应尽可能降低压缩机频率以降低能耗^[8,17], 而为了保证压缩机的稳定运行, 压缩机频率调节范围均存在下限, 因

此会出现以下两种制热情况:

制热情况 1: 系统以最低频率能在实际可用运行时段内完成热水制取任务;

制热情况 2: 系统以最低频率不能在实际可用运行时段内完成热水制取任务;

对于两种不同的制热情况, 由于调节目标不同, 需分别制定相应的控制策略。

3.1 系统最佳启动时间控制策略

为更好地对系统光伏和光热性能进行综合评价, 同时便于最佳运行工况时段的选取, 根据系统性能系数的评价意义定义了 PV-SAHP 系统的能源输出因子 $f_{en,PVT}$ ^[18]:

$$f_{en,PVT} = \frac{Q_w + E_{pv}}{N_{comp}} \quad (8)$$

式中, Q_w 和 E_{pv} 分别为运行期间系统的得热量和光伏电能输出, N_{comp} 为系统压缩机功耗。

对于制热情况 1, 受到压缩机本身频率调节下限的限制, 在一些环境工况和系统实际可运行时段内全程以最低运行频率即可完成制热任务, 此情况表明系统不需要变频运行以控制加热时长, 需在该时段内寻找环境工况最好的系统加热时段以尽可能降低系统能耗。

一天内的天气状况往往变化多端, 往往会在晴、多云、阴雨等天气状态之间相互切换, 现实情况中太阳辐射变化受天气状态影响剧烈。传统的系统启动时间计算策略往往根据典型晴天状态下太阳辐射以中午 12 点为中心呈正态分布趋势的特点进行归纳总结和计算^[12], 因此不能根据一天内天气状态的变化灵活调整。而神经网络预测最佳启动时间控制策略根据实际可用加热时间段内的逐时天气预报预测逐时太阳辐射和环境温度值, 使用系统能耗预测模型实时计算每个启动时间对应加热过程的系统总能耗, 从而预测系统能耗最低的启动时刻。

由于一般逐时天气预报数据来源不直接提供太阳辐照度数据, 仅提供天气状态作为参考, 因此需根据不同季节、时刻和对应的天气状态对太阳辐照度数据进行量化处理。根据云量由少至多将天气状态划分为晴/多云/阴雨三个状态, 总结南京地区典型气象年的逐时气象数据得到各个月份内不同天气状况对应的逐时平均太阳辐照度数据^[19], 部分月份如图 3 所示。最佳启动时刻控制策略如图 4。

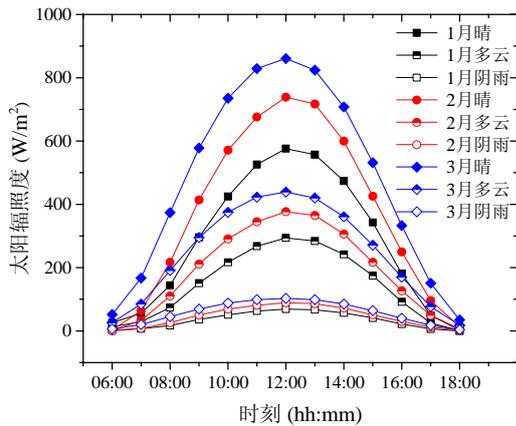


图3 部分月份各天气状态下逐时平均太阳辐照度

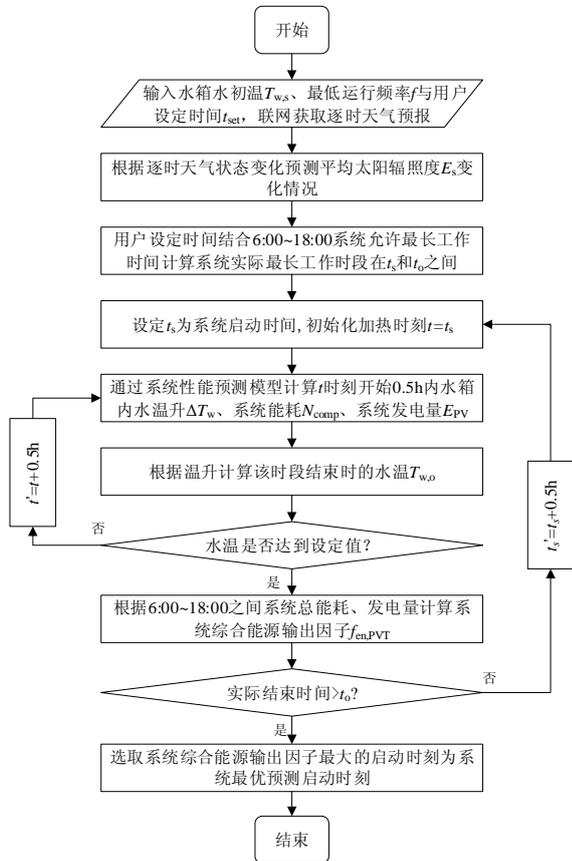


图4 启动时间预测模型

3.2 基于逐时天气状态预调的实时变频控制策略

根据制热情况 2，如果系统在系统实际可用加热时段内不能以最低压缩机运行频率完成加热任务，则需通过调节压缩机频率的方式以保证系统充分利用限定时长完成加热任务。此时通过控制温升速率的方法实现对加热时长的控制，系统在实时环境工况大幅变化的情况下控制运行时除需调节压缩机实时运行

频率，还应考虑不同环境工况下压缩机自身调节能力的限制。此时需要系统根据天气变化情况合理分配不同加热阶段的制热量以充分调用系统的制热能力，控制加热时长的同时维持全程系统低频运行。天气变化指天气状态（晴/多云/阴雨）在加热时段内相互转变。

由于天气变化是一个较为缓慢的过程，绝大多数情况下一个完整的加热时段内只会出现一次天气状况转变的情况，因此按照加热时段内天气状态出现变化的时刻可将加热时段分为两段：加热前期和加热后期。根据制热任务和预测环境变化情况，分别根据实时制热量变化情况进行变频调节或对不同天气状态下制热量进行预分配，通过系统实时变频调节达到控制总加热时长的目的。实时变频控制策略步骤如图 5。

图中转换水温定义为天气状态转变时刻的预测水温目标，转换水温值的确定方法：根据加热后期时长、加热最终温度目标和压缩机频率期望值，运用系统性能预测模型预测加热后期初始时的水温，该水温即为总加热过程的转换水温。压缩机频率中值的选择依据是为系统在根据实时环境工况的变化调节频率时能够保证压缩机足够的调节余量，压缩机频率期望值设为压缩机频率范围中值，以保证前期充分利用系统的制热能力的同时使加热后期压缩机具有足够的调节余量。本系统压缩机频率中值根据频率变化范围设为 40Hz。

4 启动及变容量综合控制实验

在 2019 年 3 月至 4 月之间进行了多次实验以验证新的启动时间控制策略和实时变频控制策略的控制效果，并分别与传统控制方式的模拟结果进行了对比。模拟数据参照何宏宇等人^[13]建立的仿真模型得出。

4.1 系统最佳启动时间预测控制策略与传统控制方式对比

以 2019 年 3 月 4 日和 3 月 9 日的天气为例进行实验和模拟分析。在这两天假设用户端不做时间要求，仅需在白天之内将水加热至 50。与系统性能预测模型根据天气预报数据判断当天可采用系统最低频率运行方式完成任务，因此实验采用基于系统性能预测模型预测最佳启动时间控制策略进行控制。天气预报数据由 TheWeatherChannel 应用软件提供。3 月 4 日和 3 月 8 日逐时天气预报以及环境状况图 6 所示：

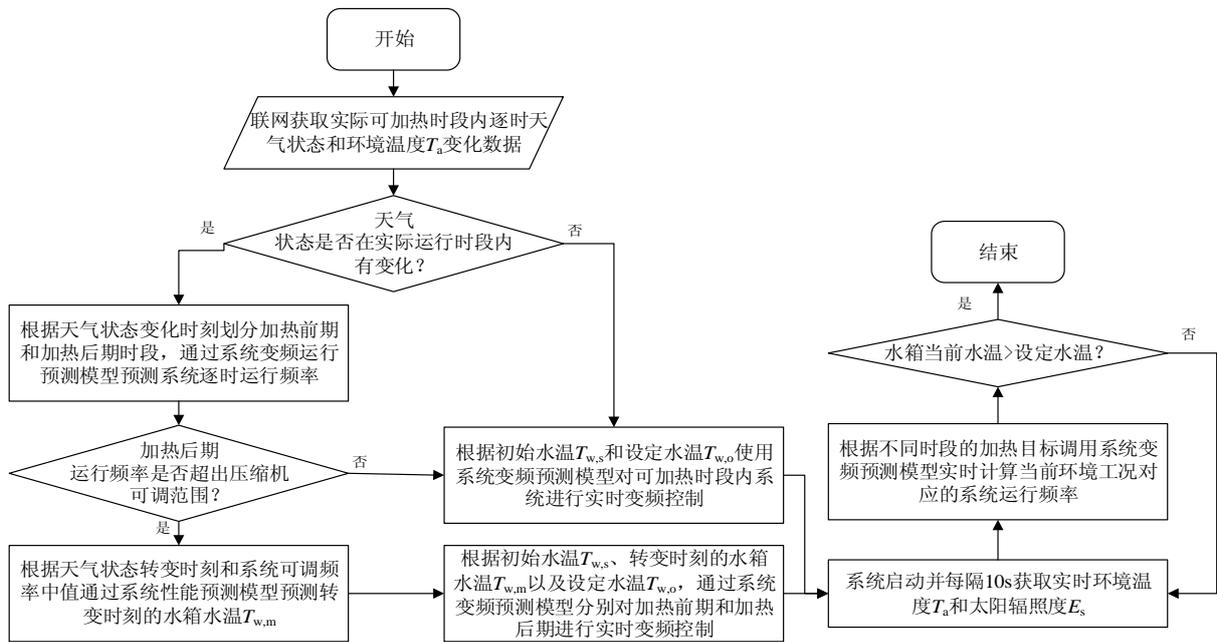


图5 基于逐时环境预测模型预测的实时变频控制策略

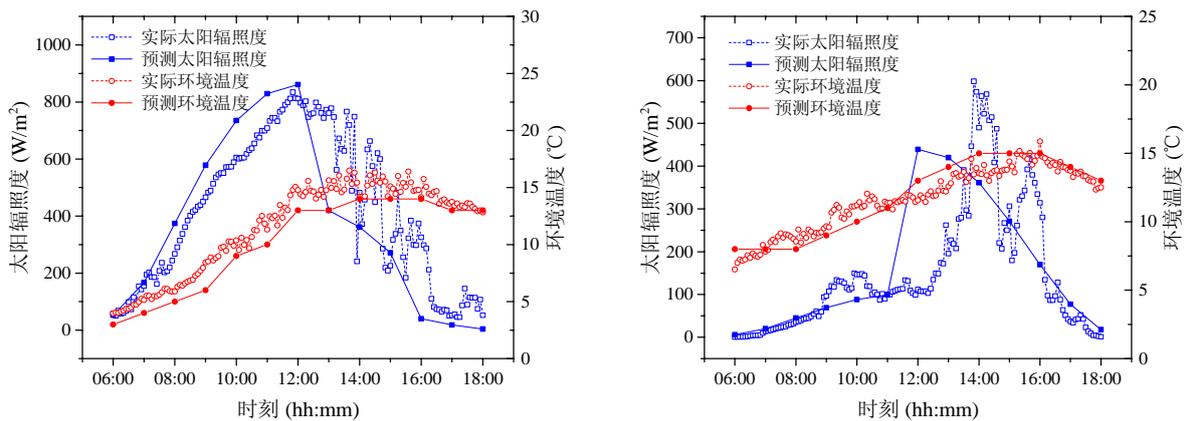


图6 3月4日和3月9日实际环境工况与天气预报预测环境工况比较

图6中可以看到尽管通过天气预报预测的逐时平均环境工况数据并不是非常准确,但也能基本正确反映其大致的变化趋势,为系统运行时段的选择提供了一定的参考依据。

在3月4日,水箱内初始水温为8.1;在3月9日,当天水箱内初始水温为19.8。两天的目标加热水温均为50。为体现系统最佳启动时间控制策略的控制效果,选取两种传统的控制方式进行模拟对比:启动方式一根据启动时刻的天气推算当天平均辐射强度和环境温度,查询控制策略表得到制热水时长,再根据当天天气状态得到所需延迟时间,最终得出系统启动时刻^[12];启动方式二则根据3月份的月平均太阳辐照度和环境温度数据计算系统以最低频

率运行的总时长,以12点为中间时刻计算系统的启动时刻^[20]。三种启动控制方式的预测启动时刻和实验模拟结果对比如表3所示:

表3 3月4日、3月9日

预测时间启动控制与其他控制方式结果对比

控制方式	平均 Es /W/m2	平均 Ta /	起始时刻	耗时 /min	fen,PVT
日期:2019年3月4日					
预测时间启动控制	595.6	12.91	8:00	419	8.05
方式一	422.8	13.89	9:40	493	7.09
方式二	562.2	11.81	7:21	409	7.58
日期:2019年3月8日					
预测启动时间控制	224.8	12.89	10:00	443	4.12
方式一	159.4	11.23	07:12	481	3.8
方式二	189.4	12.23	8:37	454	3.91

从表3中可以看出,预测时间启动控制方式在两天内均根据预报逐时天气状态捕捉到了更好的环境工况时段,策略根据实际环境工况变化趋势自动捕捉工况最佳时段以保证系统性能最佳。而控制方式一在两天内均根据启动时刻的天气状态预测最佳启动时段,忽略了天气状态变化对最佳运行工况预测的影响;控制方式二所参考的逐月平均环境工况数据与当天实际环境工况数据差距较大,天气实际变化趋势与理想趋势不符。两种传统控制方式均未根据实际工况变化趋势控制系统运行在一天内最佳工况时段内导致系统制热性能均不为最优。基于启动时间预测控制策略的系统 fen,PVT 在 3 月 4 日较两种传统启动控制分别高出 13.54% 和 6.2%, 在 3 月 9 日较传统启动控制分别提升 8.42% 和 5.37%, 取得了很好的节能效果。

4.2 基于逐时天气状态预调的实时变频控制策略与传统控制方式对比

以 2019 年 3 月 24 日和 4 月 2 日的环境工况为例进行实验和相关对照组的模拟。3 月 24 日,假设用户将加热时间限定在 9:30~14:30 之间,加热初始水温

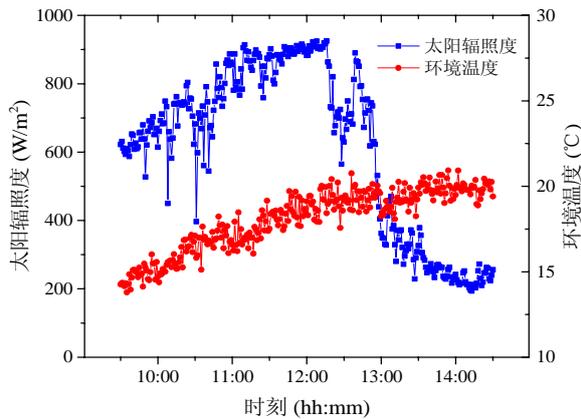


图7 3月24日和4月2日加热时段环境工况

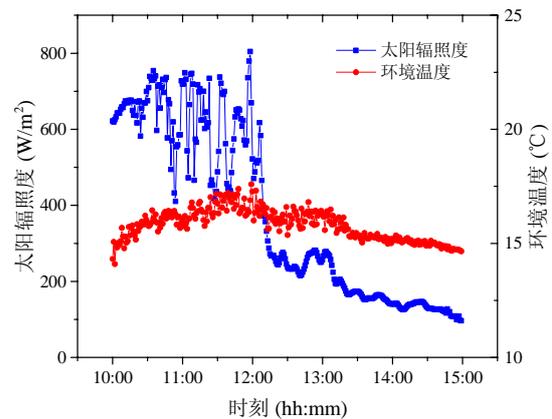
由表4可知,在3月24日,加热时段内根据逐时天气状态预测系统压缩机平均运行频率为21.6,高于压缩机最低可调运行频率,且从逐时预测频率中可以看出在系统运行后期(12:00后)未超出压缩机频率可调范围,因此无需进行制热量预分配;在4月2日,根据天气预报预测全程的压缩机频率在58.4Hz,然而在加热后半程即12:00之后逐时压缩机预测频率分别为77.2Hz和81.7Hz,高于最高压缩机可调频率,因此需要对制热量进行预分配以控制整体的加热时长以满足用户的时间段限制需求:根据系统性能预测模型可算出在天气状态转折点12:00和预测加热水温

为17.76;4月2日,假设用户将加热时间限定在10:00~14:00之间,加热初始水温为15.28。两天的目标水温均设定为50。相关的天气状态和运行状态预测见表4,实际变化情况如图7所示。已知实验台压缩机频率调节范围在20-60Hz之间。根据神经网络频率预测模型预测的两天内全程平均频率显示均高于系统压缩机最低频率,因此选择实时变频控制策略进行预测控制:

表4 3月24日、4月2日加热时段内

天气预报及系统运行状态预测

时刻	天气状态	环境温度/	预测逐时运行频率/Hz
10:00	晴	15	17.5
11:00	晴	17	14.9
12:00	多云	18	25.2
13:00	多云	19	25.2
14:00	多云	19	27.5
3月24日全程平均值		17.6	21.6
10:00	多云	15	45.8
11:00	多云	17	41.8
12:00	阴	17	77.2
13:00	阴	16	81.7
4月2日全程平均值		16.25	58.4



37.04,总加热时段分为10:00-12:00和12:00-14:00两个加热时段,变频策略根据不同时段制热目标实时控制。同样,为了为体现新控制策略控制效果,选取两种传统的控制方式进行模拟对比:控制方式一需根据不同太阳辐照度和环境温度对压缩机频率进行分档制定,对系统运行进行变频控制^[13];控制方式二分别根据3月和4月平均环境工况计算可在预期加热时长内完成制热任务的压缩机频率,在启动时刻按照该频率定频启动运行^[10]。三者的压缩机频率变化和水温变化情况如图8和图9所示,并将模拟和实验的控制结果列于表5和表6中:

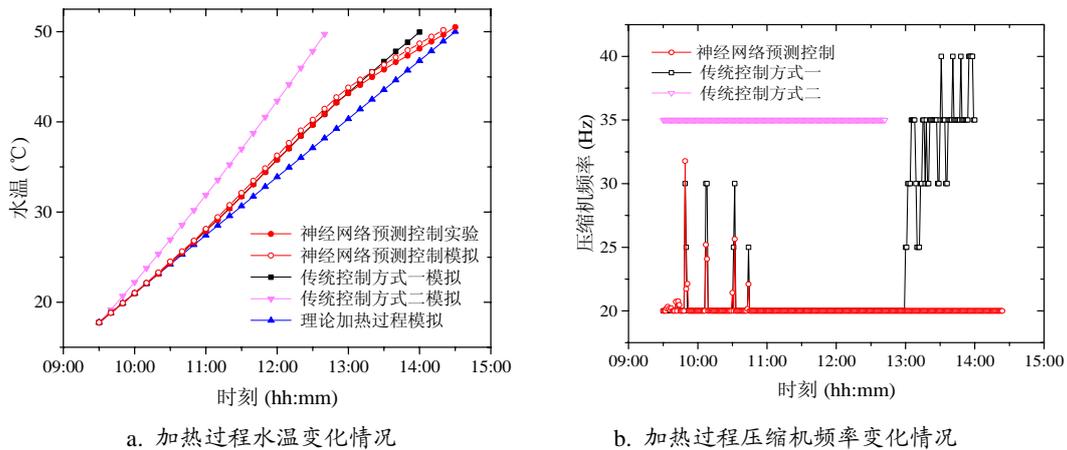


图8 3月24日不同控制策略的系统变化状态

表5 3月24日神经网络预测控制
与其他控制方式结果对比

控制方式	平均 Es /W/m2	平均 Ta/	平均 F/Hz	耗时 /min	fen,PVT
神经网络预测控制	622.9	18.01	20.1	294	9.48
方式一	658.3	17.85	23.3	270	8.73
方式二	770.6	17.2	35	193	6.9

图8中理论加热过程为控制方式一的理论加热过程,即压缩机频率调节不受实际频率范围限制。从3月24日环境工况变化图可以看到,在13:00前由于平均太阳辐照度较高导致系统理论运行频率低于最低可调节频率,传统控制方式一由于在加热前期以高

于理论运行频率的最低频率运行,在后期以理论运行频率运行,从而导致整体加热时长较预定时长缩短了30分钟;传统控制方式二则由于理论环境工况与实测值差距过大导致运行频率设定过高,较预计结束时刻提前了107分钟。而神经网络预测控制则在13:00之后则根据当前加热量和剩余可用时间对加热速率进行了实时调整,根据前期制热增量实时减少后期的制热量,控制总时长的同时充分降低了加热期间压缩机平均运行频率,系统fen,PVT较传统控制方式分别提升8.59%和37.39%。

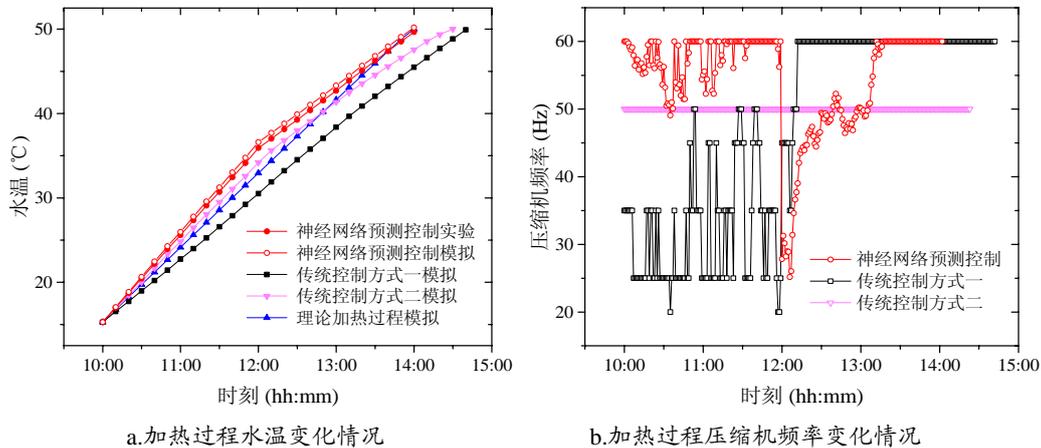


图9 4月2日不同控制策略的系统变化状态

表6 4月2日神经网络预测控制与其他控制方式结果对比

控制方式	平均 Es /W/m2	平均 Ta/	平均 F/Hz	耗时 /min	fen,PVT	超时 /min
神经网络预测控制	335	15.99	54.7	242	4.74	2
方式一	286.1	15.84	47.4	282	4.98	42
方式二	319.6	15.95	50	263	4.85	23

根据图9可以看到,在4月2日,传统控制方式

一在加热前期可以根据环境工况正常变频使温升速率基本与理论过程温升吻合,而在12:00后环境工况突然变差,导致在后期制热量对应所需的理论压缩机频率超出了实际频率调节的上限,实际加热时间超出预定时长42分钟;控制方式二同样由于错误估算平均环境工况而导致加热时长超出预计时长23分钟。而神经网络预测控制策略根据环境工况变化预测数

据计算出 12:00 的转换水温为 37.04 , 高于理论加热过程此时的 32.64 水温预测值从而弥补了加热后期由于平均环境工况变差带来的制热能力不足的问题, 相对于预期加热结束时刻仅超时 2 分钟。尽管此类天气状态变化情况下神经网络预测控制方式 $f_{en,PVT}$ 略低于传统策略表控制方式, 但保证了加热时间的精准控制。

可以看出, 较于传统的变频控制策略, 神经网络预测变频控制策略根据不同环境工况下系统的制热能力和实时环境工况灵活分配各时段制热任务, 控制加热速率, 尽可能降低压缩机频率以提升系统制热性能的同时精确控制加热时长以满足用户时间设定要求。

5 结论

本文根据已有研究中搭建的 PV-SAHP 热水器实验台装置, 提出一种基于 BP 神经网络预测与实时控制的 PV-SAHP 热水器综合控制策略, 并在不同制热条件下进行了实验研究, 得出以下结论:

1) 在不同环境工况和压缩机运行频率下进行变频实验并采集实验数据, 并根据实验数据建立神经网络系统能耗和压缩机频率预测模型用于实时预测控制策略的实现。

2) 根据系统在实际运行时段内能否以最低运行频率完成制取热水的任务, 分别建立相应控制策略: 若系统以最低频率能在实际可用运行时段内完成热水制取任务, 根据天气预测寻找最佳工况时段以计算系统总能耗最低的启动时刻; 否则根据天气预报进行基于加热任务预分配的实时变频控制, 使系统充分利用加热时段以降低系统总能耗。

3) 在南京运用 PV-SAHP 热水器实验台针对两种控制策略分别进行了实验。结果表明: 通过神经网络预测最佳启动时刻控制策略较传统控制策略的系统整体 $f_{en,PVT}$ 提升 5.37~13.54%; 通过基于逐时环境预测预调的实时变频控制策略较传统控制策略的系统 $f_{en,PVT}$ 提升 8.59%~37.39%, 且可以精确控制加热时间。

综合控制方法以及实验结论将有助于 PV-SAHP 系统的进一步研究和应用。

参考文献

[1] 张淞源, 关欣, 王殿华, 等. 太阳能光伏光热利用的研究进展[J]. 化工进展, 2012, 31(S1): 323-327.
[2] Kumar R, Rosen M A. A critical review of photovoltaic-thermal solar collectors for air heating[J].

Appl. Energy, 2011, 88 (11): 3603-3614.

[3] Ito S, Miura N. A comparison of heat pump systems using different types of direct expansion solar collectors[C]//Proceedings of biennial congress of the International Solar Energy Society. Denver, USA. 1991: 1655-9.

[4] Ito S, Miura N, Wang K. Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors[J]. Solar Energy, 1999(65): 189-196.

[5] Ji J, Pei G, Chow T T, et al. Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system. Solar Energy, 2008, 82(1): 43-52.

[6] 裴刚, 李晶, 季杰. 玻璃盖板对光伏-太阳能热泵冬季综合性能的影响[J]. 太阳能学报, 2010, 31(03): 323-327.

[7] 荆树春, 朱群志, 张静秋, 等. 光伏光热一体化装置与热泵结合系统的影响因素分析[J]. 可再生能源, 2013, 31(06): 1-4,9.

[8] Kong X Q, Zhang D, Li Y, et al. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater[J]. Energy, 2011, 36: 6830-6838

[9] Chaturvedi S K, Chen D T, Kheireddine A. The thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump[J]. Energy Conversion and management, 1998, 39(3-4), 181-191.

[10] 孙振华, 王如竹, 李郁武. 基于仿真与实验的直膨式太阳能热泵热水器变频策略[J]. 太阳能学报, 2008, 29(10): 1235-1241.

[11] Kong X, Sun P, Jiang K, et al. A variable frequency control method and experiments of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. Solar Energy, 2018, 176, 572-580.

[12] Li S H, He H Y, Dong K F, et al. Research on real-time integrated control method of PV-SHAPW H. Solar Energy, 2019, 182: 213-224

[13] 何宏宇, 李舒宏, 董科枫. 光伏一体化太阳能热泵热水器的实时变容量控制[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, 49(12): 3095-3104.

[14] Ghritlahre H K, Prasad R K. Application of ANN technique to predict the performance of solar c

ollector systems - A review. Renewable Energy, 2018, 134: 343-356.

[15] 王嵘冰, 徐红艳, 李波, 等. BP神经网络隐含层节点数确定方法研究[J]. 计算机技术与发展, 2018, 28(04): 31-35.

[16] Kamar H M, Ahmad R, Kamsah N B, et al. Artificial neural networks for automotive air-conditioning systems performance prediction[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1):63-70.

[17] Yousefi M, Moradali M. Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump

water heater[J]. Energy South. Afr., 2015, 26: 110-117

[18] 季杰, 裴刚, 何伟, 等. 太阳能光伏光热综合利用研究[M]. 科学出版社, 2017.

[19] 齐庆梅. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 中国建筑工业出版社, 2005.

[20] 张政. 太阳能光伏光热一体化热泵/热管系统性能研究[D]. 东南大学, 2016.

基于太阳能耦合燃料电池热电联供系统的太阳能光电/光热试验研究

张涛¹, 韩吉田², 赵红霞², 段炼²

(1.山东省泰安市中心医院, 泰安 271000

2.山东大学能源与动力工程学院, 济南 250061)

[摘要] 为了有效利用可再生能源并显著提高可再生能源利用效率, 缓解能源危机和减少环境污染。利用“温度对口, 梯级利用”的原理将太阳能光电及燃料电池发电、太阳能热利用及燃料电池余热回收利用结合起来, 构建太阳能耦合燃料电池的热电联供系统。根据热电联供系统的构成, 搭建太阳能气象工作站、太阳能光电/质子交换膜燃料电池模拟器、低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统试验平台, 测试太阳能光电/光热的运行参数, 验证太阳能耦合燃料电池热电联供系统的可行性。试验结果表明: 100W 太阳能光伏板平均充电电压值为 11.73V, 平均充电功率为 18.29W, 平均充电效率为 14.22%, 光伏板平均温度系数为 0.0763, PEMFC 电能转化效率为 22.06%。在试验验证期间, 全玻璃真空管集热器温升速率随着水箱内平均温度的升高逐渐增加, 但当水箱内平均温度趋向最大值时, 由于受到辐照强度、环境参数变化的影响, 试验温升速率逐渐减小。在低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统中, 储热水箱最低平均温度为 44.24℃, 满足热用户全天需求。管板集热器总平均热效率为 35.43%, 黑陶瓷集热器总平均热效率为 40.21%, 新材料技术有利于提高集热器的热效率。太阳能光电/光热试验数据验证了太阳能耦合燃料电池热电联供系统的可行性, 对有效解决我国能源紧缺、环境污染等问题具有重要的理论和工程应用价值。

[关键词] 热电联供系统; 燃料电池; 太阳能光电; 太阳能光热; 试验研究

引言

太阳能是一种可再生能源, 利用太阳能对于节约常规能源、保护环境具有极其重大的意义^[1]。燃料电池是等温地将储存在燃料与氧化剂中的化学能直接转化为电能, 具有高效、不依赖环境变化的特点^[2]。作为一种具有良好发展前景的低温燃料电池, 质子交换膜燃料电池 (PEMFC) 具有工作温度低、无污染、无腐蚀、比功率大、启动迅速等优点^[3]。太阳能耦合燃料电池热电联供系统具有能源利用率高、能源循环利用的特点, 对于解决能源短缺和环境污染两大世界难题具有重要意义。

太阳能耦合燃料电池热电联供系统分为太阳能光电/燃料电池的发电系统、太阳能光热/燃料电池的余热回收系统。太阳能光电/燃料电池系统是有效的一种复合电能系统, 联供系统主要包括太阳能光伏电池、水电解槽、氢气储罐、燃料电池^[4], 水电解槽接

受光伏直流电生成氧气及氢气, 电解水生成的氢气储存在储氢罐中, 燃料电池消耗储存的氢气产生电能^[5]。电能输出的可靠性以及增加的利润, 是太阳能光电/燃料电池系统的最大优点^[6-9]。全玻璃真空管集热器、单效溴化锂吸收制冷系统、质子交换膜燃料电池、板式换热器可组成冷热电联供系统, PEMFC 为住宅内的照明和家电提供电力, 在没有太阳辐照的条件下, PEMFC 也可为住宅提供限量的热水^[10-13]。太阳能光热/PEMFC 的仿真研究表明, 当燃料电池的电流密度为 $900\text{mA}\cdot\text{cm}^{-2}$ 时, 电池的最大输出功率为 7.19kW, 最大输出热能为 13.20kW。当燃料电池运行温度由 75℃ 升高至 95℃ 时, 燃料电池最大输出功率由 7.30kW 下降为 6.90kW, 但最大输出热能由 7.70kW 上升为 8.10kW^[14-16]。在太阳能光热/PEMFC 联供系统中, 氢气的反应速率、燃料电池运行温度、电堆循环冷却水进出口温度、电堆的输出电压与电流是主要影响因素, 电堆循环冷却水输出功率决定水冷系统参数及太阳能热水系统参数^[17]。

本文在全玻璃真空管太阳能集热器研究的基础上, 参阅太阳能光电/光热和 PEMFC 联供系统的相关

基金项目: 基于 SOFC/GT 和氨吸收式动力/制冷复合循环的 CO₂ 准零排放分布式冷热电联供系统特性协同仿真与优化集成研究, 2014.01-2017.12, 51376110

试验研究，搭建太阳能气象站、太阳能光电/PEMFC 模拟器以及低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统试验平台，试验研究太阳能光电/光热和 PEMFC 热电联供系统基础参数，试验验证太阳能耦合燃料电池热电联供系统的可行性。

1 联供系统构成

如图 1 所示，太阳能光电/光热和 PEMFC 热电联供系统由太阳能气象站、太阳能光电/PEMFC、低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统及 PEMFC/板式换热器构成。

在太阳辐照充足的条件下，太阳能光伏板产生电能，这些电能首先通过直流控制器供给电用户；同时产生的多余电能输送给电解槽，在电解槽中电解水产生氢气和氧气。电解水产生的氢气和氧气，首先分别储存在氢气储罐和氧气储罐中；当太阳辐照强度较低或辐照强度为零时，氢气和氧气经过质子交换膜燃料电池的电化学反应产生直流电能，直流电能经过功率转换装置供给电用户直接使用，由此构成太阳能光电/PEMFC 联供系统。

空气源热泵控制温度设定为 40~45℃，维持储热水箱内温度为 40~45℃。当储热水箱水位低于 40% 时，软化水补水经电磁阀进入储热水箱，与储热水箱

内的热水混合；在太阳辐照充足的条件下，启动太阳能热水循环泵，储热水箱内热水流经低温太阳能集热器并吸收太阳辐射能，吸收太阳辐射能的热水温度升高并储存在水箱内；当储热水箱内热水温度低于 40℃ 时，启动空气源热水循环机组，储热水箱内热水流经空气源热泵并吸收空气热能，吸收空气热能的热热水温度升高并储存在水箱内，当储热水箱内热水温度高于 45℃ 时，空气源热水机组停止运行。低温太阳能集热器、空气源热水循环机组、储热水箱和自动控制系统，组成完整的低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统。

当水温为 55℃ 的燃料电池电堆去离子循环冷却水流经板式换热器时，释放热量后水温下降为 50℃，水温为 50℃ 的去离子循环冷却水流经 PEMFC 电堆，吸收运行温度为 80℃ 左右的电堆热量，温度升高为 55℃ 的循环冷却水；当储热水箱内 40℃ 的太阳能热水流经板式换热器时，吸收热量后水温上升为 45℃，水温为 45℃ 的太阳能热水流经储热水箱，并储存在水箱内部供给用户使用。PEMFC 电堆、板式换热器和太阳能储热水箱构成 PEMFC 电堆/太阳能光热热电联供系统。

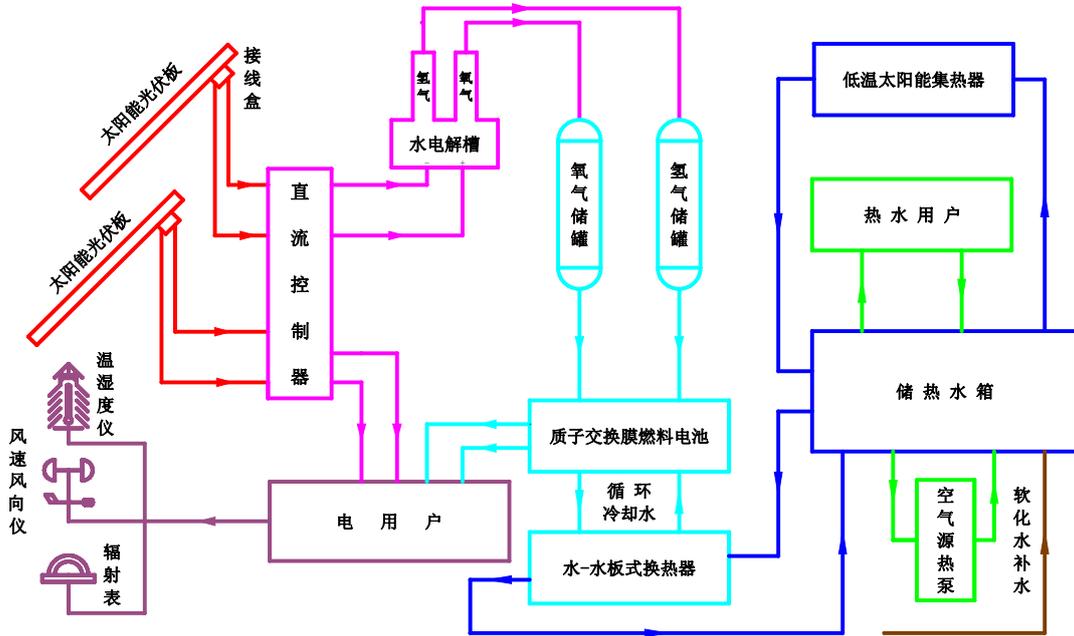


图 1 太阳能光电/光热和 PEMFC 热电联供系统简图

2 试验装置

根据太阳能耦合燃料电池热电联供系统的构成，太阳能光电/光热的试验装置主要包括太阳能气象站、太阳能光电/PEMFC 模拟器、低温太阳能集热器

/空气源热泵热水系统。

2.1 太阳能气象站

如图 2 所示，太阳能气象观测站的室外仪器包括风速风向仪、温度湿度仪、数据采集器、太阳辐射表、

数据采集线、仪器支架等设备;太阳能气象观测站的室内仪器包括太阳能热水系统测试仪、测试软件、测

试主机、数据采集线等设备。

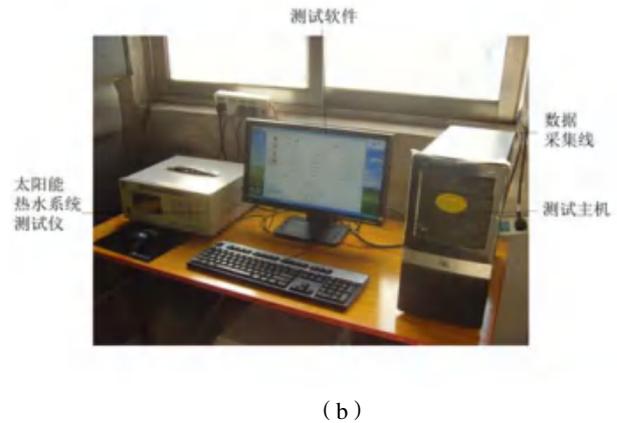
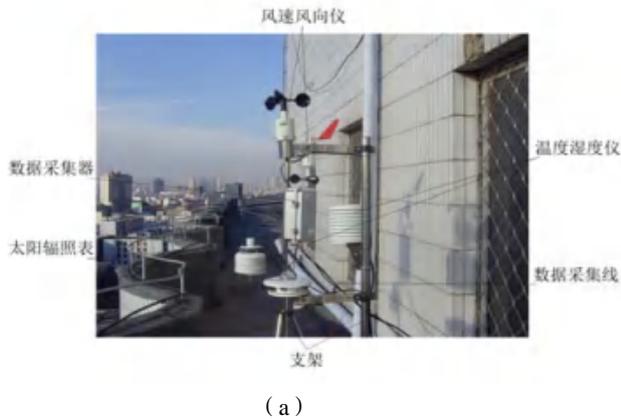


图2 太阳能气象观测站。(a) 室外设备; (b) 室内设备

2.2 太阳能光电/PEMFC

如图3所示,太阳能光电/PEMFC 模拟器试验系统,主要分为两部分。

第一部分为充电,当日照充足时,太阳能光伏板产生直流电为蓄电池充电,所需仪器主要为100W 太阳能光伏板、光伏控制柜、蓄电池等。

第二部分为放电,当太阳辐照强度为零,光伏板电压及电流降为零时,启动蓄电池放电开关,电解水槽产生氢气和氧气,氢气驱动 PEMFC 模拟器产生直流电流,所需仪器主要为蓄电池、光伏控制开关、电解水槽、PEMFC 模拟器等。

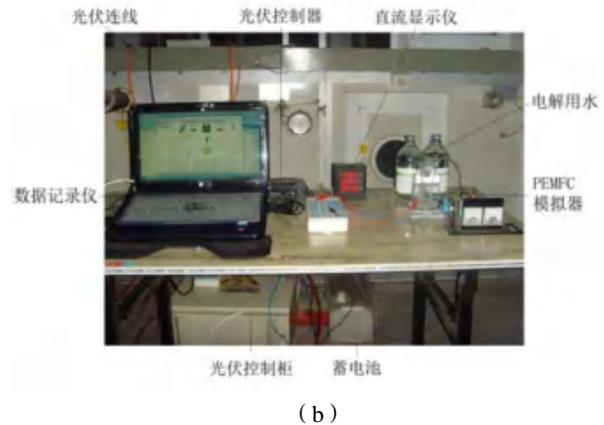
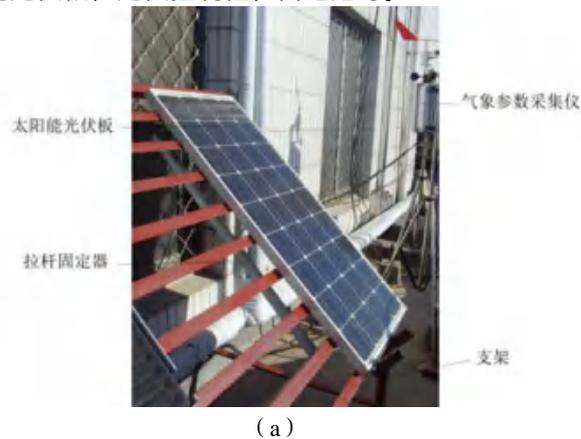


图3 太阳能光电/PEMFC 模拟器。(a) 室外设备; (b) 室内设备

2.3 低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统

如图4所示,太阳能光热/PEMFC 试验系统主要分为四部分。

第一部分为太阳能集热器加热系统,当日光充足时,生活用水经太阳能集热器加热温度升高,试验装置为太阳能循环泵、横双排全玻璃真空管太阳能集热器。

第二部分为空气源热泵系统,当水箱内水温低于设定值时,空气源系统启动,生活热水吸收空气热能后温度升高,试验装置为空气源热泵机组、循环水泵等辅助设备。

第三部分为储热水箱,所有生活热水均储存在水箱内部,储热和保温是水箱的两个主要指标。

第四部分为板式太阳能集热器测试平台,主要包括板式太阳能集热器、储热水箱、便携式气象站、支架、热水循环泵、测温热电阻等设备。为与全玻璃真空管集热器形成对比分析,本文采用管板式集热器以及强化传热的黑陶瓷集热器。在水箱内部高、中、低不同位置,测量水温变化并计算储热水箱平均温度,集热器进出口均安装 Pt100 热电阻,以便测量集热器温度变化。

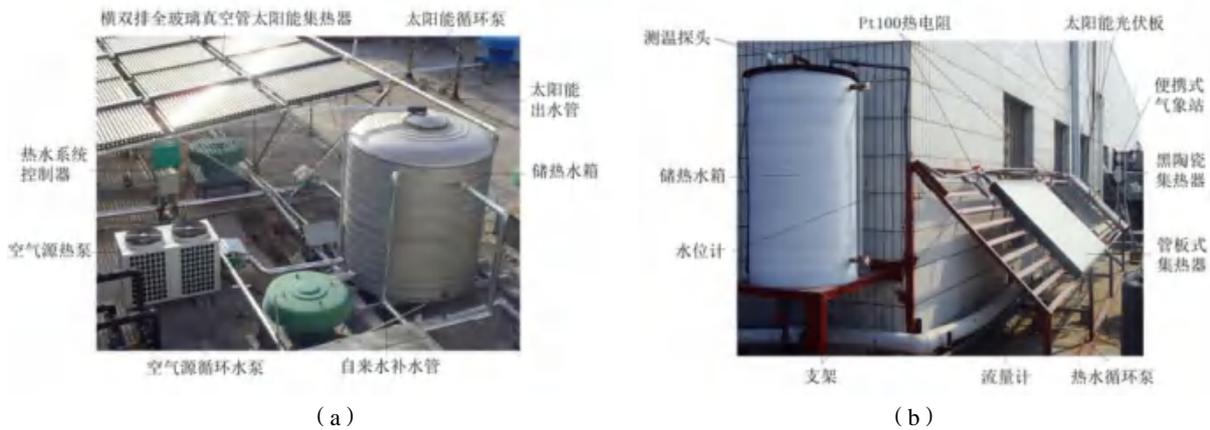


图4 低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统。(a) 室外设备; (b) 室内设备

3 性能指标

本文根据太阳能光电/光热试验研究要求, 主要研究质子交换膜燃料电池转化效率、太阳能集热器热效率的变化, 试验验证太阳能耦合燃料电池热电联供系统的可行性。

质子交换膜燃料电池运行时, 氢氧发生反应生成水, 若生成水为液态则为高热值效率 (HHV), 若生成水为气态, 则为低热值效率 (LHV)。本文应用循环水冷却, 故采用高热值效率 (HHV), 电能转化效率如式 1 所示。

集热器效率可定义为, 集热器输出的有用功率与投射到集热器上的太阳辐射功率之比, 集热器效率跟选择的集热器面积有直接的关系。本文根据试验要求, 选择以总面积为参考的集热器效率, 集热器效率如式 2 所示。

$$\left. \begin{aligned} \eta_{e(HHV)} &= \frac{V_c}{1.48} \\ \eta_{e(LHV)} &= \frac{V_c}{1.25} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A_G G} = \frac{\dot{m}c(T_e - T_i)}{A_G G} \quad (2)$$

式中, $\eta_{e(HHV)}$ 为高热值效率; $\eta_{e(LHV)}$ 为低热值效率; V_c 为质子交换膜燃料电池电压, V; η 为集热器效率; \dot{Q} 为有用功率, W; A_G 为集热器总面积, m^2 ; G 为辐照强度, $W \cdot m^{-2}$; \dot{m} 为流体质量, kg; c 为定压比热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$; T_e 为终止温度, K; T_i 起始温度, K。

4 太阳能气象参数

本文以 2015 年春分、夏至、秋分及冬至四个节气日为基础, 分析全年及当日气象参数变化。

4.1 全年气象分析

环境温度、辐照强度、环境湿度、露点温度、瞬时风速和平均风速全年变化趋势如图 5 所示。

测试地点位于北半球, 辐照强度在春分和夏至至最高, 冬至最低; 春分和夏至接受太阳辐照量, 大于秋分和冬至接受太阳辐照量; 环境温度在夏至时最高, 冬至最低, 春分和秋分的温度最为适宜。

测试地点春季干燥, 使得春分环境湿度最低, 由于秋分和冬至雨水较多, 所以夏至、秋分和冬至的环境湿度依次升高; 相同压力同一温度时, 相对湿度大的气体露点温度高于相对湿度小的气体露点温度, 夏至和秋分的露点温度高于冬至和春分, 由于春分天气干燥, 所以春分露点温度最低。

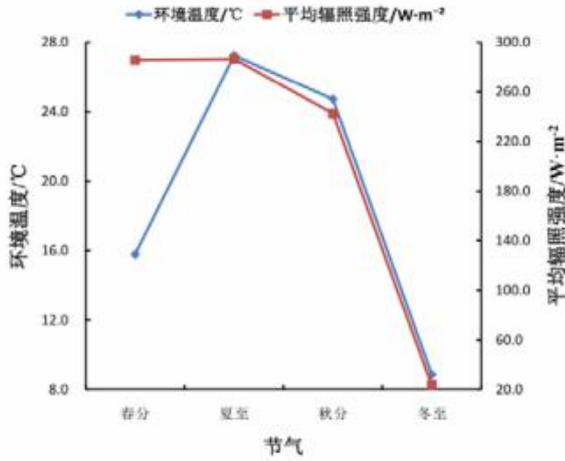
风是由于空气受热或受冷而导致的从一个地方向另一个地方产生移动的结果, 瞬时风速指的是风速的瞬时值; 一定时段内数次观测的风速的平均值, 称为平均风速。夏至环境温度最高, 冬至环境温度最低, 在春分、夏至、秋分和冬至四个节气 24 小时测试时间内, 冬至当天 24 小时的瞬时风速和平均风速均分别高于其它三个节气当天的风速值。

4.2 单日气象分析

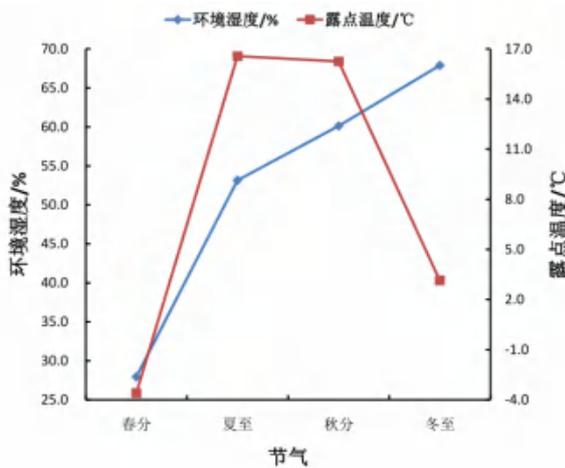
通过观测气象参数变化, 以 2015 年夏至当日气象参数为基础, 以全天时刻变化为基准, 分析环境温度、辐照强度、环境湿度、露点温度、瞬时风速和平均风速二十四小时变化趋势, 夏至当日气象参数分析如图 6 所示。

当日 0:00 ~ 5:00 及当日 19:00 ~ 0:00, 太阳辐照强度为 $0W \cdot m^{-2}$, 由于没有太阳辐照热量, 环境温度在凌晨 5:00 降至最低; 当日 5:00 至当日午时 12:00, 辐照强度逐渐升至最高, 由于吸收太阳辐照热量, 环境温度逐渐升高, 当日 12:00 ~ 16:00, 环境温度最高; 辐照强度自 12:00 ~ 19:00, 逐渐降至最低, 环境温度

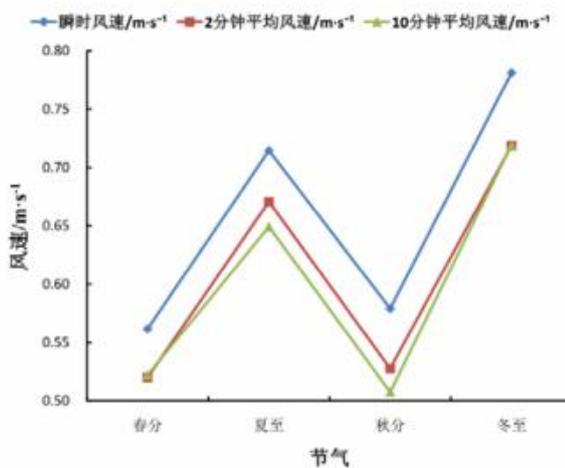
自 16:00 逐渐下降，完成当日循环。



(a)

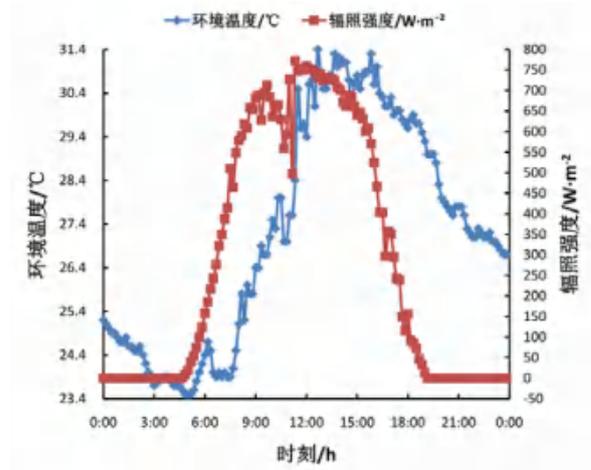


(b)

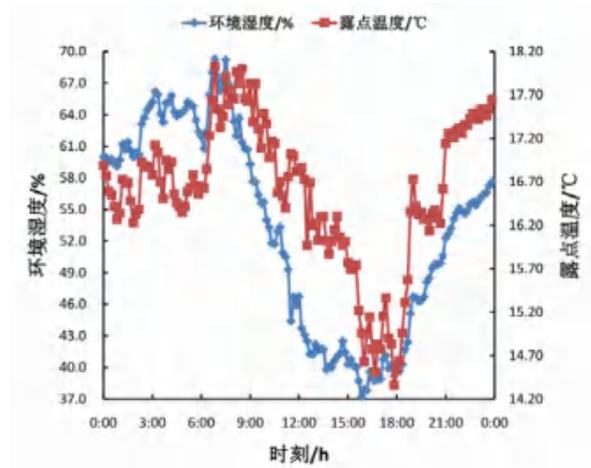


(c)

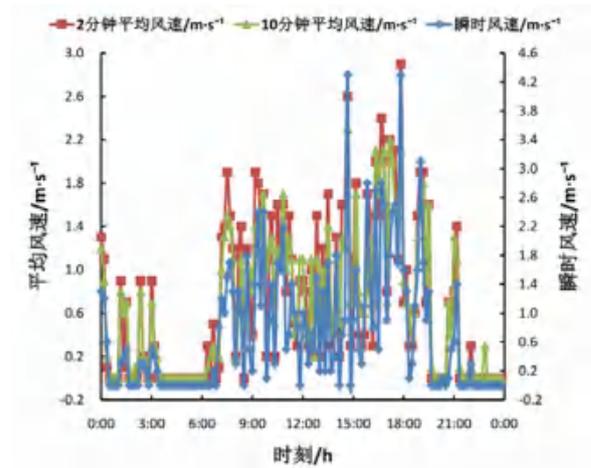
图 5 全年气象参数分析。(a) 环境温度和辐射强度；(b) 环境湿度和露点温度；(c) 瞬时风速和平均风速



(a)



(b)



(c)

图 6 夏至当日气象参数分析。(a) 环境温度和辐射强度；(b) 环境湿度和露点温度；(c) 瞬时风速和平均风速

当日 0:00~9:00 及当日 16:00~0:00，环境湿度逐渐升至最高，露点温度在经过一段时间波动后，当

日 0:00~9:00 及当日 18:00~0:00, 露点温度也升至最高; 当日 9:00~15:00, 环境湿度和露点温度均下降至最低值; 由图中数据分析可知, 夏至当日环境湿度和露点温度变化相一致。

当日 0:00~7:00 及当日 20:00~0:00, 由于夜间环境温度稳定, 所以瞬时风速和平均风速变化平稳, 风速数值趋近于 $0\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; 当日 7:00~20:00, 随着环境温度的变化, 瞬时风速和平均风速剧烈波动; 由于瞬时风速只测取具体时间点数值, 平均风速的数值更趋近于测试时间段内的风速数值。

4.3 单日数据拟合

表 1 单日数据拟合多项式系数及拟合曲线协方差

节气	项目	A	B	C	D	E	F	G	R2
春分	辐照强度	-241594	727054	-792196	369774	-67128	4083.70	-46.954	0.96
	环境温度	-225.24	800.11	-991.88	498.87	-87.83	9.28	12.92	0.81
	环境湿度	593.05	-3480.50	6030.50	-4128.90	1062.70	-90.39	40.35	0.95
	露点温度	-904.16	1604.90	-343.41	-629.29	297.96	-30.52	0.02	0.89
	瞬时风速	-162.12	633.38	-892.47	552.25	-143.70	13.13	-0.07	0.46
	平均风速	2 10	-226.44 -154.54	808.98 573.62	-1060.60 -763.08	617.15 435.59	-151.50 -97.31	12.93 5.96	-0.09 0.17
夏至	辐照强度	-129114	386143	-406492	170986	-22074	554.39	6.53	0.97
	环境温度	-700.91	2480.40	-3194.60	1769.20	-370.96	19.05	24.7	0.98
	环境湿度	1201.20	-5404.80	8254.40	-5198.40	1206.90	-63.87	60.71	0.97
	露点温度	-577.63	1446.40	-1218.80	376.84	-24.89	-1.65	16.69	0.83
	瞬时风速	615.79	-1850.50	2121.30	-1169.60	317.60	-35.61	1.23	0.36
	平均风速	2 10	397.99 317.29	-1214.40 -968.03	1424.50 1139.10	-813.77 -658.10	231.90 192.11	-27.14 -23.22	1.03 0.95
秋分	辐照强度	-244560	699132	-715045	305397	-47156	2087	-7.94	0.97
	环境温度	-1291.40	3937.40	-4358.40	2045.80	-344.48	11.58	22.23	0.94
	环境湿度	5638.4	-18092	21457	-11228	2362.80	-142.98	69.21	0.94
	露点温度	269.82	-1136.40	1736.10	-1190.60	355.15	-34.85	16.58	0.63
	瞬时风速	-8.99	214.81	-495.84	420.08	-149.65	19.95	0.12	0.28
	平均风速	2 10	-97.41 -153.63	488.66 668.88	-815.94 -1036.80	593.40 722.70	-191.91 -228.94	23.59 28.37	0.01 -0.21
冬至	辐照强度	-38805	110580	-113922	50285	-8620.80	453.50	-2.87	0.81
	环境温度	-1293.50	3930.30	-4598.80	2584.90	-690.76	68.91	7.94	0.48
	环境湿度	8284.90	-25080	28617	-15059	3458.60	-194.50	50.10	0.82
	露点温度	450.34	-1355.30	1439.30	-591.57	32.47	32.18	-2.17	0.87
	瞬时风速	145.48	-506.49	712.57	-501.38	171.55	-22.57	1.34	0.41
	平均风速	2 10	223.13 205.24	-708.12 -631.99	891.72 771.41	-559.58 -471.91	173.33 144.09	-21.11 -17.39	1.19 1.09

以单日气象数据为函数, 全天 0:00~24:00 时刻变化为变量, 拟合多项式。辐照强度拟合曲线协方差最高; 风速测量数据波动较为明显, 数据参差不齐, 风速拟合曲线协方差最低, 气象参数拟合多项式如 4 所示, 系数及拟合曲线协方差如表 1 所示。

$$y = Ax^6 + Bx^5 + Cx^4 + Dx^3 + Ex^2 + Fx + G \quad (4)$$

式中, y 为各节气测量参数(环境温度、辐照强度、环境湿度、露点温度、瞬时风速和平均风速); $x = t/24$, t 为测试时刻。

5 太阳能光电/PEMFC 模拟器

由于受到 100W 太阳能光伏板容量的限制, 试验采用 PEMFC 模拟器, 试验研究太阳能光伏发电、电解水制氢、PEMFC 模拟器发电的可行性。

5.1 辐照强度与充电电压

试验当日为晴天, 10:00~13:00 辐照强度最佳, 全天辐照强度平均值为 $336.94 \text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ 。充电电压为试验数据, 随着充电时间的延续, 光伏板充电电压逐渐降低, 在试验时间段内, 充电电压平均值为 11.73V。试验数据显示, 充电电压与辐照强度之间不存在某种关联, 辐照强度与充电电压如图 7 所示。

光伏充电电压与蓄电池容量相关联, 太阳能蓄电池的容量是定值, 随着充电时间的延续, 蓄电池的容量趋向最大, 充电电压逐渐下降, 最终与蓄电池电压相同; 充电电压与充电时间如多项式(5)所示。

$$y_3 = -2.0 \times 10^{-4} \left(8 + \frac{t}{6} \right)^2 - 2.89 \times 10^{-2} \left(8 + \frac{t}{6} \right) + 12.12 \quad (5)$$

$$R^2 = 9.97 \times 10^{-2}$$

式中, y_3 为充电电压, V; t 为充电时间, min; R^2 为协方差。

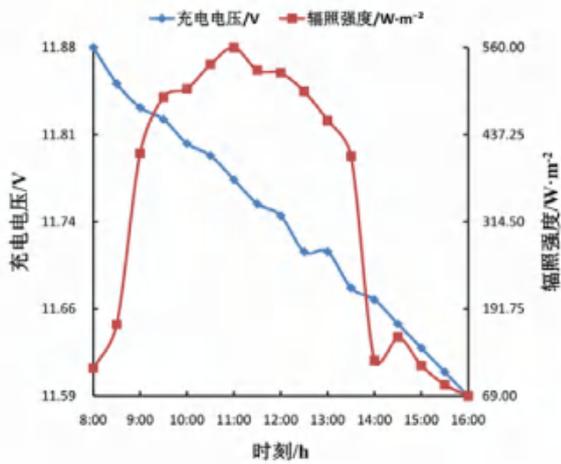


图7 辐照强度与充电电压

5.2 辐照强度与充电功率

测试当日 10:00 ~ 14:00，辐照强度和充电功率均处于稳定区间，即随着太阳辐照强度的稳定，太阳能充电功率也趋于稳定。当辐照强度大幅波动，即辐照强度上升或下降时，太阳能充电功率也开始跃动，在测试时间段内，充电功率平均值为 18.29W。

通过数据分析，在测试时间段内，充电功率与辐照强度均出现波动区间和稳定区间，而且二者时间区间吻合，充电功率与辐照强度存在联系。但由于低辐照强度时，蓄电池充电功率的剧烈波动，很难拟合函数公式；辐照强度与充电功率如图 8 所示。

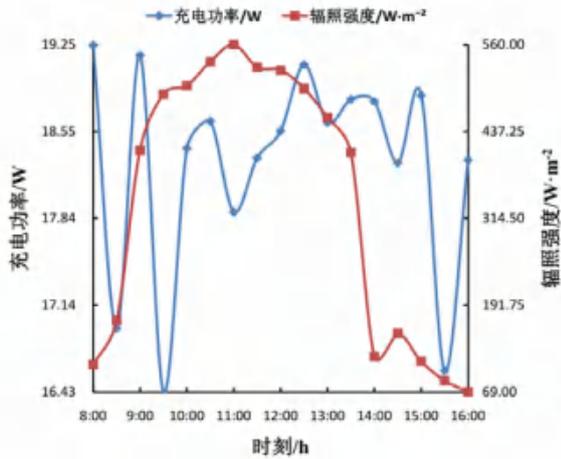


图8 辐照强度与充电功率

5.3 辐照强度与充电效率

测试当日 8:00 ~ 10:00，随辐照强度升高，光伏板充电效率下降。10:00 ~ 14:00，当辐照强度处于最高区间时，光伏板充电效率处于最小区间。14:00 ~ 16:00，辐照强度降低，光伏充电效率升高。在测试时间段内，充电效率平均值为 14.22%。

在测试时间段内，充电效率与辐照强度，虽然出现波动区间和稳定区间，受太阳能蓄电池容量的限制，二者的区间恰恰相反。为解决高辐照量，低充电功率的现象，可采用多个蓄电池并联充电，但实际效果，有待试验验证；辐照强度与充电功率如图 9 所示。

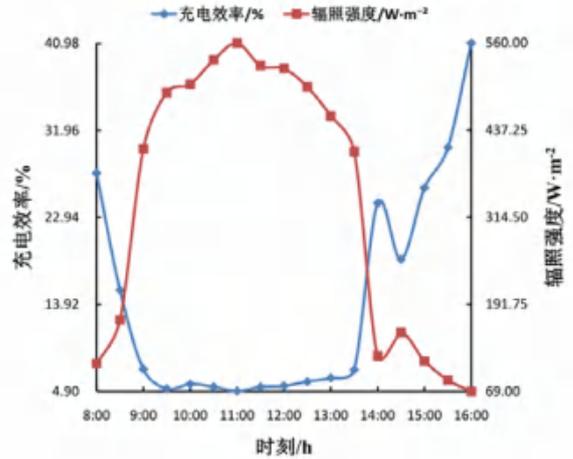


图9 辐照强度与充电效率

5.4 辐照强度与光伏温度

光伏温度为光伏板背面的试验测量数据，测试当日 8:00 ~ 12:00，随辐照强度升高，光伏板温度逐渐增大。测试当日 12:00 ~ 16:00，当辐照强度逐渐降低时，光伏温度并未迅速下降，而是保持较高温度。在测试时间段内，光伏温度平均值为 39.95 。

表2 光伏板温度系数

时刻	10:00	10:30	11:00	11:30	12:00	平均值
温度系数/10-2	7.88	7.43	7.11	7.83	7.91	7.63

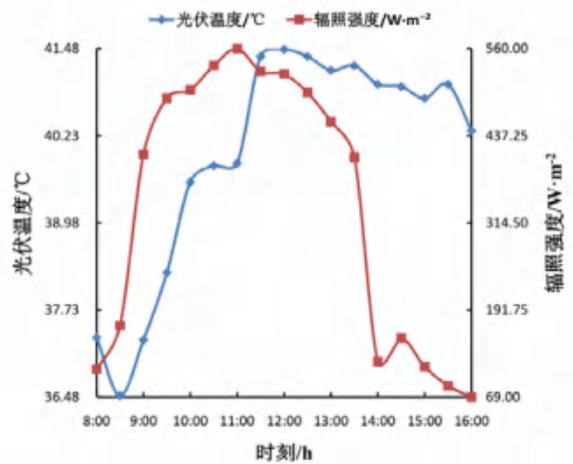


图10 辐照强度与光伏温度

通过数据分析，在 10:00 ~ 12:00 之间，当辐照强度稳定变化时，可以确定光伏温度与辐照强度的温度系数。当辐照强度降低时，受环境温度、风速等散热

因素的影响,无法确定光伏温度与辐照强度关联式。光伏板温度系数如表2所示,辐照强度与光伏温度如图10所示。

5.5 氢气气泡和氧气气泡

由于试验采用水电解槽模拟器,所以试验过程中的电解电压 $\leq 14V$ 。在电解水过程中,氢气气泡和氧气气泡并非同时产生,氢气气泡产生的间隔时间为8~12秒,氧气气泡产生的间隔时间为15~20秒,氢气气泡数量大于氧气气泡数量。在试验过程中,未同时发现氢气气泡和氧气气泡;氢气气泡和氧气气泡的产生如图11所示。



(a)



(b)

图11 水电解槽。(a) 氢气; (b) 氧气

5.6 蓄电池放电

蓄电池测试时间为12分钟,在测试开端,蓄电池放电电压和放电电流均有瞬间升高;随后蓄电池放电电压趋向平稳,蓄电池放电电压没有大的波动,但蓄电池放电电流波动较大。在整个测试过程中,蓄电池的平均放电电压为10.83V,蓄电池的平均放电电流为0.83A。

当蓄电池开始放电时,在0~2分钟内,电压和电流均升至最大值,此时会对电解水槽造成冲击,因此在设计太阳能光电/PEMFC系统时,电解水槽最大

容量,需匹配蓄电池最大放电电压和最大放电电流;蓄电池放电变化趋势如图12所示。

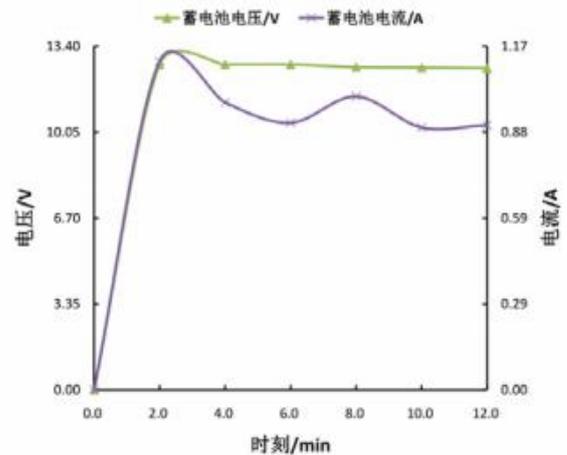


图12 蓄电池放电

5.7 模拟器电流和电压

试验测试时间为12分钟,在测试开端0~2分钟内,PEMFC电流升至最大值,在随后4~12分钟内,PEMFC电流数值稳定。PEMFC电压在0~6分钟内逐渐升高至最大值,当直流电机启动后,PEMFC电压下降,形成稳定输出;PEMFC电流和电压数值如表3所示。

由于受到氢气供应量的影响,在测试过程中,PEMFC电流和电压并未同时到达最大值且存在2~4分钟间隔,此时段恰为PEMFC启动时间;PEMFC模拟器电压和电流变化趋势如图13所示。

表3 PEMFC 电流和电压数值

PEMFC 项目	数值
平均电流	10.29 mA
电流密度	1.79 mA·cm ⁻²
平均电压	0.28 V
电能转化效率	22.06%

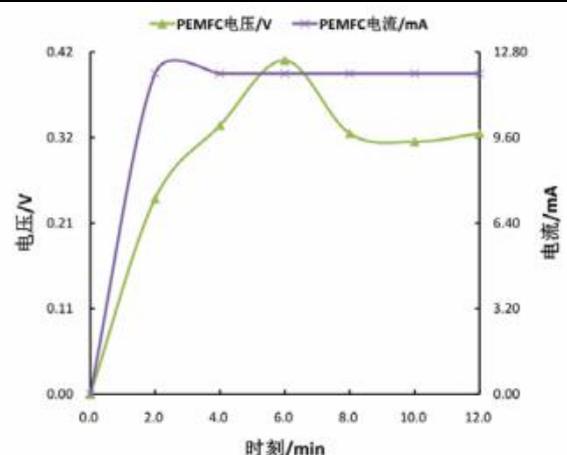


图13 PEMFC 模拟器

6 低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统

根据 PEMFC 余热回收利用中循环冷却水温度较低的特点,搭建低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统,试验研究低温太阳能集热器及空气源热泵的运行参数。

6.1 集热管温度

在试验时间段内,晴天全玻璃真空集热管温度先下降后升高,当日 10:00~13:00 温度最高,在 13:00 之后温度逐渐下降。在阴天和雪天,集热管温度变化一致,当日 8:00~16:00 集热管温度逐渐降低。当日 8:00~16:00,集热管温度平均值如表 4 所示,当日集热管温度变化如图 14 所示。

表 4 集热管温度平均值

项目	温度平均值/
晴天	36.00
阴天	25.65
雪天	17.82

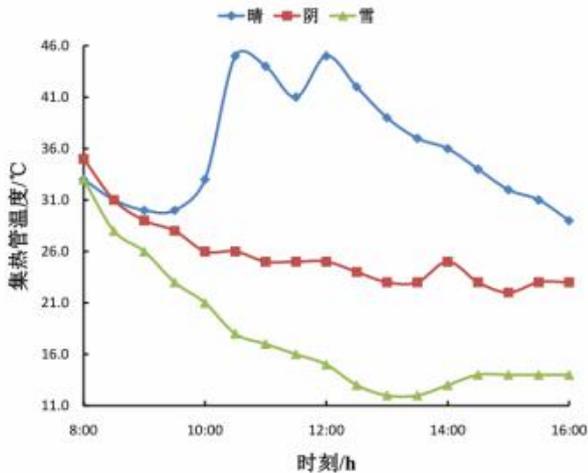


图 14 集热管温度

6.2 集热器温度

在晴天 8:00~10:00 之间,全玻璃真空管集热器温度逐渐升高,在晴天 10:00~13:00 之间,全玻璃真空管集热器温度最高,在 13:00 之后温度逐渐下降。在阴天 8:00~12:00 之间,全玻璃真空管集热器温度逐渐下降,在 12:00~16:00 之间,集热器温度升高并维持恒定温度。在雪天 8:00~14:00 之间,全玻璃真空管集热器温度逐渐下降,并在最低温度维持四个小时,随后温度升高,但仅维持一小时,最后温度降低。当日集热器温度平均值如表 5 所示,当日集热器温度变化如图 15 所示。

表 5 集热器温度平均值

项目	温度平均值/
晴天	43.88
阴天	32.88
雪天	29.53

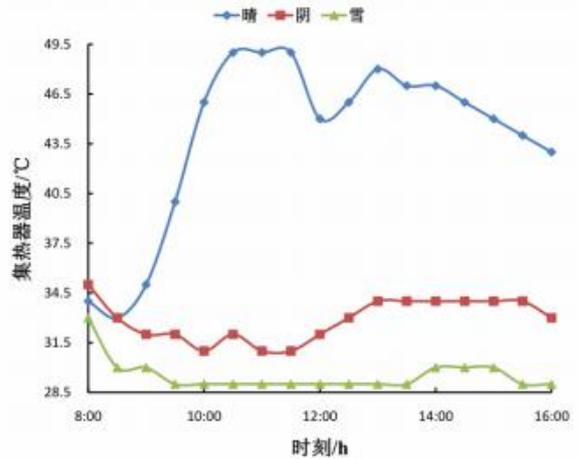


图 15 集热器温度

6.3 储热水箱温度

在试验时间段内,水箱温度虽然有波动,但水箱内部处于恒温状态。雪天水箱内部温度最高,晴天水箱温度最低,以现有的测试数据,还无法解释晴天储热水箱温度最低原因。当日储热水箱温度测试值如表 6 所示,当日储热水箱温度变化如图 16 所示。

表 6 储热水箱温度测试值

项目	最高温度/	最低温度/	平均温度/
晴天	46	42	44.24
阴天	47	43	45.47
雪天	48	45	46.94

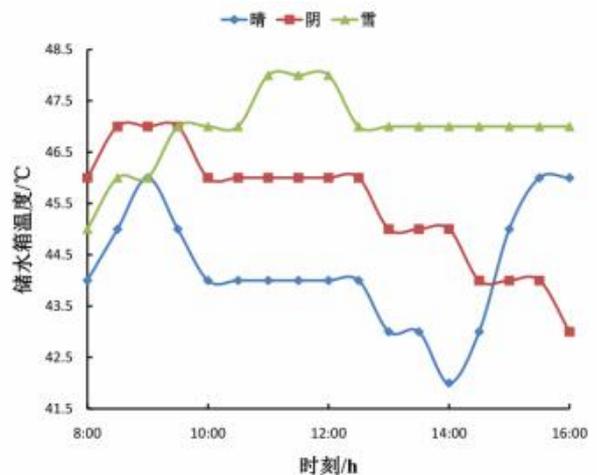


图 16 储热水箱温度

6.4 热泵出口温度

空气源热泵出口温度呈阶梯状分布,阴天和雪天最为明显,晴天出口温度最低,空气源热泵运行时间最长。当日热泵出口温度测试值如表 7 所示,当日热泵出口温度变化如图 17 所示。

表 7 热泵出口温度测试值

项目	最高温度/	最低温度/	平均温度/
晴天	46	41	43.65
阴天	45	42	43.53
雪天	45	42	43.76

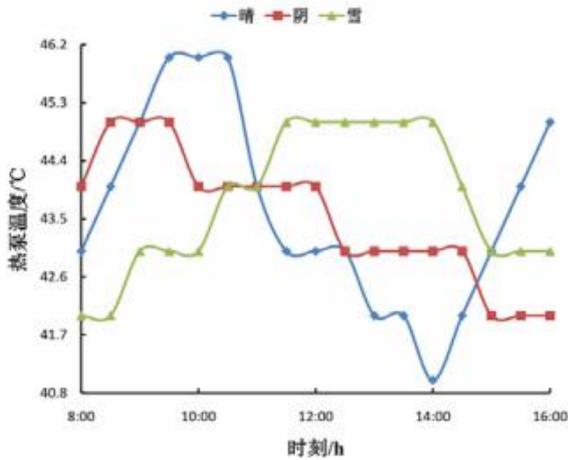
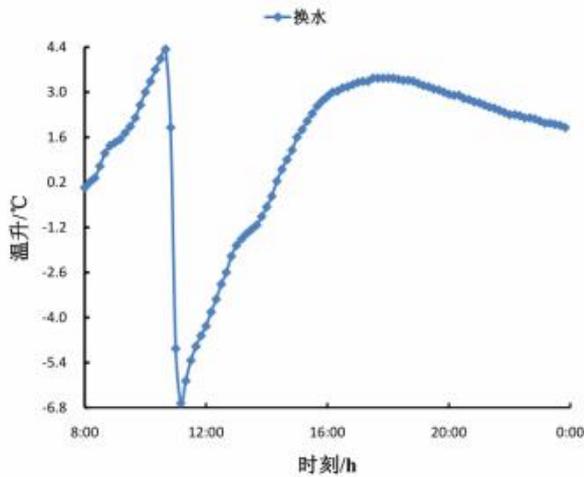


图 17 热泵出口温度

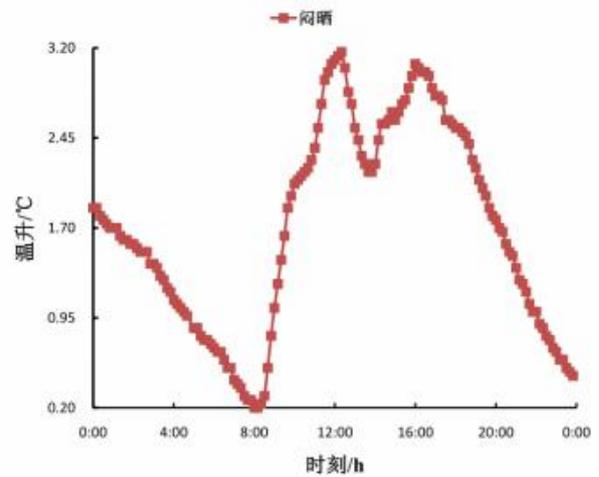


(a)

6.5 管板水箱内温升

换水试验时,排空储热水箱、管道、集热器热水,在换水当日 10:00~11:00 之间,水箱内温升直线下降。换水过程结束后,在当日 11:00~18:00 之间,储热水箱温升逐渐升高。随着辐照强度下降为 $0W \cdot m^{-2}$,热水循环介质对外放热,在当日 18:00~24:00 之间,储热水箱内温升逐渐降低。

闷晒试验时,保持储热水箱、管道、集热器内热水连续运行,在闷晒当日 0:00~8:00 之间,储热水箱内温升逐渐下降。随着辐照强度和环境温度升高,在 8:00~18:00 之间,循环热水吸收辐照热量温升逐渐升高。随着辐照强度下降为 $0W \cdot m^{-2}$ 以及环境温度的降低,在当日 18:00~24:00 之间,储热水箱内温升逐渐降低。水箱内温升变化如图 18 所示,水箱内温升测试值如表 8 所示。



(b)

图 18 水箱内温升。(a)换水温升;(b)闷晒温升

表 8 水箱内温升测试值

项目	最大温升/	最小温升/	平均温升/
换水试验	4.33	-6.67	1.32
闷晒试验	3.17	0.20	1.98

6.6 管板热效率

如公式 4 所示,当辐照强度为零值时,计算公式没有实际意义,因此选取当日 8:00~16:00 为热效率

的分析区间。在 8:00~16:00 之间,管板式平板型热水器热效率随辐照强度和环境温度的改变而波动。在 8:00~10:00 之间,闷晒试验热效率大于换水试验热效率。在 11:00~16:00 之间,换水完毕后,换水试验热效率高于闷晒试验热效率。管板热效率测试值如表 9 所示,管板热效率变化如图 19 所示。

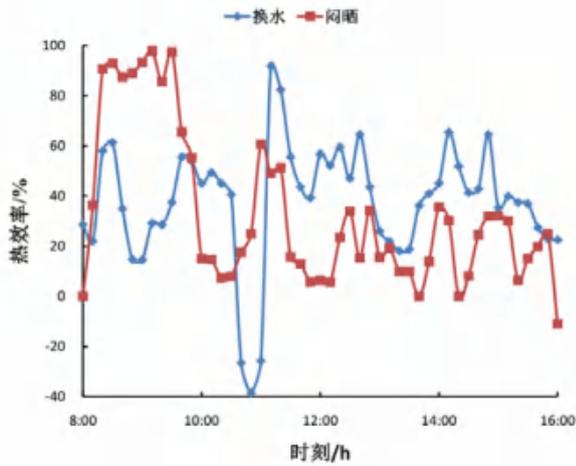


图 19 管板集热器热效率

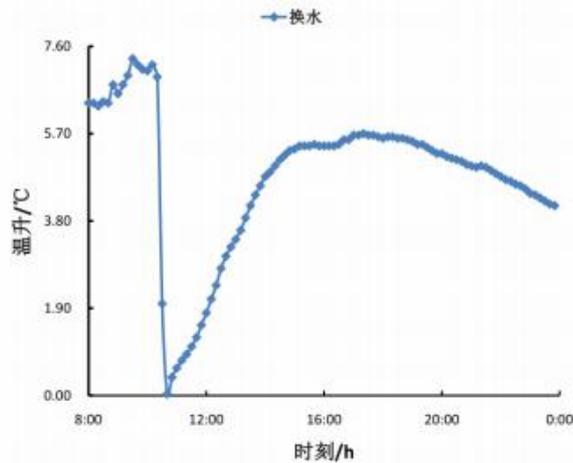
表 9 管板集热器热效率测试值

项目	最大热效率/%	最小热效率/%	平均热效率/%	总平均热效率/%
换水试验	91.89	-38.51	37.99	35.43
闷晒试验	97.90	-10.96	32.88	

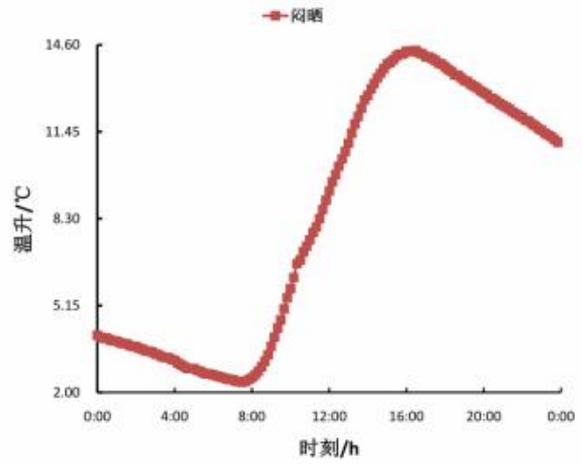
6.7 黑陶瓷水箱内温升

黑陶瓷集热器与管板集热器,共用同一个储热水箱。换水试验时,储热水箱内温升出现快速降低,随后温度升高。在 20:00~次日 8:00 之间,储热水箱与外界热交换,储热水箱内水温降低。在闷晒试验过程中,水箱内温升逐渐升高,在 16:00 之后,储热水箱进入散热循环。

在闷晒试验过程中,黑陶瓷集热器的温升大于管板集热器。当辐照强度降为零值,流体介质与外界进行热交换,黑陶瓷集热器的温降小于管板集热器的温降。水箱内温升测试值如表 10 所示,水箱内温升变化如图 20 所示。



(a)



(b)

图 20 水箱内温升。(a) 换水温升; (b) 闷晒温升

表 10 水箱内温升测试值

项目	最大温升/°C	最小温升/°C	平均温升/°C
换水试验	7.33	0.03	4.79
闷晒试验	14.40	2.53	10.91

6.8 黑陶瓷热效率

黑陶瓷热效率分析与管板集热器热效率分析方法相同,分析 8:00~16:00 之间的热效率变化。换水试验和闷晒试验过程中,虽然闷晒试验期间的辐照强度高于换水试验期间辐照强度,但在 8:00~16:00 之间,换水试验热效率高于闷晒试验热效率。由于黑陶瓷集热器采用陶瓷涂层技术,所以吸收率增加集热器热效率升高。黑陶瓷热效率测试值如表 11 所示,黑陶瓷集热器热效率变化如图 21 所示。

表 11 黑陶瓷集热器热效率测试值

项目	最大热效率/%	最小热效率/%	平均热效率/%	总平均热效率/%
换水试验	98.67	-71.21	50.11	40.21
闷晒试验	60.82	0.00	30.29	

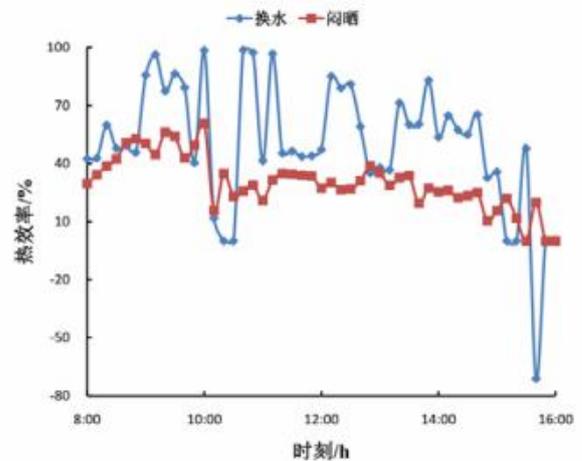


图 21 黑陶瓷集热器热效率

7 结论

本文根据燃料电池、太阳能光电、太阳能光热的文献资料,按照热电联供系统能量梯级利用的要求,构建了太阳能耦合燃料电池热电联供系统,搭建了太阳能气象观测站、太阳能光电/PEMFC 模拟器、低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统试验平台。

试验研究结果表明,太阳能气象观测站可为太阳能耦合燃料电池热电联供系统,提供准确的效益分析数据。100W 太阳能光伏板电解水产生的氢气,可为 PEMFC 模拟器提供充足的燃料,并产生稳定的直流电压和电流。40~45 的低温太阳能集热器/空气源热泵热水系统,可连续不断的吸收 PEMFC 循环冷却水热量,确保热电联供系统正常运行。

通过搭建太阳能光电/光热试验平台,验证了太阳能耦合燃料电池热电联供系统的可行性。由于燃料电池余热回收、太阳能光电/光热、能源梯级利用技术的限制,热电联供系统的应用还需要解决很多技术难题。

致谢

感谢国家自然科学基金的支持,使课题组完成太阳能光电/光热试验平台的建设;感谢课题组同事的大力支持和合作,完成试验数据的采集及处理,完成太阳能耦合燃料电池热电联供系统可行性的验证工作。

参考文献

- [1] 张涛,韩吉田,田瑞,等.全玻璃真空管太阳能热水器实验和模拟研究[J].东南大学学报:自然科学版,2015,45(5):897-902.
Zhang Tao, Han Jitian, Tian Rui, et al. Experimental and simulation study for all-glass evacuated tube solar water heaters [J]. Journal of southeast university(natural science edition), 2015,45(5):897-902.
- [2] 肖刚.燃料电池技术[M].北京,电子工业出版社,2009.
Xiao Gang. Fuel cell technology[M]. Beijing, Electronics Industry Press, 2009.
- [3] 徐腊梅.质子交换膜燃料电池模拟与优化[M].北京,国防工业出版社,2012.
Xu Lamei. Simulation and optimization of proton exchange membrane fuel cell[M]. Beijing, Academic

Press, 2012.

- [4] Amin Hajizadeh, Masoud Aliakbar Golkar. Intelligent power management strategy of hybrid distributed generation system [J]. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2007, 29(10):783-795.
- [5] Kaldellis J.K, Zafirakis D, Kaldelli E.L, et al. Cost benefit analysis of a photovoltaic-energy storage electrification solution for remote islands [J]. Renewable Energy, 2009, 34(5):1299-1311.
- [6] Gorgun H. Dynamic modeling of a proton exchange membrane PEM electrolyzer [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2006, 31(1):29-38.
- [7] Mehdi Hosseini, Ibrahim Dincer, Rosen Marc A. Hybrid solar-fuel cell combined heat and power systems for residential applications: Energy and exergy analyses [J]. Journal of Power Sources, 2009, 221: 372-380.
- [8] Zhan Yuedong, Wang Hua, Zhu Jianguo. Modeling and control of hybrid UPS system with backup PEM fuel cell battery [J]. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2012, 43(1):1322-1331.
- [9] Richard Duke, Robert Williams, Adam Payne. Accelerating residential PV expansion: demand analysis for competitive electricity markets [J]. Energy Policy, 2005, 33(15):1912-1929.
- [10] Chen X, Gong GC, Wan ZM, et al. Performance analysis of 5kW PEMFC-based residential micro-CHP with absorption chiller [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011; 40(33):10647-10657.
- [11] Aki Hirohisa, Taniguchi Yukinobu, Tamura Itaru, et al. Fuel cells and energy networks of electricity, heat, and hydrogen: a demonstration in hydrogen-fueled apartments [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2012; 37(2):1204-1213.
- [12] Giaccoppo G, Barbera O, Carbone A, et al. 1.5kW HT-PEFC stack with composite MEA for CHP application [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2013; 38(26):11619-11627.
- [13] Calise F, et al. Transient simulation of polygene

ration systems based on PEM fuel cells and solar heating and cooling technologies [J]. Energy, 2012; 41(1):18-30.

[14] Samia Bensmail, Djamila Rekioua, Halim Azzi. Study of hybrid photovoltaic/fuel cell system for stand-alone applications [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015; 40(39):13820-13826.

[15] Barelli L, Bidini G, Gallorini F, et al. Dynamic analysis of PEMFC-based CHP systems for domestic application [J]. Applied Energy, 2012; 91(1):13-28.

[16] Guo YF, Chen HC, Wang FC. The development of a hybrid PEMFC power system [J]. International

Journal of Hydrogen Energy, 2015; 40(13):4630-4640.

[17] Fabio M, Fausto T, Luca O, et al. PEMFC system simulation in MATLAB-Simulink environment [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011; 36(13):8045-8052.

[18] Guo ZY, Zhu HY, Liang XG. Entransy-a physical quantity describing heat transfer ability [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007; 50(13-14):2545-2556.

[19] Chen Q, Xu YC. An entransy dissipation-based optimization principle for building central chilled water system [J]. Energy, 2012; 37(10):571-579.

热泵系统双级螺旋套管换热器流动传热特性研究

刘献飞, 杜大念, 王 方, 李志强, 朱彩霞, 张浩飞

(中原工学院能源与环境学院, 郑州 450007)

[摘要] 本文主要采用 3D 有限容积法和可实现的 k- ϵ 模型数值揭示热泵系统中双级螺旋套管流动传热机理, 根据数值获得的压降和出口温度与前期实验结果进行了对比, 验证了所用数值模型和计算方法的准确性。给出了沿程速度场、温度场、压力场的分布及变化规律, 揭示了流体入口流动参数对换热系数和热水力性能综合因子的影响规律, 结果表明, 降低入口水温或者增加入口制冷剂温度能够提高整体传热性能, 整体传热系数和热水力性能综合因子都呈现随着水流率的增加而增加, 随着制冷剂流率的增加而降低的变化规律。

[关键词] 热泵; 螺旋管换热器; 传热特性; 泵功

0 引言

随着开发和提高换热器效率的要求越来越高, 如何提高换热器的换热效率, 相应地减小换热器的尺寸已成为众多学者研究的热点^[1]。螺旋管换热器因其体积小、热性能高等优点, 广泛应用于热泵系统、空调系统、核反应堆、化学反应器等传热设备中^[2,3]。因此有关螺旋管内的流动传热特性受到了普遍关注, Prabhajan 等人^[4]对螺旋管和直管换热器的传热速率进行了研究。结果表明, 换热器的几何参数和水浴温度对换热系数有重要影响。Ghorbani 等人^[5]在不同雷诺数、无量纲曲率和挠率下进行了换热器的热性能测试。结果表明, 质量流量对换热器轴向温度分布有影响。Jiang 等人^[6]研究了烃类混合工质在螺旋管内的传热性能, 介绍了不同结构参数和操作参数对碳氢化合物制冷传热的影响。

Hernández 等人^[7]研究了立式螺旋套管蒸发器的流体特性和传热性能, 管内压力和环形温度是决定出口温度升高的两个重要参数。Wu 等人^[8]揭示了螺旋套管内流场和传热的分布和发展, 讨论了曲率、螺距和雷诺数对不同轴向位置周向平均摩擦系数和努塞尔数的影响。Guo 等人^[9]研究了螺旋环形槽内熔盐的湍流转变和传热性能, 熔盐温度越低, 传热强化率越高。Sundén 等人^[10]采用纳米流体对螺旋套管换热器的压降和传热进行了实验研究, 纳米流体对螺旋套管换热器的强化效果不明显。Yu 等人^[11]详细讨论了换热器结构参数对有效功损失的影响, 并在一定条件下得到了最佳结构参数。Fouda 等人^[12,13]研究了湍流条件下多管螺旋套管换热器的传热性能, 分析了流动参数和结构参数对螺旋管换热器热、水动力特性的影

响。多管螺旋套管换热器与直管换热器的比较表明, 多管螺旋套管换热器具有较好的热性能, 且热水力性能综合因子最大值出现在 $N=3$ 。

目前有关直管段连接的双螺旋管换热器内的流动传热特性研究很少, 前期实验研究表明该结构换热器具有更好的换热效率^[14,15]。本研究旨在进一步展示这种新型双级螺旋套管换热器的热性能和水力性能, 研究结果将为热泵系统换热器的有效设计提供理论指导。

1 数值模型

1.1 物理模型

图 1 给出了双级螺旋套管换热器的物理模型及其内外管结构特征, 试验在逆流条件下进行, 其中冷水在套管环形区域流动且入口温度为 26℃, HFC125 制冷剂在内管中流动且入口温度为 86.3℃, 套管换热器的内管数量为 3 且对称分布。该研究考虑采用的螺旋套管结构参数为螺旋直径长度为 $D=150\text{mm}$ 以及螺旋节距为 $H=22.5\text{mm}$, 其中内管内径取 $d_i=6\text{mm}$, 内管外径取 $d_o=7\text{mm}$, 外管直径取 $d=19\text{mm}$ 。

1.2 数值方法

连续性方程:

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

动量守恒方程:

$$\rho u_i \frac{\partial (u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right) \quad (2)$$

能量方程:

$$\rho u_i \frac{\partial (T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{\rho u_i T_j} \right) \quad (3)$$

边界条件设置为: 入口为速度入口边界, 出口为

河南省高校科技创新人才支持计划(20HASTIT019)

压力出口边界,对于换热器内外管的传热,还考虑了

固体壁面的导热,换热器外部采用绝热条件。

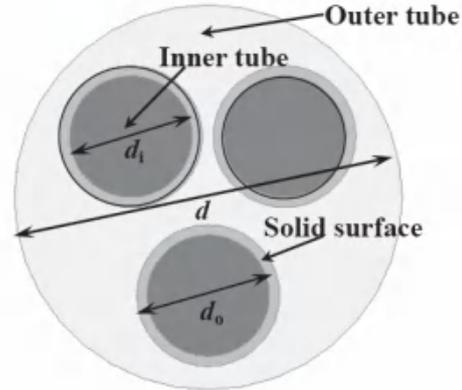


图1 双级螺旋套管 3D 结构参数示意图

1.3 数值计算

为了对这些换热器进行数值模拟,采用有限体积法计算速度、压力、温度等变量,采用 PISO 算法求解速度与压力的耦合问题,压力方程用二阶格式离散,动量和能量方程用二阶迎风格式离散,当连续性和能量的残差分别为 10^{-7} 和 10^{-9} 时,解被认为是收敛的。为保证解的准确性和节省计算时间,首先进行网

格验证。在计算域采用统一的网格划分。数值模拟的网格试验考虑了 0.599×10^6 、 0.652×10^6 、 0.891×10^6 、 1.307×10^6 、 1.645×10^6 和 1.897×10^6 网格的计算单元。图 2 给出了使用各种网格的预测值,结果表明, 1.645×10^6 的计算单元可以为双级螺旋套管换热器的流动与传热研究提供可接受的计算精度。

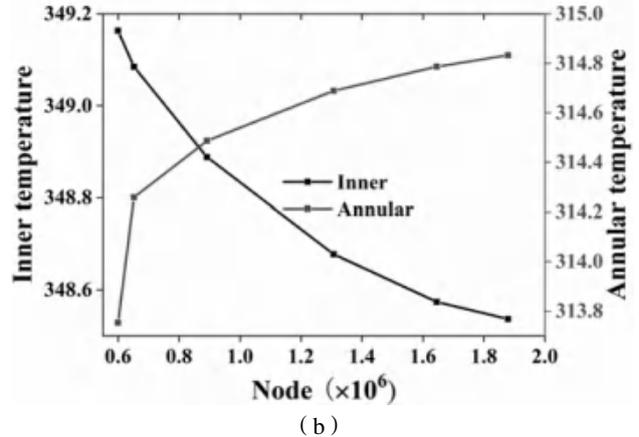
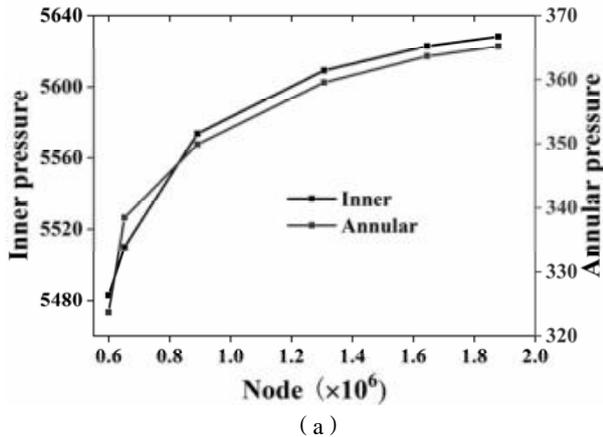


图2 计算域的网格独立性试验 (a) 压降; (b) 出口温度

1.4 数据处理

总传热系数由换热量和内管外面积计算得到,传热系数定义为 HFC125 释放的热量与冷却水吸收的热量之间的平均值^[12,13]。

热水力性能综合因子表示为总换热量和总压力降的比值:

$$h = \frac{Q_{avg}}{A_o \Delta T_{LMTD}} \quad (8)$$

$$\xi = \frac{Q_{avg}}{\Delta P_w + \sum \Delta P_{ref}} \quad (11)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_w + Q_{ref}}{2} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (10)$$

2 结果与讨论

2.1 模型验证

图3给出了可实现的k-ε湍流模型数值结果与前期完成的实验数据结果的对比^[13]。数值模拟参数和实验测试保持一致,具体参数如下:d = 19 mm, di = 6 mm, do = 7 mm, D = 300 mm, H = 270 mm, Tw = 26°C, Tref = 86.3°C, uw = 0.1482-0.3628m/s and ure

$f=1.088-1.831\text{m/s}$ 。通过对比可以看出,数值计算结果与实验数据具有很好的一致性^[14]。在实验测试范围内,数值结果与实验测试数据的压降和出口温度误差分别小于9.81%和4.2%。这些差异主要是由数值模拟

过程中考虑的假设引起的,因此本文的数值模型可以很好地用于评价该螺旋套管换热器的流动和传热特性。

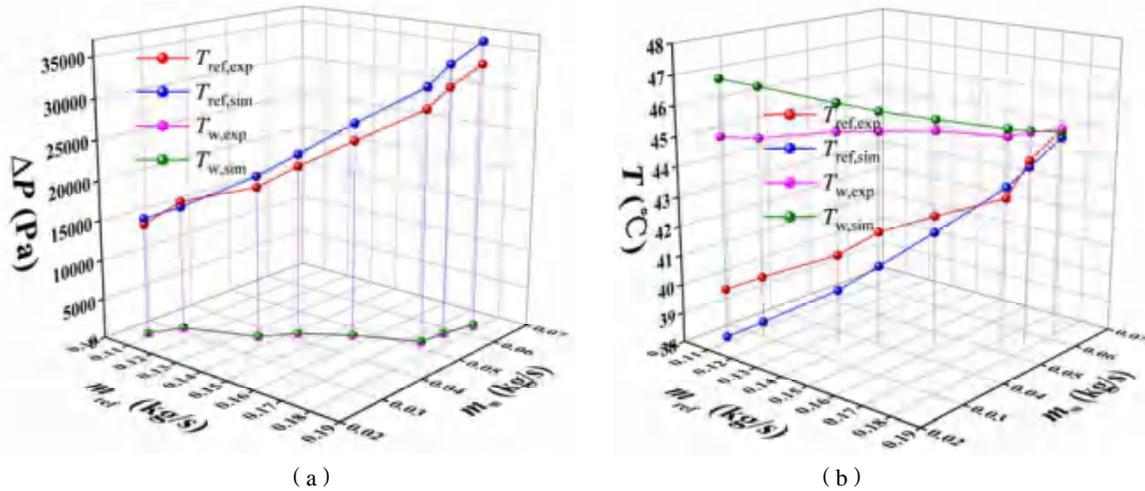


图3 实验数据与数值预测的比较 (a) 压降; (b) 出口温度

2.2 流动传热机理研究

不同截面处的流场分布及演变规律可以揭示双级螺旋套管换热器的流动和传热机理。图4给出了 $H=20\text{mm}$ 、 $D=150\text{mm}$ 的螺旋套管换热器在不同横截面上的速度场演变过程,该截面表示制冷剂下游,外侧断面流动方向相反,入口制冷剂流速取 1.088m/s ,水速取 0.1482m/s 。如图4所示,可以发现以下现象。

移动,这一预测结果与螺旋管内流动的观测结果非常吻合^[16,17]。(2)外圆管中的最大速度是在通道的最大间隙处形成的,由于离心力、扭转力、重力和惯性力的耦合作用,外圆管中的最大速度不断发生变化。(3)扭转对流动特性的影响导致螺旋管横截面的速度不对称^[18],随着流动的发展,扭转对流动的影响可以忽略不计。

(1) 由于离心力的作用,内管内的最大速度向外侧

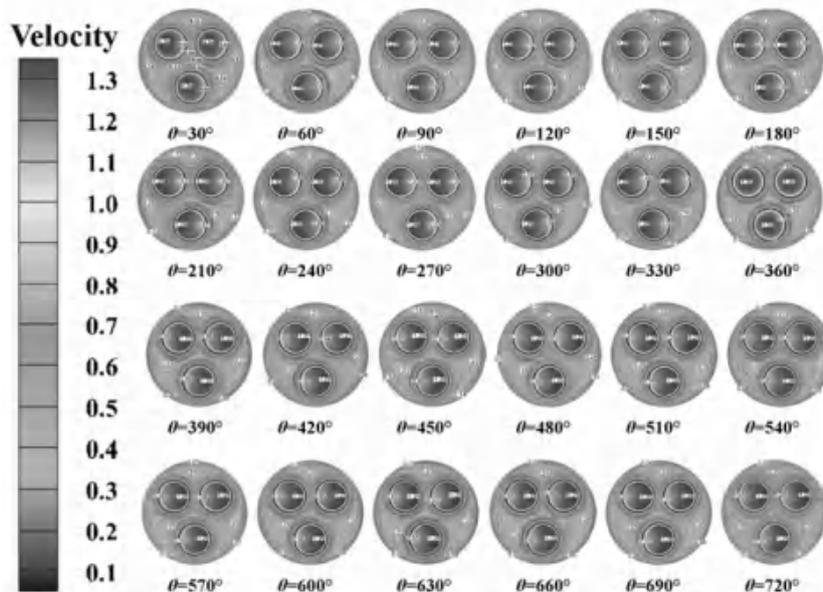


图4 螺旋套管换热器在不同横截面上的速度场变化规律

图5给出了沿流动方向上的不同截面的温度分布,由于温度分布明显受流体流动特性的影响,流体

温度分布与轴向速度分布有相似的变化规律。当流体进入内管时，高温区域逐渐向外侧移动，经过直管段

后，离心力方向发生改变，这时可以发现高温流体在该弯管内向内侧移动。

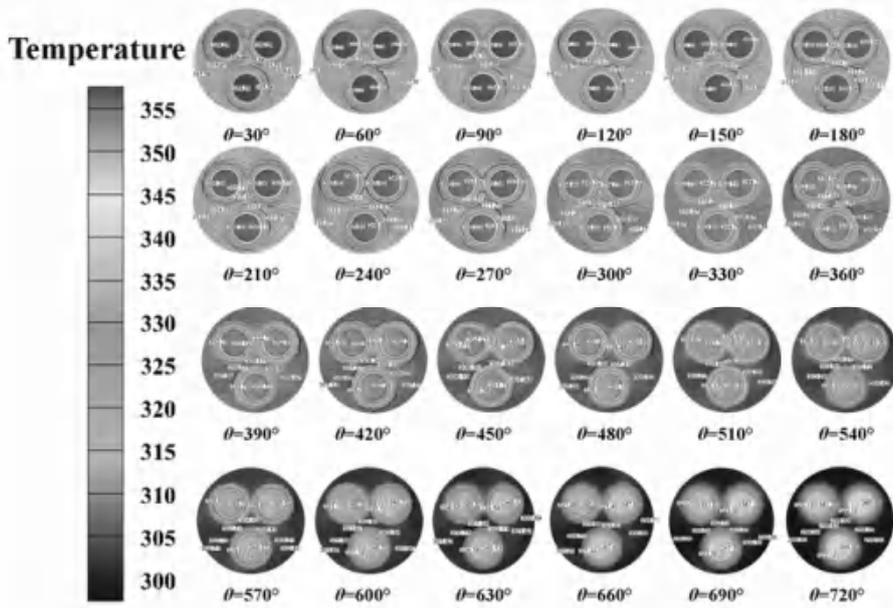


图5 螺旋套管换热器在不同横截面上的温度场变化规律

图6描述了流体流经螺旋套管换热器时，不同截面处的压力分布。结果表明，内管区域的压力梯度远大于外管内部的压力梯度，最大压力出现在外管附近，其主要原因是螺旋管产生的离心力使流体的最大

速度向外流动。螺旋管螺旋直径越小，离心力越大，螺旋管长度越小，这表明离心力对螺旋管内流体的压力分布具有明显的影响，同时由于制冷剂的流速较高，主要在内管中发现较高的压力。

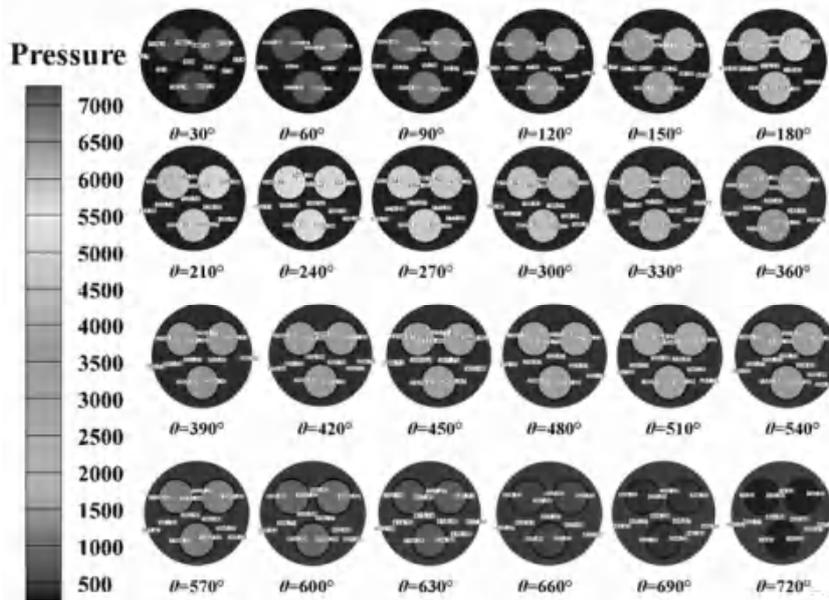


图6 螺旋套管换热器在不同横截面上的压力场变化规律

2.3 入口水温对流动与传热性能的影响

图7(a)和(b)给出了不同入口水温下的总传热系数随流量的变化。结果表明，在内管制冷剂流量不变的情况下，随着外管水流量的增加，总传热系数

提高，其结果归因于冷水流速的增加导致传热速率的增加和平均温差的减小，该结果与文献^[13]多管螺旋换热总传热系数变化规律一致。在水恒定流量下，增加内管制冷剂的流速会导致温差显著增大，结果造成总

传热系数随着制冷剂流量的增加而减小，尽管整体传热量有增加^[19]，这表明内管制冷剂流量是总传热系数增加的限制因素。研究结果还发现，总传热系数随入

口水温的减小而增大，这是降低入口水的温度使得换热量明显增加，同时温差降低，造成整体换热系数的明显增加。

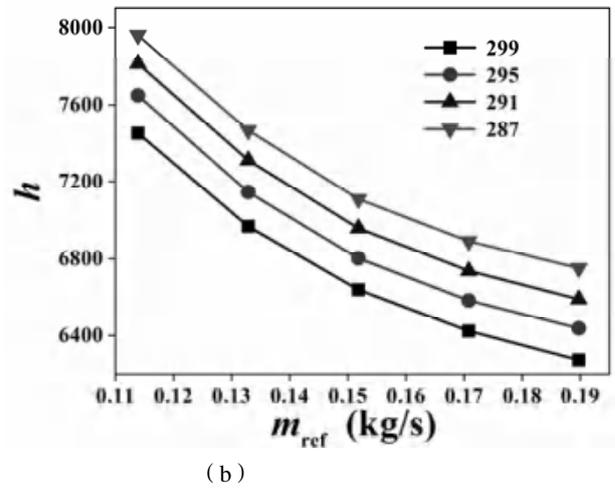
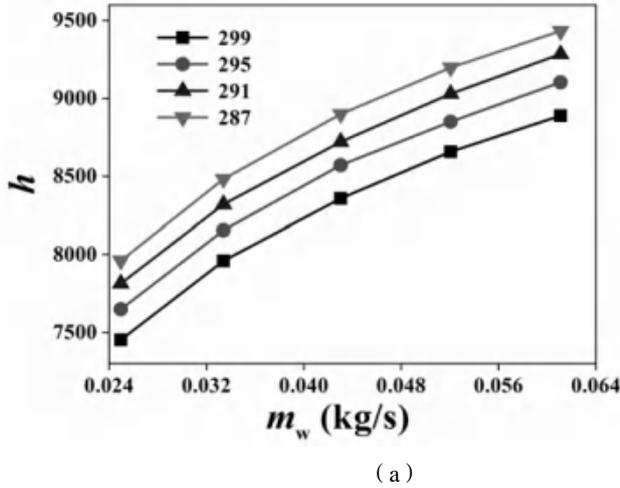


图7 不同入口水温下总传热系数随流量的变化 (a) 水流率; (b) 制冷剂流率

图8 (a) 和 (b) 给出了不同入口水温下的热水力性能综合因子的变化规律。热水力综合性能因子的增加表明随着水流率的增加，总传热速率将显著增加，由于水流量较小，压降增加不太明显，造成总传热速率增长速度远远快于压降速率。图8 (b) 表明热水力综合性能因子随着制冷剂流率的增加而减小，

这一结果是由制冷剂流率增加而产生的减小传热速率，且引起压降的明显增加，使得热水力综合换热因子降低。研究还发现，随着入口温度的降低，热水力综合换热因子在不同流率下都呈现增加的变化规律，这是由于降低入口温度可以增加传热量，而压降基本不变，造成热水力综合换热因子增加。

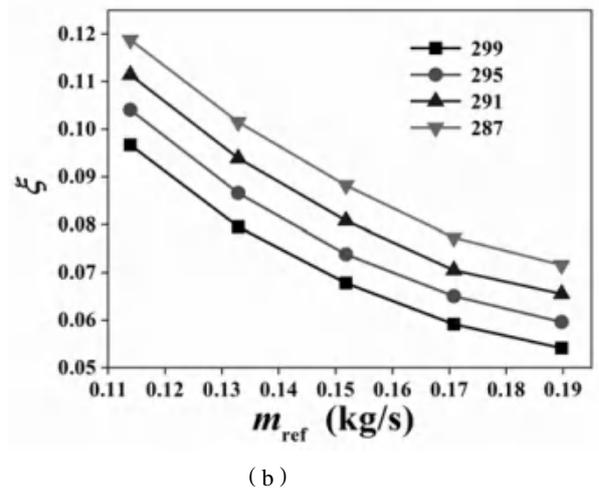
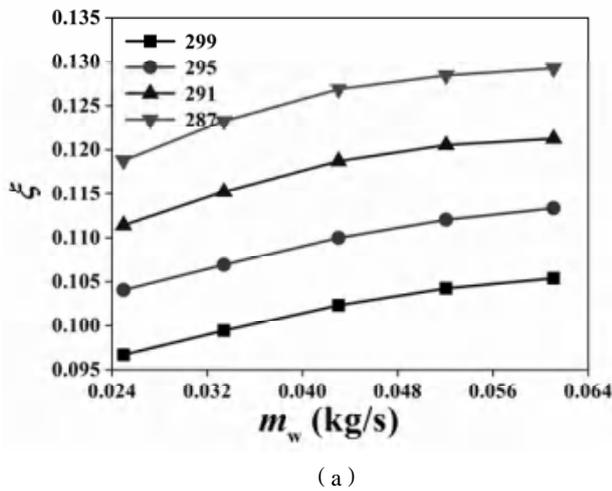


图8 不同入口水温下热水力综合性能因子随流量的变化 (a) 水流率; (b) 制冷剂流率

2.4 入口水温对流动与传热性能的影响

图9 (a) 和 (b) 给出了不同入口制冷剂温度下，总传热系数随流量的变化。可以看出，随着水流量的增加，总传热系数提高，这是由于冷水流速的增加导致传热速率的增加和平均温差的减小。在水流量恒定的条件下，增加内管制冷剂的流速会导致温差增大，

导致总传热系数随着流量的增加而减小。研究结果还发现，总传热系数随入口制冷剂温度的增加而增大，这是由于增加入口制冷剂的温度使得换热量明显增加，尽管温差有所增加，但依然使得整体换热系数有所增加。

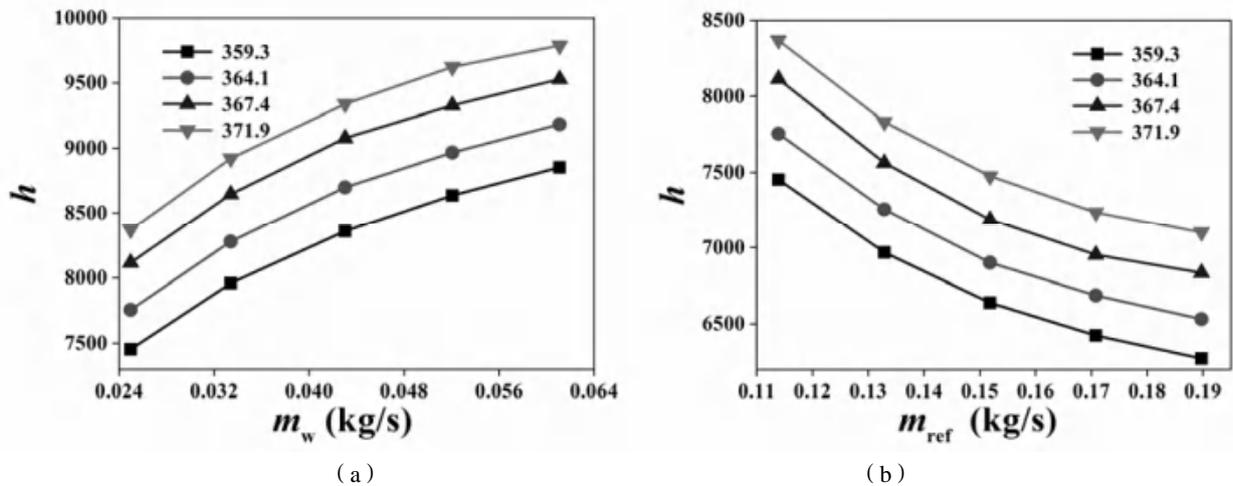


图9 不同入口水温下总传热系数随流量的变化 (a) 水流率; (b) 制冷剂流率

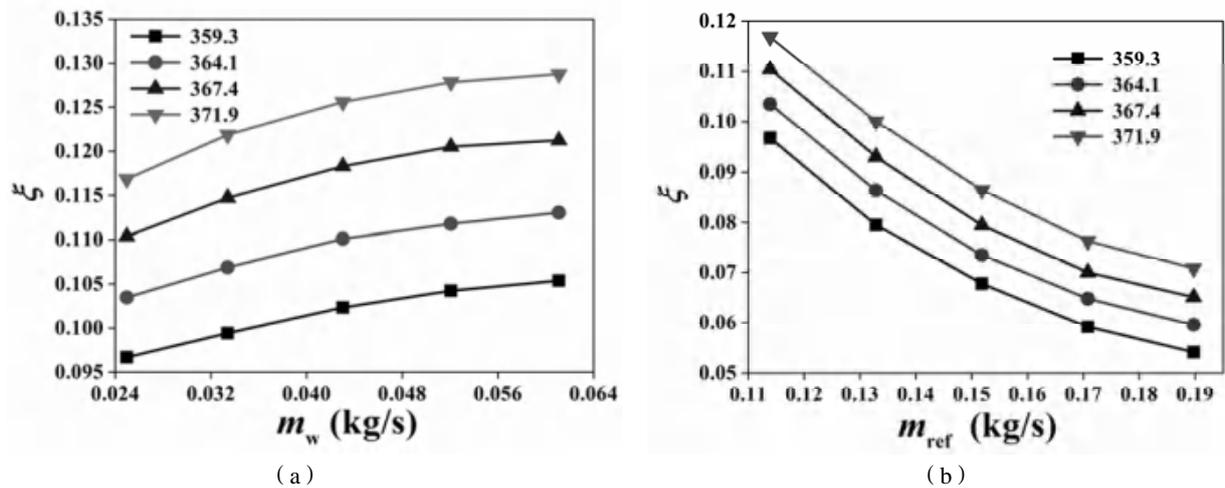


图10 不同入口水温下热水力综合性能因子随流量的变化 (a) 水流率; (b) 制冷剂流率

图10(a)和(b)给出了不同入口制冷剂温度下的热水力性能综合因子的变化规律。结果表明,热水力性能综合因子随着水流率的增加而增加,随着制冷剂流率的增加而减小,其产生原因如前文所述。增加入口制冷剂温度,热水力综合换热因子在不同流率下都呈现增加的变化规律,这是由于增加入口制冷剂温度可以增加传热量,而压降基本不变,造成热水力综合换热因子增加。

3 结论

本文数值模拟了流体入口流动参数对多管双级螺旋套管换热器流动传热特性的影响,基于以往的实验数据验证了数值模型的准确性,获得的主要结论如下:

1) 速度场、温度场和压力场明显受到离心作用的影响,极大值首先出现在外侧区域,受到离心力方向的变化,逐渐向内侧区域移动。

2) 换热器的总传热系数随着水流量的增加而增加,随着制冷剂流率的增加而减小,降低入口水温或者增加制冷剂入口温度可以增加整体传热系数。

3) 热水力综合换热因子,随着水流量的增加而增加,随着制冷剂流率的增加而减小,降低入口水的温度或者增加制冷剂入口温度可以增加热水力综合换热因子。

参考文献

- [1] Omidi M, Farhadi M, Jafari M. A comprehensive review on double pipe heat exchangers. *Appl Therm Eng.* 2017; 110:1075–1090.
- [2] Omidi M, Farhadi M, Rabienataj AA. Numerical study of heat transfer on using lobed cross sections in helical coil heat exchangers: Effect of physical and geometrical parameters. *Energy Convers Manage.* 2018; 176:236–245.

- [3] Dehghan B , Sisman A , Aydin M . Parametric investigation of helical ground heat exchangers for heat pump applications[J]. *Energy Build*, 2016, 127: 999-1007..
- [4] Heat OF, Rates T, Straight BA et al. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transf*. 2002; 29:185-191.
- [5] Ghorbani N, Taherian H, Gorji M, Mirgolbabaei H. An experimental study of thermal performance of shell-and-coil heat exchangers. *Int Commun Heat Mass Transf*. 2010; 37: 775-781.
- [6] Yu Jiawen, Jiang Yiqiang, Cai Weihua et al. Forced convective condensation flow and heat transfer characteristics of hydrocarbon mixtures refrigerant in helically coiled tubes. *Int J Heat Mass Transf* 12 4 (2018) 646-654.
- [7] Colorado D, Santoyo E, Hernández JA et al. Heat transfer of a helical double pipe vertical evaporator : Theoretical analysis and experimental validation. *Appl Energy*. 2009; 86:1144-1153.
- [8] Wu Shuangying, Chen Sujun, Xiao Lan et al. Numerical investigation on developing laminar forced convective heat transfer and entropy generation in an annular helicoidal tube. *J Mech Sci Technol*. 2011; 25 :1439-1447.
- [9] Xiao Piao, Guo Liejie, Zhang Ximing. Investigations on heat transfer characteristic of molten salt flow in helical annular duct. *Appl Therm Eng*. 2015; 88:22-32.
- [10] Wu Zan, Wang Lei, Sundén B. Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger. *Appl Therm Eng*. 2013; 60:266-274.
- [11] Zhou Yuanyuan, Yu Jianlin, Chen Xiaojuan. Thermodynamic optimization analysis of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger for Joule-Thomson refrigerators. *Int J Therm Sci*. 2012; 58:151-156.
- [12] Elattar HF, Fouda A, Nada SA, Refaey HA, Al-zahrani A. Thermal and hydraulic numerical study for a novel multi tubes in tube helically coiled heat exchangers : Effects of operating / geometric parameters. *Int J Therm Sci*. 2018;128:70-83.
- [13] Fouda A, Nada SA, Elattar HF, Refaey HA, Bin-Mahfouz AS. Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers. *Int J Mech Sci*. 2008; 135:621-638.
- [14] Wang Fang, Fan Xiaowei, Lian Zhiwei. Experimental study on an inverter heat pump with HFC125 operating near the refrigerant critical point. *Appl Therm Eng*. 2012; 39: 1-7.
- [15] Wang Fang, Fan Xiaowei, Lian Zhiwei et al. Performance assessment of heat pumps using HFC125/HCs mixtures. *Int J Energy Res*. 2011; 31:135-147.
- [16] Wu Shuangying, Chen Sujun, Li Youyong et al. Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in a helical coiled tube with larger curvature ratio. *Heat Mass Transf*. 2009; 45: 569-578.
- [17] T.J.Huttl RF. Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes. *Int J Heat Fluid Fl*. 2000; 21:345-353.
- [18] Liu Xianfei, Zhao Donghai, Liu Yifeng et al. Numerical analysis of the two-phase flow characteristics in vertical downward helical pipe. *Int J Heat Mass Transfer*. 2017; 108: 1947-1959.
- [19] Sheeba A, Abhijith CM, Jose Prakash M. Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. *Int J Refrig*. 2019; 99 : 490-497.

西藏博物馆主动式太阳能供暖系统设计与应用

李鹏宇, 戎向阳, 司鹏飞, 熊小军, 石利军

(1.中国建筑西南设计研究院有限公司, 成都 610041)

[摘要] 本文阐述了高原寒冷地区气候特征与能源状况;通过实际工程案例,提出了适宜于高寒地区的主动式太阳能供暖系统,分析了辅助热源采用超低温空气源热泵的可行性,详细介绍了该系统的原理及控制策略。利用理论计算与 DesignBuilder 数值模拟,定量分析了主动式太阳能供暖方案的技术参数。结果表明,通过系统的优化匹配设计,利用白天集热的蓄热量完全可以满足夜晚建筑的热需求,在系统间歇运行工况下,早晨需开启辅助热源满足建筑供暖需求,系统太阳能贡献率达 79.6%,为该地区的同类型的工程设计提供参考。

[关键词] 主动式太阳能供暖槽式集热器蓄热容积能耗模拟

0 引言

随着青藏高原建筑规模的快速增长,传统建筑能源供应短缺、生态环境脆弱成为制约高原地区发展的突出因素。青藏高原地区太阳能资源及其丰富,具有大规模开发利用太阳能的资源潜力^[1-3]。因此,如何高效、高质的利用该地区丰富的太阳能资源,建设低能耗的建筑将成为高原城镇建设的重要发展方向。

近年来,太阳能技术得到了快速发展^[4-5],司鹏飞^[6-8]等提出了利用太阳能系统耦合关系与能流平衡约束条件,以经济性与节能性为基础,建立了复合多种太阳能技术的热电耦合模型。Chung^[9]给出了太阳能跨季蓄热水箱容积、集热器面积、太阳能保证率之间的计算关系。刘艳峰、王登甲^[10-11]通过数值模拟和实测调研,对蓄热水箱温度分层分析,并提出了蓄热容积优化的理论算式。Cuadros^[12]提出了可用来通过气候变量比较太阳能集热器的集热效率,以及确定供应用户生活热水和采暖的太阳能供热系统的计算程序。

目前针对高原寒冷地区资源与气候特征,研究适宜高寒地区的主动式太阳能供暖系统尚未见到报道。本文从实际工程项目出发,通过数值模拟及分析计算,利用系统的耦合关系,以节能性为基础,建议了一种适宜于高寒地区的主动式太阳能供暖系统,为日后高寒地区的太阳能利用提供借鉴与参考。

1 工程概况

西藏博物馆坐落于西藏自治区拉萨市,地上三层,建筑高度 23.95m,地上建筑总面积约为 58046m²。图 1 为项目效果图,博物馆主要分为新展馆区、老馆

区、库区、文物研究中心及技术办公区,达到国家绿色建筑三星标准。集中热源采用太阳能为主,空气源热泵为辅的供暖系统。



图 1 西藏博物馆

1.1 气候条件与能源状况

1.1.1 气候条件

拉萨市具有太阳辐射强烈、冬季干燥寒冷、日较差大、采暖时间长等特征^[1-3]。如图 2 所示,拉萨年平均气温 8.1℃,供暖设计室外温度-7.5℃,最冷月平均温度为-1.6℃,最热月平均温度 16.4℃。

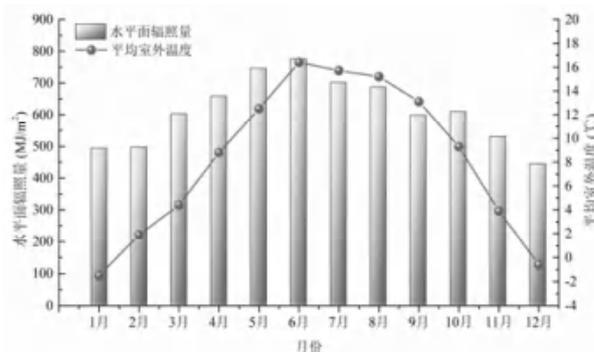


图 2 拉萨主要气象参数

1.1.2 能源状况

拉萨市全年累计太阳辐射量高达 7~8GJ/m²;年

基金项目: 国家自然科学基金青年基金资助项目(编号: 51708532)

平均日照辐射量高达 19.843MJ/m²·d。供暖季项目地连续阴天数小于 2 天,即使阴天太阳散射辐射强度也能达到 350W/m²[13]。但该地区矿物能源严重短缺[2-3,14],周边至今尚未探明煤、气、油资源,城市需要的燃煤、燃油和燃气都需要从 2000km 以外的青海、四川长途运输。因地制宜的利用当地清洁能源,有利于降低项目运行成本,实现绿色建筑的低能耗运行。

1.3 动态负荷模拟

本项目采用 DesignBuilder 负荷模拟软件,对建筑进行供暖负荷模拟计算。通过研究用能特性变化的规律,为方案分析研究提供基础。

2.1.1 动态负荷结果分析

供暖周期设定为 11.01 号-次年 03.31 号,图 3 给出了动态模拟得出供暖期逐时热负荷分布特征。供暖峰值负荷为 2358kW,峰值热负荷指标约为 42W/m²,全年累计热负荷 1188112kWh,单位建筑面积耗热量指标为 20.5kW/m²·年。

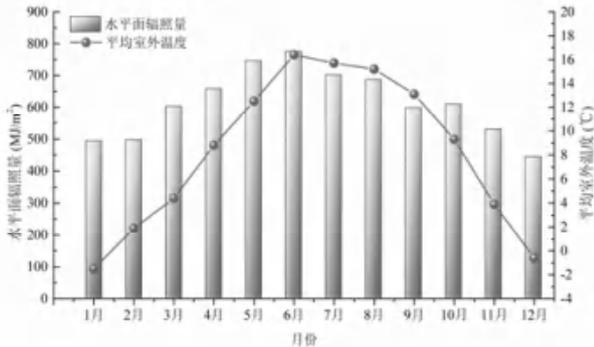


图 3 全年动态热负荷曲线

图 4 给出设计日逐时的动态供暖负荷结果。由于白天采用间歇供暖,在早上启动供暖系统时,热负荷最大,约为 2350kW,随着室外气温的升高,以及供暖系统的运行,热负荷数值逐渐下降,夜里仅对库房进行供暖,热负荷约为 90kW。

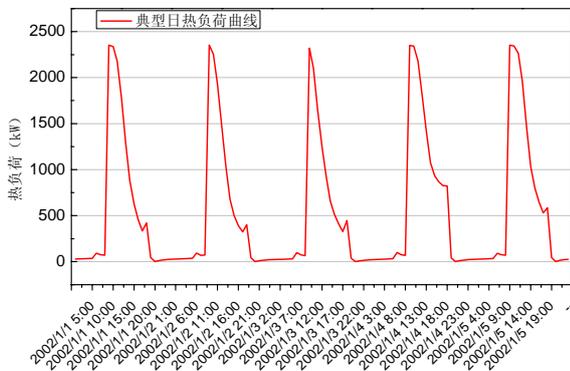


图 4 设计日逐时负荷曲线

2 主动式太阳能供暖系统

2.1 系统工艺流程

本项目采取以太阳能供暖为主,空气源热泵为辅的多能互补供暖系统。如图 5 所示,主动式太阳能供暖系统由集热系统、蓄热系统、辅助热源系统和放热系统组成。其中集热系统主要包括槽式太阳能集热器、导热油泵及其附件等;蓄热系统包含油-水板式换热器、蓄热水箱及蓄热循环水泵组成,考虑蓄热和室内供暖需求的平衡性、缩短蓄热时间,蓄热水箱采取间隔式或多个蓄热水箱;辅助热源系统包含空气源热泵、供暖循环水泵;放热系统包括水-水板式换热器、供暖循环水泵以及地板辐射供暖、全空气一次回风系统等多种形式末端组成。

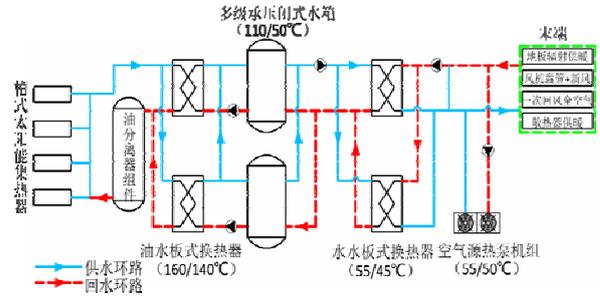


图 5 槽式主动太阳能供暖系统工艺流程

具体方案为采用槽式太阳能集热器作为集热热源,承压蓄热水箱作为蓄、放热热源。太阳能集热系统循环介质采用导热油,导热油热介质通过油-水板式换热机组将集热量传递给蓄热环路的循环水,存储于蓄热水箱内。导热油供回油设计温度为 160/140,蓄热水箱蓄水温度为 100。蓄热水箱通过水-水板式换热机组为建筑物室内末端提供集中供暖热水,供暖系统室内末端供回水设计温度为 55/45。分体式空气源热泵作为辅助热源直接为建筑物室内末端提供供暖热水,空气源热泵机组设计供回水温度为 55/50。

2.2 集热量与蓄热量分析计算

2.2.1 槽式集热系统计算模型

槽式太阳能集热器不仅能够解决夏季过热和冬季防冻问题,而且具有热输送温差大、热输送能耗低、系统运行安全可靠等优点[13]。如图 6 所示,某时间从集热器得到的有用能量是吸收器吸收的太阳能量与散失到周围环境的能量之差,其中吸收的太阳能量是指到达集热器表面的太阳能减去由于集热器发射等造成的光学损失[15]。

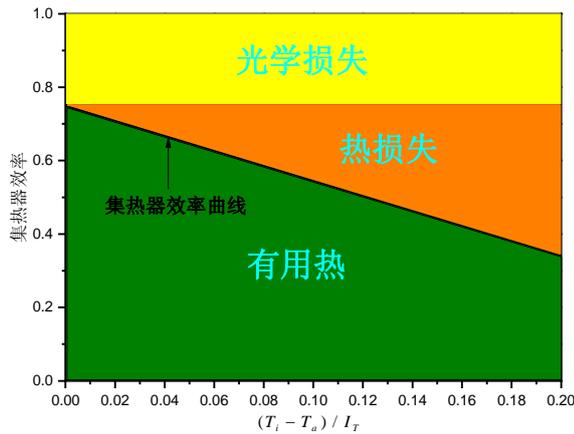


图6 太阳能集热设备能量平衡原理示意

故本系统提出设计日有效集热量概念,其数学描述为:

$$Q_u = \sum_{h=0}^{h=H} \frac{3600\eta(h) \cdot A \cdot I_{D,\theta}(h)}{1000} \quad (1)$$

式中: Q_u 为设计日的有效集热量, kJ; A 为集热器采光面积, m^2 ; $I_{D,\theta}(h)$ 为第 h 时刻槽式集热器开口面太阳直射辐射强度, W/m^2 ; H 为设计日的终了时刻, h ; $\eta(h)$ 为第 h 时刻槽式集热器的集热瞬时效率, %。

通过对不同导热油温度下的集热器效率进行数据多元线性回归,得到如下形式的瞬时效率方程:

$$\eta = 0.755 + 0.037462 \cdot \left(\frac{\Delta T}{I_{D,\theta}}\right) - 6.9526 \times 10^{-4} \cdot \left(\frac{\Delta T^2}{I_{D,\theta}}\right) \quad (2)$$

式中: η 为槽式集热器的集热效率; ΔT 为室外空气与集热介质的温差, $^{\circ}C$ 。

2.2.2 蓄热容积分析

理想的蓄热系统应满足两个条件: 水温满足设计要求; 不影响集热器集热效率。但要在强波动非稳态的集热/用热条件下实现上述条件,则要求蓄热容积具有蓄热容积可根据蓄热量变化进行不断调整的特点。但是,实际水箱热水蓄热系统不可能连续实现蓄热容积可根据蓄热量变化进行不断调整的特点,因此本项目从高效率运行和节约成本考虑,采用了多级蓄热系统。

2.2.3 计算流程

图7给出了基于槽式集热器集热量与蓄热容积间的耦合关系,采用迭代运算的方法,实现集热与蓄热系统的优化配比: 基于全年逐时气象参数,采用槽式太阳能集热器瞬时效率方程,累加计算逐时集热

量,得出设计日有效集热量,有效集热量应满足建筑典型设计日供暖负荷需求,以此作为集热器面积计算条件; 对整个项目的供暖期逐时负荷进行动态模拟,选取设计日全天供暖负荷逐时累加值作为蓄热容积的计算条件; 基于集热面积与蓄热容积的耦合关系,采用设计日蓄热量作为蓄热容积的评判依据; 考虑蓄热和室内供暖需求的平衡性、缩短蓄热时间,蓄热水箱采取间隔式或多个蓄热水箱。

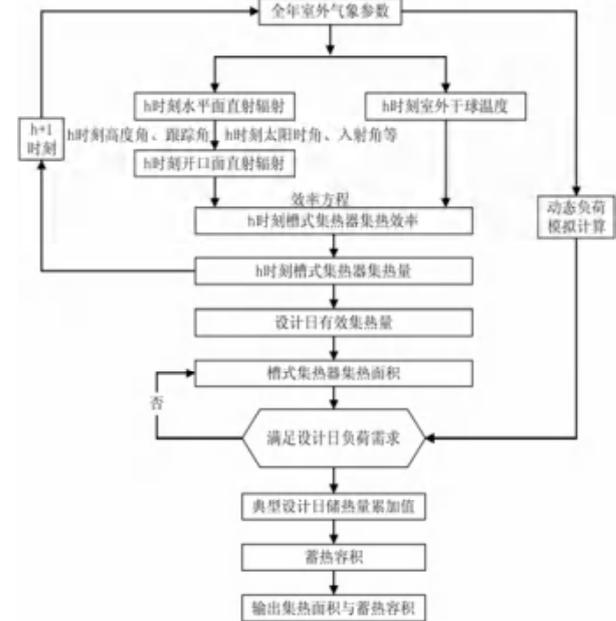


图7 集热量与蓄热量计算流程图

经计算,按照东西水平轴(集热面南北转向)跟踪方式,需槽式集热器面积 $2000m^2$,蓄热容量约 $8000kWh$,按照60供回水蓄热,水箱容积约 $115m^3$,蓄热容积指标约为 $57.4L/m^2$ 。

2.4 典型日热平衡分析

为了论证方案的可行性,给出系统的控制策略,本文选取典型日进行热平衡分析。图8给出了博物馆供暖季高峰负荷期热量平衡关系曲线,由于采用间歇供暖运行方式,早晨启动太阳能供暖系统时,热负荷最大,蓄热水箱供水温度低于系统设定值时,需开启辅助热源保证建筑热量平衡。随着太阳辐照强度增加,辐照量大于设定值时,集热器追踪集热,蓄热水箱蓄存热量,当供水温度高于系统设定值时,辅助热源停止工作,当蓄水温度达到系统设定值时,集热系统停止工作。由于夜间仅需对库房等局部房间供暖,热负荷远小于蓄热水箱蓄存热量,太阳能供暖系统可满足房间温度要求。

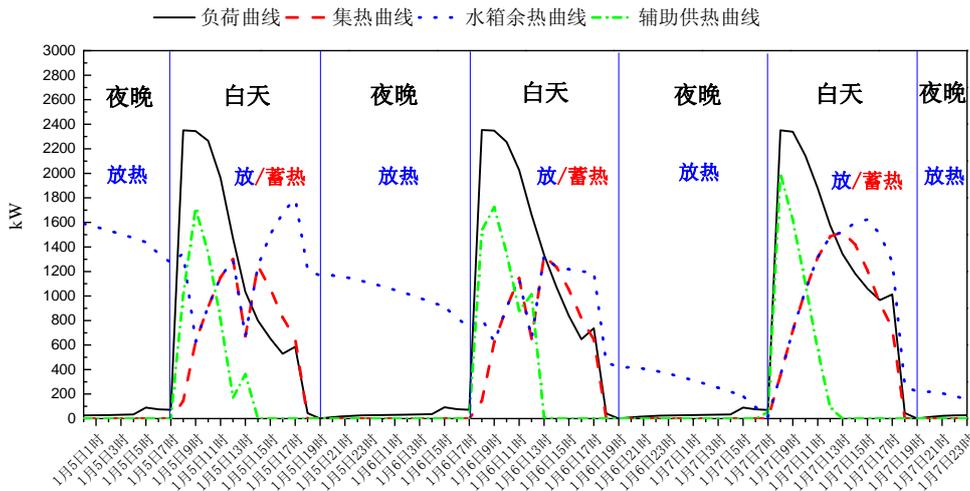


图 8 供暖季高峰负荷期热量平衡关系曲线

如图 9 所示，供暖季末期建筑热负荷较低，太阳能供暖系统基本可满足房间温度要求。经计算辅助热

源全年供热量 242385.43kWh，太阳能贡献率达 79.6%。

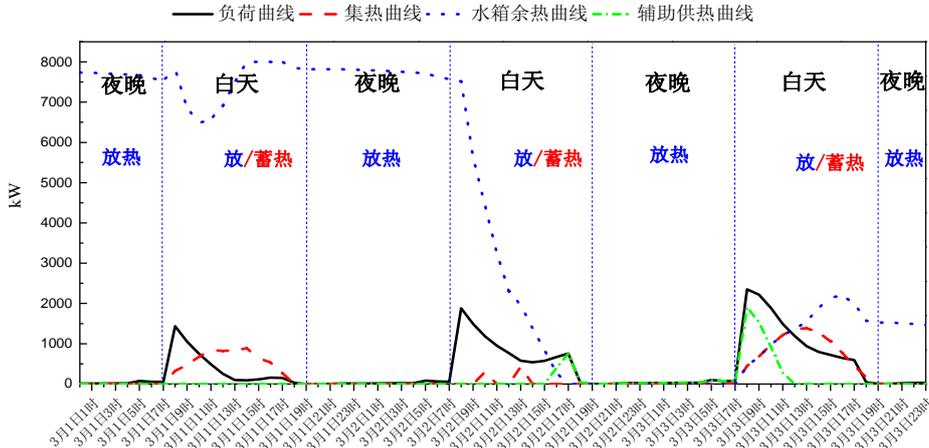


图 9 供暖季末期负荷期热量平衡关系曲线

3 超低温空气源热泵

太阳能资源的应用受天气影响较大，系统的输出随时间而变化。考虑到博物馆建筑长期存放展品，对温湿度要求较高，为保证供暖的连续性，需设置辅助热源以便在阴天导致无法依靠太阳能单独进行供暖时，对建筑进行辅助供暖。本项目辅助热源容量按满足室内设计温度 15 的供暖负荷设计^[16-17]。

3.1 可行性分析

通过分析拉萨气象条件可知，拉萨冬季室外温度不是太低，可以考虑采用空气源热泵供暖。图 11 给出了空气源热泵制热性能系数随室外温度的变化。从图 10 中可以看出，在拉萨最冷月平均温度下，喷气增焓空气源热泵的制热 COP 约为 3.1，传统空气源热泵的制热 COP 约为 2.8。可见，由于拉萨室外气温不是太低，空气源热泵运行的性能系数 COP 相对较高，

大多数时间空气源热泵制热 COP 可以保持在 3.0 以上。

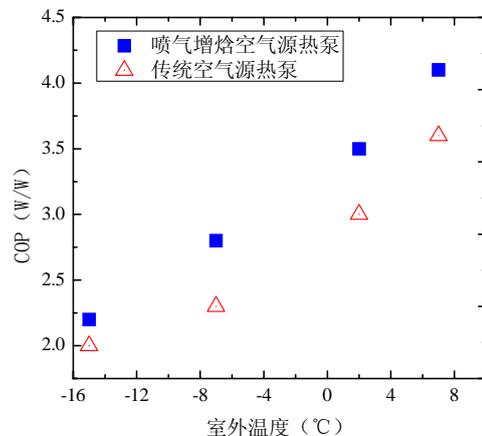


图 10 空气源热泵制热性能系数随室外温度的变化

同时，由于拉萨冬季气候干燥，冬季供暖期室外

空气露点温度大多数时间内都比干球温度低 10 以上^[3],降低了蒸发器结霜的可能。将拉萨市供暖季逐时室外空气状态点与相关学者对不同空气源热泵机组的试验结果^[18]总结出的结霜分区进行对照分析,如图 11 所示。从图中可以看出,仅有约 2%时间段内的空气状态点落在了易结霜区,其余空气状态点均落在了非结霜区。由于蒸发器极少有结霜的可能,使得大多数时间不需要除霜和融霜^[3,19],降低了空气源热泵结霜能耗,有利于空气源热泵高效运行,为该地区利用空气源热泵供暖创造了有利条件。

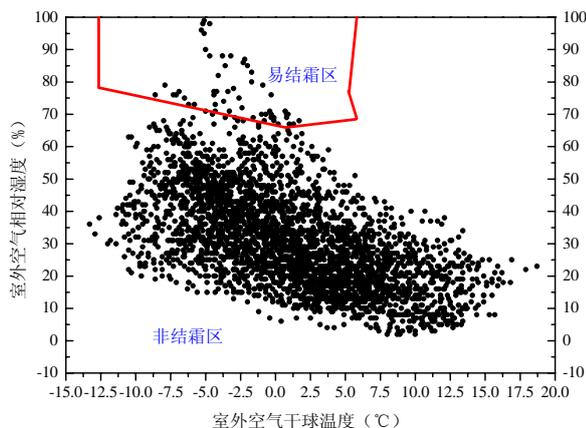


图 11 拉萨市空气源热泵结霜特性分析图

3.2 辅助热源位置设置

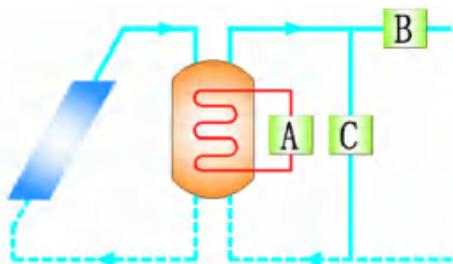


图 12 辅助热源设置位置

辅助热源在系统中的布置方式主要有三种,如图 12 所示。

A: 布置在水箱内,直接对水箱加热(A位置);

B: 布置在水箱出水管上,直接对末端加热(B位置);

C: 布置在水箱旁通管上(C位置)。

改变辅助热源设置的位置会引起系统性能的变化,这主要与集热器最佳工作温度有关。位置 A 能量直接加入至水箱,造成水箱内水温过高,从而集热器内部温度升高,造成集热器集热性能下降。位置 B 直接对水箱供水加热,该方式最大限度的利用了太阳能集热器的输出能量,利用了集热器在最低平均温度下

的工作状态,具有较高的效率;位置 C,辅助热源位于旁通侧,与水箱处于并联位置,当水箱的供水温度较低时,为满足供热需求,只能极大地提高热泵出水温度以保证混合后的水温达到要求,导致热泵性能严重下降,造成系统的经济性及节能性均变差。

4 结论

结合项目所在地的特点,分析了用能系统的耦合关系,通过数值模拟及优化计算,提出了一种适宜于高寒地区的主动式太阳能供暖系统。

(1) 通过分析典型日集热、蓄热以及负荷特性,可以得出:大部分时间集热量高于建筑负荷需求,且利用白天集热的蓄热量完全可以满足夜晚建筑的热需求,系统在间歇运行工况下,早晨运行初期需开启辅助热源满足建筑热需求,全年太阳能贡献率达 79.6%;

(2) 提出了设计日有效集热量概念,通过对不同导热油温度下的集热器效率进行数据多元线性回归,得到了槽式太阳能集热器瞬时效率方程,实现了集热系统的优化设计;

(3) 基于拉萨冬季气候条件,分析了超低温空气源热泵作为辅助热源利用的可行性,通过对比分析,给出了辅助热源在该系统的合理设置位置。

参考文献

- [1] 罗继杰,张蔚东,李靖 et al.严寒条件下边防营区及哨所点位供暖技术的探索与应用[J].暖通空调, 2013, 43(6): 8-14.
- [2] 戎向阳, 闵晓丹, 司鹏飞 et al. 拉萨市供暖技术的适宜性分析[J]. 暖通空调, 2013, 43(6):23-30.
- [3] 江亿,冯雅, 戎向阳,潘云钢等. 对拉萨城市供暖模式的探讨[J]. 暖通空调, 2013, 43(6):1-7.
- [4] 底冰, 马重芳, 唐志伟 et al. 太阳能集中供热系统发展简况[J]. 暖通空调, 2006, 36(7):27-31.
- [5] 郑瑞澄. 太阳能供热采暖工程应用技术手册[M]. 中国建筑工业出版社, 2012.
- [6] Pengfei Si, YuexiaLv, Xichen Liu, et al. An Optimization Model Applied to Active Solar Energy System for Buildings in Cold Plateau Area[J]. Energy Procedia, 2016, 88:443-449.
- [7] Si, Pengfei, Feng, Ya, Lv, Yuexia, et al. An optimization method applied to active solar energy systems for buildings in cold plateau areas - The case of Lhasa[J]. Applied Energy, 2017, 194(MAY15):48

7-498.

[8] Si, Pengfei, Li, Angui, Rong, Xiangyang, et al. New optimized model for water temperature calculation of river-water source heat pump and its application in simulation of energy consumption[J]. Renewable energy, 2015, 84(DEC.):65-73.

[9] Mo. Chung, Jlin-unPark, Hyung-keeYoon. Simulation of a Central Solar Heating System with Seasonal Storage in Korea[J]. Solar Energy, 1998, 64:163-178.

[10] 刘艳峰, 王登甲. 太阳能地面采暖系统蓄热水箱容积分析[J]. 太阳能学报, 2009, 30(12):1636-1639.

[11] 王登甲, 刘艳峰. 太阳能热水采暖蓄热水箱温度分层分析[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(1):16-19.

[12] F. Cuadros, F. Lopez-Rodriguez, C. Segador, et al. A simple procedure to size active solar heating schemes for low-energy building design[J]. Energy and Buildings, 2007, 39: 96-104.

[13] 李鹏宇, 戎向阳, 熊小军 et al. 零辅助热源主动式太阳能供暖系统集成与应用——拉萨市尼木县集中太阳能供暖设计[J]. 暖通空调, 2019, 49(03):44-48.

[14] 冯雅, 杨旭东, 钟辉智. 拉萨被动式太阳能建筑

供暖潜力分析[J]. 暖通空调, 2013, 43(6): 31-34.

[15] Lv, Yuexia, Si, Pengfei, Rong, Xiangyang, et al. Determination of optimum tilt angle and orientation for solar collectors based on effective solar heat collection[J]. Applied Energy, 2018, 219(JUN.1):11-19.

[16] 中国建筑科学研究院. GB 50019—2003 太阳能供热采暖工程技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009

[17] 西藏自治区建筑勘察设计院. DBJ540002-2016 西藏自治区民用建筑供暖通风设计标准[S]. 西藏: 西藏自治区住房和城乡建设厅, 2016

[18] 王嘉, 谢峤, 石文星等. 低温空气源热泵(冷水)机组的 IPLV(H)评价方法研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(6): 9-14.

[19] 司鹏飞, 戎向阳, 侯余波 et al. 高海拔严寒地区暖通工程应用——文成公主纪念馆暖通设计[J]. 暖通空调, 2013(06):44-47+103.

基于大数据的住宅建筑多联机系统室外机设计方法研究

钱明杨¹, 燕 达¹, 江 亿¹, 刘 华², 王宝龙¹

(1.清华大学建筑学院建筑节能研究中心, 北京 100084;

2.空调设备及系统运行节能国家重点实验室, 珠海 519000)

[摘 要] 多联机系统广泛应用于居住建筑之中, 通常由一个室外机与多个室内机组组成。多联机系统的室外机容量设计对系统运行能耗影响大。本文对实际居住建筑中的 354 个多联机系统的逐分钟供冷量数据进行了分析, 针对系统不同负荷率的出现小时数统计, 发现仅有 3% 的时间负荷率达到 80% 以上。针对这一现象对室外机容量设计的配置率进行了优化调整, 并通过统一的多联机能耗模型计算不同配置率情况下的能耗水平与不满意率, 最后基于计算结果为不同室内机台数的多联机系统给出了推荐的室外机容量设计配置率。

[关键词] 多联机容量设计配置率居住建筑

1 引言

多联机系统通常是一个室外机与多个室内机通过管路连接的制冷空调系统, 由于其每个室内机末端都可以单独调节灵活可控, 室外机采用变频或变容量控制^[1], 广泛应用于居住建筑与小型办公建筑之中, 近年来其市场占有率快速增长, 2013 年-2018 年中央空调市场占有率从 37.9% 增长至 50.4%^[2], 并且多联机的能耗占比也持续增长, 2017 年城镇住宅制冷能耗中 5% 为多联机供冷能耗^[3]。所以提高多联机系统的效率降低能耗变得尤为重要。

多联机系统的容量设计是多联机系统设计的基础, 设计容量的大小会影响系统出投资与实际运行效率。若多联机系统容量设计偏小, 则使得系统无法满足用户供冷供热需求; 若多联机系统容量设计偏大, 则会导致多联机系统长期处于低负荷率运行, 运行效率低能耗高。对于多联机系统的末端室内机容量设计, 通常以设计工况的房间负荷决定^[4], 而对于室外机设计容量, 其需要满足所有室内机的需求来设计, 首先计算每个室内机的设计工况容量, 考虑不同方位房间最大负荷出现的时刻, 并考虑负荷安全系数, 作为室外机的设计容量^[5], 所以室外机容量与室内机容量总和往往不同, 众多研究者提出了“连接率”^[6]、“配置比”^[7]等指标定义了室内机容量总和与室外机容量的比值。国家标准 GB/T 18837-2015 中定义了各室内机的名义制冷量之和与室外机组名义制冷量之和的比为“配置率”^[8], 行业标准 JGJ 174-2010 中规定: 一般系统配置室内机总能力控制在室外机能力的

50%~130% 之间^[9]。对于配置率大于 100%, 即室内机容量总和大于室外机容量的情况, 被定义为室外机超配。已有研究指出, 对于公共建筑可以适当超配 110%, 而对于家用多联机可以超配 130%^[10]。

从已有的研究中可知, 目前室内机与室外机容量的配置率只给出了一个数值范围, 其次目前的计算方法中仅考虑了不同方位房间峰值负荷出现的时间差异, 而实际建筑中的多联机系统每个末端都可以灵活调控, 能使得用户完全按照个人需求进行调节, 所以用户的空调人行为对多联机系统的运行及能耗影响非常大^[11-12], 而用户的空调人行为差异巨大, 使用传统的少量的案例测试^[13]或者大规模调研问卷都难以获取真实用户的空调人行为分布情况^[14], 即很难通过实地测试或问卷调研获取不同多联机系统的复杂运行模式。但是随着智能家居、物联网和数据传输存储技术的发展, 大规模的建筑空调系统数据的获取变得更加容易^[15]。数据挖掘分析方法可以很好地获取实际空调的复杂运行模式^[16], 将实际多联机运行数据作为输入, 建立量化的模拟分析模型, 就能更好地计算获取推荐的多联机系统配置率。更为重要的是目前针对居住建筑仅推荐家用多联机可以超配 130% 的建议, 并需要工程师们根据实际工程在进行调整, 未能给出更好的工程指导意见。

针对目前已有研究中的不足, 本文对实际居住建筑中 354 个多联机系统的逐分钟供冷负荷率数据进行了分析, 同时对多联机系统同时运行室内机台数进行了分析, 发现用户的部分时间部分空间的空调使用

习惯使得系统供冷负荷率长时间处于低负荷率,仅少量时间能达到系统的满负荷运行。针对这一现象,对室外机容量设计的配置率进行了优化调整,并通过多联机系统优化研究的动态仿真^[17]方法,建立统一的多

联机能耗模型计算不同配置率情况下的能耗水平与不满意率,最后基于计算结果为不同室内机台数的多联机系统给出了推荐的室外机容量设计配置率。

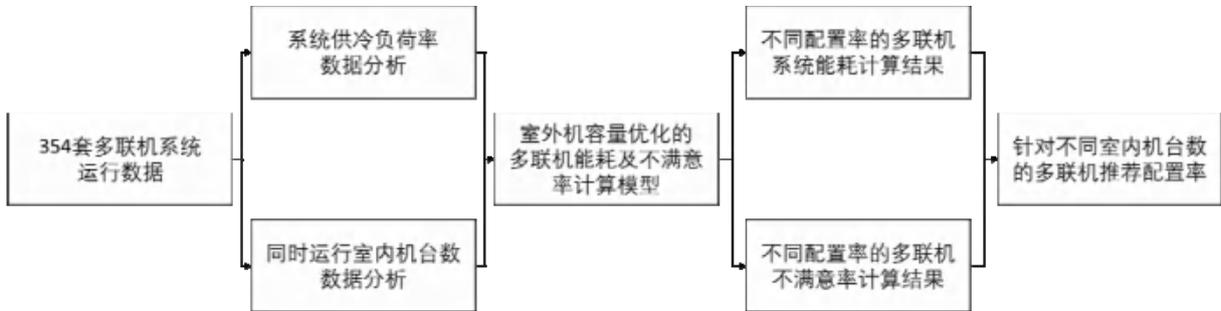


图1 技术路线图

2 多联机运行数据介绍及分析

本文从某空调大数据监测平台获取了 354 套多联机系统运行数据,多联机系统所在 92 个城市分布情况如图 2 所示,主要分布在夏热冬冷地区。不同室内机台数的多联机系统数量分布如图 3 所示,多联机系统的室内机台数主要有 2-10 台,其中以 4、5 台为主。



图2 多联机系统分布情况

基于 354 套多联机系统的运行数据以及多联机系统供冷量的基于压缩机能量平衡法^[18]的虚拟传感器方法^[19]获取了这些多联机系统 6 月至 9 月(2928 小时)的实际供冷量曲线,将其中一套额定制冷量为 12kW 的多联机系统逐时供冷负荷从小到大进行排序,如图 4 所示,可见系统长时间是低负荷率的情况,最大供冷负荷为 11.6kW,说明整个供冷季都没有达

到额定制冷量 12kW。

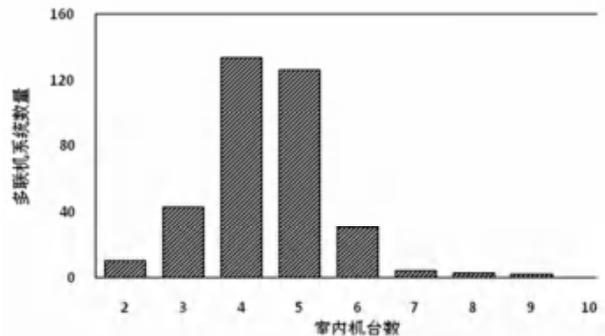


图3 不同室内机台数的多联机系统数量分布

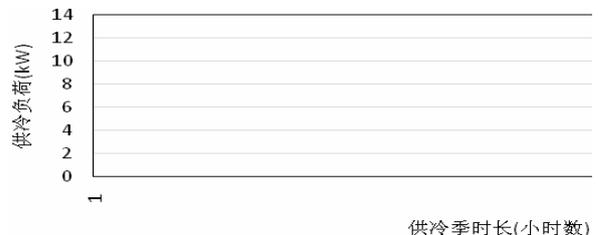


图4 编号 11769 多联机系统实测供冷负荷排序曲线

在所有 354 台实际多联机系统样本中长时间低负荷的情况非常常见,如图 5 所示,室外机供冷负荷大部分时间达不到 100% 负荷,仅有 3% 的时间负荷率达到 80% 以上,达到满负荷的时间更加少。

在所有实际多联机系统样本中长时间低负荷的情况非常常见,其主要原因是家用多联机系统用户往往仅开启自己所在房间的室内机,根据数据集中的室内机同时开启的时间比例统计,如图 6 所示,85% 时间同时运行不超过 2 台室内机,其中 59% 时间仅运行 1 台室内机,这是用户部分时间部分空间的使用习惯,这使得所有房间的室内机都开启的情况很少出现,最终导致多联机系统很难达到满负荷运行,所以可以适

当减小室外机容量,使得整体的运行负荷率提高,进而提高运行效率。

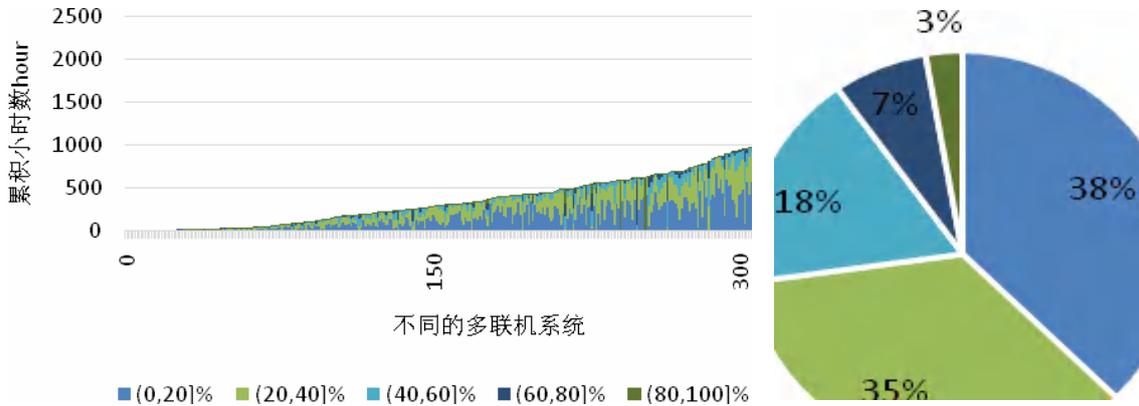


图5 不同供冷负荷的运行时间状图及统计饼图

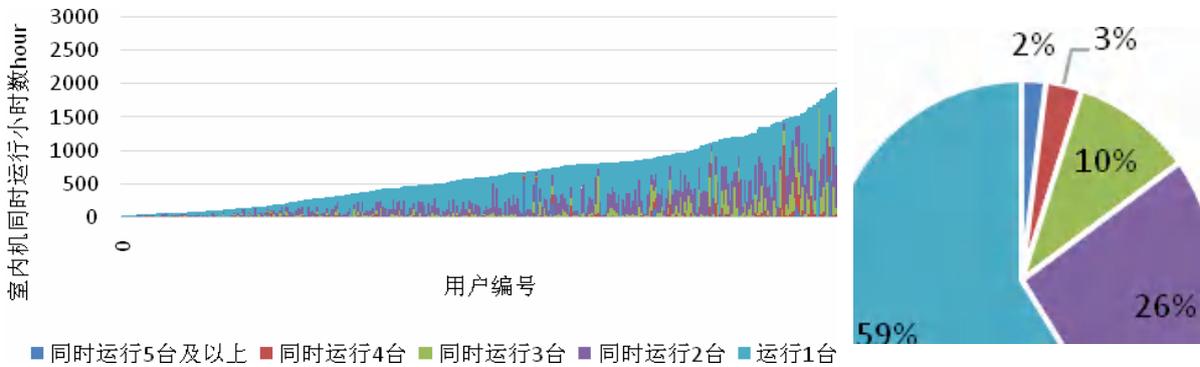


图6 室内机同时开启时间柱状图及统计饼图

3 室外机容量优化的多联机能耗及不满意率计算模型

为了改善多联机系统的低负荷率问题,提出优化方案可以适当减小室外机容量,使得整体的运行负荷率提高,进而提高运行效率。通过模拟计算的分析方法进行量化的计算验证,将354套多联机系统的运行冷负荷数据输入一个统一的反映冷负荷率对效率影响的能耗计算模型,计算获取不同配置率下的多联机系统的能耗及不满意率均值,最后给出不同室内机台数的多联机对应的推荐配置率。

优化方案是适当将校室外机容量,使得整体的运行负荷率提高,进而提高运行效率,主要考虑建议一个冷负荷率相关的多联机能耗计算模型,计算模型的性能曲线如图7所示,多联机系统的COP计算如公式(1)(2),其中 $Q(\tau)$ 为供冷量, $Q_{coolingdesigned}$ 为室外机额定制冷量, $R_{cooling}(\tau)$ 为多联机室外机负荷率, $COP_{cooling}$ 为多联机室外机效率,对应图7中的计算公式, $E_{cooling}(\tau)$ 为多联机室外机的电功率。

$$R_{cooling}(\tau) = \frac{Q(\tau)}{Q_{coolingdesigned}} \quad (1)$$

$$E_{cooling}(\tau) = \frac{Q(\tau)}{COP_{cooling}(R_{cooling}(\tau))} \quad (2)$$

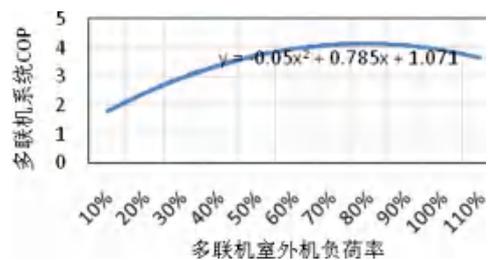


图7 多联机 COP 随负荷率变化曲线

为了量化说明减小室外机容量,使用表中的配置率(Combination Ratio,以下简称为CR)来描述室外机与室内机容量的关系,配置率(CR)是各室内机的名义制冷量之和与室外机组名义制冷量之和的比,如公式(3)所示:

$$CR(\text{combination ratio}) = \frac{\sum \text{capacity of indoor unit}}{\text{capacity of outdoor unit}} \quad (3)$$

$$\text{Unsatisfied Rate} = \frac{\text{Unsatisfied hours}}{\text{Coolingseasonhours}} \quad (4)$$

配置率可以反映室内机同时使用情况,配置率越高指的是室外机设计容量越小,但是减小室外机设计容量可能导致室内机供应不足的问题。所以为了同时量化反映供应不足的问题,本文通过不满意率(Unsatisfied Rate)来描述 不满意小时数(Unsatisfied hours)定义为供冷负荷需求大于室外机额定容量的时长,不满意率(Unsatisfied Rate)定义为不满意小时数占供冷季总时间(Coolingseasonhours, 6月至9月, 2928小时)比例,如公式(4)所示:

计算不同配置率对应的不满意率,如表1所示,对单个系统,降低室外机容量,将配置率CR提高到1.5,可以计算得知不满意率为1.2%。针对供冷负荷需求大于室外机额定容量的时刻,多联机系统按照额定制冷量输出进行能耗计算。

4 模拟结果分析

为了更好地提供推荐的室外机配置率的数值,计算了配置率从1.0-1.5的情况,即从不超配到超配

150%。由实测的多联机室内机同时开启台数数据可知85%时间同时运行不超过2台室内机,其中59%时间仅运行1台室内机,可见若室内机个数少对应的全部开启的概率就更高,可能对于室内机个数少的系统室外机不能进行超配,所以模拟计算结果根据室内机台数不同分类统计能耗及不满意率的均值。

表1 编号11769多联机系统的不同配置率的计算结果样

	供冷季小时数(6月-9月)	不满意小时数	不满意率
CR=1.0	2928	0	0%
CR=1.2	2928	4	0.1%
CR=1.5	2928	36	1.2%

其中室内机2-3台的多联机系统计算结果如图8所示,随着配置率增大,多联机能耗均值降低,不满意率在配置率大于1.0后快速升高,说明这类系统的供冷负荷达到满负荷率的情况很多,所以对于室内机2-3台的多联机系统不能进行超配设计,推荐配置率为1.0,即对于这种系统不能通过适当减小室外机容量来降低能耗。

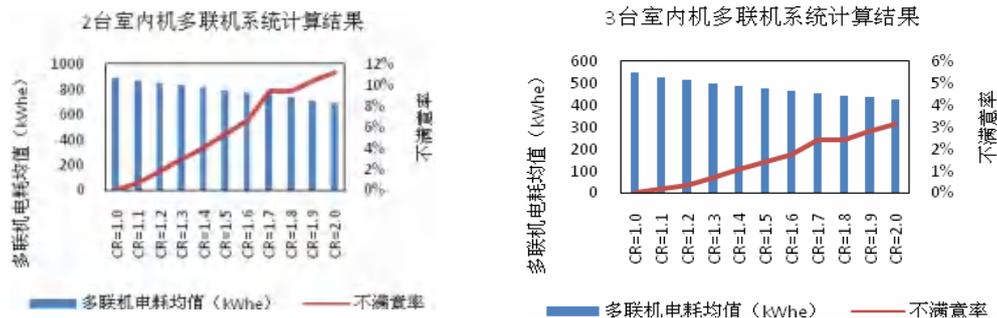


图8 室内机2-3台的多联机系统计算结果

其中室内机4-6台的多联机系统计算结果如图9所示,随着配置率的提高,在配置率小于1.4时,系统的不满意率升高较少,均在0.3%以下。图中三种系统的不满意率升高的速率不同,明显室内机台数越

多,不满意率上升越慢。可见对于4-6台室内机的系统的配置适当超配,配置率小于1.4则不满意率基本可以负荷需求。

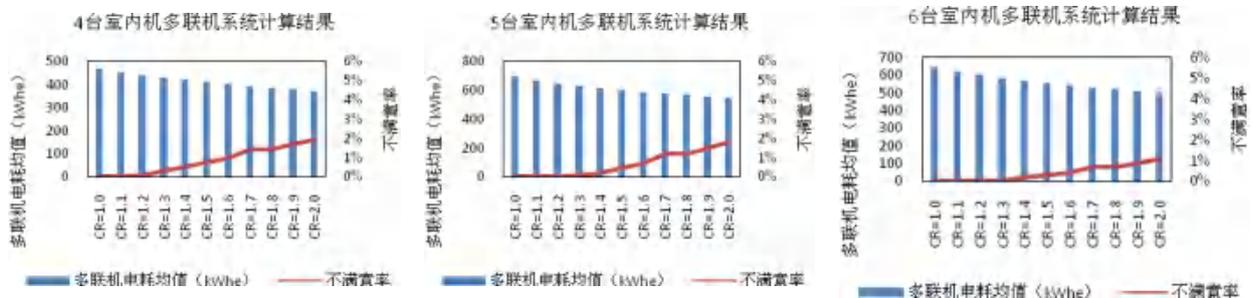


图9 室内机4-6台的多联机系统计算结果

为了保证尽可能低的不满意率(小于0.03%),所以推荐室内机4-6台多联机系统的配置率分别为

1.1-1.3,不同情况的能耗节能率如表2所示,室内机数量越多,推荐配置率越大,室外机可以适当减小容

量。

表2 不同室内机台数的多联机系统推荐配置比即节能比例

	2台室内机	3台室内机	4台室内机	5台室内机	6台室内机
推荐配置率	1.0	1.0	1.1	1.2	1.3
相比于配置率1.0的节能比例	0%	0%	4%	7%	10%
不满意率	0%	0%	0.03%	0.03%	0.03%

5 结论与建议

本文对实际居住建筑中的 354 个多联机系统的逐分钟供冷量数据进行了分析,并通过统一的多联机能耗模型进行了模拟计算,通过以上分析得到以下结论:

(一)较多系统长时间处于低负荷率,总时间上仅有 3%的时间负荷率达到 80%以上,多联机系统很难达到满负荷。其主要原因是用户空调人行为的部分时间部分空间模式(85%时间同时运行不超过 2 台室内机,其中 59%时间仅运行 1 台室内机);

(二)对于室内机 2-3 台的多联机系统不能进行超配设计,推荐配置率为 1.0,即对于这种系统不能通过适当减小室外机容量来降低能耗;

(三)对于室内机 4-6 台多联机系统,可以适当进行超配设计,推荐的配置率分别为 1.1-1.3,在不满意率小于 0.03%时,相比于配置率 1.0 的节能比例在 4%-10%。

本文讨论了多联机系统的配置率推荐值,即讨论了当室内机设计容量合理的情况下,室外机容量与室内机容量匹配设计的方法。但是目前工程中依旧存在室内机容量设计过大的现象,并且也多个室内机负荷不均匀^[20]的问题,这些都会影响多联机系统的性能,未来研究中需要进一步考虑室内机选型偏大的问题,进一步合理设计室外机的额定制冷量。

参考文献

- [1]叶建新.多联机空调系统的绿色节能设计特点和优势[J].建筑节能,2015,43(06):23-25.
- [2]2018 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,2019(04):29-46.
- [3]The Future of Cooling In China, IEA, 2019
- [4]GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].
- [5]袁建新,谷炳龙.多联机系统设备选型高容量指标的疑惑[J].暖通空调,2016,46(09):84-87.
- [6]刘曙光,王晓宇.多联机 VRV 系统设计[J].才智,2009(29):64.
- [7]刘正恩.家用多联式空调(热泵)机组的能效初探[J].

制冷与空调,2009,9(06):27-30.

- [8]GB/T 18837-2015, 多联式空调(热泵)机组[S].
- [9]JGJ 174-2010, 多联机空调系统工程技术规程[S].
- [10]曾卫军.多联机空调系统设计问题探析[J].科技创新与应用,2019(18):101-102.
- [11]李兆坚,江亿.住宅空调方式的夏季能耗调查与思考[J].暖通空调,2008(02):37-43+64.
- [12]Yu, X., Yan, D., Sun, K., Hong, T., & Zhu, D. (2016). Comparative study of the cooling energy performance of variable refrigerant flow systems and variable air volume systems in office buildings. *Applied energy*, 183, 725-736.
- [13]赵德印,张旭,徐强.基于实测数据的办公建筑多联机加班运行能耗研究[J].暖通空调,2019,49(04):43-48.
- [14]Feng, X., Yan, D., Wang, C., & Sun, H. (2016). A preliminary research on the derivation of typical occupant behavior based on large-scale questionnaire surveys. *Energy and Buildings*, 117, 332-340.
- [15]Fan, C., Xiao, F., Li, Z., & Wang, J. (2018). Unsupervised data analytics in mining big building operational data for energy efficiency enhancement: a review. *Energy and Buildings*, 159, 296-308.
- [16]陈焕新,刘江岩,胡云鹏,李冠男.大数据在空调领域的应用[J].制冷学报,2015,36(04):16-22.
- [17]邵双全,梁楠,田长青.多联式空调制冷系统动态仿真研究[J].制冷学报,2011,32(01):16-22.
- [18]丁连锐,曲宗峰,亓新,张国辉,王宝龙,石文星.房间空气调节器实际运行性能测量方法研究[J].中国标准化,2019(03):172-179.
- [19]Liu, H., et al., Performance of VRF systems based on large scale monitoring. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019. 609: p. 052012
- [20]赵伟,周德海,石文星.多联机空调系统的性能域[J].暖通空调,2010,40(07):98-102+107.

基于数据驱动的商业办公建筑冷量预测模型研究

康旭源¹, 燕 达¹, 孙红三¹, 邱万鸿²

(1.清华大学建筑节能研究中心, 北京 100084; 2.太古地产有限公司, 北京 100016)

[摘要] 商业建筑能耗在总建筑能耗中占有重要的比例, 根据商业建筑的特征有针对性地进行能耗预测和优化控制具有重要的意义。随着传感器技术的不断发展, 建筑自动化系统不断丰富和完善, 采集了大量真实的商业建筑能耗数据。因此, 有必要基于商业建筑真实的冷量数据进行建筑冷量的特征分析和预测计算。本文采用了数据驱动模型进行商业办公建筑的冷量预测, 基于商业建筑工作日与休息日典型用能行为的差异, 首先对冷量的典型模式特征及其时间分布进行聚类分析, 并在此基础上对比五种人工智能机器学习算法在冷量预测方面的效果, 通过参数调优和交叉验证提高模型的预测效果。本文以香港某商业建筑为例进行了案例分析, 并对比了分析结果。从结果中可以看出, 数据驱动模型可以有效和高效地对商业建筑的冷量进行预测分析, 并对建筑能源系统的优化控制提供技术支撑。

[关键词] 建筑能耗、数据驱动、商业建筑、冷量预测、机器学习

1 研究背景

近年来, 我国建筑能耗呈现不断增长的趋势。截至 2018 年, 我国建筑运行过程的总商品能耗已经达到了 10 亿 tce, 占全国能源消费总量的 22%。其中公共建筑运行能耗达到了 3.32 亿 tce, 占建筑总商品能耗的 33%^[1]。公共建筑面积仅占建筑面积总量的 1/5, 然而其能耗却占建筑总运行能耗的近 1/3, 因此, 科学研究和分析公共建筑的能耗, 对指导公共建筑节能具有重要的意义。

商业建筑的节能很大程度上依赖于对建筑运行阶段的能耗分析和预测, 并基于预测值对建筑能源系统进行优化控制。在商业建筑运行调控阶段, 由于建筑的物性参数以及人行为相关的因素的不确定性, 因此, 传统的建筑能耗模拟方法及模拟软件不能很好地适应于实际的能耗特征分析及预测的需求^[2]。随着人工智能技术和机器学习算法的快速发展, 数据驱动模型得到了长足的发展和广泛的应用^[3]。数据驱动模型基于大量的历史数据, 提取实际建筑运行过程中的能耗特征, 并基于历史特征对未来的建筑能耗进行分析和预测。由于数据驱动模型是基于建筑真实的历史数据进行分析和预测, 因此在商业建筑运行阶段的能耗分析中具有广泛应用和发展。

许多学者都针对机器学习算法在商业建筑能耗的分析展开了研究。周芮锦等人^[4]基于逐月积温值、逐月平均相对湿度、逐月工作日天数和逐月非工作日天数四个因素, 利用时间序列分析的方法 ARMA 构建

数据驱动模型, 实现对商业建筑的逐月能耗预测。Kwok, S 等人^[5]应用 PENN (Probabilistic Entropy-based Neutral Network) 算法构建了办公建筑的冷量预测模型, 通过室外气象参数、有人房间面积和新风机功率对冷负荷进行预测, 以香港某写字楼为例进行了冷量预测分析。肖赋等人^[6]提出了基于数据挖掘技术的商业建筑系统性能分析和能耗预测模型, 综合了时序分析、递归特种消除和整体学习等算法实现了下一日建筑总能耗和能耗峰值的预测。Fan, Cheng 等人^[7]基于深度学习 (Deep learning) 的算法强化了对建筑能耗的实时预测, 在简单神经网络模型的基础上引入了时序特性, 实现了商业建筑能耗的预测分析。除此以外, 还有诸多研究^{[8][9]}针对商业建筑冷量预测的数据驱动模型开展算法和案例分析。

本文基于数据驱动模型对商业建筑的冷量预测进行了分析研究。基于建筑 BAS 系统的实际冷量数据, 对商业建筑的典型冷负荷特征进行聚类分析, 并在聚类分析的基础上, 引入多种机器学习算法, 对建筑实时冷量进行预测分析和模型优化, 并横向对比不同算法在预测精度和计算时长上的预测效果。最后文章总结和展望了基于数据驱动的冷量预测模型在实际商业建筑系统能耗分析中的特点以及应用前景。

2 研究方法

本文基于数据驱动的方法构建商业建筑冷量预测模型。由于商业建筑中随工作日、休息日的人行为变化具有不同的典型能耗特征, 因此首先采用基于 k-means 的聚类分析方法分析典型冷量模式。在此基

基金项目: 本研究受清华大学-太古地产联合研究中心资助

基础上,综合采用和对比 ANN、SVM、XGB、RF 和 LSTM 五种冷量预测算法,对建筑冷量进行预测分析,并以实际冷量数据对模型的预测效果进行评估,以预测评估的结果对冷量预测模型进行参数调优和

反馈优化,得到预测效果最优的模型。该冷量预测模型可以在建筑供冷的实时控制和蓄冷系统的预测控制等方面应用,为建筑能源系统的优化控制提供技术支撑。本研究的技术路线图如下:

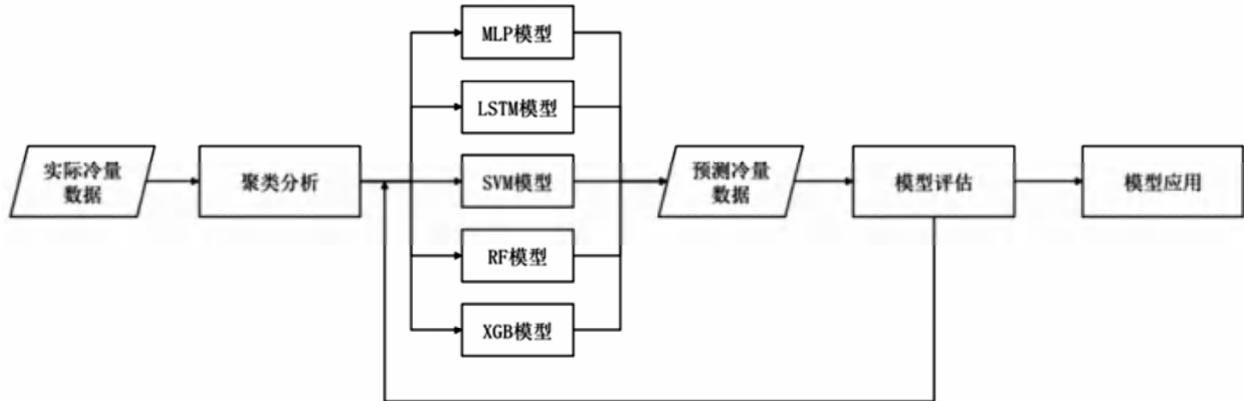


图1 研究技术路线图

由于实际建筑中的冷量需求很大程度上受到人用能行为的影响,因此,对实际建筑的典型用能模式分析非常重要。本文采用 k-means 的方法对建筑日冷量曲线进行聚类分析,以获取典型的用冷模式。K-means 方法是一个经典的基于距离的聚类算法,可以将样本划分为特定数目的类,使类内相似度最大,类间区分度最高。

由于该算法需要预先确定聚类数,因此本文采用 3 个评价指标对聚类数进行选择 and 确定。第一个指标是轮廓系数 (Silhouette Coefficient), 结合内聚度和分离度两种因素,评价聚类的效果,该指标越大则聚类效果越好。第二个指标是 CH 指标 (Calinski-Harabaz Index), 该指标反映类间距离与类内距离的比值,其值越大则聚类效果越好。第三个指标是 DB 指标 (Davis-Bouldin Index), 该指标反映了类内平均距离与两聚类中心平均聚类的比值,其值越小聚类效果越好。通过在一定范围内遍历聚类数目,并综合三种评价指标,选择聚类效果最优的聚类数。

基于典型负荷模式,分别采用五种机器学习算法,拟合建筑冷量与各影响因素的关系。所采用的算法包括多层感知器神经网络 (Multiple Layer Perception, MLP)、长短记忆法人工神经网络 (Long Short Term Memory, LSTM)、支持向量机 (Support Vector Machine, SVM)、随机森林 (Random Forest, RF)、梯度提升决策树 (Extreme Gradient Boosting, XGB)。

多层感知器是一种前馈人工神经网络,将多维数

据集映射到单一输出的形式。通过多层神经元的全连接和非线性激活函数实现自变量至因变量的相关关系构建。长短记忆法的神经网络是一种改进之后的循环神经网络,通过门式神经网络控制长期状态和短期状态的记忆,以记录周期性特征。支持向量机是通过核方法将原始特征空间映射到更高维的空间,并在高维空间中实现线性拟合。随机森林是一种基于决策树的分类拟合器,通过构建系列决策树进行拟合。梯度提升决策树是基于决策树的优化形式,通过优化树的选择和分裂过程优化预测结果。

通过以上介绍的五种算法,分别进行建筑冷量预测模型的训练,并对下一日的逐时冷量进行预测分析。

3 案例分析

本节以香港某商业建筑的冷量预测分析为例,对比分析数据驱动模型。该案例为商业办公建筑,能耗数据来源于建筑 BAS 系统的冷量监测数据,时间跨度为 2019 年 6 月 1 日至 10 月 30 日,共 152 天的数据,数据时间间隔为 15 分钟。除此以外,还获取了香港国际机场气象站的逐半小时气象参数,包括室外干球温度、风速和云量。依此数据,对该案例的冷量进行建模分析和预测。

将该建筑的冷量数据以天为单位进行划分,得到 152 天的日冷量曲线。通过 K-means 算法进行聚类,并用三项指标评价最优聚类数。各聚类指标的结果如图 2 所示。

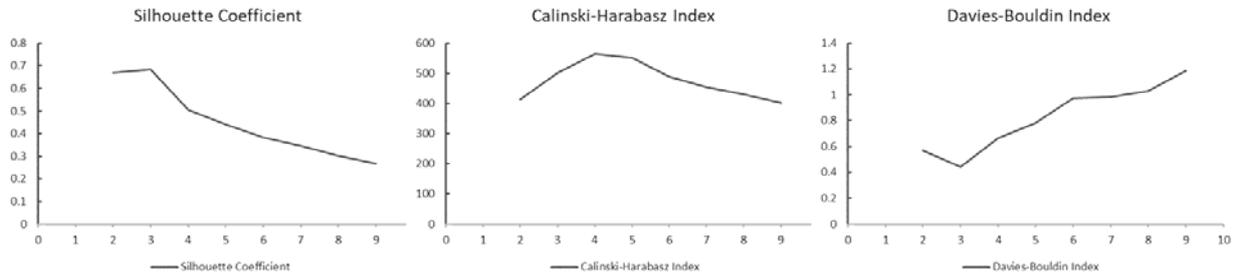


图 2 确定最优聚类数的三项聚类指标图

通过以上三个图线可以看出,聚类数 $k=3$ 时轮廓系数最大,以轮廓系数为指标时 $k=3$ 聚类效果最好;聚类数 $k=4$ 时 CH 指数最大,以 CH 指数为指标时 $k=4$ 聚类效果最好;聚类数 $k=3$ 时, DB 指数最小,以 DB 指数为指标时 $k=3$ 聚类效果最好。综合以上三项指标,可以看出最优聚类数为 3,即存在三类典型负荷模式。

将所有日冷量曲线按聚类数为 3 进行 k-means 聚类,并统计其在周中的分布,得到的结果如下图所示。

第 0 类 (Cluster 0) 为周六模式,其存在明显的晨间负荷尖峰,并在早 8 时-15 时处于负荷高峰状态,15 时后负荷降低,进入负荷低谷时段;第 1 类 (Cluster 1) 为周日和节假日模式,该模式全天负荷均处于平峰状态,没有明显的负荷高峰;第 2 类 (Cluster 2) 为工作日模式,主要分布于周一至周五,该模式存在明显的晨间负荷尖峰,并在早 8 时至晚 8 时呈现负荷高峰状态。

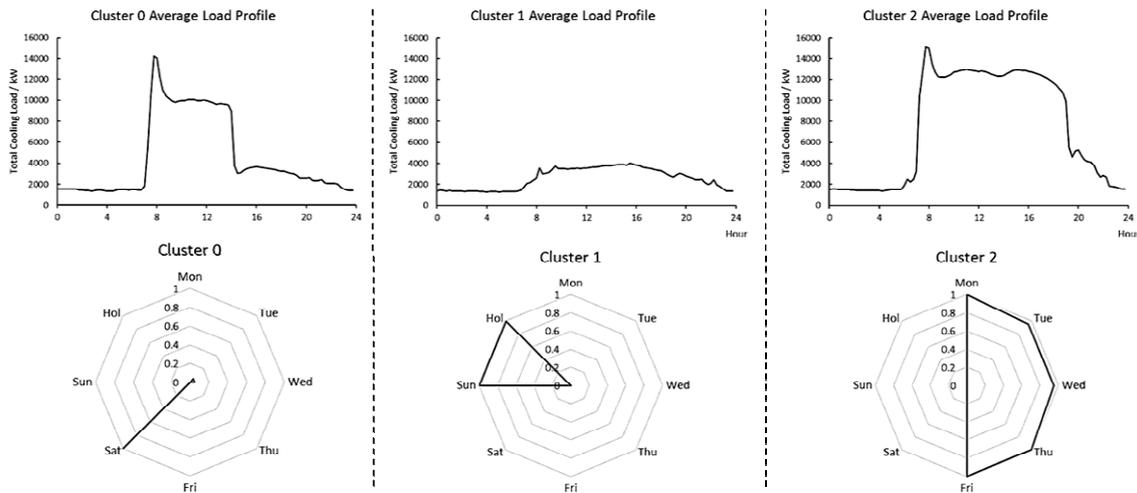


图 3 典型日冷量负荷模式及其分布

以上三种模式在周内的分布十分明显,区分度十分高。并且三种模式特点显著且迥异,说明工作日/休息日类型是影响该案例负荷曲线和负荷特征的关键因素,后续分析中将以此作为重要的特征因素。

在以上聚类分析的基础上,综合采用上述 5 种算法,对建筑能耗进行预测分析。为了客观评估的预测效果,将原始数据集以天为单位随机划分为训练集、验证集和测试集,选取 60% 的样本为训练集,用以训练模型;30% 的样本为验证集,用以优化模型和参数调优;10% 的样本为测试集,作为最后评估模型预测

效果的数据集。分别对以上五种模型进行模型训练、参数调优和对比评估,并分别抽取 6、7、8 月的某几日数据展示结果如下。

图 4 展示了多层感知器(MLP)模型的预测结果。从图线中可以看出,模型大体上可以反映案例建筑的负荷趋势特征,但在一些特定时刻预测精度有较大偏差。该模型综合训练误差 RMSE 为 1001.6,验证误差 RMSE 为 1252.7,测试误差 RMSE 为 1398.4。然而该模型计算时间较长,训练时长长达 6.5 小时,预测时长也需要 10 分钟,计算成本较高。

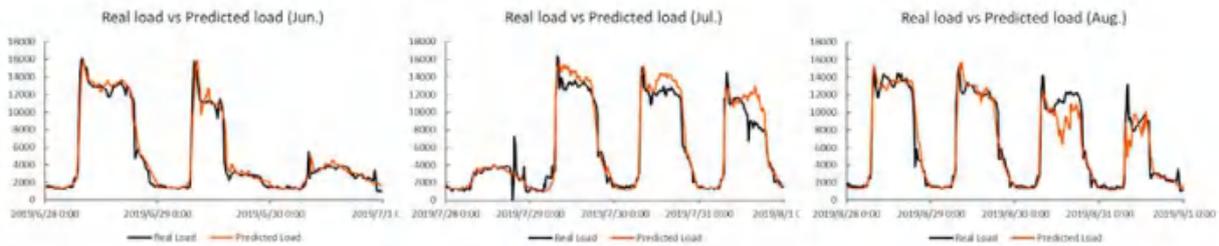


图 4 MLP 模型预测结果

图 5 展示了长短记忆法人工神经网络 (LSTM) 模型的预测结果。从图线中可以看出,模型大体上可以反映案例建筑的负荷水平,但细节上有较大的预测偏差。该模型综合误差指标水平与 MLP 模型接近,

训练误差 RMSE 为 1017.1, 验证误差 RMSE 为 1335.8, 测试误差 RMSE 为 1430.1。然而该模型计算时间相对适中,训练时长为 32 分钟左右,预测时长为 1 分钟左右,计算成本适中。

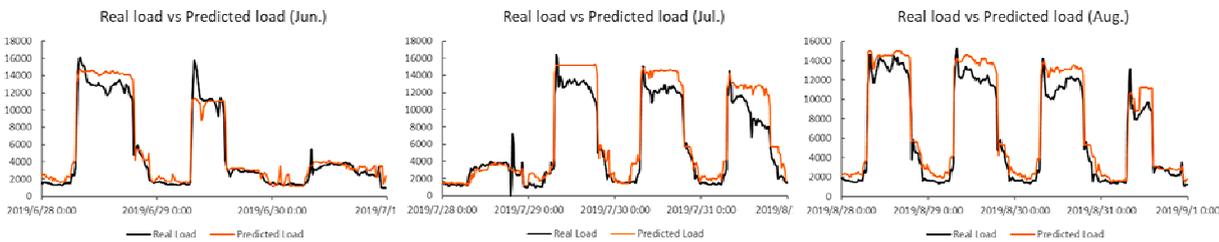


图 5 LSTM 模型预测结果

图 6 展示了支持向量机 (SVM) 模型的预测结果。从图线中可以看出,该模型与实际数据有明显偏差,不能很好地反映冷负荷的趋势性特征。该模型综合训练误差 RMSE 为 2416.4,验证误差 RMSE 为 2389.5,

测试误差 RMSE 为 2094.7。该模型计算时间相对较短,训练时长为 11 分钟左右,预测时长为 3 秒钟左右,计算成本较低。

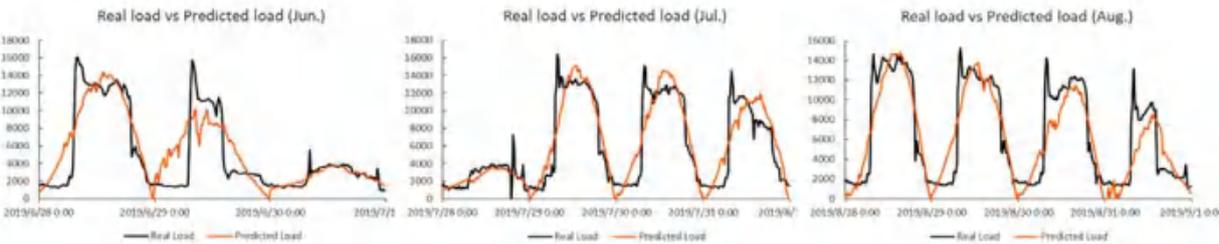


图 6 SVM 模型预测结果

图 7 展示了随机森林 (RF) 模型的预测结果。从图线中可以看出,该模型与实际数据拟合程度较好,只在一些细节上有明显的偏差。该模型综合训练误差 RMSE 为 554.9,验证误差 RMSE 为 727.1,测试误差

RMSE 为 1053.7。该模型计算时间相对较短,训练时长为 6 分钟左右,预测时长为 2 秒钟左右,计算成本较低。

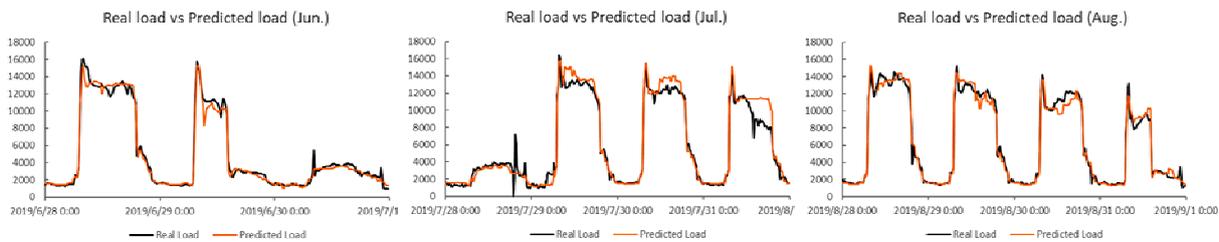


图 7 RF 模型预测结果

图 8 展示了梯度提升决策树 (XGB) 模型的预测

结果。从图线中可以看出,该模型与实际数据拟合程

度较好,只在一些细节上有细微的偏差。该模型综合训练误差 RMSE 为 576.7,验证误差 RMSE 为 704.1,测试误差 RMSE 为 906.8。该模型计算时间相对较短,

训练时长 46 分钟左右,预测时长为 0.2 秒左右,计算成本非常低。

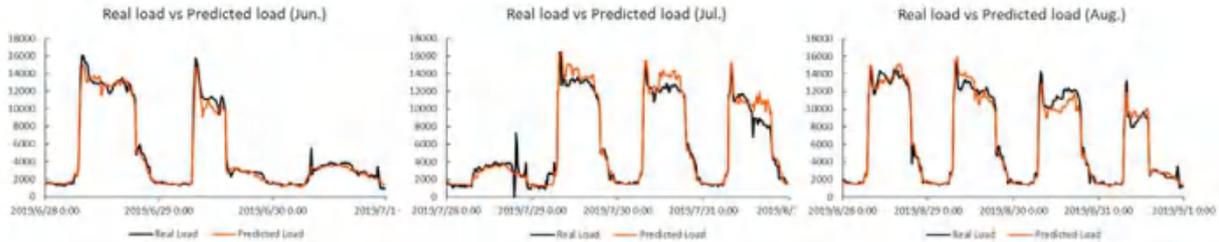


图 8 XGB 模型预测结果

综合以上 5 种算法,分别对比了其预测精度和计算时长的差异,如图 9 和表 1 所示。

五种模型预测精度对比

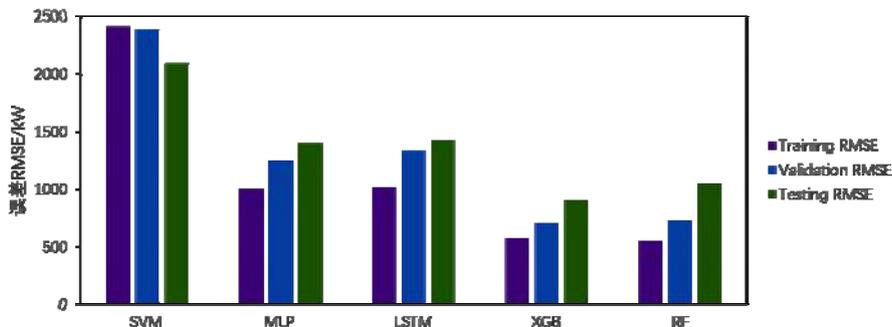


图 9 五种模型预测误差对比

表 1 五种模型计算时长对比

模型	训练时长/秒	预测时长/秒
MLP	23237.8	609.5
LSTM	1899.7	53.7
SVM	667.4	2.7
RF	332.1	2.1
XGB	216.3	0.2

通过可以看出,以预测误差 RMSE 为标准,XGB 模型的预测误差最小,预测精度最高。从模型的训练和预测时长比较,XGB 模型耗时最短,计算效率最高。综合以上两个因素初步分析,XGB 模型无论在预测精度还是在计算时长上都显著优于其他 4 种模型,在实际商业建筑的冷量预测中具有更好的预测效果。

4 总结

商业建筑中的冷量特征分析与逐时冷量预测对建筑供冷系统的优化控制具有重要意义。传统建筑能耗模拟过程与建筑的实际运行状态存在差异,而数据驱动模型基于真实的建筑能耗数据,可以客观反映和预测商业建筑的能耗。本文基于数据驱动模型,以商业建筑的冷量预测为例,探索了建筑能耗和负荷数据的预测分析方法,并以香港某商业建筑的实际能耗数据为例进行了预测分析,挖掘了实际商业建筑的集中

典型用能模式,并在此基础上训练、优化和对比了 5 种机器学习算法在预测精度和计算时长上的差异。

通过结果初步分析可以发现,XGB、RF 等模型具有较好的预测精度和效果。以上仅从数据分析的角度评估了不同算法的预测精度和计算时长,在实际应用过程中仍需依据物理机理和传热过程综合比较和选择如长短记忆法等不同算法内核,并构建适应于实际商业建筑案例的冷量预测模型。该案例体现了机器学习模型在建筑负荷分析的过程中,利用真实的冷量监测数据可以很好地捕捉商业建筑冷量的特征,应用于商业建筑供冷系统的运行调节和控制。

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] 燕达,陈友明,潘毅群,etal.我国建筑能耗模拟的研究现状与发展[J].建筑科学,2018,34(10):130-138.
- [3] Amasyali, K., & El-Gohary, N. M. (2018). A review of data-driven building energy consumption prediction studies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, 1192-1205.

- [4] 周芮锦,潘毅群,黄治钟.基于时间序列分析的建筑能耗预测方法[J].暖通空调,2013,43(08):71-77.
- [5] Kwok, S. S., & Lee, E. W. (2011). A study of the importance of occupancy to building cooling load in prediction by intelligent approach. *Energy Conversion and Management*, 52(7), 2555-2564.
- [6] 肖赋,范成,王盛卫.基于数据挖掘技术的建筑系统性能诊断和优化[J].化工学报,2014,65(z2):181-187.
- [7] Fan, Cheng,Xiao, Fu,Zhao, Yang.A short-term building cooling load prediction method using deep learning algorithms[J].*Applied energy*,2017,195:222-233.
- [8] 范成,叶瞳瞳,王家远, et al.基于可解读机器学习的建筑冷负荷预测模型评估方法[J].建筑节能,2019,47(10):26-32,49.
- [9] Tian, Zhe,Zhu, Neng,Guo, Qiang, et al.An improved office building cooling load prediction model based on multivariable linear regression[J].*Energy and buildings*,2015,107(Nov.):445-455.

基于微热管阵列的地板辐射供暖模拟研究

李海泽, 全贞花, 董瑞雪, 刘昀晗, 赵耀华

(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] 提出了一种基于微热管阵列的地板辐射供暖系统, 建立了供暖单元传热模型, 对该辐射供暖性能与传热过程进行了数值仿真模拟。在实验验证模型的基础上, 利用仿真模型对影响供暖性能的关键因素进行了模拟与分析, 得到了供水温度和循环流速对供暖性能的影响。当流速为 0.2m/s, 不同供水温度下, 地板表面温度的实验数据与模拟数据无较大差异, 最大差值为 1.6。地板表面温度均随着供水温度的增大增幅明显; 在相同供水温度下, 地板表面温度受循环流速影响较小。在供水温度为 40, 流速为 0.2m/s 时, 模拟地面温度在 23.3-29.9 之间, 热媒输送通道细小通道扁管上方地板表面温度较高。循环流速为 0.2m/s, 供水温度不超过 40 的情况下可以满足供暖需求。提出地暖结构的优化方向, 以减少地板温度不均匀性。

[关键词] 微热管阵列; 地板辐射供暖; 仿真模拟; 传热特性

0 引言

传统供暖方式多采用散热器供暖, 存在占据空间、房间整体空间温度分布不均匀且供热效率较低等问题。近年来, 低温地板辐射供暖系统因其占用空间小、节能舒适等特点, 在我国得到了较大范围的应用^[1]。地板辐射供暖热源温度要求低, 可利用热源形式广, 可与太阳能、地热能、热泵等低温热源相结合, 提高热机效率; 地板供暖可实现各户供暖系统及户内各房间供暖相对独立, 便于分户热计量, 各房间可根据自身需求适时调控, 减少不必要的能源浪费, 较传统的散热器供暖可节能 20%~30%^[2]; 此外, 地板供暖以辐射换热为主, 室内空气温度分布接近人体“头凉脚暖”的热舒适要求。

目前的地板辐射供暖系统主要分为常规地板辐射供暖系统及热管地板辐射供暖系统。常规地板辐射供暖系统由于其成本低, 施工工艺简单, 应用最为广泛。但常规热水地板辐射供暖系统由于塑料管热阻较大, 供热效率较低, 很难直接高效的应用低品位热源。且盘管管路长, 循环流量大, 增加了建筑荷载, 提高了工程造价。随着热管技术的不断发展, 热管的应用场所也越来越多, 热管具有传热效率高、热流密度大、适应性强、安全可靠、阻力小等优点, 越来越多的学者将不同形式的热管应用到低温地板辐射供暖系统中, 并对新型热管式地板辐射供暖的性能进行了大量实验研究。但目前热管式地板辐射供暖末端多采用圆形热管作为核心换热元件, 圆形热管为单一介质通道导热, 系统稳定性较差, 单位面积换热量较小, 圆热

管与圆水管采用湿式连接, 存在较大的漏水隐患。

为了更好的解决热管应用到低温地板辐射供暖系统中所存在的一些问题, 本文应用赵耀华^[3]等人提出的一种具有毛细微槽结构的新型微热管阵列(简称 MHPA)作为传热元件实现地暖供热的供能。该微热管阵列内部由多条平行独立的微细热管组合形成, 且每个微热管内表面均带有微槽等强化换热的微结构。特殊的结构给予微热管阵列高承压能力、易于贴合换热表面、导热速度快等诸多优点。目前, 微热管阵列在太阳能应用、锂电池热管理、余热回收、电子散热等领域都发挥了出色的效果^[4-7]。董瑞雪和刘昀晗等人^[8,9]将微热管阵列应用于地板辐射供暖, 并进行了相应的实验研究。结果表明基于微热管阵列地板辐射供暖性能较好, 相同环境需求条件下供暖温度低、供热启动快, 是一种节能的供热末端形式。本文利用 CFD 软件建立基于微热管阵列的地板结构三维稳态传热模型, 对该供热末端的传热过程进行模拟, 并与实验结果进行对比验证, 为该地板辐射供暖的优化设计提供理论依据。

1 基于微热管阵列的地板辐射供暖系统

新型地板辐射供暖系统采用微热管阵列作为地暖内部传热元件, 细小通道扁管作为热媒(热水)通道并与微热管阵列进行干性贴合, 实现热量的高效传递。微热管阵列结构如图 1 所示。微热管阵列内部设置多个独立运行的微通道热管结构, 每个微热管内部设有微翅结构以强化换热, 同时起到毛细力的作用。考虑到微热管阵列内部工质冷凝回流, 以及地板结构高度的限制, 微热管阵列的倾角设计为 3°, 通过在

基金项目: 国家自然科学基金项目(NO.51778010)

冷凝段固定合适大小与高度的木块来实现。由于微热管阵列具有极强的传热性能,使得地暖结构更紧凑,换热更高效。



(a) 实物图



(b) 结构示意图

图1 微热管阵列

细小通道扁管的材质为铝合金,由特殊工艺制造成型,多个方孔流道之间均为并联,增加了细小通道扁管与热水之间的换热面积,内壁的毛细微槽结构增大了水流扰动,解决了普通水管由于尺寸、形状因素造成的流体中心及边界层存在温度梯度导致热传递能力小的问题,强化了传热。细小通道扁管结构示意图如图2所示。细小通道扁管作为热媒(热水)流道,通过导热系数大于 2.0 W/(m·K)的导热硅胶与微热管阵列紧密粘合,从而为微热管阵列蒸发段传递热量。两者的紧密贴合增大了接触面积,减少了扁水管与微热管阵列之间的接触热阻,强化了传热。两者之间干式接触,降低了系统漏水风险。

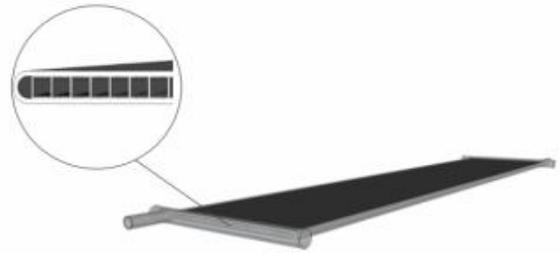


图2 细小通道扁管结构示意图

以微热管阵列与扁水管为主要结构的地板辐射供暖地板结构如图3所示,其填充材料为豆石混凝土。布置地暖的房间位于山东省淄博市某研究院内,总面积为 36m²;微热管阵列总计 120 根,轴间距为 260mm;细小通道扁管通过管路与集分水器相连。辐射供暖系统在房间内的整体布置示意图与实际布置如图4所示。

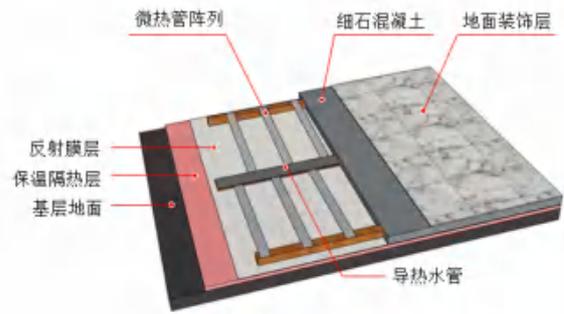
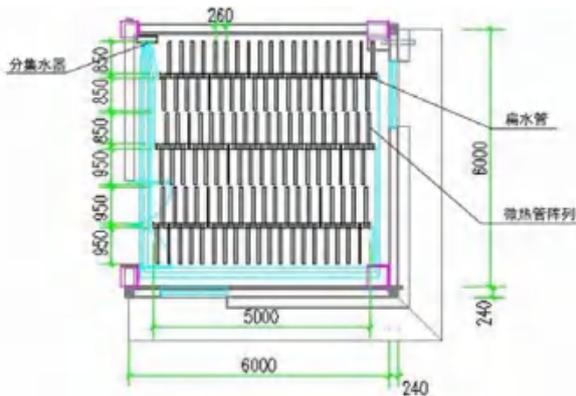


图3 地板结构示意图



(a) 系统示意图



(b) 微热管阵列与扁水管的布置(未填充混凝土)

图4 微热管阵列地板辐射供暖系统

2 基于微热管阵列的地板辐射供暖模型

2.1 地暖的物理模型及假设

本文选取 1 根微热管阵列所在地暖单元,建立地暖结构三维稳态导热模型,并对其进行数值模拟分

析,如图5。细小通道扁管尺寸为 2000mm × 120mm × 7mm(长 × 宽 × 厚)。微热管阵列尺寸为分别为 950mm × 60mm × 3mm,蒸发段长度为 120mm,冷凝段长度分别为 830mm。模型 Z 方向总长为 260mm,

X 方向总长为 1000mm，Y 方向总长为 90mm。地板辐射供暖结构层厚度与材料如表 1 所示。

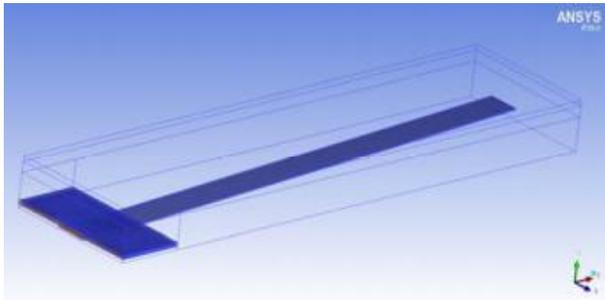


图 5 地板辐射供暖结构传热计算单元

表 1 地暖结构层厚度与材料表

结构	材料	厚度 (mm)	导热系数 W/(m·K)
填充层	豆石混凝土	60	1.74
找平层	水泥砂浆	20	0.93
地面装饰层	瓷砖	10	1.99

微热管阵列地板的传热过程主要为：依靠微热管阵列的蒸发段吸收细小通道扁管内热媒提供的热量，通过微热管阵列高效的传热作用将热量传递到冷凝段，冷凝段再将热量传递给地板内部结构，最终地板内各个内部结构将热量传递到地暖表面。由于热管地板辐射供暖系统内部传热过程较为复杂，在地板传热计算单元的数值模拟计算中，对模型进行了以下假设：

(1) 微热管阵列依靠内部工质的蒸发和冷凝进行传热，过程较复杂。由于微热管阵列当量导热系数非常大，因此在本次的模拟研究中，微热管阵列被看作是一个具有非常大且恒定的导热系数的固体。

(2) 实验结果表明，微热管阵列冷凝段沿轴向方向管壁温变化很小，故认为微热管阵列冷凝段表面温度沿轴线方向不变。

(3) 将流体视为各向同性、不可压缩牛顿流体。

(4) 忽略细小通道扁管通道内壁毛细微槽，简化为光滑内壁。

(5) 地板结构层为多层材料的复合体，假定地板内各层材料为各向同性的连续介质，且各层材料紧密接触，不考虑接触热阻。

(6) 忽略地板的向下传热量，认为填充层下部绝热。

(7) 仅考虑地面无遮挡时的换热情况。

2.2 地暖模型网格划分

模型划分时要综合考虑划分的精度及计算机的计算耗时问题。运用 ICEM 中自带的网格划分工具对地暖的模型进行结构化网格的划分。网格的划分如图 6 所示，最终产生的网格数为 314766 个。

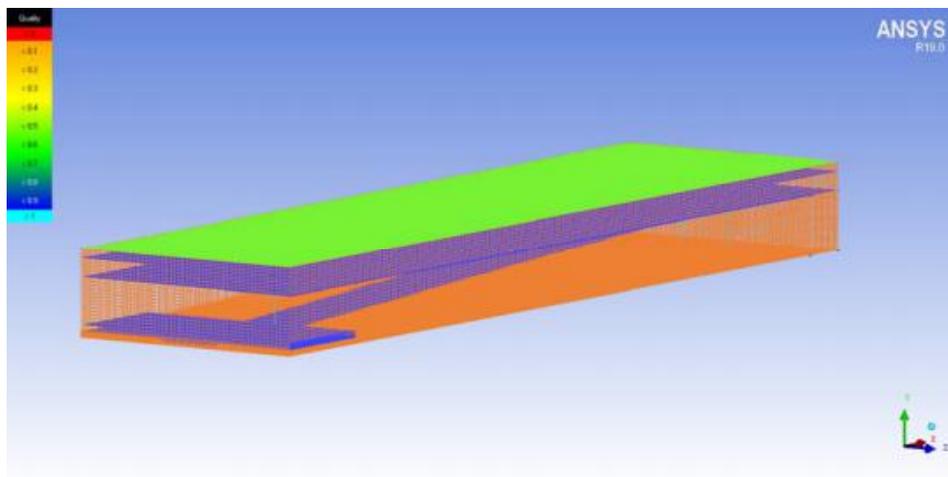


图 6 地暖模型网格图

2.3 边界条件

模型的边界条件如下：

(1) 细小通道扁管内通道流体为水，设置通道进口为速度入口边界，设置出口为压力出口边界。

(2) 在新型基于微热管阵列地板辐射供暖系统中，为防止地板向下的热量损失，在管路下敷设聚苯乙烯保温板，因此可近似认为地板下表面绝热。

(3) 由于微热管阵列的布置具有对称性，在计算时，模型 Z 方向的两个面为对称面边界条件，设其温度分布对称处为绝热，

(4) 由于微热管阵列交错排布于细小通道扁管两侧，因此 X 方向靠近扁水管的面也为对称界面，设置边界层为绝热条件。

(5) 为防止地板边缘的热量损失，混凝土地板

结构的四周采用轻型保温材料。因此，X方向另一个与外墙相邻的面，可近似认为绝热。

(6) 地表面层边界条件：地表面层与室内空气接触，该界面上既有自然对流传热又有辐射传热，为第三类边界条件。

2.4 数值模拟方法

细小通道扁管与微热管阵列采用导热硅胶粘接，因此在模拟过程中考虑两者之间的接触热阻，导热硅胶导热系数为 $2.0\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，厚度为 1mm 。微热管阵列被看作是一个具有非常大且恒定的导热系数的固体，根据实验数据得出地板结构内热管的等效导热系数为 $11553\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。数学模型控制方程的离散格式选用 Second Order Upwind 格式，压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法。

3 模拟结果与分析

3.1 供水温度与循环流速对地暖表面温度的影响

图7给出了流速为 0.2m/s ，不同供水温度下，微热管阵列冷凝段中心正上方地板表面温度的模拟数据，并将其与系统实验数据^[10]进行了对比。发现地板在不同供水温度下，表面同位置模拟值与实验值的最大差值为 1.6 ，验证了本文所建立的三维稳态传热单元计算模型的可靠性。可以看到地板表面温度随着供水温度的增大而大幅增加。

图8为供水温度为 40 ，不同循环流速下，微热管阵列冷凝段中心正上方地板表面温度的模拟数据。可以看出地板表面温度随着循环流速的增加而缓

慢增加。主要原因是扁水管孔内流体流态始终为层流，此时孔内 Nu 数为定值。地板表面温度提升的主要原因为流速增大，扁水管进出口温差减小，使得地板内温度上升，但总体上升幅度较小。

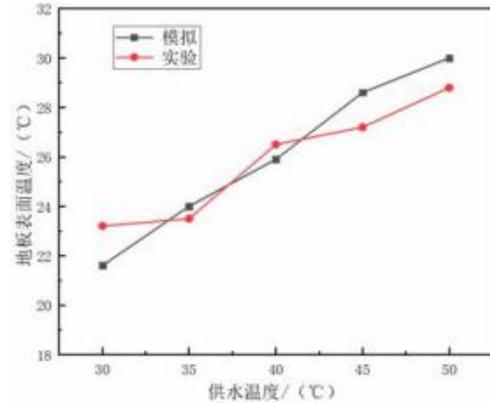


图7 地板表面温度随供水温度的变化曲线

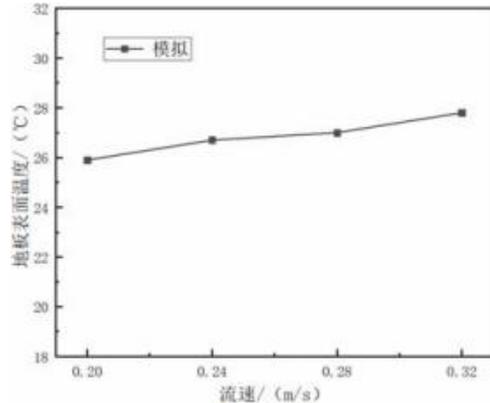


图8 地板表面温度随流速的变化曲线

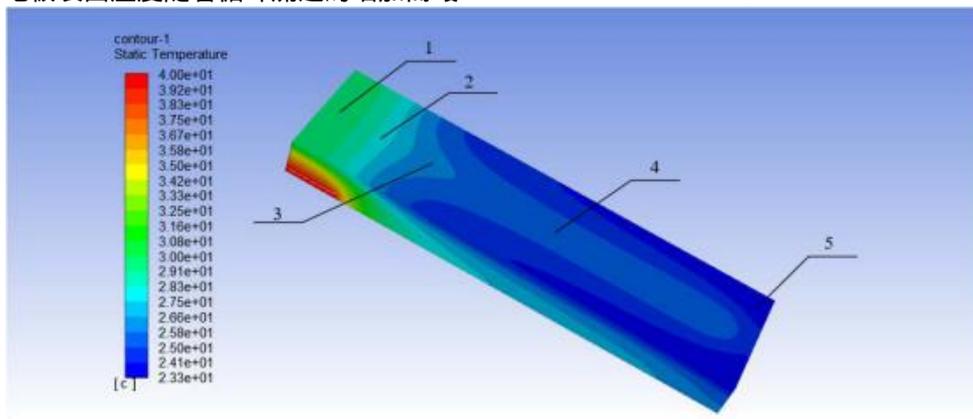


图9 地暖结构温度模拟

3.2 地暖表面的温度分布

模型设置外部辐射温度为 18 ，环境空气温度设置为 19 ，空气表面传热系数设置为 $10\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ^[11-12]。运用模型模拟供水温度 40 ，流速为 0.2m/s ，室内温度为 19 时的地暖结构表面温

度。模拟结果如图9，模拟地板温度在 $23.3\sim 29.9$ 之间。表2展示了流速为 0.2m/s ，不同供水温度下，地板表面不同位置的模拟温度。可以发现微热管阵列在较低的供水温度、较小的工作倾角下，即可保持高效的传热性能。当流量一定时，供水温度从 30 升

至 50℃，热源温度越高，地面的整体温度越高。通过地板表面温度的模拟结果可知，与微热管阵列上方地板表面温度相比，细小通道扁管上方地板表面温度较高，导致地板不均匀度增加，热舒适性降低。因此，未来要对新型微热管阵列辐射地板结构进行优化，可考虑在细小通道扁管上方布置一定厚度的保温。

表 2 地板表面不同位置模拟温度/℃

供水温度/ 位置	1	2	3	4	5
30.0	24.0	23.2	22.1	21.6	20.4
35.0	26.6	25.3	24.6	24.0	22.2
40.0	29.9	27.9	26.2	25.7	23.3
45.0	32.6	30.9	29.1	28.6	26.1
50.0	35.5	33.2	30.9	30.0	27.5

综上所述，供水温度对地板供热能力的影响远大于循环流速变化的影响。因为地板结构的主要热阻为填充层的导热热阻，增大流速的情况下，对降低地板整体传热热阻作用有限。且提高循环流速将导致系统水侧流动阻力增加。本文中在供水温度 40℃，流速为 0.2m/s 时地板表面温度在 23.3~29.9℃，仅扁水管上方温度超过最高限值 28℃。所以本文推荐的供水温度不超过 40℃，循环流速为 0.2m/s。可在细小通道扁管上方布置一定厚度的保温，以减少其上方地暖表面的温度。

4 结论

采用数值模拟的方法对基于微热管阵列的地板辐射供暖性能与传热过程进行模拟研究。建立了地板结构传热单元的传热计算模型。模拟了不同供水温度与流速对地暖性能与其表面温度的影响。得到的主要结论如下：

(1) 当流速为 0.2m/s，不同供水温度下，微热管阵列冷凝段中心正上方地板表面温度的实验数据与模拟数据无较大差异，地板表面温度实验值与模拟值的最大差值为 1.6℃。认为模型准确可靠。

(2) 微热管阵列具有高效的传热性能，地板表面温度均随着供水温度的增大而大幅增加。在相同供水温度下，地板表面温度随着循环流速的增加而缓慢增加。

(3) 在供水温度为 40℃，流速为 0.2m/s，室内温度为 19℃ 时，模拟地暖地面温度在 23.3-29.9℃ 之间。仅扁水管上方温度超过最高限值 28℃。

(4) 推荐的供水温度不超过 40℃，循环流速为

0.2m/s。提出地暖优化方向，通过改变地暖内部结构以完善地板的不均匀性。

参考文献

[1] 黎天标, 秦红. 地板辐射供暖系统的研究进展[J]. 建筑节能, 2016, 44(4):15-18.

[2] 王子介. 地板供暖及其发展动向[J]. 暖通空调, 1999, 29(6): 35-38.

[3] 高智杰. 夏热冬冷地区不同供暖末端的供热特性及调控规律研究[D]. 西安建筑科技大学, 2013.

[4] 赵耀华, 王宏燕, 刁彦华, 等. 平板微热管阵列及其传热特性[J]. 化工学报, 2011, 62(2):336-343.

[5] Zhu T T, Diao Y H, Zhao Y H, Li F F. Thermal performance of a new CPC solar air collector with flat micro-heat pipe arrays, Appl. Therm. Eng. 98(2016)1201-1213.

[6] Ye X, Zhao Y, Quan Z. Thermal management system of lithium-ion battery module based on micro heat pipe array[J]. International Journal of Energy Research, 2017.

[7] Wang T Y, Diao Y H, Zhu T T, Zhao Y H, Liu J, Wei X Q. Thermal performance of solar air collection-storage system with phase change material based on flat micro-heat pipe arrays, Energy Convers. Manage. 142(2017)230-243.

[8] 董瑞雪, 全贞花, 赵耀华, 等. 基于微热管阵列的地板辐射采暖系统性能实验研究[J]. 建筑科学, 2018, 34(8): 32-36.

[9] Yunhan Liu, Zhenhua Quan, Yaohua Zhao, Ruixue Dong and Xianlai Fan. Experimental Study on Indoor Thermal Environment of Radiant Floor Heating System Based on Micro-Heat Pipe Array. Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2020.

[10]董瑞雪. 基于微热管阵列的地板辐射采暖系统性能研究[D].北京:北京工业大学, 2019.

[11] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册. 中国建筑工业出版社, 2008

[12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006

高校校园的人员转移规律研究

陈琬玥, 丁 研

(天津大学, 天津 300392)

[摘要] 人员行为的随机性和不确定性易造成建筑能耗模拟值与实际之间的偏差, 为了准确模拟建筑中人员在室情况对建筑能耗的影响, 有必要先了解人员在空间内的转移机制。本文以 GPS 得到的不同人员定位为基础, 利用热力轨迹图将人员在校园区间内不同时刻的聚集程度表示出来, 并利用贝叶斯分类最终确定不同人员转移类型及相关比例。结果显示, 校园区域内人员主要转移状态以“两点一线型”、“宅在宿舍型”、“漫游型”和“离校型”四种状态为主, 同时存在一定几率的两种状态之间的切换。该研究结论可有效反应人员在各校园建筑之间的一般转移规律, 为进行由人员在室情况引起的能耗变化模拟工作提供依据。

[关键词] 人员移动; 热力轨迹图; 聚集程度; 贝叶斯分类

1 引言

根据相关调查统计, 全国高校能耗占社会总能耗的 8%, 校园中人均能耗达到全国人均能耗的 2~4 倍^[1], 高校建筑作为社会的能耗大户存在着巨大的节能潜力。然而, 现有的人员行为研究热点大多集中在居住建筑、办公建筑等而较少关注高校建筑^[2]。而相比于其他类型建筑, 高校空间内人员移动由于受特定的活动和时间限制而规律性更强^[3], 通过寻找校园空间内人员移动规律来实现能耗的精确模拟对于节能潜力的挖掘具有一定的现实意义。

基于此, 本文通过热力轨迹图将人员在高校空间内不同时刻的位置转移分别以聚集热度的形式表达出来, 为人员分时分区的转移规律提供可视化描述。

同时结合贝叶斯分类确定人员在校园空间内转移类型及比例, 探求高校空间内人员转移规律, 为不同校园建筑的人员在室率研究提供思路和依据。

2 研究方法

2.1 案例选取

本文选取了天津地区某高校作为本次研究案例, 校内建筑采用教学组团的形式建设, 即在一定范围内同时配有教学楼、行政楼、图书馆、宿舍楼、食堂等设施, 能够同时为师生提供教学、学习、科研、生活等多项功能, 每类建筑运行模式和使用功能相似, 具体如下表 1 所示。

表 1 不同建筑类型运行模式和使用功能

建筑类型	运行模式	使用功能	主要功能房间使用率
教学楼	6:30-22:30	师生教学	60%
办公楼	6:30-22:30	行政办公 教师办公 科研办公	70%
图书馆	6:30-22:30	图书借阅 自习室	95%
宿舍楼	0:00-24:00	休息生活	85%
食堂	6:00-21:00	就餐、交流	90%

2.2 研究对象

不同学习阶段的学生由于课程安排、住宿条件以及办事需求的不同, 可能导致其在校园空间内不同建筑中的转移情况不尽相同, 因此在探究人员移动规律时应区分不同学习阶段。按学习阶段的不同, 将高校学生分为本科生、硕士生两大类, 该校博士生总数不到学生总数的 0.1%, 因此对于此类学生忽略不计。

为得到更多的数据, 本次测试设计了调查问卷, 重点在于调查人员常去的建筑及时间。首先在宿舍

楼、教学楼和宿舍楼大规模发放调查问卷, 总计回收有效问卷 1022 套。被调查人数约为调研区域全部使用人数的 24%, 其中, 本科生、硕士生数量分别为 713 人和 309 人, 基本符合该区域活动的各年级人数比例。

由于问卷得到数据较为宽泛, 为了获得更加精确的数据, 选择被调查人员中的部分人员, 进行更详细的追踪测试。按该高校在校中本科生、硕士生 8:5 的人数比例确定样本数量, 本文选择了常在中区活动

的 80 名本科生、50 名硕士生志愿者进行跟踪测试。测试所用 GPS 定位仪如图 1 所示，测试中要求选取的样本人员携带定位仪的时间不少于两星期，从而得到每个测试对象每天在每个时刻所处的位置，据此绘制成如图 2 所示的人员轨迹示意图。



图 1 GPS 实物图

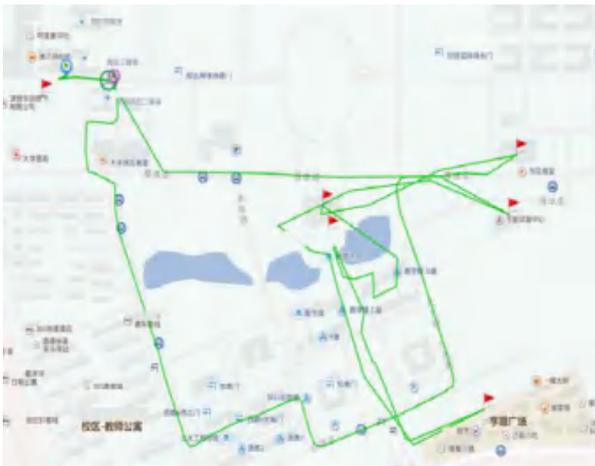


图 2 人员轨迹示意图

2.3 人员分类算法



(a) 6:00 (b) 12:00 (c) 16:00 (d) 22:00
图 3 人员分布热力轨迹图

通过热力轨迹图可以看出，在凌晨时分，由于大部分人在宿舍休息，因此宿舍楼热度很高，人员聚集

朴素贝叶斯分类器基于一个简单的假定：给定目标值时属性之间相互条件独立——朴素贝叶斯假设 (Naive Bayes Assumption)，也即是特征向量中一个特征的取值并不影响其他特征的取值，如下式所示：

$$p\left(\frac{x_i}{y}\right) = p\left(\frac{x_i}{y}, \forall x_j\right) (i \neq j) \tag{1}$$

式中 y 代表向量， x_i 表示 y 的第 i 个特征值。对于任意事件，在贝叶斯假设成立的前提下 m 全概率公式可以用式(2)来表示：

$$p\left(x_1, x_2, \dots, \frac{x_m}{y}\right) = p\left(\frac{x_1}{y}\right) p\left(\frac{x_2}{y}\right) \dots p\left(\frac{x_m}{y}\right) = \prod_{i=1}^m p\left(\frac{x_i}{y}\right) \tag{2}$$

结合全概率公式最终获得贝叶斯分类模型表达式：

$$p\left(y = \frac{l}{x}\right) = \frac{p(x | y = l)p(y = l)}{p(x)} \tag{3}$$

对每一个携带 GPS 定位仪的人员发放调查问卷后，将调查问卷中的选项转换成对应的数值，即可生成一个 n 维的 y 向量，在通过 GPS 获得人员区域转移的分时分区规律之后，可以确定每一个向量 y 所对应的类别 l ，在根据公式 (3) 的结果对不同类型建筑中的人员依次进行分类，并最终确定各类型建筑中各转移类型的比例，最终得到整个校园区域内人员分时分区转移规律。

3 结果与讨论

3.1 人员区域转移热力图

在获得人员的 GPS 轨迹之后，通过定位仪上传人员的经纬度位置最终生成人员的轨迹图，并绘制出人员的热力轨迹图，通过记录所有携带 GPS 人员的逐时轨迹并将其放在同一张热力轨迹图上，最终实现人员移动规律的可视化，具体效果如图 3 所示。

办公楼热度逐渐上升,但此时食堂热度也较高,经调查主要是由于食堂提供免费空调,所有很大一部分学生选择在食堂学习,此时食堂起到了类似办公楼的作用,也应当将其等同于办公楼,在夜晚工作时段结束后,宿舍楼热度重新变为最高,完成了一天的移动。作者在进行为期 20 天的统计后发现此规律几乎不会发生变化,可见校园人员活动的规律性。

表 2 校内人员全天活动分布频率统计

	宿舍	教学楼	办公楼	食堂	路上	小吃街	校外	图书馆
出现概率%	39.08	22.18	29.70	1.62	2.77	2.03	0.833	1.75

可见,人员出现在宿舍楼的概率是最高的,其次是教学楼和办公楼,这也符合人员作息的实际情况,但是不同类型的人员的概率是不相同的,通过统计单个人员全天分布的频率(见附录 B),并除去就餐时间和晚上睡觉时间,可以发现人员在一天之内的移动可以分为以下几种状态:(1)两点一线,“两点”指的是宿舍楼和人员的主要活动地点,对于本科生而言,一般是教学楼和图书馆,对于研究生而言一般是办公楼。此类型出现频率最高,也是高校学生生活的常态,具有很强的代表性;(2)宅在宿舍型,此状态学生基本全天待在宿舍,从宿舍人数统计结果来看,即使是人数最少的时候也依然有近 20%的人留在宿舍,可见此处于状态的学生具有相当的数量;(3)漫游,此类型学生活动没有明确的目的,基本所有类型建筑都会有几率前往;可见此类学生移动是比较随意的,此类型比例的学生数量较少,且由于去的建筑几率相同,可以认为只会拉高建筑能耗平均水平而不会是建筑能耗出现波动;(4)离校,处于此状态下一天中会有部分时间选择离开学校,此状态学生数量最少,也侧面印证了校园活动的相对封闭性。四种类型的比例如表 3 所示。

表 3 各移动状态所占比例

移动状态	所占比例
两点一线活动	64%
宅在宿舍型	20%
漫游型	12%
离校型	4%

3.3 人员移动规律

上述 3.2 节总结出来的移动类型指的是单个人员一天的移动规律,实际上在整个 20 天的监测周期内,单个人员往往不会一直保持一种移动状态,而是有可能在两种或三种移动状态之间来回切换,通过进一步的分析发现绝大部分在两种状态中切换,且大部分时候处于一种状态,偶尔才会切换为另一种状态,因此,

3.2 人员移动状态分类

为了进一步挖掘人员的移动规律,本文就人员热度较高的几栋建筑进行统计,将建筑分为不同的类型,相同类型的建筑归为一类,并最终给出了人员全天分布概率如表 2 所示。

在考虑人员移动的规律的基础上,进一步给出如下分类,用来反映人员的真实移动类型:(1)两点一线型;(2)两点一线为主,部分时间宅在宿舍;(3)大部分两点一线,偶尔漫游;(4)大部分时候宅在宿舍,偶尔漫游;(5)离校型。五种类型的比例如表 4 所示。

表 4 五种移动类型人员比例

编号	移动类型	百分比
1	两点一线活动	35%
2	大部分时候两点一线活动,偶尔宅在宿舍	27%
3	大部分时间两点一线活动,偶尔漫游	22%
4	大部分时候宅在宿舍,偶尔漫游	12%
5	离校型	4%

在获得具体的移动类型后,将对 GPS 携带人员发放的调查问卷作为训练样本,对宿舍楼、教学楼和办公楼人员发放的调查问卷进行分类,得出每栋建筑各类人员的比例,结果如表 5 所示。

表 5 典型建筑各移动类型比例

移动类型	宿舍楼	教学楼	办公楼
两点一线活动	38.89%	36.5%	40.05%
大部分时候两点一线活动,偶尔宅在宿舍	25.9%	27.87	23.89%
大部分时间两点一线活动,偶尔漫游	17.6%	15.16%	16.7%
大部分时候宅在宿舍,偶尔漫游	13.9%	16.17%	14.8%
离校型	3.7%	4.2%	4.5%

从表 5 可以看出三种类型建筑各类人员分布各有其特点,两点一线类型人员中办公楼比例最高,调查问卷显示,教学楼的主要活动人员 90%为本科生,而办公楼内几乎 100%为研究生,相对于主要活动范围为教学楼的本科生更加具有规律性,而且研究生一般具有固定的学习场所,待在办公楼的实际较本科学生长,相比之下,本科生也更愿意待在宿舍;大部分时候两点一线活动,偶尔宅在宿舍类型中比例最高的为教学楼,这也和本科生的活动特点有关;大部分时候宅在宿舍,偶尔漫游的类型中教学楼比例最高,这也和本科生的特点有关。类型 3 和类型 5 在三栋建筑中的比例差别不大,可见这两种类型与建筑类型的关系不大。而引起其他类型建筑类型比例不同的原因则主

要是由于本科生和研究生的作息习惯不同造成的。

4 结论

人行为是建筑能耗模拟误差的主要原因之一,本文从人员转移行为学出发,探究高校空间内人员在各建筑之间的转移规律,为由人员行为引起的各建筑能耗模拟提供依据。人员在空间内的转移规律通过热力轨迹图的形式表现出来,从而发现校园空间内的人员转移类型,并利用贝叶斯分类原理最终得到各类型人员所占比例。

分析结果显示,校园区域的人员主要转移状态可以分为两点一线活动、宅在宿舍、漫游型和离校型四种类别,进一步研究发现单个人员的移动有一定几率在两种状态之间切换,进而得出人员的区域转移类型可以分为以下五类:两点一线活动、大部分时候两点一线活动,偶尔宅在宿舍、大部分时间两点一线活动,偶尔漫游、大部分时候宅在宿舍,偶尔漫游和离校型,最后通过贝叶斯分类确定了不同类型建筑中的各类转移类型的比例,其中宿舍楼的比例分别为38.89%、25.9%、17.6%、13.9%和3.7%;教学楼为36.5%、27.87%、15.16%、16.17%和4.2%;办公楼为40.05%、23.89%、16.7%、14.8%和4.5%。

然而人员的区域转移规律研究仅限于统计性规律的研究,没有更深层次的挖掘人员区域转移的影响因素,不同类别人员会对各建筑能耗如何影响尚不清

楚,除此之外,此项工作还需要更多的样本数据作为支撑,而此次测试受条件限制并没有实现该目标。

参考文献

- [1] 谭洪卫, 徐钰琳, 胡承益, 陈小龙, "Research on Building Campus Energy Management%全球气候变化应对与我国高校校园建筑节能监管," 建筑热能通风空调, vol. 29, no. 1, pp. 36-40, 2010.
- [2] M. Jia, R. S. Srinivasan, and A. A. Raheem, "From occupancy to occupant behavior: An analytical survey of data acquisition technologies, modeling methodologies and simulation coupling mechanisms for building energy efficiency," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 68, pp. 525-540, 2017/02/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.10.011>.
- [3] Y. Ding, Q. Wang, Z. Wang, S. Han, and N. Z hu, "An occupancy-based model for building electricity consumption prediction: A case study of three campus buildings in Tianjin," Energy and Buildings, vol. 202, p. 109412, 2019/11/01/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109412>.

不同控制算法在制药洁净室压差控制中的对比分析

刘宇航¹, 马晓钧², 艾凡彪², 黄春娥²

(1.天津工业大学机械工程学院, 天津 300387, 2.北京联合大学生物化学工程学院, 北京 100023)

[摘要] 在制药洁净厂房的房间压差控制中, 采用不同的控制算法会导致对扰动消除或降低的不同结果, 进而会影响洁净室的压差以及洁净度的保障效果。本文分别针对自抗扰控制算法和传统 PID 控制算法, 利用 Matlab/Simulink 仿真平台, 对典型制药洁净室在开关门扰动作用下的各个洁净房间压差变化特点进行了对比分析。通过与传统 PID 控制算法的对比, 说明自抗扰控制算法在制药洁净室压差控制上具有可行性, 进而为制药厂房空调系统降低风量冗余和节省输配能耗提供技术保障。

[关键词] 自抗扰控制; PID 控制; 制药厂房; 压差控制

0 引言

制药厂房的洁净车间具有多个隔间且洁净度等级不同的特点, 因此, 洁净室的压差控制对于维持洁净度等级、防止污染物扩散起着至关重要的作用。但是通常情况下, 洁净室在运行过程中会有扰动的存在, 如门的开启、人员的走动等, 对于压差都会有很大的影响^[1,2]。针对这些扰动, 选择高效的控制方法, 维持设定的压差(符合国家标准^[3]), 防止交叉感染, 是制药洁净厂房压差控制的关键。

对于有扰动情况下的压差动态控制调节, 传统的 PID 控制是应用最广泛的一种闭环控制方法。该方法已经在洁净室的压差控制得到了应用^[4], 但多隔间且洁净等级不同的制药洁净室, 需要其控制系统具有高精度、强抗扰的特点, 才能达到维持压差和洁净度的保障要求。因而从鲁棒性、响应速度、系统的稳定性等方面分析, 传统 PID 控制仍有许多不足之处。自抗扰控制(active-disturbance-rejection-control, ADRC)算法自提出以来, 已经成功应用于火力发电系统^[5-8]、空调系统^[9], 航空航天^[10]、磁悬浮^[11]、系统散热^[12], 尼龙管挤压生产线^[13], 德州仪表的运动芯片^[14]等, 并在这些领域发挥了重要的作用。但是将 ADRC 算法应用到制药洁净厂房的压差控制, 其应用的可行性和效果还有待研究。文本以一个综合制药厂房的洁净房间作为研究对象, 分别采用传统 PID 控制算法和

ADRC 算法对于常见的扰动情况进行研究, 对比分析在扰动作用下的各个洁净房间压力变化特点, 对将 ADRC 算法应用于制药洁净室压差控制的可行性进行探讨。

1 Simulink 仿真模型及工况设置

本文研究对象抽象成的房间模型俯视图如图 1 所示, 图中标出了影响压力的各个变量。该洁净室通过推拉门连接与外界洁净走廊相通, 走廊压差 P_0 为 5Pa, 非洁净生产区(surrounding)压差也为 5Pa, 洁净室设定压差为 37.5Pa, 图中不同颜色表示不同压力区域。洁净室内部分别设有一个送风口(送风量为 m_{in})和一个排风口(排风量为 m_{out}), 送风温度为 20℃, 整个空间内有空气泄漏量($m_{out_variable}$), 由两部分组成, 即围护结构泄漏量($m_{out_variable I}$)和门窗缝隙泄漏量($m_{out_variable II}$), 该模型的参数符合 GMP 国家标准^[3]。

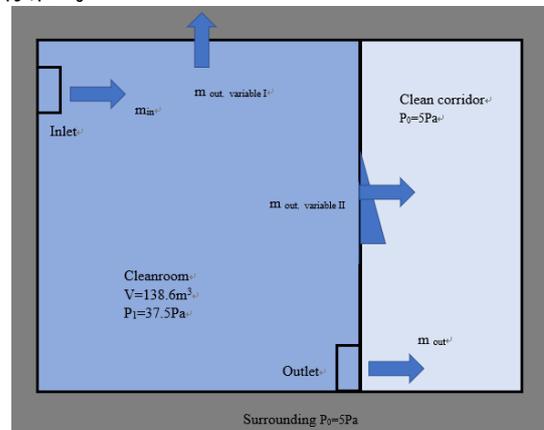


图 1 洁净房间变量分析图

基金项目: 该论文由国家重点研发计划项目“洁净空调厂房的节能设计与关键技术设备研究”(课题编号: 2018YFC0705204)资助

根据空气质量守恒定理获得洁净车间的模型^[15]，在 Matlab/Simulink 中搭建仿真模型，如图 2 所示。当 $t=0$ 时，计算出维持洁净车间设定压差值 37.5Pa 所需的送风量、排风量等参数，见表 1，维持固定的送、排风量使房间压差保持在设定值，满足生产要求。当出现泄压扰动时，房间压力降低，控制器调节风阀增加送风量，使室内压差回到设定值。

表 1 洁净车间参数的设置

参数	取值	参数	取值
压差	37.5Pa	空气温度	293.15K
体积	$V=138.6\text{ m}^3$	送风质量	2.383kg/s
气体常数 R	287	换气次数	50 次/h

当出现开门扰动时，在此送风量基础上增加送风量以维持预期房间压力。

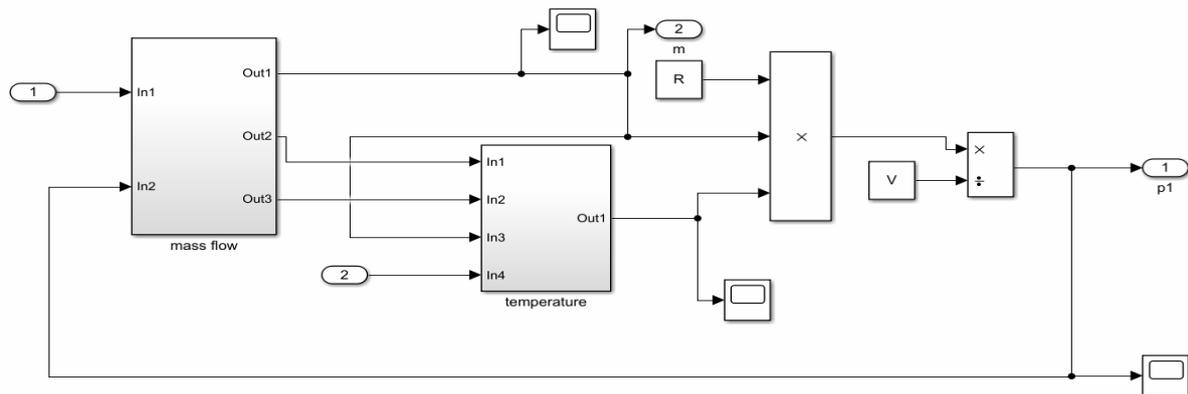


图 2 Simulink 中洁净间模型封装图

本文选用的线性自抗扰控制器 (linear-active-disturbance-rejection-control, LADRC) 来主动调节洁净间的压差，其线性扩张状态器 (linear extended-state-observer, LESO) 表达式如下：

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 + \beta_1(-z_1 + y) + b_0 u \\ \dot{z}_2 = \beta_2(-z_1 + y) \end{cases}$$

其中 u 和 y 分别为被控对象的输入和输出， β_1 和

β_2 是观测器增益， z_1 和 z_2 分别是对输出和系统总扰动的估计量。LADRC 的控制律如下：

$$\begin{cases} u = (-z_2 + u_0) / b_0 \\ u_0 = a - k_p(p - z_1) \end{cases}$$

LADRC 的框图如图 3 所示：

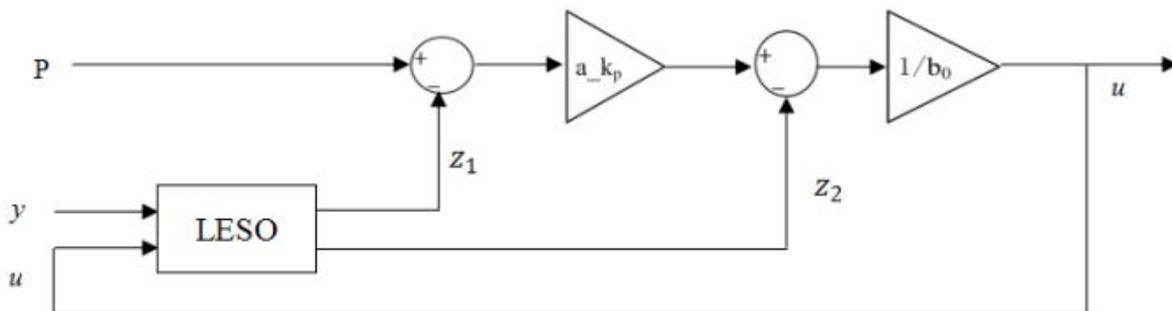


图 3 LADRC 结构框图

2 仿真结果分析与讨论

2.1 被控对象开门扰动

本文中分别设计送风量调整的 PID 控制和 LADRC 控制策略，整定控制器参数使系统稳定。在 $t=25\text{s}$ 时，洁净车间操作人员进出房间开门造成房间内压力瞬间减低，控制算法实时调节送风量使房间压差回到设定值，观察 PID 控制和 LADRC 控制策略总

洁净室压差的变化，如图 4 所示。

仿真结果表明，针对在洁净室内人员走动开门的强扰动，LADRC 算法超调量比 PID 算法小。无论是在仿真开始时刻还是在 25s 后出现洁净室开门扰动，自抗扰控制算法超调量很小，基本在 5Pa 以内，而 PID 控制算法对于开门扰动超调量比自抗扰控制算法大。

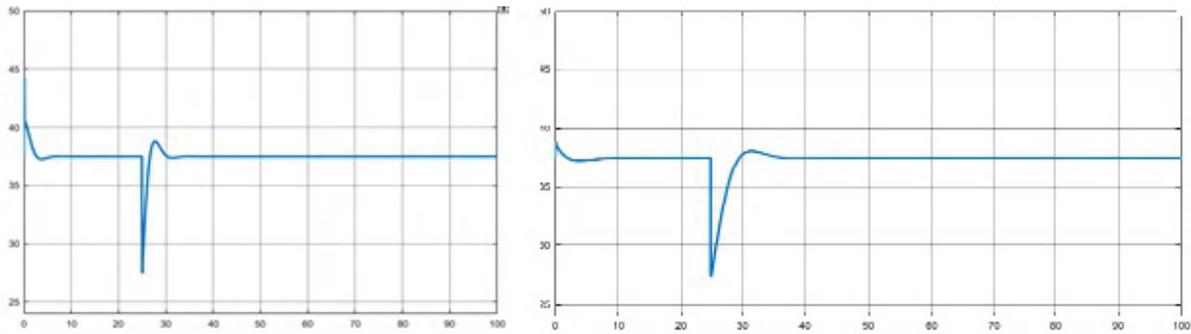


图4 PID与LADRC算法开门扰动压力仿真输出比较

2.2 走廊开门扰动

场景模拟概况:(1)当有人员通过走廊门进出生产区时,会造成走廊压力波动,洁净走廊压力从5Pa降到1Pa,再从1Pa恢复到5Pa的过程,整个泄压到恢复过程持续时间为4s,泄压过程与恢复过程所经历

时间相同。在仿真开始第25s开始泄压,第29s结束;(2)当生产区进行物料装卸时,走廊门长时间保持打开状态。此时走廊压力会降到0Pa,开门仿真时间为开始的第60s,两秒后压力降到0Pa。PID与LADRC控制算法对净间的压差控制比较如图5所示。

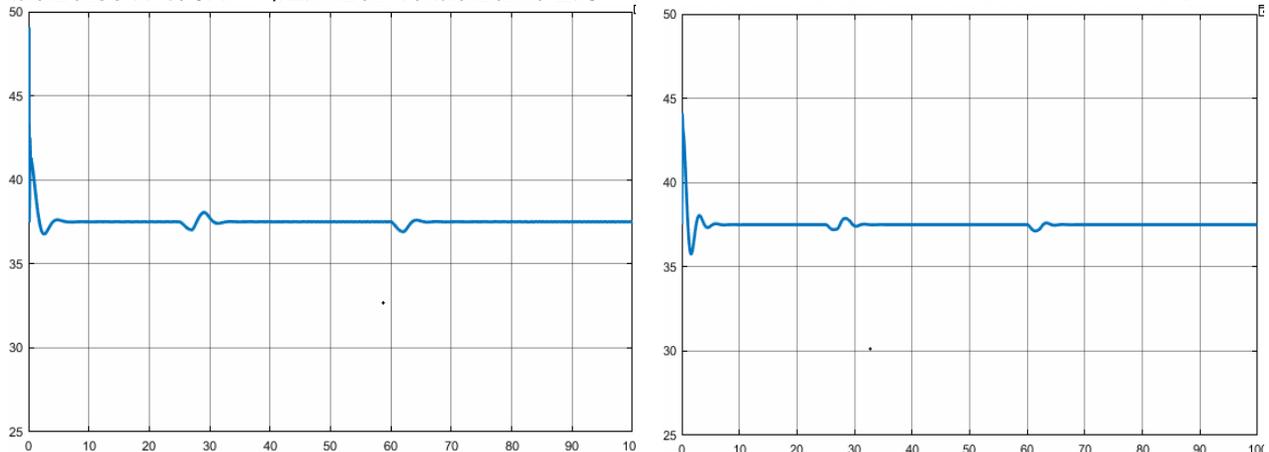


图5 PID(左)和LADRC(右)控制响应图

从LADRC算法与PID控制算法响应效果对比发现,自抗扰控制算法在初值鲁棒性方面要略好于PID控制算法,在出现扰动时,LADRC的压差超调量小于PID控制,有较好的稳定性。

2.3 洁净车间压力的相互影响

洁净车间之间压差相互耦合,为研究洁净车间开关门对邻室的压力的影响,在图1的基础上增加一个B级洁净区房间B,已有的洁净室A为A级洁净区。A房间开门时,房间内压力骤减,需增加送风量以维持设定的压差,导致主干风管上顺着送风方向送风量减少,从而B房间送风的支管上送风量减少。

利用两套闭环控制系统分别控制A房间和B房间的压差,观察A房间压力输出对B房间压差控制效果的影响。在两种工况下,不同控制算法对A,B房间压差的控制如表2所示。

从以上仿真结果可看出,工况一A房间的PID

控制效果相对理想,其初值时刻鲁棒性、超调量、稳态误差方面都优于工况二,而工况一B房间的控制效果在初值鲁棒性、超调量、稳态误差方面也明显好于工况二。所以A房间的控制效果好坏会直接影响到B房间最终的控制效果。从以上A、B房间压力仿真输出结果可推知,洁净区内房间自身出现开门扰动的调控效果好坏会对邻室及周围相近洁净室压力产生较大影响。以上仿真可以根据实际情况推广到多个车间的压差控制中。

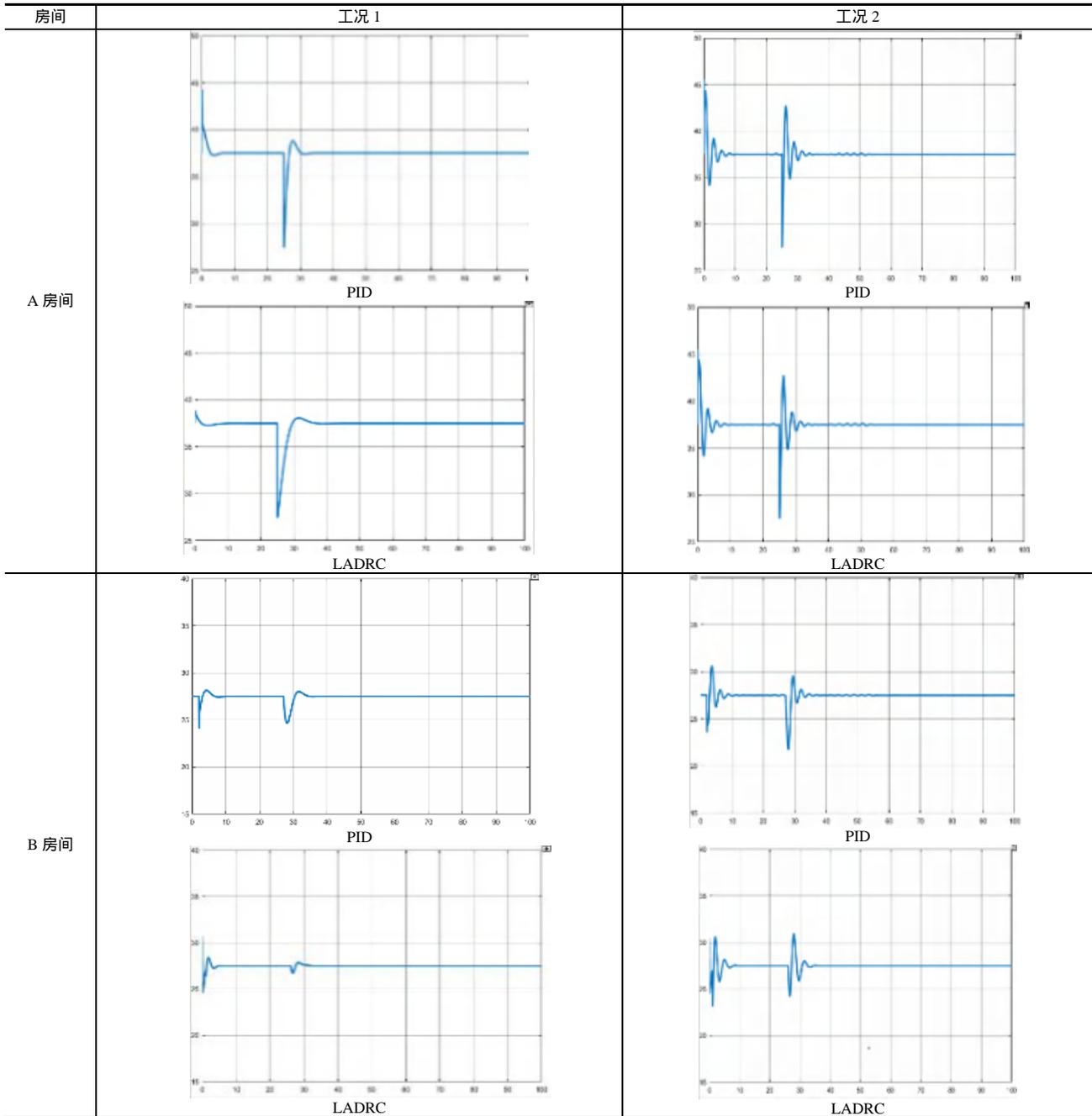
3 总结

本文分别从自身出现扰动的角度及外界扰动角度出发来建立模型,分别选取了洁净制药车间内工艺生产过程中几种比较常见的、典型的泄压情况来设置算例,并对每种算例最终的调控效果都进行分析评价,从以上的仿真结果可得到以下两个结论:(1)PID控制算法和LADRC算法基本都能通过调节最终使系

统回到稳态,也就是最初的压差设定值;(2) LADRC 算法在以上设置的几种算例中调控效果总体来说好于 PID 控制算法。在本文中,评价调控效果好坏的标

准主要有以下几方面:出现扰动后对于扰动调节时的响应速度、压力超调量、以及系统的稳定性。

表2 LADRC 与 PID 控制压力输出



本文中通过仿真验证了 LADRC 在控制洁净厂房压差的有效性,该算法特殊的结构决定了它可以利用 LESO 对房间所受扰动进行实时估计并消除,增强了系统抗扰动的能力,这是经典 PID 控制算法所不具备的。在制药洁净厂房压差控制中,我们还将继续研究

更适合的自抗扰控制策略,更进一步为制药厂房空调系统降低风量冗余和节省输配能耗提供技术保障。

参考文献

[1] Yang-Cheng Shih. Dynamic airflow simulation within an isolation room [J]. Building and Environ

- ment, 2007, 42: 3194–3209.
- [2] J.-I. Choi. Large eddy simulation and zonal modeling of human-induced contaminant transport. *Indoor Air*, 2008, 18: 233–249.
- [3] 国家食品药品监督管理局.药品生产质量管理规范(2010年修订)[S]. 2011(in chinese).
- [4] Wei Sun PE. Automatic Room Pressurization Test Technique and Adaptive Flow Control Strategy in Cleanrooms and Controlled Environments. *ASHRAE Transactions*, 2005, Volume III, Part 2.
- [5] Huang Chun-E, Li Donghai, Xue Yali. Active disturbance rejection control for the ALSTOM gasifier benchmark problem [J]. *Control Engineering Practice*, 2013, 21(4), 556–564.
- [6] Sun L, Li D, Hu K, et al. On tuning and practical implementation of active disturbance rejection controller: a case study from a regenerative heater in a 1000 MW power plant [J]. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2016, 55(23), 6686–6695.
- [7] Huang Chun-E, Liu Zhongli, Multi-objective optimization for decentralized PI control of the ALSTOM Benchmark Problem[C]. *Chinese Control Conference*, Hangzhou, 2015, 07.
- [8] Huang Chun-E, Li Donghai. Multi-objective optimization for active disturbance rejection control for the ALSTOM benchmark problem[C]. *Chinese Control and Decision Conference*, Qingdao, 2015: 23–25.
- [9] Huang Chun-E, Li Chunwang, Ma Xiaojun. Active-disturbance-rejection-control for temperature control of the HVAC system [J]. *Intelligent Control and Automation*, 2018, 9: 1–9.
- [10] 薛文超, 黄朝东, 黄一. 飞行制导控制一体化设计方法综述[J]. *控制理论与应用*, 2013, 30(12), 1511–1520.
- [11] Wei Wei, Wenchao Xue, Donghai Li. On disturbance rejection in magnetic levitation [J]. *Control Engineering Practice*, 2018, 82: 24–35.
- [12] Qinling Zheng, Zhan Ping, Simone Soares, Yu Hu, Zhiqiang Gao. An optimized active disturbance rejection approach to fan control in server [J]. *Control Engineering Practice*, 2018, 79: 154–169.
- [13] ZHENG Q, GAO Z Q. An energy saving, factory-validated disturbance decoupling control design for extrusion process [C] //World Congress on Intelligent Control and Automation. Beijing: IEEE, 2012: 2891–2896.
- [14] Achieve improved motion and efficiency for advanced motor control designs in minutes with TI's new Insta SPIN(TM)-MOTION technology, *The Wall Street Journal*, April 18, 2013 at http://online.wsj.com/article/PR-CO-20130418-907338.html?mod=googlenews_wsj.
- [15] A.H.T.M. van den Brink, A.W.M. van Schijndel. Improved control of the pressure in a cleanroom environment[J]. *BUILD SIMUL*, 2012, 5: 61–72.

高压氢气泄漏射流 CFD 模拟：使用真实气体模型

刘静璇, 韩鹏, 刘斌, 滕霖

(石家庄铁道大学机械工程学院, 石家庄 050043; 福州大学石油化工学院, 福州 350000)

[摘要] 随着氢燃料电池车辆数量增加, 氢气泄漏的风险也相应增加, 因此现有的地下车库通风策略是否能满足新的安全标准需要进一步研究。燃料电池车辆中氢气通常储存在高压气罐内, 氢气泄漏后可分成三个阶段(1)初始高压射流阶段(2)常压扩散阶段(3)应急通风系统打开后排气阶段。本文重点研究了高压射流阶段, 该阶段为后两个阶段提供边界条件。基于 CFD 模型, 将真实气体状态方程通过用户自定义程序(CFD)嵌入模拟中, 准确描述高压及高压梯度下氢气的热物性。本研究为高压氢气喷射相关风险的评估, 了解氢气扩散方式进而采取更好的地下车库通风措施提供了一种有效的方法。

[关键词] 真实气体模型, 氢气喷射, 计算流体力学(CFD)

0 引言

氢气作为一种新型能源, 有着清洁、高效、来源广泛等突出优点, 在现在得到越来越广泛的关注。氢气与其他气体或液体燃料相比, 氢气密度小, 在空间上移动速度快, 一旦泄漏时, 氢气将沿着多个方向迅速扩散, 并伴随着氢气浓度下降。氢气易燃易爆特性, 使得一旦出现泄露就会产生不可预估的危险后果。典型的氢安全事故大多体现在意外泄漏、扩散、点燃、爆燃或爆炸等过程, 氢气泄漏和扩散阶段的特性对于后续事故现象的发展和事故应急处理都具有决定性的作用。

随着新能源汽车产业的发展, 高效环保的氢燃料电池车备受瞩目, 氢燃料电池汽车是目前氢能发展的重要方向之一, 其通过氢和氧的反应直接将化学能转换为电能提供动力, 效率高也没有任何污染, 被世界各国普遍认为具有广阔的发展前景, 但目前还在安全使用方面存在一些亟待解决的问题。

LiuXiong^[1]等人针对 CO_2 射流提出了一个两阶段的射流模型, 包含估算源强度和利用估算的源强度模拟 CO_2 在大气中的后续扩散, 从而实现更精确的源强度估计也减少了总体计算时间。根据英国石油公司(BP) CO_2 分散试验的实验结果进行了验证, 用 Phast 软件与实测结果相比, 模拟结果与源强度和色散分布的预测结果吻合较好。

LiuWei^[2]等人研究了氢燃料电池汽车(HFCV)事故后受损车辆泄漏氢气时, 利用一台位于泄漏车辆前方的便携式鼓风机分散氢气, 预测了不同情况下车辆

周围的氢浓度分布, 找到最有效的解决方案来提供车辆周围的安全氢水平。该模型表明, 地面效应鼓风机与扩散器冲洗到地板更有效地去除大部分的氢, 创建一个安全的包络周围的车辆。结果还表明, 即使使用鼓风机, 第一反应者也不应该从鼓风机对面氢气浓度仍接近可燃性下限的一侧接近车辆。

高压氢气泄漏射流是燃料电池氢气安全研究的重要内容, 而在一定实验测量的基础上进行数值模拟是该领域的重要研究手段。关于氢气泄漏扩散规律实验方面的研究由于其危险性高、实现费用高而不易开展。与实验相比, 数值模拟作为一种成本更低、危险性更低的方法也被用于研究氢泄漏。目前高压氢气射流完整数值模拟存在计算效率低、不稳定和难收敛的问题, 而现有的简化模拟方法存在模型假设不合理和计算结果不准确的问题。

传统燃油汽车不存在爆炸风险, 即使出现漏液, 也不像氢气与空气接触便迅速产生危险。氢气的爆炸范围为体积含量 4.0%-74.2%, 一般以 4.0% 为氢气浓度危险下限。氢燃料电池汽车在在地下车库这种密闭空间停放时一旦泄露, 空气中氢气浓度超过 4% 的可燃性下限, 便会有爆炸的风险, 如果仅靠传统通风模式进行排气, 就有可能产生不可预计严重的后果。必须采取额外通风措施来降低氢浓度, 来确保周边人员安全。本文研究了氢燃料电池汽车在地下车库的泄露后扩散分布, 从而为后续通风策略的改变提供依据。

本文提出了模拟氢燃料电池汽车在地下车库储氢罐释放氢气的 CFD 模型, 着重于喷射初始强度的估算和随后的扩散。为了更精确地模拟 h_2 在大范围温度和压力下的物理特性, CFD 模型中加入了真实气体方程。为了简化问题, 在本研究中, 氢气被视为一

基金项目: 河北省自然科学基金(E2019210036)

种均相流体,不考虑可能产生的相变。利用实际气体方程和理想气体方程的 CFD 模型结果进行了对比研究。

1 真实气体模型

理想气体方程在模拟氢气喷射时预测的氢气密度与真实气体有明显的偏差,高压情况下尤为显著。当使用理想气体方程时,等压比热容和声速在给定温度下被假定为常数,这与实际结果不符,从而不能准确模拟氢气减压过程。继续用理想气体方程来模拟高压氢气射流将会在计算中引入相当大的误差。

Fluent 内置有一些简单的气体方程以及实现来自 NIST REFPROP 的复杂气体方程,但这些内置气体方程将温度限制在三相点以上,使得在应用于氢气射流过程时存在局限性,不能准确反映氢气喷射的真实情况。在 fluent 模拟中引入用户自定义的真实气体模型可以有效地解决这个问题,通过编写 Fluent 用户自定义函数(UDF)来应用更准确真实气体模型。运行时流体的密度、焓、熵、比热和声速等热物理性质可以使用真实的气体方程通过给定的压力和温度下求解。与理想气体状态方程相比,PR 方程可以比较准确地预测气态、液态和超临界态的 H_2 性质,在模拟氢气喷射过程时准确性很高,计算过程也相对简单快捷,在接下来的工作里采用 PR 方程进行模拟。PR 方程的描述如下:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2 + 2bV - b^2}$$

式中:P 为压力,T 为绝对温度,V 为摩尔比体积,R 为气体常数;a 和 b 分别是考虑分子间引力和分子体积的经验参数。

$$a = a_c \left[1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right]$$

$$a_c = 0.45723553 \frac{R^2 T_c^2}{P_c}$$

$$m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

$$b = 0.077796074 \frac{RT_c}{P_c}$$

流体的焓 H 和熵 S 可以用 PR 方程的“偏离函数”来求解:

$$H - H^i = RT(Z-1) + \frac{T(da/dT) - a}{2\sqrt{2}b} \ln \left[\frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \right]$$

$$S - S^i = R(Z-B) + \frac{da/dT}{2\sqrt{2}b} \ln \left[\frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \right]$$

式中,分别为理想气体的焓和熵,Z 为气体的压缩因子 $Z = PV/RT$, $B = Pb/RT$ 。

动力粘度的计算公式如下

$$\mu = 6.3 \times 10^{-7} \frac{M^{0.5} (P_c/101325)^{0.6666}}{T_c^{0.1666}} \left[\frac{(T/T_c)^{1.5}}{\frac{T}{T_c} + 0.8} \right]$$

式中,M 为流体的摩尔质量, T_c 为临界温度, P_c 为临界压力。已知粘度,可以用^[51]估算导热系数:

$$\lambda = \mu \left(C_p + \frac{5}{4} R \right)$$

式中 C_p 为实际气体的等压比热容。

2 湍流模型

Fluent 在选择理想气体方程进行仿真时,一般自动启用的都是标准 k- 模型。本研究选择了另外一种湍流模型,剪切应力传输 SST k- 模型。在标准 k- 模型中,可压缩性效应通过在计算的耗散的方程中加入可压缩性函数来考虑,SST k- 模型修正了标准 k- 模型引入了阻尼交叉扩散导数项,也考虑到紊流剪切应力修正了紊流粘度,这些特性使得 SSTk-

模型在模拟跨音速激波时更加可靠。与标准 k- 模型相比,SST k- 模型能够更好地捕捉到马赫盘的位置和通过马赫盘的速度降的大小。在马赫盘下游,两种模型都预测了类似的多激波结构,SST k- 模型较好地捕捉到了速度衰减。虽然两种湍流模型都能模拟出较为可信的结果,但 SST k- 模型在解决详细流动结构和预测整体速度场方面表现得更好。在射流出口下游,压力和温度往往会迅速达到环境压力和温度。速度场的预测对喷射源强度估计的准确性至关重要。因此在后续的 h_2 喷射研究中,采用了 SST k- 模型。

3 问题描述

高压流体突然释放向环境条件的膨胀是一种未充分膨胀的自由射流,其初始位置的速度为音速。为了捕捉射流的细节,需要一个非常密集的网格。^[3]此外,在射流过程很快,瞬态模拟过程的时间步长很小,约在 10^{-7} - 10^{-5} s 范围内。整体模拟包含喷射和后续气体扩散,计算时间会很漫长。因此,将问题分割成两部分,分别处理。第一部分只考虑氢气突然释放后的射流,找到膨胀射流对应的驻点,分析滞止参数,计算在射流常压截面处的射流条件,再将所获得的相关压力、温度、比体积值作为后续扩散部分的入口边界条件。

在本研究中着重于 CFD 模型的实现和验证,利

用真实气体方程对高压管道减压以及 H_2 释放进行建模。由于氢气的临界温度(33.44K)比较低,在现实中,氢气在环境温度下运行不会接触到汽-液相边界,无需考虑突然释放过程中可能出现的相变现象便可简化问题。

虽然压力基求解器适用于大范围的流动,但由于管道内流体压力和速度都很高,密度基求解器使之在高速可压缩流动中具有精度优势,还可以准确预测减压过程中管道出口的节流条件,而不考虑管道出口的初始边界条件(环境压力和温度)设置的影响,在模拟过程中选择了密度基的求解器。

3.1 计算域网格划分及边界条件

本研究使用商业计算 CFD 软件 ANSYS Fluent 进行仿真,该软件采用有限体积法(FVM)对流体流动的控制微分方程进行离散,用瞬态二维模型模拟了当高压储氢罐泄露时周围泄漏氢气分布。模拟采用密度基求解器和隐式算法,应用了 N-S 方程、能量方程,物种输运方程和 SST k- ω 湍流模型。编写 udf,使用



图 1

计算采用二维轴对称几何模型。在计算开始时,采用非常小的 courant 数(0.01-0.1)和松弛因子(0.1),以防止计算发散;在计算稳定后,即形成激波区且不再发生明显变化时,逐渐增大 courant 数到 5,增大松弛因子到 0.8。为保证网格无关性,对初始压力为 5Mpa 的 H_2 射流进行了不同网格尺寸下的仿真,采用总单元数为 20 万、45 万和 60 万的 3 套网格进行了网格独立性检验。45 万和 60 万的网格结果相差不大,且计算时间更快,整个模拟过程采用 45 万网格。

射流模型的边界条件定义如下:

(a)进气道:设置为压力进口,总压力、温度等于氢气罐内参数,设置为 5mpa、300K。

(b)管道壁面:条件为无滑移壁面,绝热边界。

(c)喷管出口:设置成压力出口,条件设置为环境压力和温度。

(d)大气边界被定义为与环境温度相等的无滑移

真实气体模型,对所有平流项采用二阶迎风格式的密度求解器求解。湍流模型使用 SST k- ω 湍流模型。动量和能量方程中的对流项使用二阶迎风差分格式,混合气体物性根据气体混合定律计算。

建立的射流模型如图所示,在整个计算域内使用四边形结构化网格,整个计算域采用轴对称(axis)形式,由管道、喷嘴和初始静止的环境大气组成。从连接到氢气储气罐的一端开始,喷嘴出口直径为 11.9mm,长为 20 毫米,罐内压力为 5mpa。泄露的周围环境长 0.4 米,高 0.1 米。图一为计算域示意图,图二为局部加密。计算区域被细分为四边形单元为喷嘴周围网格的一部分。为保证模拟计算的准确,网格布置需要非常的细致。在喷嘴出口附近激波结构复杂,需要对出口部分计算域网格进行加密。而在距离出口较远区域可以适当放宽,来减少总的网格数量,提高计算效率。时间步长为 10^{-7} s,收敛准则定义为残差等于或小于 10^{-4} 。

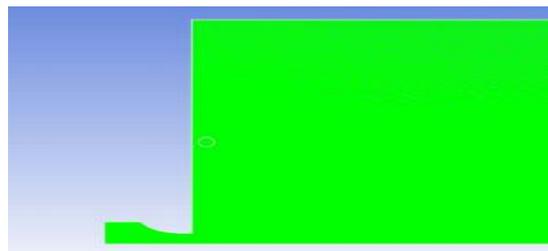


图 2

等温壁。

(e)对称轴边界条件选择 axis。

4 结果与讨论

在模拟 0.2s 后结果达到稳定,不再发生明显变化,在射流喷嘴末端流速略低于管道内运行速度,但在进入大气后,流动呈现出非常高动量的欠扩张射流,并在很短距离内达到环境压力。膨胀区气流的夹带、粘滞力和射流与大气之间的传热可以忽略不计。沿膨胀区,气流不断扩张,射流激波区内不断生成和脱离涡,表现为马赫盘的形式。

可以看出射流在喷嘴外的膨胀是很明显的。模拟氢气射流的流动结构包含了一个初始弯曲激波区和一个反射激波,其中扩张的流动由于外部压力而弯曲回轴。在模拟过程中,可以看到一个完全开发的马赫盘。在所有情况下,马赫盘的位置是明确的。结果表明,采用真实气体方程的 CFD 射流模型能够模拟高压 H_2 射流,具有真实的流动结构。

可以看出射流在喷嘴外的膨胀是很明显的。模拟氢气射流的流动结构包含了一个初始弯曲激波区和一个反射激波,其中扩张的流动由于外部压力而弯曲回轴。在模拟过程中,可以看到一个完全开发的马赫

盘。在所有情况下,都有清晰且位置确定的马赫盘。采用真实气体方程的 CFD 射流模型能够模拟高压 h_2 射流,具有真实的流动结构。

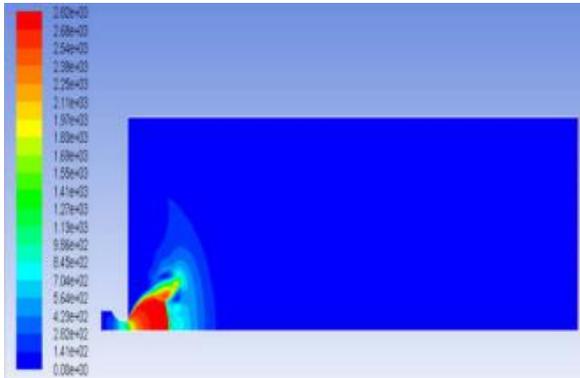


图 3 速度云图

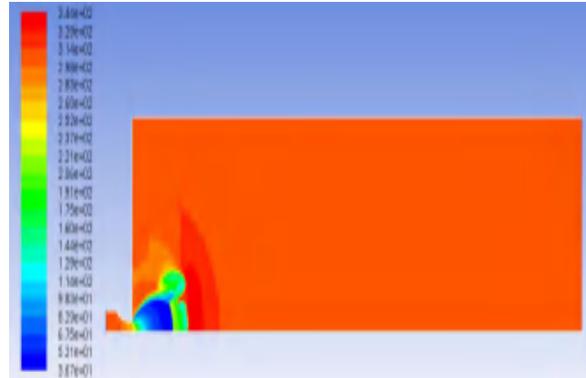


图 4 温度云图

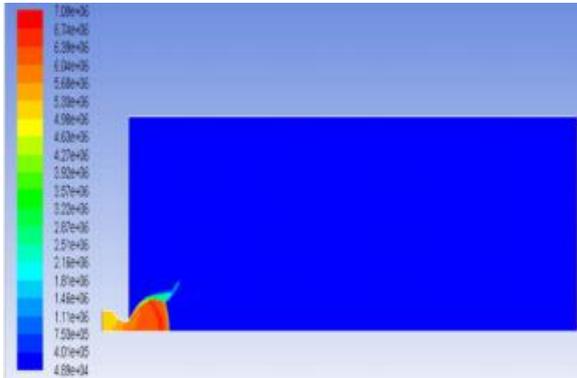


图 5 压力云图

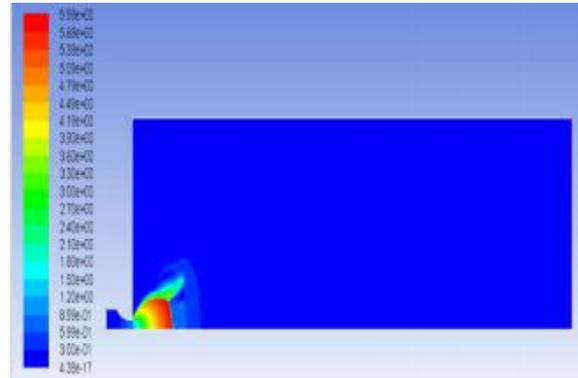


图 6 马赫数云图

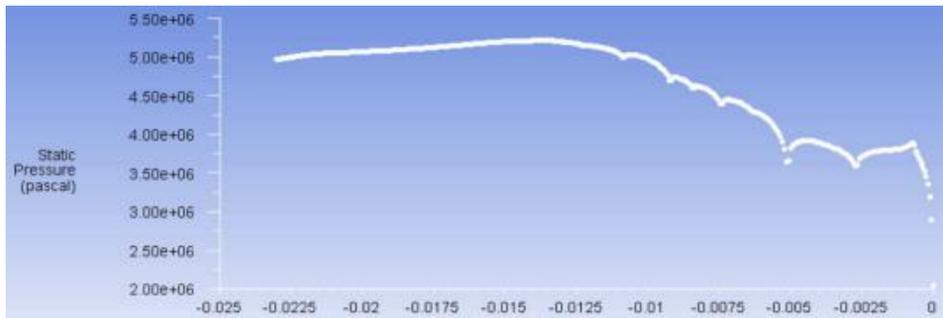


图 7 喷嘴压力变化

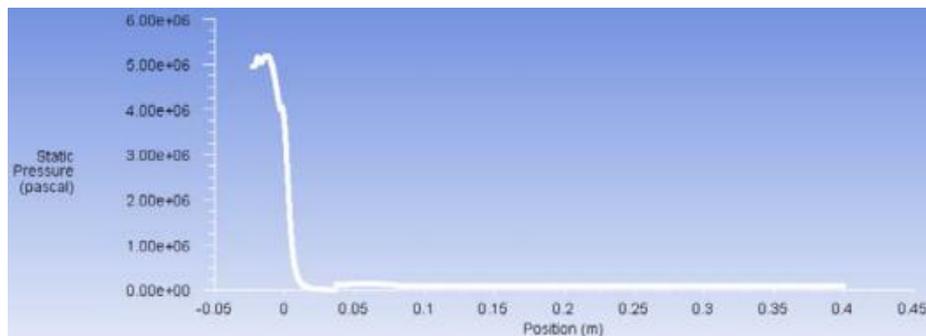


图 8 全程压力变化

图七为喷管附近压力变化,图八为整个计算域内压力变化。初始喷射位置附近压力变化明显,但随距离喷射出口位置距离越来越远时,压力趋近于大气压力。在泄漏位置出现较大速度,而后由于流域中空气的阻力作用,使得射流作用减弱,流体向四周扩散,流体的速度由中心向四周逐渐减弱。泄露位置附近氢气浓度较高,并迅速扩散到大气中。并且在水平方向的扩散要小于竖直方向,而且水平方向存在较大的浓度梯度。由于空气对氢气存在黏附作用,氢气射流速度由中心向外逐渐减小。

5 结论

本文建立了模拟氢燃料电池汽车高压氢气罐释放 h_2 的大气扩散的CFD模型。开发了一个描述PR状态方程的UDF,并与ANSYS Fluent进行了耦合。模拟了高压氢气喷射泄露扩散,可以得出结论:

(1) 使用PR状态方程的CFD模型明显优于使用理想气体方程的CFD模型。这表明,采用真实气体状态方程的CFD模型可用于高压氢气罐泄漏事故的风险评估,能够较为准确的估计实际情况。

(2) 氢气罐开始泄露后,由于浮力作用,氢气在泄露位置周围迅速上升,然后在上方,泄露点周围的 h_2 浓度达到稳定状态,并很快扩散开来,除了喷

管出口一小块区域外,周围的所有 h_2 浓度在0.2秒内都远低于4%的可燃性下限。

(3) 氢气射流在喷嘴外的膨胀明显,呈现为一个完全开发的马赫盘。在该区域内压力不断降低,在盘后部接近环境压力,呈超音速状态。速度由中心向外不断降低。氢气射流水平方向扩散大于竖直方向,存在较大的浓度梯度。

参考文献

- [1] LiuXiong,GodboleAjit,LuCheng,et al. Study of the consequences of CO₂ released from high-pressure pipelines[J]. Atmospheric Environment,2015,116.
- [2] LiuWei,Christopher David M. Dispersion of hydrogen leaking from a hydrogen fuel cell vehicle[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2015,40(46).
- [3] 李雪芳,何倩,柯道友 et al.高压氢气小孔泄漏射流分层流动模型与验证[J].清华大学学报(自然科学版),2018,58(12):1095-1100.
- [4] 刘延雷,徐平,郑津洋 et al.管道输运高压氢气与天然气的泄漏扩散数值模拟[J].太阳能学报,2008,29(10):1252-1255.

基于不同参数寻优算法的支持向量回归机空调负荷预测模型研究

李峥嵘, 李璨君

(同济大学, 上海 201804)

[摘要] 空调负荷预测是制定暖通空调系统运行策略, 实现节能优化控制的基础。本文采用 Pearson 相关系数对影响空调负荷的各参数进行两两相关性分析, 以解决参数之间多重共线性而导致模型估计失真或难以估计准确的问题, 并将随机森林算法应用到参数重要性排序中, 最终选择相互独立且对预测结果具有重要贡献的影响因素作为输入参数, 以简化模型的复杂性。为探讨不同参数寻优算法对支持向量回归机 (Support Vector Regression, SVR) 预测精度及预测性能的影响, 分别采用网格搜索法、遗传算法及粒子群优化算法建立 SVR 空调负荷预测模型并进行对比分析。预测结果表明, 网格搜索法和粒子群优化算法能使预测模型具有更高的预测精度及更强的泛化能力, 同时粒子群优化算法寻优时间较短, 因此在训练样本较大时, 粒子群优化算法可以缩短建模时间。此外, 本文在 SVR 模型中滚动地引入最新获得的负荷和气象信息, 不断对模型进行修正以提高精度。

[关键词] 空调负荷预测; Pearson 相关系数; 支持向量回归机; 参数寻优算法; 滚动预测

0 引言

建筑的冷热负荷是采暖空调系统运行的目的与调节依据^[1], 通过对历史数据的研究分析, 并在此基础上建立预测模型, 对未来时刻的空调负荷进行准确的预测, 提前确定建筑未来的制冷供热需求, 就能合理安排 HVAC 系统的运行策略, 降低系统能耗^[2]。国内外许多学者都对暖通空调的负荷预测方法进行了积极探索, 研究方法大体可以分为三类^[3], 即工程方法、统计回归分析和人工智能方法。

工程方法主要基于目前国内外开发的能耗模拟和预测软件, 如 EnergyPlus, DeST 以及 DOE-2 等, 其模拟和预测的结果的精度受气象参数的影响较大^[4]。统计回归分析的方法包括参数回归法以及时间序列分析法。基于人工智能的预测方法主要包括人工神经网络 (ANN), 支持向量回归机 (SVR) 以及组合预测等^[5]。人工神经网络具有比较强大的非线性映射能力, 但是其对训练样本数量有较高的要求。支持向量机克服了传统的神经网络学习中靠经验和启发的先验成分、过学习以及小样本学习困难等缺点^[6], 在暖通空调负荷预测领域的应用越来越广泛。组合预测是为了弥补传统预测方法和人工智能预测方法的不足之处, 采用 2 种以上不同方法来建立空调负荷预测模型。

参数选择对 SVR 模型的预测性能有很大影响, 参数选取不同导致空调负荷预测模型有不同泛化性和学习能力。近年来, 国内外学者开始利用智能优化算法自动调整支持向量机模型中的固有参数和核函数中的参数^[7]。因此, 本文分别采用网格搜索法、遗传算法、粒子群优化算法对 SVR 空调负荷预测模型进行参数优化, 并将其应用到天津市某社区文体中心的空调负荷预测中。验证结果表明, 利用网格搜索法和粒子群优化算法进行参数寻优能使 SVR 空调负荷预测模型具有更高的预测精度及更强的泛化能力, 同时粒子群优化算法寻优时间较短, 因此在训练集区间长度较大的情况下, 粒子群优化算法可以缩短建模时间。

在应用 SVR 空调负荷预测模型时, 为了降低模型的复杂性, 应筛选出影响空调负荷变化的主要因素。但是大多数模型仅通过判别空调负荷与影响因素之间的相关性即确定最终输入参数, 这样会导致输入参数中相关性较强的参数之间可能产生多重共线性, 而使模型估计失真或难以估计准确。因此, 应选择相互独立且对预测结果具有重要贡献的影响因素作为输入参数。本文采用统计学中常用的 Pearson 相关系数对影响空调负荷的各参数进行两两相关性分析, 并将随机森林算法应用到参数重要性排序中, 确定最终

的输入参数。

本文在 SVR 模型中滚动地引入最新获得的负荷和气象信息,对模型不断进行修正以提高其预测精度,解决空调负荷预测算法精度不高,难以满足空调系统节能优化控制的问题^[8]。

1 支持向量回归机原理

支持向量机 (support vector machine, SVM) 最早由 Vapnik 提出,应用于模式识别问题,其基本特点是将对整个训练集数据的处理转化成对支持向量的处理,使得构造的超平面对支持向量的划分等同于对整个训练集的划分^[9]。SVM 算法建立在统计学习的 VC (vapnik-chervonenkis dimension) 理论和结构风险最小化准则基础上,能够充分利用有限的样本信息,在模型的复杂性和学习能力之间寻求最佳折衷,以期获得最好的推广能力^[10]。SVM 针对分类问题和回归问题可以分为支持向量分类机和支持向量回归机 (SVR)^[11]。空调负荷预测属于回归问题,本文重点讨论 SVR。

-SVR 是一种常用的 SVR,通过引入 不敏感损失函数实现具有较强鲁棒性的回归,而且回归估计是稀疏的,保留了 SVM 的所有优点^[12]。给定训练数据集 $T=\{(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_l, y_l)\}$, 且 $x_i \in \mathbb{R}^N, y_i \in \mathbb{R}^N$, l 为训练样本个数, SVR 通过内积核函数定义的非线性变换将输入空间转换到高维特征空间中,并在高维特征空间中回归,公式如下:

$$f(x) = w \cdot \phi(x) + b \tag{1}$$

式中: $\phi(x)$ 为特征空间; w 为权重系数; b 为偏置项。根据结构风险最小化原则,权重系数 w 与偏差 b 可通过最小化得到如下目标函数:

$$R(x) = \frac{1}{2} \|w\|^2 + \frac{1}{l} \sum_{i=1}^l |f(x_i) - y_i|_\epsilon \tag{2}$$

引入惩罚参数 C 和不敏感损失函数,将回归问题转化为如下关于变量 w 和 b 的凸二次规划问题:

$$R(w, \xi_i, \xi_i^*) = \frac{1}{2} \|w\|^2 + C \sum_{i=1}^l (\xi_i + \xi_i^*)$$

$$s.t. \begin{cases} y_i - w\phi(x_i) - b, \epsilon + \xi_i \\ w\phi(x_i) + b - y_i, \epsilon + \xi_i^* \\ \xi_i, \xi_i^* \geq 0, i = 1, \dots, l \end{cases} \tag{3}$$

式中: ξ_i 和 ξ_i^* 为松弛变量。

引入拉格朗日乘子,对拉格朗日函数求解原始变量 (w, b, ξ_i, ξ_i^*) 的偏导数,并利用对偶原理,即可得到原始问题的对偶问题:

$$\min_{\alpha, \alpha^*} D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^l [\phi(x_i) \cdot \phi(x_j)] (\alpha_i^* - \alpha_i) (\alpha_j^* - \alpha_j) - \sum_{i=1}^l y_i (\alpha_i^* - \alpha_i) + \epsilon \sum_{i=1}^l (\alpha_i^* + \alpha_i)$$

$$s.t. \begin{cases} \alpha_i, \alpha_i^* \in [0, C], i = 1, 2, \dots, l \\ \sum_{i=1}^l (\alpha_i - \alpha_i^*) = 0 \end{cases} \tag{4}$$

通过求解该二次规划问题,最终可得到支持向量回归机的模型:

$$f(x) = w \cdot \phi(x) + b = \sum_{i=1}^l (\alpha_i^* - \alpha_i) K(x_i, x) + b \tag{5}$$

式中: $K(x_i, x) = \phi(x_i) \cdot \phi(x)$ 为核函数。

SVR 中较常用的核函数如下:

(1) 线性核函数: $K(x_i, x_j) = x_i^T \cdot x_j$

(2) 多项式核函数:

$$K(x_i, x_j) = [(x_i^T \cdot x_j) + 1]^d, (d \in \mathbb{N})$$

(3) 高斯 (Gaussian) 核函数:

$$K(x_i, x_j) = \exp\left(-\frac{P(x_i - x_j)^2}{2\sigma^2}\right)$$

(4) 径向基 (RBF) 核函数:

$$K(x_i, x_j) = \exp(-\gamma P(x_i - x_j)^2), (\gamma > 0)$$

(5) Sigmoid 核函数:

$$K(x_i, x_j) = \tanh(\gamma(x_i^T \cdot x_j) + c), (\gamma, c \in \mathbb{R})$$

径向基核函数能很好地将样本集从输入空间非线性映射到高维特征空间中,具有良好的处理样本输入与输出之间复杂非线性关系的能力,并且具有参数变量较少、参数选取计算量较小和计算效率高等优点^[13]。王东等^[14]分别采用径向基、线性及 Sigmoid 核函数建立 SVM 模型,对三种核函数的空调负荷预测结果进行对比研究,仿真结果表明径向基核函数具有更强的泛化能力和学习能力。故本文选取径向基内积函数为 SVR 核函数。



图1 天津市某社区文体中心鸟瞰图

2 SVR 空调负荷预测模型构建

2.1 空调负荷预测对象概况

本文数据来源于天津市某社区文体中心(如图1)的空调负荷计算结果。该建筑总用地面积 3875m², 总建筑面积 11660m², 空调运行时间为 8:00~21:00, 所有参数记录的时间间隔为 1h。

2.2 输入参数的选择

影响空调负荷的因素极为复杂,国内外学者研究总结出室外气象参数(室外空气干球温度、室外空气含湿量、室外空气相对湿度、风速风向和太阳辐射照度)、人员、室内环境参数、建筑围护结构等变化都会对建筑空调负荷产生影响。此外,办公类建筑内灯光散热、人员密度等的变化具有一定的规律,该规律与运行时刻密切相关^[15]。为了降低模型的复杂性,应找出影响空调负荷变化的主要因素作为输入参数。主要步骤可分为:(1)对各参数进行相关性检验,剔除冗余参数;(2)考察各参数对预测结果的贡献程度,对相互独立的各参数进行重要性排序;(3)根据预先设定的参数个数确定最终的输入参数。

2.2.1 参数间相关性检验

常用的分析随机变量间相关程度的方法有三种:散点图法,灰色关联度法以及 Pearson 相关系数法。散点图法是通过两组数据在坐标系中的散点分布,判断两变量之间是否存在关联关系,该方法较为直观但无法定量说明。灰色关联度法则是通过比较随机变量序列与特征序列曲线的几何相似程度判断其相关关系是否紧密,曲线走势越相似,则相关程度越大。Pearson 相关系数法以 Pearson 相关系数为基准,判断两个随机变量间的线性相关程度和相关方向。相关系数介于-1至1之间,绝对值越接近1代表两组变量越线性相关。本文采用 Pearson 相关系数法考察空调负荷影响因素之间的相关关系。

2.2.2 参数重要性排序

随机森林算法是由多棵 CART 决策树组合构成的新型机器学习算法,具有准确率高、鲁棒性好、易于使用等优点^[16],在参数重要性排序上的应用较为成熟。本文通过随机森林算法对参数重要性进行排序:首先根据袋外数据计算随机森林中每棵决策树的袋外误差 e_t ; 然后随机改变袋外数据第 j 个参数 X^j 的值,并计算新的袋外误差 e_t^j ,最后参数 X^j 的重要性 $V(X^j)$ 可以表示为:

$$V(X^j) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N (e_t^j - e_t) \quad (6)$$

式中: N 为决策树总数。

参数 X^j 的变化引起的袋外误差增加越大,精度

减少得越多,说明该参数越重要。

2.3 支持向量回归机参数选取

在运用 SVR 模型对输入变量进行线性回归时,会出现即使映射到高维空间后,输入输出的线性关系仍不明确的情况,这需要通过调节 SVR 参数使模型在复杂程度和泛化性上做出平衡。对 SVR 而言,需要调节的参数分为两类:一是模型固有参数,惩罚因子 C , 不敏感损失函数等。第二类是核函数中的参数,例如采用 RBF 把训练数据以高斯的方式投射到高维空间时,核宽度 反映出支持向量之间的相关程度^[17],相关性过于松弛或过强均会影响训练结果。目前常用的参数优化方法有网格搜索法,遗传算法和粒子群优化算法等。

2.3.1 网格搜索法原理

网格搜索法基本原理基于穷举法,组合给定参数范围内的所有组合,对训练集采用 K -折交叉验证,最终取使得训练集验证均方差(MSE, Mean Square Error)最小所对应的参数组合(C ,)为最优参数。该算法原理简单,操作性较强,在搜索区间足够大且搜索步长足够小的情况下可以找出全局最优解。

2.3.2 遗传算法原理

遗传算法是由美国 Michigan 大学 Holland 教授于 1975 年首先提出,这种算法模型的特点是通过模拟生物进化,将问题的求解表示成染色体的适者生存过程,其主要特征是直接对结构对象进行操作,不存在求导和函数连续性的限定。遗传算法有着比较充实的理论基础,它是现代有关智能计算的关键技术之一。遗传算法的基本计算框架主要包括:

(1) 进化代数计数器初始化: $t=0$;

(2) 随机产生初始群体 $P(t)$ 并设置初始化参数,对于空调负荷预测模型,设置种群规模 n , 迭代次数 $iter_{max}$, 惩罚因子 C_{max} , C_{min} , 核宽度 σ_{max} , σ_{min} , 不敏感损失函数 γ_{max} , γ_{min} , K -折交叉验证参数 k ;

(3) 计算群体 $P(t)$ 的适应度值并确定适应度目标值;

(4) 个体重组操作: $P'(t) = Recombination[P(t)]$;

(5) 个体变异操作: $P''(t) = Mutation[P'(t)]$;

(6) 评价群体 $P''(t)$ 的适应度值;

(7) 个体复制操作: $P(t+1) = Reproduction[P(t) \cup P''(t)]$

(8) 终止条件判断:若不满足终止条件,则 $t=t+1$, 转移到第 4 步,继续进行进化操作;若满足终止条件,则输出当前最优个体,算法结束。

2.3.3 粒子群优化算法原理

粒子群优化算法 (PSO) 来源于对鸟群飞行动作的模拟,粒子的飞行速度动态地随粒子自身和同伴的历史飞行行为改变而改变。这一算法是在对动物集群活动行为观察基础上,利用群体中的个体对信息的共享使整个群体的运动在问题求解空间中产生从无序到有序的演化过程,从而获取最优解。PSO 算法的每次迭代过程中,粒子通过跟踪“个体极值”来更新自己的速度和通过跟踪“全局极值”来更新自己的位置。个体极值记作 $P_{i,best}$, 全局极值记作 g_{best} 。算法流程图如图 2 所示:

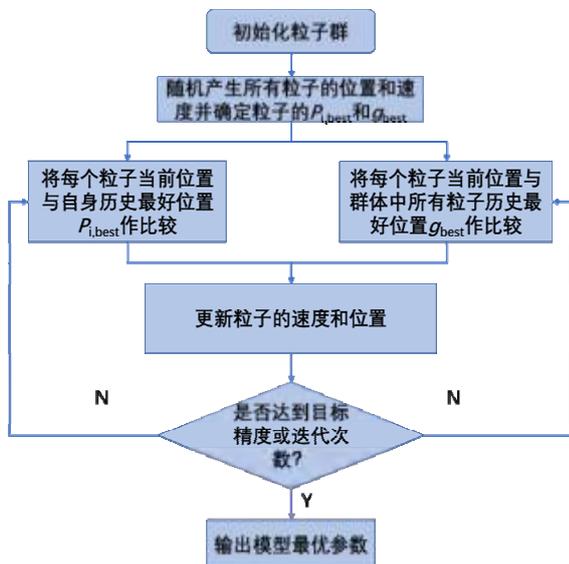


图 2 粒子群优化算法参数选取流程图

2.4 数据预处理

数据预处理是提高空调负荷预测模型训练效率的有效手段,主要涉及空调负荷数据归一化处理及对缺省值和离群值的修正。

2.4.1 空调负荷数据归一化处理

为了避免不同输入输出参数因为物理意义及量纲不一致而无法平等使用的问题,需要将影响空调负荷的输入参数和空调负荷值进行归一化处理,处理成 [0,1] 的无因子数,处理后的数据可以有效提高回归计算效率,计算方法如下:

$$\tilde{x}(i) = \frac{x(i) - \min_{i=1}^l(x(i))}{\max_{i=1}^l(x(i)) - \min_{i=1}^l(x(i))} \quad (7)$$

$$\tilde{y}(i) = \frac{y(i) - \min_{i=1}^l(y(i))}{\max_{i=1}^l(y(i)) - \min_{i=1}^l(y(i))} \quad (8)$$

式中: l 为样本总数; $x(i)$ 、 $y(i)$ 分别为第 i 个样本的输入、输出参数; $\tilde{x}(i)$ 、 $\tilde{y}(i)$ 分别为第 i 个样本的输入、输出参数归一化后的无因子数; $\min_{i=1}^l(x(i))$ 、 $\min_{i=1}^l(y(i))$ 分别为样本数据中输入、输出参数的最小值; $\max_{i=1}^l(x(i))$ 、 $\max_{i=1}^l(y(i))$ 分别为样本数据中输入、输出参数的最大值。

2.4.2 空调负荷数据异常值处理

空调负荷异常值的存在会影响预测模型的精度,异常值检验包括数据缺失值和离群值的检验。在办公类建筑中,空调负荷相邻时刻变化较为平滑,此外相同日类型相邻几日的空调负荷,其变化趋势相似。因此,空调负荷逐时的阶跃式变化,或相同日类型相邻几日负荷特性明显的不同值均将归为离群值。本文采用基于统计的检测方法,即认为逐日数据的分布规律相同,而与模型不一致的为离群值。设 x_i 为某日负荷序列且服从正态分布,其中 $i=1,2,\dots,N$, $N=24$ 。

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (9)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (10)$$

式中: \bar{x} 为空调负荷 24 点样本平均值, σ 为样本标准差。

根据随机变量概率分布,当 $|x_i - \bar{x}| > 3\sigma$, 则认为 x_i 在 i 点负荷值的出现为小概率事件,判定为离群值,且该点负荷由上下时刻负荷的线性平均值代替。

缺失值表现为某一时刻点没有空调负荷数据记录,可通过插值法弥补缺失数据。例如单一时刻负荷缺失,可通过前后两个时刻空调负荷的平均值代替该时刻的数据。若表现为连续几个时刻数据缺失,采用三次样条曲线进行插值,代替各时刻数据。

2.5 评价指标选取

目前建筑空调负荷预测模型采用的评价指标有很多,如浙江大学博士吴杰^[18]使用了平均绝对误差 MAE、误差标准差 σ 、平均相对误差 MRE、期望误差百分比 EEP、变化系数 CV 和平均偏移误差 MBE 共 6 个指标以评价空调逐时负荷预测模型精度,台湾大学林智仁教授在其 LIBSVM 工具箱中使用了均方根误差 MSE 及相关系数的平方 R_2 作为评价指标。综合以上指标的优劣,本文选择期望误差百分比 EEP、平均偏移误差 MBE 以及相关系数平方 R_2 三个评价指标以衡量空调负荷预测模型的预测精度及性能,其中

EEP 用以衡量整个预测期间得到的预测逐时负荷值与实际逐时负荷值的偏离程度, MBE 主要衡量整个预测期间得到的预测逐时负荷平均值与实际逐时负荷平均值的相对误差, R_2 主要衡量预测逐时负荷曲线和实际逐时负荷曲线的拟合程度。

EEP、MBE 值越小, 证明负荷预测精度越高; R_2 越大(最大值为 1), 证明预测逐时负荷曲线和实际逐时负荷曲线的拟合程度越高, 预测性能也就越佳。

3 结果与分析

3.1 确定输入参数

本文以 7-1—10-1 数据为基准, 利用 SPSS 软件, 采用统计学中常用的 Pearson 相关系数对室外气象参数(室外空气干球温度、室外空气含湿量、室外空气

相对湿度、风速风向和太阳辐射照度等) 人员、设备运行状态、照明运行状态等影响空调负荷的参数进行了两两相关性分析。其中, 室外干球温度、当前运行时刻、室外相对湿度、室外太阳总辐射、当日平均温度、当日最低温度、当日最高温度这七个参数两两之间的相关系数均小于 0.4, 可以认为相关性较弱。上一时刻空调负荷与室外干球温度之间的相关系数为 0.656, 但由于建筑围护结构存在热惰性, 空调负荷一般不会突变, 即上一时刻的空调负荷对下一时刻空调负荷的预测具有重要的参考意义, 因此, 将上一时刻空调负荷也纳入待输入参数中。

使用随机森林算法对上述筛选出的相互独立的各参数进行重要性排序, 结果如图 3 所示。

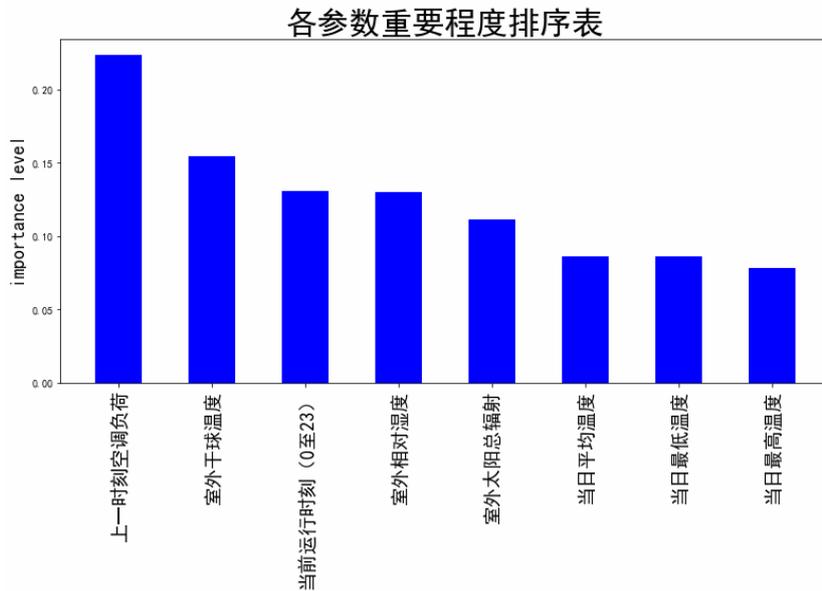


图 3 影响空调负荷各参数重要性排序

表 1 空调负荷预测模型输入、输出参数

输入参数	时刻
上一时刻空调负荷	t-1
室外干球温度	t-1
当前运行时刻(0至23)	t
室外相对湿度	t-1
室外太阳总辐射	t-1
输出参数	
待预测时刻空调负荷	t

注: t 表示当前时刻, t-1 表示上一时刻。

基于输入参数间应相互独立的原则, 同时考察各参数对预测结果的贡献程度, 本文最终确定的输入、输出参数如表 1 所示。

3.2 确定 SVR 模型最优参数

选取 8-10—8-24 这一时段的逐时空调负荷作为

待预测对象, 训练样本长度为 960。分别采用网格搜索法、遗传算法、粒子群优化算法对 SVR 空调负荷预测模型进行参数寻优, 三种算法均通过 K-折交叉方法进行验证, 学习样本与验证样本交替进行直至遍历整个训练集, 选择出与训练集最小验证均方差(MSE)对应的参数组合(C,)为最优参数, 结果如表 2 所示。

表 2 不同寻优算法确定的 SVR 模型最优参数

寻优算法	C		
网格搜索法	6000	0.00001	1
遗传算法	3870	0.09346	0.1
粒子群优化算法	295	0.0001	0.1

3.3 预测结果比较与分析

根据表2中已确定的最优惩罚因子C、核宽度、不敏感损失函数,即可建立基于径向基核函数 $K(x_i, x_j) = \exp(-\gamma P(x_i - x_j)^2)$ 的SVR空调负荷预测模型的最优决策函数 $f(x)$ 。以影响空调负荷变化的五个参数为输入,即可得到8-10—8-24这一时段的逐时空调负荷预测结果,预测精度及预测性能如表3所

示。图4分别为三种寻优预测算法在15天内逐时预测负荷与逐时实际负荷的比较曲线。

表3 不同寻优算法预测精度及性能比较

寻优算法	EEP(%)	MBE(%)	R_2
网格搜索法	6.667	0.450	0.966
遗传算法	18.164	3.463	0.725
粒子群优化算法	7.286	0.256	0.959

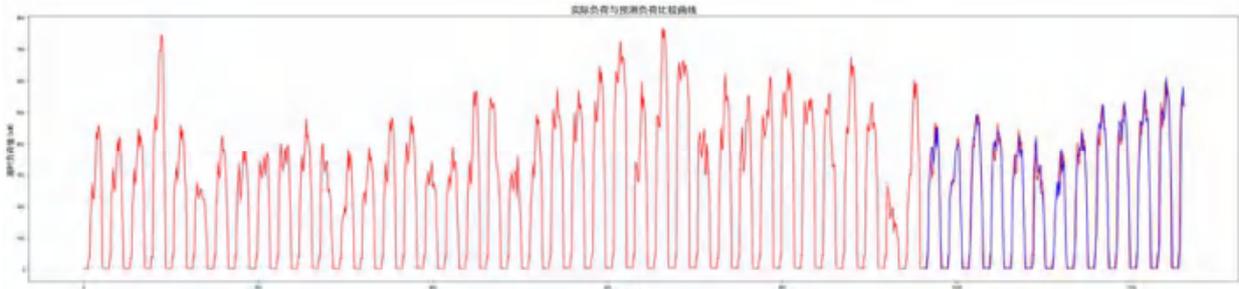


图4-a 网格搜索法逐时空调负荷预测值与实际值比较曲线

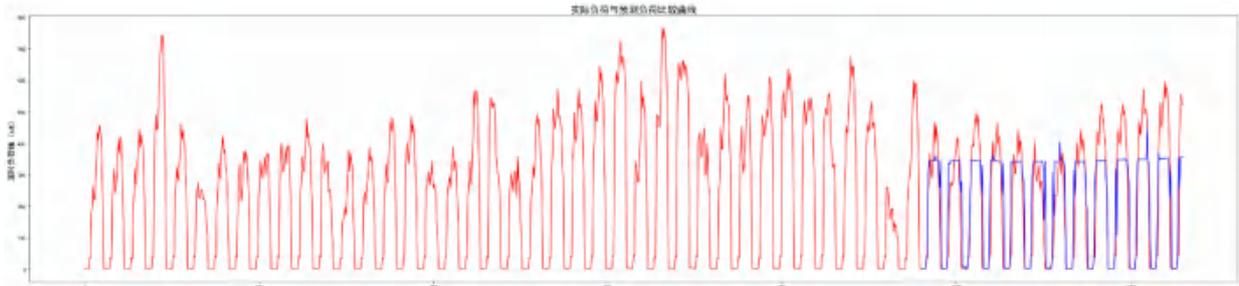


图4-b 遗传算法逐时空调负荷预测值与实际值比较曲线

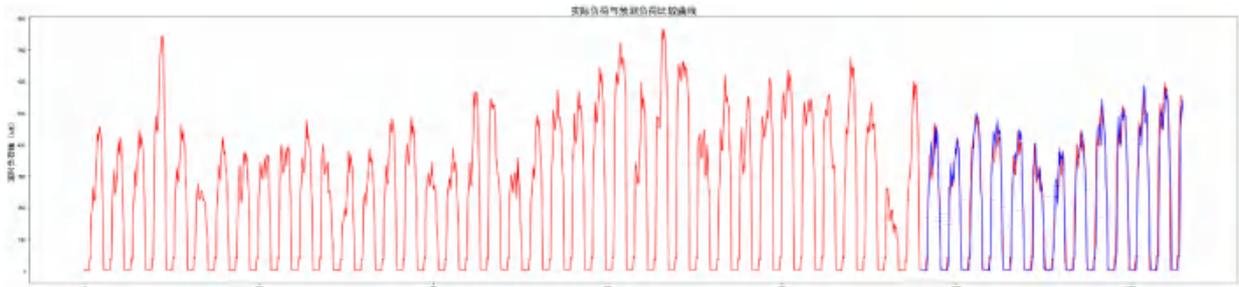


图4-c 粒子群优化算法逐时空调负荷预测值与实际值比较曲线

从预测精度和预测性能来看,网格搜索法和粒子群优化算法具有明显的优势,表征预测精度的期望误差百分比EEP均在7.5%以下、平均偏移误差MBE在0.5%以下,反映预测性能优劣的相关系数 R^2 高达0.95。遗传算法预测精度及性能较低的主要原因在于其容易陷入局部最优解,因此迭代完成后训练误差仍不理想。

在预测精度和预测性能相当的情况下,基于穷举法原理的网格搜索法寻优时间相对较长,因此当训练样本较大时,利用粒子群优化算法可以缩短空调负荷预测模型的建模时间。

4 结论

本文建立了基于径向基核函数的SVR空调负荷预测模型,为了保持较高的训练精度,在SVR模型中滚动地引入最新获得的负荷和气象信息,不断对模型进行修正,并以天津市某社区文体中心为例,通过理论研究及模拟分析得到以下结论:

(1)为了解决参数之间多重共线性而导致模型估计失真或难以估计准确的问题,本文采用统计学中常用的Pearson相关系数对影响空调负荷的各参数进行两两相关性分析,并将随机森林算法应用到参数重要性排序中,最终选择相互独立且对预测结果具有重

要贡献的影响因素作为输入参数,包括上一时刻空调负荷、室外干球温度、当前运行时刻、室外相对湿度、室外太阳总辐射。

(2) 网格搜索法及粒子群优化算法精度相当, EEP 均在 7.5% 以下, MBE 在 0.5% 以下, 2 高达 0.95, 遗传算法容易陷入局部最优解问题而导致预测精度及性能较差。粒子群优化算法寻优时间相较于网格搜索法更短, 适用于训练样本规模较大的模型。

参考文献

- [1] 徐欣. 天津办公建筑冷热负荷特征及预测算法[D]. 天津大学, 2013.
- [2] 张强. 办公建筑冷热负荷短期和超短期预测方法及应用研究[D]. 天津大学, 2018.
- [3] Zhao H X, Magoulès F. A review on the prediction of building energy consumption. *Renew Sustain Energy Rev.* 2012, 16(6): 3586-3592.
- [4] 王宽. 次日负荷模拟及其在埋管热泵热补偿系统中的应用研究[D]. 湖南大学, 2017.
- [5] 孙育英, 王丹, 王伟, 高航, 严海蓉. 空调运行负荷预测方法的研究综述[J]. *建筑科学*, 2016, 32(06): 142-150.
- [6] 杨建成. 建筑物空调负荷预测的支持向量回归机算法研究[D]. 华南理工大学, 2013.
- [7] 徐晓明. SVM 参数寻优及其在分类中的应用[D]. 大连海事大学, 2014.
- [8] 周璇, 杨建成. 基于支持向量回归机的空调逐时负荷滚动预测算法[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2014, 45(03): 952-957.
- [9] 王平, 王文剑. 基于时序核函数的支持向量回归机[J]. *计算机辅助工程*, 2006(03): 35-38.
- [10] 王霞, 王占岐, 金贵, 杨俊. 基于核函数支持向量回归机的耕地面积预测[J]. *农业工程学报*, 2014, 30(04): 204-211.
- [11] Chang C.-C., Lin C.-J. LIBSVM: A Library for Support Vector Machines. *ACM Transactions on Intelligent Systems and Technology*, 2011, 2(3).
- [12] Robert F, Chevalier, Gerrit Hoogenboom, Ronald W. McClendon, Joel A. Paz. Support vector regression with reduced training sets for air temperature prediction: a comparison with artificial neural networks[J]. *Neural Computing and Applications*, 2011, 20(1).
- [13] Nanye Long, Daniel Gianola, Guilherme J. M. Rosa, Kent A. Weigel. Application of support vector regression to genome-assisted prediction of quantitative traits[J]. *Theoretical and Applied Genetics*, 2011, 123(7).
- [14] 王东. 基于支持向量机空调负荷预测[D]. 北京建筑大学, 2016.
- [15] 李元旦. 建筑物空调负荷预测方法及冰蓄冷空调系统运行优化控制研究[D]. 同济大学, 2002.
- [16] L. Breiman. Schapire Random Forests. *Machine Learning*, 2001, 45: 5-32.
- [17] Vladimir Cherkassky, Yunqian Ma. Practical selection of SVM parameters and noise estimation for SVM regression[J]. *Neural Networks*, 2004, 17(1).
- [18] 吴杰. 冰蓄冷空调系统负荷预测模型和系统优化控制研究[D]. 浙江大学, 2002.

机载电子设备气冷冷板设计与性能分析

任 童, 彭孝天, 陈维建, 冯诗愚

(南京航空航天大学航空学院, 南京 21006)

[摘 要] 电子设备的热负荷占到了全机热负荷的 60% 以上, 高温失效是电子设备失效的主要形式, 采取合理得散热手段及时带走电子设备产生的热量对飞行安全和电子设备工作的稳定性有着至关重要的影响。本文利用计算流体力学 (CFD) 对一机载电子设备用气冷冷板进行了热模拟。分析了计算流体力学进行数值模拟时对控制方程建立、离散、求解的基本过程; 介绍了机载电子设备的工作环境; 简化物理模型进行了仿真分析; 阐述了模型的结构特点及边界条件, 以及 icem、Fluent 软件的基本操作和参数设置。改变进口流量以及冷空气的流动方式输出不同工况下气冷板的工作参数, 通过数据分析得到气冷板在不同工况下的工作性能。

[关键词] 气冷冷板机载电子设备散热数值模拟飞机

0 前言

近年来机载电子设备的发展呈现出小型化, 高性能的发展趋势^[1], 使得电子设备的局部热流密度不断提高。高温失效是电子设备的主要失效形式, 在 70~80 水平上, 温度每上升 1, 器件的可靠性下降 5%^[2]。为了保证电子设备的可靠性及飞行安全, 对机载电子设备散热提出了更高的要求。

传统的机载电子设备散热主要采用自然对流及风扇+散热片的强迫对流形式^[3]。目前主要采用液体冷却以及热管冷却两种方式提高电子设备的散热性能^[4], 这两种方式需要配备复杂的系统且由于飞机加速度以及倾斜角度的改变的影响稳定性不高^{[6][7]}, 在国内很多技术还处于起步阶段, 并未得到广泛应用。风冷形式飞机上最常使用的制冷方式, 可根据电子设备的实际形式定制散热器提高装置的散热性能。

对于设计好的散热部件进行实验模拟具有周期长、成本高、受环境限制等缺点, CFD 技术有效解决了这些问题。本文对一机载电子设备气冷冷板进行了数值模拟, 分析了不同工况下的散热性能, 为气冷板选择了合理的流量范围以及流动方式。

1 物理模型与计算方法

1.1 物理模型

图 1 为气冷板的结构图, 在芯片外包裹无氧铜和防锈铝两层散热材料, 起到密封和散热的作用。芯片下方为冷板, 材料为密度较低的锻铝。冷板外侧为冷板外沿, 起到稳定加固的作用, 材料为防锈铝。设备参数如下:

- 1) 设备大小为 250 mm × 256 mm × 48 mm。
- 2) 上半部分为 33 张 12.5 W 的芯片, 芯片稳定

工作的温度范围为 -5 到 90 。

3) 共有 35 个矩形通道, 15 个出口通道, 出口通道面积为 18.5 mm²。20 个入口通道, 通道面积为 15 mm²。

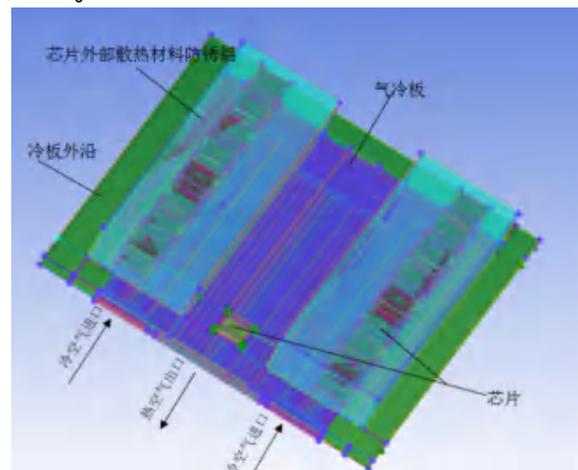


图 1 气冷冷板整体结构图



图 2 芯片在气冷冷板中的分布

1.2 计算假设及网格划分

气冷板的实际工作情况与芯片的传热情况比较复杂, 为了能重点模拟气冷板的对芯片的传热过程, 对冷板的工作做以下假设: 气体为 15 的干空气, 不可压缩; 不考虑流动过程中气体温度升高带来的物性参数的变化; 流动为三维, 定常, 无相变的流动; 气冷板不与外界空气发生换热; 不考虑重力的影响; 芯片简化为仅上表面发热的面热源。

本文采用 ICEM CFD 软件进行网格划分, 各个部

分均采用六面体网格。考虑到边界层内流体的流动状态变化剧烈,故在翅片以及其他冷板与气体接触的区域进行网格加密。为了保证网格的无关性,选择数量为 100 万, 300 万, 500 万的网格进行计算, 以芯片工作的最高温度作为检验标准。网格数量为 100 万时, 芯片工作的最高温度为 353.3 K, 网格数量为 300 万时, 网格温度为 353.16 K, 结果与网格数量为 500 万时一致。考虑到计算精度计算效率, 选取数量 300 万网格。

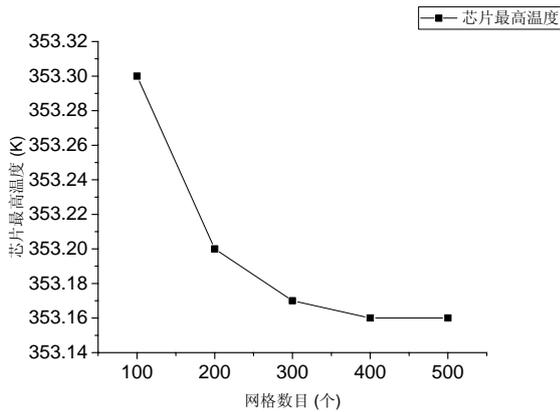


图3 网格数目与芯片最高温度的关系

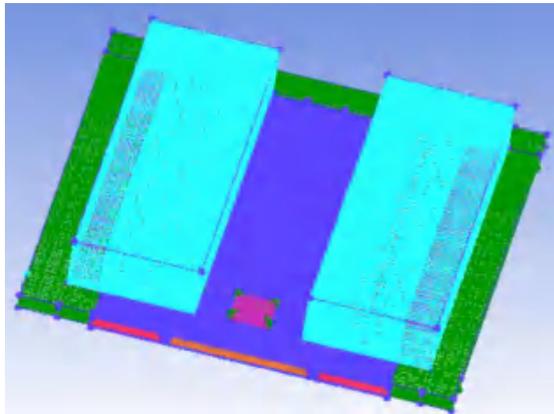


图4 气冷板网格图

1.3 计算方法

采用 Fluent 15.0 进行求解计算, Fluent 15.0 采用有限体积法的离散方法。由于假设空气为不可压缩流体, 选择基于压力的 SIMPLE 算法进行求解。使用 PRESTO(Pressure Staggering Option)方法对压力项进行离散。能量、动量采用二阶精度的迎风格式进行离散。15 空气的物性参数为: 密度 1.205 kg/m^3 ; 动力粘度 $18.1 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$; 计算可得矩形通道征长度为 3.75 mm , 计算得到流体在入口处的雷诺数为 6371

$$d = \frac{2ab}{a+b} = 3.75 \text{ mm} \quad (1)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v L}{\mu} = 6370.86 \quad (2)$$

由于本文所分析的气冷冷板由进口流入后在冷板后侧转弯会有低强度的涡旋, 且雷诺数不大, 所以计算选择 Realizable k-e 模型能得到较为准确的计算结果。为了更好地模拟壁面附近的流动情况, 选择加强壁面函数。

1.4 边界条件

(1) 进口流量为 30 kg/h , 入口通道共有 20 个, 每个通道的截面大小为 $3 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$, 进口温度规定为 15°C 。进口设置为速度进口, 与边界垂直。根据进口的流量以及进口截面的大小得到进口速度。计算可得进口的空气流速为 23 m/s ;

$$v = \frac{Q}{\rho A} = 23.05 \text{ m/s} \quad (3)$$

(2) 出口设置为自由流出口;

(3) 共有 33 张发热芯片, 单个芯片的功率为 12.5 W , 将热源简化为 $2.3 \text{ mm} \times 2.6 \text{ mm}$ 的平面。热源设置为发热面, 热源参数选择热流密度。热流密度可以根据发热功率和发热区域的大小得到计算可得芯片的热流密度为 2090300 W/m^2 。

$$q = \frac{P}{A} = 2.0903 \times 10^6 \text{ w/m}^2 \quad (4)$$

冷板所用各项材料的物性参数如表 1 所示:

表 1 冷板所用各项材料的物性参数

材料	热容 (J/K)	导热率(W/(m·K))	密度(kg/m ²)
无氧铜	390	400	8890
锻铝	900	120	2700
防锈铝	891	172	2719

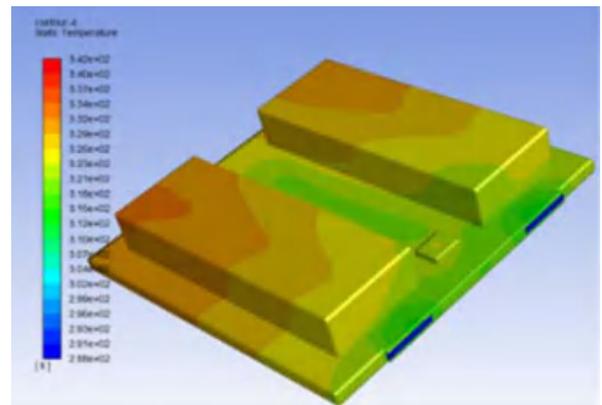


图5 流速为 23 m/s 时的温度云图

2 计算结果分析

2.1 进口流量对冷板性能的影响

图 4 为气流进口速度为 23 m/s 时的温度分布云

图 5 为气流进口速度为 23 m/s 时的气冷板内的速度分布。可以看出在气流入口处的和出口处的芯片冷却的效果较好，位于后侧气流转弯处的芯片温升较高。

为了进一步确定芯片的进口流量，讨论了不同进口流量下冷板的工作状态。经初步试算可得，当气流进口流速为 23 m/s 时，芯片工作的最高温度为 80.16℃，达到了可以安全工作的上限，流量不能再进一步减少。当增大流速至 45 m/s 附近时，继续增加流速，芯片温升下降的幅度在 1 K 以内。

在 23 m/s 到 57 m/s 这个速度范围内，每隔 2 m/s 设置一个节点观察流量对于气冷板性能的影响。选择芯片工作的最高温度以及阻力对气冷板的性能进行描述。

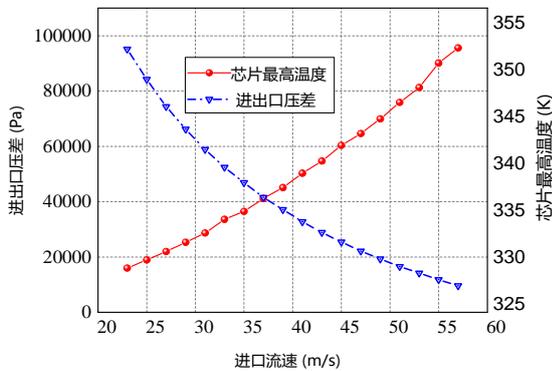


图 6 芯片最高温度及进出口压差随流速的变化

增加气流进口速度（增加流量）可以有效降低芯片温度，在进口速度为 20 m/s 到 30 m/s 的范围内时，最高温度随流速下降的速率非常快，但是随着气流进口速度的增加温度下降的速率减慢。流动阻力随着流速的增加而增加。

当气流速度大于 40 m/s 以后，每增加 2 m/s 芯片温升的下降在 1 K 以内，此时如果继续增加气流的进口速度对于降低芯片温度的贡献不大，反而会增加流动阻力。所以在选择空气进口速度时，应控制在 41 m/s 到 45 m/s 之间，即进口流量应该在 55 可 kg/h 左右。

2.2 流动方式对冷板性能的影响

该气冷冷板的流动方式有两种，分别是由两侧流入由中间流出和由中间流入两侧流出。上文讨论气流流速对于气冷板性能影响时采用的是前者。以下简称两侧流入中间流出为流动方式一，两侧流出中间流入为流动方式二。

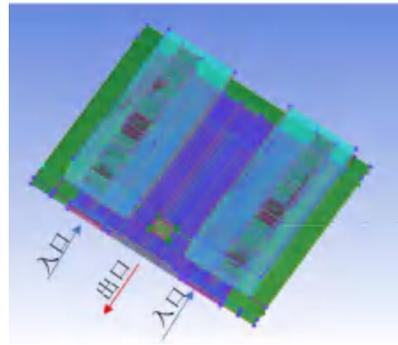


图 7 流动方式一—两侧流进中间流出

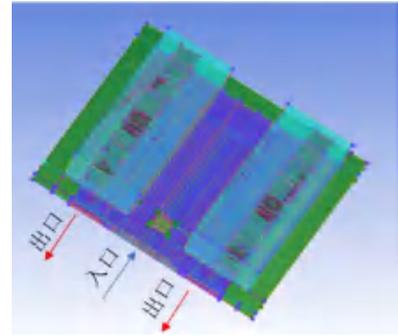


图 8 流动方式二—中间流进两侧流出

每隔 2 m/s 设置一个节点，以出口速度、最大流速、芯片最高温度、阻力为参数描述两种不同流动方式下的工作性能。

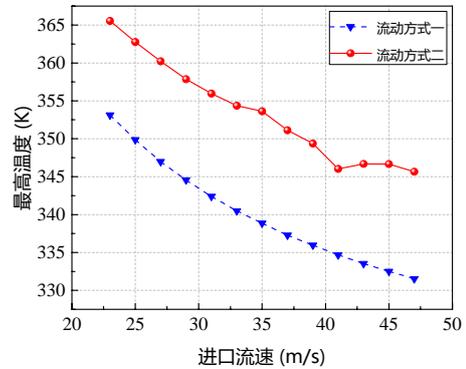


图 9 最高温度与进口流速的关系

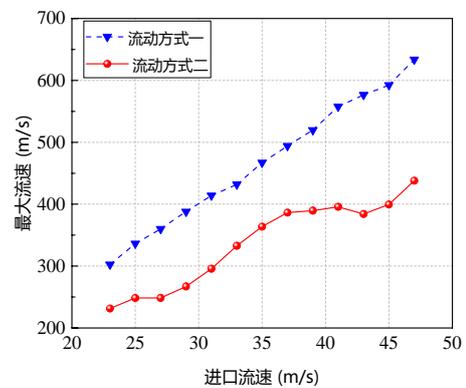


图 10 最大流速与进口流速的关系

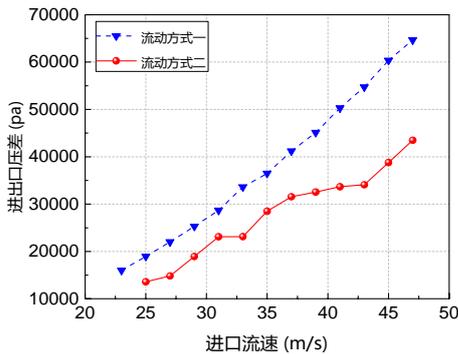


图 11 进出口压差与进口流速的关系

经分析可得,从两侧流进中间流出的流动方式下的制冷效果整体好于从中间流进两侧流出。在相同的流量下,芯片工作的最高温度前者比后者低 15 K 左右。两种工况下,最高温度随着进口流量的变化趋势基本相同,所以无论采用哪种流动方式,流量都以 55 kg/h 左右最佳。超出这个数值,再增加流量对制冷的效果影响不大。同时,在相同的流量条件下,中间进两侧出流动方式的出口流速和最大流速小于两侧进中间出,较小的流动速度可以保证设备工作的稳定性并且可以降低噪音。由阻力折线图可得相同流量下中间进两侧出的阻力小于两侧进中间出的流动方式。两种流动方式各有优劣,可以根据实际情况来选择更为合适的流动方式。

3 结论

风冷是飞机上使用最多的制冷方式,通过对特定设备的特点设计特有的散热设备可有效提高散热性能。为了确定合理的进口流量和流动方式,本文通过 CFD 方法气冷冷板进行了数值模拟,讨论了不同工况下气冷板的工作状态,可以看出

(1) 随着进口流量越大,气冷板制冷效果越好,进口流量最低不能低于 30kg/h;进口流量的增加会导致设备流阻增加,降低工作效率;综合以上两者,进口流量应该在 55 kg/h 左右为最佳。

(2) 两种流动方式各有优劣。在相同进口流量下,流动方式一(中间进两侧出)的制冷效果优于流动方式二(两侧进中间出),流动方式二的工作噪音和流动阻力优于流动方式一,可根据实际情况的需要进行选择。

(3) 两种流动方式制冷效果及流动阻力与进口流量的变化趋势大致相同,故不论采用哪种流动流动方式,进口流量都以 55kg/h 为最佳。

参考文献

- [1] 张娅妮,陈菲尔,田泮. 机载电子设备冷却散热技术的发展[J]. 航空计算技术, 2012, 42(04): 113-116.
- [2] 王萌,徐晓婷. 高密度密封电子设备热设计与结构优化[J]. 电子工艺技术, 2006(06): 32-36.
- [3] 刘晓红,赵德斌. 某机载雷达密闭式机箱的热设计[J], 2016(12).
- [4] 吕永超,杨双根. 电子设备热分析、热设计及热测试技术综述及最新进展[J]. 电子机械工程, 2007(01): 8-13.
- [5] 赵晓军,余莉. 热管的电子设备冷却技术[J]. 世界科技研究与发展, 2007(06): 23-27.
- [6] 胡丽华,钟志珊,赵杰. 热管散热模组在机载电子设备热设计中的应用[J]. 航空电子技术, 2014, 45(02): 35-42.
- [7] 赵国昌,路天栋,宋丽萍,曹磊. 热管在机载电子设备冷却中的应用分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2013, 30(05): 1-4.
- [8] 王宏雨,于雷透过专利分析看电子设备冷却技术发展概况[J]. 电视技术, 2014, 38(S2).
- [9] 吕召会. 某型电源热设计及其分析[J], 2010(06)
- [10] 田泮,张娅妮,邱丽萍,张丰华. 高密度组装电子设备冷却技术应用研究[J]. 电子与封装, 2014, 14(11).
- [11] 胡志勇. 当今电子设备冷却技术的发展趋势[J]. 电子机械工程, 1999(01): 2-5.
- [12] Kishimoto T, Osaki T. VLSI Packaging Technique Using Liquid Cooled channels[J]. IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology, 1986, Vol.
- [13] 周海峰,邱颖霞,鞠金山,等. 电子设备液冷技术研究进展[J]. 电子机械工程, 2016, 32(4).
- [14] 黄贤浪. 一种高热流密度电子设备结构设计[J]. 机械工程师, 2019(06): 120-123.
- [15] 陈星霖. 电子设备散热技术的应用分析[J]. 通讯世界, 2017(24): 309-310.
- [16] 吴薇. 机载电子设备的散热设计[J]. 压电与声光, 2008(02): 228-229.

风道结构对自提冷冻冷藏柜热性能的影响研究

杨 洋, 张忠斌

(南京师范大学能源与机械工程学院, 南京 210016)

[摘要] 无霜冷柜依靠风机催动内部气流强制循环来实现柜内的冷却, 通过优化风道结构可显著改善其热环境。本文借助 CFD 仿真软件将冷柜内部温度场及气流组织等结果可视化, 探究风道结构对柜内热环境的影响规律。通过改变风机位置、风道宽度及风道倾角建立多个模型进行对比, 筛选出最优的结构模型。研究结果表明: 风机垂直于地面放置, 风道宽度为 8cm、倾角为 1.8° 的冷柜内部热环境最为理想。本文进一步地将样机的实测数据与模拟结果进行了对比, 验证了模拟结果的可靠性。本工作可为类似用途冷冻冷藏柜提供设计和优化参考。

[关键词] 自提冷冻冷藏柜 风机位置 风道宽度 风道倾角 热性能

0 引言

伴随着我国经济的快速发展, 人民的生活品质日益提高, 新鲜卫生的冷冻冷藏食品占居民食品消费的比例逐年上升^[1]。据统计, 近年来我国肉类制品鲜冷比例总体保持不断增长的态势, 目前稳定在 50% 左右^[2]。与此同时, 电商的兴起促进了人们消费方式的转变, 年轻一代对于网购的方式格外青睐^[3]。众所周知, 生鲜等易腐产品对贮存条件的要求较高, 必须要有成熟的供应链体系对其品质进行保障^[4]。经过多年发展, 我国果蔬、肉类、水产品等的冷链流通率已经达到较高水平, 然而损耗率同样不容小视。2018 年我国果蔬冷链损耗率约为 30%, 而美国的损耗率仅为 2-3%, 其他发达国家也只有 5% 左右^[5]。尽管这里面有饮食习惯等方面差异的因素, 但可以看出我国冷链行业仍有较大上行空间。

作为冷链系统的末端环节, 自提冷冻冷藏柜的出现解决了生鲜、蔬果等配送“最后一公里”的难题^[6], 其运营方式类似于快递自提柜, 缩短了配送员的等待时间, 一定程度上减少了运输过程的损耗, 从而提高了配送效率。与传统家用或超市用冷柜相比, 自提冷冻冷藏柜一般设置在户外, 其运行环境更为恶劣。因而内部温度均匀性较差和耗能高是食品自提柜面临的主要技术难题。温度、湿度、风速和冷冻速度等是生鲜食品品质的主要影响因素, 温湿度等分布不均匀会导致微生物的滋生, 进而造成食品的腐败变质, 因此保持冷柜内部的流场、温度场分布均匀至关重要^[7-8]。

迄今为止, 国内外学者采用了多种方法对冷柜做了大量的研究工作。在模拟方面, 主要借助 CFD 软

件的便利性进行冷柜的优化设计, 提高其使用性能; 在实测方面, 主要是制作样机对内部各项参数进行测量或对性能进行测试, 分析改善其不合理因素。还有的学者开发了冷柜的相关软件, 允许工程师在该平台下进行不同类型冷柜的仿真研究, 从而以较短的研发周期设计开发出适合不同用户需求的冷柜产品。从目前阅读的文献来看, 针对冷柜开展研究的目的主要包含内部气流组织和温度场的优化、减少冷柜运行能耗以及减少对环境的影响等。然而, 现阶段的研究工作仍存在如下不足: (1) 目前的研究对象主要为商用或家用小型冷柜, 对于户外自提冷冻冷藏柜这种新型制冷设备的研究还较少提及; (2) 对于风道结构进行组合建模分析还有待研究。针对上述不足, 本文以北洋冷链设备公司生产的某型号户外自提冷柜为研究对象, 综合考虑风道结构对柜内气流组织及温度场等的影响, 建立多组模型进行对比分析, 得到了贮藏环境最佳的优化结构。

1 模型建立

1.1 物理模型

本文所研究的某型号户外自提冷冻冷藏柜, 图 1 即为其外观示意图。柜体围护结构选用绝热材料硬质聚氨酯, 其规格参数为 370cm(长) × 75cm(宽) × 207cm(高)。该冷柜的内部划分为冷藏区和冷冻区, 分别位于显示器两侧, 每列柜各有四层储物空间。两侧冷柜的规格尺寸及制冷原理均相同, 为便于研究分析, 先取冷藏区一列柜作为研究对象。摒除无关紧要的结构, 将模型进行简化。具体的: 模型尺寸为 60cm(长) × 40cm(宽) × 198cm(高), 每层层高 42cm, 风机直径为 22cm。

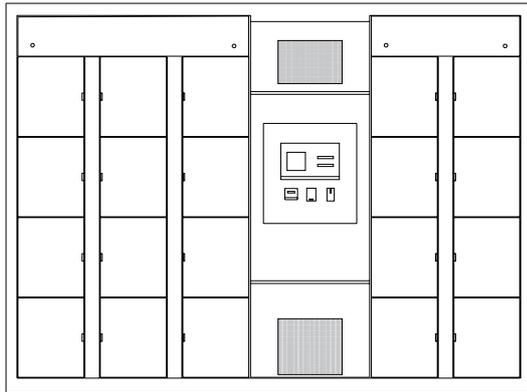


图1 自提冷冻冷藏柜外形示意

该自提冷冻冷藏柜采用上送上回的送回风方式，冷风机位于柜体顶部，蒸发器放置于风机出风侧。冷气流自蒸发器出来后沿背部风道向下流动，对各层储物格进行冷却，再从上部轴流风机回到空气处理区，回风与蒸发器进行热量交换再次送入柜内，如此不断循环。其结构模型及流动示意图如图2所示。

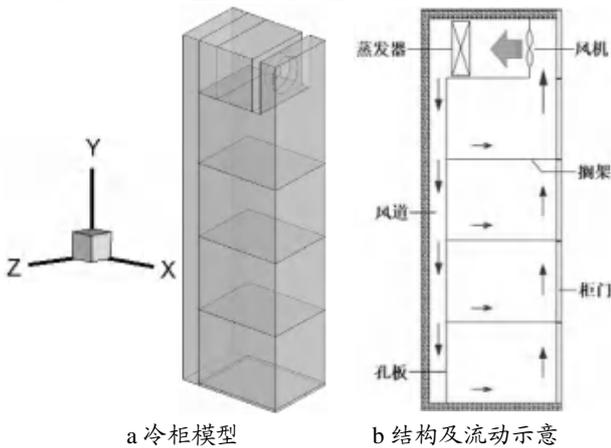


图2 冷柜模型结构及流场示意

1.2 数学模型

本文采用标准的三维湍流模型，为便于研究，现做出如下假设^[9-10]：冷柜内部换热视为稳态换热过程；忽略柜内的相变，将柜内气体视为不可压缩、常物性、稳态流动的牛顿流体；气流在内壁面上的流动属于无滑移边界条件；满足 Boussinesq 假设，即忽略流体中的粘性耗散。数值模拟所采用的具体控制方程如下：

(1) 连续性方程

对于不可压缩均质流体，密度为常数，有

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

式中 u_i 为 i 方向上的速度。

(2) 动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{i,j}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \tag{2}$$

式中 t 为时间； ρ 为流体密度； u_j 为 j 方向的速度； p 为静压； τ_{ij} 为应力张量； ρg_i 为 i 方向的体积力； g_i 为 i 方向的自由落体加速度； F_i 为由热源、污染源等引起的源项，本文取 0。

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \tag{3}$$

式中 μ 为动力粘度；当 $i=j$ 时， $\delta_{ij}=1$ ，当 $i \neq j$ 时， $\delta_{ij}=0$ ；式(3)中右侧第二项是体积扩散影响值。

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j(\tau_{ij})_{rff} \right] + S_h \tag{4}$$

式中 E 为流体微团的总能， $E=h-p/\rho + u_i^2/2$ ，其中 h 为比焓； $k_{eff}=k+kt$ ，其中 k 为分子运动产生的导热系数， k_t 为湍流热传导系数； h_j 为组分 j 的比焓；式(4)右侧第一项括号里的 3 项分别为导热项、组分扩散项和粘性耗散项； S_h 为化学反应热和其他体积热源。

(4) 标准 $k-\epsilon$ 方程

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \tag{5}$$

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} \tag{6}$$

式(5)(6)中 K 为湍动能； ϵ 为耗散率； G_k 为由平均速度梯度引起的湍动能； G_b 为由于浮力影响引起的湍动能； Y_M 为可压缩团流脉动膨胀对总的扩散率的影响； μ_t 为湍流黏度， $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon$ ；本文模拟中， $C_{1\epsilon}=1.44$ ， $C_{2\epsilon}=1.92$ ， $C_{3\epsilon}=0.09$ ；湍流普朗特数 $\sigma_k=1.0$ ， $\sigma_\epsilon=1.3$ 。

1.3 边界条件

本文模拟边界条件主要在送风口、回风口以及送风孔板，具体设置如下：

(1) 轴流风机设置为 fan，送风温度为 0，通过输入具体的 P-Q 曲线给定流量；

(2) 将蒸发器简化为具有方向阻力的体^[11]，阻力系数根据实测选取；

(3) 搁架厚度较小，选用多孔阶跃模型 (porous-jump)，在模拟中统一不考虑其厚度，且忽略搁架的传热^[12]。

(4) 柜体采用第三类边界条件, 外部环境为 35, 总传热系数根据各壁面实际情况选取。

(5) 柜内食品包设置成固体 (solid), 按照食品冷柜标准 JB/T 7244-1994 对冷柜试验所用试验包的要求, 其中食品包的热物性参数设置按照常规瘦牛肉的物性进行设置^[13]。导热系数 $\lambda=0.39\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 密度 $\rho=1110\text{kg}/\text{m}^3$, 热容 $c_p=3700\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

2 模拟结果

2.1 风机角度对柜内热环境的影响

原始冷柜的风机所在挡板垂直于地面, 该种结构下柜内气流循环主要靠风机出风侧正压吹送, 而当风机平行地面设置时, 柜内气流受风机回风侧负压的影响更为明显。因此, 为研究风机角度对冷柜内部流场和温度场的影响, 本文保持其余结构不变, 通过改变风机与地面的夹角建立三种模型进行对比分析, 其余两种结构风机与地面夹角分别为 45° 和 0° 。

图 3 为风机角度不同的冷柜模拟结果, 可以发现

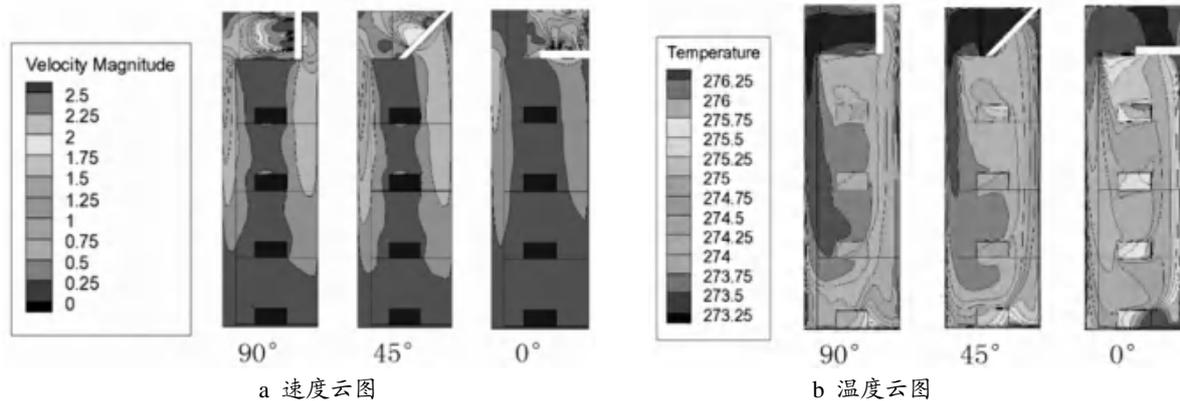


图 3 风机角度不同的冷柜模拟结果

2.2 风道结构对柜内热环境的影响

送风气流经过蒸发器降至需要的温度后进入风道, 继续向下运动的过程中向各层储物格分送风量, 因此风道结构对于冷柜内部温度场及速度场的影响不容忽视。本文进一步分析了风道宽度 Δ 及倾斜角度

对柜内热性能的影响。风道宽度选取 6cm、8cm 与 10cm, 倾斜角度选取 0° 及 1.8° , 将两项进行组合共建立 6 种模型来分析比较。具体模型设置见表 1。

表 1 不同风道结构的冷柜模型

名称	风道宽度 Δ	倾斜角度
结构 a	6cm	0°
结构 b	8cm	0°
结构 c	10cm	0°
结构 d	6cm	1.8°
结构 e	8cm	1.8°
结构 f	10cm	1.8°

改变风机角度对风机前后侧的流场影响较为直观。当风机倾斜时, 风道内流速衰减的较慢, 冷风吹送的距离最长, 此外, 风机回风侧高速区面积也延伸较长。当风机水平放置时, 出风侧的气流首先向上到达柜顶, 而后改变方向经过蒸发器向下侧风道内流动, 由于出口方向与储物格方向相反, 送风经历了两次变向, 速度衰减较大, 因而风道内气流速度相对其他结构也明显偏低, 各层储物格内流速多在 $0.25\text{m}/\text{s}$ 以下。该种结构下气流循环受风机回风侧负压的影响也更为明显。

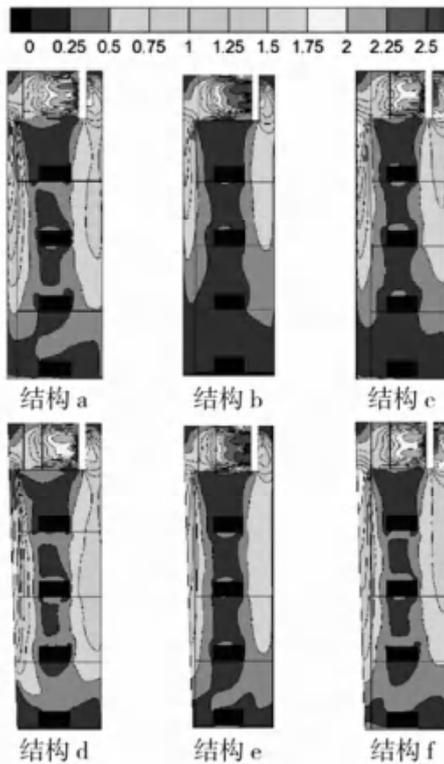
对比温度云图, 可以发现风机水平放置时柜内贮藏条件最不理想, 除上下两层负载及靠柜门侧区域出现较大面积热区外, 各层储物格内均温也明显高于其余两种结构。风机垂直及倾斜 45° 放置的两种结构冷柜内部温度场较为相似, 但风机倾斜的冷柜底层负载及风机回风侧附近出现局部热点。因此, 本文优选风机垂直于地面的冷柜结构。

图 4 为不同风道结构的冷柜模拟结果, 可以发现, 当风道宽度较小时, 气流在刚进入风道口时由于流通面积急剧减小导致风压增大, 因此表现在速度云图中结构 a 和结构 d 的风道口附近流速较高。此外, 气流在狭窄的风道内流动时速度衰减减缓, 使得底层储物格的平均流速相较于其他结构也更高。随着风道宽度增加, 风道内气流衰减变大, 平均速度也跟着降低。纵向对比速度云图, 可以进一步发现通过改变风道倾角同样会对风道内气流衰减速度产生影响: 当风道自上而下逐渐变窄时, 底层储物格的流场同样得到改善。此外还可以观察到回风区域流速相对增加, 而这种变化对于风道宽度为 10cm 的结构更为明显。

从温度云图中可以发现风道宽度为 10cm 时柜内均温要明显低于其他结构, 存在着较大面积低温区

域,而当风道宽度减小时低温区面积也跟着缩减,柜内均温整体呈升高趋势。此外,当风道宽度相同时,通过增加风道倾角也可降低柜内整体温度。这种现象在风道宽度为6cm及8cm时表现更为明显,而当风道宽度为10cm时,这种变化趋势相对较小。

速度云图



温度云图

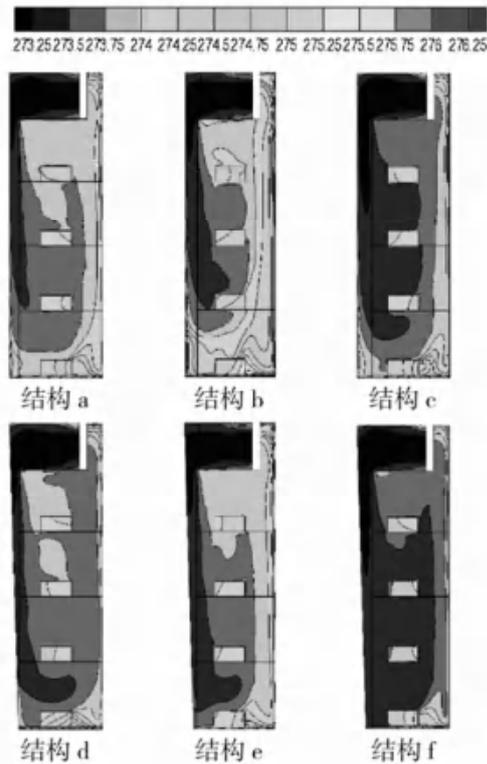


图4 不同风道结构的冷柜模拟结果

3 试验验证

3.1 测试方案

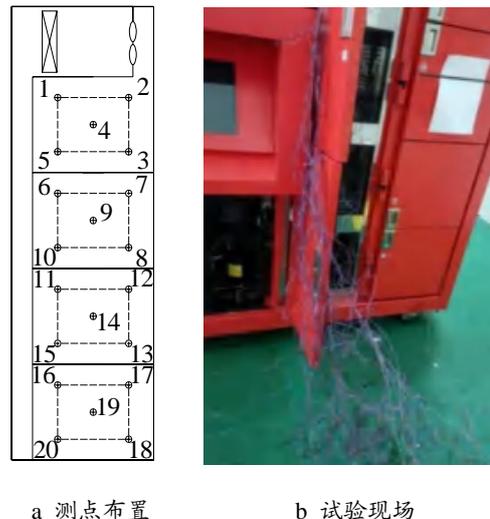
为进一步验证数值模拟结果的可靠性,本文对该自提冷冻冷藏柜的冷藏区进行了实测工作。实测在自提冷冻冷藏柜全性能测试间进行,测量内容包括冷柜内部的温度及风速。每层储物格内布置5个测点(中心布置1个,两侧上下分别对称布置4个),共计20个测点。温度测量采用热电偶,风速测量采用热线风速仪。测点布置及试验现场图如图5所示。

3.2 测试结果

试验结果与模拟数值对比如图6所示,可以看出实测数据与模拟值整体吻合情况较好。冷冻区温度的实测值与模拟值平均相对误差为16.6%;速度实测与模拟值平均相对误差为18.4%。实测结果均在可接受范围内,据此可证明本文的模型建立是正确的,模拟

综合对比6种结构模拟结果,可以发现结构f改善了冷柜底层流速较低冷却效果不佳的状况,整体温度场也最为合理,各层负载附近均没有较大热点出现。因此,本文推荐该种结构,即风道宽度为10cm,倾斜角度为 1.8° 。

结果具有可信性且具有实际参考意义。



a 测点布置

b 试验现场

图5 自提冷冻冷藏柜测点布置及试验现场图

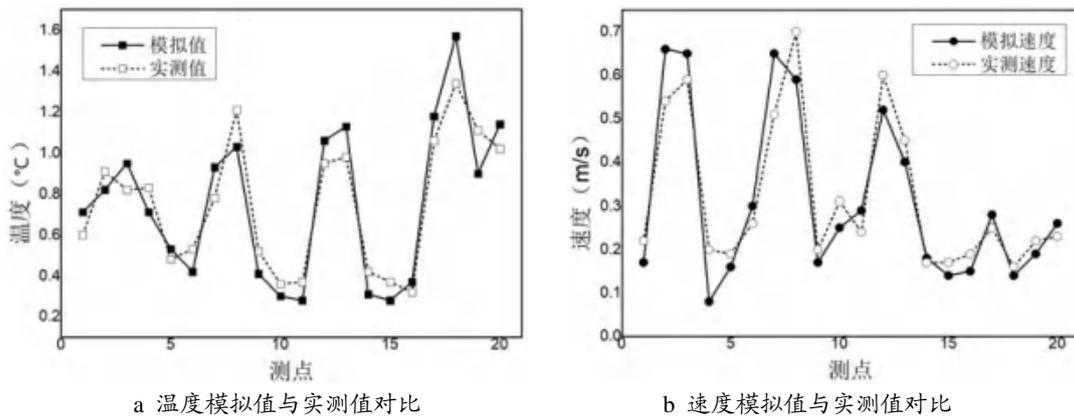


图6 模拟值与实测值对比

4 结语

冷柜内部热环境的影响因素众多,风道结构的改变可有效改善其内部气流组织及温度场。本文以某自提冷冻冷藏柜为研究对象,借助 CFD 模拟软件并与实测相结合,探究了风道结构对柜内热环境的影响规律,得出的主要结论如下:

1) 风机是柜内冷气流循环的主要动力,其布置方式对柜内热环境影响较大。当风机与地面垂直时内部贮藏环境最为理想,平均温度远小于其余两种结构,负载及门板附近也无局部热点出现,因此本文推荐该种风机布置方式;

2) 风道作为向各层储物格分送冷量的重要结构,减小其宽度可显著提高风道入口风速,而增加风道倾角可提高底层储物格流速,当风道宽度为 10cm、倾角为 1.8° 时冷柜内部热性能最佳;

3) 本文从冷柜结构的三个维度进行了深入研究分析,后续研究中还可以综合考虑送回风方式、工况等其他因素对冷柜热性能的影响;此外,可不仅仅针对于负载所在截面进行剖析,以期获得更加完整的柜内整体热环境描述。

参考文献

[1] 刘兴艳, 陈安均, 蒲彪. 国内外冷冻冷藏预制食品产业现状及发展前景[J]. 食品科学, 2011, 32(15):323-328
 [2] 中国产业信息网. 2017 年中国制冷设备行业需求及供给现状分析[R/OL] [2017-09-22] <http://www.chyxx.com/industry/201709/557061.html>
 [3] 曾响铃.超市守店等死,还是抓住社区电商这根救命稻草?[J].商周刊, 2016(7)
 [4] 孙晓梅. 生鲜农产品供应链绩效评价研究[D]. 大连海事大学, 2012

[5] 尚海涛,凌建刚,朱麟,等.果蔬预冷与我国冷链物流的发展[J].农产品加工·创新,2013,(2):52-56
 [6] 徐冠依,姚喻晨,张忠斌,等.自提冷冻冷藏柜研究现状及展望[J].南京师范大学学报(工程技术版),2017(3):44-50
 [7] N.J. Smale, J. Moureh, G. Cortella. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications[J]. International Journal of Refrigeration, 29 (2006), 911-930
 [8] J.M.Belman-Flores,A.Gallegos-Muñoz.Analysis of the flow and temperature distribution inside the compartment of a small refrigerator[J].Applied Thermal Engineering, 2016(8):743-752
 [9] 刘九五,连之伟,王月梅.CFD 在暖通空调系统中的应用现状与发展[J].建筑热能通风空调, 2010,29(6):1-6
 [10] Sokolov A, Strehl R, Turek S.Numerical simulation of chemotaxis models on stationary surfaces[J]. Discrete and Continuous Dynamical Systems-Series B,2013,10(10):2689-2704
 [11] Rossetti A, Minetto S, Marinetti S. A simplified thermal CFD approach to fins and tube heat exchanger: Application to maldistributed airflow on an open display cabinet[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 57:208-215
 [12] 丁国良,Oell,LR.冰箱箱内空气温度场与流场的优化研究[J].制冷学报, 1998(1):22-27
 [13] JB/T 7244-1994 食品冷柜[S].北京:机械科学研究院,1994

惯性力对螺旋管内超临界 CO₂ 冷却传热影响研究

官万延, 陈玮玮, 庞义旭, 鹿世化

(南京师范大学能源与机械工程学院, 南京 210023)

[摘要] 螺旋管结构紧凑、换热效率高, 在 CO₂ 气体冷却器中应用广泛。超临界 CO₂ 热物性变化剧烈, 其在螺旋管内的传热特性异常复杂。为了研究惯性力对螺旋管内超临界 CO₂ 冷却传热影响研究, 本文在数值模拟过程中设置不同大小及方向的体积力, 结果发现: 螺旋管内超临界 CO₂ 传热系数沿流动方向呈近似抛物线分布; z 轴方向上惯性加速度越大, 传热系数峰值越高, 出现峰值的流动转角越大; y 轴方向上设置惯性加速度时, 传热系数出现类似正弦周期性剧烈波动, 惯性加速度越大, 传热系数峰值与谷值越高, 振幅越大; 当 z 轴和 y 轴方向上同时设置惯性加速度时, 传热系数同样出现类似正弦周期性剧烈波动, 振幅减弱, 波峰减小, 波谷与中心值增大, 传热得到强化。

[关键词] 惯性加速度; 螺旋管; 超临界 CO₂; 传热系数

0 前言

二氧化碳是自然界天然存在的物质, 它的臭氧层破坏潜能(ODP)为零, 温室效应潜能极小(GWP=1), 具有良好的传热性质, 较低的流动阻力及较大的单位容积制冷量, 因此重新在制冷领域获得青睐。但 CO₂ 的临界温度较低, 当外界气温较高时, 采用蒸气压缩式制冷循环的效率太低, 此时通常采用跨临界制冷循环。超临界条件下 CO₂ 的热物性参数随温度和压力剧烈变化, 传热过程异常复杂, 因此, 研究 CO₂ 在超临界压力下的传热规律对跨临界制冷循环系统的设计尤为重要。现有的研究主要集中于超临界 CO₂ 在直管中的传热机理, 而螺旋管中相对较少。螺旋管作为一种高效的换热管, 结构紧凑、换热效率高、单位空间利用率大, 在能源、动力及空调制冷等领域得到了广泛的应用^[1-3]。

螺旋管中超临界 CO₂ 的传热研究分为加热工况和冷却工况两种, 其中加热工况多用于动力工程, 而冷却工况常见于空调制冷领域。Bai 等^[4]基于 RNG k- ω 湍流模型对非常规重力场加热工况下的超临界 CO₂ 的传热机理进行了模拟, 得出了超临界 CO₂ 在超重力、微重力和零重力下浮升力和离心力相互耦合作用的传热特性, 最后给出了螺旋管中超临界 CO₂ 在 0-6g 重力加速度作用下的传热关联式。顾睿和余南阳^[5]在等壁温加热条件下, 采用 RNG k- ϵ 湍流模型对超临界 CO₂ 在螺旋管内的传热进行了数值模拟, 得出了

超临界 CO₂ 在螺旋管内换热过程中的温度、流速、密度和传热系数的分布和变化规律。王开正等^[1]、Zhang 等^[6-8]、Liu 等^[9]采用 SST k- ω 湍流模型对加热工况下螺旋管中超临界 CO₂ 的对流传热特性进行了数值模拟, 分析了浮升力、径向力和流动加速的混合作用对传热的影响, 提出了螺旋管中超临界 CO₂ 的传热计算准则关联式。国内外关于超临界 CO₂ 在螺旋管中的冷却传热研究相对少见。Xu 等^[3, 10-13]从实验研究和数值模拟两个方面对水平螺旋管中超临界 CO₂ 的传热特性与机理、传热影响因素、传热准则关联式以及传热过程的焓分析等进行了详细的研究, 认为浮升力、离心力和热物性参数变化的耦合作用导致了流动和传热相关参数在管道截面上的特殊分布。Yang^[14]采用 RNG k- ϵ 湍流模型对超临界 CO₂ 在水平螺旋管内的传热和压降特性进行了数值模拟, 结果显示由于二次流的缘故, 螺旋管中的传热系数和压降比在直管中要大, 得出了工况参数对传热和压降的影响关系以及传热系数的准则关联式。

现有超临界 CO₂ 在螺旋管中的传热研究主要针对加热工况, 冷却工况的研究相对较少, 并且多数研究都是在常重力下进行的。本文基于可压缩流体的连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程以及 SSTk- ω 湍流模型并考虑热物性参数剧变的影响, 对存在惯性力作用的均匀热流密度冷却竖直螺旋管内超临界 CO₂ 的流场和温度场进行求解, 得出了存在不同大小及方向惯性力时超临界 CO₂ 沿流动方向的传热分布。本文的研究结论可为存在惯性力作用的竖直布置螺旋管式气体冷却器的优化与设计提供理论参考。

1 数值模拟及结果验证

基金项目: 江苏省自然科学基金项目(BK20180732)、中国博士后科学基金项目(2018M632332)、江苏省高等学校自然科学研究项目(18KJB470017)

1.1 控制方程

对于超临界压力下管内的湍流流动,由于流场的脉动性非常强,速度和温度的变化具有一定的随机性,且超临界流体热物性参数剧变带来的浮升力和流动加速效应使得超临界湍流传热显得更为复杂。因此,本文采用三维可压缩的守恒方程作为超临界压力下管内湍流流动与传热的控制方程,稳态情况下其张量形式具体如下:

$$\text{连续方程: } \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

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

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_j h)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial h}{\partial x_j} - \rho u_j h \right) + S_T \quad (3)$$

上式中, i, j 为张量指标, 取 1, 2, 3 时, 分别代表 x, y, z 三个方向; u 为速度矢量, m/s ; ρ 为密度, kg/m^3 ; c_p 为比热容, $J/(kg \cdot K)$; h 为焓, J/kg ; μ 为动力粘度, $Pa \cdot s$; λ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$; f 为单位质量力, m/s^2 ; S_T 为粘性耗散项, W/m^3 。

1.2 网格划分

本文采用的螺旋管物理模型及其网格划分如图 1 所示。螺旋管竖直布置, 其几何尺寸: 内径为 9 mm, 管长为 5338 mm, 节距为 32 mm, 绕径为 283 mm^[2]。网格划分时采用结构化六面体网格, 轴向为均匀网格, 径向为非均匀网格且越靠近壁面网格尺寸越小, 其中管截面网格采用“钱币画法”可以解决中心网格扭曲率太大的问题。

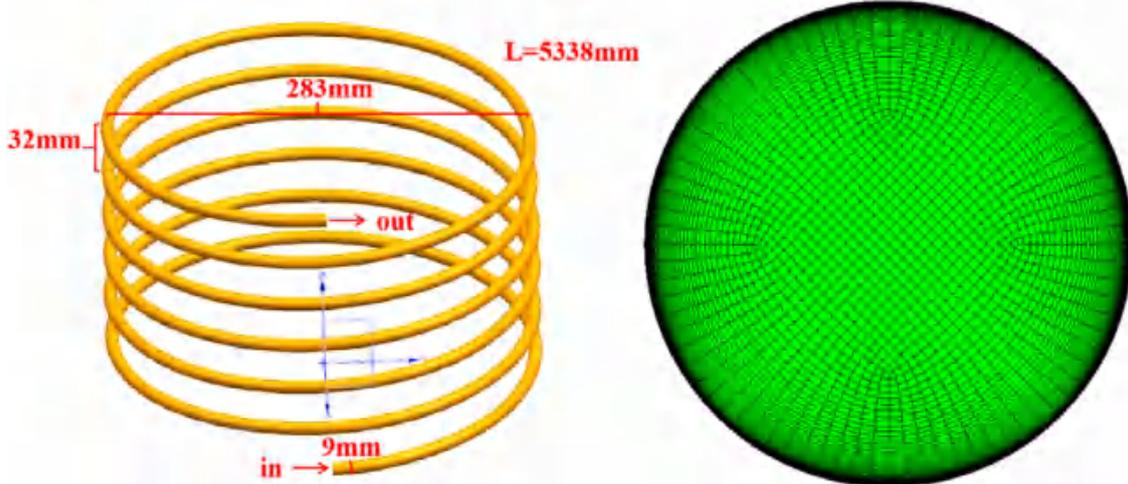


图 1 螺旋管物理模型及网格划分

1.3 模型验证

为了验证模型的准确性, 需要进行网格无关性和计算结果的验证。本文创建了三种不同类型的结构化网格, 其径向、周向、轴向以及网格总数分布分别为: Case 1 (18×60×400, 404609), Case 2 (25×80×400, 739444) 以及 Case 3 (31×100×400, 1174529)。数值模拟详细实施过程如表 1 所示, 将三种网格的计算结果与文献[2]的实验结果进行对比, 如图 2 所示, 计算结果与文献[2]的实验结果基本吻合。同时还可以发现, 当网格加密至 Case 2 和 Case 3 时, 计算结果比较接近, 这表明 Case 2 既满足网格无关性要求, 又具有足够的计算精度, 因此本文后续分析都基于 Case 2 所示网格划分办法。

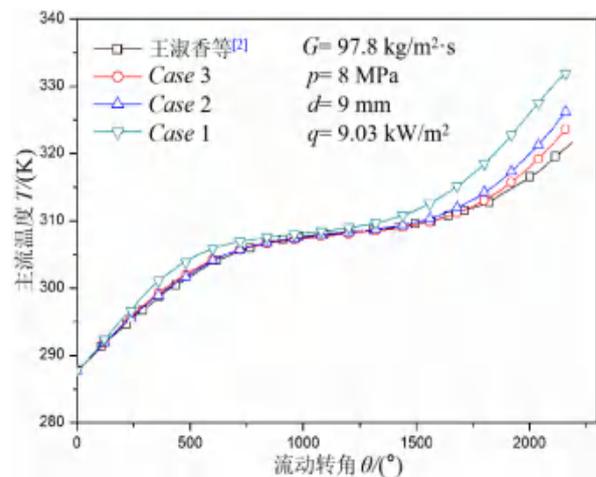


图 2 网格无关性验证

表1 数值模拟实施过程

步骤	详细实施过程
湍流模型	湍流模型采用 SSTk- ω 模型;考虑近壁面低雷诺数影响,勾选 Low-Re Correction 项;考虑粘性耗散效应带来的流体温度变化,勾选 Viscous Heating 项;对流动进行曲率修正,勾选 Curvature Correction 项。湍流 Pr 数采用 Mohseni-Bazargan[15]的适用于超临界压力环境的关系式。
物性参数	基于 NIST REFPROP 软件数据库获取超临界 CO ₂ 物性参数,通过分段线性插值在 Fluent 中自定义 CO ₂ 热物性,插值点数 50。利用 Fluent 软件的 Journal 文件进行代码编程,对 50 组物性参数进行自动输入: /define materials change-create supercritical_co2 supercritical_co2 yes piecewise-linear 50 T1p1T2p2 ... T49p49T50p50 yes piecewise-linear 50 T1cp1T2cp2 ... T49cp49T50cp50 yes piecewise-linear 50 T1 λ 1T2 λ 2 ... T49cp49T50 λ 50 yes piecewise-linear 50 T1 μ 1T2 μ 2 ... T49 μ 49T50 μ 50
边界条件	入口条件: mass-flow-inlet, 恒定温度和恒定质量流速;出口条件: pressure-outlet, 恒定表压和恒定出口温度;壁面条件: Stationary Wall 和 No Slip, 恒定热流密度。操作条件: Operating Conditions, 设置 z 或 y 方向重力加速度, 以入口流体参数定义相关操作参数。
求解方法	采用基于压力的双精度求解器, 压力与速度耦合采用 SMPPLIC 算法, 动量、能力、湍动能及比耗散率方程采用二阶迎风格式。
收敛准则	连续性、动量、湍动能及比耗散率方程的收敛残差设为 10 ⁻⁴ , 能量方程的收敛残差设为 10 ⁻⁶ 。当残差曲线不发生明显变化, 判断计算收敛。

2 结果分析与讨论

一般来说,对于受惯性力作用的螺旋管式气体冷却器,管内径、工质的入口压力和入口温度都为已知参数或在很小的范围内变动,流体的受力变化会在管道不同区域形成不同的传热效果。假定螺旋管道处于惯性力作用下,此时管道中的流体受到不同大小及方向的惯性加速度作用,通过数值模拟来获取不同大小及方向上的惯性加速度对超临界 CO₂ 局部传热系数的影响,分析其变化规律。

2.1 z 轴方向上惯性加速度变化的影响

图 3 为 z 轴方向上惯性加速度变化时超临界 CO₂ 在螺旋管道内的主流温度和局部传热系数随流动转

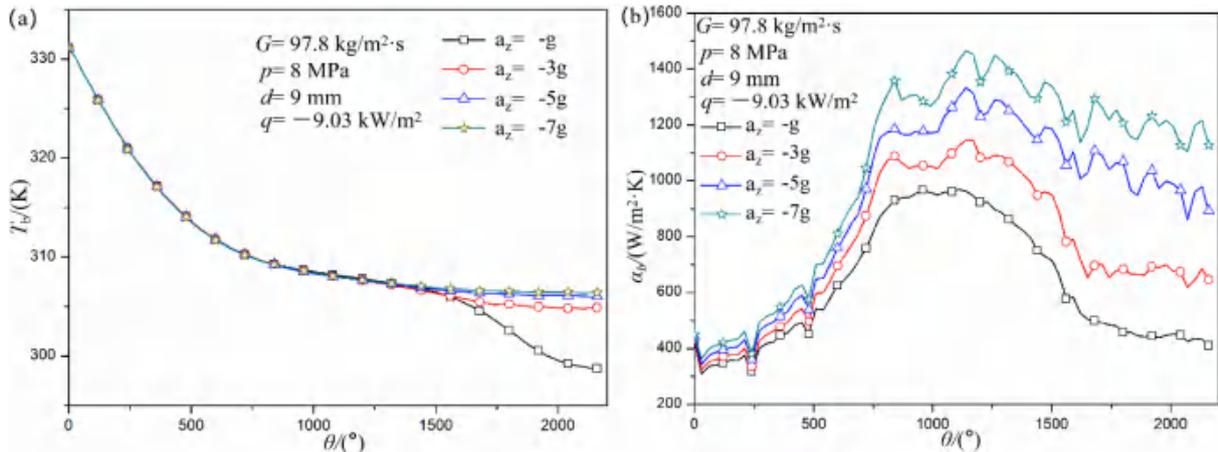


图3 z 轴方向上惯性加速度变化时主流温度 T_b 与传热系数 α 随流动转角 θ 的变化曲线

2.2 y 轴方向上惯性加速度变化的影响

图 4 为 y 轴方向上惯性加速度变化时超临界 CO₂ 在螺旋管道内的主流温度和局部传热系数随流动转角的变化关系。由图 4 (a) 可知,主流温度 T_b 随流动转角的增大逐渐减小,可以发现由于管道长度的影响流动转角对应的入口附近 T_b 的变化率较大,直到出口附近 T_b 的变化都较为平缓, T_b 未在出口附近出

角的变化关系。由图 3 (a)可知,主流温度 T_b 随流动转角的增大逐渐减小,且流动转角对应的入口附近和出口附近 T_b 的变化率较大,而中间对应的拟临界区域 T_b 的变化较为平缓,z 轴方向上惯性加速度变大时,该平缓区域逐渐向出口延伸。由图 4 (b)可知,传热系数 α 随流动转角的增大而增大,在拟临界区域达到峰值,然后逐渐减小,总体呈现出近似抛物线分布,z 轴方向上惯性加速度越大,传热系数 α 在拟临界区域达到的峰值越高。由于浮升力和离心力作用强化了热质交换速率,在拟临界区域流体热物性变化十分剧烈,使得管流截面冷热流体掺混得到显著强化,而 z 轴方向上惯性力的增大会进一步放大这种效果。

现较大的变化,且 y 轴方向上惯性加速度越大,平缓区域的出现也越靠近入口附近。图 4 (b) 可知,传热系数 α 随流动转角的增大出现了频繁的波动,并且 y 轴方向上惯性加速度越大,传热系数 α 的波动幅度越大。总体上依旧呈现出一个先增大后减小的抛物线趋势。这是由于 y 轴方向上的惯性加速度对管内流体的作用效果呈现周期性的变化,y 轴方向上的惯性加

速度对流体流动的施力角度不断变化,当惯性加速度与流体流动方向夹角小于 90°时传热系数增大,惯性加速度与流体流动方向夹角大于 90°时传热系数减小,形成如图 4 (b) 传热系数波动幅度不同的类正弦周期性波动。

2.3 z 轴 y 轴方向上惯性加速度共同变化的影响

图 5 为 z 轴 y 轴方向上同时存在惯性加速度,并且共同发生变化时超临界 CO₂ 在螺旋管内的主流温度和局部传热系数随流动转角的变化关系。由图 5 (a)

可知,主流温度 T_b 随流动转角的增大逐渐减小,同样可以发现入口附近和出口附近 T_b 的变化率较大,出口处的 T_b 未出现较大的变化。且 z 轴 y 轴方向上惯性加速度越大,平缓区域的出现也越靠近入口附近。由图 5 (b) 可知,与仅在 y 轴上施加惯性加速度相比,同时在 z 轴 y 轴上施加惯性加速度时产生的传热系数类正弦周期性波动幅度减弱,同一流动角度区域的传热系数 α 波动峰值低于前者,谷值高于前者,中心值高于前者。

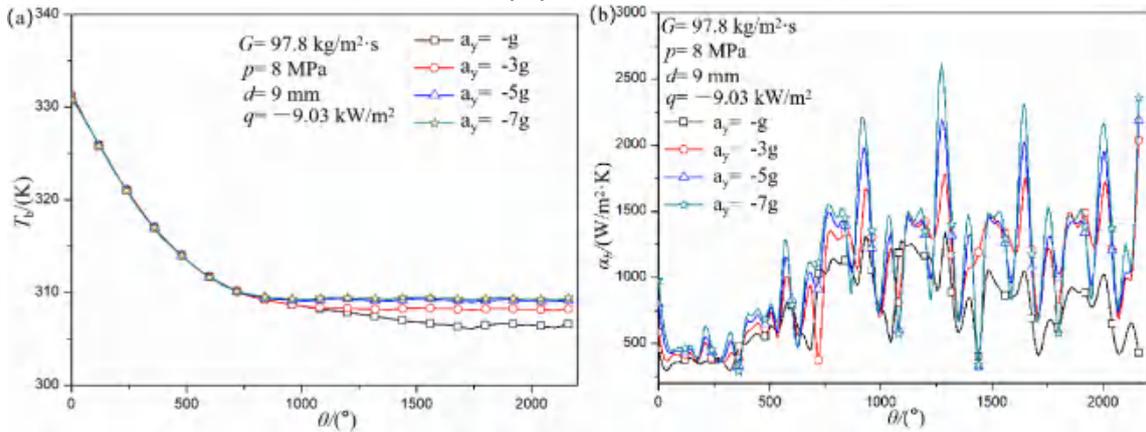


图 4 y 轴方向上惯性加速度变化时主流温度 T_b 与传热系数 α 随流动转角 θ 的变化曲线

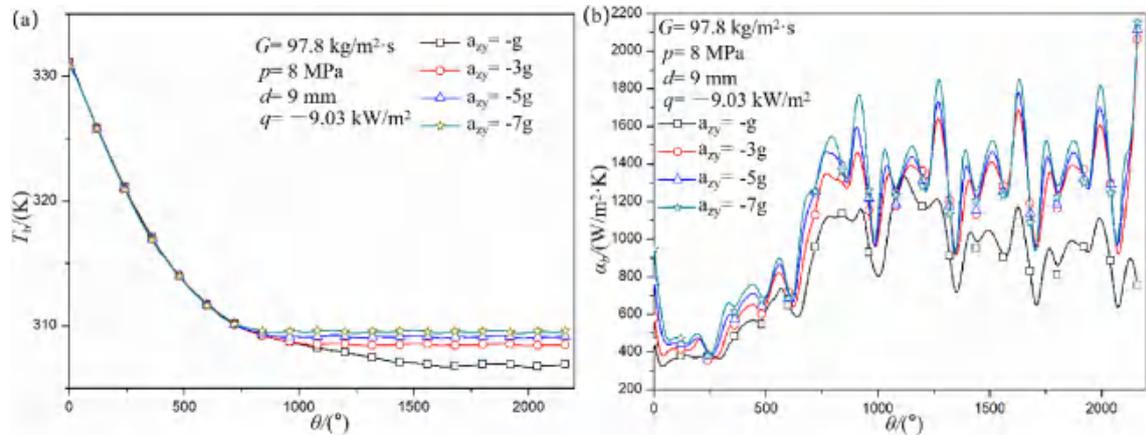


图 5 z 轴 y 轴方向上惯性加速度共同变化时主流温度 T_b 与传热系数 α 随流动转角 θ 的变化曲线

3 结论

本文基于可压缩流体的守恒方程组和 SSTk- ϵ 湍流模型对竖直螺旋管内惯性加速度大小及方向改变时超临界 CO₂ 的冷却传热特性进行研究,得出以下结论:

(1) 螺旋管内超临界 CO₂ 传热系数沿流动方向呈近似抛物线分布, z 轴方向上惯性加速度越大,传热系数峰值越高,出现峰值的流动转角越大。

(2) y 轴方向上提供惯性加速度时,出现类正弦周期性剧烈波动,惯性加速度越大,传热系数波动的峰

值与谷值都越高,振幅越大。

(3) z 轴 y 轴方向上同时提供惯性加速度并共同变化时,出现与 y 轴单方向提供力相同的类正弦周期性剧烈波动,但对应流动角度区域振幅减弱,波峰减小,波谷与中心值增大。

参考文献

[1] 王开正, 徐肖肖, 刘朝, 等. 超临界 CO₂ 在螺旋管中换热特性的数值模拟[J]. 太阳能学报, 2017, 38(4): 1102-1108.
 [2] 王淑香, 张伟, 牛志愿, 等. 超临界压力下 CO₂ 在

- 螺旋管内的混合对流换热[J]. 化工学报, 2013, 64(11): 3917-3926.
- [3] 徐肖肖, 吴杨杨, 刘朝, 等. 水平螺旋管内超临界 CO₂ 冷却换热的数值模拟[J]. 物理学报, 2015, 64(5): 054401(1-7).
- [4] Bai Wanjin, Zhang Shijie, Li Hongrui, et al. Effects of abnormal gravity on heat transfer of supercritical CO₂ in heated helically coiled tube [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 159: 113833.
- [5] 顾骞, 余南阳. 等壁温下超临界 CO₂ 于螺旋管内对流换热的数值模拟[J]. 制冷与空调, 2017, 31(6): 576-581.
- [6] Zhang Shijie, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. Experimental and numerical comparison of the heat transfer behaviors and buoyancy effects of supercritical CO₂ in various heating tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 149: 119074.
- [7] Zhang Shijie, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. The buoyancy force and flow acceleration effects of supercritical CO₂ on the turbulent heat transfer characteristics in heated vertical helically coiled tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 125: 274-289.
- [8] Zhang Shijie, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. The heat transfer of supercritical CO₂ in helically coiled tube: Trade-off between curvature and buoyancy effect [J]. Energy, 2019, 176: 765-777.
- [9] Liu Xinxin, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. Numerical study of the effect of buoyancy force and centrifugal force on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in helically coiled tube at various inclination angles [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 500-515.
- [10] Xu Xiaoxiao, Liu Chao, Dang Chaobin, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ cooled in horizontally coiled tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 67: 190-201.
- [11] Xu Xiaoxiao, Zhang Yadong, Liu Chao, et al. Experimental investigation of heat transfer of supercritical CO₂ cooled in helically coiled tubes based on exergy analysis [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 89: 177-185.
- [12] Liu Xinxin, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. The effect of geometry parameters on the heat transfer performance of supercritical CO₂ in horizontal helically coiled tube under the cooling condition [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 106: 650-661.
- [13] Wang Kaizheng, Xu Xiaoxiao, Liu Chao, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in the cooled helically coiled tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 1645-1655.
- [14] Yang Mei. Numerical study of the heat transfer to carbon dioxide in horizontal helically coiled tubes under supercritical pressure [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 685-696.
- [15] Mohseni M, Bazargan M. A new correlation for the turbulent Prandtl number in upward rounded tubes in supercritical fluid flows [J]. Journal of Heat Transfer, 2016, 138(8): 081701.

诱导送风与辐射复合空调末端夏季热工性能 仿真模型及实验测试

朱 赤, 徐国英, 张小松

(东南大学, 南京 211096)

[摘要] 本文对诱导送风与辐射复合空调系统夏季工作原理进行分析。通过简化算法, 建立复合末端传热模型, 求解稳态工况下的辐射板平均温度。分析辐射板单位面积换热量、复合末端除湿量、复合末端供冷量等热工参数。并针对该末端进行实验探究, 通过改变一次风量, 测试系统的诱导回风能力和运行性能。实验结果显示, 诱导送风与辐射复合空调末端可减少 20% 以上的风机送风量, 降低辐射板设计温度 4.5℃ 以上, 具有良好的除热除湿能力、热舒适性和节能性。

[关键词] 辐射空调; 诱导送风; 仿真模型; 热工性能

0 引言

常规对流型空调末端以空气对流的方式与室内环境进行热湿交换, 存在吹风感强、能耗高、再热浪费、空气品质低等问题。辐射空调通过辐射进行热交换, 具有热湿独立处理、均匀温度场、低吹风感、低噪, 高热舒适性, 但也存在一些问题, 主要为以下四点^[1-3]: 1. 辐射板面易结露; 2. 室内热响应慢; 3. 热湿处理能力不足; 4. 设备空间利用率低。

针对以上问题, 国内外学者展开了相关研究。Y.Z. Xia^[4]对辐射吊顶结合送风设备的综合系统进行了系统概念、传热特性、结露控制、能耗和舒适性等多方面的研究。王昊斌等^[5]建立主动式冷梁工作模型, 对诱导风量和制冷量进行分析。龚光彩等^[6]对空气载能辐射空调末端辐射传热算法进行简化, 并以实验论证。

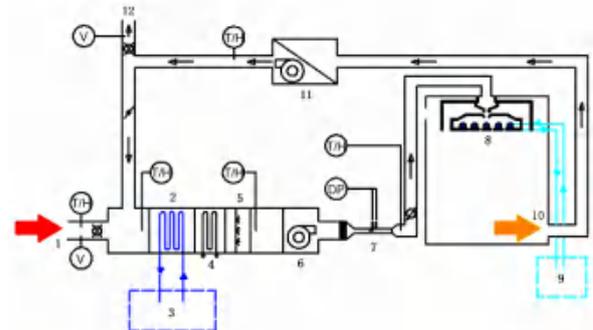
为解决现有辐射空调系统存在的诸多问题, 提升供给侧与用户侧负荷需求的匹配度, 司强^[7]提出一种诱导送风与辐射复合空调末端(下文简称复合末端), 实现辐射与送风的一体化运行。本文在简化假设的前提下, 建立复合末端的传热传质模型, 分析复合末端在夏季供冷时的诱导性能和供冷性能。对样品性能进行了实验研究, 将实验结果与理论计算进行对比, 对二者进行分析。

1 系统原理及末端结构

1.1 系统工作原理

图 1 为诱导送风与辐射复合空调系统夏季工作

原理图。采用高低温冷源对空气侧和水侧换热。一方面, 表冷器处理后的空气送入末端, 诱导室内回风混合后, 从辐射板孔口送入室内; 另一方面, 高温冷冻水流经辐射板上铺设的换热盘管, 对辐射板进行降温。通过以上“空气-水”模式的耦合运行, 由辐射换热处理大部分显热负荷, 对流换热处理少量显热负荷及全部湿负荷, 实现对室内环境的独立热湿处理。



1. 新风口 2. 表冷段 3. 低温侧冷源 4. 加热段 5. 加湿段 6. 送风机段 7. 风量测试段 8. 诱导送风与辐射复合空调末端 9. 高温侧冷源 10. 室内回风口 11. 回风机段 12. 排风口

图 1 系统工作原理图

1.2 复合末端

实验中所用复合末端结构剖面图如图 2 所示。空气送入末端后进入静压室, 从诱导喷口流出时产生负压, 诱导两侧室内回风混合后进入混合室, 在混合室中与混合室内表面、换热盘管、辐射板上表面换热, 最终经辐射板孔口送入室内。辐射板受混合风与换热盘管的综合影响, 以辐射的形式与人体、室内设备和墙体围护结构表面进行热量交换以达到供冷目的。

图 3 为复合末端样品, 辐射板面由铝合金制成,

基金项目: 国家重点研发计划项目(课题编号: 2016YFC0700303)

板面上开凿一定数量的孔隙(长度 4-6cm, 间距 2-3cm, 厚度 0.5cm 左右), 面板两侧为诱导回风口。

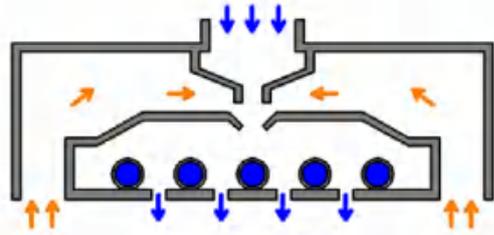


图2 复合末端结构剖面图



图3 复合末端样品

2 夏季热工性能仿真模型

2.1 辐射板表面温度

当复合末端处于稳态时, 辐射板处于与混合室内空气的对流换热、与混合室内壁的辐射换热、与板上换热盘管的导热、与室内空气的对流换热、与室内综合表面的辐射换热的平衡。

对于采用孔板送风形式的辐射板面的计算模型 ASHRAE 采用 T.C.Min 等人^[8-11]用于计算混合对流热量部分的模型:

$$h_{cf} = F_c + 2.13|t_{ia} - \bar{t}_b|^{0.31} \quad (1)$$

其中, F_c 为一阶回归修正函数, 表示强迫对流对换热产生的修正值。对于本复合末端实验装置开孔率为 3% 的辐射孔板, 孔口平均风速远小于 2m/s, 因此, F_c 可认为是 0。

辐射孔板与混合室空气对流换热:

$$q_{c,1} = h_{c,1}(1 - \mu)\Delta t_1 \quad (2)$$

式中, $h_{c,1}$ -对流换热系数, 夏季顶板供冷工况下, $h_c=2.13$; Δt_1 -室内空气与辐射孔板温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

辐射孔板与室内空气对流换热:

$$q_{c,2} = h_{c,2}(1 - \mu)\Delta t_2 \quad (3)$$

式中, $h_{c,2}$ -对流换热系数, 夏季顶板供冷工况下, $h_c=2.13$; Δt_2 -室内空气与辐射孔板的温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

考虑到稳定工况下, 混合室内换热均匀, 可认为混合室内表面温度等于混合室内风温, 辐射孔板与混合室内表面辐射换热:

$$q_{r,1} = 4.604 \cdot 10^{-8}(1 - \mu) \cdot |(\bar{t}_b + 273)^4 - (t_s + 273)^4| \quad (4)$$

辐射孔板与室内综合表面辐射换热:

$$q_{r,2} = 5.016 \cdot 10^{-8}(1 - \mu) \cdot |(\bar{t}_{z2} + 273)^4 - (\bar{t}_b + 273)^4| \quad (5)$$

式中, \bar{t}_{z2} -室内表面加权平均温度, $^{\circ}\text{C}$; \bar{t}_b -辐射板平均温度, $^{\circ}\text{C}$; μ -开孔率

铜管与板面的换热可近似看作肋片传热, 考虑高温侧冷冻水供冷量大且稳态工况时换热充分, 以肋基温度作为肋片平均温度。

铜管与辐射孔板单位长度导热换热:

$$q_{d,1} = \frac{\bar{t}_b - \bar{t}_f}{\frac{1}{\pi h_i d_i} + \frac{\delta_1}{k_1 b} + \frac{1}{2\pi k_2} \ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (6)$$

式中: \bar{t}_f -铜管内冷冻水特征温度, $^{\circ}\text{C}$; h_i -管内对流换热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$; d_i -铜管内径, m ; d_o -铜管外径, m ; δ_1 -铜管与辐射板粘合处厚度, m ; k_1 -铜管与辐射板粘合处热导率, $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$; b -粘合处宽度; k_2 -铜管热导率, $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$; v -管内冷冻水流速, m/s ; k_3 -特征温度下水热导率, $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$; ν -特征温度下水动力粘度, m^2/s

铜管与辐射孔板单位面积导热换热:

$$q_{d,2} = \frac{q_{d,1} l n}{S} \quad (7)$$

式中: l -铜管长度, m ; n -单个辐射板上铜管数; S -辐射板面积, m^2 。

联立(2)-(5), (7), 迭代解得辐射板表面平均温度。

2.2 末端热工性能

单位面积辐射换热量:

$$q_b = q_{c,2} + q_{r,2} \quad (8)$$

送风处理显热:

$$Q_a = \frac{\rho C_p V_a (1 + \varepsilon)(t_{ia} - t_s)}{3600} \quad (9)$$

式中, ε -诱导回风量与一次风量之比; V_a -总一次风量, m^3/h ; t_s -末端送风温度, $^{\circ}\text{C}$; ρ -空气密度, 取 $1.2\text{kg}/\text{m}^3$; C_p -空气定压比热容, 取 $1.01\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ 。

送风处理湿负荷(潜热负荷):

$$D_s = \frac{\rho V (1 + \varepsilon)(d_{ia} - d_s)}{1000} \quad (10)$$

$$D_t = \frac{\gamma D_s}{3600}$$

式中, d_{ia} -室内设计状态空气含湿量, g/kg ; d_s -末端孔板送风含湿量, g/kg 。 γ -水的汽化潜热, 当

大气压为 0.1Mpa 时，取 2260kJ/kg。

3 一次风量对复合末端热工性能影响

3.1 理论分析

控制低温冷冻水温度和流量不变，分析一次风量对复合末端性能的影响。选取三组高低温冷冻水温度

(13 /7 、 14 /7 、 15 /7)。高温冷冻水流量 0.7kg/s，低温冷冻水流量 0.35kg/s。调节一次总风量在 400~800 m³/h 范围变化，单个末端处于低风量运行，未达到最大诱导比的特征一次风量时，诱导比采用实验值，在 0.25~0.3 变化。

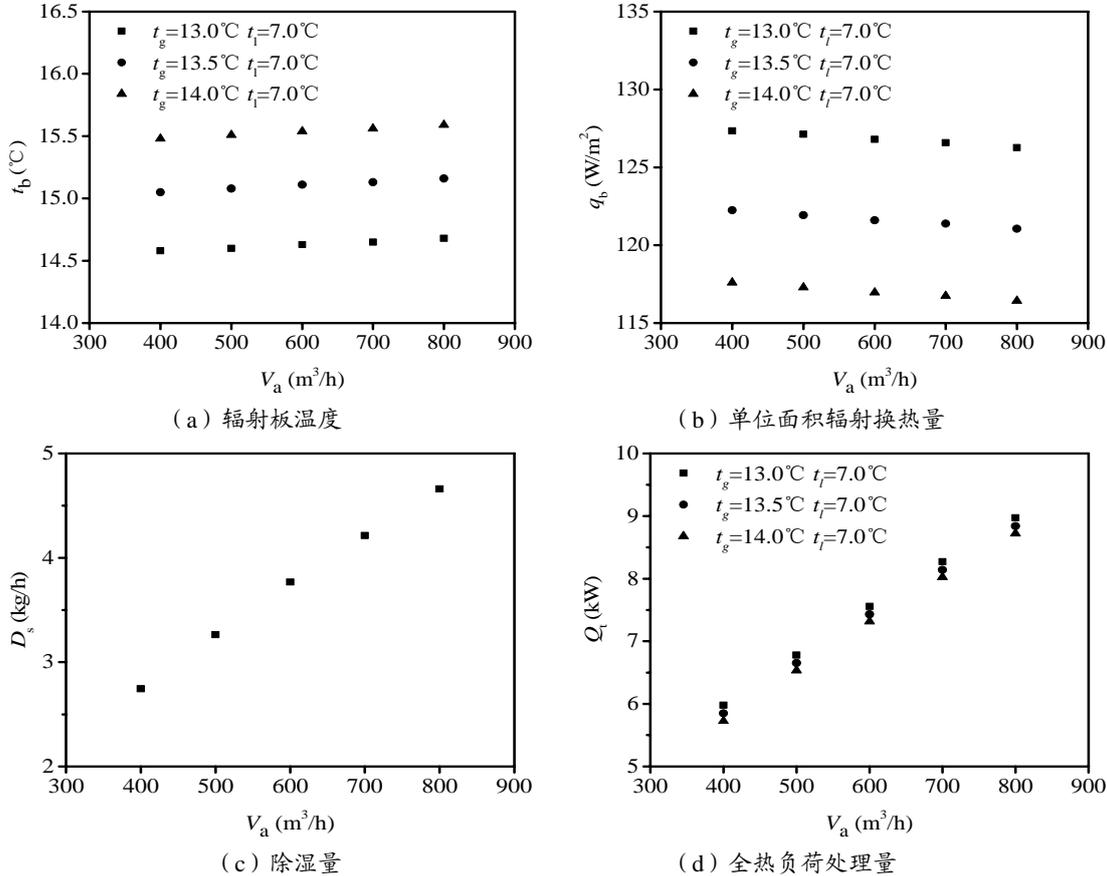


图 5 一次风量对复合末端运行性能影响

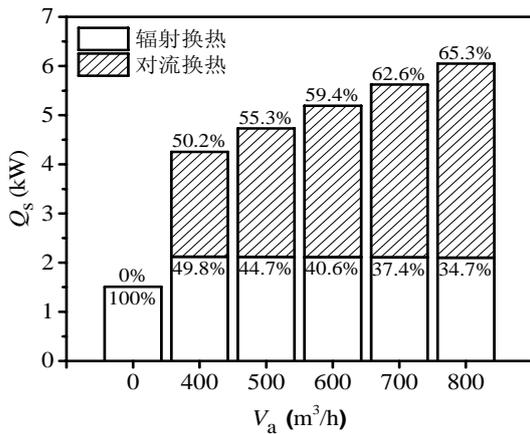
一次风量的增加引起辐射板小幅升温，单位面积辐射供冷量的降低程度也很小，远小于高温冷冻水温度对板温和辐射供冷量的影响；引起孔口送风干球温度较明显地升高， $\frac{d^2 t_s}{d^2 V_a} > 0$ ，这是由于在未达到最大诱导比的特征一次风量时，一次风量增加还会引起诱导比增大。一次风作为除湿的唯一载体，风量越大，复合末端的除湿能力越强，复合末端可实现 2.5kg/h 以上的除湿量。引入运行裕量温差参数，定义为辐射板温度与孔板送风露点温度的差值，运行裕量温差越大，防结露性能越高，但单位面积的辐射供冷能力也降低，以上工况均能保证 1.0-3.5 的运行裕量温差。

此外，一次风量的增加使复合末端向室内供冷中的对流换热量大幅度提升，是影响末端辐射/对流换热比例的重要因素，其规律如图 5-18 所示。当高/低

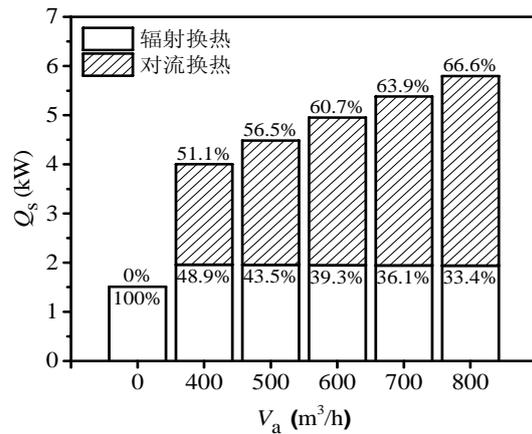
温冷冻水温度和流量确定时，随着一次风量的增大，辐射换热量基本不变，但送风供冷量增大，因此对流换热在显热负荷处理中的占比不断提升。一次风量从 400m³/h 升高到 800m³/h 时，对流换热占总显热负荷处理量的比例从 50.2% 增加到 65.3%。

3.2 实验测试

对复合末端样品进行诱导性能和预防结露性能测试，实验地点为江苏省常州市东南大学常州研究院，使用双冷源蒸发制冷机组制取高温冷冻水（14，0.7kg/s），低温冷冻水（7，0.35kg/s），调节一次总风量在 400~800 m³/h 范围变化。当天实测室外工况：31，71%；室内设计参数：27，60%。采用 4 台加热器（同时开启时功率为 4.8kw）1 台加湿器（2kg/h）模拟室内负荷。



(a) 高/低温冷冻水温: 13.0°C/7°C



(b) 高/低温冷冻水温: 14.0°C/7°C

图6 一次风量对辐射/对流比例影响

表1 一次风量对送风、防结露优化

一次风量	诱导比	减少送风量	降低露点温度
782	0.4	28%	5.4
1037	> 0.45	> 30%	5
1234			5.2
1450			4.5

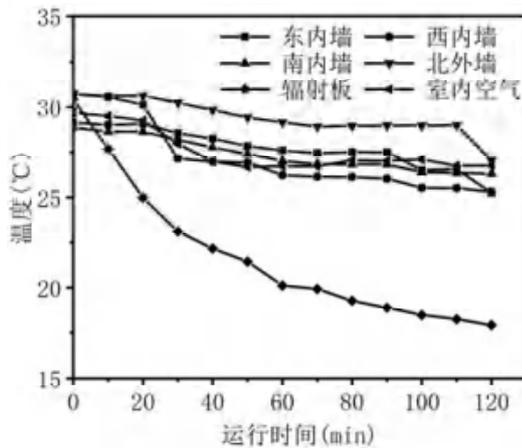


图7 复合末端运行性能(2h)

由图7可知,夏季邻接室外环境的北外墙温度最高,沿南北方向逐渐降低,室内平均空气温度在启动后30min左右降至27。室内温度环境具有墙壁附近启动慢,中心区域启动快的特点。辐射板下表面平均温度具有较快的下降趋势,稳定时可达17左右,与图5(a)相比,高于理论值2-3,这是因为在理论建模时未考虑冷冻水沿程冷量损失、肋片传热损失等情况。实际测试值与理论值误差较小,体现了模型的合理性。

当室内处于稳定工况时,测试得到室内平均空气温度约为27,相对湿度约为60%。在相同的热舒适度条件下,相比于传统对流送风空调,室内设计温

度有2的提升,体现了辐射供冷相比于送风供冷在热舒适性上的提升。

3 结论

根据对诱导送风与辐射复合空调末端夏季热工性能仿真模型的理论分析和实验对比,得出以下结论:

(1) 采用诱导送风与辐射复合空调末端在营造更好的室内热舒适性的同时,能够有效减少风机送风量20%以上,实现节能效果。

(2) 孔口送风的方式对辐射板供冷时的预防结露性能有显著提升,可降低露点温度4.5-5.4,从而实现辐射板设计温度从传统的18-20降低至15以下,单位面积供冷量可达115W/m²以上。

(3) 诱导送风与辐射复合空调末端解决了传统辐射末端供冷能力不足、与送风设备耦合度低等问题,实现辐射与送风设备的一体化,全热负荷处理量达到6kW以上,除湿量2.5kg/h以上,能够满足室内的除热除湿需求。

(4) 诱导送风与辐射复合空调末端可灵活调节一次风量,改变辐射/对流换热比例,辐射换热占比超过30%,适应不同地区、不同季节下的不同用户需求,匹配度高。

综上所述,在夏季供冷的情况下,诱导送风与辐射复合空调末端具有更高的热舒适性和节能性,一体化的设计节约了室内活动空间,具有良好的应用前景。

参考文献

[1] W.H. Chiang, C.Y. Wang, J.S. Huang, Evaluation of cooling ceiling and mechanical ventilation systems on thermal comfort using CFD study in an off

- ice for subtropical region, *Building and Environment*. 48 (2012) 113-127
- [2] D. Song, T. Kim, S. Song, S. Hwang, S.B. Leigh, Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation, *Applied Thermal Engineering* 28 (11) (2008) 1299-1311
- [3] H.D. Tang, X.H. Liu, Experimental study of dew formation on metal radiant panels, *Energy and Buildings*. 85 (2014) 515-523
- [4] Y.Z. Xia, S.A. Mumma, Ashrae. Ceiling Radiant Cooling Panels Employing Heatconducting Rails: Deriving the Governing Heat Transfer Equations, *American Society Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, Atlanta, 2006
- [5] 王昊斌, 田喆, 袁德奎等. 主动式冷梁热工性能仿真模型及实验验证[J]. *土木建筑与环境工程*, 2015, 37(6): 128-132
- [6] 龚光彩, 杨厚伟, 苏欢等. 空气载能辐射空调末端系统辐射传热简化算法研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2013, 40(12): 31-38
- [7] 司强. 辐射诱导送风一体化末端空调系统性能研究[D]. 东南大学, 2018.
- [8] T.C. Min, L.F. Schutrum, G.V. Parmelee, J.D. Vouris. Natural convection and radiation in a panel heated room[J]. *Heating Piping and Air Conditioning (HPAC)*, 1956, 5: 153-160.
- [9] J.W. Jeong, S.A. Mumma. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel[J]. *Building and Environment*, 2007, 42: 3176 - 3185.
- [10] J.W. Jeong, S.A. Mumma. Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23: 2293-2306
- [11] T.C. Min, L.F. Schutrum, G.V. Parmelee, J.D. Vouris. Natural convection and radiation in a panel heated room[J]. *Heating Piping and Air Conditioning (HPAC)*, 1956, 5: 153-160

双风道太阳墙内流动传热数值模拟分析

贾斌广, 刘芳, 王强, 张大鹏

(山东建筑大学热能工程学院, 济南 250101)

[摘要] 太阳能利用效率与太阳墙供暖效果紧密相关, 为了提升太阳墙对太阳能的利用效率, 本文提出一种双风道太阳墙。通过 CFD 软件对传统单风道太阳墙和双风道太阳墙内不同风量下集热器内空气换热特性进行数值模拟。研究表明: 随着风量的增加, 太阳墙的效率逐渐提高, 集热板的温度逐渐降低, 空气与集热板对流换热系数逐渐升高; 对比传统单风道太阳墙, 双风道太阳墙相对于单风道太阳墙瞬时集热效率提升显著, 最高可达 14.12%。

[关键词] 太阳墙; CFD; 双风道; 集热效率

0 前言

随着世界经济发展和人民生活水平的提高, 能耗特别是建筑能耗日益增加, 据住建部测算, 2030 年左右, 我国建筑能耗将占总能耗的 30%~40%, 超过工业能耗成为最大能耗^[1]。而供暖能耗约占建筑能耗的 36%, 因而太阳墙等清洁能源利用系统越来越受到建筑供暖的青睐。

太阳墙 (Trombe wall) 经过几十年的发展, 很多研究人员对太阳墙的各种参数及结构进行了对比、优化和改进。欧阳莉^[2]提出了一种新型的多孔太阳墙, 在白天具有良好的供暖效果, 与未安装太阳墙的房间相比, 安装多孔太阳墙的建筑的室内温度相对升高了 19.9^{°C}。王一鸣、江雯、徐东^[3-6]对多孔太阳墙进行了实验与模拟, 分析了多孔材料、流道宽度、入口风速等参数对集热效率的影响, 并得到的最佳设计参数。顾洁等^[7]运用数值模拟方法分析了无盖板太阳墙结构对室内送风参数的影响, 并对太阳能房间的窗墙面积比进行了优化改进。程友良等^[8]提出了一种新型抛物线型吸热板结构的太阳能空气集热器, 并运用 ANSYS 数值模拟软件进行计算, 得到对比传统平板和三角波纹吸热板结构, 具有抛物线型吸热板结构的太阳能集热器具有较高的瞬时集热效率和较小的压力损失。王臣臣、何伟等^[9-10]设计了一种百叶式太阳墙, 在其阳面与阴面分别涂有高吸收率与高反射率的材料, 能同时适应冬季与夏季的工况, 并通过实验得到在室内无热源的情况下, 叶片倾角在 45°的情况下集热效率最好, 可提升房间温度 12.6^{°C}、升温速率达到每半小时 10.14^{°C}。于瑾等^[11]通过 CFD 模拟计算, 分析了无盖板太阳墙在不同速度下沿宽度、高度墙体

内部的温度、速度分布, 结果表明太阳墙内各断面温度分布随小孔波动, 随着出口风速增大, 温度分布趋于均匀。李志高^[12]针对寒冷地区农村住宅设计了太阳墙集热系统, 通过数值模拟与实验探究, 得到了通过太阳墙系统可以使室内污染物浓度降低 76.5%, 新风换气量可由原来的 18m³/h 提高到 199.84m³/h, 提升室内温度 4~7^{°C}。

目前的研究多是通过改进太阳墙集热板结构以提升太阳能的利用效率, 而对太阳墙流道的关注相对较少。本文提出一种双流道太阳墙, 对其内部的流场及温度场进行模拟计算, 并与传统的单风道太阳墙系统进行对比分析, 对太阳墙设计起到参考作用。

1 物理模型

本文建立两种太阳墙新风系统模型, 模型长×厚×高为 1m×0.16m×3m, 空心结构, 内部为空气流道, 新风入口为 0.2m×0.05m, 送风口为 0.12m×0.15m, 太阳墙体外侧包覆 40mm 的厚硬质聚氨酯保温层。传统太阳墙 (见图 1) 集热板厚 4mm, 采用铝制集热板并紧靠墙体, 而改进的太阳墙 (见图 2) 在集热板上侧、下侧各开两个 0.2m×0.03m 的通风口, 并将集热板放置在太阳墙正中央, 使进入太阳墙的新风分两个流道与吸热板进行对流换热。

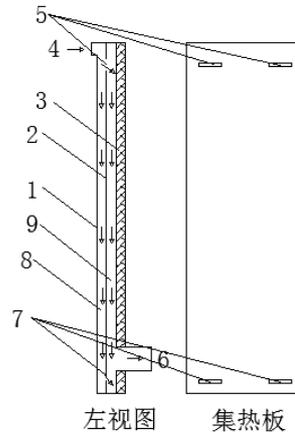
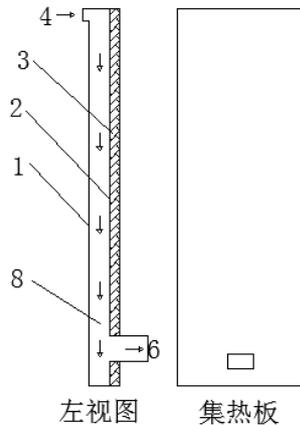
2 数学模型

2.1 控制方程

本文主要考虑了太阳墙内的空气的稳态流动, 忽略太阳墙系统外壁面与外界的辐射换热, 整个系统仅透明盖板吸收太阳辐射, 只存在空气与集热板之间的对流换热; 流道内空气为粘性不可压缩流体; 流道内空气为辐射透明介质; 气流为低速不可压缩流动, 忽略由流体黏性力做功所引起的耗散热, 建立如下数学

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51406105)。

模型：



(1.透明盖板 2.集热板 3. 硬质聚氨酯保温层 4. 入口 5.集热板上侧开口 6.出口 7.集热板下侧开口 8.正面风道 9.背面风道)

图1 传统太阳墙新风系统

图2 双风道太阳墙新风系统

$$\frac{\partial(\rho u \varphi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varphi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varphi)}{\partial z} = \frac{\partial(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x})}{\partial x} + \frac{\partial(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y})}{\partial y} + \frac{\partial(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z})}{\partial z} + S_\varphi \quad (1)$$

式中 ρ : 密度 (Kg/m^3), φ : 分别为速度 u 、 v 、 w (m/s) 以及温度 T (K), Γ_φ : 方向向量, S_φ : 源项

空气在太阳墙内风道内的流动通常以湍流为主, 而其雷诺数通常较低大致在 1000-4000 左右, 本文采用 Realizable $K-\varepsilon$ 模型, 相较于标准的 $K-\varepsilon$ 模型, 用数学约束改善模型, 对于低雷诺数湍流流动具有较高的精度。

湍流流动^[13]方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_k + S_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_k \quad (3)$$

DO 模型适用于所有光学厚度并可以解决半透明墙壁问题, 因此在太阳墙透明盖板处采用 DO 模型:

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{dS} + (\alpha_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{\bar{s}}) \Phi(\vec{s}, \vec{\bar{s}}) d\Omega \quad (4)$$

表1 太阳墙基本构成单元结构和材质

集热器单元	结构尺寸(mm)	材质	密度(kg/m3)	比热容(J/kg·K)	导热系数(W/m·K)	吸收率	透过率
透明盖板	2000×1000×4	聚碳酸酯	1200	1170	0.24	-	0.9
集热板	2000×1000×4	铝	2719	871	202.4	0.94	-
保温材料	2000×1000×40	聚氨酯	45	1800	0.026	-	-

2.3 网格划分及无关性验证

计算过程中, 速度与压力的耦合采用 SIMPLE 算

式中, λ 是辐射波长 (μm), α_λ 表示为光谱吸收系数, $I_{b\lambda}$ 为黑体辐射强度 ($\text{W/m}^2 \cdot \mu\text{m}$)

2.2 边界条件及物性参数

为了更好地反映两种太阳墙的效率情况, 选取济南地区供暖季内天气晴朗、温度适中的 12 月 8 日 12 时的气象参数作为外部条件, 模型边界条件设置如下:

(1) 新风入口为速度入口边界条件, 设定入口风速为: 0.5m/s、1.0m/s、1.5m/s、2.0m/s、2.5m/s、3.0m/s, 入口的空气温度参照当地 12:00 气温, 设定为 5°C;

(2) 太阳墙板南向竖直放置, 12:00 直射垂直面的辐射量为 311W/m²;

(3) 透明盖板设置为对流换热边界, 外界自由流温度设置为 5°C, 外界空气与透明盖板对流换热系数通过文献^[14]所给出的经验公式得到 $hw=15\text{W/m}^2\text{k}$ 。

太阳墙系统内基本结构的材料物性参数及详细尺寸见表 1

法, 其余变量采用二阶迎风差格式。依据以上数学模型特点, 采用 TGrid 四面体非结构性网格。并进行网格

无关性验证,结果证明在 109 万之后的模型集热量差值 小于 0.5%, 因此集热器模型计算网格选取 109 万。

表 2 网格无关性验证

网格数(万)	太阳墙风量(m ³ /h)	太阳墙进出口温度差()	太阳墙集热量(W)
48	54	31.70	608.90
61.8	54	32.07	613.60
93	54	33.24	617.49
109	54	32.29	618.29
165	54	32.31	618.40

2.4 数值模拟验证

应用本文算法与文献^[15]的实验进行对比验证。实验条件如下:空气进口温度为 24.29、平均辐射量 818.61W/m²,空气进口流量为 0.06kg/s。边界条件:透

明盖板为混合边界条件透过率 0.88,保温层采用 70mm 厚硬质聚氨酯,集热板吸收率为 0.94。结果表明(见表 3)利用本文算法所得结果与文献实验测试结果吻合情况良好,温度变化趋势一致,误差在 4%以内。

表 3 模型验证与文献解的对比

平均入口温度()	平均辐射照度(W/m ²)	实验集热器出口温度()	模拟集热器出口温度()
22.16	870.60	42.67	43.98
24.29	818.61	38.75	40.01
25.51	874.00	44.29	45.91

3 结果分析与讨论

受风道的影响,两种太阳墙内空气的流场及温度场分布明显不同,对流换热特性也有显著差别。本文对不同新风风量下不同太阳墙的对流换热系数、换热

温差及效率的变化进行分析,以期获得太阳墙内的流动及传热特性。

3.1 太阳墙的流动及传热特性分析

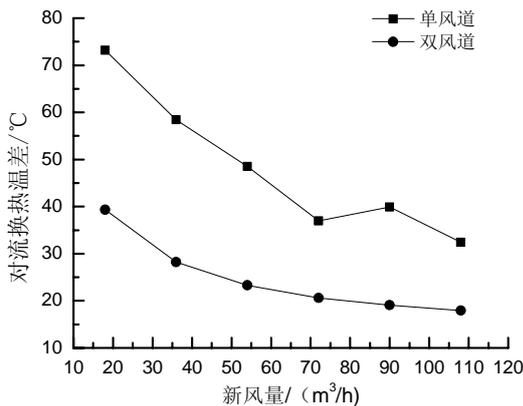


图 3 不同风量下两种太阳墙集热板平均温度

太阳墙内集热板吸收的太阳能辐射为定值,集热板吸收的热量一部分通过对流换热传递给空气,另一部分变为集热板自身的内能,所以集热板的平均温度越低,代表集热板吸收的太阳辐射传递给空气的份额越多。从图 3 中可以看出,随着新风量的增大,两种不同太阳墙集热板的平均温度均呈下降趋势,表明随着风量的增加,集热板通过对流换热传递给空气的能量增加。同时随着新风量的增加,集热板的温度降低趋于平缓,在新风量高于 54m³/h 时,集热板的温度变化低于 8,即风量的增加对太阳墙集热量的影响逐渐降低。同时,从图 4 中可以得到,随着风量的增加,双风道太阳墙的与空气对流换热系数增幅远高于单风道太阳墙,从而可得到双风道太阳墙内部对流换热能力强于单风道太阳墙。

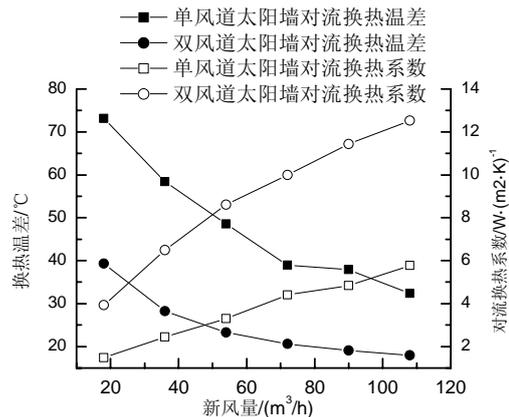
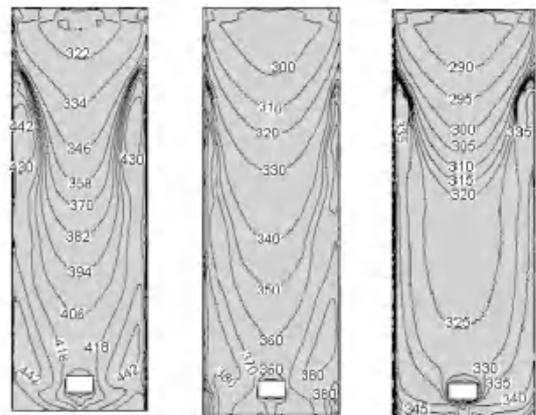
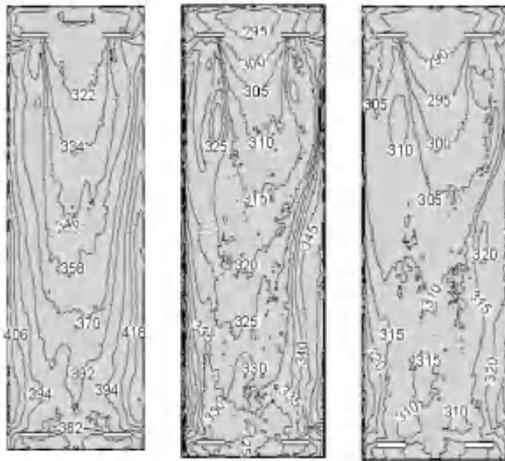


图 4 两种太阳墙对流换热系数与换热温差



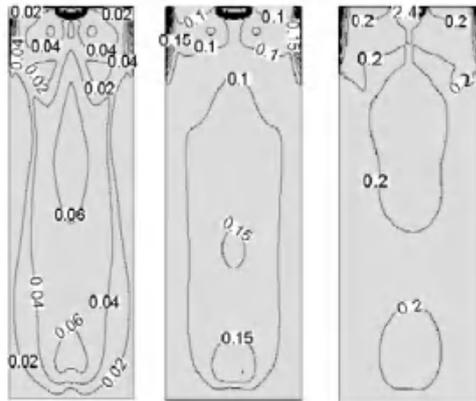
(a) 新风量为 18m³/h 集热板温度场 (b) 新风量为 54m³/h 集热板温度场 (c) 新风量为 108m³/h 集热板温度场

图 5 单风道太阳墙集热板温度场



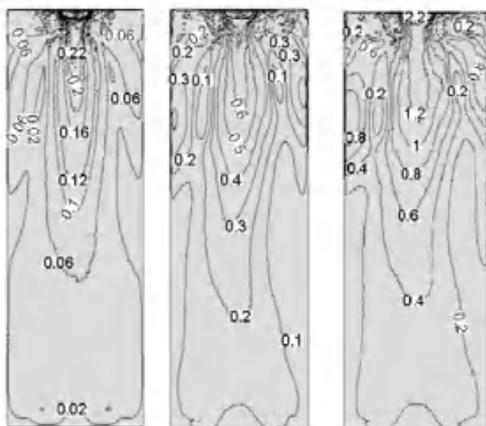
(a) 新风量为 18m³/h 集热板温度场 (b) 新风量为 54m³/h 集热板温度场 (c) 新风量为 108m³/h 集热板温度场

图 6 双风道太阳墙集热板温度场



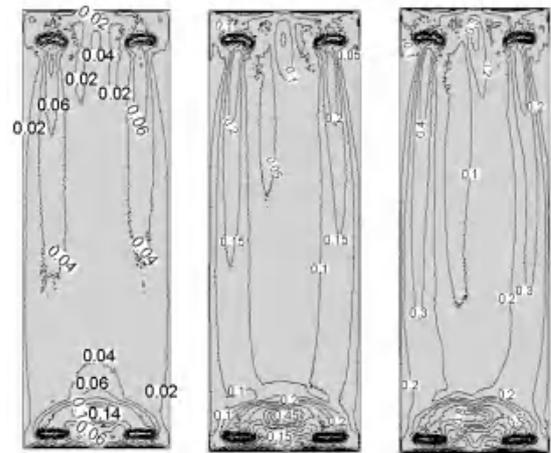
(a) 新风量为 18m³/h 流道速度场 (b) 新风量为 54m³/h 流道速度场 (c) 新风量为 108m³/h 流道速度场

图 7 单风道太阳墙流道内速度场分布



(a) 新风量为 18m³/h 流道速度场 (b) 新风量为 54m³/h 流道速度场 (c) 新风量为 108m³/h 流道速度场

图 8 双风道太阳墙正面流道内速度场分布



(a) 新风量为 18m³/h 流道速度场 (b) 新风量为 54m³/h 流道速度场 (c) 新风量为 108m³/h 流道速度场

图 9 双风道太阳墙背面流道内速度场分布

从图 5、图 6 中可以看出,随着新风风量的增加,两种太阳墙内集热板的平均温度降低、温度分布趋于均匀,温度梯度减小。表明随着新风风量的增加两种太阳墙的集热量均增加。在相同风量下,从两种太阳墙的集热板的温度分布可得到单风道太阳墙集热板在边界处存在局部高温区域;而双风道太阳墙集热板边界处的温度低于单风道太阳墙的集热板。从图 7、图 8、图 9 中可以得到,两种太阳墙内空气速度场分布相似,进出口速度梯度较大,且随着新风风量增大温度分布趋于均匀。单风道太阳墙的空气在流道的左右两侧出现对称涡流区,这是因为出风口位于集热板下侧的中心位置,在进出口压力差的作用下,左右侧出现低速涡流,降低空气与集热板的对流换热,与图 5 单风道太阳墙集热板温度场相对应。而双风道太阳墙,在正面的空气流道中,因为其在集热板的下部左右对称开有两个内部风口,因此可以有效减少左右边界部位的低速涡流区;而在背面的流道中,空气通过集热板上部左右对称的内部风口进入背面流道,因此在两侧边界区域气流速度相对较大,中间部分流速相对较小,也可以有效解决集热板左右两侧因外掠气流速度低而产生的换热效率降低的情况。

3.2 太阳墙换热效率分析

太阳墙的瞬时集热效率通过以下公式进行计算 [16]:

$$\eta = \frac{Q_U}{AG} = \frac{mc_f(t_e - t_i)}{AG} \quad (5)$$

其中: Q_U 为空气所获得的热量 (W), A 为集热器采光面积 (m²), G 为单位面积集热器上的辐射量

(W/m^2), m 空气的质量流量 (kg/s), cf 空气定压比热容 ($J/kg \cdot K$), t_i 空气的进口温度 (K), t_e 空气的出口温度 (K).

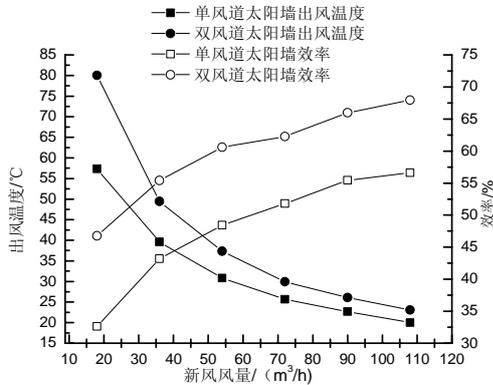


图 10 两种太阳墙出风温度与效率

由图 10 可以看出,两种太阳墙效率随新风量的变化趋势一致,随着新风风量的增加,集热器的效率呈上升的趋势。随着新风风量的增大,空气在墙体风道内流速增加,增大了空气与吸热板的对流换热能力。而双风道太阳墙与单风道太阳墙相比,在相同的新风量下前者的集热效率明显提高。两种太阳墙出风温度随新风量的增加呈下降趋势。随新风量的增加,双风道太阳墙的瞬时集热效率相比于单风道太阳墙系统提升幅度均在 10% 以上,最高可以达到 14.12%。其中在相同的新风风量的情况下,双风道太阳墙出风温度明显高于单风道的太阳墙,其中在新风风量为 $18m^3/h$ 时两者的出风温度差值最大,达到 22.73 ;随着新风量的逐渐增大,两种太阳墙出风温度差值逐渐降低,在新风风量 $108m^3/h$ 时,仅有 3.03 。随着新风量的增大,出口温度逐渐降低,效率逐渐提升。

4 结论

本文提出了一种双风道的太阳墙,通过对两种太阳墙的温度场、速度场、出风温度及效率进行分析,通过最小二乘法拟合得到在 $311W/m^2$ 辐射照度下进出口温差与效率的函数关系。得到双风道太阳墙相比于单风道太阳墙在 $18-108m^3/h$ 的新风量下效率提升在 10% 以上,最高可以达到 14.12%。因此可以得到双风道太阳墙相对于单风道太阳墙能有效提升对太阳能的利用效率。

参考文献

[1] “十二五”期间建筑节能监管与技术应用并举[J]. 建筑节能,2010,38(2):79.

[2] 欧阳莉.多孔太阳墙的传热与流动分析[D].武汉:华中科技大学,2008.

[3] 王一鸣,杨昆,刘伟等.一种新型多孔太阳墙采暖房[J].工程热物理学报,2012,33(3):501-504

[4] 江雯.多孔太阳墙采暖房的性能测试与优化设计[D].武汉:华中科技大学,2012.

[5] 徐东.多孔太阳墙系统传热与流动的数值模拟[D].武汉:华中科技大学,2007.

[6] 张学伟,刘伟,徐冬.太阳能多孔集热墙内传热与流动特性分析[J].建筑节能 2007,35(202):54-56.

[7] 顾洁,黄俊,王晓博.多孔太阳墙结构热特性及应用分析[J].可再生能源 2012,30(8):20-23

[8] 程友良,杨国宁,王月坤.太阳能空气集热器吸热板结构优化及其数值模拟[J].可再生能源 2016,34(7):949-954.

[9] 王臣臣.百叶型太阳能集热蓄热墙系统[D].合肥:中国科技大学,2014.

[10] Wei He ,Zhongting Hu, Bingqing Luo, Xiaoqiang Hong, Wei Sun, Jie Ji.The thermal behavior of Trombe wall system with venetian blind: An experimental and numerical study[J].Energy and Buildings, 2015,104:395-404.

[11] 于瑾,马忠娇,宋嘉林.太阳墙内部流动及传热规律[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2014,30(4):682-687.

[12] 李志高.寒区农宅太阳墙热风系统及对室内环境影响分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.

[13] Church K.Community energy planning,a guide for communities: Vol 2 The community energy plan [R].Natural Resource Canada,2007 .

[14] 刘京,张文武,邵建涛.建筑外表面对流换热系数的 CFD 模拟[J].华南理工大学学报(自然科学版),2009,37(8):94-98.

[15] 班婷,朱明,王海.太阳能集热器的研制及结构优化[J].农业工程学报,2011,27(s1):277-281.

[16] 丁刚,左然,张旭鹏,等.平板式太阳能空气集热器流道改进的试验研究和数值模拟[J].可再生能源, 2011, 29(2):12-15,21.

高效空气过滤器国标体系主要修订内容解读

冯昕¹, 江锋², 张惠¹, 曹冠朋¹, 梁磊¹, 孟令坤¹

(1. 中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013; 2. 清华大学, 北京 100084)

[摘要] 本文为2015~2017年间高效空气过滤国标体系修订过程的研究工作技术总结, 文章通过对近10年来国内外对高效空气过滤器性能测试研究的进展以及国际技术标准体系的发展进行梳理, 总结了现行国家标准体系所存在的主要技术问题, 并对标准修订工作针对所述问题所开展的主要研究工作进行了介绍, 对标准体系主要修订内容进行了相应解读。

[关键词] 高效及超高效过滤器 空气净化 过滤器性能测试 高效过滤器分级 高效过滤器生命周期评价

0 前言

高效及超高效过滤器是各类型洁净受控环境用于保护室内环境、工作人员以及周边环境安全的关键性净化处理措施, 被广泛应用于微电子、制药、食品、医疗卫生、检验检疫以及航空航天等诸多国民经济支柱性产业。我国高效空气过滤器于上世纪60年代研制成功, 80年代我国借鉴英国的钠焰法(火焰光度计法)以及前苏联的油雾法初步建立高效空气过滤器的效率测试标准 GB 6165《高效空气过滤器性能试验方法 效率和阻力》, 90年代形成涵盖高效空气过滤器产品设计、生产、技术要求以及相应检测方法的完整产品技术标准 GB 13554《高效空气过滤器》。2008年, 我国参考欧美发达国家在2000年前后开始采用的计数法, 建立分别针对过滤器以及过滤材料的MPPS效率测试方法, 将对过滤器的效率检测范围提高到99.99999%以上的超高效过滤器范畴。

截至2015年, 一方面国内空气净化行业在7年的国标运行使用过程中对于旧版国标体系的一些存

在问题取得了新的认识与积累, 另一方面, 2011年国际标准化组织ISO也以欧洲标准为蓝本形成并正式颁布了首份全球通用国际标准ISO29463《High-efficiency filters and filter media for removing particles in air》, 因此, 有必要对当时标准存在的主要技术问题进行梳理, 并对新国际标准环境下提高国标体系与国际标准体系的适应性和对接性进行改进提升。因此标准主编单位会同行业内主要技术研发机构、高校、生产厂家以及检测机构等有关单位成立标准修订编制组并开展了大量的比对测试以及基础技术改进评估工作, 于2017年底完成了新一轮国标体系修订稿的标准审查与报批工作。本文将对国标体系修订过程所面临的主要问题、技术研发工作以及所形成的主要修订内容进行介绍, 供行业各领域专家批评指正。

1 当前国标体系主要存在的问题

通过对近年来国标体系使用情况以及终端用户、生产厂家、检测机构的信息反馈汇总, 我国旧版国标体系主要存在的技术问题包括:

效率等级	GB 13554	GB 13554		ISO 29463-1		ISO 29463
		计数法	计数法	计数法	计数法	
99.99%	H13	A		A	B	ISO 20-00
99.97%				B (计数法)	C (计数法)	ISO 40-00
99.95%	H14	B		C (计数法)	D	ISO 45-00
99.93%				D (计数法)	E (计数法)	ISO 50-00
99.90%	H15	C	D	F (计数法)		ISO 55-00
99.88%				E (计数法)	G (计数法)	ISO 60-00
99.85%	H16	D	E			ISO 65-00
99.83%				F (计数法)	H (计数法)	ISO 70-00
99.80%	H17	E	F			ISO 75-00
99.78%				G (计数法)	I (计数法)	ISO 80-00

图 1 08 版国标分级体系与国际标准对比 [1]~[4]

a) 产品性能分级标识体系与国际分级体系不相适应。

图1给出了08版国标高效分级体系与欧、美以及ISO标准分级体系的比对。从中可以看出08版国标分级体系的主要不足包括：第一，在抛弃不同标准体系中检测方法的差异性前提下，08版分级体系高效过滤器的起始值(99.9%)低于国际标准体系(99.95(欧盟及ISO标准)、99.97%(美国标准))。考虑到08版国标体系采用钠焰法为标准试验方法，而钠焰法的效率测试结果一般高于国际上流行的计数法测试结果，因此，08版标准分级体系中A级高效过滤器其实际效率相当于国际标准分级中的亚高效过滤器，这种差异不利于满足过滤器所应用的各种洁净室行业进行符合生产工艺要求的风险控制需求。第二，从国际标准体系的发展来看，过滤器分级标识体系从早期的单纯效率数值标识体系向更丰富信息层次发展，现代的过滤器标识体系除效率级别外，倾向与通过尽可能简洁的符号标识传递用户所需要的必要信息，如具体效率测试结果、所采用测试方法以及检漏方法还希望体现过滤器出厂检测的核心试验方法等。例如，欧洲标准以及ISO标准中的U组过滤器，即表示过滤出厂必须经过扫描检漏测试，而在ISO29463的制定讨论过程中，针对H组别过滤器若出厂为扫描检漏测试是否标识为U组也曾有过广泛的讨论。08版国标体系在此方面则存在不足。

b) 08版国标体系的效率标准试验方法——钠焰法粒径分布与过滤器最易穿透粒径(Most Penetrate Particle Size, MPPS)存在较大偏差，因此试验结果与国际上通行的计数法试验结果存在偏差。

钠焰法作为我国高效过滤器效率检测的传统方法，采用火焰光度计对经喷雾干燥发生过程获得的多分散NaCl固体气溶胶进行质量浓度进行测试、比较，进而获得被测过滤器的效率检测结果。图2给出了采用粒径频谱仪所获得的传统钠焰法测试气溶胶粒径分布，其计数中值粒径为40~50nm，计重中值粒径约为300nm，同时粒径分布较为分散。因此，其实际测试结果与国际通行计数法相比存在较为明显的差距。

c) 08版国标体系中包含有针对特殊行业的特殊性能需求。我国的高效过滤产品及标准化测试方法均源于核工业的特殊要求，因此，过滤器产品标准GB/T13554中一直保留了部分针对核工业行业特定的特殊产品强度要求，例如要求高效过滤器能在10倍阻力下运行一定时间并保持完好等。时至今日，一方面当前我国高效过滤器产品已经广泛应用于微

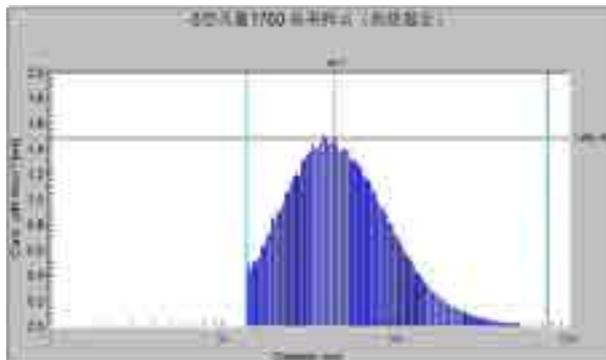


图2 传统钠焰法测试NaCl气溶胶粒径分布

电子电子、液晶面板、精密加工制造、医药、卫生等诸多科技行业，而另一方面国内核工业已经以美国标准体系为蓝本完成了相应国标^[5]的制定并应用至今。因此，作为通用产品技术标准，不宜再保留相应的特殊性能要求。

2 新版国标体系主要修订内容及相应研究基础工作介绍

2.1 对国内现有高效过滤器试验台开展样本传递试验(Round Robin Test)，了解当前各试验台差异性现状，提升标准在试验台质量控制要求。

过滤器试验装置的基础性能参数，如风量稳定性、风速均匀性、气溶胶浓度均匀性、稳定性以及管道气密性等，均需要有较为严格并且一致的规定，方能避免不同试验台的测试结果偏差。但在08版国标体系中，钠焰法、计数法以及油雾法三种试验方法均对试验装置基础性能参数有各自要求，各自所要求指标项目以及允许数值均存在偏差，因此容易导致不同试验台在测试同一样品时存在偏差，造成数据结果的不可比对。为明确国内目前在用过滤器试验台性能差异，国标修订编制组于2016年组织国内现有部分高效过滤器试验台的测试结果比对传递

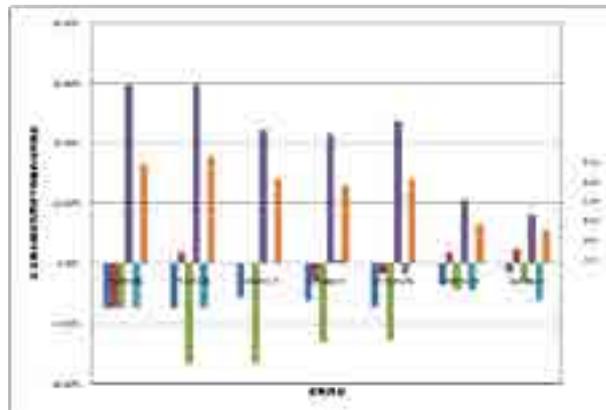


图3 使用金属孔板作为阻力标件的各实验室测试结果间相对偏差^[6]

试验（Round Robin Test，RRT 测试），传递试验采用过滤器（效率测试标件）和金属孔板（阻力标件）同时进行。图 3 给出了采用金属孔板作为阻力标件的部分试验台测试结果，图中，1#~5# 为参与传递试验的试验台编号，CV 为各试验台测试结果差异系数。表 1 给出了 4 台计数法试验台对传递过滤器的效率测试结果比较。从各试验台的效率及阻力测试比较结果来看，各试验台间存在较为明显的差异性，不同试验台对同一阻力标件的测试结果差异明显，1#、2#、5# 试验台测试结果基本相当，3# 试验台测试结果明显低于其它，4# 试验台测试结果明显高于

其它，在高效空气过滤器常用风量范围（500~1700m³/h），各试验台总体差异系数 15% 左右，相比发达国家较为成熟的技术水平存在一定差距。而对于效率标件的传递比对测试结果，各试验台间的差异性结果要略好于阻力，同为计数法的 4 台试验台中，对同一台过滤器的透过率测试结果最大值与最小值偏差 4~5 倍，效率测试结果偏差则超过半个 9。由于在新版 ISO 国际标准中高效及超高效过滤器分级体系以半个 9 划分级别，因此，这种差异最终将导致同一台过滤器在不同试验台上的测试结果出现级别差异。

表 1 国内 4 台在用计数法高效过滤器试验台效率传递比较测试结果^[6]

参与试验室	LQ-01（亚高效）			LQ-02（高效）		
	测试粒径（μm）	效率	透过率	测试粒径（μm）	效率	透过率
1#	0.1-0.2	98.46%	1.54%	0.1-0.2	99.9946%	0.0054%
3#	0.14	99.18%	0.82%	0.14	99.9968%	0.0032%
5#	0.1-0.2	99.50%	0.50%	0.1-0.2	99.9980%	0.0020%
6#	0.2-0.25	97.42%	2.58%	0.15-0.2	99.9917%	0.0083%
1# （传递后复测）	0.1-0.2	97.05%	2.95%	0.1-0.2	99.9980%	0.0020%

为了进一步规范试验台设计、建设和使用维护，逐步缩小不同生产厂家、实验室试验台间的差异性，新版国标体系的修订过程中，统一提出了试验台的基础性能参数要求，表 2 给出了新版修订国标体系所提出的过滤器试验台性能及标定维护要求。所要

求的基础性能参数中，除管道密封性、混匀性等传统的常规要求外，相比与国际标准体系，新增了对于阻力标件以及参考过滤器的定期回溯要求，希望可以为国内生产厂家提升产品质量控制水平提供助力。

表 2 新版修订国标所规定的高效过滤器试验台性能及标定维护要求

项目	标定周期	要求
管道密封性	试验台建成及重大结构调整时	2000Pa 压力下漏风量不大于 1.64m ³ / (h·m ²)
风量稳定性	每次试验	稳定于设定值的±2%
上游采样截面风速均匀性	每 2 年	各测点实测值与各测点平均值之间的偏差不应大于 10%
上游采样截面浓度均匀性	每 2 年	各测点实测值与各测点平均值之间的偏差不应大于 10%
上游气溶胶浓度稳定性	每年	30min 内所测气溶胶质量浓度或给定粒径范围计数浓度波动不应大于 10%
流量测试装置	每年	符合国家法定计量规程要求
压力测试装置	每年	符合国家法定计量规程要求
计数器、光度计及油雾仪	每年	符合国家法定计量规程要求（油雾仪标定要求由本标准附录给出）
上下游采样相关系数	每试验日	各粒径档相关系数应为 1.00±0.03
阻力标件	每 3 个月	每一风量状态点下的阻力测试结果与标定值的偏差不应大于 3%
参考过滤器	每 3 个月	参考过滤器每次效率测试值与标定值的尾数（效率值第一个非 9 数值）偏差不应超过±5

2.2 完善高效过滤器的钠焰法测试方法

钠焰法是我国进行高效过滤器检漏测试的传统方法，也是旧版国标体系的效率基准测试方法，相比于2000年左右开始广泛应用的计数法测试，钠焰法的优势与劣势同等突出，其主要优点包括：采用NaCl作为测试气溶胶，安全并且对人员健康及环境无负面影响；采用火焰光度计作为测试手段，只针对含钠颗粒物进行测试，环境气溶胶对测试结果的影响小；与美国目前仍在使用的DOP光度计法一样，第一代光度法测试方法虽然试验方法相对粗糙，但试验台之间微小差异对试验结果的影响较计数法小，因此更容易实现不同试验台对相同测试样品的测试结果稳定性。而钠焰法的主要劣势在于：其测试结果高于计数法，并且二者测试结果不具备可比性。这是由于钠焰法采用多分散NaCl气溶胶粒径分布特征与过滤元件MPPS粒径范围（最易穿透粒径，传统玻纤滤材一般为100nm~250nm，PTFE滤膜则一般为50~70nm）存在明显偏差，同时，测试手段采用质量浓度而非计数浓度测试，因此大粒子尤其是粒径大于1μm的粒子对于效率测试结果的贡献会显著高于MPPS粒径范围的小粒子。另一方面，测试

气溶胶中的Na及Cl会破坏电子芯片绝缘层从而影响产品成品率和可靠性^[7]。

为改善钠焰法测试气溶胶的粒径分布，标准编制组对不同NaCl气溶胶发生制备参数（溶液浓度以及喷雾压力）进行大量测试，并利用中效过滤元件的MPPS特性进一步对发生NaCl气溶胶进行筛选从而获得分布更接近于MPPS范围的测试气溶胶，图4给出了使用Laskin喷嘴喷雾发生NaCl固体气溶胶，再经不同级别过滤器筛选所得多分散气溶胶计数峰值粒径，试验所使用NaCl溶液浓度10%，喷雾压力0.2~0.6MPa。由测试结果可见，随着筛选过滤器效率级别的提高，筛选后多分散NaCl气溶胶的粒径分布越来越接近于高效过滤器的MPPS范围，但过高的筛选过滤器级别会导致NaCl气溶胶质量浓度下降过多，不利于高效过滤器的效率检测，经比较权衡，F7、F8级别的中效过滤器就足以满足测试需求。图5为使用WPS测试得到的改进后钠焰法试验气溶胶粒径分布，相比于传统钠焰法的测试气溶胶粒径分布(图2)改进后的试验尘粒径分布更集中，也更接近过滤器MPPS范围。

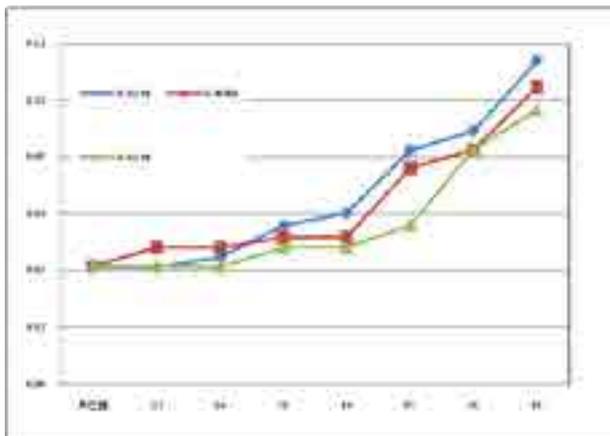


图4 喷雾发生的NaCl颗粒物经不同等级过滤器筛选后的计数峰值粒径（NaCl溶液浓度10%）^[8]

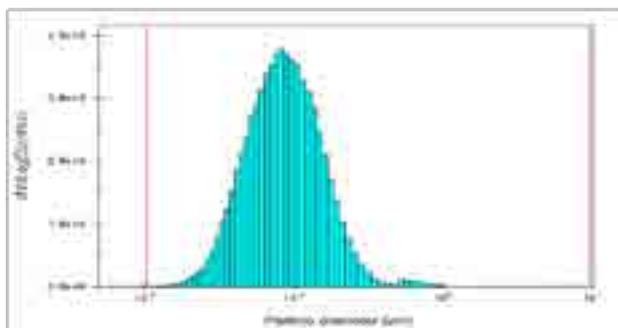
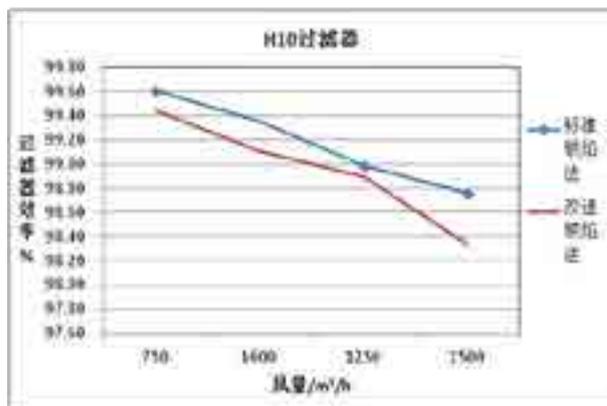
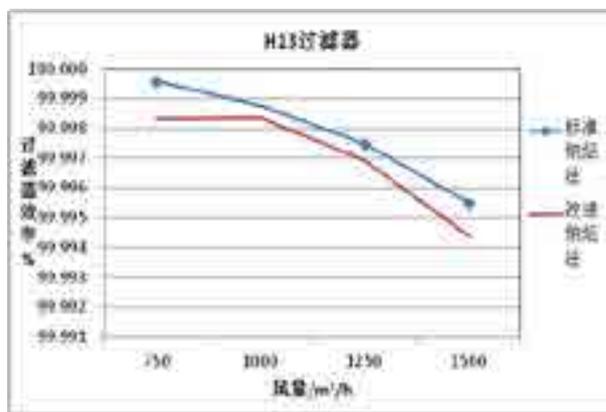


图5 改进后的钠焰法试验粉尘粒径分布



(a)



(b)

图6 改进后的钠焰法与传统方法的测试结果对比^[9]

图6为改进后的钠焰法与传统方法的测试结果比对,可见改进方法确实可在一定程度上降低钠焰法对于过滤器效率测试结果,使之进一步接近计数法测试结果。但同时我们仍必须看到改进后的钠焰法测试结果与计数法仍有相当差距(图7),未来对于钠焰法的性能改进与提升仍是标准工作组需要持续努力与技术投入的方向之一。关于这部分工作的详细技术内容请读者参考张惠及曹冠朋二位的文章^{[8]、[9]}。

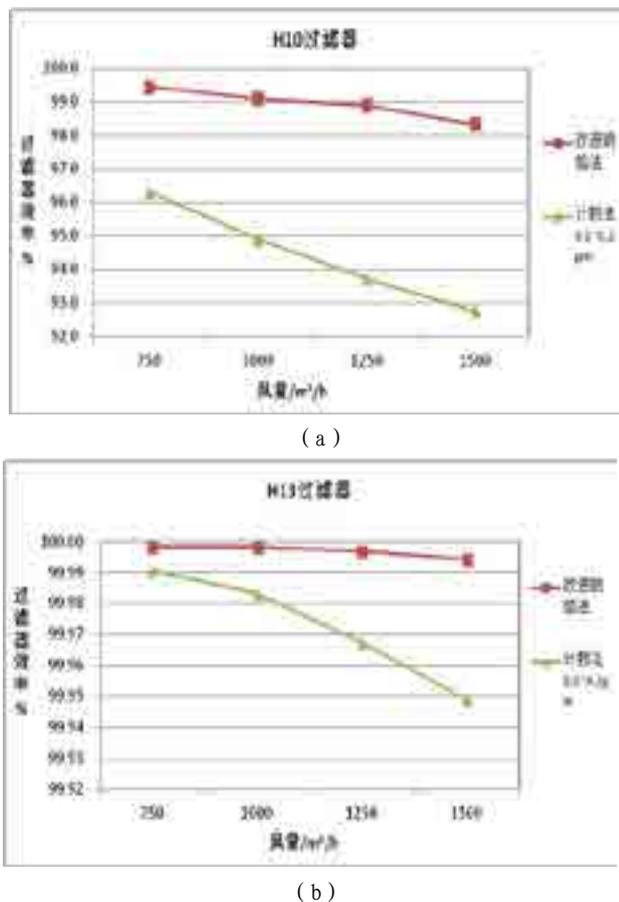


图7 改进后的钠焰法与计数法的测试结果比对^[9]

2.3 完善高效过滤器检漏试验方法

高效过滤器的检漏测试是过滤器最为关键的性能测试之一,其重要性与过滤效率测试相当,但在国内外不同技术标准中对于检漏测试方法以及试验参数的技术规定一直存在差异,这就时常会导致不同实验室、实验装置试验结果判定存在差异。以测试粒径为例,欧洲标准强调测试气溶胶粒径应与过滤器最易穿透粒径(MPPS)接近^[10],美国标准则采用大粒子进行测试(计数中值直径 $0.4\mu\text{m}$,计重中值直径 $0.7\mu\text{m}$)^[11],ISO洁净室测试标准规定当使用光度计进行测试时,气溶胶粒径分布与美国标准

一致,当使用光学粒子计数器进行测试时,测试气溶胶计数中值直径应为 $0.1\sim 0.5\mu\text{m}$ ^[12]。针对上述问题,国内在2010年以来开展了诸多理论分析^[13]以及实际试验验证^{[14]-[16]}等研究工作,为上述问题的解决提供了有力的技术支撑。现有的研究成果主要解决与澄清了下列认识:

a) 与完好过滤器不同,一旦过滤器存在局部漏泄缺陷,则漏点对于不同尺寸粒子的通过不具有选择性,均呈现出一致的局部透过率,因此无论是同一测试方法选择不同的测试粒径进行试验,还是不同的试验方法均不影响漏泄缺陷的判定结果;

b) 采用20%及100%额定风量效率测试比较的检漏试验方法仍具有一定的实际应用意义。在旧版国标体系中,20%风量下的效率试验是作为过滤器效率试验的一部分,但这一试验的主要问题在于一方面100%风量下的效率试验足以表征过滤器的整体净化能力,另一方面,大多数试验台在进行双风量切换时操作较为麻烦,耗时长,会较为严重的影响生产企业的生产效率,因此在20多年的产品国标使用历史中,很少有生产企业会在生产检测中执行双风量效率测试。但在近年来的试验研究中发现,对于W密摺型(V-Bank)、圆筒型等扫描检漏试验灵敏度低的异型过滤器,采用双风量测试对于探查潜在漏泄缺陷的灵敏度更高。但对于双风量测试的检漏评判依据,传统观点认为有局部漏泄缺陷的过滤器在低风量下测试时效率会低于100%风量下的测试结果,因此美国标准要求低风量下效率测试结果与100%风量下结果保持一致即为合格。但近年来较多的试验研究表明,成品过滤器与滤材试验一样,在完好并且不存在局部漏泄缺陷的情况下,随着风量的降低其效率升高,试验风量降低50%时,其效率测试结果上升接近1个9,因此,对于完好过滤器,其20%风量下的效率试验结果相比100%风量应升高约2个9,而对于有漏点的过滤器,其20%风量下的效率试验结果与100%风量下试验结果相当,见表3所给出某批次密摺型高效过滤器的检漏试验比对结果。

因此,在本次国标体系修订中,双方量效率试验被明确为针对异型过滤器的检漏试验方法,在结果判定上,低风量效率测试结果应相比100%风量测试结果至少高1个9方判定检漏测试结果为合格。

2.4 新增高效过滤元件的生命周期综合能效评价试验方法与要求

对于空气净化及洁净室行业,传统观点一般认为高效过滤器的整个生命周期能效评价意义不大,做好预过滤的保护措施即可保证高效过滤器在相当

表3 某批次密摺型高效过滤器的检漏试验比对结果

产品编号	光度计扫描检漏测试结果	双方量效率试验结果				结果判定
		100% 风量		20% 风量		
		平均效率	置信度为 95% 的下限效率	平均效率	置信度为 95% 的下限效率	
C01-1	合格	99.79%	99.79%	99.81%	99.80%	不合格
C01-2	合格	99.982%	99.981%	99.99964%	99.99945%	合格
C01-3	合格	99.982%	99.981%	99.99975%	99.99959%	合格
C01-4	合格	99.979%	99.978%	99.99971%	99.99955%	合格

长的运行时间内以接近清洁状态条件下低阻运行。因此,国内外的高效过滤器测试标准一直没有如何评价高效过滤器的生命周期性能评价方法。但近年来,一方面 PTFE 纳米纤维为代表的新型膜过滤材料的出现^[17],虽然高效过滤器的阻力获得大幅度降低,但也同时产生了如何比较传统深层过滤材料与新兴材料在整个生命周期内综合能效的比较需求^{[18]、[19]};另一方面,面对当前迅速发展的工业建筑尤其是各类洁净室进行绿色建筑评价以及综合运行能耗评价的市场需求,作为通风空调系统中的重要耗能部件,用户需要对高效过滤器在整个运行周期内的综合能耗表现建立更为科学的认识,净化行业也需要为用户提供更为清晰科学的产品评价与标识体系。

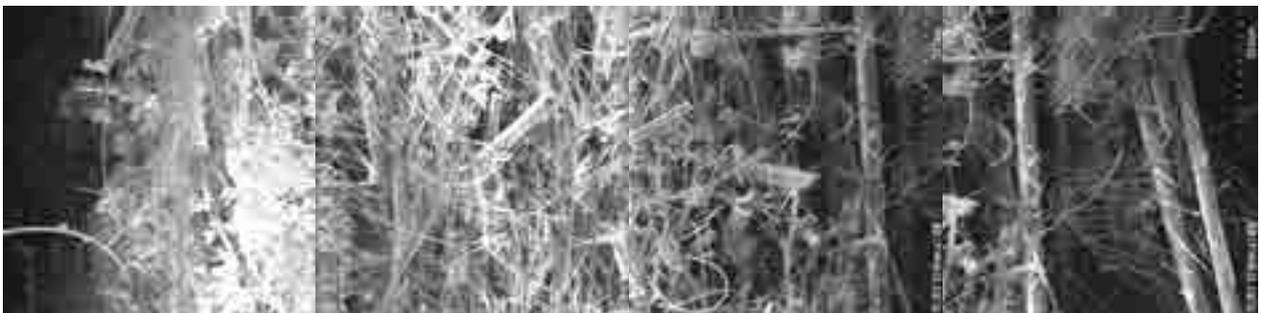
而要建立一个科学的高效过滤元件生命周期综合能效评价试验方法,就必须解决 2 个核心问题:

第一,采用什么样的负荷试验粉尘来实现对于过滤器全生命周期的加速模拟,负荷尘的主要特征应符合高效过滤器日常使用环境负荷粉尘核心特征,因此,针对各类洁净室中高效过滤器的使用环境特

点,我们需要找到这样一种试验粉尘:固体、粒径分布特征符合应用环境特点,从而可以科学的对粉尘在滤材纤维结构上堆积的过程模拟。

第二,核心试验参数的明确,主要包括试验粉尘的浓度等,高粉尘试验浓度有利于缩短试验时间,降低过滤器生产厂家的试验成本。但过高的粉尘浓度会导致试验尘在过滤材料表面的快速堆积,从而使试验结果与实际偏离较远。

针对上述的试验尘源问题,使用改进后的钠焰法试验尘可以较好的解决,通过使用中效过滤器筛选方式获取的固体试验粉尘在粒径分布特征上与高效过滤器实际处理粉尘一致,较为容易获得用户以及生产企业的认可,图 7 给出了使用上述尘源进行高效过滤器生命周期模拟试验后的过滤器滤材剖面电镜照片,照片显示的由过滤器迎风面至滤材内部不同深度(由左至右)的粉尘堆积情况,由照片可见,尽管大多数粉尘仍主要堆积在滤材表层及浅层结构,但在滤材内部仍存在不同程度的粉尘堆积现象,表明试验粉尘对于模拟深层过滤材料的全生命周期具有一定的科学合理性。

图 7 生命周期试验后的高效过滤器滤材样品截面电镜结果 (NaCl 尘源)^[20]

2.5 调整过滤器效率测试基准方法,并采用 ISO 国际标准的过滤器分级体系,实现国内产品标识与国际市场的基本接轨。

如前文所述,尽管本次国标体系修订工作中对我国传统的效率基准试验方法——钠焰法进行了较多研究及改进提升,但比对试验显示钠焰法效率测试结果仍高于国际通行的计数法,在此前提下,不适宜将钠焰法仍规定为国标基准方法,因为这会使得按国标体系标识的过滤器实际性能低于同等级别标识的国际标准体系产品,不利于实现下游洁净室行业的环境控制及产品质量控制需求。所以在本次国标体系修订中,经过充分的协调与讨论,将计数法调整为过滤器效率测试的基准试验方法。在过滤器级别标识体系上,新版国标在首个 ISO 国际标准 ISO29463 系列标准分级标识体系的基础上,采用两位数字标识过滤器效率级别,并附加 1~2 位字母标识效率试验方法和检漏试验方法。在效率级别上,新版国标体系与 ISO 标准一致,从而实现国内过滤器标识体系与国际体系的接轨,例如,国标体系的“35J”等同于 ISO 标准体系的 ISO35(H),也等同于欧洲 EN1822 标准的 H13 级过滤器,均表示采用计数法测试,效率测试结果不低于 99.95% 的高效过滤器。相比国际标准体系更进一步的是,新版国标体系增加了过滤器检漏试验方法的标识,上述“35J”高效若采用扫描检漏试验方法则标识为“35JS”,推动促进国内生产厂家采用更严格的扫描检漏试验方法,进一步提升我国过滤器行业的产品质量控制水平。

3 结论

本次高效过滤器国标体系修订工作历时三年,标准修订工作组对现行国标体系的主要存在问题、近 10 年来国际标准化体系的发展情况及主要技术争议内容进行了较为系统的梳理,对标准拟修订内容做了大量、扎实的试验研究及验证工作,充分保证了新版国标技术体系的科学性、合理性,反映我国当前空气净化行业的主流技术现状,并为行业未来的技术水平提升提供帮助、指引方向。标准修订工作组也诚挚希望行业各有关生产厂家、检测实验室、各专家及工程技术人员能在未来的工作中对标准技术内容充分评价审视,随时向工作组反馈意见,为我国高效过滤器标准体系的持续发展提升共同努力。

参考文献

[1] CEN, EN1822-1:2009, High efficiency air filters (EPA, HEPA and ULPA) - Part1: Classification, performance testing, marking[S], CEN,2009

[2] 中国建筑科学研究院, GB/T 13554-2008, 高效空气过滤器[S], 北京:中国标准出版社, 2008

[3] Institute of Environment Science and Technology(IEST), IEST-RP-001.4:2005, HEPA and ULPA filters[S], IEST, 2005

[4] International Standard Organization (ISO), ISO 29463-1:2011, High efficiency filters and filter media for removing particles from air -- Part 1: Classification, performance, testing and marking[S], ISO, 2011

[5] 河南核净洁净技术有限公司, GB/T 17939-2015, 核级高效空气过滤器[S], 北京:中国标准出版社, 2016

[6] 张惠、冯昕、孟令坤, 不同高效空气过滤元件测试台效率及阻力传递比对结果与分析[C], 2017 全国净化学术年会论文集, 西安: 316-325

[7] 秦学礼, 8”、12” 集成电路厂房洁净室设计探讨, 洁净与空调技术, 2004,43(3): 45-50

[8] 张惠、冯昕、曹冠朋, 高效空气过滤器测试特征粉尘的改进提升研究, 待发表

[9] 曹冠朋、冯昕、张惠、江锋, 测试气溶胶对高效空气过滤器效率测试结果的影响研究, 待发表

[10] CEN, EN 1822-4:2009 High efficiency air filters (EPA, HEPA and ULPA) - part4: determining leakage of filter element (scan method)[S]. CEN, 2009

[11] Institute of Environment Science and Technology(IEST), IEST-RP-CC034.2 HEPA filter and in-place leak testing standard[S]. IEST, 2005

[12] International Standard Organization (ISO), ISO 14644-3: 2005 Cleanrooms and associated controlled environments - part 3: test methods[S]. ISO, 2005

[13] Xu Zhonglin, Cao Guoqing, Feng Xin, Zhang Yizhao, Une nouvelle méthode qualitative pour la recherche des fuites sur filters HEPA et ULPA installés[J], SALLES PROPRES (77):41-48

[14] 高龙、冯昕, 气溶胶浓度及测试粒径对高效过滤器计数法检漏测试的影响[J], 暖通空调, 2015, 45(1): 73-77

[15] 高龙、冯昕, 光度计与计数器测试方法在高效过滤器检漏测试中的对比研究[J], 暖通空调, 2015, 45(2): 107-110

[16] 曹冠朋、冯昕、路宾, 高效空气过滤器现场检漏方法测试精度比较研究[J], 建筑科学, 2015,31(6): 145-151

[17] 汤浅久史、林将、神山三枝等, Prediction of nanofiber/micronfiber mixed filter performance and

its optimization[C], 32nd annual Tech. meeting on air cleaning and contamination control, Japan air cleaning association, 2015

[18] 包理、小林诚、青海秀树等, Performance evaluation of the HEPA filter made of depth filtration nanofiber media[C], 32nd annual Tech. meeting on air cleaning and contamination control, Japan air cleaning association, 2015

[19] 神山三枝、小林美一, Research for design of long life about high porous structure filter[C], 32nd annual Tech. meeting on air cleaning and contamination control, Japan air cleaning association, 2015

[20] 曹冠朋、冯昕、张惠、江锋, 高效空气过滤元件生命周期综合能耗评价实验研究, 待发表

ISO 16890 《一般通风用空气过滤器检测标准》 的分析与思考

冯昕, 路宾, 张惠, 曹冠朋

(中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

[摘要] 颁布于2016年的ISO 16890系列标准是国际首个针对一般用空气过滤器性能测试评价的国际标准。介绍了该标准的主要技术内容, 对标准目前所存在的主要技术问题进行了重点剖析, 并结合近年来的国内外研究现状, 对标准未来发展改进方向给出了相应的建议。

[关键词] 过滤器 空气净化 净化效率 标准试验尘 过滤器消静电试验

0 引言

2016年底, 国际标准化组织ISO第142技术委员会“气体及其他气体净化设备”正式投票通过并颁布针对一般通风过滤器性能测试的首个国际标准ISO 16890-1~4:2016。这标志着经过接近10年的反复协商与妥协, 欧洲国家与美国、玻纤行业与化纤行业基本形成相对一致的观念, 过滤产业朝全球共同市场方向迈出了关键性的一步。作为国际首个针对PM(颗粒物污染物)净化效率评价与分级的标准体系, ISO 16890在技术标准体系中第一次对市场及普通用户所关心的空气净化设备PM10(全球范围、欠发达地区)、PM2.5(中国等发展中国家)及PM1.0(欧美等发达国家)效率如何进行测试及评价提供了完整的技术手段, 从其编制过程乃至2016年底的正式颁布都引起了各方广泛讨论。中国建筑科学研究院作为ISO/TC 142的国内接口单位, 全程参与了ISO 16890系列标准及其前身未通过最终投票的TS 21220标准过程讨论, 本文将从该标准的主要内容、标准目前所存在的问题与所面临的争议, 以及未来标准进一步发展的方向进行介绍与探讨, 希望能够抛砖引玉, 引起业内各方对于该标准的重视、广泛讨论及技术投入, 为我国空气净化行业在下一阶段标准体系完善过程中发挥更大作用提前进行技术储备。

1 ISO 16890 系列标准内容简介

ISO 16890系列标准总标题为“一般通风过滤器”, 共由四部分组成, 分别为:

第一部分: 颗粒物过滤效率(ePM)技术要求 and 分级体系(technical specifications, requirements and classification system based upon particulate matter efficiency (ePM))^[1];

第二部分: 计径效率和阻力的测量(measurement of fractional efficiency and air flow resistance)^[2];

第三部分: 计重效率及阻力与试验容尘量关

系的测定(determination of the gravimetric efficiency and the air flow resistance versus the mass of test dust captured)^[3];

第四部分: 确定最低计径效率的消静电方法(conditioning method to determine the minimum fractional test efficiency)^[4]。

在具体的技术内容方面, ISO 16890系列标准以现有的欧美一般通风用过滤器测试标准(ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2012^[5]及EN 779:2012^[6])为基础, 沿用目前欧美测试标准体系中在用的测试装置、测试尘源、测试仪器及相应的测试方法, 通过规定参考城镇及郊区大气尘粒径分布特征曲线, 并对0.3~10 μm区间至少12挡粒径挡的计径效率进行测试, 并依据测试结果通过计算而非直接测量的方式获得被测过滤器的颗粒物过滤效率(e_{PM})。在参考大气尘粒径分布特征的数学表述上, 由于ISO标准希望能沿用当前测试手段, 因此放弃了对小于0.3 μm粒子的描述, 而是选择大气尘通常所认知的三模态分布中的细模态与粗模态2个对数正态分布按规定比例分别组合成参考大气尘特征粒径分布。图1显示了该标准所规定的城市 and 郊区参考大气尘粒径分布特征曲线, 表1给出了当采用ISO 16890-2:2016所推荐的计数器粒径分挡时, 计算得到的城市 and 郊区参考大气尘体积分布系数。

具体测试过程上, 过滤器计径效率测试与ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2012标准一致, 而后按式(1)计算颗粒物过滤效率e_{PM}:

$$ePM_x = \frac{\sum_{i=1}^n E_i q_3(\bar{d}_i) \Delta \ln d_i}{\sum_{i=1}^n q_3(\bar{d}_i) \Delta \ln d_i} \quad (1)$$

式中下标x表示粒径范围; n为用于效率计算的计数器粒径挡数量; E_i为第i挡粒径所对应的计径效率, 当计算平均颗粒物过滤效率e_{PMx}时, 使用平均计径效率, 当计算最低颗粒物过滤效率e_{PMx},

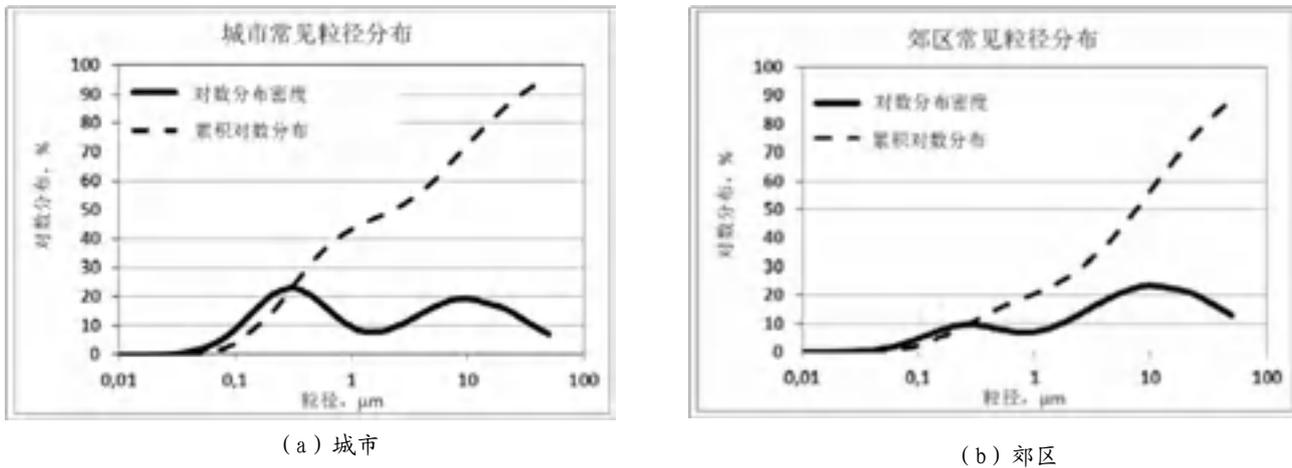


图1 该标准所规定的城市和郊区参考大气尘粒径分布特征曲线

表1 城市和郊区参考大气尘离散粒子体积分布系数 $q_3(\bar{d}_i)$

光学粒径/ μm		大气尘离散粒子体积分布系数 $q \Delta d_i$			
d_i μm	d_{i+1} μm	平均粒径 $\bar{d}_i = \sqrt{d_i \cdot d_{i+1}}$ μm	$\Delta \ln d_i = \ln(d_{i+1}/d_i)$	城市	郊区
0.30	0.40	0.35	0.29	0.226 27	0.094 12
0.40	0.55	0.47	0.32	0.198 91	0.083 95
0.55	0.70	0.62	0.24	0.158 37	0.074 32
0.70	1.00	0.84	0.36	0.115 22	0.070 14
1.00	1.30	1.14	0.26	0.085 03	0.076 28
1.30	1.60	1.44	0.21	0.076 18	0.088 33
1.60	2.20	1.88	0.32	0.080 22	0.108 04
2.20	3.00	2.57	0.31	0.099 84	0.137 26
3.00	4.00	3.46	0.29	0.126 88	0.167 08
4.00	5.50	4.69	0.32	0.155 56	0.195 42
5.50	7.00	6.20	0.24	0.177 57	0.216 71
7.00	10.0	8.37	0.36	0.191 57	0.231 43

注: i 为计数器测试粒径挡编号; d_i 为测试粒径挡下限粒径, μm ; d_{i+1} 为测试粒径挡上限粒径, μm 。

min 时, 使用经消静电处理后的过滤器最低计径效率。

计算 $e_{\text{PM}1}$, $e_{\text{PM}2.5}$ 及 $e_{\text{PM}10}$ 时, 对应计算的粒径范围 x 分别为 0.3 ~ 1.0, 3.0, 10.0 μm 。

对于大气尘离散粒子体积分布系数 $q_3(\bar{d}_i)$, 当计算 $e_{\text{PM}1}$ 及 $e_{\text{PM}2.5}$ 时, 使用表 1 的城市大气粒径分布; 当计算 $e_{\text{PM}10}$ 时, 使用表 1 的郊区大气粒径分布。

实验室应分别在被测过滤器初始状态及消静电处理后, 分别进行上述计径效率测试与 e_{PM} 计算, 并以算术平均值作为被测过滤器的标称效率, 过滤器

的分级报告值为实测效率向下圆整为 5% 的整数倍, 效率大于 95% 的过滤器报告值为 “>95%”, 同时, 标称效率及消静电处理后的最低效率均应满足表 2 的分组最低效率要求。

上述过滤器消静电测试方法由 ISO 16890-4:2016 规定, 起点源自欧洲 EN 779:2012 标准, 但在异丙醇处理试验方法上, 由 EN 779:2012 规定的浸泡后晾干调整为异丙醇蒸汽熏蒸方式。这一方法是由日本提出初步想法, 并由我国蔡杰进行了较为详细的比对试验, 证明其比 EN 779:2012 所规定的方法

表 2 ISO 16890 标准规定的过滤器分组最低效率要求

分组	过滤效率限值/%			级别报告值
	$\eta_{PM1, min}$	$\eta_{PM2.5, min}$	η_{PM10}	
ISO Coarse	—	—	<50	初始状态下计重效率
ISO η_{PM10}	—	—	≥ 50	η_{PM10}
ISO $\eta_{PM2.5}$	—	≥ 50	—	$\eta_{PM2.5}$
ISO η_{PM1}	≥ 50	—	—	η_{PM1}

更能彻底消除滤材所附静电，从而最终为 ISO 16890 系列标准所采纳。

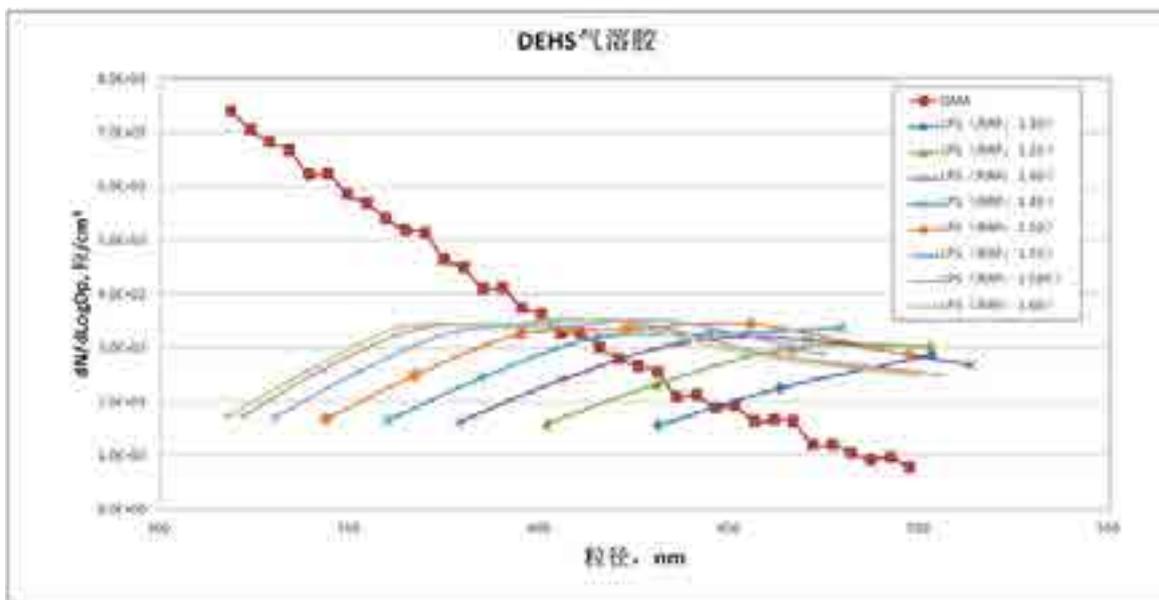
2 ISO 16890 系列标准所存在的问题与争议

ISO 16890 系列标准是国际上首个基于实际市场需求导向的技术标准，直接迎合了普通消费者对过滤器及各类净化器的 PM 净化效率解读需求，因此在全球范围内尤其是我国引起了较为热烈的讨论。但应清楚意识到，标准尤其是国际标准更多体现的是对现有成熟技术的总结与妥协，而大多数情况下，这种妥协既包括技术性，也包括政治性。以下对 ISO 16890 系列标准目前所面临的一些问题以及争议进行介绍。

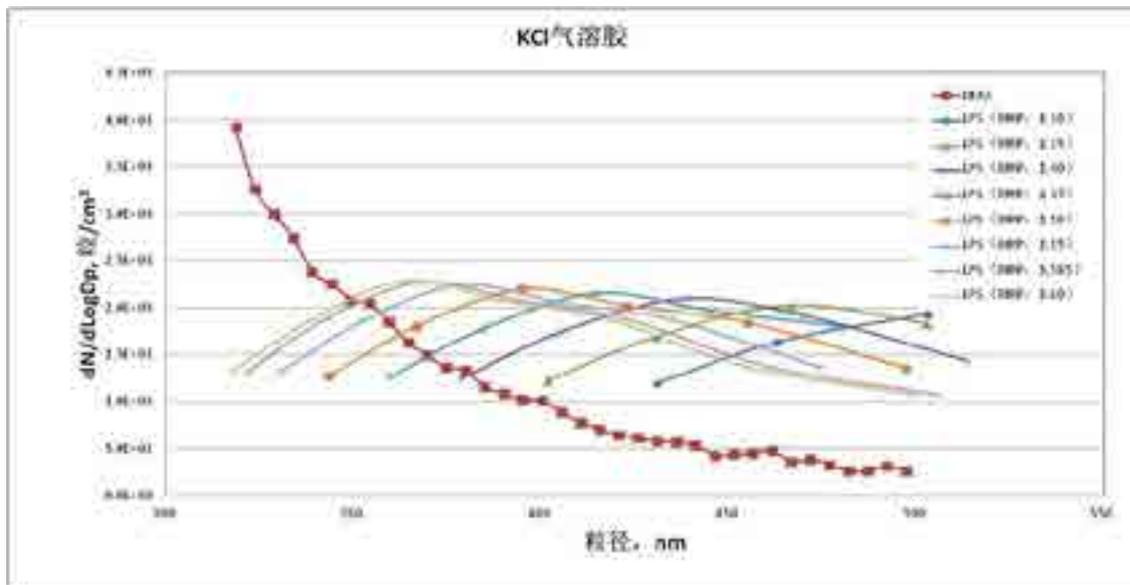
1) 问题一：该标准只基于现有的测试手段选择光散射等效粒径进行计径效率测量，通过计算而非直接测量获取过滤器的 PM 净化效率，测量结果难

以反映空气净化装置的实际运行性能。

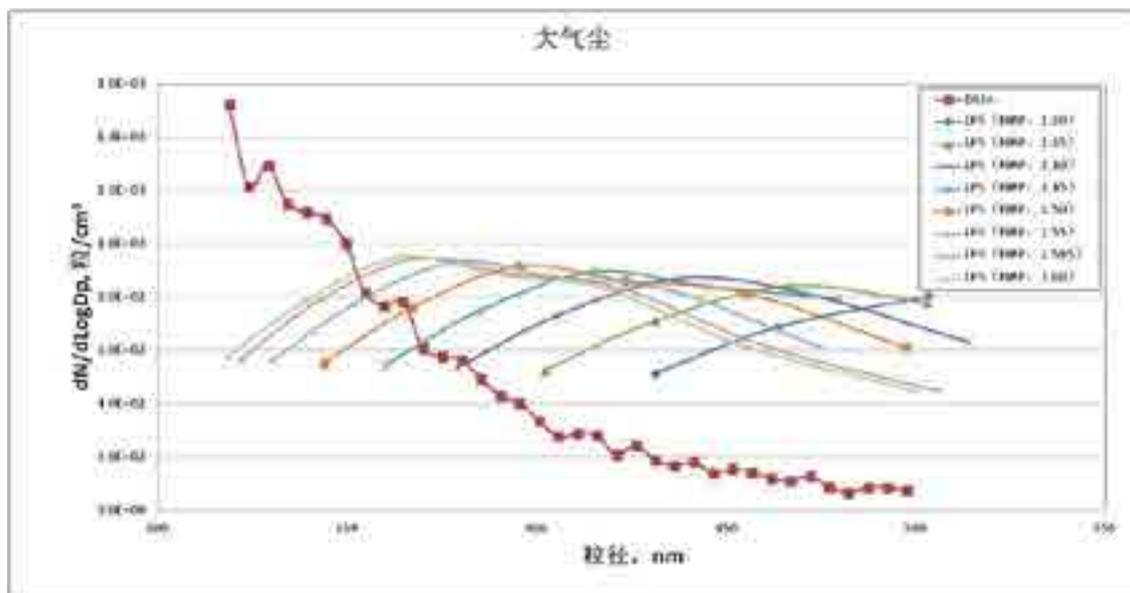
首先，光散射粒径既不等同于粒子的实际几何粒径，也不等同于表征其空气运动特性的空气动力学粒径。从光散射式粒子检测仪器的原理上看，粒子光散射信号强度与粒径的立方成正比，但只有针对理想球形的单一物质，方可基于这种比例关系得到所测粒子的粒径，不同物质的形状差异、光散射系数（refraction index real part, R_{IRP} ）差异都将导致测量结果偏离，针对这一本质上无法解决的问题，粒子测量行业采用标定的统一方法进行妥协处理，约定采用同样的标准物质（聚苯乙烯乳胶球（PSL））作为参比物，当被测粒子与某粒径的 PSL 给出一致的光散射强度信号时，认为被测粒子粒径等同于所参比的 PSL，当然被测粒子形状、光散射系数与 PSL 偏差越大，则测量误差也就越大。为验证上述观点，笔者团队以球形的油性 DEHS 气溶胶、正立方体的固体 KCl 气溶胶及实际大气尘作为测试对象，分别使用基于空气动力学直径测量的粒径迁移率分析仪（DMA）与设置不同光散射系数的光学粒子计数器进行比对测试，结果见图 2。从图 2 可以看出：即使球形的单一物质气溶胶，也难以通过仪器光散射系数的调整实现光学粒子计数器测试结果与空气动力学粒径测试仪器建立一致性；而非球形气溶胶，以及复合成分、形状复杂的大气尘，光散射测量结果与空气动力学粒径测试仪器无法建立可比性。



(a) 油性 DEHS 气溶胶



(b) 固体 KCl 气溶胶



(c) 实际大气尘

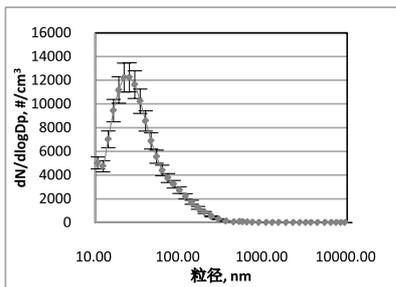
图 2 不同光散射系数的光学粒子计数器粒径分布测试结果与 DMA 测试结果比较

因此，基于光散射粒径测试最终得到的颗粒物质量浓度有别于实际值，基于该浓度所测得的净化效率，必然与其实际运行过程中的效率存在差异且不具可比性。

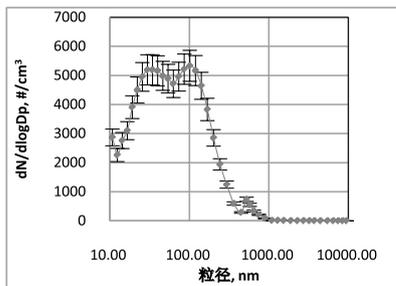
其次，现有的欧美标准体系均采用最小测试粒径为 $0.3\ \mu\text{m}$ 的光学粒子计数器作为计径效率测试手段，基于此，ISO 16890 系列标准限定了用于测量并计算颗粒物净化效率的粒径范围，无论 PM1，PM2.5 及 PM10，均以 $0.3\ \mu\text{m}$ 作为所测粒径范围的

下限。但实际大气尘粒径分布的监测结果表明，小于 $0.3\ \mu\text{m}$ 的粒子数量占大气尘粒径整体绝对优势，笔者团队在 2015 ~ 2017 年间对北京地区不同大气污染状况下 $10\text{nm} \sim 10\ \mu\text{m}$ 区间大气尘计数浓度分布进行统计分析，图 3 显示了具有代表性的大气 PM2.5 浓度分别为 $0 \sim 50\ \mu\text{g}/\text{m}^3$ ， $100 \sim 150\ \mu\text{g}/\text{m}^3$ 及 $300 \sim 400\ \mu\text{g}/\text{m}^3$ 时，大气粉尘粒径分布测试结果，其他浓度条件下的大气粉尘计数分布参见文献^[7]。监测结果显示，大气计数浓度峰值一般发生在

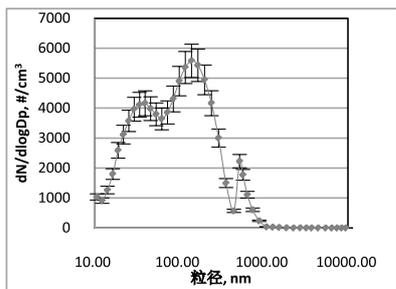
爱根核模态 (Aiken mode) 的 20 ~ 50 nm 区间及凝聚模态 (accumulation mode) 的 100 ~ 140 nm 区间^[7]。上述监测结果与国外研究学者在美国^[8]、德国^[9]、希腊^[10]、巴西^[11]及西班牙^[12]等国家进行的类似监测结果吻合。因此，在 PM 净化效率尤其是 PM1 净化效率的评价中排除 0.3 μm 以下区间粒子，缺乏足够的科学性与合理性支撑。



(a) 0 ~ 50 μg/m



(b) 100 ~ 150 μg/m³



(c) 300 ~ 400 μg/m³

图3 北京地区不同 PM2.5 浓度条件下的大气粉尘平均粒径分布

2) 问题二：采用 2 种标准气溶胶而非单一标准气溶胶带来的问题。

传统的欧洲 EN 779:2012 标准规定使用 Laskin 喷嘴所产生的油性 DEHS 液滴作为测试气溶胶物质，而美国 ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2012 标准则采用雾化干燥并经静电中和处理的固体 KCl 气溶胶作为测试气溶胶。由于 ISO 16890 系列标准是基于一个相对宽的粒径范围内对多挡粒径分别测试计径效

率，因此从技术角度考虑，选择一种可保证各采样粒径挡均能获取具有统计意义测试结果的单一试验粉尘即可，美国标准的 KCl 气溶胶粒径分布更分散、更符合要求，但欧洲方面不愿意让步，双方最终作了一个妥协：即对于 1 μm 以下粒子，沿用欧洲的 DEHS 气溶胶；对于 1 μm 以上粒子则采用 KCl 气溶胶。妥协的结果：一方面带来了操作层面不必要的麻烦，原本只需进行 1 次的试验必须分为 2 次、采用 2 套发尘系统完成，对于容尘量较小的各类膜过滤装置，存在试验时间延长而导致性能迁移的风险；另一方面，针对不同物性试验气溶胶，光散射式计数器存在响应差异，进而导致测试结果偏差。表 3 给出了分别按照 ISO 16890 系列标准采用 2 种标准测试气溶胶 (DEHS 和 KCl) 及只采用 1 种测试气溶胶 (KCl) 分别进行 PM2.5 净化效率测试时，所得到的相应 e_{PM} 效率对比。从试验结果来看，按照 ISO 16890 系列标准采用 2 种标准测试气溶胶所获得 PM2.5 净化效率的试验结果，相比采用单一气溶胶的试验结果，其效率绝对值偏差 10% ~ 15%，考虑到 ISO 标准级别标识以 5% 分挡划界，这一偏差相当大。

表 3 采用单一气溶胶和采用 2 种气溶胶的同一过滤器 e_{PM} 效率试验结果比较 %

试验过滤器级别	试验气溶胶	
	KCl	DEHS 和 KCl
F5	35.44	24.34
F6	47.80	31.92
F7	68.40	60.40
F8	84.95	75.12
F9	90.61	88.62

3) 问题三：过滤器容尘量试验问题。

ISO 16890 系列标准所规定的过滤器容尘量试验方法与传统标准方法没有明显区别，只是在试验负荷尘方面采用 ISO 15957:2015^[13]所规定的 L2 粉尘(即 ISO 12103-1:2016《Road vehicle—test contaminants for filter evaluation—part1: Arizona test dust》所规定的 A2 细灰)，这种试验粉尘源自 20 世纪 80 年代前后对于汽车用过滤器的试验负荷尘，以美国 Arizona 地区的荒漠土为主，表征对于道路扬尘的模拟，而后 ASHRAE 在此基础上按比例添加炭黑(代表大气中的燃烧产物)及纤维，形成目前世界范围内广泛使用的过滤器容尘试验负荷尘。但超过 30 年的全球使用经验表明，ASHRAE 粉尘作为过滤器负荷尘存在的主要问题有：第一，负荷尘吸湿性较强，易结块，使用前需严格烘干，否则试验结果误差较

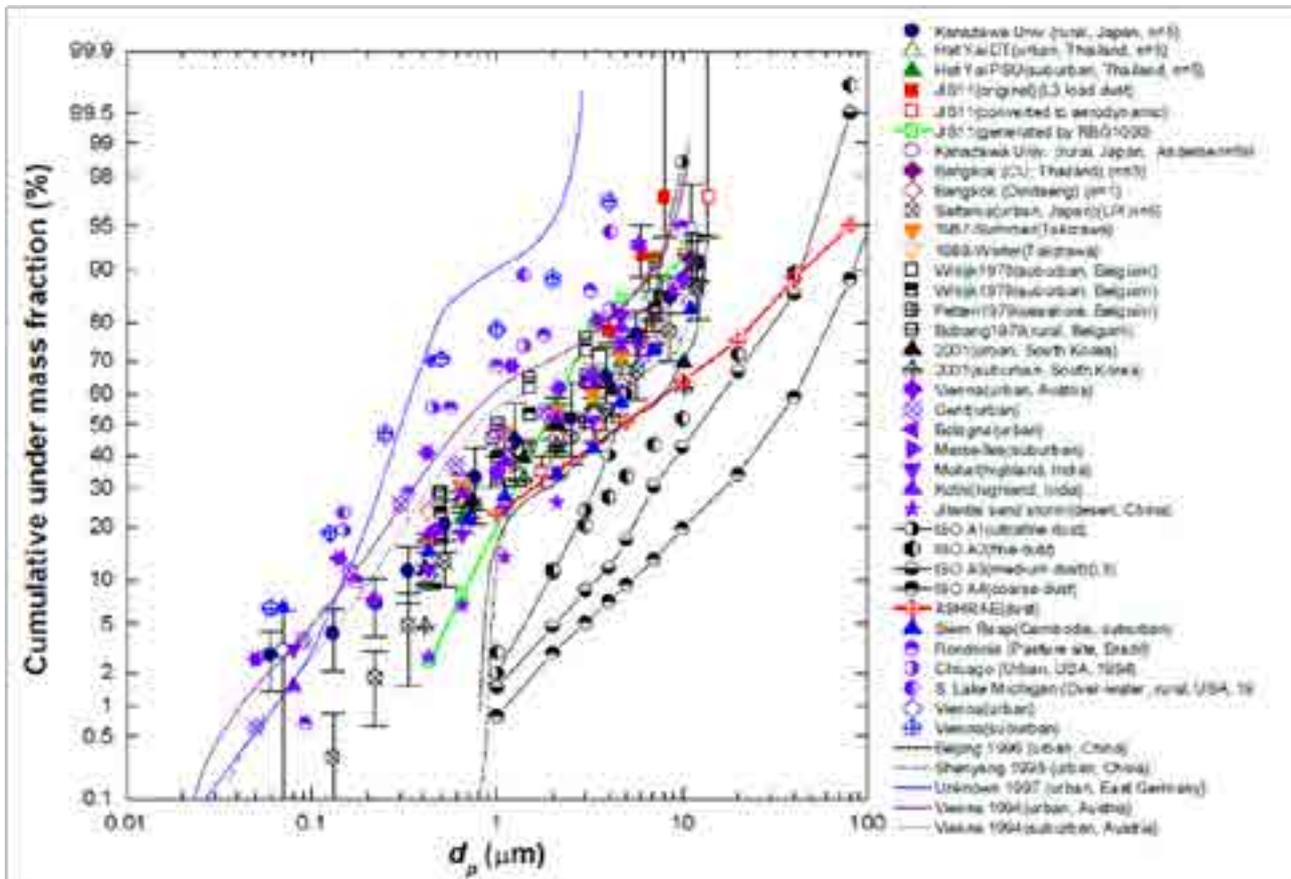


图 4 日本学者所整理的国际主要城市大气尘与现有标准负荷尘粒径分布对比
 (图中: 横坐标: 粒径, μm ; 纵坐标: 质量累积分布, %)

图例 (由上至下):

- 金沢大学 (乡村, 日本)
- Hat Yai DT (城市, 泰国)
- Hat Yai PSU (城市郊区, 泰国)
- JIS11 标准尘 (L3 负荷尘)
- JIS11 标准尘 (转换为空气动力学粒径分布)
- JIS11 标准尘 (RBC1000 粉尘发生器所生成)
- 金沢大学 (乡村, 日本, 安德森采样器测试结果)
- 曼谷 (城市中心, 泰国)
- 曼谷 (Dindaeng 区)
- 埼玉 (城市, 日本)
- 1987 夏季 (Takizawa)
- 1988 冬季 (Takizawa)
- Wilrijk 1978 (城市郊区, 比利时)
- Wilrijk 1979 (城市郊区, 比利时)
- Petten 1979 (海边, 比利时)
- Botrang 1979 (乡村, 比利时)
- 2001 (城市, 韩国)
- 2001 (城市郊区, 韩国)
- 维也纳 (城市, 奥地利)
- Gent (城市)

- Bologna (城市)
- Marseilles (城市郊区)
- Mohal (高原, 印度)
- Kothi (高原, 印度)
- 吉兰泰沙尘暴 (沙漠, 中国)
- ISO A1 (超细尘)
- ISO A2 (细尘)
- ISO A3 (中等粗细尘)
- ISO A4 (粗尘)
- ASHRAE 标准尘
- 暹粒 (城市郊区, 柬埔寨)
- Rondonia (牧场, 巴西)
- 芝加哥 (城市, 美国, 1994)
- 盐湖城密歇根 (水面, 乡村地区, 美国)
- 维也纳 (城市)
- 维也纳 (城市)
- 北京 1996 (城市, 中国)
- 沈阳 1996 (城市, 中国)
- 未知城市 1997 (城市, 东德)
- 维也纳 1994 (城市, 奥地利)
- 维也纳 1994 (城市郊区, 奥地利)

大;第二,负荷尘的全球几个主要供应商产品存在差异,使用不同供应商产品所做的过滤器容尘量试验结果不可对比。

ASHRAE 负荷尘成分中的炭黑和纤维是造成其吸湿结块的主要因素,因此 ISO 16890 系列标准摒弃炭黑和纤维而直接采用 ASHRAE 负荷尘的基础荒漠细灰作为负荷尘。但荒漠土作为大气尘的模拟试验手段存在明显不足,这主要是因为从形成机理上看,基于风化、破碎等机理所逐渐形成的荒漠土粒径偏大,亚微米尺度粒子占比极低,与实际大气尘偏差大,因此难以反映出过滤器处理实际大气粉尘时的性能表现,图 5 为日本学者于 2011 年做的目前在用过滤器负荷尘与全球主要城市的大气尘粒径分布比较^[14]。由图 5 可以看出,有的国际标准负荷尘包括 ISO A2 细灰绝大部分为 1 μm 以上的大粒子,与实际大气尘粒径分布偏差较大,基于上述负荷尘的试验结果也难以获取反映过滤器真实性能变化的试验结果。

4) 问题四:对于化纤过滤材料的消静电处理问题。

对于化纤过滤材料的消静电处理问题上,当前 ISO 16890 系列标准及 EN 779:2012 均倾向于不管材料驻极技术好坏,一律尽可能消除全部静电后复测效率,并与未处理前的测试结果进行比对,其目的是提示用户采购过滤器材料时基于滤材纤维的过滤效率和基于静电驻极技术的过滤效率贡献占比各为多少,即认为所有静电驻极技术都是不可靠的,实际使用中均可能完全丧失。但从整个过滤行业的发展及市场实际需求来看,这种试验方法较为简单粗暴,存在以下主要问题:

第一,化纤过滤材料的静电荷保持特性与使用环境、使用时间等存在较强的关联性,若处理空气中含有油烟或各种醇类等挥发性有机物,确实会加速材料所附静电荷的快速丧失,但在一般通风用过滤器使用场所,往往不涉及上述特殊污染处理,因此用其作为所有产品的统一评价方法过于苛刻。

第二,一般通风过滤器使用时间有限,并不需要滤材永久驻极。而依据笔者所在团队对于当前国内产品的测试经验,不同供应商、不同加工工艺的化纤材料驻极特性差异显著,部分滤材驻极效果极差,静电保持时间不超过 3 天,但也有滤材确实能长时间保持其纤维所附静电。此外,目前各种新型的静电增强技术的发展也大幅提升了滤材静电保持的可靠性^[15],是否在未来国际标准化体系中一定要强调无差别的消静电处理值得进一步商榷与讨论。

第三,更低阻力及更高效率是净化过滤行业永恒的主题与前进方向,对于我国建筑物整体体量庞

大、净化处理设备市场需求快速发展的市场意义尤其重大。尽管存在静电流失、效率下降问题,但采用静电驻极技术的化纤材料在相同过滤效率下的阻力确实会优于传统的玻纤过滤材料,是降低空气净化设备运行能耗的一个重要发展方向。而从行业发展角度考虑,该标准所体现的引导作用应该是促进化纤滤材厂商持续改进,提高静电驻极技术,发展更加耐久、更加低阻节能的产品,而非在其存在不足的当下简单地限制其应用、限制一个技术领域的未来发展可能性。因此,行业所需要的消静电方法应该强度适中,能够给出静电对于整体净化效率的贡献占比,更为重要的是,可以比较出不同过滤材料静电驻极技术的优劣,从而促进厂商提高驻极技术,持续提高产品可靠性。

3 未来一般通风用过滤器标准的发展方向

综上所述,现有的国际标准体系对于如何科学评价过滤器颗粒物净化效率仍存在诸多不足,笔者认为,至少在以下几个方面仍需进行扎实的基础工作以获得更具科学性的过滤器测试评价标准:

1) 第一,进一步完善大气尘特征粒径分布特征的基础数据收集,并在此基础上发展反映大气尘实际尺度特征的新型试验粉尘,建立基于直接测量而非间接计算的过滤器及类似用途净化装置的 PM2.5 净化效率的试验方法。首先,采用直接质量测量方法的优势在于,测试仪器不需要对试验尘粒径范围进行不必要、不合理的筛选,可采用标准的 PM 采样头配合多种检测手段进行测试。其次,当试验粉尘采用单一物质时,可采用标准比对方法对光散射式粉尘仪及光度计进行标定校准,使之符合测试要求,鉴于绝大多数光学粒子计数器厂商均不开放光散射系数的调整修订,而主流光散射式粉尘仪则开放质量浓度修正系数,因此以试验粉尘为标准物质,通过对粉尘仪与标准仪器比对修正,从而可在确保测试精度的前提下,大幅降低试验成本。最后,通过特定粉尘物质及相应测量手段的选择,可有效规避环境影响,使试验方法既满足实验室测试需要,也适于对建筑物已安装过滤装置的测试需要。例如,通过选择大气含量低同时对人体无毒无害的 NaCl 或 KCl 等作为试验尘,配合只针对相应 Na 或 K 进行质量浓度测量的火焰光度计等测试手段,就可在环境大气颗粒物不作净化处理的前提下,对已安装的空气净化装置进行性能评价,提高测试精度。

2) 第二,建立基于上述试验粉尘的过滤器测试负荷尘发生方法,建立更为科学的过滤器容尘加速试验方法,以使过滤器实验室容尘试验结果能更科学地反映过滤器实际运行过程中的性能变化,从而

使过滤器生命周期综合能效的科学评价与分级成为可能。同时,由于效率试验和容尘试验均采用同一种试验尘,使试验成本大幅降低,试验进行也更为快捷方便。

3) 第三,建立新的、低强度化纤过滤材料消静电试验方法。新方法应在现有试验方法提供的信息基础上,更科学地比较与辨识不同静电驻极技术及相应产品的优劣,以及不同化纤材料保有静电能力的差异性,从而发挥促进行业发展的标准导向功能。

4) 第四,简化过滤器的分级体系,使之更贴近市场需求。目前各国中效过滤器的分级标准普遍过细,以中效级别为例,欧洲 EN 779:2012 对效率为 40% ~ 95% 的过滤器分 5 挡 (M5-M6, F7 ~ F9), 美国 ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2012 对效率为 50% ~ 95% 的过滤器分为 8 挡 (MERV9 ~ MERV16)。而对于 ISO 16890 系列标准,其实质上是对 50% ~ 95% 区间级别分挡达到 19 挡。但过细的过滤器分挡体系,既非必要,也不符合市场需求。在实际市场应用上,即使是按分级最粗的欧洲标准组织生产的厂商,目前实际上也只有极少数大型国际厂商会在日常产品生产中考虑涵盖所有级别过滤器,以适应各行业用户的多样化需求,而绝大多数规模厂商日常品种只包括 2 ~ 3 个最常用级别以保证生产成本的最优控制。回归到分级体系的基础出发点,过滤器级别划分需要体现 2 个基本原则:一方面,突出不同过滤器在使用效果上的差异性,以及确保产品正常性能波动不会导致级别判定偏差。而要保证级别判定不出现偏差,则产品的质量控制体系必须能够将产品性能的波动范围最多控制在级别允许范围的一半,也就是说,当以 5% 作为每一挡级别的允许范围时,产品的生产性能波动必须控制在 $\pm 2.5\%$ 以内,否则企业很难保证对给定级别过滤器的稳定生产。对于目前中效过滤器行业的普遍工艺水平及质量控制水平而言,要保证这一点是较为困难的。另一方面,过细的级别分挡也不符合实际需求,对于大多数中效过滤器应用场合而言,60% 和 65% 的过滤器不存在可辨识的使用效果差异,甚至效率绝对值偏差 10% ~ 15% 的过滤器在实际应用场合中的使用效果差异也难以体察。因此,在未来的标准修订过程中,标准编制组及全行业都需要认真的思考一个真正符合用户市场需求的过滤器分级体系。

4 结语

本文对 ISO 16890 系列标准的核心技术内容进行了简单介绍,着重对当前的标准所存在的问题

进行了阐述,并对标准未来发展完善方向提供了参考建议。从笔者近 10 年来参与 ISO 标准工作的经验来看,ISO 标准更新完善是我国相关行业及企业发展的动力而非阻力,需要国内同仁在各个层面持续努力,这种努力既包括技术性的基础投入,也包括国家层面改进当前 ISO 部分不合理运行规则的政治努力。ISO 由欧洲国家发起,从诞生时所建立的运行规则就体现了对于欧洲标准体系的过度保护,在标准的投票规则上,ISO 采用每个正式成员国均只有 1 票的完全平均做法,但在欧洲目前的一体化前提下,几乎每个欧洲标准的背后都有至少 10 票的强势支撑,这导致大多数欧洲标准可以轻松进阶成为国际性的 ISO 标准。这一现状对于国际其他主流经济体如中国、美国及日本并不公平,也与目前大多数国际性经济合作组织采用按 GDP 划分投票权重的规则体制不符。而在欧盟内部,任何欧洲标准的投票表决也同样采用按 GDP 划分投票权重的规则。所以,我国各行业参与 ISO 标准体系的制定和修订过程,既需要科学技术人员的努力付出,也需要国家标准管理部门的政策投入与政治外交努力,使得 ISO 成为更为公平的国际标准化技术平台,更好地保证我国相关行业的利益,促进行业健康发展。

参考文献:

- [1] ISO. Air filters for general ventilation—part 1: technical specifications, requirements and classification system based upon particulate matter efficiency (ePM): ISO 16890-1:2016[S]. Geneva: International Organization for standardization, 2016:1-26
- [2] ISO. Air filters for general ventilation—part 2: measurement of fractional efficiency and air flow resistance: ISO 16890-2:2016[S]. Geneva: International Organization for standardization, 2016: 1-58
- [3] ISO. Air filters for general ventilation—part 3: determination of the gravimetric efficiency and the air flow resistance versus the mass of test dust captured: ISO 16890-3:2016 [S]. Geneva: International Organization for standardization, 2016: 1-20
- [4] ISO. Air filters for general ventilation—part 4: conditioning method to determine the minimum fractional test efficiency: ISO 16890-4:2016 [S]. Geneva: International Organization for standardization, 2016: 1-10
- [5] ASHRAE. Method of testing general ventilation air-cleaning devices for removal efficiency by particle

size : ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2012[S].Atlanta : ASHRAE, 2012 : 2-53

[6]CEN. Particulate air filters for general ventilation—determination of the filtration performances : EN 779:2012 [S]. Brussels : European Committee for Standardization, 2012 : 4-69

[7] FENG X, ZHANG H, ZHANG Y G , et al. A long-term monitoring results and summary of airborne particle size distribution from 10 nm to 10 μ m under different PM contamination levels in Beijing[C]// Proceedings of the 4th International Conference on Building Energy, Environment, 2018 : 652-657

[8] WHITEY K T. The physical characteristics of sulfur aerosols [J]. Atmospheric Environment,2007,41(S1):25-49

[9] BIRMILI W , WIEDENSOHLER A , HEINTZENBERG J, et al. Atmospheric particle number size distribution in central Europe: statistical relations to air masses and meteorology[J].Journal of Geophysical Research : Atmospheres, 2001 , 106(23): 32005-32018

[10] KOPANAKIS I, CHATOUSIDOU S E, TORSETH K, et al. Particle number size distribution in the eastern Mediterranean: formation and growth rates of ultrafine airborne atmospheric particles[J].

Atmospheric Environment, 2013 , 77:790-802

[11] SCHNEIDER I L, TEIXEIRA E C, OLIVEIRA L F S, et al. Atmospheric particle number concentration and size distribution in a traffic-impacted area[J]. Atmospheric Pollution Research, 2015,6(5): 877-885

[12] GÓMEZ-MORENO F J, PUJADAS M, PLAZA J, et al. Influence of seasonal factors on the atmospheric particle number concentration and size distribution in Madrid[J].Atmospheric Environment, 2011, 45(18): 3169-3180

[13] ISO. Test dusts for evaluating air cleaning equipment : ISO 15957:2015[S]. Geneva : International Organization for standardization,2015 : 1-8

[14] 鲍林尧, 畑光彦, 大垣豊, 等. 一般換気用フィルタ試験粒子規格化のための大気エアロゾル粒子径分布特性の検討 [C]//Research Conference in Autumn 2011 by The Society of Powder Technology , 2011

[15] TIAN E Z, MO J H, LONG Z W, et al. Experimental study of a compact electrostatically assisted air coarse filter for efficient particle removal: synergistic particle charging and filter polarizing[J], Building and Environment, 2018 , 135:153-161

基于功能需求的高级别生物安全实验室 布局思路探讨

梁磊¹, 王燕芹¹, 崔磊¹, 周权¹, 曹国庆¹, 黎莉², 徐立猛³, 徐静³,
莫俊³, 陈晓琪⁴, 王晓军⁴, 张维⁵

(1. 中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013; 2. 中生集团, 北京 100089; 3. 中生研究院, 北京 100089;
4. 中生武汉所, 武汉 430000; 5. 青岛丞拾, 青岛 266000)

[摘要] 工艺布局是生物安全实验室设计和建设的依据和基础, 在符合风险控制的前提下, 满足功能需求是实验室工艺布局设计的首要目标。本文通过实际案例, 结合国内外现行标准, 从功能需求角度对高级别生物安全实验室的工艺布局思路进行了探讨, 分析高级别生物安全实验室功能用房的组成、面积规划、实验设备与房间功能的结合等问题, 尤其针对新冠疫苗研发用(A)BSL-3实验室的不同使用需求, 分析其布局要点和特点, 希望能对同类项目的实施提供指导和借鉴。

[关键词] 生物安全实验室工艺布局功能

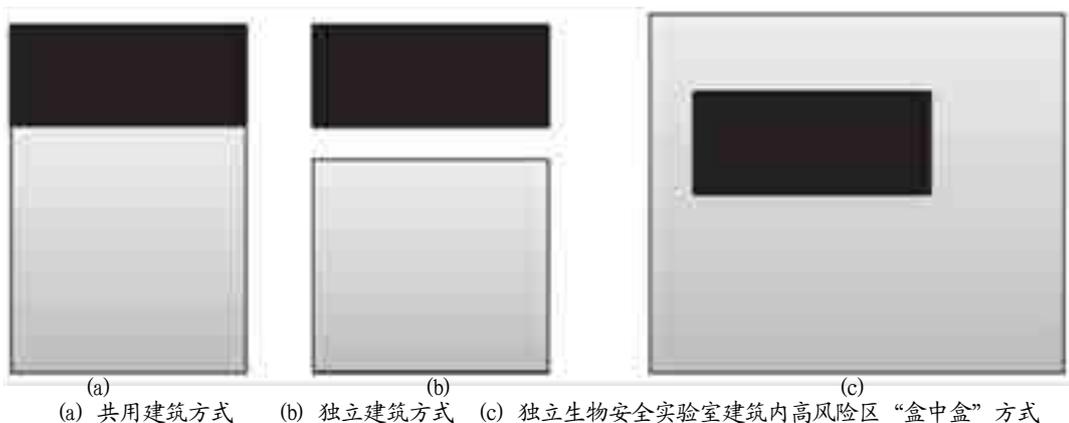
0 前言

自2019年12月起爆发的新冠肺炎疫情是新中国成立以来在我国发生的传播速度最快、感染范围最广、防控难度最大的一次重大突发公共卫生事件^[1]。在应对突如其来的疫情过程中, 高级别生物安全实验室发挥着至关重要的作用, 充分体现了其作为国家生物安全体系的基础支撑平台和人口健康与动物卫生领域开展科研、生产和服务的重要保障条件^[2]。根据WHO^[3]及我国^[4]相关要求, 开展新型冠状病毒实验活动中的病毒培养、动物感染实验等应在三级生物安全实验室中进行, 中国国家主席习近平总书记也在相关重要讲话中指出为有可能出现的常态化防控工作做好周全准备。因此, 充分把握新形势下安全发展的新要求, 加快建设合理布局、功能完善、统筹管理、高效运行的国家高级别生物安全实验室网络体系, 将是新形势下生物安全建设领域的工作重点。

工艺平面布局是生物安全实验室设计和建设的依据和基础, 科学合理的工艺布局首先应满足生物安全操作的风险控制要求, 符合工艺使用需求和适用范围, 在合规的前提下尽可能具有灵活性、前瞻性及经济性。本文通过实际案例, 结合国内外现行标准、笔者检测及设计经验, 探讨基于功能需求的高级别生物安全实验室的工艺布局设计思路。

1. 建筑功能布局思路

高级别生物安全实验室是指生物安全防护级别为三级和四级的生物安全实验室, 实验室布局应明确区分辅助工作区和防护区, 在建筑物中自成隔离区域或未独立建筑物, 应有出入控制^{[5][6]}。三级生物安全实验室与其他实验室可共用建筑物, 共用时应独立成区, 设在一端或一侧; 四级生物安全实验室应为独立建筑物, 或与其他级别的生物安全实验室共用。现行国标没有对三级生物安全实验室独立建筑物最



(a) 共用建筑方式 (b) 独立建筑方式 (c) 独立生物安全实验室建筑内高风险区“盒中盒”方式

图1 高级别生物安全实验室建筑布局方式

(黑色区域为实验室区域)

小间距给出数值，但要求本建筑物室外排风与相邻建筑间距不小于 20 米。四级生物安全实验室宜远离市区，主实验室所在建筑离相邻建筑或构筑物的距离不小于相邻建筑或构筑物高度的 1.5 倍^[6]。

独立建筑物的实验室区域内多采用“盒中盒”布局方式，防护区总是由次级围墙或保护方式与外部分开，以确保最高风险区域被包围在“盒子”中间，将生物安全风险降至最低。高级别生物安全实验室

建筑布局方式见图 1^{[7][10]}。

2. 功能用房及面积规划

在设计初期应根据实验规划方案和使用需求确定防护区内核心工作间的个数、面积和等级，由于投资及防护操作的复杂程度有较大差别，不同生物安全等级的主实验室不宜设在同一单元内，可相互毗邻，通过负压走廊或传递窗进行衔接。根据不同功能定位，笔者将高级别生物安全实验室整体区域

表 1 高级别生物安全实验室功能区域组成表

序号	区域	功能	组成	备注
1	实验室区	实验操作	主实验室及相邻缓冲、人/物流通道、淋浴间、实验室走廊、高压前室、解剖间、尸体处理间（上游）、活毒废水间等	防护区
2	配套用房区	辅助配套	清洗准备区、动物饲料、垫料库房、笼具清洗间、垃圾处理间、监控值班室、动物尸体处理间（下游）、空调/动力/电气等设备用房及管道层等	普通区
3	交通核区	交通、参观、运输	楼梯、电梯、门厅、参观走廊、大型设备进出通道等	普通区

注：现行国标 GB50346 和 GB19489 均暂未将活毒废水区规定为防护区，但对于产生较大活毒废水的大动物三级及以上生物安全实验室，事实上存在大量活毒废液在处理间内泄漏外溢的风险，因此笔者认为应设为防护区。

划分为实验室区域，配套用房区域和交通核区域，其中实验室区域主要为防护区，承担实验室操作功能，其余区域均为实验室的支持区域，各功能区域组成详见表 1。

由表 1 可见，高级别生物安全实验室是一个复杂的系统工程，涉及环节众多。根据笔者多个设计项目统计，高级别生物安全实验室的建设，除实验室区域外，配套用房及交通核区域必不可少，甚至占用更大的面积。实践中常用毛净比这一概念在规划初期估算整个实验室面积规模。净面积被定义为实验室有效面积，毛面积为所有面积，国外资料显

示（动物）三级生物安全实验室毛净比在 4:1^[8]左右，而对于四级生物安全实验室，这一比值达 5:1^{[7][9]}。

与国外文献相近，我国高级别生物安全实验室毛净比也基本在 4:1 ~ 5:1 左右。实验室配套用房约占总建筑面积的 60% ~ 70%，交通核约占建筑总面积的 10% ~ 20%。因此，在项目方案设计过程中，需要充分预留出配套用房的面积，进行合理的布局，从而避免造成后期深化过程中对方案的颠覆性调整。在项目方案阶段必须有效的确定实验室的建设规模，减少后期设计过程中的方案调整风险。

3 实验室区域布局思路

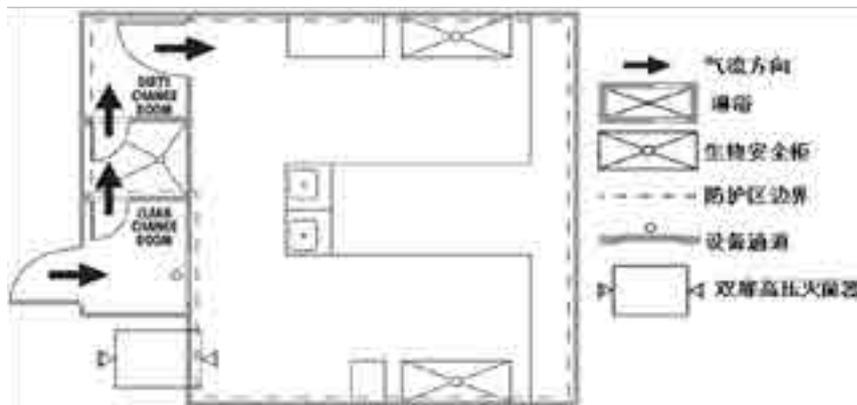


图 2 加拿大三级生物安全实验室单元布局示意图



图3 某 ABSL-3 实验室多个核心工作间共用辅助用房的布局方案图

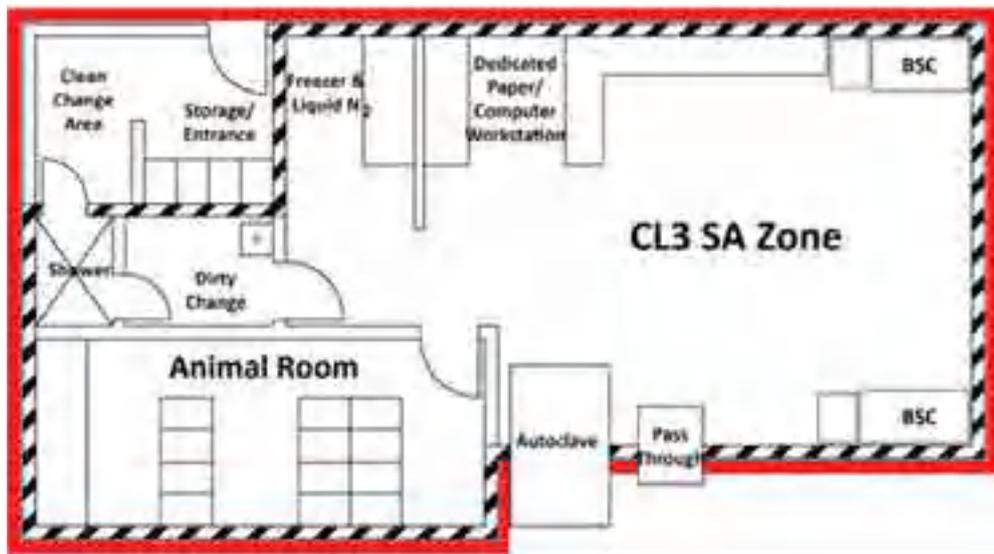


图4 加拿大动物房与实验室按套间形式设置的三级生物安全实验室布局方案示意图

3.1 基础研究及医学检验类实验室

实验室区域由主实验室（核心工作间）及其相邻缓冲组成，图2为加拿大相关国家规范给出的一个典型的三级生物安全实验室单元布局示意图^[9]，该实验室设置了专用人员进出的更衣、淋浴通道，大型设备通道，高压灭菌的污物出通道。

多个核心工作间可共用人、物流通道，通过共用走廊连接，节省空间和造价，但各核心工作间须设置专用相临缓冲，否则在不同房间不能同时开展不同病原微生物的操作。某 ABSL-3 实验室多个核心工作间共用辅助用房布局方案图见图3。

ABSL-3 实验室中动物房与实验室可设置成套间形式，也可互相独立设置。独立设置时，动物房可与细胞级微生物实验室相邻，通过传递窗进行物品传递，如图3所示。图4为《加拿大生物安全手册》第二版（Canadian Biosafety Handbook, Second Edition）中给出的动物房与实验室按套间形式设置的三级生物安全实验室布局方案示意图^[10]。

为便于实验操作，根据场地充裕条件，可在动物三级生物安全实验室区域旁配套一个小型的 SPF 实验动物屏障环境正压区，对准备进入防护区的实验动物进行观察检疫，也可从事免疫等一些预实验

活动。由于动物笼盒及粪便、垫料等污物气味较大，因此建议在条件允许的情况下，防护区物进与物出的高压灭菌器分别设置，且在防护区内分别设有高压前室为佳。

3.2 疫苗生产工艺研发类实验室

用于新冠疫苗研发的 ABSL-3 中 b1 类实验室，属于可以采取有效隔离措施的感染动物实验室，其主要实验对象为小鼠等可饲养于 IVC 或隔离器内的啮齿类动物，生物安全等级可定义为 GB19489 中 4.4.2 型动物实验室，布局上与同级别微生物实验室最大的区别就是其防护区出口应设置淋浴间。

值得一提的是，随着国内新冠疫情的爆发，国内开始出现由企业建设的，为开展全病毒高致病性（如新冠）疫苗生产工艺放大研究的高级别生物安全实验室。与以往公益类从事病原微生物基础研究

或医学检验检疫类实验室不同，该类实验室的一个主要功能是服务于疫苗生产。实验室内工艺设备众多，操作体量从几十升到上百升不等，具备疫苗生产小试甚至中试的潜在功能，带有非常明显的生产属性，在功能布局上须结合 GMP 生产车间的特点和逻辑：1) 应有配套上游正压洁净工艺区；2) 防护区洁物进与污物出均应高压灭菌，且分别设置；3) 根据 GMP 生产使用习惯，人员进出通道宜分别设置，根据风险评估确定人员退出防护区是否需要强制淋浴；4) 实验室空间应充分考虑各类小型工艺设备的操作及检修空间。

图 5 为该类用于疫苗生产工艺放大研究的高级别生物安全实验室布局流程概念示意，一定程度的结合了 GMP 成产元素与生物安全思维：人流进、出单向分开设置；物流高压进、出单向分别设置；房间气流由低风险区流向高风险区，形成单向流；房

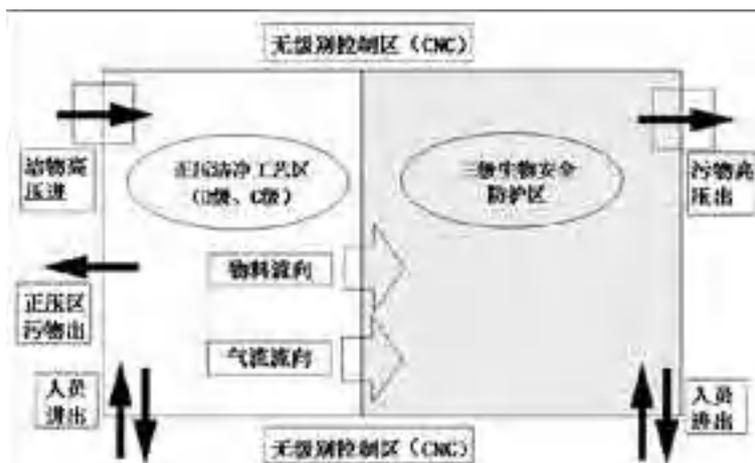


图 5 疫苗生产工艺放大研究的高级别生物安全实验室布局流程概念示意图

间采用动、静态净化级别，满足 GMP 对工艺生产的要求；总体布局上由正压区和非洁净控制区 (CNC) 将防护区环绕包围，形成低风险向高风险梯进的“盒中盒”理念。

4. 设备与功能结合的布局思路

在实验室工艺布局设计中，还应结合各类实验室仪器设备的操作特点和要求，充分考虑其对房间布局的影响。实验室区域应考虑大型设备的出入口，设备出入口应采取灭菌消毒措施。实验设备应有充足的摆放空间和操作空间，便于维修和开展相关完整性测试或消毒效果验证工作。生物安全实验室关键防护设备如生物安全柜、手套箱、隔离器、IVC 等，其布置除满足规范要求的距边、距顶尺寸外，还应保证人员操作及物料运转空间，不应将设备设

置于人员或物料的交通流线上，最大程度的避免对实验操作的干扰。

在用于疫苗研发及评价的非人灵长类动物（如恒河猴）实验室中，考虑到实验用猴的尺寸及活动性，多采用开放性饲养方式，即使是负压猴笼，也因其开门时不可避免的暴露而被定性为开放性饲养方式。对于不能采取有效隔离措施的活体动物的饲养、感染实验及解剖等操作，其实验室生物安全等级应定义为 GB19489 中 4.4.3 型。适用于 4.4.3 的动物饲养间及其缓冲间的气密性应达到在关闭受测房间所有通路并维持房间内的温度在设计范围上限的条件下，若使空气压力维持 250Pa 时，房间内每小时泄漏的空气量应不超过受测房间净容积的 10%^{[5][10]}。饲养间应充分考虑猴笼布局空间，保证人

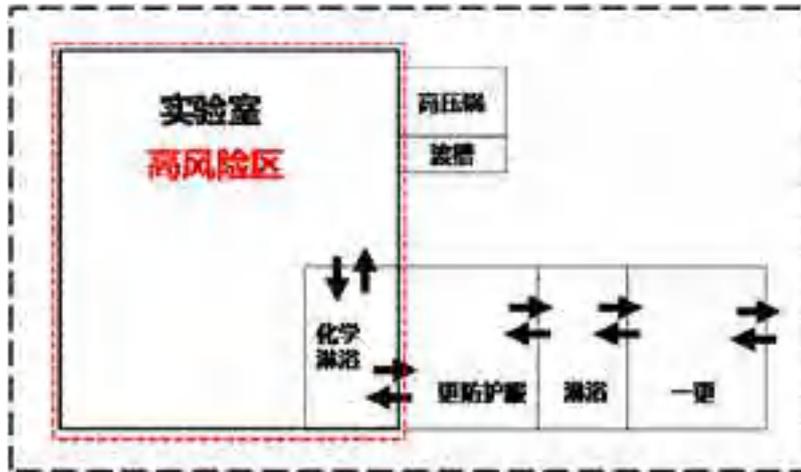


图6 四级生物安全实验室更衣流程方案示意图

员使用安全、便捷。一些特殊设备仪器，如CT机、气溶胶暴露系统等，需要在设计初期充分考虑其空间和特殊布置要求。

对于四级生物安全实验室，实验室内须考虑全是正压防护服的生命支持系统，在人流环节应将与核心工作间相邻缓冲间设置为化学淋浴间，设计室应考虑化学淋浴装置的尺寸与房间的结合，以满足功能使用要求。其更衣流程方案示意图见图6。

5. 总结

工艺布局是生物安全实验室设计和建设的依据和基础，在符合风险控制的前提下，满足功能需求是实验室工艺布局设计的首要目标。基于功能需求的高级别生物安全实验室布局，应考虑建筑布局方式，规划合理的毛净比，针对不同功能需求进行房间布局设计，以满足实验室的使用要求。

参考文献

[1] 习近平，为打赢疫情防控阻击战提供强大科技支撑，求是，2020年第6期

[2] 高级别生物安全实验室体系建设规划(2016-2025年)[EB/OL]. <http://www.most.gov.cn/fggw/zfwj/zfwj2016/201701/W020170111563956252675.pdf>, 2016-11-30、/2016-12-20

[3] Laboratory biosafety guidance related to the novel coronavirus (2019-nCoV)

[4] 新型冠状病毒实验室实生物安全指南(第二版)

[5] GB19489, 实验室生物安全通用要求

[6] 中国建筑科学研究院，江苏双楼建设集团有限公司. 生物安全实验室建筑技术规范：GB 50346—2011[S]. 北京：中国建筑工业出版社，2011：2

[7] Working in Biosafety Level 3 and 4 Laboratories,

[8] 兽医生物安全设施 - 设计与建造手册 P118

[9] CONTAINMENT STANDARDS For Facilities Handling Plant Pests, P75

[10] Canadian Biosafety Handbook(Second Edition), 29, Public Health Agency of Canada, 2015

严寒地区关于传染病医院环境防控的思考

——传染病医院负压隔离病房改造项目暖通设计

侯鸿章, 周慧鑫, 张鹏, 刘晓晖, 杨磊

(中国建筑东北设计研究院有限公司, 沈阳 110006)

[摘要] 介绍了我院在新冠疫情初期, 承接了沈阳市第六人民医院(传染病医院)4号楼负压隔离病房改造项目暖通空调设计总体情况, 从能耗计算、通风量计算两个方面对严寒地区传染病医院的环境防控进行思考、分析。

[关键词] 负压隔离病房 环境防控 暖通设计 严寒地区 新风能耗

一 前言

新冠疫情在国内发展初期, 我院承接了沈阳市第六人民医院(传染病医院)4号楼负压隔离病房改造项目。严寒地区独特的气候特征, 使得在执行现行规范中发现冬季能耗问题十分突出, 因而基于对本项目在设计、建造、调试和运行等方面全过程实践, 有必要从通风量计算和能源使用方面进行思考与分析, 为将来疫情防控建设提供适宜于严寒地区的经验, 以满足医疗隔离、救治、防护的目的。

二 工程项目

1. 项目概况及背景

沈阳市第六人民医院(传染病医院)4号楼为1989年建成的砖混建筑, 总建筑面积为4900 m², 共4层。设计任务是将原来普通病房楼改造为应急负压病房楼, 初步确定按医疗流程分清洁区、半污染区、污染区, 共设48间负压隔离病房。

本项目由于疫情防控需求, 具有工期紧(实际设计施工图周期总计仅12天), 设计条件受既有建筑、市政条件、施工、采购等实际条件制约的特点, 同时本项目要求设计与现场施工同步进行, 进一步增加了设计难度。

2. 执行的规范、标准

针对医疗建筑国家、行业及地方出台了众多的设计规范及标准, 新冠疫情期间不同机构、组织也陆续发布了医疗类建筑暖通相关建设标准、指南以适应新冠疫情条件下负压隔离病房技术要求。而目前不同规范对于负压隔离病房的换气次数、压差等参数的规定及表述存在差异, 使得在操作执行层面需要因地制宜根据实际情况判别、执行。本项目执行规范、标准的确定主要基于以下几个方面考虑:

(1) 保证结构安全, 保证消防、舒适标准不降低;





图1 负压隔离病房改造功能分区平面图

表1 医疗类建筑相关主要建设标准

序号	名称	编号	类别	备注
1	传染病医院建筑设计规范	GB 50849-2014	国家标准	—
2	医院负压隔离病房环境控制要求	GB/T 35428-2017	国家标准(推荐)	—
3	医院隔离技术规范	WS/T 311-2009	行业标准(推荐)	—
4	负压隔离病房建设配置基本要求	DB11-663Y2009	北京地方标准	—
5	传染病医院建筑施工及验收规范	GB 50686-2011	国家标准	—
6	传染病医院建设标准	建标 173-2016	建设标准	—
7	综合医院建筑技术规范	GB 51039-2014	国家标准	—
8	医院洁净手术部建筑技术规范	GB50333-2013	国家标准	—
9	医用气体工程技术规范	GB50751-2012	国家标准	—
10	《办公建筑应对“新型冠状病毒”运行管理应急措施指南》	T/ASC 08-2020	中国建筑学会	2020年2月5日 (发布时间,余同)
11	方舱医院设计和改建的有关技术要求	—	湖北省住建厅	2020年2月6日
12	《新型冠状病毒感染性肺炎疫情下 医院集中空调及通风系统运行管理建议》	—	中国医院协会	2020年2月7日
13	《新型冠状病毒感染的肺炎传染病应急医疗设施设计标准》	T-CECS661-2020	中国工程建设标准化协会	2020年2月6日
14	《新型冠状病毒肺炎应急救治设施设计导则(试行)》	—	国家卫健委、住建部	2020年2月10日
15	《应急疫情防控病房设计指南》	—	中建东北院	2020年2月10日

（2）满足负压隔离病房相关要求以及排放要求；

（3）满足舒适性（供热、供冷）要求。

因而在本项目设计施工周期（2020年1月28日~2月10日）主要参照执行以下规范、标准及指南作为本项目暖通设计依据：

3. 设计要点

本项目为改造项目，一方面暖通设计在满足隔离病房规范要求的前提下尽可能利用原系统，故保留原病房楼风机盘管系统，作为房间温度调节控制的补充。增设机械送风、机械排风的直流通风系统，控制空气压力从清洁区、半污染区、污染区依次降低。另一方面，本项目须满足快速建造要求，以安全可靠、便于快速建造为前提，选用能源以电力为主，选用设备随时根据招采情况调整、修改，整个设计过程贯穿于本项目启动、施工、验收到移交使用全过程。

基于以上改造需求和现状，暖通专业设计重点从以下几个方面进行改造：

冷热源系统：本楼的空调冷热负荷均由原有系统负担，增设的通风空调系统设置独立的冷热源。立足节能，冷热源采用空气源热泵机组来负担新增新风负荷。机组单台制冷量为136kW，单台制冷用电量42kW，制冷工况COP值为3.24W/W，空调冷水温度7/12；单台制热量为144kW，单台

制热用电量47kW，制热工况COP值为3.06W/W，空调热水温度50/45，共30台机组设于室外地面（原理图见图2）。

新风系统：设计初期均配备加热、冷却功能，新风采用电预热、电极加湿，后期由于现场电力条件紧张，取消直接电预热，采用空气源热泵热水供热，以降低电力使用。新风系统按清洁区、半污染区、污染区分区设置独立直流系统，设变频调速控制，各层按每个护理单元设置1~2套新风系统，取风口设于北侧本层。清洁区新风经粗、中效过滤器两级处理，半污染区、污染区新风经粗、中、高效过滤器三级处理。

排风系统：按清洁区、半污染区、污染区，分区设置并引致屋面高空排放。半污染区、污染区的缓冲间、病房按病房设置独立的排风系统，排风经高效过滤、杀毒，风机设置在排风末端的污物走廊内，一用一备，并配变频调速装置。医护走廊增设排风，以方便控制分区压力梯度（原理图见图3）。

水系统：考虑严寒地区特殊性，水系统安全性，采用25%乙二醇水溶液水系统。

负压隔离病房末端：送、排风高效过滤风口与房间充分结合，均设于末端与房间共同组成密封体，确保污染不扩散。

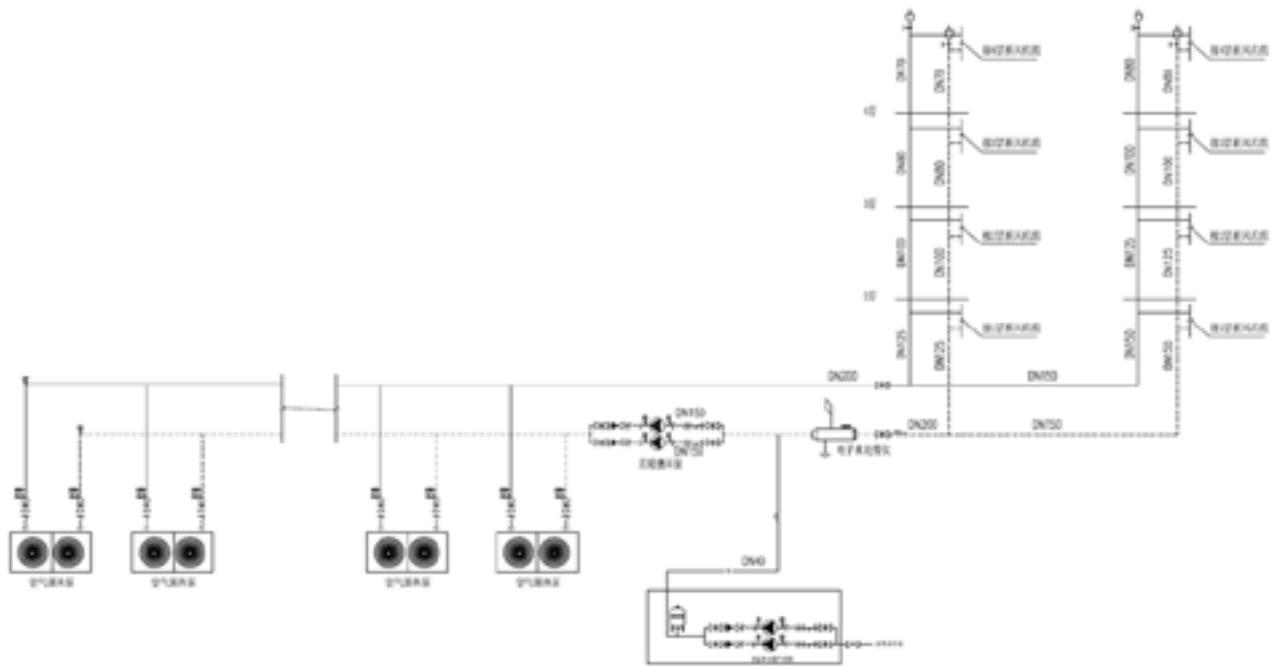


图2 空调水系统原理图

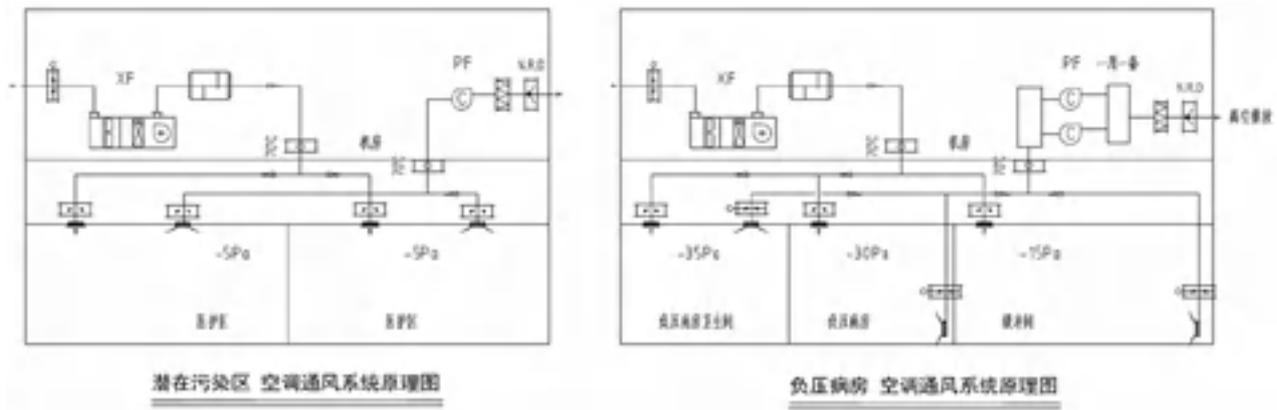


图3 空调通风系统原理图

三 传染病医院环境防控问题思考

从目前传染病房设计及改造设计经验来看，负压隔离病房及传染区、非传染区通风均需要较高的换气次数来降低感染风险，而较高的换气次数会导致通风系统的能耗增加；严寒地区冬季室外温度低的气候特征，使得冬季在通风量基础上须满足防冻及舒适性要求，新风必须经过加热才能满足温度需求，因而能耗高成为严寒地区传染病医院环控的突出问题，有必要对此进行分析研究，制定针对严寒地区的规范、标准，选择合适技术措施兼顾疾病防控要求及运行节能要求。

1. 新风加热能耗问题

现行规范针对传染病医院换气次数均较大，《传染病医院建筑设计规范》GB50849-2014对换气次数（新风量）规定：非呼吸道传染病区3次/h，呼吸道传染病区6次/h，负压隔离病房12次/h。《医院负压隔离病房环境控制要求》GB/T 35428-

2017对换气次数（新风量）规定“负压隔离病房污染区和潜在污染区的换气次数宜10~15次/h，人均新风量不应少于40m³/h。负压隔离病房清洁区的换气次数宜为6次/h~10次/h。”较大的换气次数在冬季须做加热处理以满足室内环境需求，由此产生的运行费用高。

据此本文计算新风加热能耗选取计算模型条件为：室内设计温度20℃，电价取0.53元/kWh，室内净高2.6m，室内面积25m²。比较东北地区主要城市（沈阳、大连、长春、哈尔滨）在2次、3次、6次及12次换气次数和对应采暖期条件下，计算其单位面积新风量、单位面积新风加热量、供暖季新风加热量和供暖季运行费用（见图4~图7）。

可以看出随换气次数的增加，单位面积新风量指标增大，由此带来相应的新风能耗增加显著，计算模型条件下以沈阳为例，12次/h换气次数负压隔离病房，供暖季运行费用指标达711元/m²（电

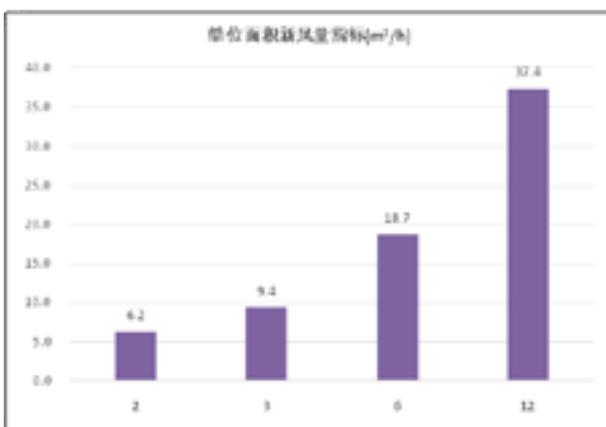


图4 单位面积新风量指标

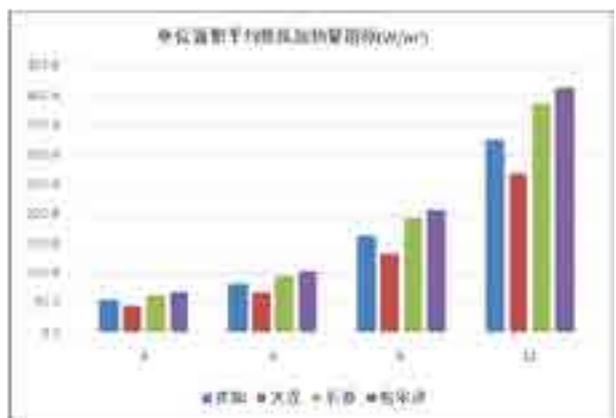


图5 单位面积新风量加热量指标

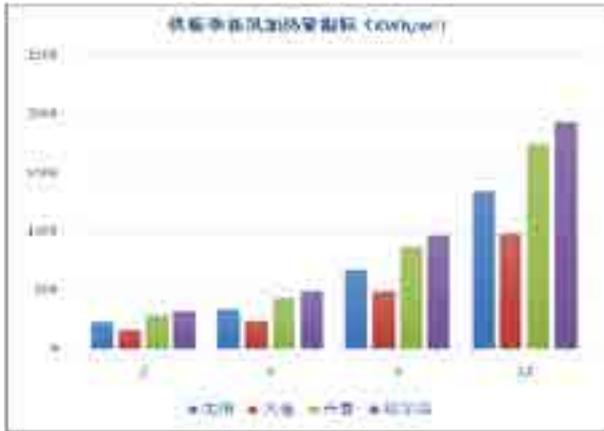


图6 供暖季新风加热量指标



图7 供暖季运行费用指标

价取 0.53 元 /kWh 计算），冬季室外计算温度越低地区，能耗增加越大，由此可见有必要在传染病医院建设改造过程中选择合适的能量供应方式，制定相应严寒地区标准规范，根本上保障严寒地区在不利条件下安全可靠运行，同时降低系统能耗，因此从系统设计角度建议从以下几个方面解决：

- (1) 采用高效供热系统，提高能源利用率；
- (2) 做好新风、排风的热回收应用；
- (3) 加强新风防冻措施，最冷季的系统运行可靠性；
- (4) 探索严寒地区适用的规范、标准。

目前设计规范对于空气传播传染病防控，可使用的控制方法有稀释类、气流组织控制类、过滤类、温湿度控制类、消杀类等。若将防、控二者区分，从传染病防护方面考虑，主要是通过通风手段，采用较大换气次数稀释污染物浓度，同时考虑合理气流组织方式提高通风效率、降低感染风险；从传染病控制方面，在空气处理过程中使用高效过滤、消杀的方式达到控制污染的目的。

稀释通风目前 Wells-Riley 风险预测模型是较为公认的感染风险预测方式，它是在 1978 年基于 quanta 的概念提出，利用概率的方法确定空气传染病的感染概率。Wells-Riley 模型成功预测和验证了美国纽约州罗切斯顿附近一所郊区小学的麻疹爆发情况，该方程及改进方程也被广泛预测各个空气传染疾病的爆发情况^{[1][2]}。

Wells-Riley 风险预测模型见下式

$$P=C/S=1-\exp(-Iqpt/Q)$$

式中，C——一次爆发中新产生的被感染人数；

S——总的易感人数；

I——感染人数

Q——房间通风量（m³/h）；

q——一个感染者的 quanta 产生率；

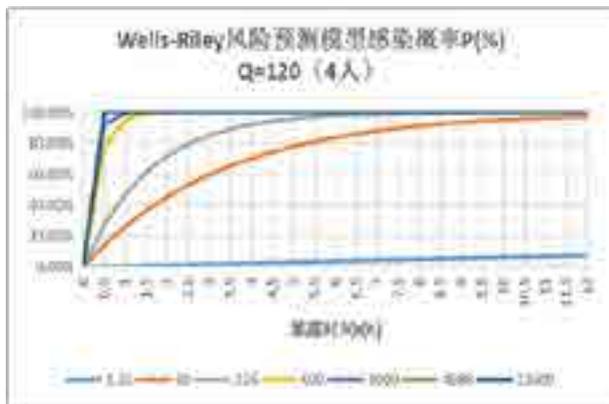
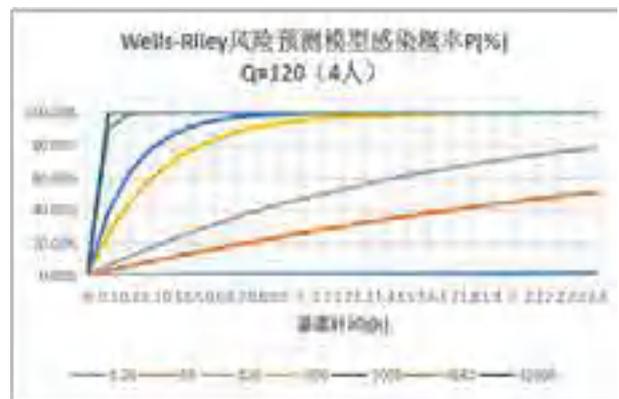
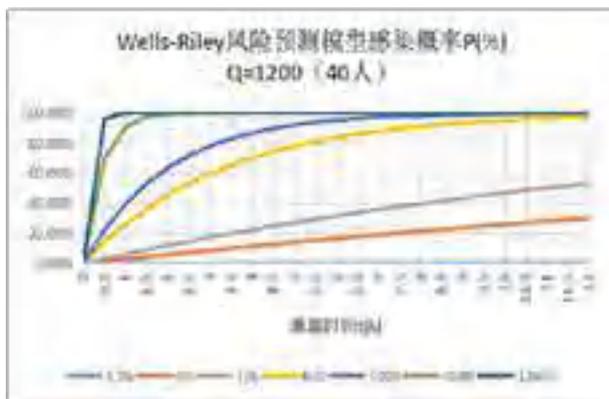
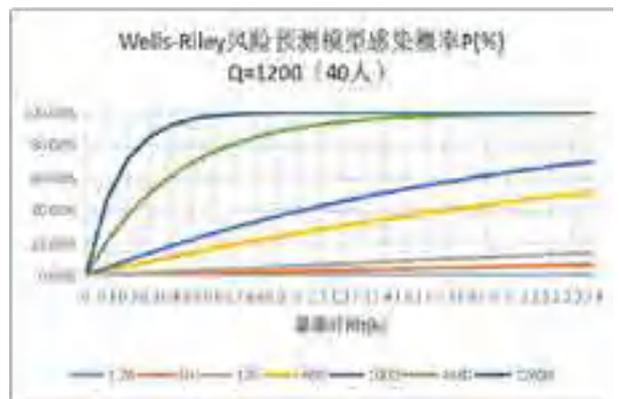
p——呼吸通风量（m³/h）；

t——暴露时间（h）。

quanta 定义为单位时间内，当每个动物吸入 1 quanta 量的传染源，会有 63.2% 的动物被感染，即平均感染概率服从 Poisson 分布，不同传染疾病呼吸通风量及 quanta 产生率见表 2，本文假定病毒产生率为 12600。

表2 肺结核、风疹、流感及 SARS 的呼气通风量及 quanta 产生率^[3]

疾病名称	描述	呼吸通风量 (m ³ /h)	产生率 (quanta/h)
肺结核	办公室爆发	0.6	1.26
风疹	墨西哥学校爆发	0.42	60
流感	飞机上爆发	0.48	78-126
SARS	香港威尔士亲王医院爆发	0.36	4680
假定病毒	(假定肺结核产生率 10000 倍)	—	12600

图8 通风量 $120\text{m}^3/\text{h}$ (4人) 暴露时间 12h图9 通风量 $120\text{m}^3/\text{h}$ (4人) 暴露时间 2.4h图10 通风量 $1200\text{m}^3/\text{h}$ (40人) 暴露时间 12h图11 通风量 $1200\text{m}^3/\text{h}$ (40人) 暴露时间 2.4h

根据以上传染疾病产生率 (quanta 值) 不同, 在呼吸通风量为 $0.6\text{m}^3/\text{h}$ 条件下, 利用风险预测模型计算不同房间通风量 (人数 4 人, 人数 40 人) 及不同暴露时间 (2.4h, 12h) 下的感染概率 (见图 8~ 图 11)。

可以看出, 对于不同传染疾病, 产生率 quanta 值变化很大, 是影响感染率的决定因素; 暴露时间和房间通风量是影响感染率的主要因素; 个体呼吸通风量亦对封闭空间内感染率有影响, 但变化不大。对于较高 quanta 值的传染疾病, 只要有传染源存在, 封闭空间内感染率将很高, 仅靠通风难以解决交叉感染问题, 应采用戴口罩、防护服等方法避免感染; 对于较低 quanta 值的传染疾病, 暴露时间、房间通风量亦对封闭空间内感染率有影响。

因此笔者从传染病防控角度建议应根据不同疾病传播特性, 做相应的模型修正, 以此为依据选择适宜的稀释通风量; 在建筑内部引入室内净化过滤器处有效消杀的理念, 明确提出新风换气

次数、过滤换气次数在一定范围内的有效替代, 以控制较大通风量带来能耗高的问题; 建议结合目前标准规范, 设计平时、疫情两套系统, 便于快速转换。

四、结语

在沈阳第六人民医院改造项目设计中由于经验不多、时间仓促、认知有限, 尤其是改造项目现场情况更复杂, 更受限, 有必要以此为经验在新建医疗建筑中加以应用、完善, 我院以此经验总结编制了《应急疫情防控病房设计指南》。

严寒地区的气候特点决定了在高换气次数条件下能耗高的问题突出, 由此反映在医疗建筑, 特别是传染病医院隔离病房在暖通系统设计中需要因地制宜解决实际问题, 有必要在基础理论和传染病认知的基础上探索适宜严寒地区气候特征的标准、规范。因此建议一方面, 采用高效供热系统, 提高能源利用率, 加强新风防冻措施, 保证最冷季的系统运行可靠性; 另一方面, 根据不同疾病传播特性, 做相应的模型修正, 通过加

入室内净化消杀手段等效通风量，满足传染病防控要求同时兼顾系统的节能运行。

参考文献

[1] Fennelly K P, Martyny J W, Fulton K E, et al. Cough-generated aerosols of mycobacterium tuberculosis: a new method to study infectiousness [J]. Am J Respir Crit Care Med, 2004, 169(5):604-609.

[2] Riley E C, Murphy G, Riley R L. Airbase spread of measles in a suburban elementary school [J]. Am J Epidemio, 1978,107(5):421-432.

[3] Qian H, Ventilation for airbase infection in hospital environment [D]. Hong Kong: Department of Mechanical Engineering of University of Hong Kong, 2007.

美国医院设计与建设新指南与主要修订内容

刘燕敏

（同济大学，上海 200092）

[摘要] 2018版《医院设计和建设指南》以三个独立文本颁布，旨在推进住宅医疗与护理、日间医院、日间手术中心、办公室医疗等，从根本上改变了医疗模式、改革医院体系、改进医疗方式，减少医疗周期、提高医疗效率、降低非医疗的能耗，以实施“非能源效率”的节能措施。比传统提高“能源效率”的节能途径更多，节能效果更大，更易取得多赢的局面。

0 前言

美国医院设施指南协会（Facilities Guidelines Institute, FGI）是1998年成立的非营利性实体，其使命是建立和促进以共识为基础的指南和出版物，如著名的《医院设计和建设指南》（以下简称《指南》），并在研究的指导下提高医疗护理质量。FGI管理《指南》的发展进程，保护《指南》的知识产权，并管理资助《指南》发展的研究资金。《指南》每4年更新一次。从2010年开始，《指南》已将ANSI/ASHRAE/ASHE标准170：“医疗护理设施通风”纳入，以提供医疗护理设施的通风要求。不同的是，2014版的《指南》分为“医院与门诊设施设计和建设指南”和“住宅建筑医疗、护理和辅助设施设计和建设指南”两个独立文本。这里的住宅建筑涉及养老院和其他长期护理设施。这是因为住宅护理和临终关怀设施，辅助生活设施和独立生活环境，以及非住宅辅助设施（成人日托设施，健康中心和门诊康复中心）在美国得到了极大发展。

最新的2018年版《指南》以三个独立的文件发

布，即“医院设计和建设指南”，“门诊设施设计和建设指南”和“住宅建筑卫生，护理和辅助设施设计和建设指南”。ASHRAE 170-2017版“医疗护理设施通风”，已作为该版《指南》的第3部分纳入（见图1）。所指的门诊设施（Outpatient Facilities）包括日间医院、日间诊所、日间手术中心等，并涵盖小型诊所，以及大型医疗建筑中的多种临床服务，如独立影像、办公室医疗、手术单元等。2008版“门诊设施设计和建设指南”形成独立文本的目标是为医疗环境提供设施框架，以支持其发展的足够灵活性，并以支持门诊病人和门诊设施人员的独特需求。近年来，门诊设施中提供的服务已经迅速发展和扩展，以前仅在医院中执行的许多医疗过程和操作，现在通常在门诊环境中进行。这次修改澄清了这方面的要求，允许设计的一些灵活性，以支持长期发挥作用的设施的开发。医疗保险也推动了门诊设施的这种服务变化，扩展了更多种类的门诊医疗设施，也满足了市场需求。

《指南》提供的是设计和建造新建和改建的医



图1 最新的2018年版《指南》

疗保健设施的最低共识要求。最低要求值难以定义,也会随时间变化,唯一现实问题降低建设成本与运行费用。但在许多情况下,医疗护理机构需要超过《指南》规定的这些最低要求值,以满足临床或工作人员对安全、有效的医疗环境控制的需求。这些最低要求值仅供政府职能部门与权威机构对医疗护理机构功能的认定基准,而非最佳设计值。从2018年开始,FGI还计划出版一系列出版物,将会以白皮书,论文,案例研究,咨询意见,报告清单等形式出版。这些出版物被称为“超越基准(即指南的最低要求)”,旨在支持和扩展《指南》中公布的最低设计要求。这些主题包括详细讨论《指南》要求及其应用方法,研究支持指南要求,研究或其他循证的最低要求建议,最佳实践、节能运行以及改变医疗机构设计的

实践趋势。如最近出版的有:《复合手术室设计基础》,《使用情景规划预测医疗保健的未来》,《设计精神病院的常见错误》等等,帮助设施管理人员和设计人员了解医疗护理领域中进展,使设施更安全、有效,并改善临床结果。声学建议审查委员会(APRC)审查了《指南》中现有的声学标准与要求,并对相关的声学要求进行了修订,更新,澄清并提供了统一的设计标准。

1 《指南》的主要修订与关注点

1.1 手术室方面的主要修订

1.1.1 操作室的新分类

原《指南》是依据美国外科学会按麻醉类型进行手术室分类(见表1)。

现《指南》是基于手术的侵入性程度、患者承

表1 原《指南》的手术室分类

级别	适宜手术定义
C级手术室	需要全身或大面积局部麻醉及生命机能维持设备的大型手术
B级手术室	使用口服的、注射(非肠道)的或静脉的镇静剂或在镇痛剂或游离药物的小型或大型手术
A级手术室	术前不使用镇静剂,仅在表面、局部或部位麻醉下的小型外科手术,不包括静脉、脊髓及硬脑膜上需要B级或C级的手术。

受的潜在感染风险水平、使用的镇静剂类型、房间内的工作人员数量和使用设备的最小净空要求来进行手术室分类(见表2)。使进行医疗操作的用房类型要求的定义和应用保持一致。也决定了医疗操作用房的大小、饰面和其他基础设施要求。这3类用房分别为:

1级用房(见图2)。检查与治疗室(Exam or treatment room)进行非侵入性操作(Non-invasive procedures)。一般只需要4次换气,如用于未确诊的胃肠道症状,呼吸系统症状或皮肤症状的患者使用的检查室,则需要6次换气。无压力控制要求。

2级用房(见图3)。操作室(Procedure room)进行经皮操作(percutaneous procedures)。为原《指南》的A级手术室,或也可称为一般手术室。所谓经皮手术是指皮肤被穿刺或切口穿透的操作,该切口不会比皮肤或皮下空间更深,并且可能涉及引入导丝和导管和/或插入留置的异物(临时或永久性),如植入支架、临时下腔静脉(IVC)滤器、主动脉瓣等,对患者可以实施有意识的,最小的,或者局部麻醉。可以再分为有麻醉管理与没有麻醉管理的两类操作室。操作室需要15次换气,其中3次新风换气,有正压控制要求。

3级用房(见图4)。手术室(Operating room)为原《指南》的C级与B级手术室。是进行侵入性操作(invasive procedures)场所,如需要进入或打开无菌体腔,插入一个内植的异物,切除和移植覆盖烧伤者全身20%以上面积的皮肤,或不作为一个开放手术开始,但有风险,在需要时由医生决定转换到一个开放的手术。手术室需要20次换气,其中4次新风换气。要求主送风装置集中设置在病患和手术小组的上方,送出单向、垂直向下的非诱导气流。主送风装置的送风面每一边应均比手术台面至少多305mm。并要求在手术部内进行有序的梯度压差控制。

《指南》在手术部内定义了限制区和半限制区。类似于我国GB50333-2013《医院洁净手术部建筑技术规范》规定的洁净区与非洁净区。限制区是手术部里半限制区域内的指定区域,手术室应位于限制区,只能通过半限制区进入。进出受限主要是为了支持高级别的无菌控制,而不一定出于安全目的。限制区内的交通仅限于授权人员和患者。限制区内的人员必须穿外科服装并遮盖头部和面部毛发。需要打开无菌物品或刷手的人员可能在的场所,需要戴口罩。操作室可以设置在半限制区,可以从半限

表2 现《指南》的医疗操作用房分类

用房名称	应用与要求	设计要求		
		类型	位置	围护表面
1级检查与治疗室	可能需要高水平的消毒或无菌器械,但不需要手术室环境控制的患者护理	非限制区	从非限制区进入	地板:洁净耐磨;稳定,牢固,防滑 墙饰面:耐洗的 天花板:可使用常规清洁设备清洁;允许嵌入式顶棚
2级操作室	患者护理需要高水平消毒或无菌器械和一些环境控制,但不需要手术室的环境控制	半限制区	从非限制区或半限制区进入	地板:清洁耐磨;稳定、牢固、防滑。 地板和墙基组件:带整体弧形墙底的整体式地板,其墙面部分高度152mm。 墙饰面:耐清洗;无裂缝、开口或裂缝 天花板:光滑、无裂缝、可擦洗、不吸收、无穿孔;能够承受清洁化学品;无裂缝;如果有衬垫或每块天花板材每平方米英尺至少重1磅,且无穿孔、单片、锯齿状或高纹理板材,则允许嵌入铺设在天花板上
3级手术室	侵入性医疗过程 病人将需要生理监测,预计需要主动生命支持的任何2级医疗操作	限制区	从半限制区进入	地板:清洁耐磨;稳定、牢固、防滑。 地板和墙基组件:带整体弧形墙底的整体式地板,其墙面部分高度152mm。 墙饰面:耐清洗;无裂缝、开口或裂缝 天花板:整体的,可擦洗的,能够承受清洗和/或消毒化学品,可密闭进入口



图2 检查治疗室



图3 操作室



图4 手术室

制区或非限制区直接进入。检查与治疗室与麻醉后监护病房(PACUs)则位于非限制区。手术部只要求设置更衣室或休息室,不要求直接通向限制区。

1.1.2 不同类型操作室的尺度

《指南》还规定了医院不同类型操作室的尺度(见表3),并考虑其净空(见图4与图5)。

1.1.3 规定了手术室内“功能区”

《指南》规定了各种“功能区”,便于分类控制。

“无菌区”是手术室内围绕患者的切口周围的区域。“无菌”术语意在不存在有害的微生物。除了要求医务人员在刷手后戴无菌手套才能进入无菌区,所有进入这无菌区域的物品都要求无菌。在无菌区里的手术台、手术器械桌以及使用的特殊装置,在每一次使用前必须洁净、无菌。X射线仪、外科

表3 医疗操作用房类型、最小净面积与净空

操作室类型	室内状况	最小楼面净面积	净空
住院手术室		400 ft ² (37.2 m ²)	见图 5
住院手术室	使用便携式影像设备进行图像引导手术或需要额外人员和/或大型影像设备的外科手术	600 ft ² (55.7m ²)	
门诊手术室	如不采用全麻根据所需净空计算	255 ft ² (23.7 m ²)	
门诊手术室	采用全麻, 使用麻醉机和推车	270 ft ² (25.1 m ²)	见图 6
门诊手术室	如果需要额外的人员和设备,	400 ft ² (37.2 m ²)	
操作室	没有麻醉管理	130 ft ² (12.1 m ²)	手术台两侧净空 2 ft 6 in(762mm)头部与脚部净空 3 ft(915mm)
操作室	有麻醉管理	160 ft ² (14.9 m ²)	手术台头部净空 6 ft (1830mm) 其他相同
内镜室		180 ft ² (16.7 m ²)	手术台两侧净空 5ft (1524mm)头部与脚部净空 3ft 6 in (1066mm)

显微镜和其他难以清洗的物品都必须包裹无菌塑料布来维持其无菌。麻醉师或助理麻醉师应停留在无菌区外, 用隔层把他们与无菌区隔开。如一间 20 ft × 20 ft (6096mm × 6096mm) 的住院手术室面积为 400 ft² (37.2 m²), 要求手术台两侧与脚部各延伸 3 ft

(915mm) 形成的无菌区域。

“循环通道”是无菌区两侧各延伸 3 ft (915mm) 及脚部延伸 2 ft (610mm) 形成的空间。

“设备移动通道”是循环通道两侧各延伸 2 ft 6 in (762mm) 及脚部延伸 2 ft (610mm) 形成空间。

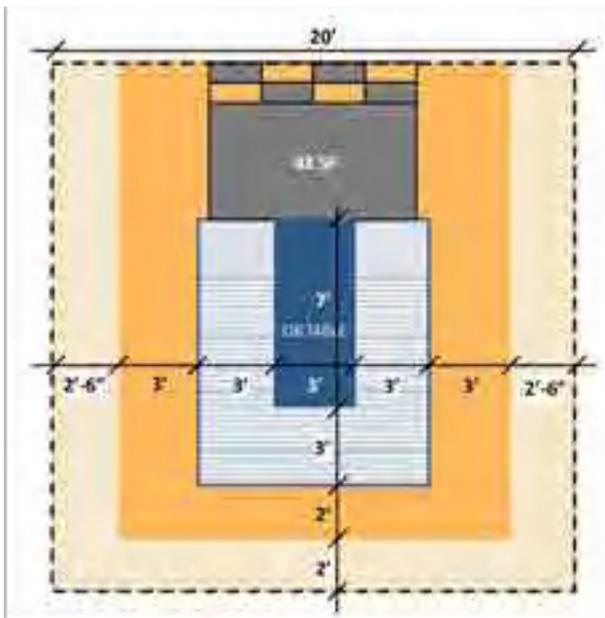


图5 住院手术室内分区

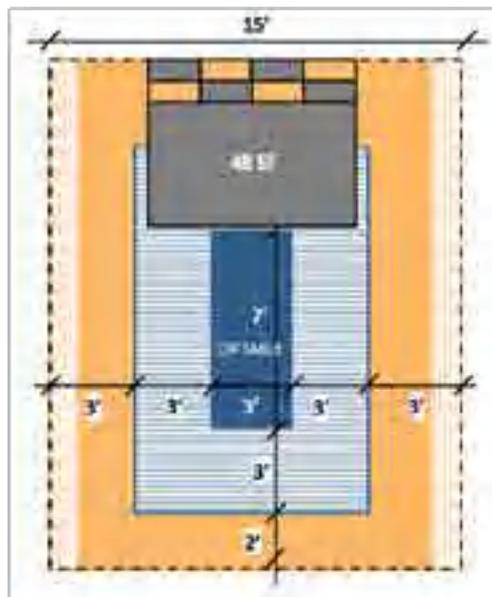


图6 门诊手术室内分区

“麻醉工作区”是在手术台头部需要设置 8 ft × 6ft (2440mm × 1830mm)，麻醉工作区后部是麻醉师与助手走动区域(见图 5)。

至于门诊手术室分区,只是没有设备移动通道,其他都是相同的(见图 6)。

1.1.4 术前和术后患者护理空间

现《指南》修订了术前和术后患者护理区域,以便更灵活地配置这些区域。尽管这些空间也已标准化,医院和门诊设施的术前和术后病人护理区的新要求如下。

第一、形成独立区域,为每个区域定义了最小的患者护理空间:

- 术前区域——每间手术室,一般手术室或影像的房间配一间患者护理空间。
- 第 1 阶段复苏,麻醉后护理单元(PACU)——每间手术室或 3 级影像室配一间患者护理空间。
- 第 2 阶段复苏——每间手术室,2 级或 3 级影像室配一间患者护理空间。

第二、可以形成组合区域。医院可以将所有患者护理站,术前、第 1 阶段复苏、第 2 阶段复苏这 3 个区域组合到一个区域。如果选择组合区域,则

必须满足组合区域中最严格的区域要求。组合到一个区域的好处可允许直接进入半限制区,而不必穿过非限制的公共走廊(仅适用于第 1 阶段),可提高这三个区域合并后的灵活性和效率。此外,当仅组合术前和术后患者护理区域时,每个医院手术室、操作室、2 级或 3 级影像室至少需要 2 个患者护理区域(站)。

为使手术室能随时尽快自净到设计状态,要求在手术室通风空调系统的持续运行。允许手术室在不使用时可以减少换气次数以维持其对外正压和室内无菌状态,并规定了不使用状态时的最低换气次数:通常手术室可以减少到 8 次/h,特殊用途手术室减少至 9 次/h。

1.2 影像室方面的主要修订

影像室是提供成像服务的房间。根据影像室可用于诊断,治疗或侵入性操作。现《指南》采用了新的影像室分类系统。分类取决于所执行的操作类型和患者安全所需的支持程度,分类中删除了介入影像,并将核医学纳入影像服务要求。影像室新分类系统见表 4。现《指南》规定的影像室相关的用房的尺度,是侧重于最小净空,而不是规定最小用

表 4 影像室分类系统

影像用房	应用	设计要求		
		类型	位置	围护表面
1 级	诊断性 x 线摄影、x 线透视、乳房 x 线摄影、计算机断层摄影(CT)、超声、磁共振成像(MRI)等影像学 用于通过天然孔腔且不刺穿或穿透天然保护膜的服务	非限制区	从非限制区进入	地板:洁净耐磨;稳定,牢固,防滑 墙饰面:耐洗的 天花板:可使用常规清洁设备清洁;允许嵌入式顶棚
2 级	用于诊断和治疗过程,如冠状动脉,神经系统,神经或外周血管造影术和电生理学过程。	半限制区	从非限制区或半限制区进入	地板:清洁耐磨;稳定、牢固、防滑。 地板和墙基组件:带整体弧形墙底的整体式地板,其墙面部分高度 152mm。 墙饰面:耐清洗;无裂缝、开口或裂缝 天花板:光滑、无裂缝、可擦洗、不吸收、无穿孔; 能够承受清洁化学品;无裂缝;如果有衬垫或每块天花板材每平方英尺至少重 1 磅,且无穿孔、单片、锯齿状或高纹理板材,则允许嵌入铺设在天花板上
3 级	侵入性医疗操作和病人需要生理监测和预计要求主动生命支持的任何 2 级医疗操作。	限制区	从半限制区进入	地板:清洁耐磨;稳定、牢固、防滑。 地板和墙基组件:带整体弧形墙底的整体式地板,其墙面部分高度 152mm。 墙饰面:耐清洗;无裂隙、开口或裂缝 天花板:整体的,可擦洗的,能够承受清洗和/或消毒化学品,可密闭进出口

房面积。因为影像设备更新很快,规定最小净空而非最小用房面积,以使这些用房的设计和布局更容易适应新技术和设备的变化。

独立实体的屏蔽控制室

2级和3级的影像用房应该有一个独立实体的屏蔽控制室,所有类型的影像室的大小取决于房间内使用的设备周围的最小净空和制造商的安装、服务和维护建议。对于门诊影像设施,要求每三间1级影像室至少提供一个患者护理空间,以便患者接受现场实验室的工作或注射非放射药物造影剂的制剂。

1.3 病房方面主要修订

现《指南》规定在新建的建筑中重症监护病房,除NICU(新生儿重症监护病房)外,所有重症监护病房都应是单病房。单病房的最小面积200ft²(18.6m²)。进行改建的单个患者使用的病房或隔间情况可以例外,最小净面积可为150ft²(13.9m²)。不允许在重症监护病房内设置有开放水面(没封闭),以避免水源性感染。



图7大尺度患者要求的间距



图8大尺度患者门幅要求

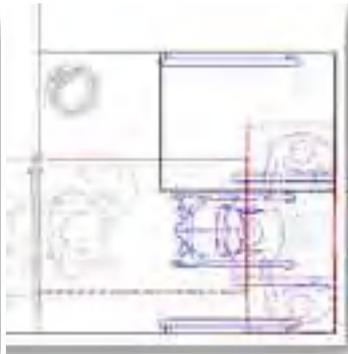


图9大尺度患者如厕要求

考虑到患者的自身因素,现《指南》用“大尺度患者”替代“肥胖症”,包括“肥胖临床定义”。“患者尺度”主要从患者体重、体重在全身的分布以及患者身高来确定。为满足在整个医疗护理设施中为大尺度的患者提供医疗服务的需要,规定了大尺度患者的容纳设备、护理人员所需的间距与净空距离,和更大容量的患者升降机(见图7~9)。以及确定大尺度患者的住宿需求。

1.6 性侵犯法医检查室的设计要求

性侵犯法医检查室(SAFE)虽然不是医院的服务要求提供,但《指南》详细说明了设计要求。规定该空间应包括符合单病室检查的要求,内设盆腔检查床/台,个人厕所和淋浴。用于法医收集物和实验室用品的可上锁存储区,以及方便的咨询室,家庭咨询室,辅助服务和执法区。

2. 结语

美国医院设施指南协会长期与ASHRAE和

1.4 医疗区的无菌处理设施

2014版《指南》将一室无菌处理作为医疗区的无菌处理设施(或卫星无菌处理设施)的最低要求。考虑到在无菌处理区域保持污染到清洁工作流程的重要性,指南修订委员会以及感染预防专家确定最低要求应是两室无菌处理设施,包括去污室和洁净工作室。2018年版的《医院指南》和《门诊指南》为设计无菌加工设施提供了新的指导,支持临床人员遵守手术器械清洗、去污和消毒的专业实践指南。只是对于使用小型台面消毒器进行有限的工作流程,允许使用一室无菌处理设施作为例外。但是,无论是两室或一室无菌处理设施,该设施必须支持从污染到清洁的单向交通流程,并要求提供存放清洁器械的空间。

1.5 “大尺度患者”的新要求

美国三分之二的人是超重或肥胖,确保设施中有足够的承重的升降机,足够大的床和椅子,以及足够宽的门道和净空,以适应实施减肥的疗程。考

ASHE合作,是美国能源之星的合作伙伴。所编写的《指南》不仅仅从传统的提高“能源效率”的思路去节能,如降低手术室换气次数与末端过滤器效率等。2014版《指南》将住宅医疗、护理分离出去。2018版《指南》又将门诊设施(包括日间医院、日间诊所、日间手术中心、办公室医疗等)独立。意在推进“去机构化(Deinstitutionalization)”。从改变医疗模式、改革医院体系、改进医疗方式等医疗根本上去简化了流程化管理模式、减少医疗周期、提高医疗效率、降低非医疗的能耗,尽可能将住院设施资源留给更复杂和紧急情况下更需医治的患者。对此我们称之为提高“非能源效率”的节能措施,这往往比“能源效率”的节能途径更多,节能效果更大,会取得多赢的局面。《指南》拓宽了我们在医疗领域节能的思路,提供了良好的节能实践。这对我国医院设计、建设有较大的指导意义与工程应用价值。

基于 CFD-PBM 研究单纤维捕集细颗粒的动力学特性

张俪安, 刁永发, 楚明浩, 贾中坚

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要] 为了考虑粉尘颗粒在常规流场中运动时碰撞与团聚, 基于 CFD-PBM (Population Balance Model) 对 $PM_{2.5}$ 以下 ($0.5\sim 2.5\ \mu\text{m}$) 以及以上 ($2.5\sim 5.0\ \mu\text{m}$) 两个粒径段范围内颗粒的捕集进行数值模拟研究, 将 CFD-PBM 与 CFD-DPM (Discrete Phase Model) 计算结果同时与 Davies 经验公式对比, 研究表明, 单纤维捕集过程中存在明显的颗粒团聚过程。通过考虑粉尘颗粒的碰撞团聚, 在捕集效率方面, 对于 $PM_{2.5}$ 以下的颗粒使用 CFD-PBM 模拟方法可显著提高模拟的精准性, 而对于 $PM_{2.5}$ 以上的颗粒, 两种模拟方法精准性一致, 当 $v=0.1\text{m/s}$, $0.5\ \mu\text{m}\leq dp\leq 5.0\ \mu\text{m}$, 基于 CFD-PBM 数值模拟计算可使误差由原来的 16.14% 降低到 4.500%, 当 $dp\geq 3.0\ \mu\text{m}$, 单纤维捕集模型中的粉尘颗粒几乎不发生碰撞和团聚; 在过滤压降方面, 速度一定时, 体积分数越大, 颗粒碰撞团聚越强, 过滤压降随粒径变化幅度越大。

[关键词] PBM; 单纤维; 颗粒碰撞; 捕集; 团聚

0 前言

随着近几年我国工业的快速发展, 环境问题日益严重。尤其是直径小于等于 $2.5\ \mu\text{m}$ (简称 $PM_{2.5}$) 的细颗粒物, 由于数量多、沉降速度较慢、比表面积较大、可作为其它污染物的载体^[1], 会对人体呼吸道、心血管以及中枢神经系统等造成严重危害。因此, 国内外对纤维捕集粉尘颗粒进行了大量的研究。在研究过程中, 大部分基于 CFD-DPM 方法, 利用欧拉-拉格朗日 (Eulerian-Lagrangian) 计算微细颗粒物在过滤介质中的运动特征^[2-4], 在计算中忽略颗粒与颗粒之间的相互作用。离散单元法 (Discrete Element Method, DEM) 是分析求解复杂的离散系统运动和力学问题的一种数值方法, 可以描述颗粒间的碰撞和团聚行为^[5-8], 弥补 CFD-DPM 模拟方法存在的不足。但是利用 CFD-DEM 在流场中耦合计算时由于两软件之间需要传递流场与颗粒受力信息, 直接导致运动量大, 运算时间周期较长^[9]。

而对于 CFD-PBM 方法是在传统欧拉-欧拉 (Eulerian-Eulerian) 双流体模型的基础上加载群体平衡方程, 可以很好的研究粉尘颗粒在流场中的碰撞团聚情况^[10-11]。但是, 在纤维捕集颗粒领域利用该方法却鲜有研究。同时, 基于 CFD-PBM 中计算单纤维捕集选择湍流团聚核的合理性分析包括: (1)

整体的袋式除尘器宏观尺度下, 袋式除尘器内部是复杂的三维湍流流场^[12], 穿过纤维过程中必然存在颗粒的无序碰撞, 在碰撞后受范德华力的作用发生湍流团聚。基于实际情况, 在计算方式上单纯的用层流计算是存在误差的; (2) 假定颗粒在单纤维捕集过程中是层流运动, 根据湍流团聚的定义, 流体扰动引起颗粒受力不均产生速度差异, 使得颗粒受流场作用产生局部富集或径向速度差异, 此时颗粒在流场中做不规则运动, 颗粒运动轨迹交叉碰撞增多, 产生团聚^[13], 其核心是颗粒碰撞后受范德华力的团聚, 因此在数值计算单纤维捕集过程中, 若考虑颗粒之间相互作用, 即碰撞团聚, 采用湍流团聚核是合理的。

在利用数值求解颗粒群平衡方程 (PBM) 时, 其主要方法分为分区法、Monte Carlo 法以及矩方法^[11]。分区法由于具有计算量较小、计算精度高、子区间划分灵活、容易实现群平衡方程和双流体控制方程耦合求解等优点, 成为现在群体平衡方程的主流求解方法^[14]。因此, 文中基于 CFD-PBM 方法, 利用分区法进行求解, 对单纤维捕集粉尘颗粒进行了数值模拟, 将 CFD-PBM 与 CFD-DPM 计算结果同时与 Davies 经验公式对比, 目的在于选取合适的模拟方法以保证模拟的准确性, 为后续开展纤维捕集颗粒捕集的数值模拟有一定的指导意义。

1 数值计算方程

1.1 多相流模型

多相流模型采用欧拉-欧拉双流体模型, 连续性方程和动量方程如下^[15]:

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2018YFC0705300); 中央高校基本科研业务费重点项目 (2232017A-09); 中央高校基本科研业务费专项资金、东华大学研究生创新基金资助 (CUSF-DH-D-2020067)

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho v) = -\varepsilon\nabla p + \varepsilon\rho g + \nabla \cdot \tau - F \quad (2)$$

式中： ∇ 为哈密顿算子； ρ 为流体的密度， kg/m^3 ； ε 为体积分项； v 是流体的速度， m/s ； p 为计算单元的压力， N ； τ 为流体黏附性应力张量； g 为重力加速度， m/s^2 ； F 为网格单元内受到的综合作用力， N 。

1.2 颗粒群体平衡方程

颗粒的团聚可以用粒子的聚并的动力学方程（General Dynamic Equation, GDE）来进行描述，即聚并动力学方程如下^[16]：

$$\frac{\partial n(v,t)}{\partial t} = \frac{1}{2} \int_{v_{\min}}^v \beta(v-u,u,t)n(u,t)dv - n(v,t) \int_{v_{\min}}^{v_{\max}} \beta(v,u,t)n(u,t)dv \quad (3)$$

式中： $n(v,t)$ 为 v 体积为的粒子在 t 时刻粒子数目浓度分布函数， $1/\text{m}^3$ ； $\beta(v-u,u,t)$ 表示 t 时刻体积分别为 $v-u$ 和 u 粒子间的聚并系数， m^3/s ； v_{\max} 、 v_{\min} 分别为所研究颗粒物体中粒子体积的最小值和最大值；等式右边第一项表示因团聚而生成体积为 v 的新颗粒数； $1/2$ 表示在颗粒一次团聚事件时同时有两个颗粒参加；第二项表示因团聚成更大的颗粒而消失的体积为 v 的颗粒数。

1.3 单纤维捕集效率计算公式

基于 CFD-PBM 效率计算公式：

$$\eta = \frac{V_{\text{in}} - V_{\text{out}}}{V_{\text{in}}} \quad (4)$$

式中： η 是捕集效率，%； V_{in} 为进口颗粒总体积， m^3 ； V_{out} 为出口颗粒总体积， m^3 ；

1.4 单纤维捕集实验关联式

1.4.1 纤维介质压力损失

压力损失是过滤介质的重要参数，一般表示为填充率 α 、入口风速 v 、空气动力粘度 μ 、过滤介质厚度 d 和纤维直径 d_f 组成的函数^[17]。

$$\Delta p = 64\alpha^3(1 + 56\alpha^3) \frac{\mu v d}{d_f^2} \quad (5)$$

1.4.2 纤维捕集效率经验公式

对于单纤维捕集效率经验公式如下所示^[18]：

$$\eta = 0.16[R_p + (0.25 + 0.4R_p)St] - 0.0263R_p \cdot St^2 \quad (6)$$

式中： η 是捕集效率，%； R_p 是颗粒直接碰撞系数； St 为斯托克斯数。

1.5 湍流聚并核函数

St_k 是一个表征颗粒在流体中悬浮状态的无量纲参数，其含义为空气动力学反应时间与流体特征时间尺度的比值，对于 St_k 而言，根据颗粒的惯性可分为 3 种类型颗粒^[19]，即零惯性颗粒（ $St_k \rightarrow 0$ ）^[20]、有限惯性颗粒以及无限惯性颗粒（ $St_k \rightarrow \infty$ ）^[21]。其数学表达式为：

$$St_k = \frac{\tau_p}{\tau_k} = \frac{1}{18} \frac{\rho_p d_p^2}{\rho_f \mu} = \frac{1}{18} \frac{\rho_p}{\rho_f} \left(\frac{d_p}{L}\right)^2 \quad (8)$$

$$L = (v^3 / \varepsilon)^{1/4}$$

式中： τ_p 是直径为 d_p 、密度为 ρ_p 的颗粒的弛豫时间尺度； ρ_f 为流体的密度， kg/m^3 ； d_p 为颗粒的直径， μm ； μ 为流体的动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； v 为流体运动黏度， m^2/s ； ε 表示湍流耗散率， m^2/s^3 ； τ_k 为湍流的 Kolmogorov 时间尺度； L 为湍流的 Kolmogorov 长度尺度。

经过计算通过计算可知 St_k 的数值趋于 0，根据 Saffman 和 Turner 所提出的零惯性颗粒湍流模型来进行描述，颗粒湍流聚并核函数为^[20]：

$$\beta(d_i, d_j) = \zeta_T \frac{\varepsilon^{0.5} (d_i + d_j)^3}{v} \sqrt{\frac{8\pi}{15}} \quad (9)$$

$$\zeta_T = 0.732 \left(\frac{5}{N_T}\right)^{0.242} \quad N_T \geq 5 \quad N_T = \frac{6\pi\mu(d_i + d_j)\lambda}{8H} \quad \lambda = \left(\frac{4\varepsilon}{15\pi v}\right)^{0.5}$$

式中： ζ_T 表示颗粒之间实际发生的碰撞次数与理论上发生碰撞的比例，即聚并系数； ε 表示湍流耗散率， m^2/s^3 ； μ 为流体的动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； v 表示气体的运动黏度， m^2/s ； d_i 和 d_j 表示两颗粒的粒径， μm ； H 为 Hamaker 常数。

2 边界条件

图 1 为单纤维捕集颗粒计算区域及边界条件示意图，边界左侧为速度入口 Velocity-inlet，空气粘度为 $18.3 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ，空气密度为 $1.225 \text{kg}/\text{m}^3$ ，右侧为压力入口 Pressure-outlet，其它面设置为对称边界条件，纤维表面采用无滑移边界条件，流场的范围为 $240 \times 120 \times 80 \mu\text{m}$ ，符合填充密度 $\alpha = d_f^3/h^2$ 在 0.6%~30% 的范围^[18]。纤维直径为 $15 \mu\text{m}$ 。颗粒生成面产生的颗粒随气体一起运动在聚并区域发生聚并被单纤维捕集，颗粒密度为 $2500 \text{kg}/\text{m}^3$ ，数值计算时，时间步长为 $2e-06 \text{s}$ ，总计算步长为 2000 步，时

长为 0.004s，表示范德华力大小的 Hamaker 常数取 $4e-20J^{[22]}$ 。

对颗粒群平衡方程 PBM 采用分区算法，初始颗粒分布为单分散相体系，如表 1 所示，以 $1.0\mu m$

颗粒为例，将颗粒群大小划分为 8 个子区间，Ratio Exponent 数值取 1.0，在每个子区间内对群体平衡模型进行积分即可得到一系列离散的方程，表 1 为各尺寸颗粒的体积分数：

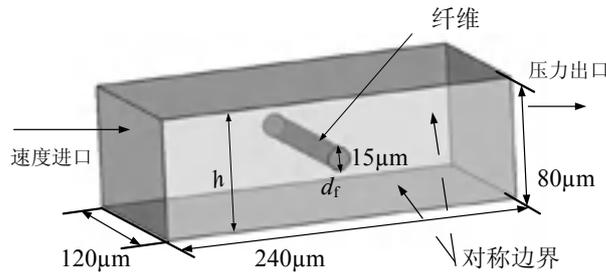


图 1 边界条件及数值计算模型

表 1 各尺寸颗粒的体积分数 VF (Volume Fraction)

	平均粒径 m	体积分数%	颗粒体积分数 VF
Bin-0	5.040e-06	0	0
Bin-1	4.000e-06	0	0
Bin-2	3.175e-06	0	0
Bin-3	2.520e-06	0	0
Bin-4	2.000e-06	0	0
Bin-5	1.587e-06	0	0
Bin-6	1.260e-06	0	0
Bin-7	1.000e-06	100	0.01420/0.00568

3 网格独立性检验

为了去除网格数量对数值模拟计算准确性的影响，对模型进行网格独立性验证，计算不同网格密度下的压力损失，数值模拟计算如图 2 所示，当网格数为 14 万、55 万、90 万左右时，单纤维模型结构的压力损失随入口风速的变化规律是一致的，且与压力经验公式（5）对比误差都在 5% 的范围内。根据网格数量和误差综合^[23]考虑选取 55 万的网格用于数值模型的计算。

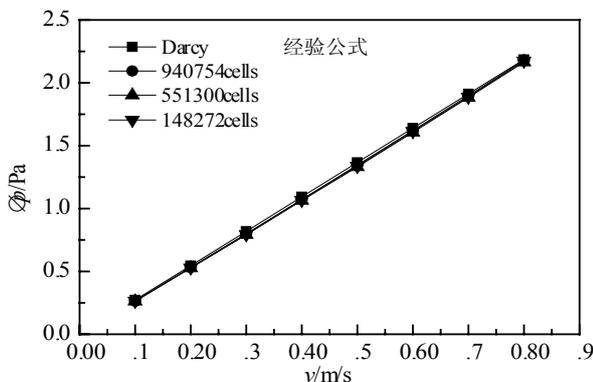


图 2 网格独立性检验

4 数值模拟结果

4.1 基于 CFD-PBM 对单纤维捕集颗粒的数值模拟

图 3 为单纤维模型捕集作用时，模型出口不同时刻各颗粒粒径段数浓度变化曲线，由图可知，在单纤维捕集模型中是存在着粉尘颗粒的碰撞与团聚，随着时间的增加，粉尘颗粒的团聚效果越来越明显，粉尘颗粒在流场的作用下碰撞后受范德华力的作用发生团聚，粒径逐渐向大颗粒偏移，当时间 $t = 2.4e-03s$ 时团聚效应达到稳定，即在单纤维模型中时间 t 达到 L (沿入口方向的单纤维模型长度)/ v (过滤风速) 时，可达到团聚稳定临界时间。

图 4 为不同体积分数下单纤维对粉尘颗粒捕集效率关系图。基于 CFD-PBM 模拟时，前提控制颗粒体积相同，由于颗粒碰撞概率与粉尘体积分数的直接关系，因此在数值模拟计算时计算了 $VF=0.005680$ 、 0.01420 体积分数，以保证模拟结果与 Davies 经验公式的吻合，该步骤与基于 CFD-DPM 在数值模拟时要确定入口通入的颗粒数原理相同。如图所示，在不同体积分数下，单纤维捕集粉尘颗粒效率随粒径的增长规律和趋势完全相同，当

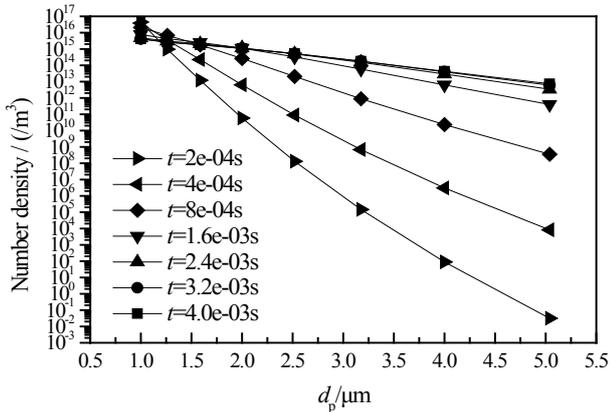


图3 不同时刻出口各粒径段颗粒数浓度变化曲线 ($d_p=1.0 \mu\text{m}$, $VF=0.0142$)

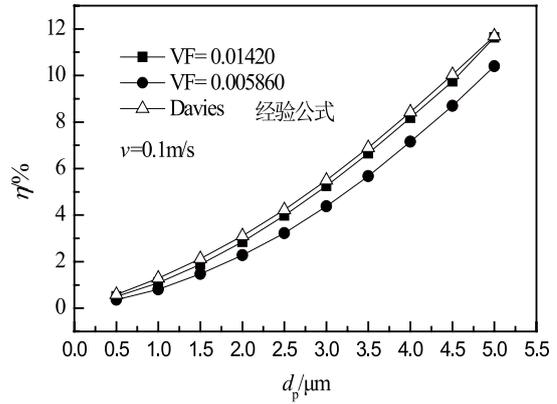


图4 不同体积分数下单纤维对粉尘颗粒捕集效率关系图

$v=0.1\text{m/s}$, $VF=0.01420$ 时, 基于 CFD-PBM 计算结果误差在 5% 范围内。

4.2 基于 CFD-PBM 以及 CFD-DPM 两种模拟方法对比

图 5 为两种数值模拟方法下捕集效率对比图, 如图所示, 基于 CFD-PBM 和 CFD-DPM 两种模拟方法对 $PM_{2.5}$ 以下 ($0.5\sim 2.5 \mu\text{m}$) 以及 $PM_{2.5}$ 以上 ($2.5\sim 5.0 \mu\text{m}$) 两个粒径段颗粒进行对比。结果表明, 对于 $PM_{2.5}$ 以下粒径, 基于 CFD-PBM 模拟方法可显著提高模拟精准性, 而 $PM_{2.5}$ 以上颗粒, 两种模拟方法精准性一致; 当 $v=0.1\text{m/s}$, $0.5 \mu\text{m} < d_p < 5.0 \mu\text{m}$ 时, 数值模拟计算结果误差由原来的 16.14% 降低到 4.500%。当 $v=0.1\text{m/s}$, $d_p < 3.0 \mu\text{m}$, 两种模拟结果得到的捕集效率曲线几乎重合, 说明此时颗粒几乎没有发生碰撞和团聚, 这是因为, 当体积分数一定时, 粉尘粒径越大, 单纤维模型中粉尘颗粒数越少, 颗粒碰撞的几率减少; 而对于 CFD-PBM 方法下计算的压降, 如图 6 所示, 由于入口体积分数, 速度一定时, 过滤压降随粒径增长变化较小, 且两种入

口体积分数下过滤压降变化幅度分别为 19.84%, 11.98%, 3.752%, 体积分数越大, 颗粒碰撞团聚越强, 过滤压降随粒径变化幅度越大。

5 结论

(1) 在单纤维捕集模型中随着时间的增加, 粉尘颗粒的团聚效果越来越明显, 粉尘颗粒在流场的作用下碰撞后受范德华力的作用发生团聚, 粒径逐渐向大颗粒偏移, 在单纤维模型中时间 $t=L/v$ 时, 可达到团聚稳定临界时间。

(2) 在捕集效率方面, 对于 $PM_{2.5}$ 以内的颗粒 CFD-PBM 模拟方法可显著提高模拟的精准性, 而对于大于 $PM_{2.5}$ 的颗粒, 两种模拟方法的精准性一致, 当 $v=0.1\text{m/s}$, $0.5 \mu\text{m} < d_p < 5.0 \mu\text{m}$ 时, 数值模拟计算结果误差由原来的 16.14% 降低到 4.500%; 当 $d_p < 3.0 \mu\text{m}$ 时, 单纤维捕集模型中的粉尘颗粒几乎不发生碰撞和团聚。

(3) 在过滤压降方面, 对于 CFD-PBM 方法下计算的压降, 由于入口体积分数不变, 速度一定时, 过滤压降随粒径增长变化较小, 且两种入口体积分

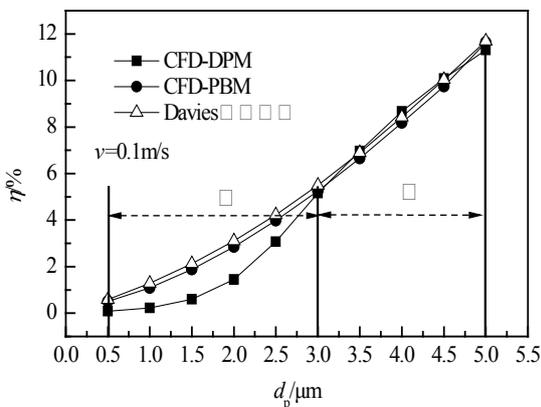


图5 两种数值模拟方法下捕集效率对比图

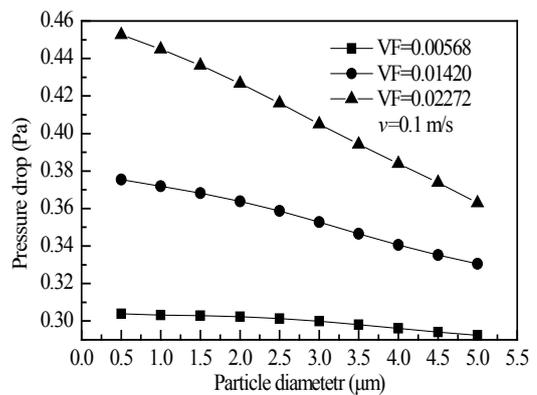


图6 单纤维过滤压降随粒径变化曲线

数下过滤压降变化幅度分别为 19.84%, 11.98%, 3.752%, 体积分数越大, 颗粒碰撞团聚越强, 过滤压降随粒径变化幅度越大。

参考文献

- [1] 顾丛汇, 吕士武, 李瑞, 等. 纤维对 PM2.5 过滤性能的影响 [J]. 化工学报, 2014, 65(6): 2137-2147.
- [2] Hosseini S A, Tafreshi H V. 3-D simulation of particle filtration in electrospun nanofibrous filters [J]. Powder Technology, 2010, 201(2): 153-160.
- [3] Hosseini S A, Tafreshi H V. Modeling particle-loaded single fiber efficiency and fiber drag using ANSYS-Fluent CFD code [J]. Computers and Fluids, 2012, 66: 157-166.
- [4] 雷陈磊, 付海明, 赵洪亮, 等. 含尘单纤维过滤捕集效率的数值模拟 [J]. 东华大学学报(自然科学版), 2016, 42(1): 93-97.
- [5] Qian F P, Huang N J, Zhu X, et al. Numerical study of the gas-solid flow characteristic of fibrous media based on SEM using CFD-DEM [J]. Powder Technology, 2013, 249: 63-70.
- [6] Yang M, Li S, Yao Q. Mechanistic studies of initial deposition of fine adhesive particles on a fiber using discrete-element methods [J]. Powder Technology, 2013, 248: 44-53.
- [7] Qian F P, Huang N J, Zha W J, et al. CFD-DEM simulation of the filtration performance for fibrous media based on the mimicry structure [J]. Computers and Chemical Engineering, 2014, 71: 478-488.
- [8] Yue C, Zhang Q, Zhai Z Q. Numerical simulation of the filtration process in fibrous filters using CFD-DEM method [J]. Journal of Aerosol Science, 2016, 101: 174-187.
- [9] Renzo A D, Maio F P D. Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes [J]. Chemical Engineering Science, 2004, 59(3): 525-541.
- [10] 安杉, 陈家庆, 蔡小垒, 等. T型管内油水分离特性的 CFD-PBM 数值模拟 [J]. 化工学报, 2017, 68(4): 1326-1335.
- [11] 郑建祥, 许帅, 王京阳. 基于 CFD-PBM 积分矩法旋风分离器中颗粒团聚的数值模拟 [J]. 流体机械, 2016, 44(11): 30-36.
- [12] 潘伶, 杨燕珍. 袋式除尘器内部流场的数值模拟 [J]. 环境工程学报, 2012, 6(8): 2750-2754.
- [13] 李云飞. 燃煤烟气细颗粒物湍流团聚的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- [14] Lister J D, Smit D J, Hounslow M J. Adjustable Discretized Population Balance to Growth and Aggregation [J]. AIChE Journal, 1995, 41(3): 591-603.
- [15] Qian F, Huang N, Zhu X, et al. Numerical study of the gas-solid flow characteristic of fibrous media based on SEM using CFD-DEM [J]. Powder Technology, 2013, 249: 63-70.
- [16] Piskunov V N, Golubev A I, Barrett J C, et al. The generalized approximation method for modeling coagulation kinetics-Part 2: Comparison with other methods [J]. Journal of Aerosol Science, 2002, 33(1): 65-75.
- [17] 黄乃金, 钱付平, 查文娟, 等. 基于微观结构的褶式滤芯拟态化模型及其过滤性能的数值模拟 [J]. 过程工程学报, 2014, 14(3): 402-408.
- [18] Davies C N. Air filtration [M]. New York: Academic Press Inc, 1973.
- [19] Alipchenkov V M, Zaichi L K. Particle collision rate in turbulent flow [J]. Fluid Dynamics, 2001, 36(4): 608-618.
- [20] Saffman P G, Turner J S. On the collision of drops in turbulent clouds [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1956, 1(1): 16-30.
- [21] Abrahamson J. Collision rates of small particles in a vigorously turbulent fluid [J]. Chemical Engineering Science, 1975, 30(11): 1371-1379.
- [22] Li, X, Logan, BE. Collision frequencies between fractal aggregates and small particles in a turbulently sheared fluid [J]. Environmental Science & Technology, 1997, 31(4): 1237-1242.
- [23] 张俪安, 刁永发, 庄加玮, 等. 高梯度磁场提升单纤维捕集 PM2.5 性能的机理 [J]. 中国环境科学, 2019, 39(7): 2765-2773.

医院洁净手术室手术过程颗粒物污染物的测试及分析

沈恒根¹, 吴军¹, 朱英坚²

(1. 东华大学, 上海 201620; 2. 上海交通大学医学院附属新华医院, 上海 200092)

[摘要] 外科手术中的阵发性烟雾危害医务人员的健康, 致使洁净手术室实际上并不洁净。文章测试不同手术条件下及不同部位手术烟雾中颗粒物的浓度, 分析手术烟雾颗粒物粒径分布规律特征。手术台附近手术区和呼吸区的 PM_{2.5} 和 PM₁₀ 浓度约为规定值的3倍, 但三种手术均符合公共区 PM 浓度的要求。三种手术刀产生的烟雾在呼吸区的粒径为 0.30 ~ 2.50 μm。超声刀产生的手术烟雾导致手术区 PM₁₀ 浓度中位数最高。

[关键词] 手术烟雾 细颗粒物 测试研究 分布特征

0 前言

本文的研究想法来自作者 2014 年 10 月住院期间了解到目前从事手术的医护人员患癌症的病例有上升趋势, 而且是进行手术的各科室医护人员都存在并发生的问题。因此, 想到近年来手术医疗器械介入手术过程是否加大手术过程的污染物发生量, 首当其冲是具有部分致病性颗粒污染物(烟、液体颗粒物等)。目前手术室设计和保障措施造成人们的潜意识认为手术室是一个绝对洁净空间, 有研究表明 85.0% 的受访医护人员认同手术室是绝对洁净空间^[1]。但并非如此, 近年外刊也有报导, 使用高频电刀、激光刀或超声手术刀时组织被摧毁、消融和分解, 从而导致在空气中悬浮着大量的微细颗粒^[2]。

查看文献可知, 我国的医院手术室是严格按照有关标准规范进行洁净手术部工程的设计、施工和验收^[3], 但在医院洁净手术室的气体洁净技术措施上还差异性比较大^[4], 在对某洁净手术室空间连续 3 年的环境的空气质量监测给出尘埃颗粒物在手术区(距离地面 0.8 m 的高度)合格率不足 50%^[5], 并认为主要原因是未按规范^[6]进行高效过滤器的及时更换。从许多文献来看, 医院洁净手术室空气质量的保障多从洁净空调的气流组织^[7]、消毒净化^[8-9]技术手段来进行研究和分析。

因此, 从 2015 年开始, 本课题组与上海某医院合作开始针对手术室手术过程颗粒污染物产生状况进行调研、测试、分析。据美国职业安全与健康管理局(OSHA)统计报告显示, 每年大约有 50 万人暴露于手术烟雾当中, 其中包括护士、麻醉师、外科医生、患者等^[10]。手术烟雾造成手术室人员产

生眼睛和黏膜发炎、头痛等症状, 长期暴露于手术烟雾能够增加患癌的几率^[11]。手术种类, 手术刀的种类, 靶组织的病理学等对手术过程中产生阵发性的颗粒物污染物特性具有重要影响^[12-14]。手术中使用电切或电凝时, 均可产生大量的可吸入颗粒物, 且 95% 的颗粒物粒径在 0.30~5.0 μm 之间。颗粒物的质量浓度表征着人体对颗粒物的暴露量, 而计数浓度主要是反应不同粒径微细颗粒物直接侵入人体呼吸道, 从而在肺部沉积的数量^[15]。现有洁净通风系统净化装置长期使用失效致使手术环境污染^[16]。人们容易忽略的是不同种类手术在手术刀作用下产生手术烟雾射流致使医护人员吸入, 然而普通外科口罩仅仅只能滤过大于 5 μm 的颗粒, 即使佩戴口罩条件下, 颗粒也可轻易地被医护人员与病患吸入。

1 测试环境及控制参数

本次试验是以上海市某医院百级层流洁净手术室为试验对象, 见图 1。手术室体积大小为 6.3 m × 5.1 m × 3.0 m; 送风口处于吊顶正中间(2.6 m × 2.4 m); 每边侧墙距地面 0.1m 各布置一个百叶回风口(4.8 m × 0.8 m); 手术台位于房间中间(1.8 m × 0.6 m × 0.8 m), 见图 2。在不妨碍手术操作流程条件下, 依规规范^[17]要求测点分别对手术过程中手术台侧测试点 a(操作区, 距手术台面高度 0.2 m ~ 0.4 m)、点 b(呼吸区, 距手术台面高度 0.8 m ~ 1.2 m)和手术台外环境区域点 c(公共环境, 距手术台 2 m 以外)颗粒物浓度进行监测, 测点布置见图 1。手术室温度 24.6 ± 1.3, 相对湿度 46.7 ± 1.2%, 手术时间均选取 2.5 小时。本次试验在点 a(手术操作区)、点 b(手术呼吸区)分别设置德国 Grimm 公司的便携式气溶胶光学粒径谱仪探头, 点 c(公共环境区)设置美国 TSI 公司的便携式大气粉尘

基金项目: 国家重点研发计划“工业建筑污染物净化除尘关键技术与装备研究”(2018YFC0705305)

监测仪,具体参数见表1。为了避免干扰医护人员操作,所有探头固定在靠近手术台一定高度上医疗设备装置上,因为同一医疗小组成员在相同手术环境下暴露在手术环境下风险没有显著性差异^[18]。依据GB3095-2012“环境空气质量标准”



图1 上海市某医院百级层流洁净手术室

规定,PM_{2.5}浓度均值 < 35.00 μg/m³ 满足空气洁净要求,PM_{2.5}浓度均值 < 75.00 μg/m³ 满足人员健康要求。

2. 测试结果与分析

2.1 不同种类手术过程中颗粒污染物计重浓度测

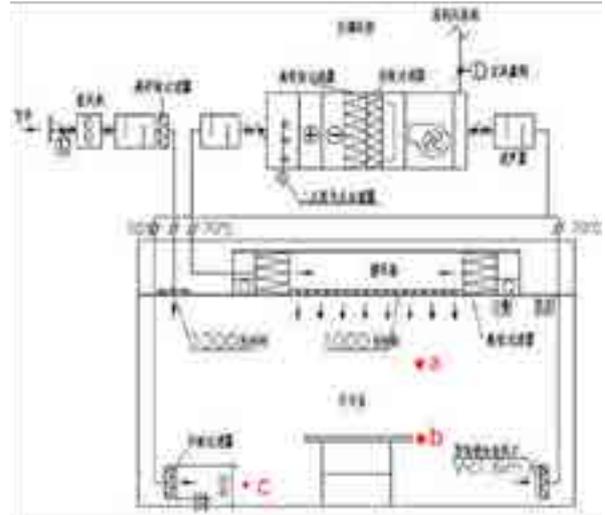


图2 医院洁净手术室仪器测点布置图

表1 试验仪器参数表

序号	仪器名称	品牌型号	数量	精度	测试范围 (μg/m ³)	粒径范围 (μm)
1	便携式气溶胶光学粒径谱仪	Grimm1.108	2	±2%	10 ⁻¹ ~10 ⁵	0.3~20
2	大气粉尘监测仪	TSI8530	1	±5%	10 ⁻³ ~4×10 ²	0.1~10

测试结果及分析

试验分别测试用相同超声刀进行两种不同手术时不同测点微细颗粒物计重浓度随时间变化特征,手术时间均为09:00~12:30,见图3。统计结果表明前列腺癌(方差s₂=18.06)手术三处测点a,b,c阵发性微细颗粒物计重浓度均高于甲状腺癌手术(方差s₂=12.15),且前者数据波动性明显。前列腺癌手术与甲状腺癌手术测试点a(呼吸区)PM_{2.5}、PM₁₀分布变化规律分别见图3A与图3B,两种手术烟雾在医生呼吸区位置处PM_{2.5}与PM₁₀变化趋势相近,且二者计重浓度无显著性差异(p<0.001);对PM₁₀/PM_{2.5}的比值拟合发现趋近于1,表明医生呼吸区域大部分为PM_{2.5}微细颗粒物,或手术室顶部洁净气流的下送作用,致使测试点a(呼吸区)PM_{2.5}计重浓度急剧上升后便很快下降,致使医护人员短

暂直接吸入侵入肺泡,危害身体健康^[19]。前列腺癌手术与甲状腺癌手术测试点b(操作区)PM_{2.5}、PM₁₀分布变化规律分别见图3C与图3D(p<0.001),PM_{2.5}、PM₁₀出现峰值次数增多且波动幅度较大;对PM₁₀/PM_{2.5}的比值拟合稳定在大于1的数值,表明操作区主要为PM₁₀较粗大颗粒物,可能由于距刀口处较近,手术部位局部区域阵发性颗粒物存在大量的细胞碎片^[20]。前列腺癌手术与甲状腺癌手术测试点c(公共环境区)PM_{2.5}、PM₁₀分布变化规律分别见图3E与图3F,发现手术过程中手术台以外公共区域环境PM_{2.5}浓度均低于35.00 μg/m³,表征在手术过程中手术台以外公共环境区域浓度符合洁净环境控制要求。

2.2 不同手术刀下手术室环境颗粒物浓度变化特征探究手术刀种类对手术过程中阵发性颗粒物浓

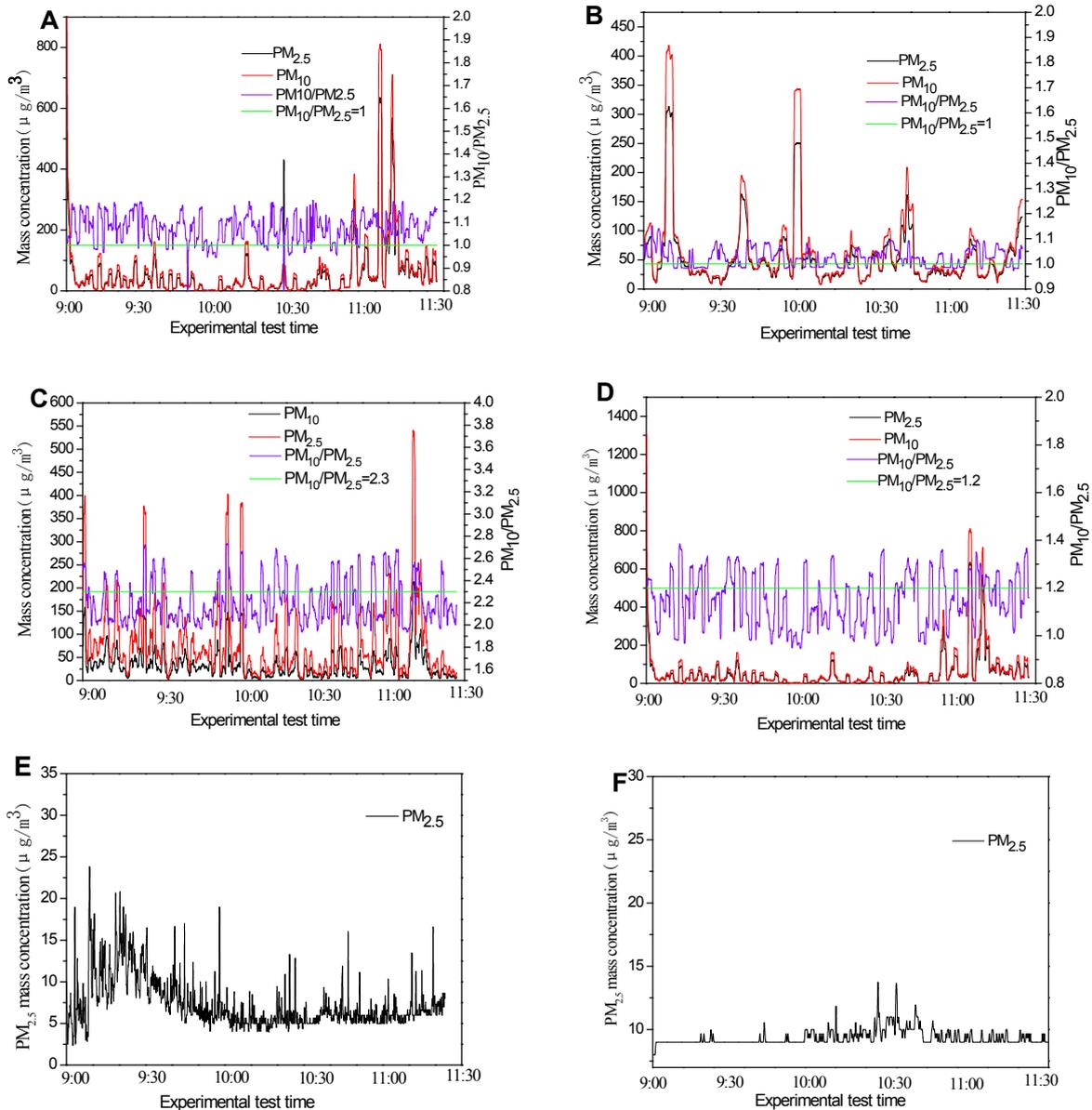


图3 两种不同手术时不同测点PM_{2.5}、PM₁₀计重浓度，测点a (A/B)，测点b (C/D)，测点c (E/F)

度变化特征。保证手术测试环境不变，测试时间为13:00 ~ 15:30，统计分析电刀、激光刀、超声刀三种情况下手术阵发性颗粒物PM_{2.5}、PM₁₀计重浓度箱线图，见图4。测试点a（呼吸区）PM₁₀、PM_{2.5}计重浓度箱线图分别见图3A与图3B，电刀、激光刀、超声刀手术致使a点微细颗粒物PM₁₀计重浓度中位数分别为116.4 μg/m³，121.2 μg/m³，43.23 μg/m³，但从箱体的长短来看，电刀手术的箱体明显较长，说明电刀手术这段时间内波动性较大（图4A），电刀、激光刀、超声刀手术过程中PM_{2.5}计重浓度中位数分别

为102.10 μg/m³，96.23 μg/m³，36.83 μg/m³，与PM₁₀计重浓度值相近（图3B），表征三种手术刀产生的手术烟雾致使手术台上部区域悬浮物主要成分为PM_{2.5}^[21]。测试点b（操作区）PM₁₀、PM_{2.5}计重浓度箱线图分别见图4C与图4D，电刀、激光刀、超声刀手术致使a点微细颗粒物PM₁₀计重浓度中位数分别为223.2 μg/m³，148.6 μg/m³，124.3 μg/m³（图4C），PM_{2.5}计重浓度中位数分别为102.4 μg/m³，141.5 μg/m³（图4D），172.2 μg/m³，对应的PM₁₀与PM_{2.5}浓度数值和近似相等，说明三种手术

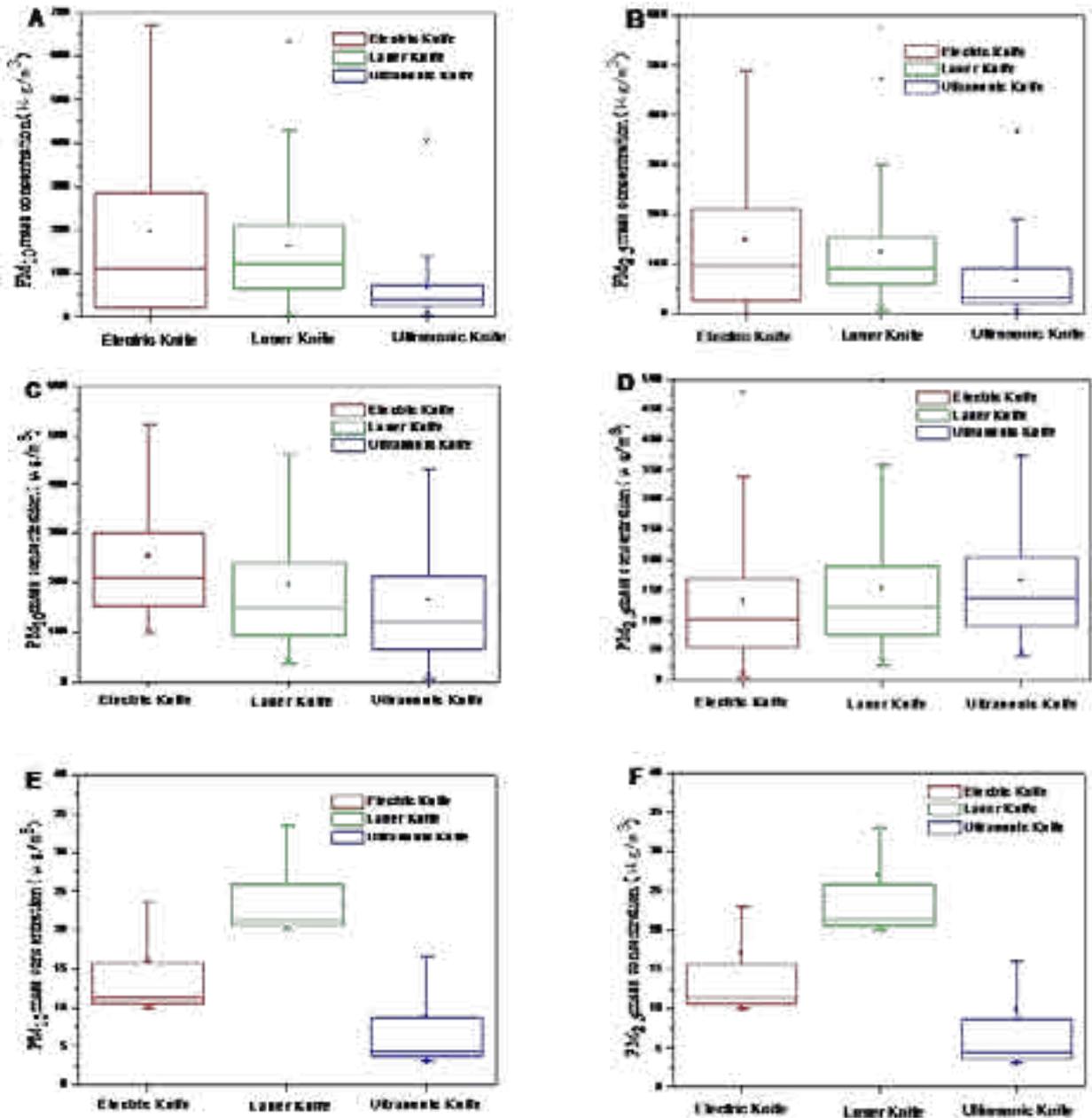


图4 电刀、激光刀、超声刀手术室环境 $PM_{2.5}$ 、 PM_{10} 计重浓度箱线图, 测点a (A/B), 测点b (C/D), 测点c (E/F)

刀产生的手术烟雾在手术操作区内聚集微细颗粒物总计重浓度值接近。测试点c(公共环境区) PM_{10} 、 $PM_{2.5}$ 计重浓度箱线图分别见图4E与图4F, 使用三种手术刀手术过程中室内公共环境区域 PM_{10} 与 $PM_{2.5}$ 的计重浓度值相近未超过 $30.00 \mu\text{g}/\text{m}^3$, 远小于手术台附近微细颗粒物浓度值, 表征手术过程中手术台附近的操作区和呼吸区浓度值超标, 悬浮微细颗粒物严重危害医护人员的职业健康^[22-23], 但室内公共环境区域浓度值满足洁净控制要求且主要成分为

$PM_{2.5}$ 。

手术烟雾中微细颗粒物携带有病毒性基因或者致癌物质会在手术刀开启过程中因热浮力作用悬浮在医护人员呼吸区域, 直接危害医护人员身体健康^[24]。文章对测试点a(呼吸区)在三种手术刀开启时前后五分钟内微细颗粒物质量浓度峰值分别为A(激光刀)、B(电刀)、C(超声刀)进行统计分析, 见图5(左)。电刀手术过程产生微细颗粒物的总质量浓度($326.8 \mu\text{g}/\text{m}^3$)明显高于其他两

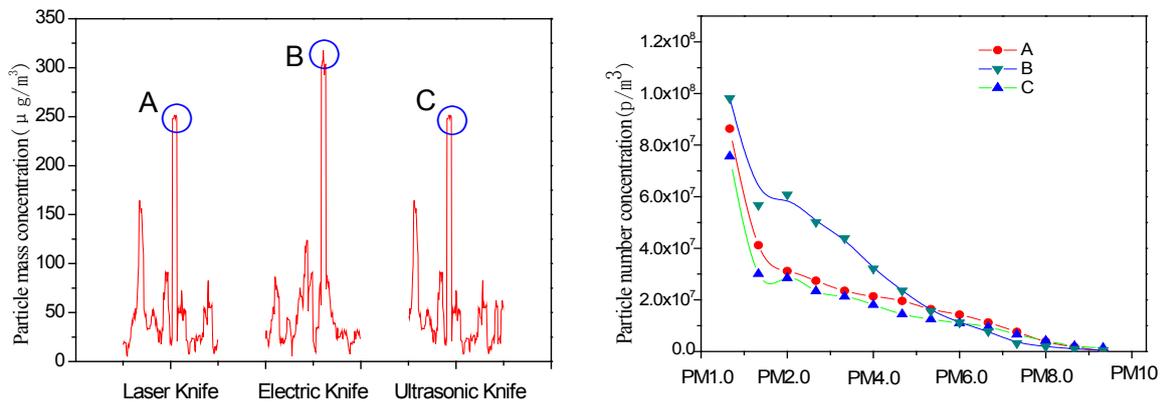


图5 电刀、激光刀、超声刀手术室环境呼吸区微细颗粒物粒径分布图

种手术刀,激光刀($262.4 \mu\text{g}/\text{m}^3$)和超声刀($251.3 \mu\text{g}/\text{m}^3$)微细颗粒物的总质量浓度相近。肺损害粉尘粒径一般为 $0.5\text{--}5 \mu\text{m}$,致使人员肺部严重损伤,如支气管炎、哮喘等^[25]。研究表明电刀、激光刀、超声刀手术产生烟雾中颗粒物平均粒径分别为 $0.07 \mu\text{m}$ ^[26]、 $0.317 \mu\text{m}$ ^[27]、 $0.35\text{--}6.5 \mu\text{m}$ ^[28]。本试验表明三种手术刀产生手术烟雾包含微细颗粒物主要集中在 $0.3\text{--}2.5 \mu\text{m}$,见图5(右),粒径均低于肺损害粉尘粒径。电刀产生微细颗粒物计数浓度也明显高于其他两种手术刀,对医护人员身体健康危害较大。

3、结论

本文以上海市某知名医院外科手术室为测试对象,探究不同手术及手术过程用不同手术刀情况下手术台附近人员操作区、人员呼吸区及公共环境区阵发性颗粒物浓度分布特征进行试验研究。研究表明:(1)两种外科手术过程公共区域环境 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度均满足环境一级控制要求,但手术台附近人员的操作区域及呼吸区 $\text{PM}_{2.5}$ 与 PM_{10} 浓度远大于环境浓度二级控制要求。(2)三种手术刀产生手术烟雾致使呼吸区微细颗粒物主要集中在 $0.3\text{--}2.5 \mu\text{m}$,且电刀手术过程颗粒物浓度值最高;超声刀产生的手术烟雾致使操作区 PM_{10} 浓度值中位数最大;三种手术刀下手术室公共环境区域满足卫生精度控制要求。

参考文献

[1] CHEN FJ, WU QY, HUANG D, et al. Validation of the free area method for modelling fabric air dispersion system without orifices in computational fluid dynamics simulation. *Indoor Built Environ*, 2018, 27: 969-982.
[2] ALP E, BIJL D, BLEICHRODT R P, et al. Surgical smoke and infection control[J]. *Journal of Hospital*

Infection, 2006, 62(1): 1-5.

[3] GB 50333-2013 医院洁净手术部建筑技术规范[S]. 北京:中国工业出版社出版.
[4] 贺吉群,陈秀文,肖映平,彭罗方,闫晓晨,成鹏飞. 新型冠状病毒流行期医院手术室净化空调系统的现状调查[J]. *中华护理杂志*, 2020, 55(03): 368-372.
[5] 陈晨,王欣,王飞,刘如如,付晗,谢荣珍. 2016-2018年西安市某三甲医院洁净手术部空气质量监测结果分析[J]. *中国消毒学杂志*, 2020, 37(05): 348-351.
[6] WS/T 368-2012 医院空气净化管理规范[S].
[7] 宇慧平,蔡安文,皮本松,龙连春,李朝辉. 车载方舱手术室颗粒物质量浓度分布仿真与参数优化[J]. *科技导报*, 2019, 37(20): 94-100.
[8] 谢斌,庞秀清,杨东霞,罗善珍,彭博东,宁群. 等离子体空气消毒器用于非洁净手术室空气消毒效果的观察[J]. *中国消毒学杂志*, 2018, 35(06): 418-419.
[9] 倪毅,杜栩,叶静雅. 医院净化手术室净化系统高效过滤器更换方法与技术要点[J]. *中国医学装备*, 2018, 15(05): 157-158.
[10] WATSON D S. Surgical smoke evacuation during laparoscopic surgery[J]. *AORN Journal*, 2010, 92 (3): 347-350.
[11] BARRETT W L, GARBER S M. Surgical smoke: a review of the literature. Is this just a lot of hot air? *Surg. Endosc.* 17 (6) (2003) 979-987.
[12] GATTI J E, BRYANT C J, NOONE R B, MURPHY J B. The mutagenicity of electrocautery smoke, *Plast. Reconstr. Surg.* 89 (5) (1992) 781-784 discussion 785-6.
[13] Y.C. Wu, C.S. Tang, H.Y. Huang, et al. Chemical production in electrocautery smoke by a novel predictive

model, Europäischechirurgische Forschung. Recherches chirurgicales europeennes, Eur. Surg. Res. 46(2) (2011) 102-107.

[14] HARRS S J, MARICQ M M. Signature size distributions for diesel and gasoline engine exhaust particulate matter. *J of Aerosol Science*, 2001, 32(7): 749-764.

[15] WHYTE W, AGRICOLA K, DERKS M. Airborne particle deposition in cleanrooms: Relationship between deposition rate and airborne concentration[J]. *Clean Air & Containment Review*, 2016.

[16] HAMASAKI A., UCHIDA T, KURODA Y, et al. Harvesting of the gastroepiploic artery using a novel hybrid bipolar ultrasonic energy device. *Multimedia manual of cardiothoracic surgery : MMCTS 2019*.

[17] GB/T 16292-2010 《医药工业洁净室(区)悬浮粒子的测试方法》

[18] RAGDE S F, JORGENSEN R B, FORELAND S. Characterisation of exposure to ultrafine particles from surgical smoke by use of a fast mobility particle sizer[J]. *Annals of Occupational Hygiene*, 2016, 60(7): 860-874.

[19] BARRETT W L, GARBER S M. Surgical smoke: a review of the literature. Is this just a lot of hot air? [J]. *Surgical Endoscopy*, 2003, 17(6): 979-987.

[20] HEINSOHN P, JEWETT D L, BALZER L, et al. Aerosols created by some surgical power tools: particle size distribution and qualitative hemoglobin content[J]. *Applied Occupational and Environmental Hygiene*, 1991, 6(9): 773-776.

[21] NEZNAT C, WINER W K, NEZHAT F, et al. Smoke from laser surgery: is there a health hazard?[J].

Lasers in Surgery and Medicine, 1987, 7(4): 376-382.

[22] OTT D E, MOSS E, MARTINEZ K. Aerosol exposure from an ultrasonically activated (harmonic) device[J]. *Journal of the American Association of Gynecologic Laparoscopists*, 1998, 5(1): 29-32.

[23] ZIEGLER B L, THOMAS C A, MEIER T, et al. Generation of infectious retrovirus aerosol through medical laser irradiation[J]. *Lasers in Surgery and Medicine*, 1998, 22(1): 37-41.

[24] CHAPMAN L W, KORTA D Z, LEE P K, et al. Awareness of Surgical Smoke Risks and Assessment of Safety Practices During Electrosurgery Among US Dermatology Residents[J]. *JAMA Dermatology*, 2017.

[25] HILARIO C R, JOSE LUIS A A, VICTOR S A, et al. Surgical smoke: risks and preventive measures[J]. *Cirurgia Espanola*, 2009, 85(5): 274-279.

[26] WANG L X, WEI Y T, ZHANG B T, et al. Effects of high frequency electrosurgical smog on air quality in operating room [J]. *China Nursing Management*, 2018.

[27] ZHANG L, LIU J F, LIU Z W, et al. Types and research progress of energy scalpels[J]. *International Journal of Biomedical Engineering*, 2013, 36(5): 317-320.

[28] HU X G, ZHENG C Z, KE C W, et al. Study on cells and activity in smoke generated by ultrasonic scalpel cutting[J]. *Chinese Journal of Experimental Surgery*, 2004, 21(6): 690-691.

新冠病毒传播分析及综合防控技术

沈晋明, 刘燕敏

(同济大学, 上海 200092)

[摘要] 鉴于新冠病毒近距离飞沫传播还是空气传播的讨论, 本文仅从理工科角度, 依据气溶胶力学来分析新冠病毒的传播方式。认为介于两者之间还应该存在着气溶胶云的传播方式。这是个值得争议的新课题。如用气溶胶云的传播理论来理解疫情中各种案例就可以得出十分合理的解释, 也会使我们的控制对策思路变得十分清晰。新的传播方式也会对干预措施与个人防护等一系列问题提出新的要求

0. 前言

世界卫生组织一直认为 SARS-CoV-2 传播途径是“在无防护下通过飞沫和密切接触在感染者和被感染者之间发生, 在医疗机构中或可存在因医疗操作产生气溶胶而发生空气传播的可能”。这是基于中国 75,465 例 COVID-19 病例的分析, 也被以后疫情中大量的感染事件所证实。

7月6日在国际公认的空气质量和健康专家, 昆士兰科技大学教授 Lidia Morawska 的带领下, 来自 32 个国家的 239 个学者签署的“现在是解决 Covid-19 空气传播问题的时候了”的公开信, 在《临床传染病杂志》(牛津大学学报)上发表。

公开信以有力的证据表明 SARS-CoV-2 可以空气传播, 特别是对疫情中几起超级传播的事件认为空气传播是唯一合理的解释。人们在交谈或呼吸时散发许多微小的液滴会在空中飘浮数小时。病毒飞沫可能传播的距离超过了目前要求的 1.5m 社交距离。呼吁世卫组织要认识到除了某些医疗机构以外场所的空气传播的风险。这些签署的学者来自科学和工程学的许多不同领域, 包括病毒学, 气溶胶物理学, 流体动力学, 流行病学, 医学和建筑工程。

世卫组织传染病预防部门的负责人阿勒格朗齐 (Benedetta Allegranzi) 对此做出回应, 世卫组织对于有关新冠病毒通过空气传播的“新证据”持开放态度。报告涉及的一些新冠病例与拥挤、密闭的室内场所有关, 这表明病毒通过空气和微粒进行传播的可能性, 比如在合唱团排练时、在餐馆、祷告场所、健身房或者办公室, 尤其当感染者在拥挤和通风不良的室内场所与其他人进行过长时间的接触。

世卫组织新冠病毒病技术方面的负责人玛丽亚 (Maria van Kerkhove) 表示, “我们一直在讨论空气传播、气溶胶传播作为传播方式之一的可能性。重点关注了医护人员使用防护口罩的问题, 并在有气溶胶生成的操作的地点采取防止空气传播的措施。我们也在研究其他环境中可能的空气传播, 尤其是在通风较差的环境中, 或者密闭环境中。”

空气传播是由悬浮在空气中的飞沫核(气溶胶)在远距离和长时间内保持感染力而引起的传染病原体的传播。但从流行病学调查来看, 目前超过 1700 万被感染的人基本上都是通过飞沫和密切接触感染。只有极少数案例难以解释。至少可以说, 空气传播不是主要传播方式。

一些传染病专家也认为, 这些证据大多来自于气溶胶科学家和工程师在实验室进行的研究, 认为实验研究不能反映人的咳嗽真实状况, 结论的数据也不“反映临床情况”。日常生活中的人群感染率和传播的数据很难与空气传播相吻合。并指出, 许多新近研究尚未得到同行的审查。评价现有证据表明, 基于气溶胶的远程传播并不是 SARS-CoV-2 传播的主要方式。

这可能是理工科专家与公共卫生专家的不同看法。理工科专家重视理论分析与实验结果, 公共卫生专家重视流行病学调查, 着重研究疾病分布及其决定性的因素, 评价所采取的对策和措施的效果。作为专家可以凭一得之见发表论文, 提出主张。但作为世界性的公共卫生机构要在疫情期间面向全世界提出合理的防控对策和措施, 要有可靠、明确的证据支撑, 必须慎之又慎。

本文不是讨论新冠病毒是飞沫传播还是空气传播。含病毒的粒子从飞沫传播到空气传播横跨粒径范围很大。经典理论认为粒径大于 $5\mu\text{m}$ 是飞沫传播, 小于 $5\mu\text{m}$ 是空气传播。如以这种“非此即彼”的思维方法来探讨传播方式问题是否合适? 有些案例也很难仅仅用这两种传播方式能解释清楚。如果从气溶胶力学来探讨, 研究这些粒径范围内的气溶胶粒子的形成、运动、沉降、飞扬、扩散和凝并, 新冠病毒是否还存在着尚未发现新的传播方式?

1. 典型案例探讨传播途径

SARS-CoV-2 是一种新的病毒株。与几乎所有新发现的病毒一样, 传播方式至少存在一些不确定性。通过飞沫和密切接触传播途径好理解, 主要困惑集中在如何真正通过空气传播感染人。空气传

播的关键问题是 SARS-CoV-2 病毒最小的吸入感染剂量，谁也不知道。病毒在空气环境中存活时间，目前只是实验数据。在不同环境的空气中病毒的实际水平，至今还没人在空气中采集或分离到活的新冠病毒。目前空气采样的检测结果也是核酸检测的结果。采用的 PCR 测定法检测环境样品中的 RNA，也不能表示可以传播的活病毒。

目前绝大多数案例的流行病学调查都证实了人与人之间近距离飞沫和密切接触传染。尽管 SARS-CoV-2 对于每个人来说都是易感，但是在疫情早期，医护人员与 COVID-19 患者近距离诊疗与护理，即使风险最高、密切接触家人也不是百分之百的被感染，且感染率不高，难以理解。

空气传播直接证据还不够充分，飞沫传播距离最多不会超过 2m。对一些超级传播事件“飞沫和密切接触”难以理解，似乎 SARS-CoV-2 空气传播方式是唯一合理的解释，以此来佐证空气传播。但是有些聚集性感染案例空气传播也难圆其说。飞沫借助于不合适的通风空调气流传播又是一种新的解释。

下面我们分析一下被国内外引用最多的几个案例。

引用最多的案例是在线发表在美国疾控中心出版的《新发传染病》杂志的一篇研究快报上。案例发生在广州一家餐厅。1月23日，前排中间餐桌是来自武汉的一家进行午餐，紫色标识的人为感染者（见图1）。坐在相邻的桌子用餐是另外两个家庭。当天早些时候，有人出现发烧和咳嗽症状。截至2月5日，共有9人（红色标识）确诊感染了 COVID-19。经研究认为是由空调通风引起的飞沫传播，引起传染的关键因素则是横向的空调气流。图1模拟了当时就餐的空调气流及其被感染者座位。有的学者认为，飞沫传播距离不会超过 2m。即使借助于空调气流，送风气流会随着输送距离延长，风速下降，其携带飞沫的能力变小，特别是空调的回风气流其风速更小，不可能传染到其他 9 人。只有空气传播才有可能。有的学者认为，空气传播病毒扩散性很好，可以扩散到全室，甚至长时间远距离传播。事实上，除了前排外，就是临近的第二排餐桌无一人被感染！难以用空气传播来佐证。

另一个常被引用的案例是 2020 年 3 月 10 日，在华盛顿州斯卡吉特县 61 位成员参加合唱团练习，在一个房间里一起唱歌 40 分钟。图 2 准确确定了当时椅子的布置方式以及每位合唱团成员的位置。这合唱团成员 84% 是女性，平均年龄为 69 岁。研究人员确定了其中一位有轻度 Covid-19 症状的感染者

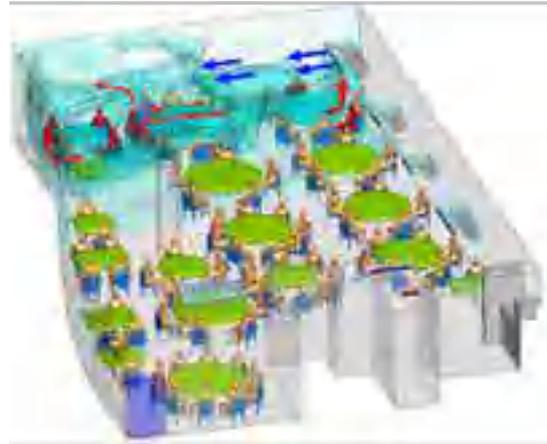


图1 广州餐厅聚集性疫情复原因

（红色标识），使得其余 60 人中有 52 人被感染（黄色标识）。当然，这可以用空气传播来描述这次疫情。有学者认为如果是空气传播，一老人唱歌向前呼出的病菌量，会横向传播那么远？扩散面那么大还能保持着可感染的剂量？后来调查发现，在合唱练习后，他们分成两组在两个房间，又呆了 50 min。接下来是 15 min 的休息时间，整个小组聊天，然后吃饼干和橘子，搬椅子等互动行为。认为这一案例很难作为因唱歌而超级空气传播的典型案例。

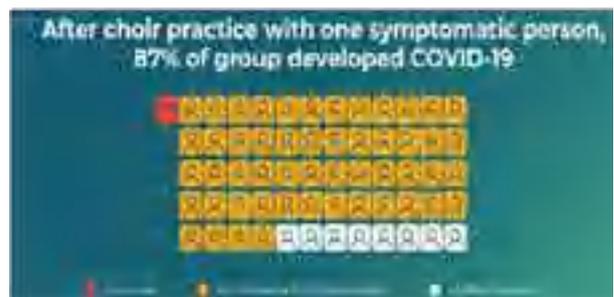


图2 美国华盛顿州斯卡吉特县合唱团排位图

还有湖南省某地长途客运车的案例有时也会被引用。感染者（红色标识）于 1 月 22 日 12 点乘坐 49 座全封闭空调客运大巴。该大巴一层为行李舱，二层为客座舱，车长 11.3m，车宽 2.5m。司机座位在最靠前的次高层，除司机外共有 48 个客座（见图 3），车辆出站时搭乘 46 人，在路旁接客 2 人。调取当时车上的视频发现，除了后排旅客上下车经过感染者外，途中感染者也没有与其他旅客有近距离接触行为。一位被感染的旅客（粉红标识）与感染者同程 30 min 就下车了，其他还有 7 位同车的旅客被感染了（橙色标识），其中一位是无症状被感染者（蓝色标识）。最远的 2 位与感染者隔了 6 排相

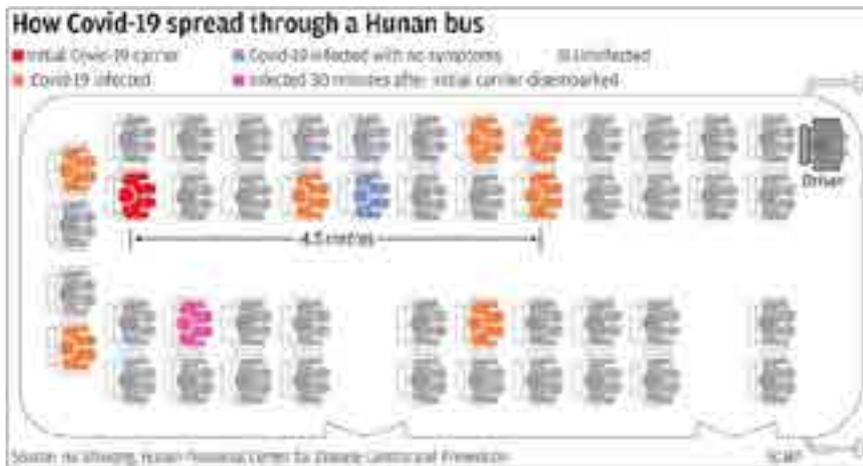


图3 湖南长途客运车聚集性感染的座位图

距约4.5米，而邻座却不被感染。因此从被感染者的座位分布来看，用空气传播来理解似乎不太好解释。调研的结果还是认为由空调气流引起的飞沫传播，似乎有些勉强。

以上这些典型案例分析，最大的困惑点在于：飞沫传播仅发生在近距离，即使借助于通风空调气流也传播不远；而空气传播在一般情况下又难以达到可感染剂量，传播弥漫且无方向性。出现的大规模疫情新冠病毒应该还存在着没有被发现的其他传播方式，值得我们去探讨。

2. 探讨新冠病毒新的传播方式

真正的空气传播，因扩散性能很好，病毒在气流作用下不断分散，传播面会很广。但与此同时很快被稀释，浓度不断下降，只有感染剂量很小的病菌才有可能。另外，在空气中飘浮的分散的含病菌粒子，在空气环境中受到温度、湿度、阳光（紫外线）等因素影响，活力会很快衰竭。除非这病菌的生命力很强（或者说在空气中存活时间很长）。至今，新冠病毒循证尚未具有这2大特性。

聚集性COVID-19疫情往往是通过污染环境（包括空气环境）、物品、人员接触等多种暴露方式导致的。该空间中出现感染者，会不断地产生携带病毒的液滴和气溶胶。但被绝大多数是未感染的其他人的呼出物或室外空气所稀释。这种模式下感染者呼出的飞沫，产生飞沫传播。但大多会在不到2m的半径内迅速落地，一些飞沫不断蒸发形成液核气溶胶，也可能依存在悬浮颗粒物上，飘浮在空气中，形成空气传播（见图4）。一般来说液核含病原体非常少。只有在特定的条件下，如室内封闭、拥挤、通风不良；或感染者多，如诊疗场所；甚至在医疗操作时直接产生气溶胶时，携带病毒的气溶胶才会

累积起来，浓度会升高。一般情况下难以使整个空间内达到感染的剂量。除了与感染者直接飞沫和密切接触外，空气传染几率很小。对于不时出现的大规模聚集性疫情仅仅用飞沫传播或空气传播难以得出合理的解释。下面我们探讨一下SARS-CoV-2可能存在着尚未发现的其他传播方式。

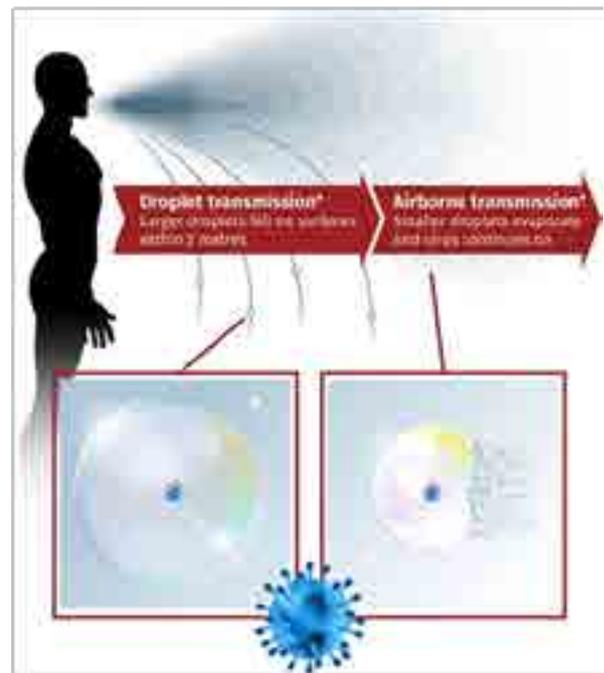


图4 飞沫传播与空气传播

人无论是打喷嚏、咳嗽，还是大声唱歌、呼叫会喷发出大片飞沫飘散到空气中；大多情况下是正常呼吸，讲话，会吐出小片飞沫蔓延在室内。人所发出的这些液滴（见图5）在粒径谱上应该是连续的，



图5 模拟人发出的呼出物



图6 生成的气溶胶云雾的设想

下落的较大液滴与悬浮的较小液滴在之间存在着模糊的界限。如以 $5\mu\text{m}$ 粒径作为飞沫传播与空气传播明确界限,可能不太合适。也许是使人产生非此即彼的思维方法的根源。但这界限还会被用来区分传染性疾病与防护措施,人们会常说,结核病,麻疹,水痘是空气传播;流感,百日咳和脑膜炎是飞沫传播。相应的各有一套非常具体的指南来分别应对这两类传染性疾病。

如果按照呼出液滴粒径的量级来分析气溶胶形态也许更合适一些。大于 101 量级的颗粒(大于 $10\mu\text{m}$)为沉降型飞沫,产生飞沫传播;小于 100 量级的颗粒(小于 $1\mu\text{m}$)为悬浮型液核,产生空气传播。在这两个量级之间的范围内($1\mu\text{m}$ 至 $10\mu\text{m}$)的颗粒,也涵盖了感染者呼吸道液滴传播的主要粒径范围 $3\sim 10\mu\text{m}$ 。从理论上讲, $1\mu\text{m}$ 至 $10\mu\text{m}$ 应是我们重点关注的粒径范围,也是最容易产生传染的粒径范围。这一粒径范围内的液滴,在一定环境条件下(温度、湿度、污染物种类与污染程度)有可能形成气溶胶云(Aerosol cloud,以下简称气云)。气云是气溶胶力学中的概念,常用在气象学中。我们在此借用这种概念来描述的一种存在形态。由于

没有实测数据支撑,我们只是从气云生成的机理来推测,如室内环境封闭,通风较差,室内人员多,空气中含有人的呼出物和体表分泌物(如汗味)多,餐厅与海鲜肉类市场空气中油脂与蛋白含量高(油腻气味),相对湿度大等因素,容易形成气云。反之,如果室内气流通快,气云很容易被打散。如果室内污染物少,相对湿度低,难以聚集起气云。特别对于新冠病毒来说,温湿度等环节因素会通过影响病毒表面蛋白和脂质膜的特性来调节病毒的生存能力,在较高相对湿度(80%)下的稳定性会得到增强。

如果感染者呼出物中这些 $1\mu\text{m}$ 至 $10\mu\text{m}$ 粒子以气云的形式出现在室内,飘浮在空中。有些像室内香烟烟雾,但这气云肉眼是看不见的,可想象类似于云雾一样浮在空中,随气流蔓延、飘移(见图6),就有可能产生一种新的传播方式——气云传播。表1反映了这三种传播方式的特性。

3. 气云传播机理与控制对策

如果新冠病毒除了飞沫传播、空气传播外,还存在气云传播的方式的话。那么,我们用气云传播来理解各种案例就可以得出十分合理解释,以上案例分析的困惑点也就迎刃而解了。我们的控制对策

表1 三种传播方式与特性

传播方式	飞沫传播	气溶胶云传播	空气传播
形态	液滴	云雾状	悬浮在空气中形成气态分散体系
粒径范围	$\geq 10\mu\text{m}$	$1\mu\text{m}$ 至 $10\mu\text{m}$	$\leq 1\mu\text{m}$
气流跟随性	较差,在移动过程中下降	被气流推动下飘移	很好,还随湍流脉动横向扩散
病毒扩散性	还没有扩散	扩散性差	扩散性好
可感染剂量	存在	有可能局部达到	整个空间内难以达到
传播距离	不到 2m	一般室内尺度范围内	远距离长时间
产生条件	感染者直接呼出	在封闭、拥挤、通风不良、污染的场所	飞沫不断蒸发形成的液核气溶胶

思路也会变得十分清晰。

3.1 气云传播特性与暴露感染

感染是病毒数量与暴露时间的积。对照表1,我们可以总结出气云传播特点,不难理解气云的感染暴露的缘由。

气云能在空间局部保持最小感染剂量:由于气云中含病毒粒子聚集在一起,不易扩散,存活时间也许更长,容易造成病毒量的局部积聚,不像空气传播,也能较长时间较远距离保持感染剂量。

气云可到达室内空间任何地点:不像飞沫传播距离短,气云被气流推动着在室内到处飘移,飘移的距离至少达到一般尺度的室内空间的任何地点。这对2m的安全社交距离提出了挑战。

气云的传播途径与方向性清晰:不像飞沫传播,气云跟随气流性能好,又不像空气传播扩散性好,因此气云随气流传播的途径与方向性清晰,如飘移到易感人群呼吸器官附近,就可能被吸入造成感染(见图6)。

气云的传播面较窄:不像空气传播面那么大,弥漫在空中。气云的传播面较窄,即使感染者邻近人员,或处于气流流动方向的人员,只要气云没有到达其呼吸器官,或没有足够的接种量也不会被感染。这增加了被感染的随机性。

气云的暴露时间较长:不像偶尔打喷嚏、咳嗽直接喷发的大量飞沫,绝大多数时间是正常呼吸与说话,发出小液滴在一定条件下形成气云,长时间蔓延、缭绕在空中,也有可能因气流涡流而滞留在局部,增加了室内人员的暴露时间。

上述案例可以用气云传播的特点就得到合理的解释了。但是气云传播的不确定性,同时也对安全的社交距离,个人防护,暴露时间,被感染的风险,或几率提出了挑战。

3.2 控制气云传播的对策

避免产生气云是最根本的办法,室内人员戴口罩,控制人员密度,保持社交距离,室内良好通风,降低室内污染。

控制气云传播的最简单办法就是用外力将这气

云打散,感染性颗粒分散开来,浓度下降,那就不具有传染性了。

保持室内通风良好,通风气流会不断扰乱或打散气云。室外的新风不断稀释,病毒浓度就下降。

室内采用上送下回的气流组织,会使气云尽快沉降,尽量减少它飘移。大大降低暴露时间。

用空气过滤器(但不是滤网)去除气云,至少可以滤除一些颗粒物,更重要可以打散气云。

如果气云被吸入通风空调系统,这气云要经过风机高速旋转加压、通过多级过滤、不同的热湿处理部件、以及新风的混合稀释等,不可能还能维持感染剂量。即使这通风空调系统服务多个房间,也不可能造成交叉感染。疫情至今没有发生一例由集中式空调引起的大规模感染事件。

如果室内是分体空调、风机盘管机组等,上侧送上侧回气流模式,换气量又小,会在室内出现水平横向气流,推移这气云四处飘移,遇到易感人群,传染风险加大。特别是医疗机构风险更大。疫情中不时会出现在分散式空调房间中聚集性感染事件。

4. 结语

本文只是从理工科角度,依据气溶胶力学来分析新冠病毒的传播方式。认为新冠病毒主要是近距离飞沫与接触传染,空气传播是可能的,但不是主要传播途径,应该还存在着气溶胶云的传播方式。这需要大量的流行病学调查数据来支撑。聚集性案例不时会出现,如果用气云传播理论来理解疫情中这些案例就可以得出十分合理的解释,我们的控制对策思路也会变得十分清晰。

本文只是提出一种新的思路,或者说一种不成熟的想法,抛砖引玉,能引起讨论、争辩,质疑,甚至否定。如果认为有可能存在气溶胶云传播方式,这是一个新的课题,也是一门交叉学科。新的传播方式会涉及到干预措施与个人防护装置(PPE)等一系列问题。希望能与病毒学,气溶胶物理学,流体动力学,流行病学,医学等各个领域的学者一起进行合作、联合研究,这将十分有益于当前的常态化疫情防控。

新冠肺炎收治医院室内外环境的设计控制与探讨

陈焰华, 雷建平, 李军, 张再鹏

(中信建筑设计研究总院有限公司, 武汉 430000)

[摘要] 新冠病毒引起的肺炎是典型的呼吸道传染疾病, 控制传染源、切断传播链、保护医护人员和患者安全是主要的防控途径, 本文基于武汉火神山医院的设计就新冠肺炎收治医院场地设计与建筑布局、“三区两通道”、负压病房及负压隔离病房室内外通风与空调系统的设计方案、气流组织形式与设计技术要点等进行了分析和探讨, 以期以后类似工程的设计提供参考与借鉴。

[关键词] 新冠病毒 隔离防护 负压病房 负压隔离病房 压力梯度 室外环境

0 前言

根据《新型冠状病毒肺炎诊疗方案》(试行第七版), 对于新型冠状病毒, “经呼吸道飞沫和密切接触传播是主要的传播途径。在相对封闭的环境中长时间暴露于高浓度气溶胶情况下存在经气溶胶传播的可能。由于在粪便及尿中可分离到新型冠状病毒, 应注意粪便及尿对环境污染造成气溶胶或接触传播。”^[1]。因此对于收治新冠病毒感染肺炎的定点医院来说, 其综合防控除了目前医护人员必须加强个人防护(口罩、手套、防护衣、护目镜及手卫生等)、洗消(诊疗环境及病房空气和物体表面清洁消毒等)措施以外, 定点收治医院的场地设计与建筑布局、“三区两通道”及负压病房的设置、诊疗环境及病房的空调通风方式与气流组织、污染物品处置与空气排放等问题同样不容忽视。如何从医院室内外环境的设计控制角度来保证医护人员的工作条件, 加强医护人员职业暴露的防护和对病患的保护, 最大限度降低感染暴发的风险就成为我们必须高度重视和迫切需要解决的问题。

1 场地设计与建筑布局

新冠肺炎定点收治医院是典型的呼吸道传染病医院, 其传染性强, 社会公众关注度高, 室内外环境要求严格, 其规划选址与场地设计均必须严格满足国家和地方现行标准规范的要求。场地和总平面设计应合理进行功能分区, 医患、人车、洁污等流线组织应清晰明确; 应充分考虑医院用地与周边建筑的物理空间及心理空间隔离, 进行完整的绿化规划并设置 20m 以上的绿化隔离卫生间距; 主要建筑物应有良好朝向, 建筑物间距应满足卫生、日照、采光、通风、消防等要求; 对排放的废水、废气、噪声、废弃物应按国家现行有关规范和环境保护的规定进行妥善处理。

《传染病医院建筑设计规范》(50849-2014)明确要求“传染病医院的建筑设计, 应遵照控制传染源、切断传染链、隔离易感人群的基本原则, 并

应满足传染病医院的医疗流程。”^[2]为避免患有不同传染病患者之间在就诊期间相互交叉感染, 应为不同传染病种患者分设不同诊区, 一般将呼吸道传染病与肠道、肝炎诊区分开。住院部应根据收治的传染病种类分设不同病区, 可根据需要设置呼吸道病区及其他非呼吸道病区。建筑布局应结合流程设计划分污染区、半污染区与清洁区, 并应划分洁污人流、物流通道。医疗废弃物暂存间、一般垃圾转运站以及污水处理站、焚烧炉等有可能产生二次污染, 应进行统一规划与建设。这些规划和设计要求的目的是为了有效防止院感的发生, 保护院区的室内外环境。

如为了控制新冠肺炎疫情发展, 及时救治更多的病患, 十天建成的武汉火神山医院就严格按照相关规范要求对场地设计和建筑布局进行了有效的设计控制。武汉火神山医院总建筑面积 35000m², 总床位数约 1000 床(其中 ICU 中心床位数为 30 床); 由 1 号楼与 2 号楼组成。1 号楼为单层建筑, 呈“丰”字型布局, 由 9 个单层的护理单元、医技楼及 ICU 中心组成, 每个护理单元设 23 间病房。病房楼为集装箱结构, 中心区域为防护区, 分为清洁走廊(清洁区)与护士走廊(潜在污染区); 指廊区域为病房区, 分为医护走廊(半污染区)、病房(污染区)与病人走廊(污染区)三个区。1 号楼内的医技楼设一间标准级手术、负压检验室与三间 CT 室。ICU 中心设于 1 号楼与 2 号楼之间。医技楼与 ICU 中心为钢结构板房。2 号楼为两层建筑, 呈“E”字型布局, 分为 4 个组团, 由 8 个护理单元组成, 每个护理单元设 23 间病房。其清洁走廊与护士走廊的配置模式与 1 号楼相同, 只不过为单边配置, 病房区的配置模式与 1 号楼相同。

为确保知音湖水体不受医院使用的影响, 采取地面水全收集消毒处理, 并借鉴垃圾无害化处理等环保工程的做法, 首次在民用建筑项目中采用全基地覆盖防渗膜的技术措施, 不让一滴水入湖, 不让

感染则通过细化分区来实现。设计的优先级首先是保“质”，就是气流从清洁区、半污染区、污染区的流动方向和压力梯度关系要完全正确；其次要保“量”，即不同污染等级房间的压差值要符合规范要求，均应不小于5Pa。

医院各病区内的清洁区、半污染区、污染区的机械送、排风系统应按区域独立设置，以杜绝污染空气通过通风系统流到清洁区的可能。设置的机械送、排风系统应使空气压力从清洁区、半污染区至污染区依次降低，清洁区应为正压区，污染区应为负压区。清洁区送风量应大于排风量，污染区排风量应大于送风量。房间气流组织应使送风口的清洁空气首先流过医务人员的工作区域，然后流经传染源进入排风口，应防止送、排风短路。室内设计温度要达到标准规范要求，病人是弱者，适宜的室内环境有利于病人的康复。

2.2 负压病房及负压隔离病房

负压病房及负压隔离病房如何界定及应相应的采取何种通风空调措施在《传染病医院建筑设计规范》(GB 50849-2014)和《医院负压隔离病房环境控制要求》(GB/T 35428-2017)[3]中是没有明确规定的，因此设计人员很难把握和决定。《新型冠状病毒感染的肺炎传染病应急医疗设施设计标准》(T/CECS 661G-2020)(以下简称《新冠应急设计标准》)明确对负压病房及负压隔离病房进行了界定。负压病房是指“采用空间分隔并配置通风系统控制气流流向，保证室内空气静压低于周边区域空气静压的病房”。负压隔离病房则是指“采用空间分隔并配置全新风直流空气调节系统控制气流流向，保证室内空气静压低于周边区域空气静压，并采取有效卫生安全措施防止交叉感染和传染的病房。”^[4]

《新型冠状病毒肺炎诊疗方案(试行第七版)》，把新冠肺炎患者分为轻型、普通型、重型、危重型4类。有研究表明，新冠肺炎重症病人病毒载量高，理论上重症的传染性可能会高于轻症，尤其到后期，病毒的量会更大，但是轻症的病人同样也具有传染性。新冠肺炎定点收治医院如武汉火神山医院收治的是普通型、重型、危重型3类患者，综合医院病患救治需要、医疗资源配备、运行经济性等各方面的要素，负压隔离病房及ICU收治危重型及其他需要单独救治的患者，负压病房则收治普通型和重型患者。这与《新冠应急设计标准》第4.0.8条“住院病房应为负压病房，负压隔离病房根据需要设置”规定是一致的。

下面结合武汉火神山医院的设计，针对病房通风空调的几个主要问题进行分析和探讨。

通风空调形式的选取

医院特别是传染病医院是卫生和舒适要求比较高的特殊公共建筑，直接关系到病人和医护人员的身体健康，因此从规划、方案创意到建筑设计都应该根据其所在地区的气候条件、医院性质以及医疗流程进行周密的思考和布局，以绿色建筑和可持续发展的理念优先采用被动式建筑节能技术，如通过内庭院增加自然通风、自然采光的组团式建筑布局，气候条件适合的地区引入和利用穿堂风，增强清洁区域的新风稀释效应等等。通过采用被动式技术还不能满足舒适性或医疗要求时，再经多方案比较后确定在全院或局部实施供暖与通风、普通空调或净化空调。

设置的供暖、通风与空调系统应根据室内空调设计参数、医疗设备、卫生学、使用时间、空调负荷等要求合理进行分区，各功能区域或医疗护理单元宜独立自成系统，特别是呼吸道传染病区应独立成为一个通风空调系统。负压隔离病房要控制的是空气中致命性的病原体，鉴于这类病房目前空调机对回风的空气处理不能保证100%阻隔或杀死病菌，因此《传染病医院建筑设计规范》(GB 50849-2014)和《综合医院建筑设计规范》(GB 51039-2014)^[5]对负压隔离病房的通风空调系统都提出了明确的设置要求，即应采用全新风直流式空调系统，最小换气次数应为12次/h，以保证病房空调系统达到舒适的温湿度。可以根据护理单元的设置，多个负压隔离病房组合成一个空调通风系统，为系统调控和管理方便，建议每个护理单元分为2个系统，并互为备用。但在非呼吸道传染病流行时期空调系统若一直以全新风运行，会大大增加建筑能耗和医院的运行费用，因此应设计成有回风功能的空调系统，根据疫情的需要能快速进行平疫转换。

负压病房可结合机械送、排风系统采用风机盘管或多联机系统，空调新风作为送风系统，送风量不小于6次/h换气次数。空调系统和风机盘管机组的回风口必须设初阻力小于50Pa、微生物一次通过率不大于10%和颗粒物一次计重通过率不大于5%的过滤设备，如超低阻的送回风口。同样，应兼顾非疫情的需要，设计成有回风功能和在确保安全的前提下具有热回收功能的空调系统，根据疫情的需要能快速进行平疫转换。

武汉火神山医院投运初期室外最低温度在0以下，需要设置空调供暖系统。病房楼与医生防护

区均按房间设热泵式分体空调器，室外机安装于屋顶或地面，室内机采用壁挂式，设于病房病人走道侧上方，尽量减小对室内气流的影响。病房送风系统均设置了三档调节的电加热装置，后期随着气温

的上升适当提高送风温度，以减少分体空调的使用。病房卫生热水全部采用分散式电热水器。医技楼的手术室及ICU中心，严格按国家相关规范设置空气源热泵式净化空调系统。



图 3.1 负压病房



图 3.2 ICU病房

通风量的确定

《传染病医院建筑设计规范》（GB 50849-2014）第 7.3.1 条规定：“呼吸道传染病的门诊、医技用房及病房、发热门诊最小换气次数（新风量），应为 6 次 / h”，第 7.4.1 条规定：“负压隔离病房宜采用全新风直流式空调系统。最小换气次数应为 12 次 / h”。第 7.3.4 “清洁区每个房间送风量应大

于排风量 150 m³ / h。污染区每个房间排风量应大于送风量 150m³ / h。”

武汉火神山医院考虑到集装箱房的建筑特点，围护结构密闭性较差，为了充分保证病房的换气次数和压力梯度，根据与医院接收方的多次磋商，最终确定送、排风量分别是：分区负压病房送风 8 次 / h，排风 12 次 / h；标准负压隔离病房送风 12 次



图 4.1 病人走廊对病房空气压力差值



图 4.2 医护走廊对病房空气压力差值

/h, 排风 16 次/h; ICU 送风 12 次/h, 排风 24 次/h; 送风量与排风量的差值按照 300m³/h 选取。

项目投入运行后, 实际测试的病人走廊对病房空气压差为 6Pa, 高于规范要求的 5Pa; 医护走廊对病房的空气压差在 12 ~ 15Pa 之间, 高于规范要求的 10Pa, 验证了风量取值的合理性。随着后期运行过滤器阻力增加, 系统的送风量与排风量均将会有所下降, 相应压差也会在合理范围内波动。另外从空调舒适性角度出发, 本项目运行初期武汉市室外最低气温在 0 以下, 过大的新风量对室内温度的维持不利, 而且能耗巨大, 不利于可持续运行。

综合以上情况来看, 正规建设的传染病医院不存在围护结构密封性不好的问题, 采用传染病医院设计规范要求的换气次数是有效和可靠的, 与《医院负压隔离病房环境控制要求》(GB / T 35428-2017) 的换气次数要求也是一致的。但要注意负压隔离病房的通风系统在过滤器终阻力时的送、排风量, 应能保证各区压力梯度要求。当然, 换气次数大可能使房间的细菌和病毒浓度更低, 但在设置供暖和空调的建筑内, 较大的通风量意味着较大的能耗。况且, 有效的空气稀释控制需要多大的换气次数, 增加多少通风量才能使传染的风险降低, 这些问题我们目前还正在探讨和研究中, 缺少准确的数据和权威的结论。在冬季较温暖和夏季凉爽地区, 病房不需要通过供暖和空调来满足热舒适性时, 上述的换气次数可考虑加大。

病房送排风气流组织

国内现行相关规范和标准对病房送排风口的设置均提出了“高送低排, 定向气流”的原则, 主要是基于以下几点理由: 1、应采用定向气流, 送风口应设置在房间上部, 排风口应设置在病床床头附近, 应排除气流死区、停滞和送排风短路, 防止细菌、病毒的积聚; 2、病房内医护人员大多站立工作, 而病人长时间卧床呼吸, 低位污染浓度高, 通过气流组织使得医护人员不会处于传染源和排风口之间, 减小医务人员被感染的机会; 3、排风口安装在地板附近, 使洁净空气通过呼吸区和工作区向下流动到污染的地板区域, 有利于污染空气就近尽快排出。武汉火神山医院结合实际情况, 并按照规范要求, 采取的也是床尾且靠近病房门口设顶送风口, 床头下部设排风口的的气流组织方式。

针对病房的气流组织方式也有学者借助 CFD 数值分析方法进行了进一步的深化研究, 提出了单条缝风口竖壁贴附加导流板气流组织形式作为负压隔离病房气流组织的推荐选用形式, 新鲜空气自条缝型送风口送出, 形成上、下风向, 通过导流板直接

送至医护人员呼吸区(站姿高度), 继而送至病患呼吸区(下风向), 最终从对侧病床两边下部排风。结论是此种气流组织形式工作区热环境更好, 通风效率更高, 送排风气流的定向性更好, 新鲜空气直接送到医护人员呼吸区, 而污染空气得以有组织就近尽快排出。^[6]

因此, 可认为理论上最佳的气流流向是洁净的新鲜空气直接送到医护人员呼吸区, 然后送至病患呼吸区, 最后从病床两侧下部排风口快速排出病人呼出的污染空气, 减少病房内污染空气的回流。需要讨论的是, 包括前述的病房换气次数和现在的气流组织方式, 我们基本上都是引用国外的相关研究成果和数据, 如 ASHRAE 和美国 CDC 建议的诸如肺结核病隔离病房的相关数据, 且不说它们针对新冠病毒的适应性和有效性, 医护人员在病房的工作时间、工作状态和防护方式对上述研究有何影响都应该纳入到我们的研究视野。医护人员在很多情况下是零距离对病人进行医治和护理, 但进入病房后均必须做到三级防护, 有条件的还会佩戴电动过滤式送风头罩, 这些因素都应该在我们的研究有所考虑。另外, CFD 数值分析方法和诸多计算机模拟分析软件无疑为工程设计提供了宝贵的分析手段和设计参考, 但若是能够将计算机模拟分析手段与针对性的有效实验和现场实际运行工况测试结合起来进行更系统和深入的研究, 得出我们自己的权威指导数据和结论, 将无疑会大大提高我们对各类细菌和病毒引起的传染病的认识和防控水平, 无疑也将会大大提高设计所采取技术措施的针对性和准确性。

病房过滤器设置方式

《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014) 第 7.4.2 条要求: “负压隔离病房的送风应经过粗效、中效、亚高效过滤器三级处理。排风应经过高效过滤器过滤处理后排放。”第 7.4.3 条要求: “负压隔离病房排风的高效空气过滤器应安装在房间排风口处”。负压隔离病房收治的是重症和危重症病人, 病人携带的病毒和医治过程中逸出的病毒均较高, 排风高效空气过滤器安装在房间排风口部, 可以在源头上阻隔和过滤病毒, 防止污染风管和通过排风系统扩散, 也便于在原位对过滤器进行更换和消毒。

武汉火神山医院负压隔离病房和负压病房的送风均在送风机的入口处设有粗、中、高效三级过滤器, 既防止带入影响病人的其他致病病菌, 又防止灰尘进入给内部的病毒带来寄生体或携带体。负压隔离病房的排风高效过滤器设在房间排风口处, 负压病房的排风高效过滤器则设在排风机的入口处。一则是因为火神山医院收治的是同一类病人, 不存在交

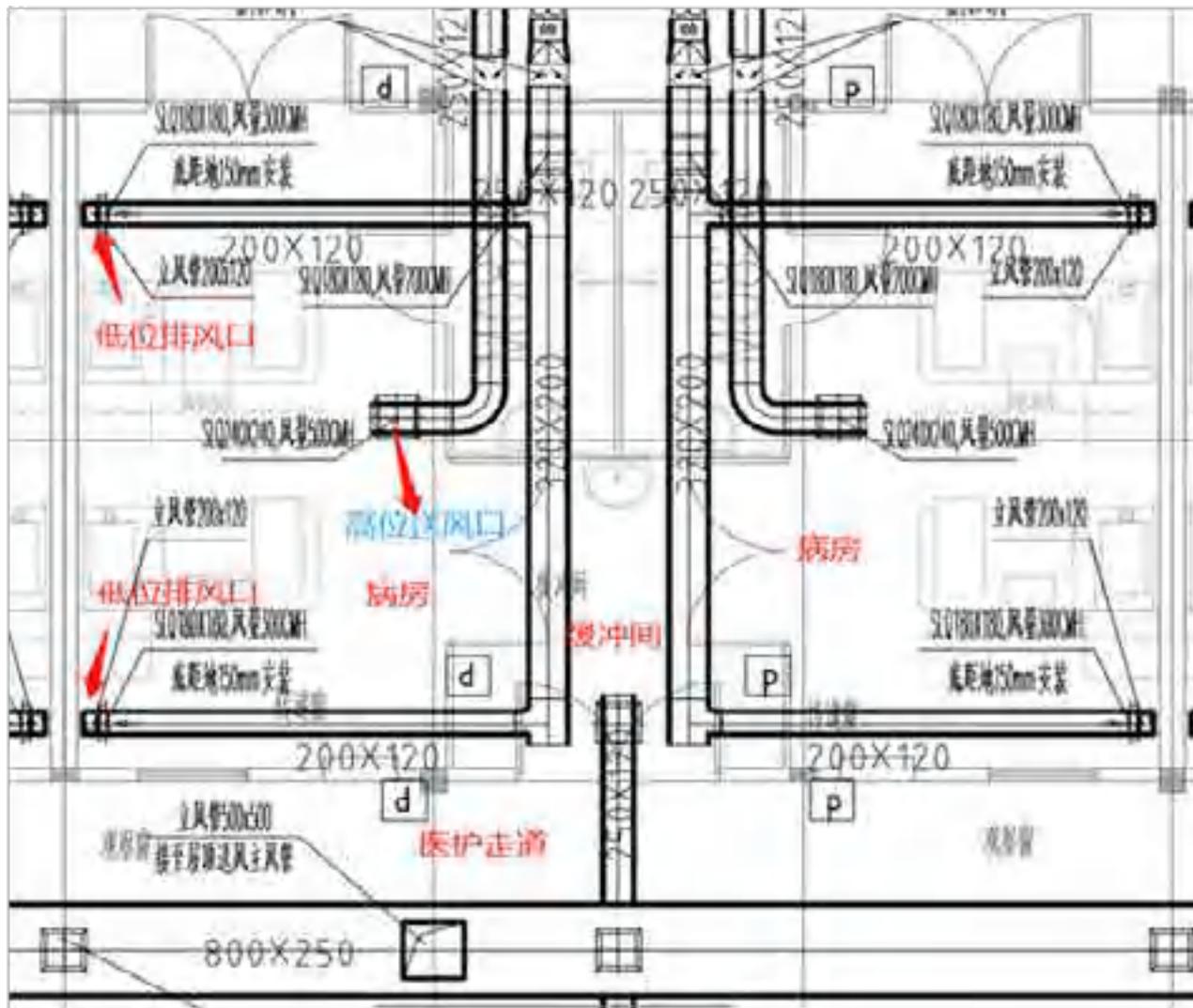


图5 医护走廊、病房、缓冲间通风平面（局部）

又感染的问题，二是大量高效过滤器均设置在负压病房内，会带来设备采购、安装、维护、更换消毒方面的诸多问题。过滤器集中设置于室外排风机入口处，可避免后期在病房内对过滤器进行消杀与更换，大大降低维护人员感染的风险。排风高效过滤器应根据压差检测情况定期进行更换，拆除的排风高效过滤器应在原位消毒后装入安全容器内进行消毒灭菌，并应作为医疗废弃物进行处理。

3 通风空调系统室外部分的设计

送、排风机的设置

病房半污染区、污染区的排风机因排出的污染物较多，应设在排风管路末端以确保整个排风管路为负压，防止排风中的污染物从风管缝隙泄漏到风管外部污染室外环境或其它房间。并且为保证运行安全

和维护方便，排风机应设置在室外空旷处。送风机在满足与排风机安全距离的情况下，可根据现场具体情况进行设置。

武汉火神山医院十天快速建成得益于采用了集装箱板房，集装箱板房屋顶结构不足以承受大量设备与风管的重量，送、排风机若设置在屋顶上就必须进行加固和防振处理，大量的人员会在屋顶交叉作业，势必会加大工作量和影响整个工程进度，还会存在施工风险。屋顶最终要做成坡屋面，过度占用屋面不利于施工也不利于设备维护、过滤器的更换。武汉冬季阴雨天气较多，在集装箱屋顶上大量穿管开洞，存在极大的漏水与渗水风险。经多方比较和权衡，我们选择将送、排风机在地面有序布置。为保证病房送、排风系统运行的安全性，送、排风

机的规格型号尽量进行了统一,并对每一种型号风机在仓库进行备用;另外还应该考虑运行一段时间后,过滤器终阻力增加对系统送、排风量的影响。

新风口与排风口的设置

《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014)第7.1.7条要求:“排风系统的排出口应远离送风系统取风口,不应临近人员活动区。”,其对于新风引入口与排风口及污水通气管距离的要求是参照《民

用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012的第6.3.9条第6款关于事故通风的要求,也就是水平间距不小于20m,当水平距离不足20m时,排风口应高于进风口,垂直高差不小于6m。《医院负压隔离病房环境控制要求》(GBT35428-2017)关于排风口高度的设置要求,是排风口应高出屋面3m(15m范围内)。

从污染物扩散的角度考虑,同样的室外参数条



图6 病房区域进、排风立管位置示意图

件下,排风口的高度越高越有利于污染物扩散稀释,污染物对地面的影响也越小。根据相关研究,排风口需要设置在满足污染物稀释到安全浓度的必要高度,对于SARS病毒,稀释1万倍后即污染空气浓度低于 100×10^{-6} ,就不再具有传染性^[7]。武汉火神山医院设计之初我们就对送、排风口的平面位置进行了一个统筹排布,进、排风口水平间距均保持在20m以上。设计过程中得到了清华大学陆新征教授团队的大力支持,通过对室外污染物扩散数值模拟的研究[8],得到排风口高度6.5m时,最不利风向条件下(西风,1.9 m/s),新风口附近污染物浓度为 49×10^{-6} ;而当排风口高度提高至9m时,最不利风向条件下(西风,1.9 m/s),新风口附近污染物浓度则降为 25×10^{-6} 。项目设计期间对于新冠病毒传播机制的认识还不充分,为安全起见还需考虑过

滤器衰减甚至失效的可能,最终在可实施的前提下,将排风口高度确定为9m。

室外污染物扩散数值模拟

陆新征教授团队以开源流体力学计算软件FDS为基础,采用大涡模拟(Large eddy simulation, LES)模拟污染物扩散过程,研发了病房排放的有害气体对环境影响的快速模拟方法,实现了临时医院建筑的快速建模、基于云计算平台的高效计算、以及有害气体流动的监测和可视化,并验证了模拟方法的准确性,成功应用于火神山医院的室外有害气体污染控制设计。项目设计过程中,陆教授团队针对排风口分布与设置高度,利用快速模拟方法进行了室外污染物扩散数值模拟。得出不同排风高度条件下,有害气体浓度分布情况,并给出了设计优化建议。

通过对室外污染物扩散数值模拟结果的分析,

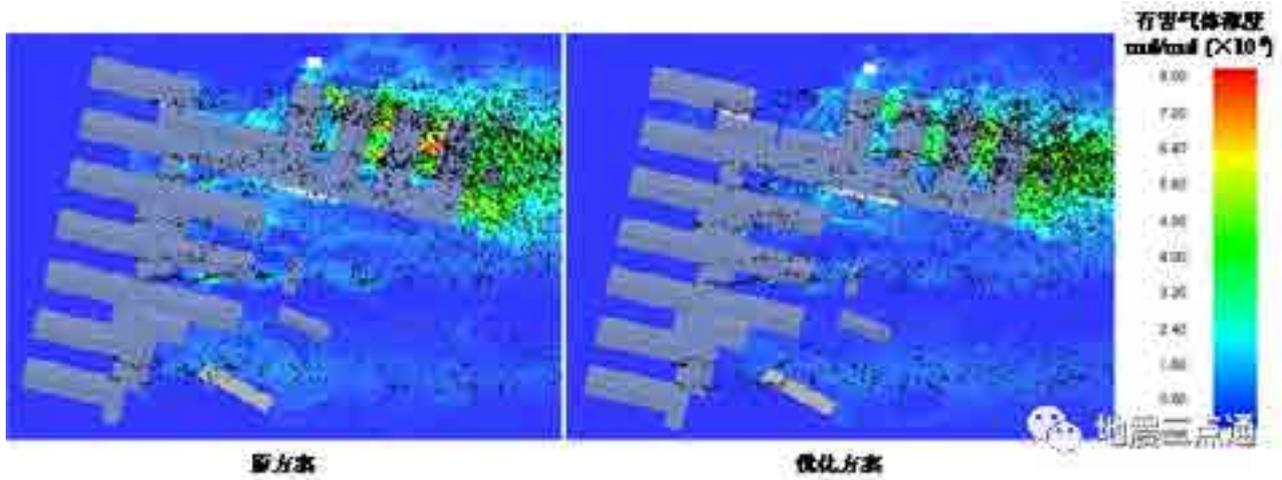


图7 不同排风口高度下有害气体浓度分布图（西风，1.9 m/s）

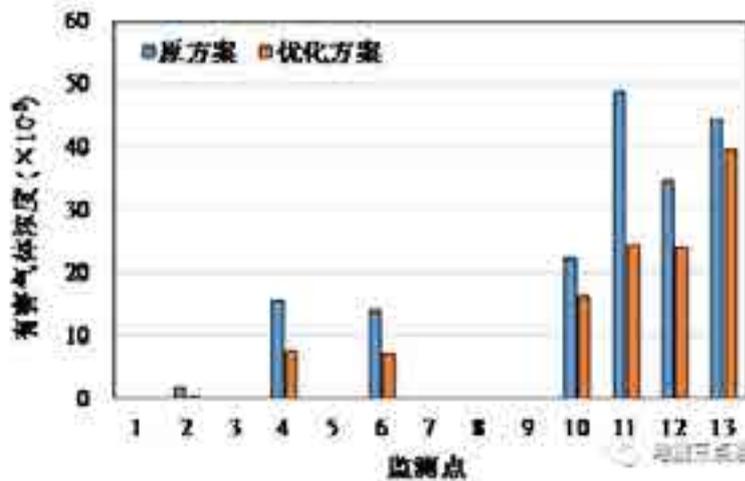


图8 不同排风口高度下监测点的有害气体浓度（西风，1.9 m/s）

最后将武汉市冬季平均风速 1.9 m/s 时最不利风向条件下（西风）新风口附近的有害气体浓度控制在 25×10^{-6} 。在其它各风向、风速条件下，都可以保证新风口及院区外的有害气体浓度显著低于 100×10^{-6} 的限值要求。基于以上研究成果，设计中进一步对新风口、排风口的设置位置和高度进行了优化调整，有效保障了火神山医院和周围环境的安全性，降低了二次污染风险。由于本模拟研究未考虑排风口的过滤作用，在设置有排风高效过滤器的情况下，其环境安全性会得到更进一步的提升。

4 控制系统

1、送、排风机开关机顺序：污染区（病房）排风机 -> 半污染区（医护走廊）的送风机 -> 清洁区送风机 -> 病房送风机；关机顺序与开机顺序相反。

2、病房排风机与送风机联锁：病房排风机启动

后方能开启病房送风机（电路联锁）；病房排风机停机后触发声光报警装置，并连锁停止病房送风机。

3、病房排风机设置过滤器压差在线检测，超压时连锁启动声光报警装置。送、排风系统的各级空气过滤器均设置压差检测和报警装置。

4、控制各医疗护理单元内压差梯度关系（负绝对压差数值）：病房及其卫生间 < 缓冲间 < 医护走廊（气流压差渗透起点）；各不同压力环境分隔处（高压侧）设具备超压报警功能或接口的机械式微压力表。

5、医患接触的“前线”区域 - 医护走廊内不设排风系统，杜绝误操作形成压差反向事故（目前测试表明，医护走廊与病房之间的压差关系最为清晰）。

5 小结

传染病医院的设计应遵照控制传染源、切断传

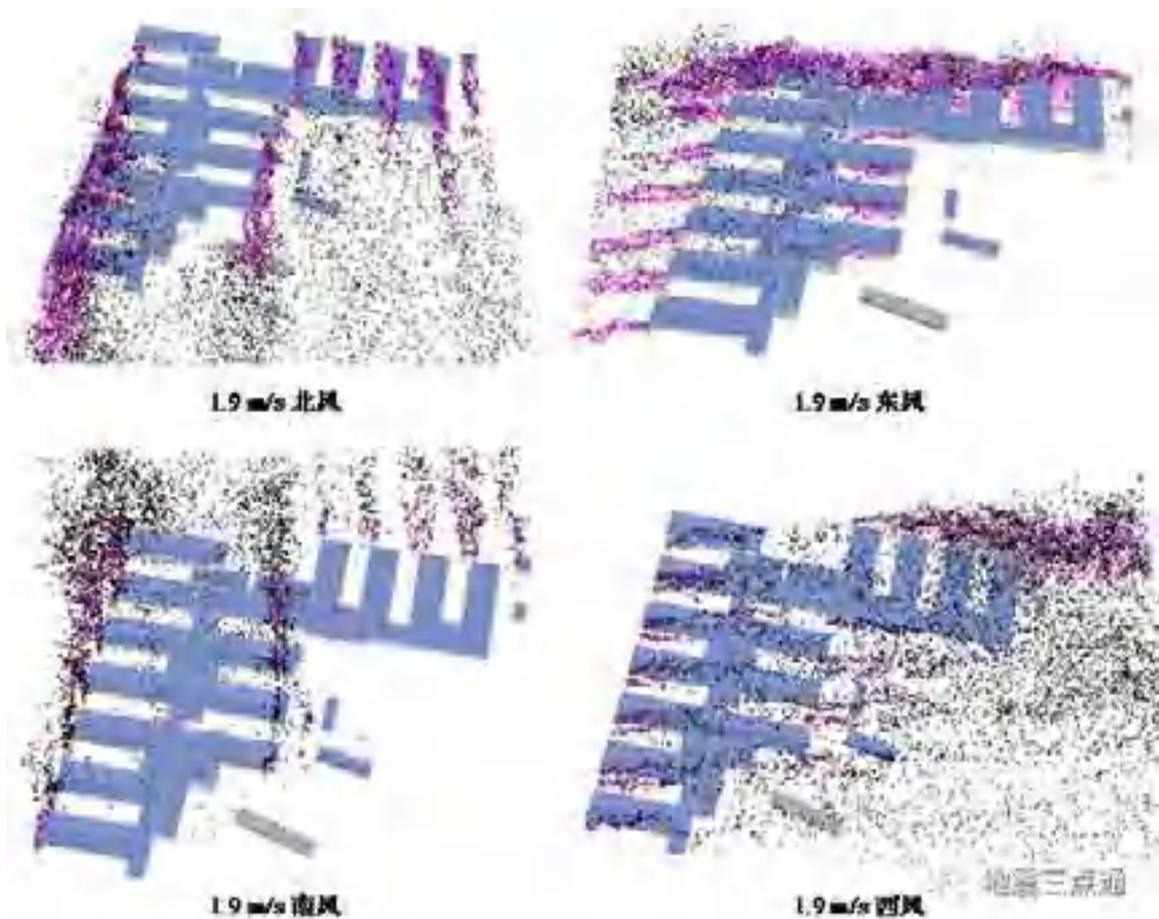


图9 最终设计方案不同风向下有害气体扩散模拟结果

染链、隔离易感人群的基本原则，严格按照传染病医院医疗流程和相关规范对场地规划和建筑布局进行有效的控制，合理划分污染区、半污染区与清洁区及洁污人流、物流通道。应根据医院收治传染病的特点和病人情况合理配置负压病房和负压隔离病房，采用相应的通风空调系统及其气流组织形式，并切实控制各区域的压力梯度关系，以加强对医护人员职业暴露的防护和对病患的保护，最大限度降低院内感染的风险。应充分考虑和规划传染病的室外环境，保持与周边建筑绿化隔离间距，在满足建筑物卫生和消防安全的前提下，对排放的废水、废气、噪声、废弃物按规定进行妥善处理，以营造干净舒适的就医和诊疗环境，促进人民的身体健康。

参考文献

- [1] 国家健康卫生委办公厅. 新型冠状病毒肺炎诊疗方案(试行第七版) [M]. 2020.3.3
- [2] 中国中元国际工程有限公司. GB 50849—2014 传染病医院建筑设计规范 [S]. 北京: 中国计划出版社,

2014

- [3] 江苏苏净科技有限公司. GB / T 35428-2017 医院负压隔离病房环境控制要求 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2017
- [4] 中国中元国际工程有限公司. T/CECS 661G-2020 新型冠状病毒感染的肺炎传染病应急医疗设施设计标准 [S]. 北京, 2020
- [5] 国家卫生和计划生育委员会规划与信息司. GB 51039-2014 综合医院建筑设计规范 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2014
- [6] 李安桂, 张莹等. 隔离病房的环境保障与气流组织有效性, 《暖通空调》, 2020, No.50(06)
- [7] JIANG Y, et al. Investigating a safe ventilation rate for the prevention of indoor SARS transmission: an attempt based on a simulation approach [J]. Building Simulation, 2009(2): 281 - 289
- [8] 顾栋炼, 陈焰华等, 武汉火神山医院病房有害气体的高空排放设计和分析, 《城市与减灾》, 2020, No.131(02)

机场航站楼冬季渗透风现状与供暖节能潜力分析

刘效辰, 张涛, 刘晓华, 林琳, 李凌杉

(清华大学建筑节能研究中心, 北京 100091)

[摘要] 本文通过实地测试对比分析了我国不同气候区7座机场航站楼的冬季渗透风现状。测试发现, 航站楼的机械新风系统几乎处于关闭状态, 渗透风量在2.5~69.8万 m^3/h (换气次数0.06~0.56 h^{-1})。严重的渗透风使得室内 CO_2 浓度维持在较低水平(平均478~654 ppm), 渗透风散热量和空调供热量的比值为23%~92%。基于测试结果, 本文利用简化计算模型讨论不同减小渗透风方法的供暖节能潜力。减小底部开口、减小顶部开口和使用辐射地板分别能够实现年供热量比基准降低32%、68%和54%。本文研究结果将对我国机场航站楼的节能设计和运行提供有益参考。

[关键词] 机场航站楼; 供暖; 渗透风; 实地测试; 节能

1. 引言

机场航站楼是重要的城市基础设施, 对我国的城镇化建设具有极其重要的战略意义。随着民航业的发展, 我国正处于机场航站楼的高速建设阶段。2019年我国境内的民用航空运输机场共计238个^[1]; 依照规划布局, 其数量将在2030年达到400座^[2]。由于机场航站楼建筑规模巨大同时拥有复杂的能源系统, 许多研究指出其能耗强度高于一类公共建筑^[3,4]。其中, 暖通空调系统通常在航站楼运行能耗中占有最大比例, 约为40%~80%^[5,6]。在我国不同的气候区中, 严寒及寒冷地区的机场航站楼通常具有最高的能耗强度, 其主要原因在于冬季供暖系统的长时间使用^[7]。因此在当前机场航站楼高速建设的背景下, 亟需开展研究揭示其冬季供暖能耗的关键影响因素, 并提出能够有效降低能耗的方法。

机场航站楼多为高大空间建筑, 连续的客流使得外门长时间开启, 这样的建筑特点容易造成严重的冬季渗透风^[8]。学者们也曾通过实地测试在我国寒冷地区^[9]和夏热冬冷地区^[10,11]的机场航站楼中发现了严重的冬季渗透风。实测发现冬季渗透风呈现出热压驱动力主导的空气流动特征^[10], 即室外空气通过底部开口(各楼层的外门等)流入室内, 室内空气通过顶部开口(天窗、检修马道门等)流向室外。热压驱动的冬季渗风造成了高大空间室内显著的热分层现象, 同时渗透风造成的散热量甚至和供热量基本相当^[10]。机场航站楼这类高大空间建筑冬季渗透风的影响因素可以总结为以下三种: 室外天气因素(温度, 风速等), 建筑自身因素(各类建筑开口, 高大空间高度等)和暖通空调系统因素(机械新排风, 空调末端形式等)^[12]。许多之前的研究从以上三种

因素的角度出发, 提出了一些减小冬季渗透风的方法, 如设置外门门斗^[13], 采用外门空气幕^[11], 关闭天窗等顶部开口^[14], 减小室内机械排风^[15], 使用辐射地板替代传统的喷口送风末端等^[16]。

目前对于机场航站楼冬季渗透风的研究往往是针对特定案例的实测或模拟, 尚未开展广泛的实地调研揭示我国机场航站楼冬季渗透风的现状, 且缺乏研究来分析减小渗透风的供暖节能潜力。本文通过实地测试对比分析了我国不同气候区多座机场航站楼的冬季渗透风现状, 通过实测数据总结渗透风的关键影响因素及其通常的取值范围, 利用简化计算模型讨论不同减小渗透风方法的供暖节能潜力, 以期为我国机场航站楼的设计和运行提供有益参考。

2. 研究方法

2.1. 航站楼概况

如表1所示, 实地测试的建筑为我国5座机场航站楼(A~E), 另外引用文献中其他学者实测的2座航站楼(F~G)作为对比。以上航站楼所在的区域覆盖了我国主要存在冬季供暖需求的气候区, 即严寒地区、寒冷地区和夏热冬冷地区。以上航站楼均为高大空间建筑, 值机大厅高度为16~27 m, 候机大厅高度为9~16 m。高大空间的空调末端多采用喷口送风, 其中A航站楼靠近出入口门的局部区域和D航站楼的主要区域采用辐射地板。

2.2. 渗透风实地测试方法

本文主要利用风速测试法对航站楼高大空间的渗透风量进行测量。具体而言, 排查高大空间中可能造成室内外空气流动的底部开口(各楼层外门和通道、行李提取转盘的开口等)与顶部开口(天窗、检修马道门等)。测量以上各种开口的断面尺寸与平均风速, 两者相乘从而计算得到空气流量。断面

项目课题: 国家重点研发计划项目课题(2018YFC0705001), 国家自然科学基金面上项目(51878369)

表 1 实地测试的机场航站楼

航站楼编号	建造年份	所处气候区	室外设计温度 (°C)	建筑面积 (万 m ²)	高大空间空调末端
A	2010	严寒	-23.7	10.6	喷口送风+辐射地板
B	1999	寒冷	-9.93	3.6	喷口送风
C	2003	寒冷	-5.78	.4	喷口送风
D	2012	寒冷	-5.72	4.7	辐射地板
E	2012	夏热冬冷	1.0	33.0	喷口送风
F ^[9] 2	007	寒冷	-7.21	6.5	喷口送风
G ^[11] 2	000	夏热冬冷	-2.46	.8	喷口送风

平均风速为每个断面上均匀布置的 6 至 12 个测点所得风速的均值。风速测量的误差主要来自未发现或难以测量的围护结构缝隙，因此需要在测量后进行风量平衡校核，从而确认渗透风量计算的准确性。在风速测试法的基础上，本文采用 CO₂ 浓度法、含湿量法和热量平衡法对测量的渗透风进行对比分析，进一步验证测试结果的准确性。以上测试方法在作者之前的研究中（即本文中的航站楼 E）进行了详细说明和验证^[10]。

2.3. 渗透风简化计算方法

总结实地测量中发现的机场航站楼高大空间渗透风特征，本文利用简化模型来计算渗透风量和供热量，并进行节能潜力分析。如图 1 所示，简化模型考虑三种常见的航站楼空间形式，即单体空间建筑、二楼层建筑、三楼层建筑。单体空间建筑可以代表支线机场。二楼层建筑代表典型的干线机场或者枢纽机场（如表 1 中的 A、B、C、F 和 G），其中 F2 层为出发层，F1 层为到达层。三楼层建筑代表综合枢纽机场（如表 1 中的 D 和 E），B1 层通常为换乘层，同样和室外环境直接相连。

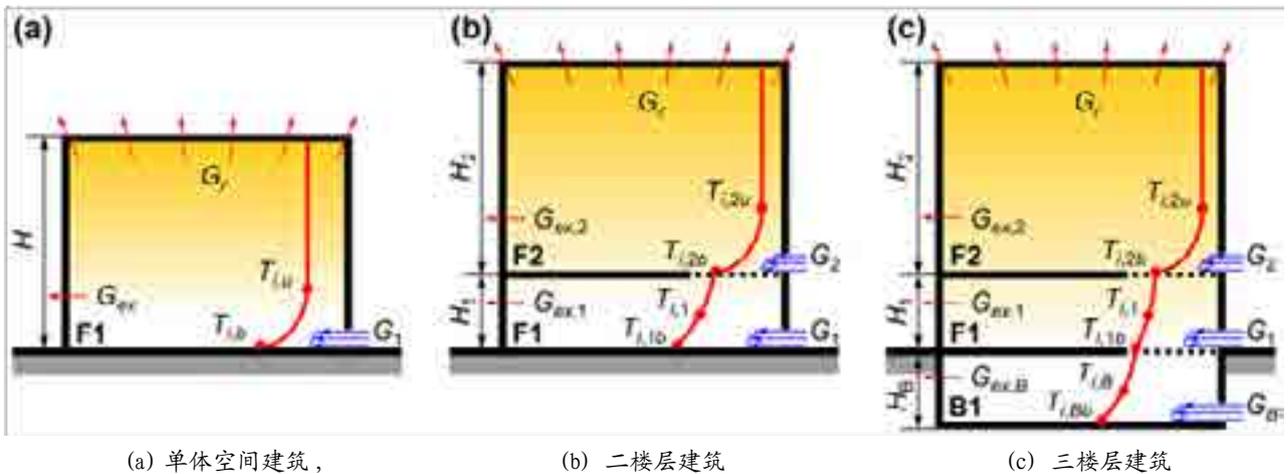


图 1 机场航站楼高大空间简化模型

该简化模型在作者之前的研究中进行了详细说明^[12]。模型计算的基本方程包含了室内温度分布方程、空气流量平衡方程、能量平衡方程、渗透风驱动力方程，求解以上方程组可以计算得到渗透风量及供热量。下文以二楼层建筑为例（如图 1(a)）对渗透风的计算进行简要说明。二楼层建筑内的空气流量平衡方程如式 (1)。

$$G_1 + G_2 + G_f = G_r + G_{ex} \quad (1)$$

式中 G_1 和 G_2 分别为通过 F1 层和 F2 层的底部开口流入室内的渗透风流量； G_r 为通过顶部开口流向室外的空气流量； G_{ex} 为航站楼内的机械排风量； G_f 为航站楼内的机械新风量。

通过底部和顶部开口的空气流量由室内外的热

压差（ p ）驱动，如式 (2) 和 (3) 所示。

$$G_1 = c_1 A_1 \sqrt{\frac{2|\Delta p_1|}{\rho}} \quad G_2 = c_2 A_2 \sqrt{\frac{2|\Delta p_2|}{\rho}} \quad (2)$$

$$G_r = c_r F_r \sqrt{\frac{2|\Delta p_r|}{\rho}} \quad (3)$$

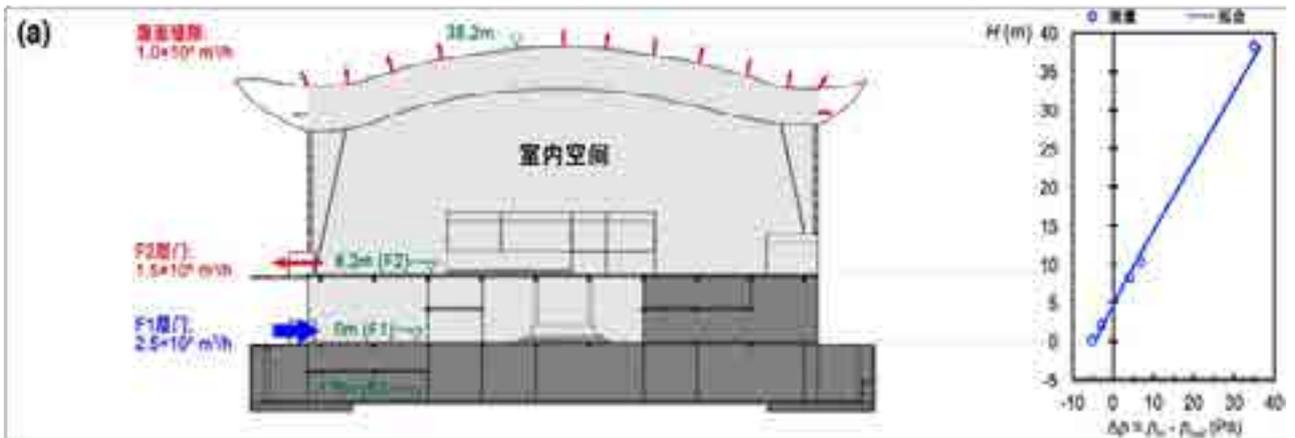
式中 ρ 为空气密度； c 和 A 分别为底部开口的无量纲流量系数和开口面积，下标 1 和 2 表示 F1 层和 F2 层； c_r 和 F_r 分别为顶部开口的无量纲流量系数和整体屋面面积。其中 c 和 c_r 可以用上式和实测数据计算得到，可用于评价底部和顶部开口的实际情况。

3. 实地测试结果

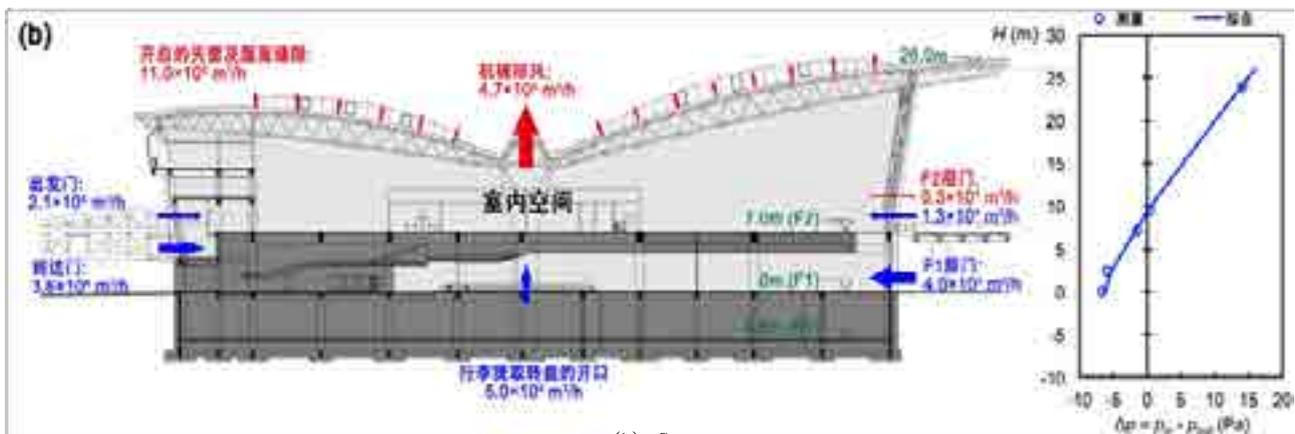
如图 2 所示，4 座航站楼室内风量平衡测试结果显示出显著的热压驱动渗透风现象。室外空气通过各楼层门渗透进入室内，直接影响了人员活动

区域的热环境；同时由于顶部存在各类开口，导致室内被加热的空气直接从顶部流出。此外由于航站楼中存在一定量餐饮和卫生间排风，且机械新风（补风）系统几乎处于关闭状态，因此一定程度增加了渗透风量。

表 1 中 7 座航站楼的渗透风情况汇总如表 2。航站楼外门的开启时间占比高达 55%~99%，造成室外空气从各楼层外门渗透进入室内。以上航站楼的渗透风换气次数在 0.06~0.56 h⁻¹。虽然换气次数和一般小空间建筑（如住宅、办公等）的数值类似，但是由于航站楼巨大的建筑体积，实际渗透风量可达到 2.5~69.8 万 m³/h，甚至超过空调系统可能提供的机械新风量。严重的渗透风使得室内 CO₂ 浓度维持在较低水平（平均 478~654 ppm）。同时渗透风造成了巨大的空调供暖负荷，渗透风散热量和空调供热量的比值为 23%~92%。由此可见减小渗透风对于降低航站楼供暖能耗具有重大意义。



(a) A



(b) C

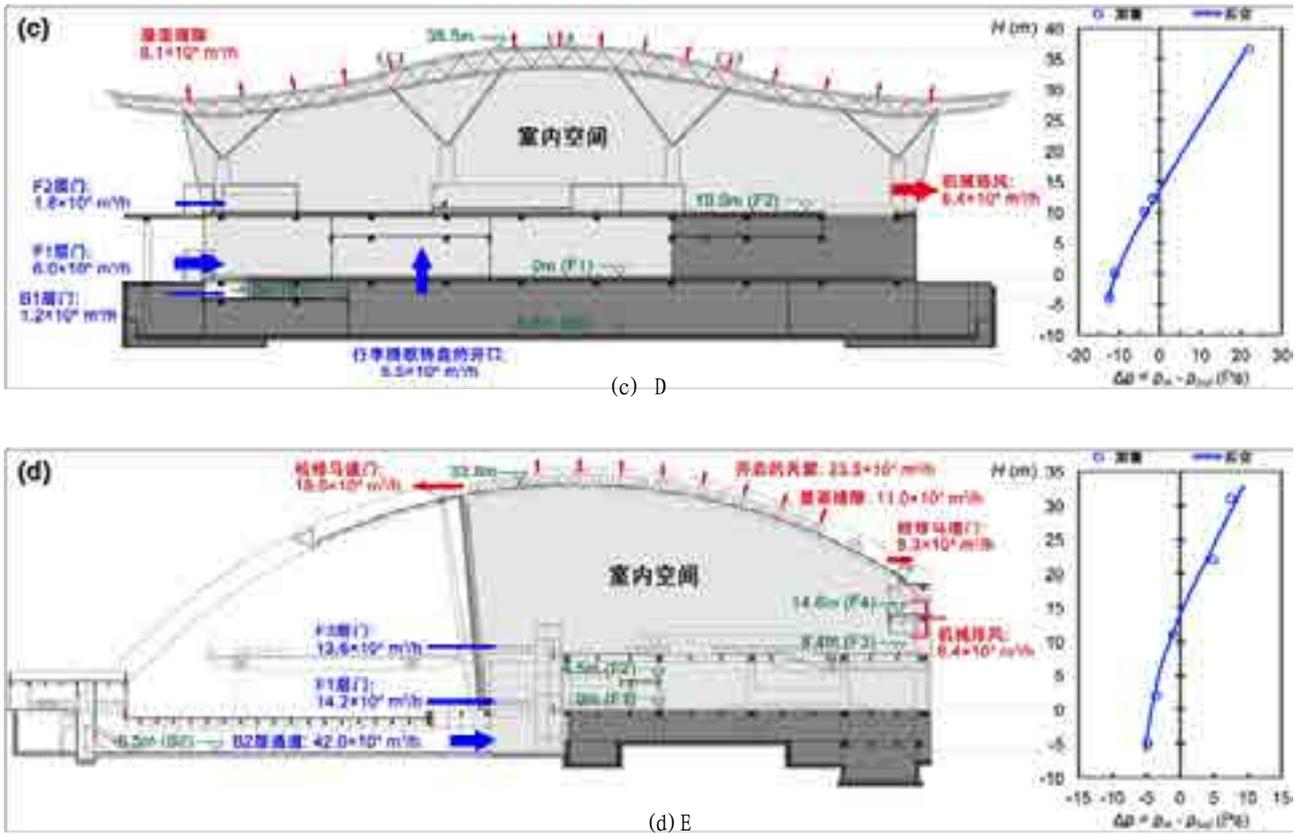


图 2 实测机场航站楼室内风量平衡情况

表 2 机场航站楼渗透风量实地测试结果

航站楼编号	A	B	C	D	E	F ^[9]	G ^[11]
室外温度 (°C)	-0.4	6.0	0.8	2.5	8.9	4.0	2.8
外门开启时间占比	94%	79%	87%	88%	99%	87%	55%
平均 CO ₂ 浓度 (ppm)	598	654	548	478	507	560	584
机械新风开启情况	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭
渗透风量	(万 m ³ /h)	2.5	22.3	16.0	14.5	69.8	41.1
	(h ⁻¹)	0.06	0.36	0.45	0.18	0.56	0.41
渗透风散热量 / 供热量	23%	73%	70%	57%	92%	76%	-

使用式 (2) 和 (3) 可以通过实测数据计算得到各个航站楼底部开口和顶部开口的无量纲流量系数。该系数体现了空气流经某通道时的阻力，因此可以用来评价建筑的气密性。作者对其中 4 座航站楼的底部开口无量纲流量系数 (c) 和顶部开口无量纲流量系数 (cr) 进行了详细测试，结合文献中一座单体空间高铁站的测试^[16]，以上结果汇总如表 3。

对于正常使用的门，底部开口的 c 值基本在 0.25~0.55。D 航站楼 B1 层几乎无人使用，外门处于关闭状态，因此 c 值极小。其中 A 航站楼的建筑外门安装有厚重的棉风帘，因此可以显著降低 c 值至 0.28；其余案例中均为一般推拉门，c 值较为类似，平均值为 0.45。由此可见，安装棉风帘能够有效降

低外门的 c 值，增加空气流动阻力，从而有效减小渗透量。

顶部开口的 cr 值基本在 $1 \times 10^{-5} \sim 1 \times 10^{-3}$ 。其中在 C 航站楼、E 航站楼和高铁站^[16]中，作者在建筑顶部都发现了明显的开口，如开启的天窗和检修马道门等，在此情况下 cr 值均在 10^{-4} 量级。而在其余案例中未发现明显的顶部开口，因此室内空气基本通过屋面缝隙等较小的开口流出，在此情况下 cr 值基本小于 1×10^{-4} 。由此可见，有效密封屋面可以量化为降低屋面的 cr 值。从可操作性角度出发，可将目标的 cr 值设置为 1×10^{-4} ，即关闭明显的屋面开口。

在渗透风的作用下，各种空调末端会造成高大

表 3 底部和顶部开口无量纲流量系数实地测试结果

编号	高铁站 ^[16]	A	C	D	E
建筑类型	单体空间	二楼层	二楼层	三楼层	三楼层
外门开启情况	单层门常开	双层门 外门棉风帘 内门自动门	双层门 外门自动门 内门常开	双层门 内/外门均为 自动门	双层门 内/外门均 常开
屋面开口情况	马道门	以缝隙为主	少数天窗	以缝隙为主	马道门+天窗
底部开口（外门） 无量纲流量系数 c	F1: 0.50 F	2: 0.33 F1: 0.28	F2: 0.38 F1: 0.43	F2: 0.39 F1: 0.49	F2: 0.46 F1: 0.53
顶部开口（屋面） 无量纲流量系数 c_r	8.0×10^{-4} 2	$.0 \times 10^{-5}$ 2	$.6 \times 10^{-4}$ 9	$.6 \times 10^{-5}$ 9	$.6 \times 10^{-4}$

空间内不同的垂直温度分布，如图 3 所示。对于喷口送风，喷口以上的空间温度均匀；但喷口以下的区域（即设计时认为的空调控制区）通常存在一定程度的温度梯度，这是底部冷风渗入导致的结果。但在 D 航站楼中，辐射地板在高大空间底部提供了

均匀的热量，即使有渗透风的影响，室内垂直方向的温度依旧呈现均匀分布。因此，当目标是控制人员活动区温度相同时，辐射地板可以使得全空间平均温度低于喷口送风的情况，因此具有较小的渗透风热压驱动力，存在减小渗透风的潜力。

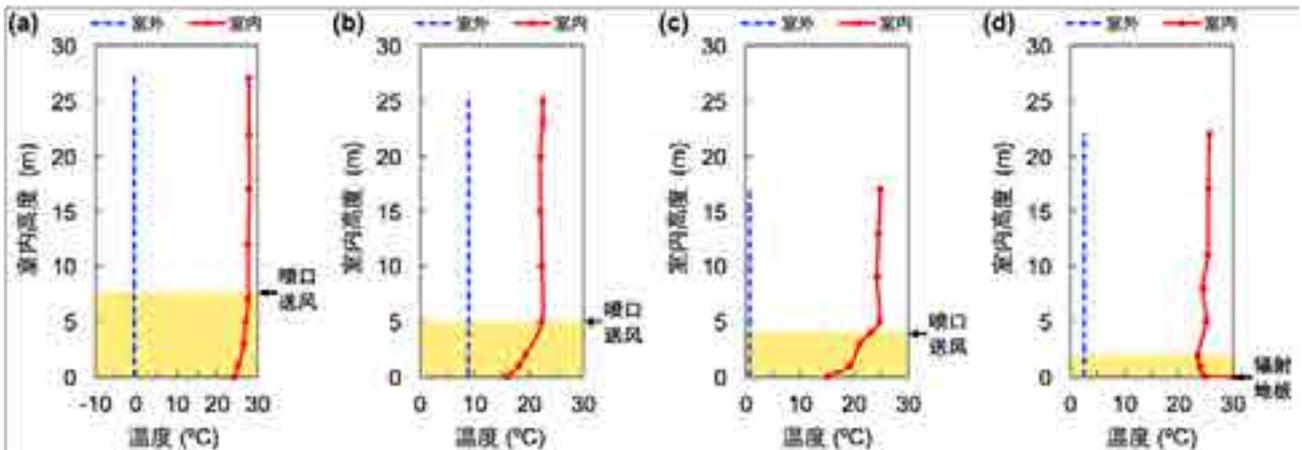


图 3 值机大厅垂直温度分布（黄色区域为空调控制区）：(a) A, (b) E, (c) C, (d) D

4. 减小渗透风的供暖节能潜力分析

基于实测结果，本节将利用简化模型分析三种减小渗透风方法的供暖节能潜力，即减小底部开口、减小顶部开口和使用辐射地板。减小底部开口的方式为使用 A 航站楼中的外门棉风帘，具体量化为外门的 c

值从 0.45 降至 0.25。减小顶部开口的方式为关闭明显的屋面开口，具体量化为屋面的 c_r 值从 1×10^{-3} 降至 1×10^{-4} 。使用辐射地板替换传统的 5m 高度喷口送风，可以实现全空间垂直温度分布均匀。用于分析以上三种减小渗透风方法的计算案例如表 4 所示。

表 4 分析减小渗透风节能潜力的计算案例

计算案例	比较基准	减小底部开口	减小顶部开口	使用辐射地板
底部开口（外门） 无量纲流量系数 c	0.45 0	.25	0.45 0	.45
顶部开口 无量纲流量系数 c_r	1×10^{-3} 1	$\times 10^{-3}$ 1	$\times 10^{-4}$ 1	$\times 10^{-3}$
空调末端 5	m 高度 喷口送风	5m 高度 喷口送风	5m 高度 喷口送风	辐射地板

为了计算图1中三类典型航站楼的年供热量,本文选取乌鲁木齐、北京和上海三座城市的全年室外气象参数进行计算,其分别代表严寒地区、寒冷地区和夏热冬冷地区。计算中保证各个案例中人员活动区域的热舒适状态相同。年供热量的计算

结果如图4所示,减小底部开口、减小顶部开口和使用辐射地板分别能够实现年供热量比基准平均降低32%、68%和54%。因此,以上三种方法均能够有效控制渗透风造成的负荷,从而显著降低供热能耗。

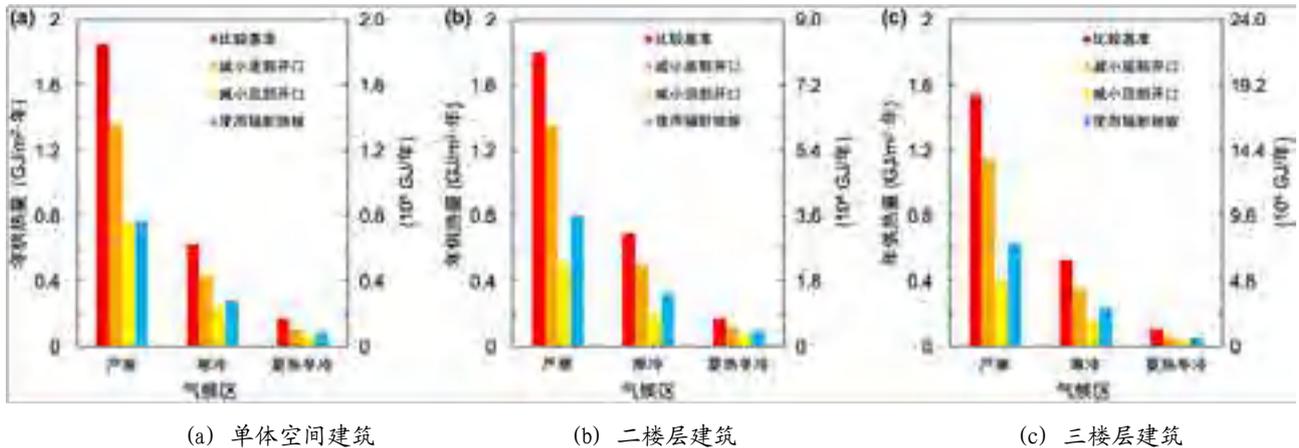


图4 减小渗透风的供暖节能潜力分析:

5. 总结

本文通过实地测试对比分析了我国不同气候区7座机场航站楼的冬季渗透风现状,并利用简化计算模型讨论不同降低渗透风方法的供暖节能潜力,得到的主要结论如下:

(1) 实测发现,航站楼的机械新风系统几乎处于关闭状态,外门的开启时间占比高达55%~99%,造成室外空气从各楼层外门渗透进入室内,渗透风量在2.5~69.8万 m^3/h (换气次数0.06~0.56 h^{-1})。严重的渗透风使得室内 CO_2 浓度维持在较低水平(平均478~654ppm),渗透风散热量和空调供热量的比值为23%~92%。

(2) 量化分析底部开口、顶部开口和空调末端对于渗透风的影响。底部开口用无量纲流量系数 c 来描述(一般在0.25~0.55),对外门安装棉风帘可将 c 从0.45降低至0.28。顶部开口用无量纲流量系数 c_r 来描述(一般在 1×10^{-5} ~ 1×10^{-3}),关闭明显的屋面开口可将 c_r 降低至 1×10^{-4} 以下。使用辐射地板替换传统的喷口送风,可实现全空间垂直温度分布均匀。

(3) 在严寒、寒冷和夏热冬冷三个气候区条件下计算典型航站楼的年供热量。发现减小底部开口、减小顶部开口和使用辐射地板分别能够实现年供热量比基准降低32%、68%和54%。因此,以上三种方法可以考虑在新建航站楼设计或既有航站楼运行中使用,从而实现有效降低机场航站楼的供暖能耗。

参考文献

- [1] 中国民用航空局. 2019年民航机场生产统计公报 [EB/OL]. http://www.caac.gov.cn/XXGK/XXGK/TJSJ/202003/t20200309_201358.html
- [2] 国家发展改革委, 中国民用航空局. 全国民用运输机场布局规划 [EB/OL]. https://www.ndrc.gov.cn/xxgk/zcfb/ghwb/201703/t20170315_962231.html
- [3] Kim SC, Shin HI, Ahn J. Energy performance analysis of airport terminal buildings by use of architectural, operational information and benchmark metrics[J]. Journal of Air Transport Management, 2020, 83:101762.
- [4] Lin L, Liu X, Zhang T, et al. Energy consumption index and evaluation method of public traffic buildings in China[J]. Sustainable Cities and Society, 2020, 57:102132.
- [5] 赵海活. 航站楼环境质量与能效实测研究 [D]. 北京: 清华大学, 2015.
- [6] Alba SO, Manana M. Energy research in airports: a review[J]. Energies, 2016, 9:349.
- [7] Li B, Zhang W, Wang J, et al. Research and analysis on energy consumption features of civil airports. IOP Conf Series: Earth and Environmental Science[J], 2017, 94:012134.
- [8] 刘效辰, 张涛, 梁媚, 等. 高大空间建筑冬季渗透风研究现状与能耗影响 [J]. 暖通空调, 49(8): 92-99.
- [9] 梁媚. 航站楼冬季室内热环境实测与模拟研究 [D].

北京：清华大学，2017.

[10] Liu X, Lin L, Liu X, et al. Evaluation of air infiltration in a hub airport terminal: On-site measurement and numerical simulation[J]. Building and Environment, 2018, 143:163-77.

[11] 翁建涛, 赵康, 章鸿. 航站楼高大空间冬季室内热环境实测分析 [J]. 暖通空调, 2018, 48(1): 72-77.

[12] Liu X, Liu X, Zhang T. Theoretical model of buoyancy-driven air infiltration during heating/cooling seasons in large space buildings[J]. Building and Environment, 2020, 173:106735.

[13] Goubran S, Qi D, Saleh WF, et al. Comparing methods of modeling air infiltration through building entrances and

their impact on building energy simulations[J]. Energy and Buildings, 2017, 138:579-590.

[14] Wang B, Yu J, Ye H, et al. Study on present situation and optimization strategy of infiltration air in a train station in winter[J]. Procedia Engineering, 2017, 205:2517-2523.

[15] 刘畅, 魏庆芑, 吴序. 北方地区某高大中庭商场供暖优化 [J]. 暖通空调, 2018, 48(1):151-157.

[16] Liu X, Liu X, Zhang T. Influence of air-conditioning systems on buoyancy driven air infiltration in large space buildings: A case study of a railway station[J]. Energy and Buildings, 2020, 210:109781.

严寒地区航站楼冬夏热环境及渗风特性实测研究

许峥浩, 刘效辰, 蔺文钰, 陈琪, 张涛, 刘晓华

(清华大学建筑节能研究中心, 北京 100091)

[摘要] 本文对严寒地区某机场航站楼不同季节的室内热环境及渗风情况进行了实测研究, 对测试方法进行了介绍, 并对不同季节的测试结果进行了分析。测试结果表明: 此类高大空间建筑室内温湿度波动受室外影响显著; 夏季运行时, 建筑出入口实测渗风量为16~27万 m^3/h ; 冬季运行时, 室内外温差大, 渗风驱动力强, 通过加装防风棉帘等措施加强建筑的气密性, 可大幅降低不必要的渗风量, 建筑出入口实测渗风量为1~2万 m^3/h 。

[关键词] 机场航站楼; 实际测试; 热环境; 渗透

1. 引言

机场航站楼通常为高大空间建筑, 该类型建筑多存在垂直连通的跨层空间, 并较多采用大面积的玻璃幕墙。这种类型建筑的能耗较高, 可达普通公共建筑的1~2倍^[1], 其中空调能耗占其建筑运行能耗的40%~60%^[2]。由于高大空间的热压通风作用, 此类建筑往往存在明显的渗风现象。

目前已有研究人员对该类型建筑的热环境特性及渗风特性进行了实测分析。林琳等^[3]采用多种测试方法对西南地区某机场航站楼各季节的渗风特性进行了实测, 总结了不同测试方法的优劣, 并对测试结果进行了对比分析; 翁建涛等^[4]对夏热冬冷地区某机场航站楼的冬季室内热环境进行了测试分析, 总结了改善高大空间冬季室内热舒适性的策略; 吴明洋等^[5]对西安咸阳国际机场2个航站楼冬夏季室内环境进行了测试, 并对不同的分层空调末端形式进行了比较分析; 王崇杰等^[6]对机场室内热环境现状及寒冷地区的热环境特点进行了分析讨论, 总结出适合寒冷机场建筑的热环境优化策略。

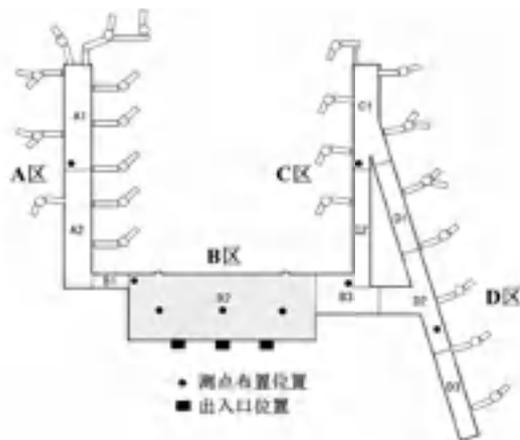
上述研究中所研究的建筑集中在夏热冬冷地区及寒冷地区。实际运行中, 不同地区的气候条件对于建筑能耗影响显著。本文以严寒地区某航站楼为例, 对不同季节航站楼室内热环境及渗风情况进行测试, 以期为该气候区高大建筑的热环境特性及渗风特性研究提供参考。

2. 测试概况

2.1. 建筑概况

测试建筑为我国严寒地区某机场的T3航站楼, 该航站楼于2010年启用, 总建筑面积为10.6万 m^2 。该航站楼共有四层, 分别为F2出发层、F1到达层、B1与B2工作区。航站楼功能区域共分成4个, 如图1(a)所示, 其中A区和C区为国内候机区, B

区为值机大厅及迎宾大厅, D区为国际候机区。该航站楼值机大厅高30米, 与室外通过大门等直接连接, 大厅内采用全空气空调系统喷口送风, 夏季送冷风, 冬季送热风, 冬季运行时采用全回风模式, 无机械新风。由于严寒地区建筑冬季室内外温差较大, 热压作用明显, 因此航站楼在冬季运行时为减少出入口渗风带来的影响, 对各外门进行了防渗风处理, 加装两道棉风帘。



(a) 航站楼出发层平面图



(b) 值机大厅垂直测点布置图

图1 严寒地区某机场T3航站楼

项目课题: 国家重点研发计划项目课题(2018YFC0705001)

2.2. 测试方法

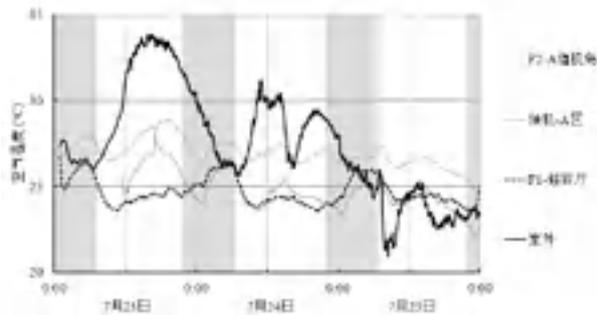
测试的主要研究对象为室内环境场的温湿度，CO₂ 浓度及渗透风量等参数，其中温湿度，CO₂ 均采用布置相关监测自记仪器进行连续时间段的数据采集，图 1 中给出了部分测点的布置图。渗风情况的测试方法通常为风速测试法及示踪气体法，林琳等^[3]的研究中指出，采用 CO₂ 浓度法、含湿量法等示踪气体法对建筑渗风进行测试时，会受到室内外 CO₂ 浓度差或室内外含湿量差过小、室内散发源状况复杂等制约；而在风出入口明确的环境下，风速测试法的测量结果相对准确。该机场航站楼出入口固定，且顶部天窗在一般情况下为关闭状态，因此风的出入口明确，故而本文采用风速测试法直接对航站楼的渗风情况进行测试。测试在 T3 航站楼安检以外区域开展，包含 F2 层值机大厅和 F1 层到达大厅。测试期间每隔 2 小时在各层的外门处测量断面上的平均风速，通过平均风速乘以面积的方法得到渗透

风量。

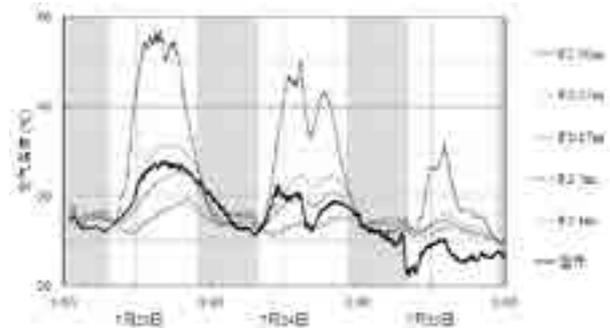
2.3 夏季测试结果

(1) 温湿度及 CO₂ 测试结果

夏季测试期间 T3 航站楼温度变化曲线如图 2 所示。测试期间，7 月 23 日和 7 月 24 日为典型夏季工况，在空调运行时间内，人员活动区温度变化范围为 24~28℃，略高于设计值 25℃。其中位于 F2 层的值机区域温度整体高于候机区域温度，候机区域温度整体高于 F1 层迎宾区域温度。在垂直方向上的温度分布如图 2 (b) 所示，7m 高度靠近射流送风口，可以发现送风口及以下区域温度基本均匀；送风口以上区域温度不断升高，且在一天之内随室外温度波动。受到太阳辐射的影响，高大空间高处的温度甚至高于室外温度，在 7 月 23 日下午甚至高达 49℃。其中 30m 高度出的测点位于马道以上接近天窗的位置，其波动幅度和室外太阳辐射强度密切相关。



(a) 人员活动区

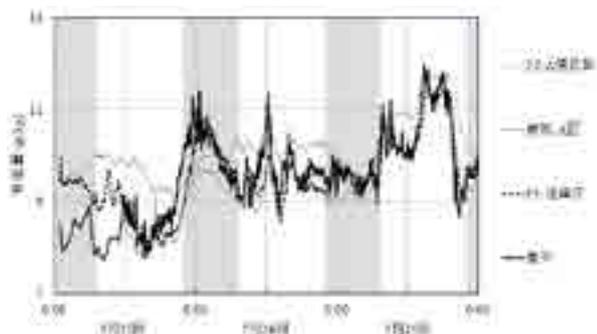


(b) 值机大厅垂直分布

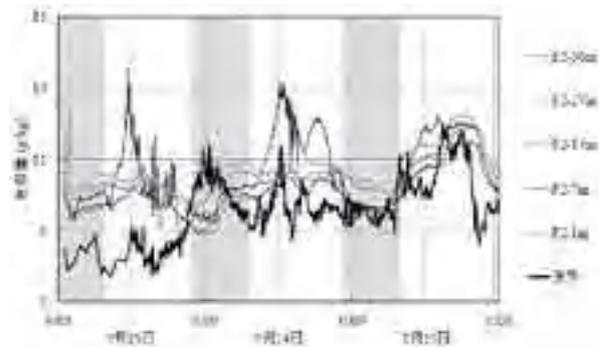
图 2 严寒地区某机场 T3 航站楼温度分布（夏季）

夏季测试期间 T3 航站楼人员活动区的含湿量变化曲线如图 3 所示。测试期间，人员活动区含湿量

变化范围为 7~12g/kg，均低于设计值 13g/kg，且和室外值较为接近，垂直方向上的湿度分布相对均匀。



(a) 人员活动区

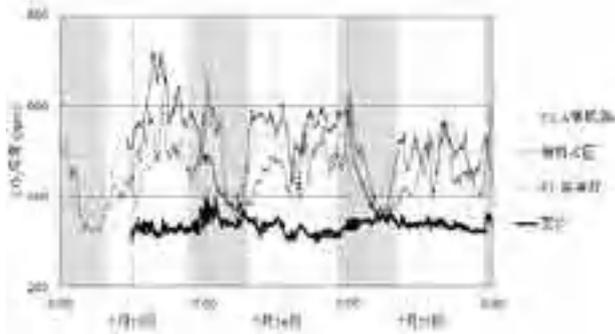


(b) 值机大厅垂直分布

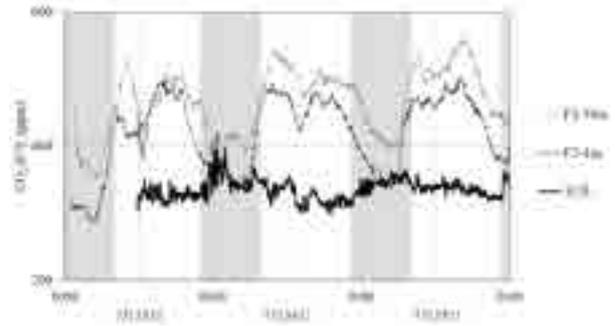
图 3 严寒地区某机场 T3 航站楼湿度分布（夏季）

夏季测试期间 T3 航站楼人员活动区的 CO₂ 浓度变化曲线如图 4 所示。测试期间，人员活动区

CO₂ 浓度变化范围为 300~750ppm，均低于规范要求的 1000ppm。



(a) 人员活动区



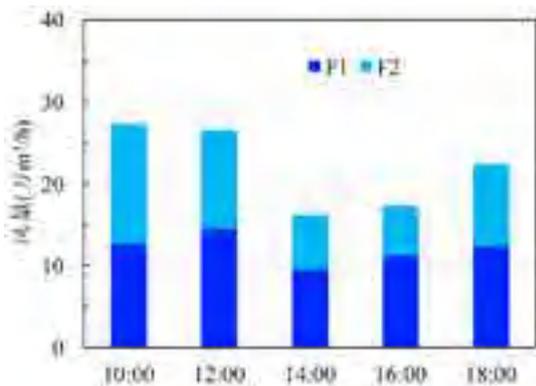
(b) 值机大厅垂直分布

图 4 严寒地区某机场 T3 航站楼 CO₂ 分布（夏季）

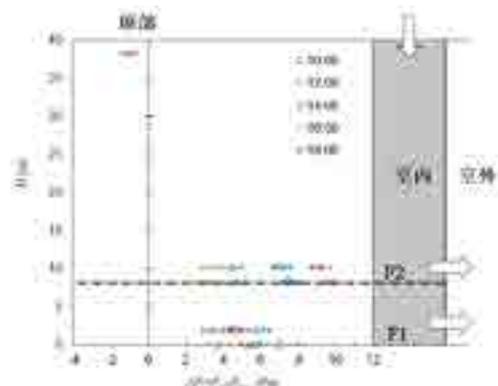
(2) 渗透风情况

图 5 所示为夏季测试期间典型日的渗透风量及室内外压差变化。F1 层和 F2 层大门处均测得室内空气稳定向室外流动，其中 F1 层在一天之内的渗透风量范围在 9.4~14.5 万 m³/h，F2 层在 6.8~14.7 万 m³/h，总渗透风量范围在 16.2~27.4 万 m³/h。此外渗透风量在一天内呈现出先减小后增大的趋势，这

个变化规律也与测试得到的室内外压力差 P 变化吻合。压力分布体现出典型的夏季热压通风模式：在高大空间底部(F1 层和 F2 层)呈现室内正压状态，室内外压差 P 在 3~10Pa 范围内，室内空气通过开启的外门向室外流动；在高大空间顶部呈现室内负压状态，室内外压差 P 在 -1Pa 左右，室外空气通过天窗或缝隙向室内流动。



(a) 航站楼出入口渗风量



(b) 航站楼室内外压差垂直分布

图 5 严寒地区某机场 T3 航站楼渗风测试（夏季）

2.4. 冬季测试结果

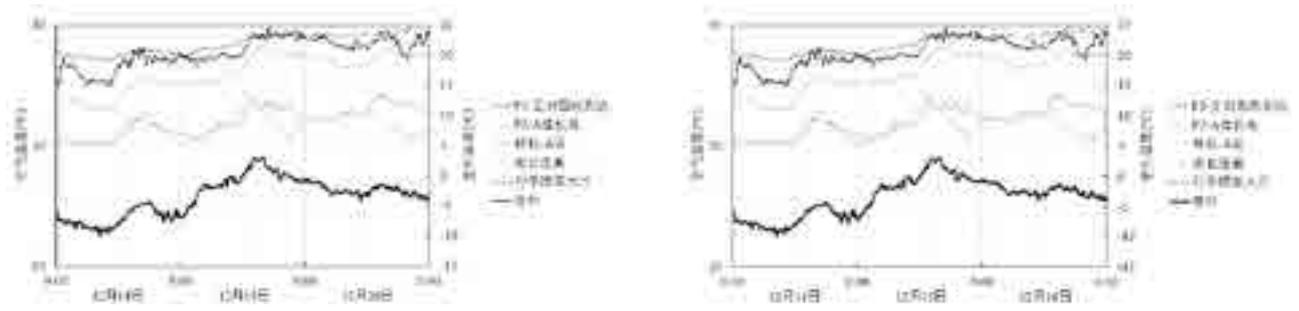
(1) 温湿度及 CO₂ 测试结果

冬季测试期间 T3 航站楼温度变化曲线如图 6 所示。测试期间，室外温度为 -10~3℃，人员活动区温度变化集中在 20~29℃。其中，位于 F2 层的温度整体高于 F1 层的温度；垂直方向上的温度分布相对均匀，变化范围为 25~27℃。

冬季测试期间 T3 航站楼人员活动区的含湿量变

化曲线如图 7 所示，人员活动区的大部分区域含湿量变化范围为 3~6g/kg，在设计值 5g/kg 附近波动。垂直方向上的湿度分布相对均匀，仅在 1m 处受人员散湿影响略高于其他区域。

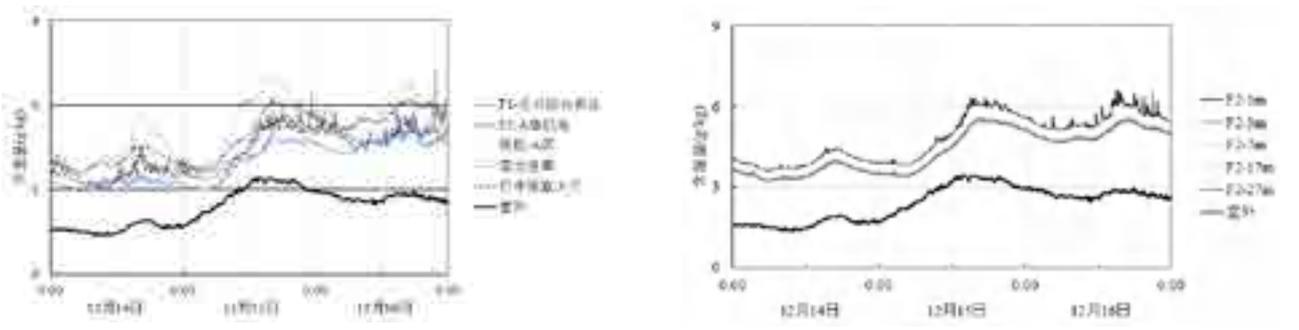
冬季测试期间 T3 航站楼人员活动区的 CO₂ 浓度变化曲线如图 8 所示。测试期间，人员活动区 CO₂ 浓度变化范围为 400~800ppm，均低于规范要求的 1000ppm。



(a) 人员活动区

(b) 值机大厅垂直分布

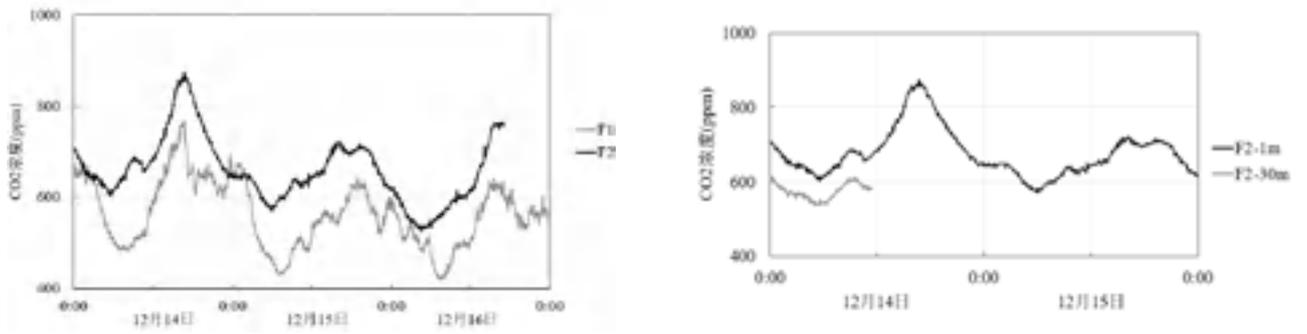
图6 严寒地区某机场 T3 航站楼温度分布（冬季）



(a) 人员活动区

(b) 值机大厅垂直分布

图7 严寒地区某机场 T3 航站楼湿度分布（冬季）



(a) 人员活动区

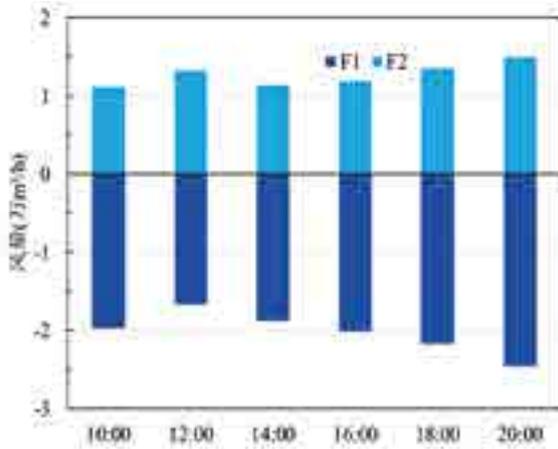
(b) 值机大厅垂直分布

图8 严寒地区某机场 T3 航站楼 CO2 分布（冬季）

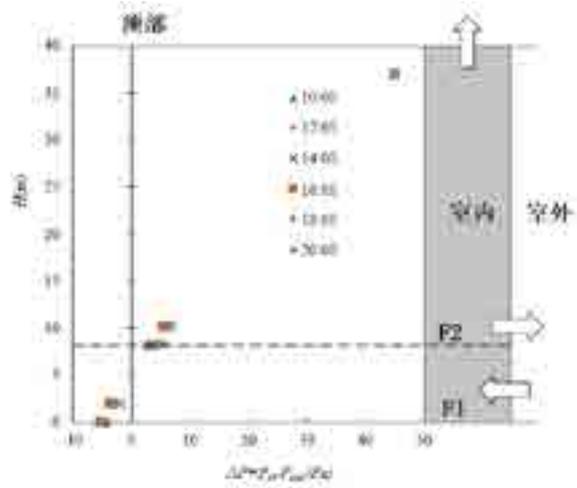
(2) 渗透风情况

图9所示为冬季测试期间典型日的渗透风量及室内外压差变化。F1层大门处测得空气稳定向室内流动，F2层大门处测得空气稳定向室外流动，其中F1层在一天之内的渗透风量在1.6~2.4万m³/h，F2层在1.1~1.5万m³/h。由于航站楼在冬季运行时，各外门加装了棉帘，因此渗透风量显著小于夏季。此外渗透风量在一天内呈现出先减小后增大的趋势，这个变化规律也与测试得到的室内外压力差变化吻合。压力分布具有典型的冬季热压通风特

征：在高大空间底部（F1层）呈现室内负压状态，室内外压差 P 在 -5Pa 左右，室外空气通过开启的外门向室内流动；在高大空间的顶部呈现室内正压状态，室内空气通过天窗或缝隙向室外流动。由于严寒地区建筑的密封性良好，因此顶部的渗透风情况不明显，使得热压差梯度变化更大，室内外压差 P 达 45Pa，零压面更低，出现在了建筑 5m 高度处，故而 F2 也呈现室内正压状态，室内外压差 P 在 5Pa 左右，室内空气通过开启的外门向室外流动。



(a) 航站楼出入口渗风量



(b) 航站楼室内外压差垂直分布

图9 严寒地区某机场T3航站楼渗风测试（冬季）

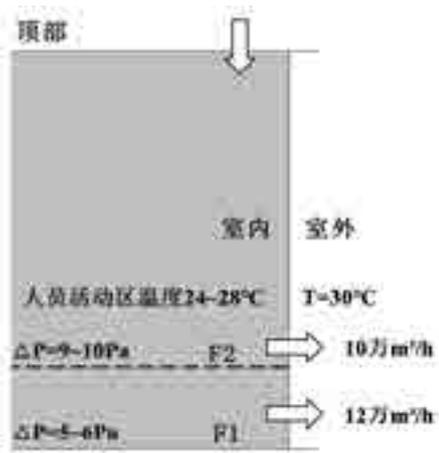
3. 结果分析

室内外 CO₂ 浓度差值能够很好的反映建筑的新风供给情况，建筑的新风供给来自于机械新风以及与外界连通的出入口处的渗透风。在室内 CO₂ 散发源强度较低(人员较少)或建筑存在大量新风供应(机械新风 + 渗透风)时，建筑室内的 CO₂ 浓度则会趋近于室外 CO₂ 浓度。从表 1 和图 4 可以看到：航站楼夏季室内 CO₂ 浓度的最低值为与室外浓度基本一致，航站楼室内的 CO₂ 浓度日波动规律类似，日最低值出现在夜间航班数量较少，室内人员稀疏时 CO₂ 浓度与室外 CO₂ 浓度基本一致。对于冬季而言，航站楼室内 CO₂ 浓度的日最低值同样出

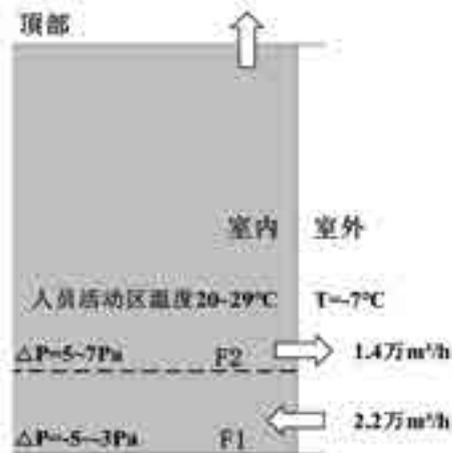
现在航班数量较少，室内人员稀疏的夜间，而此时室内的 CO₂ 浓度则在 400ppm 以上，明显高于室外的 CO₂ 浓度，航站楼内的新风供给量（机械新风 + 渗透风）较少，在图 9 冬季出入口渗风情况的测试结果中也表明冬季航站楼的渗风量较小，航站楼的密封性良好。

表 1 航站楼 CO₂ 浓度测试结果

CO ₂ 浓度 (ppm)	夏季	冬季
人员活动区	300~750	400~800
室外	300~350	300~350



(a) 夏季



(b) 冬季

图 10 严寒地区某机场 T3 航站楼渗风测试结果

出入口处的渗风由风压和热压共同驱动,图10为夏季及冬季测试期间典型时刻的室内外压差及渗风量测试结果,可以看出,夏季航站楼一二层室内均为正压,因此各出入口均为往外出风;在冬季运

行时,航站楼为减少渗透风影响,对各出入口加装了防风棉帘,测试期间,一层室内为负压,二层为正压,此时一层各出入口往里进风,二层各出入口往外出风,冬季的渗风量明显小于夏季渗风量。

表2 各航站楼冬季渗风情况对比

	本文	夏热冬冷地区某机场 ^[7]	夏热冬冷地区某机场 ^[8]
建筑面积(万m ²)	10.63	5.0	17.0
最大内部高度(m)	38.4	0	21
室外温度(°C)	-7.7	.8	2.9
冬季 人员活动区温度(°C)	24.81	7.9	20.0
渗风量(万m ³ /h)	2.06	9.8	11.3
渗风折合换气次数(h ⁻¹)	0.030	.56	0.29

结果与文献中测得的我国其他地区航站楼冬季的渗风数据进行比较,可以看到,该地室内外温差较大,驱动力较强,而该航站楼通过加装防风门帘的方式使得渗风量大幅减小。

4. 总结

本文对严寒地区某机场航站楼不同季节的热环境进行了实测研究,得到的主要结论如下:

(1) 从航站楼温湿度及CO₂的测试结果来看:夏季测试期间,航站楼人员活动区温度集中在24~28,湿度集中在7~12g/kg,CO₂浓度集中在300~750ppm;冬季测试期间,航站楼人员活动区温度集中在25~27,湿度集中在3~6g/kg,CO₂浓度集中在400~800ppm;

(2) 从各季节的渗透风量来看,航站楼的夏季渗风量较大,测试期间的渗风量在16~27万m³/h间,而对于冬季,由于加装了防风棉帘,渗风量显著减少,仅有1~2万m³/h,防风棉帘对于减小高大空间渗风的作用显著;

(3) 从不同机场的情况对比来看,在冬季室内外温差大驱动力强的情况下,该严寒地区航站楼的渗风量远小于其他地区航站楼,建筑的气密性较好。

致谢:

本研究受国家重点研发计划项目课题(2018YFC0705001)资助,特此致谢。

参考文献

[1] Balaras CA, Dascalaki E, Gaglia A, Droutsas K.

Energy conservation potential, HVAC installations and operational issues in Hellenic airports. Energy Build 2003; 35: 1105-1120.

[2] Zhao HT. A field study on energy consumption and indoor environment quality of terminals in China. Master Thesis, Tsinghua University, Beijing, 2015.

[3] 林琳,刘效辰,张涛,刘晓华.机场航站楼等高大空间建筑不同季节渗风特性研究[J].建筑环境与能源,2018(10):139-143.

[4] 翁建涛,赵康,章鸿.航站楼高大空间冬季室内热环境实测分析[J].暖通空调,2018,48(01):72-77.

[5] 吴明洋,刘晓华,赵康,张伦,周敏.西安咸阳国际机场T2和T3航站楼高大空间室内环境测试[J].暖通空调,2014,44(05):135-139+96.

[6] 王崇杰,弭羽高,尹红梅.寒冷地区机场室内热环境优化研究[J].建筑节能,2018,46(10):55-58.

[7] Xiaochen Liu, Lin Lin, Xiaohua Liu, Tao Zhang, Xiangyang Rong, Ling Yang, Dizhan Xiong. Evaluation of air infiltration in a hub airport terminal: On-site measurement and numerical simulation[J]. Building and Environment, 2018, 143.

[8] Kang Zhao, Jiantao Weng, Jian Ge. On-site measured indoor thermal environment in large spaces of airports during winter[J]. Building and Environment, 2020, 167.

变风量系统末端最小送风量设定对空调系统能耗与热舒适影响的研究

赵 泽, 逢秀锋, 王 丹, 赵丹阳, 王 伟

(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] 变风量末端的控制对变风量系统运行效果有重要影响, 末端最小送风量的设计值是影响变风量系统能耗与室内空气品质的关键因素。目前我国相关设计手册对变风量末端最小送风量的设定较为保守, 工程设计人员对末端最小送风量的设计不够重视, 安装过程中通常使用默认设定值, 而该默认值又往往偏高, 从而造成使用过程中能耗偏高, 且舒适性无法保证。基于此, 本研究通过模拟计算, 分析了几种常用末端最小送风量设定值对室内热舒适与空调系统能耗的影响。首先, 使用 EnergyPlus .ver.9.3.0 软件分别建立末端最小送风比为 15%、30%、45% 的办公建筑实验模型; 其次分析模拟数据, 对比不同末端最小送风量对系统能耗、室内空气品质与热舒适的影响。研究结果表明, 将变风量末端最小送风量由最大送风量的 45% 与 30% 降低至 15% 后, 在不影响室内空气品质与热舒适的前提下, 能将空调系统总能耗降低 24% ~ 34% 与 11% ~ 18%。

[关键词] 变风量末端; 变风量系统调适; 建筑节能

0 引言

变风量空调系统 (Variable Air Volume, VAV) 是我国高级写字楼中较为常见的一种空调系统, 其末端 (VAV Box) 作为变风量系统的关键组件, 对系统能耗、室内空气品质与热舒适有重要影响。末端最小送风量的设定通常表达为最大送风量的百分比。变风量末端设备的类型很多, 本研究仅针对我国常用的单风道压力无关型无风机变风量末端。该设备的常用控制逻辑如图 1 所示。供冷工况下, VAV 末端控制器在最大和最小送风量的范围内, 通过调节送风量来保持室内温度; 在供热工况下, 则保持最小送风量, 通过再热盘管调节送风温度来控制室内温度。最小送风量的设置, 取决于如下因素: 室内新风需求、气流组织要求, 以及 VAV Box 控制精度。理想状态下的末端最小送风量应为动态值, 恰好满足以上要求; 为保守起见, 我国实际工程中一般将其设置为 30%-50%。然而相关研究^[1]表明配置有 DDC 的末端能将送风量控制在 5%-15%。如果最小送风量设置过高, 因规范不允许冷热抵消, 盘管无法加热送风, 夏季以及过渡季节会导致室内过冷, 并增加风机能耗; 供暖工况下, 则造成风机能耗的增加。若最小送风量设置过小, 会导致室内新风量不足, 或气流组织问题。基于此, 很多研究者针对 VAV Box 最小送风量的优化做了大量研究。

为降低夏季最小送风量, 且不影响供暖工况时室内空气组织, Taylor 等人提出 VAV 末端送风的双

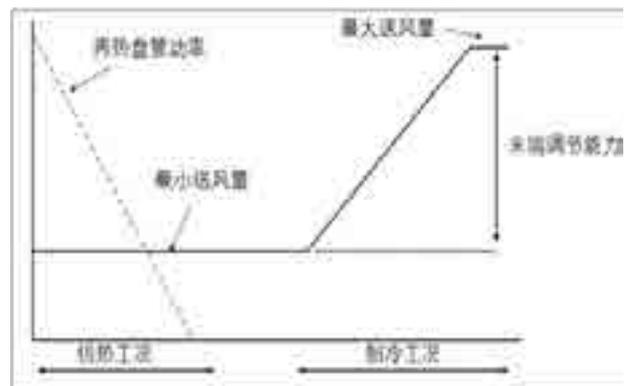


图 1 VAV Box 控制示意图

最大送风 (dual maximum control sequence), 该方法将最小送风量与供热工况下的送风量解耦, 有利于将最小送风量设置更低, 但该研究并没有深入研究最小送风量的设计对系统能耗影响^[2]。Lee K H 等人研究了韩国气候下不同变风量末端最小送风量对空调系统能耗的影响, 研究结果表明合理优化 VAV 末端最小送风量能节省 20% 的空调系统能耗^[3]。Saber 等人分析了在美国不同气候条件下变风量末端最小送风量对不同建筑类型中变风量空调系统能耗影响, 实验结果表明降低末端送风量在保证室内热环境同时降低末端再热能耗。并得出结论认为对于高通风率空间 (比如学校等), 将最小送风量比设置为 0.1 是一种比较节能的控制策略^[4]。为了研究降低末端最小送风量对热舒适与室内环境的影响, Zhang, B 等人通过模拟实验的方法, 分别计算不同末端最小

基金项目: 国家重点研发计划项目“基于 BIM 的绿色建筑运营优化关键技术研发”(2018YFC0705900)

风量控制逻辑下变风量系统各部分的能耗状况与室内空气品质。研究表明 20% 与 30% 的末端最小送风比都可满足 ASHRAE Standard 62.1-2010 的通风要求,但在非重点控制区域均存在着过度通风问题^[5]。为研究末端最小送风对室内热舒适的影响,Arens E 等人分别针对高低不同的最小送风量展开实验并调研室内居住者的热感觉,研究结果表明更低的最小送风量值(5%-15%)也不会对建筑用户产生不利的热舒适感觉,最小送风量比可设置更低^[6]。为了优化 VAV 末端最小送风量,使末端送风同时满足热舒适与通风需求,Young-Hum Cho 提出一种能根据实际供暖工况而自动优化送风温度与末端最小送风量的控制策略,研究表明该控制策略在保证室内良好热舒适的同时能实现 33% 的节能量^{[7][8][9]},但该控制策略主要研究的是供暖工况下末端最小送风量控制逻辑,且仅关注 VAV Box 本身能耗,其控制逻辑复杂难以在实际工程中应用。Liu G 提出一种能根据实际人数实时调整末端最小送风量设定值的控制策略^{[10][11]},研究表明该 OBC 控制策略不仅可以有针对性地控制末端送风量,还可以实时调节 AHU 的送风量、制冷机组的运行效率,以及动态调节室内照明状况,是一项极具应用前景的技术,但其传感器成本高且控制逻辑复杂,目前难以在实际中应用。

现有针对末端最小送风量的研究主要集中在末端最小送风量的优化控制算法与末端最小送风量对能耗或热舒适的影响,这些优化控制策略需要较高的硬件成本,且控制策略复杂,实际应用较为困难。对于目前大部分 VAV 空调系统而言,其末端最小送风量为固定值,通过合理地降低末端最小送风

量,对于既有 VAV 系统而言不失为一种高效且成本极低的 VAV 系统调适手段。目前我国相关设计手册建议 VAV 末端最小送风量,不得低于最大送风量的 30% ~ 50%^{[12][13][14][15]},为了研究这些推荐值对空调系统能耗与室内热舒适影响,需要对不同推荐值进行相同条件下的对比试验分析,以获取在我国气候条件下,满足室内热舒适要求,且空调系统能耗最低的末端最小送风量设计值。

为此,本研究通过模拟计算,分析了在我国不同气候条件下,设计手册所推荐的末端最小送风量对系统各组成部分能耗的影响,并分析了在我国不同热工分区中降低末端最小送风量对室温以及室内空气品质的影响,为实际应用中 VAV 末端最小送风量的设计提供了参考依据。首先使用 EnergyPlus9.3.0 软件建立所需的实验模型,修改末端最小送风比为 15%、30%、45%;其次,分析系统能耗与室内空气品质以及热环境,对比不同末端最小送风量设计对系统各部件能耗与室内空气品质的影响。

1 模型概况

1.1 建筑概况

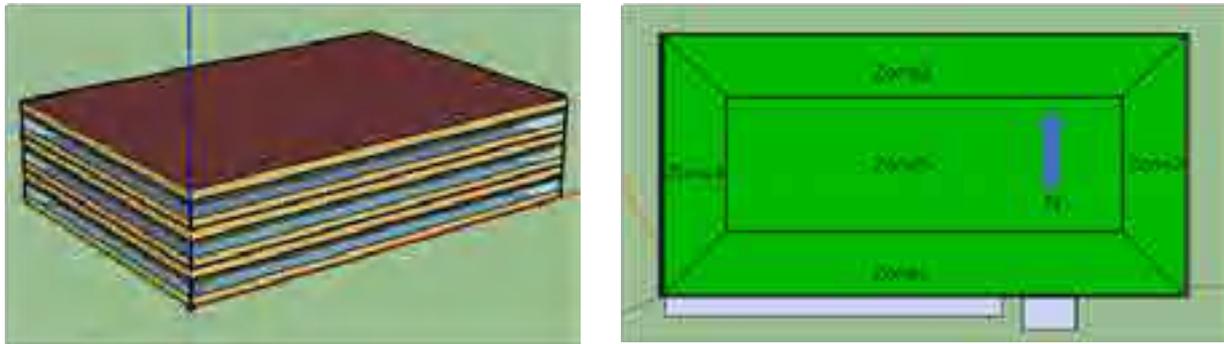
本研究采用美国能源部(DOE)所开发的典型公共建筑参考能耗模型,选用其中的办公建筑为研究对象。其建筑外形与热工分区如图 2 所示,建筑体共 3 层,每层被分为 5 个热区,整个楼层的面积约为 920m²;总窗墙比约为 25%。除对模型的天气文件与变风量末端送风参数进行修改外,围护结构的热工参数根据不同城市有所改变。本研究所使用的天气文件及其所对应围护结构热工性能如表 1 所示。建筑内扰密度如表 2 所示,其变化情况如图 3 所示。

表 1 外围护结构热工参数

	北京	上海	广州
外墙热阻 (m ² ·K/W)	2.1	1.42	1.42
楼板热阻 (m ² ·K/W)	2.85	2.79	2.79
窗墙比	25%	25%	25%
外窗玻璃传热系数 (W/m ² ·K)	3.24	5.84	5.84
外窗玻璃太阳得热系数	0.39	0.25	0.25
外窗玻璃可见光透射率	0.31	0.11	0.11

表 2 内扰密度

热负荷分类	内部负荷
照明, w/m ² 1	6
人员(峰值), m ² /person	9
设备, w/m ² 1	0



a. 建筑立体图

b. 平面图

图2 建筑模型信息

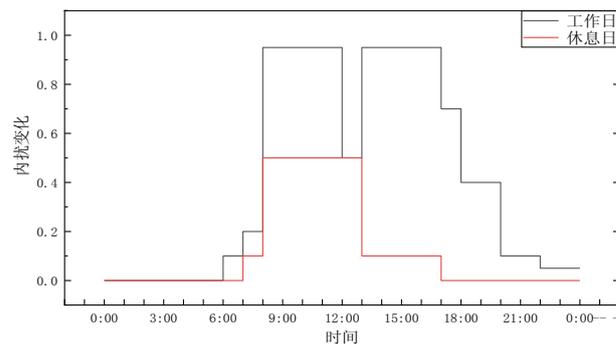


图3 内扰随时间变化图

1.2 空调系统概况

该模型为单风道 VAV 系统，冷源为 3 个双级直接蒸发冷却设备，热源为燃气加热盘管与末端电加热再热盘管，基于 GB50736-2012 要求，供冷时将热盘管关闭。AHU 送风温度设为 12℃，供热工况时送风经末端再热到合适温度后送入房间；VAV 末端为带再热盘管的压力无关型末端，其控制方式为单最大控制；空调系统详细数据如

表 3 所示。系统水泵、风机控制方式为间接运行，室外新风量控制方式为基于 MZE 方程的动态新风量控制方法。在室温调节中，末端控制器根据室温实测值和设定值之间的偏差，经 PI 温度控制器计算后得到新的送风量设定值，将该值与实际送风量之间的差值经计算后得到新的阀门权值。本研究分别设置末端最小送风比为 15%、30%、45%。

表 3 HVAC 系统参数

AHU 送风温度	冬夏均为 12℃
室温设定值 冬	冬季 1℃，夏季 24℃
室外新风量	根据实际需求动态计算
末端最小送风量 1	5%、30%、45%
末端控制方式	基于温差的单最大控制方式
冷源类型	直接蒸发制冷设备
热源类型	燃气加热盘管、电加热再热盘管

2 实验结果分析

2.1 空调系统能耗分析

本研究中的建筑模型及空调系统的其他控制参

数均相同，仅改变末端控制器最小送风量并计算室内环境质量与空调系统能耗，模拟结果能有效揭示在我国不同城市中，最小送风量对空调系统能耗与

室内热舒适的影响。为研究在我国不同热工分区下最小送风量对系统能耗与热舒适的影响，分别选取北京、上海、广州三个城市的气象数据，将末端最

小送风量修改为 15%、30%、45% 后空调系统的能耗计算结果如表 4 所示。

由结果可知，随 VAV 末端最小送风量的增加，

表 4 空调系统能耗

项目	城市	V _{min} =15%		V _{min} =30%		V _{min} =45%	
		能耗	相对增长	能耗	相对增长	能耗	相对增长
风机能耗 [kWh/m ²]	北京	3.0	0	3.5	14.3%	5.3	43.4%
	上海	3.0	0	3.5	14.3%	5.5	45.45%
	广州	3.4	0	3.7	8.1%	5.4	37.0%
热源能耗 [kWh/m ²]	北京	20.5	0	29.1	29.5%	32.1	52%
	上海	11.7	0	12.9	9.3%	19.5	40.0%
	广州	1.2	0	3.2	62.5%	4.7	74.5%
冷源能耗 [kWh/m ²]	北京	20.6	0	21.6	4.7%	24.1	14.6%
	上海	23.8	0	25.8	7.8%	29.4	19.0%
	广州	43.0	0	48.5	11.3%	57.2	24.8%
空调总能耗 [kWh/m ²]	北京	46.3	0	56.8	18.5%	63.7	27.3%
	上海	39.0	0	44.5	14%	59.1	34.0%
	广州	43.0	0	48.5	11.3%	57.2	24.8%

风机、冷热源以及空调总能耗都是呈不同比例增加。当末端最小送风量由 15% 增至 30% 时，风机能耗在三个城市增加了 8.1% 至 14.3%，当末端最小送风量由 15% 增至 45% 时，风机能耗增加了 37% 至 45.5%。随最小送风量由 15% 增至 30%，三个城

市的冷源能耗增加了 4.7% 至 11.3%，最小送风量由 15% 增至 45% 时，三个城市的冷源能耗增加 14.6% 至 24.8%；从表中数据可知，最小送风量对环境越热地区的冷源能耗影响越大。最小送风量由 15% 增至 30% 时，热源能耗增加了 9.3% 至 62.5%，其中

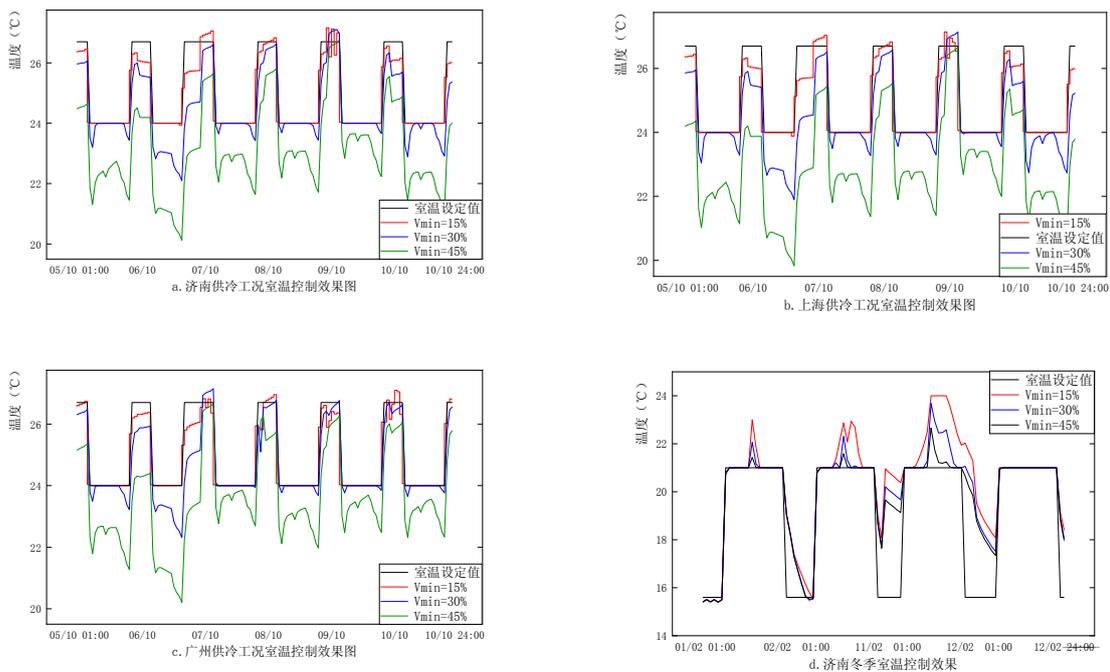


图 4 室温控制效果图

广州的能耗增加 62.5%，主要因为广州全年很少出现供热工况，其热源耗能基数较小，导致增长率计算值较大；当末端最小送风由 15% 增至 45% 时，北京与上海的热源能耗分别增加 52% 与 40.0%。由此可知，最小送风量对风机、冷热源能耗有重要影响，合理设计最小送风量对节能减排有重要意义。

2.2 室内热舒适分析

末端最小送风量对室内环境也有着重要影响。为分析末端最小送风量设置过大可能带来的供冷季与过渡季的室内过冷问题，本研究对不同最小送风量下的室温进行对比分析，其结果如图 4 所示。

图 4 显示的是随机挑选日期内的室温控制效果图，由 a、b、c 图可知，在供冷季与过渡季时，若最小送风量设置为 45%，则有明显的室温过冷现象发生；尤其在过渡季，其室温明显偏离设定值，在室温设定值为 24℃ 情况下，过渡季时每天室温有数小时低于 20℃，即不利于室内热舒适，且浪费空调系统能耗。最小送风比为 30% 时，各个城市的室温能控制在室温设定值的上下 2℃ 偏差内，其控制效果与最小送风比为 15% 时明显较差；由此可见，适当降低末端最小送风量能很大程度地减少室内过冷

现象的发生。

d 图显示的是天气文件为北京时不同最小送风量在供热工况下室温控制效果，由图可知 15%-45% 的末端最小送风量都能满足供热需求，其控制温差在 3℃ 内。最小送风量设置 15% 时，热区 1 的送风范围为 500CMH-2500CMH 之间，通过合理选择末端散流器可将送风风速控制在 2m/s-5m/s 之间，满足常用风口的气流组织要求。在单最大末端控制器中，供热工况下的末端送风量保持在最小送风量，为防止供热工况下末端送风量设计过低导致垂直室温分层，可设置双最大末端控制方法，这使供热工况下的末端送风量与供冷工况下末端最小送风量分离，有利于进一步降低夏季 VAV 末端最小送风量。

2.3 室内空气品质分析

末端最小送风量的设计值偏于保守，很大程度上是为了保证部分负荷时，满足室内新风需求。为了分析不同末端最小送风量情况下室内新风量是否满足要求，随机挑选热区 1 进行模拟分析，并以 CO₂ 浓度作为分析指标，并从每季度随机挑选一个月份的 11 号作为分析数据，其模拟结果如图 5 所示。

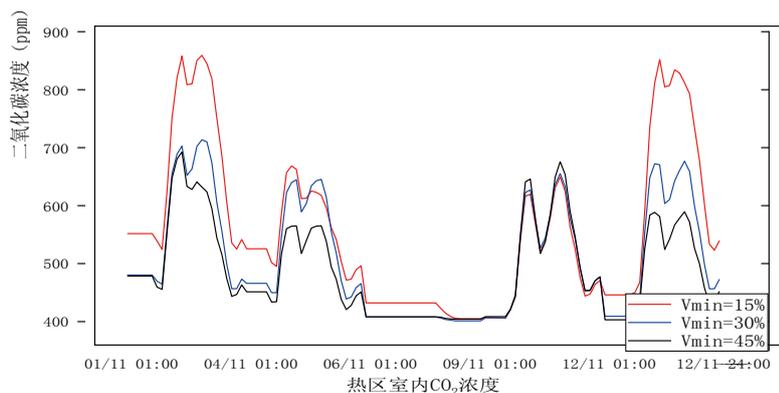


图 5 室内 CO₂ 浓度模拟结果

由结果可知，最小送风量为 15% 时，供热季工作时间内室内的 CO₂ 浓度在 500-900ppm 之间，供冷季与过渡季室内 CO₂ 浓度在 450-700ppm 之间，均符合 GB/T18883-2016 的要求。本研究中模型的新风控制方法是基于多区域方程的新风控制方法，且假定控制系统可获取室内实时人数，系统设定新风量为 45m³/(h·人)。空调系统可根据实际人数，动态计算实际需求的新风量及室内实时送风量，因此动态计算临界区域所需新风比 Z，并计算修正后的总新风比为：

$$Y = \frac{X}{1 + X - Z}$$

算式中 X 为设计工况下所需总新风量与实际送风量的比值。由此可知，室内所需送风量减少时，实时新风比会随之增加，这使得送入每个热区内的新风量都能达到所需量。从模拟结果也可看出，在供冷季与过渡季，最小送风量由 15% 增加 45% 时，室内 CO₂ 浓度变化不大，这是因为当室内送风量减少时，新风比也成比例增加，以满足室内新风量需求。由此可知，只要 AHU 新风控制策略合适，新风比能跟随送风量的变化做合理调整，将末端最小送风量设计为 15% 时仍可满足室内新风需求。

3. 结论与展望

VAV 空调系统在我国已有 30 多年的应用历史,目前在高级写字楼中应用较为普遍,但其调适运行效果不佳,真正实现节能的建筑很少,甚至有不少建筑在实际运行中将 VAV 系统当定风量系统使用。造成 VAV 系统在我国使用效果不佳的原因有多,变风量末端最小送风量设定不合理是其中之一,而且相对易于改正。本研究初步得出了以下结论:

1) VAV 末端最小送风量对空调系统能耗有重要影响,适当减少 VAV 末端最小送风量可大幅降低空调系统能耗。研究表明,分别将最小送风量从 45% 与 30% 降低至 15% 后,在我国不同气候条件下,能将空调系统总能耗降低 24% ~ 34% 与 11% ~ 18%。

2) 合理降低末端最小送风量能明显改善供冷季与过渡季室内热舒适。研究结果表明,最小送风量设置为 45% 时,供冷季与过渡季均存在明显的过冷现象;将最小送风量设置为 15% 能很好地控制室温,且室内空气品质能满足规范要求;同时通过合理选择送风散流器,可使最小送风量为 15% 时的风口风速达 2m/s 以上,满足常用散流器的组织要求。

本文研究是基于静态最小送风量设定值的,即最小送风量设定值一旦设定,在运行过程中保持恒定。未来的研究,将集中在动态最小送风量的设定,即根据运行的实际边界条件,动态改变最小送风量设定值。

参考文献

[1] Dickerhoff, D., and J. Stein.. Stability and accuracy of VAV terminal units at low flow. Report #0514, Pacific Gas and Electric Company Emerging Technologies Program, 2007.
[2] S. Taylor, J. Stein, G. Paliago, H. Cheng, Dual maximum VAV box control logic,ASHRAE Journal 54 (12) (2012) 16 - 24.
[3] Lee K H , Chin K I , Yoon J H . Effect of Minimum Airflow Setting of VAV Unit on Building Energy Consumption under Korean Climatic Condition[J]. Advanced Materials Research, 2012, 450-451:1435-1439.

[4] Saber, E. M. (2017). Performance evaluation of damper control settings for operation of multiple-zone variable air volume reheat system in different building applications and climate types. *Building Simulation*, 10(5), 687-696. doi:10.1007/s12273-017-0353-4
[5] Zhang, B., Li, Y., Lau, J., & Liu, M. Demand control ventilation: Influence of terminal box minimum airflow setting on system energy use. *Energy & Buildings*, 79, 173-183.
[6] Arens E, Zhang H, Hoyt T, et al. Effects of diffuser airflow minima on occupant comfort, air mixing, and building energy use (RP-1515)[J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2015, 21(8): 1075-1090. [6] Cho, Y.-H., & Liu, M. Minimum airflow reset of single duct VAV terminal boxes. *Building and Environment*, 44(9), 1876-1885.
[8] Young-Hum Cho, Gang Wang, Mingsheng Liu. Application of terminal box optimization of single-duct air-handling units [J]. *International Journal of Energy Research*, 34(1): 54-66
[9] Y. Cho, Development of a terminal control system with variable minimum airflow rate, *Energies* 5 (2012) 4643 - 4664.
[10] Liu G, Brambley M R. Occupancy Based Control Strategy for Variable-Air-Volume (VAV) Terminal Box Systems[J]. *ASHRAE Transactions*, 2011, 117(2).
[11] Liu G, Review of Literature on Terminal Box Control, Occupancy Sensing Technology and Multi-zone Demand Control Ventilation (DCV)[J]. Office of Scientific & Technical Information Technical Reports, 2012.
[12] 叶大法, 杨国荣. 变风量空调系统设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010
[13] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册第二版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
[14] 中国电子工业设计院. 空气调节设计手册 北京: 中国建筑工业出版社, 2008
[15] 张少军. 变风量空调系统及控制技术. 北京: 中国电力出版社, 2018

大型办公建筑能耗特点统计分析

李林涛, 陈昭文, 魏 峥, 张世栋

(中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

[摘要] 本文通过对我国24个省市453栋大型办公建筑基本信息、运行参数以及能耗数据进行调研分析, 得出我国大型办公建筑能耗特点, 并对各类能耗影响因素进行分析, 为大型办公建筑能耗评价、诊断与优化运行工作提供一定的指导。

[关键词] 公共建筑; 能耗特点; 建筑节能; 分项电耗

0 引言

随着我国经济建设的迅速发展, 以及民众对生活品质要求的逐渐提高, 我国建筑能耗在社会整体能耗的占比迅速增长。2017年, 中国建筑运行的总商品能耗为9.63亿吨标准煤, 约占全国能源消费总量的21%, 其中公共建筑能耗2.93亿吨标准煤, 占建筑能耗总量的30.4%; 城镇居住建筑能耗2.26亿吨标准煤, 占比23.5%; 农村建筑能耗2.43亿吨标准煤, 占比25.2%; 北方采暖能耗2.01亿吨标准煤, 占比20.9%^[1]。全面、客观认识大型公共建筑的能耗特征是开展建筑节能工作的基础, 我国各地研究者对一些城市的公共建筑进行了大量的能耗调查与节能分析^[2-10]。但目前我国基于建筑实际运行数据大规模调研、分析的研究相对较少。

本文基于全国453栋办公建筑能耗调研数据, 通过用能现状、能耗差异及特点分析, 客观描述了我国大型办公建筑用能水平及能耗特点, 从宏观上认识了我国大型办公建筑的能耗现状。

1 样本概况

本文在全国范围内调研搜集了453栋2631.5万m²大型办公建筑相关数据, 样本分布在全国24个省, 覆盖严寒、寒冷、温和、夏热冬冷、夏热冬暖五个气候区, 考虑到我国办公建筑整体分布情况, 调研样本夏热冬冷、夏热冬暖及寒冷地区样本量最大, 严寒地区和温和地区样本量较少, 具体占比如图1所示。

调研采用问卷形式, 分为数据初步调研及数据复核两个阶段。调研内容包括建筑基本信息: 建筑所在城市、建筑建成年份、建筑规模、围护结构、设备信息; 用能系统形式: 能源类型、空调系统类型;

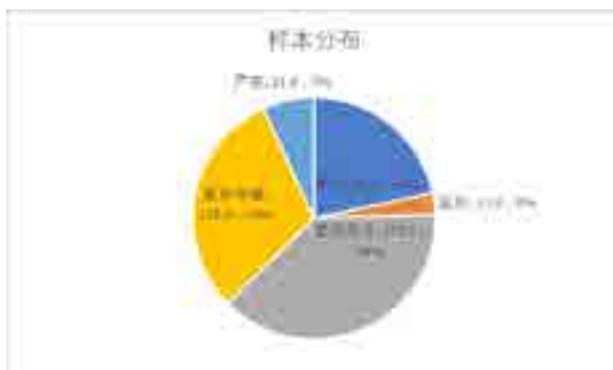


图1 调研样本分布情况

建筑运行情况: 运行时长、建筑功能分区、系统运行逻辑、节能措施; 各类能源逐月能耗数据。

2 大型办公建筑综合能耗特点分析

2.1 综合能耗特点

大型办公建筑主要用能系统包括采暖系统、空调系统、照明系统、办公系统、动力系统、综合服务系统。对于大型办公建筑, 不同建筑同一系统用能形式不同, 如采暖空调系统, 除消耗电力之外, 还包括燃气、集中供热、集中供冷等不同用能形式; 同一能源类型也可应用于不同建筑系统中, 如电力用于采暖空调、照明、办公等多个系统。大型办公建筑能源消耗类型及用能系统供应如图2所示。

调研的办公建筑能源类型主要包括电力、天然气、外购热力三类, 其中电力是最主要的能源类型。各类能源在调研的样本应用情况如表1所示。电力在所有建筑样本均有使用; 有35.98%的样本有天然气消耗; 10.15%的样本使用了外购热力。根据各类能耗数据按当量折算到一次能源, 所有建筑年平均总能耗为26130.8万kgce, 单位面积能耗为9.93kgce·m⁻², 如表2所示。

样本建筑单位面积能耗分布如图3所示, 53.38%建筑能耗水平处于8kgce·m⁻²以下, 其中有

国家重点研发计划项目: 基于全过程的大数据绿色建筑管理技术与示范(2017YFC0704200)

中国建筑科学研究院有限公司青年基金资助项目: 基于逆向算法的公共建筑运行总能耗拆分及评价方法研究和工具开发(20180109331030021)

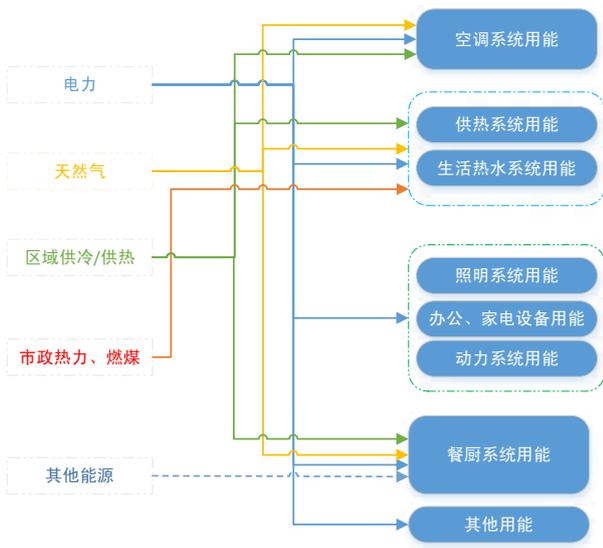


图2 大型办公建筑能源类型及用能系统供应关系

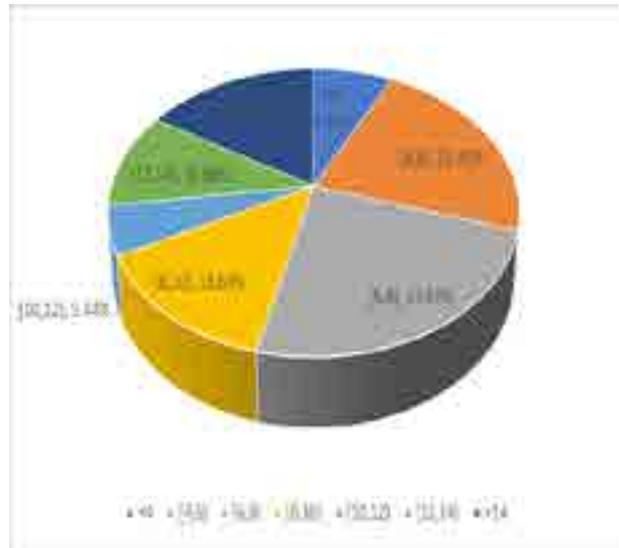


图3 建筑单位面积能耗频率分布图 (kgce · m⁻²)

表1 能源使用情况统计

能源类型	建筑数量	能源应用样本占比
电力	453	100.00%
天然气	163	35.98%
外购热力	46	10.15%

表2 样本总电耗概况

样本建筑数量	总建筑面积 (万 m ²)	年均总能耗 (万 kgce)	单位面积能耗 (kgce · m ⁻²)
453	2631.5	26130.8	9.93

45.95% 样本建筑单位面积能耗处于 4~8 kgce · m⁻² 之间，单位面积能耗超过 14kgce · m⁻² 的建筑约占 16.22%。

2.2 建筑固有特点与能耗相关分析

2.2.1 不同地区建筑能耗分析

不同省份建筑能耗统计结果如图4所示，浙江、

上海、北京等经济发达区域城市能耗较高。同一城市不同建筑全年能耗总量、单位面积平均能耗均差别较大，同一城市样本建筑能耗总量最大值与最小值之间最大相差可达到十几倍。分析原因，主要是由建筑规模、能耗设备数量差异巨大，同时建筑提供的服务量、服务水平也差别迥异，这导致了整体

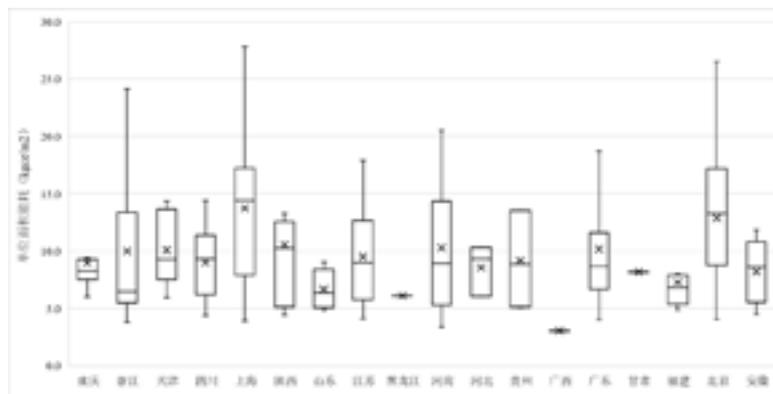


图4 不同省份样本单位面积能耗统计

表3 不同气候区样本建筑能耗水平统计

气候区	样本建筑面积 (万 m ²)	建筑年能耗总量 (万 kgce)	单位面积能耗 (kgce·m ⁻²)
严寒	183.6	2221.6	12.1
寒冷	728.0	7862.4	10.8
夏热冬冷	1083.6	11052.7	10.2
夏热冬暖	388.4	3223.7	8.3
温和	247.0	1778.4	7.2

能耗的差距。

比较五个气候分区的建筑能耗的整体水平,对样本建筑统计如表3所示,可以看出,能耗水平最高的是严寒地区,单位平米能耗为 $12.1\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,能耗水平最低的是温和地区,单位平米能耗为 $7.2\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,夏热冬冷地区与寒冷地区差异不大。

2.2.2 不同年份建筑能耗分析

如图5所示,37.1%的样本建筑建成年份主要为2011到2015年,占比最高,其次是2006到2010年,1990年以前及2016年以后样本较少。对不同建成年份的建筑总能耗进行统计,2001-2010年建成的建筑能耗较高,年平均单位面积能耗在 $10.9\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 左右,中位值能耗水平为 $10.6\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

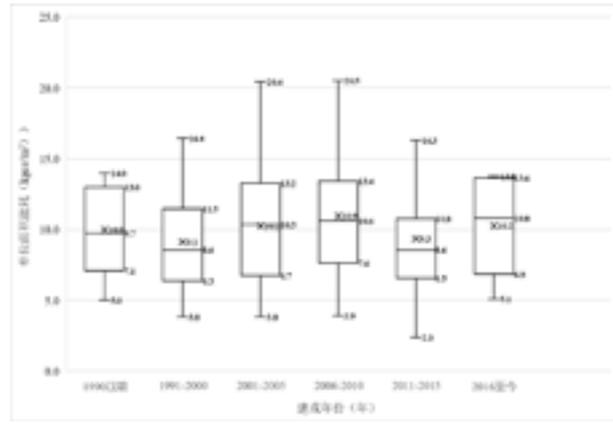
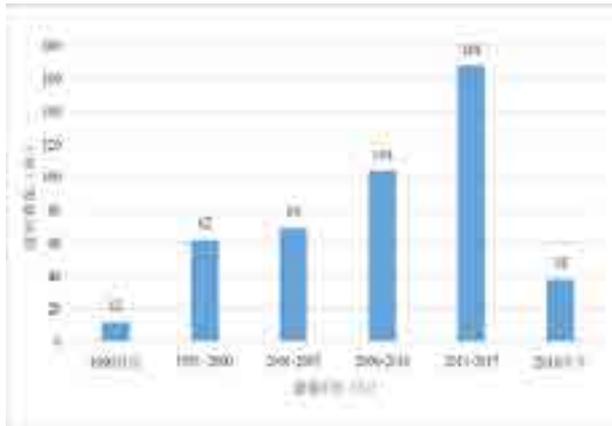


图5 不同建成年份建筑总能耗统计

2.2.3 不同围护结构建筑能耗分析

1) 外墙材料

调研样本的外墙主要包括加气混凝土块、灰砂砖等6类材料,能耗对比结果如图6-a所示,其中实心黏土砖类型建筑平均能耗最低,为 $9.0\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,其他外墙类型主要为无明确外墙材料的建筑,其围护结构信息不明确,其平均能耗为 $10.3\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

2) 外墙保温形式

不同保温形式建筑能耗对比结果如图6-b所示,无保温建筑能耗水平明显高于内保温建筑,外保温建筑能耗密度最低,内保温与外保温建筑能耗差别不大。无保温建筑平均能耗为 $10.7\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,最大能耗为 $23.4\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

3) 外窗类型

不同外窗类型建筑能耗水平如图6-c所示,对于单层玻璃建筑和中空双/三层玻璃建筑,其能耗水

平接近,其平均值均为 $9.7\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,其他外窗类型建筑样本能耗最高,能耗均值为 $12.3\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,这是由个别样本能耗较高导致的,主要因为这部分样本为高档办公建筑,服务水平较高,建筑能耗相对较高。

4) 遮阳形式

不同遮阳形式建筑能耗结果如图6-d所示,其中无遮阳措施建筑能耗水平普遍较高,平均能耗为 $10.0\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,中位值能耗为 $9.0\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$,相较于内/外遮阳较高。

5) 外窗玻璃类型

不同玻璃类型建筑能耗情况如图6-e所示,不同类型玻璃建筑能耗水平接近,其平均能耗为 $10.0\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 左右。其中,普通玻璃类型建筑样本中位值能耗最高,为 $8.9\text{kgce}\cdot\text{m}^{-2}$ 。根据对比不同类型玻璃建筑能耗,其能耗水平差异并不明显。

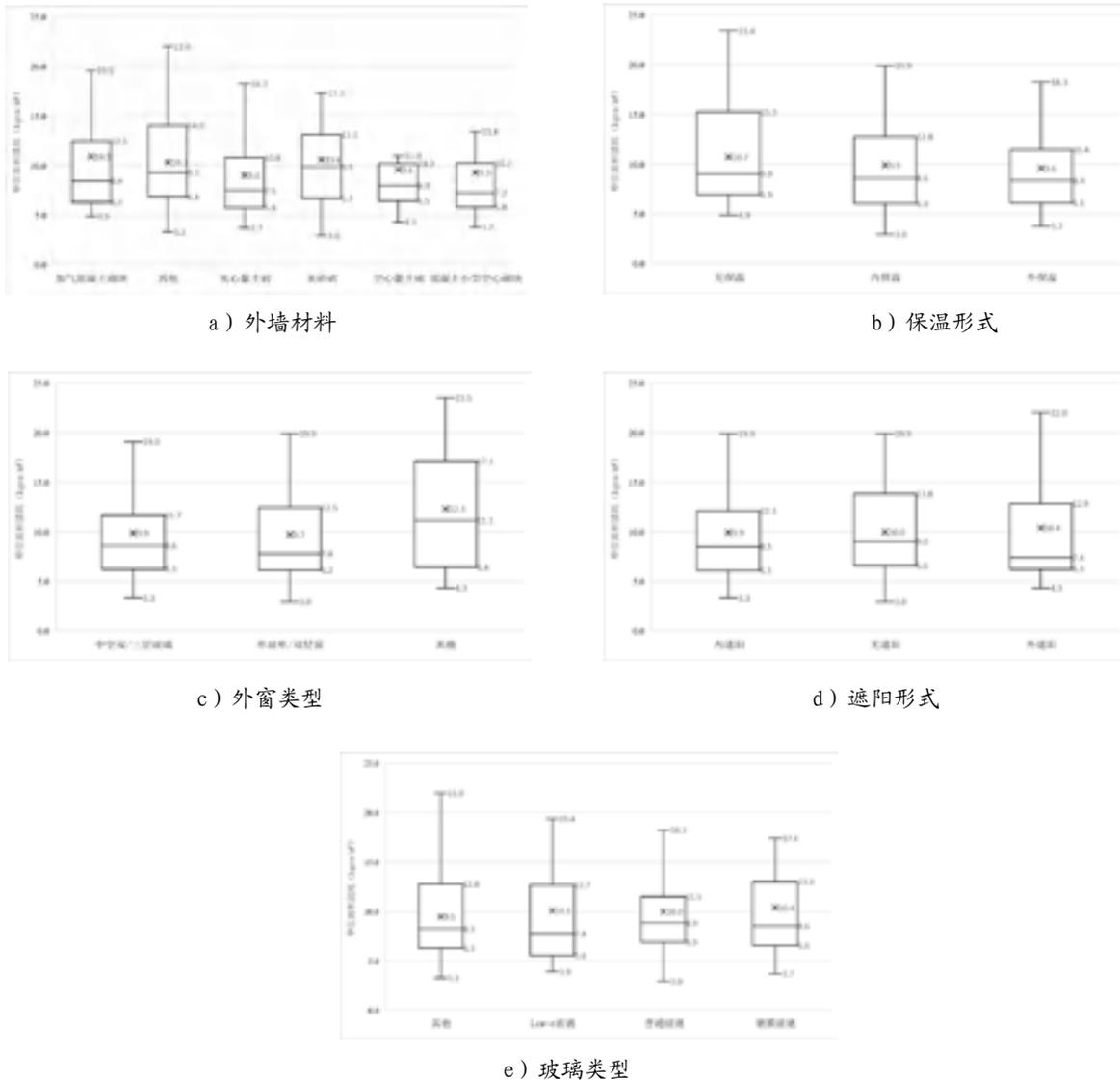


图6 不同围护结构建筑能耗统计

2.3 建筑运行特点与能耗相关性分析

2.3.1 不同功能类型建筑能耗分析

样本建筑按照具体功能可分为一般办公、金融、IT、媒体、混合及其他功能办公6类，按照金融/IT/媒体、一般办公、混合功能及其他类型进行能耗统计，结果如图7所示。一般办公、混合及其他功能办公建筑能耗较低，中位值分别为 $8.3\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ 、 $7.7\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ；金融/IT/媒体类建筑能耗最高，中位值 $8.6\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，最大值 $26.5\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，平均值 $11.2\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ 。一般办公能耗数据相对集中，其它办公建筑能耗差异明显。建筑功能是影响建筑能耗水平的主要因素之一。

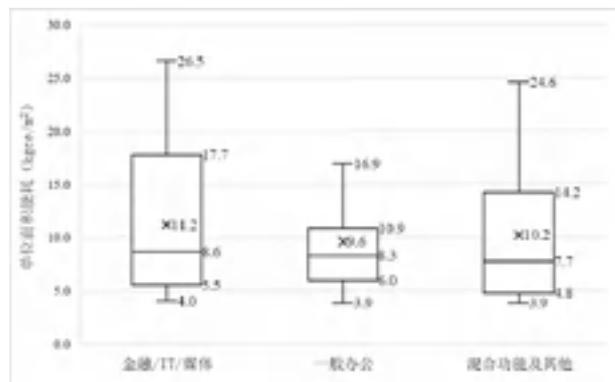


图7 不同功能类型建筑能耗统计

2.3.2 不同运行情况建筑能耗分析

1) 建筑每天运行时长

建筑运行方式是影响建筑功能效果的重要因素之一，工作运行时长是体现建筑不同运行方式的重要指标。样本建筑由于具体功能、服务对象的不同，其每日工作时长也存在差异，如错误！未找到引用源。

所示，大多数建筑工作时长为 8~10h，占比 40.2%，其次为工作时长小于 8h，占比 32.5%，部分建筑工作时长超过 12h，例如部分大型办公建筑采用 24 小时工作制，该部分建筑数量占比 17.2%。不同工作时长建筑单位面积能耗如图 8 所示，建筑单位面积能耗随工作时长增加而增加。

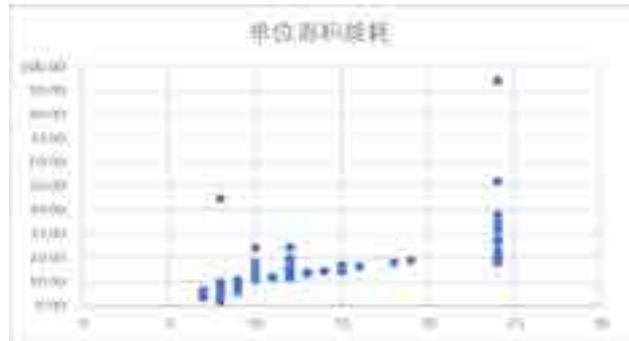
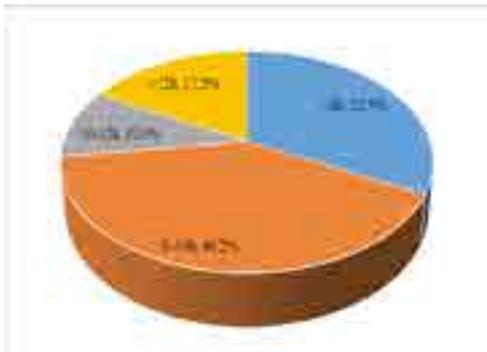


图 8 每日工作时长与能耗相关性

2) 使用率

建筑使用率反映了建筑的整体使用情况。对于大型办公建筑，使用率 80%~100% 的建筑数量

占比 73.4%，其次为 60%~80% 的建筑，数量占比 11.4%。不同出租率建筑单位面积能耗如图 9 所示，随出租率增加，建筑单位面积能耗逐渐增加。

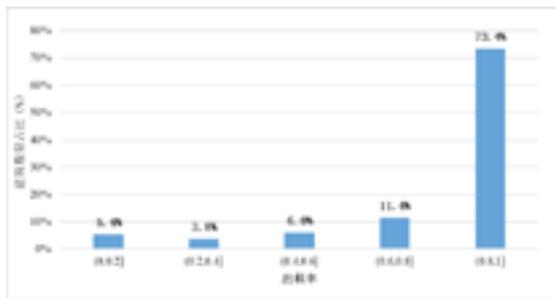


图 9 样本建筑使用率 (%) 与能耗相关性分析

3) 常驻办公人数

常驻办公人数反映了建筑的规模，办公人数与建筑能耗水平密切相关。不同办公人数建筑单位面积能耗如图 10 所示，办公人数与能耗整体呈现正相

关关系，随着办公人数的增加，单位面积能耗逐渐增加。结合样本建筑特点，办公人数越多的建筑，建筑规模越大，通常为服务量大，服务质量高的高档办公建筑，其单位面积能耗相对小型办公建筑较高。

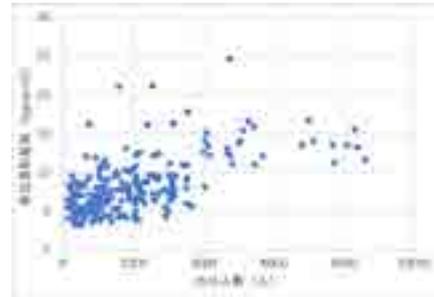
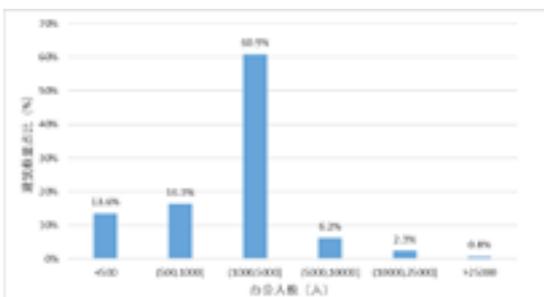


图 10 样本建筑办公人数与能耗相关性分析

2.3.3 不同 HVAC 系统建筑能耗分析

暖通空调系统为建筑最主要系统之一，其系统形式及运行方式，密切影响了建筑整体能耗水平。对于建筑 HVAC 系统的调研内容主要包括建筑暖通空调形式、系统相关参数设定和控制方式、系统调试情况和节能措施等，通过调研不同系统及运行方式下的建筑能耗，分析 HVAC 系统与建筑能耗的关系。

根据调研结果，目前我国办公建筑主要的空调形式主要是定风量系统、变风量系统、风机盘管+新风系统、多联机系统、分体空调等，如图 11 和表所示，其中风盘+新风系统占比最高，达

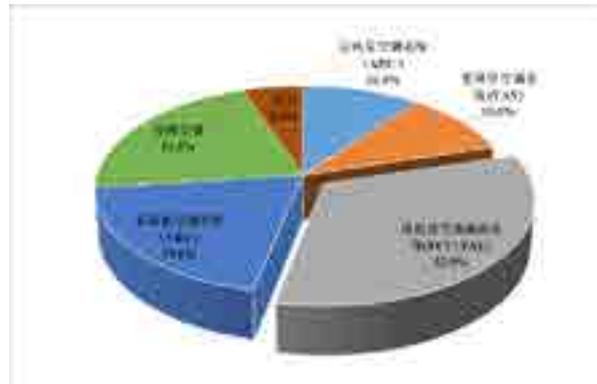


图 11 样本建筑各类空调系统占比

表 4 样本建筑空调系统形式统计

系统形式	样本数量	比例
定风量空调系统 (AHU)	79	10.4%
变风量空调系统(VAV)	76	10.0%
风机盘管加新风系统(FCU+PAU)	250	32.9%
多联机空调系统 (VRV)	149	19.6%
分体空调	164	21.6%
其它	41	5.4%

到 32.9%，其次是分体空调和多联机系统，分别占 21.6%、19.6%。另外，统计样本中 91.3% 的建筑均为两管制，四管制只有 8.7%，只有较高档的写字楼才可能安装四管制。

不同空调形式的样本建筑能耗如图 12 所示，定风量系统平均能耗水平为 $7.6 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，最高能耗为 $16.1 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，变风量系统平均能耗水平为 $8.4 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，略高于定风量系统，其最高能耗为 $13.9 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，低于定风量系统。

对样本建筑主要空调形式的建筑能耗进行统计，部分建筑同时使用多种形式的空调系统，结合建筑具体情况，按照其最主要系统形式进行归类，能耗统计结果如图 13 所示。风机盘管+新风形式系统建筑平均能耗为 $7.7 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，分体空调建筑平均能耗为 $7.3 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ ，多联机系统建筑平均能耗为 $8.6 \text{ kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ 。

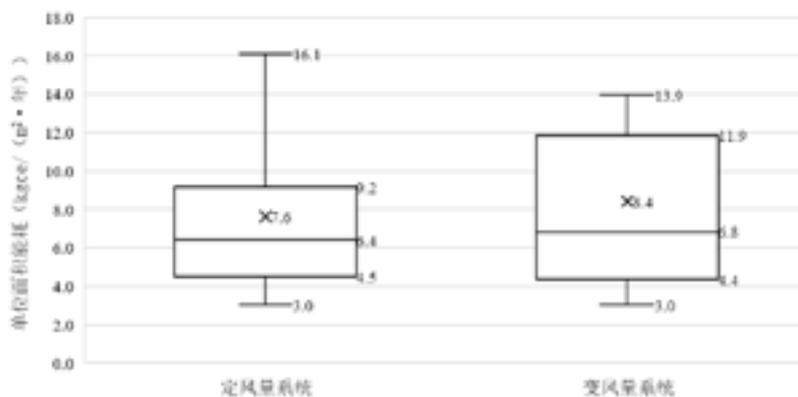


图 12 不同风系统形式建筑能耗统计

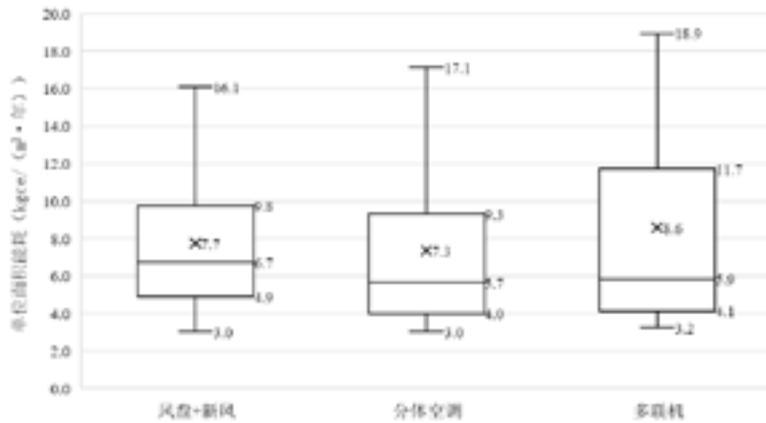


图 13 不同空调系统形式建筑能耗统计

2.3.4 不同照明设备建筑能耗分析

1) 照明系统控制

根据调研结果，大型办公建筑样本中 78.2% 的建筑有照明控制系统，是否有照明控制系统统计结果如图 14 所示。同时，对典型房间照度的测试，是照明系统控制调试的基础，根据调研，80.8% 的建筑并未进行典型房间照度测试。

照明能耗是建筑总能耗的重要组成部分，灯具的控制是影响照明能耗的主要因素，从而一定程度上影响建筑总能耗，对有/无照明控制的样本建筑能耗进行统计，如图 15 所示，无照明控制建筑能耗略高于有照明控制建筑，无控制建筑平均能耗为 8.0 kgce · m⁻²，有照明控制建筑平均能耗为 7.7 kgce · m⁻²。

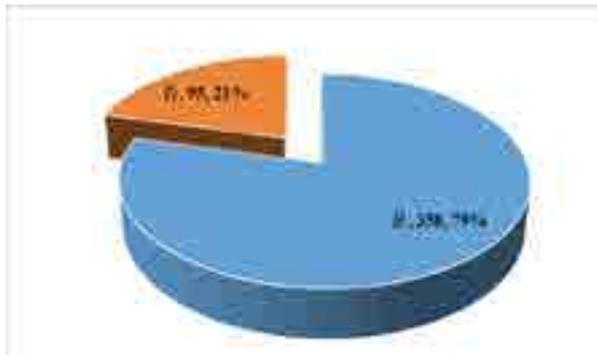


图 14 建筑是否有照明控制系统

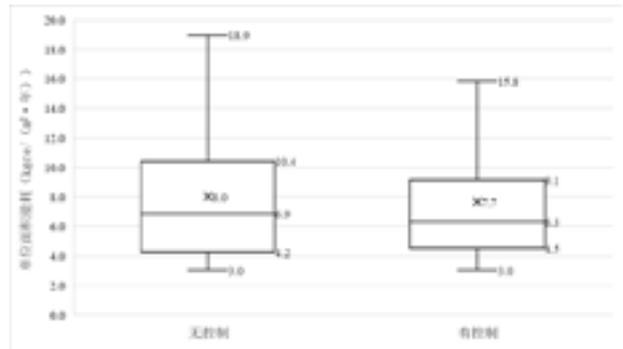


图 15 不同照明控制建筑能耗统计

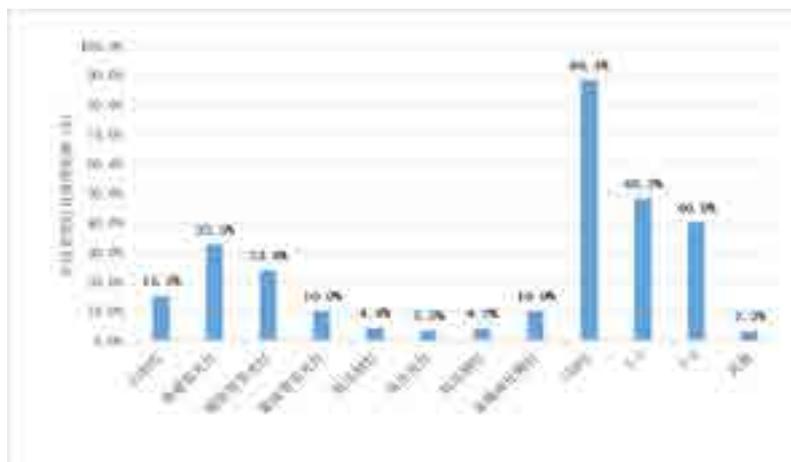


图 16 不同类型灯具使用比例

2) 灯具类型

灯具类型主要包括白炽灯、普通荧光灯、细管型荧光灯、紧凑型荧光灯、低压钠灯、高压汞灯、高压钠灯、金属卤化物灯、LED灯、T-5、T-8以及其他类型，灯具类型比例如图16所示，可见大多数建筑都使用LED灯具，其次是T-5、T-8、普通荧光灯。

是否采用节能灯具是影响照明能耗的最主要因

素之一，通过统计分析是否使用LED节能灯具的建筑，比较其能耗水平，如图17所示，未使用节能灯具的建筑能耗水平整体明显高于使用节能灯具的建筑，个别使用节能灯具的建筑能耗较高，导致平均能耗相差不大，未使用节能灯具建筑平均能耗为7.9 kgce·m⁻²，使用节能灯具建筑平均能耗7.8 kgce·m⁻²。

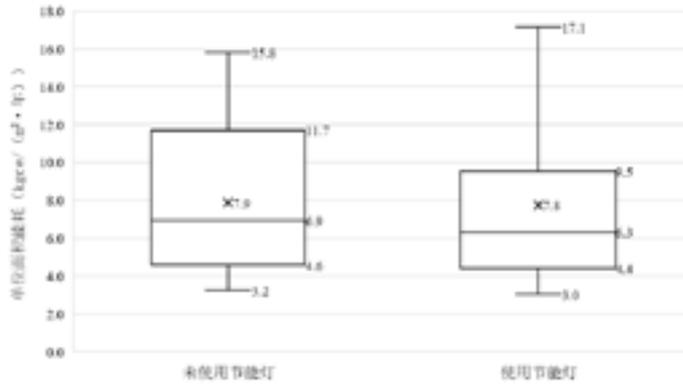


图 17 不同灯具类型建筑能耗统计

3 建筑耗电量分析

3.1 总电耗分析

在大型办公类建筑中，电力是最主要的能源形式，通过对调研机构电耗统计结果图18和图19

进行分析，大型办公建筑电力消耗比较集中，主要分布在15kWh·m⁻²~152kWh·m⁻²，平均值为74.87kWh·m⁻²。

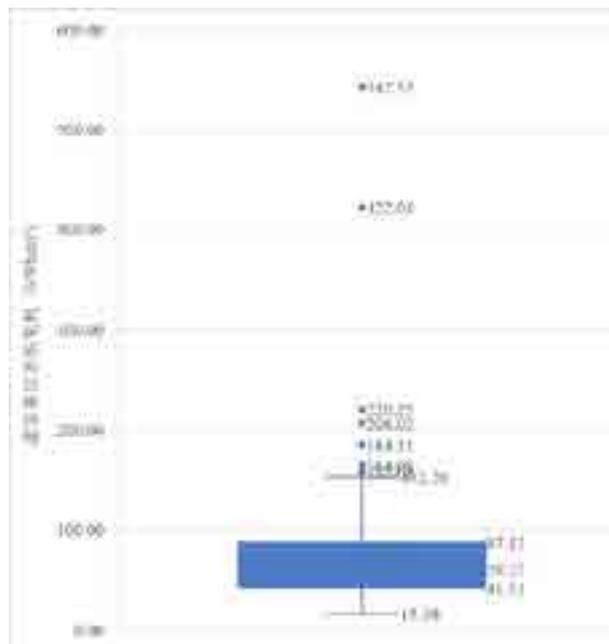


图 18 大型办公建筑单位面积电耗分布 (kWh·m⁻²)

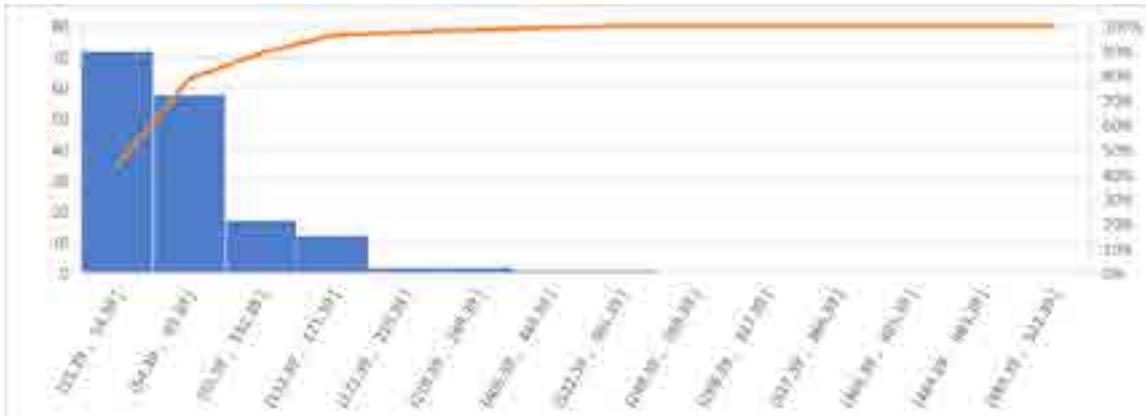


图 19 大型办公建筑电耗累积分布 (kWh · m⁻²)

3.2 分项电耗分析

深入调研大型办公分项电耗情况，通过对各分项电耗数据统计分析，暖通空调系统能耗比重最高，占总电耗的 41.9%，其次是照明电耗，占总电耗 26.4%，然后是动力系统能耗，占总电耗的 18.3%，特殊电耗占比 13.4%，各类分项占比如图 20 所示。

从四分位图可以看出，对于采暖空调电耗来讲，不同机构消耗占比差异明显，样本建筑空调能耗主要占比 28%~55%，个别样本采暖空调电耗比例高达 81%，该差异主要与建筑空调采暖系统形式及运行方式有关；照明系统电耗比例主要为 12% 到 38%，

造成该差异的原因主要为照明设备的节能性以及运行策略的合理性；动力系统电耗、特殊电耗比例的差异相对较小，该部分耗电设备种类较为固定，且本身能耗占比较小。可以看出，空调采暖系统以及照明系统为大型办公建筑主要能耗组成部分，是节能工作的重点。

各分项能耗密度如图 21 所示，对于大型办公建筑来说，暖通空调系统能耗是最高的，均值为 24.15kWh · m⁻²；照明插座次之，均值为 17.87kWh · m⁻²；动力系统能耗密度较低约为 9.10 kWh · m⁻²；特殊用电系统因不同建筑差异较大，个别样本能耗密度较分散。

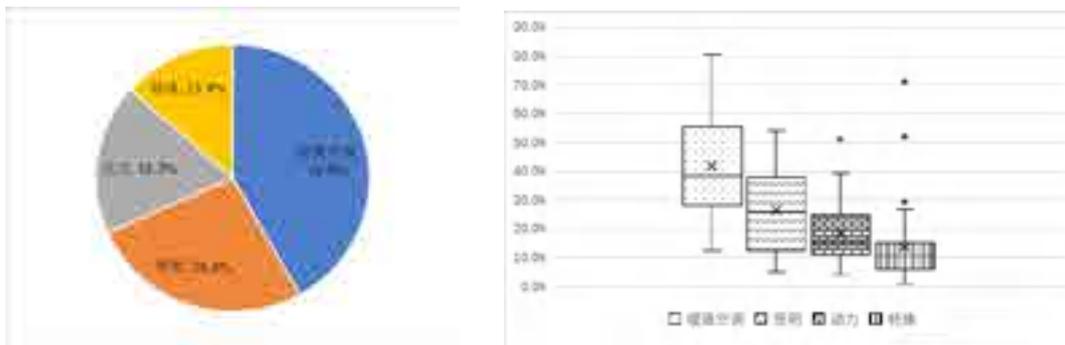


图 20 大型办公建筑分项电耗占比

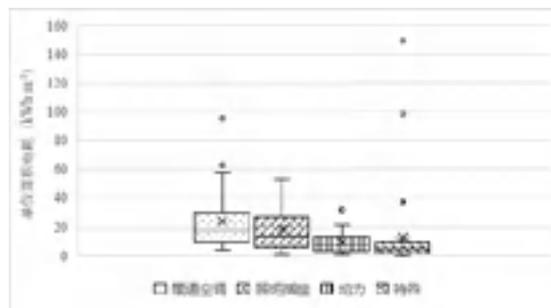


图 21 大型办公建筑各分项电耗密度

4 结语

大型办公建筑是公共建筑的主要建筑类型之一,分析大型办公建筑能耗特点及其影响因素是全面深入了解我国公共建筑能耗情况的重要手段。本文通过全国 453 栋综合大型办公建筑能耗及影响因素统计分析,得出我国大型办公建筑能耗现状及能耗特点。

我国大型办公建筑年均单位面积能耗为 $9.93\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$, 59.86% 样本建筑能耗水平处于 $4\sim 10\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$ 之间,代表大多数大型办公建筑能耗水平,部分高能耗建筑年均单位面积能耗超过 $14\text{kgce} \cdot \text{m}^{-2}$, 占总样本数量的 16.33%。

我国大型办公建筑电力消耗主要分布在 $15\sim 152\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2}$, 平均值为 $74.87\text{kWh} \cdot \text{m}^{-2}$ 。对于办公建筑分项电耗,采暖空调耗电量明显高于照明插座耗电量,高于动力系统,特殊电耗占比最低,采暖空调节能潜力最高。

办公建筑能耗除受围护结构、气候区等因素影响外,不同地区经济因素、建筑运行状态、服务功能等对建筑能耗影响也很明显。由于办公建筑用能系统较复杂、运行工况差异明显、能耗影响因素众多,再加上在设计、施工、使用及运行维护等环节的粗放式管理因素的不利影响,使得大型办公建筑的节能工作成为了一个系统的复杂工程,需针对具体建筑的使用特点,科学地进行能耗分析与节能诊断,合理选择低成本的节能改造方案,有效降低节能改造的风险、提高大型办公建筑节能改造的经济与社会效益。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 [M]. 第一版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2019.
- [2] 王远, 魏庆芄, 薛志峰等. 北京市大型公共建筑能耗统计数据库与初步分析 [J]. 全国暖通空调年会论文集, 2006.
- [3] 孙立新, 闫增峰, 杨丽萍. 西安市公共建筑能耗现状调查与分析 [J]. 建筑科学. 2008, 24(6): 25-28.
- [4] 李志生, 李冬梅, 刘旭红等. 广州市 20 栋大型公共建筑能耗特征分析 [J]. 建筑科学. 2009, 25(8): 34-38.
- [5] 吕建, 郭式伟, 蒋英等. 天津市商场类典型建筑能耗现状及节能分析 [J]. 建筑科学. 2008, 24(6): 29-33.
- [6] 龙惟定, 潘毅群, 范存养等. 上海公共建筑能耗现状及节能潜力分析 [J]. 暖通空调. 1998, 28(6): 13-17.
- [7] 周浩, 李嘉麒, 林波荣等. 北京市公共建筑电耗限额管理现状调研分析 [J]. 建筑节能. 2019, 343(47): 115-122.
- [8] 韩星, 陈秋火, 史婷. 上海市绿色办公建筑运行能耗调研与分析 [J]. 暖通空调. 2014, 44(4): 89-91.
- [9] 陈晓欣, 李永安. 商务办公建筑能耗调研及分析 [J]. 建筑节能. 2016, 44(9): 73-75.
- [10] 郭佳, 郝学军. 北京市部分大型公共建筑运行能耗调研与分析 [J]. 中国建筑学会建筑热动力分会第十七届学术交流大会论文集, 2011.

基于逆向建模的公共建筑能耗拆分方法研究

魏 峥，李林涛，陈昭文

（中国建筑科学研究院有限公司，北京 100013）

【摘 要】公共建筑节能是建筑节能开展的重要领域，大部分建筑能耗及相关数据监测、统计系统不到位，难以以实际运行数据指导建筑节能改造及优化运行。鉴于数据匮乏和深入挖掘建筑节能需求的矛盾性，本文提出一种基于建筑总能耗的逆向建模方法，利用建筑能耗对室外温度以及服务参数的敏感性，对建筑总能耗进行拆分拟合，根据拟合参数的物理意义对建模原则和建模过程进行了介绍，并选取典型建筑模型与建筑实测结果进行对比，验证了模型的可靠性及对节能方向的指导意义。

【关键词】公共建筑；逆向建模；能耗拆分；建筑节能

0 引言

2015年，中国建筑能源消费总量达到8.57亿吨标准煤，占全国能源消费总量的20%，随着城市化进程的推进和人民生活质量要求的逐步提高，这一比例将继续上升。公共建筑的总建筑面积约113亿平方米，占总建筑面积的18%，而公共建筑能耗达到3.41亿吨标准煤，占建筑能耗的40%^[1]，公共建筑是建筑能耗的高密度领域。因此，公共建筑节能意义重大。

为降低公共建筑的运行能耗，有效提高大型公共建筑的能源利用效率，建立起用以促进公共建筑节能的长效机制，国家建设部自2007年开始建立全国联网的国家机关办公建筑和大型公共建筑能耗监测平台，旨在通过能耗统计、能源审计、能耗定额等制度促使公共建筑提升节能运行管理水平，为高能建筑的进一步节能改造准备条件。“十二五”时期，我国在33个省市开展了能耗动态监测平台建设，对9000余栋建筑进行能耗动态监测。^[2]

但分项计量监测，尤其是既有建筑需要额外增加大量的计量器具，还依赖于建筑的配电设计布线情况，很难做到完全按照此分类进行计量，如空调末端无法与插座电耗拆分，动力用电能耗无法单独计量等。此外，监测平台数据的校核、分析以及平台运行维护、数据采集侧的不稳定等因素导致平台运行人力财力投入需求较高，平台实时监测很难维持。目前很多城市的监测平台数据并不能用于节能工作的开展。

另外，对于大量的公共建筑，很多系统用能并不局限于用电，如采暖空调能耗，还可能包括燃气、集中供热、集中供冷等，以办公建筑为例，能耗边界如图1所示，不同建筑采用不同的系统形式，很难单独采用电耗对建筑能效水平进行分析、诊断。

建筑实际运行能耗的降低和能效的提升是建筑

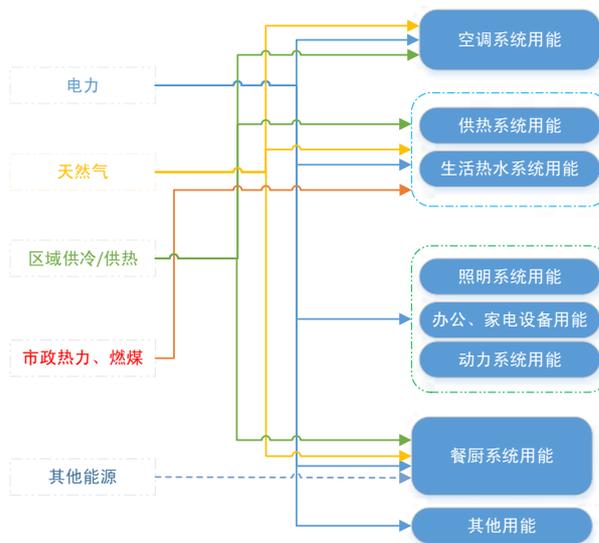


图1 办公建筑用能边界示意图

节能工作最直接的成果体现和最终目标。无论是能耗分析、节能诊断都需要对建筑能耗数据进行分析，对高能耗因素进行定位，而目前大部分公共建筑并未建立完善的能耗监测系统，且具备监测系统的建筑各项能耗拆分结果也不乐观，大部分建筑可分析数据还停留在总能耗层面，为了进一步给出精确的节能指导，需要更多的信息量，需要更多的建筑能耗数据和运营参数信息，而这与我国建筑能耗数据基础差的现实困难是相矛盾的。要发现节能点，还需要对建筑进行现场测试、审计等一系列工作，其对评估人员的专业要求较高，并且前期工作及评估成本也很高，很难大范围开展。

为解决数据基础与节能需求的矛盾，充分挖掘有限数据的最大信息量用于指导建筑节能工作的开展，本文提出一种新的按用途的能耗分类方法，基

于建筑总能耗和一些易于获取的相关参数对能耗进行分类,且分类结果要具备一定的物理解释意义,为建筑节能诊断、能耗评价、节能量审核等相关工作提供思路及方法。

1 公共建筑能耗拆分原理

公共建筑的用途是为提供相应功能的服务,并为此服务提供相应的舒适环境。环境的维持依赖于对天气变化导致的建筑室内环境负荷进行消除;功能服务是为每个服务对象提供相应的场地、设备、产品”等。

建筑能耗使用对建筑服务水平、服务量以及当地天气状况的依赖性很大,并且此参数随着时间推移变化很大。由于建筑物内能量流动的热力学原理和线性模型的统计规律,大多数参数的回归模型是一阶线性的。^[3]这类模型在住宅和商业建筑的能耗模拟以及节能量核算方面得到了大量的应用。^[4-7]

根据建筑总能耗与相关参数的相关性,采用统计回归模型,可将能耗拆分为天气变化相关能耗、服务增量相关能耗以及天气、服务变化独立的基荷能耗三部分,如图2所示。建筑能耗应主要为此功能服务,天气、服务变化独立的基荷能耗比重越小,建筑能耗利用越好。按此原则对建筑能耗进行拆分,根据各项能耗的占比,能耗对各增量参数的敏感度可对建筑分项能效进行充分分析,进一步为建筑节能指出推荐措施。

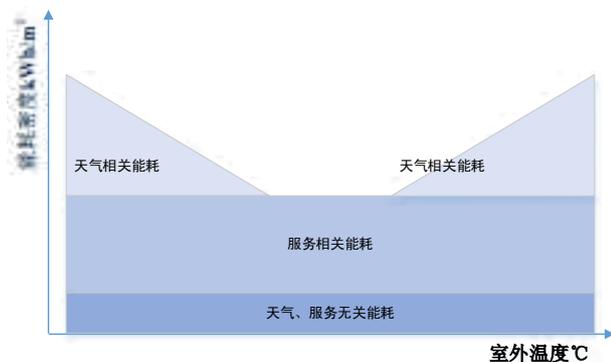


图2 公共建筑能耗拆分

这种快速精益拆分建筑运行能耗的方法,可以量化天气变化及服务增量无关的能耗,采用现有账单或台账数据建立模型,预测能源使用,估计节能潜力,并评估建筑能源性能趋势。通过比较一定量的建筑的分析结果,可以识别节能重点,并推荐最可能存在于建筑物的能源效率措施类型,明确节能潜力大的方向,为能源管理工作提供一个比较精准

的基线。

此技术思路源于工业建筑能耗分析^[8,9],基于“一切不能用于增加产品价值的能耗都是浪费”的原则,对能耗进行量化分析:天气变化相关能耗、产品增量相关能耗以及基荷能源消耗。使用最小二乘回归模型创建建筑的能耗特性,建立的能耗特性模型可以代表驱动因素对能耗的简明准确的描述。

2 公共建筑能耗拆分模型

典型建筑拆分模型的可能形式主要包括以下4种,分别代表了不同的用能形式,如表1所示。3P空调模型主要是无需采暖建筑以及采暖热源采用非电驱动且采暖输配及末端能耗占比极低的建筑;3P采暖模型是无需空调的建筑;4P模型主要是内区较大,冬季也需开启空调的建筑;5P模型是典型冬季采暖夏季空调建筑,建筑冷热源采用同一种能源驱动。

据调研,我国建筑采暖热源主要包括电力驱动、天然气锅炉以及外购热力三类,空调冷源主要包括电力驱动以及吸收式机组。对应的拆分能耗模型主要是电力3P空调模型、标准5P模型以及天然气3P采暖模型。

以气象参数的3参数模型为例,拟合建筑各类能耗在同一时间段内实际室外空气温度的函数,模型系数直接表征了围护结构和空调、采暖设备的运行情况。

$$E_C = E_i + CS \times \text{Max}[(T_{OA} - T_{b,C}), 0] + PD \times P \quad (\text{式 } 1)$$

$$E_H = E_i + HS \times \text{Max}[(T_{b,H} - T_{OA}), 0] + PD \times P \quad (\text{式 } 2)$$

其中, E_i 表示与天气变化以及服务增量无关的能源消耗, CS 和 HS 代表了室外气温的能耗变化,包括建筑空调和采暖负荷以及空调和供热系统的效率。 PD 指服务增量相关系数, P 表示服务量。

$$CS = \frac{CC}{\eta_c} \quad (\text{式 } 3)$$

$$T_{b,C} = T_{set} - \frac{Q_i}{CC} \quad (\text{式 } 4)$$

$$CC = UA + V\rho c_p \quad (\text{式 } 5)$$

$$HS = \frac{HC}{\eta_H} \quad (\text{式 } 6)$$

$$T_{b,H} = T_{set} - \frac{Q_i}{HC} \quad (\text{式 } 7)$$

$$HC = UA + V\rho c_p \quad (\text{式 } 8)$$

CC 和 HC 分别指外部空调负荷和外部采暖负荷，U 指围护结构导热系数，A 指围护结构面积，V 指无组织通风流速， ρ 指空气密度， c_p 指空气比热。

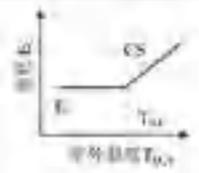
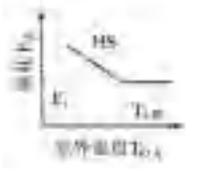
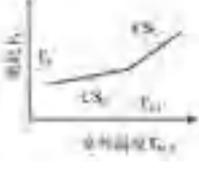
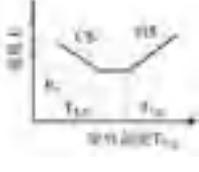
平衡点温度 $T_{b,H}$ 和 $T_{b,C}$ 指空调、采暖系统开启平均临界温度， T_{set} 指设定温度， Q_i 指内热负荷，包

括用电设备、辐射得热以及人员活动。指系统效率。

建筑围护结构或系统效率变化会直接导致 CS、HS 的变化，反之，CS、HS 的变化也能反映建筑围护结构和系统效率的提升或下降。

建筑能耗拆分模型建立后，根据每项参数的物理意义，结合各参数的大小，有目的地发现存在建筑节能方向，并估算相应节能改造的节能量。

表 1 典型能耗拆分模型汇总

模型	拆分模型形式	模型系数					解释说明
		基荷 能耗	采暖 敏感性	空调 敏感性	采暖温 度临界 点	空调温 度临界 点	
3参数 空调模 型		√	—	√	—	√	建筑无采暖，空调在室外温度上升到某个临界点开启； 斜率越大，能耗随室外温度变化越快；
3参数 采暖模 型		√	√	—	√	—	建筑无空调，采暖在室外温度低于某临界点开启； 斜率越大，能耗随室外温度变化越快；
4参数 模型		—	—	√	—	√	内区较大，冬季也需开启空调的建筑；
5参数 模型		√	√	√	√	√	典型冬季采暖夏季空调建筑，建筑冷热源采用同一种能源驱动； 室外温度低于某临界温度开启采暖设备，高于某临界温度开启空调设备； 斜率越大，能耗随室外温度变化越快；

3 能耗拆分及分析方法

根据能耗拆分原理，分析能耗数据与天气参数的相关关系，逐月能耗与室外温度为分段函数，冬季随着温度的升高能耗相应降低，夏季随着温度的升高，能耗增加，过渡季在一定温度范围内建筑能耗与温度无关。拆分天气相关能耗的关键是确定两个分段点。

分段点的确定方法如图 4 所示：

- (1) 确定温度范围；
- (2) 初步确定分段点的可能值；
- (3) 以温度为自变量拟合回归模型；

(4) 检验各模型的均方根误差结果，选择最优模型，初步确定对应温度分段点；

(5) 缩小分段点所在温度范围，重新拟合回归模型，选择最优模型；

(6) 重复第五步，直至确定最优温度分段点。

将温度范围按两个温度分段点分段，分别拟合能耗与温度的函数，天气相关能耗即可拆分出来。影响建筑能耗的参数不止天气参数，还包括建筑提供服务相关数据，因此能耗拆分模型采用多元线性回归的方法，根据确定的最佳温度分段点逐段进行回归。

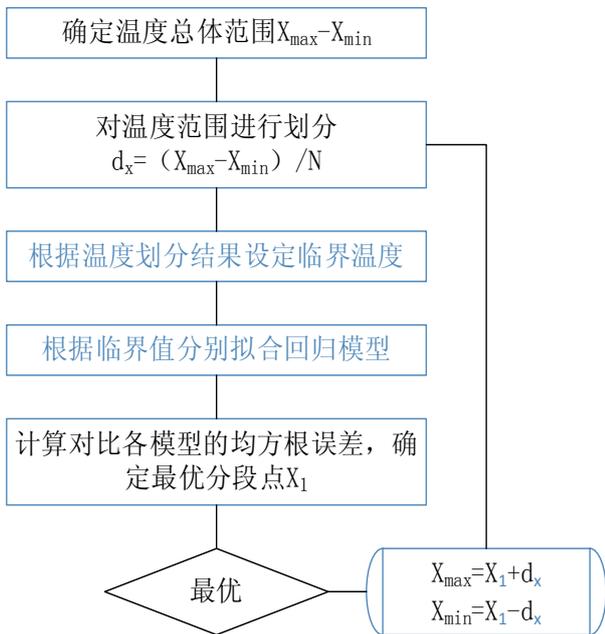


图3 天气相关能耗拆分方法

回归得到拆分模型：

$$E = E_i + HS(X_1 - T_{b,H})^- + CS(X_1 - T_{b,C})^+ + PD \times P \quad (式9)$$

其中， X_1 为室外温度。

$$(X_1 - T_{b,H})^- = \begin{cases} X_1 - T_{b,H}, & X_1 < T_{b,H} \\ 0, & X_1 \geq T_{b,H} \end{cases} \quad (式10)$$

$$(X_1 - T_{b,H})^+ = \begin{cases} X_1 - T_{b,H}, & X_1 < T_{b,H} \\ 0, & X_1 \geq T_{b,H} \end{cases} \quad (式11)$$

常量 E_i 为室外温度及服务量变化无关能耗，是建筑提供服务量相关能耗， $HS(X_1 - T_{b,H})^- + CS(X_1 - T_{b,C})^+$ 为天气相关能耗。HS 反映的是建筑围护结构与供热系统效率的优劣，HS 为负值，其绝对值越大围护结构和供热系统效率越差；CS 反映的是建筑围护结构与空调系统效率的优劣，CS 越大说明围护结构和空调系统效率越差； $T_{b,H}$ 和 $T_{b,C}$ 分别为供热和空调开启临界温度， $T_{b,H}$ 越大，说明供热季室内温度越高，室内热源散热越大， $T_{b,C}$ 越大，说明空调季室内温度越高，内热源散热量越大。

4 能耗拆分模型应用

以三栋办公建筑实际运行参数拟合拆分模型，因为建筑提供服务量无明显变化，运行时间也是固定的，服务相关变量为常量，故而模型仅拆分为气象相关能耗以及气象不相关能耗两部分。对比三栋建筑模型，拟合优度都高于 0.9，模型拟合良好。能耗拆分模型结果如表 2 所示。

表 2 典型建筑能耗拆分模型

建筑编号	城市	建筑面积	R ²	E_i	HS	CS	$T_{b,H}$	$T_{b,C}$
1#	杭州	9040	0.92	34.106	0.979	2.682	16.1	19.0
2#	杭州	35000	0.93	10.069	0.289	0.792	16.1	19.0
3#	西安	35600	0.90	6.167	0.263	1.224	16.0	22.4

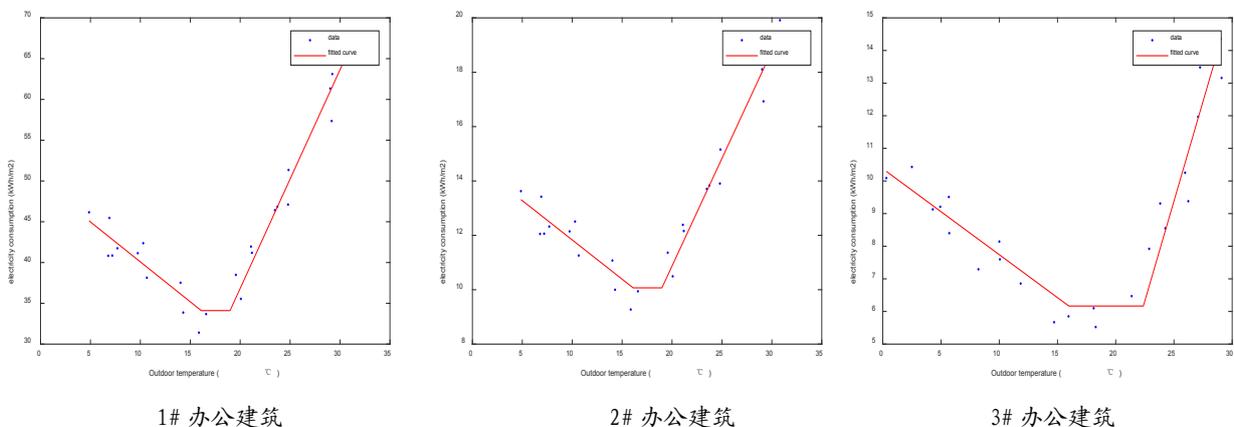


图 4 典型建筑能耗拆分模型拟合结果

根据参数的物理意义, $T_{b,H}$ 和 $T_{b,C}$ 分别反映了采暖、空调系统的开启时间以及室内热负荷的大小, $T_{b,H}$ 越高, 说明采暖系统开启的越早; $T_{b,C}$ 越低, 说明空调系统开启的越早, 或室内热负荷过大。1# 和 2# 建筑均位于杭州市, 为同一物业公司运营, 空调、采暖开始日期相同, 且建筑服务功能、密度相差不多, 拟合的温度拐点相同, 3# 建筑位于西安市, 开启采暖系统较 1# 和 2# 建筑早, 但西安市冬季比杭州市降温早, $T_{b,H}$ 与 1# 和 2# 建筑偏差不大, 空调系统开启晚, $T_{b,C}$ 较高;

天气无关能耗 E_i 反映了服务强度和基础负荷的大小, 1# 建筑照明、办公等设备功率较大, 3# 最低, 相应 1# 建筑 E_i 最高, 3# E_i 最低;

HS 的大小反映了采暖系统效率的大小和围护结构性能的优劣, HS 越大, 系统效率和围护结构性能越差, 3 栋建筑的围护结构传热系数及采暖系统效

率测试结果如表 3 和表 4 所示。经测试 1# 建筑围护结构性能最差, 采暖系统效率也最低; 2# 建筑围护结构性能与 3# 相差不多, 采暖系统效率 2# 建筑低于 3# 建筑, 从 HS 的结果来看 $1# > 2# > 3#$, 与实际相符。

CS 的大小反映了空调系统效率的大小和围护结构性能的优劣, CS 越大, 系统效率和围护结构性能越差, 从表 3 和表 4 的测试结果来看 1# 建筑围护结构性能最差, 2# 建筑围护结构性能与 3# 相差不多; 1# 建筑空调系统效率最低, 其次是 3#, 2# 空调系统效率最高, 从 CS 的结果来看 $1# > 3# > 2#$, 与实际相符。

根据模型各参数的意义, 1# 建筑的围护结构性能及空调采暖系统效率较差, 2# 建筑采暖效率相对较差, 3# 建筑空调效率较差是节能改造的重点方向。

表 3 样本建筑围护结构传热系数测试结果 ($W/m^2 \cdot K$)

样本编号	外墙传热系数	屋顶传热系数	外窗传热系数
1#	2.19	0.98	7.9
2#	1.86	0.79	5.7
3#	1.84	0.76	5.9

表 4 样本建筑系统效率测试计算结果

建筑编号	空调系统形式	冷热源	空调系统效率	采暖系统效率
1#	定风量空调系统	空气源热泵	2.11	2.14
2#	定风量空调系统	空气源热泵	2.58	2.29
3#	风机盘管加新风	空气源热泵	2.34	2.49

5 结语

本文提出一种新的能耗拆分模型, 系统的介绍了建模原则和建模方法, 并对模型各参数代表的物理意义进行解释。基于提出的方法, 选取 3 栋典型办公建筑进行建模分析, 并通过模型结果对建筑进行初步诊断, 指出建筑的节能方向。通过对 3 栋样本建筑现场测试, 正面验证模型参数的可靠性, 模型结果可用于指导建筑节能工作的开展。

此方法对建筑数据需求较少, 实现了用尽可能少的数据挖掘更多建筑节能的指导, 具有较强的可实施性, 对建筑节能工作的开展具备一定的指导性作用。

参考文献

- [1] 中国建筑节能协会, 中国建筑能耗研究报告(2017年) [R], 2017.
- [2] 住房和城乡建设部, 建筑节能与绿色建筑发展“十三五”规划 [R], 2017.
- [3] J.S. Haberl, T.A. Reddy, D.E. Claridge, W.D. Turner, D.L. O'Neal, W.M. Heffington. Measuring Energy-Savings Retrofits: Experiences from the Texas LoanSTAR Program [J]. National Technical Information Service, U.S. Department of Commerce, Springfield, 1996.
- [4] J.K. Kisko, J.S. Haberl, D.E. Claridge. Inverse

modeling toolkit: numerical algorithms[J]. ASHRAE Tran. Res. 109 (2) (2003) 425–434.

[5] M.F. Fels, PRISM: an introduction[J]. Energy Build. 9 (1986) 5–18.

[6] G. Raffio, O. Isambert, G. Mertz, C. Schreier, K. Kissock. Targeting residential energy assistance[J]. Proceedings of the Energy Sustainability Conference 2007(2007) 489–496.

[7] J.K. Kissock, T.A. Reddy, D.E. Claridge. Ambient-temperature regression analysis for estimating retrofit savings in commercial buildings[J]. Energy Eng. Trans.

ASME 120 (3) (1998) 168–176.

[8] Reddy T, Kissock J, Ruch D. Uncertainty in baseline regression modeling and in determination of retrofit savings[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 1998,3(120):185-192.

[9] Ruch D, Chen J H, Claridge D. A changepoint principal component analysis (CP/PCA) method for predicting energy usage in commercial buildings: The PCA model[J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 1993,2(115):77-84.

上海某超大型办公建筑的节能诊断及改造对策

王任媛¹, 张文宇¹, 胡新霞¹, 祝可嘉², 卜震¹, 蒋友娣¹

(1. 上海市建筑科学研究院有限公司, 上海 200032;

2. 上海市浦东新区建设工程安全质量监督站, 上海 200032)

[摘要] 通过收集上海某超大型办公建筑用能设备的参数信息、运行模式和能耗数据, 对其用能设备运行状况和能源管理情况开展现场调研并进行节能专项检测, 分析该建筑的用能特点、能耗水平和存在的问题。针对其能耗高、设备运行效率低等问题, 通过综合节能诊断方式, 挖掘出空调冷热源、生活热水等节能优化措施, 预计年节能量为733.6tce, 节能率为12.2%, 节能效果明显, 为同类超大型办公建筑实施节能诊断和改造提供了参考依据。

[关键词] 节能诊断; 节能改造; 节能减排

0 引言

在城市逐渐发展和土地日益稀缺的今天, 建筑面积超过2万平方米的大型公共建筑已无法满足社会进步的需求, 因此建筑面积超过10万平方米的超大型公共建筑日益增多。超大型公共建筑一般由多种业态组成, 如办公、商业、酒店等, 同时具有建筑体量大、结构复杂、用能设备多、运行时间长等特点, 从而导致了超大型公建的能耗普遍较高, 也因此具有很大的节能潜力。

本文通过对上海一超大型办公建筑基本信息、能耗数据、用能设备参数等进行全面收集, 调研其用能设备运行状况和能源管理情况, 同时结合空调

系统、生活热水系统等专项检测, 分析其用能特点、能耗水平及存在的问题, 由此提出节能诊断方向及改造方案, 测算节能量、投资额和投资回收期, 其成果对掌握该建筑的能耗水平和用能规律、提升节能管理水平和能源利用效率, 以及促进节能改造具有一定的指导意义。

1 建筑概况

1.1 建筑基本信息

本案例为既有办公类建筑, 于1997年12月建成并投入使用, 总建筑面积为104875m², 总高度为109m, 地上27层, 地下3层。其中地上面积88034m², 地下面积16841m²。各层功能信息见下表1:

表1 建筑各楼层功能区情况表

区域	层数	面积 (m ²)	主要用途
办公区	2 F~27 F	53901	办公室、会议室、交易大厅等
餐厅区	B3	3375	内部餐厅、厨房等
车库区	B1-B3	6907	车库
数据中心	3F~4 F	4120	数据机房及UPS机房
物业区	B1~B3	9934	物业办公室、设备间等

1.2 冷热源系统

大厦因其对数据安全性要求较高, 因此空调冷源系统设置2套, 分别由3台离心式冷水机组和4台直燃溴化锂机组组成, 夏季供冷主要由离心式冷水机组提供, 极端气候时由溴化锂机组开启制冷模式补充冷量。同时, 在供电系统出现故障时, 可由燃油溴化锂机组及柴油发电机确保大厦、特别是数据中心的稳定运行。

空调热源系统由4台直燃溴化锂机组组成。冬季供暖期运行直燃溴化锂机组, 同时开启1台离心式冷水机组为数据中心24h供冷。

大厦空调水系统为二次泵系统, 共设置有8台

冷冻水泵、8台冷却水泵和10台二次泵, 均位于冷冻机房。冷冻泵和冷却泵的开启台数对应冷水机组开启台数。离心式冷水机组配有3台冷却塔, 直燃式溴化锂机组配有4台冷却塔, 均为定频, 冷却塔位于建筑27F屋顶。

大厦空调末端机组包括风机盘管、新风机组和空调箱。采用BA控制启停, 开启台数和开启时间为由维修服务部工程师根据实际情况设置。

1.3 照明系统

大厦室内公共区域于2017年开始逐步进行LED光源改造。现阶段大厅、餐厅、部分走道、部分电梯厅、部分车库已改为LED灯源, 剩余区域及办公租户区

域仍使用节能灯、荧光灯等。

1.4 热水系统

大厦生活热水主要用于各层卫生间热水。生活热水热源为位于 PH 层的 2 台常压热水电锅炉，由电锅炉制生活热水后储存于热水罐后再进行热水循环送至末端需求侧。

1.5 动力系统

大厦共设有客梯 19 台，消防服务梯 2 台，厨房服务梯 1 台，自动扶梯 16 台。

1.6 监控系统

大厦安装有楼宇自动化控制系统，系统可对照明、空调机组、风机盘管、新风机、送排风机、电梯、室内环境等进行监控。针对照明系统可进行定时开关、分区开关，针对空调设备可进行定时开启、送风温湿度、风机运行频率、水流量等进行控制，针对室内环境可对环境温湿度、二氧化碳浓度进行监测。该楼宇自动化控制系统功能完备，运行状况良好。部分传感器存在掉线、数据异常。

2 建筑能耗分析

2.1 建筑总能耗分析

大厦消耗的能源种类主要为电力、天然气和

油。电能为建筑主要消耗能源，用于空调、照明、电梯等主要用能系统；天然气主要用于餐厅等；柴油主要用于溴化锂机组供热供冷。

依据下表 2 的各种能源折算标准煤系数对大厦 2015~2017 年的各类能源实际耗值进行折算可得各类能源消耗的折算标煤数。

结果如表 3 和图 1 所示。从表 3 可知，2015~2017 年建筑总能耗分别为 5812.6tce、6101.6tce 和 6036.2tce。由图 1 可知，在大厦 2015~2017 年能源消耗结构中，电力消耗占最大比重，分别为在 90.8%、88.5% 和 89.0%，天然气能耗占比为 1.8%、2.3% 和 2.3%，柴油能耗占比为 7.4%、9.2% 和 8.7%。

表 2 各种能源折标准煤参考系数表

能源种类	折合标煤系数
电	0.288 kgce/kWh
天然气	1.29971kgce/m ³
轻质柴油	1.4571kgce/kg

表 3 大厦 2015 年-2017 年能源统计表

项目	2015 年	2016 年	2017 年	平均值
电 (tce)	5285.8	5398.0	5370.8	5351.5
天然气 (tce)	104.6	142.2	139.8	128.9
柴油 (tce)	431.2	561.4	525.6	506.0
总能耗 (tce)	5821.6	6101.6	6036.2	5986.4

注：tce—吨标煤



图 1 大厦 2015-2017 年总能耗占比图

2.2 数据中心能耗专项分析

大厦的建筑功能为办公建筑，其中 3F、4F 设有数据中心。数据中心能耗包含为计算机供电的 UPS 能耗、空调 24h 制冷能耗，照明能耗。

通过对该数据中心的计算机运行状况、UPS 实际负载、精密空调运行状况等计算，该数据中心的相关能耗数据及性能指标如下表 4：

表 4 数据中心能耗数据及性能指标

全年供冷能耗 (kWh)	计算机能耗 (kWh)	PUE	能耗占比
3580843	4257360	1.8	37.4%

2017 年大厦数据中心全年耗电量为 7838202.7kWh、2257.4tce，占建筑总能耗的 37.4%。数据中心单位能耗数据指标 PUE 为 1.8，符合 2007 年 12 月 1 日前投入使用的数据中心限定值 2.5。

2.3 建筑节能专项检测分析

测试组于 2018 年 11 月 23 日在供暖工况下对大

厦空调冷热源各设备性能进行测试，测试当天室外温度 19.3 °C，相对湿度 45.5%。测试期间由溴化锂机组进行办公区、公共区等区域的供暖，由离心式冷水机组进行数据中心的制冷。相关设备开启情况如下表 5 所示。经过整理计算，得到冷热源系统各设备参数汇总如下图 2、图 3。

表 5 设备开启情况

	溴化锂机组	冷水机组	冷冻水一次泵	冷冻水二次泵	冷却泵	冷却塔	热水二次泵	热水二次泵
热源	3#	/	/	/	/	/	3#	1#、4#、6#
冷源	/	5#	7#	5#	7#	5#	/	/

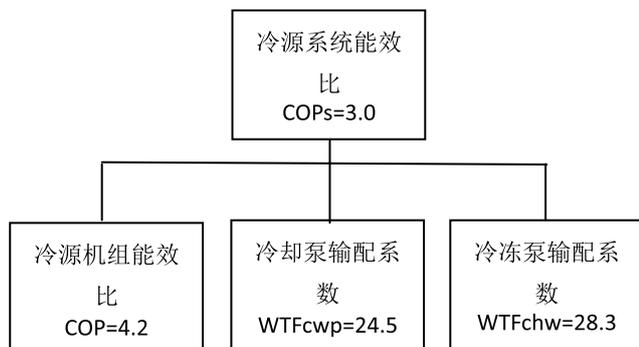


图 2 空调冷源设备检测结果

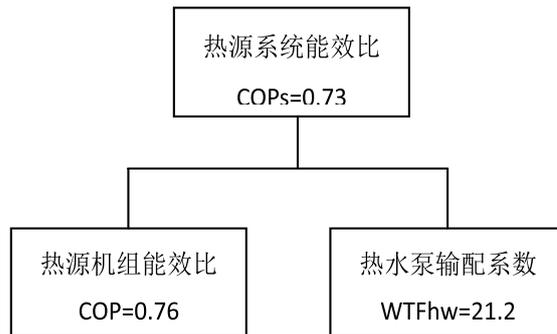


图 3 空调热源设备检测结果

根据检测结果，结合相关标准，结论如下：

(1) 大厦空调系统冷源系统性能系数为 3.0，满足规范^[1]对公共建筑冷源系统的能效系数要求（2.5）。

(2) 冷水机组实际运行效率与额定值对比，COP 下降 31.1%。原因为：离心式螺杆机组低负载率运行时，实际运行效率存在明显下降；同时机组运行接近 20 年，已接近设备设计寿命，无法达到机组额定的运行效率。

(3) 冷却泵的输配系数约为 24.5。冷却泵工频运行，冷却水供回水温差较小，输配效率偏低，输配能耗存在浪费。

(4) 冷冻水泵的输配系数为 28.3，系统输配能耗

较大，测试期间冷水机组部分负荷运行，平均负载率 39.5%，开启各台冷机对应一次泵和 24h 供冷二次泵，水泵均工频运行，导致制冷量偏低而冷冻水泵功率较大。

(5) 热源系统性能系数为 0.73。不满足标准^[2]对直燃型溴化锂吸收式冷（温）水机组在制热工况运行时，性能系数不应小于 0.90 的要求。

(6) 溴化锂机组供热工况下能效系数 0.76，设备运行效率较低。溴化锂机组连续运行接近 20 年，无法达到机组额定的运行效率。

(7) 热水泵的输配系数为 21.2，系统输配能耗较大，测试期间溴化锂机组部分负荷运行，平均负载率 77.1%，开启溴化锂机组对应一次泵和二次泵，

水泵均工频运行,导致制热量偏低而热水泵功率较大。

3 节能诊断结果

(1) 直燃式溴化锂机组。因大厦的特殊要求,针对各类设备需要有一定的冗余量以确保数据中心及日常办公的安全,因此该项目存在用电及用油的2套冷源系统,即离心式冷水机组及直燃式溴化锂机组。其中溴化锂机组运行近20年,运行能效衰减较为严重,能源浪费较为严重,已不符合目前的节能减排的要求。

(2) 离心式冷水机组。因大厦的数据中心需要24h不间断供冷,因此需要常年运行1台冷水机组用于此区域的供冷。而现有冷水机组容量较大,对数据中心供冷存在大马拉小车的现象。冷水机组低负荷运行是导致运行效率降低、能耗升高的主要原因。

(3) 大厦的数据中心供冷。数据中心需要24h常年供冷,即使是冬季气温较低时也未使用冷却塔直接供冷,而是使用冷水机组为数据中心供冷,不利于数据中心节能。

(4) 热水系统设备采用常压电锅炉。虽然大厦为办公建筑,生活热水用水量相较于宾馆饭店等建筑类型低,但采用常压电锅炉作为生活热水的热源,其能耗也占建筑总能耗的4%,具有较大的节能潜力。

(5) 大厦依然存在部分公共区域和大量出租区域使用传统灯具,未进行过LED节能改造,同时合理利用自然采光或分区控制照明灯具减少不必要的灯具开启,存在一定的节能潜力。

4 节能改造方案

4.1 溴化锂机组改造

建议选用燃气-燃油型溴化锂机组,将现有溴化锂机组更换为同等制冷量的燃气-燃油型溴化锂机组。机组更换后可满足标准^[2]对直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组在制热工况运行时性能系数不应小于0.90、在制冷工况运行时性能系数不应小于1.2的要求。

同时,因优先采用天然气作为能源供给,在同等供冷热量的情况下将会有效的节省运行费用。以2017年溴化锂机组运行为例,其一年中制冷制热消耗柴油为240t,即350.4tce,其等效天然气约为27万m³。考虑到更换后溴化锂机组运行效率将会提高至0.9以上、较既有溴化锂机组节能约18%,则实际消耗天然气约为22.1万m³。

按照柴油8000元/吨、天然气3.8元/m³计算,溴化锂机组全年消耗柴油或天然气的总费用约为192万元、84万元,年节省费用约108万元。更换燃气-燃油型溴化锂冷机设备费90万/台,共4台。考虑设计、施工等费用,整体费用按504万估算,静态投资回收期约5.3年。

表6 溴化锂机组改造节能效益估算

计算过程	数值
既有溴化锂机组年消耗柴油(t)	240
既有溴化锂机组年消耗柴油(tce)	350.4
更换溴化锂机组年消耗天然气(万m ³)	22.1
更换溴化锂机组年消耗天然气(tce)	287.2
改造前溴化锂消耗柴油费用(万元)	192
改造后溴化锂消耗天然气费用(万元)	84
年节约能耗(tce)	63.2
年节约费用(万元)	108
投资额(万元)	504
静态投资回收期(年)	4.7

4.2 冷水机组改造

建议将3台离心式冷水机组更换为磁悬浮满液式冷水机组。根据产品样本,磁悬浮满液式冷水机组COP在部分负荷时最高可达到8。

根据能耗拆分结果,冷水机组全运行耗电量(包含数据中心区域)为184.2万kWh,改造前冷水机

组COP按测试结果平均值4.2计算,更换为磁悬浮满液式冷水机组后提供同样冷量的耗电量为96.7万kWh,节约电能87.5万kWh,即252tce。磁悬浮满液式冷水机组的设备费150万/台,共3台,考虑设计、施工等费用,整体费用按630万估算。按照1.1元/kWh计,静态投资回收期约7.5年。

表7 冷水机组改造节能效益估算

参数	数值
冷水机组耗电量(kWh)	184.2
磁悬浮满液式冷水机组 COP(-)	8
改造后磁悬浮冷水机组耗电量(kWh)	96.7
节约电量(kWh)	87.5
节约能耗(tce)	252
节约电费(万元)	96.3
投资额(万元)	630
静态投资回收期(年)	6.5

4.3 冷却塔免费冷源系统改造

该大厦的数据中心空调全年能耗为 358.1kWh, 若采用冷却塔免费冷源系统将由部分免费供冷模式节省能耗约 21 万 kWh、完全免费供冷模式节省能耗约 57 万 kWh。针对 1 台水冷机组的水系统及冷却塔

进行改造, 改造投资费用约 50 万。

4.4 生活热水系统改造

建议将生活热水热源由真空热水电锅炉改为 CO₂ 空气源热泵热水机组。CO₂ 空气源热泵热水器效率可以达到 4, 可降低生活热水能耗。根据能耗

表8 冷却塔免费冷源系统改造节能效益估算

参数	数值
部分免费供冷模式节省能耗(万 kWh)	21
完全免费供冷模式节省能耗(万 kWh)	57
节约电量(kWh)	78
节约能耗(tce)	224.6
节约电费(万元)	85.8
投资额(万元)	50
静态投资回收期(年)	0.6

拆分, 改造前用于生活热水的年耗电量为 84.1 万 kWh, 常压热水电锅炉热效率按 80% 进行估算。改造后 CO₂ 热泵 COP 按 4.0 进行估算, 年耗电量为 16.8 万 kWh, 则生活热水改造节能量为 193.8tce, 节约能源费用 74.0 万元。CO₂ 热泵热水机组的设备购置和施工费用约 100 万元, 改造静态投资回收期

约 1.4 年。

4.5 节能量及节能效益汇总

综合以上分析, 本次改造主要涉及空调供冷系统、空调供暖系统和生活热水系统。取 2017 年为改造基准年, 改造前年能耗为 6036.2tce, 改造后年节能量为 733.6tce, 节能率为 12.2%。

表9 CO₂ 空气源热泵热水机组参数

额定制热量(kW)	额定输入功率(kW)	额定流量(m ³ /h)	额定效率	台数
160	40	3	4.0	2

5 结论

本项目通过综合节能诊断方式, 针对该建筑能耗高、设备运行效率低等问题, 挖掘出空调冷热源、生活热水等节能优化措施, 预计年节能量为 733.6tce, 节能率为 12.2%, 节能效果明显, 为同类建筑实施节能诊断和改造提供了参考依据。

该论文由国家重点研发计划项目“基于全过程的大数据绿色建筑管理技术与示范”(项目编号:

2017YFC0704200) 资助。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院. JGJ176-2009 《公共建筑节能改造技术规范》[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009
- [2] 中国建筑科学研究院. GB50189-2015 《公共建筑节能设计标准》[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015

拉萨地区民居围护结构传热与蓄热性能研究

李峥嵘¹, 谢一建¹, 赵群², 陆世康¹, 斯阳¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学建筑与城市规划学院, 上海 200092)

[摘要] 拉萨地区冬季寒冷, 但太阳能资源丰富, 当地民居外围护结构一方面作为保温构件能够阻挡室内热量流失, 另一方面作为蓄热构件能够在白天吸收太阳辐射能, 夜间向室内放热。其传热性能参数与蓄热性能参数分别影响通过围护结构的传热量及围护结构壁体的蓄热量, 从而影响室内热环境。为尽可能提升围护结构对室内热环境的改善效果, 本文提出表征围护结构蓄热与传热性能参数相对大小的无量纲数 RHST(the Ratio of Heat Storage and Transfer), 运用 Energy plus 模拟了不同 RHST 值的围护结构对室内热环境的影响, 以冬季夜间内壁面平均温度及内壁面单位面积导热量为指标, 结果表明当 RHST=0.20 时, 内壁面平均温度最高, 当 RHST=0.25 时, 内壁面单位面积导热量最大, 最终以 [0.20, 0.25] 作为当地围护结构热工设计的 RHST 值推荐区间。

[关键词] 拉萨地区; 围护结构; RHST 数; 夜间室内热环境

0 引言

拉萨地区属于高寒地区, 冬季寒冷且日温差较大, 当地民居围护结构受气候、文化及经济条件的影响, 普遍采用重质材料进行建造, 且厚度达到 450~800mm, 因而与内地常规墙体相比具有良好的保温与蓄热性能, 能够维持室内一定温度水平及热稳定性; 而在当地出现的一些新式民居则采用碎石混凝土等现代建筑材料辅以保温材料构造复合墙体, 这种建造方法同传统墙体相比既减小了墙体厚度, 又提升了保温性能, 其不足之处是降低了蓄热性能。

因为拉萨地区冬季寒冷, 因此围护结构热工设计以防寒为主, 此外当地日温差较大, 围护结构蓄热设计也不能忽视, 目前关于当地围护结构热工设计研究中, 多是以保温设计为主, 蓄热设计主要是以提高室内热稳定性为目标。一些学者通过研究得到了适合当地保温与蓄热性能要求的围护结构构造形式^[1-5], 其研究思路是通过计算几种不同构造墙体的传热系数与热惰性指标, 以室内温度水平及温度波动为评价指标, 提出具体的优化方案。也有一些学者考虑了当地太阳辐射对不同朝向墙体影响的不同^[6-8], 提出了非平衡保温原理^[9], 即当室内外温差相同时, 若所有墙体采用相同保温构造形式, 则会出现北向墙体失热量最大的问题, 当保温成本一定时, 这种保温设计方法并不合理, 而应考虑加强失热较多朝向墙体的保温设计。

现有研究存在的不足是: 在研究过程中多是从具体的墙体构造形式中根据模拟结果选择最终的优化方案, 因此其普适性受到限制; 另一方面, 当地太阳

能资源丰富, 围护结构热工设计也应充分利用这一有利条件, 而目前蓄热研究中多是以维持室内温度稳定为目标, 对围护结构吸收室外热能的考虑不足。

因此本文以南向围护结构为例, 研究其对室外热能的吸收蓄存以及向室内放热过程, 主要以改善夜间室内热环境为目标, 考虑传热性能参数与蓄热性能参数对室内热环境的影响。为避免具体构造形式墙体数量有限的影响, 增强研究结果的普适性, 本文提出综合考虑围护结构传热性能参数与蓄热性能参数的 RHST 数, 运用 Energy plus 模拟在不同 RHST 数条件下的围护结构内壁面与室内温度的变化情况, 最后以夜间导热系数及夜间内壁面温度均值为指标, 得出对室内热环境影响最佳的 RHST 数, 为今后当地民居围护结构保温与蓄热优化设计提供参考。

1 围护结构传热与蓄热过程

由于围护结构高度 h 与厚度 δ 之比大于 10, 因此可将其壁体传热过程视为一维非稳态导热过程^[10], 假设围护结构为均质墙体, 其传热与蓄热过程如图 1 所示。

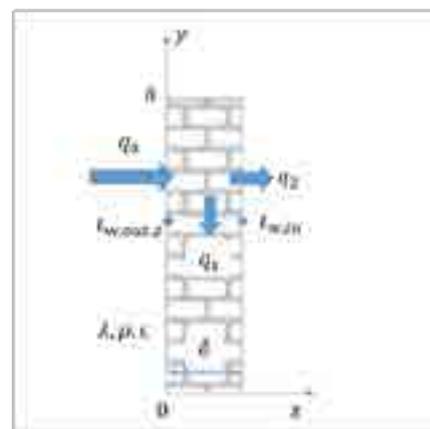


图 1 围护结构传热与蓄热过程

资助项目: “十三五”国家重点研发计划课题“基于多元文化的西部地域绿色建筑模式与技术体系”项目(2017YFC0702400)

壁体的导热微分方程^[10]：

$$\rho c \frac{dt}{d\tau} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (1)$$

式中：

——壁体材料导热系数， $w/(m \cdot k)$ ；

——壁体材料密度， kg/m^3 ；

c ——壁体材料比热容， $J/(kg \cdot K)$ 。

边界条件与初始条件：

本文重点研究壁体导热过程，因此边界条件为围护结构内侧与外侧壁面温度，而外侧壁面因接收太阳辐射，定义其壁面温度为考虑了太阳辐射影响的当量壁面温度 $t_{w,out,z}$

$$t(x, \tau)|_{x=0} = t_{w,out,z} \quad ^\circ C \quad (2)$$

$$t(x, \tau)|_{x=\delta} = t_{w,in} \quad ^\circ C \quad (3)$$

$$t(x, \tau)|_{\tau=0} = t(x, 0) \quad ^\circ C \quad (4)$$

式中：

——壁体厚度， m 。

通过外壁面进入壁体的单位面积传热量：

对于某一时刻，可将壁体导热过程视为稳态导热过程，进入壁体的热量 q_0 可视为在两侧壁面温度势差的推动下的导热，因此：

$$q_0 = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w,out,z} - t_{w,in}) \quad w/m^2 \quad (5)$$

壁体单位面积蓄热量：

将壁体沿 x 方向划分为 n 段，每段微元体内温度均匀，厚度为 d ，则壁体蓄热量为：

$$q_1 = \rho c \sum_{i=0}^n d \delta \frac{dt_i}{d\tau} \quad w/m^2 \quad (6)$$

对于均质墙体，因为每段微元体 c 相同，假

设每段吸收热量相同，则 $\frac{dt_i}{d\tau}$ 相同，因此 q_1 可表示为：

$$q_1 = \rho c \delta \frac{dt_i}{d\tau} \quad w/m^2 \quad (7)$$

内壁面单位面积导热热量：

$$q_2 = q_0 - q_1 \quad w/m^2 \quad (8)$$

2 RHST 数的推导

当 q_0 为负值时，表示室内向室外传热，若需要减小室内向室外传热量 $|q_0|$ ，则通过减小壁体导热系数或增大厚度，从而提高围护结构热阻，增强其保温性能；当 q_0 为正值时，表示室外向室内传热，若需要增大室外向室内传热量 $|q_0|$ ，则需降低围护结构保温性能。

另一方面，由于围护结构非稳态传热特征，室内温度变化相对于室外温度变化存在延迟和衰减现象，其原因是在非稳态导热过程中，进入壁体的热

量 q_0 沿途不断地被吸收而使当地温度升高^[11]，壁体吸收的热量为 q_1 ，最终到达内壁面的热量为 q_2 ，导致通过壁体的传热量不能立即、完全地传入室内，而是部分蓄存在壁体内，逐渐地传向室内或室外。

壁体导热系数越大，在相同的温度梯度下可以传导更多的热量，即 q_0 越大；而壁体的 c 越大，温度上升1所吸收的热量越大，即 q_1 越大，则到达内壁面的热量 q_2 就越小^[11]。当选用保温性能好的材料时，虽然可以减小夜间室内向室外的散热量，但也减小了白天围护结构从室外的得热量；而蓄热性能则影响围护结构壁体向室内的传热量大小与时间。保温与蓄热性能对围护结构壁面传热量与蓄热量影响如图2所示。

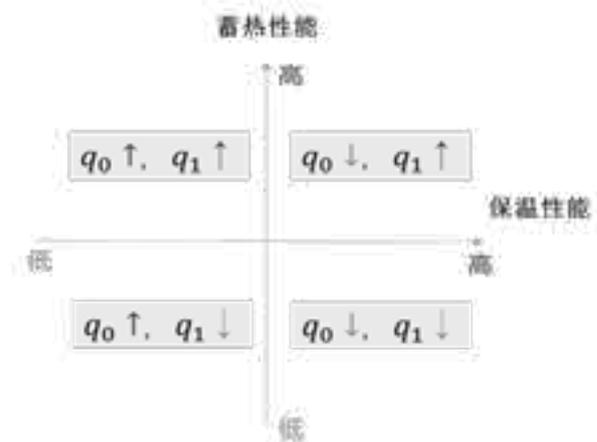


图2 围护结构热工性能参数对热量影响

为提高拉萨地区围护结构对室外热源的吸取与蓄存，综合考虑保温与蓄热性能的影响，以使所吸取的热量尽可能多的、在适宜的时间内传向室内，以改善室内热环境。本文提出表征围护结构蓄热与传热性能参数相对大小的RHST(the Ratio of Heat Storage and Transfer)数，其推导过程如。

保温与蓄热性能影响传热量与蓄热量，为表示蓄热量 q_1 占传热量 q_0 的多少，考虑 q_1 与 q_0 比值大小：

$$\frac{q_1}{q_0} = \frac{\rho c \delta^2}{\lambda} \frac{\frac{dt_i}{d\tau}}{(t_{w,out,z} - t_{w,in})} \quad (9)$$

因为 q_0 是稳态条件下的导热，并且拉萨地区实际围护结构内外壁面温差 $(t_{w,out,z} - t_{w,in})$ 的数量级为10，内外壁面及壁体内任意位置温度变化率 $\frac{dt_i}{d\tau}$ 的数量级为0.1/h，两者的具体数值与特定围护结构及边界条件、初始条件有关，为忽略此种影响，

而只考虑围护结构本身热工性能及尺寸因素，引入 RHST 数：

$$RHST = \frac{\rho c \delta^2}{\lambda} \cdot k \quad (10)$$

其中 k 是 $\frac{dt}{dt}$ 与 $(t_{w,out,z} - t_{w,in})$ 的数量级比值，

即 $k = \frac{0.1^\circ\text{C}/\text{h}}{10^\circ\text{C}} = \frac{1}{3.6 \times 10^5}$ ，单位为 /s，所以：

$$RHST = \frac{\rho c \delta^2}{3.6 \times 10^5 \lambda} \quad (11)$$

可以看出，RHST 为无量纲数，包含围护结构基本参数：导热系数、比热容、密度及厚度，综合反映了蓄热性能参数与传热性能参数的相对大小。

3 RHST 数对室内热环境的影响

基于拉萨地区冬季寒冷，日温差大，但太阳辐射强烈的气候条件，围护结构热工设计要考虑保温性能对室内温度水平的影响与蓄热性能对室内温度稳定性的影响，也要考虑保温与蓄热性能对其吸收室外热量而向室内释放过程的影响，因此需要选用合理的传热性能与蓄热性能参数组合形式，尽可能改善当地冬季室内热环境。

本节运用 Energy plus 模拟不同 RHST 数的围护结构对室内热环境的影响，得到对室内热环境改善效果最佳时的 RHST 值。

3.1 建筑模型信息

根据当地实际建筑尺寸及朝向，建立一简易建筑模型，该模型为单体房间，朝向为正南，窗墙面积比为 0.4，具体尺寸如图 3 所示。



图 3 建筑模型

因为本文重点研究非透明围护结构的传热与蓄热过程对室内热环境的影响，以受太阳辐射影响较大的南向墙体为例进行研究，为简化模拟过程，特作如下简化设置：

(1) 为减少其他朝向墙体及屋顶的影响，保持其热工性能参数及厚度不变；

(2) 为减少透明围护结构影响，保持窗墙比及窗户热工性能参数不变；

(3) 换气次数设为 0.5/h；

各朝向围护结构热工性能参数如表 1 所示：

表 1 模拟建筑围护结构基本参数表

朝向	构造及尺寸 (由室内侧至室外侧)	传热系数 (w/m ² K)	热阻 (m ² K/w)	热惰 性指 标
东、西、北墙	碎石混凝土 300mm+EPS 保 温板 40mm	0.63	1.59	3.28
屋顶	碎石混凝土 200mm+EPS 保 温板 40mm	0.65	1.53	2.41
南墙	见 3.3 节			

3.2 室外气象参数

选择拉萨地区冬至日气象数据作为气象条件，室外温度变化与太阳辐射变化如图 4、图 5 所示。

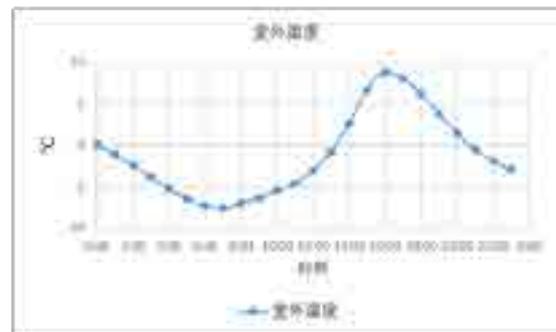


图 4 室外逐时温度

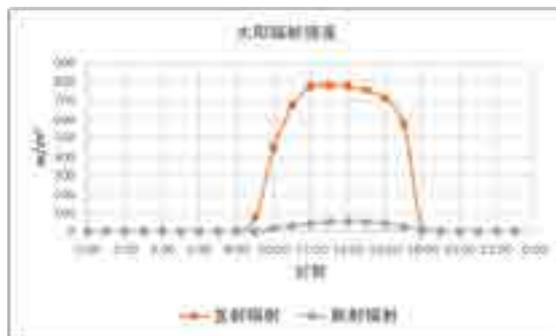


图 5 室外逐时太阳辐射强度

3.3 南向墙体 RHST 值设置

根据当地实际建筑情况，参考文献^[12]，选择不同的导热系数、密度、比热容及厚度组合形式，并且为了验证 RHST 数的可靠性，说明当 RHST 数一定时，改变其中基本参数对室内热环境的影响不变，设置 w0 系列作为验证组，如表 2 所示，其中 w0,1 为当地传统民居石墙；实验组共 20 组，RHST 区间为 [0.05,1.00]，间隔为 0.05，如表 3 所示。

表 2 验证组墙体基本参数表

墙体编号	厚度 m	导热系数 w/m·K	密度 kg/m ³	比热容 J/kg·K	RHST
w0,1	1.48	2640	820	0.45	0.82
w0,2	0.99	1766	820	0.45	0.82
w0,3	0.99	2640	548.5	0.45	0.82
w0,4	0.99	2640	820	0.368	0.82

表 3 实验组墙体基本参数表

墙体编号	厚度 m	导热系数 w/m K	密度 kg/m ³	比热容 J/kg K	RHST
w1	0.2	0.5	300	820	0.05
w2	0.37	0.9	300	820	0.10
w3	0.37	1.3	300	1710	0.15
w4	0.37	1.7	1095	820	0.20
w5	0.2	2	2640	1710	0.25
w6	0.25	0.5	1060	820	0.30
w7	0.362	0.9	1060	820	0.35
w8	0.362	1.3	1060	1355	0.40
w9	0.25	1.7	2640	1670	0.45
w10	0.255	2	2640	2100	0.50
w11	0.3	0.5	1315	837	0.55
w12	0.421	0.9	1315	837	0.60
w13	0.421	1.3	1315	1306	0.65
w14	0.421	1.7	1855	1306	0.70
w15	0.421	2	1855	1643	0.75
w16	0.35	0.5	1125	1046	0.80
w17	0.484	0.9	1125	1046	0.85
w18	0.484	1.3	1125	1605	0.90
w19	0.484	1.7	2375	1046	0.95
w20	0.4	2	2640	1704	1.00

3.4 评价指标

由于当地冬季昼间太阳辐射强烈，室内温度较高，而夜间温度较低，室内热环境亟需改善，因此本研究主要以改善夜间室内热环境为目标，提出以夜间内墙面单位面积总导热量 q_{tot} 与夜间内墙面温度平均值 t_{ave} 为评价指标，其计算式如下：

$$q_{tot} = \sum_{j=1}^m q_j \tag{12}$$

$$t_{ave} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m t_j \tag{13}$$

式中：

q_j ——夜间内墙面单位面积逐时导热量，w/m²；

t_j ——夜间内墙面逐时温度，℃；

j ——夜间时刻序号；

m ——夜间时刻总数。

说明：

(1) 根据有无太阳辐射划分白天与夜间时段，白天为 9:00~18:00，夜间为 0:00~8:00、19:00~23:00

(2) 规定 q_{tot} 及 q_j 为正值时，表示热量由墙体传向内墙面；为负值时，表示热量由内墙面传向墙体。

3.5 结果分析

3.5.1 验证组结果分析：

如图 6、图 7 所示为验证组各墙体内墙面逐时温度、内墙面单位面积逐时导热量变化情况。

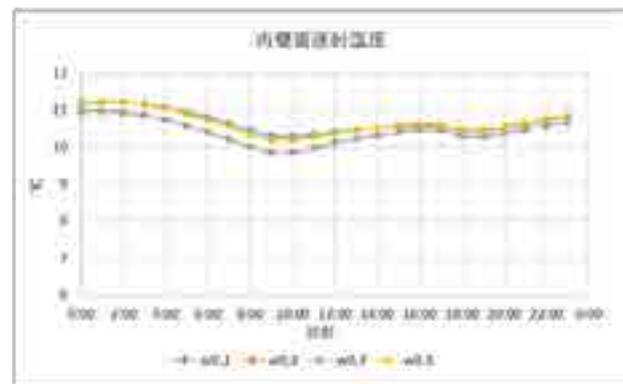


图 6 验证组墙体内墙面逐时温度

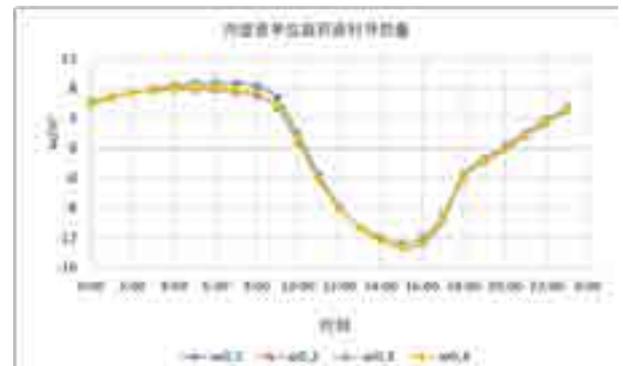


图 7 验证组墙体内墙面单位面积导热量

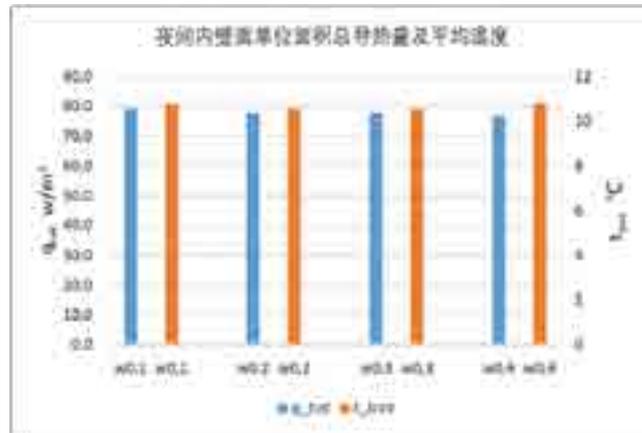


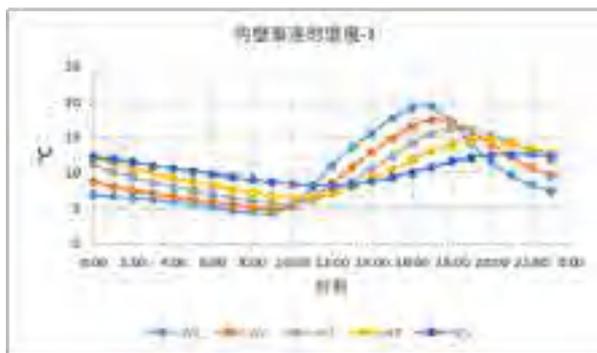
图 8 验证组四种墙体 t_{ave} 与 q_{tot} (RHST=0.82)

四种 RHST 数相同的墙体，内壁面逐时温度差值小于 0.5℃，变化规律一致；逐时导热量差值小于 2w/m²，变化规律一致，说明当仅改变基本参数（ ρ 、 λ 、 c 和 δ ）的大小，而保持 RHST 数不变时，其对室内热环境影响相同。从图 8 可知，四种墙体夜间内壁面单位面积总导热量相差小于 3w/m²，平均温度相差小于 0.2℃，说明当仅改变基本参数大小，而 RHST 数一定时， t_{ave} 与 q_{tot} 大小近似不变。

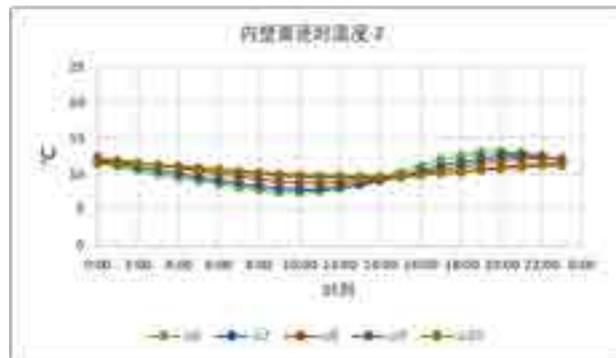
综上所述，为考虑围护结构保温蓄热性能对室内热环境的影响，在以夜间内壁面单位面积导热量和平均温度为评价指标的条件下，选择 RHST 数作为自变量是可靠的，用于表征蓄热性能参数与导热性能参数相对大小。

3.5.2 实验组结果分析：

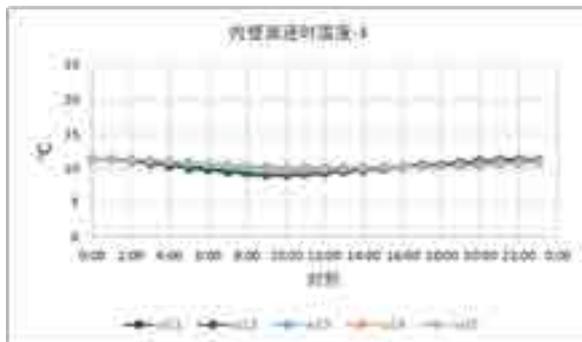
如图 9、图 10 所示为实验组墙体内壁面逐时温度、内壁面单位面积逐时导热量变化情况。



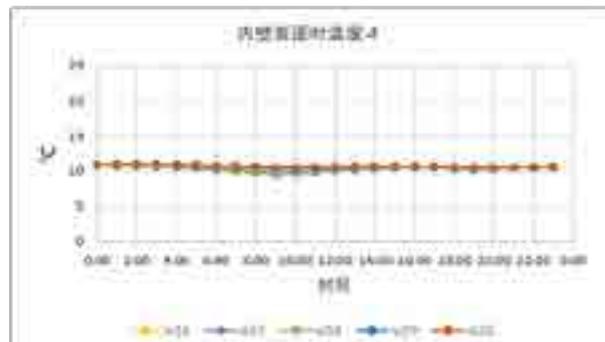
(a)



(b)

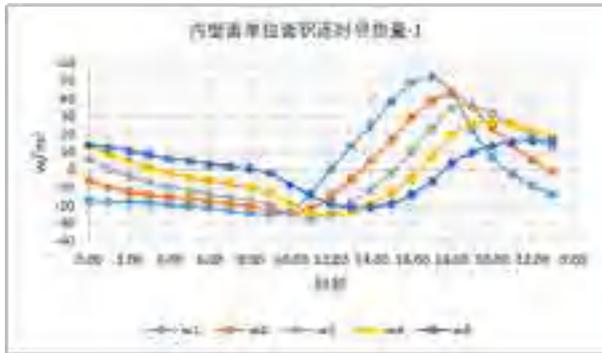


(c)

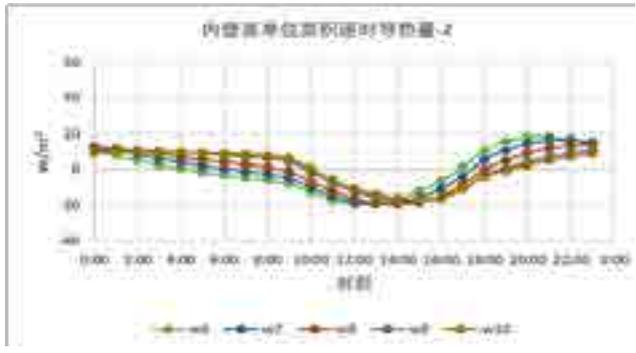


(d)

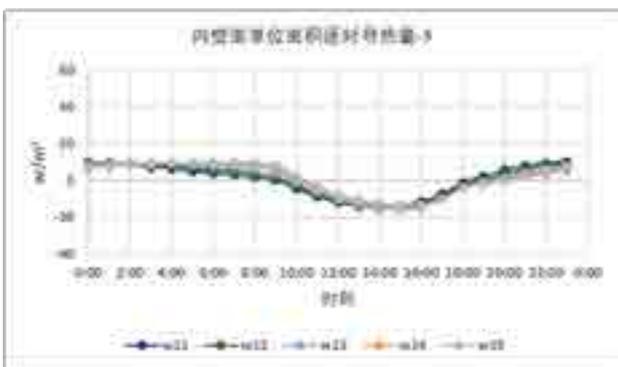
图 9 实验组墙体内壁面逐时温度



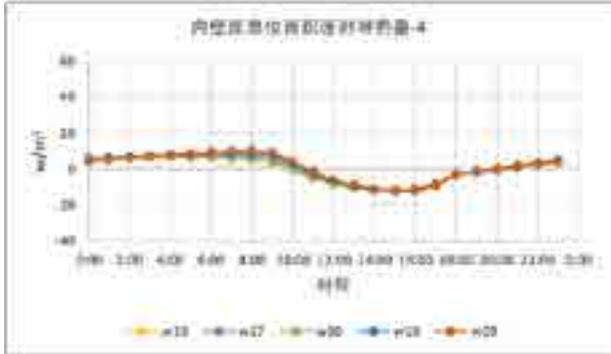
(a)



(b)



(c)



(d)

图 10 实验组墙体内壁面逐时导热量

随着 RHST 数的增大，即蓄热性能较好时，内壁面温度波动越小，且内壁面逐时导热量变化越小，这是因为随着蓄热性能的增加，内壁面导热过程受室外影响越小。当 RHST>0.5 时，随着蓄热性能参数的增大，室内温度与内壁面导热变化量很小，几乎趋于稳定，此时从维持室内热稳定性的角度出发增加蓄热性能参数的意义不大。

如图 11、图 12 所示为围护结构夜间内壁面平均温度和总导热量随 RHST 数的变化曲线。

t_{ave} 与 q_{tot} 开始随着 RHST 数的增大而增大，随后虽然出现波动，但总体上呈降低的趋势。在 RHST

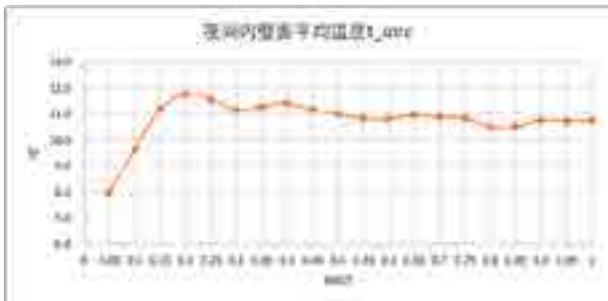


图 11 t_{ave} 随 RHST 数变化曲线

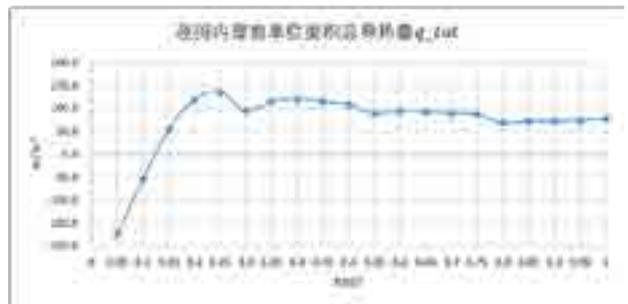


图 12 q_{tot} 随 RHST 数变化曲线

数区间 [0.05,0.30]、[0.30,0.55] 内， q_{tot} 随着 的增大近似呈抛物线形，在 RHST 数区间 [0.60,0.80]、[0.80,1.00] 内， q_{tot} 几乎不随 变化而变化，并且当蓄热性能参数越小， q_{tot} 随 变化而变化的越明显，这是因为当蓄热性能参数相对较小时，其受 影响较大。此外在每一段区间内及整个区间 [0.05,1.00] 内， q_{tot} 随着 RHST 数的增大而减小，这是由于当蓄热性能参数相对较大时，虽然壁体内蓄存了更多的热量，但在夜间亦有更多的热量流向外侧壁面，使得内壁面导热呈降低趋势。 t_{ave} 随 RHST 数变化规律与 q_{tot} 类似。

当 RHST 数约为 0.13 时, 内壁面导热方向发生变化, 在 [0.05,0.13] 区间内, 内壁面导热方向为壁面传向壁体, 对于室内侧为失热过程, 而在 [0.13,1.00] 区间内, 内壁面导热方向为壁体传向内壁面, 对于室内侧为得热过程。当 RHST=0.25 时, q_{tot} 最大, 当 RHST=0.20 时, t_{ave} 最大, 因此综合考虑 t_{ave} 与 q_{tot} , 推荐 [0.20,0.25] 作为 RHST 数的选择区间。并且当地传统民居现有石墙 ($w_0,1$) RHST=0.82, 在图 11、图 12 中处于不利点, 因此具有较大的改善空间。

4 结论

(1) 集合了围护结构基本热工参数的无量纲数 RHST, 能够表征围护结构蓄热性能参数与传热性能参数的相对大小, 该值与四种基本参数组合方式有关, 在探讨围护结构保温与蓄热性能对室内热环境的影响时, 可以选择 RHST 数为自变量。

(2) 当蓄热性能参数较小时, t_{ave} 与 q_{tot} 受影响较大, 当蓄热性能参数较大 (RHST>0.5) 时受影响较小; 并且此时随着蓄热性能的增加, 内壁面温度与内壁面导热呈减少趋势, 但变化量很小, 所以此时不宜提升蓄热性能。

(3) 在拉萨地区冬季, 南向窗墙比为 0.4 的条件下, RHST=0.13 为夜间内壁面导热方向的转折点, RHST>0.13 时, q_{tot} 为正值, 即夜间时段的总的传热效果为壁体传向内壁面, 室内侧得热, 因此为提升当地民居夜间室内热环境, 围护结构至少应满足 RHST>0.13。

(4) 在拉萨地区冬季, 南向窗墙比为 0.4 的条件下, 为尽可能提高夜间内壁温和总导热量, 改善夜间室内热环境, 推荐 RHST 值的区间为 [0.20,0.25]。

参考文献

- [1] 张樱子. 藏族传统居住建筑气候适宜性研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2008.
- [2] 索朗白姆, 吴延孝. 拉萨传统民居围护结构热工性能 [J]. 住区. 2017(04): 144-147.
- [3] 王秋明. 拉萨农村民居围护结构保温和蓄热优化研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2017.
- [4] 许月. 西藏林芝传统民居气候适应性研究 [D]. 华中科技大学, 2013.
- [5] 何大海. 西藏拉萨地区传统民居气候适应性研究 [D]. 重庆大学, 2013.
- [6] 肖伟. 藏西南边远地区直接受益式太阳能采暖研究 [D]. 2010.
- [7] 唐鸣放, 王东, 冯雅. 西藏节能建筑围护结构传热系数朝向修正 [J]. 暖通空调. 2006(11): 8-10.
- [8] 王东. 西藏节能居住建筑围护结构传热系数的修正系数研究 [D]. 重庆大学, 2006.
- [9] 桑国臣. 西藏高原低能耗居住建筑构造体系研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2009.
- [10] 章熙民. 传热学 - 第 5 版 [M]. 2007.
- [11] 陶文铨. 传热学. 第 4 版 [M]. 2006.
- [12] 马庆芳. 实用热物理性质手册 [M]. 1986

办公建筑室内物理环境的关键技术讨论

李峥嵘¹, 陈香云¹, 高晓童², 王赫宇², 王海玲³

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学建筑与城市规划学院, 上海 200245, 3. 同济大学声学研究所, 上海 200092)

[摘要] 室内物理环境由三部分组成: 声环境、光环境、热环境。各部分的研究和工程实践属于不同的领域, 其中以光、热舒适环境的研究最为广泛。但是声光热三个因素的内在联系和特征仍缺乏深入研究。本文通过问卷调查和实地测量, 对上海某单位新旧开放式办公室进行了对比研究, 旨在探讨影响上班族舒适度的关键因素。结合问卷分析和室内物理环境参数的结果, 分析了办公室声, 光, 热环境的特征及其综合效应。

[关键词] 办公建筑; 声环境; 光环境; 热环境

0 引言

室内环境的舒适性影响着人们的认知能力和工作效率^[1-4]。研究表明, 提高室内环境质量可以提升0.5%~5%的生产效率^[5], 而室内环境质量的降低将导致2.4%~14.8%的工作绩效的下降^[1]。声环境、光环境、热环境作为影响室内整体舒适性的主要因素, 三者实际上是一个有机整体, 彼此相互依赖^[6], 共同影响人员的舒适感和工作效率。

随着空调通风采暖和人工照明调控技术的日益成熟, 室内热舒适和光舒适问题已经在工程实践中基本解决。而一般建筑中声舒适环境的研究和实践则比较少, 三者耦合研究的结果更少, 根据Scopus数据库2009-2018的检索结果, 该比例仅为0.07%^[7]。现有的声、光、热综合研究主要集中在各个因素对人体舒适性的影响权重和环境综合评价指标的建立上。在室内声学、光和热的权重研究中, 一些研究表明热环境是影响舒适性的最重要因素, 其次是声环境和光环境^[8-10]。然而, 也有研究表明, 当热环境处于或接近舒适范围, 且光环境稳定时, 声学环境的影响将起主要作用^[11]。虽然一些研究给出了对声、光和热环境的综合评价系统^[12-14], 但是仍然缺乏对声光热三个因素内在联系和特点的更深入的研究, 其评价模型的准确性还没有得到验证, 并且受到了函数的限制, 因此还需要进一步的改进。

1 调研背景概述

1.1 调研建筑简介

调研建筑为上海某单位新旧两个开放式办公室, 问卷调查的对象为同一批受试者, 且女性占主体, 从事的工作主要为文书或电脑工作, 状态为静坐办公状态。为了改善工作环境, 2018年8月, 该办公室人员整体迁入新办公室, 一直工作至今。考虑到受试人群的对环境的适应性等问题, 分别在2018年6月对旧办公室进行了实地测量和问卷调查; 2018年12月和2019年7月在新办公室进行了实地测量和问卷调查。

新旧办公室的主要区别包括: 室内格局发生变化, 工位空间变大, 工位间无隔断; 空调系统和照明系统为新建设备, 整体性能运行良好; 外窗封闭不可开启; 其它办公辅助设备适度增加, 包含打印复印一体机、咖啡机、饮水机等。

1.2 调研内容

(1) 物理参数测量

根据对比研究需要, 三次现场测试的区域主要选择了办公人员的主要办公和活动区域, 测试参数包括温度、湿度、风速、照度、背景噪声级等。

(2) 问卷调查

主观问卷的内容主要包括人员对热湿环境、噪声及光照条件方面的主观感受以及声、光、热环境对人员工作的影响程度等。

2 结果分析

2018年6月在旧办公室回收29份问卷, 2018年12月在新办公室回收42份问卷, 2019年7月在新办公室回收50份问卷。

室内热湿环境依据《热环境的人类工效学》^[15]《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》^[16]中的标准进行评价, 室内声环境依据《民用建筑隔声设计规范》^[17]和《声学室内声学参量测量 第3部分: 开放式办公室》^[18]的相关要求进行评价, 室内光环境依据《建筑照明设计标准》^[19]中的标准进行判定。

2.1 热湿环境分析

旧办公室夏季工况下, 各测点工作时间操作温度均在24-27范围内; 测试期内室内相对湿度在60%-80%。图1图2为受试人员对旧办公室热湿环境的评价, 在问卷数据处理时考虑到个体差异和波动范围, 认为中性、稍凉、稍暖为舒适状态; 认为中性、有点干、有点湿为舒适状态。可以看出夏季79%的人认为环境热感觉舒适, 83%的人认为环境湿感觉舒适。冬季72%的人认为环境热感觉舒适, 87%的人认为环境湿感觉舒适。



图1 旧办公室热环境评价

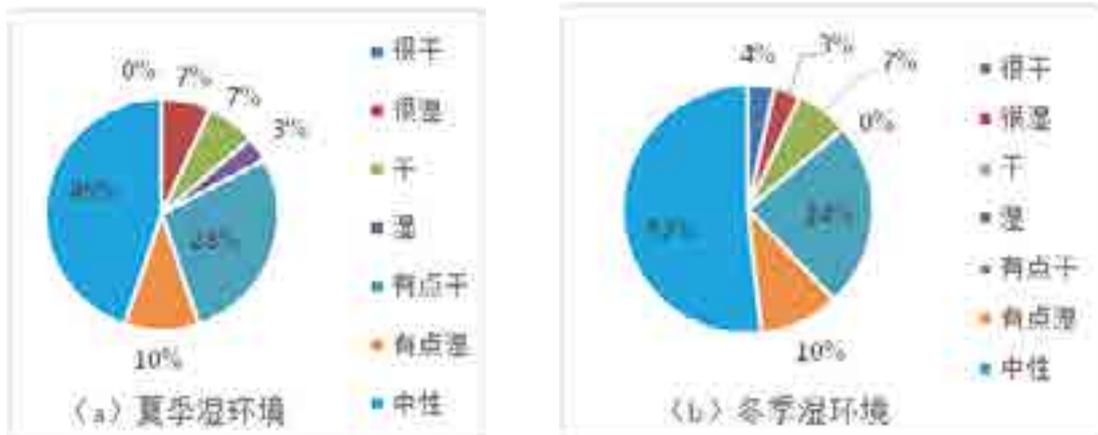


图2 旧办公室湿环境评价

新办公室冬季工况下，各测点操作温度在 19-25 范围内，测试期内室内相对湿度在 30%~70%。夏季工况下，各测点工作时间操作温度在 22-29 范围内，测试期内室内相对湿度在 60%-90%。图3 图4

为受试人员对新办公室热湿环境的评价，可以看出夏季 82% 的人认为环境热感觉舒适，89% 的人可以认为对环境湿度感觉舒适。冬季 79% 的人认为环境热感觉舒适，64% 的人可以认为对环境湿度感觉舒适。



图3 新办公室热环境评价



图4 新办公室湿环境评价

旧办公室夏季操作温度、新办公室冬季操作温度满足 ISO 7300 类型 Category C 的要求^[15], 新办公室夏季极少时间出现操作温度不满足要求的情况。旧办公室夏季测试期湿度存在部分时间远高于标准^[16]规定的 级热舒适度要求的情况, 但较多人员认为湿度合适; 新旧办公室冬季测试期湿度满足标准^[16]要求, 但人员的满意度却低于夏季。说明受试人员对夏季偏湿环境的接受度较高, 在冬季湿度高于标准时也有期望环境偏湿的主观需求。这也可能与受试人员多为女性且常年居住在上海, 所以其对环境有较高的湿度需求以及对高湿度环境有良好的适应性有关。

2.2 声环境分析

旧办公室在空调系统开启时 L_{Aeq} 47dB。在空调系统关闭状态下, 办公环境内分心距离 $rD=12.7m$, 语音空间衰减率 $D_{2,s}=3.9dB$; 在空调系统开启状态下, 办公环境内分心距离 $rD=9.7m$, 语音空间衰减率 $D_{2,s}=3.4dB$; 办公环境内语音私密度相对较差。旧办公室 48% 的员工认为现有声环境对工作效率无影响, 45% 的员工认为现有声环境对工作效率稍有影响; 3% 的员工认为现有声环境对工作效率影响较大; 3% 的员工认为现有声环境对工作效率影响很大。

新办公室在空调系统开启时 L_{Aeq} 48dB。在空调系统关闭状态下, 办公环境内分心距离 $rD=11.9m$, 语音空间衰减率 $D_{2,s}=4.7dB$; 在空调系统开启状态下, 办公环境内分心距离 $rD=3.9m$, 语音空间衰减率 $D_{2,s}=2dB$ 。新办公室第一次问卷显示 34% 的员工认为现有声环境对工作效率无影响, 认为声

环境影响到其工作的比例为 66%, 其中 47% 的员工认为现有声环境对工作效率稍有影响; 11% 的员工认为现有声环境对工作效率影响较大; 8% 的员工认为现有声环境对工作效率影响很大。新办公室第二次问卷显示 46% 的员工认为没影响, 认为有影响的 54%, 其中 52% 的员工认为稍微有点影响, 2% 认为影响较大, 问卷调查的员工中没有人认为现有声环境对工作效率影响很大。

旧办公室背景噪声级 L_{Aeq} 47dB, 新办公室在空调系统开启时 L_{Aeq} 48dB 均略高于多人办公室背 A 声级小于 45dB 的低要求标准^[17], 新旧办公室调研结果均显示, 半数左右的员工反应其工作效率受到了办公室噪声影响。新办公室两次问卷调查显示新办公室第二次问卷调查员工认为噪声有影响的 54%, 其中 52% 的员工认为稍微有点影响, 2% 认为影响较大, 问卷调查的员工中没有人认为现有声环境对工作效率影响很大。

2.3 光环境分析

旧办公室各测点照度长时间处在 130—300lx 低于标准^[19]对于普通办公室工作面照度不小于 300lx 的要求, 80% 的人觉得照度合适。

新办公室在 26 个测点中, 有 23 个测点的照度值大于 300lx, 问卷显示有 86% 的人认为亮度合适。

对比新旧办公室人员对其办公室照度的主观感受, 说明人们对偏暗环境也有较高的接受度。这也可能与办公人员多使用电脑办公的工作特性有关。

3 结论

结合问卷分析结果和室内物理环境参数研究发现, 两处开放式办公室的室内物理环境参数的预期效果与主观感受之间存在一些差异, 主要研究内容

及成果如下：

1) 通过对热舒适环境调研发现，人们对夏季偏湿环境的也有较好的接受度，并且在冬季湿度高于标准时也有期望环境偏湿的主观需求。

2) 通过对光舒适环境调研发现，办公人员对于偏暗的办公环境带来的对于光舒适度影响并不敏感。

3) 通过对声舒适环境调研发现，新旧办公室 A 声级均略高于标准要求，但此时人们已经能明显感受到噪声问题带来的影响。

4) 在新办公室和旧办公室人们对于光环境、热环境、声环境都有超过标准要求的现象，但办公室内人员对光环境、热环境的敏感程度低于声环境。

参考文献

- [1] LAMB S, KWOK K C. A longitudinal investigation of work environment stressors on the performance and wellbeing of office workers [J]. *Applied Ergonomics*, 2016, 52: 104-111.
- [2] LAN L, LIAN Z, PAN L. The effects of air temperature on office workers' well-being, workload and productivity-evaluated with subjective ratings [J]. *Applied ergonomics*, 2010, 42(1): 29-36.
- [3] CUI W, CAO G, PARK J H, et al. Influence of indoor air temperature on human thermal comfort, motivation and performance [J]. *Building and Environment*, 2013, 68: 114-22.
- [4] CLAUSEN G, WYON D P. The combined effects of many different indoor environmental factors on acceptability and office work performance [J]. *HVAC&R Research*, 2008, 14(1): 103-13.
- [5] FISK W J, ROSENFELD A H. Estimates of improved productivity and health from better indoor environments [J]. *Indoor air*, 1997, 7(3): 158-72.
- [6] Krüger, E. L., & Zannin, P. H. Acoustic, thermal and luminous comfort in classrooms. *Building and Environment*, 2004, 39(9): 1055-1063.
- [7] SCOPUS. <https://www.scopus.com/>.
- [8] Kwong, Q. J., Adam, N. M., & Tang, S. H. Effect of environmental comfort factors in enclosed transitional space toward work productivity. *American Journal Of Environmental Sciences*, 2009, 5(3): 315.
- [9] Dahlan, N. D., Jones, P. J., Alexander, D. K., Salleh, E., & Alias, J. Evidence base prioritisation of indoor comfort perceptions in Malaysian typical multi-storey hostels. *Building and Environment*, 2009, 44(10): 2158-2165.
- [10] Xue, P., Mak, C. M., & Ai, Z. T. A structured approach to overall environmental satisfaction in high-rise residential buildings. *Energy and Buildings*, 2016, 116: 181-189.
- [11] Yang, W., & Moon, H. J. Combined effects of acoustic, thermal, and illumination conditions on the comfort of discrete senses and overall indoor environment. *Building and Environment*, 2019, 148: 623-633.
- [12] Buratti, C., Belloni, E., Merli, F., & Ricciardi, P. A new index combining thermal, acoustic, and visual comfort of moderate environments in temperate climates. *Building and Environment*, 2018, 139: 27-37.
- [13] Nagano, K., & Horikoshi, T. New comfort index during combined conditions of moderate low ambient temperature and traffic noise. *Energy and Buildings*, 2005, 37(3) : 287-294.
- [14] Guo, T., Hu, S., & Liu, G. Evaluation Model of Specific Indoor Environment Overall Comfort Based on Effective-Function Method. *Energies*, 2017, 10(10): 1634.
- [15] GB/T 36075.3-2018, 声学 室内声学参量测量 第3部分：开放式办公室 [S].
- [16] GB/T 18049-2017, 热环境的人类工效学 通过计算 PMV 和 PPD 指数与局部热舒适准则对热舒适进行分析测定与解释 [S].
- [17] GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 [S].
- [18] GB 50118-2010, 民用建筑隔声设计规范 [S].
- [19] GB 50034-2004, 建筑照明设计标准 [S].

半椭圆管水平降膜传热性能的实验研究

王树信, 周亚素, 胡 昊, 颜子雄

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要] 搭建水平降膜传热性能测试装置, 以水为工质, 实验研究热流密度、喷淋密度、布液高度和喷淋温度, 对单根半椭圆水平管管外降膜传热系数分布和变化影响, 并与相同管截面外周长圆管、椭圆管对比。结果表明, 随着热流密度、喷淋密度和喷淋出水温度的增加, 半椭圆管水平管外平均传热系数不断增大, 喷淋密度较小时, 传热系数增加速率更大; 随着布液高度增加, 半椭圆管水平管外降膜平均传热系数先增加然后趋于稳定, 之后略微减小, 存在最佳布液高度; 相比于圆管、椭圆管, 半椭圆管具有更高的平均传热系数; 沿管管截面圆周向角方向, 半椭圆管、椭圆管和圆管的水平管外降膜传热系数变化趋势基本一致, 先明显减小, 最后略微增大。

[关键词] 半椭圆管; 水平降膜; 流动; 传热; 分布; 热流密度; 喷淋密度

0 引言

当前世界能源短缺和环境污染问题日益严峻, 全球节能减排要求逐步严格, 政策不断收紧, 各国对于节能降耗技术的研究越来越重视。降膜换热作为新型节能降耗技术, 自20世纪70年代以来逐渐成为研究热点。相比于竖管降膜换热, 水平管降膜换热的传热系数提高2倍^[1], 并且具有气液分离迅速、传热温差小、液体充注量少、结构紧凑、传热效率高等特点。因此, 水平管降膜式换热设备广泛应用于海水淡化、石油化工、制冷空调、污水处理等领域^[2-10]。目前国内外诸多学者, 针对各自不同应用场景对水平降膜传热传质过程开展相关研究。

流体工质对水平管降膜传热性能的影响, 欧阳新萍等^[11]、李伟等^[12]、苏肖雅等^[13]、郭磊等^[14]对制冷剂在水平圆管外降膜传热进行大量实验研究。王天^[15]通过CFD模拟水平圆管外的LiBr溶液重力降膜换热过程, 指出喷淋密度和管径对于换热量有较大影响。吉鸽等^[16]研究水平圆管外LiBr溶液降膜流动液膜厚度, 指出管外壁静态接触角增加, 管外液膜成膜时间增加, 约120°。圆周向角的液膜最薄, 液膜流速最快。张强等^[17]研究NH₃-H₂O在光滑圆管外的水平降膜吸收传热过程, 得到最佳换热效果下的最大液膜体积流量。牟兴森等^[18]指出纯水和海水降膜传热系数存在较大差异。不同流体的物性参数不同, 因此水平降膜传热过程的影响机理需进一步研究。

热流密度对水平管降膜传热性能的影响, 欧阳新萍等^[11]指出, 随热流密度的增加水平圆管外的传热系数减小; 苏肖雅等^[13]、蒋淳等^[19]研究表明, 随热流密度增加, 水平圆管外的传热系数增大。导致上述结论不同的原因是欧阳新萍等^[11]研究过程中的流体喷淋密度较小, 随着热流密度的增加, 管外表

面产生“干斑”, 导致换热面积减小, 传热系数随之减小。李伟等^[12]、郭磊等^[14]认为, 随着热流密度增加, 圆管外的传热系数先增加后减小, 存在传热系数最高的临界热流密度。牟兴森^[18,20]、陈学等^[21]、沈胜强等^[22]、Zhao等^[23]研究表明, 随着热流密度增加, 管外壁面温度和液膜内外温差也随之增加, 水平圆管外的传热系数基本不变。

布液高度对水平管降膜传热性能的影响, 彭泰铭等^[24]、沈胜强等^[22]指出, 随着布液高度增大, 流体流动速度增大, 在管壁形成液膜变薄, 液膜扰动增加, 水平圆管外的传热系数增大, 但布液高度过大时, 流体撞击壁面冲量较大, 流体飞溅导致换热的液膜流量减少, 流体稳定均匀性变差, 水平圆管外的传热系数随之减少。因此, 存在最佳布液高度。

喷淋密度对水平管降膜传热性能的影响, 不同学者结论也存在分歧。一些学者^[12-22]指出, 随着喷淋密度的增加, 水平圆管管外的传热系数先增大后减小, 存在最佳喷淋密度。Zhao等^[23]、蒋淳等^[19]数值模拟结果表明, 随着喷淋密度的增加, 水平圆管管外的传热系数先急剧增加, 后缓慢增加并趋于平稳。Yan等^[25]、许莉等^[26]认为喷淋密度的增加, 水平圆管管外的传热系数不断增大。产生分歧的主要原因是不同学者研究中选用的喷淋密度范围不同, 导致传热系数的变化不一致。

蒸发温度对水平管降膜传热性能的影响, 针对不同流体工质, 学者们研究结论也不尽相同^[11-22]。主要原因蒸发温度导致流体介质物性参数如: 粘度、导热系数和热扩散系数等变化规律不同, 使得管外液膜厚度、液膜波动和流动速度的变化不同, 最终导致水平管外降膜的传热系数变化不一致。

现有文献的研究主要集中在流体工质、热流密度、喷淋密度、蒸发温度等参数对水平圆管的管外

降膜传热系数影响,迄今关于半椭圆管的实验研究很少。谭起滨等^[27]、彭泰铭等^[24]、罗林聪等^[28-31]研究表明,椭圆管、扁管、半椭圆管等非圆管,其水平降膜流动换热性能更好,特别是具有较好流型的半椭圆管,在降膜流动过程中,流体流动阻力更小,平均液膜厚度、热边界层更薄,传热性能更优。因此,研究不同条件下半椭圆管的水平管外降膜传热性能具有重要意义。

本文以水为流体质,采用铝合金材质的半椭圆异性传热管,研究不同热流密度、喷淋密度、布液高度和喷淋温度条件下,单根半椭圆管水平管外降膜传热系数的分布和变化规律,并与常用的圆管、椭圆管进行对比分析,为新型水平降膜换热器的设计研发和工程实际应用提供参考。

1 半椭圆管换热理论分析

水平管降膜换热过程中,换热管内流体介质的热量,以导热方式通过管壁传递到管外壁面,管外壁面与喷淋流体接触,热流密度较低时,热量以导热和对流换热的方式通过液膜传递。通过热阻分析发现,相比于管内换热热阻和管壁导热热阻,管外换热热阻对整个换热性能的影响最大^[32],因此,需着重提升管外换热性能。管外换热性能实际上取决于流体流动和传热边界层发展状态,而这两者的主要影响因素体现于换热管参数以及降膜运行参数。

根据 Chyu 等^[33]、牟兴森^[34]等建立的水平管降膜换热分区模型,可将半椭圆管沿着管截面划分为5个换热域区:冲击区、热力发展区、过渡发展区、充分发展区、尾部脱离区。管截面沿着圆周向角半椭圆管换热分区如图1所示。

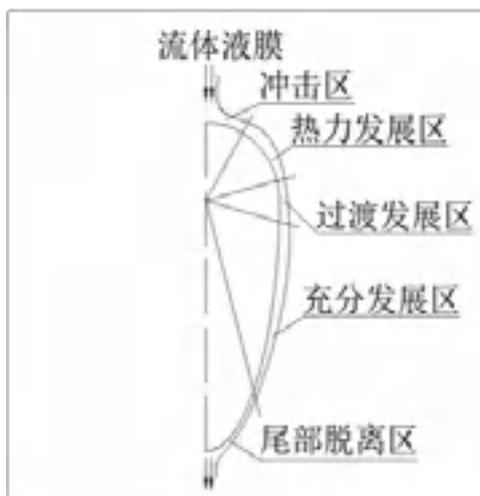


图1 沿着圆周向角的半椭圆管换热分区

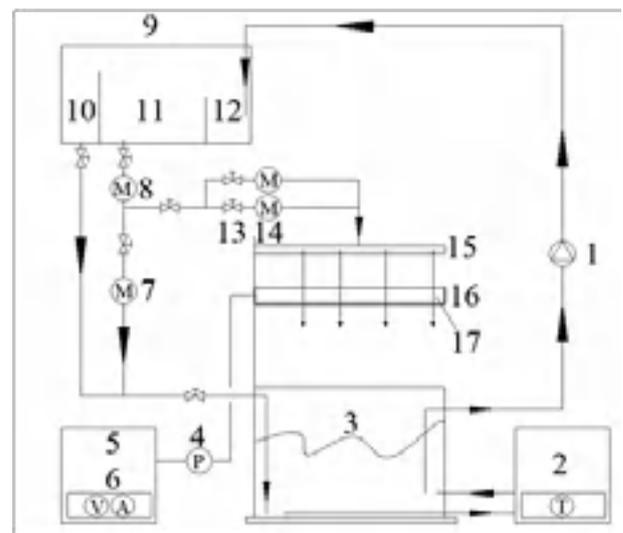
管顶端为冲击区,该区域面积较小,液膜温度最低,流速很高,换热强度最大;之后为热力发展区,流体液膜吸收管壁显热,从饱和状态逐渐趋于过热状态,液膜温度升高,热边界层厚度逐渐增加,液膜蒸发量很小;随后为过渡发展区,流体流动达到充分发展,而传热未达到充分发展;充分发展区,热边界层厚度达到液膜厚度,壁面传导的热量都用于界面的液膜蒸发;管低端为尾部脱离区,流体沿着管外壁面从两侧绕流从底部汇聚,液膜扰动加剧,液膜厚度增加。

2 试验装置及方法

2.1 试验装置

搭建水平降膜热性能测试装置。该装置包括:流体循环系统、电加热系统、降膜换热系统、数据采集系统。试验装置原理图如图2所示。

流体循环系统中,恒温槽为 THD-3006H 型,维持试验流体达到所需饱和温度,精度 ± 0.1 ;流体通过泵加压后进入高位箱,部分流体溢流后返回低位箱,其余流体经流量调节阀和喷淋流量计,涡轮流量计为 HZ06K 型,精度 0.2%,然后进入喷淋布液管将流体喷淋到降膜传热管表面,下落的流体进入低位箱。为减小试验误差,对箱体和管路进行保温处理。

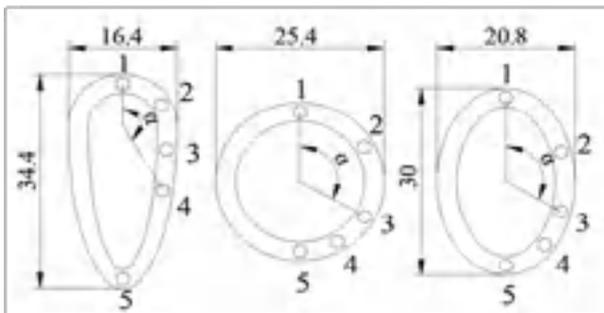


1—泵; 2—恒温槽; 3—低位箱; 4—功率计; 5—稳压电源; 6—调压器; 7—回液流量计; 8—供液流量计; 9—高位箱; 10—溢流仓; 11—恒压仓; 12—稳流仓; 13—流量调节阀; 14—喷淋流量计; 15—喷淋布液管; 16—降膜传热管; 17—电加热膜

图2 试验装置原理图

电加热系统中,电加热膜用尺寸 60×120 mm,紧贴管内壁面安装;通过调压器调节电加热膜的电加热功率,电功率计为YOKOGAWA WT230型,精度 $\pm(0.1\% \text{ 读数} + 0.1\% \text{ FS})$;

降膜换热系统中,喷淋布液管为圆管,材质为光敏树脂,外径为20 mm,壁厚为2 mm,管长为164 mm,管底端开孔为7个,孔径为1 mm,孔间距为20 mm;水平降膜传热管材质为6061铝合金,管型分别为圆管、椭圆管和半椭圆管,管长为150 mm,壁厚为3 mm,按照管截面外周长相等的原则设计,其中圆管外径为25.4 mm(常用6分管);椭圆管根据朱珣等^[35]研究结论设计,长短半轴比为1.5,外长轴为30 mm,外短轴为20.8 mm;半椭圆管依据罗林聪等^[28]研究结论设计,长短半轴比为3.2,外上半圆直径16.4 mm,外上半圆顶端与外下半圆低端间距34.4 mm。定义圆周角 α 为管截面上,分别以圆管圆心、椭圆管长短轴交点、半椭圆上半圆心为中心,沿顺时针方向管顶端与管壁面夹角。不同管型的水平降膜传热管结构如图3所示。



1— 0° ; 2— 60° ; 3— 120° ; 4— 150° ; 5— 180°

图3 水平降膜管实际尺寸图(单位为mm)

数据采集系统中,通过测量传热管壁面温度近似代替管外壁面温度。数据采集仪为Keithley 2701型,温度测量传感器为PT100型四线制铠装铂电阻,精度为 $\pm(0.15+0.002|t|)$,探针直径为2 mm,使用前经标定和修正。沿圆周角方向分别在 0° 、 60° 、 120° 、 150° 、 180° 位置管壁安装5测点;试验通过多次测量,采集工况稳定后数据,保证数据的准确性和合理性,采样周期为10 s,每组工况取100组数据的平均值,进行后续处理分析。

2.2 试验数据处理方法

(1) 热流密度

热流密度为单位时间内,管截面上管内通过管壁传递到管外的单位横截面积热量。用式(1)计算得到:

$$q = \frac{P}{S} \quad (1)$$

式中:

q ——热流密度, W/m^2 ;
 P ——加热功率, W ;
 S ——有效加热面积, m^2 。

(2) 喷淋密度

喷淋密度为单位长度上,管截面上单孔喷淋到管外壁面的流体质量流量,用式(2)计算得到:

$$\Gamma = \frac{\rho \cdot V}{d} \quad (2)$$

式中:

——喷淋密度, $kg/(m \cdot s)$;
 ——流体密度, kg/m^3 ;
 V ——喷淋流体总体积流量, m^3/s ;
 d ——喷淋孔直径, m 。

(3) 管外壁面传热系数

管外壁面传热系数为管截面上,传热壁面上某点局部传热强度,用式(3)计算得到:

$$h = \frac{q}{T_p - T_{sat}} \quad (3)$$

式中:

h ——管外壁面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
 T_p ——管外壁面温度, $^\circ C$;
 T_{sat} ——流体饱和蒸发温度, $^\circ C$ 。

(4) 管外壁面平均传热系数

管外壁面平均传热系数为管截面上,沿整个圆周向的传热强度,用式(4)计算得到:

$$h_a = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n h_i \quad (4)$$

式中:

h_a ——管外壁面平均传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

3 试验结果及分析

试验选取自来水为流体质工质,调节喷淋管流出的水温度 T 从20增加到40;调节布液高度 H 从15 mm增加到65 mm,布液高度是喷淋管低端到降膜管顶端的垂直高度;调节热流密度 q 从0增加到 $5582 W/m^2$;调节喷淋密度 Γ 从 $0.14 kg/(m \cdot s)$ 增加到 $4.16 kg/(m \cdot s)$;通过控制变量法,研究不同管型、热流密度、布液高度、喷淋密度、喷淋出水温度条件下,水平管外降膜传热系数的分布和变化规律。

3.1 热流密度对传热系数的影响

水平降膜流动的传热机理在不同热流密度下存在较大差异。热流密度较大时,管壁热量通过核态

沸腾传热传递, 传热系数主要由热流密度和液膜气化核心共同作用^[12]; 热流密度较小时, 管壁热量通过壁面与液膜单相对流换热、管壁面与液膜间导热、液膜气液交界面与外界气体对流换热共同完成, 传热系数主要由液膜厚度和流量共同决定。本文研究液膜未出现核态沸腾的较小热流密度条件下的半椭圆管降膜流动传热。

控制喷淋密度 $\rho = 0.55 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, 布液高度 $H=35 \text{ mm}$, 喷淋出水温度 $T=20$, 调节热流密度 q 从 $0 \text{ W}/\text{m}^2$ 增加到 $5582 \text{ W}/\text{m}^2$, 研究不同热流密度的半椭圆管管外壁面平均传热系数的变化情况。不同热流密度条件下管外壁面平均传热系数的变化如图 4 所示。

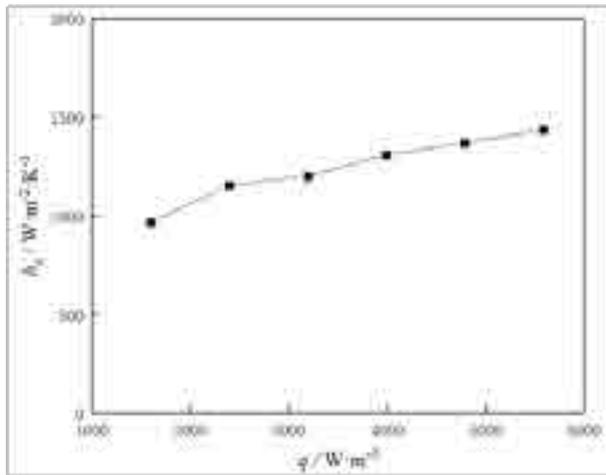


图 4 不同热流密度的管外壁面平均传热系数

由图可知, 在本实验热流密度 $0 \sim 5582 \text{ W}/\text{m}^2$ 范围内, 随着热流密度 q 增大, 管外壁面平均传热系数 h_a 不断增大。主要原因是随着热流密度的增加, 管外壁面温度增加, 液膜温度随之升高, 导致液膜粘度和表面张力降低, 导热系数升高, 进而流动加快, 液膜变薄, 热阻降低, 水膜内部波动加剧, 换热系数有所提高。由于该实验电加热膜功率有限, 较大 q 条件下 h_a 的变化规律需进一步研究。

3.2 布液高度对传热系数的影响

布液高度直接影响半椭圆管外流体撞击管外壁面和液膜流动速度, 并且对降膜蒸发器尺寸有直接影响, 应当保证在较高传热系数下, 尽可能取较小的布液高度, 这样有利于减小设备尺寸, 降低设备初投资。

控制喷淋密度 $\rho = 0.14 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, 喷淋出水温度 $T=20$, 热流密度 $q=5582 \text{ W}/\text{m}^2$, 研究布液高度对管外壁面平均传热系数的影响。布液高度对管外

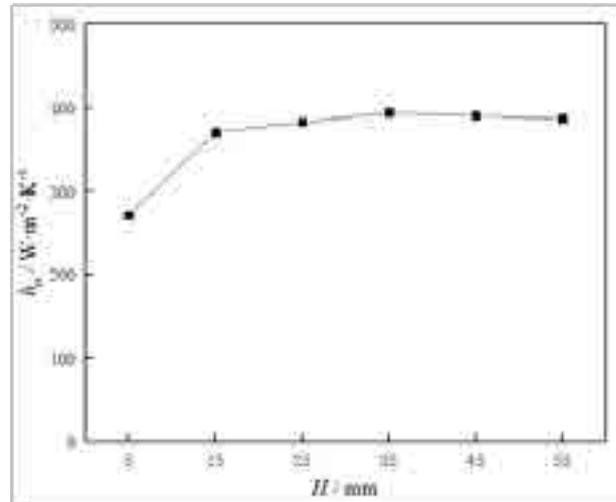


图 5 不同布液高度的管外壁面平均传热系数

壁面平均传热系数的影响如图 5 所示。

由图可知, 随着布液高度 H 增加, 管外壁面平均传热系数 h_a 呈现出先急剧增加, 然后趋于稳定, 之后略微减小的趋势。 $H=5 \text{ mm}$ 时, h_a 最低, $H=35 \text{ mm}$ 时, h_a 最高。相比于 $H=5 \text{ mm}$, $H=15 \text{ mm}$ 的 h_a 提高了约 36.1%, $H=35 \text{ mm}$ 的 h_a 提高了约 44.9%。因此, 半椭圆管的最佳布液高度宜控制在 $15 \sim 35 \text{ mm}$ 。

布液高度 H 主要影响喷淋流体撞击管壁的冲量, 进而影响液膜波动程度和流速, 导致管外壁面传热系数 h 变化。当 H 过小时, 布液器喷淋出的流体尚在生长阶段, 就已经接触到传热管外壁面, 流体撞击管壁的速度较小, 液膜波动很小, 流体流速很慢, 液膜厚度较厚, h 较低; 随着 H 的增加, 在重力作用下, 流体撞击管壁的速度增大, 液膜波动增大, 管壁面液膜流动变快, 液膜厚度也减小, h 随之增大; 但当 H 增加到一定程度时, 流体对管壁产生较大的冲击, 造成流体的飞溅量增大, 进而流经管外壁面传热的流体量减少, h 有所降低。因此, 存在最佳的 H , 使得 h 最大。

对比沈胜强等^[22]指出传热系数较高时, 圆管外降膜的绝对布液高度为 $15 \sim 25 \text{ mm}$, 可以发现, 半椭圆管最佳布液高度为 $15 \sim 35 \text{ mm}$, 与圆管的研究相比, 半椭圆管最佳布液高度下限相同, 但其上限范围略微大于圆管。主要原因可能是半椭圆管上半圆壁面曲率半径比圆管的小, 相同布液高度时, 流体撞击壁面后半椭圆管壁面液膜的法相速度较小, 液膜飞溅量较少。

3.3 喷淋密度对传热系数的影响

喷淋密度直接影响管外流体的流动速度和液膜

厚度,进而影响管外降膜流动的传热性能。控制喷淋出水温度 $T=20$,热流密度 $q=5582 \text{ W/m}^2$,布液高度 $H=35 \text{ mm}$,研究流体喷淋密度对管外壁面平均传热系数的影响。喷淋密度对管外壁面平均传热系数影响如图 6 所示。

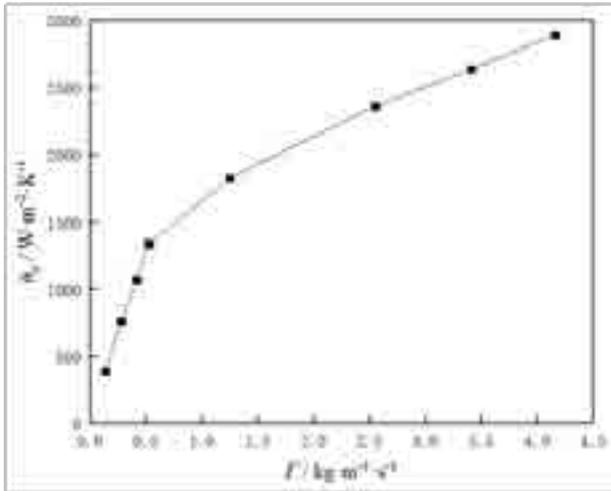


图 6 不同喷淋密度的管外壁面平均传热系数

由图可知,在实验喷淋密度范围内,随着喷淋密度增加,水平管外降膜平均传热系数 h_a 不断增大。当 Γ 从 $0.14 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 增加到 $0.53 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,单位 Γ 导致 h_a 变化率为 $2418 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。当 Γ 从 $0.53 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 增加到 $4.16 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,单位 Γ 导致 h_a 变化率为 $1552 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。说明 Γ 增加到一定程度时,单位喷淋密度导致传热系数变化率有所减小。

喷淋密度增加,流体流速随之提高,液膜扰动不断增加,同时液膜厚度也不断增加。因此,水平管外降膜流动传热系数 h 的变化取决于两者间相互作用。当喷淋密度较小时,液膜厚度较薄,流体流速的提升带来液膜扰动的增加,导致 h 提升占主导作用,因此 h 增加;由于液膜流动整体处于层流,增加对管外壁面的 h 提升相对有限,当 Γ 增加到一定程度,流体的液膜厚度增加,带来传热热阻的增加,导致 h 降低作用更加明显,因此 h 变化率有所降低。

3.4 喷淋温度对传热系数的影响

流体的喷淋出水温度直接影响流体介质的导热系数、流体粘度、表面张力等热物性参数,导致流体流速、液膜厚度、导热热阻变化,最终影响整体传热系数,对降膜式换热设备性能的影响至关重要。

控制喷淋密度 $\Gamma=0.55 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,热流密度 $q=5582 \text{ W/m}^2$,布液高度 $H=35 \text{ mm}$,研究流体喷淋出水温度对管外壁面平均传热系数的影响。喷淋出水

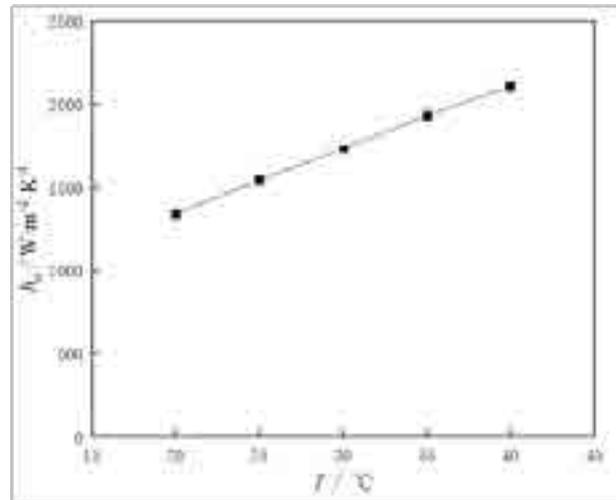


图 7 不同喷淋温度的管外壁面平均传热系数

温度对管外壁面平均传热系数的影响如图 7 所示。

由图可知,随着喷淋出水温度 T 的增加,水平管外降膜平均传热系数 h_a 不断增大。相比于 T 为 20 , T 为 25 、 30 、 35 、 40 的水平管外降膜平均传热系数 h_a 分别提高 15.5% 、 29.4% 、 44.4% 、 57.4% 。

主要原因有三点: 1) T 升高,水的粘度降低。温度从 20 升高到 40 ,水的粘度下降 34.8% ,使得水膜的流动加快,液膜厚度变薄, h 升高; 2) T 升高,水的导热系数增加。温度从 20 升高到 40 ,水的导热系数增加 5.1% ,降低导热热阻,提高 h ; 3) T 升高,水膜表面张力降低。温度从 20 升高到 40 ,水和空气界面的表面张力降低 4.4% ,加剧水膜内部波动, h 提高。

3.5 管型对传热系数的影响

由于不同学者进行水平管外降膜换热研究条件不尽相同,其结论难以与本文直接进行比较。为直观地对比圆管、椭圆管、半椭圆管三种不同管型的水平管外降膜换热性能的变化规律和差异,控制热流密度 $q=5582 \text{ W/m}^2$,喷淋密度 $\Gamma=0.14 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$,布液高度 $H=15 \text{ mm}$,喷淋出水温度 $T=20$,研究三种不同管型的水平管管外降膜流动的换热情况变化规律。不同管型沿着圆周向角的传热系数的变化情况如图 8 所示。

由图可知,沿着圆周向角从 $0^\circ \sim 180^\circ$ 增加,不同管型的管外壁面传热系数 h 均呈现出先减小然后略微增大的趋势,圆周向角 θ 为 0° 管外壁面传热系数最大, θ 为 150° 的管外壁面传热系数最小。不同管型在 θ 为 0° 管外壁面传热系数几乎一致,沿着 θ 从 $0^\circ \sim 150^\circ$ 增加,圆管的管外壁面传热系

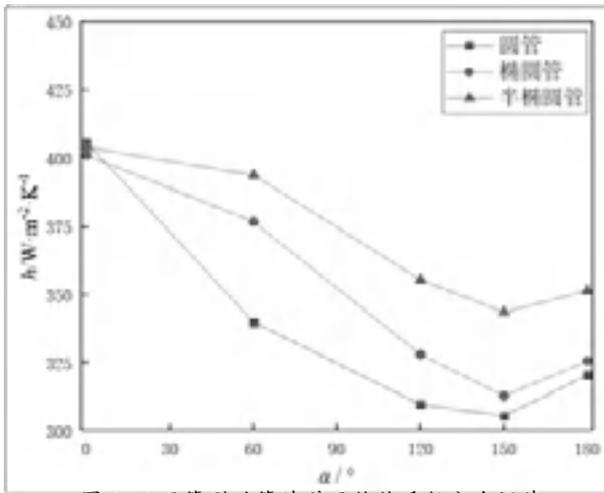


图8 不同管型的管外壁面传热系数分布规律

数降低量最大，椭圆管次之，半椭圆管最小，沿着从 $150^\circ \sim 180^\circ$ 增加，不同管型的管外壁面传热系数均略微增加。

主要原因是管壁面顶部的流体与壁面直接碰撞，液膜处于冲击区，沿着管外壁面不同管型的流体流动法相速度均最大，流体扰动最为剧烈，管外壁面传热系数 h 最大。随着液膜在管外壁面铺展，沿着管壁面的流体液膜法相速度逐渐减小，流体扰动逐渐趋于平缓， h 迅速减小。而在 180° 的管外壁面底部，管外壁面流体沿着管壁面从两侧绕流在底部汇聚，增加液膜的扰动， h 略微回升。在管外壁面周长相同情况下，上半周的壁面曲率半径半椭圆管最小，椭圆管次之，圆管最大，管上半部的管截面积也依次增大，虽然导致相同流量下的液膜半椭圆管最厚，椭圆管次之，圆管最薄，但是流体下落冲击区域和液膜流动速度半椭圆管最大，椭圆管次之，圆管最小，因此传热系数降低量半椭圆管最小，椭

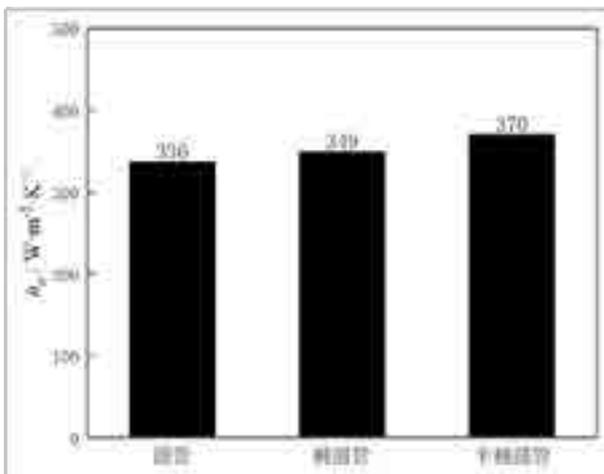


图9 不同管型的管外壁面平均传热系数

圆管次之，圆管最大；下半周的壁面曲率半径半椭圆管最小，椭圆管次之，圆管最大，管下半部的管截面积也依次减小，导致相同流量下的液膜半椭圆管最薄，椭圆管次之，圆管最厚，流体受到沿壁面切向的重力分力依次增加，液膜流动排液速度依次减小，因此，不同圆周向角 α 的管外壁面传热系数 h 呈现出半椭圆最高，椭圆管次之，圆管最低的趋势。不同管型的管外壁面平均传热系数的变化情况如图9所示。

由图可知，不同管型的管外壁面平均传热系数 h_a 呈现出圆管最小，椭圆管次之，半椭圆管最大的分布规律。相比于圆管，半椭圆管的 h_a 提高了10.1%；相比于椭圆管，半椭圆管的 h_a 提高了6.02%。说明水平降膜传热过程中，半椭圆管具有更高的传热效率。因此，半椭圆管对于降膜式换热设备的优化及节能减排具有研究意义。

4 结论

本文搭建水平降膜传热性能测试平台，以水为流体工质，研究了不同热流密度、喷淋密度、布液高度和喷淋温度条件下，单根水平半椭圆管的管外降膜传热系数分布和变化规律，并与相同管截面周长的圆管、椭圆管进行对比分析。在本实验条件范围内，得到以下研究结果：

(1) 在本实验热流密度 $0 \sim 5582 \text{ W/m}^2$ 范围内，随着热流密度 q 增大，半椭圆管水平管外壁面平均传热系数 h_a 不断增大。

(2) 在本实验布液高度 $5 \sim 55 \text{ mm}$ 范围内，随着布液高度 H 增加，半椭圆管水平管外降膜平均传热系数 h_a 先急剧增加，然后趋于稳定，之后略微减小。半椭圆管最佳绝对布液高度与圆管下限值相同，上限值略高。

(3) 在本实验喷淋密度 $0.14 \sim 4.16 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 范围内，随着喷淋密度增加，半椭圆管水平管外降膜平均传热系数 h_a 不断增大。当较小时，随着增加， h_a 显著增加；当增加到一定程度时，随着增加， h_a 增加速度变缓。

(4) 在本实验喷淋出水温度 $20 \sim 40$ 范围内，随着喷淋出水温度 T 增加，半椭圆管水平管外降膜平均传热系数 h_a 不断增大。

(5) 半椭圆管比椭圆管、圆管具有更高的水平管外降膜平均传热系数。相比于圆管，半椭圆管 h_a 提高10.1%；相比于椭圆管，半椭圆管 h_a 提高6.02%。

(6) 沿管截面圆周向角 α 增加，半椭圆管水平管外降膜传热系数 h_a 变化趋势，与椭圆管、圆管基本一致，先明显减小，最后略微增大。 $\alpha = 0^\circ$ 的 h_a 最大， $\alpha = 150^\circ$ 的 h_a 最小。

参考文献

- [1] 沈胜强, 梁刚涛, 龚路远, 等. 水平管降膜蒸发器传热系数空间分布[J]. 化工学报, 2011, 62(12): 3381-3385.
- [2] 侯昊, 毕勤成, 张晓兰. 海水淡化系统中水平管降膜蒸发器流动与传热特性数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(20): 81-87.
- [3] 王学会, 袁晓蓉, 吴美, 等. 制冷用水平降膜式蒸发器研究进展[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 19-29.
- [4] 丁兆勇, 宋薇, 尹水娥, 等. 几种蒸发浓缩渗沥液膜浓缩液的工艺对比分析[J]. 环境卫生工程, 2017, 25(6): 60-62.
- [5] 周晓凯, 解利昕, 徐世昌, 等. 海水酸化与药剂耦合蒸馏淡化阻垢工艺研究[J]. 化学工程, 2017, 45(5): 34-37.
- [6] 於磊, 李庆生. 金属废水用水平椭圆管降膜蒸发器液膜流动分析[J]. 工业安全与环保, 2017, 43(5): 33-37.
- [7] 王利, 苏秀平. 冷水机组用降膜式蒸发器研究进展综述[J]. 制冷与空调, 2014, 14(4): 94-102.
- [8] Zhao C Y, Ji W T, Jin P H, et al. Cross vapor stream effect on falling film evaporation in horizontal tube bundle using R134a[J]. Heat Transfer Engineering, 2018, 39(7-8): 724-737.
- [9] 肖小龙, 张华, 孙伟华, 等. 影响水平管和垂直管降膜蒸发器蒸发含盐污水过程中传热系数的因素分析[J]. 化学与生物工程, 2018, 35(11): 21-25.
- [10] 田华, 程彬, 马一太, 等. 制冷空调系统水平管降膜蒸发研究[J]. 制冷与空调, 2011, 11(4): 103-110.
- [11] 欧阳新萍, 邱雪松, 姜帆. 水平管外 R404A 降膜蒸发传热的实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(01): 77-81.
- [12] 李伟, 欧阳新萍, 刘冰翥. R245fa 在水平强化管外降膜蒸发换热特性的实验研究[J]. 制冷技术, 2017, 37(4): 24-28, 61.
- [13] 苏肖雅, 欧阳新萍. R410A/R404A/R407C 在 T 型翅内螺纹水平管外的降膜蒸发换热研究[J]. 热能动力工程, 2019, 34(02): 96-101.
- [14] 郭磊, 李敏霞, 马一太, 等. 制冷系统用新型水平管降膜蒸发[J]. 化工学报, 2013, 64(11): 3894-3902.
- [15] 王天. 不同管径水平管外 LiBr 溶液降膜流动与传热特性的数值模拟[J]. 制冷技术, 2018, 38(04): 71-75.
- [16] 吉鸽, 吴嘉峰, 陈亚平, 等. 溴化锂溶液在亲水水平圆管表面降膜流动的数值模拟[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2016, 46(4): 751-756.
- [17] 张强, 杨永平. 一种氨水水平降膜吸收传热模型[J]. 制冷学报, 2013, 34(01): 73-80.
- [18] 牟兴森, 刘晓华, 沈胜强, 等. 水平管降膜蒸发传热系数影响因素的实验研究[J]. 太阳能学报, 2014, 35(05): 830-834.
- [19] 蒋淳, 陈振乾. 水平管外降膜蒸发流动和传热特性数值模拟[J]. 化工学报, 2018, 69(10): 4224-4230.
- [20] 牟兴森, 杨勇, 沈胜强. 海水淡化中降膜蒸发过程的实验研究[J]. 热科学与技术, 2011, 10(04): 291-296.
- [21] 陈学, 刘晓华, 沈胜强, 等. 水平管外降膜蒸发传热实验研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(08): 1996-2001.
- [22] 沈胜强, 陈学, 牟兴森, 等. 管间距对水平管降膜蒸发流动形态和传热的影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2014, 35(12): 1492-1496.
- [23] Zhao C Y, Ji W T, He Y L, et al. A comprehensive numerical study on the subcooled falling film heat transfer on a horizontal smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 119: 259-270.
- [24] 彭泰铭, 周亚素, 胡昊, 等. 半椭圆管水平降膜液膜厚度图像数字化处理研究[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(9): 2040-2047.
- [25] Yan W M, Pan C W, Yang T F, et al. Experimental study on fluid flow and heat transfer characteristics of falling film over tube bundle[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 130: 9-24.
- [26] 许莉, 王世昌, 王宇新, 凌毅. 水平管外壁薄膜蒸发侧表面传热系数[J]. 化工学报, 2004, 55(01): 19-24.
- [27] 谭起滨, 蒋斌. 非圆管管外降膜流动和换热特性分析[J]. 制冷与空调, 2016, 16(12): 69-73.
- [28] 罗林聪, 潘继红, 田茂诚, 等. 管形对水平管降膜圆周膜厚和 Nusselt 数的影响[J]. 化工学报, 2013, 64(08): 2760-2768.
- [29] 罗林聪, 张冠敏, 田茂诚, 等. 异形管降膜传热与流动数值模拟研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(04): 710-714.
- [30] 罗林聪, 张冠敏, 潘继红, 等. 异形管束降膜流动流型及波长的分布规律[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(03): 636-640.
- [31] Luo L C, Zhang G M, Pan J H, et al. Influence of oval-shaped tube on falling film flow characteristics

on horizontal tube bundle[J]. Desalination and Water Treatment, 2015, 54(11):2939-2950.

[32] 邢磊. 真空条件下水平单管降膜蒸发液膜厚度及流场模拟研究 [D]. 上海: 东华大学, 2016.

[33] Chyu M C, Bergles A E. An Analytical and Experimental Study of Falling-Film Evaporation on

a Horizontal Tube[J]. Journal of Heat Transfer, 1987, 109(4):983-983.

[34] 牟兴森. 横管外降膜流动与蒸发传热研究 [D]. 辽宁: 大连理工大学, 2013.

[35] 朱珣. 闭式冷却塔中水平椭圆管传热传质性能研究 [D]. 上海: 东华大学, 2016.

天空辐射致冷的实验研究

徐 婷, 陶求华, 黄 宁, 杨静华, 鲁广龙, 王姝雨

(集美大学 机械与能源工程学院, 厦门 36102)

[摘 要] 本实验分析了辐射致冷的可行性, 为后续实验提供了有效的实验数据。首先, 根据热力学定律从理论上推导出致冷平衡温度, 分析了辐射致冷的可行性。其次, 搭建了辐射致冷装置, 在厦门一个晴朗无云的夜晚进行实验, 获得了最大致冷温差为 6.03 , 实测温度值与理论平衡温度值的最大差值为 1.45 , 因此辐射致冷作为一种不耗能或耗能少的被动式降温方式, 可实现建筑物在夏季夜间降温。

[关键词] 辐射致冷, 被动式降温, 理论分析, 实验测试

1 引言

能源是一个国家经济发展和保障国家安全的重要基础, 当前人类利用的能源主要是煤、石油、天然气等化石能源, 化石能源的储量有限且不可再生。而我国缺乏石油、天然气等优质能源, 对外依存度高; 可再生能源储量充沛, 但开发程度不高。其中, 建筑能耗总量呈现持续增长趋势, 从 2000 年的 2.88 亿吨标准煤, 增长到 2016 年的 8.99 亿吨标准煤, 增长了约 3 倍, 年均增长 7.37%^[1]。因此, 在进一步优化能源消费结构、提高能源利用效率、大力发展可持续能源技术的同时, 降低建筑能耗迫在眉睫。辐射致冷是将地表上物体的热能以 8 ~ 13 μm 电磁波的形式排放到温度接近绝对零度的外部太空, 从而实现自身冷却的辐射方式, 是一种不消耗能源的被动式降温^[2]。

本文首先分析了辐射致冷系统中辐射体与天空之间热量交换的计算方法, 求出了辐射体所能达到的致冷平衡温度, 从理论上验证了辐射致冷技术的可行性。其次, 从红外光谱的特征性出发, 采用红外光谱分析法, 选择了本实验的辐射致冷材料。为了使具有良好辐射光谱选择性的物质更好地呈现出选择性, 本文采用了红外辐射涂料法来制备辐射致冷体。为阻止外界热量进入致冷装置, 在致冷空间周围加上绝热保温材料, 在上方加“透明”盖板。通过在晴朗的夜晚进行实验, 得出致冷空间与环境的最大温差为 6.03 。

2 辐射致冷的理论分析

根据热力学原理, 存在温差的两个物体, 能以辐射的形式进行热交换, 最终使两物体的温度趋于相等。地球大气层外的宇宙空间的温度接近 0K, 高层大气的当量黑体温度也远低于地球地面温度, 这是个天然的巨大冷源。把地面上不需要的热量以电磁波的形式向宇宙空间排放, 可以在不耗能或少耗能的前提下达到致冷的目的。

如果把辐射体放在地面上, 将通过太阳散射、与周围空气的导热和对流、大气辐射三种方式获得热量。夜间时, 可以忽略太阳散射; 在致冷空间周围加绝热保温材料可以阻止外界热量的传入, 在其顶部加上“透明”盖板可以防止空气对流带入热量。因此, 在整个辐射致冷系统中只需考虑辐射致冷体与天空之间的热量交换。辐射体热量交换示意图如图 1 所示。

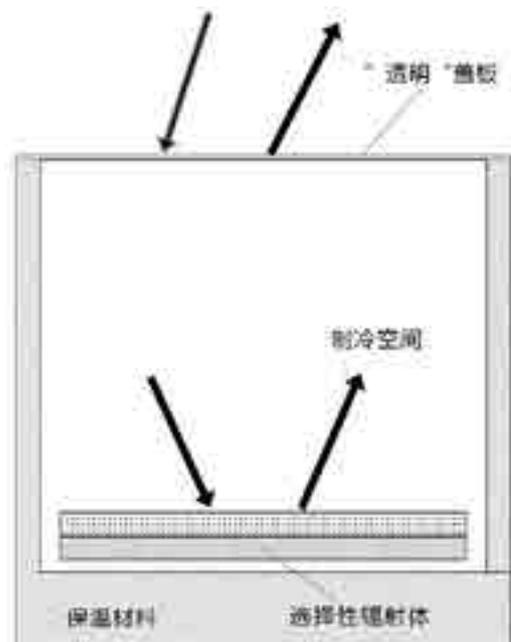


图 1 辐射致冷模型图

热平衡状态下, 辐射体的自身辐射的能量等于辐射体吸收的“透明”盖板发射的热量与大气的辐射热量之和, 能量平衡方程^[3]为:

$$Q_r = \alpha_r Q_c \varphi + \alpha_r' E_a \varphi' \quad (1)$$

式中

r——辐射体;

a——大气;

c ——“透明”盖板；

α_r ——辐射体的吸收率；

φ ——辐射体对“透明”盖板的角系数，可以认为辐射体与“透明”盖板是很接近的两块“无限大平板”，它们之间的角系数为1；

φ' ——接受辐射的表面天空的角系数，对于屋顶平面可取为1，对于垂直壁面可取为0.5；

α_r' ——由“透明”盖板和辐射体组成的系统中，辐射体对来自天空的大气层辐射的有效吸收率，也即考虑了进入系统的辐射经“透明”盖板和辐射体的无穷次透射、反射和吸收后，辐射体的净吸收率。

α_r' 的表达式为：

$$\alpha_r' = \frac{\alpha_r \tau_c}{1 - \rho_c \rho_r} \quad (2)$$

式中

ρ_r ——辐射体的反射率；

ρ_c ——“透明”盖板的吸收率；

τ_c ——“透明”盖板透过率；

Q_r ——辐射体的辐射量， W/m^2 。

$$Q_r = \varepsilon_r \sigma T_r^4 \quad (3)$$

式中

ε_r ——辐射体在 $8\sim 13\mu m$ 波段内的发射率；

σ ——黑体辐射常数，

$$5.67 \times 10^{-8} W \cdot (m^2 \cdot K^4) ;$$

T_r ——辐射体的表面温度， K ；

Q_c ——“透明盖板”的辐射量， W/m^2 ；

$$Q_c = \varepsilon_c \sigma T_c^4 \quad (4)$$

式中

ε_c ——“透明盖板”的发射率，在热平衡状态下 $\varepsilon_c = \alpha_c$ 。由于透明盖板的反射率很低，可以近似忽略，所以 $\varepsilon_c = 1 - \tau_c$

τ_c ——“透明盖板”的透射率；

T_c ——“透明盖板”的温度，近似等于环境温度；

E_a ——大气的长波辐射强度， W/m^2 ；

$$E_a = C_b \cdot \left(\frac{T_s}{100}\right)^4 \varphi \quad (5)$$

C_b ——黑体的辐射常数， $5.67 \times W \cdot (m^2 \cdot K^4)$ ；

T_s ——天空当量温度， K 可借助天空当量辐射率 ε_s 求得：

$$\varepsilon_s = \left(\frac{T_s}{T_a}\right)^4 \quad (6)$$

式中

T_a ——室外空气干球温度， K

一般采用 Brunt 方程式计算晴空当量辐射率：

$$\varepsilon_s = 0.51 + 0.076 \sqrt{e_a} \quad (7)$$

式中

e_a ——空气中的水蒸气分压力，单位为 mmHg。

大气长波辐射计算式可改写为：

$$E_a = C_b \cdot \left(\frac{T_a}{100}\right)^4 (0.51 + 0.076 \sqrt{e_a}) \quad (8)$$

天空当量温度为：

$$T_s = \sqrt[4]{0.51 + 0.076 \sqrt{e_a}} \cdot T_a \quad (9)$$

将式(3)(4)(8)代入(1)，可求出晴天时辐射体所能达到的致冷平衡温度 T_r 。

3 实验搭建

辐射致冷装置(如图1所示)由“透明”盖板、保温材料、选择性辐射致冷体组成，并共同构成致冷空间。根据物质的辐射特性，本实验选择厚度 0.03 mm 的低密度聚乙烯薄膜作为“透明”盖板材料，选择聚苯乙烯泡沫板作为四周的绝热保温材料。将 80 g BaSO_4 和含有高浓度醇酸树脂的醇酸磁漆按照质量比 $1:1$ 复合制成红外辐射涂料，加入 30% 醇酸磁漆稀释剂后均匀涂刷在高抛光、反射性能良好的铝板基材上。

致冷装置尺寸： $520\text{ mm} \times 520\text{ mm} \times 190\text{ mm}$ ，致冷空间尺寸： $500\text{ mm} \times 500\text{ mm} \times 110\text{ mm}$ ，铝板尺寸： $400\text{ mm} \times 400\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ ，四周聚苯乙烯泡沫板厚度为 10 mm ，底部厚度为 80 mm 。

实验器材：

- 1) 联仪 SH-XL 多路温度测试仪；
- 2) K 型热电偶，温度范围： $-100 \sim 1370$ ，精度 $\pm 0.5 \sim \pm 0.6$ ；
- 3) HygroClip 2-S 探头，湿度范围： $0 \sim 100\%RH$ ，温度范围： $-40 \sim +60$ ，测量精度 $\pm 1\%RH$ (23 时) ± 0.3 ；
- 4) 计算机终端。

致冷装置内部和环境温度测点布置如图2所示。

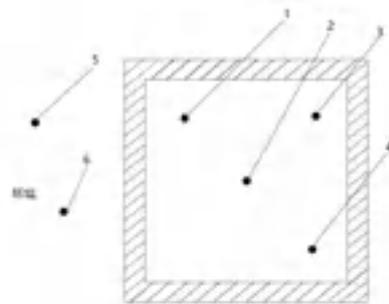


图2 辐射致冷装置中温度测点分布



图3 实验设备连接图

将辐射体均匀放置在致冷装置中间，按图2所示布置K型热电偶，所有热电偶统一外接联仪SH-XL多路温度测试仪及计算机终端，实现温度的自动实时测量与显示记录。于2019年4月17日19:10~22:10进行实验，每隔10分钟记录一次数据。

4 实验数据处理及结果分析

4.1 实验数据处理

本实验实际有效数据记录的开始时间为2019年4月17日19:10，取致冷空间内的四个测点温度的平均值作为致冷空间的温度，环境温度则采用环境中两个测点温度的平均值。硫酸钡铝板温度、致冷空间温度、气温及地面温度随时间变化情况如图4所示。

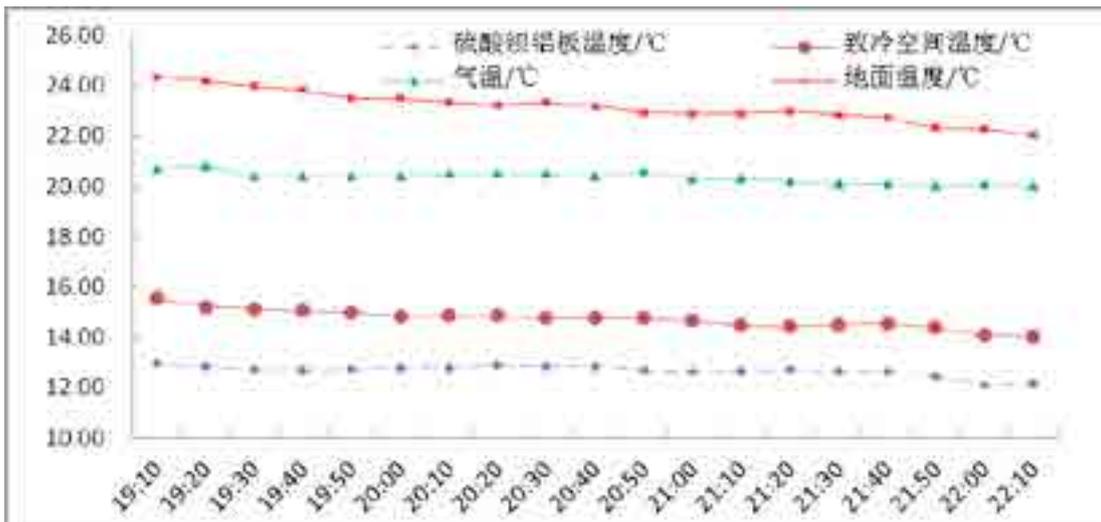


图4 各部分温度随时间变化折线图



图5 致冷温差随时间变化

计算得出各个时刻致冷空间温度与气温之差，即致冷温差，绘制成折线图如图 5 所示。

从图 5 中可以看出，本实验中的辐射致冷空间与环境存在致冷温差，且随着时间的变化，致冷温差呈上升趋势，最大致冷温差为 6.03 ，出现在 22 : 00。

4.2 实验结果分析

本实验在测量过程中通过中国天气网^[4]、气象台实时天气预报^[5]以及 HygroClip 2-S 探头测量并记录了厦门在 2019 年 4 月 17 日 19 : 10—22:10 相对湿度、干球温度、云量、风速的实时数值，测量间隔为 10min。具体数值如表 1 所示。

表 1 相对湿度、干球温度、云量、风速的实时数值

时间	相对湿度 ψ (%rh)	干球温度 t (°C)	云量 (%)	风速 (km/h)
19:10	68.8	20.7	0	14
19:20	68.2	20.8	0	14
19:30	67.5	20.4	0	14
19:40	66.0	20.4	0	14
19:50	64.7	20.4	0	14
20:00	66.1	20.4	0	14
20:10	63.3	20.5	0	11
20:20	64.2	20.5	0	11
20:30	65.7	20.5	0	11
20:40	66.0	20.4	0	11
20:50	64.0	20.6	0	11
21:00	65.2	20.3	0	11
21:10	66.6	20.3	0	11
21:20	67.6	20.2	0	11
21:30	67.7	20.1	0	11
21:40	68.2	20.1	0	11
21:50	68.8	20.0	0	11
22:00	68.7	20.1	0	11
22:10	68.5	20.0	0	11

根据第二节辐射致冷的理论分析中的计算方法，可求得辐射体在热平衡状态下所能达到的平衡温度，

绘制计算求得的平衡温度与硫酸钡铝板实测温度随时间的变化，如图 6 所示。

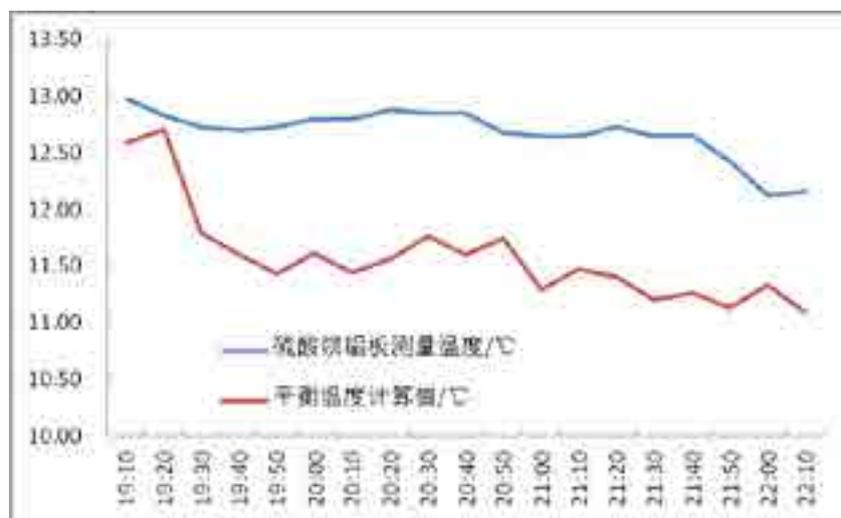


图 6 辐射体平衡温度计算值与实测值随时间变化折线图

由图6可以看出,硫酸钡铝板实测温度值与计算求得的平衡温度值随时间变化趋势相似,随着时间的增加,辐射体的温度呈现降低趋势。但硫酸钡铝板实测温度值比计算求得的平衡温度值普遍较高,两者的最大差值为1.45,出现在21:30。分析出现差值的原因:

1) 辐射体由硫酸钡、醇酸磁漆、铝板组成,但是实际硫酸钡的发射率比计算值更低,计算过程未考虑醇酸磁漆等因素导致的辐射性能的削弱;

2) 实验装置所用的聚苯乙烯泡沫板厚度较薄,保温性能不够好;同时实验装置的密封性较差,外界热量对致冷空间有影响。

5 结论

本实验从理论和实验方面验证了辐射致冷的可行性,利用聚乙烯薄膜、聚苯乙烯泡沫板、硫酸钡与醇酸磁漆复合涂料搭建了辐射致冷实验装置,在厦门一个晴朗无云的夜晚进行了实验测定,得出了辐射致冷空间与环境的最大致冷温差为6.03,硫酸钡铝板实测温度值与计算求得的平衡温度值的最大差值为1.45。由于计算代入的硫酸钡发射率比

实际值高、实验装置保温性及密封性较低等因素,辐射体实际温度比理论计算值更高。若进一步提高保温材料的密封性以及BaSO₄在复合辐射材料中的含量等,有望得到更大的致冷温差。实验结果表明本实验制备的辐射致冷体具有一定的致冷效果,进一步证明了利用辐射致冷原理降低空调能耗的可行性,同时为后续的研究提供了有效的实验参考数据。

本文受“国家自然科学基金资助项目(51508225)”,“福建省自然科学基金项目(2018J01486)”,“福建省教育厅资助项目(B16162, B18221)”资助,在此感谢。

参考文献

- [1] 2018 中国建筑能耗研究报告 [J]. 建筑, 2019 (2)
- [2] 葛新石, 孙孝兰. 辐射致冷及辐射体的光谱选择性对致冷效果的影响 [J]. 太阳能学报, 1982, 3(2)
- [3] 李英. 复合材料辐射致冷的实验研究 [D]. 青岛: 青岛理工大学, 2009
- [4] <http://www.weather.com.cn/weather/101230201.shtml>
- [5] <https://www.ventusky.com/zh/xiamen>

双热源三联供系统运行远程监控原理与实现关键技术研究

杨前明, 霍 达, 王小琬

(山东科技大学机械电子工程学院, 青岛 266590)

[摘要] 针对多能源系统综合高效利用问题, 结合能源廉价优先使用原则, 提出了采用 GRM500 作为无线通讯模块的系统远程监控实现方案。利用虚拟串口和 OPC 通信技术, 将现场的温度、液位等系统运行数据通过 GPRS、局域网或以太网传递到远程监控终端, 实现以“PLC+智能终端”为控制核心的系统运行状态无线远程监控。该系统能很好地满足用户借助网页、手机 APP 和可视化组态软件对系统进行实时监控操作功能要求, 提高了系统运行人机交互能力和能源管理水平。该系统监控技术方案为多能源系统的能源合理利用及类似技术问题提供了参考。

[关键词] 能源廉价优先; 虚拟串口技术; OPC 通信技术; 远程监控

0 引言

太阳能集热、空气能热泵、余热回收构成的多热源系统是近年来建筑采暖热与热水工程的发展趋势, 在京津冀地区的“煤改电”工程中得到普遍应用。能源工程远程监控近年来在建筑物供暖及热水工程中获得普遍应用^[1-5]。能源运行系统远程监控是指以工业计算机为核心, 利用电子检测传感器对能源工程运行中有关参数进行检测、运算, 依据系统设计的运行原则, 通过互联网、以太网、4G 网络等实现系统过程控制系统的信息采集、状态监测、远程监

控和维护^[6-8]。针对多热源三联供系统, 本文给出了基于能源廉价优先原则实现系统远程监控的原理与实现方法。

1 多热源三联供系统

1.1 组成及工作原理

图 1 所示为多热源三联供系统示意图, 系统主要由太阳能集热系统、空气源热泵系统和控制系统组成; 太阳能集热器与空气源热泵作为双热源耦合在一起, 为用户提供夏季制冷、冬季采暖以及全年热水供应。

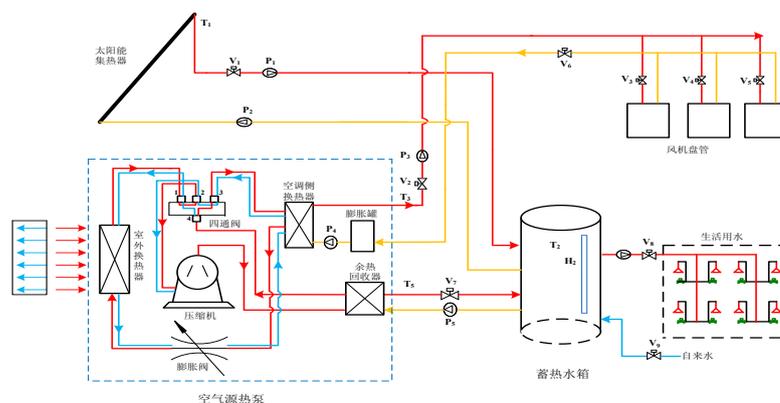


图 1 多热源三联供工作原理图

1.2 系统运行模式

多热源三联供系统在全年内共有采暖、制冷、热水、采暖+热水, 制冷+热水 5 种运行模式。制冷模式由热泵子系统独立完成, 采暖和热水模式由太阳能集热系统和热泵联合供给完成, 制冷和热水模式中热水负荷由热泵制冷剂一次冷凝热提供。单一

热水模式下, 多热源三联供系统又分为太阳能制热水、空气源热泵制热水和太阳能—空气源热泵制热水 3 种运行模式:

- 1) 太阳能制热水模式: 当太阳光照强度充足时, 只启动太阳能集热模块, 满足热水负荷。
- 2) 热泵制热水模式: 阴雨天气候时, 开启热泵

制热水模块，直接加热蓄热水箱中的热水。

3) 太阳能—热泵制热水模式：当光照强度较弱，太阳能不足以满足全部热水负荷时，太阳能集热加热贮热水箱中的水作为低温水源，提高热泵侧水的初始温度。

1.3 能源廉价优先原则

能源廉价优先原则是指在多热源组成的联合供热系统中，系统根据各组成热源能量的经济性，优先使用廉价能源，合理配置各组成能源的占比，满足系统总体供热负荷要求^[9-11]。实现能源廉价优先原则的基本手段是以系统运行参数检测自动化为基础，以能源廉价优先使用原则为导向，能源类别自动切换与组合、快速、经济满足系统热负荷需求。

1.4 能源调度流程与策略

1) 能源调度

图2给出了多热源三联供系统运行流程原理示意图。图中参数说明： T_U - 用水设定时间， T_1 - 水箱检测温度， T_{HP} - 热泵加热热水所需时间， T_{s1} - 热泵加热最佳经济启动时间， T_{s2} - 校正后热泵启动时间(基于当前水温和太阳能集热效率决定)， T_d - 太阳能集热与热泵同时工作时，热泵最晚启动时间。

图2运行流程中，能源管理过程中主要调节步骤说明如下。



图2 系统能源调度流程图

(1) 首先根据用户设定的用水时间，以及水箱当前温度 T_1 估算到达用水时间，热泵加热的最佳经济启动时间 T_{s1} 、集热器循环和热泵双热源同时工作最佳热泵启动时间 T_d ；

(2) 比较当前时间是否到达热泵加热最佳经济启动时间 T_{s1} ，当到达 T_{s1} 时间，系统判别是否到达 T_d ，这里流程软件运行的思想实质是保证在设定时刻，系统向用户供热水的前提下，尽可能最大限度优先使用太阳能热循环热能，使系统获得最佳经济性。

(3) 如果未到达 T_{s1} ，则同样检测是否进行温差循环。未进行温差循环时，直接启动 HP；进行温差循环，则在到达 T_{s1} 时刻后，重新检测水箱温度 T_1 ，根据水箱温度重新校正计算热泵启动时间 T_{s2} ，并在 T_{s2} 时刻启动 HP 进行系统补热，在供水时刻使水温满足使用要求。流程软件运行的思想实质与前面相同。

2) 能源调度经济思想

假设热系统以太阳能集热、热泵供热为主，兼顾极寒天气条件下采用电辅助加热方式，联合满足热系统热负荷需求。其能源经济性指标分别用 ES、EHP 和 EE 表示，且有 $ES > EHP > EE$ ，即三种能源中，太阳能集热最廉价，热泵供热次之，电辅助加热最贵。

假设热系统在冬季极寒工况下热负荷需求总量为 Q ，根据能源廉价优先使用原则，在满足系统要求的供热时间内，三种能源的使用顺序应该是太阳能、热泵和电辅助加热。且有 $Q = Q_s + Q_{HP} + Q_E$ ，式中 Q_s 、 Q_{HP} 、 Q_E 分别是三种能源提供的单项热负荷。

能源调度的管理思想是合理经济使用组成热系统的各类能源，按照能源廉价优先使用原则，根据系统总体热负荷需求，按照太阳能集热、热泵和电辅助加热三种能源能源调度策略，通过计算机自动切换或组合使用组成能源；

3) 控制策略

为实现图2所示能源调度流程，组成双热源三联供系统的各主要子程序控制策略设计如表2所示。

(1) 热泵循环 当 t 处于用热水时段 $[t3, t4]$ 时，若水箱温度低于设定值 T_{set1} 时，热泵循环启动；当 t 处于非用水时间段时，根据系统是否进行温差循环以及水箱温度 T_1 ，判定 HP 启动时间，若未进行温差循环则 t_5 时刻启动 HP，若进行了温差循环，则 t_6 时刻启动 HP。

(2) 集热循环 当集热器出水口温度 T_3 与水箱温度 T_1 之差大于集热循环设定启动温度 ΔT_{P2on} 时，集热循环启动；当二者温差小于集热循环设定的停止温度 ΔT_{P2off} 时集热循环停止。

表 2 子程序控制策略表

子程序	热泵循环	集热循环	自动补水
运行条件	$t \in [t_3, t_4]$, 且 $T_1 < T_{set1}$, P_5 启动; $t \notin [t_3, t_4]$, 若未进行温差循环, t_5 时刻, P_5 启动; 若进行了温差循环, t_6 时刻, P_5 开启;	$T_3 - T_1 \geq \Delta T_{P2on}$, P_1, P_2 启动; $T_3 - T_1 \leq \Delta T_{P2off}$, P_1, P_2 关闭;	$H_1 < H_{set1}$, V_9 启动; $H_1 \geq H_{set2}$, V_9 关闭;
执行元件	P_5	P_1, P_2	V_9
控制流程			
符号说明	T_1 —水箱实际温度; T_2 —环境温度; T_3 —集热器出口水温; T_{set1} —热泵启动温度; T_{set2} —热泵停止温度; T_{set3} —热泵补热启动温度; ΔT_{P2on} 、 ΔT_{P2off} —水泵 P_2 启动与停止设定温差; ΔT_{P4on} 、 ΔT_{P4off} —热泵启动与停止设定温差; H_1 —集热水箱实际液位; H_{set1} —补水泵启动设置液位; H_{set2} —补水泵停止设置液位; H_{min} 、 H_{max} —蓄热水箱最低、最高补水液位, 即水泵 P_3 启动与停止设定液位; t_1 与 t_2 —设定蓄热水箱自动上水时间; t_3 与 t_4 —设定热水供应开始与终止时刻; t_5 —仅热泵加热时, 启动 HP 时间; t_6 —双热源同时加热时启动 HP 时间。		

(3) 自动补水 当水箱液位 H_1 低于补水泵启动设置液位 H_{set1} 时, 补水阀 V_9 启动; 当水箱液位 H_1 大于或等于补水泵停止设置液位 H_{set2} 时, 补水阀 V_9 关闭。

2 系统硬件结构

2.1 硬件结构设计

图 3 给出了远程监控系统硬件结构示意图, 主要由远程监控端、现场控制器以及终端设备构成。

1) 现场控制设备 现场控制设备包括可编程控制器 PLC、AD 模块、PT 模块等, 接受终端设备如前端传感器 (液位、温度等) 传来的信号, 通过分析运算反馈到其他终端设备如阀门执行器 (循环泵、补水电磁阀、电气执行元件) 并控制执行器执行相



图 3 远程监控系统结构图

应的动作。

2) 远程监控端 远程监控端通过组态软件或 GRM 通讯模块内置网页监控或移动设备 APP 对系统实时运行状况时监测与分析管理,提高了系统人机交互能力和技术文档管理水平。

3) 通信 图 3 中 GRM500 通过 RS485 串口与 PLC 接通,将 PLC 中的实时数据通过 GPRS 或无线网络等途径传输到远端的监控端,并根据参数变化及时修改数据,控制热水系统的运行状态,达到远程监控目的。用户可根据需要进行网页监控、组态监控、手机 APP 监控、手机短信监控;实际系统运行过程中,用户可根据需要对 PLC 中的梯形图程序进行远程修改。

2.2 硬件选型

主要硬件选择 DVP 32ES211T, DVP04AD-E2, DVP04PT-E2 作为控制器与转换模块,系统 I/O 分配如表 2 所示。

表 2 系统 I/O 及模块地址分配

开关量输入输出分配 (I/O 分配)			
输入		输出	
I	开关或模式	O	执行端
X0	手动	Y0	手动模式启动
X1	自动	Y1	自动模式启动
X2	手动热泵	Y2	热泵启动
X3	热泵循环	Y4	集热循环
X4	集热循环泵	Y5	补水
X5	补水阀	Y6	热泵循环
X6	风机	Y10	制冷模式
X10	制热模式	Y12	采暖模式
X11	制冷模式	Y13	用水

3 系统软件设计

3.1 软件设计及功能

监控系统软件设计主要包括 PLC 远程调控、系统可视化监控与网页及手机 APP 监控三类软件。

1) 对 PLC 控制程序的远程调控 PLC 项目完工后,根据客户不同需求,控制策略或需进行改变,为方便对程序的更改及维护,需要完成远程上位机编程软件 WPLSoft 对 PLC 的远程通讯,以便达到远程调试 PLC 梯形图、维护程序的目的。

2) 系统可视化监控 为直观显示系统运行状况的实时监测以及对系统参数的分析管理,以实现遵循能源廉价优先原则对系统能源进行合理调度分配,需要建立以组态软件为平台的可视化远程监控系统,对系统运行状况进行实时监控,达到提高人机交互程度和文档管理水平的目的。

3) 网页及手机 APP 监控

为提高系统管理人员或系统用户对系统的可操作性,方便随时随地了解系统运行状况,还需建立基于网页监控和移动端 APP 的监控手段,既满足监控目的同时又可使用户根据需要提前控制系统启动,使系统更加便捷化、人性化。

3.2 关键技术

通讯是实现远程监控的关键,为完成 PLC 程序的远程调试,需建立无线通讯模块 GRM500 和 PLC 的通讯、模块和上位机的通讯等。其中模块和上位机的通讯包括:模块和 PLC 编程软件的通讯,模块和组态软件的通讯,应用到的技术有虚拟串口技术以及 OPC(Object Linking and Embedding(OLE) for Process Control) 通讯技术。

1) 虚拟串口技术 串口是应用非常普遍的设备通信接口,但其受通信电缆的限制,仅适用于本地短距离通讯,因此受到了很大的限制,为了实现跨网、跨地区的长距离通讯,虚拟串口技术^[12]可以很好地解决该问题,实现这一功能的产品称之为串口服务器。它具备串口转网络功能,能够将 RS-232/485/422 串口转换成 TCP/IP 网络接口,实现 RS-232/485/422 串口与 TCP/IP 网络接口的数据双向透明传输。使得串口设备能够立即具备 TCP/IP 网络接口功能,连接网络进行数据通信,极大的扩展串口设备的通信距离,通过虚拟串口的建立完成了上位机对 PLC 内程序的读取和写入以及运行监控功能。

2) OPC 通讯技术 OPC 通讯技术是一种联通硬件与远程监控中心软件之间的标准接口协议,监控中心的组态软件与 OPC 服务器连接必须通过 OPC 接口^{[13][14]}。GRM500 无线通讯模块把 PLC 传输来的数据打包为数据包格式,再通过 4G 网络或以太网将数据包发送到服务器,服务器将数据把数据转发到 OPC 服务器,OPC 服务器通过 Grm Opc Server 将传送上来的数据作为变量组提供给世纪星组态软件^[15]。

3.3 软件设计

1) PLC 程序远程调试

安装 GRM500 模块自带的 GVCOM3 软件和虚拟串口,在计算机设备管理器端口子菜单下,出现 com0com 的虚拟串口,表示驱动已经安装成功。运行 GVCOM3 软件,新建模块,输入 GRM500 的序列号以及密码,点击运行即可建立 PLC 程序的无线通讯通道,完成上位机与 PLC 之间的无线通讯。

完成通道安装后,需对无线通讯模块与 PLC 的连接进行配置。将 PLC 的 485 口与模块的 COM 口相连,对编程软件进行通讯设置。

编译程序向导配置：在编写的程序开头加入通讯程序向导，选择只产生格式或在程序开头加入图4的梯形图程序，即可对 PLC 进行远程梯形图的监控与调试。



图 4 梯形图通讯格式设定程序

2) 组态可视化软件

利用世纪星组态软件作为可视化监控平台，建立系统变量，并对变量进行定义，将画面与定义的变量用动画连接关联起来。对于特定的事件编写命令语言，在满足条件的情况下执行相应的操作，并将无线通讯模块 GRM500 开发软件中建立的变量下载到 OPC 服务器中，通过 GRM OPC 服务器与 PLC 中的变量建立互为映像的关系。采用以太网或 GPRS 作为传输媒介，即可实时显示系统运行参数和对系统进行过程控制。图 5 所示为开发的组态监控画面。



图 5 组态监控界面

3) 网页及手机 APP 监控

使用无线通讯模块 GRM500 的工程配置软件 GRMDev3 完成 GRM500 的工程开发和下载，如配置需要远程监控的变量，及对应的 PLC 寄存器地址。需要在网页上监控的变量，需勾选网络读写属性，

并配置 WEB 扩展属性。将配置好的变量通过网线或云端下载到 GRM500 通讯模块内，使用手机网页浏览器或者电脑网页浏览器打开巨控云监控的网址，输入模块的账号及密码即可查看或修改 GRM500 里面全部的变量。将要控制的变量分为：系统参数、控制变量、状态显示、实时数据表、温度曲线图、液位曲线图六栏，网页监控主要画面如图 6 所示。

ID	名称	数值
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20

图 6a 控制量界面显示

ID	名称	实时值	单位	报警
1	...	44.8	°C	...
2	...	44.1	°C	...
3	...	43.8	°C	...
4	...	43.7	°C	...
5	...	43.5	°C	...
6	...	43.4	°C	...
7	...	43.3	°C	...
8	...	43.2	°C	...
9	...	43.1	°C	...
10	...	43.0	°C	...

图 6b 实时数据界面显示

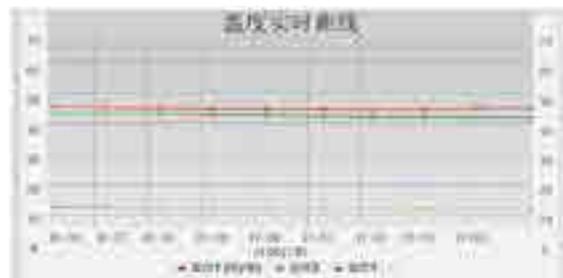


图 6c 温度曲线图



图 6d 液位曲线图

为方便监控人员或用户对系统监控更加便捷,使用巨控科技开发的针对无线通讯模块 GRM500 的移动终端 APP 对系统进行监控。进行账号密码登录后,可一步登录监控界面,方便快捷,可通过远程移动终端对系统所涉及的开关量、模拟量以及各个参数进行远程控制,监控界面如同网页监控相同,手机 APP 监控软件界面如图 7 所示。



图 7a 监控软件登录界面

序号	变量名称	变量值
1	手动开关	0
2	自动开关	0
3	热泵手动启动	0
4	热泵循环开关	0
5	集热循环开关	0
6	补水手动开关	0
7	风机开关	0
8	用水手动开关	0
9	采暖模式开关	0
10	制冷模式开关	0
11	温度1	44.6
12	温度2	12.1
13	温度3	42.2
14	水箱液位	69.65

图 7b 控制变量监控画面

4 结论

1) 给出了双热源三联供系统设计方案,以能源廉价优先使用为原则,设计了多热源能量调控管理控制策略;搭建了以“PLC+智能终端”为控制核心的无线远程监控系统,构建以网页、手机 APP 与组态软件为监控手段的无线远程监控方案。

2) 实际系统运行表明,双热源三联供远程监控系统能够很好地实现能源科学管理调度,监控数据可以表格、折线图形式呈现,方便用户进行运行参数设定、查询与趋势分析。远程监控系统参数设定便捷、运行稳定。

参考文献

[1] 李海明,周守军,王涛,龚璞.多热源多环供热管网水力建模与实验研究[J].建筑节能,2017,45(09):11-18+50.
[2] 周旭,耿房,王志杰.多热源联合供热系统经济性及其运行状况研究[J].建筑节能 2017,45(05):148-152.

[3] 林凌翔.空气源热泵辅助太阳能热水系统控制模式设计[J].机电技术,2017(03):4-7.

[4] 王强,杨静,陈明九,等.太阳能空气源热泵复合系统实验研究[J].山东建筑大学学报,2012,27(2):212-215.

[5] Dikici A, Akbulut A. Performance characteristics and energy · exergy analysis of solar-assisted heat pump system[J]. Building & Environment, 2008, 43(11):1961-1972.

[6] 舒杰,彭宏,沈辉,等.光伏系统的远程监控技术与实现[J].华南理工大学学报(自然科学版),2005,33(5):43-47.

[7] 张修建,靳硕,赵茜,等.基于 Web 的工业污水处理远程监控系统[J].系统仿真学报,2012,24(5):166-170.

[8] Wang L P, Wei Q R, Wei H X. Research on the Remote Monitoring and Control System for Heating Supply Pipeline Based on GPRS and ZigBee[J]. Applied Mechanics & Materials, 2011, 65:117-121.

[9] 戈志华,胡学伟,杨志平.能量梯级利用在热电联产中的应用[J].华北电力大学学报(自然科学版),2010,37(1):66-68.

[10] 周少祥,宋之平.论能源利用的评价基准[J].工程热物理学报,2008,29(8):3-6.

[11] 廖辉,杨静,于杨.基于虚拟串口的光伏监控集中式通信方案[J].电力系统自动化,2016,40(10):122-126.

[12] 连承华,乔毅,王长友.一种远程换热站系统的通信方式[J].通信技术,2009,42(4):195-197.

[13] 王杰,高昆仑,朱晓东.OPC 通讯技术在可视化界面监控系统中的应用研究[J].计算机测量与控制,2012,20(1):74-77.

[14] 王杰,高昆仑,王万召.基于 OPC 通信技术的火电厂 DCS 后台控制[J].电力自动化设备,2013,33(4):142-147.

[15] 刘艳玲,孙建武.基于 4G 网络的融雪剂自动配比系统的设计[J].自动化技术与应用,2017,36(6):118-120.

节能玻璃幕墙应用于大进深和 低层建筑的节能研究

钟支葵^{1,2}, 裴清清^{1,2}

(1. 广州大学, 土木工程学院, 广州 510006; 2. 广东省新型空调系统节能工程技术研究中心, 广州 510006)

[摘要] 玻璃幕墙建筑在获得高采光的情况下降低其空调能耗具有重要的研究意义。本文采用 CIE 标准全阴天模型和非稳态冷负荷计算方法研究了广州市的玻璃幕墙建筑的室内自然采光和冷负荷的情况。分析了玻璃幕墙高度、房间进深, 玻璃幕墙类型和朝向对室内采光和冷负荷的影响, 而且对比了最低空调能耗的玻璃幕墙和最能兼顾自然采光和空调能耗的玻璃幕墙的室内自然采光和空调能耗的情况。结果表明, 玻璃幕墙在大进深和低高度的建筑模型的最低自然采光照度大于 300 lux, 室内峰值冷负荷低至 27.57 W/m²。玻璃幕墙在大进深和低高度的建筑模型具有较充足的自然采光和较低的空调能耗。高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃幕墙建筑和高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙建筑同样具有较好的室内采光和低空调能耗。不同朝向的两面玻璃幕墙建筑的室内空调负荷低于 60 W/m², 相邻的玻璃幕墙的自然采光照度达到 7000 lux, 相对的玻璃幕墙的自然采光照度分布在 3060~6580 lux 之间, 获得高采光的情况下降低了其空调能耗。本文的研究对玻璃幕墙建筑的空调能耗和自然采光的节能研究提供理论指导。

[关键词] 节能玻璃幕墙; 自然采光; 冷负荷; 建筑节能

1 引言

玻璃幕墙是当代的一种新型墙体, 可将建筑美学、建筑功能和建筑结构等因素有效的结合起来, 具有温差传热和太阳辐射传热, 能够获得自然采光, 营造一个动态的室内光环境^[1]。由于玻璃结构的高空调能耗和采光性能, 对其需要合理的设计。

Li 等^[2] 利用计算机模拟技术, 发现通过正确使用采光可以降低峰值用电量和峰值冷却要求。利用采光设计, 最大冷却设备负荷和基础模型的建筑电力需求分别减少为 5% 和 9.3%。Bojic 和 Yik^[3] 使用模拟软件 EnergyPlus 评估先进玻璃应用于香港的高层住宅楼的节能情况, 结果发现, 低辐射玻璃将空调冷却的用电量减少高达 4.2%, 低辐射可逆玻璃将节省 1.9%, 双层透明玻璃达到 3.7%, 透明和 Low-E 玻璃能达到 6.6%。Zomorodian 和 Tahsildoost^[4] 将一德黑兰的办公大楼的单层玻璃换成双层玻璃可降低建筑 9~14.8% 的能耗, 可实现热舒适的占用时间从 18% 提高到 34%。Pereira 等^[5] 采用阳光控制薄膜作为单层玻璃窗的改造方案, 由于太阳能得热的减少, 阳光控制薄膜的使用对降低南向, 东向和西向的太阳得热的供冷负荷具有实际影响(具有低太阳透射率系数的太阳控制薄膜可减少供冷量高达 86%), 而照明能耗却有所增加。

玻璃窗的自然采光和暖通空调能耗的优化设计

研究中, Ochoa 等^[6] 对位于温带气候的标准化办公室进行了整栋建筑的计算机模拟以提供低能耗和高视觉环境的窗户优化设计标准。结果表明采用图形优化方法对结果进行分类能够获得满足能源和视觉要求的解决方案。Echenagucia 等^[7] 采用遗传算法 (NSGA-II) 和 EnergyPlus 软件对一座开放式办公建筑分析了窗户的数量、位置、形状和类型以及墙壁的厚度在不同气候和城市优化降低供暖、制冷和照明能耗, 结果表明在所有地点中东面、西面和北面的窗户面积非常低。Zhai 等^[8] 采用遗传算法 (NSGA-II) 和 EnergyPlus 软件结合窗户的朝向、尺寸和玻璃窗材料, 提出了一种多目标优化窗设计方法, 案例结果表明玻璃窗的能耗随着玻璃窗参数变化与玻璃窗的采光性能成反比。Zhang 等^[9] 结合遗传算法、EnergyPlus 软件和 Radiance 采光软件对我国寒冷气候校舍以最小化供暖和照明能耗, 减少夏季不适时间以及最大化有用日光照度之间找到最佳权衡, 优化结果表明, 加热和照明的能源需求可降低 24~28%, 最大化有用日光照度可同时增加 15~63% (100~2000 lx), 夏季热不适可降低 9~23%。

而且, Hiyama 和 Wen^[10] 将 DAYSIM 模拟软件集成到 EnergyPlus 模拟软件中对建筑案例的窗口几何形状和总电能消耗之间创建响应表面, 从建筑的

能源消耗和室内采光性能两方面来优化窗口几何形状的设计。Vanhoutteghem 等^[11]采用 EnergyPlus 和 DAYSIM 软件结合玻璃窗的尺寸,朝向和类型以图表的形式研究了玻璃窗的采光和得热,结果表明北向和南向的大面积玻璃窗都需要较低的 U 值来降低供热需求,而且具有阳光控制涂层的玻璃窗是动态遮阳板的明显替代品。Lee 等^[12]通过使用商业保护/立面设计工具(COMFEN)对建筑物仿真建模,在五个典型的亚洲气候条件下,利用窗和墙的面积比、朝向、U 值、太阳能热增益系数(SHGC)和可见光透射率(Tvis)评估各种窗口属性,结果表明从炎热的气候到寒冷的气候,较高的 SHGC 和 Tvis 玻璃窗有利于节约能源。三层玻璃降低热导率提高了隔热性能,特别是在节省热能方面。

Li 等^[13]分析了一种新型的太阳能热幕墙的热性能,可以将热水供应的能源生产与建筑,结构和美学等功能特征相结合。在典型的夏季和冬季,太阳能热幕墙系统的效率分别为 56.8% 和 41.0%。Cuce 等^[14]在台湾建造了两个具有普通玻璃和新型隔热太阳能玻璃幕墙的试验室。实验研究结果表明,与普通玻璃幕墙相比,建筑物的供暖和制冷需求减少了 40.8% 和 46.9%。Cannavale 等^[15]基于位于意大利巴里的现有办公楼,对建筑一体化半透明光伏窗的能量产量进行模拟评估,结果表明,在理想条件下(无障碍建筑物),每年可节省高达 18% 的费用,在附近建筑物的存在下,节省下降到 14%。Huang 等^[16]对新型真空光伏幕墙的数值研究表明,与基准窗的系统相比,真空光伏隔热玻璃单元在香港和哈尔滨的热量增加可减少高达 81.63% 和 75.03%。光伏玻璃^[17,18]能够将太阳能转换成电能,相比透明玻璃还有隔热的效果,然而它的可见光透射比低于 GB

50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[19]中的 0.4 的要求。

玻璃幕墙的使用涉及到当地的气候条件和建筑的构型,包括玻璃幕墙的高度、房间进深、玻璃幕墙类型和朝向。在城市建筑群规划中为了获得想要的视野会有不同朝向的玻璃幕墙建筑构造,在获得舒适的室内光环境下应尽量多的降低空调能耗。随着玻璃幕墙生产技术成熟和量产后制备成本的降低,及人民生活水平的提高和节能意识的提高,节能玻璃幕墙适合绿色建筑的发展。

本文采用 CIE 标准全阴天天空模型和非稳态冷负荷计算方法分析了玻璃幕墙高度、房间进深,玻璃幕墙类型和朝向对玻璃幕墙建筑的自然采光和室内冷负荷的影响。

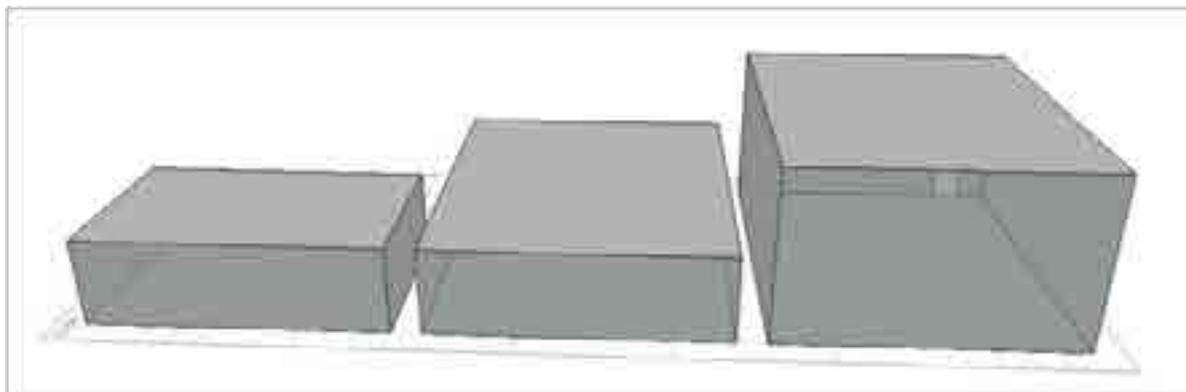
2 建筑模型和研究方法

2.1 玻璃幕墙建筑模型

建筑模型参考的是简化的盒子模型,尺寸为 10 m × 6 m × 3 m,南面为 10 m × 3 m 的玻璃幕墙,北面有 1 m × 2.1 m 的门,其他面为外墙。采光深度(L)的房间性能涉及到房间高度(H),房间宽度(W)和房间反射率(Rb),详细公式如式(1)所示^[20]。

$$L \leq \frac{2}{\frac{(1-R_b)}{W+H}} \quad (1)$$

另外两个模型是双倍进深 10 m × 12 m × 3 m 的模型(b)和双倍进深双倍高度 10 m × 12 m × 6 m 的模型(c),其中模型(b)不满足公式(1)。玻璃幕墙都设置在南面,采用高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃(W4),三种玻璃幕墙建筑模型如图 1 所示。



(a) 10m × 6m × 3m 的模型; (b) 10m × 12m × 3m 的模型; (c) 10m × 12m × 6m 的模型。

图 1 玻璃幕墙简化模型图

由于建筑要求的视野不同,产生了不同朝向的玻璃幕墙的建筑构造形式。在建筑模型(a)的基础上,另外增加了南面和东面玻璃幕墙建筑,南面和西面玻璃幕墙建筑,南面和北面玻璃幕墙建筑,玻璃幕墙建筑模型如表1所示。

表1 玻璃幕墙建筑模型说明

模型简称	玻璃幕墙的朝向
S	南面玻璃幕墙的房间
E-S	南面和东面玻璃幕墙的房间
S-W	南面和西面玻璃幕墙的房间
S-N	南面和北面玻璃幕墙的房间

2.2 玻璃幕墙建筑的围护结构

从 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[19]和 GB 50176-2016《民用建筑热工设计规范》^[21]中选取的外墙、屋顶、门和窗户。外墙为 EPS 外保温+水泥砂浆+钢筋混凝土;屋面为细石混凝土+挤塑聚苯板+水泥砂浆+水泥陶粒混凝土+钢筋混凝土。外墙、屋顶和门的热工参数详见表2。

表2 外墙、屋顶和门的传热系数^[21]

建筑构件	传热系数 W/(m ² ·K)
外墙	0.79
屋面	0.77
门	0.79

我国的夏热冬暖的地区夏季气温高,持续时间长,太阳高度角大,而且太阳辐射强烈。GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[19]中要求夏热冬暖的玻璃幕墙的太阳得热系数应小于0.44,传热系数应小于3.0 W/(m²·K)。通过 GB 50176-2016《民用建筑热工设计规范》^[21],选择中透光 Low-E 的双层玻璃、高透光 Low-E 的三层玻璃、中透光 Low-E 的三层玻璃、高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃、中透光 Low-E 和氩气的三层玻璃,另外添加 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》外的高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃。玻璃幕墙的光学和热工性能参数详见表3^[21]。

表3 玻璃幕墙的光学和热工性能参数^[21]

简称	玻璃品种	τ_v	g_g	K
W1 6	中透光 Low-E+ 12空气+6透明	0.57 0	.43	1.79
W2 6	高透光 Low-E +12空气+6透明+12空气+6透明 0	.62	0.42 1	.23
W3 6	中透光 Low-E +12空气+6透明+12空气+6透明 0	.56	0.42 1	.27
W4 6	高透光 Low-E +12氩气+6透明+12空气+6透明 0	.62	0.42 1	.01
W5 6	中透光 Low-E +12氩气+6透明+12空气+6透明 0	.56	0.42 1	.07
W6 6	高透光 Low-E+ 12氩气+6透明	0.68 0	.45	1.33

2.3 室内自然采光及冷负荷计算

对广州地区的玻璃幕墙建筑的采光性能研究,广州地区为北纬 23.16°, CIE 阴天模型的室外光照度设置为 10000 lux。Ecotect 软件的气象参数采用 EnergyPlus 的气象参数文件,详见网址(https://energyplus.net/weather),广州地区的气象参数详见附件。计算了三种玻璃幕墙建筑物理模型,计算过程中的设置详见附件。

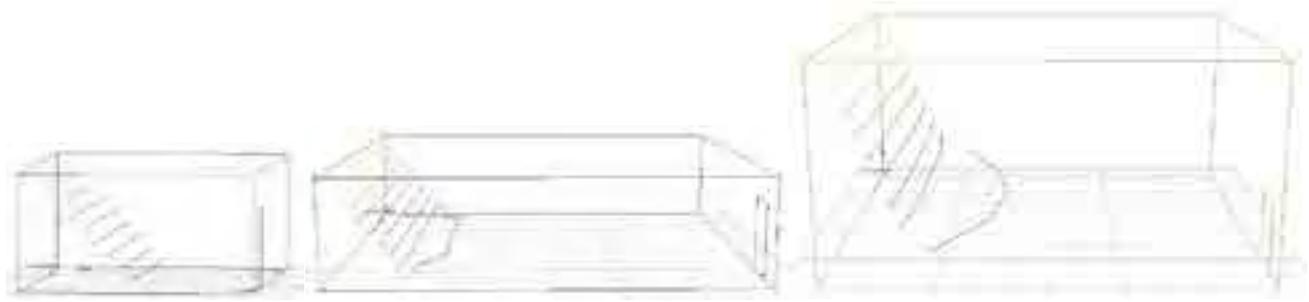
在我国计算空调冷负荷常采用的是 GB 50736-2012《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》^[22]中的非稳态方法计算,室内冷负荷包括外墙、屋面和窗户形成冷负荷的总和。室内计算温度取 26℃,

玻璃幕墙的有效面积系数取 0.85,窗户内遮阳的遮阳系数取 0.5。

3 结果与讨论

3.1 玻璃幕墙高度和房间进深对室内自然采光的影响

采用 CIE 标准全阴天空模型对高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙(W4)的三种建筑模型的自然采光三维模拟结果如图2所示。对比 model (a) 和 model (b) 的三维采光结果分布图,可以定性的看到玻璃幕墙的进深对自然采光分布情况的影响。对比 model (b) 和 model (c) 的三维采光结果分布图,可以定性的看到玻璃幕墙的高度对自然采光分布情况的影响。发现玻璃幕墙建筑模型(a)具有最好的自



(a) $10\text{m} \times 6\text{m} \times 3\text{m}$ 的模型; (b) $10\text{m} \times 12\text{m} \times 3\text{m}$ 的模型; (c) $10\text{m} \times 12\text{m} \times 6\text{m}$ 的模型。

图2 三种玻璃幕墙建筑模型的三维自然采光



(a) $10\text{m} \times 6\text{m} \times 3\text{m}$ 的模型; (b) $10\text{m} \times 12\text{m} \times 3\text{m}$ 的模型; (c) $10\text{m} \times 12\text{m} \times 6\text{m}$ 的模型。

图3 三种玻璃幕墙建筑模型的水平面自然采光

然采光, 玻璃幕墙建筑模型 (b) 具有最差的自然采光。

图3显示了三种玻璃幕墙建筑模型的水平面的自然采光模拟结果, 在玻璃幕墙表面的照度在 $5831.33 \sim 6697.98 \text{ lux}$ 之间。建筑模型 (a) 在玻璃幕墙对面的水平面的自然采光照度为 $680.75 \sim 782.61 \text{ lux}$; 双倍进深的建筑模型 (b) 在玻璃幕墙对面的水平面的自然采光照度为 $370.72 \sim 401.47 \text{ lux}$; 双倍进深和双倍高度的建筑模型 (c) 在玻璃幕墙对面的水平面的自然采光照度为 $565.07 \sim 623.20 \text{ lux}$ 。通过定量对比, 说明玻璃幕墙适合在大进深建筑中使用, 双倍进深的建筑模型 (b) 的最低室内采光照度能达到 300 lux 。

根据 CIE 标准全阴天空模型的计算, 能够保证室内采光满足最低限度条件的采光设计。对不同玻璃幕墙建筑模型的自然采光计算, 窗户的高度和房间的进深对室内采光具有较大的影响。室内的自然采光环境随着室外的自然光环境变化而变化, 当自然采光太强时, 可采取内遮阳的方式减少室内眩光

的产生。当具有较好的室内自然采光时, 可获得较好的室内光环境和降低照明能耗。

3.2 玻璃幕墙类型和建筑构型对室内冷负荷的影响

图4显示了五种玻璃幕墙和各围护结构所形成的冷负荷。五种玻璃幕墙形成的峰值冷负荷都出现在 $14:00$, 分别为 37.8 W/m^2 , 33.2 W/m^2 , 33.5 W/m^2 , 31.6 W/m^2 和 32.0 W/m^2 。其中, 中透光 Low-E 的双层玻璃幕墙形成的峰值冷负荷最大, 相比于其它四种玻璃类型, 中透光 Low-E 的双层玻璃幕墙的太阳能透射得热系数和传热系数都更大。高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙形成的峰值冷负荷最小, 相比于高透光 Low-E 的三层玻璃, 中透光 Low-E 的三层玻璃和中透光 Low-E 和氩气的三层玻璃, 在同等太阳能透射得热系数下具有更低的传热系数。屋顶形成的冷负荷分布在 $8.78 \sim 16.25 \text{ W/m}^2$, 峰值冷负荷出现在夜间。东墙、西墙和北墙形成的冷负荷分别分布在 $6.48 \sim 9.24 \text{ W/m}^2$ 、 $5.14 \sim 7.27 \text{ W/m}^2$ 和 $6.24 \sim 8.93 \text{ W/m}^2$ 。因此, 玻璃幕墙建筑的冷负荷主要受玻璃幕墙的影响。

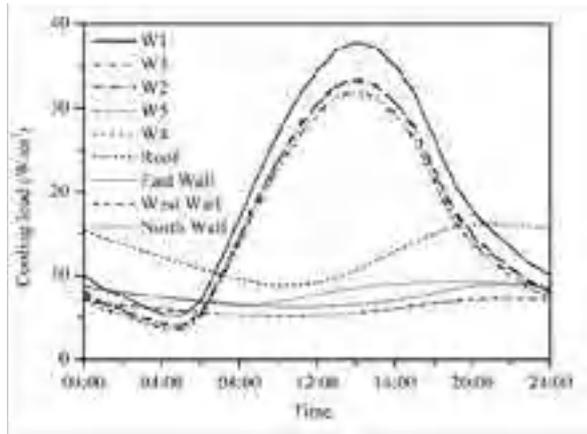


图4 玻璃幕墙建筑的各围护结构形成的冷负荷

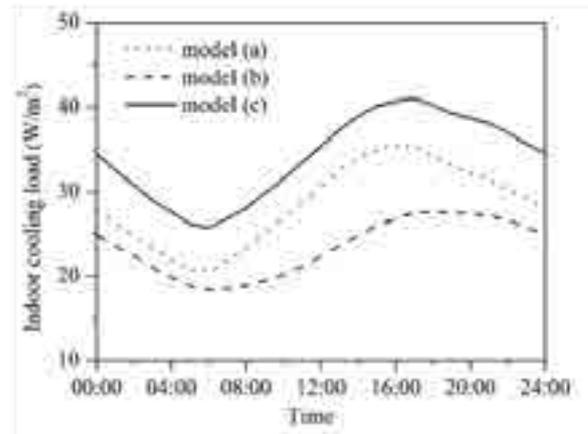


图5 三种玻璃幕墙建筑的室内冷负荷

图5显示了高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙应用于三种玻璃幕墙建筑构型的室内逐时冷负荷。它们的峰值冷负荷出现在 16:00~18:00，分别为 35.38 W/m²，27.57 W/m² 和 41.00 W/m²。其中，双倍进深的模型 (b) 的峰值冷负荷最小，相比于模型 (a) 具有更大的房间面积，相比双倍进深双倍高度的模型 (c) 具有更小的围护结构形成的冷负荷。因此，玻璃幕墙对于大进深和低高度的建筑能够获得更低的空调能耗。

3.3 玻璃幕墙建筑的构造对室内采光和空调能耗的影响

图6显示了高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙应用于三种玻璃幕墙建筑构型的最大自然采光照度、最小自然采光照度和室内峰值冷负荷。三种玻璃幕墙建筑的最大自然采光照度分布在 6549.08~6697.98 lux，最小照度分别为 680.75 lux，370.72 lux 和 565.07 lux。可见，三种建筑构型的自

然采光都大于 300 lux。而且，三种玻璃幕墙建筑的室内冷负荷都是低于 40 W/m²，因此，这三种玻璃幕墙建筑具有较低的空调能耗。其中，双倍进深的模型 (b) 具有最小的峰值冷负荷。

3.4 玻璃幕墙的朝向对室内采光和空调能耗的影响

GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[19]中要求夏热冬暖的玻璃幕墙的太阳得热系数应小于 0.44，而高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃 (W6) 的太阳得热系数为 0.45，传热系数和可见光系数都比满足 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》。

以玻璃幕墙建筑模型 (a) 为例，将高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃和最节能的高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃 (W4) 分别应用于不同朝向的玻璃幕墙建筑并分析其自然采光和空调负荷情况，室内空调负荷如表 4 所示。图 7 显示了不同朝向的高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃 (W6) 的玻璃幕墙的室内采光情况，图 8 显示了不同朝向的高透光 Low-E 和氩

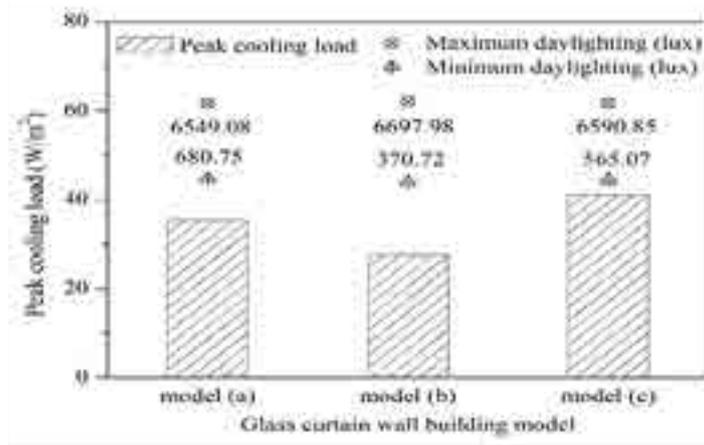


图6 三种玻璃幕墙建筑模型的峰值冷负荷和自然采光照度

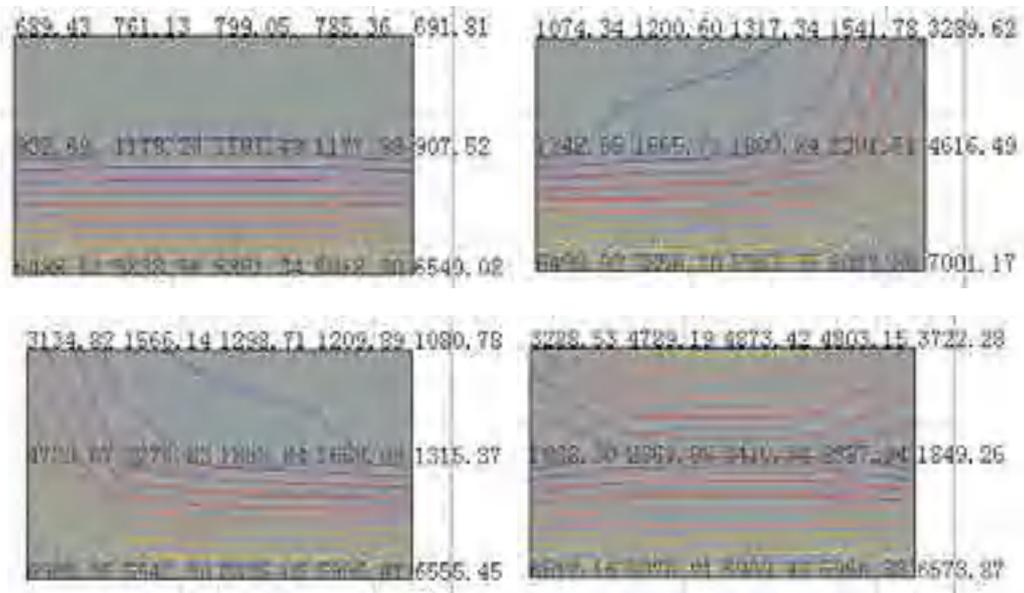


图7 高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃 (W6) 的玻璃幕墙的室内采光情况

(a) 南面玻璃幕墙的建筑 (W6); (b) 南面和东面玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W6-E); (c) 南面和西面玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W6-W); (d) 南面和北面的玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W6-N)。

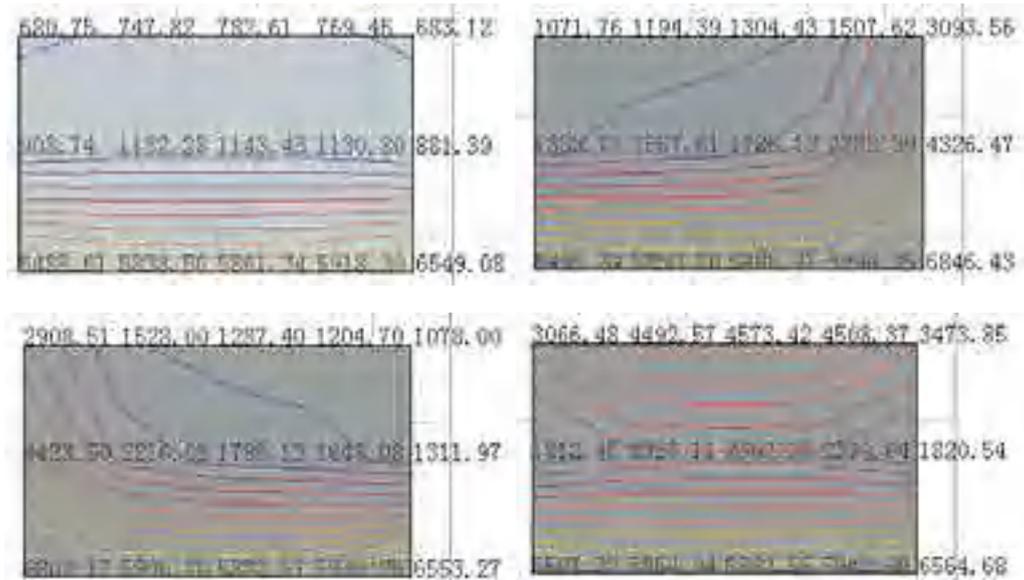


图8 高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃 (W4) 和高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃 (W6) 玻璃幕墙的室内采光情况

(a) 南面玻璃幕墙的建筑 (W4); (b) 南面和东面玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W4-E); (c) 南面和西面玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W4-W); (d) 南面和北面的玻璃幕墙的建筑 (W6-S-W4-N)。

气的三层玻璃 (W4) 和南向为高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃 (W6) 的玻璃幕墙的室内采光情况。

高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃幕墙的南向玻璃幕墙建筑模型的水平面的自然采光相比图 8 (a) 具有更好的自然采光, 而且它的室内空调负荷小于 40 W/m^2 , 因此, 高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃同

样具有高可见和低能耗的性能。

南向和东向玻璃幕墙建筑模型和南向和西向玻璃幕墙建筑模型的水平面的自然采光照度出现采光叠加但分布不均匀的情况, 采光系数分布在 $1070\sim 7010 \text{ lux}$ 之间; 而且, 南向和北向玻璃幕墙建筑模型的水平面的自然采光照度采光分布更均匀,

采光系数分布在 3060~6580 lux 之间。另外,西面的玻璃幕墙对室内峰值冷负荷的影响最大,采用遮阳可以避免下午的峰值负荷,上午是可以获得足够的

采光和较低的空调能耗。而且,不同朝向的两面玻璃幕墙建筑的室内空调负荷都小于 60 W/m^2 ,节能玻璃幕墙的应用有助于降低室内空调能耗。

表 4 两种玻璃幕墙的室内空调负荷

玻璃幕墙建筑	室内峰值冷负荷 (W/m^2)	对应时间
南面玻璃幕墙(W6) 3	7.29	16:00
南面玻璃幕墙(W4) 3	5.38	16:00
南面和东面玻璃幕墙(W6-S-W6-E)	49.69	11:00
南面和东面玻璃幕墙(W6-S-W4-E) 4	8.37	11:00
南面和西面玻璃幕墙(W6-S-W6-W)	58.72	17:00
南面和西面玻璃幕墙(W6-S-W4-W)	56.67	17:00
南面和北面玻璃幕墙(W6-S-W6-N)	51.69	15:00
南面和北面玻璃幕墙(W6-S-W4-N)	49.65	15:00

4 结论

本文采用 CIE 标准全阴天空模型和非稳态冷负荷计算方法研究了广州市的玻璃幕墙建筑的室内自然采光和冷负荷的情况,得到以下结论:

(1) 玻璃幕墙在大进深和低高度的建筑模型的最低自然采光照度大于 300 lux ,室内峰值冷负荷低至 27.57 W/m^2 ,玻璃幕墙在大进深和低高度的建筑模型具有较充足的自然采光和较低的空调能耗。

(2) 高透光 Low-E 和氩气的双层玻璃幕墙建筑和高透光 Low-E 和氩气的三层玻璃幕墙建筑同样具有较好的室内采光和低空调能耗。

(3) 不同朝向的两面玻璃幕墙建筑的室内空调负荷低于 60 W/m^2 ,相邻的玻璃幕墙的自然采光照度达到 7000 lux ,相对的玻璃幕墙的自然采光照度分布在 $3060\sim 6580 \text{ lux}$ 之间,获得高采光的情况下降低了其空调能耗。

参考文献

- [1]Wigginton M. Glass in Architecture, Phaidon Press, England, 2002.
- [2]Li D H W, Lam T N T, Wong S L. Daylighting and its effects on peak load determination [J]. Energy, 2005, 30, 1817-1831.
- [3]Menzies G F, Wherrett J R. Windows in the workplace: examining issues of environmental sustainability and occupant comfort in the selection of multi-glazed windows [J]. Energy and Buildings, 2005, 37, 623-630.
- [4]Z. S. Zomorodian, M. Tahsildoost, Energy and carbon analysis of double skin facades in the hot and dry climate,

J Clean Prod 197 (2018): 85-96.

- [5]Pereira J, Gomes M G, Rodrigues A M, Almeida M. Thermal, luminous and energy performance of solar control films in single-glazed windows: Use of energy performance criteria to support decision making [J]. Energy and Buildings, 2019, 198, 431-443.
- [6]Ochoa C E, Aries M B C, Loenen E J, Hensen J L M. Considerations on design optimization criteria for windows providing low energy consumption and high visual comfort [J]. Applied Energy, 2012, 95, 238-245.
- [7]Echenagucia T M, Capozzoli A, Cascone Y, Sassone M. The early design stage of a building envelope: Multi-objective search through heating, cooling and lighting energy performance analysis [J]. Applied Energy, 2015, 154, 577-591.
- [8]Zhai Y, Wang Y, Huang Y, Meng X. A multi-objective optimization methodology for window design considering energy consumption, thermal environment and visual performance [J]. Renewable Energy, 2019, 134, 1190-1199.
- [9]Zhang A, Bokel R, Dobbeltstein A, Sun Y, Huang Q, Zhang Q. Optimization of thermal and daylight performance of school buildings based on a multi-objective genetic algorithm in the cold climate of China [J]. Energy and Buildings, 2017, 139, 371-384.
- [10]Hiyama K, Wen L. Rapid response surface creation method to optimize window geometry using dynamic daylighting simulation and energy simulation [J]. Energy

and Buildings, 2015, 107, 417-423.

[11] Vanhoutteghem L, Skarning G C J, Hviid C A, Svendsen S. Impact of facade window design on energy, daylighting and thermal comfort in nearly zero-energy houses [J]. Energy and Buildings, 2015, 102, 149-156.

[12] Lee J W, Jung H J, Park J Y, Lee J B, Yoon Y. Optimization of building window system in Asian regions by analyzing solar heat gain and daylighting elements [J]. Renewable Energy, 2013, 50, 522-531.

[13] R. Li, Y. J. Dai, R. Z. Wang, Experimental and theoretical analysis on thermal performance of solar thermal curtain wall in building envelope, Energy Buildings 87 (2015) 324-334.

[14] E. Cuce, S. B. Riffat, C. H. Young, Thermal insulation, power generation, lighting and energy saving performance of heat insulation solar glass as a curtain wall application in Taiwan: A comparative experimental study, Energy Convers Manage 96(2015): 31-38.

[15] A. Cannavale, L. Ierardi, M. Horantner, G. E. Eperon H. J. Snaith, U. Ayr, F. Martellotta, Improving energy and visual performance in offices using building integrated perovskite-based solar cells: A case study in Southern Italy, Appl Energy 205 (2017): 834-846.

[16] J. C. Huang, X. Chen, H. X. Yang, W. L. Zhang, Numerical investigation of a novel vacuum photovoltaic curtain wall and integrated optimization of photovoltaic envelope systems, Appl Energy 229(2018) 1048-1060.

[17] Li Rui, Dai Yan-Jun, Wang Ru-Zhu. Experimental and theoretical analysis on thermal performance of solar thermal curtain wall in building envelope, Energy and Buildings, 2015, 87: 324-334.

[18] Cuce E, Riffat S, C. Young H. Thermal insulation, power generation, lighting and energy saving performance of heat insulation solar glass as a curtain wall application in Taiwan: A comparative experimental study, Energy Conversion and Management, 2015, 96: 31-38.

[19] GB 50189-2015, 公共建筑节能设计标准, 北京, 中国建筑工业出版社, 2015.

[20] Jankovic L. Designing zero carbon buildings using dynamic simulation methods, second edition. Routledge, New York, 2017.

[21] GB 50176-2016, 民用建筑热工设计规范, 北京, 中国建筑工业出版社, 2016.

[22] GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范, 北京, 中国建筑工业出版社, 2012.

基于人体舒适度模型的空调温度控制系统研究

王玉宾, 陈 翀, 岳 冬

(珠海格力电器股份有限公司, 珠海 517907)

[摘要] 温度对于保障人体舒适性具有重要作用。本文基于舒适度模型构建了一套空调温度控制系统, 首先基于 PMV 模型, 根据人体的皮肤温度变化, 提出了热感觉模型用于对 PMV 模型进行修正, 进而获取人在室内的温度需求; 为了使系统更加智能化, 利用操作数据, 基于模糊理论, 调整不同人的舒适度模型参数, 实现个性化控制。实验结果表明, 该系统能够一定程度上改变温度环境, 提高人体舒适度。

[关键词] 温度控制; 舒适度; 热感觉模型; 决策系统

0. 引言

热环境是保障人舒适的最重要的环境因素之一, 其中温度是影响热环境条件的关键因素, 温度的高低直接决定了人的舒适程度。目前, 对于人在热环境中的舒适状态主要集中在人在清醒状态下以实验的方式进行的, Zhang、Zhao^{[1][2]} 通过改变环境参数, 改变人体舒适程度, 结合人的主观反馈和问卷确定人在不同温度下的满意程度和热中性温度。然而, 人的生理参数是在不断变化的, 受人生理需求的变化, 恒温环境已不能满足需求, 有研究表明, 长期处于恒温的舒适热环境中会导致人体热应激能力退化, 并降低人对环境的自主调节能力^[3] 使人感到时冷时热。近年来, 随着空调热舒适指数 PMV(predicted-mean-vote) 值的提出^[4], 许多学者^{[5][6]} 依据 PMV 指标动态调节室内热环境, 达到舒适节能的目的。然而依然无法适应人的生理节律的变化。

随着各种传感器的出现, 使得人体生理参数获取变得容易, 如何依据人的生理数据, 改变环境需求, 成为了智能家电发展的趋势。本文借鉴前人研究基础, 然后根据人的皮肤温度变化, 构建了舒适度模型, 动态调节温度条件, 依据用户的日常操作数据, 不断调节和学习模型参数, 从而实现个性化决策控制。

1 舒适度模型

本文首先对 PMV 模型进行概述和验证, 然后考虑人体皮肤温度的变化, 提出热感觉指数模型用于修正 PMV 指标, 从而构建出舒适度模型。然后求解模型, 获取人的温度需求, 进一步根据温度需求控制设备的运行模式和工况。因此, 本章节包括以下两部分内容:

(1) 睡眠舒适度模型构建

(2) 模型求解与决策控制

1.1 模型构建

1.1.1 PMV 模型简述

PMV 模型是用于表征大多数人对热环境的冷热指标, 该模型包括了四个环境参数(温度、湿度、风速、平均辐射温度)和两个人体参数(代谢率和服装热阻), 是目前应用最广泛的热舒适度评价指标。PMV 方程表达式为^[7]:

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028)\{M - W - 3.05 \times 10^{-3}[5733 - 6.99(M - W) - P_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.72 \times 10^{-5}M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\} \quad \text{式(1)}$$

其中 M 为人体代谢量; W 为做功功率; h_c 为对流换热系数; t_r 为平均辐射温度; P_a 为皮肤表面的水蒸气分压力, kP_a ; t_a 为环境温度; t_{cl} 为穿衣外表面温度, 按式(2)计算; f_{cl} 为表面积系, 按式(3)计算。

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl}\{3.96 \times 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\} \quad \text{式(2)}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.0 + 1.29I_{cl} & I_{cl} < 0.078 \\ 1.05 + 0.645I_{cl} & I_{cl} > 0.078 \end{cases} \quad \text{式(3)}$$

I_{cl} 为衣服热阻, W/m^2 ; 根据常见衣物热阻值, 本文取夏季衣物热阻 1clo, 冬季为 2clo; 假设人在室内静坐时的代谢率为 1met^[8], 做功 $W=0$; PMV 值的范围为 $[-3, 3]$, 当处于 $[-0.5, 0.5]$ 内为舒适状态, $[-3, -0.5]$ 为冷不舒适状态, $[0.5, 3]$ 为热不舒适状态, 如图 1 所示:

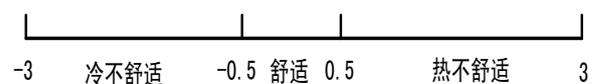


图 1 热舒适等级划分

其仿真曲线如图 2 所示：

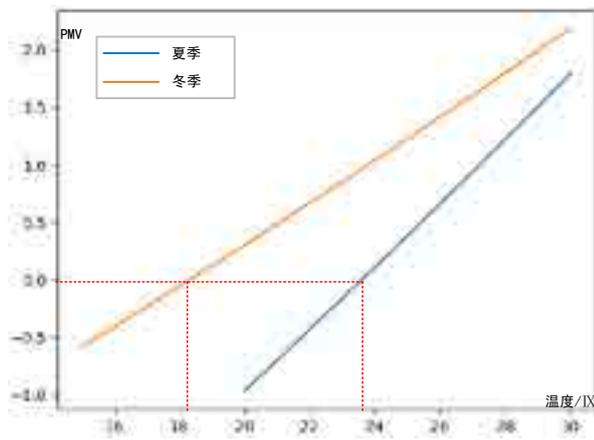


图 2 PMV 仿真曲线

1.1.2 热感觉指数模型

PMV 模型与环境因素和人的因素有关，人自身因素包括了代谢率和热阻，当两个指标固定不变，恒定环境下 PMV 值也固定不变。当人长期处于恒温舒适的环境中时，对环境的应激能力就会减退，由于皮肤温度变化导致舒适度降低。随着传感器的广泛使用，实时获取人体生理参数，根据生理参数调节温度成为了可能。

人体皮肤温度是反应人体冷热感觉的一个重要指标，人体皮肤温度随环境温度升高而升高，会感觉热，相反，当人体皮肤温度降低时，会感觉寒冷^[9]。基于此，本文依据人体皮肤温度变化建立热感觉模型，建模过程如下：

假设人体睡眠时在某个时刻下人体皮肤温度为 T ，在舒适状态下的皮肤温度为 T_C ，那么人体热感觉指数可以用下式计算：

$$feeling = H(\alpha, T, T_C) \quad \text{式(4)}$$

其中 T 为当前皮肤温度，

T_C 为舒适状态下人体皮肤温度值，通常人体舒适温度为 33~35^[10]；

α 为温度敏感因子，表示人体皮肤温度对环境温度变化的敏感程度。不同 α 通过仿真数据的仿真曲线，如图 2 所示：

从式 (5) 和图 2 可以看出，不同的 α 取值表示对皮肤温度变化的敏感程度，越敏感则值越大，需要调整的温度范围也就越大。皮肤温度变化与实际热感觉指数并非呈线性关系，微小的皮肤温度变化，能够反映出人体的冷热感觉，而当皮肤温度高

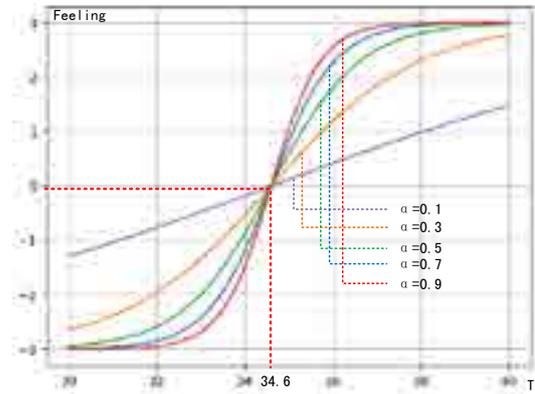


图 3 热感觉指数曲线

于 / 低于一定值时，热感觉达到极限，趋势缓慢，与我们的认知相一致。

在给定 $PMV \rightarrow 0$ 的情况下，所获取的温度条件能够保持人体基本处于舒适状态，但受皮肤温度的影响，也使得这种舒适会偏离真正的舒适度，因此，需要热感觉指数模型去对这种舒适度予以修正，修正后的舒适度称之为舒适度指数，表达式如式 (7) 所示：

$$Comfort = \alpha \cdot PMV + \beta \cdot feeling \\ = \alpha \cdot F(M, I_{cl}, t_a, s) + \beta \cdot H(T) \quad \text{式(5)}$$

其中：Comfort 为舒适度指数；

$F(\bullet)$ 、 $H(\bullet)$ 式按 (1) (4) 计算；

α 、 β 为权重因子且 $\alpha + \beta = 1$ 。

1.2 模型求解与控制

1.1.3 模型求解

当 $Comfort \rightarrow 0$ 时，用户越接近舒适。假设在某个时刻下，代谢率 M 、被褥热阻 I_{cl} 、皮肤温度 T 已知，问题就转化为使得 $Comfort \rightarrow 0$ 求解温度 t_a 的寻优问题，寻求与热环境温度、湿度有关的最合适的值，使得目标函数的绝对值最小。

首先令 $Comfort = L(\bullet)$ ，则用数学表达式可以表示为：

$$t_a^* = \arg \min(|L(t_a)|) \quad \text{式(6)} \\ s.t \quad t_a \in [t_1, t_2]$$

其中 t_1, t_2 分别为温度调整范围。通过求解：

$$|L'(t_a)| = 0 \quad \text{式(7)}$$

求得驻点 t_a ，代入 $L(\bullet)$ 中，并与四个边界点代入 (\bullet) 的值进行比较，使得 $|L(\bullet)|$ 最小。由于温度分别以 1 为精度，因此，根据计算结果向下 1

取整，即为当前人体的最舒适状态下的温度条件。

在实际应用中，无需确保 $|Comfort|=0$ ，只要满足其在 $[0,0.5]$ 的范围内的温度即可保证人体的舒适感，这样既达到舒适的目的，同时也达到了节能的目的。

1.2.2 决策

获取人体舒适时的温度需求后，需要向设备下达决策指令，具体到设备以一定的模式和工况运行。在决策和调节室内温度时，需要考虑以下几个因素：

(1) 制冷制热：由于空调并不知道是冬季还是夏季，若单纯以室温作为指标时，会造成在制冷过程中转向制热或制热时转向制冷。因此，本文考虑需求温度 t_a 、室外温度 $T_{outdoor}$ 二者的关系，确定运行模式。规则如下：

<1> 当 $t_a - T_{outdoor} < -\Delta 1$ 时：制冷模式

<2> 当 $t_a - T_{outdoor} > \Delta 1$ 时：制热模式

其中 $\Delta 1 > 0$ ，表示需求温度与室外温度差值的阈值，当需求温度远小于或者远大于室外温度时，启动制冷/制热模式，当温差不大时，空调则不制热也不制冷。

(2) 设备运行档位：档位的选择往往依据需求与当前环境的差别进行设定，对于空调所控制的温度，还要综合考虑设备运行所带来的噪声。本文依据需求温度和室内温度的关系进行温度的调节。设需求温度 t_a ，室内温度 T_{indoor} ，空调运行档位表示为 $\{p_i\}$ ，档位运行时的噪声大小表示为 $\{B_i\}$ ，空调的降温/升温速率表示为 $\{V_i\}$ ，那么根据综合评价法，最优档位选择可以表示为：

$$p^* = \arg \min(\alpha V_i + \beta B_i) \quad \text{式(8)}$$

α, β 为影响权重，且 $\alpha + \beta = 1$ 。当降温速率要求优先级高于噪声优先级时， $\alpha > \beta$ ，相反，则

$\alpha < \beta$ 。

那么档位的决策规则如下：

<1> 当 $t_a - T_{indoor} < -\Delta 2$ 或 $t_a - T_{indoor} > \Delta 2$ 时：

档位选择按照式(8)进行，其中 $\alpha > \beta$ ；

<2> 否则，按照式(10)进行， $\alpha < \beta$

按照上述原则和决策规则仿真几组数据，查看

表 1 决策实验表

需求温/湿度	室内温度	室外温度	空调状态、档位	风扇
23 °C	30 °C	30 °C	制冷/23°C/ 高档	低档
23 °C	25 °C	-5 °C	制热/23°C/ 低档	OFF
20 °C	26 °C	20 °C	OFF or 送风	中档
24 °C	24 °C	30 °C	制冷/24°C/ 低档	OFF
24 °C	15 °C	0 °C	制热/24°C/ 高档	OFF

设备决策结果，如表所示：

通过以上仿真数据可以看出，该决策方案能够较准确决策设备的运行工况，辅以风扇运行，又达到了节能的目的。

2 学习与反馈

2.1 舒适皮肤温度获取

由于人的生理差异，在舒适状态下的皮肤温度也不相同，因此需要依据采集的数据获取人在舒适状态下的皮肤温度。数据分别记录了人在室内静坐状态下的室内温度和皮肤温度随时间的变化，设在 t 时刻下的室内温度 t_a^t ，搜索距该时刻最近的皮肤温度 T_{sk}^t ，记为 $\{t, T_a^t, T_{sk}^t\}$ 。搜索一段时间内室温处

于稳定状态的 N 组数据，记为 $\{t_i, T_a^i, T_{sk}^i | i \in N\}$ ，

则该段时间的平均皮肤温度表示为 $\overline{T_{sk}^j}$ ，设收集到

M 段时间的皮肤温度数据，由于数据是不断采集的过程，新数据相较于旧数据更有参考意义，因此皮肤温度计算采用滑动平均值以表示为：

$$\overline{T_{sk}} = \frac{1}{M+1-K} \sum_{j=1}^M \frac{T_{sk}^{j-1} + T_{sk}^{j-2} + T_{sk}^{j-3} + \dots + T_{sk}^{j-K}}{K} \quad \text{式(9)}$$

$\overline{T_{sk}}$ 为皮肤温度的滑动平均值，K 为滑动窗口，M 为统计量。由于数据来源为较长时间段较为稳定的温度，说明此时人体基本达到了舒适状态，因此可将此平均值作为舒适状态下的皮肤温度。

2.2 舒适度学习

PMV = 0 时是最佳舒适状态，在 [-0.5,0.5] 为大多数人的舒适状态范围。然而，由于每个人适应的温度范围不同，需要对该范围进行修正，学习个体所适用的 PMV 舒适范围，保障其舒适性。由于冷热舒适是人的主观感觉，无法实时采集人对热环境的主观反馈结果，本文利用用户操作数据，基于模糊理论，对用户的 PMV 适宜范围进行修正。

2.2.1 数据采集与处理

采集用户调整设备运行状态的数据。从数据中提取当空调设备状态或温度改变时，改变前的温度、改变温度以及改变后一段时间的温度。设第 k 次操作设备前后产生的数据为一组数据，记为 C^k，则可 C^k 以表示为：

$$\{t_{before}^i, t_{after}^j, S_{before}^k, S_{after}^k \mid i, j \in [1, N]; k \in [1, K]\}$$

式 (10)

其中：t_{before}ⁱ, t_{after}^j 分别表示操作前第 i 时刻和操作后第 j 时刻的室内温度，S_{before}, S_{after} 表示操作前后空调设定的温度；N 表示操作前后的截取的测量时间段；K 表示操作次数。

考虑到温度的波动和操作延迟的问题，对于一组数据前后测量温度取平均值，作为该次操作的前后温度记为 t_{before}^k, t_{after}^k，那么：

$$t_{before}^k = \frac{1}{N} \sum t_{before}^i$$

$$t_{after}^k = \frac{1}{N} \sum t_{after}^j$$

式 (11)

操作前后温差记为 ΔT^k，ΔT^k = t_{after}^k - t_{before}^k，当 ΔT^k > 0 说明调高了温度，在原温度下感觉寒冷，记为“-1”，调整后一段时间用户没有再对温度进行调整，说明调整后的温度处于舒适状态，记为“0”；当 ΔT^k < 0，说明在原温度下感觉热，记为“1”。然后依据 1.1 中的 PMV 模型，计算 PMV 值，记为 pmv^k，那么该次操作所产生两条带有反馈标签的数据可表示为：

$$\{t^k, \Delta T^k, pmv^k, Label^k \mid t^k = [t_{before}^k, t_{after}^k]; Label^k \in [-1, 0, 1]\}$$

式 (12)

2.2.2 基于模糊理论的舒适区域修正

由于舒适度自身是一个模糊不确定性的概念，可以利用模糊集合使用数学的思维和方

法处理这样的模糊性现象。记模糊集为 A，映射函数 μ_A(·) 叫做模糊集 A 的隶属函数，对于每个 x ∈ U，μ_A(x) 叫做元素 x 对模糊集 A 的隶属度。隶属度反映了 A 的模糊程度。

将舒适状态划分为寒冷，适中，热三种。设三种状态的隶属度函数分别为直角三角形 A1、三角形 A2、直角三角形 A3。隶属度函数表达式为：

$$A1 = \begin{cases} 1 & pmv < a \\ \frac{b-x}{b-a} & a \leq pmv \leq b \end{cases}$$

$$A2 = \begin{cases} \frac{x-c}{d-c} & c < pmv < d \\ \frac{e-x}{e-d} & d < pmv < e \end{cases}$$

$$A3 = \begin{cases} \frac{x-f}{g-f} & f < pmv < g \\ 1 & pmv > g \end{cases}$$

式 (13)

初始状态下，设 PMV [-0.5,0.5]，假设当 PMV=-1 时，隶属度值为 1，时，隶属度为 1，当时，隶属度值为 1，那么根据上述隶属度函数，初始状态下隶属度函数参数为 A1 为 [-1,0]，A2 为 [-1,0,1]，

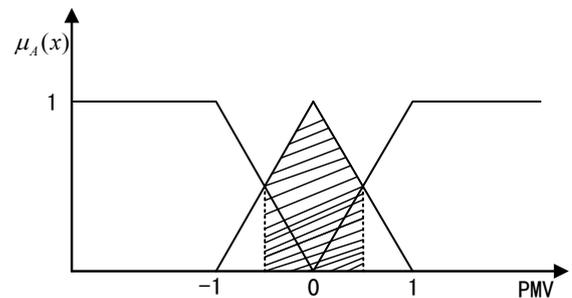


图 5 初始状态隶属度函数

A3 为 [0,1]，初始参数集合记为

$$y^0 = [y_1^0, y_2^0, y_3^0, y_4^0, y_5^0, y_6^0, y_7^0] = [-1, 0, -1, 0, 1, 0, 1]$$

其隶属度函数如图 5 所示：

图中阴影部分为初始舒适度范围 [-0.5,0.5]，调整舒适度范围即为对隶属度函数参数的学习，通过确定隶属度函数的参数即可以确定舒适度范围，那么依据采集到的数据 pmv^k 分别属于区间 A1、A2、A3 上的值为 -1,0,1，并记为 Labeled^k，其标签为 Label^k，参数的学习依据滑动平均策略和以下规则^[11]：

<1> 若 Labeled^k = Label^k，则无需改变任何参数；

<2> 若 $Label^k = -1$, $Labeled^k = 0$, 则需按下式修正 y 中前四个参数 :

$$y_i^k (i=1,2,3,4) = \frac{y_i^{k-1} + \Delta y + \alpha_1 y_i^{k-2} + \alpha_2 y_i^{k-3} + L + \alpha_{l-1} y_i^{k-l}}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_{l-1}}$$

<3> 若 $Label^k = 0$, $Labeled^k = -1$, 则按下式修正 y 中前四个参数 :

$$y_i^k (i=1,2,3,4) = \frac{y_i^{k-1} - \Delta y + \alpha_1 y_i^{k-2} + \alpha_2 y_i^{k-3} + L + \alpha_{l-1} y_i^{k-l}}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_{l-1}}$$

<4> 若 $Label^k = 1$, $Labeled^k = 0$, 则按下式修正 y 中后四个参数 :

$$y_i^k (i=4,5,6,7) = \frac{y_i^{k-1} - \Delta y + \alpha_1 y_i^{k-2} + \alpha_2 y_i^{k-3} + L + \alpha_{l-1} y_i^{k-l}}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_{l-1}}$$

<5> 若 $Label^k = 0$, $Labeled^k = 1$, 则按下式修正 y 中后四个参数 :

$$y_i^k (i=4,5,6,7) = \frac{y_i^{k-1} + \Delta y + \alpha_1 y_i^{k-2} + \alpha_2 y_i^{k-3} + L + \alpha_{l-1} y_i^{k-l}}{1 + \alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_{l-1}}$$

式中 Δy 为修正因子, l 为历史学习步长, 表示修正结果仅与最近 l 次的操作数据有关, α_i 为遗忘因子, 表示距离当前操作时间越久的数据, 对修正结果影响权重越小。依据上述修正规则, 逐条将采集的数据输入, 不断调整隶属度函数参数, 之后代入式 (13), 即可获得其舒适度范围, 再将舒适度范围代入式 (5), 使 $Comfort$ 在符合要求的范围即为舒适温度需求。

表 2 部分操作数据表

操作前室温/ °C	操作前 PMV 值	操作后室温/ °C	操作后 PMV 值	操作前标签
23 -	1.19 2	5	-0.41	-1
24 -	0.8	26 -	0.02	-1
25 -	0.4	26 -	0.02	-1
27 0	.32	6	-0.02	1
28 0	.77	26 -	0.02	1
28 0	.77	24 -	0.8	1
23 -	1.19 2	5	-0.41	-1

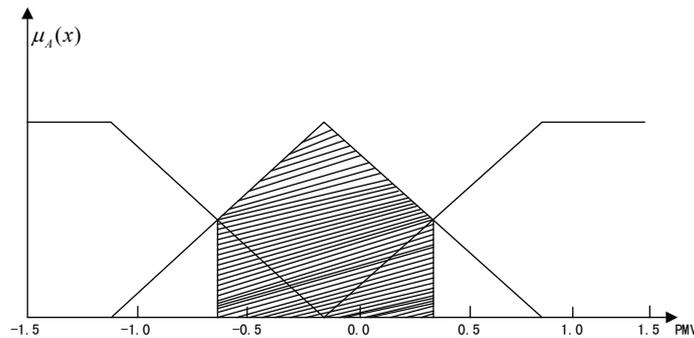


图 6 修正后的隶属度函数

3 实例分析

3.1 舒适度范围计算

采集日常操作空调设备的数据, 按照 2.2.1 所述对数据进行初步处理, 部分处理后的数据如表所示:

每一条操作数据都可以产生两条带有标签的用于学习隶属度参数的数据, 按照 2.2.2 所述方法, 逐条输入数据, 取 $l = 7$, $\alpha_i = [0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7]$ 。修正后的隶属度参数为 $[-1.12, -0.12, -1.12, -0.17, 0.85, -0.15, 0.85]$, 隶属

度函数如图 6 所示:

由图可知, 该实验者的舒适度范围向左发生了偏移, 根据隶属度函数参数, 确定该实验者的舒适度范围为 $[-0.63, 0.35]$ 。

3.2 模型验证

编写系统代码, 通过云平台向设备下发指令操作空调。实验时间为夏季, 选取 1 名受试者, 分别在实验室测试其舒适温度, 采用某品牌的穿戴设备测量舒适温度下手腕处的皮肤温度。分别利用上述控制系统和无控制系统进行实验, 逐个受试者进入

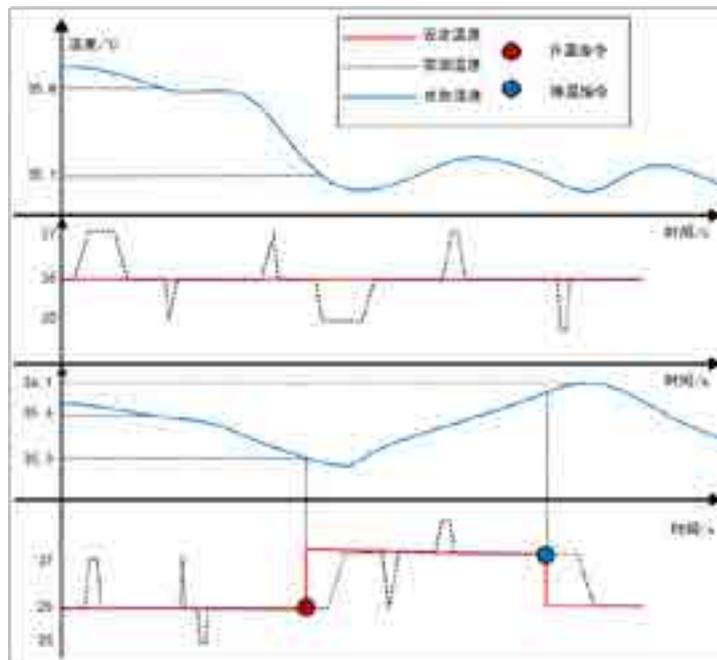


图7 同一受试者在恒温 and 变温环境中的室内温度和皮肤温度曲线

实验室，处于静坐状态，期间不随意走动，约1.5h后结束实验，记录实验室温度变化、皮肤温度变化。其中一名受试者分别在无控制系统和控制系统中的实验数据如图7所示：

图中为同一人在不同实验条件中的数据，图中可以看出，室内温度能够基本与设定温度保持一致，

受热交换和空调自身工作属性影响，偶尔出现波动。该受试者舒适皮肤温度约为 $35.5\sim 35.8$ ，在恒温环境中达到舒适状态后，皮肤温度出现下降，并维持在较低水平，而在带有温度控制系统的实验室内，在受试者皮肤温度下降约 0.5 后，系统下发升温决策，空调温度升高 1 ，由于舒适温度为 26 ，

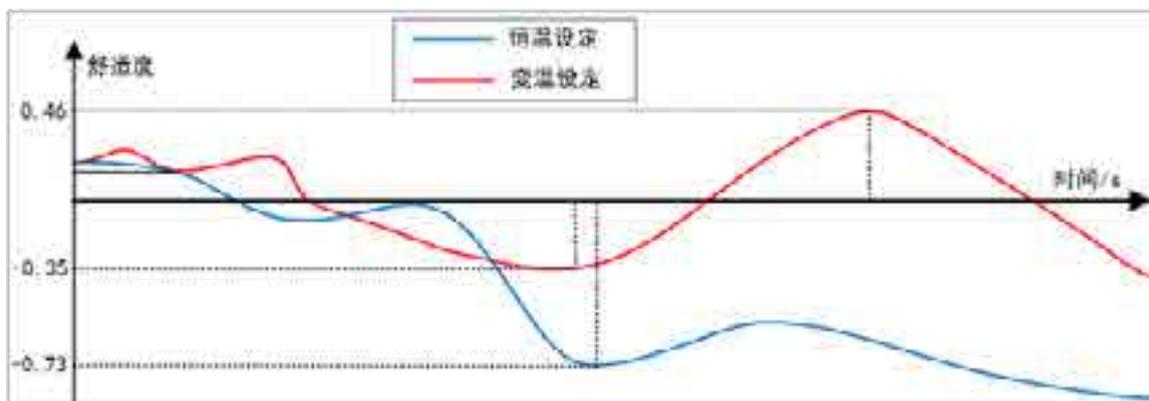


图8 同一受试者在恒温 and 变温环境中的舒适度曲线

在 27 一段时间后，受试者皮肤温度上升，进一步采取降温措施。该受试者两次实验舒适度曲线如图8所示：

受试者舒适度范围 $[-0.35, 0.46]$ ，在此温度范围内为舒适状态，在恒温环境中，受皮肤温度变化，舒适度持续下降，并维持较低水平，而变温环境受

空调温度的提高，舒适度得到补偿，维持在舒适范围内。通过对该名受试者问卷反映：在恒温环境中，开始进入实验室感觉舒适，一段时间后感觉稍冷；而在变温环境中，没有明显感觉不适状态。实验结果表明，本文系统对于提高用户舒适度具有一定的作用。

4 结语

本文首先基于 PMV 模型,利用皮肤温度变化,对 PMV 模型进行修正,进而得到人在睡眠不同阶段的热环境需求;利用操作数据,对其数据进行挖掘,得到适宜的皮肤温度和适宜的舒适度范围,使得决策系统做个性化决策,经实验验证,该系统能够一定程度改善室内温度,提高人体舒适度,可为能够实时监测人体皮肤温度的智能家居的发展提供一定的基础。

参考文献

- [1]. Zhang H, Arens E, Huizenga C, et al. Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part II: Local comfort of individual body parts[J]. 2010, 45(2):389-398.
- [2]. Zhao Y, Zhang H, Arens E A. Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part IV: Adaptive neutral set points and smoothed whole-body sensation model[J]. Building and Environment, 2014, 72: 300-308.
- [3]. Yu J, Ouyang Q, Zhu Y. A comparison of the thermal adaptability of people accustomed to air-conditioned environments and naturally ventilated environments[J]. Indoor Air, 2012, 22(2): 110-118.
- [4]. MACARTHUR J W. Humidity and Predicted-Mean-Vote Based (PMV Based) Comfort Control[J]. ASHRAE Trans, 1986, 92(B):5-17.
- [5]. 刘庆. 基于 PMV 的室内环境智能系统设计 [D]. 北方工业大学, 2017.
- [6]. 段培永, 刘聪聪, 段晨旭, 李慧. 基于粒子群优化的室内动态热舒适度控制方法 [J]. 信息与控制, 2013, 42(01):100-110.
- [7]. 王清, 唐莉萍, 欧阳文斌. 基于热舒适度的节能型空调控制算法 [J]. 东华大学学报(自然科学版), 2010, 36(01):57-60.
- [8]. 刘荣向. 基于新陈代谢率及皮肤温度的人体热舒适实验研究 [D]. 青岛理工大学, 2010.
- [9]. Choi J H, Loftness V. Investigation of human body skin temperatures as a bio-signal to indicate overall thermal sensations[J]. Building and Environment, 2012, 58(15):258-269.
- [10]. 潘黎. 基于人体生理参数的清醒和睡眠状态的热舒适研究 [D]. 上海交通大学, 2012.
- [11]. 李慧, 张庆范, 段培永. 基于用户学习的智能动态热舒适控制系统 [J]. 四川大学学报(工程科学版), 2011, 43(02):128-135.

全球代表城市居住建筑空调温度 升高1 的节能效果

单前程, 韦金承, 龙恩深

(四川大学灾后重建与管理学院, 成都 610065)

[摘要] 尽管升高空调设定温度是众所周知的节能措施之一, 但它在世界各地不同气候条件下的空调节能效果差异性及其机理却鲜有系统性的研究。本文选取世界9个代表城市, 对相同居住建筑、空调设定温度从24 升高25 时的逐时动态冷负荷进行模拟, 通过对比分析各城市的全年及逐月绝对节能量和相对节能率, 探究节能效果的气候差异性和影响机理。结果表明, 越是炎热的城市, 绝对节能量越大。对相同居住建筑空调设定温度升高1 , 越炎热的城市全年空调节能率越小, 越凉爽的城市越大 ; 全年空调节能率与耗冷量呈负相关, 另外逐时负荷降低量不管在什么气候条件下都存在一个相同的最小值, 其大小取决于各外围护结构传热系数、传热面积及设定温度升高幅度。

[关键词] 空调设定温度 ; 节能量 ; 节能率 ; 耗冷量 ; 逐时冷负荷

0 引言

空调在给人们带来舒适的生活环境和工作环境的同时, 也带来了建筑能耗大幅度上升等一系列问题。相关技术资料显示, 全球建筑能源消耗已超过工业和交通运输, 占到总能源消耗的41%; 在许多国家, 建筑物占总能源需求的比例最大。欧洲75%的建筑能源都用于室内空间供暖^[1]。在美国, 商业建筑占能源消耗的18.9%, 占温室气体排放总量的19.6%^[2,3]。国内数据显示2015年, 中国建筑总面积达到613亿平方米, 建筑能源消费总量为8.57亿吨标准煤, 占全国能源消费总量的20%^[4]。因此如何控制和降低这部分能耗, 变得愈发重要和紧迫。现有几种技术措施可以降低建筑能耗, 减少相关温室气体排放。一方面从供应侧出发, 包括优化系统设备、采用先进的运行维护策略^[5], 对既有建筑进行节能改造, 引进智能电网应用等^[5-7]。也有少数研究工作集中于通过将居住者的需求整合到建筑系统的控制逻辑中来量化其潜在的节能^[8-9]。另一方面只有少部分研究从需求侧出发, 以人为本, 关注建筑的温度设定值、建筑的围护结构以及考虑内热源情况下揭示人的行为对建筑节能效果的影响。

建筑物内的暖通空调系统主要负责为居住者提供令人满意的室内环境。为建筑物居住者提供令人满意的室内环境的同时, 需考虑其能耗问题。Ismail M. Budaiwi, Adel A. Abdou^[10]等采用了组合式空调系统和围护结构改造措施, 使空调能耗降低了48%。并提出了与清真寺设计、改造和空调运行策略有关的

一些建议。Andre Feliks Setiawan^[11]使用EQUEST软件探讨在印尼常见情形下不同类型的屋顶建筑、玻璃窗及遮阳技术如何影响居住建筑的能耗, 结果表明, 窗户遮阳对建筑的整体能耗影响最大, 其次是使用适当的玻璃, 而改变屋顶类型产生的节能效果较小。而空调温度设定值的选取又会大大影响建筑物能耗, 学者们做了许多研究工作, 王倩、孟庆林^[12]等通过广东省茂名市某卧室房间空调器使用的现场实测, 研究了空调设定温度对空调耗电量的影响, 结果表明, 在湿热地区, 空调设定温度对耗电量影响很大, 实验日条件下, 空调设定温度由26 降低为25 时, 耗电量上升了47.89%, 而空调设定温度由27 降低为25 时, 耗电量上升了134.35%。Tyler Hoy^[13]通过模拟不同温度区间对建筑物年能耗的影响, 结果表明在不降低满意度的情况下, 通过增加22.2 的空调设定点至25 , 平均可节省29%的空调能量和27%的暖通空调节能量。

可以看出国内外现有文献研究较多, 主要都是在考虑人体热舒适性情况下对暖通空调系统的改进或是研究某个城市关于空调温度设定值与建筑能耗之间的研究, 由于问题的复杂性, 作者们均注重其相对节能率, 而忽视绝对节能量, 且少有以全球不同气候区不同城市气象数据作为单一变量, 通过研究相同建筑对空调温度设定值升高与建筑能耗的影响, 从而揭示其空调温度设定值的深层意义。此外, 对空调温度设定值升高在不同气候区背景下的节能规律机理揭示还停留在宏观定性层面, 微量量化层面研究还是空白, 且定性趋于共识, 但定量差异大, 条件复杂, 横向比较困难, 为了深入研究温度设定

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0700400),
国家自然科学基金(51778382)

值对建筑能耗影响的规律及量化机理,以某建筑为研究对象,通过特征温度法(CTM)对全球不同气候区典型城市不同气候参数条件下的同一建筑进行能耗模拟,对其建筑负荷及能耗进行分析,通过对全年耗冷量、节能量和节能率等数据,分析揭示其空调温度设定值与建筑能耗之间的内在联系,并提出相应的改善措施。

1 对象与方法

本文研究对象为一幢5层居住建筑,建筑面积

为969.3m²,围护结构总面积为1089.62m²,建筑体积为2352.26m³,体形系数为0.46。东西墙未开外窗,南北外墙的窗墙面积比分别为0.19、0.26。建筑平面、立面如图1、2。外墙传热系数为0.58W/m²·K,外窗传热系数为2.91W/m²·K,屋顶传热系数为0.33W/m²·K,地面传热系数为1.02W/m²·K。

图1、图2分别为该典型建筑平面图、立面图。

由于全球不同气候区的典型城市之间的差异很大,同一建筑在不同国家,不同城市在提高空调设

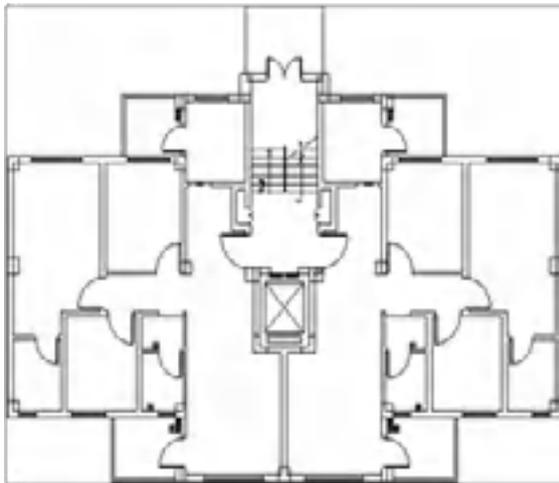


图1 建筑平面图



图2 建筑立面图

表1 全球不同气候区九大代表城市主要气候参数

	纬度 °	年平均气温 ℃	最热月份的平均气温 ℃	年最高温度 ℃	年辐射总量 kWh/m ²
北京	40	13.3	26(7月)	39.4	1246.4
伦敦	43.03	7.3	20.8(7月)	31.8	1401.7
开罗	30.13	21.7	28.18(7月)	43	1919.3
哈瓦那	22.98	24.67	27.1(7月)	35	1867.9
洛杉矶	33.93	16.84	20(8月)	32.2	1824.6
墨西哥城	19.43	16.86	17.64(7月)	30	1816.3
莫斯科	55.75	5.52	19.1(7月)	30.6	973.4
名古屋	35.25	15.5	27.6(8月)	36	1393.1
新德里	28.58	24.46	30.3(7月)	43.6	1959.4

定温度时,影响其能耗的主要因素也不尽相同。通过世界主要气候类型分布,将全球划分为9个气候区,在北半球每个气候区中选取一个代表城市的气象数据作为研究变量。

本文假设研究对象所选取的建筑分别修建于全球不同气候区的新加坡城、墨西哥城、新德里、开罗、名古屋、洛杉矶、伦敦、北京、莫斯科等9个代表城市。为了排除其他无关因素的干扰,模拟时忽略人员、

设备、照明等内热源影响，换气次数取为 0.5 次/h。

为了研究相同建筑在不同气候条件下空调设定温度升高 1 对空调能耗的影响规律的差异性，假设该居住建筑分别修建于不同气候区 9 个代表城市，其空调设定温度的起始值都统一规定为 24。各城市其主要气候参数如表 1 所示。从下表可知，全球九大代表城市的气候条件差异显著，年平均气温差异达 19.15，最热月份的平均气温差异也达 12.7，最高气温相差 13.6，且最热月份基本上集中在 7 月和 8 月，可为揭示机理提供借鉴。

研究方法采用特征温度法（简称 CTM）。该方法是基于建筑能耗基因理论^[14]的用于建筑空调供暖负荷、能耗的动态模拟方法，可揭示房间（建筑）冷（热）负荷或能耗与其它各种因素的相互关系，大量文献中试验和软件对比验证了该法的可靠性。基于特征温度法（CTM），模拟计算了夏季空调设定温度分别为 24 和 25 时不同气候条件下各城市居住建筑的全年建筑逐时动态负荷，并统计逐日、逐月、逐年、全年耗冷量，进而分析空调设定温度升高 1 时的逐时负荷降低率以及逐日、逐月、全年节能率。模拟分析时，假定室外干球温度设定温度，则空调冷负荷为零。因为居住建筑进深小、内热源小，即使有太阳辐射得热，也可通过开启门窗的自然通风带走余热。为了更好地揭示影响机理，

排除次要因素和人员行为不确定的影响。

2 全年宏观层次节能效果

2.1 空调温升 1℃ 前后各城市全年耗冷量对比

为宏观地对比不同气候区代表城市温升 1 前后的空调节能规律，图 3 给出了 9 个城市温升前后全年空调总耗冷量变化对比。可以看出，全球不同城市室内空调设定温度升高 1 存在共性规律，全年耗冷量均有不同程度减少；年均气温越高，其相应供冷需求越大。另外也存在个性差异，温升前耗冷量大的城市的耗冷量变化不一定比温升前耗冷量小的城市的耗冷量变化大，例如哈瓦那与墨西哥城，虽然哈瓦那的耗冷量远大于墨西哥城，但是哈瓦那全年耗冷量的变化量却小于墨西哥城的全年耗冷量。全年空调总耗冷量最高的是哈瓦那，最小的是洛杉矶，两者相差 24 倍，由于开罗、哈瓦那、新德里均为热带城市，纬度较低，年平均气温高，均超过 20，所以其全年耗冷量明显远高于其他城市；而墨西哥城虽为热带地区，纬度较低，但其年平均气温较低，最热月份的平均气温仅为 17，因此全年耗冷量相对较少；北京、伦敦、莫斯科、洛杉矶、名古屋年平均气温较小，其耗冷量也相对较少。其个性和共性规律可以说明升高空调设定温度，在不同气候条件下均可明显降低居住建筑的全年供冷需求。

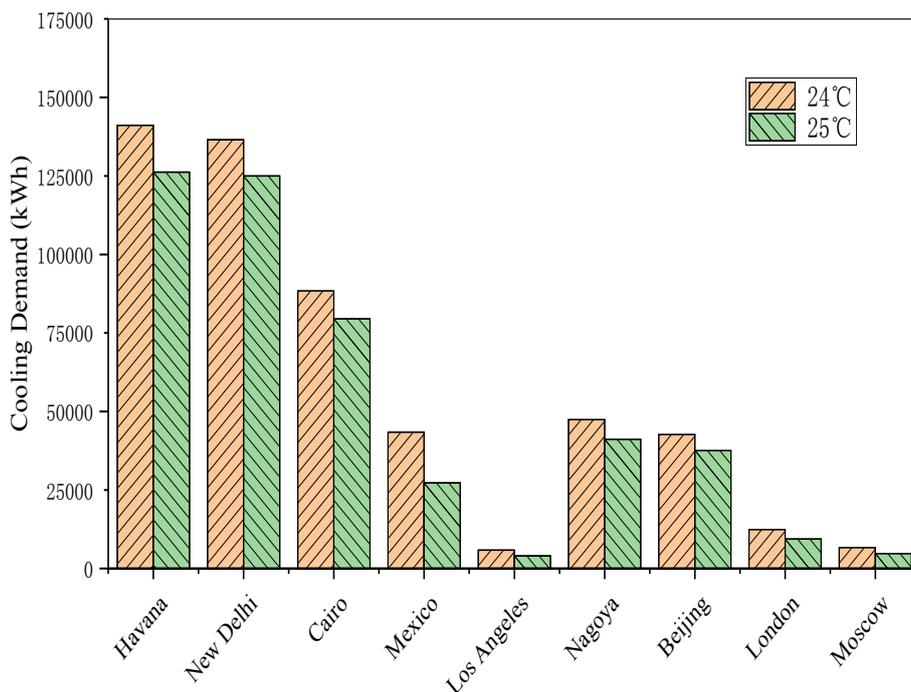


图 3 空调温升 1℃ 前后各城市全年耗冷量变化

2.2 不同城市全年节能量与节能率对比

基于上述分析，图4给出了9个城市全年空调节能量与空调节能率的对比。可以发现，（1）当室内空调设定温度升高1℃，在全球不同气候背景下的城市均有不同程度的节能效果；（2）不同城市的全年节能量存在明显差异，一般越炎热的城市，节能效果越显著；（3）全年节能量最高的不是处于炎热地区的新德里、哈瓦那、开罗，而是处于全年平均温度16℃，最热月份平均温度为17℃的墨西哥城，全年节能量最低是洛杉矶，最高和最低相差8.8倍；（4）值得注意的是，新德里的全年耗冷量为莫斯科的20倍，但新德里的全年节能量仅为莫斯科的6倍；哈瓦那的全年耗冷量约为墨西哥城的3倍，但哈瓦那的全年空调节能量与墨西哥城的全年空调节能量相差无几。说明提高室内空调设定温度在不同气候区的城市，均能达到显著的节能效果。

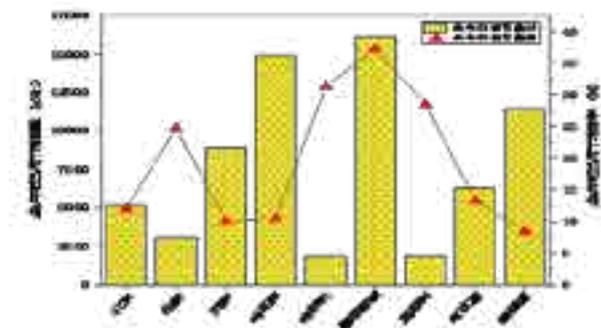


图4 全年空调节能量与空调节能率对比图

3 逐日细观节能效果机理解析

3.1 莫斯科、新德里逐日节能率对比

图5给出了莫斯科和新德里在空调供冷设定温度升高1℃后逐日节能率随升高前建筑逐日耗冷量的分布图，以期从逐日纬度剖析设定温度升高的节能机理。可以看出，虽然两个城市相同建筑的逐日耗冷量变化范围差异较大，但在相同的逐日耗冷量范围内，逐日节能率的变化范围和规律都是相似的；随着逐日耗冷量的增大，节能率迅速降低；当耗冷量达到250kWh以后，降低变得缓慢。进一步发现，莫斯科有耗冷负荷的29天中，有7天节能率为100%；而新德里有耗冷负荷的287天中，仅有9天节能率为100%。

4 逐时微观节能效果机理解析

4.1 莫斯科、新德里相对节能率

图6分别为莫斯科、新德里的相同建筑室内设

果。（5）全年空调节能率最大的城市为墨西哥城，达到了37%，最小的城市为新德里，仅为8%。进一步研究发现，炎热地区的城市普遍节能率小于寒冷地区的城市，主要原因是炎热地区全年耗冷量的基数远远大于寒冷地区，不同气候条件城市的全年空调节能率与全年耗冷量成负相关。但也存在例外情况，例如墨西哥城全年的耗冷量均大于莫斯科、伦敦、洛杉矶，但墨西哥的全年节能率也均大于以上城市。

对比节能量和节能率的差异，发现越凉爽的城市节能量越小，但节能率越高，但墨西哥城例外，可见现有文献仅关注空调设定温度升高的节能率具有一定的片面性。因此，空调设定温度提升1℃的节能率既有共性规律可循，又有与所在城市气候特点差异导致的特殊性，影响非常复杂，还有待进一步研究。

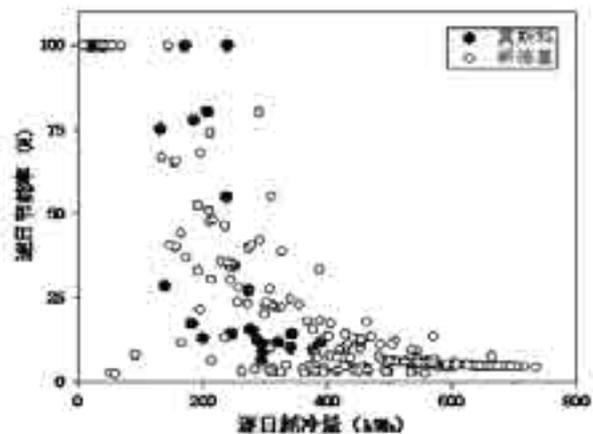


图5 基于逐日耗冷量的节能率变化规律对比

定温度提高1℃时的全年逐时冷负荷降低率随室外干球温度变化规律的散点图。全年8760个小时中，空调温度设定为24℃时，莫斯科共有221个小时有供冷负荷，而新德里有5044个小时；当供冷设定温度升高为25℃时，两个城市均有不少时刻无需供冷（负荷降低率达100%），室外温度越低，越接近25℃（室内外温差越小），空调设定温度升高1℃引起的负荷降低作用越明显，故负荷降低率越大；为了更好地理解机理，统计出了全年负荷时刻数、负荷降低率为100%的时刻数，其中莫斯科100%的时刻数为62个，新德里100%的时刻数为270个。从图中可以发现：（1）尽管两个城市有空调冷负荷的时刻数差异达22.8倍，但是逐时冷负荷降低率随逐时室外干球温度的变化范围及趋势具有相似性；

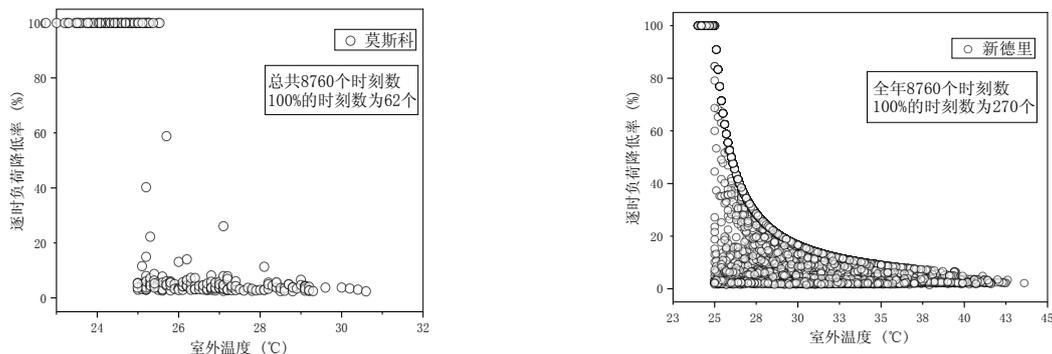


图6 莫斯科、新德里逐时负荷降低率

(2) 从逐时室外干球温度的影响来看，当室外气温介于 24~25 之间时，负荷降低率均为 100%；而室外气温大于 25 以后，随着干球温度的增加，总体呈现下降趋势，是因为温差引起的冷负荷增大；(3) 相同温度时，负荷的降低率差异很大，是因为温升 1 导致的负荷降低至有限，且由于新德里形成的冷负荷基数大，所以其相应的降低率会较低。

4.2 莫斯科、新德里绝对节能量

图 7 分别给出了莫斯科和新德里在空调设定温度升高 1 时逐时负荷降低量随相应时刻室外干球气温变化的对比图。可以看出，(1) 尽管莫斯科全年室外气温变化范围为 -25.2 ~30.6 ，而新德里为 4.2 ~43.6 ，两个城市气候反差非常明显，但逐时负荷降低量随室外气温的变化规律具有类似性；(2) 当室外气温低于 24 时，两个城市的负荷降低量均为 0；当室外气温在 24~25 之间时，负荷降低量介于 0 和某一定值之间；(3) 当室外气温高于 25 后，负荷降低量为恒定值 1.27kW；(4) 气候反差显著的城市，逐时负荷降低最小值是相同的，其大小取决于各外围护结构传热系数 U_i 、传热面积

F_i 及设定温度升高幅度（本文为 1 ）。(5) 在设定温度升高前，莫斯科全年有 221 小时有耗冷需求，而新德里有 5044 个小时；莫斯科在 221 小时中有 62 个高于最小值，而新德里却有 256 个这样的时刻。因此新德里的全年、逐月节能量远大于莫斯科。

5 结论

本文采用 CTM 方法，分析了全球不同气候区 9 个典型代表城市空调温度升高 1 的节能效果，对比了全年空调能耗变化趋势、节能量与节能率，结果表明：

(1) 相同建筑在不同气候区城市空调设定温度升高 1 时，均有显著的节能效果；越是炎热的城市，节能效果越明显。但是，墨西哥城、哈瓦那、新德里，开罗等城市节能量最高的时候并非在最热月份，节能量最高反而处于凉爽月份。

(2) 对相同居住建筑空调设定温度升高 1，越炎热的城市全年空调节能率越小，越凉爽的城市越大；全年空调节能率与耗冷量呈负相关；与人为气候区规划不大，例如：北京与哈瓦那节能率相近。

(3) 不同的气象条件是决定建筑全年能耗大小

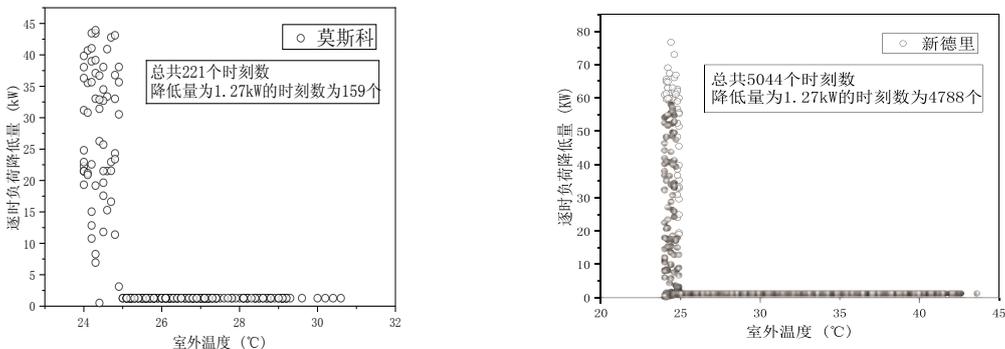


图7 逐时负荷降低量随室外气温的变化规律

的主要影响因素,不同城市全年的耗冷量差异最大可达24倍;将空调设定温度升高1℃时,不同城市全年空调节能量相差最大为8.8倍;空调节能量最大的城市为墨西哥城,节能量的大小与当地平均气温有直接关系。

(4)墨西哥城与洛杉矶虽然年平均气温、最热月份平均气温、年最高气温及年太阳辐射总量均相似,但是由于墨西哥城全年需要供冷的天数远大于洛杉矶,所以洛杉矶全年节能量就远远低于墨西哥城。

(5)空调设定温度升高1℃时,逐时负荷降低量不管在什么气候条件下都存在一个相同的最小值,其大小取决于各外围护结构传热系数、传热面积及设定温度升高幅度。空调设定温度升高1℃的节能率各城市明显不同,但该行为节能效果对任何气候背景城市的建筑的效果均是显著的。

参考文献

- [1] Building Performance Institute Europe (BPIE), Europe's Buildings under the Microscope, Exec. Summ. 2011 (Accessed 17 October 2017) (2011). http://bpie.eu/wp-content/uploads/2015/10/HR_EU_B_under_microscope_study.pdf.
- [2] Book BED. US Department of Energy, 2011; 2010.
- [3] U.S. Energy Information Administration. Emissions of greenhouse gases in the United States 2009, Distribution of total U.S. greenhouse gas emissions by enduse sector, Table 3. DOE/EIA-0573(2009); 2011.
- [4] 中国建筑能耗研究报告,2017[M]. 中国建筑工业出版社,2017.
- [5] Liu G, Liu B, Wang W, Fan Z, Athalye R, Moser D, et al. Advanced energy retrofit guide office buildings; 2011 [20761].
- [6] Siano P. Demand response and smart grids—a survey. *Renew Sustain Energy Rev* 2014;30:461-78.
- [7] Mills E. Building commissioning: a golden opportunity for reducing energy costs and greenhouse-gas emissions. Lawrence Berkeley National Laboratory;2010.
- [8] Xu X, Culligan PJ, Taylor JE. Energy saving alignment strategy: achieving energy efficiency in urban buildings by matching occupant temperature preferences with a building's indoor thermal environment. *Appl Energy* 2014;123:209-19.
- [9] Ghahramani A, Jazizadeh F, Becerik-Gerber B. A knowledge based approach for selecting energy-aware and comfort-driven HVAC temperature set points. *Energy Build* 2014;85:536-48.
- [10] Budaiwi, I.M., Abdou, A.A. & Al-Homoud, M.S. *Build. Simul.* (2013) 6: 33. <https://doi.org/10.1007/s12273-012-0092-5>
- [11] Andre Feliks Setiawan, Tzu-Ling Huang, Chun-Ta Tzeng, Chi-Ming Lai. The Effects of Envelope Design Alternatives on the Energy Consumption of Residential Houses in Indonesia[J]. *Energies*, 2015, 8(4).
- [12] 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, 2015.
- [13] Tyler Hoyt, Edward Arens, Hui Zhang. Extending air temperature setpoints: Simulated energy savings and design considerations for new and retrofit buildings[J]. *Building and Environment*, 2015, 88.
- [14] 龙恩深. 建筑能耗基因理论与建筑节能实践 [M]. 北京: 科学出版社, 2009.

建筑墙体热物性非稳态检测频域分析方法研究

马立^{1,2}, 龙恩深¹, 刘钦²

(1. 四川大学, 成都 610065; 2. 西南科技大学, 绵阳 621010)

[摘要] 分析了现有墙体热物性检测方法的局限性及对墙体热物性非稳态检测方法的迫切需求, 以谐波反应法和频域分析理论为基础, 提出了两种求解单层均质墙体的导热系数和体积比热以及多层墙体的热惰性指标的频域分析方法, 并进行了数值模拟验证和实验验证。结果表明, 此方法实现了墙体热物性简单可靠的现场检测, 受现场条件限制少, 测试过程简单, 结果可靠性高, 对建筑热物性非稳态检测技术有所创新。

[关键词] 围护结构; 热物性; 现场检测; 非稳态; 频域分析

0 引言

可靠快捷的建筑墙体热物性现场检测方法和技术是建筑节能发展的重要环节, 但是现有的建筑墙体热物性现场检测方法存在测试条件严格且难于满足、误差大和指标单一等缺点, 技术上造成现场检测实施困难, 从而形成目前对建筑墙体热工性能现场检测验收环节的缺失, 由此导致的结果是各种墙体保温工程造假和偷工减料, 建筑实际保温性能大打折扣, 甚至造成各种事故危及人身和财产安全。显然对建筑围护结构热工性能现场检测技术和方法仍需进行深入的研究。为了准确的掌握建筑墙体真实的热工性能, 确保建筑保温效果, 就必须研究处于自然条件下对建筑围护结构快速、简单和准确的非稳态检测方法, 通过现场测量获得实际墙体可靠的热工性能指标。

建筑节能评价中常以导热系数、传热系数或热阻作为墙体的基本热工性能评价指标, 目前常用的现场检测方法有: 热流计法^[1]、热箱法^[2]、控温箱—热流计法^[3]和常功率平面热源法^[4]。这些方法都存在一定的局限性。热流计法基于一维稳态传热, 易受环境温度的限制, 测试时间长, 误差大; 而其余三种方法需要对墙体进行局部加热, 由此带来的侧面传热对检测结果造成影响。除此之外, 学者们还提出了几种非稳态导热反问题方法。Mejias和Orlande^[5]采用Levenberg-Marquardt算法和共轭梯度法对导热系数的估算进行了研究, 并对测量精度作了分析。Cheng-Hung Huang等^[6]用共轭梯度法进行了导热系数的逆运算, 并用数值实验验证了正确性。Engl和Zou^[7]对正则化方法求解导热系数进行了研究, 并分析了收敛速度。Andrieu, Freitas等^[8]推动了马尔科夫链蒙特卡罗方法的发展, 使得贝叶斯方法开始应用于工程反问题中; Zabarar和Jingbo Wang^[9-11]利用贝叶斯方法对一维参数的估计进行了研究。Sandrine Garcia等^[12]将遗传算法引入传热反问题的研究中, 并进行了试验优化。然而, 这些研

究方法是以数据的时域特征来求解的, 而时域中数据表现出来的不规则波形用于热物性分析时需要大量的数据计算, 技术性要求高, 求解结果的准确性依赖于数据的测试精度, 并且物理意义不清晰。

现有的现场检测方法大多仅能检测导热系数。随着装配式建筑和被动式建筑以及节能建筑轻型化的发展, 建筑非稳态传热表现出的热稳定性对建筑能耗的影响逐渐受到重视。非稳态传热分析方法主要有: 数值分析法、谐波反应法^[13,14]、反应系数法^[15-17]、z传递函数^[18-20]。其中采用谐波反应法建立的建筑热稳定理论模型, 能够反映围护结构对室内或室外扰量的热响应特性, 对周期性传热过程的描述物理意义清晰, 因而被广泛应用于建筑非稳态传热过程的计算。热惰性指标和蓄热系数是谐波反应法中的关键参数, 决定围护结构在非稳态传热条件下的热稳定性。

本文以谐波分析为理论基础, 提出一种新的墙体热工性能现场检测反问题技术方法-频域分析法, 将时域内的问题转换到频域内求解, 即通过自然状态下建筑墙体热力系统与温度输入输出的频率响应关系, 求解得到决定热力系统特性的热物性参数: 导热系数、体积比热和热惰性指标。该新方法应用于建筑围护结构热物性现场检测, 可实现通过简单的温度和热流参数测量, 快速得到可靠的建筑围护结构热物性指标。

1 频域分析法的理论推导

1.1 墙体热力系统的传递矩阵

假定一单层均质平壁墙体, 其非稳定传热过程可以用墙体内部温度分布的导热偏微分方程和墙体内部热流密度与温度场关系的傅里叶定律描述, 如式(1)所示。

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} &= \frac{1}{a} \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} \quad (0 < x < l, \tau > 0) \\ q(x, \tau) &= -\lambda \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \quad (0 < x < l, \tau > 0) \\ t(x, 0) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

式中 l 为墙体厚度, m ; a 为热扩散系数, 等于 $\frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ m^2/h ; λ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$; ρ 为密度, kg/m^3 , c 为质量比热, $kJ/(kg \cdot K)$ 。

利用拉普拉斯变换对式求解得到墙体热力系统传递矩阵如式所示, 表达了墙体内外表面温度和热流的拉普拉斯变换之间的关系。

$$\begin{bmatrix} T(0,s) \\ Q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_0(s) & B_0(s) \\ C_0(s) & A_0(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(l,s) \\ Q(l,s) \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中 $\begin{bmatrix} D_0(s) & B_0(s) \\ C_0(s) & A_0(s) \end{bmatrix}$ 为墙体热力系统传递矩阵

G_0 , $T(0,s)$ 和 $Q(0,s)$ 为墙体外表面温度和热流的拉普拉斯变换, $T(l,s)$ 和 $Q(l,s)$ 为墙体内部表面温度和热流的拉普拉斯变换。

将墙体传递矩阵 G_0 与内表面空气边界层传递矩阵 G_r 相乘得到含内表面空气边界层的单层均质墙体的总传递矩阵 G , 即

$$G = G_0 \cdot G_r = \begin{bmatrix} D_0(s) & B_0(s) \\ C_0(s) & A_0(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{h_r} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D(s) & B(s) \\ C(s) & A(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

则墙体外表面与室内空气的温度和热流的拉普拉斯变换之间的关系为

$$\begin{bmatrix} T(0,s) \\ Q(0,s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D(s) & B(s) \\ C(s) & A(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(r,s) \\ Q(r,s) \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 $T(r,s)$ 和 $Q(r,s)$ 为室内空气温度和热流的拉普拉斯变换。

对式进行联立变换并展开, 可得到墙体内部表面温度的拉普拉斯变换 $T(l,s)$ 与外表面温度和室内空气温度的拉普拉斯变换 $T(0,s)$ 和 $T(r,s)$ 之间的关系为

$$T(l,s) = \frac{1}{h_r B(s)} T(0,s) + \frac{B_0(s)}{B(s)} T(r,s) \quad (5)$$

式中 $\frac{1}{h_r B(s)}$ 为墙体内部表面温度对于墙体外部表面温度的传递函数, $\frac{B_0(s)}{B(s)}$ 为墙体内部表面温度对于室内空气温度的传递函数。

式还可以用下列形式表达:

$$\begin{bmatrix} Q(0,s) \\ T(l,s) \end{bmatrix} = \frac{1}{B_0(s)} \begin{bmatrix} A_0(s) & -1 \\ 1 & -D_0(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(0,s) \\ Q(l,s) \end{bmatrix} \quad (6)$$

展开可得墙体内部表面热流的拉普拉斯变换 $Q(l,s)$ 与内外表面温度的拉普拉斯变换 $T(l,s)$ 和 $T(0,s)$ 之间的关系为

$$T(l,s) = \frac{1}{D_0(s)} T(0,s) - \frac{B_0(s)}{D_0(s)} Q(l,s) \quad (7)$$

式中 $\frac{1}{D_0(s)}$ 为墙体内部表面温度对于墙体外部表面温度的传递函数, $-\frac{B_0(s)}{D_0(s)}$ 为墙体内部表面温度对于内部表面热流的传递函数。

1.2 频域分析法

式和式分别表达了以室内空气或墙体内部表面热流为输入条件时, 墙体内部表面温度的响应关系。可综合整理为下列形式:

$$T(l,s) = M_k(s) T(0,s) + N_k(s) P_k(s) \quad (8)$$

式中, 当 $k=1$ 时, 命名为温度输入法, $M_k(s) = \frac{1}{h_r B(s)}$, $N_k(s) = \frac{B_0(s)}{B(s)}$, $P_k(s) = T(r,s)$; 当 $k=2$ 时, 命名为温度-热流输入法, $M_k(s) = \frac{1}{D_0(s)}$, $N_k(s) = -\frac{B_0(s)}{D_0(s)}$, $P_k(s) = Q(l,s)$ 。

一般地, 在现场检测环境中, 室内外的温度均是变化的。通过傅里叶变换可将墙体外部表面温度和室温或内部表面热流分解为若干个频率呈整数倍的正弦函数的级数形式, 即谐波形式, 那么墙体外部表面温度和室温的各阶温度波均呈正弦波形变化, 其频率均为 ω_n , 振幅分别为 A_{0n} 和 A_{kn} , 初相位为 φ_{0n} 和 φ_{kn} , 其中 n 为谐波的阶数, 则墙体内部表面温度波为

$$t_n(\tau) = \left\{ M_k(i\omega_n) A_{0n} e^{i(\omega_n \tau + \varphi_{0n})} \right\}_{1m} + \left\{ N_k(i\omega_n) A_{kn} e^{i(\omega_n \tau + \varphi_{kn})} \right\}_{1m} = A_{0n} |M_k(i\omega_n)| \sin(\omega_n \tau + \varphi_{0n} - \psi_{kn}) + A_{kn} |N_k(i\omega_n)| \sin(\omega_n \tau + \varphi_{kn} - \chi_{kn}) \quad (9)$$

式中 ψ_{kn} 和 χ_{kn} 分别为复数 $\frac{1}{M_k(i\omega_n)}$ 和 $\frac{1}{N_k(i\omega_n)}$ 的幅角, rad 。

为了表达清晰, 令

$$X_n = A_{0n} |M_k(i\omega_n)|, \quad Y_n = A_{kn} |N_k(i\omega_n)|, \quad \mu_n = \varphi_{0n} - \psi_{kn}, \quad \gamma_n = \varphi_{kn} - \chi_{kn},$$

则

$$t_{in}(\tau) = X_n \sin(\omega_n \tau + \mu_n) + Y_n \sin(\omega_n \tau + \gamma_n)$$

$$= \sqrt{X_n^2 + Y_n^2 + 2X_n Y_n \cos(\mu_n - \gamma_n)} \cdot \sin(\omega_n \tau + \theta)$$

(10)

其中 $\tan \theta = \frac{X_n \sin \mu_n + Y_n \sin \gamma_n}{X_n \cos \mu_n + Y_n \cos \gamma_n}$

式表达了在墙体外表面温度波和室内温度波或内表面热流波的共同作用下，墙体内表面的温度响应。从式可以看出，墙体内表面的温度响应也为正弦波，且频率与墙体外表面温度和室温的频率一致。因此，可令墙体内表面温度波为

$$t_{in}(\tau) = A_{In} \sin(\omega_n \tau + \varphi_{In}) \quad (11)$$

式中 A_{In} 为内表面温度波的振幅， φ_{In} 为内表面温度波的初相位，rad。将式与式联立得到频域分析法的理论计算公式如式所示。

$$\left. \begin{aligned} A_{In}^2 &= X_n^2 + Y_n^2 + 2X_n Y_n \cos(\mu_n - \gamma_n) \\ \tan \varphi_{In} &= \frac{X_n \sin \mu_n + Y_n \sin \gamma_n}{X_n \cos \mu_n + Y_n \cos \gamma_n} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中包含的独立参数有 A_{In} 、 C 、 hr 、 A_{0n} 、 A_{1n} 、 A_{kn} 、 O_n 、 I_n 和 kn ，组合参数为热惰性指标 D 和蓄热系数 S ，其中 $D = l \sqrt{\frac{\omega_n}{a}}$ ， $S = \lambda \sqrt{\frac{\omega_n}{a}}$ 。

利用 9 个参数间的关系，给定可获取的独立参数值，就可以求解出 A_{In} 、 C 、 D 和 S 。

频域分析方法的应用步骤如下：

(1) 现场监测某周期内墙体内外壁面和室内空

气的逐时温度以及内侧壁面的逐时热流。

(2) 将温度和热流数据分解为谐波形式，得到 A_{0n} 、 A_{1n} 、 A_{kn} 、 O_n 、 I_n 和 kn 。

(3) 估算内表面换热系数 hr 。

(4) 将步骤 (2) 和 (3) 得到的 7 个参数代入式 (9)，使其变为二元非线性方程组，解之可得到单层墙体的导热系数 λ 和体积比热 C 或多层墙体热惰性指标 D 和蓄热系数 S 。其中 $n=1$ 。

推导式的假定条件为单层均质，因多层墙体的总热惰性指标为各组成层热惰性指标之和，与各组成层排列次序无关，所以当求解多层墙体的热工性能时，可将多层墙体看做一个整体，利用单层均质的求解思路，来反求热惰性指标。求解出的另一个参数是整体的蓄热系数，多层墙体的构造次序发生变化时，整体的热惰性指标不变，而整体的蓄热系数是变化的，但对于既有的多层建筑墙体，其各组成层的排列次序是固定的，其抵抗温度波能力是不变的，所以整体的蓄热系数是能够反映既有墙体的非稳态传热特性的。本文将求解出的整体蓄热系数以蓄热特征数 S 表示。

2 数值模拟验证

2.1 单层材料数值模拟验证

2.1.1 研究对象

以建筑中常用的烧结页岩砖（材料 1）和保温砂浆（材料 2）两种材料以及自定义材料（材料 3）的特性作为研究分析对象，自定义材料的导热系数和材料 1 相同，体积比热和材料 2 相同，三种材料的热物性参数见表 1。

表 1 模拟对象的热物性参数

材料名称	导热系数 W/(m·K)	密度 kg/m ³	质量比热 kJ/(kg·K)	体积比热 kJ/(m ³ ·K)
烧结页岩砖	0.87	1800	1.06	1908
保温砂浆	0.29	800	1.05	840
自定义材料	0.87	800	1.05	840

2.1.2 模拟条件设置

在 ANSYS 软件中分别建立材料 1、2、3 的单层墙体模型，厚度均取 120mm，边界条件均设置：墙体外表面温度表达式为 $t_1=25[C]+10[K]*\sin(\pi*t/12[h])+3[K]*\sin(\pi*t/6[h])+1[K]*\sin(\pi*t/4[h])$ ，内表面空气层温度表达式为 $t_2=5[C]+4[K]*\sin(\pi*t/12[h]-1)+1[K]*\sin(\pi*t/6[h]-1)+0.5[K]*\sin(\pi*t/4[h]-1)$ ；内表面换热系数取 $hr=8.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；模拟时间为三个周期 72h，时间步长为 1min。在墙体内表面处设置温度和热流监测点。

2.1.3 模拟结果及分析

提取三组模拟监测得到的温度和热流数据如图 1 所示。

从图 1 可以看出，三组模拟的温度和热流在最开始的一个周期内并没有达到稳定周期变化状态，这是因为在计算开始时，墙体温度分布有一个初始状态，其会影响计算开始后的某一段时间内的周期传热过程。故为了消除初始状态的温度分布对计算结果的影响，设置模拟时间为 3 个周期，取最后一个周期的数据进行分析计算。将各组温度和热流数据进行谐波分解，得到内表面温度和热流的一阶谐波的振幅和初相位见表 2。

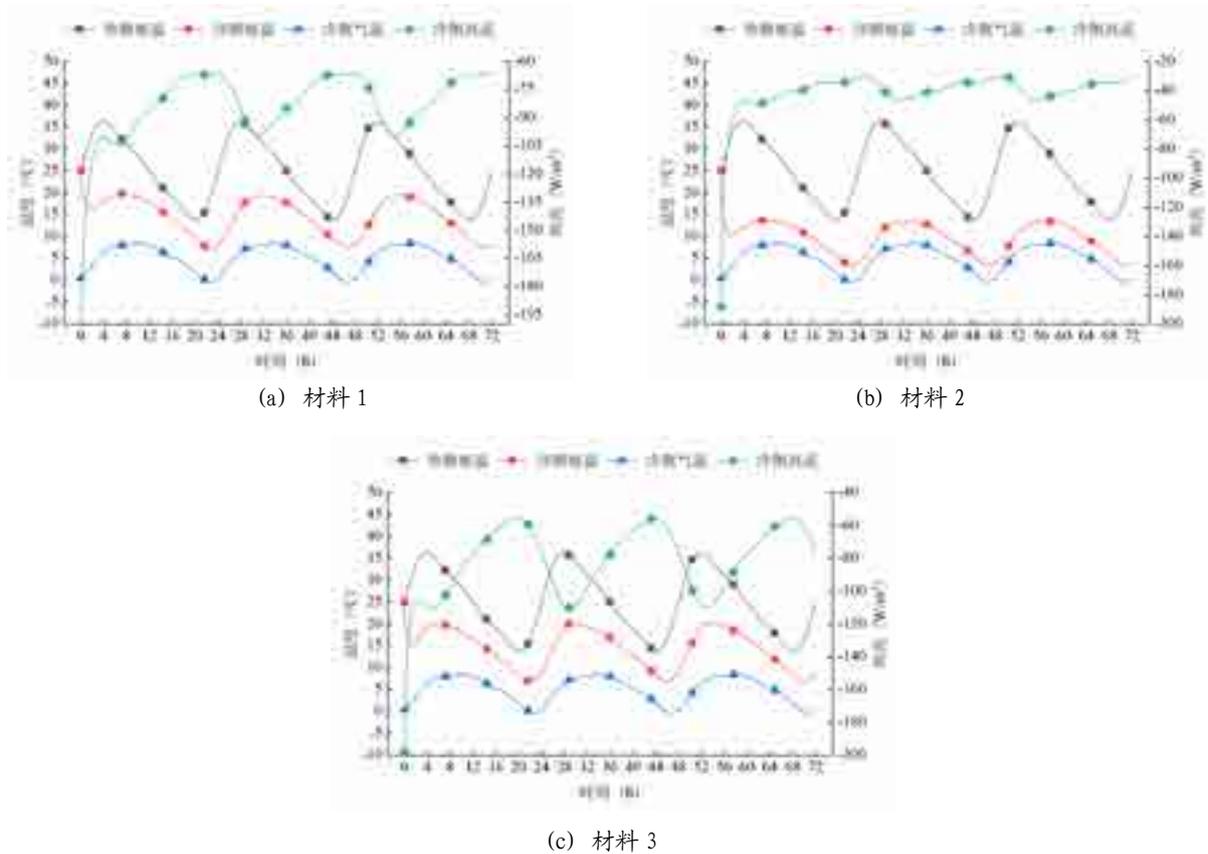


图 1 三种材料各监测点温度和热流随时间变化曲线

表 2 三种材料各监测点温度和热流一阶谐波的振幅和初相位

材料名称	振幅		初相位	
	内表面温度	内表面热流	内表面温度	内表面热流
材料 1	5.7176	15.5580	-0.8908	2.4907
材料 2	4.7454	6.4562	-0.9976	2.1518
材料 3	6.0654	25.2313	-0.5802	-3.1308

表 3 两种方法计算出的材料 1、2、3 的导热系数和体积比热及相对误差

材料名称	温度输入法				温度 - 热流输入法			
	$\lambda/(W/(m \cdot K))$	$C/(kJ/(m^3 \cdot K))$		C	$\lambda/(W/(m \cdot K))$	$C/(kJ/(m^3 \cdot K))$		C
材料 1	0.8595	1883.7369	1.2069	1.2717	0.8572	1881.1029	1.4713	1.4097
材料 2	0.2870	831.2220	1.0345	1.0450	0.2857	828.9543	1.4828	1.3150
材料 3	0.8661	832.9387	0.4483	0.8406	0.8642	834.1278	0.6667	0.6991

利用理论公式计算出三种材料的导热系数和体积比热及相对误差见表 3。

表 3 结果显示，两种方法计算出的三种材料的导热系数和体积比热的相对误差相差不大，均在 1.5% 以内，且为计算误差，这说明本文提出的两种

方法在假设的传热条件下是可行的，理论上是正确的。

从图 1~ 图 3 可以看到，在相同的外表面和内表面空气层的温度波的作用下，尽管材料 3 与材料 1 的导热系数相同，但两者体积比热不同，其内表面

的温度响应也是不同的；而即使材料3与材料2的体积比热相同，由于两者导热系数不同，其内表面的温度响应也是不同的。又由于材料3和材料1的厚度相同，那么热阻相同，而热响应不同，说明仅以热阻不能全面评价墙体的热工性能。

比较表2中材料1和材料3的数据可看出，在导热系数相同的情况下，材料的体积比热越大，材料内表面对外表面温度波的衰减倍数越大，延迟时间越长；比较材料2和材料3的数据可得，在体积比热相同的情况下，材料的导热系数越大，材料的内表面对外表面温度波的衰减倍数越小，延迟时间越短。导热系数和体积比热共同决定了材料的频率响应特性。

2.2 多层墙体数值模拟验证

2.2.1 研究对象

多层墙体的模拟验证除了验证本文方法求解整体热惰性指标的准确性外，还需要验证墙体各组成层的次序无关性。为了使各个材料层的热物性参数不同，自定义材料4的热物性参数为：导热系数为0.5

$W/(m \cdot K)$ ，密度为 $1500kg/m^3$ ，质量比热为 $1.02 kJ/(kg \cdot K)$ ，体积比热为 $1530 kJ/(m^3 \cdot K)$ 。

以材料4和表中的材料1、2构成的多层墙体为研究对象，各材料层的厚度分别为60mm材料1、20mm材料2、40mm材料4，高度均为500mm，墙体总厚度为120mm。由式(5)和式(6)可计算出由三种材料组成的多层墙体的热惰性指标为1.6447。将各材料层以如图2中所示的a、b、c、d、e、和f六种次序排序，得到六种多层墙体a~f。

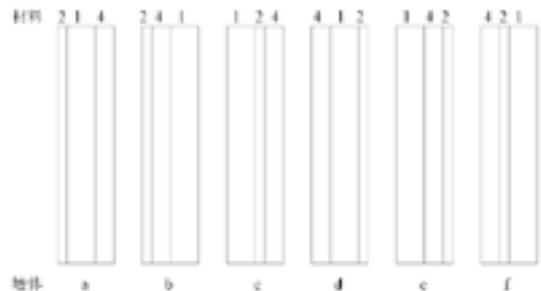


图2 三种材料六种次序下构成的不同墙体

表4 墙体a-f各监测点温度和热流一阶谐波的振幅和初相位

墙体名称	振幅		初相位	
	内表面温度	内表面热流	内表面温度	内表面热流
a	4.9144	7.9878	-0.9749	2.2759
b	4.7505	6.5852	-0.9737	2.3022
c	5.3340	11.6957	-0.9563	2.3132
d	5.1369	9.9344	-0.9682	2.2820
e	5.4447	12.5445	-0.9816	2.2089
f	4.8504	7.4421	-0.9741	2.2845

2.2.2 模拟结果及分析

模拟条件的设置与第2.1.2节相同。同样地，将提取的内表面温度和热流经傅里叶变换得到一阶谐

波的振幅和初相位见表4。

利用理论计算公式计算出六种墙体的热惰性指标D和蓄热特征数S及相对误差见下表5。

表5 两种方法计算出的墙体a-f的热惰性指标和蓄热特征数及相对误差

墙体名称	温度输入法			温度-热流输入法		
	D	S $/(W/(m^2 \cdot K))$	D	D	S $/(W/(m^2 \cdot K))$	D
a	1.6799	5.0894	2.1402	1.6810	5.0773	2.2071
b	1.6830	3.8951	2.3287	1.6845	3.8900	2.4199
c	1.6263	8.4589	1.1187	1.6268	8.4332	1.0902
d	1.6560	6.8206	0.6871	1.6567	6.8013	0.7296
e	1.6570	10.4952	0.7479	1.6574	10.4608	0.7722
f	1.6810	4.6000	2.2071	1.6821	4.5912	2.2740

表5计算结果显示,两种方法在模拟条件下的计算结果相差不大。由同样的材料,不同次序下构成的墙体,频域分析法计算出的热惰性指标与理论计算值相比,相对误差在2.5%以内,六种多层墙体的热惰性指标基本一致,以频域分析法来求解多层墙体的热惰性指标是可行的。但求解出的两种墙体的蓄热特征数不同,结合表4和表5可以看到,墙体b的蓄热特征数最小,其内表面温度波振幅最小,而墙体e的蓄热特征数最大,其内表面温度波振幅最大,两者的各组成层的排列次序正好相反,计算单层材料1的蓄热系数为 $10.987 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,材料2的蓄热系数为 $4.209 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,材料4的蓄热系数为 $7.459 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,材料1的蓄热系数最大,其次是材料4,材料2的蓄热系数最小,墙体b各组成层由外到内按蓄热系数从小到大的次序排列,而墙体e是按蓄热系

数由大到小的次序排列,这表明,将蓄热系数小的材料层设置在外侧,整体的蓄热特征数较小,墙体内表面对于室外温度波的衰减倍数较大。保温材料大多为轻质材料,密度小,蓄热系数小,将保温层设置在外侧能获得更大的衰减倍数,隔热性能更好。

3 实验验证及分析

3.1 实验台搭建

实验测试的单一均质材料为7mm、14mm厚的纤维增强硅酸钙板(材料5)和20mm、30mm厚的XPS挤塑板(材料6),长宽均为1米,实物图如图3所示,材料热物性参数见表6;多层材料为115mm实心砖加两侧10mm水泥砂浆抹灰构成的135mm厚墙体(材料7),其直接在建筑围护结构保温性能检测装置的试件架内砌成,实物及其构造如图4所示,各组成层的热物性参数见表7。



(a) 纤维增强硅酸钙板



(b) XPS挤塑板

图3 被测单一均质材料



(a) 实心砖墙体



(b) 实心砖墙体的构造图

图4 被测多层材料

表 6 单一均质材料的热物性参数

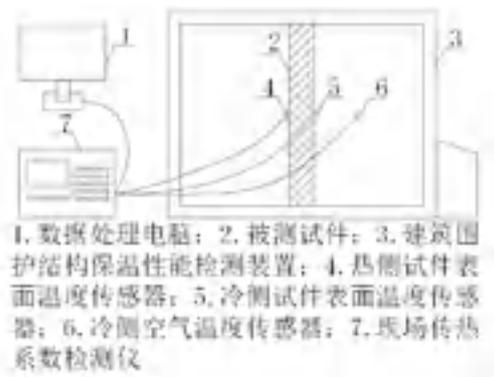
材料名称	导热系数 W/(m·K)	密度 kg/m ³	质量比热 kJ/(kg·K)	体积比热 kJ/(m ³ ·K)
纤维增强硅酸钙板	0.25	1270	1.28	1625.6
XPS 挤塑板	0.029	33	1.42	46.86

表 7 多层材料的热物性参数

材料名称	厚度 mm	导热系数 W/(m·K)	密度 kg/m ³	质量比热 kJ/(kg·K)	热惰性指标 (T=24h)
实心烧结砖	115	0.76	1540	1.24	1.555
水泥砂浆	10	0.93	1800	1.05	0.122
多层墙体	135	—	—	—	1.798



(a) 实验台实物图



(b) 实验台示意图

图 5 实验台搭建图

针对单层墙体和多层墙体的验证，实验过程和数据的采集是一致的。实验所用到的仪器主要有 JTRG-I 建筑围护结构保温性能检测装置、TR70B 现场传热系数检测仪、HFM-4 系列热流计。实验台的搭建如图 5 所示。

实验所用到的仪器有两部分，一部分是用于热

物性频域分析方法检测的仪器：JTRG-I 建筑围护结构保温性能检测装置、TR70B 现场传热系数检测仪、HFM-4 系列热流计和 TiX560 红外热像仪；另一部分为测定材料实际导热系数和比热容的精密实验仪器：TC3000E 热线法导热系数仪和 DSC Q2000 差示扫描量热仪。各仪器的性能及技术参数见表 8~ 表 10。

表 8 JTRG-I 冷热箱技术参数

名称	温度控制范围	控制精度	功率
热箱	环境温度 ~50	±0.2	0~800W
冷箱	-10 ~ 环境温度	±0.2	0.3KW

表 9 TR70B 现场传热系数检测仪技术参数

仪器名称	传感器	采集精度	测温范围
TR70B 现场传热系数检测仪	Pt1000	±0.1	-100.00~+100.00

表 10 HS-30 系列热流传感器灵敏度系数表

仪器型号	尺寸	工作温度	热阻抗	电阻抗	响应时间	准确度	灵敏度系数 K_s [$\mu V/(W/m^2)$]
HS-30	30mmx30mmx0.4mm	-180 ~ 200	0.006 W/m^2	100 Ω/dm^2	0.3 秒	优于 3%	#4517 (8.25) #4515 (8.17) #4511 (7.87)



图 6 测点布置图

布置测点前，用红外热像仪对材料整体的热工缺陷进行检测，避免将测点布置在材料内部存在如裂纹、空洞、热桥等热工缺陷的地方。在材料冷侧壁面布置热流传感器，温度传感器靠近热流传感器粘贴安装，同时在材料热侧壁面的对应位置布置温度传感器。为了减少测量的偶然误差，每个测量对象布置三个测点，布置图如图 6 所示。

3.2 测试结果及数据预处理

建筑围护结构保温性能检测装置带有加热箱和制冷箱，用其在试件两侧构造近似周期变化规律的测试环境，同时使用 TR70B 现场传热系数检测仪配套的温度传感器和 HFM-4 系列热流计配套的热流传感器对试件冷、热侧壁面温度、冷侧空气温度和冷侧壁面热流进行监测采集，数据随时间变化曲线如图 7 和图 8 所示。

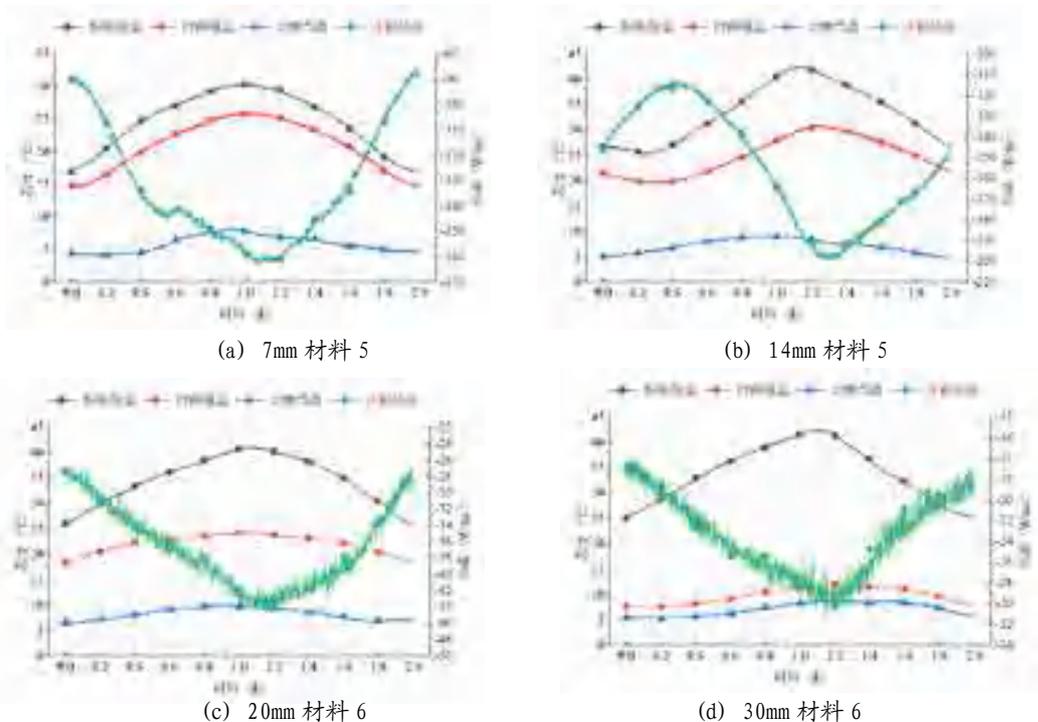


图 7 单层材料各测点温度和热流随时间变化曲线

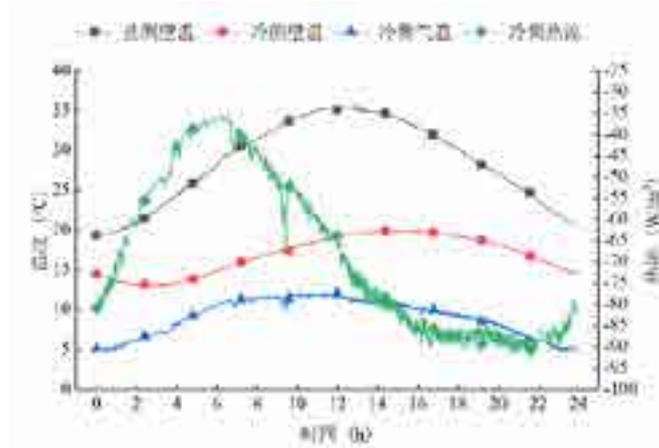


图 8 实心砖墙体各测点温度和热流随时间变化曲线

将各测点温度数据进行谐波分解，得到一阶谐波的振幅和初相位见表 11。

表 11 试件各测点温度和热流一阶谐波的振幅和初相位

材料名称		振幅				初相位			
		热侧壁温	冷侧壁温	冷侧气温	冷侧热流	热侧壁温	冷侧壁温	冷侧气温	冷侧热流
材料 5	7mm	6.0213	5.1917	1.7000	30.8557	-1.5070	-1.6384	-1.7034	1.5338
	14mm	7.8695	5.3478	1.8120	39.0340	-2.1657	-2.5009	-1.5001	0.3095
材料 6	20mm	6.3122	2.2597	1.5963	6.5608	-1.7240	-1.5804	-1.3873	1.1316
	30mm	7.5504	2.2118	1.7120	5.1421	-1.5756	-2.2652	-2.4469	1.3985
实心砖墙体		7.2054	3.3311	3.0693	25.4178	-1.7390	-2.3470	-1.4263	-0.1831

3.3 单层材料的计算结果及分析

利用理论公式计算出两种材料的导热系数和体积比热及相对误差见下表 12。

表 12 结果显示，温度输入法计算出的导热系数的相对误差在 4.5%~9.5% 之间，体积比热的相对误差在 5%~9.5% 之间，温度 - 热流输入法计算出的导热系数的相对误差在 5.5%~9% 之间，体积比热的相对误差在 6.5%~9.5% 之间，这说明两种方法用于

检测单层均质墙体导热系数和体积比热具有可行性。但相比于仿真模拟条件下的计算结果，相对误差要大一些，分析可能导致实验结果存在误差的原因：(1) 两种方法的公式推导都是假定传热过程为一维传热；(2) 实验测试中，温度和热流的测量会存在误差；(3) 实验条件下的温度和热流变化均非标准正弦波，运用频域分析法时仅取其一阶谐波作为输入条件，过滤掉了高阶谐波部分，由

表 12 两种方法计算出的材料 5、6 的导热系数和体积比热及相对误差

材料名称		温度输入法				温度 - 热流输入法			
		λ /(W/(m·K))	C /(kJ/(m ³ ·K))		C	λ /(W/(m·K))	C /(kJ/(m ³ ·K))		C
材料 5	7mm	0.2673	1749.5910	6.9200	7.6274	0.2711	1776.8605	8.4400	9.3049
	14mm	0.2381	1540.8233	4.7600	5.2151	0.2311	1490.3615	7.5600	8.3193
材料 6	20mm	0.0312	42.9817	7.5862	8.2764	0.0308	43.1341	6.2069	7.9511
	30mm	0.0317	50.6669	9.3103	8.1240	0.0307	49.9327	5.8621	6.5572

此产生数据的截断误差。

3.4 多层墙体的计算结果及分析

利用理论计算公式计算,得到的实心砖墙体的热惰性指标 D 和蓄热特征数 S 及相对误差见下表 13。

表 13 计算结果显示,温度输入法计算实心砖墙体的热惰性指标误差约为 8.7%,温度-热流输入法计算误差约为 6.7%,表明两种方法用于检测多层墙体热惰性指标是可行性。同时分别计算出的蓄热特

表 13 两种方法计算出的实心砖墙体热惰性指标和蓄热特征数及相对误差

名称	计算结果		相对误差 /%
	D	S $/(W/(m^2 \cdot K))$	D
温度输入法	1.9550	10.4585	8.7528
温度-热流输入法	1.9178	10.9253	6.6835

征数为 10.4585 和 10.9253,其反映了实心砖墙体的蓄热特性。分析上述实验结果误差的原因除了第 3.3 节提到的因素外,还有一个原因是墙体的实际构造及热物性和所计算热物性存在一定的偏差。实验所砌的多层墙体的建造过程具有复杂性,墙体质量受主观和客观多种因素的影响,如水泥砂浆的配比误差,砂浆与实心砖的贴合程度等,这些都会导致墙体实际的热工性能与理论值 1.798 存在偏差,多层墙体的真实热工性能实际上是不确定的。判定墙体热工性能,仅仅依靠节能标准在设计阶段作出的节能要求和材料选定,并不能掌握墙体真实的热工性能参数和完全保证其建造完工后达到节能标准要求,本文提出的检测方法能对现场评价墙体热工性能指标给出一个参考值。

4 结论

本文通过理论推导、仿真模拟和实验测试研究并建立了墙体热物性非稳态频域分析方法,并得出以下结论:

(1) 在仿真模拟传热条件下,利用热物性非稳态频域分析方法对三种单层材料的导热系数和体积比热进行了求解,相对误差在 1.5% 以内,验证了该方法用于求解单层均质墙体的理论的正确性。接着在相同的初始和边界条件下,对三种不同材料层经六种不同排序组成的六种墙体的热惰性指标和蓄热特征数进行求解,两种方法的结果差异不大,六种墙体的热惰性指标的求解结果也大致相同,与理论计算值的相对误差在 2.5% 以内,说明了热物性非稳态检测频域分析方法用于求解多层墙体的热惰性指标理论上也是可行的。

(2) 多层墙体的模拟验证中,利用热物性非稳态频域分析方法对相同材料不同次序构成的六种墙体求解出的蓄热特征数各不相同,分析得出,本文提出的蓄热特征数与单层墙体的蓄热系数物理意义

一致,能够反映多层墙体各组成层特定排序、特定构造下的蓄热特性。

(3) 对两种单层均质材料及两侧水泥抹灰的实心砖墙体热物性进行了测试实验,利用热物性非稳态频域分析方法求解出单层均质材料的导热系数和体积比热以及实心砖墙的热惰性指标,与实际值相比,相对误差均在 10% 以内,验证了该方法在非稳态传热条件下检测墙体热物性参数是可行的。

(4) 墙体热物性非稳态频域分析方法是新型的建筑围护结构热物性非稳态检测技术,该方法只需要获取温度和热流值,不受现场环境限制,并且测试过程简单,具有一定的理论意义和工程应用价值。

参考文献

- [1] Cha J H, Seo J K, Sumin K. Building Materials Thermal Conductivity Measurement and Correlation with Heat Flow Meter, Laser Flash Analysis and C-Therm TCi[J]. Journal of Thermal Analysis & Calorimetry, 2012,109(1):295-300.
- [2] 魏剑侠,魏清林.热箱法在建筑节能专项验收中的应用初探——用 RX-11 型传热系数检测仪测定[J].中国住宅设施,2003(02):25-27.
- [3] 禹贵香,倪修全.控温箱-热流计法测定保温材料导热系数的实验方法[J].四川建筑,2010,30(05):222-224.
- [4] 游亮,林洁,林磊,等.常功率平面热源法测定建筑材料蓄热系数的研究[J].福建建材,2016(07):1-3.
- [5] Mejias M M, Orlande H R B, Ozisik M N. A comparison of different parameter estimation techniques for the identification of thermal conductivity components of orthotropic solids: 3rd International Conference on Inverse Problems in Engineering, Port Ludlow, Washington, USA[C].
- [6] Huang C, Chen W. A three-dimensional inverse

forced convection problem in estimating surface heat flux by conjugate gradient method[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000,43(17):3171-3181.

[7]Engl H W, Zou J. A new approach to convergence rate analysis of Tikhonov regularization for parameter identification in heat conduction[J]. Inverse Problems, 2000,16(16):1907-1923.

[8]Andrieu C, Freitas N D, Doucet A, et al. An Introduction to MCMC for Machine Learning[J]. Machine Learning, 2003,50(1-2):5-43.

[9]Wang J, Zabaras N. A Bayesian inference approach to the stochastic inverse heat conduction problem[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2004,47(17):3927-3941.

[10]Wang J, Zabaras N. Hierarchical Bayesian models for inverse problems in heat conduction[J]. Inverse Problems, 2005,21(1):21-183.

[11]Wang J, Zabaras N. Using Bayesian statistics in the estimation of heat source in radiation[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2005,48(1):15-29.

[12]Garcia S, Scott E P, Yvon C C, et al. EXPERIMENTAL DESIGN OPTIMIZATION AND THERMOPHYSICAL PARAMETER ESTIMATION OF COMPOSITE MATERIALS USING GENETIC ALGORITHMS[J]. Virginia Tech, 1999.

[13]Mackey C O, Wright LT. Periodic heat flow-

composite walls and roofs. ASHRAE Transactions, 1946,52:283-296.

[14]Gorcum A H V. Theoretical considerations on the conduction of fluctuating heat flow[J]. Applied Scientific Research, 1951,2(1):272.

[15] D.G. Stephenson, G.P. Mitalas, Cooling load calculation by thermal response factors method. ASHRAE Transactions, 1967, 73(2) : III.2.1-2.10.

[16] D.G. Stephenson, G.P. Mitalas, Calculation of heat conduction transfer function for multi-layer slabs. 1971, 77:117-126.

[17] C.O. Pederson, E.D. Mouen. Application of system identification techniques to determination of thermal response factors from experimentation data. ASHRAE Transactions, 1973,79 (2) : 127-135

[18] S.A. Barakat Experimental determination of the Z transfer function coefficients for house. ASHRAE Transactions, 1987,93 (1) : 146-160.

[19] D. G. Stephenson, Ouyang K, Brown W C. A procedure for deriving thermal transfer functions for walls from hot box test results. National Research Council Canada, Internal report No.568,1988.

[20] F. Haighight, D.M. Sander, Liang H. An experimental procedure for deriving z transfer function coefficients of building envelope. ASHRAE Transactions, 1991, 97 (2) : 90-98.

降低大型中央空调系统输配能耗的方法及措施

侯占魁, 周敏

(中国建筑西北设计研究院有限公司, 西安 710018)

[摘要]在大型中央空调系统中,尽可能的以水作为输送冷/热量的媒介,尽量不使用空气作为输送媒介,可大幅度的降低系统输配能耗。空调供冷工况时,通过合适的方法,降低供水温度,提高回水温度,增大冷冻水系统的供回水温差,可大幅度降低中央空调系统循环水量,输配能耗可大幅度降低。空调供热工况同样具有相似的规律。多级泵输配及末端混水的动力分散式系统可大幅度降低空调水系统输配能耗。

[关键词]大型中央空调系统;以水代风;增大供回水温差;多级泵输配;末端混水;冰蓄冷系统;开式外融冰直供系统

0 引言

当前,能源危机已成为全球性问题,直接影响到社会发展和人民生活的各个方面。随着世界经济的快速发展,能源消耗的总量在逐年的高速攀升。在当代社会总能源消耗中,建筑能耗一直占有很大比重。据美国能源部统计资料,其商业和住宅建筑的能耗约占全美社会总能耗的36%^[1]。我国的建筑能耗也已经上升到社会总能耗的33%^[2]。建筑节能工作已经上升到关乎社会可持续发展的重大战略性事业的高度。为此,各国政府都积极颁布“节能”的法令法规,把“节能”作为衡量一个建筑工程质量优劣的首要指标之一。暖通空调系统的能耗在建筑能耗中占到30%左右,尤其在大型的民用建筑中,暖通空调系统的能耗要占到建筑总能耗的50%—60%左右,而在一些工业建筑物中,暖通空调系统能耗约占建筑总能耗的60%—70%左右^[3-5]。暖通空调行业作为耗能大户理所应当的在节能领域做出自己应有的贡献。

伴随着经济的高速发展和城市化水平的日益提高,建筑规模越来越大,大型商业建筑群、CBD核心区、大型交通枢纽(机场、火车站、码头)等区域型建筑群的不断涌现,为了满足室内人员的热舒

适性和对空气品质的要求,中央空调系统几乎是这些区域型建筑群所标配的系统。中央空调系统从源头到末端主要包括制冷、制热系统,冷、热量输送系统和末端分配系统等。鉴于区域供冷、供热系统具有能源综合利用效率高,可有效改善区域建筑热环境,环境友好等优点,在现代大型中央空调系统中被广泛应用。但是,由于区域供冷、供热系统负荷大、规模大、设备多、冷热站距离所服务建筑一般较远,输配能耗相对较高,一定程度上限制了区域供冷、供热的发展。

中央空调系统一般包括水系统和风系统,系统输配能耗较高,一般占到中央空调系统运行能耗的50%~60%左右,甚至有些项目的输配能耗占到中央空调系统运行能耗的70%以上。可见,降低大型中央空调系统的输配能耗对建筑节能有着极其重要的意义。

1 现有大型中央空调系统输配能耗较高的主要原因

1.1 以空气为介质输送冷热量

图1-1给出了两个大型航站楼项目全空气空调系统中,制冷机、水泵、空调箱内风机(空调末端)等设备电量消耗的比例。可以看出:除了制冷机能耗外,全空气空调系统中风机能耗也占了很大比例,风机能耗达到甚至超过制冷主机运行能耗。

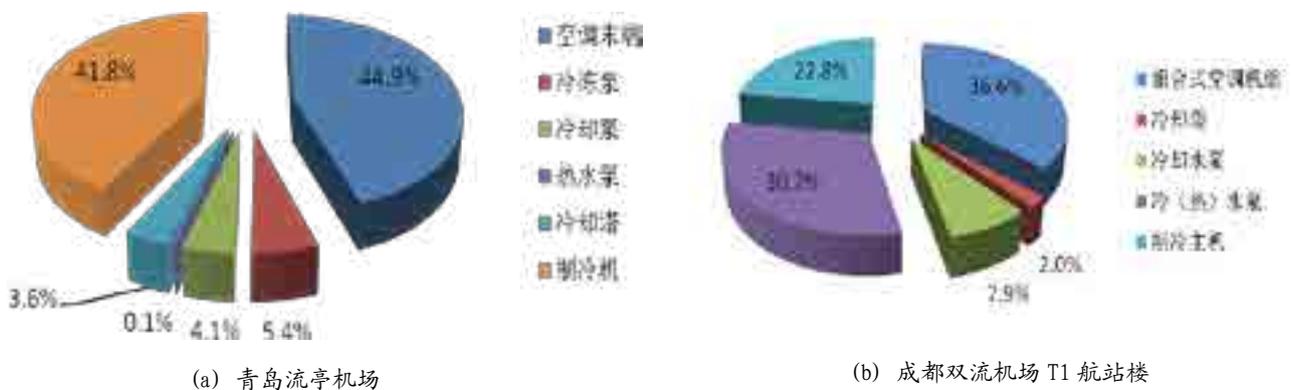


图 1-1 国内大型航站楼中央空调系统运行能耗比例

1.2 水系统供回水温差小, 流量大

区域型建筑群的建筑规模很大, 大都需要有专门的建筑作为其制冷、热站, 为配合项目的整体规划, 制冷、热站距离所服务的建筑一般较远, 有些项目达到 1km 以上。传统空调系统设计方案中, 冷冻水供回水温差为 5℃。从图 1-1 可见, 这两个项目的运行能耗中, 组合式空调机等风系统输配末端的能耗占空调系统总能耗约 40% 左右, 冷冻水泵能耗占空调系统总能耗的 5%~10% 左右。不难算出, 系统输配能耗占空调系统总能耗约 50% 左右。若制冷、热站距离所服务的建筑更远时, 系统输配能耗则会进一步增大。

1.3 水泵加调节阀形式的动力集中式水系统

对于冷、热水输配系统而言, 传统的设计方案主要采用泵加调节阀的方式, 如图 1-2。其主要特

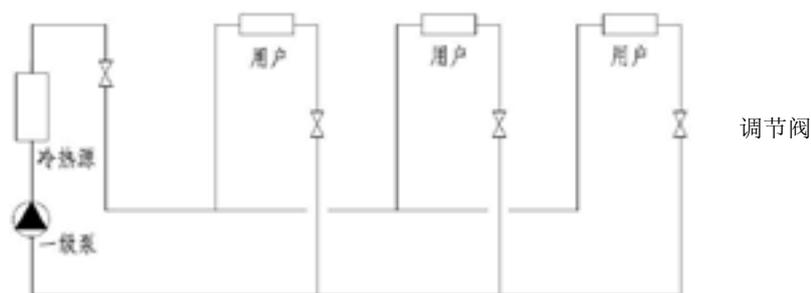


图 1-2 动力集中式水系统

在供冷、供热系统的运行过程中, 由于建筑的冷热负荷是经常变化的, 为了适应负荷动态变化的要求, 冷、热水流量必须随着负荷变化而经常调节。传统水系统是按照满负荷工况设计的, 而实际上绝大部分时间是在部分负荷下运行。以供冷系统为例, 实际使用过程中, 供冷系统在 50% 负荷以下运行的时间超过 70%。制冷机有相对完善的能量调节系统, 可根据负荷的变化自动调节冷机功率达到节能的目的, 而冷冻水泵一般只进行简单的台数控制, 不能根据系统所需流量连续调节, 富余的压力消耗在末端设备的调节阀上。因此, 当供冷系统在部分负荷运行时, 虽然冷源的产冷量已按需供给, 但冷冻水的输配能耗并没有得到相应的减少。再加上负荷计算、设备选型保守等问题在设计中普遍存在, 致使选配水泵时流量和扬程偏高, 进一步增加了富余压力的比例, 导致水系统输配能耗进一步加大。

2 降低系统输配能耗的几种方法及措施

2.1 改变冷热量输送媒介, 变风系统为水系统

在全空气空调系统中, 所有的冷量全部用空气

点是设置相对集中的动力源(水泵)来提供冷热水系统输配所需的能量, 水泵的扬程根据最不利环路的压力损失确定。在设计工况下, 在满足最不利环路资用压头的同时, 其它环路的资用压头大于实际需求, 且离冷热源愈近, 富余的压头愈大。对于这些富余的压头, 往往是通过减小支路管径或关小阀门开度等增大阻力的方式消耗掉, 以达到支路之间的水力平衡。而最不利支路的流量往往在系统总流量中所占的比例较小, 为了满足这一支路的流量和扬程需求, 其它支路的冷、热水也被主泵同步的加压到较高的势能, 再用增大阻力的方式消耗掉, 造成巨大的能源浪费。这种浪费对于是动力集中式水系统不可避免的, 输配系统的规模越大、末端用户形式越多, 能量浪费就越严重。

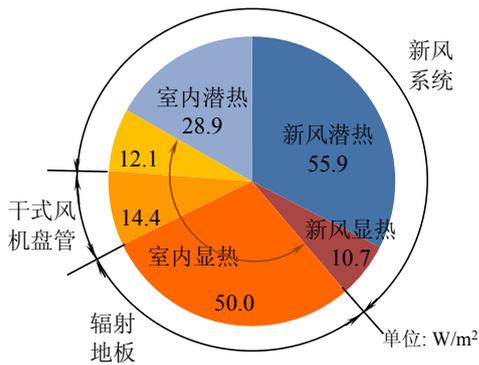
来传送, 导致输配效率很低。当输送冷量为 5kW (不考虑空气承担湿负荷的影响), 以空气和水为输送媒介, 温差为 5℃ 的情况下, 需要风道的管径约为 420mm (风速约为 3m/s), 而水管的管径小于 20mm (水流速约为 1m/s); 采用空气作为媒介的输送能耗约是以水为媒介时的 4~5 倍。事实上, 空调系统中需要循环风的场合只应有两处, 一是满足新风量的需求, 这为了保证室内空气品质; 二是满足除湿的需求, 保证室内热舒适性。因而, 不论从建筑占用空间, 还是从输配能耗的角度, 都应该尽可能的以水作为输送冷/热量的媒介, 尽量不使用空气作为输送媒介。

下面以一个典型的机场候机厅作为代表, 对大型中央空调系统采用不同方案供冷时的运行能耗进行比较。具体分析采用不同方案时, 空调末端风机、水泵等的输配能耗。

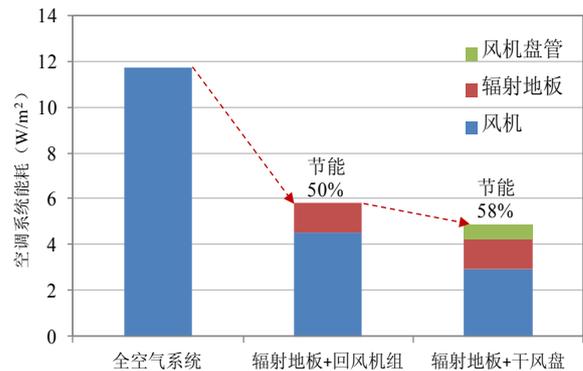
夏季负荷峰值时刻, 冷负荷指标为 172 W/m², 其中新风负荷指标为 67 W/m², 室内负荷指标为 105 W/m², 具体负荷情况如图 2-1(a) 所示。方案一,

采用全空气空调系统，新风系统除了对新风进行降温除湿外，与室内回风一起承担室内全部显热和潜热负荷；系统中空调箱送风风机、回风风机的总能耗约为 11.7 W/m²。方案二，采用温湿度独立控制空调系统，新风系统除了对新风进行降温除湿外，仅承担室内除湿负荷和部分显热负荷；辐射地板承担 50 W/m² 显热负荷，回风机组承担 14 W/m² 显热负荷；新风机组风机、回风机组风机、辐射地板循环水泵的能耗指标分别为 2.9W/m²、1.6W/m² 和 1.3 W/m²，合计 5.8W/m²。方案三，也采用温湿度独立控制空调系统，新风系统除了对新风进行降温除湿外，仅承担室内除湿负荷和部分显热负荷；辐射

地板承担 50 W/m² 显热负荷，干式风机盘管承担 14 W/m² 显热负荷；新风风机、辐射地板循环水泵、风机盘管的电耗指标分别为 2.9W/m²、1.3W/m² 和 0.7 W/m²，合计 4.9 W/m²。如 2-1 (b) 所示，以辐射地板 + 回风机组为室内末端的系统（方案二）末端风机、水泵的输送能耗比全空气空调系统节省 50%；以辐射地板 + 干式风机盘管为室内末端的系统（方案三）末端风机、水泵的输送能耗比全空气空调系统节省 58%。可见，以水循环替代全空气系统的风循环可大幅降低系统输送能耗，而就地循环的风机盘管系统的能耗又低于需要通过风道远距离输送的回风机组的能耗。



(a) 空调系统负荷组成及比例



(b) 末端系统输送能耗比较

图 2-1 某机场候机厅空调系统能耗对比

2.2 水系统大温差，小流量输配

大型中央空调系统中，冷冻水泵能耗约占空调系统总能耗的 5%~10% 左右。水泵耗功 P_w 与输送扬程 p_w、流量 G_w 及水泵效率 η_w 的关系可用下式来表示。

$$P_w = \frac{\Delta p_w \cdot G_w}{\eta_w}$$

可见，减小水泵能耗有两种方式：降低水泵扬程和减小循环水量。

(1) 降低水泵扬程

对输送距离远、单体建筑分散的项目，根据“以泵代阀”的理念，应用多级泵输送技术，合理设置用户加压泵，可消除各用户调节阀能耗，降低系统主循环水泵的扬程，从而减小水泵能耗，将在 2.3 节详细叙述。

(2) 减小循环水量

增大冷冻水系统的供回水温差，是减低循环水量以减小水泵能耗的有效手段。增大冷冻水供回水温差的途径包括降低供水温度和升高回水温度。

采用开式外融冰直供技术，冷冻水供水温度可低至 1~2 °C，远低于常规空调系统冷冻水 7 °C 的供水温度，可有效的降低冷冻水供水温度。

当今大型中央空调系统，末端设备要求的供回水温度可能有很多种，例如在某机场航站楼项目中中央空调系统中，各末端设备要求的供回水温度如下：

- 常规风机盘管 7 /12 ；
- 干式盘管空调 16 /18 ；
- 常规空调机组及新风机组 3 /13 ；
- 溶液热泵新风机预冷盘管 16 /20 ；
- 地板辐射盘管 14 /19 ；

地板辐射盘管、干式盘管和预冷盘管的回水温度达 18~20 ，必然系统回水温度高于常规的 12

回水。若再考虑能量梯级利用,使末端水系统形式为:空调一次供水 初级末端(常规空调新风机组、常规风机盘管) 二级末端(地板辐射盘管、干式盘管、预冷盘管) 总回水,则系统总回水温度还会进一步提高。

冷站供水温度与末端用户需要的供水温度不匹配时可通过末端混水泵的方式来解决。末端混水技术用一套管网满足不同设备对供水温度的不同需求,省去了中间换热环节,进一步降低了输送能耗,简化了系统,节省了投资。同时,末端混水技术可实现各末端水系统大流量、小温差运行,具有良好的水力稳定性。

采用开式外融冰直供、高温末端、能量梯级利用和末端混水等技术后,实现了空调水系统主干管“大温差、小流量”输送,末端“大流量、小温差”运行,大大减少了输配侧的水流量,使系统主循环水泵运行功率大幅度下降,输送能耗大大降低。

2.3 多级泵输配与末端混水

传统的水系统设计主要采用泵加调节阀的形式,而阀门节流调节是以消耗流体的机械能为代价而实现的,造成大量能源浪费。为了避免阀门节流的能量损失,尽可能采用改变动力的调节方式,“以泵代阀”的设计理念成为新的技术潮流,推动了供热、供水系统的动力配置方式由“集中”向“分散”的转变,动力分散式水系统应运而生,也称为多级泵输送技术。其主要特点是在冷热源处和所有的分支均设水泵,各级水泵按照动力接力的方式提供整个管网系统所需的输配动力,基本实现动力按需供给,没有富余压力。对各支路泵采用变频控制,使各支路流量动态地满足负荷需要,从而消除流量调节过程中的阀门能耗。因此,要减少乃至消除阀门能耗,最好的办法就是改变系统的动力形式,即由

动力集中改为动力分散。

与动力集中式系统相比,动力分散式水系统对于输送距离较远、单体建筑分散且规模差异大的项目有其独特的优势。下面简要介绍三级泵混水输送系统,一级泵负责冷热水的产生,提供制冷站(换热站)内的所有设备和管路所需要的的流量和扬程;二级泵负责冷热水的输送,提供主管网所需要的的流量和扬程;三级泵(或更多级泵)负责冷热水的分配,提供末端设备所需要的的流量和扬程。当冷热源所提供的冷热水温度不满足末端设备所需要的温度时,可采用末端混水的方式来满足不同末端设备对水温的不同需求。系统的主要特点是除了在冷热源处设水泵,在所有的分支也设水泵,各级水泵按照动力接力的方式提供整个管网系统所需的输配动力,基本实现动力按需供给。该系统实际上是采用局部加压,而非动力集中方式中为了某些资用压头很小的远端用户整体提高主循环水泵的压力,大大降低了系统输配能耗。如图 2-3。加压(混水)泵均可变频,可根据末端用户需求改变频率从而调节各用户侧流量。

通过理论分析、计算机模拟和实验台测试等研究方法,得到如下结论:和动力集中式水系统相比,动力分散式水系统在设计工况下节能 20% 左右;动力分散式水系统各支路泵宜采用变频调节,其在调节工况下的节能优势更明显;当主泵提供给最有利支路的压力不大于该支路所需的资用压头时,系统有最低运行能耗;末端混水系统的节能优势巨大,设计工况下相对动力集中式系统节能 45% 左右。

3 典型案例及实际效果

3.1 项目概况

西安咸阳国际机场位于中国内陆中心,是中国西北地区最大的空中交通枢纽,为中国第八大机场。

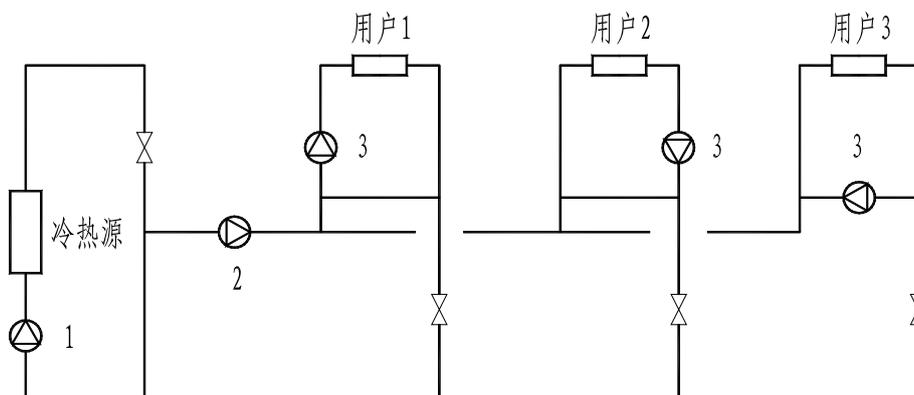
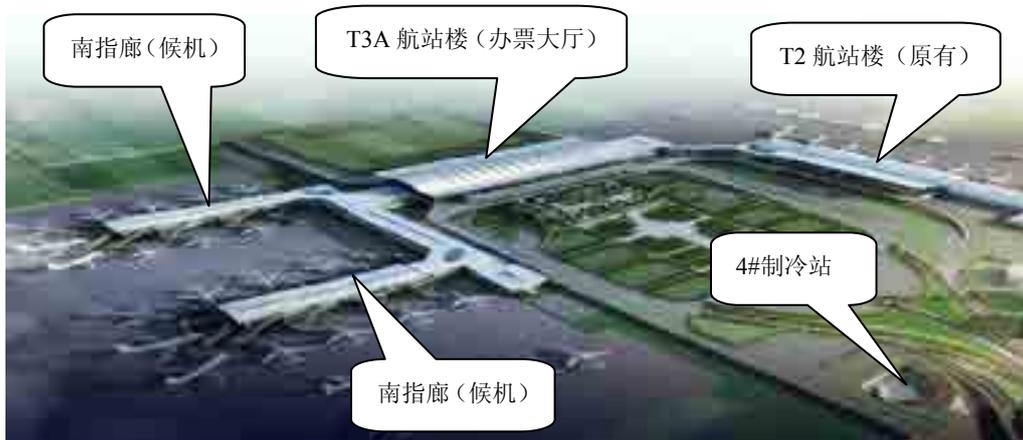


图 2-3 三级泵混水输配系统示意图



(a) 西安咸阳国际机场规划总平面



(b) 西安咸阳国际机场 T3A 外观

T3A 航站楼是西安咸阳国际机场二期扩建工程项目之一,建筑面积约 25.8 万 m^2 。

T3A 航站楼地上 2 层、地下 1 层,最大高度 37m,地下深度 8.6m,其中航站楼内最大层高(办票大厅)27m。航站楼是机场航空交通的枢纽中心,主要为旅客进出港提供各种服务,其主要功能房间为:办票大厅、候机大厅、行李提取厅、迎宾厅、行李分拣厅、商业和办公用房以及配套设备功能用房。T3A 航站楼空调的供冷、供热由本期配套建设的 4# 制冷站提供,该站距 T3A 航站楼约 1 km。图 3-1 给出了西安咸阳国际机场 T3A 航站楼的规划和建筑外观。

3.2 空调系统简介

(1) 空调冷、热负荷

T3A 航站楼空调面积约 22 万 m^2 ,夏季空调总冷负荷 35300kW,单位空调面积冷负荷指标 160W/ m^2 ;冬季空调总热负荷 26530kW,单位空调面积热负荷指标 120W/ m^2 。空调冷热源由 4# 制冷站提供。

(2) 空调风系统:

1) 主楼 2 层办票大厅和南指廊候机厅等高大空间,采用温湿度独立控制技术,系统形式为:地板辐射供冷/供热系统+置换下送风+溶液热泵除(加)湿系统。另外为满足外区的热舒适性,在外幕墙处

设置幕墙框架散热器和地板式(或立式)干盘管系统。共设置空调系统 47 个。

2) 主楼 1 层行李提取厅、迎客厅等高大空间,采用地板辐射供冷/供热系统+上送下回式全空气定风量系统,在外区设置立式湿盘管系统。共设置空调系统 13 个。

3) 主楼和指廊内的大开间商业,采用上送下回式全空气定风量系统。共设置空调系统 37 个。

4) 主楼和北连接楼内的内区小隔间及小型餐饮、小型商业,采用上送下回式全空气变风量系统。共设置空调系统 7 个。

5) 外区小隔间办公、业务用房及小型商业,采用风机盘管+新风的空调方式。共设置新风系统 22 个。

6) 楼内各类数据通信机房采用自带冷源的机房专用空调。共设置系统 19 个。

(3) 空调水系统:

空调水系统采用多级循环泵+末端混水的系统形式,冷站设一级和二级循环泵,克服供机房内和外网阻力。T3A 航站楼内设置了三级泵加压系统 7 个,三级泵加压混水系统 15 个。各空调末端供、回水温度见表 3-1。

以 T2、T3A 航站楼的实际运行电耗数据为基础,



(c) 办票大厅实景

图 3-1 西安机场 T3A 航站楼

表 3-1 空调末端供回水温度

系统名称	夏季		冬季		备注
	供水/回水温度 (°C)	温差 (°C)	供水/回水温度 (°C)	温差 (°C)	
集中空调冷、热源外网	3/16.1	1	60/45	15	
地板辐射供冷、供热盘管	14/19	5	40/30	10	二级用户
干式风机盘管	16/18	2	50/45	5	二级用户
溶液新风机组预冷预热盘管	16/20	4	50/40	10	二级用户
外幕墙框架散热器	18/23	5	60/50	10	二级用户
常规湿式风机盘管	7/12	5	0/50	1	一级用户
空调机组、新风机组	3/13	1	60/50	10	一级用户

计算得到航站楼空调系统单位面积年运行能耗结果，对比不同空调系统方式带来的输配能耗差异。从能耗组成来看，由于采用辐射末端供冷方式并结合置换式送风方式实现室内温湿度调节，T3A 航站楼空调末端设备中的风机能耗大幅降低，与 T2 航站楼相比，末端风机能耗降低约 50% 左右。T3A 航站楼采用大温差供冷技术，冷冻水供回水温差达到 10 °C 以上，相比于传统的 5 °C 的供回水温差，冷冻水泵能耗降低了约 50%。T3A 航站楼空调水系统采用了三级泵混水直连系统形式，与动力集中式 + 间接换热器的系统形式相比，节能率约为 45% 左右。

注：西安咸阳国际机场 T2 航站楼空调系统采用常规全空气喷口送风方式。

4 总结

(1) 在大型中央空调系统中，尽可能的以水作为输送冷/热量的媒介，尽量不使用空气作为输送媒介，可大幅度的降低系统输配能耗。

(2) 空调供冷工况时，通过合适的方法，降低

供水温度，提高回水温度，增大冷冻水系统的供回水温差，可大幅度降低中央空调系统循环水量，输配能耗可大幅度降低。空调供热工况同样具有相似的规律。

(3) 多级泵输配及末端混水的动力分散式系统可大幅度降低空调水系统输配能耗。

参考文献：

- [1] Energy Information Administration. Monthly energy review[M]. Washington DC: United States Department of Energy, 1997.
- [2] 王民. 一次泵变流量空调水系统节能特性研究 [D]. 上海: 同济大学机械工程学院, 2006.
- [3] 龙惟定. 试论我国暖通空调业的可持续发展 [J]. 暖通空调, 1999, 29(3): 25-30.
- [4] 檀志恒. 湿膜直接蒸发冷却在工业热车间通风降温的应用研究 [D]. 上海: 东华大学, 2006.
- [5] 张兰. 直接蒸发冷却空调的理论及实验研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2006.

呼吸暖体假人的设计研发及其在人体微环境研究中的应用

刘雅琳^{1,2}, 刘 硕^{1,2}, 范彦超^{1,2}, 王 怡^{1,2}, 刘 荔^{1,3}

(1. 西安建筑科技大学西部绿色建筑国家重点实验室, 西安 710055; 2. 西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院, 西安 710055; 3. 清华大学建筑学院建筑技术与科学系, 北京 100084)

[摘要]为研究人体呼吸微环境的气流特征,再现人体吸入暴露过程并获得污染物在呼吸道内的实际暴露水平,本文设计了一种新型呼吸暖体假人。该暖体假人首次实现呼吸暖体假人与呼吸道模型的结合,假人外形与平均人体相似,通过调节假人加热系统的输出功率,模拟人体不同活动水平下的代谢散热;内嵌有“理想呼吸道模型”,还原吸入气流在呼吸系统内的运动状态,有效测量颗粒物在人体呼吸道的实际暴露剂量;自主研发了呼吸模拟装置,可输出接近真实人体呼吸特性的正弦曲线,通过调节呼吸参数,模拟人体不同活动状态下的呼吸特征。对假人表面温度和传热系数进行实验测量。初步结果表明,假人可模拟多种活动状态下的人体代谢水平及呼吸特征,复现人体热羽流和呼吸气流共同作用下的人体微环境,代替真人进行人体吸入暴露特性研究。

[关键词]呼吸暖体假人 呼吸模拟装置 呼吸道模型 体表温度 传热系数

1 引言

喷涂、烧结、运输、机械加工等工业生产过程会产生大量的颗粒污染物。工人长期暴露于颗粒物污染环境,可能导致急性或慢性呼吸系统疾病,因此颗粒污染物在职业暴露中是危害人体健康的主要因素^[1]。目前,职业卫生标准中规定的浓度限值和工业建筑通风的相关规范多关注空间平均浓度^[2],而不是呼吸区及呼吸道暴露水平。实际工业环境污染源多是非均匀分布,建筑室内环境浓度存在较大差异,而实际上疾病感染风险,正是基于个体水平取决于呼吸道内致病部位颗粒物的实际暴露剂量,并非室内环境下颗粒物的平均暴露量。因此,从个体水平出发,利用颗粒污染物在呼吸区及呼吸道内的暴露水平进行人体健康风险评估更有意义。

由于人体表面与周围环境温差的存在,导致身体加热并带动周围空气向上运动,形成包围人体的对流边界层或热羽流,气流最大上升速度为0.25 m/s^[3]。此外,人体不同呼吸活动下呼出气流速度(正常呼吸1m/s,谈话5m/s,咳嗽10m/s,打喷嚏20~50m/s)大于身体边界层内气流上升速度(约0.25m/s^[3]),进而通过改变呼吸区流场特性而改变污染物的传播路径。由于细小颗粒物的空气跟随性较高,极易受各种微弱气流的影响。因

此,研究人体吸入暴露水平,必须考虑人体代谢散热所形成的热羽流,以及人体呼吸气流的作用。体外呼吸道模型试验忽略了人体代谢散热对个体吸入暴露的影响,而人体释放代谢热所形成的热羽流对人体呼吸区颗粒物暴露影响的量化关系尚未可知。此外,人体呼吸系统具有强大的调节功能,其呼吸流量可从平静状态下的15L/min提高至120L/min,呼吸强度在呼吸道内颗粒的运动与沉积过程中发挥着重要作用,是决定人体呼吸道颗粒物暴露水平的主要因素之一。

因此,基于上述存在的问题,本文研发了一种新型呼吸暖体假人,可模拟多种活动状态下的人体代谢水平及呼吸特征,复现人体热羽流和呼吸气流共同作用下的人体微环境。可应用于重污染职业环境中,人体呼吸道暴露剂量的健康效应评估,为剂量-健康效应关系的确定提供有效的实验工具。

2 呼吸暖体假人研发

2.1 模拟人体散热系统设计

2.1.1 假人几何特征

已有学者通过实验和计算流体力学的方法研究人体模拟器的几何特征对人体微环境速度场、温度场和浓度场的影响,Nielsen^[4]认为两腿对污染物场存在扰动作用;Yan等人^[5]发现与3D扫描人体模型模拟结果相比,面部特征简化程度不同的模型其呼吸区流场和污染物浓度场存在差异,且在人体热羽流的影响下,该差异被放大。因此为营造更加真实的人体热环境,本文设计的呼吸暖体假人基于Bjorn

基金项目:国家重点研发计划(2017YFC0702702),国家自然科学基金(51778520),博士后基金(2018M643810XB)

关于假人外形特征^[6]的相关介绍进行改造,设计而成的假人体内空间为封闭连通结构,保证内部气流循环及多种呼吸道模型的替换,其身高1.68 m,表面积1.5 m²。

2.1.2 人体代谢

代谢率与人的活动状态密切相关,与身体散热量成正比^[7]。人体新陈代谢的能量主要用于做功、

人体与环境之间的对流和辐射换热、汗液蒸发和呼出水蒸气带走的热量。后两部分是人体热量散失的主要途径,可概括为显热散热和潜热散热,显热散热约占总新陈代谢产热量的75%,潜热散热约占总新陈代谢产热量的25%^[8]。参照ASHRAE 2009^[9]给出了人员在部分活动状态下的代谢率,可得到不同活动状态下体表热流密度值见表1:

表1 不同活动状态下,人体显热、潜热散热量^[9]

活动水平(met)	代谢率 M(W/m ²)	显热散热量(W/m ²)	潜热散热量(W/m ²)	体表热负荷(W)
0.8	46.5	34.9	11.6	52.4
1.0	58.1	43.6	10.9	65.4
1.2	69.7	52.3	13.1	78.5
2.0	116.2	87.1	21.8	130.7

由于本文针对干态呼吸暖体假人进行研究,忽略人体的潜热散热量,仅考虑通过皮肤的显热方式散失的热量。因此体表热负荷仅包括对流和辐射两部分,即呼吸暖体假人发热系统所需输出的功率为对流换热量和辐射换热之和。

2.1.3 加热系统

暖体假人发热控制通常有恒皮温、恒热流、热舒适3种模式^[10],由ISO对热量控制模式的描述可知,3种控制模式适用环境不同^[11]。其中,恒热流模式根据人体代谢水平确定假人的输入功率,在保证材料散热性能良好的前提下可短时间内实现人体与环境之间的热平衡,在多种气候环境下其热量调节方式与真实情况最为接近,因此本文设计的呼吸暖体假人加热系统采用恒热流的控制方式。考虑假人内部的复杂结构、表面散热量,加热元件的功率密度、工作温度等因素,假人加热系统的加热元件选择一种柔性材料,其功率密度接近8W/cm²,重量轻、厚度薄、发热快,在假人体内多点布置,可短时间内实现假人与环境之间的热平衡。

通过交流可调电源控制功率分配器,控制假人内部各个加热元件的发热量,同时假人体内安装无级变速风扇,加强腔体内部气流循环,保证腔体内部的热量流动。根据表1不同活动状态下计算得到体表热负荷,作为假人发热系统输出功率的依据。通过调节输出功率,可模拟不同活动状态下人体的散热特性。

2.2 呼吸模拟系统设计

呼吸是人体重要的生理过程,吸入暴露研究中,呼吸气流的影响不可忽略,描述呼吸的参数主要有分钟通气量(MV, Minute volume)、呼吸频率(BF, Breathing frequency)和呼气容量(TV, Tidal

volume)^[12],这些参数因受性别、年龄、身高、体重、活动水平等因素的影响,个体差异较大,而针对不同对象、不同活动水平的实验研究中,具备能准确模拟不同呼吸参数、呼吸曲线的呼吸模拟装置,对于提高实验结果的准确度至关重要。

数值研究中呼吸曲线多采用正弦或近似正弦形式^{[11][12][13]},Gupta等人通过采用呼吸流速计对志愿者呼吸状态进行测量^[10],发现志愿者真实呼吸曲线与正弦曲线类似,虽然吸气和呼气时间并非完全一致,但是非常接近。基于前人的研究基础,自主研发可模拟真实人体呼吸过程的呼吸装置和控制方法,模拟人体呼气 and 吸气过程,可输出正弦呼吸曲线,实现对呼吸频率和呼吸容量的精确调节,在确定呼吸区污染物浓度及吸入暴露水平研究中可发挥重要作用。

2.2.1 呼吸模拟装置

呼吸模拟装置运用微控制器及PWM控制技术,控制气泵调速及电磁阀的切换来实现人体的呼吸过程,其控制调节精度高、稳定性好、响应快。呼吸模拟装置的结构连接示意图如图1所示:

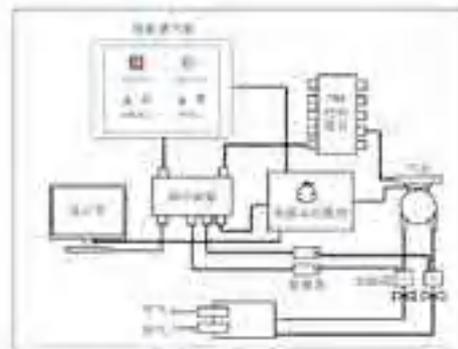


图1 呼吸模拟装置的结构连接示意图

基于上述设计思路,设计而成的呼吸模拟装置实物如图2所示,人工肺的硬件核心包括活塞式无油真空泵、电磁阀。采用活塞式无油真空泵模拟人体的肺部功能,真空泵工作时依靠活塞在气缸内的往复作用使缸内容积反复变化,实现抽气气和排气过程。活塞在外部电机的带动作用,按照一定的规律往复运动,模拟吸气和呼气过程。真空泵上有抽气气和排气两个通气孔,分别与单向阀连接。两个单向阀控制两个通气孔的气流方向,一个单向阀吸气的同时,另一个单向阀呈现呼气的状态。整套人工肺可为两个假人提供异步呼吸。



图2 人工肺实物图

采用TSI4000对呼吸模拟装置吸气和呼气出口的流量变化曲线进行测量,其吸气过程曲线如图3所示,通过对流量-时间曲线进行积分获得电机转速和流量之间的关系。根据该关系,调试电机的驱动程序,满足呼吸频率及电机转速的要求,进而达到设定工况下,呼吸频率和呼吸流量的要求。



MV=17 L/min BF=10 min⁻¹

图3 吸气过程1 min 流量曲线

从图3中可以看出,呼吸频率与设定值完全一致;从呼吸曲线获得的峰值流量进行积分,算得呼吸模拟装置的分钟通气量,与设定值相符,满足模拟人体真实呼吸的过程。最终的呼吸模拟装置可实现呼吸频率的调节范围为10~20次/min,分钟呼气量的调节范围为6~20 L/min。

2.2.2 呼吸道模型的替换

人体吸入的颗粒污染物,引起人体呼吸系统健

康效应的危害程度,取决于呼吸道内致病部位的实际暴露剂量。因此,研究者基于真实人体的呼吸道形态学数据在体外构建呼吸道模型,已成为吸入暴露研究的主流。Finlay等人^[14]通过计算机断层扫描(CT)、核磁共振成像(MRI)和活体直接观察等手段,获得真实人体呼吸道数据,建立胸外呼吸道的几何模型,该模型基于已有文献信息,对嘴巴开口尺寸,口腔演变角度、咽喉部位详细模型等参数进行合理设计,并参考Alberta医学院呼吸系统健康的病人(n=10)CT扫描数据,以及对健康志愿者(n=5)的观察数据的基础上建立可代表“平均人”的胸外呼吸道模型(口-咽-喉)。采用该模型与weibel模型前五级组合,形成新的“理想呼吸道模型”,图4所示。



图4 呼吸道模型

该模型的上下呼吸道可拆分,用于呼吸道内颗粒物沉积研究,可分别获得上呼吸道和下呼吸道的实际暴露剂量,其定量结果对一般群体呼吸道内污染物的暴露有重要的预测意义。

3 人体微环境研究中的应用

人体微环境指人体在不同的室内环境下,通过辐射换热、潜热对流换热及显热对流换热三种方式,在人体周围形成具有一定特点的速度场、温度场、浓度场^[6]。许多研究已经证明,人体吸入的空气约有2/3来自人体微环境区域^[17],因此该区域空气质量严重影响人体吸入空气品质。

体表温度和热流密度是影响人体微环境的重要因素。因此,本文基于呼吸暖体假人开展体表温度及热流密度(传热系数)的实验研究,与真人数据及文献数据进行对比,验证自主研发呼吸暖体假人模拟人体散热特性的合理性;并对身体边界层速度分布及呼吸暖体假人在不同呼吸强度下呼出气流轨迹进行测量分析。

3.1 表面温度和传热系数的分布

对假人处于站立状态、环境温度为 21℃、代谢率为 1.2 met、对应假人散热量为 100 W 时，采用 K 型标准化热电偶，结合 Agilent34970A 数据采集仪，对假人表面 8 个典型位置处温度进行测量，得到开启假人加热系统后 180min 内的温度变化数据，如图 5 所示：

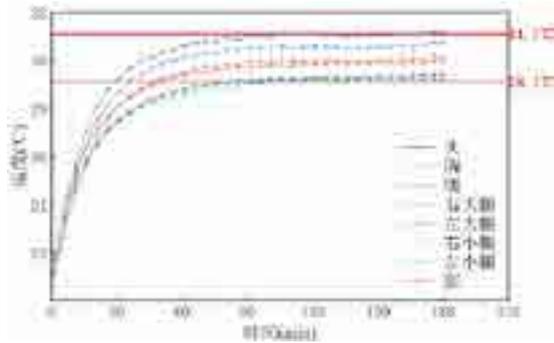


图 5 假人表面局部位置温度变化曲线

由图 5 可知，开启加热系统后，前 40min 假人表面温度增加迅速，加热至 60min 时，假人表面温度趋于稳定，整体温度波动范围较小，整体温差小于 2℃，各测点温度处于 29.1~31.1℃ 范围内。实际人体站立、无衣着时，暴露于 21℃ 的环境中，体表温度可达 32℃，但是当按照人体与假人散热量相等时，假人身体温度要稍低 [7]。

人体与周围环境之间的换热量，除了受温差的影响外，换热系数起决定作用。本文基于呼吸暖体假人，采用 LR8432-30 热流数据采集仪，对假人表面 9 个典型位置的表面热流密度展开实验测量，可获得典型位置处的热流密度值。根据测得的平均辐射温度和体表温度，通过 ASHRAE 规定人体辐射换热系数计算公式 [18] 可求得人体不同位置处的辐射换热系数，按照各分区面积进行加权平均，可求总的辐射换热系数，其结果如表 2 所示。

表 2 站姿假人 9 个分区和整体辐射换热系数 (W/m²/K)

头	胸	腹	左大腿	右大腿	左小腿	右小腿	脚	背	整体加权
4.22	4.20	4.21	4.19	4.18	4.18	4.20	4.18	4.20	4.24

由于人体皮肤与周围环境之间的显热损失 (Q) 由对流热损失 (C) 和辐射热损失 (R) 组成，可表示为传热系数和对应温度差的乘积 [17]。

$$Q = C + R = h_c(t_{sk} - t_a) + h_r(t_{sk} - t_r) \quad (1)$$

式中： R : 辐射热流密度，W/m²； h : 总显热换热系数，W/m²/K； h_c : 对流换热系数，W/m²/K； h_r : 辐射换热系数，W/m²/K； t_{sk} : 假人表面温度，℃； t_r : 平均辐射温度，℃

由于室内无其它热源时，平均辐射温度可近似为空气温度 [20]，可得到：

$$h = h_c + h_r = \frac{Q}{t_{sk} - t_a} \quad (2)$$

因此， h_c 可由总传热系数 h 减去辐射换热系数 h_r 获得。身体 9 个测量部位及整体加权平均对流换热系数见表 3：

表 3 站姿假人 9 个分区和整体对换热系数 (W/m²/K)

头	胸	腹	左大腿	右大腿	左小腿	右小腿	脚	背	整体加权
4.15	4.53	3.58	4.06	4.25	4.15	3.41	2.90	2.10	3.63

表 2 和 3 可知假人整体加权平均辐射、对流换热系数分别为 4.24W/m²/K、3.63W/m²/K，de Dear 等人 [21] 风洞实验中获得的平均辐射、对流换热系数分别 4.5 W/m²/K、3.4W/m²/K，二者进行对比差异均小于 6%，表明暖体假人可用于模拟人体散热特性。

3.2 人体微环境场速度分布

在距假人表面 3cm、5cm 处，采用 swema03+ 全向微风速仪测量人体站立状态，代谢率为 1.2met 时，

沿高度方向的速度，其结果如图 6 所示：

图 6 可知，胸部以下位置随着高度的增加身体边界层速度迅速增加，在下巴附近存在一个速度较低的区域，速度的衰减可能由于下巴所形成的物理障碍造成的。在下巴位置，向上运动的气流被分为两部分：一部分上升气流沿头部继续向上运动，另一部分气流则在颈部循环，导致该区域的速度较低；在环境温度为 21℃ 的条件下，测得速度最大值出现

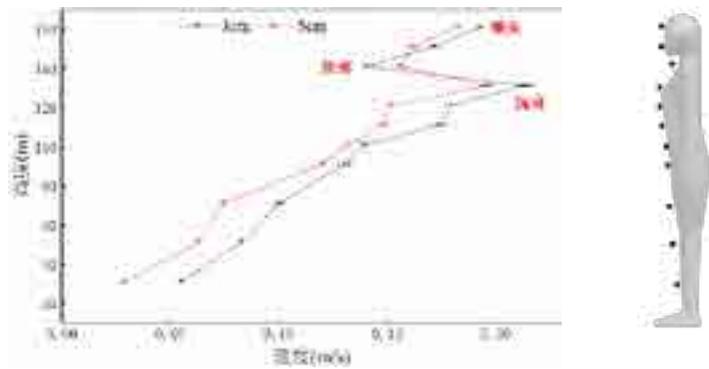


图 6 距人体表面 3cm、5cm 位置沿高度方向身体边界层速度分布

在胸部位置约为 0.22m/s；对比距离假人表面 3cm 和 5cm 处的测量结果可知，随着距人体表面距离的增加，由于受上升气流影响减弱，速度整体呈现减小的趋势。

呼吸区的速度分布受多种因素的影响，由于在大多数室内环境中，呼出气流速度大于室内空气平均风速。因此，了解呼出气流对呼吸微环境流场特性的影响，有助于个人暴露控制和污染物传播的研究。为了提高对呼吸微环境气流分布的理解，本文沿嘴巴中心线，测量两种呼吸强度下（10 和 14L/min）垂直于面部的速度分布情况，测点布置如图 7 所示，测量数据分析结果如图 8：

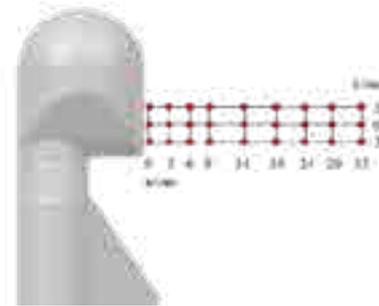
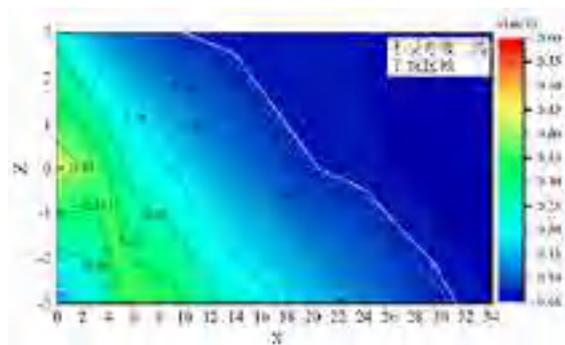
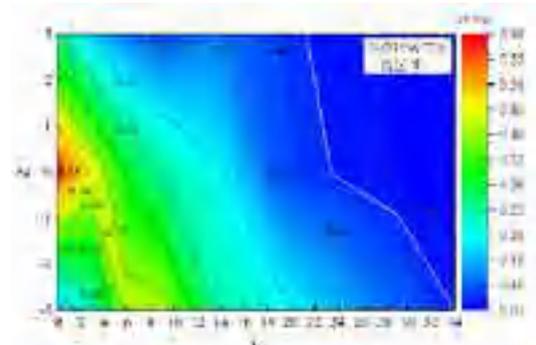


图 7 呼吸区速度测量测点布置



(a) MV: 10 L/min



(b) MV: 14 L/min

图 8 呼吸区等速度云图

从二者云图对比结果来看，随着呼吸强度的增大，呼出气流的最大速度从 0.44m/s 增至 0.57m/s，且从云图中白色线条所处位置可以看出，呼出气流的影响范围随之增大，且呼出气流的运动轨迹呈现出沿水平面向下发展的趋势。

4 结论

本文根据 Bjorn 和 Nielsen 所提暖体假人形体特

征，制作标准人体模型，并通过功率控制器控制发热膜片的发热量以实现发热模拟；通过内嵌包含口咽模型和 Weibel A 上呼吸道模型所制作了分级 - 人体呼吸道模型，还原人体呼吸系统内几何构造，并可分级测量污染物在人体呼吸道不同位置处的实际暴露剂量；采用真空泵、电磁阀以及电子控制系统，完成可调节呼吸频率和呼吸量的呼吸模拟装置，可

输出接近真实人体呼吸特征呼吸曲线,通过调节呼吸参数,可模拟人体不同活动状态下的呼吸特征。新研制的呼吸暖体假人首次实现暖体假人与呼吸道模型的结合,模拟多种活动状态下的人体代谢水平及呼吸特征,复现人体热羽流和呼吸气流共同作用下的人体微环境,代替真人进行人体吸入暴露特性研究。

参考文献

- [1] 王怡,黄艳秋,杨洋等.大型工业建筑中高温含尘气流的流动规律及控制方法[J].科学通报,2015(18).
- [2] 卫生部.GBZ2.1—2007工作场所有害因素职业接触限值第1部分:化学有害因素[J].2007.
- [3] Chen C, Zhao B. Some questions on dispersion of human exhaled droplets in ventilation room: Answers from numerical investigation[J]. Indoor Air, 2010, 20(2): 95-111.
- [4] Brohus H, Nielsen P V. CFD models of persons evaluated by full-scale wind channel experiments[J]. Citeseer, 1996.
- [5] Yan Y, Li X, Yang L, et al. Evaluation of manikin simplification methods for CFD simulations in occupied indoor environments[J]. Energy and Buildings, 2016, 127: 611-626.
- [6] Børn E. Simulation of Human Respiration with Breathing Thermal Manikin[M]. Aalborg University: Department of Building Technology and Structural Engineering, 2000: 109.
- [7] 室内空气稳定性对人体呼吸微环境的影响[D].湖南大学,2014.
- [8] Brohus H. Personal exposure to contaminant sources in ventilated rooms[D]. Aalborg, Denmark, Aalborg University, 1997.
- [9] Ashrae Standard. Thermal environmental conditions for human occupancy. ASHRAE, Inc, 2013: 448-456.
- [10] Melikov A. Breathing thermal manikins for indoor environment assessment: Important characteristics and requirements[J]. European Journal of Applied Physiology, 2004, 92(6): 710-713
- [11] ISO E N. Ergonomics of the thermal environment[J]. Anal. Determin. Interpre. Therm. Comfort Calculat. PMV PPD Indices Local Thermal Comfort Criteria, 2005.
- [12] Gupta J K, Lin C H, Chen Q. Characterizing exhaled airflow from breathing and talking[J]. Indoor Air, 2010, 20(1): 31-39.
- [13] Hayashi T, Ishizu Y, Kato S, et al. CFD analysis on characteristics of contaminated indoor air ventilation and its application in the evaluation of the effects of contaminant inhalation by a human occupant[J]. Building and Environment, 2002, 37(3): 219-230.
- [14] GAO N P, NIU J L. CFD study of the thermal environment around a human body: A review[J]. Indoor and Built Environment, Sage Publications Sage CA: Thousand Oaks, CA, 2005, 14(1): 5-16.
- [15] Hyun S, Kleinstreuer C. Numerical simulation of mixed convection heat and mass transfer in a human inhalation test chamber[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(12): 2247-2260.
- [16] Grgic B, Finlay W H, Heenan A F. Regional aerosol deposition and flow measurements in an idealized mouth and throat[J]. Journal of Aerosol Science, 2004, 35(1): 21-32.
- [17] Wei J, LI Y. Airborne spread of infectious agents in the indoor environment[J]. American Journal of Infection Control, 2016, 44(9): S102-S108.
- [18] Handbook A. Fundamentals (IP & SI)[J]. ASHRAE, 2013.
- [19] Ashrae A H. Fundamentals, SI ed., American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers[J]. Inc., USA, 2013.
- [20] Yu Y, Liu J, Chauhan K et al. Experimental study on convective heat transfer coefficients for the human body exposed to turbulent wind conditions[J]. Building and Environment, Elsevier, 2020, 169: 106533.
- [21] de Dear R J, Arens E, Hui Z et al. Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments[J]. International Journal of Biometeorology, 1997, 40(3): 141-156.

基于粒子群优化算法的新型烟气余热回收系统 PID-P 温度控制器参数优化研究

麻宏强^{1,2}, 宋兴鹏¹, 梁诺¹, 刘叶敏¹, 贾继伟¹, 段祥杰¹

(1. 兰州理工大学土木工程学院, 兰州 730050; 2. 华东交通大学土木建筑学院, 南昌 330013)

[摘要]为了实现新型烟气余热回收系统的性能优化,及时准确地调节相变下段壁面温度,避免回收系统设备腐蚀,采用理论及实验相结合的方法,建立了相变换热器等系统关键设备动态数学模型,并通过研究基于不同目标函数粒子群优化算法和传统的PID-P控制器参数整定方法,对该系统进行仿真分析。结果表明:超调量为2%,上升时间为83s,调节时间为105s,稳态误差为0,基于ITAE目标函数的改进线性w粒子群优化算法能够有效快速的整定PID-P控制器参数相比于传统两步整定法具有更好地动态性能,节省人力资源,使得系统既有一定快速性,又有一定稳定性,同时ITAE指标是一种具有很好工程实用性和选择性的控制系统性能评价指标。

[关键词] 余热回收 串级PID 控制器 粒子群优化算法

1 引言

对于一个系统,研究其控制策略的首要任务是建立系统模型,建立动态数学模型的方法有实验建模与理论建模两大类^[1]。实验建模即是通过给实际设备一定输入信号,测试系统动态响应获得输出数据,在对输入输出数据进行处理后得到模型,这种方法也称为系统辨识^[2]。理论建模,即是对系统的工作机理进行分析,应用传热传质基本原理,以及能量守恒动量守恒等基本定律^[3],找出系统输入输出变量以及其他相关参数间的数学关系,也称为机理建模^[4]。但实际中,换热器设备较复杂,进行完全的机理建模是不可行的。且建模的目的通常只是关注换热器某些特定位置或特定参数的变化特征,因此提出一些合理的假设条件是很有必要的,它可以简化模型的复杂程度,但应该保证精度的损失在接受范围内。

动态数学模型根据模型中参数集中程度不同,可分为分区模型^[5]、分布参数模型^[6-7]和集总参数模型^[8]。国内1996年丛松波^[9]等人对管壳式换热器的偏微分模型进行简化,在管程温度波动不大的情况下,取管程温度平均值推导出壳程流体出口温度随时间变化的动态数学模型。换热器是烟气余热回收系统中主要换热设备^[10],其作用是使高温烟气与低温管程溶液换热,同时管内发生相变。根据其管内有无相变可分为相变换热器^[11-12]和无相变换热器。同时,换热器根据其结构可分为套管式换热器、板式换热器^[13-16]和管壳式换热器等^[17-18]。目前,对换热器的研究大多集中在静态、无相变的板式换热器^[19]和管壳式换热器^[20]。

粒子群优化(Particle Swarm Optimization)算法是

近年迅速发展起来的一种智能优化算法^[21]。该算法同遗传算法,都是基于群体进行优化的方法,先将系统初始化为一组随机解,通过迭代搜索最优值。但是,粒子群优化算法优点在于其原理简单、更易实现,需要调整的参数较少,因此粒子群优化算法被广泛应用于众多领域。但是,其数学基础不完善,实现技术不规范,在适应度函数选取、参数设置、收敛理论等方面还存在诸多问题。在实际的优化问题中,往往难以给出一定的粒子搜索空间。粒子群算法经常用于PID控制器参数整定寻优^[22-27],对于PID参数整定问题,每个参数的稳定裕度取决于其他值,由于PID参数的搜索空间不能精确的得到,所以当给定的搜索范围过小时,PSO算法不能保证结果是全局最优的。另一方面,太大的搜索范围可能会导致算法耗时过长,甚至无法找到最优解。

随着应用范围的扩大,PSO算法存在早熟收敛、维数灾难、易于陷入局部极值等问题需要解决,主要有以下几种发展方向。

(1)调整PSO的参数来平衡算法的全局探测和局部开采能力。利用惯性权值w控制算法的收敛特性,即通过调整w值来维持局部和全局搜索之间的关系。适当的惯性权值可以大大提高算法的优化能力,减少迭代次数^[28-32]。

(2)设计不同类型的拓扑结构,改变粒子学习模式,从而提高种群的多样性^[33-34]。

(3)将PSO和其他优化算法(或策略)相结合,形成混合PSO算法^[35]。

本文将基于理论和实验建模相结合方法,建立新型烟气余热回收系统数学模型,采用基于改进线性递减策略的粒子群优化算法整定串级PID-P控制

器参数,分析单位阶跃响应条件下其动态性能。

2 系统介绍及原理

新型烟气余热回收系统主要设备仪表有烟气换热器、壁温智能调控器、电动调节阀、循环泵、温度传感器、液位传感器和连接管道组成,其原理图如下图1所示。通过控制电动调节阀的开度调节进入壁温智能调控器除盐水量,进入调控器的水影响相变下段的LiBr溶液浓度, LiBr溶液饱和条件下其浓度与饱和温度一一对应,因此通过控制电动调

节阀开度来调节调控器中LiBr溶液饱和温度;壁温智能调控器内LiBr溶液进入相变下段换热器与烟气换热,进而达到调节烟气出口温度的最终目的。相变下段烟气换热器管程中的LiBr溶液与烟气换热, LiBr溶液中的水蒸发产生水蒸气进入相变上段,在相变上段可以利用水蒸气所携带的烟气余热预热锅炉空气,最终既达到烟气余热智能相变回收系统余热回收作用,又解决了排烟温度过低引起硫酸结露对回收装置的腐蚀问题。

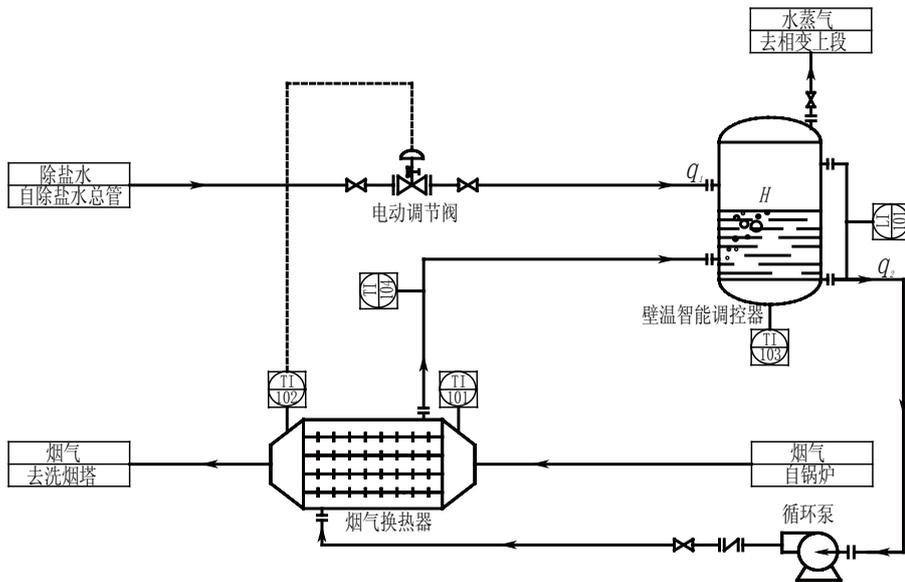


图1 新型烟气余热回收系统原理图

3 模型的建立及简化

3.1 相变下段烟气换热器模型简化

新型烟气余热回收系统相变下段烟气换热器是该系统的关键设备,高温含硫烟气先通过相变下段换热器与来自壁温智能调控器中的溴化锂水溶液换热,达到精确调节含硫烟气出口温度低于其酸露点温度至少 10°C ,保证换热设备不被腐蚀。

3.1.1 基本假设及微元段的选取

常见的相变换热器有板翅式换热器和翅片管式换热器等,以翅片管式烟气换热器作为研究对象,其简化几何模型如下图2所示;

对换热器做如下基本假设:

(1) 烟气换热器中的管程是竖向的,且所有并联金属管可等效成一根传热管;

(2) 管程流体(LiBr水溶液)不可压缩,且以活塞流的形式流过换热器;

(3) 换热器的内部无化学反应,与外部环境不

发生热交换;



图2 翅片管式烟气换热器简化示意图

发生热交换;

(4) 壳程挡板足够薄,流体在每一折流板间的温度变化与壳程进出口温度变化相比可以忽略;

(5) 壳程及管程内流体同一截面上的各点温度均相同,即不考虑流体沿径向传热;但考虑流体的轴向扩散效应,忽略流体入口效应;

(6) 管壁很薄,认为管壁截面上温度一致,考虑管壁轴向导热效应;

(7) 假设烟气换热器中每一根竖管中的汽化量

相同,即每一根竖管的吸热量相同,每一根竖管出口溶液的干度相同,烟气沿流动方向温度成线性变化;

(8)设壳程烟气进口温度为 T_{10} ;管程溶液(LiBr水溶液)进口温度为 T_{20} 。管程中的溴化锂水溶液均是饱和溶液,即管程中溴化锂水溶液的温度为它的饱和温度 T_2 。

沿换热器烟气流动方向取微元长度为 L 微元体,如上图 1 所示,对壳程、管程及壳管间做微观能量分析,建立能量守恒微分方程, x 轴方向平行于烟气流动方向:

基于假设(1),微元体中的管程可等效成一根换热管,如下图 3 所示:

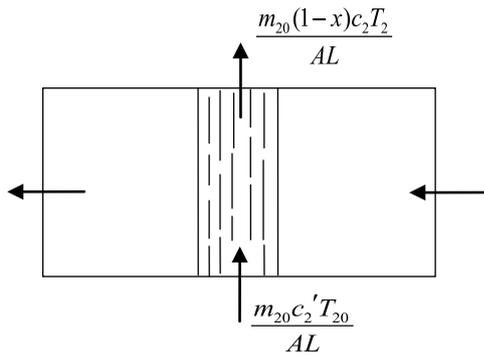


图 3 换热器微元体示意图

3.1.2 微元方程

建立微元体动态数学方程。壳程:

$$\rho_1 c_1 \frac{\partial T_1}{\partial \tau} A dx = \lambda \frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} A dx - \rho_1 c_1 u_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} A dx - q_v A dx \quad (1)$$

式中 ρ_1 为烟气密度, kg/Nm^3 ; c_1 气比热容, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$; T_1 为烟气温度, $^{\circ}\text{C}$; A 为烟气换热器壳程横截面积, m^2 ; λ 为烟气的导热系数, $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$; u_1 气流速, m/s ; A_0 为烟气换热器管程表面积, m^2 ;

q_v 体积壳管间的换热量, kJ/m^3 。

管程:

$$q_v A dx = \frac{m_{20}}{AL} (1-x) c_2 T_2 A dx + \frac{m_{20}}{AL} x \gamma A dx + \frac{m_{20}}{AL} x c (T_2 - 100) A dx - \frac{m_{20}}{AL} c_2' T_{20} A dx + \frac{m_{20}}{AL} (1-x) c_2 \frac{d(T_2 + T_{20})}{d\tau} A dx \quad (2)$$

式中 m_{20} 为烟气换热器进口处的 LiBr 溶液总质量流量, kg/s ; x 为烟气换热器管程 LiBr 溶液中的水蒸气的质量分数; c_2 为烟气换热器出口处 LiBr 溶液的比热容, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$; T_2 为 LiBr 溶液温度, $^{\circ}\text{C}$; γ 为饱和水蒸气的汽化潜热, kJ/kg ; c 为水的比热容, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$; L 为烟气换热器壳程长度, m ; T_{20} 为烟气换热器 LiBr 溶液入口温度, $^{\circ}\text{C}$; c_2' 为烟气换热器进口处 LiBr 溶液的比热容, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ 。

壳管间换热:

$$q_v = K \frac{A_0}{AL} (T_1 - \frac{T_2 + T_{20}}{2}) \quad (3)$$

式中 K 为烟气换热器壳管间的传热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$; 管程溶液温度取其进出口是算术平均温差 $(T_2 + T_{20})/2$, $^{\circ}\text{C}$ 。

3.1.3 方程简化求解

在烟气余热回收工艺中,避免低温腐蚀现象要求合理控制换热器烟气出口温度,而不是沿壳程的温度分布,换热器烟气出口温度的描述可简化为常微分方程。在零初始条件下,通过对式(1)和式(2)的时间函数进行拉氏变换,假设烟气换热器中每一根竖管中的汽化量相同,则每一竖管的吸热量相同,每一根竖管出口干度相同(每一根竖管出口干度 x 为常数),烟气沿烟气流方向温度成线性变化,即 $d^2 T_1 / dx^2 = 0$,得到关于烟气温度的一阶微分方程,通过对比试验数据,分析化简并求解得到关于烟气出口温度 T_1 的动态学表达式:

$$T_1 = \frac{[AL\rho_1\lambda]e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}s + [e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}A\rho_1c_1u_1 + 2m_{20}c_2 - A\rho_1c_1u_1]}{[\frac{AL^3\rho_1c_1}{2u_1^2}e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}s^3 + \{\frac{A\rho_1c_1[2+(L^2-2)e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}]\}}{2u_1}\}s^2 + [\frac{2m_{20}c_2L}{u_1}]s + [2m_{20}c_2 + A\rho_1c_1u_1(e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}} - 1)]}T_{10} + \frac{[\frac{-m_{20}(c_2 - c_2')L}{u_1}]s + [m_{20}(c_2 - c_2')(e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}} - 1)]}{[\frac{AL^3\rho_1c_1}{2u_1^2}e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}s^3 + \{\frac{A\rho_1c_1[2+(L^2-2)e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}}]\}}{2u_1}\}s^2 + [\frac{2m_{20}c_2L}{u_1}]s + [2m_{20}c_2 + A\rho_1c_1u_1(e^{\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1c_1u_1}} - 1)]}T_{20} \quad (4)$$

化简后的烟气换热器的动态数学模型如下：

$$T_1 = \frac{Fs + G}{Bs^3 + Cs^2 + Ds + E} T_{10} + \frac{Hs + I}{Bs^3 + Cs^2 + Ds + E} T_{20} \quad (5)$$

通过对烟气换热器做微观能量分析，得到换

热器烟气出口温度 T_1 与烟气进口温度 T_{10} 和溴化锂溶液进口温度 T_{20} 有关。在 T_{10} 和 T_{20} 项对应的模型表达式中各个系数 B、C、D、E、F、G、H 和 I 随着系统参数 A、L、 u_1 、 m_{20} 、 c_1 、 c_2 和 c_2' 变化而变化，即该换热器动态数学模型随着工艺参数和工况的变化而变化。

表 1 模型参数表

系数	参数表达式	系数	参数表达式
B	$\frac{AL^3 \rho_1 c_1}{2u_1^2} e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}}$	C	$\frac{A\rho_1 c_1 [2 + (L^2 - 2)e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}}]}{2u_1}$
D	$\frac{2m_{20}c_2 L}{u_1}$	E	$2m_{20}c_2 + A\rho_1 c_1 u_1 (e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}} - 1)$
F	$AL\rho_1 c_1 (e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}} - 1)$	G	$A\rho_1 c_1 u_1 (e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}} - 1) + 2m_{20}c_2 e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}}$
H	$\frac{-m_{20}(c_2 - c_2')L}{u_1}$	I	$m_{20}(c_2 - c_2')(e^{-\frac{2m_{20}c_2}{A\rho_1 c_1 u_1}} - 1)$

3.2 壁温智能调控器模型的建立

新型烟气余热回收系统中壁温智能调控器的作用是调节其中溴化锂溶液浓度，达到调节进入相变下段烟气换热器中溴化锂水溶液温度的作用。溴化锂溶液浓度是通过壁温智能调控器液位高度调节，壁温智能调控器液位高度调节属于无自衡单容过程，根据物料动态平衡关系可以写出：

$$\Delta q_1 - \Delta q_2 = A \frac{d\Delta H}{dt} \quad (6)$$

由于出口是定频循环泵，即 $\Delta q_2 = 0$ ，拉氏变换后得到：

$$W(s) = \frac{H(s)}{Q_1(s)} = \frac{1}{As} \quad (7)$$

壁温智能调控器的横截面积 $A = 0.0314m^2$ 。即壁温智能调控器液位调节过程的数学模型在 s 域的具体表达式为：

$$W(s) = \frac{1}{0.0314s} \quad (8)$$

壁温调控器调节液位存在干扰，建立其干扰模型。基于假设烟气的放热量全部用于溴化锂水溶液中水的蒸发。

$$\rho_{水} A \Delta h \gamma_{水蒸气} = c_{烟气} m_{烟气} (T_{10} - T_1) \quad (9)$$

$$\Delta h = K(T_{10} - T_1) \quad (10)$$

其中， $\rho_{水} A \Delta h \gamma_{水蒸气} = c_{烟气} m_{烟气} (T_{10} - T_1)$ 。

拉氏变换后得到：

$$\Delta h = K(T_{10} - T_1) \quad (11)$$

其中， $G_{f1}(s) = K$ ， $G_{f2}(s) = K$ 。

3.3 电动调节阀模型的建立

含硫烟气余热智能相变回收控制系统中执行器是冷凝水流量电动调节阀。调节阀的流量特性是指介质流过调节阀的相对流量与调节阀的相对开度之间的关系，即 $\frac{Q}{Q_{max}} = f(\frac{l}{l_{max}})$ 。典型的流量特性有直线流量特性、对数流量特性、快开流量特性和抛物线流量特性。该系统中调节阀属于对数流量快开流量特性，通过实验辨识得到其二阶模型：

$$G_F(s) = \frac{221.89s + 1}{1524.98s^2 + 17048.03s + 20965.68} \quad (12)$$

3.4 液位 H 对应溴化锂溶液温度 T_{20} 模型

含硫烟气余热智能相变回收控制系统中壁温调控器液位与其中溴化锂溶液浓度关系式如下：

$$w = \frac{0.012288}{0.00852 + 0.0314H} \quad (13)$$

式中通过实验辨识得到其一阶模型：

$$G(s) = \frac{0.45695}{1 + 57.816s} \quad (14)$$

饱和溴化锂溶液浓度与其温度一一对应，其模型为：

$$G(s) = \frac{3.4221}{17.564s + 1} \quad (15)$$

含硫烟气余热智能相变回收控制系统中温度变

送器和和液位变送器均为比例环节，其传递函数分别为 $H_1(s)=1$ 和 $H_2(s)=1$ 。

4 动态响应实验及系统辨识

4.1 实验台搭建

新型烟气余热回收系统主要设备有烟气换热器、水蒸气 - 空气换热器、壁温智能调控器、电动调节阀、循环泵、温度传感器、液位传感器和连接管道等相关附属设备组成，具实物图如下图 4 所示。



注：1. 相变上段 2. 相变下段 3. 液位传感器 4. 壁温调控器 5. 锅炉 6. 循环泵 7. 烟气换热器 8. 电动调节阀

图 4 新型烟气余热回收系统实验台

4.2 动态模型参数辨识

通过换热器机理模型推导结果，随着工艺参数和工况的变化，其模型随之变化。选择动态响应实验一种工况条件（model 1）时域数据，基于系统辨识理论和过程传递函数（process model）参数辨识方法，即得到相变换热器动态数学模型具体结构及参数如下：

$$T_1 = G_{11}(s) \cdot T_{20} + G_{12}(s) \cdot T_{10} \quad (16)$$

$$\begin{cases} G_{11}(s) = Kp \frac{1 + Tz \cdot s}{(1 + Tp_1 \cdot s)(1 + Tp_2 \cdot s)(1 + Tp_3 \cdot s)} \\ G_{12}(s) = Kp \frac{1 + Tz \cdot s}{(1 + Tp_1 \cdot s)(1 + Tp_2 \cdot s)(1 + Tp_3 \cdot s)} \end{cases} \quad (17)$$

根据机理模型结构辨识得到参数见表 2。

表 2 辨识模型参数表

		$Kp T$	z	$Tp_1 T$	p_2	Tp_3
model 1	$G_{11}(s)$	215.26 4	50.92	10000	10000	0.14767
	$G_{12}(s)$	-8.8184	28.863 8	727.3	2.2066	0.696

4.3 模型验证

相变换热器动态数学模型随工艺参数和工况条件的变化而变化，对模型式 (17) 的适用性做一验证，改变动态响应实验中送风机频率和溴化锂水溶液循

环泵频率，即改变换热器壳程烟气流速 u_1 和管程溴化锂水溶液流量 m_{20} ，取动态响应实验其中四组工况数据验证，对实验数据与对应辨识模型输出绘图比较，结果如下图 5 所示：

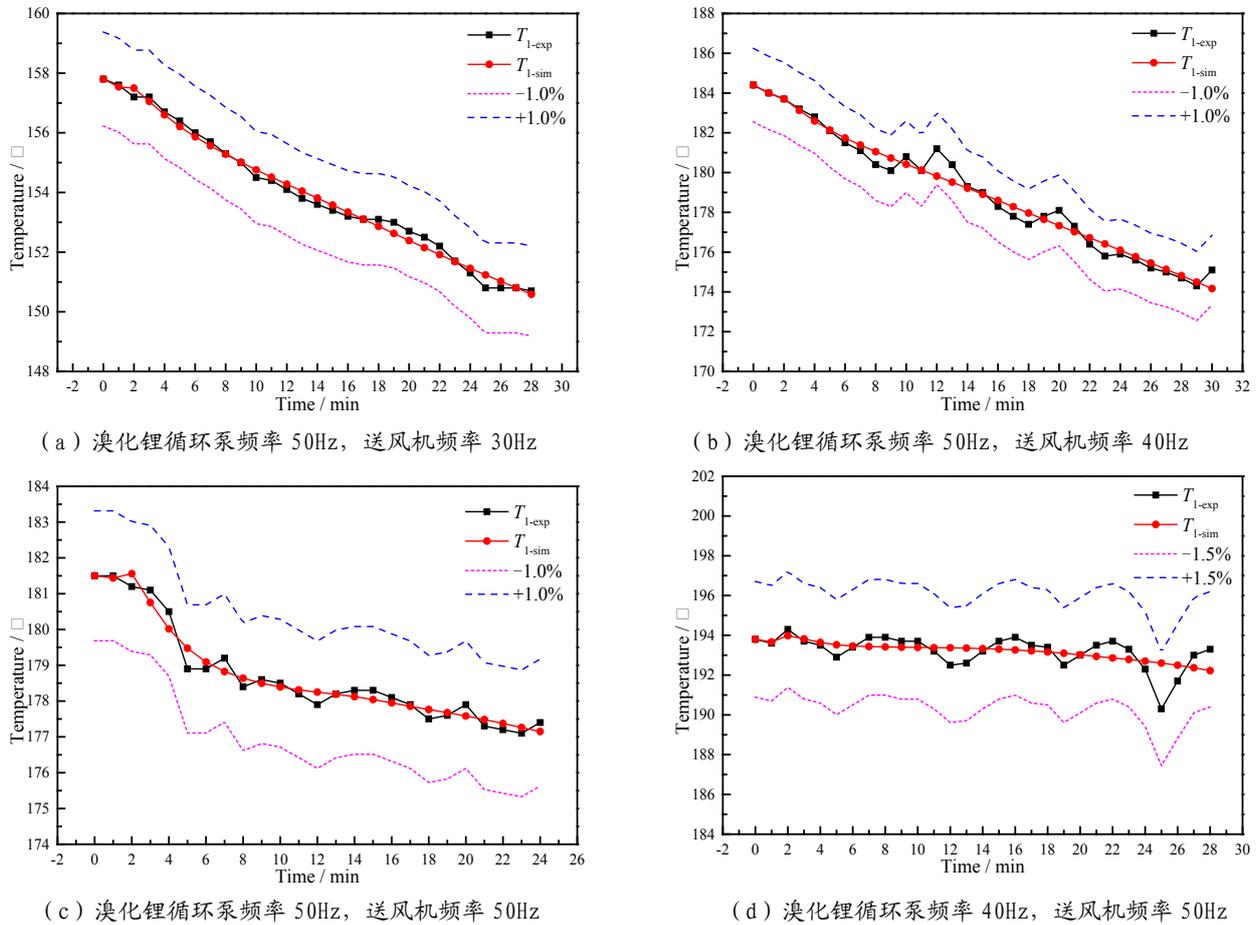


图 5 实验输出数据与仿真模型输出结果

图 5 是实验输出数据与仿真模型输出结果，结果表明：四种工况下动态模型输出结果和实验数据的最大相对误差分别为 0.29%、0.76%、0.32% 和 1.21%，其相对误差均不超过 ±1.5%，因此该动态数学模型具有较高可信度。

5 相变下段温度 PID-P 控制器参数整定

新型烟气余热回收系统是通过控制电动调节阀开度调节壁温智能调控器内溴化锂溶液浓度（饱和溶液），进而调节进入相变下段烟气换热器的溴化

锂溶液温度，最终达到控制换热器烟气出口温度的目的。

单回路控制系统是过程控制系统中最基本、最简单和使用最广泛的控制方式。缺点在于难以适应工艺参数关系比较复杂的控制系统，特别是难以满足高精度的要求。为此，使用串级控制系统，其具有两个以上检测变送单元或控制器，能够提高控制质量。新型烟气余热回收系统烟气出口温度串级控制框图如下图 6 所示。

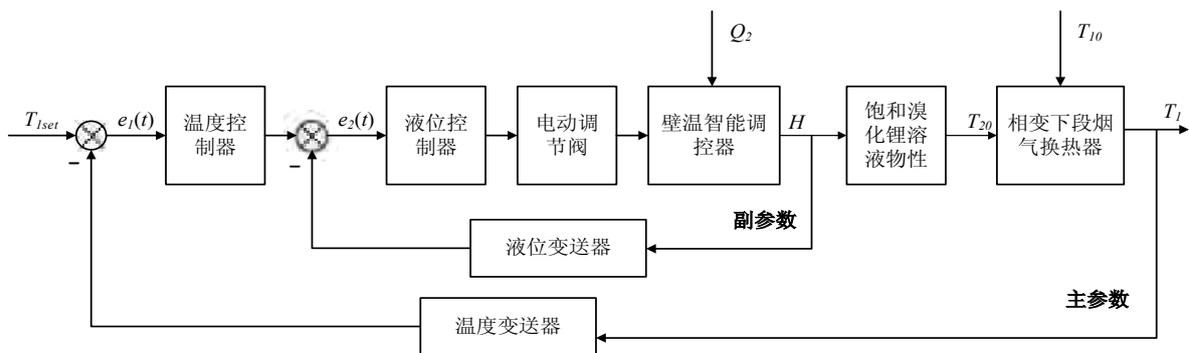


图 6 相变下段烟气出口温度控制系统框图

5.1 传统 PID-P 控制器整定方法

PID 控制器对于一般控制系统具有原理简单、适应性好、鲁棒性强等特点。从整体上看, 串级控制系统的主回路是一个定值控制系统, 要求主被控变量有较高的控制精度副回路是为了提高主回路的控制品质而引入的随动系统, 要求副被控变量能够快速、准确地跟踪主控制器的输出变化。串级控制系统的整定方法有逐步逼近法、两步整定法、一步整定法及最常用的经验试凑法。采用两步整定法整定得到基于换热器 model 1 烟气出口温度串级 PID-P 控制器参数 k_p 、 k_i 、 k_d 和 k_{p0} 分别为 14、0.05、480 和 98, 其 simulink 仿真模型及仿真结果如下图 7 所示, 单位阶跃响应性能指标参数如下表 3 所示。

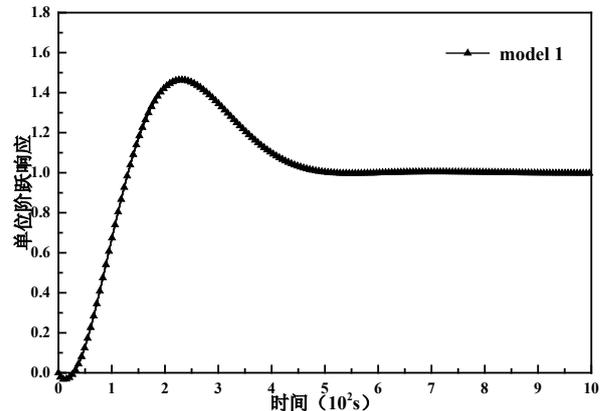


图 7 PID-P 控制器单位阶跃响应曲线

表 3 PID-P 控制器单位阶跃响应性能指标参数

	超调量 σ (%)	上升时间 t_r (s)	调节时间 t_s (s)	稳态误差	ITAE 性能指标	ISTE 性能指标	IAE 性能指标	ISE 性能指标
model 1	6	130	433	0	27489.05 1	0043.40	172.22 9	9.73

图 7 是采用两步整定法整定得到 PID-P 控制器单位阶跃响应曲线, 表 3 是 model 1 在 PID-P 控制器单位阶跃响应性能指标参数, 分析得出以下结论: PID-P 控制器单位阶跃响应超调量为 46%, 上升时间和调节时间相对较大, 分别为 230s 和 433s, 超调过大, 响应速度较慢且动态调节能力较差; 稳态误差为 0, 说明系统有较好的稳态性能。同时传统的两步整定法整定 PID-P 控制器参数需要耗费大量人力资源。

5.2 改进粒子群算法优化 PID-P 控制器参数

1995 年意大利学者 Kennedy 和 Eberhart 首次提出了粒子群优化算法 (Particle Swarm Optimization, PSO)。PSO 是一种新型的仿生算法, PSO 因其需要调节的参数少, 具有逻辑简单且易于实现的优点, 因此越来越多地被应用于神经网络训练、参数优化等领域。

通常 PSO 算法的数学描述为: 设在一个 D 维空间中, 由 M 个粒子组成的种群 $X=(x_1, \dots, x_i, \dots, x_D)$, 其中第 i 个粒子位置为 $x_i=(x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})^T$, 其速度为 $V_i=(v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{id}, \dots, v_{iD})^T$ 。它的个体极值为 $p_i=(p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{iD})^T$, 种群的全局极值为 $p_g=(p_{g1}, p_{g2}, \dots, p_{gD})^T$, 按照追随当前最优粒子的原理, 粒子 x 将按式 (18)、式 (19) 改变自己的速度和位置。

$$v_{ij}(t+1) = wv_{ij}(t) + c_1r_{1j}(t)[p_{ij}(t) - x_{ij}(t)] + c_2r_{2j}(t)[p_{gj}(t) - x_{ij}(t)] \quad (18)$$

$$x_{ij}(t+1) = x_{ij}(t) + v_{ij}(t) \quad (19)$$

其中, $j=1, 2, \dots, D$; $i=1, 2, \dots, M$; w 为惯性权重因子, 其值非负, 值的大小影响整体寻优能力; M 为种群规模; t 为当前进化代数; r_1, r_2 为分布于 [0, 1] 之间的随机数; c_1, c_2 为加速常数, 通常称为学习因子。

粒子群优化算法运用在数学模型随工况参数变化的控制系统中, 可有效代替传统人工整定 PID-P 控制器参数的繁琐过程, 该算法可根据适应度函数的辅助使得粒子在给定范围内朝个体最优及全局最优自动搜索, 直到满足设定的算法停止条件。基于改进的 PSO 算法优化烟气出口温度 PID-P 控制器参数的具体步骤如下:

Step1: 定义 PSO 算法的参数: 种群维度 D、种群数量 M、迭代次数 Maxiter、最小适应度值 Minfitness、惯性权重 w、学习因子 c_1, c_2 和 PID-P 控制器参数范围;

Step2: 初始化种群中粒子的速度 v_{ij} 和位置 x_{ij} ;

Step3: 计算每个粒子的适应度值 fSwarm, 同时计算出每个粒子的最优位置 p_{ij} 和整个种群的最优位置 x_{gj} ;

Step4: 根据式和式更新粒子的速度和位置, 计算适应度值;

Step5: 如果达到最大迭代次数 Maxiter 或者适应度值小于 Minfitness, 算法停止, 输出 PID-P 控制

器参数，否则返回第3步。

改进线性粒子群优化算法的基本参数的取值：种群数量 M 为 50；惯性因子 w 使用线性递减策略 $w = w_start - (w_start - w_end) \cdot iter / Maxiter$ ，前期较大，有较强的全局搜索能力，后期较小，有较强的局部搜索能力，w_start 为 0.9，w_end 为 0.4；加速系数 c_1 、 c_2 均为 2；算法停止准则为最大迭代步数 Maxiter 取 100，且最小适应值 Minfitness 取 1。适应度函数分别有常用的四种 PID 控制器性能指标函数：

表 4 常用控制器性能指标函数

名称	性能指标函数
ITAE	$\int_0^{\infty} t e(t) dt$
ISTE	$\int_0^{\infty} te^2(t)dt$
IAE	$\int_0^{\infty} e(t) dt$
ISE	$\int_0^{\infty} e^2(t)dt$

表 5 改进线性 PSO 算法优化 PID-P 参数

	$K_p K$	i	K_d	K_{p0}
model 1_ITAE 9	72.69	0.00 2	8113.10	400.00
model 1_ISTE 1	559.99 0	.00	37066.76	400.00
model 1_IAE	1192.19	0.00 2	9484.35	400.00
model 1_ISE	2664.92	1.14 5	6273.19	400.00

分别使用不同的性能指标函数，改变算法的目标函数，应用改进线性 PSO 算法寻优 PID-P 控制器参数，优化参数如表 5。

改进线性粒子群优化算法优化 PID-P 控制器参数，其单位阶跃响应曲线如下图 8 所示，单位阶跃响应曲线性能指标参数如下表 6 所示。

图 8 是不同目标函数条件下改进 PSO 算法寻优 PID-P 控制器参数单位阶跃响应。结果表明：运用改进线性 PSO 算法寻优 PID-P 控制器参数，不同的性能指标函数，其动态调节性能有所不同，改进线性 PSO 算法能够在给定较大范围内找到较优的 PID-P 控制器参数，同时动态性能相比于人工整定大幅改进。

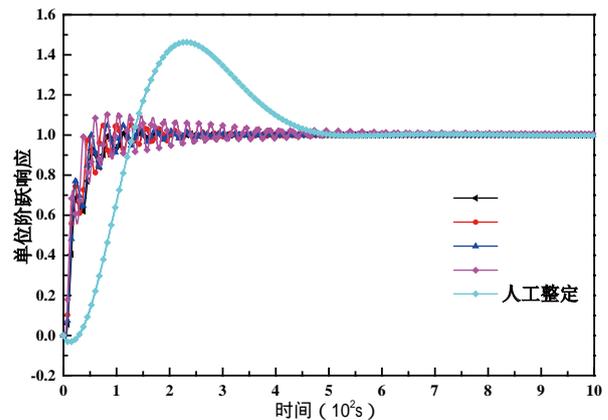


图 8 改进线性 PSO 算法寻优 PID-P 参数单位阶跃响应

表 6 改进线性 PSO 算法优化 PID-P 控制器单位阶跃响应性能指标参数

	超调量 σ (%)	上升时间 t_r (s)	调节时间 t_s (s)	稳态误差	性能指标
model 1_PSO_ITAE 2	8	3	105	0	1074.96
model 1_PSO_ISTE	6	69 1	42 0	1	87.94
model 1_PSO_IAE 5	5	1	130	0	29.16
model 1_PSO_ISE 1	1	56 2	79 0	.01	13.03
model 1_人工整定	46 1	30 4	33 0		—

表 6 是改进线性粒子群优化算法优化 PID-P 控制器参数，其单位阶跃响应曲线具体性能参数，结果表明：4 种不同性能指标函数作为改进 PSO 算法的目标函数，寻优 PID-P 控制器参数不同，性能指标大小不同但其动态性能均优于传统人工整定方法，相比于人工整定需要消耗的时间也大幅减

少，但同时单位阶跃响应均存在不同程度振荡。适应度函数为时间乘以误差绝对值积分的性能指标 $ITAE=$ [36]，该指标在超调量、上升时间和调节时间上均优于其他三种，使得系统既有一定快速性，又有一定稳定性，同时该指标是一种具有很好工程实用性和选择性的控制系统性能评价指标 [37]。

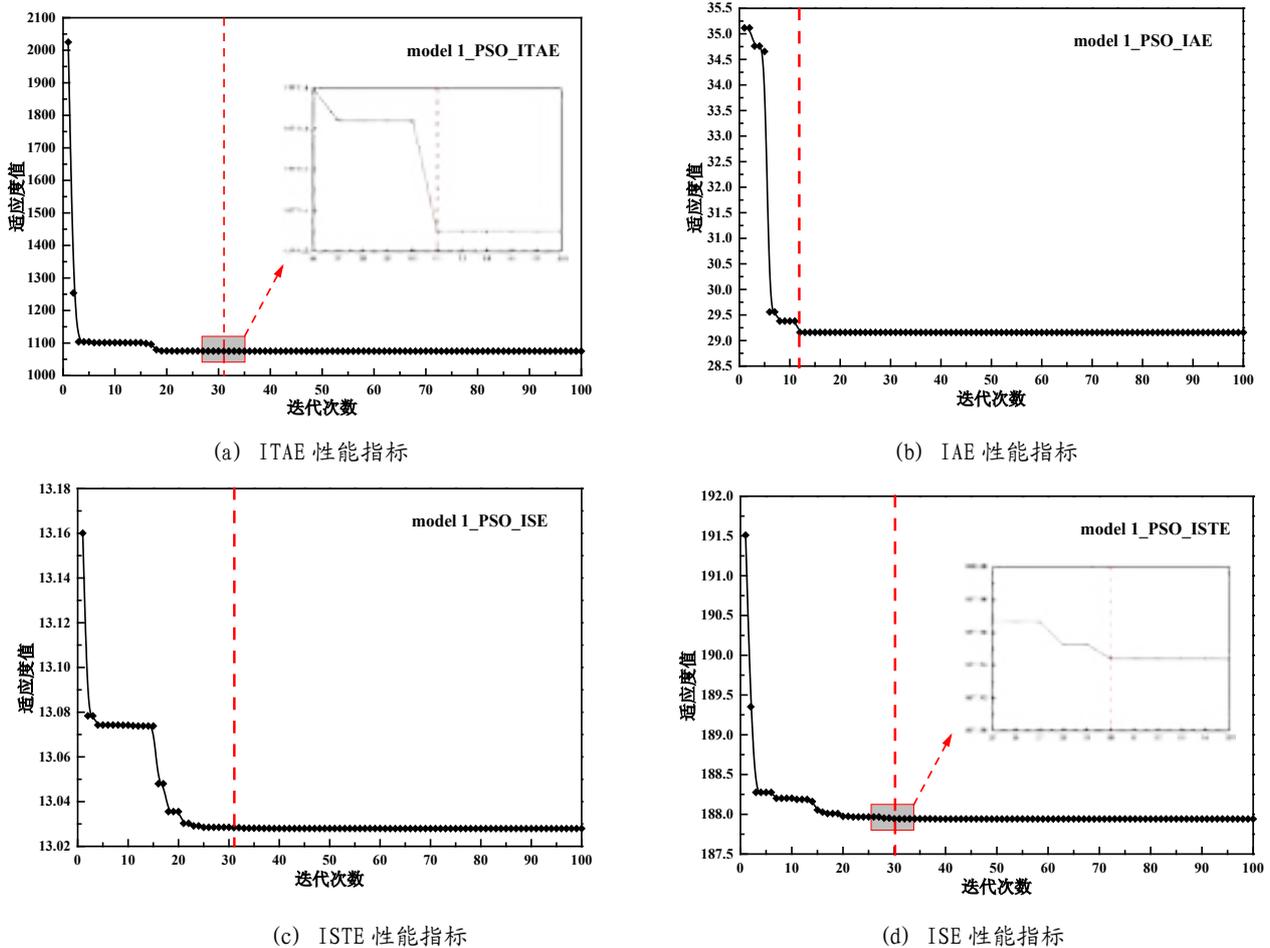


图 9 不同性能指标下适应度值

图 9 是四种不同目标函数条件下适应度值随迭代次数的变化曲线，收敛速度是评价算法优劣的重要指标之一，结果表明：IAE 性能指标函数条件下算法只需 10 步收敛，收敛较快；ITAE 和 ISE 性能指标函数条件下算法需要 31 步才能收敛；四种适应度函数条件下算法均能收敛且收敛速度较快。

6 结论

本文建立了新型烟气余热回收系统动态数学模型，研究了基于不同目标函数对粒子群算法整定新型烟气余热回收系统相变下段温度串级 PID-P 控制器参数的影响，得出以下结论：

(1) 基于相变换热器几何模型和物理模型的基

本假设，取其微元体并建立了微元动态数学微分方程；运用频域分析及拉氏变换方法，依据物理意义对其简化，求解得到相变换热器三阶动态模型。

(2) 运用时域数据，基于辨识理论得到其动态数学模型具体参数，使用实验数据验证模型适用性，所建立的动态数学模型能够准确反应烟气余热回收工艺中相变换热器的运行特性，模型输出结果和实验数据的相对误差均能够保持在 $\pm 1.5\%$ 以内；并对相变换热器性能分析具有一定参考价值和指导意义。

(3) 基于 ITAE 目标函数的改进线性 w 粒子群优化算法能够有效快速的整定 PID-P 控制器参数，超调量为 2%，上升时间为 83s，调节时间为 105s，

相比于传统两步整定法具有更好地动态性能,对于新型烟气余热回收系统形变下段壁温控制提供设计依据。

参考文献

- [1] 张玉铎. 系统辨识与建模 [M]. 水利电力出版社, 1995.
- [2] 周宴平. 基于 MATLAB 的换热器动态特性辨识及热力站能量控制系统仿真 [D]. 太原理工大学, 2004.
- [3] Das S K, Roetzel W. Dynamic analysis of plate heat exchangers with dispersion in both fluids[J]. International journal of heat and mass transfer, 1995, 38(6): 1127-1140.
- [4] 王林林. 供热系统水—水板式换热器建模与热力特性研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2018.
- [5] 张俊, 刘刚, 甘长德. 空气换热器加热工况动态数学模型及仿真 [J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(06): 17-20.
- [6] Xie Zengzhong, Zhang Junfeng, Luo Xionglin, et al. Modelbase of Tube-and-shell Heat Exchangers and Its Application to Simulation of Heat Exchanger Networks [J]. Acta Simulata Systematica Sinica, 2005, 12.
- [7] 王武超, 赵竞全. 冷凝器动态性能仿真研究 [C]. 中国工程热物理学会 2004 年传热传质学学术会议, 2007: 171-177.
- [8] 戴善其, 莫锦秋, 姚晔. 基于状态空间的空调用表面式换热器动态建模 [J]. 制冷学报, 2012, 33(2): 1-6.
- [9] 丛松波, 袁璞, 沈复. 换热器动态模型的简化 [J]. 石油炼制与化工, 1996(10): 5-9.
- [10] 严乐荣. 复合相变换热器在电厂锅炉烟气余热回收中的应用 [J]. 能源研究与利用, 2012, 4: 44-46.
- [11] 杨建蒙, 于涛, 王弼正. 600MK 超临界机组的复合相变换热器仿真研究 [J]. 节能技术, 2018, 36(1): 63-67.
- [12] Feru E, De Jager B, Willems F, et al. Two-phase plate-fin heat exchanger modeling for waste heat recovery systems in diesel engines[J]. Applied energy, 2014, 133: 183-196.
- [13] Dwivedi A K, Das S K. Dynamics of plate heat exchangers subject to flow variations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13-14): 2733-2743.
- [14] Sharifi F, Narandji M G, Mehravaran K. Dynamic simulation of plate heat exchangers[J]. International communications in heat and mass transfer, 1995, 22(2): 213-225.
- [15] Masubuchi M, Ito A. Dynamic analysis of a plate heat exchanger system[J]. Bulletin of JSME, 1977, 20(142): 434-441.
- [16] Roetzel W, Das S K. Hyperbolic axial dispersion model: concept and its application to a plate heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(16): 3065-3076.
- [17] 李珍. 换热器设备的建模与仿真 [D]. 北京化工大学, 2013.
- [18] Gao T, Sammakia B, Geer J. Dynamic response and control analysis of cross flow heat exchangers under variable temperature and flow rate conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 81: 542-553.
- [19] Wang Yaran, You Shijun, Zheng Wandong, et al. State space model and robust control of plate heat exchanger for dynamic performance improvement[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 128: 1588-1604.
- [20] 徐益峰, 蔡祖恢. 平行流多流体板翅式换热器的动态数学模型 [J]. 化工学报, 1998, 49(6): 721-728.
- [21] Kennedy J, Eberhart R. Particle swarm optimization[C]. Proceedings of ICNN '95 - International Conference on Neural Networks, 1995.
- [22] Edaris Z L. Performance comparison of PID tuning by using ziegler-nichols and particle swarm optimization approaches in a water control system[J]. Journal of Information and Communication Technology, 2020, 15(1): 203-224.
- [23] Veerasamy V, Wahab A, Izzri N, et al. Automatic Load Frequency Control of a Multi-Area Dynamic Interconnected Power System Using a Hybrid PSO-GSA-Tuned PID Controller[J]. Sustainability, 2019, 11(24): 6908.
- [24] Alma 'aitah M, Abuashour M I, Al-Hattab M, et al. Optimisation of PID controller employing PSO algorithm for interleaved buck-boost power electronic converter[J]. International Journal of Industrial Electronics and Drives, 2019, 5(1): 49-55.
- [25] Eltag K, Aslamx M S, Ullah R. Dynamic stability enhancement using fuzzy PID control technology for power system[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2019, 17(1): 234-242.
- [26] Hasan F A, Rashad L J. Fractional-order PID controller for permanent magnet DC motor based on PSO algorithm[J]. International Journal of Power Electronics and Drive Systems, 2019, 10(4): 1724.
- [27] Shern C M, Ghazali R, Horng C S, et al. Optimization

Techniques in PID Controller on a Nonlinear Electro-Hydraulic Actuator System[J]. Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 2019, 56: 296-303.

[28] 黄洋, 鲁海燕, 许凯波, 等. 基于 S 型函数的自适应粒子群优化算法 [J]. 计算机科学, 2019, 46(01): 245-250.

[29] 张晓莉, 王秦飞, 冀汶莉. 一种改进的自适应惯性权重的粒子群算法 [J]. 微电子学与计算机, 2019, 36(03): 66-70.

[30] 金滔, 董秀成, 李亦宁, 等. 改进的粒子群优化算法优化分数阶 PID 控制器参数 [J]. 计算机应用, 2019, 39(03): 796-801.

[31] Zhang He, Yuan Xxiru. An improved particle swarm algorithm to optimize PID neural network for pressure control strategy of managed pressure drilling[J]. Neural Computing and Applications, 2020, 32(6): 1581-1592.

[32] Xie Wei, Wang Jiasheng, Wang Haibo. PI Controller of Speed Regulation of Brushless DC Motor Based on

Particle Swarm Optimization Algorithm with Improved Inertia Weights[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2019: 1-12.

[33] 徐晓强, 秦品乐, 曾建朝. 基于改进粒子群算法的牙齿正畸路径规划方法 [J]. 计算机应用: 1-9.

[34] Deng Wu, Yao Rui, Zhao Huimin, et al. A novel intelligent diagnosis method using optimal LS-SVM with improved PSO algorithm[J]. Soft Computing, 2019, 23(7): 2445-2462.

[35] Alqadasi M M A, Othman S M, Rahmat M, et al. Optimization of PID for industrial electro-hydraulic actuator using PSO GSA[J]. Telkomnika, 2019, 17(5): 2625-2635.

[36] 项国波. ITAE 最佳控制 [M]. 机械工业出版社, 1986.

[37] 徐峰, 李东海, 薛亚丽. 基于 ITAE 指标的 PID 参数整定方法比较研究 [J]. 中国电机工程学报 2003(08): 207-211.

地址：北京市北三环东路30号

中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

电话：010-64517224 64693285

传真：010-64693286

邮箱：chvac2008@sina.com

网站：中国暖通空调网 www.chinahvac.com.cn