

主办：中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与节能研究院

第 21 届暖通空调制冷 学术年会 (2018) 文集



学会微信公众号



建筑环境与能源官方微信

海尔磁悬浮中央空调 不止节能50%

无油

海尔磁悬浮中央空调运转无需润滑油

- 无需更换润滑油，免维护更省心
- 压缩机无油运行，无复杂油路系统，可靠性高
- 换热系统避免油膜覆盖，换热效率无损耗，运行更节能

VS

有油

传统中央空调运转需润滑油

- 需要定期维护保养，更换润滑油
- 润滑油污染换热系统，需定期清洗
- 换热效率因油膜覆盖降低，使用越久，能耗越高



0

0摩擦
稳定运行

50%

50%节能
IPLV高达13.18

3

3年保修
领跑行业

2

2安培启动
电网无冲击

70

70dB静音
结构振动趋于0

30

30年寿命
放心可靠

海和友 海尔互联网用户服务平台

你的生活智慧
我的智慧生活

格力永磁同步变频离心机 超级工程的选择 省电超过40%



北京
“中国尊”
大厦



湖北武汉
天河机场

人民大会堂

港珠澳大桥

广州地铁8号线

“ 格力挑战技术壁垒，
自主研发永磁同步变频离心机，
国际领先，让大型冷水机组省电超过40%，
成为超级工程的选择！ ”

董明珠
珠海格力电器董事长

备注：省电超过40%是与格力普通离心机相比

专利名称：直联离心压缩机用悬挂式电机转子及直联式离心压缩机
专利号：ZL201210104925.1 该专利荣获2016年中国专利优秀奖

石湾湾核电站

京沪高铁南京南站

珠海歌剧院

MDVS全直流变频智能多联机组

-25℃超低温强劲制热，开启舒适节能新境界



全直流变频技术

IPLV(C)达9.7，APF达5.3 高效
节能引领行业新高度

喷气增焐技术

-25℃ ~ 54℃超宽范围运行
不惧极端气候

匠心设计 节省空间

128匹行业最大容量，占地面积减少55%有效提升建筑利用率

广东美的暖通设备有限公司

地址：广东省佛山市顺德区北涌镇美的大道6号美的总部大楼B座24楼 邮编：528311

服务热线：400-8899-315 传真：0757-26338511 网址：www.midea.com



Hisense



2018年FIFA世界杯官方赞助商

海信全直流变频中央空调

HiMULTI G2 系列

品质新力量



**全直流 高能效
大模块 强制热**

海信 Hi-Multi G2 系列变频中央空调机组采用全直流变频技术——压缩机采用直流变频高效涡旋压缩机；风扇电机采用直流变速电机确保机组高效运行；先进的补气增焓技术大幅提升了冬季制热能力，带来非凡的用户体验；满足多种空间的舒适性空调需求，产品容量从8HP到112HP，2HP递增、机型丰富；更好的服务于政府商务办公楼、工厂商场、学校医院、高端会所等场合提升环境质量、营造健康生活。



青岛海信日立空调系统有限公司

公司地址：中国青岛经济技术开发区前湾港路218号

全国客户服务热线：400611111-7



International quality-Trust

国际品质 信成未来

menred

曼瑞德@舒适家

冷暖风水智

5⁺mg 符合中国被动式超低能耗建筑的环控机

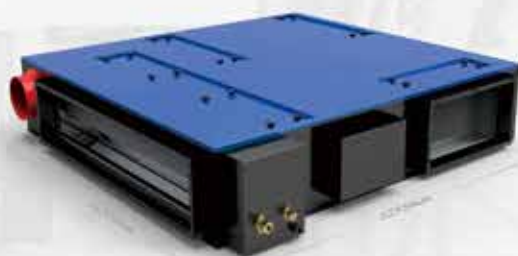
The enthalpy heat recovery ventilator for China Passive Ultra-low Consumption Building

供冷、供暖、除湿、通风、全热回收、新风净化、PM2.5除霾

Refrigerating, Heating, Dehumidification, Ventilation, Enthalpy heat recovery, Air purification, PM2.5 removal



柜式环控机



吊顶式环控机



双翼铝金翼热交换器



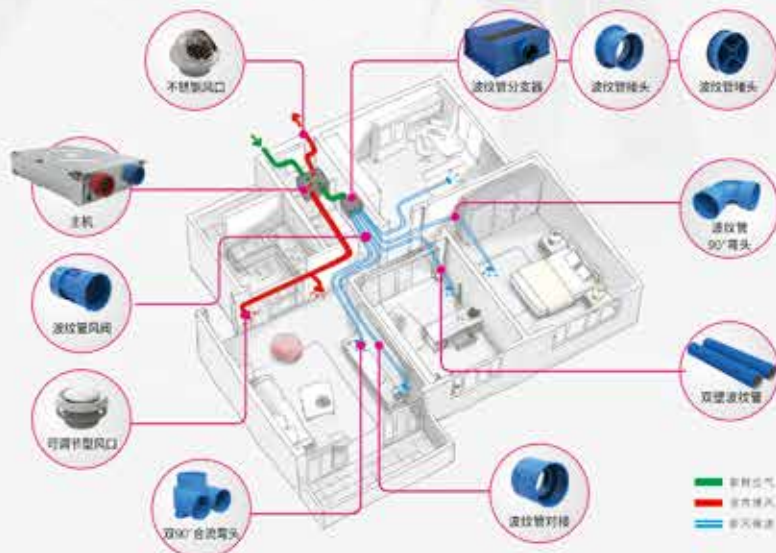
双翼铝金翼风道

日本三菱变频压缩机



外机

ConsERV[®]
安装简单快捷
产品更高效
设计更精简
可水洁



柔性连接 全面升级
HDPE双壁波纹管

双壁波纹管 欧洲原装进口

德国制造 Made in Germany
产地详见波纹管自身喷码信息

荣誉见证

· 参编国家标准17项, 新风标准17项
· 绿建标准2项, 暖通标准12项, 净水标准1项
· 荣获官方知识产权保护240项

其中: 计算机软件著作权21项
· 著作权10项
· 中国发明专利16项

· 中国实用新型专利69项
· 国际专利3项
·



曼瑞德集团



Ace

- ✓ 空调控制
- ✓ 采暖控制
- ✓ 新风控制
- ✓ 灯光控制
- ✓ 窗帘控制
- ✓ 温度检测
- ✓ CO₂、PM2.5监测
- ✓ 能耗监测
- ✓ 手机兼容
- ✓ 人体感应



第 21 届暖通空调制冷 学术年会（2018）文集

《建筑环境与能源》编辑部

2018 年 10 月

说 明

第 21 届暖通空调制冷学术年会(2018)评审组共收到来自全国 28 个省、市、自治区和港澳台论文 1050 篇,经 5 月论文评审委员会审定,接受入选学术文集 101 篇(含优秀论文和青年优秀论文)和论文集 413 篇,另有 519 篇入选资料集。

本届年会学术文集由《建筑环境与能源》2018 年第 10 期出版文字资料,其它收录于本届年会光盘中。

本届年会论文征集工作得到了各省、市、自治区学会和业内同仁们的积极响应和支持,这为年会论文征集数量和质量提供了保障。同时,年会的论文评审和印刷工作,也得到了相关设备生产企业的支持和资助,在此特向业内各界致以诚挚的谢意!并祝愿我国暖通空调制冷行业在创新中求发展,为祖国的繁荣昌盛作出更大贡献!

参加本届年会论文评审工作的专家有:

徐 伟	江 亿	寿炜炜	路 宾	吴德绳	董重成
李先庭	沈晋明	赵士怀	龙惟定	金丽娜	徐宏庆
潘云钢	徐 明	于晓明	廖坚卫	伍小亭	李安桂
沈恒根	张建忠	姚 杨	张 旭	张国强	李永安
李红霞	莘 亮	马友才	由世俊	陈祖铭	毛明强
王彦平	金华飞	陈泽嘉	赵 炬		

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

2018 年 10 月

鸣 谢

本届学术年会的论文评审和印制等工作得到了行业以下企业的支持和资助，暖通空调学会两委会向他们表示衷心感谢，这些企业是：

一、为论文评审工作提供服务支持的

曼瑞德集团有限公司

二、为学术文集、论文集、资料集提供印制支持的

青岛海尔空调电子有限公司

广东美的暖通设备有限公司

珠海格力电器股份有限公司

青岛海信日立空调系统有限公司

北京海林节能科技股份有限公司

恒有源科技发展集团有限公司

南京天加环境科技有限公司

安徽安泽电工有限公司

江森自控

昆山台佳机电有限公司

北京绿建斯维尔有限公司

上海翱途流体科技有限公司

北京京创鑫业空调设备有限公司

北京鸿业同行科技有限公司

新疆华奕新能源科技有限公司

赛莱默（中国）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节能研究院

支持单位

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

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2018 年第 10 期
(每月 10 日出版)

顾问委员会

主任 郎四维

委员 江 亿 | 吴德绳 | 龙惟定
马最良 | 徐华东 | 罗 英

编辑委员会

主任委员 徐 伟

副主任委员 路 宾

委员 (按姓氏笔画排序)

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

编辑部

主 编 徐 伟

副 主 编 路 宾

执行主编 王东青

责任编辑 李 炜 | 李月华

校 对 才 隽 | 汤 溧

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



学会微信公众号

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

目录 CONTENTS

| 第 21 届暖通空调制冷学术年会 (2018) 文集 | 21st National Academic Conference on Heating, Ventilation, Air-conditioning and Refrigeration, 2018

供热 Heating

增压型引射式热泵及其应用性能分析

..... 陈炜, 石文星, 王宝龙, 曹阳 等 /1

用于北方某城市供热改造的方案及其对比

..... 易禹豪, 谢晓云, 江亿 /6

一种新型太阳能供暖体系的墙体运行方案实验研究

..... 过旸, 李庆平, 王国建, 邓月超 /11

北京农村地区冬季供暖系统碳排放研究

..... 杨远程, 路宾, 何涛, 张昕宇 等 /15

相变蓄能墙板耦合太阳能供暖实验研究

..... 陈万河, 孔祥飞, 杨华, 乔旭 /19

外螺旋内斜百叶双壳程换热器特性的数值模拟研究

..... 许晓红, 雷勇刚, 田琦 /23

基于直接接触式换热的燃煤烟气余热回收机理及应用研究

..... 刘哲毅, 王海超, 李祥立, 端木琳 /28

蓄热式供热系统热特性模型建立及其应用研究

..... 郑进福, 周志刚, 赵加宁, 王晋达 /32

设置地暖的高大中庭气流组织及舒适性研究

..... 楚广明, 荆通, 孙燕 /37

拉萨地区真空管集热器最佳安装倾角研究

..... 刘鑫, 周静, 龙恩深, 刘正彬 /41

通风 Ventilation

低紊流度置换流在手术台上方集中送风的应用

..... 许钟麟 /45

北京城市地区老年人室内环境调查分析	王春雨, 谢静超, 樊广涛, 刘加平 等 /52
多点进出城市地下道路纵向通风系统节能运行策略研究	孙超, 陈超, 王陆瑶, 周宇 /56
冷却顶板表面温度对地板送风房间室内空气分布影响的实验研究	吴小舟, 高洁, 王泮浩, 刘雨佳 /61
机械通风住宅室内甲醛浓度实测数据分析	冯国会, 姜编, 黄凯良, 张亿先 等 /67
SPF 鸡胚孵化室通风方式模拟及优化	童乐棋, 高军, 侯玉梅 /71
冲击射流热防护缩尺试验及其可行性分析	蔡健, 叶蔚, 赵文瑄, 涂书阳 等 /76
加热坐垫对人体热舒适影响研究	宋磊, 陈威铭, 周翔, 张静思 等 /81
基于 CO ₂ 和 PM _{2.5} 浓度对汽车空调内外气模式切换的实验研究及 CFD 模拟	王琼琼, 王力, 潘微, 秦敬轩 等 /85
亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能实验研究	黄志甲, 罗良, 柯瑞, 卓飞飞 /92
基于可调孔板的除尘系统平衡研究	刘秋新, 韦卜方, 杨树, 朱傲 等 /98
含有导流挡板膜片式换热器换热特性的数值分析与实验研究	胡映宁, 咸兆坤, 王艳 /102
基于射击概念的靶向个性化送风方式研究	高然, 王成哲, 李安桂 /108
仙游抽水蓄能电站发电机层热湿环境实测分析	林文华, 任彤, 方品政, 惠浩勃 等 /114
深埋大断面地下风道降温凝湿规律分析	渠永通, 肖益民 /120
温度渐变时人体热反应的性别差异	陈天凯, 刘红, 黄志超, 杜晨秋 /125

动力分布式通风系统支路风量偏移分析方法	居发礼, 刘丽莹, 余晓平, 丁艳蕊 等 /130
基于热移除效率的层式通风节点模型	张胜, 程勇, 郇超, 林章 /134

空调 Air Conditioning

机场航站楼等高大空间建筑不同季节渗风特性研究	林琳, 刘效辰, 张涛, 刘晓华 /139
均匀与非均匀环境空调系统负荷的异同分析	梁超, 李先庭, 邵晓亮, 闫帅 /144
北京某地铁站新型直膨式蒸发冷凝空调系统性能实测研究	张意祥, 郁文红, 邹阳, 翟彤 等 /149
典型数据中心能耗调研与节能研究	吴延鹏, 贾洁, 于震, 李怀 等 /153
基于辐射时间序列方法的建筑规划阶段的负荷预测方法	刘魁星, 聂英雪, 丁研 /157
基于有限实验数据的农村住宅供暖能耗预测模型	袁鹏丽, 端木琳, 王宗山 /160
上海某五星级宾馆空调系统运行调适	董国强 /166
某大型场馆冰蓄冷系统运行诊断及调适建议	邓光蔚 /170
商业综合体区域年负荷分析及冷热源配置	王依蕊, 柳国栋, 谢建彤, 汤晟怡 等 /174
顶棚辐射板供冷(暖)与转轮除湿新风系统相结合的应用	庞亚灵, 曲晟, 张建忠 /179
夏季地铁站内环境控制参数优化研究	刘文, 梁彩华, 凌善旭, 黄婷婷 /183
徽州传统民居冬季室内热环境形成机理分析	黄志甲, 吴州琴, 龚城 /189
我国被动超低能耗绿色建筑技术体系对夏热冬暖地区适应性的分析	赵士怀 /194

逆流式冷却塔换热模型及实验验证

..... 谢得文, 高佳佳, 张驰, 徐新华 /199

基于分层空调的铁路站房冬季空调热负荷特性分析

..... 田利伟, 于靖华, 郭辉, 郭旭晖 等 /203

建筑排风隔热外窗热回收性能的实验研究

..... 张冲, 王劲柏, 刚文杰, 杜前洲 /208

被动式蒸发冷却冷风塔在“一带一路”地区的应用研究

..... 贾曼, 黄翔, 康雅雄, 严锦程 /212

香港办公建筑暖通空调系统的优化控制

..... 都佳, 谢松辉, 陈佑宗, 孙勇军 /217

热泵

Heat pump

空气源热泵新型脏堵故障诊断方法研究

..... 崔一鸣, 王伟, 孙育英, 赵继晗 /222

双集热管多曲面空气集热器热性能分析

..... 姜理星, 陈超, 韩枫涛, 李印 等 /229

中国北方农村太阳能蓄能炕的设计与实验研究

..... 马秀琴, 王慧, 陈月, 贺鑫 等 /235

泡沫铜对石蜡蓄热性能影响的实验研究

..... 陈华, 柳秀丽, 赵松田, 李戈 /239

热泵耦合太阳能的相变储能系统的构建及运行分析

..... 冯国会, 于素蕴, 黄凯良 /243

太阳能、空气能、电磁能以及相变储能耦合供暖、供冷、热水系统的综合应用

..... 冯国会, 姜明超, 王赓炜, 江明志 /248

地表水源热泵多排螺旋盘管换热性能实验研究

..... 倪龙, 周超辉, 李佳恒, 姚杨 /252

直膨式空气源热泵墙面板供暖性能实验研究

..... 董建锴, 闫森, 黄顺, 姜益强 等 /256

接触角滞后对超疏水翅片抑霜性能的影响

..... 汪峰, 梁彩华, 张小松, 杨卫波 /261

倾角对两种热管 PV/T 装置热性能影响的对比实验研究

..... 郑仁春 /266

太阳能辅助的双源耦合热泵系统制热特性研究

..... 付文轩, 王林, 刘畅, 谈莹莹 等 /268

渗流条件下的地埋管换热器全尺度模型

..... 崔腾飞, 蔡姗姗, 刁广琦 /274

竖直 U 形地埋管换热能效工程应用评价

..... 於仲义, 邹松, 陈焰华, 雷建平 等 /280

一种超疏水铝基表面抑霜性能的实验研究

..... 王兴龙, 谷雅秀, 温婷婷 /283

跨季节太阳能供暖系统地下蓄热体蓄热特性研究

..... 张婉卿, 李安桂, 常立存 /287

模拟

Simulation

不同高效空气过滤元件测试台效率及阻力传递比对比结果与分析

..... 张惠, 冯昕 /292

不同地区利用浅表层地热能进行新风处理的节能潜力研究

..... 吕伟华, 闫帅, 李先庭 /296

基于人行为模型的住宅小区冷负荷模拟方法研究

..... 安晶晶, 燕达, 洪天真, 孙开宇 等 /301

嵌管式外墙夏季传热效果的影响因素分析与优化

..... 姜思航, 沈翀, 李先庭 /307

冷水机组非侵入式故障诊断模型研究

..... 赵红芳, 牛纪德, 田喆 /311

严寒地区典型城市既有非节能居住建筑节能改造贡献率分析

..... 刘馨, 王晨辰, 冯国会, 梁传志 等 /316

基于多节点模型实际大空间下送下回分层空调垂直温度分布研究

..... 黄晨, 李佳霖, 张亚林, 王昕 /320

南航武汉机场南工作区综合保障楼 BIM 机电正向设计研究

..... 李高才, 魏欣, 张银安, 周其源 等 /325

高效过滤器现场检测方法简述及专题研究	
..... 江锋, 张振中 /333	
新型立式溶液调湿空气处理机组性能测试	
..... 谢瑛, 王安东, 刘晓华 /337	
高等级生物安全实验室两种气密性测试方法的对比分析	
..... 陈方圆, 曹国庆 /342	
IAQ 模拟程序的开发及其应用	
..... 刘晓霄, 简毅文, 王旭, 郭锐敏 等 /346	
北方某地铁车厢细颗粒物浓度实测研究	
..... 裴斐, 常利, 王新如, 王姣姣 等 /351	
建筑外窗的 $PM_{2.5}$ 穿透系数与气密性的关系	
..... 谢慧, 王赫, 远美, 陆蓓蓓 等 /354	
室外污染源作用下办公室颗粒物污染特征及动态变化	
..... 卜文涛, 郑国忠, 王雅静, 赵峥峥 /360	
无级别受控环境理念与应用——生物洁净技术发展新趋势	
..... 沈晋明, 刘燕敏 /365	
全解耦式净化空调系统及其应用	
..... 刘燕敏 /370	
风速和风向对成都市主要污染物季节变化的影响研究	
..... 徐阔, 龙恩深, 丁珮, 金正浩 /374	

杭州 G20 峰会场馆空调系统调适实践	
..... 牛利敏, 阳春, 宋业辉, 张世栋 等 /379	
微通道换热器换热性能的模拟及实验对比研究	
..... 陈华, 段鼎立, 赵松田 /384	
天津市公共建筑能耗调研及节能措施分析	
..... 马洪亭, 李琛, 马硕, 赖俊文 等 /389	

严寒地区近零能耗建筑围护结构性能参数设计优化研究

..... 冯国会, 迟丹丹, 徐小龙, 窦宝月 等 /393

冷藏车液氮制冷系统设计

..... 刘玉彬, 高青, 张天时, 王国华 /398

舰船桅杆空间降温用分离式热管的模拟分析

..... 李茂, 沈恒根 /402

绿色建筑群能源高效利用规划方法研究

..... 张改景, 杨建荣 /406

电力行业超低排放用袋式除尘滤料性能试验分析

..... 闫雪, 刘兴成, 沈恒根 /412

R236fa/R32 与四种常规制冷剂制冷系统性能的对比实验研究及其空调系统节能潜力分析

..... 余鹏飞, 张小松 /417

围护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境的影响

..... 黄志甲, 郝红婷, 程建 /423

铝表面结霜的实验研究及数值模拟

..... 盛伟, 兰庆云, 李雪丽, 裴阳 /428

一次泵变流量系统控制模拟

..... 刘庆东, 万航, 徐新华, 王潜江 /434

SiO_2 气凝胶提高岩棉保温性能的试验研究

..... 吴志菊, 罗杰任, 闫秋会 /438

基于实时监控数据的重庆市新老城区房间空调器使用特性对比分析

..... 蒋婷婷, 刘猛 /441

川西地区近零能耗建筑被动式设计方法分析

..... 宫卓, 肖益民, 张睿 /446

增压型引射式热泵及其应用性能分析

陈 炜², 石文星¹, 王宝龙¹, 曹 阳², 李先庭¹

(1. 清华大学, 北京 100083; 2. 中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘 要] 高效利用天然气是清洁供暖、治理雾霾的重要途径之一。本文提出一种基于天然气燃烧驱动的引射式热泵系统技术方案, 通过对传统引射式制冷循环的引射蒸气增压, 避免引射器在大压比下性能差的问题, 使之适用于热泵工况。以北京 1050m² 的住宅建筑为例, 通过模拟仿真考察系统的供热性能, 系统的制热量和能效随着环境温度的升高而提高, 当环境温度为 0℃, 制取 45℃ 热水时, 其一次能源效率为 1.37; 采用引射式热泵系统代替冷凝锅炉供暖, 整个供暖的季节能效比提高 0.34, 节能率达到 25.9%。

[关键词] 引射器; 增压; 热泵; 供暖

1 引言

随着我国城镇化进程的加快, 北方城镇供暖面积以及能耗均大量增加。2015 年建筑能耗占据社会总能耗的 20.2%, 其中北方城镇供暖能耗占建筑总能耗的 22%^[1]。然而, 我国供暖目前主要依靠燃煤锅炉, 据文献显示, 燃煤锅炉和分户小煤炉供暖的北方城镇面积占 47%, 其燃烧产物是北方供暖地区雾霾污染严重的重要原因之一^[1]。为此, 在“宜气则气, 宜电则电”的用能政策引导下, “煤改电”和“煤改气”已成为雾霾治理的重要举措^[2]。然而, 常规燃气锅炉效率为 90% 左右^[3], 虽然采用显热回收法、冷凝热回收法和热泵热回收法等烟气余热回收技术^[4-6], 但其一次能源效率仍难以突破 100%。另一方面, 燃气燃烧所产生的热量品位较高, 而建筑热源系统所需的热量品位较低, 因此, 利用天然气直接燃烧换热的方式无法高效地利用此高品位能量。

与燃气锅炉相比, 由天然气燃烧驱动的吸收式热泵、GHP 等热泵设备是一种更为高效的建筑热源设备, 故受到行业的关注。1901 年 Le Blanc 和 Parson 首次提出的引射式制冷循环概念也属于直燃 (热源) 驱动的循环^[7], 但目前对于引射式制冷循环的研究均集中在工况较为稳定、升压比较小的制冷领域, 而对于压缩比变化范围很宽的制取热水的热泵领域却少有人研究, 其原因在于热泵的工作工况蒸发压力和冷凝压力的压比更大。常规引射器在蒸发温度 10℃, 冷凝温度 33℃ 时, 其引射比为 0.25, 但当蒸发温度降低至 -2℃ 时, 引射器几乎无法工作^[8]。因此, 本文提出一种天然气直燃驱动的增压型引射式系统技术方案制备热水, 一方面解决常规引射式制冷循环无法应用于大压比的热泵工况的问题, 另一方面实现高效利用天然气的高品位热量制取热水。

2 系统工作原理

增压型引射式热泵系统的工作原理如图 1 所示。图中各个点的状态表示在图 2 所示的压焓图中。

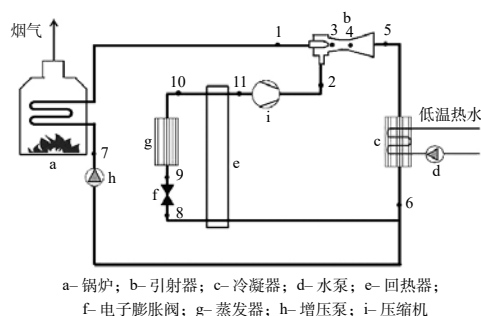


图 1 系统工作原理

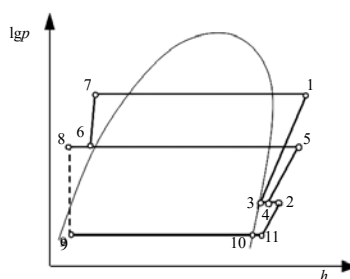


图 2 循环状态点变化

高温高压的制冷剂蒸气 (1 点) 通过引射器引射来自压缩机出口的低温低压的制冷剂蒸气 (2 点), 引射器出口得到中温中压的制冷剂蒸气 (5 点), 进入冷凝器加热来自用户侧的热网回水。降温降压的制冷剂液体 (6 点) 分为两路, 一路通过增压泵增压, 进入锅炉加热成为高温高压的制冷剂蒸气 (1 点); 另一路经过电子膨胀阀节流后进入蒸发器, 吸收室外空气的热量, 蒸发后的低温低压制冷剂蒸气 (11 点) 经压缩机增压至进入引射器入口的状态 (2 点)。

增压型引射式热泵系统的优势在于利用压缩机

收稿日期: 2018-05-28

作者简介: 陈炜 (1993—), 主要研究方向为暖通空调。

提高引射器的引射蒸气压力,改善引射器性能,从而使蒸发器能够从室外空气中获取更多的热量,提高整个系统的性能和供热效率。

引射器是引射式热泵循环的核心部件,其结构如图 3 所示。

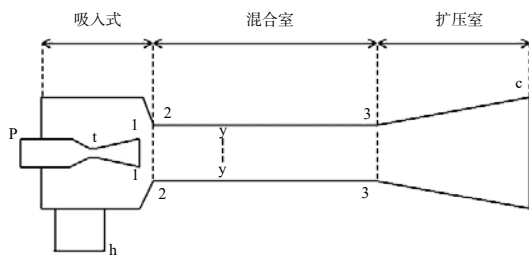


图 3 引射器结构

引射器结构分为 3 个部分,吸入室、混合室和扩压室。引射器喷管入口的高温高压的蒸气称之为工作蒸气。工作蒸气进入喷管,膨胀加速并在喷管喉部 t 达到当地音速,最后以超音速的速度从喷嘴喷出,进入吸入室内,在吸入室内营造一个低压环境并卷吸喷射器入口的低温低压的蒸气。被卷吸的低温低压的蒸气称之为引射蒸气。工作蒸气和引射蒸气在混合室中进行充分混合,最终速度达到均匀。混合流体进入扩压室,发生动能向势能或者热能的转换。在扩压室的出口,混合蒸气的压力介于高压工作蒸气和低压引射蒸气之间。由此可见,引射器是一种压力驱动的蒸气压缩设备。

引射器的性能不仅与入口蒸气的状态有关,还与其结构有关。引射器的性能指标以引射比表征,引射比定义为引射蒸气的质量流量与工作蒸气的质量流量的比值。引射比越大,说明引射器的性能越好。引射器的理论上的性能曲线如图 4 所示。

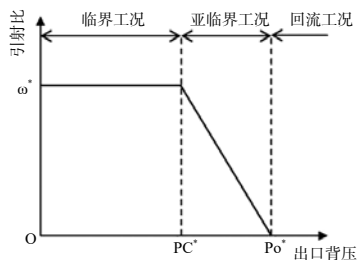


图 4 引射器的性能曲线

对于结构一定,蒸气状态确定的引射器,存在最大的引射比,称之为临界引射比 ω^* ;其对应的出口压力称之为临界背压 P_c^* 。根据实际出口背压与临界背压的关系,引射器的工作性能可分为 3 种情况。

当 $P_c \leq P_c^*$ 时,引射器工作于临界工况,其引射比为常数;当 $P_c^* < P_c \leq P_o^*$ 时,引射器工作于亚临界工况,引射比随着出口背压的增大而减小;当 $P_c > P_o^*$ 时,引射器处于回流工况,无法正常工作。

3 数学模型

3.1 计算模型的建立

本文的研究中,采用 EES 对增压型引射式热泵建模,并计算该系统在供暖季的变工况运行性能。系统模型的建立主要分为引射器、压缩机、换热器以及性能计算方法。

(1) 引射器

由于引射器是系统中的核心部件,因此,对于引射器模型的准确性成为系统模型的关键。引射器模型既需要考虑热力学性质,同时也需要考虑到气体动力学的性质。国内外有许多学者对引射器的模型进行研究,目前以 Huang^[9] 的一维稳态气体动力学模型应用最为广泛。本文采用基于 Huang 模型的改进模型^[10],计算引射器临界工况及亚临界工况下的性能。

引射器工作时,工作蒸气在喷管喉部达到当地音速,通过 (1) 式计算工作蒸气流量。

$$m_p = \frac{P_p \cdot A_t}{\sqrt{T_p}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R_g} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\eta_p} \quad (1)$$

式中: m_p 为工作蒸气流量 (kg/s); P_p 为工作蒸气压力 (Pa); A_t 为喉部面积 (m^2); T_p 为工作蒸气温度 (K); γ 为绝热指数; η_p 为工作蒸气等熵效率,取 0.95; R_g 为摩尔常数 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。

工作蒸气以超音速的速度从喷嘴喷出并卷吸引射蒸气,两股蒸气在混合室中的 y-y 断面开始等压混合 (即 $P_{py} = P_{sy}$),并在 m-m 断面达到均匀,该过程满足能量守恒方程、质量守恒方程和动量守恒方程,如 (2) ~ (4) 式所示。

$$m_p + m_s = m_m \quad (2)$$

$$\psi_m (m_p \cdot v_{py} + m_s \cdot v_{sy}) = m_m \cdot v_m \quad (3)$$

$$m_p \left(C_p T_{py} + \frac{v_{py}^2}{2} \right) + m_s \left(C_p T_{sy} + \frac{v_{sy}^2}{2} \right) = m_m \left(C_p T_m + \frac{v_m^2}{2} \right) \quad (4)$$

式中: m_s 为引射蒸气流量 (kg/s); m_m 为混合蒸气质量 (kg/s); v_{py} 、 v_{sy} 为工作蒸气、引射蒸气在 y-y 断面的速度 (m/s); v_m 为混合蒸气速度 (m/s); T_{py} 、 T_{sy} 为工作蒸气、引射蒸气在 y-y 断面的温度 (K); T_m 为混合蒸气温度 (K); C_p 为定压比热 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); ψ_m 为混合效率,取 0.8~0.84。

当引射器工作于临界状态时,引射蒸气在 y-y 断面的速度达到当地声速,即 $M_{sy}=1$,此时计算得到

的引射比和出口压力均为临界值。当 $M_{sy} < 1$, 计算得到的引射比和出口压力为亚临界值。引射蒸气的流量通过 (5) 式计算。

$$m_s = v_{sy} \cdot A_{sy} \cdot \rho_{sy} \cdot \sqrt{\eta_s} \quad (5)$$

式中: A_{sy} 为引射蒸气在 y-y 断面占据的面积 (m^2); ρ_{sy} 为引射蒸气在 y-y 断面的密度 (kg/m^3); η_s 为引射蒸气等熵效率, 取 0.85。

混合蒸气进入扩压室, 发生动能向热能或势能的转化。扩压过程满足 (6) 式。

$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (6)$$

式中: P_c 为出口压力 (Pa); P_3 为 3-3 断面蒸气压力 (Pa); M_3 为流体在 3-3 断面的马赫数。

(2) 压缩机

通过以上公式求解得到引射器的性能, 而压缩机的采用效率模型, 其等熵效率、容积效率以及压缩机耗功通过 (7)~(9) 式进行计算^[11]。

$$\eta_{ise} = 1 - 0.0467 \cdot PR \quad (7)$$

$$\eta_{vol} = 1 - 0.04 \cdot PR \quad (8)$$

$$W_{com} = m_s \cdot (h_{com0} - h_{com1}) \quad (9)$$

式中: η_{ise} 为压缩机等熵效率; η_{vol} 为压缩机容积效率; PR 为压缩机进出口压比; W_{com} 为压缩机耗功 (kW); h_{com1} 、 h_{com0} 为压缩机进出口焓值 (kJ/kg)。

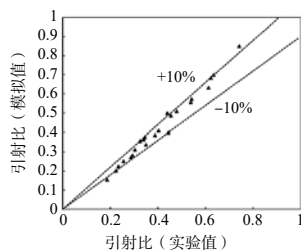
(3) 蒸发器和冷凝器

换热器的换热过程满足能量守恒和传热方程, 如式 (10)~(12)。

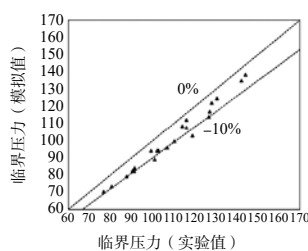
$$Q = m_f \cdot \Delta h \quad (10)$$

$$Q = m_l \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (11)$$

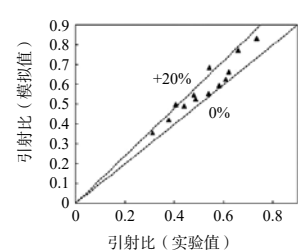
$$Q = UA_{he} \cdot \Delta T_{log} \quad (12)$$



(a) 临界工况引射比验证



(b) 临界压力的计算验证



(c) 亚临界引射比验证

图 5 模型验证

式中: Q 为换热量 (kW); m_f 、 m_l 为制冷剂和换热流体流量 (kg/s); Δh 为制冷剂侧的进出口焓差 (kJ/kg); ΔT 为流体侧的进出口温差 (K); ΔT_{log} 为换热器对数平均温差 (K); U 为换热器综合换热系数 ($\text{kJ}/(\text{m}^2\text{K})$); A_{he} 为换热面积 (m^2)。

(4) 系统性能计算

系统的性能采用系统 COP 和一次能源效率表征, 计算中取燃气热效率 0.95 和燃气发电效率 0.5。如式 (13)、(14) 所示。

$$\text{COP} = \frac{Q_c}{Q_g + W_{pump} + W_{comp}} \quad (13)$$

$$\eta_{primary} = \frac{Q_c}{Q_g/0.95 + W_{pump}/0.5 + W_{comp}/0.5} \quad (14)$$

式中: COP 为机组性能系数; Q_c 、 Q_g 为冷凝热和锅炉加热量 (kW); W_{pump} 、 W_{comp} 为增压泵和压缩机功耗 (kW); $\eta_{primary}$ 为一次能源效率。

3.2 模型验证

计算模型中, 引射器的模型是关键, 引射器模型计算的准确度直接影响到最终计算的结果。因此, 着重对引射器临界工况和亚临界工况的引射比以及临界压力进行验证。Huang^[9] 采用 R141b 作为工作介质, 对多种结构的引射器进行了实验研究, 本文采用文献 [9] 的实验数据验证模型的临界工况计算结果。Hemidi^[12] 对以空气作为介质的引射器进行了 CFD 模拟以及实验研究, 本文同时采用文献 [12] 的实验数据验证其亚临界状态的计算结果。本文所建模型的精度验证结果如图 5 所示。

从误差分析结果可以看出, 该模型计算临界工况的引射比误差在 $\pm 10\%$ 之间, 临界压力值得计算误差 0~10% 之间; 而亚临界工况的引射比计算误差在 0%~20% 之间, 可用于系统的模拟分析。

4 增压型引射式热泵的供暖季运行性能分析

4.1 建筑信息及负荷计算

选取位于北京的一栋建筑为例, 进行增压型引射式热泵系统供暖季的运行性能以及节能分析。该建筑总共 7 个单元, 建筑面积共 1050m^2 , 每个单元的客厅和主卧室及次卧室采用辐射地板末端的全天

供暖方式，厨房和卫生间不供暖。室内采暖出水设计温度为 45℃。设定室内温度的最高温度为 26℃，最低温度为 18℃；采用北京典型年供暖季室外逐时温度（图 6），利用 DEST 计算建筑在供暖季的逐时热负荷。

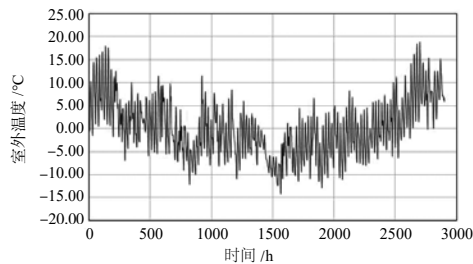


图 6 北京供暖季室外干球温度

按照 11 月 15 日起至次年 3 月 15 日为供暖季，其总供暖时间为 2904 小时，建筑的逐时负荷如图 7 所示。

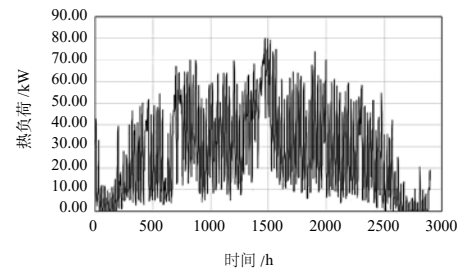


图 7 建筑供暖逐时热负荷

从计算结果可知，该建筑尖峰热负荷为 79kW，因此机组设计容量应满足出现峰值负荷温度下的热负荷需求，即热泵容量在 -9℃ 环境温度下容量为 80kW。

4.2 设备及系统选型

根据建筑的尖峰负荷选取相应的系统设备，并对增压型引射式热泵系统和常规的冷凝锅炉系统进行对比分析。设冷凝锅炉的效率（以天然气低位发热值为基准）不随外界的温度变化而变化，其容量及效率如表 1 所示。

表 1 锅炉容量及效率

设备容量	设备效率	天然气低位热值	天然气高位热值
80kW	98%	35.58MJ/m ³	37.50MJ/m ³

增压型引射式热泵在北京供暖室外设计温度 -7.6℃^[13]、冷凝器出水温度为 45℃ 工况下，其性能参数如表 2 所示。

表 2 增压型引射式热泵在设计工况下的性能参数

制热量	82kW	蒸发温度	-17.57℃
蒸发器吸热量	34.28kW	冷凝温度	48℃
压缩机耗功	12.98kW	机组 COP	1.66
增压泵耗功	0.64kW	一次能源效率	1.26

引射式热泵采用 R152a 为工质，其主要物性如表 3 所示。该制冷剂临界温度不高，但临界压力较高，其物性特点有利于引射器的工作。

表 3 R152a 制冷剂性质

临界压力	临界温度	ODP	GWP
4.49MPa	113.26℃	0	124

在设计工况下，引射器的工作蒸气和引射蒸气的状态以及引射比如表 4 所示。

表 4 引射器的工作状态

工作蒸气	压力	4.3MPa
	温度	110℃
引射蒸气	压力	0.712MPa
	温度	68.6℃
引射比	临界引射比	0.996
	实际工作引射比	0.996

4.3 供暖季运行性能分析比较

取北京典型年供暖季室外逐时气候参数，计算增压型引射式热泵在整个供暖季的逐时一次能源效率，进而根据需要处理的建筑负荷，计算产生高温高压的驱动蒸气所需要的天然气量，并与传统的冷凝锅炉比较。图 8 为增压型引射式热泵随室外环境变化的一次能效逐时变化情况。图中结果结合室外气象参数变化情况可知，系统的一次能源效率和室外环境温度同步变化，当室外温度较高时，系统的一次能源效率较高。当环境温度为 0℃，出水温度为 45℃ 时，一次能源效率能够达到 1.37。

图 9 为供暖季增压型引射式热泵逐时的天然气消耗量的曲线。从图中可以看出，天然气消耗量的变化趋势和机组的一次能源效率的变化趋势相反，这是因为室外温度较高时，机组的性能较好，但此时机组所需要处理的建筑负荷较低，因此燃气消耗量小。整个供暖季的季节能效比为 1.32，比天然气冷凝锅炉提高 0.34。

若采用冷凝锅炉进行供暖，按照冷凝锅炉效率 98% 计算，增压型引射式热泵相比冷凝锅炉，天然气消耗量有所减少，其逐时的燃气消耗减少量如图 10 所示。图中结果显示，当室外环境温度较低，建筑负荷较大时，增压型系统相比于冷凝锅炉的节能量更大。供暖季各月两种系统消耗的天然气量对比如图 11 所示。从图中的结果可以看到，在最冷月 1 月份，由于建筑负荷最大，因此消耗的天然气量为各月最大，天然气的节约量达 725m³，但节能率仅为 24.5%，而 11 月份和 3 月份的节能率分别达到 25% 以上。因此，引射式热泵系统相比于冷凝锅炉，在室外环境温度较高时，节能效果更显著。从整个供暖季看，采用冷凝锅炉供暖，一共消耗 7857m³ 天然气，而采用引射式热泵供暖共消耗天然气 5822m³ 天然气，天然气消耗

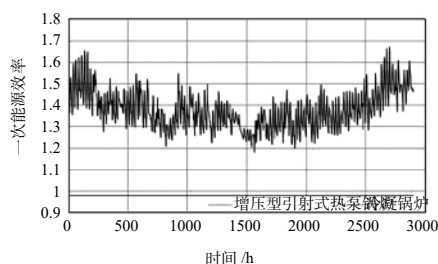


图 8 供暖季性能比较

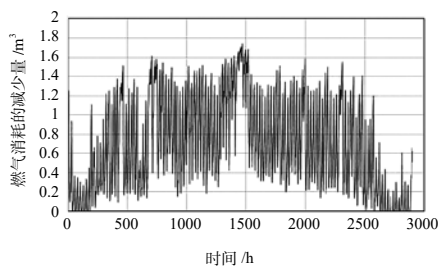


图 10 逐时天然气消耗减少量

量减少 2035m^3 , 节能率达到 25.9%。

5 结论

本文提出了一个新型的热水制备系统的技术方案, 通过压缩机增压解决传统引射式制冷循环在大压比下性能极差而无法用于热泵用途的问题。同时, 建立了系统的数学计算模型和建筑的负荷模型, 对系统供暖季的运行性能进行了分析与比较。模拟结果表明: 以北京 1050m^2 建筑为例, 考察系统的供热性能, 系统的制热量和能效随着环境温度的升高而提高, 当环境温度为 0°C , 出水温度为 45°C 时, 一次能源效率能够达到 1.37。而引射式热泵系统在最冷月的节能量最大, 但节能率最低, 说明引射式热泵在环境温度较高时, 节能性更好。相比于冷凝锅炉供暖, 季节能效比提高 0.34, 天然气可节约 2035m^3 , 节能率达到 25.9%。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2009 [M]. 北京, 中国建筑工业出版社, 2009.
- [2] 关欣, 聂海亮, 宋立丽. 北京煤改气问题分析 [J]. 区域供热, 2015(6):22–25.
- [3] 徐俊芳, 王随林, 潘树源, et al. 天然气锅炉烟气冷凝热回收利用技术工程应用方案探讨 [J]. 暖通空调, 2009, 39(11):128–132.
- [4] 穆连波, 燃气锅炉烟气余热回收热泵系统应用与分析 [J]. 暖通空调, 2014(12): 第 49–54 页.
- [5] Shang Sheng, Li Xianting, Chen Wei, et al. A total heat recovery system between the flue gas and oxidizing air of a gas-fired boiler using a non-contact total heat

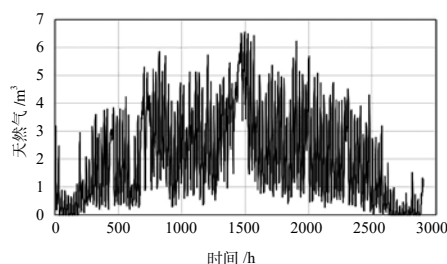


图 9 燃气消耗量

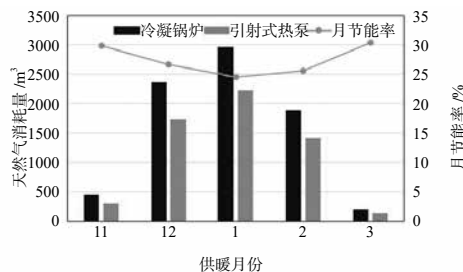


图 11 供暖季各月天然气消耗量对比

exchanger [J]. Applied Energy, 2017.

- [6] 夏建军, 新型烟气余热回收技术在燃气锅炉中的应用 [J]. 区域供热, 2013(3): 第 46–51 页.
- [7] Eames I W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(6):378–386.
- [8] Thongtip T, Aphornratana S. An experimental analysis of the impact of primary nozzle geometries on the ejector performance used in R141b ejector refrigerator[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110:89–101.
- [9] Huang B J, Chang J M, Wang C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(5):354–364.
- [10] Chen W X, Liu M, Chong D T, et al. A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(6):1750–1761.
- [11] Y. Hwang, Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8):816–829.
- [12] Hemidi A, Henry F, Leclaire S, et al. CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8–9):1523–1531.
- [13] 住房和城乡建设部发布. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB 50736–2012[M]. 北京, 中国建筑工业出版社, 2012.

用于北方某城市供热改造的方案及其对比

易禹豪¹, 谢晓云, 江 亿¹

(清华大学建筑节能研究中心, 北京 100083)

[摘 要] 热电联产是供暖效率最高的热源方式, 但热电联产带来热电比不匹配与缺少灵活电源的问题。在供热方面, 采用蓄热装置实现电力调峰是解决上述问题的方法之一, 同时能够实现乏汽余热的回收。本文介绍了北方某城市城区供热现状调研, 并针对目前供热的问题, 提出了四种余热回收 + 热电协同的方案, 并在技术性、可行性与经济性上进行了对比分析。最终方案三在综合各个方面上具有优势, 在投入体积为 7.7 万 m³ 与 5.2 万 m³ 的低温与高温蓄水罐后, 实现仅依靠电厂满足最大供热负荷, 完成乏汽余热的 100% 回收, 并实现在谷时发电低至峰时的 56.7%, 整个供暖季的能源节省量折合约 1 亿元。对热电厂供热改造具有指导意义。

[关键词] 清洁供暖; 余热回收; 热电协同; 吸收式热泵; 系统方案; 方案比较

0 引言

随着我国经济与技术的发展, 北方城镇供暖问题已经从以前的民生问题, 转变为高能耗, 高污染排放的生态新要求^[1]。目前“清洁供暖”重大工程已被提出, 面对北方, 不同地区的供热现状, 只有因地制宜, 提出合理的供热改造方案, 才是解决供暖与节能环保这一不平衡的正确方式。

目前在许多北方城市, 多采用燃煤热电联产机组实现冬季供暖。热电联产是供暖效率最高的热源方式, 但其会带来电力系统的供需矛盾, 包括热电比的不匹配以及灵活电源的缺少问题。这就使得冬季当一部分电厂成为热电模式运行时, 由于缺少灵活电源, 电网调峰能力变弱, 从而使得可再生但不稳定的电源不能上网, 导致大量的弃风弃光现象。在 2015 年, 吉林省的弃风弃光比例达到 30.8%。如何从供热上入手, 实现热电联产中的热电协同, 使得热电联产自身能够实现调峰, 成为目前大多数北方城市电厂的迫切需要。

针对热电联产存在的不匹配问题, 国内外均有多人提出解决方式。在国外, 通过蓄热 + 燃气锅炉形式实现热电协同, 但国外城市多采用燃气热电联产形式, 其条件性能较好, 且城市热电比不高, 对我国实现热电协同的参考意义不大。在国内, 付林等提出了一种利用蓄热装置实现电力调峰及热电联产余热回收的方式^[2]; 郭丽丽等提出一种基于储热的热电联产系统热电解耦运行的方法^[3]; 于婧等提出一种考虑储热装置的风电 - 热电机组联合优化运行策略^[4]。它们的热电协同实现方式主要通过蓄能装置 + 余热回收形式。本文对北方某城市供热现状进行调研, 基于该城市的电力和供热现状, 为使热电厂也能实现电力调峰, 对城

市供热改造提出四种方案, 并对其进行对比分析, 用以给出热电联产电厂实现热电协同的可行途径。

1 北方某城市供热现状与存在问题

该城市供热现状如下: 整个城区供热由一家热力公司负责, 实供面积为 1752 万 m², 实供最大热负荷为 780.5MW, 峰值热负荷指标为 44W/m²。

目前该城区供暖主热源位于一座热电厂, 电厂内设置 4 台热电联产机组, 分两期建设, 一期建设 1#, 2#, 3# 机组, 二期建设 4# 机组。其具体参数如图 1 所示, 机组具备将主蒸汽减温减压的条件。此外, 市内存在 3 处共六台燃煤调峰锅炉, 2016 年采暖季调峰比约占 70%。

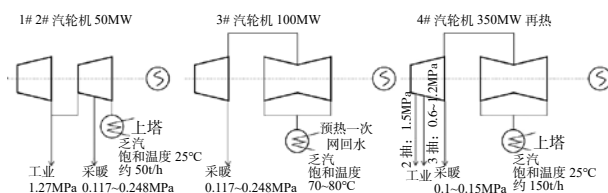


图 1 热电厂汽轮机参数

在热力管网方面, 一次管网在电厂内的部分二期建设, 与机组建设相对应。离开电厂后汇合成供热主管。管网在电厂内部的换热形式如图 2 所示。到热力站后, 二次管网供回水温度为 50/40°C。

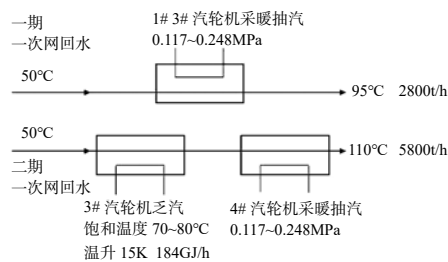


图 2 管网加热流程

在工业余热方面, 根据调研, 可用于供暖的余热资源较少, 故不再考虑其回收。

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 易禹豪 (1996—), 主要研究方向为吸收式热泵的传热传质性能研究。

在电力供应方面，供暖季城区最大电负荷为 427MW，最小为 137MW，峰谷差为 290MW。电价峰时为 13h，谷时为 11h。2016 年风电发电量为 6.761 亿 kW·h，同比减少 7.6%，全年弃风率 32%。电厂在供暖季限制最大发电量，供暖高峰期发电 345MW，供暖初末期发电 310MW，不具备独立调峰能力。

根据该城市供热现状调研结果，主要问题如下：

- （1）限制发电量运行模式导致热电厂自身热力调峰能力差，需要依靠其他热源调峰；
- （2）城市电负荷峰谷差巨大，热电厂自身不具备电力独立调峰能力；
- （3）机组大部分乏汽余热未被利用，浪费大量能源。

为此，规划全新的供热系统方案，解决上述问题，是本文的主要目标。

2 供热方案规划整体设想

为实现提高热电厂的供热能力，同时具有一定的电力调峰能力，从而满足供热规模扩大，实现热电协同的目的。提出采用热泵技术 + 蓄能装置的方式，充分回收电厂乏汽余热，同时在满足热负荷需求下，在电力峰时多发电，电力谷时少发电，实现电力自调节的目标。

此方式具体为，在电力峰时尽可能发电，通过高温罐实现供热，乏汽余热储存在低温罐中；在电力谷时则最大抽汽，尽可能少发电，通过抽汽利用低温罐热量满足供热及高温罐热需求。

现以 100% 负荷下的供热现状为条件，提出如下四种乏汽回收 + 蓄能装置的方案，并对其技术性，可行性与经济性进行对比。为充分回收余热，所有方案均采用以下两个具体技术手段：

- a. 在热力站（一二次网换热）处采用吸收式换热器，实现回水温度的降低。利用吸收式换热器实现大

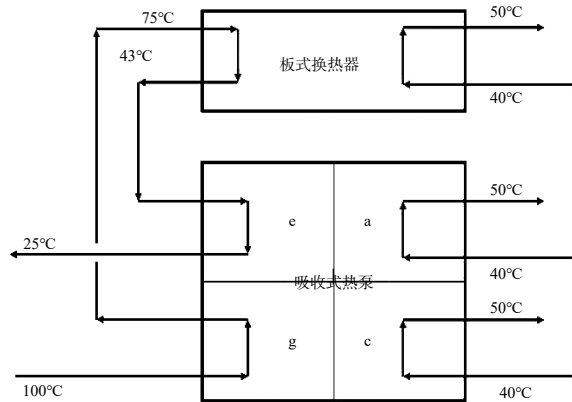


图 3 吸收式换热器工作原理

温差换热被付林等^[5]提出，已经在多个地区得到应用，产生了巨大的社会效益。其具体参数如图 3 所示，二次网供回水温度为 50/40°C 下，一次网回水温度能够下降至 25°C，从而实现对电厂乏汽余热进行利用。

- b. 对电厂机组进行高背压改造。将 1#、2#、4# 机组乏汽从现有的 30°C 提高至 50°C，能够在发电量减少不多的情况下实现对乏汽余热的大规模利用。目前 3# 机组乏汽已经用于回水预热，其参数为 75°C，保持现状不变。此外，对不同方案，机组抽汽参数根据需要进行改造，由 125°C 提高至 150°C。

所有机组的最大抽气量均为 70%，根据实际供热情况与机组容量可反推出流量。以 4# 机组为例，图 4 展示机组改造前后的 T-s 图。表 1 列出改造后各机组在最大，最小抽气量下的发电量与产热量。

表 1 各汽轮机运行参数

机组 编号	峰时			谷时（最大抽气）		
	发电量 /MW	乏汽温度 /°C	乏汽量 /MW	发电量 /MW	抽气温度 /°C	乏汽量 /MW
1/2	44.6	50	68	31.3	150/125	20.4
3	99.5	75	175.2	73.7	150/125	46
4	306.2	50	436.7	231.2	150/125	368

在此基础上，在热源处设计不同的供热方案，不同方案均保持峰谷时供热量一定，通过不同的流程实现电力峰谷差调节。不同方案可实现的发电峰谷差、需要采用的蓄能装置大小、需要采用的热量提升或变换装置均有不同，其核心差别在于蓄热装置的流程。下面具体分析四类方案，对上述核心特性进行方案对比分析。

3 供热改造方案流程

3.1 普通高低温蓄热罐方式

- 此方案下，峰时四台机组全开，不抽汽。谷时开 1、3、4# 机组，最大抽汽。具体方案流程如图 5 所示。

在峰时，机组全力发电，产生 747MW 乏汽经过

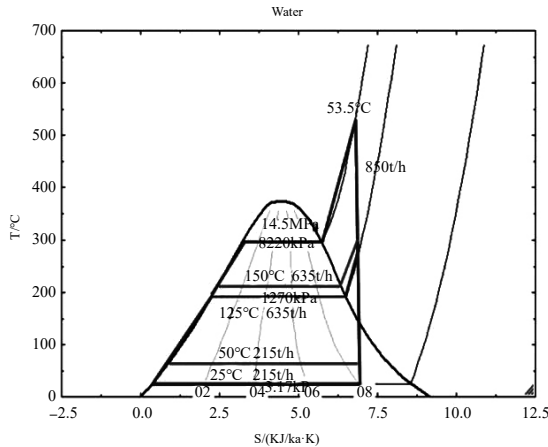


图 4 4# 机组运行 T-s 图

板式换热器储存在低温蓄水罐中,与一次网间接换热,其进出口参数为 48/8℃。而峰时的供热则全部由高温蓄水罐提供。高温蓄水罐进出口温度与一次网水温一致,为 100/25℃,此部分热量由谷时提供并蓄存。

在谷时,利用低温蓄水罐蓄存的热量并通过热泵进行提升实现供热。谷时一共需要提供两部分热量,包括供热负荷与高温蓄水罐蓄存的热量,共 1702MW。其参数均为 20/100℃,故可合并设计。谷时开启 1、3、4# 机组,产生的热源参数包括:125℃ 高温抽气 531MW,50℃ 乏汽 180MW。此外,峰时蓄存的余热折算为 866MW。

在谷时方案中,一次网回水首先与低温罐储存热量与乏汽进行换热,加热至 48℃,后采用第一类吸收式热泵与电动热泵装置,实现一次网回水温度的抬升,到达 84℃。最后,采用剩余的高温蒸汽对一次网回水进行尖峰加热,达到 100℃ 实现供热目标。在本方案中,电热泵 COP=3.3,吸收机 COP=0.7。

在此方案中,峰时与谷时的乏汽余热实现了完全回收,满足热负荷为 780.5MW 的目标。在峰时,机组实际发电量为 495MW;谷时发电量为 336.2MW,但通过电热泵,消耗 124MW 抬升热量品位,故电厂实际对外发电量为 212.2MW。谷时发电量为峰时的 42.87%。

在设备方面,本方案采用了 350MW 规模的吸收式热泵,500MW 规模的电热泵与 750MW 规模的板式换热器,相比于传统换热,其成本有所增加,但能够实现低品位能源的利用。而对蓄水罐而言,此方

案实际所需的蓄水罐体积为:低温罐 20.6 万 m³,高温罐 10.3 万 m³。此体积值巨大,相当于两幢高层建筑,且内部需完全充入液体水,安全性与可行性值得商榷。分析蓄水罐体积巨大的原因,主要是白天将所有乏汽均通过低温蓄热罐蓄存,并且白天一次网自 25℃ 回水加热到 100℃ 供水所需的所有热量均通过高温蓄热罐来提供,这就导致两个蓄热罐的蓄热量均偏大。故在此方案基础下提出方案二,通过减少蓄热量,力图在满足热负荷与热电协同的目标下,减少蓄水罐的实际体积。

3.2 高温蓄水罐小温差方式

在此方案下,机组启动情况与方案一相同,峰时四台机组全开,不抽汽。谷时开 1、3、4# 机组,最大抽汽。具体方案流程如图 6 所示。

相比于方案一,此方案在峰时的供热方式进行了较大的变化。在峰时,高温蓄水罐蓄水温差降低,变成 115/90℃,供热热源不再完全由高温蓄水罐提供,低温蓄水罐也不再完全储存电厂乏汽余热,一部分乏汽余热在峰时直接得到利用。

具体为:在峰时,一次网回水经过乏汽板换加热升温,之后采用第一类吸收式热泵,利用高温蓄水罐中的高温热源,回收更多的乏汽余热,之后采用电动热泵再次回收部分乏汽余热,最后与高温蓄水罐中的水通过板换换热达到 100℃,满足供热要求。剩余的乏汽全部蓄存在低温蓄水罐中,为 308MW,高温蓄水罐的蓄热量为 317.8MW。

在谷时,需求的两部分热量需要分开提供。包括

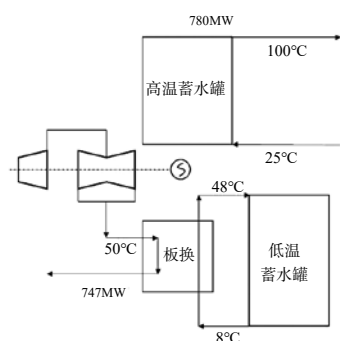


图 5 (a) 方案一峰时流程

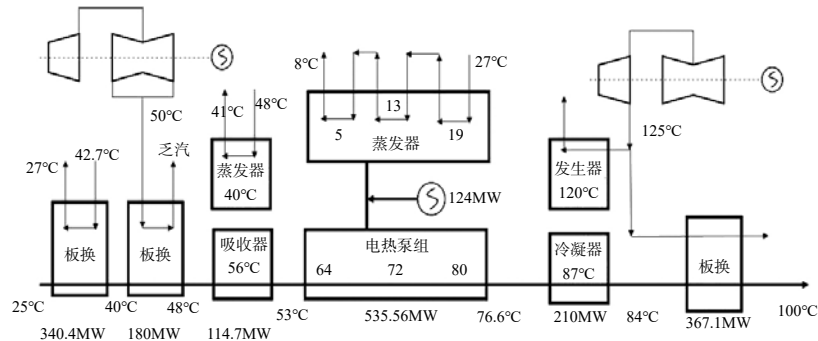


图 5 (b) 方案一谷时流程

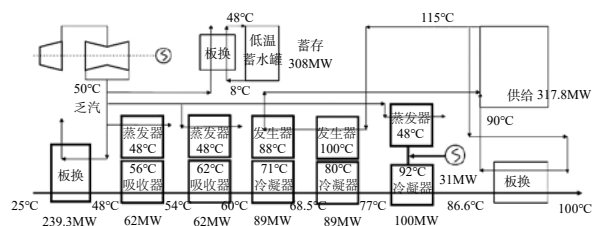


图 6 (a) 方案二峰时流程

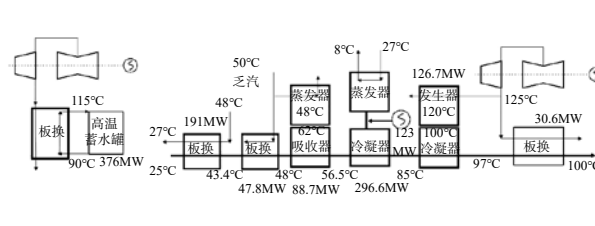


图 6 (b) 方案二谷时流程

376MW 高温蓄水罐的高品位热源, 以及 780.5MW 的供热热负荷。具体流程如图 6(b) 所示, 在本方案中, 吸收式热泵 COP=0.7, 电动热泵 COP=2.0, 实际供热量会略大于最大负荷值。

在此方案中, 同样对峰时与谷时的乏汽余热实现了完全回收。在峰时, 由于使用了电动热泵, 机组实际发电量为 464MW; 谷时实际对外发电量为 211.2MW, 为峰时的 45.52%。

与方案一不同, 本方案通过在峰时直接利用部分乏汽供热, 同时减小了高低温罐的蓄热量。经过计算, 实际蓄水罐体积为: 低温罐 8.6 万 m^3 , 高温罐 16.7 万 m^3 。低温蓄水罐的体积明显减小, 但高温罐体积反而增加, 方案可行性仍不高。分析原因, 由于高温蓄水罐温差减小的幅度大, 即便蓄热量减小, 也使得蓄热罐实际的体积增加。据此, 在减小蓄热量的前提下, 还应该尽量增加蓄水罐的进出水温差。方案三提出了一种蓄水罐高品位大温差的供热模式, 能够有效解决上述问题。

3.3 蓄水罐高品位大温差模式

方案三在峰时与谷时, 四台机组均全部开启, 峰时不抽气, 谷时最大抽气。方案三的具体流程如图 7 所示。其中, 对 3# 机组的抽气参数进行调节, 升高至 150°C。

方案三在之前的基础上, 充分利用了 3# 机组 75°C 乏汽的较高品位资源。此外, 高温蓄水罐在供热量变化不大的前提下, 将温度从 115/90°C 调整为 145/85°C, 大幅提高了高温蓄水罐的供回水温差, 从而实现减小蓄水罐体积的目标。

在峰时, 具体的供热流程如图 7(a) 所示。此方案中, 低温蓄水罐蓄存 242MW 热量, 供回水温度为 48/13°C, 高温蓄水罐供给 280.8MW 热量, 供回水温度为 145/85°C。

在谷时, 需要提供两部分热量。包括 780.5MW 由 25°C 提升至 100°C 的供热负荷, 以及将蓄水罐 85°C 提升至 145°C 的 332MW 负荷。图 7(b) 给出了提升一次网回水温度的方案。

图 7(c) 展示了高温蓄水罐温度提升的方案。采用第二类吸收式换热器, 利用 125°C 抽气将水温从 85°C 提高至 135°C。最后在尖峰处使用电加热, 将水温提高至 145°C, 完成换热过程。

此方案同样对峰时与谷时的乏汽余热实现了完全回收。在峰时, 机组实际发电量为 495MW; 谷时发电量为 336.2MW, 但流程中采用了电加热, 消耗 55.3MW 抬升热量品位, 电厂实际对外发电量为 280.9MW。本方案没有采用电热泵提升品位, 除高温蓄水罐尖峰电加热外, 其余均是热量品位的转化, 利

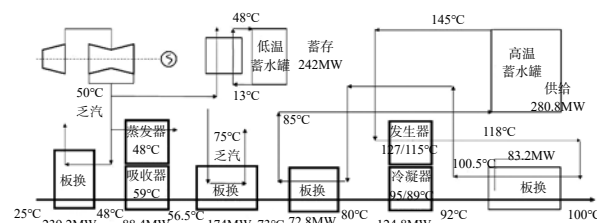


图 7(a) 方案三峰时流程

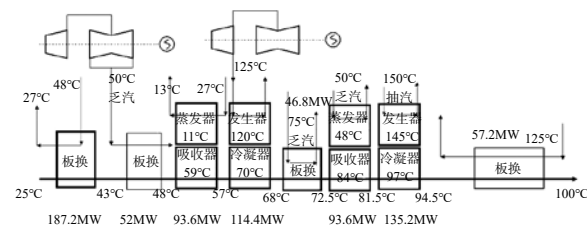


图 7(b) 方案三谷时一次网处流程

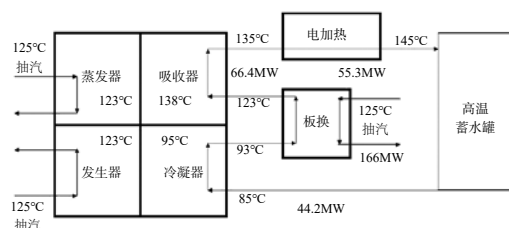


图 7(c) 方案三谷时高温蓄水罐处流程

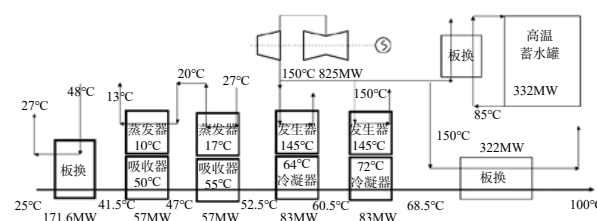


图 8 方案四谷时流程

用电厂自身的条件能够实现余热利用与热电协同的目标。此方案高温蓄水罐的温差为方案二的 2.4 倍。经过计算, 实际蓄水罐体积为: 低温罐 7.7 万 m^3 , 高温罐 5.2 万 m^3 , 相比于之前的方案, 两蓄水罐的体积均明显减小, 具有实现的可能性。

此方案中, 高温蓄水罐的品位提升依靠第二类吸收式热泵与电加热, 其本质为热源品位不够。因此, 在此基础上提出方案四, 通过对机组进行改造, 实现直接提供高品位热源加热高温蓄水罐的目的。

3.4 谷时汽轮机改背压机模式

方案四四台机组均全部开启, 峰时不抽汽, 谷时最大抽汽。方案四的峰时流程与方案三相同, 参见图 7(a), 此处不再赘述。在谷时, 将汽轮机改为 150°C 背压机, 实现减少发电量的同时, 得到更多的高品位热源。方案四谷时具体流程如图 8 所示。

在本方案中,提供高温蓄水罐加热热源以及吸收式热泵发生器的热源,均改为由 150℃ 蒸汽提供。此方案峰时实际发电量为 495MW,谷时实际发电量为 291MW。高低温蓄水罐的体积与方案三相同。但根据电厂相关技术人员介绍,对汽轮机工作模式的频繁切换会对机组寿命产生较大的影响。因此,此方案在目前的技术手段中还难以实现,可行性值得商榷。

4 供热方案比较

能够发现,以上供热改造的不同方案,主要从电厂热源处进行设备与供热方式的改造。下面主要从以下四方面对方案进行比较。

4.1 余热回收程度

在四个方案中,乏汽余热回收程度均达到了 100%。不同方案下机组开启台数不同,从而导致不同方案下投入的电能有所区别。表 2 展示不同方案的供热热源情况与乏汽回收率。

表 2 不同方案供热热源及乏汽回收对比

方案编号	供热负荷 /MW	平均抽气量 /MW	平均乏汽回收量 /MW	平均电力供热量 /MW	实际供热量 /MW	乏汽回收率
1	780.5	264.5	487.1	56.8	808.4	100%
2	780.5	244.4	467.2	56.4	768	100%
3	780.5	267.4	492.8	25.3	785.5	100%
4	780.5	378.1	404.6	0	782.7	100%

4.2 热电协同效果

表 3 展示不同方案峰时与谷时的发电量。四个方案谷时发电量均低于峰时的 60%,能够在一定程度上实现电厂自身的调峰。

表 3 不同方案峰谷时发电量对比

方案编号	峰时发电量 /MW	谷时发电量 /MW	谷时发电量占峰时比例
1	495	212.2	42.9%
2	464	211.2	45.5%
3	495	280.9	56.7%
4	495	291	58.8%

4.3 方案可行性

方案是否可行的关键因素在于蓄水罐的规模。表 4 展示不同方案下高低温蓄水罐的体积,其中,方案三与方案四蓄水罐体积较小,可行性较高,而考虑到设备寿命的因素,方案四中的调节会使得机组寿命大大下降,综合考虑,方案三可行性最高,能够作为电厂供热改造的指导形式。

表 4 不同方案蓄水罐体积对比

方案编号	低温蓄水罐体积 / 万 m ³	高温蓄水罐体积 / 万 m ³
1	20.6	10.3
2	8.6	16.7
3	7.7	5.2
4	7.7	5.2

4.4 方案经济性

四种方案均对乏汽进行完全回收,具有明显的经济效益。相比于现有运行模式,方案三的经济性与

可行性均较高。对方案三进行估算,表 5 展示此方案具体的经济性计算,相比于现有系统,设备的建设成本为 4.6 亿元。在收益方面,主要包括采用热电协同方案后,满足相同电热负荷下折合节省的煤量与电量。表 5 同时给出了整个供暖季的能源节省收益,合计 1.0 亿元,其中,由于电厂减小煤耗以及取消燃煤锅炉,实际节省标煤 5.66 万吨,折合 0.57 亿元;在电费节省方面,考虑电力峰时减少的引电量,整体减少了 0.43 亿元买电费用。

表 5 方案三设备投资与项目收益

热源处			换热站处	合计	能源节省收益		
吸收式热泵初投资	板式换热器初投资	蓄热罐初投资	吸收式换热器初投资		省煤收益	省电收益	合计
2.1 亿	0.11 亿	1.03 亿	2.34 亿	5.6 亿元	0.57 亿	0.43 亿	1.0 亿元

5 结语

综上,采用热泵技术 + 蓄能装置的方式,能够充分回收电厂乏汽余热,同时在满足热负荷需求下,在电力峰时多发电,电力谷时少发电,实现电力自调节的目标。本文对北方某市城区供热进行改造。通过吸收式换热器实现一次网供回水的大温差形式,通过机组背压改造提高乏汽温度实现余热利用,通过蓄能方式实现热电协同目标。

本文对热源处提出四种改造方案并进行对比,四种方案均能完全回收乏汽。而在可行性方面,限制其的关键因素为蓄热罐规模。通过降低蓄水罐蓄热量,提高蓄水罐供回水温差,能够有效地减小蓄水罐体积,提高方案可行性。经过对比,方案三的可操作性与经济性较高。其投资成本为 5.6 亿元,静态投资回收期为 4.6 年。

参考文献

- [1] 江亿. 清洁供暖: 解决我国社会主要矛盾的一个实践 [N]. 中国建设报, 2017-11-16(005).
- [2] 付林, 江亿. 一种电力调峰热电联产运行方法及其装置 [P]. 北京: CN1356771, 2002-07-03.
- [3] 郭立立, 邢作霞, 王亮. 一种基于储热的热电联产系统热电解耦运行的方法 [A]. 中共沈阳市委、沈阳市人民政府. 第十四届沈阳科学学术年会论文集 (理工农医) [C]. 中共沈阳市委、沈阳市人民政府, 2017:6.
- [4] 于婧, 孙宏斌, 沈欣炜. 考虑储热装置的风电-热电机组联合优化运行策略 [J]. 电力自动化设备, 2017, 37(06): 139-145.
- [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.

一种新型太阳能供暖体系的墙体运行方案实验研究

过 旸, 李庆平, 王国建, 邓月超

(北京市住宅建筑设计研究院有限公司, 北京 100005)

[摘 要]为提高农村地区建筑室内温度, 本项目提出了一种利用建筑内墙的新型太阳能供暖体系, 即白天, 安装在房顶的空气是太阳能集热器产生热风, 送入建筑内墙, 在加热内墙后, 通入室内, 加热室内环境; 夜晚, 被加热的内墙逐渐降低温度, 为室内供暖。本文通过实验的方法, 该供暖体系中墙体的构筑方式以及空气流动方式, 为太阳能墙体供暖体系的优化设计提供基础数据参考。

[关键词] 太阳能供暖; 墙体供暖; 构筑方式; 实验研究

0 引言

众所周知, 我国仍是一个农业大国, 农村人口占到全国总人口的 50% 以上。然而, 由于社会等原因, 我国北方地区农村仍无法实现集中供暖, 致使农村建筑室内温度偏低。

然而, 我国农村现在房屋多为矮小的建筑, 这位太阳能供暖提供了条件, 因此本文提出了一种新型太阳能墙体供暖体系, 如图 1, 即, 白天, 两个房间室内的空气在风机的作用下被送入太阳能空气集热器进行加热, 加热后的热空气被送入空气砖内墙的空气通道加热空心砖, 并被送入房间内部为房间供暖; 夜晚, 关闭风机, 被加热的内墙温度逐渐降低, 向室内散热, 为房间供暖。因此, 空心砌块砖的构筑形式和空气流动方式直接关系着白天砌块蓄热量和夜晚的放热量^[1]。

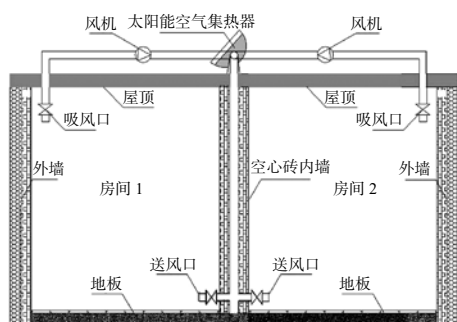


图 1 新型太阳能墙体供暖体系

基于此, 本文搭建了砌块层空气蓄热试验台, 通过对其传热与流动过程的理论分析和实验研究, 认识并把握影响砌块层蓄热性能的关键影响参数及其影响规律, 为新型太阳能主动式相变蓄热墙体供暖体系优化运行设计及其在可再生能源利用技术中的高效应用提供方法参考。

收稿日期: 2018-03-09

基金项目: 北京市自然科学基金资助项目 (No:3172041)。

作者简介: 过旸 (1989—), 主要研究方向为建筑节能。

1 材料及方法

1.1 试验对象

试验台位于北京地区室内, 外观图如图 2。砌块墙长 1.76m, 高 1.14m, 厚 0.19m, 横向由 4 列 390mm×190mm×190mm 的砌块和 1 列 200mm×190mm×190mm 的砌块组成, 纵向由 6 行砌块组成, 其中试验台内部有 9 个 140mm×120mm×1140mm 空气通道, 空气通道最下面一行砌块壁面均有直径为 120mm 的孔洞, 便于接入送风管。为了提高墙体的导热和蓄热能力, 本实验采用两个空气通道送风, 其他空气通道填满密实的沙子, 其材料特性如表 1。

表 1 试验材料物性

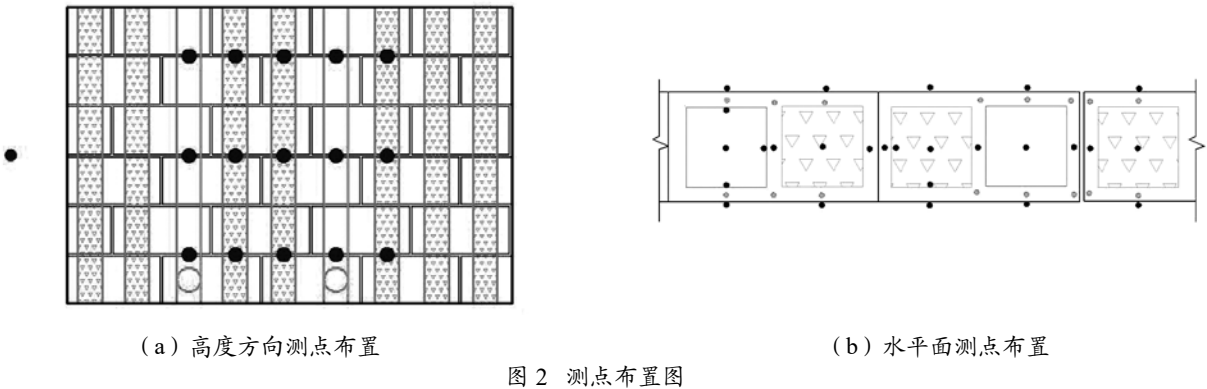
名称	导热系数 W/(m·°C)	比热容 kJ/(kg·°C)	密度 kg/m ³
砌块	0.81	1.05	1800
砂子	0.47	1.01	1200

试验台所需的热风由电加热器供给, 其精度可控制在 1°C 内。电加热器与墙体由保温的送风管连接。为了保证实验条件一致, 室内环境受空调控制, 其精度为 ±1°C。

1.2 测点布置与数据采集

试验共布置了 132 个测点, 其中 3 个测点布置在室内环境中, 监测墙体所在的环境的温度, 129 个测点布置在砌块墙体表面及内部, 监测砌块层的温度和热空气温度。测点在高度方向共布置 3 层, 如图 2a, 其中最下层测点主要监测热空气进风水平面的砌块及空气温度, 中间层测点监测砌块中间层的砌块和热空气温度, 上层测点主要测试空气流经 4 层砌块 (0.76m) 后的出风温度及砌块温度。各水平面测点如图 2b。风速测点主要布置在电加热器与墙体连接管道中间断面。

试验温度由 T 型热电偶测量, 用 Agilent 巡检仪, 每 30s 采集一次, 其精度为 ±0.5°C, 风速采用 Testo 435 多功能测量仪, 每 30s 采集一次, 其精度为 ±0.01 m/s。



1.3 砌块层蓄热特性影响因素分析

图 3 为图 2（a）砌块层在热空气以下进上出方式流入时砌块单元的流动与传热过程示意图。空气经过太阳能空气集热系统加温后，被输送至砌块层内部的空气通道，由于热空气与砌块层温差较大，在空气通道内表面形成较强的对流换热，通过对流换热的方式将显热传给砌块层内表面；随着砌块层内表面温度的上升，所获得的热量将由砌块层内表面以热传导的方式进入到砌块层内部，砌块层内部温度升高。

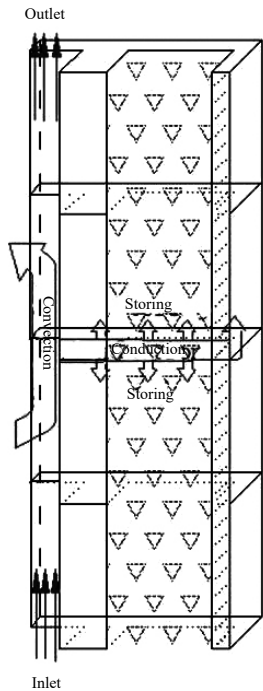


图 3 砌块层单元图

因此，影响砌块层蓄热性能的因素大致可归纳为：（1）热空气的温度和流速，它们决定着单元体内的热源的大小，直接影响砌块层的蓄热量；

（2）热空气的流动方向，其可以影响热空气与砌块层内表面之间的对流换热充分性；（3）通气管内部扰动，其影响热空气的均匀性，改变热空气的对流换热系数；（4）通气管的管间距，当砌块层的材料热物性参数一定时，管间距直接关联砌块层内的热量传输速度；（5）砌块层墙体高度，墙体高度一方面反映了墙体的蓄热容量，同时也关联热空气沿流动方向换热的充分性。

1.4 实验方案

由于受到试验台高度及管间距无法变化的限制，因此本研究主要认识并把握热空气的温度、流速、流动方向、空气管内部扰动等因素对砌块层蓄热特性的影响规律，故采取改变单一变量法进行实验研究，实验方案如表 2。

表 2 实验方案表

编号	送风温差 /℃	风速 / (m/s)	流动方向	扰动
Case 1	21.0; 24.5; 31.1	0.24	下进上出	否
Case 2	24.5	0.16, 0.24, 0.34, 0.52, 0.82	下进上出	否
Case 3	24.5	0.34	下进上出、上进下出	否
Case 4	24.5	0.34	下进上出	否，加扰动
Case 5	24.5	0.24	下进上出	否

1.5 评价方法

（1）砌块温升

砌块温升为砌块各层水平面对应相同位置测点温度平均值与其初始时刻平均值之差，其可以评价墙体蓄热能力及大小^[2]，如式（1）。

$$\Delta T_m(\tau) = \frac{\sum_{l=1}^3 T_{lm}(\tau)}{3} - \frac{\sum_{l=1}^3 T_{lm}(0)}{3}$$

(1)

式中： $\Delta T_m(\tau)$ 为 τ 时刻 m 位置砌块测点的温升（℃）； $T_{lm}(\tau)$ 为 τ 时刻 l 层 m 位置砌块测点的温度（℃）； $T_{lm}(0)$ 为初始时刻 l 层 m 位置砌块测点的温度（℃）。

(2) 砌块墙体温度

砌块墙体热流密度如式 (2)。对于砌块墙体为各向同性, 因此根据已知的测点温度即可求出任意测点的温度。

$$q = -\lambda \text{grad}t \quad (2)$$

式中: q 为墙体热流 (W/m^2); λ 为墙体材料的导热系数 ($\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$, 其值如表 1); $\text{grad}t$ 为温度梯度 ($^\circ\text{C}/\text{m}$)。

(3) 砌块墙体蓄热量

实验砌块墙体可以简化为如图 4 模型, 其蓄热量如式 (3)。

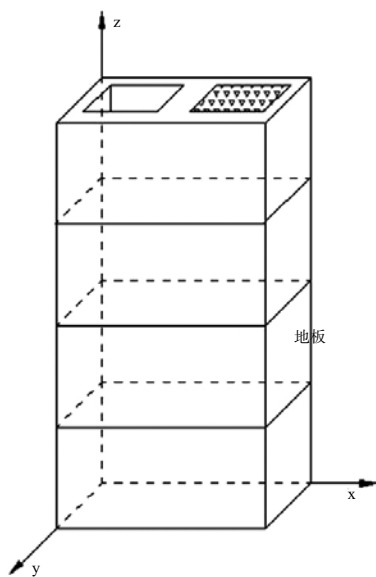


图 4 实验砌块墙体模型

$$Q(\tau) = \sum_{i=0}^{0.4} \sum_{j=0}^{0.35} \sum_{k=0}^{0.35} c_{ijk} \cdot \rho_{ijk} (x_i - x_{i-1}) \cdot (y_j - y_{j-1}) \cdot (z_k - z_{k-1}) \cdot (T_{ijk}(\tau) - T_{ijk}(0)) \quad (3)$$

式中: $Q(\tau)$ 为 τ 时刻砌块模型的蓄热量 (kJ); x_i 为 i 节点的 x 坐标 (m); y_i 为 i 节点的 y 坐标 (m); z_i 为 i 节点的 z 坐标 (m); c_{ijk} 为坐标 (x_i, y_j, z_k)

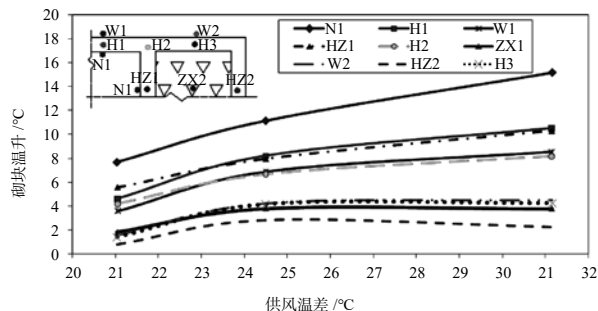


图 5 供风温差与砌块温升关系图

处材料的比热 ($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$); ρ_{ijk} 为坐标 (x_i, y_j, z_k) 处材料的密度 (kg/m^3); $T_{ijk}(\tau)$ 为 τ 时刻坐标 (x_i, y_j, z_k) 处温度 ($^\circ\text{C}$); $T_{ijk}(0)$ 为初始时刻坐标 (x_i, y_j, z_k) 处温度 ($^\circ\text{C}$)。

其中, 当 $0.04 \leq x_i \leq 0.18$ 且 $0.035 \leq y_k \leq 0.155$ 时, 此部分为空气腔, 其内部热量不为墙体蓄热量, 即可令 $c_{ijk}=0, \rho_{ijk}=0$; 当 $0.22 \leq x_i \leq 0.36$ 且 $0.035 \leq y_k \leq 0.155$ 时, 此部分为填满砂子的空气腔, $c_{ijk}=c_s, \rho_{ijk}=\rho_s$; 其他情况, 为填满砂子的空气腔, $c_{ijk}=c_b, \rho_{ijk}=\rho_b$ 。

2 实验数据分析

2.1 热空气温度的影响

为了探究热空气温度对砌块层蓄热特性的影响, 砌块层蓄热特性其他影响因素不变, 分别控制热空气供风温度与空气腔初始温度差值为 21.0°C 、 24.5°C 、 31.1°C 进行试验研究, 其它实验条件如表 2 中 Case1, 连续供热 8 小时后墙体温度分布如图 5。从图中可以看出, 各测点砌块温升随着距空气通道距离的不同而不同, 其中空气通道内表面温升最高, 空气通道附近砌块内部测点温升其次, 填满砂子的空气通道附近最低, 并且在距空气通道相同距离的砂子测点温度较砌块测点温度低, 这与其各自的导热系数有直接关系; 砌块温升随着供风温差的增加而增加, 且在 25°C 温差后, 增加速率有所减缓。

2.2 热空气风速的影响

图 6 表示供热 8 小时后不同供风速度下砌块温升关系, 其实验条件如表 2 中 Case 2。从图中可以看出, 不同的供风速度对砌块温升有不同的影响。在供风速度 $0.16\sim 0.24\text{m/s}$, 砌块温升随着风速的升高而升高, 在供风速度 $0.24\sim 0.52\text{m/s}$ 时, 随着供风速度的增加, 温升逐渐降低, 在供风速度大于 0.52m/s 时, 砌块温升基本不变。

2.3 热空气流向的影响

图 7 表示热空气流向与砌块温升关系, 其实验条件如表 2 中 Case 3。从图中可以看出, 上送下回所有测点的温升均高于下送上回的, 其中最高提高

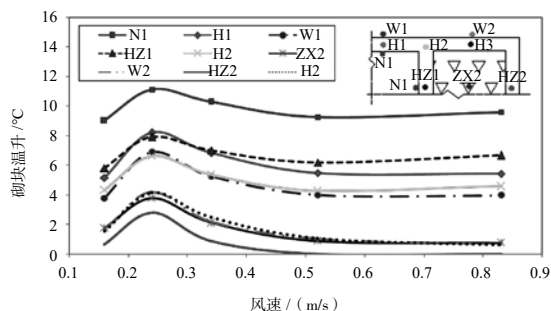


图 6 供风速度与砌块温升关系图

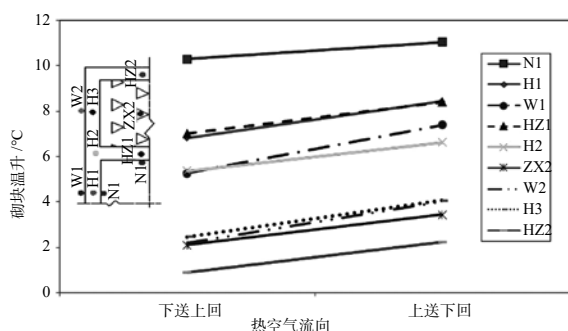


图 7 热空气流向与砌块温升关系图

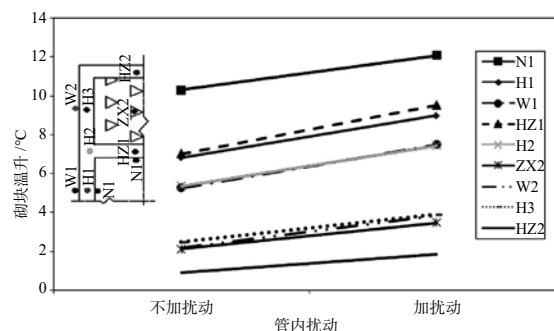


图 8 空气管扰动与砌块温升关系图

2.1℃, 最低提高 0.8℃。其主要是由于下送上回时, 由于在进风口进入砌块墙体内存在一个 90° 弯头, 其在弯头内部形成涡流, 而上送下回时, 由于空气直线下送, 并且热空气在流出墙体时由于存在弯头增大了气体流动的阻力, 提高了热空气换热的能力。

2.4 空气管扰动的影响

图 8 表示空气管内部是否存在扰动对砌块温升的影响关系, 其中当加入扰动时, 即为在空气通道中心加入 3 根 30mm×30mm×950mm, 其间隔为 10mm 以等边三角形排列, 其他条件如表 2 中 Case 4。由图中可以看出, 在空气通道中加入扰动有利于砌块墙体的蓄热, 其各测点的温升均得到了明显的提高, 最高提高 2.5℃, 最低提高 1.0℃。

3 结论

(1) 基于本研究提出的新型太阳能主动式相变蓄热墙体供暖体系, 建立了中间层砌块墙体试验台, 通过不同工况实验分析了热空气的温度、流速、流

动方向、空气管内部扰动等因素对砌块层蓄热特性的影响规律, 并提出应用于该试验台最有工况: 供风温差为 24.5℃, 供风速度为 0.24m/s, 供风类型为下进上出, 且管内加入扰动。

(2) 基于试验台试验结果, 建立数学模型, 分析了砌块墙体在水平面和竖直方向温度, 分布, 研究发现墙体水平面和竖直方向温度均得到了明显的升高, 但是在高度一半后温升变化速率减缓, 且在水平面其影响半径约为 0.2m, 且距空气通道相同距离的砂子测点温度较砌块测点温度低。

参考文献

- [1] 陈晨, 刘艳峰, 王登甲, 等. 集热蓄热墙保温构造形式优化及适应性分析 [J]. 太阳能学报, 2016,37(11):2889-2895.
- [2] 吴彦廷, 周国兵, 杨勇平. 太阳能相变蓄热集热墙二维非稳态模型及分析 [J]. 太阳能学报, 2012(06):948-952.

北京农村地区冬季供暖系统碳排放研究

杨远程, 路 宾, 何 涛, 张昕宇, 李博佳, 王博渊

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘 要] 根据全寿命周期法建立了建筑供暖系统碳排放计算的模型, 明确了建筑供暖系统的生命周期阶段以及相关能源及材料的碳排放因子。通过建立的北京典型农村住宅的建筑能耗模型, 对北京农村地区燃煤锅炉、两种不同末端形式的空气源热泵和燃气锅炉供暖的各个阶段的碳排放比例进行了对比分析。研究成果可以从碳排放的角度指导农村地区选择适宜的冬季供暖系统。

[关键词] 建筑供暖系统; 全寿命周期法; 碳排放; 农村地区

0 引言

温室气体的排放会导致全球气候变暖已经成为人类社会的共识。人类活动引起温室气体排放增加是导致全球气候变暖的主要原因, 预计到本世纪末期地球表面平均温度会增加 1.1°C 到 6.4°C , 这将对人类生存构成严重威胁^[1]。

截止至 2013 年, 北京市农村年供暖用能为 380 万吨标准煤, 其中煤炭用量为 349 万吨标准煤, 占总供暖用能的 92%。供暖用煤量每年持续增长, 速度惊人。农村住宅使用的小型燃煤锅炉不仅效率低下 (只有 40%), 而且在使用过程中会产生大量的 CO_2 , SO_2 , NO_x , $\text{PM}_{2.5}$ 等污染物^[2]。为了改善环境问题, 北京市 2016 年共完成 663 个村庄、22.7 万户的“煤改清洁能源”任务, 其中“煤改电”574 个村 19.9 万户, “煤改气”89 个村 2.8 万户。在 19.9 万户“煤改电”中, 空气源热泵 15.1 万户, 占总改电户数的 76.28%; 地源热泵 2139 户, 占总改电户数的 1.07%; 蓄能式电暖器 4.43 万户, 占总改电户数的 22.30%; 其他电采暖设备 688 户, 占总改电总户数的 0.35%。户数对比情况如图 1 所示。

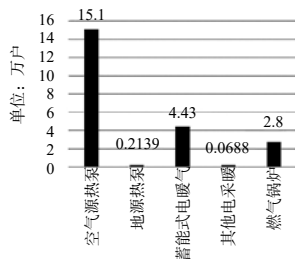


图 1 2016 北京市“煤改清洁能源”统计表

收稿日期: 2018-03-22

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目“藏区、西北及高原地区利用可再生能源采暖空调新技术”(2016YFC0700400)。

作者简介: 杨远程 (1995—), 主要研究方向为清洁供暖技术。

本文从碳排放的角度对北京农村地区采用的供暖系统进行研究, 结合北京农村清洁供热应用现状, 以应用量较大的燃气锅炉、空气源热泵和电采暖作为研究对象, 燃煤锅炉作为参考对象, 采用全寿命周期法建立建筑供暖系统碳排放计算的模型, 明确了建筑供暖系统的生命周期阶段以及相关能源及材料的碳排放因子。对不同形式的供暖系统碳排放进行了对比分析, 研究成果对于农村地区选择供暖系统具有指导意义。

1 建筑供暖系统碳排放计算方法

1.1 全生命周期评价法

全生命周期评价 (Life Cycle Analysis, 简称 LCA) 方法在相关产品开发过程的环境评价应用十分普遍。LCA 是一个全面的环境评价系统, 可以将 LCA 方法应用在建筑施工决策的环保产品选择、评估及优化施工工艺等方面。

根据 LCA 的评价方法的内涵, 本研究将建筑供暖系统的阶段划分为生产运输阶段、安装阶段、运行阶段以及拆除阶段。

1.2 建筑供暖系统边界

不同种类的温室气体引起温室效应的强度相差很大, 目前国际上统一以 CO_2 当量作为基准, 不同种类的温室气体造成的全球变暖影响根据其气候变化潜值 (Global Warming Potential, GWP) 可统一折算成 CO_2 当量来衡量。根据这些温室气体变化潜值, 可以把各种温室气体排放用 CO_2 当量表示, 总的温室气体排放量为各种温室气体用 CO_2 当量表示的碳排放总和。本文采用 CO_2 排放当量 ($\text{kg}\text{-CO}_2\text{e}$) 作为碳排放源排放各种温室气体的单位。

按温室气体排放量控制的难易程度, 温室气体排放可分为三个范围:

范围 1: 系统计算边界内的直接排放;

范围 2: 为使系统运行购入的电力、热水或蒸汽等能源产生的温室气体排放;

范围 3: 构成系统的设备、管道、构件等其他

材料引起的温室气体排放。

2 建筑能源系统模型中碳排放因子

化石能源燃烧产生的碳排放考虑开采和运输产生的碳排放,得到各类化石能源生命周期内的综合碳排放因子见表 1。

表 1 化石能源生命周期内综合碳排放因子^[3]

能源名称	CO ₂ 排放系数 (kg-CO ₂ e/kg)	综合碳排放因子 (kg-CO ₂ e/kg)
标煤	2.663	2.8495
原煤	1.9003	2.0333
天然气	2.1622	2.3135

电力碳排放因子采用国家发展和改革委员会应对气候变化司发布的中国区域电网基准线排放因子,本文采用的电力碳排放因子是 2016 年华北区域电网的 OM 值 1.0000tCO₂/MW·h (OM 为电量边际排放因子,此值可以认为是电供暖的单位制热量碳排放量)^[4]。

常见建筑材料碳排放因子见表 2:

表 2 常见建筑材料碳排放因子^[3]

建材	单位碳排放质量 (g-CO ₂ e/kg)	建材	单位碳排放质量 (g-CO ₂ e/kg)	建材	单位碳排放质量 (g-CO ₂ e/kg)
PU	21153	沥青	5100	钢铁	3340
PE	9120	面砖	132	铜	7580
混凝土	485	卵石	50	铝	1263
水泥	1180	沙子	20		

3 建筑供暖系统设备各阶段碳排放计算

3.1 生产运输阶段

空调机组材料消耗量根据已有研究结论确定,材料生产排放量根据单位材料的排放系数计算;二次加工能耗数据根据厂家调研数据,空调机组加工耗电量指标为 0.18kW·h/kg^[6],进而可得出空调机组加工能耗产生的排放,得到空调机组综合生产排放量。

根据清华大学的研究成果得到空气源热泵材料组成如表 3 所示。

表 3 空气源热泵机组材料组成^[6]

材料组成	钢铁	铜材	铝材	塑料
比例 (%)	59.7	19.3	9	12

锅炉的主要组成材料组成是钢材和耐火材料,其组成比例大约为 40% 和 60%^[7]。本研究中所使用的管道为 DN25 以及 DN20 的管道,根据相关研究得到的保温管道生产 CO₂ 排放量回归曲线和拟合公式^[3],得到其生产碳排放分别为 9.46 kg/m 和 5.45 kg/m。

货物的运输主要包括公路运输、铁路运输、航空运输和水路运输四种方式。不同运输方式单位周转量能源消耗量不同,对应单位周转量产生的排放量也不同^[5]。本研究计算中建筑设备及其配套零件按以公路运输方式,从山东运到北京,运输的平均距离按 400km 考虑。

3.2 安装阶段

对于本研究的北京农村地区的住宅供暖系统安装碳排放采用估算的方法。

住宅设备生命周期安装阶段 CO₂ 排放量简易估算模式采用日本环境共生住宅推进协会所建立的设备生命周期简易估算模式:

设备安装 CO₂ 排放量 (kg-CO₂e) = 楼地板面积 (m²) · CO₂ 排放元单位 (kg-CO₂e/m²)。

CO₂ 排放元单位 = 12.07 kg-CO₂e/m²。

根据重庆大学的研究结果显示,暖通空调设备安装的能耗约占安装总能耗的 35.7%^[8]。

3.3 运行阶段

对于建筑供暖系统运行产生的碳排放根据系统消耗的一次能源和二次能源的碳排放因子来计算。

3.4 拆除阶段

建筑供暖系统中使用的材料大部分为金属和塑料,为可回收材料,其回收所节约的碳排放在生产中已经考虑。拆除处置阶段的碳排放来源只考虑系统设备管道拆除和废弃设备运输的过程。

4 建筑供暖系统碳排放影响因素分析

建筑供暖系统主要包括热源和末端两部分,本文结合北京农村住宅供暖系统的现状,研究主要考虑两种末端形式:散热器和地板辐射供暖。热源考虑燃煤锅炉、燃气锅炉和空气源热泵。计算过程中采用的空气源热泵的使用寿命为 15 年,燃气锅炉和燃煤锅炉的使用寿命为 10 年^[9]。综合不同形式的热源和末端,对四种农村建筑供暖系统进行碳排放量的计算,并对结果进行了对比分析。

由于采用的是全寿命周期法,时间跨度较长,工艺和能源结构的变化会导致模型中各种材料以及能源碳排放因子发生变化,在本研究的计算中,仍采用现有的碳排放因子作为计算依据。

5 北京农村不同建筑供暖系统碳排放计算

5.1 建筑模型

为研究北京地区不同建筑供暖系统的碳排放,建立典型的北京农村地区住宅建筑的能耗模型。建筑的详细信息如下:建筑供暖面积为 100m²,层高 3m,南向窗墙比 0.5,北向窗墙比 0,东西向窗墙比 0,外墙为 37cm 砖墙 + 50mm 聚苯保温板,其传热系数为 0.4W/(m²·k);外门为双层塑钢门,传热系数为 2.58W/(m²·k);外窗为双层塑钢窗,传热系数为 2.8 W/(m²·k);屋顶为混凝土预制板 + 100mm 胶粉聚苯颗粒,传热系数为 0.8W/(m²·k);冬季室内设计温度为 18℃,换气次数按 0.5 次/h 计算。室外温度选取北京地区 2016 年 11 月 15 日至 2017 年 3 月 15 的平均室外温度^[10],供暖耗热量计算结果如表 4 所示:

表 4 北京农村地区典型住宅冬季负荷计算表

项目	11 月	12 月	1 月	2 月	3 月
室外温度 / $^{\circ}\text{C}$	4	0	-1	2	8
温差 / $^{\circ}\text{C}$	14	18	19	16	10
供暖负荷 /W	4571.8	5878	6204.6	5224.9	3265.6
单位面积供暖负荷 / $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$	45.7	58.8	62	52.2	32.7
日供暖总耗热量 / $\text{kW}\cdot\text{h}$	109.7	141.1	148.9	125.4	78.4
供暖季累计耗热量 / $\text{kW}\cdot\text{h}$		15447.4 (55610.8 MJ)			

5.2 热源和末端相关参数

根据市场调研，满足该建筑供暖需求的空气源热泵、燃气锅炉和燃煤锅炉的质量分别为 250kg、40kg 和 65kg；散热器型号采用 GZ-2-6-1.0 钢制柱型散热器；地面辐射供暖用的塑料管采用聚乙烯管。计算时燃煤锅炉和燃气锅炉的效率值分别取 40% 和 90%。根据中国建筑科学研究院对北京部分农村地区一个供暖季的测试结果，空气源热泵在散热器和地板辐射供暖对应的制热性能系数分别为 2.39 和 2.66。

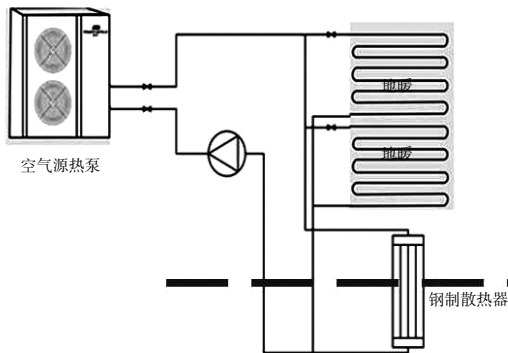


图 2 空气源热泵两种末端形式系统原理图

5.3 计算结果

根据以上的数据，计算出 4 种供暖系统形式在北京农宅中应用的各个阶段的碳排放，结果如表 5 所示：

表 5 四种供暖形式全寿命周期碳排放结果计算表

供暖系统形式	1 燃煤锅炉 + 钢制散热器	2 空气源热泵 + 钢制散热器	3 空气源热泵 + 地板辐射供暖	4 燃气锅炉 + 钢制散热器
生产运输阶段碳排放 /kg	2098.7	3663.0	4246.0	2047.0
安装阶段碳排放 /kg	418.8	418.8	418.8	418.8
运行阶段碳排放 /kg	130269.0	96949.9	87106.5	36719.9
拆除阶段碳排放 /kg	481.9	560.1	589.2	479.3
全生命周期总碳排放 /kg	133268.4	101591.8	92360.5	39665.0
单位制热量碳排放 / $(\text{kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h})$	0.863	0.439 2	0.398 4	0.257

从计算结果可以看出，供暖系统的运行阶段碳排放量占整个生命周期排放量的 92% 以上，提高供暖系统的运行效率可以大幅度减少碳排放量；其次是供暖设备的生产阶段，占到整个生命周期碳排放量的 5%。在进行建筑供暖系统的选择时，建议选择能效比较高的供暖设备。

从表 3 和图 3 中还可以看出，不同形式的供暖系统的单位制热量的碳排放具有较大差异，单位制热量的碳排放最小供暖系统为燃气锅炉 + 散热器供暖系统，单位制热量碳排放为 $0.257\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ ；相应的空气源热泵 + 地板辐射供暖为 $0.3984\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ ；空气源热泵 + 钢制散热器为 $0.4392\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ ；燃煤锅炉 + 钢制散热器为 $0.863\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。采用空气源热泵技术替代传统的燃煤锅炉能够减少约 51.47% 的碳排放，燃气锅炉能够减少 70.22% 的碳排放。

对于空气源热泵的供暖系统，采用地板辐射供暖末端相比散热器供暖末端能够减少 9.3% 的碳排放。

根据本研究以及 2016 年北京市农村地区“煤改清洁能源”的调研结果初步估算，北京已经改造的 22.7 万户，与改造前使用的燃煤锅炉减少了近 44.43% 的碳排放，折合 CO_2 当量约 1.3×10^6 吨。

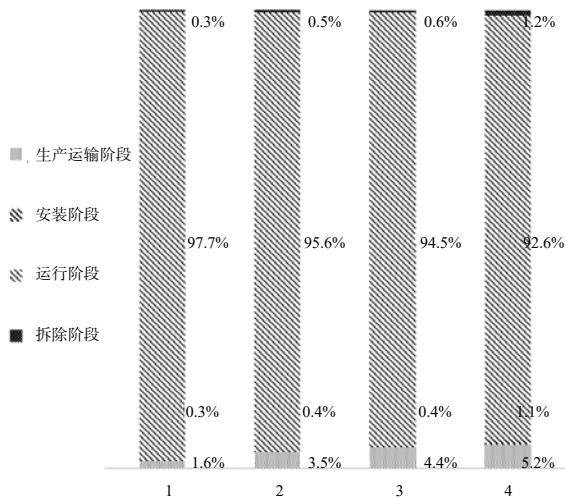


图 3 四种供暖形式不同阶段碳排放比例图

6 与英国供暖系统碳排放因子的对比

英国学者对家庭中的小型供暖系统进行了全生命周期的碳排放分析研究，研究结果表明：燃气锅炉的单位制热量碳排放为 $0.294\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ ，使用空气源热泵单位制热量碳排放为 $0.276\text{ kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ [11]。图 4 为我国与英国的不同供暖系统的单位碳排放量的对比。

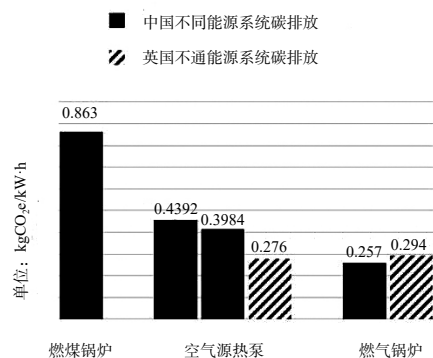


图 4 中英两国单位制热量碳排放对比图

造成单位产能碳排放因子较大差异的原因在于两国电力结构的差异, 详见表 6。本研究中选用的中国电力碳排放因子为 2016 年华北区域电网的 OM 值 $1.0000\text{tCO}_2/\text{MW}\cdot\text{h}$, 而在英国电力结构中, 核电和天然气发电占总发电的比例很大, 其电力碳排放因子仅为 $0.556\text{tCO}_2/\text{MW}\cdot\text{h}$ 。由于中英两国气候差异和产品性能的差异, 研究中英国选用的空气源热泵的制热性能系数为 2.8, 本研究选择的空气源热泵制热性能参数分别为 2.39 和 2.66。

表 6 中英两国电力结构对比

发电种类	2010 英国 电力结构	“十二五” 期间中国 电力结构	发电种类	2010 英国 电力结构	“十二五” 期间中国 电力结构
煤炭	28	68	可再生能源	5	5.5
天然气	45	2.7	水电	—	22.7
核发电	19	1.1	其他	2	—
石油	1	—	—	—	—

7 结论

本研究基于对北京农村地区冬季供暖现状的分析的基础上, 运用全寿命周期法研究了“煤改电”、“煤改气”的背景下不同供暖系统的减排效果, 得到了以下结论:

(1) 建筑供暖系统的运行阶段碳排放占整个建筑供暖系统生命周期碳排放的 90% 以上, 在进行建筑供暖系统的选择时, 建议选择能效比较高的供暖设备。

(2) 不同形式的供暖系统的单位制热量的碳排放具有较大差异。与燃煤锅炉相比, 直接采用电供暖, 会增加 15.87% 的碳排放, 采用空气源热泵系统减少约 51.47% 的碳排放, 采用燃气锅炉能够减少 70.22% 的碳排放, 采用燃气锅炉从能源利用角度不是十分合理, 存在高质低用的问题, 综上, 建议采

用空气源热泵系统作为供暖系统的热源, 在此基础上增加太阳能供暖系统, 可以进一步降低建筑的碳排放。

(3) 研究中发现碳排放因子和电力结构对于碳排放量有直接的影响, 对比中英两国碳排放因子, 由于英国的电力结构主要为天然气发电, 核能也占有一定的比例, 导致英国燃气锅炉的单位产能碳排放因子为 $0.294\text{kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$, 使用空气源热泵为 $0.276\text{kgCO}_2\text{e}/\text{kW}\cdot\text{h}$ 。如果清洁发电比例上升, 相应的碳排放因子会下降。

(4) 地板辐射供暖能够提高空气源热泵系统的制热性能系数, 研究结果发现, 对于热源为空气源热泵的供暖系统, 采用地板辐射末端相比散热器末端能够减少 9.3% 的碳排放, 因此农村地区供暖系统的末端优先采用地板辐射。

参考文献

- [1] 政府间气候变化专门委员会 (第四次评估报告综合报告撰写组气候变化综合报告) [EB/OL]. [2013-6-1]. <http://www.ipcc.ch>.
- [2] 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 2014[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014:9.
- [3] 任志勇. 基于 LCA 的建筑能源系统碳排放核算研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [4] 国家发展和改革委员会应对气候变化司 [EB/OL]. [2017-4-6]. <http://qhs.ndrc.gov.cn/>.
- [5] 张思思. 建筑能源系统碳排放计算及经济性分析 [D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [6] 李兆坚. 我国城镇住宅空调生命周期能耗与资源消耗研究 [D]. 北京: 清华大学, 2007.
- [7] 黄海耀. LCA 法比较太阳能热水器和燃煤锅炉系统的环境效益 [D]. 天津: 天津大学, 2004.
- [8] 傅小里. 公共建筑设备安装阶段的 CO₂ 排放研究 [D]. 重庆大学, 2013.
- [9] 邱立鹏. 设备剩余寿命的预测与分析 [D]. 大连: 大连理工大学, 2000.
- [10] 中国空气质量在线监测分析平台 [EB/OL]. [2017-12-11]. <https://www.aqistudy.cn/historydata/about.php>.
- [11] Benjamin Greening, Adisa Azapagic Domestic heat pumps: Life cycle environmental impacts and potential implications for the UK. Energy, 2012(39):205–217.

相变蓄能墙板耦合太阳能供暖实验研究

陈万河, 孔祥飞, 杨 华, 乔 旭, 苑广普, 姚成强

(河北工业大学, 天津 300130)

[摘 要] 以 25# 石蜡为相变材料, 膨胀珍珠岩为支撑材料, 采用真空加热滚筒箱体制备相变颗粒, 然后将相变颗粒定模压制成相变蓄能板, 再将其与建筑围护结构结合形成相变蓄能墙板, 并对相变蓄能墙板进行冬季供暖测试。结果表明: 实验房间都以太阳能供暖时, 由于相变蓄能板的蓄热调温作用, 使相变房间的温度波动远小于参照房间, 且能够提高太阳能利用效率。综上所述, 相变蓄能墙板作为储能构件, 展现出巨大的节能潜力和优势。

[关键词] 相变颗粒; 相变蓄能板; 供暖; 太阳能

0 引言

随着社会的不断发展, 庞大的建筑能耗成为国民经济的巨大负担, 是影响国家经济走势的重要因素。建筑物造成的能源消耗占世界能源消耗总量的 40%, 并造成 30% 年度温室气体排放量, 因此建筑行业全面节能势在必行。近年来, 相变材料 (PCM) 的广泛应用, 在太阳能行业, 食品和医疗药品保存上都有重要进展。热量存储是提高能效水平的重要手段。建筑物的热量存储可以通过显热以及潜热 (PCM 和其他热惯性材料) 来实现^[1], 而潜热存储被认为是最有效的热能存储技术^[2-3]。相变蓄能技术在建筑中的应用可以降低室内温度波动, 提高热舒适性, 降低建筑能耗。

近年来可再生能源不断推广。但一些可再生能源, 如太阳能^[4]和风能^[5]的间歇性造成了能源产生和能源需求的不匹配, 而热能存储技术恰恰可以帮助制定策略。重庆大学科技部低碳与绿色建筑国际研究中心的王勇等人评估了五种太阳能潜热储存系统的设计案例并进行 3D 数值模拟验证^[6]。其他一些研究也阐述了将可再生能源与相变蓄能系统进行耦合的方法和效果^[7]。

本文针对相变材料的特性制备相变蓄能板材, 并与建筑围护结构结合形成相变蓄能墙板, 同时进行相变蓄能墙体与太阳能耦合实验, 对相变蓄能墙体的蓄、放热特性及与太阳能耦合供暖的效果进行研究, 为相变蓄能材料与可再生能源的联合使用提供依据和方法, 有利于制定符合实际工况下的控制

策略, 能够填补相关研究的空白, 使相变蓄能材料及可再生能源能够更好的为建筑行业服务。

1 相变蓄能板材的制备

1.1 主要材料

选择熔化凝固温度在人体舒适度范围内的 25# 低温石蜡作为相变材料, 导热系数 $0.549\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$, 相变温度 24.7°C , 相焓 144.1J/g , 上海华永石蜡有限公司; 选择膨胀珍珠岩作为多孔吸附介质, 粒目为 50~60 目, 密度 $400\text{kg}/\text{m}^3$, 蓄热系数 $2.35\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{k})$, 信阳市平桥区五里立成珍珠岩加工厂。

1.2 主要设备

SHZ-D (III) 型循环水式真空泵, 功率 180W, 流量 60L/min, 浙江台州求精真空泵有限公司; ME2002E 型电子天平, 最大量程 2200g, 精确到 0.01g, 梅特勒-托利多公司; 小型搅拌机, 淮安混凝土搅拌机工厂。

1.3 制备流程

采用真空吸附法制备出相变颗粒。自制真空吸附加热滚筒, 能够同时满足真空吸附、均匀加热和均匀搅拌三个条件。具体制备步骤如下: (1) 称取质量比为 40%: 60% 的膨胀珍珠岩和石蜡加入滚筒中, 循环水式真空泵抽至真空度为 0.05MPa , 并维持此状态; (2) 开启电加热器, 将滚筒下部的水加热至沸腾; (3) 变频器调节电机的频率, 使滚筒以 $60\text{rad}/\text{min}$ 匀速转动; (4) 2h 之后, 打开真空阀, 停止加热, 使相变颗粒在常压下冷却至室温; (5) 关闭电机, 卸料, 即制备出复合相变颗粒。

使用如图 1 搅拌器将质量比为 85%:9%:5%:1% 的相变颗粒、苯乙烯丙烯酸乳液、环保涂料和玻璃纤维搅拌均匀, 再将其混合物均匀的平铺在预制的模具中, 在 5kPa 的恒定压强下压制 24 小时, 拆模, 自然干燥, 制备出成型良好的相变蓄能板材 I, 其尺寸大小为 $500\text{mm}\times 500\text{mm}\times 20\text{mm}$ 。为了方便相变蓄能墙板耦合太阳能供暖的实验研究的需求,

收稿日期: 2018-06-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51408184); 河北省自然科学基金资助项目 (E2017202136); 建筑安全与环境国家重点实验室暨国家建筑工程技术研究中心开放课题基金资助 (BSBE2017-05)。

作者简介: 陈万河 (1994—), 主要研究方向为相变蓄能及建筑节能。

制备复合相变蓄能板材 II，带有 500mm×10mm 的凹槽，凹槽用来安装毛细管，将相变颗粒、苯乙烯丙烯酸乳液、环保涂料、玻璃纤维和铝粉按质量比 83%:9%:5%:1%:2% 放入搅拌器均匀搅拌，将混合物均匀的平铺在预制的模具中；在混合物表面每间隔 100mm 安置 500mm×10mm×10mm 的铁条，在 5kPa 的恒定压强下压制 24 小时，然后拆卸模具抽出铁条，自然干燥，制备出相变蓄能板材 II。板材外观如图 2 所示。



图 1 搅拌机外观示意图

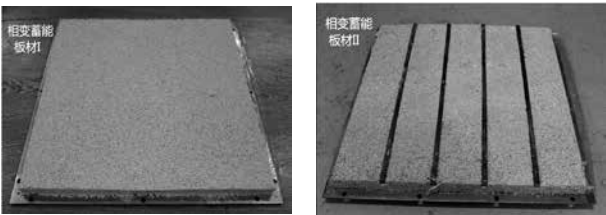


图 2 相变蓄能板材外观示意图

2 实验策略

2.1 系统构件

冬季相变蓄能墙板耦合太阳能供暖实验系统所用构件如表 1 所示。

表 1 系统连接构件

名称	型号	规格 / 精度	厂家
太阳能集热器	槽式	—	天津市太阳神科技有限公司
蓄热桶	1.5mm 不锈钢	0.35m×0.5m	—
分集水器	2mm 不锈钢	0.05m×1.3m	—
散热器	1mm 不锈钢+Φ16 紫铜管	0.8m×0.06m×0.8m	—
水泵	CRS-25/9	200W	德国维克国际集团有限公司
流量计	ZJ-LCD-M	≤ ±2%	佛山市中江节能电子有限公司
温度控制器	XMTD	≤ ±0.5%	上海龙城电热仪表有限公司
继电器	CJX2-1210	—	上海龙城电热仪表有限公司
电加热	全铜单 U	500W	广东利民电热器厂

2.2 连接形式

图 3 为相变蓄热墙体耦合太阳能热源系统示意图。由图可知相变蓄热墙体耦合太阳能热源系统主

要由两大部分构成，即太阳能蓄热系统、房间供暖系统，这两部分通过蓄热桶连接起来。太阳能热源系统包括槽式太阳能集热器、蓄热桶、流量计、水泵，房间供暖系统包括分水器、毛细管、集水器、流量计、水泵、蓄热桶构成。太阳能蓄热系统通过槽式太阳能集热器为蓄热桶中热水媒介蓄热，而蓄热桶中的热水在水泵的作用下进入到相变蓄能房间的分水器中，经过与毛细管与室内空气换热之后回到集水器，流至蓄热桶，完成一次循环。对比房间供热系统与相变房间供热系统基本相同，不同之处在于对比房间没有分、集水器和毛细管，而是由并联的散热器代替。

2.3 测试设备

冬季相变蓄能板耦合太阳能供暖实验中用到的主要测试设备如表 2 所示。

表 2 主要测试设备

设备名称	型号	精度	厂家
热电偶	T 型	≤ ±0.1℃	上海精诚电热仪表有限公司
热流密度计	WYP	≤ 5%	北京鸿鸥成运科技有限公司
数据采集仪	34972A	≤ 0.0041%	安捷伦公司
太阳辐射仪	SOLAR-1	≤ 0.5%	锦州天诺能仪器有限公司
电脑	Think Centre E73S	—	联想

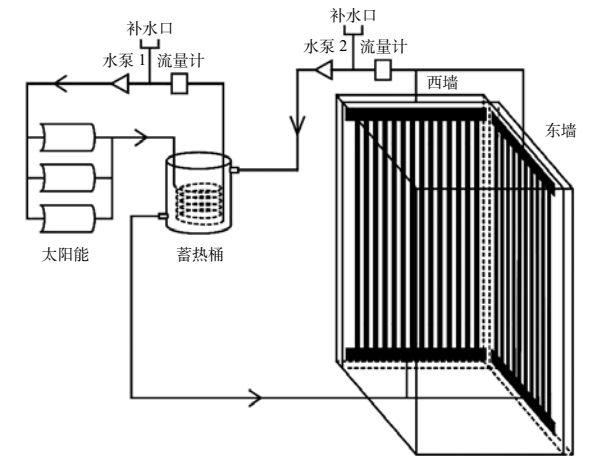


图 3 相变蓄热墙体耦合太阳能热源系统示意图

2.4 测点布置

对于相变房间，屋顶和每面墙体上布置三个热电偶，即室外侧、室内侧、相变板材和墙体之间，屋顶和每面墙体内表面上布置一个热流密度计，同时在室内空间中间部位上下布置两个热电偶，用来监测室内空气温度。参照房间测点布置原则和相变房间基本相同，不同之处在于参照房间没有相变蓄能板，所有参照房间屋顶和墙体上只存在内外表面两个热电偶，图 4 为相变房间测点布置示意图。

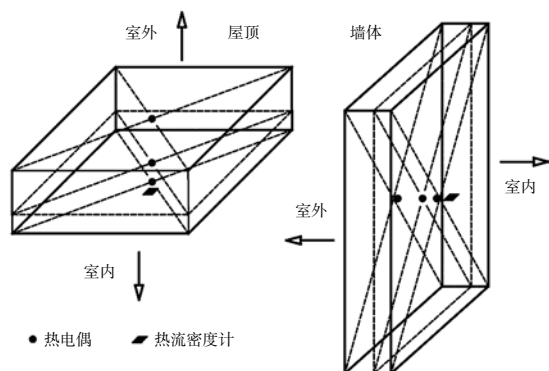


图 4 相变房间测点布置示意图

2.5 实验方案

冬季相变蓄能墙板耦合太阳能供暖的实验内容如下: 两房间太阳能独立供热, 在 2017 年 3 月 7 日 0:00 到 2017 年 3 月 10 日 0:00 进行实验测试。在该测试阶段, 相变蓄能房间和对比房间都采用太阳能进行供暖, 太阳能出水温度大于 30°C 时水泵 1 启动, 开始向蓄热桶供热, 蓄热桶水温大于 30°C 时, 水泵 2 启动, 开始向实验房间供热。通过对比相变蓄能房间和对比房间的室内温度、通过墙体的热流密度探究利用太阳能向室内供暖过程中相变蓄能墙体发挥的作用, 图 5 为实验控制系统图。

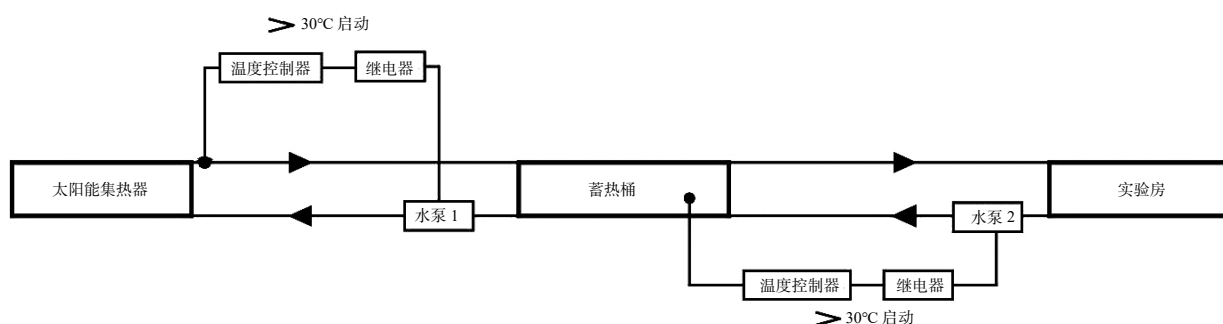


图 5 实验控制系统图

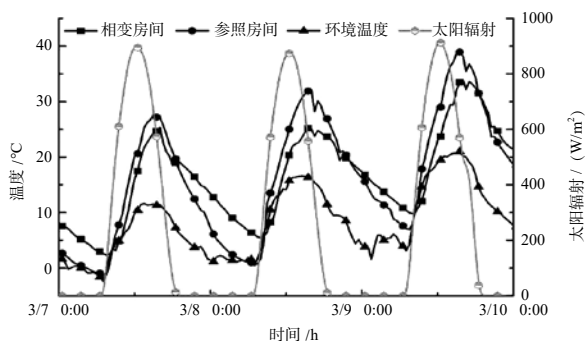


图 6 实验房间温度变化曲线

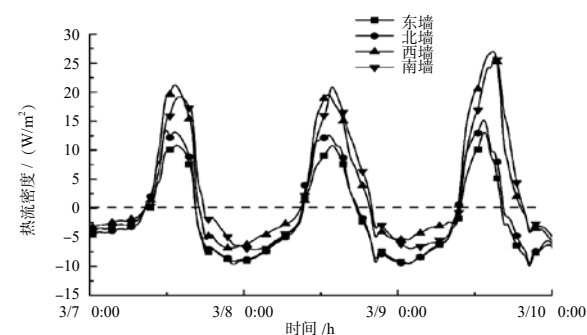


图 7 相变房间各墙体热流密度变化曲线

3 实验结果

3.1 实验房间温度分析

图 6 所示为相变蓄能板材的热性能实验期间实验房间的室内温度变化。从图 6 可以看出, 环境峰值温度最低, 相变房间次之, 参照房间峰值温度最高。测试期内相变房间、参照房间和环境的峰值温度平均值分别为 28.13°C 、 32.90°C 、 16.38°C 。相变房间和参照房间的峰值温度较环境峰值温度分别升高 11.74°C 和 16.52°C , 参照房间的峰值温度较相变房间升高 4.77°C 。过剩的太阳能使相变房间和参照房间的室内都出现了过热现象, 而相变房间中由于有相变蓄能墙板的蓄热调温作用, 过热现象较参照房间大幅减轻。测试期内相变房间、参照房间和环境温度的最低温度平均值分别为 5.87°C 、 2.12°C 、 -0.08°C 。相变房间和参照房间的最低温度分别比环境最低温度升高 5.95°C 和 2.20°C 。相变房间比参照房间的最低温度升高 3.75°C , 这表明在夜间缺少太阳能资源的条件下, 相变房间与参照房间相比具有更好的保温作用。

在测试期内, 相变蓄能房间的平均温度比对比房间高 1.01°C 。综合峰值温度和最低温度的分析可知, 相变蓄能房间在温度波动较小的前提下, 测试期内的平均温度仍高于对比房间, 表明消耗相同能源的条件下, 相变蓄能房间能够保持更加舒适的热环境。

3.2 实验房间热流密度分析

图 7 所示为相变蓄能房间各个墙体表面监测到的热流变化, 实验中设定相变蓄能板材吸收热量时, 热流密度方向为正; 释放热量时, 热流密度方向为负。由图可知, 东墙和北墙的热流密度的正向峰值小于西墙和南墙, 而东墙和北墙的热流密度的负向峰值却大于西墙和南墙。这是因为东墙和北墙安装有毛细管, 当热水媒介流过时, 房间内温度升高, 相变蓄能板材开始蓄热。西墙和南墙没有热水媒介流过, 墙体蓄热完全来自室内温度升高后对流和辐射的热量。东墙和北墙的热量来源有两个: 一个是室内温度升高后对流和辐射的热量, 也就是热流密度计监测到的这一部分热流, 另一个是相变蓄能板材凹槽中的毛细管的热量直接蓄存在东墙和北墙的相变蓄能板材中, 这一部分热流并没有被热流密度计监测到, 所以当东墙和北墙的蓄能板材吸收毛细管中的热量后, 吸收室内空气的热量数值减少。因此造成了东墙和北墙正向热流密度峰值小而负向热流密度峰值大。此外, 各个墙体开始蓄热的起始时间相差不大, 而东墙和北墙的放热时间明显早于西墙和南墙。这是因为东墙和北墙蓄存的热量多, 墙体温度高, 当室内温度降低后开始向室内传递热量, 而此时西墙和南墙还在蓄存辐射热量过程中。

3.3 太阳能进出口水温分析

图 8 所示为太阳能集热器供回水温变化曲线。

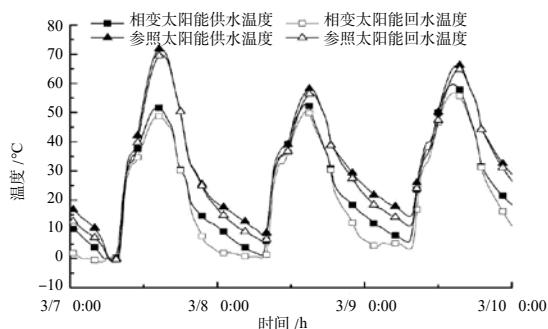


图 8 太阳能供回水温变化曲线

蓄热桶 1 为相变蓄能房间使用, 蓄热桶 2 为对比房间使用。从图中曲线的整体趋势可以看出, 连接蓄热桶 1 的太阳能的供回水温度明显小于蓄热桶 2。其次, 在太阳能系统稳定运行期间, 供回水温度曲线基本重合, 但太阳能供水温度稍高于回水温度, 并且连接蓄热桶 1 的太阳能的供回水温差高于蓄热桶 2。原因是太阳能集热器聚集的热量蓄存到蓄热桶后, 蓄热桶又将这些热量供给实验房间, 使得相变实验房间中的相变蓄能板材蓄存更多的能量, 导致蓄热桶 1 向相变蓄能房间中转移的热量多于蓄热桶 2 向对比房间中转移的热量, 即蓄热桶 1 蓄存的

热量少于蓄热桶 2, 从而导致循环水在经过相变蓄热桶时转移更多热量, 造成供回水温度偏低和供回水温差偏大。而对比房间, 当室内温度上升到一定数值时, 散热器和室内空气之间达到热平衡, 此时散热器散热量最小, 所以参照房间太阳能供回水温差偏小, 太阳能利用率较小。

4 结论

通过进行冬季相变蓄能墙体耦合太阳能供暖实验研究, 对实验房间的室内温度、热流密度、太阳能进出口水温进行分析, 主要得出以下结论: 在相变蓄能板材的热性能实验期间, 相变房间的峰值温度比参照房间低 4.77°C , 最低温度比参照房间高 3.75°C , 平均温度比参照房间高 1.01°C , 相变板材能够减小室内温度波动幅度, 东墙和北墙相变板的放热时间比西墙和南墙相变板的放热时间长; 相变太阳能集热器的供回水温度小于参照太阳能集热器的供回水温度, 但前者的供回水温差大于后者, 相变房间太阳能利用率大于参照房间。

参考文献

- [1] Cabeza L, Luisa F., et al. Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(3): 1675–1695.
- [2] Farid, Mohammed M., et al. A review on phase change energy storage: materials and applications[J]. Energy conversion and management, 2004, 45(9–10): 1597–1615.
- [3] Zalba, Belen, et al. Free-cooling of buildings with phase change materials[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8): 839–849.
- [4] Ouria, Mahmoud, and Harun Sevinc. Evaluation of the potential of solar energy utilization in Famagusta, Cyprus[J]. Sustainable Cities and Society, 2018, 37: 189–202.
- [5] Hassanli S, Hu G, Kwok K C S, et al. Utilizing cavity flow within double skin façade for wind energy harvesting in buildings[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2017, 167:114–127.
- [6] Wang Y, Yang X, Xiong T, et al. Performance evaluation approach for solar heat storage systems using phase change material[J]. Energy & Buildings, 2017, 155:115–127.
- [7] Xu B, Li P, Chan C. Application of phase change materials for thermal energy storage in concentrated solar thermal power plants: A review to recent developments[J]. Applied Energy, 2015, 160:286–307.

外螺旋内斜百叶双壳程换热器特性的数值模拟研究

许晓红, 雷勇刚, 田 琦

(太原理工大学环境科学与工程学院, 山西 030600)

[摘 要] 管壳式换热器是暖通空调、能源动力行业中的主要换热设备, 优化其结构, 提高其效率, 对节能减排具有重要意义。本文提出新型外螺旋折流板内斜百叶片的双壳程管壳式换热器结构, 建立三维物理模型, 对其进行流动结构、传热和阻力特性的三维数值模拟研究; 同时, 分析了内壳体中折流板片数对其特性的影响。结果显示, 双壳程管壳式换热器的壳侧流场均匀, 相同降压下的传热系数平均高于同结构的弓形折流板换热器 20.4%; 在所研究范围内, 换热器性能在每组折流板片数为 2 时最好。

[关键词] 管壳式换热器; 斜百叶片; 双壳程; 传热; 阻力

0 引言

管壳式换热器因其结构简单, 加工制造方便, 工作可靠, 适应性强等优势成为换热器中应用最广泛的一种, 是暖通空调、化工、石油、动力、食品及其它许多工业部门的通用设备, 在生产中占有重要地位。提高管壳式换热器性能可有效达到节能减排的目的。优化换热器结构, 针对换热器特性开展研究对节能降耗具有重要意义。

从 20 世纪开始, 研究工作者对管壳式换热器进行了广泛的研究。在研究初期, 主要以垂直弓形折流板管壳式换热器为主, 研究壳侧管束排列方式、折流板缺口高度、间距及泄露旁路、挡板角度对壳侧压降和换热的影响^[1-5]。研究表明, 传统的弓形折流板管壳式换热器壳程压降高, 流动死区大, 泵功消耗大^[6,7]。随后, 在此基础上又陆续出现了双弓形、三弓板、四弓板等形式的管壳式换热器, 这些形式将流体分成多股平行束, 使壳侧流场均匀化得到了加强。但是其加工制造复杂, 尤其多弓板时更是如此^[8-10], 本身的结构形式制约了它的发展。

20 世纪末, 相关学者提出整圆形折流板, 该流体将流动变为纵向流动, 消除死区, 提高流速, 利用管壁与孔板间圆环间隙形成射流。但该结构增大直径, 缺乏管子支撑结构, 抗振性能差^[11]。为进一步改进, 又有学者提出矩形孔、异形孔等形式的折流板。2012 年, 陈亚平^[12]等对正方形、三角圆头孔、网状孔、六角梅花孔隔板换热器的传热性能和压降性能进行了测试实验。结果表明: 除了网状孔隔板换热器的壳侧换热系数与弓形折流板相当外, 其余形式的传热系数和综合性能均不及弓形折流板换热

器。20 世纪 60 年代, 有学者提出了螺旋折流板换热器思想, 旨在将壳侧流体由纵向或蛇形横向流动方向改变为螺旋状流动。但由于连续螺旋曲面的加工及安装难度大。20 世纪 80 年代捷克科学家发明了非连续的 1/4 螺旋折流板, 采用一系列 1/4 扇形折流板代替螺旋曲面^[13]。之后, 大量国内外研究学者采用数值模拟和实验研究, 对螺旋折流板进行了系列研究。结果表明, 螺旋折流板换热器的单位压降的换热系数性能要优于弓形折流板^[13-15]。2008~2017 年间, 国内王秋旺^[16-18]等人提出组合式多壳程螺旋折流板换热器, 外壳程采用连续螺旋折流板, 内壳程采用弓形折流板或连续螺旋折流板, 并采用模拟和实验的方式对其进行研究, 结果表明双壳程螺旋折流板换热器的综合性能较弓形折流板管壳式换热器是有明显提高的。

本文提出一种全新的结构形式——双壳程外螺旋折流板内斜百叶片管壳式换热器, 并对此结构形成的壳侧流动进行理论分析及数值仿真, 针对其传热特性和阻力特性展开研究, 旨在得到高效低阻的结构形式, 减少能量消耗。

1 几何模型及其数学描述

1.1 几何模型

双壳程管壳式换热器和弓形折流板管壳式换热器模型见图 1, 内部结构如图 2 所示。换热器壳体内径 $D=280\text{mm}$, 有效长度 $L=1600\text{mm}$, 换热管数 $n=67$, 外螺旋角 $\beta=20^\circ$, 换热管直径为 19mm , 换热管间距为 25mm , 内壳体中 4 组折流板, 每组折流板斜百叶片共 3 片, 宽度 30mm , 绕其平行于长边的中轴线旋转倾角 $\delta=45^\circ$ 。双壳程管壳式结构由外壳、螺旋折流板、内壳、斜百叶片折流板、内挡板及换热管组成, 外壳程采用非连续螺旋折流板为导流片, 内壳程采用斜百叶片折流板为导流片。

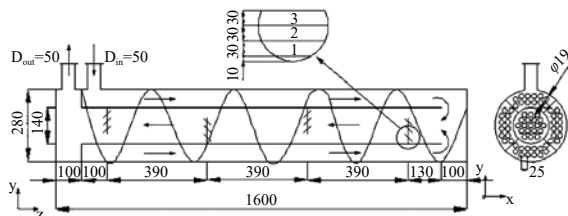
1.2 控制方程与边界条件

通过三维数值模拟, 对双壳程管壳式结构进行

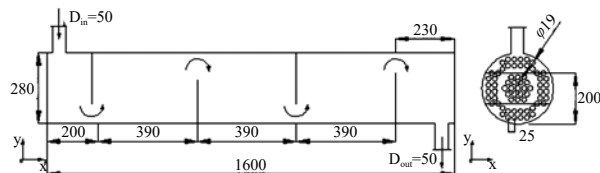
收稿日期: 2018-06-30

基金项目: 国家自然科学基金 (U1510136); 山西省回国留学人员科研资助项目 (2016-031)。

作者简介: 许晓红 (1993—), 主要研究方向为建筑节能与强化传热。



(a) 双壳程管壳式换热器



(b) 弓形折流板管壳式换热器

图 1 模型几何结构参数

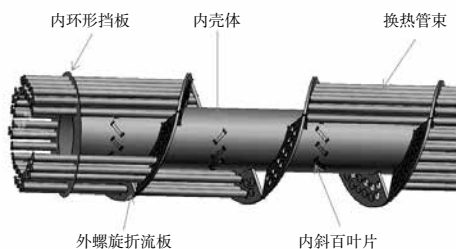


图 2 内部结构示意图

温度场、流场研究。数值计算采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 采用 Quick 格式求解离散方程, 采用 Simple 算法实现压力和速度的耦合计算, 数值计算的控制方程如下:

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_k} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

k 方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

ε 方程:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 \rho G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad (5)$$

1.3 边界条件

入口采用速度入口边界条件, 给定均匀流速, 给定入口温度 $T_{in}=298K$ 和湍流度 $I=5\%$; 出口采用压力出口边界条件; 换热管束为恒壁温 $T_{tube}=338K$, 固体壁面采用不可渗透, 无滑移边界条件。计算流体区域工质为水。

2 网格及有效性检验

2.1 网格生成及网格独立性考核

由于本文提出的新型双壳程管壳式换热器模型

的结构复杂, 拟使用如下网格结构形式: 计算模型主体使用非结构化四面体网格, 在流体壳程进出口管处使用结构化网格以减少网格数量, 管壁周围采用自适应加密网格。本文选取五套细密程度不同的网格数进行独立性考核。当网格数为 2352534 时的计算结果与相邻两套网格的计算结果偏差小于 1%, 综合考虑时间与计算精度, 采用该套网格数进行计算。数值计算收敛标准为连续性方程和动量方程中变量的相对残差小于 $10e-06$, 能量方程中变量的相对残差小于 $10e-08$ 。

2.2 数值模型的有效性验证

本文提出的新型双壳程管壳式换热器目前还没有公开发表的实验数据或计算方法作为参考, 因此对具有相同几何参数的弓形折流板换热器, 在相同的运行工况下, 对其壳程流场进行数值模拟。采用经典的 Bell—Delaware 法^[19] 计算其壳程压降, 结果如图 3 所示。

可以看出, 数值模拟中压降升降趋势与 Bell—Delaware 法中的计算数据保持一致, 两者压降结果最大差值小于 15%, 此差值是由于实际工程中存在折流板与管束及壳体间存在间隙而导致的漏流。压降结果的差值在允许范围内, 两者结果基本吻合, 说明本文所采用的计算方法可靠有效。

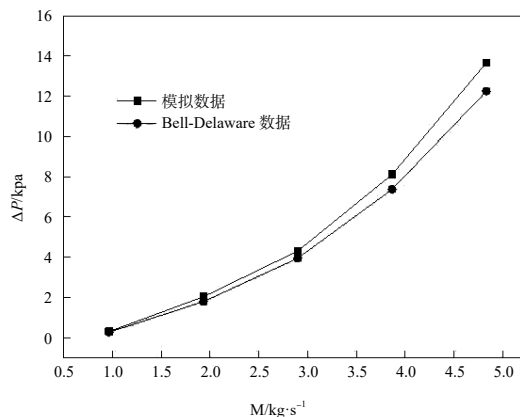


图 3 模拟结果与计算结果对比

3 计算结果与分析

3.1 双壳程管壳式结构的局部流场

图 4 为双壳程管壳式结构的内壳程局部截面流场图, 内壳程每组斜百叶折流板片数分别为 2、3、4, 质量流量 $M=2.5\text{kg/m}$ 。



(a) 2 片



(b) 3 片



(c) 4 片

图 4 局部流场图

由图 4 可以看出, 壳侧流体由外壳程进入内壳程后, 由于倾斜的百叶片折流板组, 流体分为多股斜向冲刷管束, 促进主体流体和壁面边界层流体充分混合, 强化换热, 减小和部分消除了壳侧流动死区; 减小了流体由于横向阻挡和突然转向而产生的动能损失, 进而减小其泵功消耗。当内壳程每组斜百叶折流板片数为 2 时, 每组折流板缺口高度高, 从其壳侧流场图可以看出其流场分布均匀, 流体在通过第一组折流板组后流体流向改变并不明显, 流动死区也相对较小。当内壳程每组斜百叶折流板片数为

3 时, 每组折流板缺口高度减小, 从其壳侧流场图可以看出流体在通过折流板组后流体速度明显减小, 流体紊流度明显不如其他两者。当内壳程每组斜百叶折流板片数为 4 时, 每组折流板缺口高度最小, 流场图中可以明显看出折流板组后存在明显涡流和流动死区, 流体在折流板前后流向改变较大。

3.2 双壳程管壳式结构与传统弓形折流板管壳式结构性能比较

双壳程管壳式结构与传统弓形折流板管壳式结构的壳侧压降 ΔP 随质量流量的变化如图 5 所示。从图中可以看出, 壳侧压降 ΔP 随质量流量的增大而增加, 双壳程管壳式结构在相同质量流量下壳侧压降低于弓形折流板管壳式结构。在本文计算范围内, 前者壳侧压降 ΔP 平均低于弓形折流板管壳式结构 7.2%。在双壳程管壳式的结构中, 外壳程中采用连续搭接的非连续折流板, 诸多文献中已经证实, 这种形式的折流板大大减小了壳侧阻力, 内壳程中则采用了斜百叶片作为导流片, 这种折流板大大减小了由于流体在折流板后方突然转向而造成的压降损失, 与传统弓形折流板换热器相比, 该结构形式改横向流动为纵向及螺旋流动, 斜向冲刷管束, 折流板处的形体阻力明显降低, 使得沿程阻力下降。为了更好地对比和分析换热器特性的优劣, 采用相同降压下的传热系数对其综合性能进行研究。传热系数 h 随壳侧压降的变化如图 6 所示。计算结果表明, 双壳程管壳式结构相同压降下的传热系数比弓形折流板管壳式结构平均提高了 20.4%, 双壳程管壳式结构综合性能优于弓形折流板管壳式结构。双壳程管壳式换热器流场均匀, 流体纵向冲刷管束, 加强扰动, 壳侧流体前后进入外壳程和内壳程, 进行二次换热, 加强传热。双壳程管壳式结构具有更高的传热效率, 其节能效果显著。

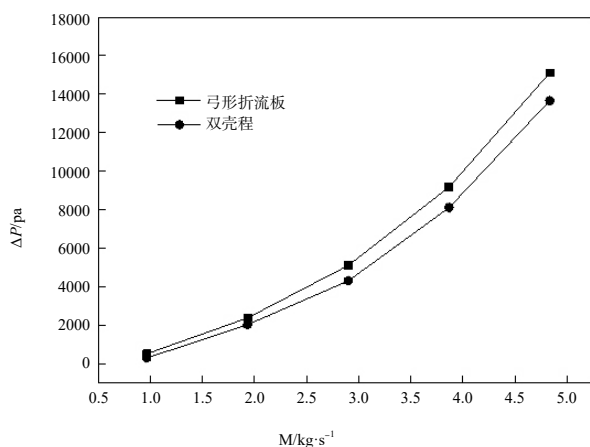


图 5 压降随质量流量的变化

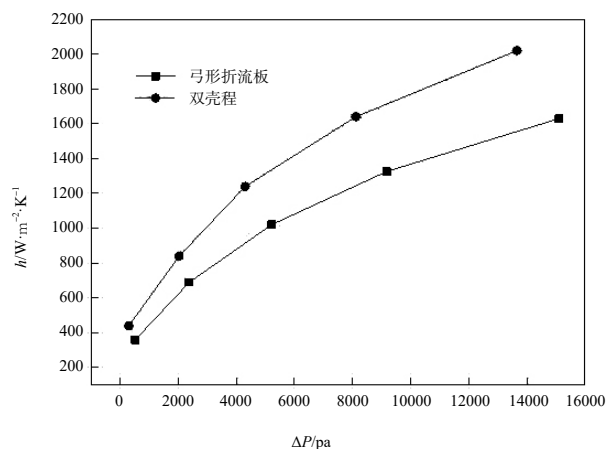


图 6 传热系数随压降的变化

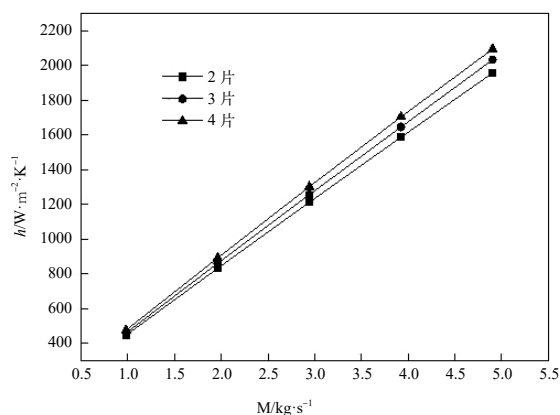


图 7 传热系数随质量流量的变化

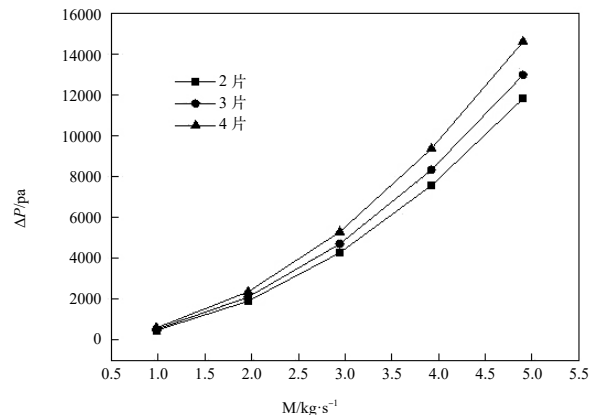


图 8 压降随质量流量的变化

3.3 内壳程斜百叶片数对双壳程管壳式换热器性能的影响

图 7 和图 8 是内壳程斜百叶片数 N 为 2、3、4 时总传热系数和压降随壳侧质量流量的变化图。可以看出,随着斜百叶片数的增加,总传热系数增大,壳侧压降随之增大。当每组折流板组片数增加,折流板组形成的缺口高度减小,折流板与内壳体间的流通面积减小,壳侧流体通过时速度增大,造成的紊流强烈,加强扰动,壳侧传热系数提高。同时,折流板与内壳体间的流通面积减小,壳侧流体在通过折流板组时流向改变增加,壳侧流体由此损耗的动能增加。

图 9 是内壳程每组折流板片数为 2 片, 3 片, 4 片时的于相同压降下的总传热系数的变化图。在研究范围内,当内壳程每组折流板片数为 2 片时,相同压降下的总传热系数最高。从上一节的分析中可知,当内壳程每组斜百叶折流板片数为 2 时,每组折流板缺口高度最高,从其壳侧流场图可以看出其流场分布均匀,流体在通过第一组折流板组后流体流向改变并不明显,流动死区也相对较小。这些壳侧流场中表现出的优势使得其综合性能达到最优。

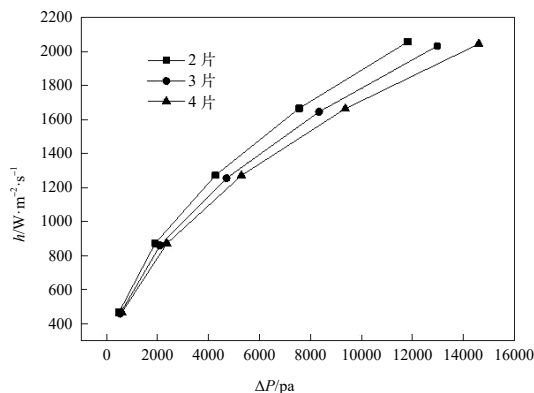


图 9 传热系数随压降的变化

4 结论

提出双壳程外螺旋折流板内斜百叶片管壳式换热器,开展外壳程采用非连续螺旋折流板、内壳程采用不同组数的斜百叶折流板的双壳程管壳式换热器的传热和阻力特性研究,主要结论如下:

- (1) 双壳程管壳式换热器壳侧流场均匀分布,流动死区小,流体紊流度强。
- (2) 相同质量流量下,双壳程管壳式换热器的压降 ΔP 平均低于弓形折流板管壳式换热器 7.2%。相同压降下的传热系数比弓形折流板换热器平均提高 20.4%。
- (3) 研究范围内,双壳程管壳式结构相同压降下的传热系数在每组斜百叶片数 $N=2$ 时综合性能最好。

参考文献

- [1] Bergelin O P, Brow G A, Hull H L, etc. Heat transfer and fluid friction during viscous flow across banks of tube: III-A study of tube spacing and tube size[J]. Trans. ASME, 1950: 881-888.
- [2] Bergelin O P, Brow G A. etc. Heat transfer and fluid friction during viscous flow across banks of tube: IV-A study of transition zone between viscous and turbulent flow[J]. Trans. ASME, 1952: 953-960.
- [3] Bergelin O P, Brow G A, etc. Heat transfer and fluid friction during viscous flow across banks of tube: V-A study of a cylindrical baffled exchanger without internal leakage[J]. Trans. ASME, 1954: 841-880.
- [4] Wang Y, Xin G, Jin Z, etc. Characteristics of heat transfer for tube banks in crossflow and its relation with that in shell-and-tube heat exchangers[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 93:584-594.
- [5] Mellal M, Benzeguir R, Sahel D, etc. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube

heat exchanger under different baffle arrangement and orientation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 121:138–149.

[6] Li HD, Kottke V. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 17(3):210–216.

[7] Lei Y G, He Y L, Chu P, etc. Design and optimization of heat exchangers with helical baffles[J]. Chemical Engineering Science, 2008, 63(17):4386–4395.

[8] Wang YJ, Deng XH, Chen Y, Li ZW. An investigation on flow and heat transfer characteristics in the shell side of shell-and-tube heat exchanger with separated baffles parallel to segmental baffles[C]. 3rd International Symposium on Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation. 2004, 1–2:2012–2017.

[9] 刘岩, 谢亮. 折流板加工工艺的改进 [J]. 机械工程师, 2009(9):142–143.

[10] 李平, 蒋丹. 基于 ANSYS 参数化语言 APDL 对折流板的分析与优化 [J]. 东华大学学报 (自然科学版), 2012, 38(5):546–551.

[11] 曾舟华, 钱颂文. 低传热“死区”异形孔板纵向流管壳式换热器传热研究 [J]. 化工设备与管道, 1997(2):15–18.

[12] 盛艳军, 陈亚平, 操瑞兵, 等. 异形孔隔板换热器壳侧传热与阻力性能的试验研究 [J]. 东南大学学报 (自然科学版), 2012, 42(2):318–322.

[13] Lucha J, Nemcansky J. Performance improvement

of tubular heat exchangers by helical baffles[J]. Chemical Engineering Research & Design, 1990, 68(3):263–270.

[14] Lei Y G, He Y L, Li R, etc. Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles[J]. Chemical Engineering & Processing Process Intensification, 2008, 47(12):2336–2345.

[15] Zhang J F, Li B, Huang W J, etc. Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles[J]. Chemical Engineering Science, 2009, 64(8):1643–1653.

[16] Wang QW, Chen QY, Chen GD, etc. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles[J]. International journal of heat and mass transfer, 2008, 52(5–6):1214–1222.

[17] 陈贵冬, 陈秋扬, 曾敏, 等. 组合式多壳程螺旋折流板管壳式换热器数值模拟研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(8):1357–1359.

[18] Yang J F, Zeng M, Wang Q W. Numerical investigation on shell-side performances of combined parallel and serial two shell-pass shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles[J]. Applied Energy, 2015, 139(1–6):163–174.

[19] 钱松文. 换热器设计手册 [M]. 第 1 版. 北京: 化学工业出版社, 2002.

基于直接接触式换热的燃煤烟气余热回收机理及应用研究

刘哲毅, 王海超, 李祥立, 端木琳

(大连理工大学, 辽宁 116024)

[摘要] 燃煤锅炉排烟温度过高导致锅炉热效率低, 从而浪费大量的能源。喷淋塔与吸收式热泵相结合的余热回收系统能使排烟温度得到显著降低, 充分利用燃煤烟气的余热用于供暖。本文对逆流烟气喷淋塔的换热机理进行研究, 基于双膜理论建立了相关数学模型, 可指导烟气喷淋塔的设计。最后通过某实例对其进行相关设计计算和技术经济性分析。结果表明该余热回收系统具有节能潜力巨大, 回收期较短, 具有较好的经济性, 同时也具有很高的推广应用价值。

[关键词] 喷淋塔; 余热回收系统; 换热机理; 节能性

0 引言

随着我国城镇化速度加快、经济的飞速发展, 建筑能耗已占到社会总能耗的 20%, 而北方城镇冬季供暖又占了其中的 22% 左右, 该地区的建筑大部分采用集中供热的方式供暖, 基本以热电厂或者锅炉房作为热源, 其中燃煤锅炉约占锅炉总量的 80%^[1]。因此, 在面临着能源紧缺、环境污染等问题上, 如何充分发掘燃煤烟气的节能潜力以及提高热源供热效率, 已成为我国节能工作的重点任务之一。

通过锅炉热平衡可知烟气带走的热量可以占到锅炉出力的 8% 左右, 与此同时, 烟气热损失也占到了锅炉热损失的绝大部分, 可达 70% 以上。因此降低烟气温度对提高锅炉热效率有重要的作用, 当烟气温度降低到低于其露点温度, 水蒸气中的大量潜热得到释放, 此时烟气中所含的热量非常可观, 而目前这部分热量基本都排放到大气中浪费掉了。

目前国内外烟气余热回收技术主要有: 冷凝锅炉、热管技术、热泵技术和换热器回收烟气余热技术。付林等^[2-3]提出使用吸收式热泵制取低温水作为冷源用来回收烟气余热量。许克^[4]提出了基于直接接触式换热器与吸收式热泵相结合的燃气锅炉烟气余热回收系统, 进而大幅度提高烟气换热效果, 实现烟气显热和潜热的回收。目前国内对燃气锅炉的烟气余热回收做了较多的研究, 但对于燃煤锅炉的余热回收研究较少, 其中包括烟气与水热质传递的理论研究^[5-7]、实验研究^[8]和相关的一些工程应用研究^[9]。燃气锅炉排放较为清洁, 无需考虑污染物处理和冷

凝物处理, 理论分析较为方便, 工程设计也较为简单, 在技术经济性上容易实现。而燃煤锅炉烟气成分复杂, 腐蚀性更强, 其排放带来的污染也是采暖季雾霾频发的诱因之一, 而且燃煤锅炉毕竟占主导地位, 因此有必要专门研究针对燃煤锅炉的烟气余热回收技术。

本文研究对象是基于喷淋塔和吸收式热泵的直接接触式烟气余热回收供热系统。喷淋塔中包含烟气与水传热质、两相流动等复杂的作用机理问题, 掌握其机理对于烟气余热回收系统设计具有重大意义。在现有的研究基础上, 本文对于逆流烟气喷淋塔建立了烟气-水滴热质交换模型, 并对大连某燃煤热电厂进行相关的理论计算, 得到不同月份烟气露点温度、可回收最大余热量及其节能性、经济性, 从而指导实际工程的建设。

1 燃煤烟气余热回收系统及喷淋塔模型建立

1.1 余热回收系统

热电厂燃煤锅炉余热回收技术的基本流程如图 1 所示。锅炉房产生的烟气在经过除尘器之后进入烟气余热回收塔, 烟气在塔内与循环水进行直接接触传热质, 采用逆流喷淋式直接接触式换热装置, 使系统排烟降温至露点温度以下, 烟气中的水蒸汽凝结放热, 达到回收烟气余热的目的。该过程中烟气中的 SO_2 气体也将溶解在回收塔循环水中与 NaOH 发生反应从而达到脱硫的目的, 烟气中的剩余的细小颗粒物也将在水流冲刷下滞留在回收塔内, 从而进一步净化了烟气。该技术形式通过吸收式热泵降低进入余热回收塔内的循环水温度, 最低可以降至 25℃ 左右, 此时烟气温度为 30℃ 左右, 从而提高余热回收塔的工作效率, 在任何情况下都可以实现高效的余热回收。热网回水经过板换加热后进入热网加热器进一步加热, 达到运行要求后送至热

收稿日期: 2018-05-21

基金项目: 政府间国际科技创新合作重点专项 (编号: 2016YFE0114500)。

作者简介: 刘哲毅 (1992—), 主要研究方向为集中供热。

网。将烟气喷淋塔与吸收式热泵相结合,解决了金属面腐蚀以及低温冷源的问题,大幅度提升了换热效果。

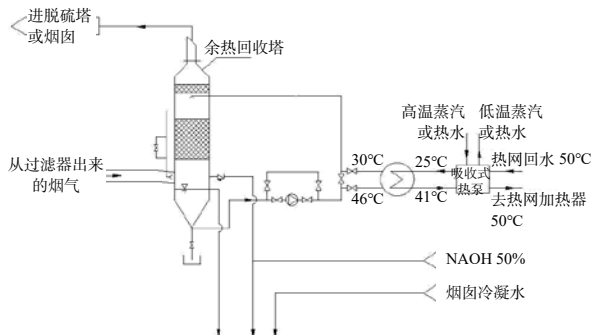


图1 采用直接接触式换热与吸收式热泵的烟气余热回收流程

1.2 烟气-水热质交换模型

1.2.1 基本原理及模型假设

在喷淋塔中,烟气与水滴的直接接触式热交换过程是非常复杂的全热交换过程,质量交换与热量交换同时进行。随着烟气被冷却,大量显热得到释放,当烟气温度降低到露点温度以下时,烟气中的水分析出释放出大量汽化潜热,因此烟气的余热得到充分的利用。目前对于烟气和水的传热传质理论计算一般都是根据薄膜理论模型或双膜理论模型。双膜理论将传质过程的机理大大简化,它认为两相间的界面两侧各存在一定厚度的薄膜,各自形成有效浓度边界层,在界面处的两相处于稳定的平衡状态。双膜理论是基于薄膜理论之上的,它相比薄膜理论更精确,因此本文采用双膜理论,并进行如下假设:(1)液滴为球形且液滴在系统内均匀分布;(2)刘易斯数 $Le=1$;(3)烟气与水滴表面的传质速率比较小,因此可以不考虑传质对传热的影响;(4)烟气和水蒸汽都是理想气体,烟气与水的传热、传质界面相同。

1.2.2 喷淋塔内逆流烟气与水热质交换模型

将喷淋塔沿着塔高方向分为若干段，选取其中一微元段 k 作为研究对象，如图 2 所示。

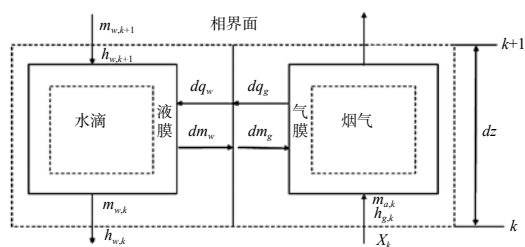


图 2 烟气-水换热微元段

由质量守恒可得:

$$dm_g = m_a dx \quad (1)$$

$$dm_w = dm_g \quad (2)$$

水侧能量平衡:

$$d(m_w h_w) + dq_w = dm_w + h_{wf} \quad (3)$$

烟气侧能量平衡:

$$dm_g h_{vf} = m_g dh_g + dq_g \quad (4)$$

系统能量守恒:

$$m_{w,k+1}h_{w,k+1}+m_{a,k}h_{g,k}=m_{w,k}h_{w,k}+m_{a,k+1}h_{g,k+1} \quad (5)$$

联立求解可得:

$$dqg - dq_w = dm g (f_{vf} - h_{wf}) \quad (6)$$

由传质系数的定义:

$$dm_g = \rho_g \beta_g (X_f - X) A_f dz \quad (7)$$

烟气到液膜的显热传热量为:

$$Q_{\text{conv}} = h_f(T_g - T_{wf})A_0 \quad (8)$$

其中烟气对冷凝液膜换热系数为:

$$h_f = c \frac{\lambda}{d} Re^a Pr^b \quad (9)$$

烟气到液膜潜热传热量为^[10]:

$$Q_{\text{conv}} = K_G r \ln \frac{P_g - P_{wf}}{P_g - P_v} A_0 \quad (10)$$

$$K_G = \frac{h_{conv}}{C_{p,g} M_g} Pr^{\frac{2}{3}} / SC^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

因此, 烟气与水表面的总传热量为:

$$Q = Q_{conv} + Q_{cond}$$

$$=h_f(T_g-T_{wf})A_0 +K_Gr\ln \frac{P_g-P_{wf}}{P_g-P_v}A_0$$

式中: m_a 和 m_w 、 m_g 分别表示烟气和水、湿空气质量流量 (kg/s); h_w 和 h_v 、 h_g 分别为水和水蒸气、湿空气的焓值 (J/kg); q_w 和 q_g 为水侧和烟气侧的对流换热量 (J/s); X 为烟气含湿量 (kg/(kg 干烟气)); 下角标 f 表示界面处的值; β_g 为烟气主体与界面间的对流传质数 (m/s); ρ_g 为烟气的密度 (kg/m³); A_f 为单位高度下液滴的表面积 (m²/m); T_g 为烟气温度 (°C); T_{wf} 为水滴表面温度 (°C); A_0 为热交换面积 (m²); h_f 为烟气到液膜的对流传热系数 (W/(m²·K)); K_G 为烟气到液膜的传质系数 (m/s)。

1.2.3 模型求解方法

该模型由诸多非线性方程组成,耦合性很强,无法直接求解。沿着喷淋塔高度方向划分为 n 个计算子区域,每个子区域的高度为 Δz ,从而共得到 $n+1$ 个节点。相邻两个节点的中点便是各节点的控制容积。然后利用有限差分法使得控制方程离散,先假设各节点的烟气含湿量、温度、喷淋水温度及流量,代入差分方程进行迭代求解,大于相对误差时需重新假定,直至最后收敛。

对于各控制容积,将控制方程离散为差分方程。对于第 k 个控制体,任意变量 α 在第 i 次迭代时的差分表达式如下:

$$\frac{d\alpha^i}{dz}\bigg|_k = \frac{\alpha_{k+1}^i - \alpha_k^i}{\Delta z} \quad (k=1) \quad (12)$$

$$\frac{d\alpha^i}{dz}\bigg|_k = \frac{\alpha_{k+1}^i - \alpha_{k-1}^i}{2\Delta z} \quad (2 \leq k \leq n) \quad (13)$$

$$\frac{d\alpha^i}{dz}\bigg|_k = \frac{\alpha_{k+1}^i - \alpha_{k-1}^i}{2\Delta z} \quad (k=n+1) \quad (14)$$

边界条件:

$$\begin{aligned} T_{g,1}^i &= T_{g0} & T_{w,n+1}^i &= T_{w0} & X_{g,1}^i &= X_{g0} \\ m_{a,1}^i &= m_{a0} & m_{w,n+1}^i &= m_{w0} \end{aligned} \quad (15)$$

2 烟气余热回收量的计算与经济性分析

2.1 烟气余热回收量的计算

利用本文提出的烟气余热回收系统在大连市某热电厂进行了初步设计。该热电厂内拥有 $2 \times 25\text{MW}$ 机组和 $1 \times 50\text{MW}$ 机组总计 3 台机组,4 台 220t/h 的煤粉炉和 2 台调峰炉。供热面积为 756.9万 m^2 。该市采暖期为 152 天,采暖季室外平均气温为 0.37°C ,平均相对湿度为 57.7% ,空气平均含湿量为 2.48g/kg 干空气。该热电厂燃煤成分及热值如表 1 所示。

表 1 某热电厂燃煤成分及热值

煤种	元素分析 (收到基) / %							低位热值
	M	A	C	H	O	N	S	
II 类烟煤	15.47	26.36	46.09	3.34	8.01	0.55	0.16	17690

在计算燃煤烟气的余热回收量时,烟气的露点温度是一个关键性参数,它与过量空气系数、室外气象条件等有关。当燃煤锅炉排烟温度高于烟气露点温度时,回收的烟气余热只有显热,而排烟温度降低到露点温度以下,此时水蒸汽的大量潜热得到释放,回收的余热既包括显热也包括潜热,锅炉热效率得到大幅度提升。现以过量空气系数为 1.2 为计算条件,得到典型气象年条件下烟气露点温度逐月变化情况,如图 3 所示。由图 3 可知,在相同燃煤成分和过量空气系数条件下,逐月气象条件对烟气露点温度所造成的影响可达到 3.7°C 。

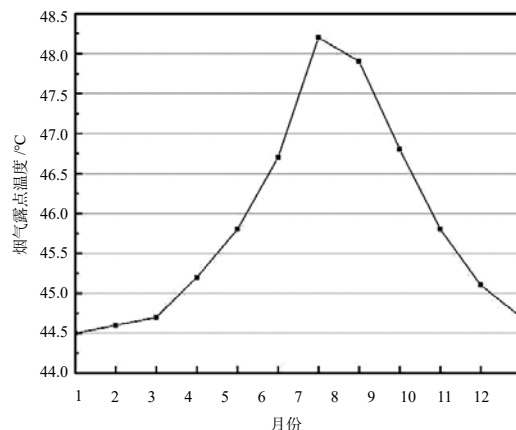


图 3 烟气露点温度逐月变化情况

根据该热电厂用煤成分和在设计工况下运行参数,可计算得出当烟气温度降低 30°C 时,系统可回收的最大余热 12.3MW ,整个采暖季可回收余热回收量为 103615GJ ($28782\text{MW}\cdot\text{h}$),因此该余热回收系统具有明显的节能效果。表 2 列出了余热回收系统的设计参数。

表 2 余热回收系统设计参数

参数	数值
锅炉容量 / MW	100
锅炉热效率	0.89
炉膛过量空气系数	1.2
喷淋塔入口烟气温度 / °C	162.5
喷淋塔出口烟气温度 / °C	30
烟气质量流量 / (kg/s)	60.38
喷淋水量 / (kg/s)	148.4
喷淋水温度 / °C	27
回收余热量 / MW	12.3

图 4 给出了在不同锅炉排烟温度下,最大可回收余热与喷淋塔烟气出口温度的关系。

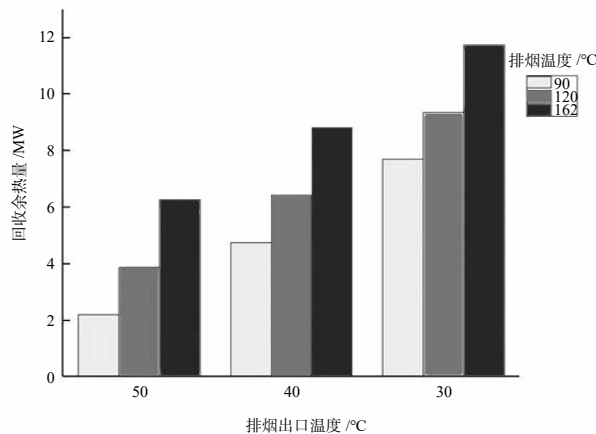


图 4 不同锅炉排烟温度下回收余热与烟气出口温度关系

由图 4 可知在相同锅炉排烟温度下, 喷淋塔烟气出口温度越低, 回收的余热更多。当锅炉初始排烟温度为 162℃ 时, 将烟气温度降低至 30℃ 所回收的热量转化为当量锅炉吨位为 16.7t/h, 占锅炉出力的 7.6%, 可回收热量显著。

2.2 经济性分析

在现有的系统上新增余热回收系统一方面增加了初投资, 但与此同时回收的余热也会带来很大的收益。初步经济性分析主要考虑设备费用的增加, 余热回收的运行费用以及余热回收的收入。

若将脱硫塔改建为余热回收塔, 只需要加上换热器、必要的管道、各类循环水泵、风机、中和系统和吸收式热泵等。脱硫塔改造费用涉及换热器、管道、水泵、各类储罐容器、风机、中和系统、控制系统等投资, 初步可行性分析中上述费用按照余热回收塔投资 (国内生产和组装) 的 50% 计算, 则为 700 万元。吸收式热泵设计容量为 14MW, 经计算其成本为 350 万元。运行费用见表 3。

表 3 烟气余热回收的运行费用

参数	数值
从烟气中回收的最大余热 / MW	6.2
整个采暖季回收的余热量 / GJ	51807
采暖季吸收式热泵总供热量 / GJ	116250
发电收益减少 (一个采暖季) / 万元	277
NaOH 系统运行费用 / 万元	55

注: 发电上网价格为 0.4293 元/(kW·h), 锅炉平均负荷率按 65% 计算。

整个供暖期回收的余热为 51807GJ, 系统总供热量 116250GJ, 大连热价按 50 元/GJ 计算, 则增加的收益为 581 万元。表 4 给出了每年的净收益、运行费用及静态投资回收期。

表 4 系统经济性分析

	数值
整个系统的投资 / 万元	1050
运行费用 / (万元/a)	317
热泵回收余热的总收益 / (万元/a)	581
静态投资回收期 / a	4.2

由此可见, 需要在 4 年左右回收投资, 改建项目热回收项目投资回收期较短, 在经济上是可行的, 其投资回收期比新建进口余热回收塔的回收期短, 具有较好的经济性。当然, 至于全寿命期内的总体经济性仍需要进一步分析。

3 结论

本文建立了喷淋塔内的烟气与水热质交换模型, 有助于烟气与水直接接触式换热的机理研究。通过对某热电厂的设计计算, 可知一个采暖季该余热回收系统最大可回收热量 103615GJ, 具有明显的节能效益。

虽然安装余热回收系统后导致初投资增加, 但是回收余热后年净收益为 264 万元, 只需 4 年时间便可达到回收期, 经济性较好。同时, 该套系统也能减少污染物排放, 具备良好的经济效益和社会效益, 前景十分广阔。

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 2016[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [2] Fu Lin T G. Combining absorption heat pump with gas boiler for exhaust condensing heat recovery in district heating system[J]. Acta Energiae Solaris Sin, 2003, 24(5): 620-624.
- [3] 赵玺灵, 付林, 江亿. 天然气供热中烟气余热利用的潜力及途径 [J]. 区域供热, 2013(03):41-45.
- [4] 许克. 烟气源热泵系统中热管蒸发器的研发 [D]. 郑州大学, 2014.
- [5] 刘华, 周贤, 付林. 接触式烟气冷凝换热器的换热性能 [J]. 暖通空调, 2014(09):97-100.
- [6] 刘华, 周贤, 付林. 接触式烟气 - 水冷凝换热器的热工计算方法 [J]. 暖通空调, 2015(02):111-114.
- [7] 刘华, 周贤, 付林. 烟气与水冷凝换热影响因素实验研究 [J]. 暖通空调, 2015(07):90-95.
- [8] Zhou X, Liu H, Fu L, et al. EXPERIMENTAL STUDY OF NATURAL GAS COMBUSTION FLUE GAS WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM BASED ON DIRECT CONTACT HEAT TRANSFER AND ABSORPTION HEAT PUMP[Z]. Minneapolis, Minnesota, USA: ASME, Adv Energy Syst Div; ASME, Solar Energy Div, 2013.
- [9] Zhu K, Xia J, Xie X, et al. Total heat recovery of gas boiler by absorption heat pump and direct-contact heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 71(1):213-218.
- [10] Factor H M, Grossman G. Packed bed dehumidifier/regenerator for solar air conditioning with liquid desiccant[J]. Solar Energy, 1980, 24(6):541-550.

蓄热式供热系统热特性模型建立及其应用研究

郑进福, 周志刚, 赵加宁, 王晋达

(哈尔滨工业大学, 建筑学院, 哈尔滨 150090)

[摘要] 在热电联合系统中, 利用供热管网热惯性提高热电机组灵活性被认为是一种有效提高新能源利用率的方式。为了利用供热管网的热惯性, 本文构建了蓄热式供热管网的热特性模型, 分析供热管网的动态温度分布。利用所建立的蓄热式供热管网的热特性模型与热电联合优化运行模型相结合, 分析供热管网热惯性对提升热电机组灵活性和新能源利用率的有效性。案例分析表明, 通过调节蓄热式供热系统的供回水温度, 实现了利用供热管网热惯性减少弃风电的目的, 风电的弃风率由原来的 8.3% 降低到 0.07%, 基本上消纳了全部风电, 验证了所提出的蓄热式供热管网热特性模型在新能源利用方面的有效性。

[关键词] 热电联合系统; 供热管网; 热惯性; 风电消纳; 运行调节

0 引言

近几年为了应对全球能源和环境的危机, 可再生能源产业得到快速的发展。以风电为例, 在 2016 年, 中国风电的装机容量达到了 146GW, 大约占全球风电装机容量的 34.7%。但是由于强烈的“热电耦合”, 热电机组的调峰能力受到严重的限制, 导致出现了大量的弃风。因此提高热电机组的灵活性可以有效地减少弃风。许多研究证实, 通过配置电锅炉^[1,2]、热泵^[3]和储热罐^[4,5]可以有效的提高热电机组的灵活性, 但是使用这些设备需要额外的投资, 这也是目前阻碍这些设备使用的一个主要原因。因此, 越来越多的研究者研究利用供热管网^[6]和建筑^[7]的热惯性提高热电机组的灵活性。供热管网容积巨大, 保温性能好, 具有较高的热惯性, 可以将其抽象为一个巨大的储能系统, 称之为蓄热式供热系统。为了利用供热系统的热惯性, 平移供热机组的热出力, 为风电接纳提供空间, 需要掌握供热管网的动态热特性(动态温度分布), 以对供热系统进行供热调节。但是在这些研究中, 完整供热管网的动态热特性并没有被模拟, 而仅仅只是建立了管道的动态热特性模型来表示供热管网的热特性, 无法达到真正利用供热管网热惯性提高新能源利用率的目的。

因此, 本文构建了复杂供热管网热特性模型, 掌握系统热动态特性, 分析供热管网自身蓄热特性对提高供热系统灵活性以及对新能源消纳的影响规律。最后以消纳风电为例, 通过案例分析说明所建立的蓄热式供热系统热特性模型对消纳新能源的作用。

1 供热管网建模

1.1 模型假设

为了突出供热管网的热动态特性, 本文做出如下假设:

- (1) 流体为理想流体;
- (2) 水力工况保持恒定;
- (3) 忽略水力扩散、热力扩散以及轴向热传输。

1.2 热源

因为热电联合机组(CHP)能够高效地同时产生热和电, 所以 CHP 被广泛地应用; 目前在中国, 大约 62.9% 的供热由 CHP 提供。图 1 展示了抽凝式机组的热电特性, 从图中可以看出热电机组的运行工况由图中四边形区域内的某一点表示, 所以也可以看出 CHP 的产热量和产电量相互耦合。本文的 CHP 模型采用凸函数法进行建立^[8], 凸函数法的原理是 CHP 的运行工况点和运行费用可以由图中角点(A、B、C、D)进行联合表示, 其详细的建模过程可以参考文献[8]。

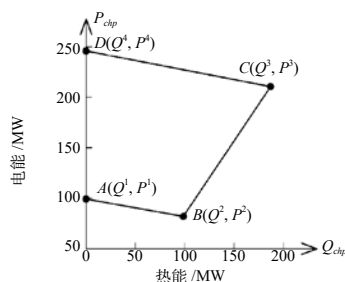


图 1 抽凝式机组的热电特性

1.3 供热管网

1.3.1 节点

节点的原理图见图 2。

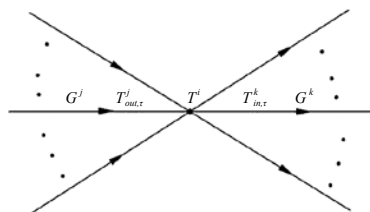


图 2 节点原理图

收稿日期: 2018-06-25

作者简介: 郑进福 (1991—), 主要研究方向为供热。

假设有 l 根管道流进节点 i 、 p 根管道流出节点 i ，则管道 i 的节点能量平衡见公式 (1) 和 (2)。

$$\sum_{j=1}^l (G^j T_{out,\tau}^j) = (\sum_{j=1}^l G^j) \cdot T_{\tau}^i \quad (1)$$

$$T_{\tau}^i = T_{in,\tau}^k \quad (k=1, 2, \dots, p) \quad (2)$$

1.3.2 管道

本文的管道热动态模型采用节点法 (node method) 进行建立。节点法的基本原理是首先考虑温度在管道中的传递时间，由管道进口温度确定管道出口初始温度，接着考虑管壁的热惯性和流体在管道中的散热损失。详细的管道建模过程可以参考文献 [9]。

1.3.3 整合方法

本文利用新提出的整合方法将节点模型和管道模型连接成一个整体，构建完整的供热管网热动态模型。在整合模型中，供热管网被表示成空间结构，该空间管网的节点和管道的连接关系可以完全地使用图论的基本关联矩阵 A 描述。在矩阵 A 中，每一行代表一个节点，每一列代表一根管道。矩阵 A 中的元素按下面的方式规定：1 表示管道 j 的流体离开节点 i ，-1 表示管道 j 的流体流向节点 i ，其他都是 0。

在整合模型中，基于矩阵 A 所描述的节点和管道关系，定义流入管道矩阵 C 、流入管道起始矩阵 D 、流入管道数量矩阵 E 和管道起始节点矩阵 F (水力、热力联合求解时使用) 来获取隐藏在矩阵 A 中的信息。矩阵 C 用来获取哪些管道流向节点 i ，矩阵 D 用来获取那些流向节点 i 的管道的起始节点，矩阵 E 用来获取流向节点 i 的管道的个数，矩阵 F 用来获取每根管道的起始节点。

C: 找到矩阵 A 中每一行最小值 (-1) 所在的列数并储存在 B 中；

D: 找到矩阵 B 中每个数对应 A 中每一列的最大值 (1) 所在的行数并储存在 C 中；

E: 储存流向节点 i 的管道的个数；

F: 找到矩阵 A 中每一列的最大值 (1) 所在行数储存在 E 中。

利用定义的矩阵 C 、 D 、 E 、 F 以及节点和管道的热动态模型，可以完全地获得整个供热管网的热动态特性。

1.4 换热器

换热器的换热原理图见图 3。

假设节点 j 和节点 k 分别为换热站的流入节点和流出节点。同时，因为换热站的流动时间和散热损失与管道的流动时间以及换热器的换热量相比都非常小，所以换热站的热平衡公式可以写成公式 (3)。

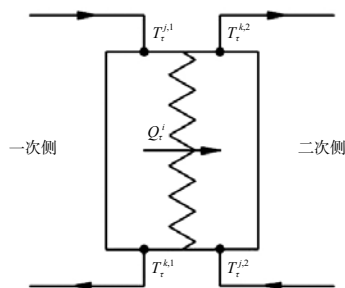


图 3 换热器示意图

$$Q_{\tau}^i = G^{i,1} c_{p,f} (T_{\tau}^{j,1} - T_{\tau}^{k,1}) \quad (3)$$

在本文中并未利用建筑的热惯性，所以在本文中换热器的换热量 Q_{τ}^i 采用面积热指标法进行计算。因为在换热器模型中 $T_{\tau}^{j,1}$ 是待确定的参数，所以将公式 (3) 转化为公式 (4)：

$$T_{\tau}^{k,1} = T_{\tau}^{j,1} - \frac{Q_{\tau}^i}{G^{i,1} c_{p,f}} \quad (4)$$

本文所建立的供热管网动态热特性模型可以模拟包含多热源、环状、非对称空间结构管网的动态温度分布。利用所建立的蓄热式供热管网热动态特性模型可以：

(1) 分析比较不同运行方案对系统的影响，优化系统的运行方案；

(2) 分析不同运行工况下供热系统的运行状态，在线指导供热系统的运行调节，提高系统的运行效率；

(3) 通过将蓄热式供热管网的热动态模型与热电优化系统结合，研究利用供热系统的热惯性提高热电机组的灵活性，进而提高新能源的利用率。

本文的下节内容将通过案例分析验证蓄热式供热系统热特性模型在提高新能源利用方面的有效性。

2 热电联合优化运行模型

本文所建立的热电联合优化运行调节模型的主要目的是利用供热系统的热惯性提升风电消纳。本文以图 4 的热电联合系统为例进行说明。

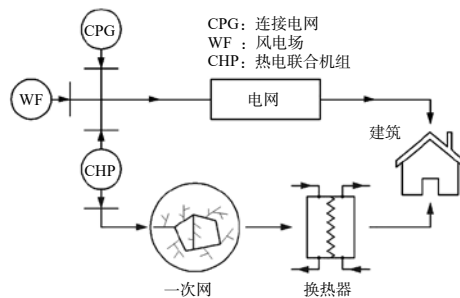


图 4 热电联合优化运行调节系统示意图

2.1 决策变量

在本节所建立的模型中, 电力系统的决策变量包括热电机组的产电量 ($P_{chp,\tau}$), 风电消纳量 ($P_{w,\tau}$) 和购买电量 ($P_{cpg,\tau}$); 热力系统的决策变量包括热电机组的产热量 ($Q_{chp,\tau}$) 和供热系统的动态温度分布 ($T_{s,\tau}, T_{r,\tau}$)。

2.2 目标函数

模型的目标是最小化每天的运行费用, 同时减少弃风。根据国家能源政策, 新能源必须优先使用, 所以本模型引入了弃风罚款, 最大化模型的风电消纳, 所以本模型的目标函数包括热电机组的运行费用、购买电力费用和弃风罚款, 见公式 (5)。其中热电机组的运行费用 C_{chp} 参考 1.2 的内容。

$$C_{min} = C_{chp} + C_{cpg} + C_w \quad (5)$$

$$C_{cpg} = \sum_{\tau=1}^n (P_{cpg,\tau} \cdot K_{cpg,\tau}) \cdot \Delta\tau \quad (6)$$

$$C_w = \sum_{\tau=1}^n \delta \cdot (P_{aw,\tau} \cdot P_{w,\tau}) \cdot \Delta\tau \quad (7)$$

2.3 限制条件

2.3.1 电平衡限制

由于电的光束传播, 供电量和电负荷必须实施满足, 见公式 (8)。

$$P_{chp,\tau} + P_{cpg,\tau} + P_{w,\tau} = P_{load} \quad (8)$$

2.3.2 热平衡限制

在本文中, 供热管网的热惯性被用来提高 CHP 机组的灵活性, 进而提高风电消纳。所以在本热电模型中, 供热量和热负荷不需要实时相等, 只需要保证在整个模拟周期中, 总供热量等于总热负荷, 以保证模拟周期之后的供热质量不受到热电联合分配的影响, 见公式 (9)。

$$\sum_{\tau=1}^s Q_{chp,\tau} = \sum_{\tau=1}^s Q_{load,\tau} \quad (9)$$

2.3.3 风电消纳限制

消纳的风电必须小于预测可利用的风电, 见公式 (10)。

$$0 \leq P_{w,\tau} \leq P_{aw,\tau} \quad (10)$$

2.3.4 购买电力限制

在本模型中, 产生的电能联网不上网, 所以购买的电力大于等于零, 见公式 (11)。

$$P_{ug} \geq 0 \quad (11)$$

2.3.5 供热系统限制

见“1 供热系统建模”。

3 案例分析

本案例的热电联合系统采用图 4 的热电联合系统作为案例分析, 其中的供热系统采用图 5 长春某实际供热系统。长春市某典型供暖期的预测电负荷、热负荷和可利用风电见图 6。

在本文中, 为了分析供热系统热惯性对风电消纳的影响, 将所提出的模型 (模型 A) 与传统的热电分配系统 (模型 B) 进行比较。在模型 B 中没有考虑供热管网的热惯性, 即温度传播的延迟时间和散热损失没有被考虑在模型中, 热电机组的产热量实时满足热负荷。

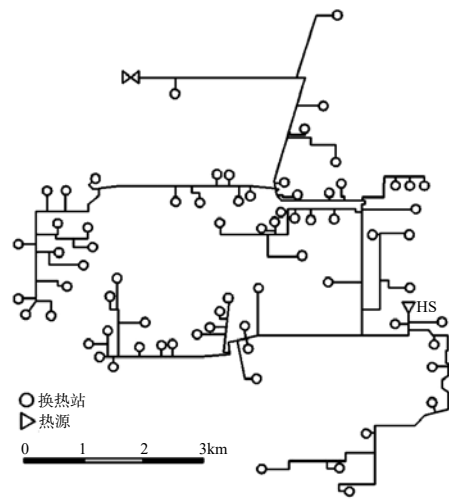


图 5 长春某实际供热系统平面图

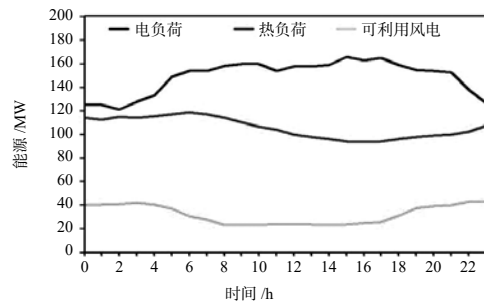


图 6 预测的电负荷、热负荷和可利用风电

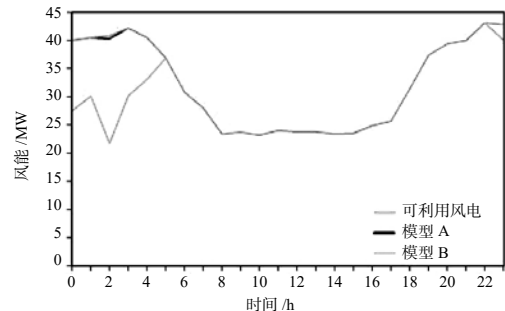


图 7 两个模型的风电消纳曲线

3.1 风电消纳与电出力

图 7 展示了模型 A 和模型 B 的风电消纳情况。大约在 5:00~22:00 之间, 两个模型都能够很好的消纳风电, 这是由于抽凝式机组本身具有一定的调节区间。但是在 0:00~5:00 和 22:00~24:00, 未考虑供热系统热惯性的模型 B 却出现了大量的弃风, 弃风率达到 8.3%; 而模型 A 基本上能够消纳全部的可利用风电, 弃风率仅为 0.07%。当弃风增多的时候, 为了满足供电需求, 热电机组的供电量就会增加, 见图 8。

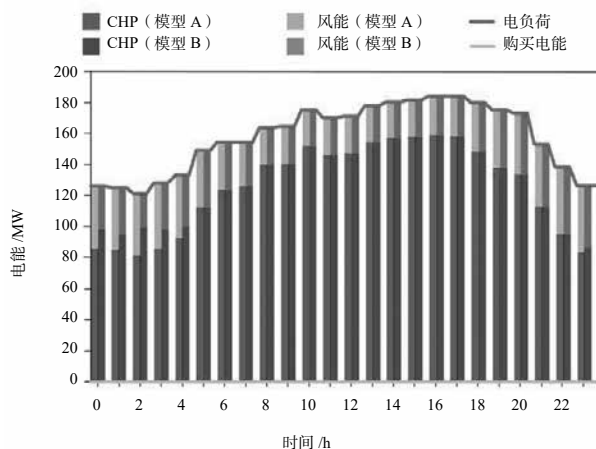


图 8 两种模型的电出力

3.2 产热量和供热系统热惯性

图 9 展示了两个模型的 CHP 机组产热量。对于模型 B, CHP 机组的产热量实时等于热负荷; 对于考虑了供热系统热惯性的模型 A, CHP 机组产热量没有严格的等于热负荷。在夜间 0:00~9:30 和 18:00~24:00 时, 此时可利用风电多, 通过降低 CHP 机组的产热量 (分别为 779GJ 和 148GJ) 提高 CHP 机组的调节范围, 增加风电上网空间; 而减少的供热量在白天进行产热, 多产的热储存在供热官网中。

3.3 热源供回水温度

图 10 展示了优化的供回水温度。从图 9 和图 10 中可以看出, 热源的供回水温差与热源的供热量

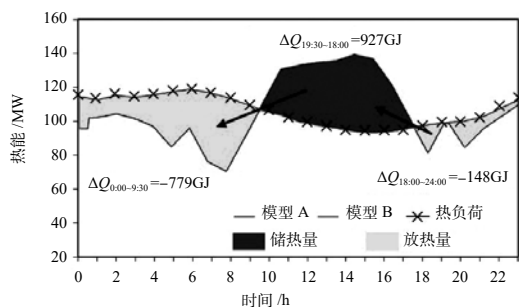


图 9 供热系统蓄放热状态

呈正比例关系。而且供回水温度的变化规律与热源的供热量相似。由于在本案例中热源的循环流量保持不变, 所以本案例是通过提高 / 降低供热系统的供回水温差来实现供热系统热惯性的利用。在热电联合优化运行分配中, 能得出本文的图 10 是本文所提模型的创新之一, 只有利用图 10 的温度曲线对供热系统进行运行调节才能够真正的实现利用供热系统的热惯性提升风电消纳。

4 结论

本文构建了蓄热式供热管网的热特性模型, 分析供热管网的动态温度分布。利用所建立的蓄热式供热管网的热特性模型与热电联合优化运行模型相结合, 分析供热管网热惯性对提升热电机组灵活性和新能源利用率的有效性。案例分析表明, 通过调节蓄热式供热系统的供回水温度, 减少热电机组的在夜间的产热量 927GJ, 提高热电机组的灵活性, 可以将弃风率由原来的 8.3% 降低到 0.07%, 基本上消纳了全部风电, 验证了所提出的蓄热式供热管网热特性模型在新能源利用方面的有效性。

参考文献

- [1] N. Zhang, X. Lu, M.B. McElroy, C.P. Nielsen, X. Chen, Y. Deng, C. Kang, Reducing curtailment of wind electricity in China by employing electric boilers for heat and pumped hydro for energy storage [J], Applied Energy, 184 (2016) 987-994.
- [2] 吕泉, 姜浩, 陈天佑, 王海霞, 吕阳, 李卫东, 基于电锅炉的热电厂消纳风电方案及其国民经济评价 [J], 电力系统自动化, 38 (2014) 6-12.
- [3] P.A. Østergaard, Wind power integration in Aalborg Municipality using compression heat pumps and geothermal absorption heat pumps [J], Energy, 49 (2013) 502-508.
- [4] T. Nuytten, B. Claessens, K. Paredis, J.V. Bael, D. Six, Flexibility of a combined heat and power system with thermal energy storage for district heating [J], Applied Energy, 104 (2013) 583-591.

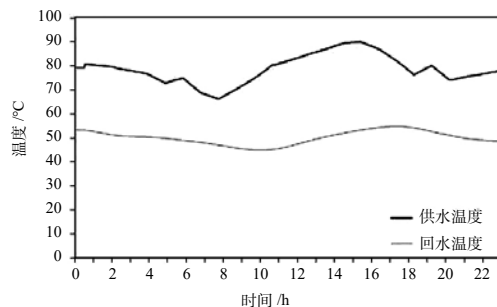


图 10 优化的热源供回水温度

- [5] 陈天佑, 基于储热的热电厂消纳风电方案研究 [D], 大连理工大学, 2014.
- [6] W. Gu, J. Wang, S. Lu, Z. Luo, C. Wu, Optimal operation for integrated energy system considering thermal inertia of district heating network and buildings [J], *Applied Energy*, 199 (2017) 234–246.
- [7] Z. Pan, Q. Guo, H. Sun, Feasible region method based integrated heat and electricity dispatch considering building thermal inertia [J], *Applied Energy*, 192 (2017).
- [8] R. Lahdelma, H. Hakonen, An efficient linear programming algorithm for combined heat and power production [J], *European Journal of Operational Research*, 148 (2003) 141–151.
- [9] I. Gabrielaitiene, B. Bøhm, B. Sunden, Evaluation of Approaches for Modeling Temperature Wave Propagation in District Heating Pipelines [J], *Heat Transfer Engineering*, 29 (2008) 45–56.

设置地暖的高大中庭气流组织及舒适性研究

楚广明, 荆 通, 孙 燕

(山东建筑大学, 山东 250101)

[摘 要] 本文以某中庭为研究对象, 根据空间尺寸及空调设计参数, 建立分层空调设计方案下的计算模型。利用 FLUENT 软件, 对分层空调设计方案在冬季工况下使用地暖时的气流组织和热舒适性进行数值模拟, 并对模拟结果进行分析。结果表明, 无论在何种送风方式下, 设置地暖有利于抑制热对流, 可有效减小垂直温度梯度, 真正起到冬季分层空调的效果。从舒适性上来看, 中间送风方式要优于双侧送风方式。

[关键词] 高大中庭; 气流组织; 地暖; 热舒适

0 引言

中庭一般是综合多种功能而形成的高大空间, 它经常是贯穿多个楼层, 并与各楼层间接或直接相通。在中庭内, 人们既可以享受到室内空间的空气品质, 又能感受到中庭营造出的一种室外空间特有的开敞和自然环境。随着我国城市建设的进一步繁荣, 中庭建筑不断出现, 如商场、宾馆、商务办公楼以及教学楼、图书馆等。作为建筑的核心公共空间——中庭, 越来越受到人们的欢迎, 对于大空间空调方式的研究也越来越受到人们的关注。高层建筑的中庭高度一般达到数十米甚至上百米, 其空间体积大, 内外扰因素众多, 冷热负荷大, 气流组织复杂, 致使一般空调方式下的循环风量大、耗电量大, 造成能源的大量浪费。

从保证人体舒适度和空调节能两方面考虑, 高大空间一般采用“分层空调”的气流方式将空间隔断为上下两部分, 仅对下部工作区进行空调, 而对上部区域只采用通风方式排出滞留的热空气, 从而达到节能的目的。据相关资料统计, 此种空调方式和全室空调相比, 大约可节省 15%~40% 的夏季冷量, 而冬季能耗受系统形式影响较大。中庭主要通过“温室效应”和“烟囱效应”来调节室内气候环境。温室效应对中庭的影响是双面的, 冬季起积极作用, 夏季起消极作用; 而烟囱效应则反之。对这两种效应利用得当能够有效地节约空调能耗, 否则不但造成空调能耗增加, 而且难以保证空调效果。

据统计, 上世纪 90 年代中国建筑能耗仅为全社会总能耗量的 16%, 而近年来中国建筑耗能量已达 30% 以上, 其中暖通空调的能耗约占建筑能耗的 50%。中庭作为大空间建筑的一种, 在通风、室内微气候改善、节能等方面具有很大潜力。

1 高大中庭冬季分层空调

1.1 高大中庭空调负荷特点

近年来, 出现了越来越多的大型公共建筑, 随着建筑体积的不断增大, 为确保其具有良好的使用性, 此类建筑多采用封闭式高大中庭的形式。由于此类建筑空间大, 会在水平和垂直方向上产生温度分布不均匀现象, 一般会在空间上部、屋顶或其它局部区域形成比较严重的热量堆积。如何及时有效地排除或者减轻这些堆积热量, 减小其对下部空调区的影响, 实现既保证人员的热舒适性要求, 又最大限度地节能, 是高大中庭空调设计的一个难点。

高大空间的上部非工作区形成了大量的冷热负荷, 尤其是在冬季, 由于热空气的浮力作用, 整个空间下冷上热, 热量大部分消耗在大空间的上部, 且下部工作区的供暖效果难以保证。从节约能源、满足人员热舒适、降低空调系统初投资和运行费用等方面考虑, 在高大空间空调设计中广泛采用的空调方式是分层空调, 即仅使高大空间下部工作区域的空调参数满足设计要求。本文从速度场和温度场入手, 分析空调送风与地面辐射供暖相结合的高大中庭气流组织及 PPD 和 PMV 分布, 探讨高大中庭冬季分层空调方式。

分层空调一般采用中部送风, 下部回风的气流组织方式, 以送风口高度处的水平面为分层面, 分层面以上的空间称为非空调区, 简称上区; 分层面以下的空间称为空调区, 简称下区。因此, 得热量和空调负荷必须按上、下两区进行计算, 即在非空调区计算通风排热负荷, 在空调区计算空调冷热负荷。在分层面上, 由于送风射流对上部空气的诱导卷吸作用, 非空调区会有一部分热量被强迫转移到空调区, 成为瞬时空调负荷。另外, 由于非空调区的围护结构内表面温度高于空调区围护结构内表面温度, 因而在这两区之间会产生辐射热交换, 空调区接受此辐射热量后, 由于围护结构和地板的蓄热作用, 将有一部分释放给室内空气成为空调区瞬时

收稿日期: 2018-06-25

作者简介: 楚广明 (1964—), 主要从事室内热湿环境及空调系统能耗方面的研究。

冷负荷 (其余部分随后放出或传入其他空间中)。因此, 分层空调负荷除了要计算空调区本身得热所形成的冷负荷外, 还必须计算对流热转移负荷和辐射热形成的负荷。

1.2 分层空调影响因素

高大空间夏季通过送风供冷, 由于冷空气下沉, 比较容易满足空调区设计温度。但是冬季采用热风空调时, 效果不易保证。采用送风与地面辐射供暖相结合的空调方式可弥补上述不足。冬季工况下是否设置地暖以及采用何种送风方式等对于气流组织有很大的影响, 下面对各种影响因素进行分析。

1.2.1 地面辐射供暖

在地面辐射供暖房间, 通过辐射散出的热量可以达到总散热量的 50%, 主要集中在人体活动区, 室内温度比较稳定, 且温度场分布比较均匀, 无效热损失较少, 具有较好的节能效果。在垂直方向, 离地面 50cm 以上空间的室内空气温度变化很小, 人体没有明显的吹风感。同时由于以高热惰性的地板为散热装置, 提高了室内环境的热稳定性, 室内温度在间歇供暖时变化较小, 且这种方式不占用建筑空间。在相同条件下, 当建筑结构相同时地板供暖的室内环境设计温度比普通供暖系统低 2~3℃。

1.2.2 空调送风方式

大空间分层空调最常见的气流组织形式有: 单侧中送同侧下回方式; 单侧中送对侧下回方式; 双侧中送下回方式; 双侧中送上下回方式等等。

单侧中送下回风方式是指将送风口设置在侧墙上, 位于非空调区和空调区分界处, 冷风 (或热风) 由送风口送出, 承担室内空调负荷后, 再由设置在同侧下部的回风口排出。此种送风方式, 室内工作区会形成较大的旋涡回流, 有时会有一部分送风未经过工作区就直接从回风口排出, 形成气流短路, 致使室内达不到设计要求的舒适性, 需要的风量较大, 能耗较高。

单侧中送对侧下回风方式, 是将送风口设置在侧墙非空调区和空调区分界处, 冷风 (或热风) 由侧墙送风口送出, 气流以射流衰减曲线下落到工作区, 再由设置在对侧侧墙下部的回风口排出。这种送回风方式会使送风口下部墙角处形成空气滞留区, 从而影响工作区的空气品质和室内要求的舒适性, 常用于一般跨度较小的空间。

双侧中送下回风方式, 是在空间两侧墙中部均设送风口, 冷风 (或热风) 由送风口送出, 由设置于两侧墙下部的回风口排出。处理好的空气经喷口喷出相对静止的空间里形成射流, 当射流行至所要求的射程时, 其温度和速度得到充分的衰减, 气流

就折回, 其中大部分空气是补充射流的室内循环空气, 而只有相当于送入室内数量的空气才经由回风口及其他孔、缝排出。这样在送风射流作用下, 整个空调区形成大的回旋循环, 使下部工作区处于回流区, 温度场和速度场分布均匀。而非空调区 (即上部大空间) 由于没有参数要求, 允许存在较大的垂直温差。

双侧中送上下回方式, 在高大空间空调设计中应用得较多。对于高大空间来说, 送风量往往很大, 大空间上下部温差也比较大, 因此将大空间分为上下两部分区别对待是合理的。一般把下部视为空调区, 上部视为非空调区。这种中部送风, 上下部排风会形成两个气流区, 保证下部工作区达到空调设计要求, 而上部气流区负担排走非空调区的多余热量。侧送风方式中, 以喷口侧送最为常见。大空间建筑中因为跨度较大, 风口往往离人员活动区较远, 因此采用喷口侧送方式能够充分利用这一特点。喷口送风射流长、流量大, 人员活动区一般处于温度均匀的回流区。这种送风方式也存在着一些不足, 比如, 送风温差大、射流长, 有可能造成冷风下降或热风上浮的现象。结合本文研究对象, 采用中部送风, 下部回风的送风方式, 必要时设屋顶排风。

1.2.3 空调送风角度

对于夏季工况, 由于冷射流的下沉, 送风角度等因素对室内空气分布特性的影响不是很大, 只要送风高度合理, 水平侧送风方式一般能实现分层空调的要求。但是对于冬季工况, 由于热射流的上浮, 若送风角度不合理, 送风射流大部分会飘移到非工作区。随着送风角度的增大 (往下), 送风热射流能到达工作区, 热射流飘移至非空调区的热量减少, 空调区平均温度升高。但是如果送风角度太大, 壁面附近的速度增大, 就会造成送风射流与墙壁对流加强, 一部分送风射流直接进入人员活动区, 中庭中部的很大区域热射流不能到达, 人员活动区会出现局部过热或局部过冷现象。

2 模型建立及边界条件设定

本文的研究对象为某酒店的中庭, 通过数值模拟方法对该中庭冬季工况分层空调的气流组织和热舒适性进行研究。

2.1 简化模型

中庭建筑尺寸为 36m×21m×18m (高), 四面为客房的内墙, 屋顶为玻璃。

2.2 边界条件

2.2.1 壁面边界

大空间室内围护结构表面的实际换热过程非常复杂, 一般都是导热、对流、辐射同时存在的, 要

完全真实地模拟实际传热过程是非常困难的。因此需要对建筑物内的实际传热情况做一定程度的简化。大空间建筑垂直方向有明显的温度梯度,可采用一室二温、一室三温或一室多温的解析方法。固体壁面在垂直方向也有温度梯度,本文将固体内壁面在高度方向,以送风口高度为界,分别设置空调区和非空调区壁面温度,以近似模拟实际情况。

中庭四周墙壁为内墙,庭顶为玻璃幕。庭顶外表面同时受到太阳辐射和室外空气温度的综合热作用,为方便计算,采用综合温度计算,按照当地冬季工况计算各围护结构的传热。内墙、地面负荷按常壁温设定,其壁温为环境温度,玻璃顶按常热流边界设定。具体数值为:内墙和地面温度为 20°C ,顶板热流密度为 $-25\text{W}/\text{m}^2$ 。当采用地面辐射供暖加分层空调复合形式供暖时,地面辐射供暖采用壁面边界条件中的辐射热边界条件,其壁面温度为 26°C 。近壁区采用壁面函数法考虑边界条件。

2.2.2 进、出口边界

送风口设定为进口型边界,设定射流入口处紊流能量 $k = 0.08$,紊流能量耗散 $\varepsilon = 0.21$ 。回风口设定为出口边界。

3 气流组织模拟结果分析

高大中庭采用地面辐射供暖与送风相结合的复合空调方式,不仅解决了冬季工作区域温度较低的问题,同时又避免了单独的辐射供暖容易造成室内空气湿度和新风量无法满足室内要求的问题。至于地面辐射供暖与空调送风联合使用时的负荷分配,本文采用由地面辐射供暖承担建筑围护结构的热负荷,由空调送风系统承担室内湿负荷和新风量的要求。针对此种复合空调方式下的工况 1 和工况 2 进行模拟,送风参数见表 1。

3.1 温度场、速度场分析

从模拟结果的速度场分布可以看出:工况 1 和

表 1 工况 1 和工况 2 对应的送风参数

工况	送风形式	壁面温度/ $^{\circ}\text{C}$	送风角度/ $^{\circ}$	送风速度/ (m/s)
1	双侧送风	26	30	4
2	中间送风	26	30	4.6

工况 2 情况下,在垂直高度 2m 以下的人活动区域,空气流动速度保持在 $0.2\text{m}/\text{s}$ 以下,风速满足冬季设计要求,人无吹风感。对于工况 1,送风气流自风口吹出后,衰减明显,在靠近中庭地面的中间区域,热气流上升的同时并不断卷入周围新送空气,在中间区域形成旋涡。对于工况 2,在送风口的出流轨迹上,送风末端出现上翘,形成旋涡,在中庭中部亦形成上浮的热气流,但是相比于工况 1,工况 2 热流中心高度稍高。

3.2 典型位置垂直温度分布

对于工况 1 和工况 2,典型位置垂直温度分布曲线见图 1 和图 2。

从模拟结果的垂直温度分布图可以看出:两种工况下,空调区内的平均温度均高于设计温度 20°C 。对于工况 1,典型位置垂直温度分布见图 1,人活动区平均温度在 21.8°C 左右,比单独的冬季空调供暖温度要高。对于工况 2,典型位置垂直温度分布见图 2,工作区平均温度也在 21°C ,并且人活动区温度分布均匀。在地面辐射供暖引入后,地面附近的温度普遍比冬季单纯的空调供暖温度要高,并且垂直方向温度梯度也变小了。同时,由于送风温度比冬季空调的送风温度低,所以也就削弱了中庭的“烟囱效应”。

3.3 典型位置垂直高度 PPD 分布

从模拟结果的 PPD 分布看出:工况 1 情况下,人活动区 PPD 分布呈现中间小两边大的分布,中间 PPD 指标在 10% 左右,靠近两边区域 PPD 值达到 21% ,见图 3;工况 2 情况下,空调区大部分 PPD 值在 11% 到 18% 之间,个别区域达到 24% ,但是都

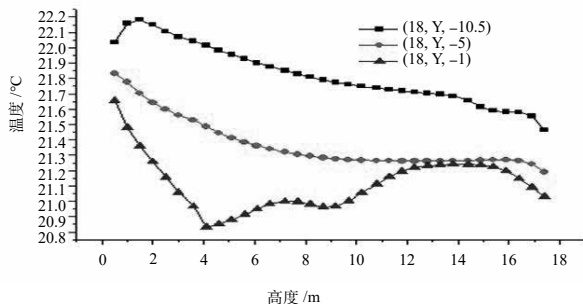


图 1 工况 1 典型位置垂直温度分布图

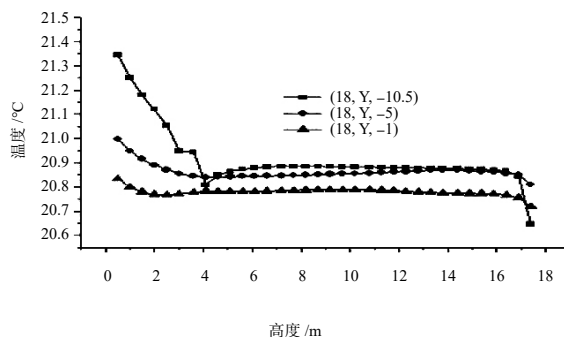


图 2 工况 2 典型位置垂直温度分布图

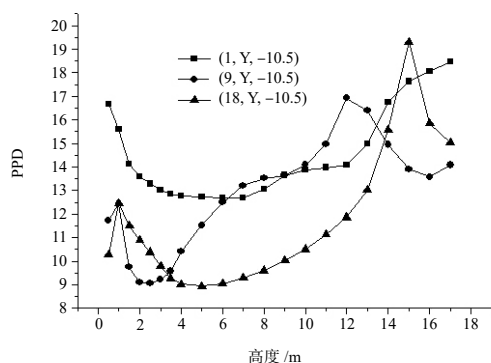


图 3 工况 1 典型位置垂直高度 PPD 分布图

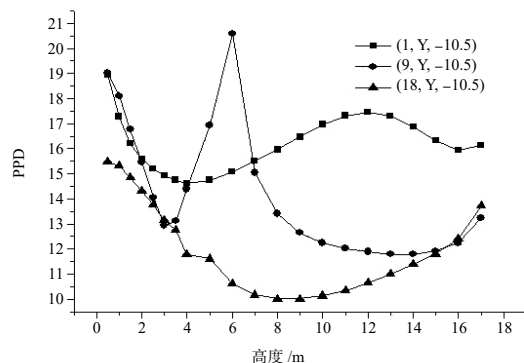


图 4 工况 2 典型位置垂直高度 PPD 分布图

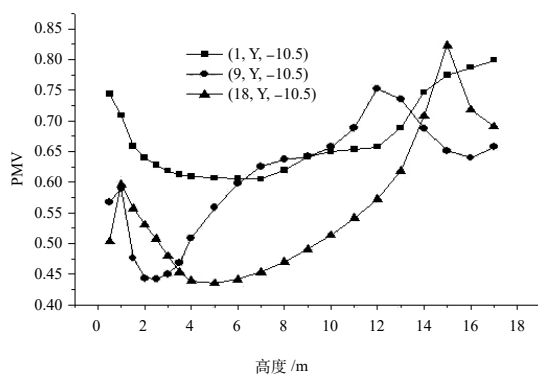


图 5 工况 1 典型位置垂直高度 PMV 分布图

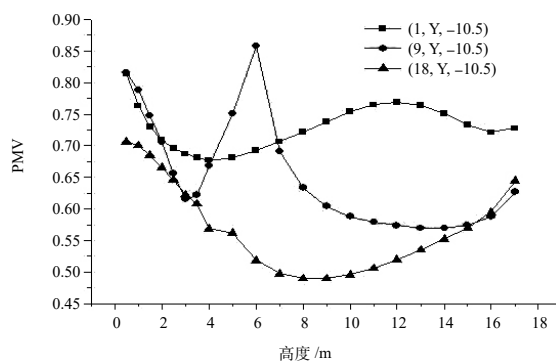


图 6 工况 2 典型位置垂直高度 PMV 分布图

不超过 II 级舒适度 PPD 的规定 ($\leq 27\%$), 见图 4。

从模拟结果的 PMV 分布看出: 工况 1 情况下, 工作区的 PMV 值保持在 $+0.44 \sim +0.75$ 之间, 见图 5, 并且与 PPD 分布相适应, 中间小两边大, 这跟温度场, 速度场分布有关; 工况 2 情况下, 工作区的 PMV 值大部分保持在 $+0.55 \sim +0.85$ 之间, 见图 6, 人感觉稍暖, 满足人的舒适性要求。设置地面辐射供暖后, 提高了地面附近的温度, 减小了垂直方向上的温度梯度, 室内的舒适度也提高了。

从图 3~6 可以看出, 两种工况下的 PPD 值都是随高度先减小后增加, 说明人体不满意率在空调区小, 在非空调区大, 但是转折的高度不同, 工况 2 的转折高度要高于工况 1。由两者典型位置的 PMV 拟合曲线看出, 整个空间的垂直温度梯度变化不大, 空调区能满足人舒适性要求。

4 结论

运用 FLUENT 软件对高大空间分层空调的气流组织进行数值模拟, 研究和分析了冬季空调工况下, 采用地暖与送风相结合的空调方式时整个空间的气流组织。通过速度场、温度场、PPD 及 PMV 分布

图的分析对比看出, 采用地面辐射供暖后, 两种送风方式下的中庭垂直温度梯度均较小, 工作区平均温度较高, 能满足设计要求。从舒适性上来看, 中间送风方式优于双侧送风方式。

参考文献

- [1] 范存养. 大空间建筑空调设计及工程实录 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001, 9.
- [2] 曙江, 付祥钊, 庞煌. 中庭建筑分类及其火灾防治措施 [J]. 重庆建筑大学学报, 2001, 23(2).
- [3] 李传成, 章昭昭, 季群峰. 结合 CFD 的 EnergyPlus 大空间温度分层能耗模拟 [J]. 建筑科学, 2012, 06.
- [4] 黄晨, 李美玲. 大空间建筑室内垂直温度分布的研究 [J]. 暖通空调, 1999, 29(5).
- [5] Kkoiisiak, FFrydenlund. simplified models for air stratification and thermal comfort in atria. ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 1287-1297.
- [6] 吕雪涛, 丁昀, 杨庆, 路楷. 室内地面辐射供暖与散热器供暖流场的数值模拟 [J]. 建筑节能, 2015, 01: 6-9.

拉萨地区真空管集热器最佳安装倾角研究

刘 鑫¹, 周 静¹, 龙恩深¹, 刘正彬²

(1. 四川大学 建筑与环境学院, 四川 成都 610065; 2. 成都永吉太阳能设备有限责任公司, 四川 成都 610033)

[摘 要] 准确设计太阳能集热器的安装倾角是最大程度地提高资源利用率的一个重要条件。本文选取太阳能资源丰富的拉萨地区作为典型城市, 建立真空管集热器能量采集数学模型, 动态分析了正南朝向、安装倾角 $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 的集热面上全年 8760 小时的太阳辐射。结果表明: 真空管集热器采集反射、散射及直射辐射量最大的最佳安装倾角差别较大, 安装倾角为 90° 时, 真空管集热器全年采集的反射辐射值最大; 安装倾角为 0° 时, 全年采集的散射辐射值最大; 安装倾角为当地纬度时, 全年采集的直射辐射最大; 由于拉萨太阳直射占主导, 全年及供暖季采集太阳能最大的安装倾角接近当地纬度。

[关键词] 真空管集热器; 能量采集数学模型; 最佳安装倾角

0 引言

当今世界, 化石能源日益紧缺, 太阳能作为一种取之不尽、用之不竭的清洁能源受到了人们的广泛关注。太阳能热水器是目前太阳能利用中技术最成熟、使用最广泛、经济效益最好的一种, 其核心是太阳能集热器^[1]。太阳能集热器是将太阳辐射能转换成热能, 并将产生的热能传递到传热介质的装置。目前应用最为广泛的太阳能集热器有平板集热器和真空管集热器^[2], 这两种集热器结构有着明显的差异。平板集热器是一个连续平面, 当太阳光照射时, 整个表面积都可以采集太阳辐射能^[3]。真空管集热器是由若干真空管组成的, 管间存在间隙^[1]。目前我国太阳能热水器以真空管型为主, 其占比达到 86%^[4], 在同样的气象条件下, 真空管集热器的系统效率和集热性能也比平板型集热器高^[5]。

太阳能集热系统的集热性能好坏表现在集热器采集的太阳辐射能不同^[6]。在太阳辐射一定的条件下不同安装倾角斜面上采集的太阳辐射能存在较大差异^[7]。为了使采集的太阳辐射能达到最大, 通常将集热器与水平面放置呈某一特定的安装倾角, 即最佳安装倾角。由于平板集热器的接收表面为平面阳光入射角会逐渐偏大, 其入射能量也会明显减小, 而真空管集热器的接收表面为圆柱面阳光入射角变化较少, 其入射能量并无明显减小^[8]。所以, 两者在最佳安装倾角分析上存在着不同。为了更好地采集太阳能, 提高太阳能集热系统的效率, 我国已有

很多学者对真空管集热器的最佳安装倾角进行了研究分析^[9]。但按照以往常用的平板集热器能量采集模型分析真空管集热器最佳安装倾角较少考虑其本身结构特点与管间遮挡^[10], 不完全符合实际情况。因此, 本文提出更加合理的能量采集数学模型以准确量化真空管集热器最佳安装倾角, 以期为实际工程提供借鉴。

1 数学模型及分析对象

1.1 数学模型

真空管集热器都是以一定的倾角放置, 因此到达真空管集热器表面的太阳辐射除了太阳直射辐射和太阳散射辐射之外, 还需要考虑反射辐射^[11]。真空管集热器能量采集数学模型表达式如下:

$$I = I_B + I_D + I_R \quad (1)$$

式中: I 为总辐射强度 (W/m^2); I_B 为直射辐射强度 (W/m^2); I_D 为散射辐射强度 (W/m^2); I_R 为反射辐射强度 (W/m^2)。

(1) 直射辐射强度 I_B

在日出后及日落前的一段时间内, 当太阳方位角较大, 高度角较小时, 相邻的真空管将会产生相互遮挡, 即管间遮挡 (如图 1)。真空管集热器考虑管间遮挡的太阳直射辐射强度 I_B 的表达式^[12]如下:

$$I_B = I_{ND} \cos \theta_i \psi(\zeta) \quad (2)$$

式中: I_{ND} 为法向逐时直射辐射值 (W/m^2); θ_i 为直射太阳光线对集热管的入射角, 即阳光射线在集热管横断面上的投影与阳光射线之间的夹角; ζ 为光线在管截面上的投影入射角, 即阳光射线在集热管横断面上的投影与集热器法线的夹角; $\psi(\zeta)$ 为遮挡系数。

收稿日期: 2018-06-12

基金项目: 国家重点研发计划 (2016YFC0700400), 国家自然科学基金项目 (51778382)。

作者简介: 刘鑫 (1995—), 主要研究方向为供热供燃气通风及空调工程。

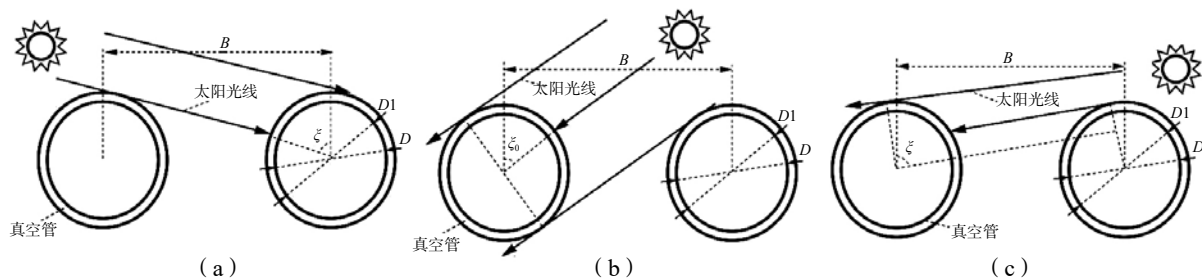


图 1 管间遮挡示意图 (a) 日出后; (b) 临界情况; (c) 日落前

图 1 (b) 中 ξ_0 为管间遮挡临界投影入射角:

$$|\xi_0| = \cos^{-1} \left(\frac{D+D_1}{2B} \right) \quad (3)$$

式中: D 为真空管内管外径 (mm); D_1 为真空管外管外径 (mm); B 为相邻真空管中心距 (mm)。

图 1 (a) 及图 1 (c) 中 ξ 为管间遮挡时光线在管截面上的投影入射角:

$$\xi = \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_i} \right) \quad (4)$$

式中: θ 为太阳入射角。

太阳直射光线对集热管的入射角 θ_i 取决于所在地的纬度、时角、赤纬及安装倾角:

$$\theta_i = \cos^{-1} \{ 1 - [\sin(\beta - \phi) \cos \delta \cosh + \cos(\beta - \phi) \sin \delta]^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

式中: ϕ 为纬度; δ 为赤纬; h 为时角。

赤纬 δ 为:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin(360(284+n)/365) \quad (6)$$

式中: n 为一年中日期序列号。

时角 h 为:

$$h = (H_0 \pm (L_m - L_0)/15 + e/60 - 12) \cdot 15 \quad (7)$$

式中: H_0 为 24 小时制的北京时间; L_m 为经度; L_0 为东 8 区的经度; e 为每日时差。

每日时差 e 为:

$$e = 9.87 \cdot \sin 2B - 7.53 \cdot \cos B - 1.5 \cdot \sin B \quad (8)$$

式中: $B = 360(n-81)/364$ 。

太阳直射光线与集热器表面法线之间的夹角 θ :

$$\theta = \cos^{-1} \{ \sin \delta \sin(\phi - \beta) + \cos \delta \cos \phi \cos(\phi - \beta) \} \quad (9)$$

当 $|\xi| \leq |\xi_0|$ 时, 管间无遮挡, $\psi(\xi) = 1$ 。

当 $|\xi| > |\xi_0|$ 时, 管间发生遮挡:

$$\psi(\xi) = \frac{B}{D} \cos \xi + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_1}{D} \right) \quad (10)$$

式中: $\frac{B}{D}$ 为管间径比。

(2) 散射辐射强度 I_D

Liu 等人认为天空散射是分布均匀的, 即各向同性, 与水平面呈倾角 β 的真空管集热器采集散射辐射强度计算的表达式如下^[13]:

$$I_D = \frac{1}{2} I_{DH} (1 + \cos \beta) \quad (11)$$

式中: I_{DH} 为水平面逐时散射值 (W/m^2)。

(3) 反射辐射强度 I_R

在地面及建筑物各向同性反射的假设下, 与水平面呈倾角 β 的集热管采集反射辐射强度计算的表达式如下:

$$I_R = \frac{1}{2} \rho I_{SH} (1 - \cos \beta) \quad (12)$$

式中: I_{SH} 为水平面逐时总辐射值 (W/m^2); ρ 为地物表面的反射率, 本文统一取 0.2^[14]。

1.2 分析对象

拉萨市位于青藏高原中部, 拉萨河谷两岸, 其坐标为北纬 $29^\circ 36'$, 东经 $91^\circ 08'$, 平均海拔高度 3650m, 气候属于高原温带半干旱季风气候区, 太阳能资源丰富, 属于我国一类太阳能资源分布类型^[15]。拉萨地区年日照时数达 3000 小时, 比成都市多 1800 小时, 比上海市多 1100 小时, 在全国各城市中名列前茅, 素有“日光城”的美称。且降雨多集中在夏秋季节, 冬春季节寒冷干燥且多风, 年无霜期达 100~120 天, 拥有太阳能供暖的先天条件^[16]。近年来, 真空管集热器在拉萨地区的运用较为迅速, 真空管集热器的最佳安装倾角计算分析通常套用平板集热器能量采集数学模型, 存在一定的误差。若能更精准确定该地区的最佳安装倾角, 则可在其他地区的真空管集热器实践中起到良好的示范作用。

本文利用上述能量采集数学模型, 研究安装倾角对拉萨地区真空管集热器采集太阳辐射量影响规律, 以确定真空管集热器最佳安装倾角。真空管集热器为正南放置, 外管外径 $D_1 = 58\text{mm}$, 内管外径 $D = 47\text{mm}$, 管长 $L = 1800\text{mm}$, 相邻两管中心距为 $B = 76\text{mm}$ 。

2 安装倾角对太阳辐射的影响

安装倾角对真空管集热器采集太阳辐射强度的能力有很大影响,为了更大程度地提高太阳能集热器集热效率,需要对集热器的安装倾角进行优化分析。目前常用的集热器最佳倾角的研究方法主要有两种:一种是基于集热器太阳辐射接收量最大确定最佳倾角;另一种以集热器年需辅助热量最小确定最佳倾角^[17]。本文选择前者作为研究方法确定最佳倾角,因此首先研究了不同太阳辐射的强度随安装倾角的变化情况,并作出分析比较。

图 2 给出了拉萨地区单根真空管采集的太阳辐射强度随安装倾角变化曲线。

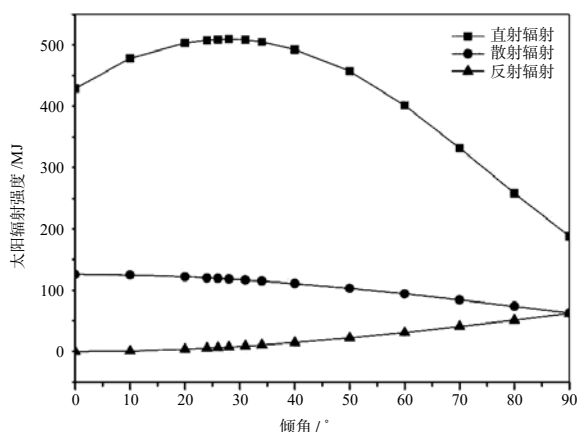


图 2 单根真空管采集各类太阳辐射随安装倾角变化曲线

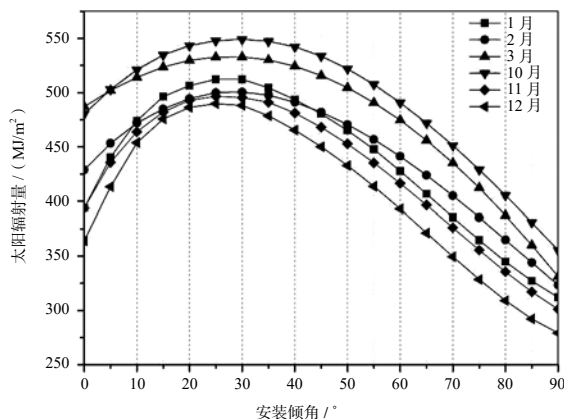
从图中可以看出,单根真空管采集的年直射辐射随倾角变化呈单驼峰型。当安装倾角 β 从 0° 增加到 90° 时,年直射辐射强度先是显著增加到达峰值 509.4MJ,随后迅速下降,在安装倾角 β 为 90° 时,直射辐射达到最小值 187MJ;单根真空管采集的年散射辐射强度与倾角的变化呈反比。随着安装倾角 β 的增加,年散射辐射强度逐渐下降,安装倾角 β 为 0°

时,年散射辐射强度达最大值 125.44MJ,安装倾角为 90° 时,年散射辐射强度达最小值 62.72 MJ;单根真空管采集的年反射辐射强度与倾角的变化一致。随着安装倾角 β 的增加,年反射辐射强度逐渐上升,安装倾角 β 为 0° 时,年反射辐射强度为 0MJ,安装倾角 β 为 90° 时达到最大值 61.91MJ。除此之外,还可以看出采集的年太阳反射辐射强度远远小于太阳直射辐射强度和散射辐射强度,即使在安装倾角 β 为 90° 时,反射辐射强度达到最大,其值也远小于直射辐射强度和散射辐射强度之和,说明直射辐射和散射辐射对集热器收集太阳辐射强度的影响更大,其中直射辐射占主导。

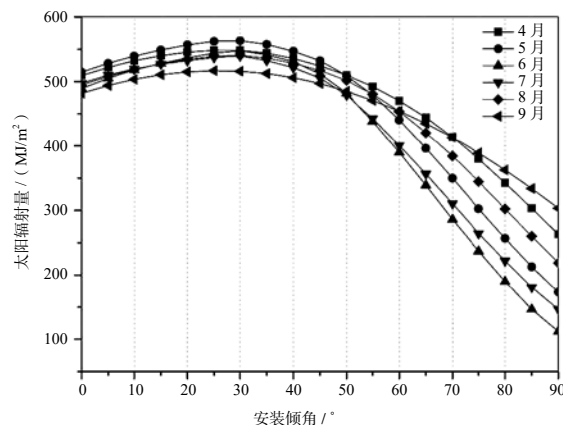
3 最佳安装倾角

太阳能集热系统主要用于提供生活热水和供暖两种目的。一般而言,太阳能热水系统需要考虑全年运行,而太阳能供暖系统仅考虑冬季运行。为了更客观实际地反映安装倾角对真空管集热器采集能量的影响,本文计算了冬半年(10月至次年3月)、夏半年(4月至9月)、供暖季(11月至次年3月)以及全年的太阳辐射强度随安装倾角的变化情况,以选择拉萨地区真空管集热器的最佳安装倾角。

图 3 给出了拉萨地区全年各月采集的太阳总辐射强度随安装倾角变化曲线,可以看出太阳总辐射强度随安装倾角的变化均呈单驼峰型的变化趋势,且变化趋势具有一致性,安装倾角 β 从 0° 增加到 90° 时,总辐射强度先增加到某一峰值,随后降低,当地纬度值附近达到最大值, 90° 时达到最小值。出现这种现象是因为真空管集热器表面为圆柱形,全年不同月份的太阳高度角虽然在不断变换,但与之集热截面的夹角变化不大,所以逐月的最佳安装倾角都在小范围内变化,均为当地纬度左右。进一步对比图 3 (a)、(b) 两图可以发现,采集太阳能总



(a) 冬半年



(b) 夏半年

图 3 各月采集太阳总辐射强度随安装倾角变化曲线图

辐射最不利月份出现在冬半年的 12 月;采集太阳能总辐射最有利的月份出现在夏半年的 5 月份。

从图 4 可以看出拉萨地区单根真空管采集全年及供暖季太阳总辐射强度随倾角变化呈单驼峰型,安装倾角 β 从 0° 增加到 90° 时,全年及供暖季太阳总辐射强度先是显著增加,达到最高值时对应的安装倾角接近当地纬度,当安装倾角继续增加时,其采集的全年及供暖季太阳总辐射强度显著降低,安装倾角 β 为 90° 时总辐射强度最小。经过计算分析可得拉萨地区全年及供暖季最佳安装倾角均为 28° ,考虑到拉萨整个地区的纬度和气象条件不同,该地区全年及供暖季中使用真空管集热器的最佳安装倾角应在 $20^\circ \sim 37^\circ$ 范围内。

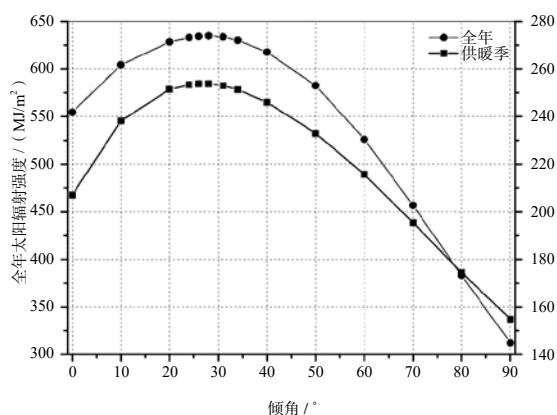


图 4 全年、供暖季单根真空管采集太阳总辐射随安装倾角变化关系

4 结论

本文利用真空管集热器能量采集数学模型,研究了拉萨地区最佳安装倾角,得到的主要结论如下:

(1) 当安装倾角 $\beta=90^\circ$ 时,真空管集热器采集最大年反射辐射值;当安装倾角 $\beta=0^\circ$ 时,真空管集热器采集最大年散射辐射值;当安装倾角 β 等于当地纬度时,真空管集热器采集最大年直射辐射值。

(2) 拉萨地区夏半年真空管集热器最佳安装倾角略高于冬半年最佳安装倾角,但均接近当地纬度。

(3) 由于拉萨地区太阳直射占主导,全年及供暖季采集太阳能最大的安装倾角接近当地纬度,最佳安装倾角均为 28° ,考虑整个地区纬度和气象条件略有不同,最佳倾角可在 $20^\circ \sim 37^\circ$ 范围内选取。

参考文献

[1] 李勇,胡明辅,赵宏伟,等.平板型与真空管

型太阳能热水器发展状况分析[J].应用能源技术,2007(11):36-39.

[2] 刘桂永.真空管型集热器与平板型集热器效率分析[J].家电科技,2009(22):50-51.

[3] 梁若冰.U型填充式真空集热管传热特性研究[D].大连理工大学,2012.

[4] 孙学斌.太阳能集热系统的发展及技术革新[J].太阳能,2016(05):23-26+71.

[5] 王忠海,马兵善,王刚.热管式真空管和平板型集热器在兰州地区太阳能热水系统中的热性能对比分析[J].甘肃科学学报,2018,30(01):55-61.

[6] 王飞,黄骏,单乐,等.太阳能集热器的研究进展[J].节能技术,2016,34(6):558-562.

[7] 申政,吕建,杨洪兴,等.太阳辐射接受面最佳倾角的计算与分析[J].天津城建大学学报,2009,15(1):61-64.

[8] 王文虎.分体式太阳能热水器浅谈[J].阳光能源,2005(2M):58-60.

[9] 汪海涛,刘艳峰.拉萨太阳能集热器竖排安装最佳倾角分析[J].节能技术,2009,27(6):525-526.

[10] 高秀峰,王宋宝,李云.真空管太阳能集热器管间遮阴问题研究[J].工业技术创新,2014(5):547-552.

[11] Klein S A. Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces[J]. Solar Energy, 1977, 19(4):325-329.

[12] 张纪波.南宁晴天太阳辐射模型与全玻璃真空管太阳集热器最佳管间径(B/D)分析[D].广西大学,2007.

[13] Liu B Y H, Jordan R C. The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation[J]. Solar Energy, 1960, 4(3):1-19.

[14] Hunn B D, Ii D O C. Determination of average ground reflectivity for solar collectors[J]. Solar Energy, 1977, 19(1):87-89.

[15] 太阳能供热采暖工程技术规范:GB 50495-2009[M].中国建筑工业出版社,2009.

[16] 江亿,冯雅,戎向阳,潘云钢,付祥钊.对拉萨城市供暖模式的探讨[J].暖通空调,2013,43(06):1-7.

[17] 侯根富,张慈枝,戴贵龙,叶靖.太阳能集热器最佳倾角确定及计算方法比较[J].福建工程学院学报,2016,14(06):511-517.

低紊流度置换流在手术台上方集中送风的应用

许钟麟

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘要] 结合 2016 年 WHO 的《预防外科手术部位感染的全球指南》精神, 以层层分析的方法, 明确了手术室需要通风、需要净化通风、需要净化空调。在中国, 空调已成为医院基本配备, 在低收入地区大致也会如此。空调+空气净化(简称净化) $\approx$ (温湿度的调节+新风)+(阻隔式过滤除尘和除菌+气流组织和稀释+压力梯度)。给出了常规的一般集中空调产生二次污染的可怕的实例和图片, 阻隔式净化是必须的, 净化和空调能自然简便地结合。本文用理论计算, 结合 NASA 标准, 分析了菌浓和尘浓的关系, 按 WHO 的 3 个标准就需要 100 级、10000 级和 20 万级, 按美国外科学会最高标准用 1000 级洁净度也有可能达标。用中国多家医院数据证明这一关系的成立。感染和细菌剂量有关, 用不着把菌浓降到极低甚至“0”, 所以手术室用层流的必要性引起讨论。工程界的措施取决于医院对无菌程度的要求。本文介绍了比层流简单、便宜得多的在手术台上方用低紊流度置换流集中送风方式在中国手术室的应用, 着眼于关键点控制, 用低一级风量达到高一级洁净度, 手术区可比周边区高一级, 即分区定级。从原理、方式、效果各方面详细地作了分析, 给出了数据和图。《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333-2013 的 III 级手术室仅用不少于 18 次换气(单纯空调换气次数可能还要大)即可能达到美国外科学会和 WHO 的中间一级要求。为适应低收入地区需要, 中国规范还提出了“一般手术室”做法, 室内用什么除菌方法不规定, 但要符合综合医院规范对医院集中空调的规定, 即它的新风必须有 2 或 3 级过滤, 回风过滤器必须有符合规定的性能, 这样可使风管内二次污染降到一般空调系统的 1/10。如果再在送风口上安高中效过滤器($\geq 0.5\mu\text{m}$, $\eta \geq 70\%$), 就成为净化空调了。相当于 IV 级洁净手术室, 最小洁净换气次数为 12 次/h。计算表明, 在 I 级洁净手术室做一次手术(设可用 15 年), 仅多花约 10 美元, 电费多花约 2.5 美元, 在其他级别手术室中做手术费用还要少一半。为了病人多一份安全, 花这点钱是值得的。

[关键词] 低紊流度; 置换流; 集中送风

1 手术室需要通风

2016 年底 WHO 发布了一份文件, 即《预防外科手术部位感染的全球指南》, “指南” 4.23 节坦承以“非常低的质量证据”或“支持证据质量很低”来说明“层流”(并无工程指标表明这是真层流还是假层流)不适用于关节置换类手术, 甚至有害; 但只字不提一些正面的证据。也未说明这些负面证据是出现在什么年代(例如出现在新世纪微创手术等技术高度发展的时候), 技术发展了, 层流作用减弱了, 但总不致于出现“有害”结果吧?

但是“指南”4.23 节以“手术室通风情况下的层流气流通风系统”为题肯定了手术室通风, 显然这是机械通风。现在不论收入如何, 家庭的卧室、起居室, 办公室、会议室尚且都要通风, 要做几个小时手术的手术室没有理由不需要通风。自然通风基本不适用于手术室(特殊情况如战时除外)这是通风空调工程师皆明白的。不同地区不同季节的冷热如何处理? 即使合适了, 难保一阵风一阵雨吹进

手术室怎么办? 闹市区的医院受汽车尾气影响怎么办? 噪声传进来怎么办? 虽然“指南”对自然通风做了不推荐的说明, 但是这个问题根本和收入高低的地区无关, 是手术室无需讨论的问题。但是对于整个医院建筑还是应考虑可能用到自然通风的。中国的《综合医院建筑设计规范》GB 51039.1.5 条“当采用自然通风时, 中庭内不宜有遮挡物……”

2 手术室空气环境需要净化通风, 需要净化空调

任何地区的手术室的空气环境需要除菌净化是毋庸置疑的。这是对病人负责对生命尊重的基本态度。只是措施从擦净消毒→喷洒照射→空气净化一步步发展而来。

纵观目前各国医院标准, 空气净化技术措施已成为控制医院用房空气环境无菌和干净程度的不二选择, 见表 1^[1]。

正如上述 WHO 在文件中指出的: 对于手术室供给正压的过滤后的空气的特别通风系统是必要的。理想情况是, 为了手术室内发生的微生物得到稀释, 微生物不能从周围环境侵入, 平均 20 次/h 换气是必要的。

这就是空气净化或者净化通风在手术室的应用。

收稿日期: 2018-03-13

作者简介: 许钟麟(1935—), 主要研究方向为空气净化。

表 1 各国标准情况

国别	标准名	空气洁净技术和系统以外的手段
美国	ANSI/ASHRAE/ASHE170-2008 Ventilation Of Health Care Facilities 医疗护理设施的通风	无
美国	VA Surgical Service Deign Guide 退伍军人医院标准手术部设计指南 2005	无
德国	DIN1946-4 Raumluftechnik –Teil 4: Raumluftechnische Anlagen in Gebäuden und Räumen des Gesundheitswesens 医疗护理设施建筑 和用房的通风空调 2008	无
日本	HEAS-02-2004 病院設備設計ガイドライン（空調設備編）医院设备设计指南（空调设备篇）	无
俄国	GOST R 52539-2006 Чистота воздуха в лечебных учреждениях. Общие требования 医院中空气洁净度一般要求	无
法国	NFS90-351-2003 Salles propres et environnements, maîtrisés apparentés Exigences relatives pour la maîtrise de la contamination aéroportée 医疗护理设施洁净室及相关受控环境悬浮污染物控制要求	无
瑞士	SWKI 99-3: Heating, ventilation and air-conditioning system in hospitals 2005 医院暖通空调系统	无
瑞典	SIS-TR 39 Vägledning och grundläggande krav för mikrobiologisk renhet i operationsrum 手术室生物净化基本要求和指南	无
西班牙	UNE100713-2003 Instalaciones de acondicionamiento de aire en hospitals 医院通风空调	无
巴西	NBR 7256: Tratamento de Ar em Unidades Médico assistenciais.2011，医疗护理设施空气处理	无
英国	UK Department of Health and Social Services , Engineering Data: Ventilation of Operating Departments, A Design Guide. UK Department of Health and Social Services , Health Technical Memorandum 2025 , Ventilation in Healthcare Premises 卫生与社会服务部，手术室部通风，设计指南	无
欧洲	FprCEN/TR16244 Ventilation for hospital 欧洲标准《医院通风》	无
中国	医院洁净手术部建筑技术规范 GB 50333-2013	无

由于空气净化可以实现全过程的环境参数控制，可以自然地与调节温湿度和补充新风的空调结合起来，所以中国《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333（以下简称“洁净手术部规范”）提出了净化空调的概念，简言之就是净化空调＝空调＋空气净化（简称净化）≈（温湿度的调节＋新风）＋（阻隔式过滤除尘和除菌＋气流组织和稀释＋压力梯度）。

3 空气净化到什么程度由卫生学标准决定

在手术室中采用什么样的空气净化措施（气流形式、换气次数、干净程度等）不是由我们搞空气净化的技术人员说了算的，我们是根据医院的卫生学标准，确定采取什么样的净化措施的。

下面表 2 三个广为人知的标准^[2]都是动态标准。可见美国外科学会标准是紧靠两学者的研究结果的。WHO 的标准总体上从严了，把菌浓下限定到 10。

表 2 三个有关菌浓的标准

美国两学者	结果
707~1780	空气传播感染的明显危险性
180	空气传播感染的危险性很小
40	对降低空气传播危险性看不出有效果
美国外科学会	适用场合
≤ 700	一般手术
≤ 175	准洁净手术
≤ 35	高风险洁净手术（器官移植）
WHO	适用场所
200~500	普通病房，小手术室等
< 200	无菌或其他手术室，急诊手术室、手术区其他房间
< 10	器官移植、心血管、矫形外科手术

有的国家手术室菌浓下限甚至被降到 5，上限未超过 500。

空气净化到什么程度才能使空气中的菌浓降到表 3 的 WHO 标准呢？

表 3 按 WHO 标准预期的静态沉降菌浓

动态 500	静态约> 100（0.1cfu/L）	静态可能沉降 6.82cfu/φ90.30min
动态 200	静态约> 40（0.04cfu/L）	静态可能沉降 2.4cfu/φ90.30min
动态 10	静态约> 2（0.002cfu/L）	静态可能沉降 0.15cfu/φ90.30min

空气中尘、菌尚未发现有明显的相关性。美国宇航标准给出了在静态洁净环境下的尘、菌的一般关系，据此，作者推算出尘、菌浓度参考值^[3]见表 4。

表 4 生物微粒标准的参考值

含尘浓度最大值 /（粒/L）	浮游菌最大浓度 /（cfu/L）	允许最大沉降菌数 /（cfu/（周·m ² ））	φ90 培养皿 0.5h 最大沉降量/cfu
0.3	0.001	3629	0.068
0.35	0.0011	3992	0.075
3	0.0033	11976	0.225
3.5	0.0035	12700	0.239
30	0.01	36290	0.682
35	0.011	39920	0.75
300	0.033	119760	2.25
350	0.035	127000	2.39
3000	0.1	362900	6.82
3500	0.11	399200	7.5
30000	0.33	1197600	22.5
35000	0.35	1270000	23.9

中国《医院消毒卫生标准》GB 15982，1995 版和 2012 版的规定分别见表 5、表 6。

表 5 中国 1995 版《医院消毒卫生标准》

层流手术室	≤ 10 个/m ³ （静态）
普通手术室	≤ 200 个/m ³ （静态）（笔者注：需要约 20 万级）

表 6 中国 2012 版《医院消毒卫生标准》

洁净手术部	按 GB 50333
非洁净手术部	≤ 4 个/φ90.15min （笔者按：相当于 8 个/φ90.30min，需要约 20 万级）

动态菌浓与静态菌浓之比，作者称之为动静比，^[4]一般为 3~5，可以大到 7。据北京大学附属人民医院等单位 and 作者等人对北京 5 家三甲医院 13 间洁净手术室共 39 例手术的实测总结，^[5]4 个手术程序的平

均动态菌浓 (测点见图 1) 和上述中国“洁净手术部规范”规定的手术区静态菌浓的比值, 就在 3~5 之间。

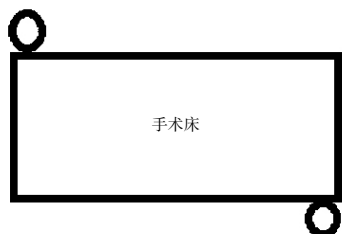


图 1 测点 o 在手术床对角线两头示意

I 级手术室:

$$\frac{25.2\text{cfu/m}^3}{5\text{cfu/m}^3} = 5.04$$

II 级手术室:

$$\frac{120.2\text{cfu/m}^3}{25\text{cfu/m}^3} = 4.8$$

III 级手术室:

$$\frac{265.7\text{cfu/m}^3}{75\text{cfu/m}^3} = 3.6$$

所以 WHO 的动态浮游菌 10cfu/m^3 标准, 静态浮游菌约相当于 $2\sim 3\text{cfu/m}^3$, 则由表 4 可见, 静态尘浓约在 3.5 粒/L 以下, 即 ISO5 级或更高的洁净度级别, 此时动态沉降菌浓 $\leq 0.24\text{cfu}/\phi 90\text{皿} \cdot 30\text{min}$ 。

若按美国外科学会最高标准 35cfu/m^3 , 其静态约为 10cfu/m^3 , 则由表 4, 洁净度降到 6 级之内即可, 也就是可用 209 标准 1000 级洁净室。

这就是说, 按 WHO 的最低菌浓, 需要 5 级 (原 100 级) 洁净度。

按传统的洁净室概念, 只有全室层流 (早已改称单向流) 才能实现 5 级洁净度。

4 洁净度、细菌浓度、手术部位感染率 (SSI) 的关系

上世纪的文献普遍认为空气洁净度越高 (达到层流 5 级), 细菌浓度越低, 手术部位感染率将越低, 有太多的文献, 不在这里列举了。

但手术部位感染率的因素非常复杂, 首先是术中产菌量有很大差别:

- (1) 不同手术的产菌量不同;
- (2) 不同切口手术的产菌量不同;
- (3) 离切口的不同位置的产菌量不同;
- (4) 测定时间稍有差异结果不同。

其次是病人自身状况影响很大, 而空气因素可能不到 10%。由于手术本身的进步加上不可能有同一组医生用同样的器材在不同的空气洁净方式 (如层流、乱流等) 的手术室中, 在同一个病人身上实施同一个手术, 从而进行比较, 因此层流能不能较

大地降低像关节置换这类手术的手术部位感染率受到质疑。不可能有完全肯定或完全否定的确切结论。但是过去大量报道的正面数据, 应该反映出一种倾向性是可能存在的。

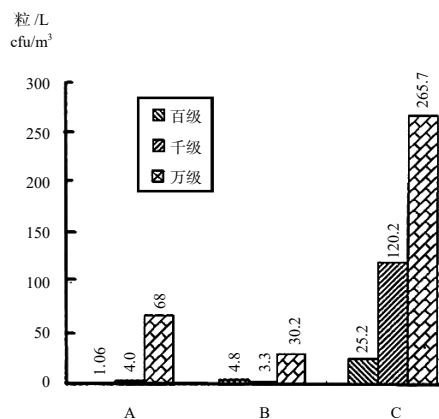
但是 2008 年由德国布朗特 (Christian Brandt) 撰文, 把德国早期建设的手术室误认为都是层流手术室而得出层流手术室感染率高于乱流手术室的结论已被德国官方指明是错误的, [6] 这不在本文讨论之列。

医学理论已证明, 细菌感染有一个剂量问题。手术区域的细菌含量也要达到某一个临界值才会引起手术创口感染。例如有报道指出, 10 个细菌可引起关节修复术后感染, 感染率和伤口周围 30cm 的空间中空气微生物浓度相关。[7] 所以并不是细菌越少, 少到零, 感染率才最低。从这一点看, 手术室用层流才最好的看法是会引起质疑的, 或者说这种做法性价比不高。

5 降低空气菌浓还是必要的

如上所述, 虽然层流和非层流相比, 对降低某些手术的 SSI 不见得有明显效果, 但是高洁净度的空气环境对降低菌浓是有效的, 这是不争的事实。这里先举上面提到的 5 家医院的情况, [5] 不论是静态菌浓还是动态菌浓, 都有: I 级 (高洁净度) < II 级 (中洁净度) < III 级 (低洁净度)。

图 2 为所测结果 (标准级别为原 209 标准)。



A- 静态含尘浓度 (粒/L); B- 静态浮游菌 (cfu/m^3);

C- 动态浮游菌 (cfu/m^3)

图 2 五家医院平均图

正如有研究者明确宣称: “100 级洁净室的微生物浓度比 10000 级和 100000 级洁净室内的微生物浓度低得多”, “100 级洁净室内极少发现微生物”。[8] 这一基本事实确定不容置疑。

既然洁净度高则菌浓低, 菌浓低则感染可能少, 但菌浓低到一定程度对降低感染率可能作用不大;

而洁净度最高的全室层流洁净室又费钱又费能,那么能否找到一种既能在手术全过程中通风换气,大幅度提高洁净度、降低菌浓,减少手术部位感染的机会又比全室层流简单、便宜、节能的净化通风或净化空调措施呢?

6 低紊流度置换流的局部集中顶送风

(1) 中国《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333 正是本着上述目的,经过理论论证和实验研究提出了在手术台上方比手术台大的一块局部送风面以集中送风的方式代替全室层流。这种方式送风速度低(只有乱流风口送风的几分之一),不仅吹风感小,不会扬尘,且具有单向性,紊流度低(但高于按德国标准或作者提出的界定层流的数值),同时不是靠混掺稀释把手术台所在空间尘菌浓度降低,而是定向推进、压出,置换掉空间中的脏空气,其诱导周边的气流与送风气流之比即引带系数相当于单个风口的约 1/5,^[9]所以这种低紊流度的置换流属于非诱导型送风的大范畴。见图 3,送风口下方作者称为主流区。

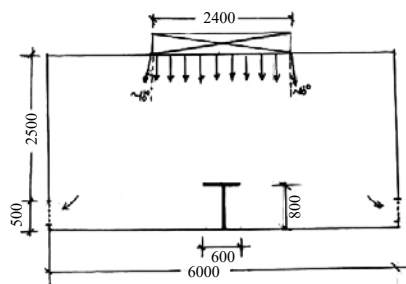


图 3 I 级手术室剖面示意 (单位 mm)

提出这一方案还基于这样一个质量控制理念:关键点控制。

关键点是生产或操作过程中最容易且最怕受到尘菌污染的地方,该点应受到有效或加强控制。在手术室,显然手术区(手术台所在的一个小区域)是关键区域。此区之外的手术室其他区域(称为周边区),不应和关键区同等对待,例如用层流措施时,使室内的边边角角都处于层流之下,显然无必要。

(2) 低紊流度置换流局部集中顶送风的特性

① 过去认为只有满布层流(送风面积占到全部截面的 80% 最低不小于 60%) 才可以达到 5 级。5 级洁净度被认是层流和乱流的分水岭。

根据作者提出的扩大主流区理论^{[10][11]},对于分散送风口,若每个送风口(设为标准 484mm×484mm 过滤器,扩散板送风口面积约 0.3m²)负担的室面积不超过 2.5m²,则对于一般室高的洁净室,工作区可以达到 5 级洁净度,在药厂 GMP 车间的实践证明,

此时换气次数只有 38 次/h。^[12]

如果是集中送风,当集中送风面积不小于室面积 1/5 时,全室可达到 5 级洁净度,否则周边区将低一级^[13]。如果送风面积达到室面积 1/8~1/10 时,周边区比核心区低一级。

以上达到 5 级洁净度的气流不够单向流标准,有关特性(如速度场均匀度、自净时间、流线平行性等)当然不如单向流,但接近单向流。对于希望在稳定后洁净度达到 5 级的目标来说,它实现了。

② 根据顶部集中送风的面积和末级过滤器档次实现分区定级。

I 级:要求手术区达到 5 级,周边区达到 6 级,同时希望气流把手术台边的医护人员及器械桌(约 0.4×0.6m)全罩住,设手术台为 0.6×1.8m,则台的两边外延各 0.9m,台两端外延 0.4m,面积为 2.4×2.6m=6.24m²,这就是送风面积,见图 4(虚线为送风面投影边界)。

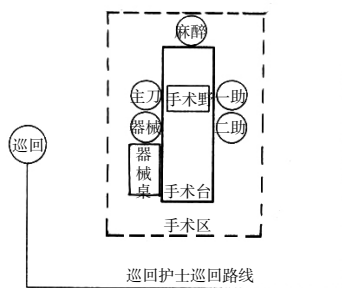


图 4 模拟情景二人员站位示意图

I 级手术室面积一般在 45~50m²,则送风面积占室面积约 1/8。

II 级:要求手术区达到 6 级,周边区达到 7 级,同时希望气流能基本罩住人员和器械桌,两边外延 0.6m,两端外延 0.4m,手术区面积为 1.8×2.6m=4.68m²,这也就是送风面积。

III 级:要求手术区达到 7 级,周边区达到 8 级,手术区面积为 1.4×2.6m=3.64m²。

规范还规定,当室面积超过 50m²时,送风面积可按比例增大,不应在边上加设单个送风口或净化器,即不应在置换流环境中存在其他气流组织。

IV 级:不分区,要求用风口分散送风,全室达到 8.5 级即 30 万级,从表 4 可见 30 万级时,最大浮游菌浓约比 10 万级时大 1 倍,约在 220cfu/m³,动静比取 3 时,满足美国外科学会一般手术室菌浓 ≤ 700cfu/m³ 的要求。

规范实施 15 年来,未有关于器械桌保护不妥的报告。这里要说明一下:德国标准的 I_a、I_b 级送风面积见图 5、图 6。^[14]

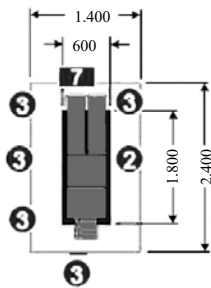


图 5 德国标准 I_b 级送风装置面积

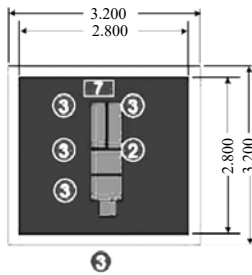


图 6 德国标准 I_a 级送风装置面积

美国标准不分级别，要求送风面积比手术台每边外延 0.3~0.45m。

分区定级除根据送风面大小外，还根据送风末级过滤器效率，按 GB 50333 的要求见表 7。

表 7 末级过滤器或装置的效率

洁净手术室和洁净用房等级	对大于等于 $0.5\mu\text{m}$ 微粒，末级过滤器或装置的最低效率
I	99.99%
II	99%
III	95%
IV	70%

俄罗斯 2008 年标准也采用了上述 I 级的分区定级，只是送风面积和德国的一样大。

一间 II 级手术室末端用亚高效过滤器和接近亚高效的阻漏层，其总效率约 0.995 ($\geq 0.5\mu\text{m}$)，仍是亚高效。经国家建工质检中心测定结果如表 8 所列，手术区最大上限浓度达到 209 标准 500 级，即属于 1000 级范围，符合规范要求。

③ 用低一级的换气次数达到手术区高一级的目的。I~III 级的洁净换气次数均按周边区级别确定的。

④ 从表 4 可见，洁净度差一级，浮游菌浓可差 3 倍。1977 年德国的艾斯东 (Esdorn H) 等对手术区的菌浓提出污染度的概念^[15]，即在集中送风达 20 次/h 换气时，手术区菌浓只及周边一半，即差 2 倍的关系。

中国规范考虑上述两种情况，从安全计，未采取 3 倍关系，也采取周边区菌浓和手术区菌浓为 2 倍的关系，大量测定证明，这一比例可以达到。

⑤ 手术区的风速是大好还是小好？有人认为垂

直送风会把医生身上微粒吹到手术台上，从图 7 可见这是不可能的。因为即使 $1\mu\text{m}$ 微粒的跟随气流的速度和气流速度相差不超过 10^{-3} ，因此应完全跟随气流运动。^[16]

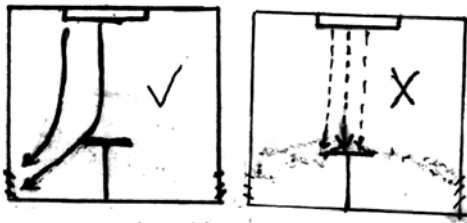


图 7 气流情况

但是风速大了对切口不利是显然的，医生也会不舒服，所以能小则小，还节能。我们在北京人民医院手术室做的模拟实验证明，风速大比风速小是有好的排除污染能力，但 0.22m/s 风速时动态菌浓可以达标。^[17]

手术区 0.28m/s 风速时，3 种模拟工况手术台上 5 个测点区平均动态菌浓 $2.33\text{cfu}/\text{m}^3$ ，图 4 为一种工况的布置。

手术区 0.22m/s 风速时，上述数值为 $11.8\text{cfu}/\text{m}^3$ 。据北京市标准，I 级手术室动态标准为 $\leq 30\text{cfu}/\text{m}^3$ 。

因此，中国“洁净手术部规范”采用 I 级手术室手术区风速为 0.20~0.25m/s。

（3）非诱导型送风的低紊流度置换流在手术室完全可以替代全面层流。

① 中国的实践证明，15 年来仅由国家建工质检中心检测的数千例手术室，绝大部分是菌浓一次达标。

据王方 2011 年报告，徐州医学院附属医院 1808 例手术，使用洁净手术室，感染率由传统普通手术室的 6.41% 降至 0.93%，徐焕华等对某教学医院统计结果，用紫外线空气消毒的术后感染率是洁净手术室的 7.06 倍，是用空气净化机组的 2.11 倍。夏牧涯报告苏州大学第一附属医院使用洁净手术室使感染率下降一半以上^[18]。

② 由德国一个固定的手术团队，从 2008 年至 2014 年 6 年间在被称为单向置换流（根据标准 DIN-1946-4，附件 D [2008] 建造）与湍流通风手术室（根

表 8 样板手术间工况：送风机工作频率 35Hz 检验结果

房间名称		房间设计级别	换气次数 (次/h)	静压差 /Pa	含尘浓度粒/L				浮游菌 (cfu/m³)	温度 /℃	相对湿度 /%	噪声 (dB(A))	照度 /lx	
					点平均最大值		室平均统计值						最低	平均
					≥ 0.5μm	≥ 0.5μm	≥ 0.5μm	≥ 0.5μm						
Ⅱ级样板 手术间	手术区	1000级	20.4	+11	14.3	0	12.0	0	14.1	22.5	53.0	45.3	743	810
	周边区	万级		(对非洁净区)	23.2	0.1	18.7	0.1	35.3					

手术室新风量：801m³/h；室外温度：31.2℃；相对湿度：53.8%。

据标准 DIN-1946-4 [1999] 建造) 中, 监测了 1286 台手术, 后者可降低菌浓 90% 以上, 见图 8。^[19] 该测定的培养皿放在器械桌上置于无菌区, 未具体说明地点。

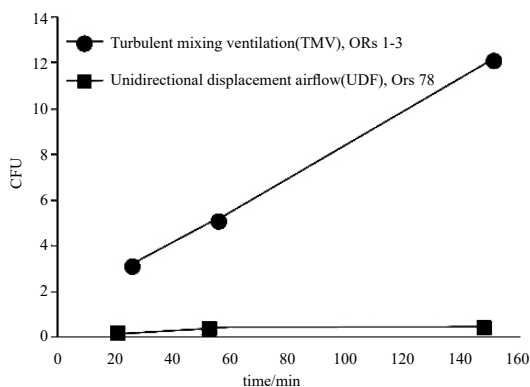


图 8 两种通风系统之间手术时间与细菌浓度相关性的对比

7 中国规范中的“一般手术室”

中国是一个发展中国家, 地区差异也极大, 在制订《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333 时考虑到当时存在、今后还会有地方采用的不要求洁净度级别的常规手术室的情况, 在后来制订《综合医院建筑设计规范》GB 51039 时, 保留了“一般手术室”的名称。

不论地区收入高低, 由于气候原因, 采用空调应无可非议, 而在中国, 空调设备已是医院的一项基本配备。

但是空调因其系统的积尘积菌导致二次污染, 现已公认其为一种污染源。

表 9^[20] 是中国的测定数据 (新风仅有滤网或粗效过滤器的医院、商场、酒店), 中等污染菌浓为 $(1\sim3)\times 10^4$ cfu/g。

表 9 全国范围内公共场所 (包括医院) 三个测定实例

检测单位	被检对象数目	中等和严重污染比例
原卫生部	937	93.8
北京 CDC	多于 80	95
同济大学	10	100

又据日本清扫业协会的 200 余样本的分析, 细菌数在 $10^3\sim 10^4$ cfu/g 之间^[21], 略低于上述数据。图 9^[22]、图 10^[23] 则是管道内和回风口的污染状况。

发达国家、空气状况良好的国家, 可能会好一些。但回风都是不会有什么差别的。即使家用壁挂式空调器, 据前几年北京晚报报道: 88% 该空调器冷却器翅片上细菌超标, 84% 空调器真菌超标。手术室为公共场所, 用这种空调器情况更会严重。

通过近十几年来各种传染病的教训, 中国卫生

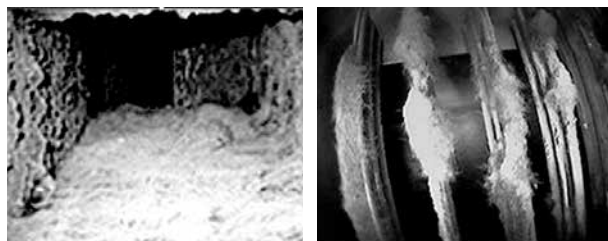


图 9 空调管道沉积的颗粒物 图 10 医院回风口被污染的照片

主管部门出台了一些规定, 对医院用空调系统的新风口和回风口作出规定。上述《综合医院建筑设计规范》据此给出了比较严格的要求。

规定之一是: 当地的 PM_{10} 年平均值浓度未超过国家环境标准二级时, 新风口应至少设置粗效和中效两级过滤, 否则应再加一道高中效过滤器。

规定之二是: 集中空调和风机盘管的回风口要设初阻力小于 50Pa, 微生物一次通过率不大于 10%, 颗粒物一次计重通过率不大于 5% 的过滤设备。

同时规定一般手术室应采用集中空调系统, 并安有高中效 ($\geq 0.5\mu m$, $\eta \geq 70$) 过滤器。

可见一般手术室和洁净手术室的差别仅在未规定达到的洁净度级别, 但也要安上高中效过滤器。其实这就是 IV 级准洁净手术室的基本措施。

可见, 一般手术室或 IV 级洁净手术室, 对低收入国家是值得推荐的方式。

8 关于经济问题

(1) 关于造价

① 上海多年前限定 I 级 100 万人民币一间, II 级 80 万人民币一间, III 级 60 万人民币一间 (均含一定辅房, 这两年有所提高), 净化空调设备造价仅占其中不足 20%, 而纯净化设备则更小了。

② 北京某中央大医院 47 间手术室, 一天做近 130 台手术, 平均每间每天 3 台手术。

其中 I 级设 15 年淘汰 (不考虑折旧和其他房间仍可用), 做 15475 台手术, 每台均摊为 64.6 元 (不足 10 美元)。

(2) 关于风量

有一种误解认为用净化空调的手术室风量一定比单用空调的大很多。表 10 是按“洁净手术部规范”规定的平均人数按北京气象条件计算的数据 (据牛维乐工程计算)。按《民用建筑采暖通风与空气调节设计规范》GB 50736, 舒适性空调送风可选用 $5\sim 10^\circ C$ 送风温差, 而置换流由于不是混掺稀释, 怕人有明显吹风冷感, 所以规定最小送风温度不低于 $18^\circ C$, 设按 $19^\circ C$ 考虑, 按手术室规范规定的夏季室温下限 $21^\circ C$, 设取 $22^\circ C$, 则送风温差不宜超过 $3^\circ C$, 其中 IV 级手术室为乱流、送风可按 $\geq 5^\circ C$ 计算。

表 10 按空调和洁净要求的换气次数比较

编号	手术室名称	体积 /m ³	室内设计人数 / 人	空调换气次数 / (次 / h)	规范要求的最低换气次数 / (次 / h)
1	I 级手术室	150.0	12	56.8	52.6(按照 0.351m/s 的送风速度计算)
2	II 级手术室	135.0	11	25.1	24.0
3	III 级手术室	120.0	8	21.1	18.0
4	IV 级手术室	105.0	6	14.6	12.0

从表 10 可见，两种条件下的换气次数相当，而仅和室内负荷有关的换气次数按空调计算，结果还可能大于按洁净要求的最低结果（如 I 级即人数降到 9，则空调换气次数降到 53 次 / h）。

（3）关于电费

一间 I 级手术室耗电约 20kW，一天运行 12h，则耗电 240 度，0.82 元 / 度，约 196.8 元，每台手术 65.6 元（不足 10 美元）。一间 II 级手术室则每台手术需 50 元（约 7 美元），采用超低阻新风过滤，则费用可少 1/3。

9 结论

（1）用合适的通风手段降低手术室菌浓是必要的。

（2）非诱导型送风的低紊流度置换流比层流与乱流均更适合于手术室，具有高的性价比。

（3）中国医院洁净手术室采用非诱导型送风的低紊流度置换流是成功的。

（4）在经济、节能的原则下，有降低 SSI 1% 的可能，就要作出 100% 的努力。

参考文献

[1] 许钟麟，沈晋明. 医院洁净手术部建筑技术规范实施指南，P5，北京：北京建工出版社，2014。
[2] Parker M T. Hospital—Acquired infections（WHO Regional Publications European Series No.4），1978。
[3] Zhong Xu.Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms，492，Springer，2014。
[4] Zhong Xu.Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms，868，Springer，2014。
[5] 许钟麟，武迎宏，邓小红，等. 洁净手术部动态监测菌浓的最新依据[J]. 中国卫生工程，2006，N07，36—41。
[6] 沈晋明，刘洋. 评议德国手术部感染控制措施的讨论[J]. 暖通空调，2010，40(12)，13—19
[7] Gosden P E,A.P.MacGowan,G.C.Bannister. Importance of air quality and related factors in the prevention of infection in orthopaedic implant surgery[J]. Journal of Hospital Infection，1998(39):173—180。
[8] Li C S,Hon P A.Bioaerosol characteristics in hospi-

tal clean rooms. The Science of the Total Environment，2002。
[9] Zhong Xu, Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms, 636, Springer, 2014.
[10] Zhong Xu, Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms, 667, Springer, 2014.
[11] 许钟麟，孙宁，张益昭. 等. 确定生产无菌药品的背景环境——B 级区换气次数的方法[J]. 暖通空调，2013，43（12），135—140。
[12] 冯昕，许钟麟，张益昭，等. 生产无菌药品的背景环境——B 级区换气次数实测分析[J]. 暖通空调，2014，44(2)，84—87
[13] 许钟麟著，药厂洁净室设计、运行与 GMP 认证（第二版），157，上海：同济大学出版社，2011。
[14] 沈晋明. 手术室送风天花的重要性与安全性[J]. 中国医院建筑与装备，2011（10）309—311。
[15] Esdorn H, Nouri Z.Vergleichsuntersuchungen ueber luftfuehrungssysteme mit mischstroemung in operationsraeument.HLH, 1977(28).
[16] Zhong Xu, Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms, 309—311，Springer, 2014。
[17] 冯昕，许钟麟，毛迅，等. I 级洁净手术室下限截面风速的试验研究——《医院洁净手术部建筑技术规范》修订研讨系列课题之八[J]. 暖通空调，2013，43(9).
[18] Zhong Xu, Fundamentals of Air Cleaning Technology and Its Application in Cleanrooms, 408—469，Springer, 2014。
[19] Sebastian Fischer、Martin Thieves、Tobias Hirsch、Klaus-Dieter Fischer、Helmine Hubert、Steffen Bepler、Hans-Martin Seipp; Reduction of Airborne Bacterial Burden in the OR by Installation of Unidirectional Displacement Airflow (UDF) Systems[J].Med SciMonit.2015; 21:2367—2374。
[20] 许钟麟，张彦国，潘红红. 净化空调应成为现代医院建设的基本标配[J]. 暖通空调，2007，47(7)，11—14。
[21] 于航，徐文华. 日本空调风管清扫业及相关研究现状[J]. 暖通空调，2003，53(4)，48—50。
[22] 李卫光. 医院空调系统：一个被忽视的感染隐患，中国医疗环境大会会刊，117，2017。
[23] 许钟麟. 洁净手术室环境控制的绿色手段，昆明医院建设学术讨论会报告，2016。

北京城市地区老年人室内环境调查分析

王春雨¹，谢静超¹，樊广涛¹，刘加平¹，吉野博²

（1. 北京工业大学绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室，北京 100124；2. 日本东北大学，日本 980-0856）

〔摘 要〕为了解北京城市地区老年人居家养老室内环境，于2016年12月至2017年3月对北京市50所老年人居住住宅进行了问卷调查，并选取其中5户进行现场测试，测量参数主要有温度、湿度、CO₂浓度、PM_{2.5}浓度以及CO和NO_x的浓度。研究表明：本次调查的50户住宅一周室内平均温度为21.1℃，本次实测5户住宅一周室内温度范围为18.7℃~24.7℃，均满足《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002。平均相对湿度范围为18.5%~33.7%，其中4户住宅室内平均相对湿度小于30%，需采取一定措施提高室内相对湿度。室内平均CO₂浓度为876ppm，室内外平均CO浓度分别为2.1ppm和1.2ppm，室内外NO_x浓度为0。

〔关键词〕老年人；住宅特点；室内环境；室内空气品质

0 引言

2000年，我国60岁以上的老龄人口比例达到10%，标志着我国正式步入老龄化国家行列。目前，中国人口老龄化的速度与规模是“世界之最”。习近平总书记十九大报告指出：实施健康中国战略，“积极应对人口老龄化，构建养老、孝老、敬老政策体系和社会环境，推进医养结合，加快老龄事业和产业发展”。目前，居家养老和社区养老是主要的养老方式，舒适的室内环境尤为重要。室内环境直接影响老年人的健康和生活质量。许多国内研究者对北京、上海、哈尔滨、宁波等地区老年人居住住宅环境展开大量研究^[1-4]，主要针对于老年人住宅建筑设计和空间布局设计；本文聚焦于老年人居家环境，调查了北京城市住宅的基本特点，并对其室内热湿环境及室内空气品质进行了研究分析。

研究选取2016年冬季北京市城区50户家中有老年人居住的住宅进行问卷调查，并对其中5户住宅的室内环境进行实地测量，并对结果进行分析。

1 调查方法

1.1 调查对象

研究于2016年12月到2017年2月对北京市城市地区家中有老年人的50个住宅进行调查，再选取其中5户进行实测。接受调查的对象均为年龄65岁及以上的老年人，男女比例接近1:1。调查和实测住宅所在小区的位置如下图1所示，实测住宅及受访者的基本信息见下表1。

1.2 调查方式

本次调查包括两个方面：住宅以及个人基本信

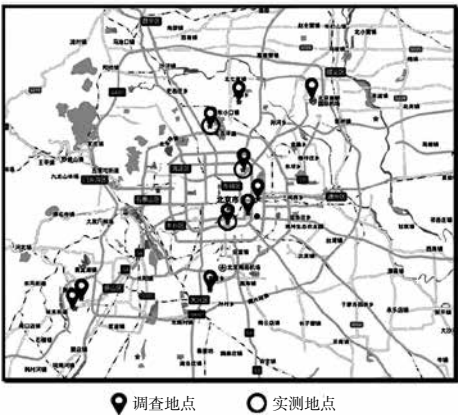


图1 调研地点

表1 住宅及住户基本信息

编号	受访者基本信息		住宅基本信息			供暖信息	
	性别	年龄	楼层	面积/m ²	年限/年	供暖方式	供暖季时长
PT-01	男	75	2/6	77	>20	市政集中供暖	11月中旬至3月中旬
PT-02	男	85	2/6	57	>20	市政集中供暖	11月中旬至3月中旬
PT-03	女	77	1/6	60	10~20	市政集中供暖	11月中旬至3月中旬
PT-04	男	77	2/6	77	10~20	市政集中供暖	11月中旬至3月中旬
PT-05	女	70	6/10	118	3~5	壁挂炉燃气独立供暖	11月中旬至3月中旬

息的问卷调查和室内环境参数测量。

主观问卷内容包括以下几个方面：

（1）住宅特点：住宅的年限和面积、保温材料的使用情况、客厅外侧窗框的材质、玻璃层数、日照情况以及地板材质等；（2）供暖情况：供暖装置以及供暖季的时长、受访者对客厅、老年人卧室以及卫生间早晚温度的测量记录，使用图2a所示的温

收稿日期：2018-06-22

作者简介：王春雨（1994—），主要研究方向为室内环境及建筑节能技术研究。

度卡片 (精度: $\pm 1^{\circ}\text{C}$); (3) 个人基本信息: 性别、年龄、以及对一天中不同时间段对各个房间的热感觉投票, 其中热感觉评价采用 ASHARE 热感觉评价标尺。

室内环境实测包括以下 6 个参数: 在选取的 5 户住宅的室外、客厅和老年人卧室分别布置测点, 使用温湿度 CO_2 记录仪 (TR-76Ui; 精度: $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, $\pm 5\%$ 和 $\pm 50\text{ppm}$) 连续一周监测房间的温度、相对湿度和 CO_2 浓度, 每隔 10 分钟自动记录一次数据; 使用粉尘测定仪 (TSI 8532; 精度: $\pm 0.001\text{mg}/\text{m}^3$) 测量室内外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 室内测点设置于客厅, 连续监测 30 分钟, 室外连续监测 9 分钟, 每分钟记录一次数据; 使用 IAQ Monitor (kanomax 2212; 精度: $\pm 3\text{ppm}$) 测量客厅 CO 浓度, 连续监测 30 分钟, 每分钟记录一次数据; 采用活塞式气体采集器 (GV-100S) 和气体检测管 (GASTEC) 测量客厅 NO_x 浓度, 将检测管插入采集器上部插孔, 将拉手向下拉动, 吸入 100ml 空气, 4~5min 后观察检测管中颜色变化位置, 平视刻度进行读数。实验仪器如下图 2 所示。

2 调查结果

2.1 住宅特点

本次调查的住宅全部为楼房, 下图 3 表示老年人居住住宅的年限, 69% 的住宅年龄超过 10 年; 图 4 表示住宅的面积, 面积在 $50\sim 100\text{m}^2$ 的住宅所占比例最大为 71%, 其次是 $100\sim 150\text{m}^2$, 占比 23%, 其中面积较大的住宅一般是老年人与子女共同居住;

98% 的住宅使用保温材料, 据调查使用保温材料的部位主要是外墙。

图 5 表示住宅客厅外侧窗框的材质, 可以看出钢窗框、断热型铝制窗框、普通铝制窗框以及塑料窗框使用比例分别为 33%、27%、23% 和 17%, 并且有 79% 住宅使用双层玻璃, 增加了围护结构的气密性, 有利于室内的保温; 23% 的住宅客厅日照不好, 调查发现日照不好的主要原因是城市中均为高层建筑, 并且建筑之间的距离比较小, 这样就会影响到低层住户的采光; 客厅地板的材料主要有三种, 瓷砖、木地板和水泥, 占比分别为 54.2%、39.5% 和 6.3%, 本次调查中没有住宅使用地毯。

2.2 供暖情况

2.2.1 供暖特点

北京属于寒冷地区, 冬季市政集中供暖, 供暖期从 11 月中旬开始, 到 3 月中旬结束。本次调查的老年人住宅中, 84.3% 的住宅为市政集中供暖, 11.8% 的住宅采用壁挂炉燃气独立供暖, 3.9% 的住宅利用空调采暖。其中 94% 的住宅使用散热器为供暖末端, 仅 2% 住宅采用地板辐射采暖。本次调查中供暖设备均全天 24 小时运行。98% 的住宅供暖时长为 11 月中旬到 3 月中旬, 2% 住宅为 10 月下旬到 3 月下旬, 长于市政供暖期。

2.2.2 供暖室内平均温度

图 6 表示住宅客厅、卧室和卫生间一周早晨起床时和晚上睡觉之前的平均温度, 该温度为住

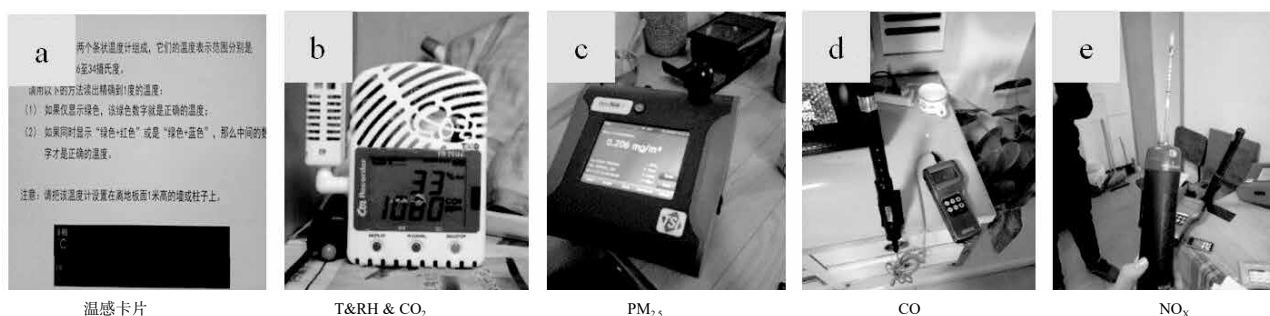


图 2 实验仪器

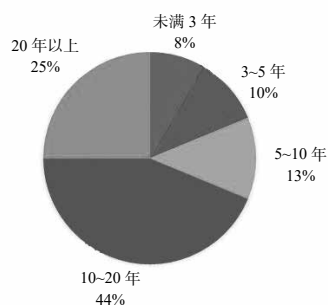


图 3 住宅年限

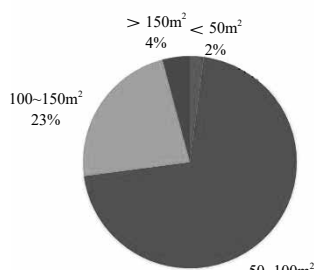


图 4 住宅面积

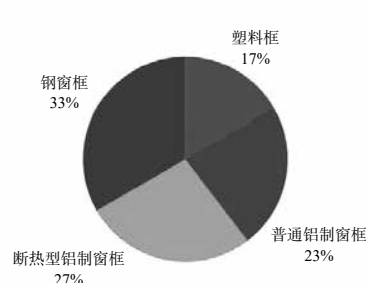


图 5 客厅外侧窗框材质

户记录温度卡片显示的温度。利用统计分析软件 SPSS19.0 对房间温度进行独立样本 T 检验, 分析发现同一房间早晨室内平均温度低于晚上 ($P < 0.05$), 晚上客厅的平均温度明显高于卧室 ($P < 0.05$) 和卫生间 ($P < 0.01$)。

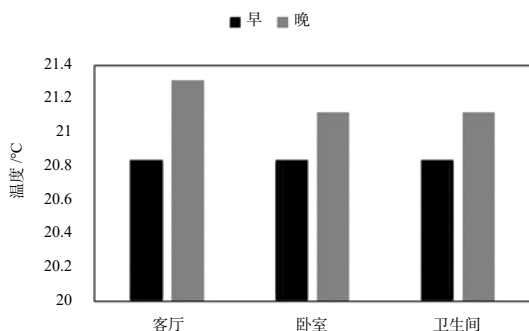
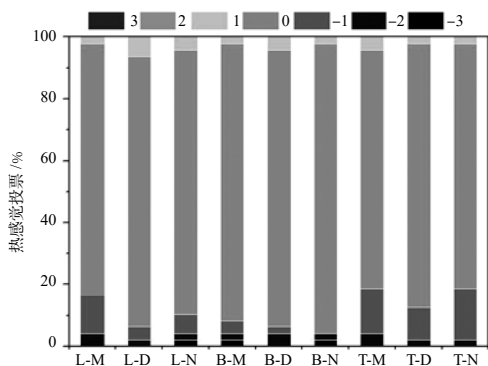


图 6 早晚平均温度

2.3 热舒适性

图 7 表示老年人在起床时、晚饭后与家人团聚时以及睡觉前对客厅卧室和卫生间的温度投票, 问卷热感觉评价采用传统的热感觉 7 点标尺, “-3”表示非常寒冷, “-2”表示寒冷, “-1”表示有点寒冷, “0”表示不冷不热, “1”表示有点热, “2”表示热, “3”表示非常热。由图可知, 大约 85% 的老年人对客厅三个时间段的热感觉投票为不冷不热, 其中 16.7% 老年人感觉客厅早晨比较冷。大约 90% 的老年人对卧室的热感觉投票为不冷不热, 满意度较高。而对于卫生间的三个时间段热感觉投票为零的占比分别为 77%、85% 和 79%, 平均占比 15% 的老年人感觉到寒冷, 其中可能原因为卫生间设有排风扇或外窗, 频繁的与室外通风换气导致人们感觉稍冷。总体上说 95% 的老年人对客厅和卧室的热感觉投票在 “-1” 到 “1” 之间, 满足 ASHARE standard 55^[5] 热中性的范围。



注 L: 客厅 B: 卧室 T: 厕所 M: 早晨 D: 晚饭后 N: 睡觉

图 7 热感觉投票

3 实测环境参数

3.1 温湿度

图 8 和图 9 表示实地测量的 5 户住宅一周的室内温度和相对湿度的范围。由图 8 可知, 测试期间室外平均温度为 4.0°C, 最小值为 -1.8°C, 最大值为 12.9°C。5 户住宅室内平均温度为 22°C, 其中住宅 PT-3 和 PT-4 室内平均温度稍低于其他 3 户, 温度分别为 19.3°C 和 18.7°C。总体来说老年人住宅室内温度均满足《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6] 给出的供暖房间室内温度标准值 16~24°C。由图 9 可知, 室外平均相对湿度为 34.4%, 最小值为 10.1%, 最大值为 93.2%, 这是由于测试期间室外下雪导致。测试 5 户住宅室内平均相对湿度为 25%, 仅住宅 PT-1 室内相对湿度超过 30%, 其它 4 户相对湿度均不满足《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6] 给出的供暖房间室内相对湿度标准值 30%~60%, 这里建议住户适当使用加湿器或者养绿植来调节室内相对湿度。

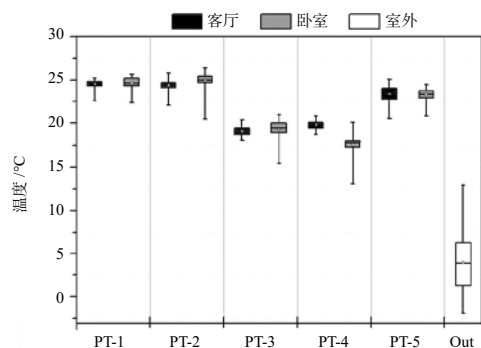


图 8 温度箱线图

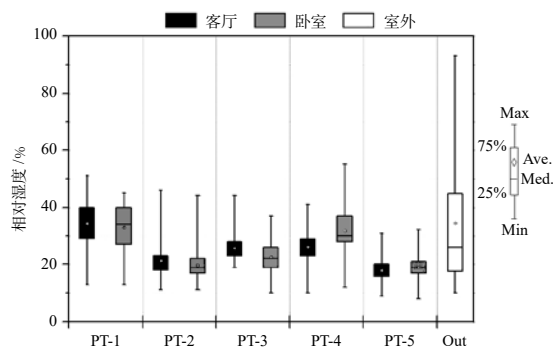
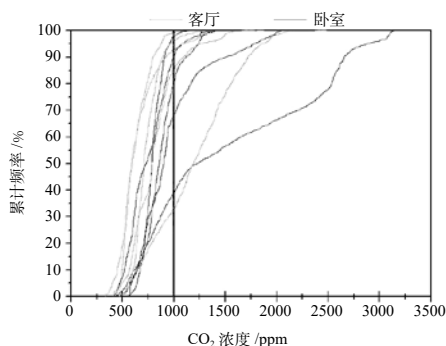


图 9 相对湿度箱线图

3.2 PM_{2.5} 浓度

下表 2 表示实测 5 户住宅的室内平均 PM_{2.5} 浓度, PT-1 到 PT-4 号住宅同一天进行测试, 测试时室外 PM_{2.5} 浓度较高, 室内 PM_{2.5} 浓度低于室外。根据《国家环境空气质量标准》GB 3095-2012^[7] 除 PT-3 以外, 室内外 PM_{2.5} 浓度均超过 24 小时平均浓度标准 75μg/m³, PT-3 号住宅室内使用空气净化器, PM_{2.5}

图 10 CO₂ 累计频率图

浓度低于其他住宅,可见空气净化器可以有效去除室内 PM_{2.5}。而对 PT-5 号住宅进行实测时天气较好,室内外 PM_{2.5} 浓度均较低,由此可知,室内 PM_{2.5} 浓度受室外 PM_{2.5} 浓度影响。

表 2 PM_{2.5} 平均浓度

PM _{2.5} (μg/m ³)	PT-1	PT-2	PT-3	PT-4	PT-5
室内	211	147	32	175	5
室外	272	272	287	287	8

3.3 CO₂, CO, NO_x 浓度

本次测量的 5 户住宅室内平均 CO₂ 浓度分别为 1361ppm、766ppm、704ppm、740ppm、809ppm,卧室的平均 CO₂ 浓度高于客厅。PT-1 号住宅平均 CO₂ 浓度超过《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6] 中规定室内 CO₂ 浓度标准值 1000ppm (日平均值)。图 10 表示室内 CO₂ 累计频率图,由图可知客厅和卧室 CO₂ 浓度值超过 1000ppm 的数据占比分别为 18.6% 和 24.9%,其中 PT-1 号住宅一周监测的数据中 CO₂ 浓度超过 1000ppm 的数据占比最大,分别为 67.2% 和 61%。测试住宅室内外 CO 浓度均小于《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6] 中规定 CO 浓度限值 8ppm (10mg/m³, 1 小时均值),平均值分别为 2.1ppm 和 1.2ppm。本次实测的 5 户住宅室内外均未检测出 NO_x。

4 结论

(1) 本次调查的 50 户住宅一周室内平均温度为 21.1℃,客厅、卧室和卫生间早晨室内平均温度低于晚上 ($P < 0.05$),晚上客厅的平均温度明显高于卧室 ($P < 0.05$) 和卫生间 ($P < 0.01$)。

(2) 本次实测 5 户住宅一周室内温度范围为 18.7℃~24.7℃,均满足《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6]。平均相对湿度范围为 18.5%~33.7%,其中 4 户住宅室内平均相对湿度小于 30%,未达到上述标准要求,需采取一定措施提高室内相对湿度。

(3) 室内 PM_{2.5} 浓度受室外 PM_{2.5} 浓度影响很大,空气净化器的使用可有效降低室内 PM_{2.5} 浓度。

(4) 测试住宅室内平均 CO₂ 浓度为 876ppm,室内外平均 CO 浓度分别为 2.1ppm 和 1.2ppm,满足《室内空气质量标准》GB/T 18883-2002^[6]。本次测试室内外 NO_x 浓度为 0。

参考文献

- [1] 车冠宇. 居家养老背景下的北京市住宅适老性能评价体系研究 [D]. 北京工业大学, 2016.
- [2] 朱茜. 上海市老年人住宅更新模式研究初探 [D]. 东华大学, 2012.
- [3] 黎晗. 严寒地区高层适老化住居设计研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2014.
- [4] 吴珊珊. 宁波市老年人居住环境现状及改善策略研究 [D]. 浙江大学, 2012.
- [5] ANSI/ASHRAE, Standard 55-2013, Thermal environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering, Atlanta, GA, 2013.
- [1] 中华人民共和国国家标准. GB/T 18883-2002《室内空气质量标准》[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002.
- [1] 国家环保总局. GB 3095-2012 环境空气质量标准 [S]. 北京: 国家环保总局, 2012.

多点进出城市地下道路纵向通风系统节能运行策略研究

孙 超, 陈 超, 王陆瑶, 周 宇

(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] 隧道通风换气是确保城市地下道路安全运营的重要控制措施之一。本研究以多点进出城市地下道路为研究对象, 运用流体力学、能量守恒、基尔霍夫定律的原理和试验研究的方法, 重点研究分(合)流匝道对隧道纵向通风系统阻力特性的影响规律; 进一步结合所构建的多点进出城市地下道路通风阻力计算模型, 分析并提出纵向通风风机开启方式对隧道通风系统节能运行影响规律及其最优通风风机开启方式的确定原则。研究表明: 当多点进出城市地下道路某主隧道 i 段污染物浓度超标时, 建议优先开启当前主隧道段通风风机, 使位于该隧道段上游的匝道为进风状态、其下游匝道为排风状态, 有利于通风系统节能运行。

[关键词] 多点进出城市地下道路; 分(合)流匝道; 纵向通风方式; 通风阻力模型; 通风风机运行策略

0 引言

纵向射流通风系统是目前城市地下道路机动车排放污染物浓度控制的主要通风方式。与单点进出的直隧道比较, 由于多点进出城市地下道路受其分、合流匝道结构特征的影响, 隧道内空气流动特性远较单点进出城市地下道路的复杂, 隧道各段的空气流动特性不但受本隧道段结构特征的影响, 同时还受上、下游隧道段分(合)流匝道“局部阻力构件”阻力特性的影响。因此, 当隧道某段污染物浓度超标且该隧道段控制需风量已确定, 隧道纵向通风系统开启方式, 包括开启通风风机所处隧道位置的确定, 将直接影响多点进出城市地下道路纵向射流通风系统的节能运行。

以往关于隧道空气流动特性的研究主要集中在长直公路隧道。Shaohua Mao^[1]等人通过对隧道阻力特性的分析, 建立了一维能量平衡方程, 提出了一种结合纵向通风和自然通风的烟气控制模式。同样关于通风系统的研究也主要是针对公路隧道的通风系统设计参数和不同风机运行模式时空气流动特性的研究。Mizuno 等人^[2]采用实验和计算模拟方法, 分析了风机纵向安装间距以及隧道不同的进口风速对不同型号风机的综合影响系数的影响规律。Martegani^[3]等人结合实验研究方法, 研究了风机升压力以及风机流场受射流风机喷口样式影响的情况。Levy.S 等人^[4]对公路隧道纵向通风系统中的射流通风进行了模拟研究, 描述了射流风机的安装距离对隧道内气流分布的影响。王峰等人^[5]对隧道内射流

风机的气动特性以及对隧道内空气的流动特性进行了计算研究。Guihong Pei 等人^[6]对公路隧道不同的射流模式和风机组合的空气流动特性进行了数值模拟研究。

本研究结合他人关于单点进出隧道的研究方法, 以多点进出城市地下道路为重点研究对象, 运用流体力学、能量守恒、基尔霍夫定律的原理和试验研究的方法, 重点研究分(合)流匝道对隧道纵向通风系统阻力特性的影响规律; 进一步结合所构建的多点进出城市地下道路通风阻力模型, 分析纵向通风风机开启方式, 包括不同位置通风风机运行方式对隧道通风系统节能运行的影响规律; 并结合研究团队关于长沙市营盘路湘江隧道纵向通风系统现场实测结果, 研究并给出可指导多点进出城市地下道路通风系统节能运行策略制定的基本原则。

1 材料与方法

1.1 隧道通风阻力计算模型构建

对于多点进出城市地下道路, 当第 i 个主隧道段机动车排放污染物浓度超标, 并确定该段所需通风量为 Q_i 时, 寻找最优的通风风机开启方式, 对确保该隧道段机动车排放污染物浓度有效控制条件下的节能运行, 将产生直接影响。图 1 为多点进出城市地下道路通风网络图, 由图可见, 受隧道内各分(合)流匝道

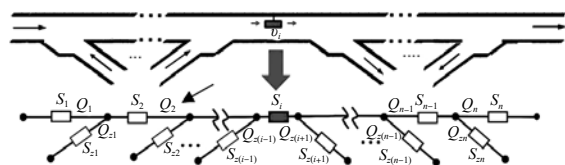


图 1 (k+m) 点进出城市地下道路网络图

收稿日期: 2018-06-26

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 陈超 (1993—), 主要研究方向为隧道通风。

“局部阻力构件”阻力特性的影响,当开启风机位置不同,将影响分(合)流匝道空气出流特性,进而影响隧道通风系统的阻力特性、风机的运行能耗。

为此,本节将根据流体力学等理论,建立关于图 1 的多点进出城市地下道路空气流动网络模型,以此分析并把握多点进出城市地下道路通风系统流动阻力特性的影响因素及其变化规律。

1.1.1 基本假设

(1)考虑到城市地下道路长度远大于其横断面,隧道内空气流动视为一维不可压缩气体的恒定流动;
(2)隧道口处风压为当地大气压,隧道内初始空气速度为 0;
(3)不考虑隧道内坡度变化的影响,均视为平直隧道;
(4)壁面粗糙度不变。

1.1.2 基本方程

根据基尔霍夫定律,图 1 中流出(入)任意分(合)匝道 i 节点的空气流量代数和为零,即有式(1)成立。

$$\begin{cases} Q_{i-1} + Q_{Z(i-1)} = Q_i \\ \vdots \\ Q_{i+1} + Q_{Z(i+1)} = Q_i \end{cases} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (1)$$

根据流体力学理论,可建立各分(合)流匝节点的压平衡方程式(2)~式(4)。

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^{i-1} \Delta P_j = \Delta P_{Z(i-1)} \\ \vdots \\ \sum_{j=i+1}^n \Delta P_j = \Delta P_{Zn} \end{cases} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

$$\Delta P_i = S_i Q_i^2 \quad (3)$$

$$S_i = \frac{8(\lambda \frac{L_i}{D_i} + \sum \xi_i) \rho}{\pi^2 D_i^4} \quad (4)$$

式中: ΔP_i 为第 i 段隧道的阻力 (Pa); S_i 为第 i 段隧道的阻抗 (kg/m^7); Q_i 为第 i 段隧道的流量 (m^3/s); λ 为沿程摩擦阻力系数(当流动处于阻力平方区时,通常可取 $\lambda=0.02$); L_i 为第 i 段隧道的长度 (m); D_i 为第 i 段隧道断面当量直径 (m); ξ_i 为第 i 段隧道局部阻力系数(可参考文献[7]取值); ρ 为空气密度 (kg/m^3)。

1.2 模型求解

对于在运营的隧道,其结构特征一定,当隧道某段机动车排放污染物浓度超标且控制需风量为 Q 时,联立式(1)~式(4),即可求解得多点进出城市地下道路各隧道段风速 v_i (风量 Q_i)。

如果开启的通风机位置确定,风机上下游各分(合流)段的空气流动方向即确定,根据参考文献[7]可确定对应的局部阻力系数 ξ_i ;根据式(3)可确定

关于 i 点的最不利环路及其系统通风阻力 ΔH ,也即需要在第 i 隧道段形成风速 v_i (风量 Q_i) 空气流动特性所需要的风机压头 ΔH 计算式如式(5)。

$$\Delta H = \sum_{\text{最不利}} S_i Q_i^2 \quad (5)$$

2 计算结果及分析

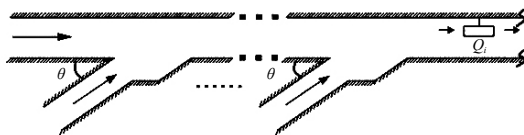
2.1 计算条件

以图 1 为例,假设某隧道的主隧道总长度为 3000m,各匝道长均为 500m,主隧道断面积取 54.14m^2 (当量直径为 8m),匝道断面积取 45.82m^2 (当量直径为 6.8m);主隧道与分(合)流匝道的夹角取 10° [7]。考察通风机位于隧道不同位置,对隧道空气流动特性的影响规律。

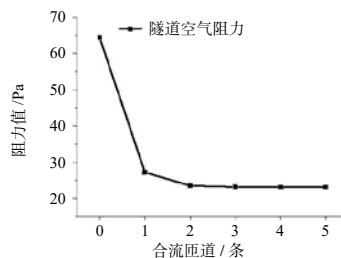
2.2 计算结果

2.2.1 通风机上游均为合流匝道

假设通风机的上游均为合流匝道(图 2a)),且需在隧道 i 段(通风机所在位置)提供风量 $Q_i=200\text{m}^3/\text{h}$ 时,考察随着上游主隧道合流匝道数量改变,其对隧道通风系统阻力特性变化规律的影响。



(a) 计算物理模型 A



(b) 计算结果

图 2 通风机上游均为合流匝道对隧道通风系统阻力特性的影响

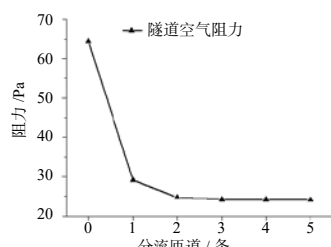
图 2 计算结果表明,计算条件下,同是 3000m 长的隧道,同长度单点进出直隧道的通风系统阻力最大;上游隧道合流匝道从 1 个增加到 5 个,多点进出道路主隧道通风系统阻力几乎没有变。说明多点进出道路主隧道通风系统阻力主要所通风机上游第一个合流匝道空气流动特性的影响。

2.2.2 通风机下游均为分流匝道

同理,假设通风机的下游均为分流匝道图 3(a),且需在隧道 i 段(通风机所在位置)提供风量 $Q_i=200\text{m}^3/\text{h}$ 时,考察随着下游主隧道分流匝道数量改变,其对隧道通风系统阻力特性变化规律的影响。



(a) 计算物理模型 B



(b) 计算结果

图 3 通风机上游均为合流匝道对隧道通风系统阻力特性的影响

图 3 (b) 计算结果表明,通风机下游均为分流匝道的计算结果与通风机上游均为合流匝道的情况 (图 3) 非常类似。即,同长度单点进出直隧道的通风系统阻力最大;下游隧道分流匝道从 1 个增加到 5 个,多点进出道路主隧道通风系统阻力几乎不受其影响,主要受通风机下游第一个分流匝道空气流动特性的影响。

2.2.3 风机布置位置对通风阻力的影响

图 4 反映了对于有一个分流匝道和一个合流匝道的多点进出城市地下道路,在主隧道 1、2、3 段都设置了通风机,当分别开启不同主隧道段的通风机时,分(合)流匝道的空气流动方向也将随之改变,由此将导致隧道通风系统阻力特性随之改变。关于这点,与单点进出直隧道有很大的不同。

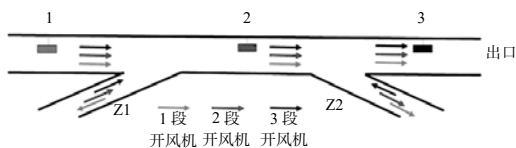
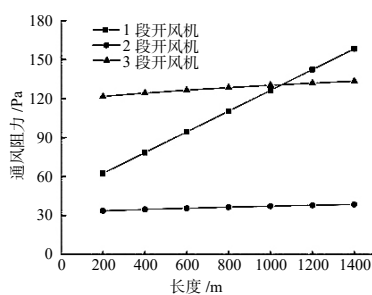
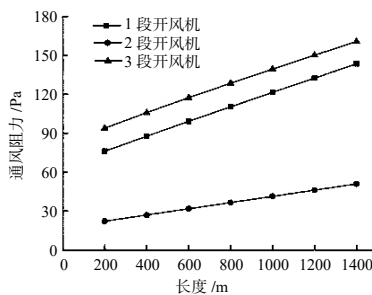


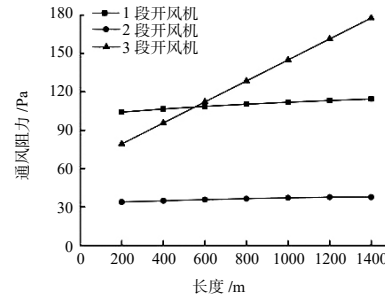
图 4 计算物理模型 C



(a) 改变主隧道 1 段长度



(b) 改变主隧道 2 段长度



(c) 改变主隧道 3 段长度

图 5 开启通风机位置不同对隧道通风系统阻力特性的影响

为了把握不同主隧道段通风机开启对隧道通风系统阻力特性的影响规律,假定各主隧道段的基本长度为 800m、其他计算条件同 3.1 节,主隧道 2 段的需风量为 $200\text{m}^3/\text{s}$ 时,分别考察通风机开启位置变化、各主隧道段长度顺序变化 ($200\sim 1400\text{m}$, 变化步长为 200m) 时的通风机性能参数变化规律。

图 5 计算结果表明,计算条件下,为了确保主隧道 2 段 $200\text{m}^3/\text{s}$ 的需风量,开启主隧道 2 段通风机时的系统阻力最小,其次是开启主隧道 3 段的通风机,开启主隧道 1 段通风机的运行方式相对通风阻力最大。

图 5 计算结果也说明,对于图 1 中的多点进出城市地下道路通风系统,当某主隧道 i 段机动车排放污染物浓度超标时,宜优先开启当前主隧道 i 段的通风机,使位于该主隧道 i 段上游的匝道均为进风状态、位于其下游的匝道均为排风状态。

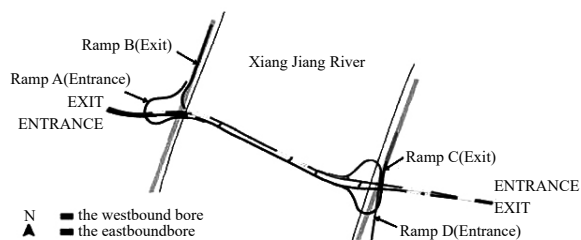
3 工程案例

3.1 工程概况

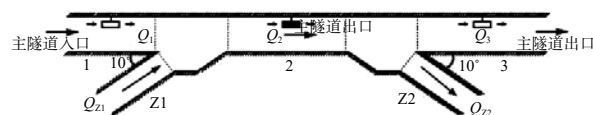
将第 2 节和第 3 节的研究结果应用于长沙市营盘路湘江隧道通风系统。该隧道主线长度 2.7km , 双洞单向、分南北两条隧道,结构如图 6 所示。隧道通风系统为全射流纵向通风方式,其中主隧道 1 段长为 900m ,共布置了 10 台射流风机;主隧道 2 段长为 850m ,共布置 8 台射流风机;主隧道 3 段长为 525m ,共布置 8 台射流风机;D 匝道段长为 752m ,共布置 8 台射流风机;B 匝道段长为 425m ,共布置 6 台射流风机,射流风机主要技术参数如表 1 所示。主隧道断面积为 54.14m^2 (当量直径为 8m),匝道断面积为 45.82m^2 (当量直径为 6.8m);分(合)流匝道的主-支夹角均为 10° 。

表 1 射流风机主要技术参数

风机型号	风机参数
SDS-9K	叶轮直径为 900mm ,出口风速为 33.5m/s ,轴向推力为 700N ,流量为 $21.3\text{m}^3/\text{s}$,电机功率为 22kW ,反向风量不小于正向风量。



(a) 隧道线型示意图



(b) 北线隧道计算物理模型 D

图 6 多点进出城市地下道路计算案例

3.2 计算值与实测结果验证

当在主隧道 2 段营造 2.92m/s 的风速 (风量 160m³/s) 时, 根据第 2 节式 (1) ~ (4) 即可计算得到各隧道段风速。图 7 为计算值与实测值的比较结果。现场实测是在夜间隧道关闭条件下进行的, 各隧道段风速采用德图 TESTO 435-2 微风速仪测得。计算值与实测值平均误差为 9.62%, 验证了计算模型的有效性。

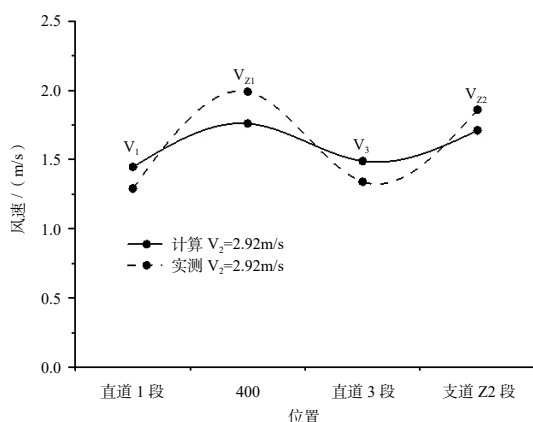


图 7 北线各隧道段风速计算值与实测值对比

3.3 通风系统运行策略优化

(1) 现有运行策略

根据研究团队关于长沙市营盘路湘江隧道交通特征和污染物浓度的实测结果 [8], 污染物沿着主隧道方向逐渐累积, 在隧道出口附近 (主隧道 3 段) 浓度达到最大值。通常在早高峰时段容易发生阻塞 (机动车行驶速度约为 10km/h), 导致隧道内污染物浓度偏高。为此, 目前给出的通风系统运行策略如图 8 所示。

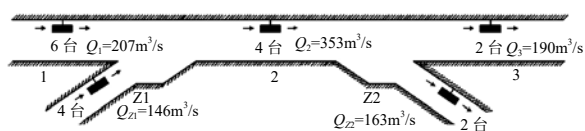


图 8 现有运行策略

(2) 优化运行策略

根据实测结果分析, 在主隧道 3 段提供 Q₃=190m³/s 的风量, 即可满足隧道环境的要求。根据第 2 节计算模型, 将相应已知条件代入式 (1) ~ (4), 建立方程可求解得到各隧道段风量 Q_i 及其阻抗; 由此可分析得到隧道通风系统的最不利通风环路为主隧道的 1-2-3; 进而根据式 (5) 可以求得通风系统阻力如式 (6)。

$$\Delta H = S_1 Q_1^2 + S_2 Q_2^2 + S_3 Q_3^2 = 29.1 \text{ Pa} \quad (6)$$

单台射流风机可提供压头如式 (7) [9]:

$$\Delta p_j = \rho \cdot g_j^2 \cdot \frac{A_j}{A_r} \cdot \left(1 - \frac{g_r}{g_j}\right) \cdot \eta \quad (7)$$

式中: g_j 为射流风机出口风速 (m/s); A_j 为射流风机出口面积 (m²); η 为风机位置摩擦损失折减系数, 当同一断面运行 2 台以上时取 0.7。

根据表 2 和式 (7) 可知, 单台射流风机可提供的升压力为 $\Delta p_j = 10 \text{ Pa}$; 根据式 (6), 只需在主隧道 3 段开启 3 台风机即可满足控制需风量的要求, 计算结果如图 9 所示。优化运行方案较现有运行方案节能 83%。

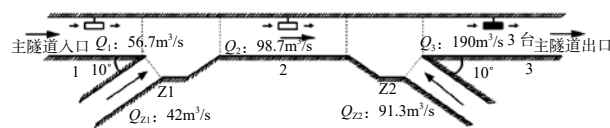


图 9 优化后运行策略

4 结论

本研究结合研究团队关于多点进出风实测数据, 基于流体力学的连续性方程与能量平衡方程, 构建了多点进出城市地下道路通风阻力计算模型, 结合工程应用案例的研究结果, 得到以下结论:

(1) 当某主隧道 i 段机动车排放污染物浓度超标时, 宜优先开启当前主隧道 i 段的通风机, 使位于该主隧道 i 段上游的匝道均为进风状态、位于其下游的匝道均为排风状态。

(2) 工程案例分析结果表明, 本研究提出的多点进出城市地下道路通风系统运行策略, 可显著提高现有隧道通风系统的节能运行水平

参考文献

- [1] Jang H M, Chen F. On the determination of the aerodynamic coefficients of highway tunnels[J]. Journal of wind engineering and industrial aerodynamics, 2002, 90(8):869–896.
- [2] Mao S, Yang D. One-dimensional analysis for optimizing smoke venting in tunnels by combining roof vents and longitudinal ventilation[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 108:1288–1297.
- [3] Martegani A D, Pavesi G, Barbetta C. An experimental study on the longitudinal ventilation system[C]// Proceedings of BHR Group, 8th International Conference on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels. 1994:3–15.
- [4] Levy S, Sandzimier J, Harvey N, et al. CFD model for transverse ventilation systems[C]//International Conference on Tunnel Fires and One Day Seminar on Escape from Tunnels, Lyons, France. 1999:223–233.
- [5] Wang F, Wang M, He S, et al. Computational study of effects of jet fans on the ventilation of a highway curved tunnel[J]. Tunnelling & Underground Space Technology, 2010, 25(4):382–390.
- [6] Pei G, Pan J. Numerical Study on Different Series Modes of Jet Fan in a Longitudinal Tunnel Ventilation System[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014, 2014.
- [7] 袁浩庭, 陈超, 李琼, et al. 城市地下道路分 (合) 流匝道通风阻力特性 [J]. 隧道建设 (中英文), 2017, 37 (11):1409–1416.
- [8] 邓奕雯. 基于交通特征的城市地下道路污染物排放特性研究 [D]. 北京工业大学, 2015.
- [9] 中华人民共和国交通运输部. JTG/T D70/2-02-2014 公路隧道通风设计细则. [S] 北京: 人民交通出版社.
- [10] 邓顺熙. 公路与长隧道空气污染影响分析方法. 北京, 科学出版社, 2004

冷却顶板表面温度对地板送风房间室内空气分布影响的实验研究

吴小舟¹, 高洁², 王洋浩³, 刘雨佳³

(1. 大连理工大学土木工程学院, 辽宁 116024; 2. 大连大学建筑工程学院, 辽宁 116622; 3. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 陕西 710048)

[摘要] 本文实验研究了冷却顶板表面温度对地板送风房间室内空气分布的影响。当送风温度为 21℃ 及冷却顶板表面温度为 17℃~26℃ 时, 测试了室内垂直方向空气温度、空气速度分布及水平方向污染物浓度分布, 并分别室内以垂直空气温差、空气紊流强度及除污效率评价空气温度分布、空气速度分布及污染物浓度分布。结果表明: 随着顶板温度的增大, 室内空气温度沿高度方向由增大的趋势逐渐转变为减小的趋势, 活动区内平均垂直空气温差随着顶板温度的增大而减小; 而顶板温度的变化对室内空气速度及污染物浓度分布具有一定的影响, 平均空气紊流强度和除污效率分别为 31%~43% 和 0.85~1.17, 最大平均空气湍流强度对应着最小平均除污效率。此外, 房间冷负荷对室内垂直空气温差及除污效率影响较大, 而对空气紊流强度影响较小。

[关键词] 冷却顶板; 地板送风; 温度分布; 速度分布; CO₂ 分布

0 引言

随着生活水平的提高, 人们对建筑物的室内环境品质要求也越来越高。地板送风的新风从接近工作区的地板送入, 保证人员处于相对洁净的新鲜空气环境中, 改善了工作区的空气质量。地板送风气流经过人体, 送风温度不能太低, 风速不能太大, 导致其所承担冷负荷受到限制^[1]。辐射顶板中通入冷水形成辐射面, 通过辐射对流的方式与室内进行换热, 热舒适性较高, 但辐射顶板供冷无法满足室内人员对新鲜空气的要求^[2]。因此, 出现了一种将地板送风系统与顶板辐射供冷复合的新空调系统, 该系统结合了两者的优点, 弥补了对方的缺点, 达到舒适和节能的效果^[3]。

有些学者对地板送风与顶板辐射供冷房间室内空气分布进行了相关研究。徐祥洋^[4]对地板送风与顶板辐射供冷房间垂直方向的空气温度进行了实验测试, 结果表明室内空气温度沿高度方向先升高后降低。哈尔滨工业大学王雪^[5]采用 CFD 模拟软件 Airpak 对冷却吊顶不同负荷比和不同热源强度条件下的室内温度场和速度场进行了模拟对比, 并通过模拟研究了太阳辐射对系统的影响。袁锋^[6]采用 CFD 模拟软件, 比较了置换通风条件下, 顶板辐

射与地板辐射两种模式室内热环境的区别。结果表顶板辐射系统使用符合范围更广, 具有一定优势。Schiavon^[7]对置换通风与顶板辐射供冷房间室内温度非均匀分布进行了实验研究, 发现房间下层空气垂直温度呈线性分布, 而房间上层空气受到冷却顶板产生的下沉冷气流作用温度梯度较小。Rees^[8-9]结合实验测试结果及 CFD 数值模拟结果, 对置换通风与顶板辐射供冷房间室内空气流动线路进行了简化, 并建立了室内非均匀温度分段线性分布预测的节点模型。

虽然国内外学者对辐射空调系统的室内热环境进行了大量的研究, 但是对在外墙传热影响下的地板送风与顶板辐射系统的室内热环境的实验研究还比较少。本文通过在对一个地板送风与顶板辐射供冷系统的实验研究, 着重研究不同外墙传热下顶板温度变化对室内空气温度分布、速度分布和污染物浓度分布的影响, 为该系统的设计及推广提供理论支持。

1 室内空气分布的实验方法

1.1 人工环境室及测试系统

人工环境室的长、宽、高分别为 3.7m、2.8m、2.6m, 如图 1 所示。三面墙壁由 75mm 厚的带有中心夹层为保温发泡材料的彩钢复合板构成, 其中一面墙壁上开有 1.2m×1.2m 的双层塑钢玻璃窗户; 另一面墙壁和门窗由双层塑钢玻璃构成, 塑钢玻璃表面贴了一层厚度为 6mm 保温材料。采用功率为 1500W 的电热膜来模拟外围护结构传热, 电热膜表面贴有 9mm 厚的石膏板以使表面温度更加稳定, 其

收稿日期: 2018-05-25

基金项目: 国家自然科学基金 (项目编号: 51408482) 和中央高校基本科研业务费 (项目编号: DUT17RC (3) 086) 资助。

作者简介: 吴小舟 (1984—), 主要研究方向为辐射空调系统基础理论及应用。

功率变化范围为 0W~1500W。室内热源包括散热假人、电脑及灯等。两个假人用尺寸为 400mm（L）×250mm（W）×1200mm（H）的铁箱子模拟，假人内部装有三个 60W 的白炽灯泡，其功率调节范围为 0W~180W。电脑用两个尺寸为 400mm（L）×400mm（W）×400mm（H）的铁箱子模拟，电脑内放置了两个 100W 的灯泡，其功率可以在 0W~200W 间调节。在吊顶上装有两个功率为 72 W 的节能灯。

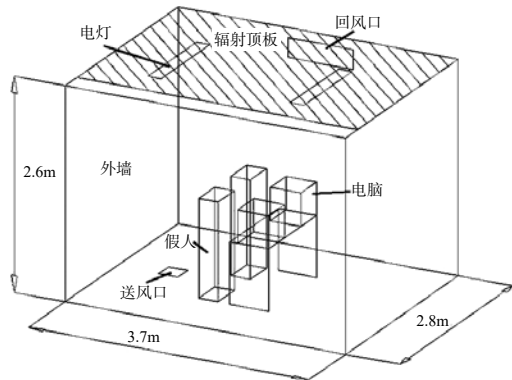


图 1 测试房间

本实验的测试系统由顶板辐射供冷系统和地板送风系统组成。顶板辐射供冷系统末端由 11 块尺寸为 600mm 试系统由顶板辐射的金属辐射板组成，覆盖率大概为 76%。金属辐射板由保温层、石墨板、铜管、纤维棉和镀锌钢板组成。地板送风口采用尺寸为 250mm 板由保温层、的双层百叶风口。

1.2 测点布置及测试仪器

测线的位置布置如图 2 所示，其中线 2、线 3、线 4 和线 5 测试人体附近的二氧化碳、温度和速度分布。线 1、线 6 和线 7 测试室内工作区的二氧化碳、温度和速度分布。

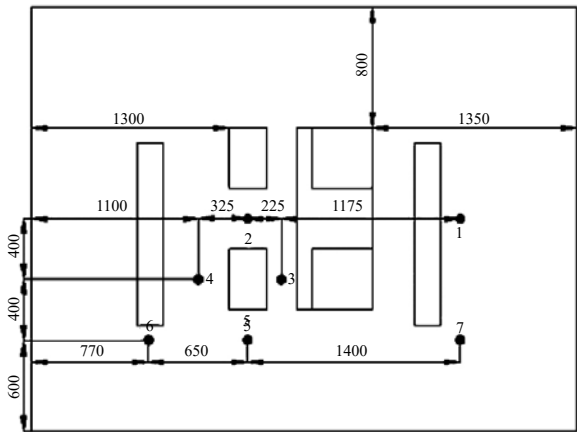


图 2 测线布置图

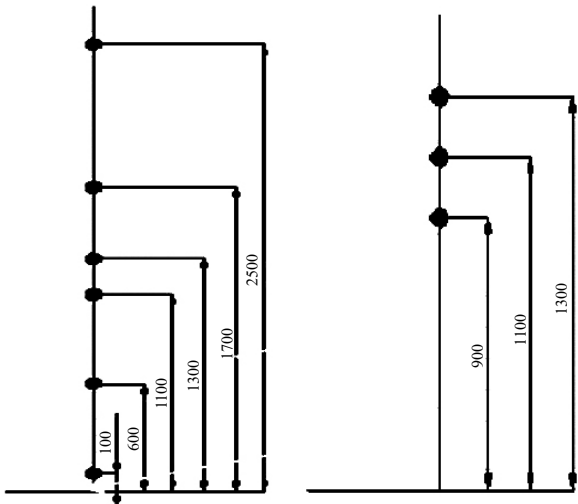


图 3 速度和温度测点布置 图 4 CO₂ 测点布置

本文采用 Swema 03 微风速探头来测室内温度和速度分布。该仪器温度测试范围及精度分别为 10℃~34℃ 及 ±0.1℃，速度测试范围及精度分别为 0.05m/s~1m/s 及 ±0.05mm/s。测点高度分别为 0.1m、0.6m、1.1m、1.3m、1.7m、2.5m（如图 3 所示），其中 0.1m 和 2.5m 测量地面和辐射板附近的温度和速度分布，0.6m 处的测量值作为室内温度参考点，该点温度被控制在 26℃ 左右。采用 TES1370 测试呼吸区的二氧化碳浓度，该仪器测量二氧化碳范围为 0~6000ppm，准确度为 ±3% 读值或 ±50%ppm。测点沿高度方向分别为 0.9m、1.1m 和 1.3m(如图 4 所示)。在每个假人正前方 1.1m 处有一个直径 8mm 的小孔，从小孔以 320ml/min 的流量释放 CO₂^[10]。

1.3 测试工况

本实验中，室内热源设为 430W，电热膜设为 430W 和 720W。地板送风系统送风温度为 21℃，辐射顶板温度为 17℃~26℃，通过调节地板送风量控制室内参考温度保持为 26℃（具体为房间中心离地 0.6m 处的空气温度），如表 1 所示。

表 1 测试工况及边界条件

工况	顶板表面温度 $t_{p}/^{\circ}\text{C}$	室内参考温度 $t_{r}/^{\circ}\text{C}$	送风温度 $t_{s}/^{\circ}\text{C}$	新风量 ACH/h^{-1}	冷负荷 $\text{Q}/\text{W}/\text{m}^2$
1	20	26	21	5.9	83
2	23	26	21	8.4	83
3	26	26	21	14.2	83
4	17	26	21	7.5	111
5	20	26	21	10.4	111
6	23	26	21	19.2	111

1.4 测试参数计算公式

本文分别采用垂直温差、空气紊流强度及除污效率评价室内垂直温度、速度及污染物浓度分布。式（1）、式（2）及式（3）所示^[11-13]。

$$\Delta t_{a0.1-1.1} = t_{a1.1-0.1} \quad (1)$$

式中: $t_{a1.1}$ 为距离地面 1.1m 处空气温度 ($^{\circ}\text{C}$);
 $t_{a0.1}$ 是距离地面 0.1m 处空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

$$T_u = \frac{SD_v}{\bar{v}} \times 100\% \quad (2)$$

式中: T_u 为空气紊流强度, SD_v 为距离地面 1.1m 处空气速度标准偏差; $\bar{v}$ 为距离地面 1.1m 处空气速度平均值。

$$\eta_z = \frac{c_p - c_o}{c_z - c_o} \quad (3)$$

式中: c_p 为排风污染物浓度; c_z 为工作区污染物浓度; c_o 为送风污染物浓度。

2 室内空气分布测试结果与分析

2.1 室内空气温度测试结果与分析

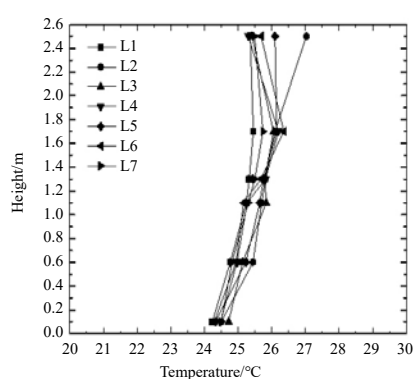
图 5 和图 6 反映了不同冷负荷下顶板温度对室内空气温度分布的影响。如图 5、图 6 所示, 当顶板温度分别等于 26°C 及 23°C , 各工况在 1.1m 以下均呈现正温度梯度, 在 1.7m 以上温度逐渐由正温度梯度转变为负温度梯度。这是因为室内温度受到热羽流、下沉冷气流和送风射流的共同影响。在 1.1m 以下,

热羽流起主导作用, 室内温度沿高度方向逐渐增加; 在 1.7m 以上, 随着顶板温度的升高, 辐射顶板引起的下沉冷气流逐渐减弱, 送风射流逐渐起主导作用, 温度分布逐渐由正温度梯度转变为负温度梯度。

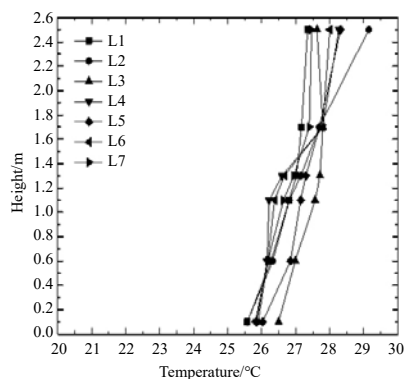
表 2 室内垂直温差计算结果

工况	测点 L1	测点 L2	测点 L3	测点 L4	测点 L5	测点 L6	测点 L7	算术平均
1	1.01	1.2	1.12	0.8	1.32	0.87	0.8	1.02
2	1.23	1.24	1.08	0.37	1.12	0.56	0.74	0.91
3	0.75	0.33	0.86	0.22	0.65	0.65	0.31	0.54
4	0.66	0.25	0.92	-0.75	0.92	-0.48	0.61	0.30
5	0.67	-0.14	0.80	-0.89	0.66	0.37	0.22	0.24
6	0.41	0.23	0.62	-1.17	0.17	-0.21	0.06	0.02

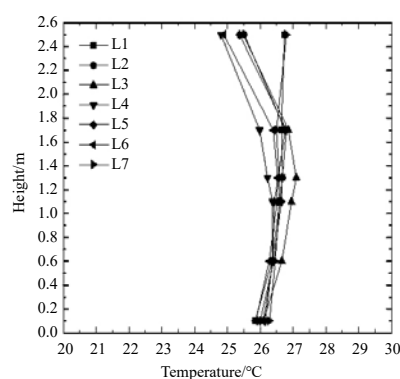
表 2 表示各个测点的头部 (1.1m) 和脚踝 (0.1m) 处垂直温差, 从中可以发现每个工况各个测点的垂直温差均能满足 ASHRAE55-2013 中垂直温差小于 3 垂的要求。在同样的送风温度下, 顶板温度越高, 室内垂直温差越小, 这是因为在工作区顶板温度引起的下沉冷气流对温度分布影响比较小, 送风射流起主导作用。顶板温度越高, 送风量越大, 工作区温度沿高度方向分布更加均匀。此外, 对比工况 1~ 工况 3 和工况 4~ 工况 6 可知, 冷负荷的增大明显减小室内垂直温差。



(1) 工况 1: $T_c=20^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=7.5\text{h}^{-1}$

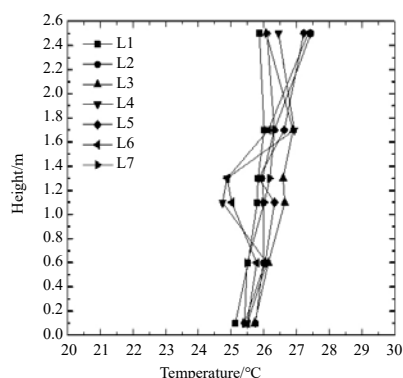


(2) 工况 2: $T_c=23^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=8.4\text{h}^{-1}$

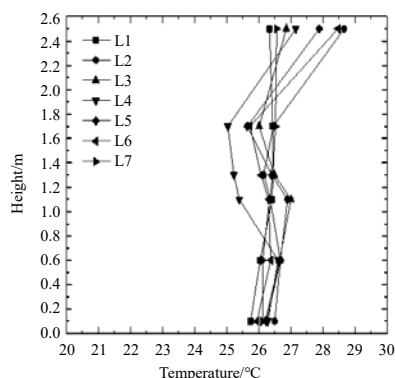


(3) 工况 3: $T_c=26^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=14.2\text{h}^{-1}$

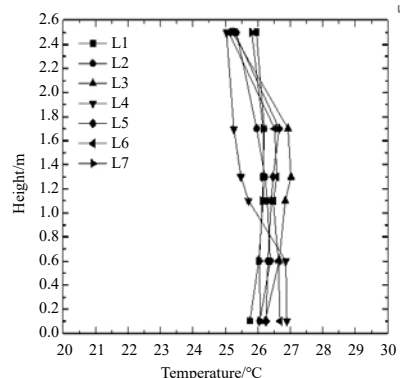
图 5 冷负荷为 $83\text{W}/\text{m}^2$ 室内空气温度分布



(1) 工况 4: $T_c=17^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=7.5\text{h}^{-1}$



(2) 工况 5: $T_c=20^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=10.4\text{h}^{-1}$



(3) 工况 6: $T_c=23^{\circ}\text{C}$, $\text{ACH}=19.2\text{h}^{-1}$

图 6 冷负荷为 $111\text{W}/\text{m}^2$ 室内空气温度分布

2.2 室内空气速度测试结果与分析

图 7 和图 8 反映了不同冷负荷下顶板温度对室内空气速度分布的影响。

如图 7 及图 8 所示, 当顶板温度分别等于 26°C 及 23°C, 在 1.7m 以上测线 L1-L5 空气速度明显增大。这主要是因为随着顶板温度的升高, 辐射顶板引起的下沉冷气流逐渐减弱, 送风射流逐渐起主导作用。表 3 表示地板送风与顶板辐射供冷房间室内空气紊流强度计算结果。由表 3 可知, 室内紊流强度随顶板温度变化较小, 平均紊流强度变化范围分别为 31%~41% 及 33%~43%。当顶板温度分别等于 23°C 及 20°C 时, 室内空气紊流强度均达到最大。此外, 对比工况 1~工况 3 和工况 4~工况 6 可知, 冷负荷的增大对室内空气紊流强度影响较小。

表 3 室内空气紊流强度计算结果 (%)

工况	测点 L1	测点 L2	测点 L3	测点 L4	测点 L5	测点 L6	测点 L7	算术平均
1	18	25	36	32	35	40	—	31
2	—	51	26	38	19	48	64	41
3	32	44	25	30	32	33	40	34
4	46	32	24	46	31	22	32	33
5	32	46	42	48	48	36	51	43
6	27	34	28	61	36	44	39	38

2.3 室内污染物浓度测试结果与分析

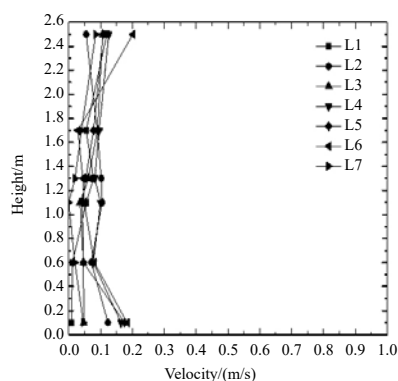
图 9 和图 10 反映了不同冷负荷下顶板温度对室内污染物浓度分布的影响。

由图 9 和图 10 可知, 送风温度一定的情况下, 随着顶板温度及送风量的增大, 室内 CO₂ 浓度水平方向分布更加均匀。工况 1 和工况 2 测线 L3 中 CO₂ 浓度偏大是因为该测线在 CO₂ 释放孔附近, 而释放的二氧化碳受送风气流影响较小, 扩散至 L3 测线测点位置。

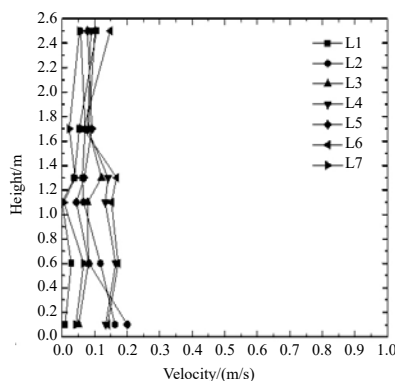
表 4 除污效率

工况	测点 L1	测点 L2	测点 L3	测点 L4	测点 L5	测点 L6	测点 L7	算术平均
1	1.10	0.96	0.67	1.22	1.03	0.93	1.13	1.01
2	0.96	0.95	0.82	0.75	0.87	0.73	0.86	0.85
3	0.93	0.96	0.94	1.02	1.01	1.13	0.94	0.99
4	1.09	1.31	0.72	1.71	1.05	1.12	1.21	1.17
5	0.97	0.92	0.57	1.18	0.56	1.08	0.97	0.89
6	1.01	0.93	1.01	1.54	0.95	0.90	1.00	1.05

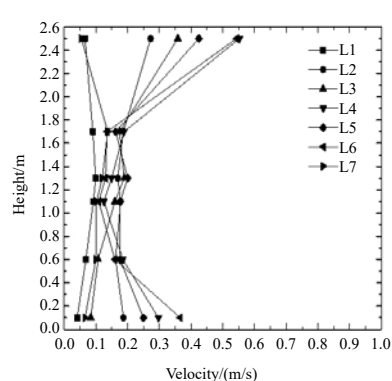
由表 4 可知, 随着顶板温度及送风量的增大, 室内除污效率变化较大, 平均除污效率变化范围分别为 0.85~1.01 及 0.89~1.17。当顶板温度分别等于 23°C 及 20°C 时, 室内平均除污效率均达到最大。这主要是因为当顶板温度分别等于 23°C 及 20°C 时,



(1) 工况 1: $T_c=20^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=7.5\text{h}^{-1}$

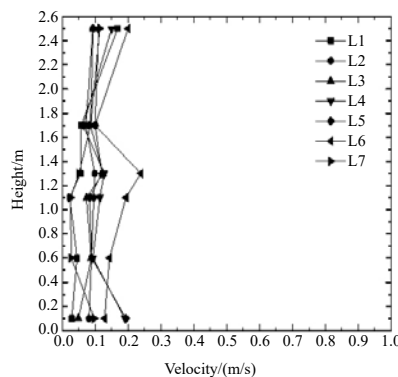


(2) 工况 2: $T_c=23^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=8.4\text{h}^{-1}$

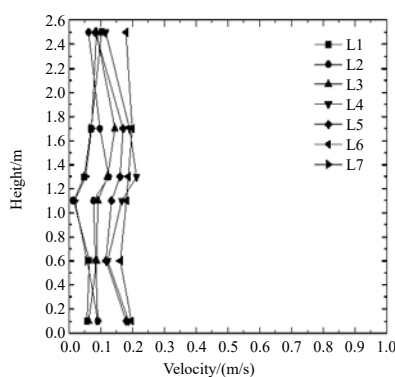


(3) 工况 3: $T_c=26^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=14.2\text{h}^{-1}$

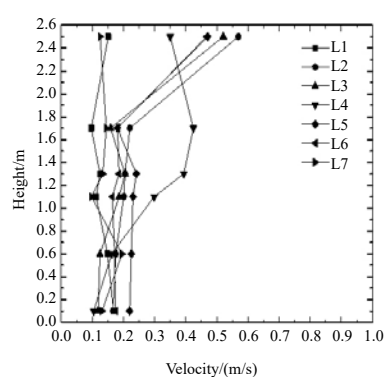
图 7 冷负荷为 $83\text{W}/\text{m}^2$ 室内空气速度分布



(1) 工况 4: $T_c=17^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=7.5\text{h}^{-1}$

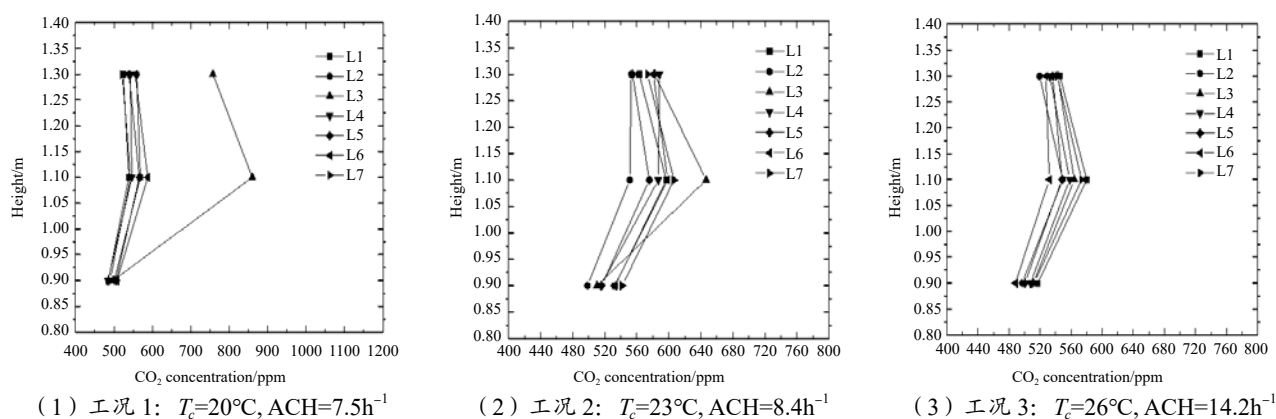
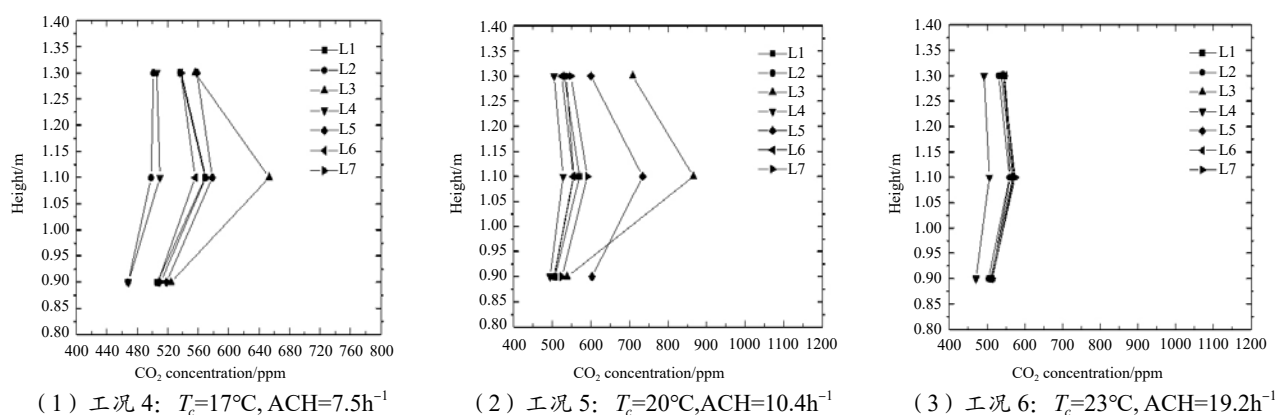


(2) 工况 5: $T_c=20^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=10.4\text{h}^{-1}$



(3) 工况 6: $T_c=23^\circ\text{C}$, $\text{ACH}=19.2\text{h}^{-1}$

图 8 冷负荷为 $111\text{W}/\text{m}^2$ 室内空气速度分布

图 9 冷负荷为 $83\text{W}/\text{m}^2$ 室内污染物浓度分布图 10 冷负荷为 $111\text{W}/\text{m}^2$ 室内污染物浓度分布

室内空气紊流强度最大,从而增大了测点污染物浓度,降低了除污效率。对比工况 1~工况 3 和工况 4~工况 6 可知,冷负荷的增大对室内除污效率影响较大。

3 结论

本文以地板送风与顶板辐射供冷房间为研究对象,通过测试研究地板送风与顶板辐射供冷房间室内热环境参数分布及除热效率与除污效率,当辐射顶板表面温度变化范围为 $17^{\circ}\text{C}\sim 23^{\circ}\text{C}$ 及送风温度等于 21°C 时,得到以下结论:

(1) 顶板温度对室内空气温度分布影响较大,室内垂直空气温差随着顶板温度的增大而减小;

(2) 顶板温度对室内空气速度及污染物浓度分布影响较小,最大的空气紊流强度对应着最小的除污效率;

(3) 房间冷负荷对室内垂直空气温差及除污效率影响较大,而对空气紊流强度影响较小。

参考文献

- [1] 连之伟,马仁民.下送风空调原理与设计,2006.
- [2] 王玉平,连之伟.辐射吊顶与地板送风复合空调系统在办公建筑中的应用探讨[J].制冷技术,2008,4:

21-26.

- [3] 陈启,马一太.辐射顶板空调系统的优势[J].节能技术,2005,23(1):40-43.
- [4] 徐祥洋,杨洁,张淇淇,翟耀芳.辐射空调系统夏季运行房间温湿度分布试验研究[J].流体机械,2013,41(2):53-57.
- [5] 王雪.冷却顶板和太阳辐射对置换通风系统影响的模拟与分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学硕士学位论文.2005
- [6] 袁锋.顶板辐射-置换通风符合空调室内热环境研究[D].西安:西安建筑科技大学.2005
- [7] Schiavon S, Bauman F, Tully B, Rimmer J. Room air stratification in combined chilled ceiling and displacement ventilation systems[J]. HVAC&R Research, 2012, 18(1-2):147-159.
- [8] Rees S J, Haves P. A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces[J]. Building and Environment, 2001, 36(6): 753-762.
- [9] Rees S J, Haves P. An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and a chilled ceiling[J]. Building and

Environment, 2013, 59(1):358–368

[10] C. Huan, F.H. Wang, Zhang Lin, X.Z. Wu et al. An experimental investigation into stratum ventilation for the cooling of an office with asymmetrically distributed heat gains[J]. Building and Environment, 2016, 76–88.

[11] ISO 7730, Ergonomics of the thermal environment—analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria[S]. Interna-

tional Standard Organization For Standardization, Geneva, 2005.

[12] 吴小舟, 孙雪丰, 王泮浩. 辐射空调房间供暖期室内热环境及通风效率实验研究 [J]. 制冷学报, 2017, 38(1):40–47.

[13] G.Y. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y.Q. Fan, K. Siren, R. Kosonen, J.S. Zhang, A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings, Build. Environ. 73(2014)171–186.

机械通风住宅室内甲醛浓度实测数据分析

冯国会, 姜 编, 黄凯良, 张亿先, 张 峥

(沈阳建筑大学市政与环境工程学院, 辽宁沈阳 110168)

[摘 要] 随着居住条件逐渐提高, 人们对生活环境的要求越来越高, 既追求舒适也追求健康。但室内装修程度增大的同时, 室内的污染源增多。密闭性增强, 导致许多污染物不能及时排到室外, 影响人的身体健康。研究内容主要分为两部分: 室内空气品质基础数据分析、污染物及其影响因素统计学性分析。搭建网络监测平台, 利用入户测试和 Ikair 长期监测方法对比研究不同季节、不同通风工况、不同测点室内甲醛分布规律。利用 SPSS 软件, 将污染物与其影响因素建立统计学模型, 通过回归分析, 探究各因素与甲醛影响的关系和影响程度。

[摘 要] 测试数据; 甲醛; 统计学分析

0 引言

随着经济和科技的发展, 室内空气污染成为一门重要的研究课题^[1]。中国测试技术研究院的谭和平学者通过分析 2008 年以来的室内污染物, 发现室内空气中有机污染物检测重点集中在甲醛、苯、甲苯、二甲苯、TVOC, 其中甲醛和苯是重中之重^[2]。谭冰通过调查发现, 室内装修主要污染物为甲醛和苯, 高浓度的甲醛是鼻窦癌、鼻腔癌和白血病的主要诱因, 每年因室内污染引起的死亡人数达数十万以上^[3]。

甲醛最主要的来源为建筑装饰材料、烟草以及消毒剂等用品。其中用于建筑装饰人造板材的甲醛释放最为普遍和严重^[4-6], 也是造成室内甲醛超标的最根本原因^[7]。国内外关于新风引入的研究较广泛, 且针对大型公共类建筑的较多, 但针对居民住房机械通风换气的研究较少, 因此, 本文针对居民住房引入新风后, 室内甲醛浓度变化做了深入研究。

1 甲醛测试数据分析

1.1 测试概况

对东北地区 8 户装有机械新风系统住户进行为期一年的室内甲醛浓度测试。测试主要方式为入户测试和网络平台监测; 根据装修时间、装修方式、楼层和建筑面积选择测试对象, 下表是所选住户信息。

测试方法主要分为两部分:

(1) 入户测试不同测点(卧室、客厅、厨房)、不同季节(冬季、过渡季、夏季)、不同通风工况(密闭工况、自然工况、机械通风工况)甲醛浓度。

(2) 通过 Ikair 空气品质监测设备连续监测被测试住户室内污染物浓度, 与 WiFi 连接将数据传输

表 1.1 住户信息表

住户	城市	是否安装机械新风系统	交房时间	装修时间	装修方式	住户所在楼层	建筑面积 /m ²
机械 1#	营口	是	2016	2016	硅藻泥 + 复合地板	7/7	120
机械 2#	营口	是	2016	2016	硅藻泥 + 复合木 + 瓷砖	2/6	90
机械 3#	营口	是	2012	2013	壁纸 + 纺织品 + 实木 + 瓷砖	7/28	160
机械 4#	营口	是	2016	2017	乳胶漆 + 壁纸 + 实木 + 瓷砖	别墅	300
机械 5#	沈阳	是	2016	2016	乳胶漆 + 复合木	16/34	55
机械 6#	沈阳	是	2016	2016	乳胶漆 + 复合木	32/34	52
机械 7#	沈阳	是	2016	2016	乳胶漆 + 复合木	9/34	55
机械 8#	沈阳	是	2016	2016	乳胶漆 + 复合木	26/34	65

到监测平台。

本文测试甲醛浓度方式分两种: (1) 通过大气采样仪对室内空气采样, 分光光度计法测甲醛浓度。

(2) 在室内安装 Ikair, 通过 Ikair 获取甲醛浓度。前者精度高, 但操作繁琐, 无法获取大量数据; 后者精度不高, 但可获取连续数据。测试分三种工况: 密闭工况、自然工况和机械通风工况。密闭工况是在关闭外窗、内外门 12 小时后, 入户测试甲醛浓度; 自然工况是不限制是否开关窗、机械通风系统测试甲醛浓度; 机械通风工况是在机械新风系统开启 1 小时后测试甲醛浓度。

选取东北地区八户有机械通风装置的住宅测试甲醛浓度, 分析以上两方法测试结果, 研究甲醛在机械通风工况下不同季节的扩散规律。

1.2 不同季节甲醛浓度测试分析

测试不同季节(冬季、过渡季、夏季)甲醛浓度, 选择三个测点(卧室、客厅、厨房)。分析典型住户机械 1# 室内瞬时连续甲醛浓度, 研究不同季节甲醛扩散规律。

收稿日期: 2018-06-28

作者简介: 冯国会(1964—)主要研究方向为相变储能理论与技术、供热空调节能技术、建筑环境保障技术等方面的研究。

（1）冬季甲醛浓度测试分析

使用分光光度计分析的方法，对东北地区冬季 8 户机械通风住宅在密闭、自然、机械通风工况下进行甲醛浓度测试。经统计计算，8 户住户在三种工况下平均甲醛浓度分别是：0.098mg/m³，0.068mg/m³，0.049mg/m³。可看出在冬季开启机械新风系统后甲醛浓度低于其他两种工况，其中密闭工况甲醛浓度是自然工况的 1.44 倍，是机械通风工况的 2 倍。自然和机械通风工况甲醛浓度均不超标。

然而三种工况无法反应住户日常生活状态下室内空气品质状况，因此本文通过 Ikair 监测住户室内瞬态数据，获取连续瞬态甲醛浓度变化值，通过两方法对比，验证 Ikair 测试数据的准确性。对比分析入户测试的甲醛浓度与在线监测的甲醛浓度。测试结果如下：

表 1.2 机械 1# 住户冬季三种工况下室内甲醛浓度

测试工况	卧室甲醛质量浓度/(mg·m ⁻³)	
	测试值	监测值
密闭工况	0.109	0.044
自然工况	0.077	
机械通风工况	0.036	

测试期间，室内平均温度为 19.9℃，平均湿度为 24%。由表知，冬季机械通风工况下机械 1# 住宅室内甲醛浓度是自然工况下的 1/2，东北住户冬季很少开窗，因此自然工况下甲醛浓度较高。结果表明平台实时监测的甲醛浓度介于自然与机械通风工况间，这是因为三种工况都无法代表住宅内室内空气品质的常态，通过 Ikair 监测的甲醛数据求得供暖季平均甲醛浓度为 0.044mg/m³，是自然工况的 0.57 倍，说明冬季开启机械通风可改善室内空气品质。

（2）过渡季甲醛浓度测试分析

东北地区春季风速较大，开窗通风时新风量增大，甲醛浓度降低明显。过渡季（春季）选取 2017 年 5 月对 8 户机械住宅测试不同工况下甲醛浓度，结果显示三种工况下甲醛浓度分别为 0.121mg/m³，0.053mg/m³，0.049mg/m³，其中密闭工况的甲醛浓度是自然工况的 2.28 倍，是机械通风工况的 2.47 倍，因此过渡季自然工况与机械通风工况下的甲醛浓度更接近。春季 8 户机械通风住宅密闭工况的甲醛浓度高于冬季密闭工况，春季机械通风工况甲醛浓度略高于自然通风工况。

春季选取 2017 年 5 月 18 日、5 月 23 日、5 月 25 日在机械 1# 住宅测试不同工况下甲醛浓度，结果如下：

表 1.3 机械 1# 住户过渡季三种工况下室内甲醛浓度

测试工况	卧室甲醛质量浓度/(mg·m ⁻³)	
	测试值	监测值
密闭工况	0.096	0.035
自然工况	0.046	
机械通风工况	0.027	

从实时监测数据来看，室内平均温度为 17.7℃，略低于供暖季室内温度，平均湿度为 47.8%，是冬季的 2 倍。春季甲醛平均浓度为 0.035mg/m³，低于冬季甲醛浓度，实时监测的甲醛浓度介于自然和机械通风工况之间。

由表 1.3 知，过渡季机械 1# 住宅机械通风工况下甲醛浓度是自然工况下的 0.76 倍，二者数值接近，通过对 Ikair 监测的甲醛数据求供暖季的平均甲醛浓度为 0.035mg/m³，是自然工况的 0.76 倍，说明过渡季开启机械通风可降低甲醛浓度，但过渡季开启机械通风去除甲醛能力与自然通风相差不大。

（3）夏季甲醛浓度测试分析

夏季测试 8 户住宅卧室内甲醛在三种工况下的浓度，经统计，8 户住户在三种工况下甲醛平均浓度为：0.147mg/m³，0.065mg/m³，0.097mg/m³，夏季密闭和机械通风工况甲醛浓度均超标，密闭工况超标率达 100%。入户调查时发现夏季人们经常开窗通风来换气和降温，而夏季除机械 1# 住户偶尔会开启机械通风，其余住户均不开启。同时，夏季室内温度测试时高达 30℃，加剧了甲醛的挥发扩散，若污染物不能通过通风及时排出，会堆积在室内使甲醛浓度升高。

夏季选取机械 1# 住宅在 2017 年 7 月 10 日、7 月 19 日、7 月 20 日测试不同工况下甲醛浓度，结果如下。

表 1.4 机械 1# 住户夏季三种工况下室内甲醛浓度

测试工况	卧室甲醛质量浓度/(mg·m ⁻³)	
	测试值	监测值
密闭工况	0.112	0.52
自然工况	0.030	
机械通风工况	0.043	

从实时监测数据来看，机械 1# 室内平均温度为 26.7℃，平均湿度为 60%，夏季甲醛平均浓度为

表 1.5 不同季节甲醛浓度

通风工况	冬季甲醛浓度/(mg/m ³)			过渡季甲醛浓度/(mg/m ³)			夏季甲醛浓度/(mg/m ³)		
	卧室	客厅	厨房	卧室	客厅	厨房	卧室	客厅	厨房
密闭工况	0.098	0.075	0.066	0.121	0.078	0.069	0.189	0.143	0.125
自然工况	0.068	0.055	0.048	0.053	0.043	0.022	0.06	0.047	0.045
机械通风工况	0.049	0.032	—	0.049	0.043	—	0.100	0.073	—

0.052mg/m³，高于冬季，夏季自然通风工况下室内空气品质优于开启机械新风的室内空气品质。

1.3 不同测点甲醛浓度分析

选取三个测点：卧室、厨房、客厅。被测住户厨房未装风口，故无法测其机械通风工况下的甲醛浓度。

为对比不同测点甲醛浓度，按通风方式不同将入户测试数据以簇状柱形图的形式展示如图 1~3。

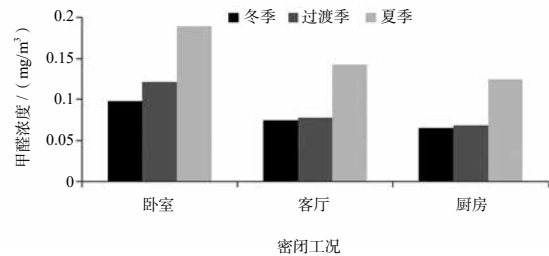


图 1 密闭工况下不同测点甲醛浓度

由图 1：（1）密闭工况下，各测点甲醛浓度超标严重。密闭工况下室内甲醛污染源持续释放甲醛而不能及时去除，导致室内甲醛浓度超标明显。（2）该工况下，三个季节卧室甲醛浓度均超标，且甲醛浓度：卧室>客厅>厨房。这是因为测试的 8 户住宅中，卧室面积比客厅面积小，卧室单位面积内污染物表面积大于客厅，因此卧室甲醛浓度较高。在厨房甲醛浓度测试过程中（不考虑做饭因素），厨房密闭性较小

由图 2：（1）自然工况下，各测点甲醛浓度均不超标；（2）不同季节甲醛浓度变化规律：卧室>客厅>厨房，夏季厨房在自然通风工况下甲醛浓度骤升，夏季自然工况使客厅的高浓度最低。

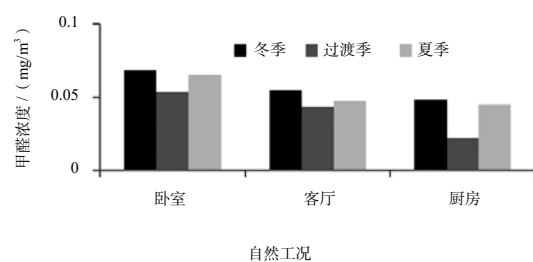


图 2 自然工况下不同测点甲醛浓度

如图 3，机械通风工况下：（1）开启机械新风系统时，夏季卧室甲醛浓度超标，其余工况均不超标。（2）三个测点不同季节甲醛浓度均满足：卧室>客厅。三个测点甲醛浓度为：卧室>客厅>厨房。冬季开启机械通风甲醛浓度大幅下降，春季开启机械通风甲醛浓度变化不明显，夏季开启机械通风甲醛浓度超标。

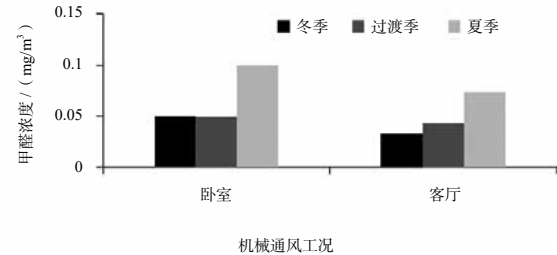


图 3 机械通风工况下不同测点甲醛浓度

2 室内污染物甲醛及其影响因素回归分析

针对影响甲醛浓度的因素进行统计学分析。所用数据为 Ikair 在线监测数据及气象站环境空气质量数据，利用数据统计对污染物和影响污染物浓度因素进行统计学分析。

2.1 线性回归分析

根据不同季节，将室内甲醛浓度作为因变量，室内湿度、温度、室内外温差、CO₂ 浓度作为自变量进行线性回归分析，结果如下：

表 2 冬季甲醛及其影响因素线性回归分析

因变量	标准回归系数	Sig
室内湿度	0.351	0.000
室内温度	0.543	0.000
室内外温差	0.187	0.000
CO ₂	0.088	0.001

利用向后法筛选自变量：室内湿度、室内温度、室外湿度、室内外温差、CO₂，室外湿度经向后法计算被排除，剩余自变量建立回归模型。除室外湿度的 *P* 值大于 0.05，其余自变量 *P* 值均小于 0.05，因此室内温湿度、室外温差、CO₂ 与室内甲醛浓度呈显著相关关系。冬季各自变量标准回归系数 *β* 描述为：在其他自变量不变情况下，室内温度、湿度，室内外温差，CO₂ 每增加一个单位，甲醛浓度分别增加 0.642 个单位，0.351 个单位，0.182 个单位，0.088 个单位；因此冬季温度对甲醛浓度影响比湿度大，其次是室内外温差，CO₂ 浓度。

表 2 过渡季甲醛及其影响因素线性回归分析

因变量	标准回归系数	Sig
室内湿度	0.135	0.007
室内外温差	0.090	0.070
CO ₂	0.200	0.000

利用向后法对自变量：室内湿度、室内温度、室外湿度、室内外温差、CO₂ 进行筛选，其中室外湿度、室内温度经向后法计算被排除，剩余三种自变量建立回归模型。除自变量室外湿度、室内温度的 *P* 值大于 0.05，其余自变量的 *P* 值均小于 0.05，因此室内湿度、室内外温差、CO₂ 与室内甲醛浓度呈显著相关关系。过渡季节各自变量标准回归系数

β 描述为：在其他自变量不变情况下，室内湿度，室内外温差，CO₂ 每增加一个单位，甲醛浓度分别增加 0.135 个单位，0.090 个单位，0.200 个单位，0.088 个单位；因此过渡季室内 CO₂ 对甲醛浓度影响大，其次是室内湿度，室内外温差。

表 2 夏季甲醛及其影响因素线性回归分析

因变量	标准回归系数	Sig
室内湿度	0.185	0.000
室内外温差	0.132	0.006
CO ₂	0.303	0.000

利用向后法对自变量：室内湿度、室内温度、室外湿度、室内外温差、CO₂ 进行筛选，其中室外湿度、室内温度经向后法计算被排除，剩余三种自变量建立回归模型。除自变量室外湿度、室内温度的 P 值大于 0.05，其余自变量的 P 值均小于 0.05，因此室内湿度、室内外温差、CO₂ 与室内甲醛浓度呈显著相关关系。过渡季节各自变量的标准回归系数 β 描述为：在其他自变量不变的情况下，室内湿度，室内外温差，CO₂ 每增加一个单位，甲醛浓度分别增加 0.185 个单位，0.132 个单位，0.303 个单位；因此夏季室内 CO₂ 对甲醛浓度影响大，其次是室内湿度，室内外温差。

2.2 二元回归分析

利用二元 logistic 回归分析讨论不同开启机械新风系统甲醛浓度影响。当甲醛浓度小于 80 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时，记为“0”，大于等于 80 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时，记为“1”。关闭机械新风系统时，记为“0”，开启时记为“1”。

表 2 机械新风系统的启停对甲醛浓度的影响

变量	季节	sig	OR
开启机械通风	冬季	0.038	0.40
	过渡季	0.000	0.75
	夏季	0.042	1.43

在其他条件不变的情况下，冬季开启机械通风引起室内甲醛浓度超标的概率是不开启机械通风的 0.4 倍，即开启机械通风系统可降低室内甲醛浓度。春季开启机械通风引起室内甲醛浓度超标概率是不开启机械通风的 0.8 倍，冬季开启机械新风系统时室内甲醛浓度超标概率低于过渡季开启机械新风系统时超标的概率，因此可近似认为冬季开启机械新风系统对甲醛浓度的影响比过渡季开启机械新风系统对甲醛浓度影响大，但冬季和过渡季开启机械新风系统对室内甲醛浓度是一个保护因素。夏季在不开启空调的情况下，开启机械新风系统引起甲醛浓度超标的概率是关闭机械新风系统时的 1.43 倍，即

在夏天开启机械新风系统是危险因素，会使室内甲醛浓度升高。

3 结论

通过对 8 户机械住户室内甲醛浓度测试数据和统计学分析发现：

（1）密闭工况下各季节甲醛浓度：夏季>春季>冬季；自然工况下各季节甲醛浓度：冬季>春季>夏季；机械工况下各季节甲醛浓度：夏季>春季=冬季。

（2）供暖季和过渡季甲醛浓度：密闭工况>自然工况 $\geq$ 机械通风工况，但在夏季开启机械通风系统后，甲醛浓度反而超标。因此冬季开启机械新风系统会使甲醛浓度明显降低，春季开启机械新风系统后甲醛浓度与自然工况相差不大，夏季开启机械新风系统会使甲醛浓度超标。

（3）分析室内温度、室内湿度、室内外温差、CO₂、室外湿度及是否开启机械新风系统六个因素在不同季节对室内甲醛浓度影响程度：冬季室内温度对甲醛浓度影响最大，过渡季、夏季室内 CO₂ 对甲醛浓度影响最大。

（4）在不同季节开启机械新风系统对甲醛浓度影响程度：冬季>过渡季，夏季开启机械新风系统会使室内甲醛浓度升高。

参考文献

[1] 高红武, 梁红, 何咏梅. 居室环境污染调查研究[J]. 昆明冶金高等专科学校学报, 2002, 18(3):30-33.

[2] 谭和平, 钱杉杉, 孙登峰, 等. 室内环境中有害有机物污染现状及标准研究[J]. 中国测试, 2015, 41(1):1-5.

[3] 谭冰, 闫晓煜, 许丽颖. 室内装修污染物的调查及净化的研究[J]. 科技展望, 2015, 25(11).

[4] 齐丛亮. 人造板甲醛释放规律、机理及处理方法研究[D]. 广西师范大学, 2015.

[5] Clausen P A, Liu Z, Xu Y, et al. Influence of air flow rate on emission of DEHP from vinyl flooring in the emission cell FLEC: Measurements and CFD simulation[J]. Atmospheric Environment, 2010, 44(23):2760-2766.

[6] Tranfo G, Caporossi L, Paci E, et al. Urinary phthalate monoesters concentration in couples with infertility problems[J]. Toxicology Letters, 2012, 213(1):15-20.

[7] 舒爱霞. 室内装饰材料甲醛释放规律的模拟及防治技术研究[D]. 中南大学, 2010.

SPF 鸡胚孵化室通风方式模拟及优化

童乐棋, 高 军, 侯玉梅

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

[摘 要] SPF 鸡胚是无特定病原体的鸡胚胎, 作为制取麻疹, 腮腺炎, 禽流感等多种疫苗的原材料, 其优点在于可以杜绝母源抗体和外源病毒等的干扰。目前我国的 SPF 鸡胚产量远远不及疫苗行业需求量。在 SPF 鸡蛋孵化成鸡胚的过程需要满足一定的通风条件, 使得鸡蛋能在一定的孵化时间内到达孵化温度, 保证孵化效果和效率。针对上海某 SPF 鸡胚孵化室, 本文采用 CFD 模拟探究了在满足最小送风温度的情况下, 不同的鸡蛋架排列方式, 送风速度以及蛋车内的气流逃逸等因素对孵化效果的影响。结果发现由于鸡蛋在蛋车内排列过密, 大部分送风气流逃逸到蛋车之间的过道导致鸡蛋升温慢, 孵化率低。而减少鸡蛋排数, 提高送风风速以及在蛋车侧边增加封堵挡板等措施能有效提高孵化效果。

[关键词] SPF 鸡胚孵化; CFD 模拟; 通风优化; 传热模型

0 引言

现今, 生物疫苗作为人类预防和控制传染性疾病最普遍而有效的医疗措施之一, 得到了广泛的使用。而生物疫苗的制备往往需要一个无菌的病毒或细菌培养体, SPF 鸡胚作为天然的廉价的封闭无菌生物反应器, 被广泛应用于制取麻疹, 腮腺炎, 禽流感, MMR 等多种疫苗^[1]。而目前我国的 SPF 鸡胚的生产量远远不及疫苗行业的需求量^[2]。由此保证鸡胚孵化过程中的成功率尤为重要。而将 SPF 鸡蛋孵化成鸡胚需要满足一定的温湿度条件, 由此在孵化室内需要合理的通风方式和气流组织, 使得蛋车内的鸡蛋在一定的孵化时间内达到孵化要求的温度, 保证 SPF 鸡胚的孵化效果和效率。本文通过对上海某 SPF 鸡胚孵化室进行模拟分析, 分析了各因素对孵化效果的影响并对孵化室通风方式提出了改善和优化。

1 计算方法与模型

1.1 单个 SPF 鸡蛋传热模型

将鸡蛋简化为各向同性的固体小球, 初始时刻鸡蛋各处的温度相同, 并假设外流场稳定温度不变, 小球各点上的对流换热系数相同, 且鸡蛋内细胞的呼吸各处均匀产热。则小球内部温度随着径向变化, 该问题转化为有内热源的各向同性小球在第三类边界条件下的非稳态对流换热问题。其传热模型如下:

$$\theta = T(r, \tau) - T_f \quad (1)$$

式中: θ 为过余温度; T_f 为流体温度; $T(r, \tau)$ 为小球内距离球心 r 处的 τ 时刻的温度 (K)。

收稿日期: 2018-05-16

作者简介: 童乐棋 (1996—), 主要研究方向为厨房油烟颗粒物的处理。

$$\rho c \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (\lambda r^2 \frac{\partial \theta}{\partial r}) + q_v \quad (2)$$

式中: ρ 为鸡蛋密度 (kg/m^3); c 为鸡蛋比热容 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); λ 为鸡蛋导热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); q_v 为鸡蛋内单位体积散热强度 (W/m^3)。

该模型下的边界条件为:

$$\lambda \frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=R} = -h\theta \Big|_{r=R} \quad (3)$$

$$T|_{\tau=0} = T_0 \quad (4)$$

式中: h 为鸡蛋表面对流换热强度 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); R 为鸡蛋圆球半径 (m); T_0 为鸡蛋初始温度 (K)。

1.2 单个 SPF 鸡蛋孵化时间

鸡蛋的孵化时间定义为鸡蛋内部完全达到所需的孵化温度所需要的时间。当房间送风温度极为最小孵化温度时, 孵化时间即为鸡蛋中心温度达到送风气流温度所需的时间。鸡蛋的参数信息如表 1。孵化室内空气物性参数如表 2。

表 1 鸡蛋参数信息^[3]

密度 (kg/m^3)	比热 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)	导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)	初始温度 / $^{\circ}\text{C}$	当量直径 /m
1040	3310	0.5	24	0.04

表 2 室内空气物性参数

普朗特数 Pr	膨胀系数 /K	运动粘度 (kg/m^3)	初始温度 / $^{\circ}\text{C}$
0.701	3.3e-3	1.6e-5	34.5

考虑最不利情形, 鸡蛋仅仅在温差作用下自然对流换热。根据上述条件参数

$$Gr = \frac{g\Delta t ad^3}{\nu^2} \quad (5)$$

式中: g 为重力加速度, 取为 $9.8\text{m}/\text{s}^2$; d 为鸡蛋圆球直径 (m); α 室内空气膨胀系数 ($/\text{K}$)。 ν 为空气运动粘度 (kg/m^3); Δt 为鸡蛋与空气的初始温差 (K)。

$$Ra = Gr \times Pr \quad (6)$$

由 $Ra < 10^7$ 该自然对流处于层流状态, 根据下列准则关系式^[4]

$$Nu = 2 + \frac{0.589Ra^{1/4}}{[1 + (\frac{0.469}{Pr})^{9/16}]^{4/9}} \quad (7)$$

考虑送风情况, 鸡蛋处于 0.5m/s, 34.5°C 的来流风速中。此时鸡蛋所处的状况既存在自然对流, 也存在受迫对流, 而由浮升力与惯性力之比:

$$\frac{Gr}{Re^2} \leq 0.1 \quad (8)$$

可忽略自然对流, 仅考虑外掠圆球的强迫对流。由经验准则式^[5]:

$$Nu = 0.37Re^{0.8} \quad (9)$$

根据外掠圆球计算线图^[6], 可得到上述两种情况下的孵化时间。结合上述经验公式的理论计算, 对单个鸡蛋进行建模且进行 CFD 模拟, 分别对模拟单个鸡蛋在自然对流和 0.5m/s 的流场扫掠下的受迫对流。检测鸡蛋内部的升温时间, 并与经验计算值进行对比, 以验证方法的正确性。

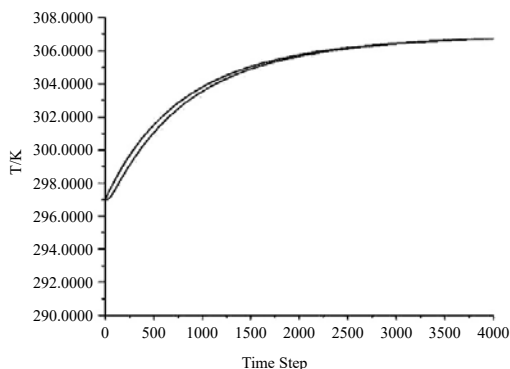


图 1 单个鸡蛋自然对流中心点温度及质量平均温度变化曲线

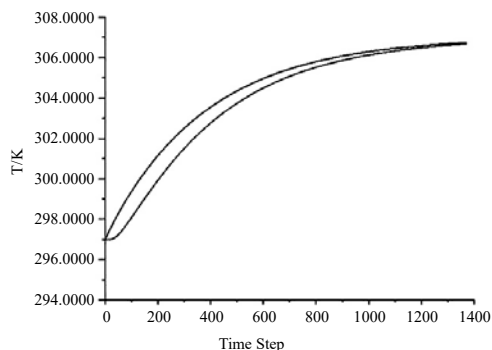


图 2 单个鸡蛋受迫对流中心点温度及质量平均温度变化曲线

模拟过程采用 workbench 建模及网格划分, 采用 Ansys Fluent 进行流动及传热模拟。采用非稳态模拟, 时间步长取 5s。湍流采用 RNG k-ε 模型处理, 近壁面采用 Enhanced wall function, 压力速度耦合方法为 SIMPLE 算法。将模拟得到的孵化时间与理论计算对比, 结果如表 3。偏差率在 6% 以下, 验证了该研究方法的可靠性。同时可见相比于自然对流情形, 受迫对流下孵化时间将缩短约 65%。

表 3 单个鸡蛋孵化时间

	理论计算	数值模拟	偏差率
自然对流	18931s	20000s	5.34%
受迫对流	6583s	7000s	5.96%

1.3 SPF 鸡蛋孵化室模型

该 SPF 鸡蛋孵化室为长方形房间, 高为 2.5m, 其内均匀放置了 7 列蛋车, 每列蛋车有 17 层, 每层放置了 4 排鸡蛋, 每排鸡蛋包括 4 个蛋框, 每个蛋框内有 6×6 共 36 个鸡蛋。蛋框大小为 290mm×290mm, 鸡蛋均匀放置在蛋框上。蛋框的厚度为 5mm, 鸡蛋的中心面与蛋框上表面处于同一平面。孵化室内的送风方式近似活塞流, 北面墙体连接送风夹道, 整面墙体设置为孔板送风; 南面墙体连接回风夹道, 作为回风口, 如图 3 所示。风口面风速 0.5m/s, 送风量 30500m³/h, 送风温为 34.5°C, 相对湿度为 60%。房间初始状态为送风状态点, 鸡蛋初始温度为 24°C。单个鸡蛋在孵化的过程中新陈代谢散热强度仅为 148.5mW, 在计算和模拟过程中均忽略不计。

考虑到鸡蛋布置左右的对称性及蛋车中每层状况相同, 沿送风方向取一个计算单元, 如图 5。它包括沿送风方向前后等距排列的一层蛋车上的四排鸡蛋, 以及一半的过道空间, 宽为 75mm。模拟过程中不考虑墙体的辐射, 蛋车和蛋框的蓄热和导热, 仅考虑蛋框对送风来流的阻挡作用。模拟过程中左右面设置为中心对称边界, 迎风面设置为速度入口边界, 回风面设置为压力出口边界。湍流模型等设置与 1.2 中模拟单个鸡蛋时相同。网格经过独立性检验。

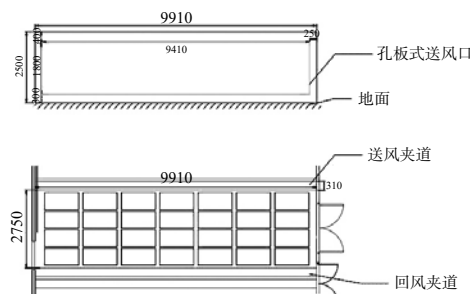


图 3 鸡蛋孵化室通风方式及内部布置



图 4 鸡蛋孵化室内部情况



图 5 鸡蛋孵化室内选取的计算单元

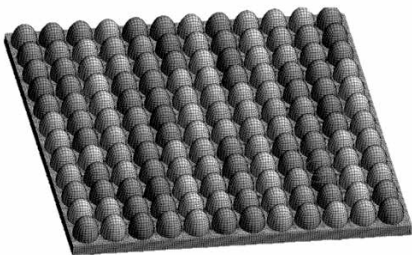


图 6 一排鸡蛋的网格示意

考虑到除去蛋框的一排鸡蛋的换热情形与换热器中外掠圆管束的传热相似，参考其传热模型，对流传热强度的准则式^[7]为

$$Nu = CRe^n Pr^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^p \varepsilon_z \quad (10)$$

式中： S_1 、 S_2 为管间距，此处为了保证一定的空间利用率，鸡蛋与鸡蛋之间的距离受蛋框和房间大小的限制，无法改变。 ε_z 与排数相关。 C 、 n 、 m 与鸡蛋的排列方式相关，此处受蛋框限制，为顺排。由此可优化的变量在于提高 Re 和改变鸡蛋排数。

为探究在最小送风温度下，不同的鸡蛋架排列方式，送风速度以及蛋车内的气流逃逸等因素对孵化效果的影响，以所有鸡蛋中心均达到孵化温度 34℃ 所需的孵化时间为目标量。总共设置了 7 个模拟工况，如表 4 所示。其中 N1 工况为该孵化室的实际工况，作为对比的标准工况。其中，侧边封堵是指在蛋架与过道之间添加挡板，阻止前排气流逃逸到过道而不能与后排鸡蛋接触换热。

表 4 计算工况设置

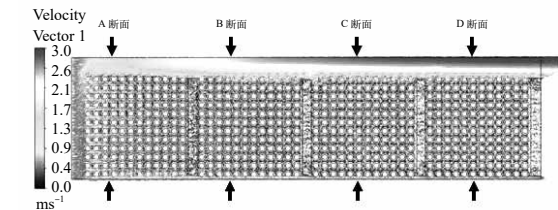
Case No.	送风温度 /℃	送风风速 /(m/s)	鸡蛋排数	侧边封堵
N1	34.5	0.5	4	无
N2	36	0.5	4	无
N3	34.5	0.5	3	无
N4	34.5	0.5	4	有
N5	34.5	0.75	3	无
N6	34.5	1.0	3	无
N7	34.5	0.75	4	有

2 模拟结果及分析

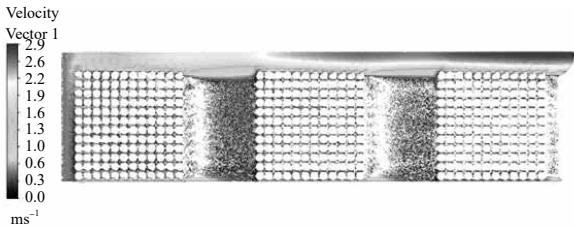
在模拟过程中，监测速度残差曲线，当流场稳定后，气流分布如图 7。由此可见由于蛋框以及鸡蛋排布过密，造成了送风气流的横向溢出，大部分气流都流入孵化室过道。由此造成了侧边过道内的气流流速较高，而鸡蛋与鸡蛋之间的风速较小。由此鸡蛋表面的对流换热系数较小。且沿着送风气流流动方向，气流逃逸现象越来越严重。仅仅减少鸡蛋排数，增大排与排之间的距离并不能有效阻止这一情况。而采取侧边封堵后，气流逃逸现象得到改善，

鸡蛋附近的气流速度升高，对流换热效果增强。

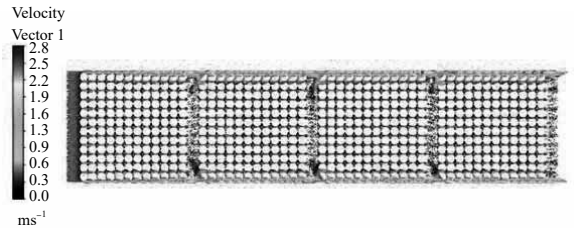
在四排鸡蛋的情况下，沿流动方向选取了四个断面，代表每排鸡蛋中的流动情况。横向气流的逃逸情况如表 5。其中气流逃逸率，定义为过道截面的流量在断面总流量中的占比。可见越到后排，气流逃逸情况越为严重，由此导致越远离送风口的鸡蛋的对流换热效果越弱，升温越慢，所需的孵化时间越长。同时，每隔一段时间观察鸡蛋温度场的分布变化。可见温度场随时间的变化情况，以及前后排鸡蛋升温情况的不同。



(a) 四排鸡蛋流场分布



(b) 三排鸡蛋流场分布



(c) 四排鸡蛋侧面封堵流场分布

图 7 送风风速均为 0.5m/s 时的流场分布

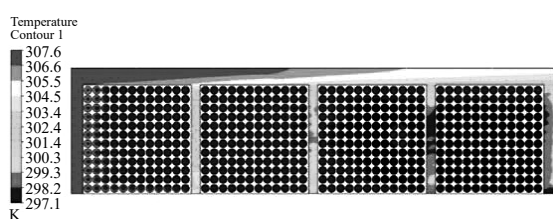
表 5 沿送风方向上的气流逃逸率

断面	A	B	C	D
逃逸率	24.3%	46.7%	55.7%	61.9%

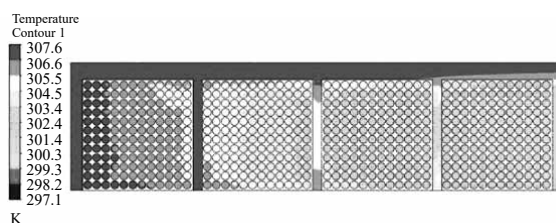
在标准工况下,如图 8 所示,离送风口最近的前排鸡蛋升温最快,离回风口最近的后排鸡蛋升温最慢。原因在于送风气流先掠过前排鸡蛋进行换热导致气流温度下降,以及气流横向逃逸导致后排鸡蛋附近的风速降低,因而其换热效果差,升温最慢。

N2 工况仅仅提高送风温度效果有限, N3 工况减少一排鸡蛋效果并没有减少横向气流的逃逸现象,

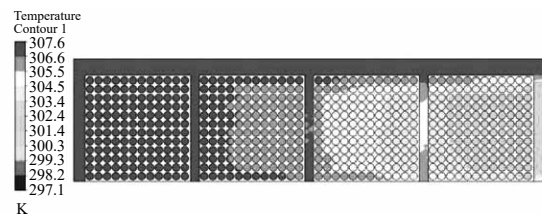
因而效果也十分有限。N4 工况进行侧边封堵后,雷诺数 Re 增大,取得较好的效果。N5, N6 工况在减少鸡蛋排数的同时提高送风风速,也取得了不错的效果。如图 9 所示。N7 工况在保证空间利用不减少鸡蛋原有的排列和数量的前提下,进行侧边封堵的同时提高送风风速,使得 Re 大大提升,换热效果增长明显。如图 10 所示。



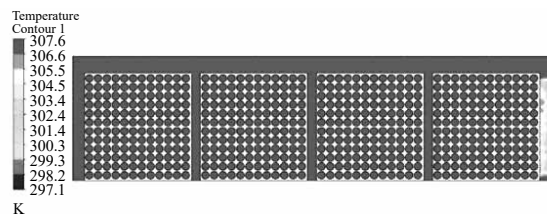
(a) $\tau=10\text{min}$



(b) $\tau=2.0\text{ h}$

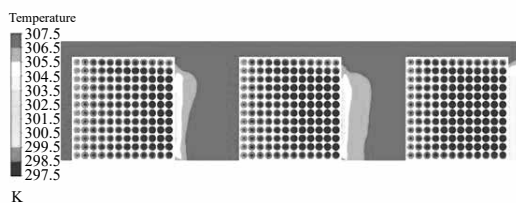


(c) $\tau=4.0\text{ h}$

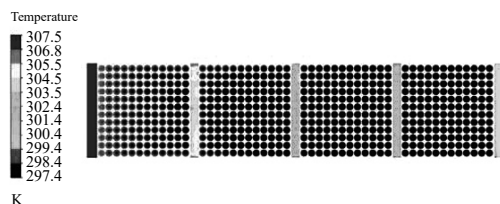


(d) $\tau=10\text{ h}$

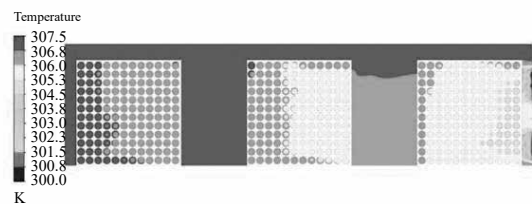
图 8 N1 标准工况不同时间下温度场



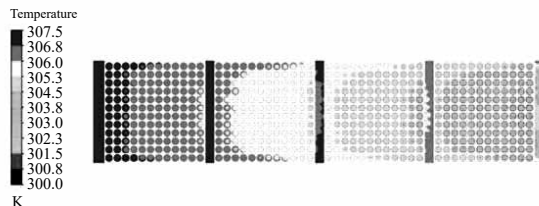
(a) $\tau=10\text{min}$



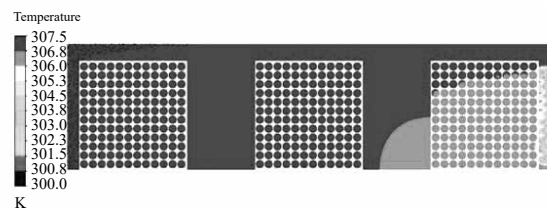
(a) $\tau=10\text{min}$



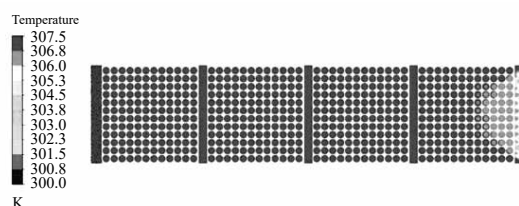
(b) $\tau=2.0\text{ h}$



(b) $\tau=2.0\text{ h}$



(c) $\tau=4.0\text{ h}$



(c) $\tau=4.0\text{ h}$

图 9 N6 工况不同时间下温度场

图 10 N7 工况不同时间下温度场

对比 N1 到 N7 七个工况所需的孵化时间, 如图 11。可见侧面封堵及提高风速效果最为显著, SPF 鸡胚的孵化时间可缩短一般以上。然而其由于孵化室 24 小时不间断运行, 且采用大风量, 小温差的形式送风, 提高送风温度和风速无疑将增加系统能耗, 而减少鸡蛋排数则降低了孵化室的空间利用率。而增大一倍的风量并减少一排鸡蛋 (N6) 效果与仅仅进行侧边封堵 (N4) 相当。由此, 限制该 SPF 鸡胚孵化效果的主要原因是鸡蛋排列过密, 引起气流横向逃逸。进行侧边封堵可有效降低约 48% 的孵化时间。

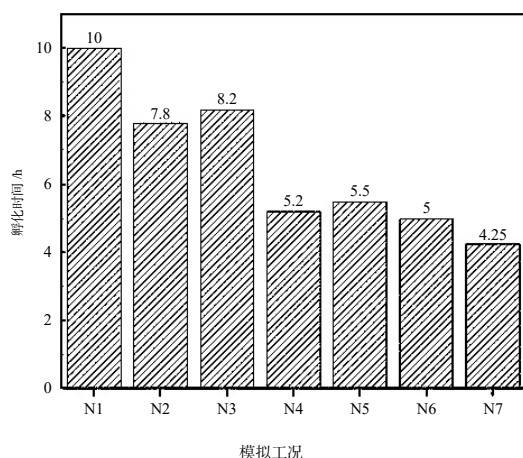


图 11 各模拟工况下孵化时间

3 结论

本文主要针对 SPF 鸡胚孵化工序中的换热过程, 利用经典传热学方法及 CFD 模拟探究了在满足最小送风温度的情况下, 不同的鸡蛋架排列方式, 送风速度以及蛋车内的气流逃逸等因素对所需孵化时间

的影响。并提出相应措施对上海某 SPF 鸡胚孵化室的通风方式提出了改善。

(1) 通过建立单个 SPF 鸡蛋的传热模型的理论计算和 CFD 模拟结果对比, 验证了研究方法的可靠性。

(2) 通过对换热器内外掠管束传热模型分析, 得出 Re 是增强换热效果, 降低孵化时间的关键因素。

(3) 根据模拟的结果得知, 限制该 SPF 鸡胚孵化效果的主要原因是鸡蛋排列过密, 引起气流横向逃逸。进行侧边封堵可有效降低约 48% 的孵化时间。而仅仅提高送风温度和减少鸡蛋排数并不能十分有效的提高换热效果。且综合考虑增加能耗和降低孵化时间之间的矛盾, 侧边封堵是首选的优化方式。

参考文献

- [1] 李淑云, 付琨, 黄浩, 徐程林, 付永琪. 鸡胚细胞制备 17D 黄热疫苗 [J]. 中国生物制品学杂志, 2007(11):831-833+836.
- [2] 王宪龙. 鸡胚疫苗原液上游工序洁净空调系统的建设 [J]. 机电信息, 2017(17):53-56.
- [3] Van Brecht et al. Environment, well-being and behavior-Quantification of the heat exchange of chicken eggs[J]. Poultry Science, 2005, 84:353-361.
- [4] 贾力等. 高等传热学 [M]. 高等教育出版社. 2003 年.
- [5] 钱滨江等. 简明传热手册 [M]. 高等教育出版社. 1983 年.
- [6] Schneider. Temperature Response Charts. John Wiley & Sons, 1963.
- [7] 章熙明等. 传热学 [M]. 中国建筑工业出版社 (第六版). 2014 年.

冲击射流热防护缩尺试验及其可行性分析

蔡 健, 叶 蔚, 赵文瑄, 涂书阳, 张 旭

(同济大学, 上海 200092)

[摘 要] 冲击射流及与之相关的热防护在实际应用中非常常见。论文研究了高温高速射流冲击十字板的热防护问题。在雷诺数 Re 进入阻力平方区后, 选取无因次距离 H/D 作为缩尺参数, 并通过 CFD 模拟分析了这种方案的可行性。通过试验装置产生的高温 ($\sim 500^{\circ}\text{C}$) 烟气, 在 150mm 喷嘴出口处以高速 ($\sim 56\text{m/s}$) 冲击敷设有隔热材料的十字板。试验选取了三种材料, 并设计了 4 种隔热敷设计方案。最后, 在比较各个面的最高温度后, 得到最优的隔热设计方案。

[关键词] 冲击射流; 相似理论; 缩尺试验; 隔热

0 引言

射流现象在日常生活经常出现。冲击射流在工程领域中应用广泛, 特别是在局部区域表面需要强烈换热的工程应用当中。例如纺织行业的纺织品、造纸行业中的纸张、加工业中的木材等材料的局部干燥, 钢铁行业中钢板的冷却, 航空发动机涡轮叶片冷却^[1], 高负荷微电子原器件的冷却^[2], 这些都用到冲击射流换热技术。冲击射流尽管应用不少, 但在某些场合其不利特征就体现出来了。例如在火箭或者导弹从点火到起飞过程中, 其尾端高温高速射流将冲击发射装置的迎气面, 它不仅可能引起发射装置平台的振动响应和飞行器飞行的初始扰动, 而且还可能对发射装置产生严重的烧蚀作用^[3]。

Martin^[4], Jambunathan 等人^[5]和 Polat 等人^[6]对冲击射流的传热进行全面综述。冲击射流的传热分布在形状和大小方面随着各种测试参数有着显著变化。通常, 传热分布可以表示为随径向位置变化的局部努塞尔特数。

对于工程实践, 只要射流射向自由空间即可归入自由射流, 并不严格要求介质温度密度的完全一致, 但这并不意味着边界条件也可以这样处理, 相反边界条件是需要如实处理的^[7]。尽管冲击射流换热技术在工程中应用很广泛, 但由于其流场非常复杂, 一些物理性质和传热机理仍然没有得到合理的解释。这对计算机模拟计算造成一些困扰。工业应用上大多数冲击射流涉及从喷嘴到下游整个领域的湍流流动, 准确预测速度和传热系数的难点主要来源于湍流模型以及湍流场与壁面的相互作用^[8]。

1 试验分析与 CFD 模型

1.1 试验分析

装有大功率燃气轮机的运载工具在涵洞、隧道

或者某些受限空间内中缓慢运行或者待机运行时, 其燃气轮机排气口 (直径约 1m) 排出的高温 (可达 500°C) 高速 (约 56m/s) 气流不但使周围的空气温度急剧上升从而影响人员安全, 而且其对墙壁和顶部结构以及墙壁和顶部背面的某些设施造成强烈的冲击, 同时极大地考验了排风机的高温耐受性能^[9], 一旦降温设施不完备或者损坏将会造成严重的后果。这个时候不可避免的需要对受气流冲击的表面采取相应的隔热措施。由于现场不具备试验条件, 需要对整个场景进行模拟试验。

试验的主要目的是在保持隔热措施的结构和厚度不变, 气流出口的温度、速度以及入射角保持不变, 得到隔热措施背面的温度分布。不可避免将面临一个问题就是气体射流喷口大小的选择。如果选择与原排气口尺寸大小一致的喷口, 那么其所需能耗和配套设备的尺寸将非常大; 如果缩小喷口, 那么如何保证所得到的隔热措施背面温度分布结果的偏差。

要进行模型试验, 绕不开的就是相似理论。通常来说, 对于非恒定流体的相似包括以下几大特点几何相似 (Geometrical Similarity)、运动相似 (Kinematic Similarity)、动力相似 (Dynamic Similarity) 以及相似的初始和边界条件 (Initial and Boundary conditions)。由此涉及到若干准则, 如表征惯性力和粘滞力的雷诺准则 (Reynolds Criterion), 表征惯性力和重力佛劳德准则 (Froude Criterion), 表征惯性力和流体动压力的欧拉准则 (Euler Criterion) 等等。但几何相似是前提条件。

首先, 全尺寸条件, 喷口内径为 $D=1\text{m}$, 出口气流参数为 $t=500^{\circ}\text{C}$, $V=56\text{m/s}$, 此时根据《工程常用物质的热物理性质手册》附录中烟气的热物理性质, 500°C 时, 烟气的运动粘度 $\nu=76.3\times 10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$, 此时雷诺数 $Re=V\cdot D/\nu=7.34\times 10^5$ 。此时的 Re 大小已经达到 10^5 量级, 可以认为其已经进入阻力平方区。如果将喷嘴缩小至 0.15m, 如果保持喷嘴出口气流

收稿日期: 2018-05-24

作者简介: 蔡健 (1979—), 主要研究方向为暖通。

参数条件不变,那么其 $Re = 1.1 \times 10^5$,同样也可以认为其进入阻力平方区。此时 Re 的大小几乎不影响流场的性质,可以不考虑 Re 是否相等的问题。如果此时要保持两者的 Re 值相等,那么在喷嘴直径和运动粘度不变的前提下,只有提高速度这唯一选项。提高速度,那么不可避免的问题就是其速度会突破到 90m/s 以上^[10],气流的物性受可压缩性影响将会发生变化。那么就要选取其它的参数来实现缩尺并保证隔热材料背面温度分布与实际分布偏差不大。

在冲击射流模型中,有一个无因次距离的定义,即喷嘴面沿喷嘴中心线到达受冲击表面的距离与喷嘴直径的比值,表达式为 H/D 。缩尺过程中,喷嘴直径 D 缩小的同时,缩小喷嘴到受冲击表面的距离。将 H/D 的值与全尺寸喷嘴保持一致。设想能否达成,将通过 CFD 模拟来进行验证。

1.2 模型建立与边界条件

图 1 和图 2 分别为按实际场景简化的 1m 喷嘴大模型以及按拟建的实验台尺寸建立的 0.15m 喷嘴缩尺模型。全尺寸模型网格数 2102472,节点数 1592109,平均网格质量 0.92204。缩尺后的模型,网格数 124341,节点数 53591,平均网格质量 0.87241。一般来说,平均网格质量数值在 0 到 1 之间,越接近 1 越好。

由于维护结构需要耐受的热冲击时间有限,故对上述模型进行非稳态模拟,开启能量方程,采用

标准 $k-\varepsilon$ 模型,壁面函数采用标准壁面函数。对模型初值及边界条件进行逐一设定如下:

设置大、小两个模型外表面对流换热系数均为 $8.7W/(m^2 \cdot K)^{[11]}$;

设置两模型的喷口高温气流入口边界均为质量流量,按照 56m/s 及 500°C 对应温度下密度计算质量流量,与受冲击面的法线方向夹角为 30°;

同时考虑排风的背景风速,设置纵向断面风速为 1.9m/s,环境温度设为 25°C;

假设左右对称,模型为一半,且为喷口以上区域。1m 圆形喷口距顶部 2.4m,距最近侧壁 2.6m;0.15m 喷口距顶部 0.363m,距最近侧壁 0.386m。即保持 H/D 比值一致。气流喷射时间均为 30min。受冲击面材料均设为 80mm 硅酸铝。

将流体计算区域与固体计算区域的交界面设置为 interface,类型为 coupled。

因为主要目的是为了验证缩尺是否可行,在建模和计算过程中尽量简化受冲击表面情况,忽略所有作为支撑钢板的导热问题。

2 数值模拟结果分析

对于两个模型的数值模拟结果比较主要从以下两个方面进行。

(1) 比较两个模型的顶部主要受冲击表面温度分布规律是否一致。如图 3 和图 4 所示,两者顶部的温度分布规律接近。

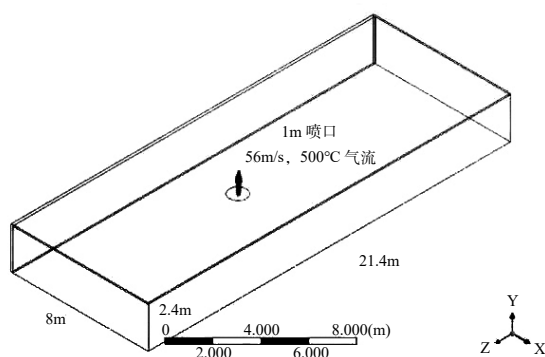


图 1 按实际简化的全尺寸模型

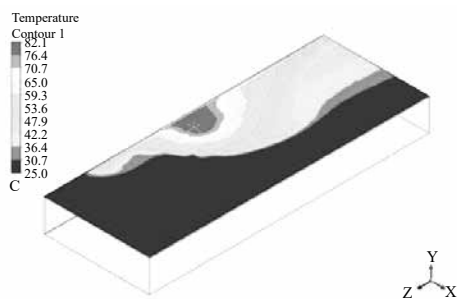


图 3 全尺寸模型外表面顶部温度分布

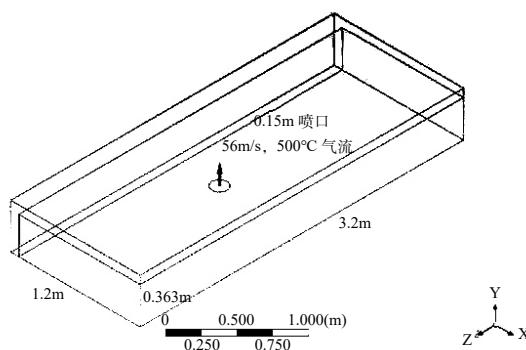


图 2 缩尺后的小模型 (实验台大小)

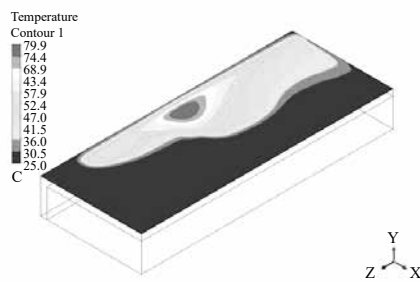


图 4 缩尺模型外表面顶部温度分布

(2) 主要受冲击表面最高温度点温升规律是否一致。1m 喷嘴 W 舱顶部外表面最高温度为 82.1℃, 0.15m 喷嘴 W 舱顶部外表面最高温度为 79.9℃, 差值 2.2℃。偏差若按照差值除以两者平均值来计算, 仅为 2.72%, 从最高温度方面来说, 应该满足要求, 并且其温升趋势吻合较好, 如图 5 所示。

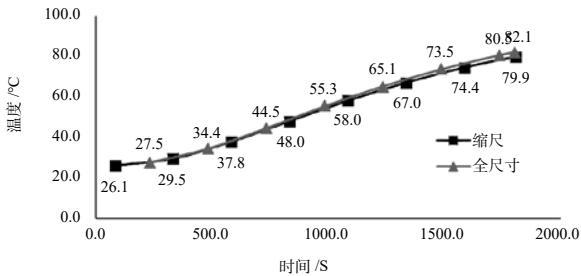


图 5 全尺寸以及缩尺模型外表面顶部最高温度
随时间变化曲线

3 试验研究

3.1 试验台

根据模拟的结果搭建缩尺试验台。整个试验装置包括: 烟气发生系统, 排风系统、试验台架、测试试件、控制系统、测量系统。烟气发生系统由全预混燃烧器, 高压鼓风机, 燃烧室, 混合段, 直管段, 150mm 喷嘴组成。



图 6 装有布好试件测点的试验台架

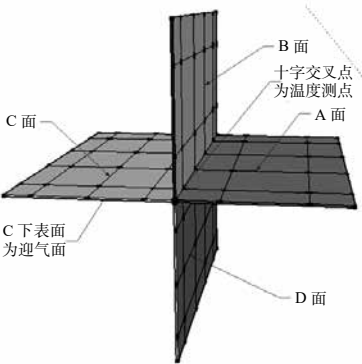


图 7 试件测温布点示意图

试验台架, 图 6 所示, 主体段长 3.2m (不含渐缩段), 断面尺寸为 1.2m×1m。试件主体采用 EH36 钢板, 实际厚度 6mm, 十字形, 每边 600mm, 实际加工时略为加长 10mm。试件主体表面敷设隔热材料。控制系统主要由一台燃烧器控制器、两台变频器、以及喷嘴出口温度测量和动压测量装置组成。整个试件表面布置了 72 个热电偶, 试件布点方案如图 7 所示, 通过两台 FLUKE 2638A 进行温度测量, 每隔 4 秒, 扫描并自动记录所有通道数据。

表 1 部分设备参数

设备	型号	压力 /Pa	转速 /rpm	流量 /(m³/h)	功率 /kW	功能
燃烧器	全预混	中压燃气	—	—	100~300	产烟
离心风机	4-72-4A	2014~1320	2900	4072~7419	5.5	送风
高温离心风机	4-72-4.5A	2554~1673	2900	5712~10562	7.5	排风

试验中, 高温高速的烟气通过喷嘴直接喷射在试件表面, 入射角如图 8 所示。

3.2 试验方案

隔热材料选用三个大类, 一类为多晶丝材料, 二类为硅酸铝防火板 (陶瓷棉板), 第三类为二氧化硅气凝胶毡。每类材料有 4 类敷设方案, 共计 12 种, 如表 2 所示。

实验过程中, 高温高速烟气射流出口控制 500±20℃, 气流动压 200±10Pa (动压换算成速度约为 55.1m/s~57.9m/s), 燃烧时间控制为 30min。试验台架排风断面风速约 1.9±0.1m/s。

3.3 试验结果

隔热方案 III、IV, 试件受热后, 钢板均有变形。使用普通阻燃白胶粘贴白布的隔热材料在 30 分钟高温加热之后, 胶水均有碳化现象, 迎气流处胶水完全烧完, 露出布本色, 脱胶。使用耐高温无机胶水粘贴高硅氧布的二氧化硅气凝胶毡则未发生碳化现象, 也不掉落大量颗粒物填充物。

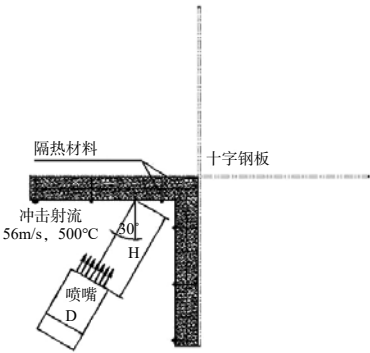


图 8 喷嘴入射角示意图

表 2 试验试件敷设方案表

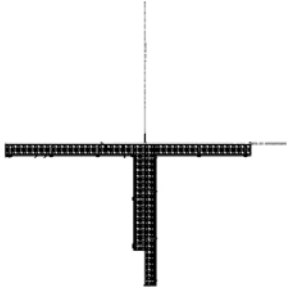
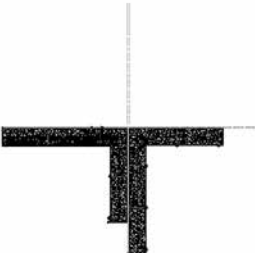
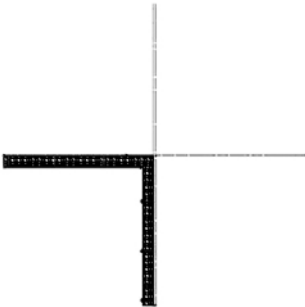
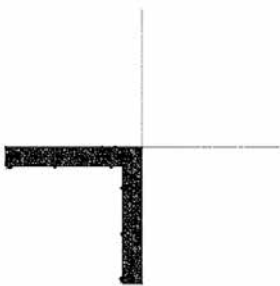
结构方案	多晶硅板	硅酸铝防火板	气凝胶
I			
II			
III			
IV			

图 9 到图 11 展示了 12 种方案表面的 0min, 10min, 20min 以及 30min 时刻的最高温度。结构 III 和结构 IV 均有温度超过 60℃ 的面。方案 I 和方案 II 几乎没有差别, 除了使用隔热材料的消耗量, I 方案远超 II 方案。

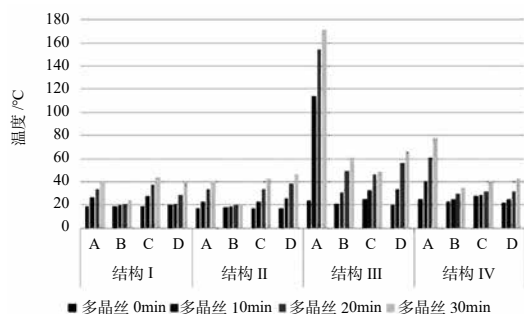


图 9 多晶丝隔热材料方案试件外表面最高温度

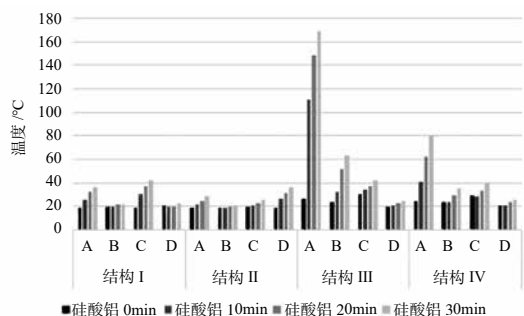


图 10 硅酸铝隔热材料方案试件外表面最高温度

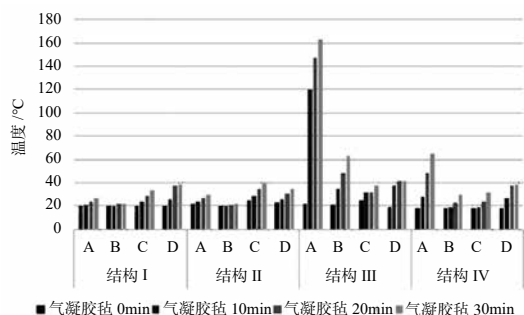


图 11 二氧化硅凝胶毡隔热材料方案试件外表面最高温度

经过综合比较, 方案 II 在所有方案中无论从材料消耗还是表面温度都是占据优势, 即硅酸铝隔热材料敷设方案 II 为最优方案。

4 结论

在流体进入阻力平方区之后, 忽略雷诺数大小的影响, 选用无因次距离作为 H/D 作为缩尺的参数。通过 CFD 模拟之后发现, 全尺寸模型和缩尺模型在冲击表面的温度分布规律相似, 温升趋势接近, 最高温度偏差仅为 2.72%。因次在流体进入阻力平方区之后, 在其它诸如材料厚度、气流流速和温度以及入射角等参数保持不变时, 可以选取 H/D 作为决

定参数, 设计试验台喷嘴大小。

12 种试验方案, 总体来说, 解决了三个问题, 第一就是解决了隔热材料是敷设在内部还是外部的的问题, 敷设在外部作为载体的钢板会发生严重的变形现象。第二就是解决材料选择问题, 通过温度比较, 硅酸铝方案 II 是最优方案。第三就是, 如果使用胶水的话, 必须使用耐高温无机胶, 不能使用普通阻燃白胶。

参考文献

- [1] 郑际睿, 王宝官. 模拟透平叶片冲击冷却的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 1980, V1(2):165-75.
- [2] 秦曼, 郑青, 马重芳, et al. FC-72 圆形射流冲击模拟电子芯片单相局部对流传热的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 1996, V17(1):69-74.
- [3] 周帆, 姜毅, 郝继光. 火箭发动机尾焰流场注水降温效果初探 [J]. 推进技术, 2012, 33(2):249-52.
- [4] MARTIN H. Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces [J]. 1977(13):1-60.
- [5] JAMBUNATHAN K, LAI E, MOSS M A, et al. A review of heat transfer data for single circular jet impingement [J]. Intjheat & Fluid Flow, 1992,13(2): 106-15.
- [6] POLAT S, HUANG B, MUJUMDAR A S, et al. Numerical flow and heat transfer under impinging jets: a review [J]. 1989, 2(2):
- [7] 董志勇. 射流力学 [M]. 科学出版社, 2005.
- [8] ZUCKERMAN N, LIOR N. Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling [J]. 2006(39):565-631.
- [9] YE W, ZHANG Q, XIE Y, et al. Spray cooling for high temperature of exhaust gas using a nozzle array in a confined space: Analytical and empirical predictions on cooling capacity [J]. Applied Thermal Engineering, 2017(127):889-900.
- [10] BELTAOS S. Oblique Impingement of Circular Turbulent Jets [J]. Journal of Hydraulic Research, 1976, 14(1):17-36.
- [11] 中华人民共和国建设部. 民用建筑热工设计规范 [M]. 中国计划出版社, 1993.

加热座垫对人体热舒适影响研究

宋 磊¹, 陈威铭², 周 翔¹, 张静思¹, 张 旭¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 200092; 2. 清华大学建筑技术科学系, 北京 100083)

[摘 要] 个性化舒适系统是一种可以让人员自由调控所处位置处的局部微环境的供冷供热系统, 可以提高人员对建筑环境的满意率, 减少空调采暖系统能耗。本研究将加热座垫与座椅结合, 组成一种个性化舒适系统。为了探究加热座垫对人体热舒适的影响效果, 通过实验收集了 10 名受试者在不同环境温度 (12、14、16、18 和 20℃) 下的局部热感觉 (头部、躯干、上肢和下肢)、整体热感觉、热舒适、热可接受度等问卷投票。实验结果表明: 在环境温度偏离热中性时, 加热座垫能有效提升受试者热舒适和对环境的满意率。在环境温度 16℃ 时, 使用加热座垫能够满足人员的热舒适需求, 拓展了舒适温度区间。

[关键词] 加热座垫; 热舒适; 个性化舒适系统; 办公环境

0 引言

随着经济的发展和水平的提高, 人们对室内环境的舒适需求越来越高。传统空调旨在创造一个均匀一致的热环境, 很难满足人们差异性的需求。近些年, 个性化舒适系统 (Personal Comfort System, 简称 PCS) 得到国内外许多研究者的关注。与传统空调相比, 个性化舒适系统通过使用少量的能量直接加热或冷却人体周围的局部环境, 可以有效减少传统采暖空调系统能耗, 同时满足人员对热环境的差异性需求。

泰国研究者 Atthajariyakul 等人^[1]提出使用小型风扇辅助空调来实现热舒适和节能, 结果表明使用小型风扇可使空调设定温度提高至 28℃。Zhai 等人^[2]研究了热湿环境中空气流动对人员热舒适和感知空气品质的影响, 结果显示在室内温度 30℃、相对湿度 60% 时风扇仍然可以满足人员的热舒适需求。Huang 等人^[3]的研究也得到相似的结论, 并且给出了不同室内温度使用小风扇时对应的最佳风速。Pasut 等人^[4]使用一种通风加热座椅, 通过热对流和热传导的方式可使受试者在 16~29℃ 的环境中维持热舒适状态。Watanabe 等人^[5]对通风座椅的研究表明, 通风座椅能维持受试者热舒适状态的室温上限是 30℃。除了小风扇和通风加热座椅, 部分学者对暖脚器暖手器的加热效果进行了研究。Zhang 等人^[6]对暖脚器的使用效果在办公环境中进行了现场调研, 结果表明房间采暖的设定温度从 21.1℃ 降低至 18.9℃, 采暖节能量可以达到 38~75%。Oi 等人^[7]对暖脚器在汽车环境中的作用进行了研究, 结果表明热感觉为中性时使用暖脚器可使操作温度降低

3℃, 结合加热座椅可降低 6℃。还有一些研究指出了个性化舒适系统的节能效果。节能原理是通风装置可以在维持人体热舒适的情况下提高空调系统的设定温度^[8-14]。当设定温度提高 2.5~6℃ 时, 节能量从 4% 到 51% 不等。当增加设定温度并减小送风量时, 可达到最高节能量 51%^[14]。

本文在选取市场上易得的办公用加热座垫作为一种新型个体舒适装置, 通过受试者实验探究加热座垫的加热效果, 研究加热座垫对人体热舒适的影响效果, 给出加热座垫适用的环境温度范围, 为分析个性化舒适系统的节能潜力提供研究基础。

1 实验介绍

1.1 实验装置

实验中使用的加热座垫如图 1 所示, 靠背区域和坐垫区域通过直接导热的方式加热。座垫从 1 档至 6 档功率逐渐增大, 受试者可以通过遥控器进行调节, 各个档位对应的功率如表 1 所示。

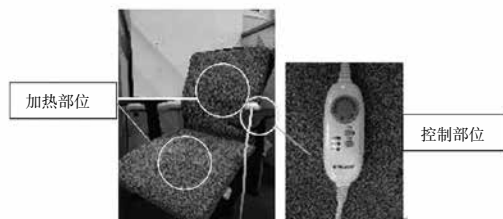


图 1 加热座垫

表 1 加热座垫档位和功率对应

档位	1 档	2 档	3 档	4 档	5 档	6 档
功率 /W	18.6	26.8	40.2	55.4	61.1	64.6

1.2 实验地点

实验房间为上海地区某会议室, 布置如图 2 所示, 尺寸为 6.8m×4.6m。房间内布置有 5 个装有加热座垫的实验工位和一个室内环境参数监测点。

收稿日期: 2018-06-30

基金项目: “十三五”国家重点研发计划“建筑全性能联合仿真平台内核开发”(2017YFC0702202)。

作者简介: 宋磊 (1994—), 主要研究方向为热舒适。

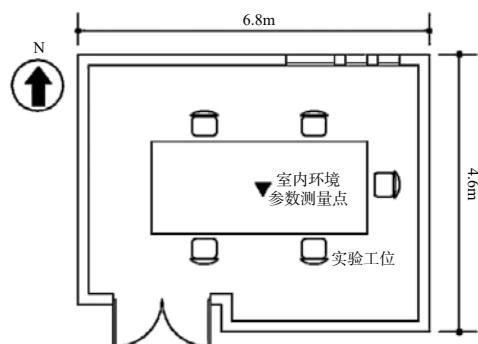


图2 实验房间布置图

实验中使用的测量仪器如下:

(1) WSZY-1 天建华仪温湿度自记仪, 量程 $-20\sim 80^{\circ}\text{C}$; (2) BN-150-45 KIMO 黑球温度计, 量程 $-50\sim 200^{\circ}\text{C}$; (3) FB-1 天建华仪热球式风速仪, 量程 $0\sim 10\text{m/s}$ 。

1.3 受试者

本次实验共有 10 名受试者 (男女各 5 名), 年龄 $22\sim 26$ 岁, 身高 $1.67\pm 0.09\text{m}$, BMI (身体质量指数) 21.7 ± 2.4 , 所有受试者在实验期间身体状况良好。

1.4 实验工况及方式

实验设有 5 个工况, 环境温度为 12°C 、 14°C 、 16°C 、 18°C 、 20°C 。由于实验地点为实际办公建筑, 环境温度控制主要为自然室温结合空调微调, 具体情况见表 2。

表 2 实验工况

序号	环境温度设计值	环境温度实际值	湿度 /%	风速 /(m/s)
工况 1	12	12.2 ± 0.1	60.4 ± 2.9	< 0.10
工况 2	14	14.1 ± 0.3	62.0 ± 0.2	
工况 3	16	16.6 ± 0.3	58.4 ± 1.2	
工况 4	18	18.0 ± 0.3	61.6 ± 2.8	
工况 5	20	19.8 ± 0.4	58.4 ± 2.3	

每组实验分为 5 个 30min 的实验阶段, 如图 4 所示。受试者到达实验房间后先在实验工位静坐 30min, 填写身高、体重、年龄等基本信息, 称为适应阶段。随后实验正式开始 (计时 0min) 第一、二、



图4 实验流程



图3 实验现场图

三、四阶段加热座垫状态分别为关、强制一档 (一档一直开)、一档自由调节 (受试者可以调节座垫关或一档)、多档自由调节 (受试者可以调节座垫关或选择任意加热档位)。每组实验中, 四个阶段顺序随机打乱。从第 5min 开始填写热舒适问卷, 每隔 5min 填写一次问卷, 共 24 份问卷。受试者在实验过程中可以使用计算机、看书或相互交谈以模拟办公环境, 但不能谈论实验相关内容。

2 实验结果与分析

受试者整体热感觉分布如图 5 所示。对各个环境温度下所有受试者数据进行配对 T 检验判断座垫不同加热状态对热感觉的影响是否有显著性差异 ($P > 0.05$, 表示无显著性差异; $0.01 < P < 0.05$, 表示显著性差异; $P < 0.01$, 表示极显著性差异), 检验结果如表格 3 所示。

表 3 显著性检验 - 热感觉

热感觉	12°C	14°C	16°C	18°C	20°C
关 / 强制一档	0.007	0	0	0.002	0.003
强制一档 / 一档自由调节	0.176	0.925	0.035	0.771	0.809
一档自由调节 / 多档自由调节	0.002	0.350	0	0.118	0.602

由加热座垫关和强制一档两个阶段热感觉投票对比可得到座垫的加热效果: 在环境温度 $12\sim 20^{\circ}\text{C}$ 时, 不使用加热座垫时热感觉投票值集中分布在 $-1.5\sim 0$ (微凉至中性) 之间, 使用加热座垫可

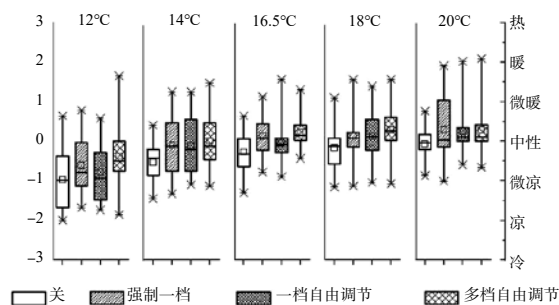


图5 整体热感觉投票

以使热感觉投票值提高 0.5 左右分布在“-1~0”附近。在环境温度 12~20℃ 时, 座垫状态关和强制一档的热感觉投票有极显著性差异, 说明使用加热座垫对提高人体热感觉有一定作用。由加热座垫强制一档、一档自由调节对照, 并未观察到自由调节手段对受试者的心理产生积极暗示从而影响人体热感觉的现象。相比于一档自由调节, 多档自由调节消耗更多的能量但对人员热感觉影响并非一直显著。

图 6 给出了四个不同实验工况下的热舒适投票结果, 并标注了处于热舒适状态的百分比(热舒适率)。同样给出了各个环境温度下显著性分析结果, 如表格 5 所示。

加热座垫能够改善受试者的热舒适。环境温度 12~14℃ 时, 使用加热座垫对热舒适的改善极为显著; 在环境温度 16~20℃ 时, 加热座垫对热舒适的提高并不显著。说明实验条件越偏离热中性环境, 改善效果越明显。但在环境温度 16℃ 时, 热舒适率从 66% 提高至 81%; 环境温度 18℃ 时, 环境满意率从 82% 提高至 92%; 环境温度 20℃ 时, 环境满意率从 90% 提高至 97%。

受试者在每个实验工况下的环境接受度如图 7 所示。与热舒适结论相似, 使用加热座垫可以显著提高受试者对环境的接受度, 实验条件偏离舒适环境越多, 改善效果越明显。在环境温度 12、14℃ 时, 即使使用加热座垫热可接受率只有 50%~70%; 在环境温度 16~20℃ 时, 使用加热座垫可使接受率提高

至 80%~100%。

由实验数据做出热可接受率-温度的关系曲线, 如图 8 所示。根据 ASHRAE 55^[15], 室内环境应满足满意率不低于 80%。结合上述对受试者热感觉热舒适投票以及接受度分析可知, 当环境温度低至 16℃ 时使用加热座垫能满足受试者的热舒适需求。

表 4 显著性检验 - 热舒适

热舒适	12℃	14℃	16℃	18℃	20℃
关 / 1 档一直开	0	0	0.354	0.196	0.487
1 档一直开 / 1 档自由调节	0.024	0.717	0.893	0.115	0.283
1 档自由调节 / 多档自由调节	0	0.773	0.003	0.256	0.493

实验中受试者同样进行了局部热感觉(背部、臀部和腿部、脸部、胸部、腹部、手臂、小腿、手、脚)投票, 结果如图 9 所示。

在同一环境温度中, 使用加热座垫时与座垫直接接触的臀部大腿热感觉明显高于不使用座垫的热感觉, 集中分布在“+1”(微暖)附近。而由于受试者办公时背部不会一直和座椅靠背接触, 所以使用加热座垫时背部热感觉改善效果不及臀部大腿。其余没有和加热座垫直接接触的部位, 是否使用加热座垫局部热感觉没有明显变化。各个环境温度下, 所有实验组受试者的脸和躯干(胸、腹)热感觉均稳定在 0 附近, 手部和脚部的热感觉随环境温度变化较大。在环境温度 12~14℃ 时, 受试者手部和脚部的热感觉集中分布在“-1.5~-1”(凉-微凉)之间; 在环境温度 16~20℃ 时, 热感觉集中分布在“-0.5~0”

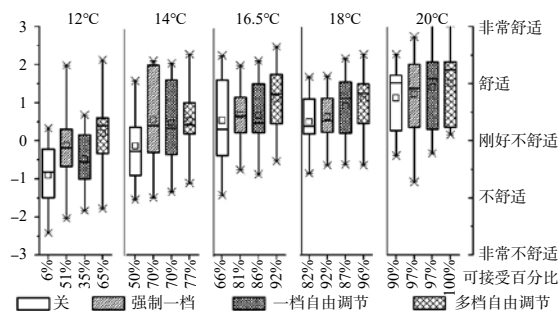


图 6 热舒适投票

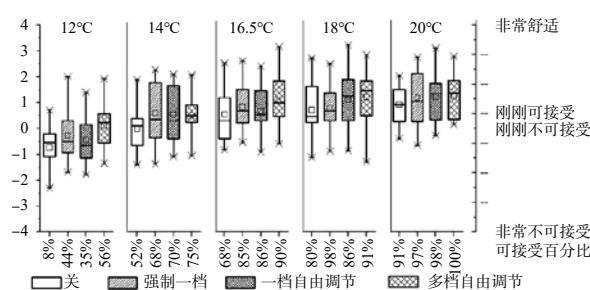


图 7 热可接受度投票

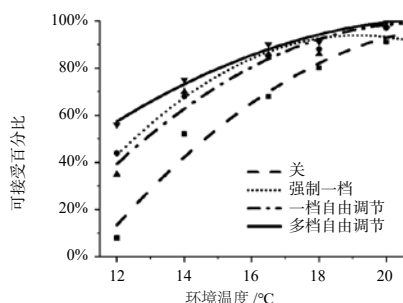


图 8 热可接受率-温度曲线

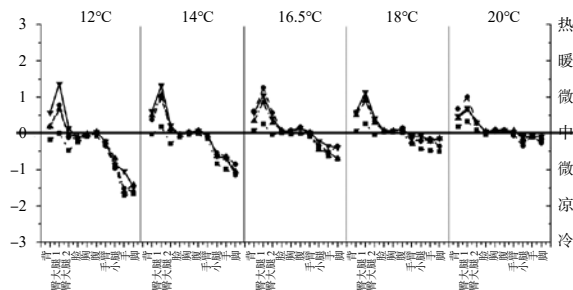


图 9 局部热感觉投票

(微凉-中性)之间。结合对受试者整体热感觉的分析,可以推断出在偏冷环境中,手部和脚部较敏感,其局部的热感觉对整体热感觉影响最大。因此在环境温度 12~14℃ 时,可考虑个性化舒适系统中加入暖脚器、暖手器等。

3 结论

本文通过实验研究了加热座垫作为个性化舒适装置对人体热感觉的影响,主要结论如下:

(1) 使用加热座垫能有效提高人员的热舒适和对环境的接受度。但加热座垫档位(功率)不同对热感觉影响并不显著。

(2) 当环境温度低于 16℃ 时,使用加热座垫可以使受试者达到热中性状态并且满足受试者对环境的满意率不低于 80%。

(3) 与其余身体部位相比,使用加热座垫主要提高臀部和大腿的热感觉,环境温度低于 16℃ 时,可考虑使用暖手器或暖脚器。

参考文献

- [1] Atthajariyakul S, Lertsatittanakorn C. Small fan assisted air conditioner for thermal comfort and energy saving in Thailand[J]. *Energy Conversion & Management*, 2008, 49(10):2499–2504.
- [2] Zhai Y, Zhang H, Zhang Y, et al. Comfort under personally controlled air movement in warm and humid environments[J]. *Building & Environment*, 2013, 65(88):109–117.
- [3] Huang L, Ouyang Q, Zhu Y, et al. A study about the demand for air movement in warm environment[J]. *Building & Environment*, 2013, 61(61):27–33.
- [4] Pasut W, Zhang H, Arens E, et al. Energy-efficient comfort with a heated/cooled chair: Results from human subject tests[J]. *Building & Environment*, 2015, 84:10–21.
- [5] Watanabe S, Shimomura T, Miyazaki H. Thermal evaluation of a chair with fans as an individually controlled system[J]. *Building & Environment*, 2009, 44(7):1392–1398.
- [6] Oi H, Yanagi K, Tabata K, et al. Effects of heated seat and foot heater on thermal comfort and heater energy consumption in vehicle[J]. *Ergonomics*, 2011, 54(8):690–9.
- [8] Zhang H, Arens E, Kim D E, et al. Comfort, perceived air quality, and work performance in a low-power task–ambient conditioning system[J]. *Building & Environment*, 2010, 45(1):29–39.
- [9] Makhoul A, Ghali K, Ghaddar N. Desk fans for the control of the convection flow around occupants using ceiling mounted personalized ventilation[J]. *Building & Environment*, 2013, 59(59):336–348.
- [10] Makhoul A, Ghali K, Ghaddar N. Thermal comfort and energy performance of a low-mixing ceiling-mounted personalized ventilator system[J]. *Building & Environment*, 2013, 60(1):126–136.
- [11] Chakroun W, Ghaddar N, Ghali K. Chilled ceiling and displacement ventilation aided with personalized evaporative cooler[J]. *Energy & Buildings*, 2011, 43(11):3250–3257.
- [12] Ghaddar N, Ghali K, Chakroun W. Evaporative cooler improves transient thermal comfort in chilled ceiling displacement ventilation conditioned space[J]. *Energy & Buildings*, 2013, 61(3):51–60.
- [13] Pan C S, Chiang H C, Yen M C, et al. Thermal comfort and energy saving of a personalized PFCU air-conditioning system[J]. *Energy & Buildings*, 2005, 37(5):443–449.
- [14] Schiavon S, Melikov A K. Energy saving and improved comfort by increased air movement[J]. *Energy & Buildings*, 2008, 40(10):1954–1960.
- [15] ANSI/ASHRAE, Standard 55–2010, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering, Atlanta, GA, 2010. [J].

基于 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度对汽车空调内外气模式切换的实验研究及 CFD 模拟

王琼琼, 王 力, 潘 微, 秦敬轩, 陈 拼, 张 维

(杭州龙碧科技有限公司, 浙江 310053)

[摘 要] 汽车内的空气品质主要由 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度决定。本文主要以本田雅阁汽车为例, 用 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度两者为依据来衡量汽车内空气质量。调节汽车空调档位, 分析在不同档位下切换内外气模式时 CO₂ 和 PM_{2.5} 的浓度变化, 从而找到较优的空调档位及在不同档位下内外气切换的时间点, 并采用 CFD (计算流体力学) 模拟 2 档条件下内外气模式汽车内 CO₂、PM_{2.5} 的浓度变化及空间分布情况。通过研究发现 CO₂ 和 PM_{2.5} 的聚集位置, 汽车空调档位是 1 档时最有利于汽车内空气质量满足我们的需求。

[关键词] 汽车; CO₂; PM_{2.5}; 内外气切换; CFD 模拟

0 引言

由于环境问题与人类健康息息相关, 环境污染问题受到了越来越多的人的关注与重视。特别是可吸入颗粒物 PM_{2.5}, 由于粒径小, 可通过呼吸系统进入支气管, 影响在肺泡上进行氧气与二氧化碳气体的正常交换, 从而引发哮喘、支气管炎甚至心血管病等多种疾病^{[1][2]}。

随着人们生活水平的不断提高, 选择小汽车出行已经成为主流。如何保证车内相对密封的环境健康与舒适, 也成为广大研究者的热点话题^[3]。由于大气环境庞大而复杂, PM_{2.5} 的来源较多, 例如能源工业部门煤炭的燃烧、燃油汽车尾气的排放、金属冶炼过程中金属蒸汽的冷凝聚结及居民生活炉灶的燃烧等^[4], 因此很难在短时间内控制 PM_{2.5} 的排放^[5], 所以保证车内环境的清洁只能从车子本身出发。Huifang Ding 等^[6]研究了车内 PM_{2.5} 的分布和传递机理, 发现车内外空气交换率随着驾驶速度的增大而增加, 车内和车外 PM_{2.5} 浓度之比在外气循环和内气循环下分别大约为 0.6 和 0.25。N Yu 和 S Shu 等人^[7]同时监测了 17 辆正在行驶的出租车, 表明在高效空气过滤器的情况下, 车内细颗粒物和超细颗粒物浓度相比于没有过滤器的条件下可以降低 37% 和 47%。潘峰等^[8]用试验研究了道路环境的颗粒物分布特点, 并且用 CFD 模拟的方法分析空气流场、温度场对车内环境可吸入颗粒物热运动的作用, 研究了空调工况、气流组织、送风量、过滤器效率等条件变化对颗粒物分布的影响。此外, CO₂ 浓度也是评价车内空气质量的重要指标, 若汽车内新风量不足, 会让人感到不适甚至呼吸困难^[9]。陈焕新

等人^{[10][11]}根据列车内 CO₂ 浓度的高低设计了一套空调通风控制系统, 以此改善车厢内空气品质。邓大跃等人^[12]分析了四种通风模式 (关闭通风口和风扇、关闭通风口打开风扇、打开通风口关闭风扇、打开通风口和风扇) 下, 汽车在不同车速时车内 CO₂ 浓度的变化, 发现在车速较高的情况下, 四种通风模式汽车换气量都增加。

CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度同时影响车内空气质量, 然而目前大部分研究都只着重于单独考虑 CO₂ 或者 PM_{2.5}, 而且同时以两者为依据对汽车空调内外循环模式调节的研究较少, 从而存在对车内空气质量评价不全面、不充分的现象。

为了解决上述问题, 也为了提出研究车内空气质量的另一种可行的方案, 本文将车内 CO₂ 和 PM_{2.5} 同时作为评价车内空气质量的指标, 进行详细的实验研究, 找到了不同档位下切换汽车空调内外气模式的时间点, 并结合 CFD 模拟, 对车内 CO₂ 和 PM_{2.5} 的浓度分布做了分析。并且比较了不同性能过滤器对切换内外气模式的影响。本文的研究也为将来汽车内设置通过 CO₂ 和 PM_{2.5} 传感器自动切换汽车内外气模式提供了实验及理论依据。

1 实验设备和装置

1.1 实验设备

实验过程中使用的设备如下:

表 1 实验设备

名称	型号	厂家
气溶胶发生器	氯化钾 (0.3~10 μ m)	嘉兴隆曼测控技术有限公司
温湿度计	HTC-1	科舰
粉尘仪	TSI 8530	美国 TSI 公司
CO ₂ 检测仪	Testo 5350	德图
电子天平	FA2204	邦西仪器科技 (上海) 有限公司
净化机	LBJH	杭州龙碧科技有限公司
风速仪	Testo 405i	德图

收稿日期: 2018-06-20

作者简介: 王琼琼 (1992—), 主要研究方向为环保。

1.2 实验装置

本实验采用本田雅阁汽车完成，汽车空调进风口配有市面上出售的原装过滤器，过滤器为全新。实验之前将汽车清理干净，关闭所有车窗。

1.2.1 车外环境及参数设置

本实验由实验舱系统完成，图 1 为实验舱系统示意图。实验舱尺寸为长 7m、宽 4m、高 3m，其 4 个立面正中央位置分别开有一个小孔，顶部开有两个小孔，用来引进 PM_{2.5} 颗粒。图 1 左边示意图为气溶胶发生装置，用来发生气溶胶，作为实验用 PM_{2.5}。实验舱侧面开有一个小门，方便实验员进出，顶部装有两个吊扇，对舱内气溶胶进行搅拌。实验舱内配有净化机，用来去除舱内颗粒物。汽车由实验舱大门进入，在实验过程中，大门处于关闭密封状态。

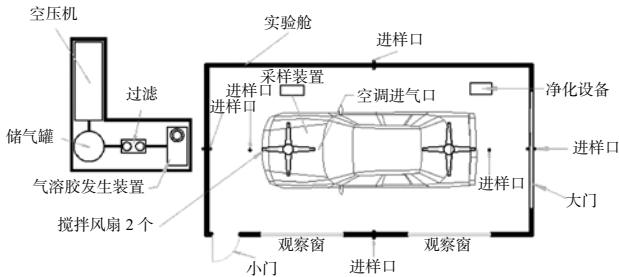


图 1 气溶胶发生器及实验舱和汽车示意图

近几年，中国大部分地区空气质量最差的月份是 1 月，2016 年~2018 年 1 月份 PM_{2.5} 日平均浓度可以达到 140~170μg/m³，因此，为了模拟全年空气质量较差的一天，本文在实验过程中，保持实验舱内气溶胶浓度稳定在 150μg/m³ 的 5% 的范围内，舱内温度是 10℃，湿度是 50%HR。在距离汽车空调进风口 30cm 的位置设有一个采样点，用 CO₂ 检测仪、粉尘仪、温湿度计监测空调进风口的 CO₂ 浓度、PM_{2.5} 浓度及温湿度。

1.2.2 车内环境及参数设置

为了集中研究在切换空调档位下 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度分布，本次实验在固定的 FACE（吹脸）模式下，仅调节空调送风口的档位即风量，不调制冷热工况，汽车空调在仪表台上有 4 个送风口。实验过程中，车内有 2 名乘客，一名女生，一名男生，使测试更接近于实际生活。汽车内配有一台净化机，同样在实验开始前用来去除汽车内背景颗粒物。

车内设有 3 个采样点，即主驾驶头部位置、副驾驶头部位置和空调送风出口位置，分别安装有 CO₂ 检测仪、粉尘仪、温湿度计，可以在实验过程中，同时监测车内 3 个位置处 CO₂ 浓度、PM_{2.5} 浓度和温湿度。

根据《环境空气质量标准》^[13]，24 小时 PM_{2.5} 的平均浓度一级标准是 35μg/m³，二级标准是 75μg/m³。因此，本文中规定将汽车内 PM_{2.5} 浓度限定为：空调外循环模式满足二级标准（75μg/m³），内循环模式满足一级标准（35μg/m³）。另外在《室内空气质量标准》^[14] 中，CO₂ 浓度的日平均限值是 1000ppm，且当超过 1500ppm 时，人的呼吸会变得急促，会产生轻度头疼。因此本研究将 CO₂ 浓度限定在空调外循环模式条件下满足 1000ppm 以下，空调内循环条件下满足 1500ppm 以下，CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度限值列于表 2 中。

表 2 汽车内 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度限值参数

监测目标		CO ₂	PM _{2.5}
浓度限值	内循环	1500ppm	35μg/m ³
	外循环	1000ppm	75μg/m ³

2 实验方法

2.1 实验前处理

将汽车开进实验舱内，开启车内外 CO₂ 检测仪、粉尘仪、温湿度计。CO₂ 检测仪和粉尘仪都是一秒钟记录一个数据。密封实验舱大门和小门，同时开启实验舱及汽车内空气净化机，使实验舱和汽车内的 PM_{2.5} 背景浓度降为 0。

2.2 实验过程

两名实验员从实验舱小门进入，并关闭小门，然后进入车内，分别坐于汽车主驾驶和副驾驶位置，关紧车门。调节汽车空调为 FACE 模式，开始实验。

阶段一：风量调节为 1 档，并且开启内循环模式。此时通过向实验舱内充气溶胶使舱内 PM_{2.5} 浓度稳定在 143~157μg/m³。而随着时间增长，车内 PM_{2.5} 浓度保持为 0，CO₂ 浓度逐渐上升，直到 CO₂ 浓度上升到 1500ppm。

阶段二：空调系统由内循环模式切换为外循环模式。在外循环模式下，随着时间增长，车内 PM_{2.5} 浓度升高，而 CO₂ 浓度降低，直到汽车内 PM_{2.5} 浓度稳定在最大值 30s。

阶段三：重复阶段一操作，将空调切换到内循环模式，此时，PM_{2.5} 浓度下降，CO₂ 浓度上升。直到 CO₂ 浓度再次上升到 1500ppm。

阶段四：重复阶段二操作，空调系统由内循环模式再次切换到外循环模式，使 PM_{2.5} 浓度上升，CO₂ 浓度下降。

依次改变空调风量为 2 档~7 档，重复以上实验。

3 实验结果分析

3.1 同一位置不同档位 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的比较

本文选取了具有代表性的汽车档位来进行分析，分别是 1 档、2 档和 6 档。为了同时考虑 CO₂ 和

PM_{2.5} 浓度对车内空气质量的影响,选取主驾驶头部位置,监测 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度,从而找到合适的空调档位,在合理进行内外气切换的条件下,可以保证 PM_{2.5} 和 CO₂ 浓度满足表 2 所列的限值。主驾驶位置,1 档、2 档和 6 档的 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度随时间的变化曲线列于图 2。图 2 中横坐标代表实验时间,主纵坐标代表 CO₂ 浓度,次纵坐标代表 PM_{2.5} 浓度,曲线 A、B、C 分别是 CO₂ 在 1、2、6 档的浓度变化曲线,曲线 a、b、c 是 PM_{2.5} 在 1、2、6 档的浓度变化曲线。阶段一和阶段二分别是汽车空调第一次内循环和外循环模式,由于阶段三、四是验证实验的重复性,在图中没有标出。

从图 2 中可以看出车内 PM_{2.5} 和 CO₂ 变化的总体趋势。在内循环模式下,PM_{2.5} 浓度维持在 0,而 CO₂ 浓度则随着两名实验员在密闭汽车内的呼吸逐渐增多,在大约 330s 后,达到了 1500ppm 左右。外循环模式下,汽车内外进行空气交换,PM_{2.5} 经过空调过滤器,其中一部分被过滤器过滤掉,而另一部分进入车内,使车内 PM_{2.5} 浓度升高,同时车内高浓度的 CO₂ 经过汽车排气孔排到车外,浓度下降。

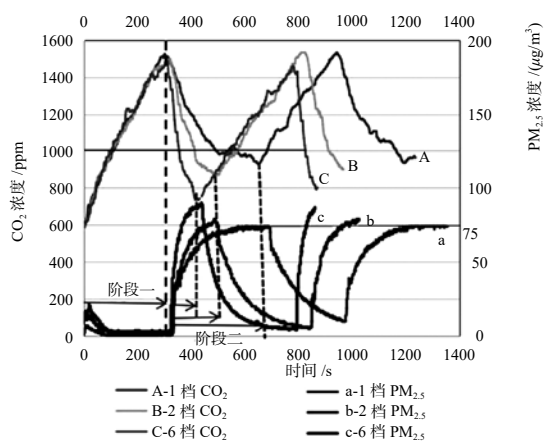


图 2 主驾驶位置不同空调档位 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度随时间的变化曲线

图 2 中 1 档情况下,对比 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度曲线发现,汽车空调外循环模式下,CO₂ 浓度可以降到 1000ppm 以下,而且 PM_{2.5} 浓度低于 74μg/m³。因此,在空调档位是 1 档时,一直开外循环模式就可以满足对 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的要求。比较图中 2 档情况,外循环模式下, $t=410s$ 时,CO₂ 浓度从 1500ppm 降到了 1000ppm,此时 PM_{2.5} 浓度是 68μg/m³,并未超过 75μg/m³,但在 $t=480s$ 时 PM_{2.5} 浓度达到了 75μg/m³,由此可以得出,在 2 档外循环情况下,在 410s~480s 时间段内,可以保证 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度分别在 1000ppm 和 75μg/m³ 以下,此时若由外循环切换到内循环模式,也可以满足对 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度

要求。但在 6 档情况下,当 $t=360s$ 时,CO₂ 浓度降到了 1000ppm,这时 PM_{2.5} 浓度已达到了 81μg/m³,因此,当空调档位是 6 档时,外循环模式下,无法达到 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度分别在 1000ppm 和 75μg/m³ 以下。

表 3 空调外循环模式下各档位的风量

档位	1 档	2 档	6 档
风量/(m ³ ·h ⁻¹)	100	120	262

另外,对比图 2 中 3 个档位阶段二的时间长短,可以得到不同档位 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的变化速度,在外循环模式下,CO₂ 浓度从 1500ppm 降到 1000ppm,1 档,2 档和 6 档分别用时 210s,80s,30s,而且,PM_{2.5} 浓度上升的速度也是 6 档>2 档>1 档。从表 3 可知,风量 6 档远远大于 2 档、1 档,从图 2 中也可看出风量越大,CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度变化越快。在外循环模式下,PM_{2.5} 浓度在 1 档、2 档、6 档条件下,可以达到的最大浓度分别是 74μg/m³、79μg/m³、90μg/m³,可见风量越大,粉尘被过滤器滤掉的比例越小,过滤器的一次过滤效率越低。

3.2 同一档位不同位置 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的比较

为了比较汽车内不同位置的空气质量,本文也详细分析了车内多个位置 CO₂ 和 PM_{2.5} 的监测数据,由于每个档位不同位置的变化规律类似,我们仅以 2 档为例来进行分析说明。我们分别对主驾驶头部位置、副驾驶头部位置和空调新风出风口位置同时监测了 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的变化,结果如图 3。

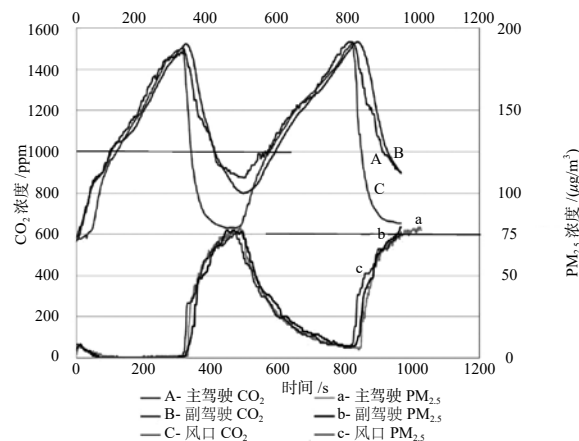


图 3 2 档不同位置处 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度随时间的变化曲线

图 3 中曲线 A、B、C 分别是 CO₂ 在主驾驶头部位置、副驾驶头部位置、空调出风口位置的浓度变化曲线,曲线 a、b、c 是 PM_{2.5} 在主驾驶头部位置、副驾驶头部位置、空调出风口位置的浓度变化曲线。从图中可以看出,CO₂ 浓度在主驾驶和副驾驶头部位置变化基本一样,这是由于它两处处于对称位置。而空调出风口处,在外循环模式下,由于实验员距离风口处较远,且有车外风送到汽车内,所以实验

员呼出的 CO_2 很难到达风口位置, 使风口 CO_2 浓度在外循环下可以降低到和车外浓度基本一致。在内循环模式下, 实验员呼出的 CO_2 在空调内循环风的作用下可以很快到达送风口处, 所以呈现出三个位置的 CO_2 浓度曲线重叠。 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度由于不受人的影响, 且主驾驶和副驾驶位置在新风口风速方向上, 因此三者在内外循环模式下都基本呈现一致现象。

为了详细分析不同位置处的 CO_2 与 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布, 本研究采用 CFD 技术 (OpenFOAM 开源计算软件^[15]) 对二档的工况进行了模拟, 其中几何模型如图 4 所示。

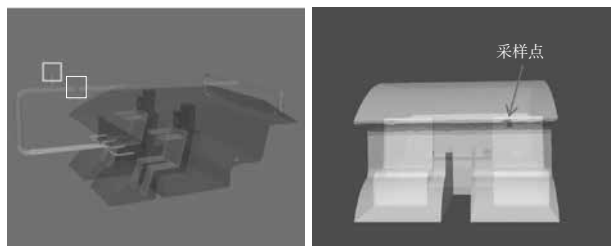


图 4 汽车几何模型 (左) 及测试点示意图 (右)

图 4 的管道内部添加了如图中红色区域内所示的内部面, 在内循环模式下为循环边界条件: 速度、紊流能量、紊流耗散率、 CO_2 设置为周期边界; $\text{PM}_{2.5}$ 设置为净化边界 (根据实验测得的净化效率得到); 压力设置为循环增压边界, 内部面在外循环模式下为壁面边界条件。蓝色区域为外部进风口, 在内循环模式下为壁面边界条件, 在内循环模式下为 $\text{PM}_{2.5}$ 进口, 进口处 $\text{PM}_{2.5}$ 根据实验值得到, 外循环进口风量为 $120\text{m}^3/\text{h}$ 。

具体如图 5 所示, 利用改变不同边界条件, 来模拟内循环、外循环的切换。同时为了与实验对比选取图 4 右所示观测点 (红色位置), 位于主驾驶右侧位置。

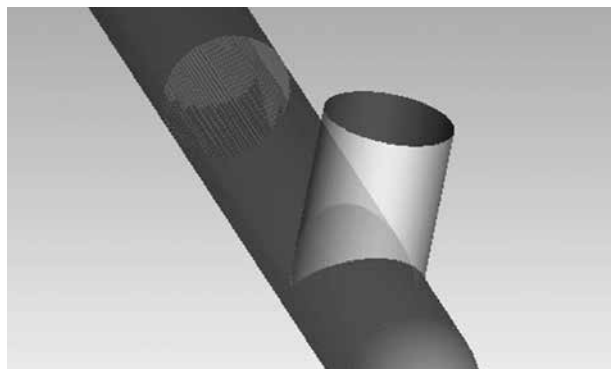


图 5 不同模式下改变的边界条件

计算采用 RNG $k-\varepsilon$ 紊流模型。非稳态项为隐式推进格式, 对流项为二阶迎风格式, 扩散项为中心差分格式。进口处的紊流能量、紊流耗散率根据 5%

的脉动强度得到, 计算方法如文献 [16] 中所述。

车内人口呼吸源项的速度根据人每次呼吸气体体积 500mL 、 1min 呼吸 15 次计算得到 ($U = \frac{V_N}{60A}$)。 CO_2 呼出浓度根据每人在中等运动强度下每小时生成 CO_2 体积为 0.041m^3 计算得到 ($C_{\text{CO}_2} = \frac{0.041 \times 22.4 \rho_{\text{CO}_2}}{44 \times 10^6 \text{UAT}}$)。

外循环风量是根据表三中 2 档总风量为 $120\text{m}^3/\text{h}$ 得到的, 内循环压力梯度设置为测量值 1.5Pa , 不同模式下空调出风口截面速度相同, 如图 6 所示。

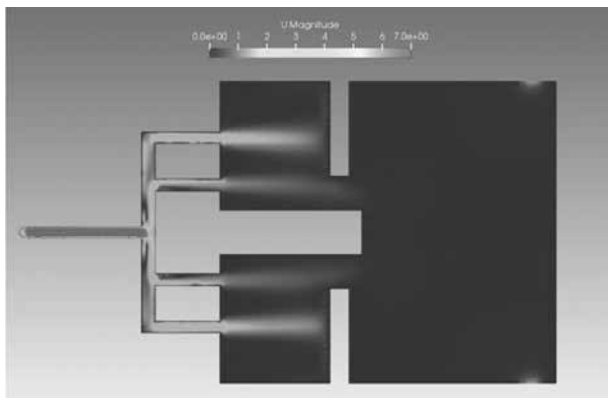


图 6 不同模式下空调进风截面速度

计算得到 CO_2 、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度随时间变化如图 7 所示, 其中红点图为主驾驶位置实验测得 CO_2 浓度随时间的变化曲线, 黑色点线图为模拟结果在主驾驶位置 CO_2 浓度随时间的变化曲线, 蓝点图为主驾驶位置实验测得 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度随时间的变化曲线, 绿色实线图为模拟结果在主驾驶位置 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度随时间的变化曲线。如图 7 所示内循环 (阶段 1 过程) 的 CFD 模拟与实验吻合的较好, 这一阶段汽车处于内循环过程, CO_2 由人体呼吸产生, 因此在人体呼出位置前方产生聚集, 图 8 (a, b) 为阶段 1 结束时 (320s) 主驾驶及空调进风口截面 CO_2 浓度分布, 此时主驾驶位置 CO_2 浓度达到 1500ppm , 而在前挡风玻璃附近存在聚集现象, 浓度达到 2000ppm 以上, 后座部分由于没有乘员, 浓度较低。

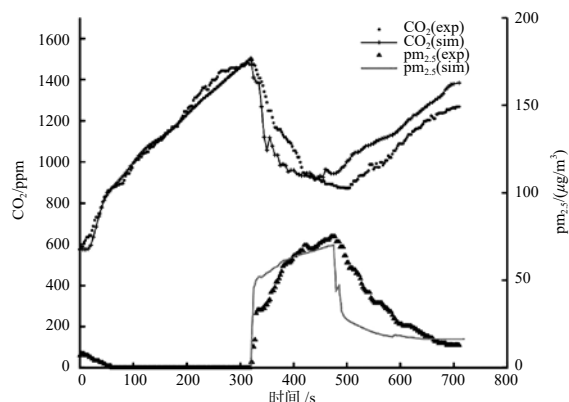


图 7 主驾驶位置 CO_2 、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度随时间变化图

在主驾驶位置 CO_2 浓度达到 1500ppm 以上后, 空调改为外循环模式 (阶段 2), 此时 CO_2 浓度迅速下降, 而 $\text{PM}_{2.5}$ 也迅速上升。在图 7 中实验值 CO_2 浓度下降的时间更长, 这是因为实验中内外气的切换需要一定的时间, 因此图 7 中实验的 CO_2 浓度下降时间更长, CO_2 浓度能下降的更低。图 9 (a, b) 为阶段 2 结束时 CO_2 浓度分布, 此时主驾驶位置 CO_2 浓度为 850ppm 左右。虽然存在人的呼吸作用, 但是由于新风进入, CO_2 浓度很快下降。

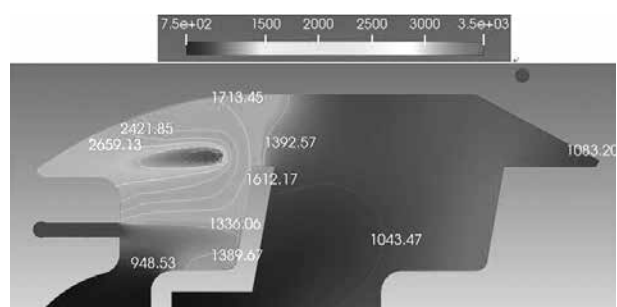
在开启外气达到 150s 后开启内循环 (阶段 3), 此时主驾驶位置 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度为 $75\mu\text{g}/\text{m}^3$, 如图 10 所示。在第三阶段, CFD 模拟中按照 52% 的净化效率进行净化, 因此 $\text{PM}_{2.5}$ 很快得到净化, 如图 7 中第 3 阶段模拟所示 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度下降的很快。另外在 3.3 小节所述, $\text{PM}_{2.5}$ 的过滤效率对于车内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的影响很大, 而实际中过滤器的净化效率与车内浓度为线形

关系, 因此实验中车内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度与模拟相比下降的更为平滑。 CO_2 浓度和实验值相比, 因第 2 阶段结束时 CO_2 浓度偏高, 作为第 3 阶段初始状态浓度更高, 使模拟结果大于实验值, 但 CO_2 浓度增加的趋势与实验值一致。

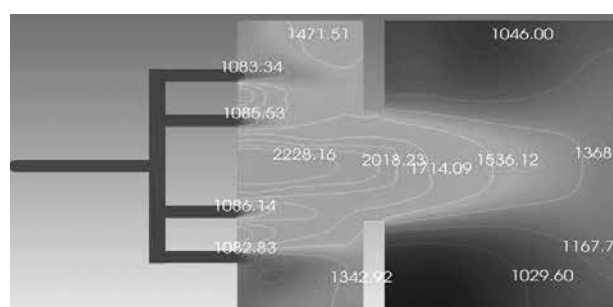
基于上述讨论可知, 通过 CFD 模拟能得到跟实验较符合的结果, 且通过模拟能直观的看到车内各点在不同时间不同内外循环模式下的 CO_2 和 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度变化规律。将实验与模拟技术相结合, 为科学研究提供了更加准确和全面的分析手段。

3.3 不同过滤器同一档位 CO_2 和 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的比较

为了验证不同汽车过滤器对内外气切换后车内空气质量的影响, 将本田雅阁汽车原装的过滤器更换为尺寸及折数一样的纳米膜制作的过滤器 (龙碧科技自主研发) 进行实验, 两种过滤器的性能比较如表 4, 可见两种过滤器的阻力几乎一样。

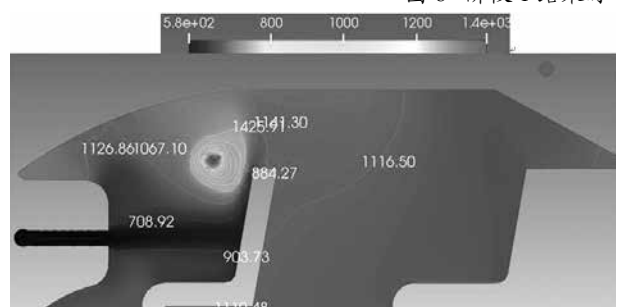


(a) 主驾驶测试点截面



(b) 空调进风口截面

图 8 阶段 1 结束时 CO_2 浓度在不同截面的分布



(a) 主驾驶测试点截面



(b) 空调进风口截面

图 9 阶段 2 结束时 CO_2 浓度在不同截面的分布

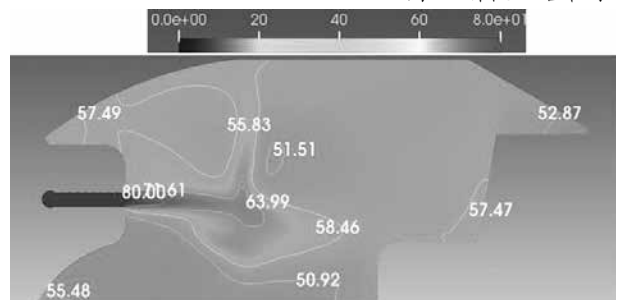


图 10 阶段 2 结束时 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度在主驾驶的分布

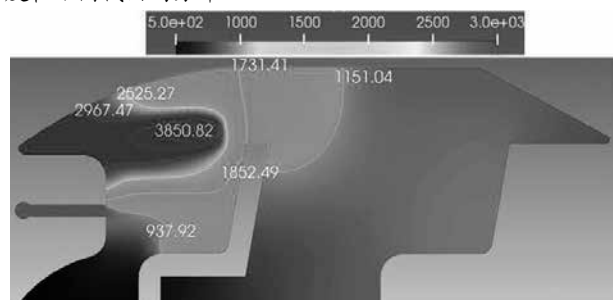


图 11 阶段 3 结束时 CO_2 浓度在主驾驶测试点截面的分布

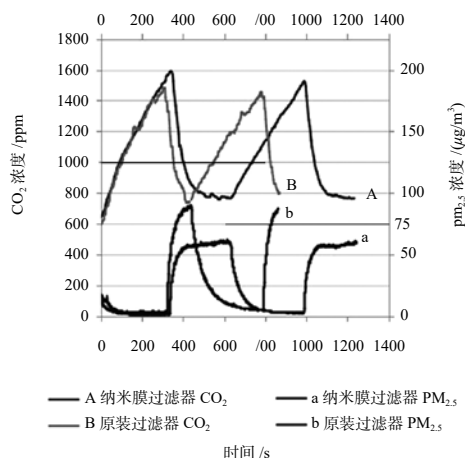
表 4 纳米过滤器与原装过滤器的阻力比较

风量 / (m ³ ·h ⁻¹)	原装过滤器	纳米膜过滤器 (龙碧科技自主研发)
100	22Pa	24Pa
200	48Pa	50Pa

表 5 6 档外循环模式下龙碧纳米膜过滤器与原装过滤器一次过滤效率的比较

过滤器	一次过滤效率
原装过滤器	40%
纳米膜过滤器 (龙碧科技自主研发)	60%

龙碧纳米膜过滤器的 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度变化与原装过滤器比较, 结果如图 12, 汽车空调档位都是 6 档, A、a 分别是龙碧纳米膜过滤器条件下 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度, B、b 分别是原装过滤器条件下 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度。测试点都是在主驾驶头部位置, 对比原装过滤器可以发现, 无论在任何情况下 (即使长时间处于外循环模式), 龙碧纳米膜过滤器汽车内 PM_{2.5} 浓度都小于 75μg/m³, 所以要满足我们对汽车内空气质量的要求, 只需要控制 CO₂ 浓度就可以, 即在汽车行驶的过程中汽车空调可以一直维持外循环模式。对比表 5 在外循环模式下两种过滤器的一次过滤效率可以看到, 龙碧纳米膜过滤器一次过滤效率要远高于原装过滤器, 因此选择过滤性能优异的过滤器对汽车内空气质量有重要影响。

图 12 纳米过滤器与原装过滤器主驾驶位置 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度随时间的对比曲线

4 结论

本文以配有原装过滤器的本田雅阁汽车为研究对象, 控制实验舱车外 PM_{2.5} 浓度为 150μg/m³, 同时改变空调送风档位, 分析车内 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的变化情况, 以此来找到最佳的空调送风档位, 可以使 PM_{2.5} 浓度在外循环模式下在 75μg/m³ 以下, 内循环模式下在 35μg/m³ 以下。CO₂ 浓度在内循环模式下在 1500ppm 以下, 外循环模式下可以降到 1000ppm 以下。通过实验发现, 空调档位是 1 档时

可以一直保持外循环模式, 不需要切换到内循环就可以满足要求, 2 档时需要在一定的时间范围内由外循环切换到内循环才能满足要求, 而在 6 档时, 无论任何时候由外循环切换到内循环, 都不能满足车内质量控制要求。另外, 汽车内主驾驶和副驾驶头部位置, 空调风出口位置处 CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度的区别主要受驾驶员和乘客呼出 CO₂ 的影响。对比 CFD 结果发现, 在 2 档时虽然可以通过内外循环切换使主驾驶位置 PM_{2.5} 及 CO₂ 浓度满足要求, 但是在内循环阶段 CO₂ 浓度在前窗位置会过高, 达到 2000ppm 以上, 而外循环阶段靠近风口的位置 PM_{2.5} 浓度达到 79μg/m³ 左右, CO₂、PM_{2.5} 浓度分布与空间位置相关性较大, 因此 2 档情况无法保证任意位置处能满足车内空气质量要求。最后由实验得到不同性能的空调过滤器可以得到不同的车内空气质量及不同的内外气切换规律。

参考文献

- [1] 张吉洋, 耿世彬. 我国大气环境 PM_{2.5} 来源、分布、危害现状分析 [J]. 洁净与空调技术, 2014(1):45-50.
- [2] 覃辉艳, 彭晓武, 蒙智娟, 等. 大气 PM_{2.5} 致人支气管上皮细胞 DNA 损伤的研究 [J]. 环境与健康杂志, 2012, 29(5):391-393.
- [3] 李慧, 李世雄, 张学敏, 等. 车内可吸入颗粒物的研究现状与发展趋势 [J]. 环境工程, 2015(s1):438-442.
- [4] 戴海夏, 宋伟民. 大气 PM_{2.5} 的健康影响 [J]. 环境卫生学杂志, 2001, 28(5):299-303.
- [5] 杨冬冬, 赵树云, 张华, 等. 未来全球 PM_{2.5} 浓度时空变化特征的模拟 [J]. 中国环境科学, 2017, 37(4):1201-1212.
- [6] Ding H, Zhang Y, Sun H, et al. Analysis of the PM_{2.5} Distribution and the Transfer Characteristic in a Car-Cabin [J]. Procedia Engineering, 2015, 121:875-880.
- [7] Yu N, Shu S, Lin Y, et al. High efficiency cabin air filter in vehicles reduces drivers' roadway particulate matter exposures and associated lipid peroxidation. [J]. Plos One, 2017, 12(11):e0188498.
- [8] 潘峰. 车内可吸入颗粒物热运动分析 [D]. 吉林大学, 2009.
- [9] 王旭耀. 二氧化碳对空气质量的影响 [J]. 读写算: 教育教学研究, 2011(17).
- [10] 陈焕新, 黄素逸, 杨培志. 合理控制空调列车车厢内 CO₂ 浓度 [J]. 建筑热能通风空调, 2001, 20(6):32-34.
- [11] 陈焕新, 杨培志, 张春安. 空调列车车厢内 CO₂ 浓度变化率的探讨 [J]. 通用机械, 2002(z1):54-56.

- [12] 邓大跃, 邵瑞婷, 陈双基. 汽车内二氧化碳污染与通风模式 [J]. 环境科学与技术, 2006, 29(11):94-95.
- [13] 环境保护部, 国家质量监督检验检疫总局. 环境空气质量标准: GB 3095-2012[S]. 北京: 中国环境科学出版社, 2012.
- [14] 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, 2002:1-2.

- [15] OpenFOAM User Guide[M]. OpenFOAM Foundation Ltd, 2017.

- [16] 王力, 秦敬轩, 潘微. 建筑物自然通风的计算机模拟研究 - 建筑物绕流及窗户开度对自然通风效果的影响 [J]. 建筑环境与能源, 2017,6:161-168.

亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能实验研究

黄志甲, 罗 良, 柯 瑞, 卓飞飞

(安徽工业大学, 安徽马鞍山 243002)

[摘 要] 将亲水无纺布 -PVC 复合规整填料作为溶液除湿器芯体, 开展亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能实验, 分析在不同空气流量、溶液流量、溶液温度下, 亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿率、除湿效率、传质系数和传热系数的变化。在实验条件下, 除湿率、除湿效率、传质系数、传热系数最大值分别为 11.05g/kg 、 86.7% 、 $12.95\text{g}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、 $10.33\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$; 与 CELdek 规整填料和塑料波纹孔板填料相比, 亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能最优。对实验数据回归分析, 得到亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿效率实验关联式。

[关键词] 亲水性; 无纺布; 除湿性能; 传热系数

0 引言

溶液除湿空调以其节能、空气品质高等各方面优势, 成为最具竞争力的除湿空调系统^[1-2]。市场上已应用溶液除湿空调系统中除湿器一般是绝热型填料塔结构, 填料是空气与除湿溶液接触媒介, 实现空气热湿处理过程。因此, 填料作为溶液除湿空调系统核心部件, 对其除湿性能研究不可或缺^[3-5]。

表面润湿性是填料传热传质性能的重要影响因素, 提高填料表面润湿率, 增加填料有效传热传质面积, 是提高填料性能的重要途径^[6]。塑料及金属填料价格低廉、压降小、比表面积大被广泛应用, 但因表面润湿率低, 实际传热传质面积受限^[7]。在化工塔用填料的研究中, 学者们通过使用表面糙化、化学氧化以及磁化处理等方式来增加塑料、金属填料表面润湿性能^[8-9]。在溶液除湿空调系统用填料的研究中, 学者们通过在填料表面覆盖 TiO_2 等亲水性涂层来提高填料表面润湿性^[10-11]。以上方法都显著提高了填料传热传质性能, 但目前有的方法还停留在实验室阶段, 有的虽已应用, 但工艺繁琐, 填料生产成本增加。

亲水无纺布 -PVC 复合规整填料是将亲水性无纺布与 PVC 板先热压复合、再热压成型制成。一方面利用 PVC 板提供支撑力, 制成规整填料, 保留规整填料优势, 另一方面利用水在植绒无纺布填料表面易吸收、扩散的特性, 有效提高填料表面湿润率。

国内外学者对溶液除湿空调系统用填料除湿性能的研究已有很多, 但主要是关于塑料^[12]、植物纤维^[13]、金属^[14]等材质填料的研究, 关于亲水无纺

布 -PVC 复合规整填料用于溶液除湿系统除湿性能研究、应用还比较少。本文将选用亲水无纺布 -PVC 复合规整填料作为溶液除湿空调系统除湿器芯体, 溴化锂水溶液作为除湿溶液, 通过实验研究该种填料的除湿性能, 为亲水无纺布 -PVC 复合规整填料在溶液除湿空调系统中的应用提供指导。

1 实验系统和方法

1.1 实验系统

实验系统工作流程如图 1 所示, 由空气系统、除湿/再生塔、热泵系统、测式采集系统组成。除湿/再生装置为逆流型绝热填料塔, 填料层尺寸为 $0.31\text{m}\times 0.31\text{m}\times 0.6\text{m}$ 。

实验系统冷源是热泵系统蒸发侧冷量。空气从除湿塔底部进入, 在亲水无纺布 -PVC 复合规整填料中被 LiBr 溶液除湿降温, 从顶部排出; 除湿溶液依次经历蒸发器降温、除湿器与空气传热传质、流回溶液槽过程。

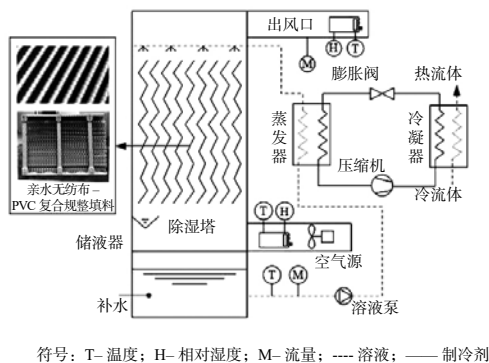


图 1 实验系统工作流程图

1.2 实验方案与测试

本文主要研究溶液除湿空调系统中空气流量、溶液流量、溶液温度三个可控参数对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响。实验过程中,

收稿日期: 2018-05-24

基金项目: 安徽工业大学研究生创新基金
(编号: 2016089)。

作者简介: 黄志甲 (1963—), 主要研究方向为溶液除湿方向研究。

空气流量通过风机变频器调节，溶液流量通过溶液管道阀门调节，溶液温度通过压缩机频率调节。实验参数变化范围如表 1 所示。

表 1 实验参数范围

新风温度 $t_{a, in}/^{\circ}\text{C}$	新风含湿量 $w_{a, in}/(\text{g}/\text{kg})$	溶液温度 $t/^{\circ}\text{C}$	溶液浓度 $\rho/\%$	新风流量 $G_m/(\text{kg}/\text{s})$	溶液流量 $L_m/(\text{kg}/\text{s})$
27.7~28.7	15.4~16.3	7~23 $^{\circ}\text{C}$	41.2~42.4	0.067~0.2	0.06~0.22

实验过程中需测量参数：除湿塔进出口空气温度、含湿量，风量，进口溶液喷淋温度，溶液流量，溶液浓度。溶液参数通过 Angilent 34970A 收集、存储，空气参数通过温湿度自记仪存储。实验测试仪器如表 2 所示。

1.3 性能评价方法

本文用除湿率 Δw 、除湿效率 η 、传质系数 α 、传热系数 k 作为填料除湿性能优劣评价指标，指标定义如式（1）~（4）。

$$\Delta w = w_{a, in} - w_{a, out} \tag{1}$$

$$\eta = \frac{w_{a, in} - w_{a, out}}{w_{a, in} - w_{t, sat}} \tag{2}$$

$$\alpha = \frac{m_w}{S \cdot \Delta d} \tag{3}$$

$$k = \frac{Q_a - m_w}{S \cdot \Delta t} \tag{4}$$

式中： $w_{a, in}$ 、 $w_{a, out}$ 分别为除湿塔进出口空气含湿量（g/kg）； $w_{t, sat}$ 为溶液等效含湿量（g/kg）； S 为填料表面积（m²）； m_w 为除湿量（g/s）； r 为水的汽化潜热（kJ/kg）； Δd 为对数平均传质势差（g/kg）； Δt 为对数平均传热温差（ $^{\circ}\text{C}$ ）。

2 实验结果与分析

2.1 除湿性能影响因素分析

空气流量变化对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响如图 2 所示。随着空气流量增加，除湿率、除湿效率均缓慢减小，传质系数、传热系数均上升。当空气流量从 0.067kg/s 增加到 0.2kg/s 时，除湿率由 8.86g/kg 下降到 8.16g/kg，除湿效率由 86.7% 下降到 81.1%，主要原因是随着空气流量增加，空气流速增大，空气在填料中与溶液接触时间减少；而传质系数从 7.05g/(m²·s) 上升到 11.78g/(m²·s)，传热系数从 6.12w/(m²· $^{\circ}\text{C}$) 上升到 10.33w/(m²· $^{\circ}\text{C}$)，主要原因是空气流速增大，增加了空气对溶液湍流扰动以及填料表面空气更新速度，导致传质势差、传热温差增大，相应传质系数、传热系数增加。

溶液流量变化对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响如图 3 所示。随着溶液流量增加，除湿率、除湿效率、传质系数、传热系数均增加。溶液流量从 0.06kg/s 增加到 0.22kg/s 时，除湿率从 2.96g/kg 增加到 10.86g/kg，除湿效率从 22.4% 增加到 80.1%，并在溶液流量从 0.1kg/s 增加到 0.14kg/s 时，除湿率和除湿效率发生急剧上升；传质系数从 5.39g/(m²·s) 增加到 12.95g/(m²·s)，传热系数从 5.59w/(m²· $^{\circ}\text{C}$) 增加到 9.81w/(m²· $^{\circ}\text{C}$)。主要原因是除湿溶液流速增加，溶液对空气的扰动增强，强化溶液与空气间传热传质作用，填料表面溶液更新速度变快，导致传质势差、传热温差增大，因此，传质系数、传热系数增加，与此同时，除湿率、除湿量相应增加。

溶液温度变化对亲水无纺布 -PVC 复合规整填

表 2 测试仪器参数

	参数	名称	型号	精度	测量范围
空气	温湿度	温湿度自记仪	TR-72wf	$\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ ， $\pm 5\%\text{RH}$	$-10\sim 60^{\circ}\text{C}$ ，10%~95%RH
	风量	风量罩	TSI-8380	$\pm 3\% \pm 10\text{m}^3/\text{h}$	40~4000 m ³ /h
溶液	温度	T 型热电偶	TT-T-24-SLE	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$	$-200\sim 260^{\circ}\text{C}$
	流量	转子流量计	LZT-25S25D	$\pm 4\%$	250~2500L/h
	浓度	电子天平	AUW120D	$\pm 0.01\text{mg}$	0~120g

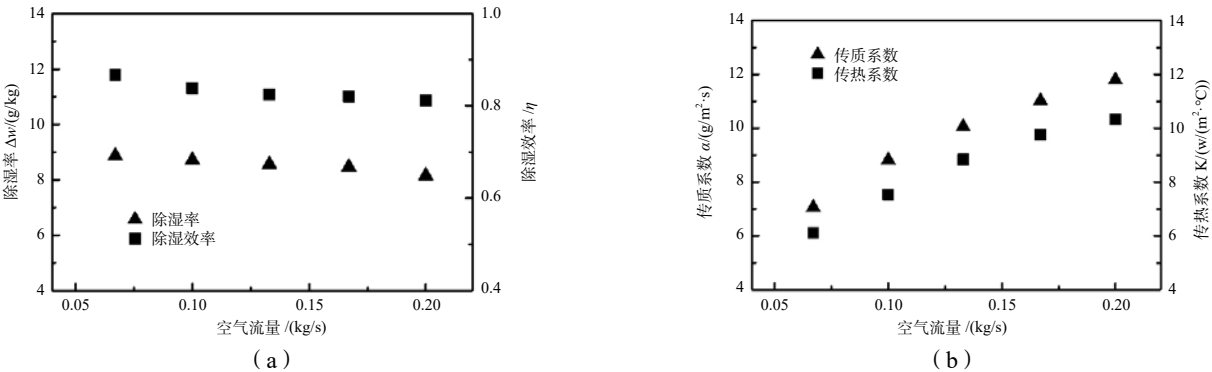


图 2 空气流量对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响

料除湿性能影响如图 4 所示。随着除湿塔进口溶液温度增加, 除湿率、除湿效率、传质系数、传热系数同时减小。溶液温度由 7℃ 上升到 23℃ 时, 除湿率从 11.05g/kg 下降到 4.82g/kg, 除湿效率由 89.6% 减小到 72.0%, 传质系数从 10.87g/(m²·s) 下降到 9.31g/(m²·s), 传热系数从 9.62W/(m²·℃) 下降到 8.13W/(m²·℃); 主要原因是进口溶液温度上升, 溶液等效含湿量增加, 空气与溶液之间传热、传质势差减小, 导致传热传质系数减小, 除湿能力削弱, 除湿率、除湿量相应减小。

2.2 除湿效率实验关联式

溶液除湿器中传质过程复杂, 影响因素众多, 溶液参数、空气参数、填料结构参数均与系统除湿性能相关。利用除湿器中溶液与空气间传质数学模型进行系统性能、系统匹配优化、系统控制等计算机仿真, 虽然能精确反映实际情况, 但模拟程序复杂, 仿真计算效率低。利用实验拟合的除湿效率关联式不仅能满足溶液除湿空调系统仿真精度要求, 同时降低计算机运行时间^[15], 能简化溶液除湿空调系统仿真。

Chung 等^[16] 提出溶液除湿用填料的除湿效率非线性回归模型, 模型中考虑了进口溶液温度、流量, 进口空气温度、流量、填料尺寸等因素对除湿效率的影响。Wang 等^[17] 根据 Chung 提出的除湿效率非线性回归模型, 拟合出适用于陶瓷鞍形、塑料空心球、拉西环等填料的除湿效率实验关联式。Zurigat 等^[18] 通过实验数据对 Wang 以及其他学者拟合的除湿效率实验关联式进行了分析比较, 结果表明当填料种类、材质改变时, 除湿效率实验关联式对除湿效率计算误差与实际值偏差较大, 除湿效率公式通用性不强。

本文根据实验数据, 基于 Chung 提出的非线性回归模型, 拟合出适用于亲水无纺布 -PVC 复合规整填料的除湿效率实验关联式, 如公式 (5)。

$$\varepsilon = \frac{1 - \frac{0.1402 \left(\frac{G_{in}}{L_{in}} \right)^{0.011} \exp[-0.6681 \left(\frac{t_{a,in}}{t_{l,in}} \right)]}{(420H)^{-0.0041} X^{5.414}}}{1 - \frac{0.1058 \exp[-0.8663 \left(\frac{t_{a,in}}{t_{l,in}} \right)]}{X^{6.5747}}} \quad (5)$$

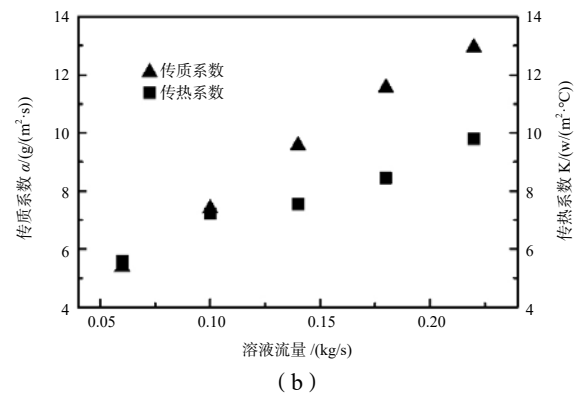
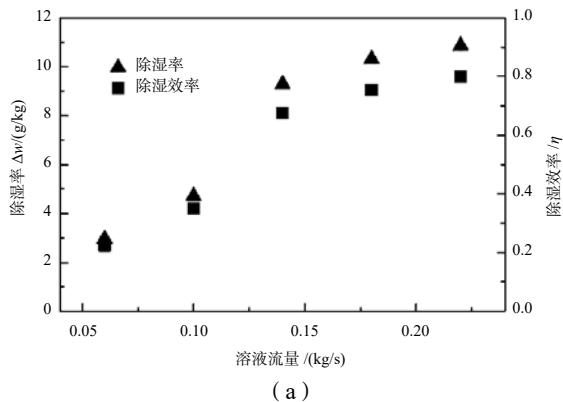


图 3 溶液流量对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响

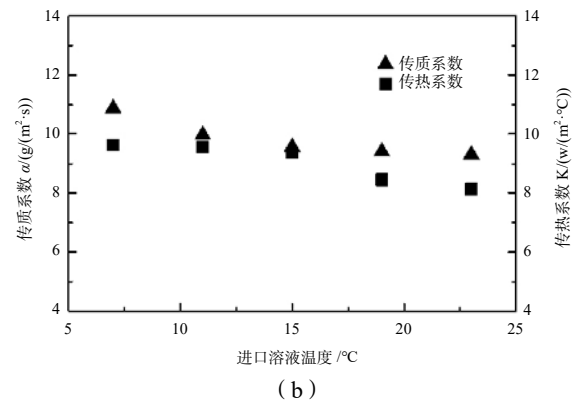
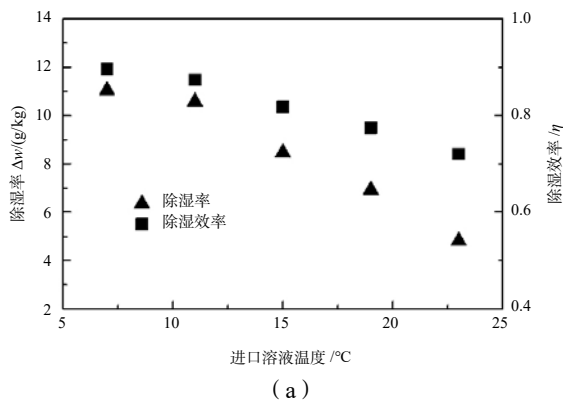


图 4 进口溶液温度对亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能影响

式中：

$$X = \frac{(P_{waret} - P_{sol})}{P_{waret}}$$

P_{waret} 和 P_{sol} 分别表示纯水蒸汽压和溶液表面水蒸气分压力。

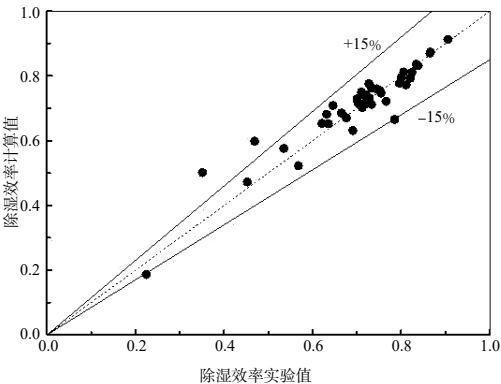


图 5 除湿效率实验值与计算值对比

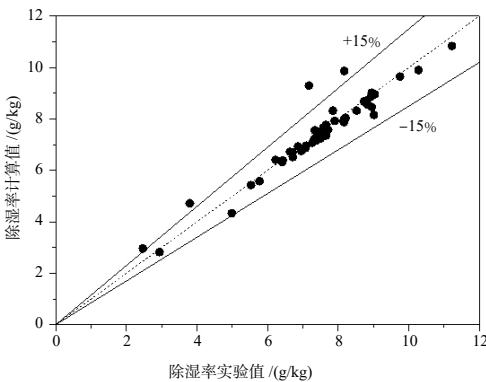


图 6 除湿率实验值与计算值对比

图 5 对比了除湿效率计算值与实验值，可以看出，除湿效率计算值与实验值最大误差为 21.2%，

最小误差为 0.23%，计算值与实验值误差基本在 ±15% 以内。图 6 对比了除湿率计算值与实际值，最大除湿率误差在 17.2%，最小误差为 0.79%，计算值与实验值误差基本在 ±15%。计算值与实验值吻合较好，因此，该除湿效率实验关联式可用于溶液除湿空调用亲水无纺布 -PVC 复合规整填料的系统性能、优化控制等计算机仿真。

3 填料除湿性能对比分析

3.1 与文献中除湿填料实验结果比较

将文献 [19]~文献 [23] 中空气流量、溶液流量、溶液温度对填料除湿性能影响的研究结果与本文实验结果进行比较。对比结果如表 3 所示。

从表 3 可以看出：（1）本文得到亲水无纺布 -PVC 复合规整填料的除湿效率、传质系数、传热系数随空气流量、溶液流量、溶液温度的变化规律与对比文献中植物纤维 CELdek 填料、纸质波纹规整填料、塑料孔板规整填料的变化规律相同；（2）在对比文献中，研究得到填料除湿效率为 55.2%~63.9%，传质系数为 1.03~12.3g/(m²·s)，传热系数为 2.8~5.32w/(m²·°C)，本文研究得到亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿效率 22.4%~89.6%，传质系数 5.39~12.95g/(m²·s)，传热系数 5.59~10.33w/(m²·°C)。本文研究结果与文献中研究结果数值在同一范围内，数值存在差别，主要是因为实验填料、溶液参数、空气参数、溶液与空气流动形式等不相同。通过与文献中研究结果对比可知，本文实验研究结果可靠。

3.2 与其它规整填料除湿性能对比

为了判断亲水无纺布 -PVC 复合规整填料除湿性能优劣，本文在实验条件相同的情况下，分别测试 CELdek 填料和塑料波纹孔板填料除湿性能，与

表 3 与文献中填料除湿性能对比

参考文献			空气流量/(kg·s)	溶液流量/(kg·s)	溶液温度/°C	实验结果
殷勇高 ^[19] (35%LiCl)	植物纤维 CELdek 填料	范围	0.055~0.178	0.06~0.085	20.5~29.3	
		传质系数	↑		↓	3.1~12.3g/(m ² ·s)
Li ^[20] (34%LiCl)	塑料孔板规整填料	范围	0.038~0.113	0.005~0.2	15	
		传质系数	↑	↑		2~10g/(m ² ·s)
戴智超 ^[21] (33%LiCl)	纸质波纹规整填料	范围	0.171~0.241	0.08~0.24	38.3~39.4	
		传热系数	↑	↑		3.11~5.32w/(m ² ·°C)
陆瑶 ^[22] (30%LiCl)	无机 GLASdek 料	范围	0.2	0.082~0.198	15.3~20.6	
		传热系数		↑	↓	2.8~4.3w/(m ² ·°C)
刘晓华 ^[23] (43%LiBr)	植物纤维 CELdek 填料	范围	0.378~0.521	0.475~0.994	22.2~26.7	
		除湿效率	↓	↑	↓	0.552~0.639
本文(42%LiBr)	亲水无纺布 -PVC 复合规整填料	范围	0.067 ~ 0.2	0.06~0.22	7~23	
		除湿效率	↓	↑	↓	0.224~0.896
		传质系数	↑	↑	↓	5.39~12.95 g/(m ² ·s)
		传热系数	↑	↑	↓	5.59~10.33w/(m ² ·°C)

注：“↑”表示增加趋势，“↓”表示降低趋势。

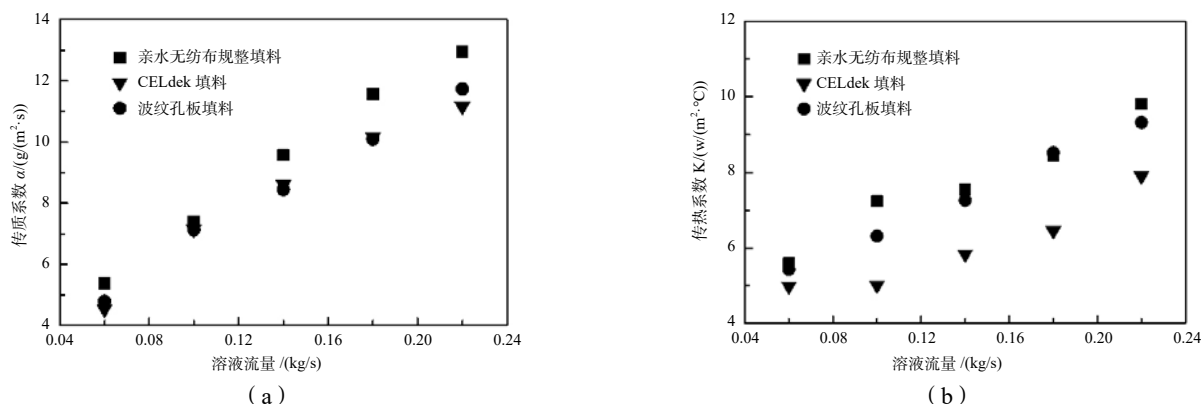


图 7 不同规整填料传热传质性能对比

亲水无纺布-PVC 复合规整填料对比。实验条件：规整填料尺寸 $0.31\text{m} \times 0.31\text{m} \times 0.6\text{m}$ ，进口空气状态：温度 $28.2 \sim 29.1^\circ\text{C}$ ，含湿量 $16.2 \sim 16.9\text{g/kg}$ ，LiBr 溶液浓度 42%，溶液温度 $14.6 \sim 15.3^\circ\text{C}$ ，溶液流量 $0.06 \sim 0.22\text{kg/s}$ 。评价指标传质系数和传热系数。

三种填料传热传质性能对比如图 7 所示，随着溶液流量增加，三种填料传热传质系数均增加，且亲水无纺布-PVC 复合规整填料性能最优，其传质系数是波纹孔板填料和 CELdek 填料的 1.15 倍左右；传热系数和波纹孔板填料相当，是 CELdek 填料的 1.31 倍左右。原因是由于亲水无纺布-PVC 复合规整填料相较于 CELdek 和塑料波纹孔板填料有更好的润湿性，填料表面润湿更加均匀，填料润湿率增加，单位面积的有效传热传质面积最大。

4 结论

(1) 在本文实验条件下，亲水无纺布-PVC 复合规整填料除湿率和除湿效率随着空气流量、溶液进口温度增加而减小，随溶液流量增加而增加；传质系数和传热系数随着溶液流量、空气流量增加而增加，随进口溶液温度增加而减小。除湿率、除湿效率、传质系数、传热系数最大值分别为 11.05g/kg 、 86.7% 、 $12.95\text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $10.33\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

(2) 本文通过实验证明亲水无纺布-PVC 复合规整填料的传热传质综合性能最优。在实验条件下，亲水无纺布-PVC 复合规整填料传质系数是波纹孔板填料和 CELdek 填料的 1.15 倍左右；传热系数和波纹孔板填料相当，是 CELdek 填料的 1.31 倍左右。

(3) 本文拟合出亲水无纺布-PVC 复合规整填料的除湿效率实验关联式，且计算值与实验值吻合较好，可用于溶液除湿空调系统用亲水无纺布-PVC 复合规整填料的运行性能、匹配优化、系统控制等计算机仿真中。

参考文献

- [1] Oliveira A C, Afonso C F, Riffat S B, et al. Thermal performance of a novel air conditioning system using a liquid desiccant [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(13):1213–1223.
- [2] Fu H X, Liu X H. Review of the impact of liquid desiccant dehumidification on indoor air quality[J]. Building & Environment, 2017, 116:158–172.
- [3] 黄志甲, 鲁月红, 雷博, 许礼飞. 溴化锂溶液除湿器的实验研究 [J]. 化工学报, 2010, 61(S2):81–85.
- [4] Dong C, Lu L, Wen T, et al. Experimental study on dehumidification performance enhancement by TiO_2 superhydrophilic coating for liquid desiccant plate dehumidifiers[J]. Building & Environment, 2017, 124.
- [5] 钱俊飞, 殷勇高, 潘雄伟, 等. 平板降膜溶液除湿再生过程实验研究及模型验证 [J]. 化工学报, 2014, 65(6):2070–2077.
- [6] 李群生, 马文涛, 张泽廷. 塔填料的研究现状及发展趋势 [J]. 化工进展, 2005(06):619–624.
- [7] 贾绍义, 吴松海, 李杰, 王若雷. 聚丙烯填料表面处理对润湿及传质性能的影响 [J]. 化工学报, 2000(06):832–835.
- [8] 高红, 贾绍义. 磁化处理对溶液在聚丙烯填料表面润湿性能的影响 [J]. 化学工程, 2002(05):15–19.
- [9] 贾绍义, 李锡源, 王恩祥. 金属填料表面处理对润湿及传质性能的影响 [J]. 化工学报, 1995(01):12–16.
- [10] Dong C, Lu L, Wen T, et al. Experimental study on dehumidification performance enhancement by TiO_2 superhydrophilic coating for liquid desiccant plate dehumidifiers[J]. Building & Environment, 2017, 124.
- [11] Qi R, Hu Y, Wang Y, et al. A new approach to enhance the heat and mass transfer of liquid desiccant dehumidification with a titanium dioxide

superhydrophilic self-cleaning coating[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2016, 112:3555–3561.

[12] Li Z, Hihara E, Matsuoka F, et al. Experimental analysis of mass transfer in adiabatic structured packing dehumidifier/regenerator with liquid desiccant[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2010, 53(13):2856–2863.

[13] Wang L, Xiao F, Zhang X, et al. An experimental study on the dehumidification performance of a counter flow liquid desiccant dehumidifier[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 70:289–301.

[14] 张欢, 李春茹, 李博佳. 金属填料型吸收式除湿器的除湿性能研究 [J]. *暖通空调*, 2009, 39(09):46–50.

[15] 王凌士, 肖赋, 陆韬. 高效填料型除湿器新传质关联式实验研究 [J]. *制冷学报*, 2017, 38(06):1–6.

[16] Chung T W. Predictions of moisture removal efficiencies for packed-bed dehumidification systems[J]. *Gas Separation & Purification*, 1994, 8(4):265–268.

[17] Tsair W C, Chung L M. Vapor Pressures of the Aqueous Desiccants[J]. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 1999, 44(5):1024–1027.

[18] Zurigat Y H, Abu-Arabi M K, Abdul-Wahab S A. Air dehumidification by triethylene glycol desiccant in a packed column[J]. *Energy Conversion & Management*, 2004, 45(1):141–155.

[19] Yin Y G, Zhang X S. A new method for determining coupled heat and mass transfer coefficients between air and liquid desiccant[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2008, 51(13):3287–3297.

[20] Li Z, Hihara E, Matsuoka F, et al. Experimental analysis of mass transfer in adiabatic structured packing dehumidifier/regenerator with liquid desiccant[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2010, 53(13):2856–2863.

[21] 戴智超, 殷勇高, 张小松. 波纹填料叉流除湿性能实验研究 [J]. *建筑科学*, 2014, 30(12):102–105.

[22] 陈瑶. 基于非常温溶液除湿的新型复合型空调系统研究 [D]. 东南大学, 2016.

[23] Liu X H, Zhang Y, Qu K Y, et al. Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant[J]. *Energy Conversion & Management*, 2006, 47:2682–2692.

基于可调孔板的除尘系统平衡研究

刘秋新, 韦卜方, 杨 树, 朱 傲, 郎倩璐

(武汉科技大学, 湖北武汉 430070)

[摘 要] 针对除尘系统风量不稳定、除尘效果不佳的问题, 提出孔板 + 可调阀芯的新式阀体, 通过实验和 CFD 数值模拟相结合的方法, 证明可调孔板可稳定风量, 具有良好的调节性能; 综合 PID 控制和模糊控制的优点, 设计管网压力 - 可调孔板的控制系统, 并通过 MATLAB 对控制系统进行 Simulink 仿真, 证明了可调孔板采用自适应模糊 PID 控制能很好地适应除尘系统多变不稳定的特性, 维持系统风量稳定, 保证除尘效果。

[关键词] 通风工程; 除尘系统; 孔板; 可调阀芯

0 引言

粉尘污染存在于众多行业, 严重危害着大气环境, 通风除尘是工业生产中最直接有效、最广泛的防治粉尘污染手段。通风工程中的除尘系统是一个阻力不平衡系统, 调节阀的使用受管道内气固两相流的限制, 导致风量在除尘系统运行过程中难以平衡和稳定, 无法保证除尘效果。目前研究大多采用阻力平衡器、插板阀、多孔节流孔板等平衡流量, 但这些阀件都有局限性。结合阻力平衡器结构简单、易调试、增阻效应明显等优势, 本文提出节流孔板^{[1][2]} + 调节阀芯^[3]的新型除尘系统风量调节阀结构——可调孔板, 作为除尘系统定风量阀, 弥补阻力平衡器不可调的缺点, 同时兼具风量调节阀的可调性能, 对阀体配以自动控制系统, 使其适应除尘系统管网压力波动, 实现动态调节, 保证系统风量动态稳定与平衡, 从而达到良好的除尘效果。

1 物理模型设计

可调孔板, 即在孔板的中心装设一个可调节圆锥形阀芯, 结构如图 1 所示。

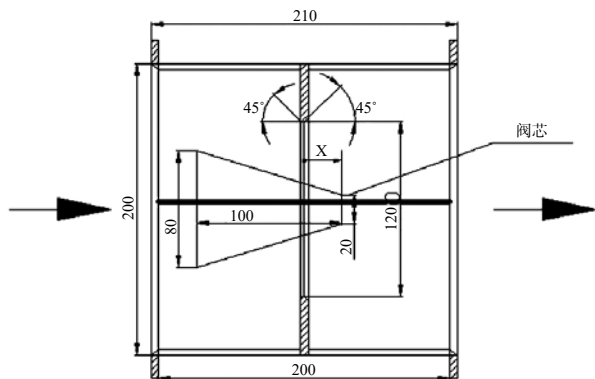


图 1 可调孔板阀体结构 /mm

为稳定除尘系统风量和平衡压力, 需要测试不同压力波动下可调孔板的稳定性能和阻力性能, 实验系统设计如图 2 所示。由于条件限制, 除尘系统形式仅选取装设阀体的管段作为实验对象, 管道中流体直接选取空气取代除尘系统中的含尘气体, 简化实验台设计。

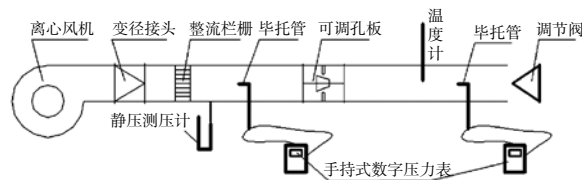


图 2 除尘系统实验台

实验采用离心风机作动力源, 额定风量 $1828\text{m}^3/\text{h}$, 全压 833Pa , 管长 4m , 直径 200mm ; 通过变动调节阀前后位移来改变系统压力, 模拟除尘系统中压力波动情况。测试孔设置在孔板前后, 在风机出口处设整流格栅。运用毕托管、压力表可测管道内流体的静压、动压、全压, 进而算出流动风量, 即可分析可调耐磨孔板稳定性能和阻力特性。

2 可调耐磨孔板稳定性实验

当阀芯初始位置 $X_0=0.1\text{m}$, 初始风量 $920\text{m}^3/\text{h}$, 管网在不同压力波动下, 装设可调耐磨孔板除尘系统风量实测数据如表 1。

对比阀芯初始位置 $X_0=0.06\text{m}$, 实测数据如表 2 所示。

为得到孔板阻力系数与风速的关系, 现测试不同风速下, 调节某一阀芯位置, 得出可调耐磨孔板阻力系数的变化情况, 详见表 3~ 表 5。

2.1 除尘系统稳定性影响因素

从表 1 中数据可以看出, 当压力波动小于 350Pa 时, 风量偏差均小于 2% , 表明在 $0\sim 350\text{Pa}$ 范围内, 可调耐磨孔板调节性能好。综合表 1 和表 2, 可知在可调耐磨孔板量程范围内, 当系统压力波动时, 调节阀芯位置可实现系统风量稳定, 风量

收稿日期: 2018-06-13

作者简介: 刘秋新 (1956—), 主要研究方向为绿色建筑。

表 1 $X_0=0.1$ 时系统不同压力波动下系统风量测试结果

实验次数	系统压力波动 /Pa	节流孔板前后压差 /Pa	孔板前平均动压 /Pa	孔板前风量 /(m ³ /h)	孔板后平均动压 /Pa	孔板后风量 /(m ³ /h)	漏风率 /%	风量偏差 /%	阀芯位置 /m
1	0	813	40.2	926	40	920	0.61	0.00	0.1
2	100	716	40.0	924	39	914	0.98	-0.61	0.071
3	200	611	40.4	928	39	917	1.22	-0.37	0.035
4	300	521	40.0	922	39	913	0.98	-0.74	0.008
5	350	485	38.2	902	38	896	0.63	-2.58	0
6	500	321	25.3	734	25	726	1.08	-21.13	0
7	600	229	18.0	619	18	615	0.73	-33.17	0

表 2 $X_0=0.06$ 时系统不同压力波动下系统风量测试结果

实验次数	系统压力波动 /Pa	节流孔板前后压差 /Pa	孔板前平均动压 /Pa	孔板前风量 /(m ³ /h)	孔板后平均动压 /Pa	孔板后风量 /(m ³ /h)	漏风率 /%	风量偏差 /%	阀芯位置 /m
1	0	795	46.8	998	46	988	1.02	0.00	0.06
2	100	704	46.4	994	46	985	0.91	-0.34	0.036
3	200	593	45.6	986	44	977	0.92	-1.14	0.007
4	200	597	47.0	1000	46	992	0.79	0.46	0
5	300	521	41.2	937	40	924	1.45	-6.52	0
6	500	303	23.7	711	23	699	1.75	-29.29	0

表 3 $X_0=0.00$ 时不同风速条件下可调耐磨孔板阻力系数测量结果

阀芯位置 /m	风速 /(m/s)	阀前全压 /Pa	阀后全压 /Pa	阀前后压差 /Pa	局部阻力系数
0.00	10.2	798	6	792	12.69
0.00	9.5	802	102	700	12.93
0.00	8.3	812	285	527	12.75
0.00	7.4	805	385	420	12.78
0.00	6.1	819	528	291	13.03
0.00	4.9	826	640	186	12.91

表 4 $X_0=0.05$ 时不同风速条件下可调耐磨孔板阻力系数测量结果

阀芯位置 /m	风速 /(m/s)	阀前全压 /Pa	阀后全压 /Pa	阀前后压差 /Pa	局部阻力系数
0.05	9.1	812	9	803	16.16
0.05	8.1	802	156	646	16.41
0.05	7.2	812	298	514	16.53
0.05	6.3	805	411	394	16.54
0.05	5.0	819	576	243	16.20
0.05	4.2	826	654	172	16.25

表 5 $X_0=0.10$ 时不同风速条件下可调耐磨孔板阻力系数测量结果

阀芯位置 /m	风速 /(m/s)	阀前全压 /Pa	阀后全压 /Pa	阀前后压差 /Pa	局部阻力系数
0.10	8.1	812	15	797	20.25
0.10	7.5	802	125	677	20.06
0.10	6.4	812	318	494	20.10
0.10	5.7	805	408	397	20.37
0.10	5.0	819	520	299	19.93
0.10	4.4	826	592	234	20.14

偏差都能控制在 2% 以内，可见可调耐磨孔板调节性能较好。当阀芯处于某一固定位置时，观察表 3~表 5，改变流体风速，其局部阻力系数基本恒定在某一数值附近，因此可得可调耐磨孔板的局部阻力系数不随管道内风速的变化而变化，是阀体本身的物理属性参数，与风速无关。为验证其准确性，从图 4 中取各线性方程的斜率和截距的平均值分别为 76.915、12.518，则可用比例函数 $y=76.915x+12.518$

表示上述孔径的可调耐磨孔板局部阻力系数与阀芯位置的关系，实验数据计算所得局部阻力系数与模拟计算所得局部阻力系数对比分析如图 3。

图中实验结果拟合曲线与模拟结果拟合曲线基本重合，进一步说明结论的准确性。当除尘系统风 19m/s 时，其压损范围为 2770~4377Pa，则其可调节压力波动绝对值范围为 0~1607Pa，调压范围较大。即可调耐磨孔板调节性远胜于一般耐磨孔板，运用

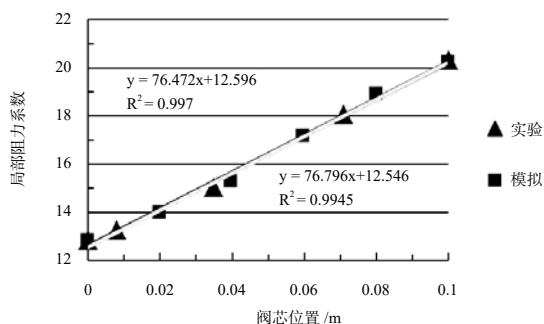


图 3 某一阀芯位置时, 不同风速下可调耐磨孔板阻力系数

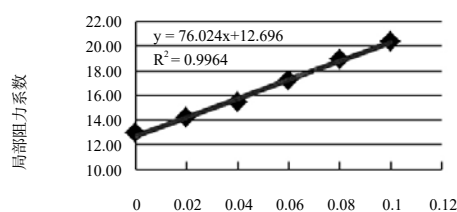
于除尘系统能消除系统大范围的压力波动, 保证系统阻力平衡和风量稳定。

3 调节性能仿真模拟

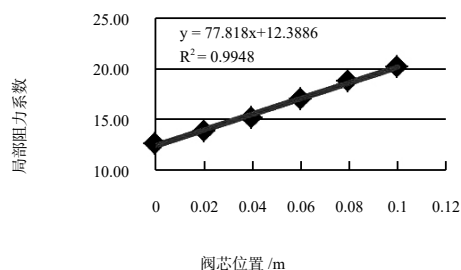
CFD 模拟软件主要用于解决工程中流体和传热问题, 可模拟出实际运行过程中各种状态的数据, 因此可通过 CFD 模拟节流孔板阀体在除尘系统中的调节性能。为使模拟结果和实验结果有可比性, 模拟的物理模型完全按照实验室实验模型建立, 如图 4 所示。



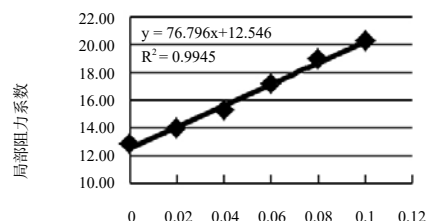
图 4 物理模型



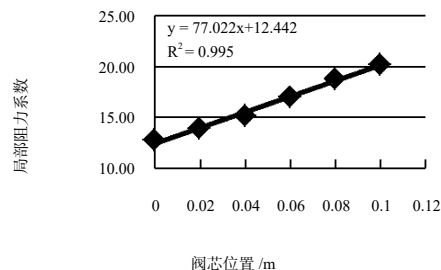
(a) 入口风速 10m/s



(c) 入口风速 16m/s



(b) 入口风速 13m/s



(d) 入口风速 19m/s

图 5 不同风速下可调耐磨孔板阻力系数

3.1 数学模型和湍流模型

流体流动的控制方程中, 结合连续性方程、运动方程和能量方程可完整的描述流场中任一点的瞬时速度、瞬时压强之间的联系及变化关系, 联合准确的湍流模型解决流体的流动问题^[4], 模拟除尘管道内流体流动情况采用标准 $k-\varepsilon$ 方程模型, 模拟除尘管道中阀门的节流性能和调节性能。本研究用孔板孔径 120mm, 底圆直径 80mm, 阀芯顶圆直径 20mm, 高度 100mm, 入口速度取 10m/s、13m/s、16m/s、19m/s 时, 模拟可调耐磨孔板在不同阀芯位置下的局部阻力系数, 结果如图 5。

将不同风速的模拟数据进行回归分析, 拟合曲线均有 $R^2 > 0.9945$, 可见拟合程度较高, 即拟合曲线可描述局部阻力系数与阀芯位置的关系。

4 可调孔板自控性仿真模拟

采用 MATLAB 对控制系统进行 Simulink 仿真模拟, 对采用配有控制系统的可调孔板与不采用可调孔板的除尘系统进行仿真对比, 分析可调孔板的调节性能。除尘系统运行时, 从风机启动到管网压力稳定是一个缓慢趋于稳定的过程, 改增压过程可看作是一个一阶惯性环节。因此, 管网压力系统的数学模型可以用比例环节与一阶惯性环节加滞后环节串联而成^[5], 以图 6 除尘系统图为例求解管网, 图中每一吸尘点除尘风量 $1300\text{m}^3/\text{h}$, 系统风量 $32800\text{m}^3/\text{h}$, 离心风机风量 $36800\text{m}^3/\text{h}$, 风压 2380Pa。

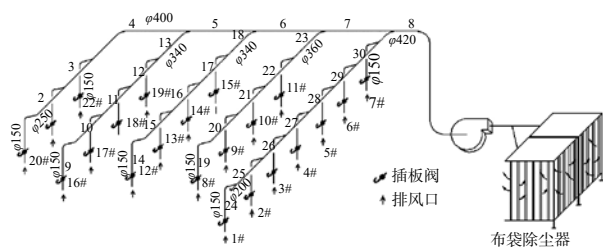


图 6 除尘系统图

管网传递函数为：

$$G(s) = \frac{1.28}{1.51s + 1} e^{-4.4s} \quad (1)$$

可调孔板采用比例环节加一阶惯性环节，则其传递函数为：

$$G_2(s) = \frac{1}{30s} \quad (2)$$

经过系统仿真，支管 V 起始端装设自适应模糊 PID 控制形式的可调孔板，压力输入设定值为 1460Pa，支管 IV 起始端装设常规 PID 控制形式的可调孔板，压力输入设定值为 1350Pa，支管 III 上不装设可调孔板进行动态调节，压力输入设定值为 1367Pa，同时给 3 个支管一个压力波动干扰，压力干扰采用阶跃响应，终值设定为 400Pa。仿真模拟结果如图 7 所示，从图中可以看出，支管 IV、V 装设可调孔板，其管网压力受干扰发生波动后能进行自我调节，维持除尘系统风量稳定；而没有装设可调孔板的支管 III，当管网压力收到干扰后，其受干扰影响较大，无法保证该支管上吸尘点的排风量，影响除尘效果。

对支管 V 起始端分别装设自适应模糊 PID 控制形式的可调孔板和常规 PID 控制形式的孔板，分别进行仿真模拟，压力输入设定值为 1460Pa，压力波动干扰采用阶跃响应，终值设置为 400Pa，仿真框图如图 8 所示。从图 7 和图 8 中可看出采用常规 PID 控制，系统超调量大，系统震荡严重，且调节不及时。而采用自适应模糊 PID 控制其控制调节性能明显优于常规 PID 控制，自适应模糊 PID 控制系统响应及时，超调量小，系统稳定性良好，故可调孔板采用自适应模糊 PID 控制形式，可以及时、准确实现调节，保证系统阻力和风量动态稳定和平衡。

5 结论

(1) 确定了除尘系统用定风量阀阀体结构，主要由孔板和圆锥台阀芯组成，经实验和 CFD 模拟证明了其阀体局部阻力系数与阀芯位移满足线性关系 $y=76.915x+12.518$ ，与管道内流体风速无关。

(2) 当除尘系统风速为 19m/s 时，孔板压损范围为 2770~4377Pa，则其可调节压力波动绝对值范

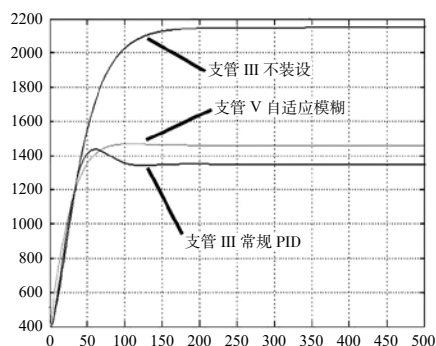


图 7 阶跃响应仿真结果

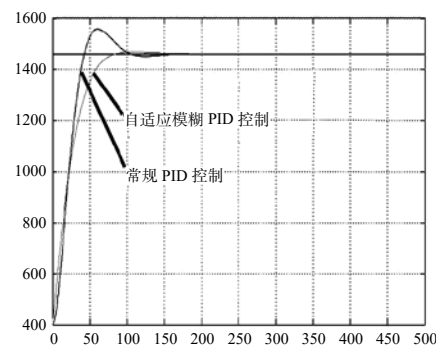


图 8 PID 与 fuzzyPID 阶跃响应仿真结果

围为 0~1607Pa，调压范围较大，即可调孔板调节性远胜于一般孔板。

(3) 通过 Simulink 仿真，可调孔板采用自适应模糊 PID 控制形式，对阀体阀芯进行自动调节控制，且除尘系统采用以管网压力 - 可调孔板阀芯为对象的控制系统，可消除管网压力波动引起的阻力失调和风量不稳定问题，从而动态地保证系统风量稳定和平衡。

参考文献

- [1] Huang S, Ma T, Wang D, et al. Study on discharge coefficient of perforated orifices as a new kind of flowmeter. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013, 46:74-83.
- [2] S.F Huang, T Ma, Wang D. Discharge coefficient analysis of perforated orifices plates.in:19th Int.Conf. Nucl.Eng.(ICONE19) China,Japan,Paper-43330,2011
- [3] Guo B Y, Hou Q F, Yu A B, et al. Numerical modeling of the gas flow through perforated plates. *Chemical Engineering Research and Design*, 2013,91:403-408.
- [4] Tom Plikas,Jennifer Woloshyn,Dale Johnson. Application of CFD Modeling to the Design of Fume Control Systems in the Steel Industry[J].*Iron & Steel Technology* 2007,11(11).
- [5] 张雨玲,姚加飞. 变风量空调系统的模糊 PID 控制策略仿真研究 [J]. *煤炭技术*, 2010,(10):34-35+44.

含有导流挡板膜片式换热器换热特性的数值分析与实验研究

胡映宁, 咸兆坤, 王 艳

(广西大学, 广西壮族自治区南宁市 530004)

[摘 要] 本文对含导流挡板的膜片式换热器换热特性进行数值分析与实验研究。采用 fluent 软件研究了新风进风温度和速度对换热器的换热效率、通道内部的温度场、气流分布、压降及传热速率的影响。数值研究表明换热效率与新风进风速度有关, 与进风温度无关; 换热器的传热速率受到温度和速度共同影响, 速度是主要影响因素。在本文研究条件下, 速度从 0.8m/s 增加到 2m/s, 换热效率下降了 22.5%; 新风进风温度为 38℃, 速度为 2m/s 时每层通道的传热速率达到了 15.6W; 而新风进风温度为 30℃, 速度为 0.8m/s 时, 每层通道的传热速率仅为 4.3W。通过数值模拟分析得出, 新风气流通过换热器后气压会下降并且速度越大压降越大。数值模拟压降随新风进风速度变化结果与数值计算的误差在 8.6% 以内。通过实验研究了换热器的换热效率, 研究表明含有导流挡板膜片式换热器在新风进风速度为 0.85m/s 时, 换热效率可达 81%, 因此, 适当降低新风进风速度, 可获得更好的热回收效果。

[关键词] 膜片式换热器; 换热效率; 传热速率; 压降

0 引言

膜片式换热器具有换热效率高、稳定好及压降低等特点, 广泛应用于新风换气系统, 其能量回收率可达 70%~90%。换热器的换热效率受材料、结构和环境等因素影响。许多学者对换热器的性能进行多角度的研究, 其中包括了换热器的换热原理、发展趋势及制约因素等, 指出应从换热器非稳态模型、区域性应用、气流形式等方面进行研究^[1]; 以及结合流体力学软件对换热器存在不足进行优化设计。按应用条件归纳主要有以下几方面的研究:

在结构方面, Alberto^[2] 通过数值方法对多层、逆流式、平行板式结构的换热器的轴向和横向传热特性进行拟合研究, 结果表明换热器温度场分布、局部传热速率, 总传热系数、出口处温度与文献^[2] 的结论一致。Zhang^[3] 对六边形叉流式换热器的气流流场进行分析, 并与对流形式的换热器在 5 组不同风量下的换热效率进行比较, 结果表明在对流形式的换热效率比叉流式的高 5%。

在材料方面, Sabek 等人^[4] 研究速度变化会影响换热器的膜片表面活性及膜片表面的堵塞, 从而会影响换热器吊顶换热效率。在工程应用方面, 杨治国^[5] 对我国 5 个典型城市: 哈尔滨、北京、南京、昆明和福州的地下国防工程研究 QHW 4044 型板翅式换热器的热回收经济效益。研究表明了送风量 15000m³/h, 新风回风比为 3:7, 送风温度为 20℃,

相对湿度为 60%, 每天 24H 运行时不同地区的投资回报周期不同, 在 1.36~3.3 年之内, 具有良好的社会效益。

综上, 国内外学者对不同结构、材料及实际工程应用的换热器进行了较多研究。但是在理论和数值仿真研究时往往会对紧膜片式换热器简化成无内部导流挡板, 由此得到的分析结果难以真实反映换热器内部气流、温度变化趋势。本文针对具有导流挡板组成的多气流通道换热器, 利用对数平均温差法进行数值计算换热器的换热效率、传热速率和压降, 然后通过 Fluent 模拟分析叉流-逆流-叉流形式的换热器通道内部气流和温度变化。最后通过实验研究揭示其换热特性与本质, 为该类型换热器应用提供更接近实际的参考依据。

1 CFD 仿真模型建立

本文研究对象为六边形含有导流挡板膜片式换热器, 如图 1(a) 所示。其尺寸和网格如图 1(b) 所示, 相关参数见表 1。

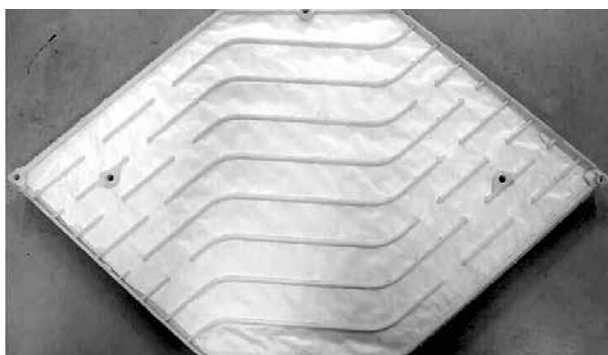
表 1 膜片式换热器参数

名称	符号	单位	数值
气流流动路程	l	mm	285
换热面积	A	mm ²	5.48×10 ⁴
膜片导热系数	k	w/(m·k)	0.13
单通道高度	h	mm	2.3

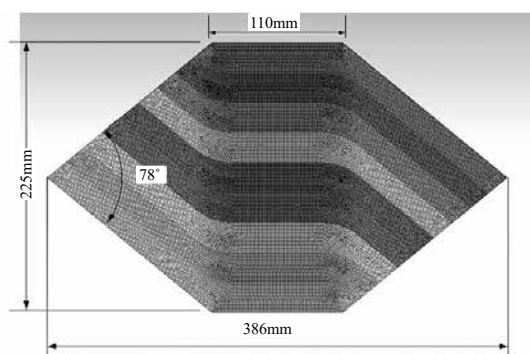
将划分好网格的模型导入到 fluent 并进行检查。由于气流的速度很小所以选择压力基求解器进行求解。数值计算过程涉及到传热过程, 因此要激活能量模型层流模型。确定求解模型后设置换热器使用的材料以及流体的性质。边界条件根据需要进行设

收稿日期: 2018-05-26

作者简介: 胡映宁 (1960—), 主要研究方向为暖通空调。



(a) 六边形换热器通道内部结构



(b) 根据实物建立的模型后划分的网格

图 1 换热器结构图

定。设置速度收敛精度为 10^{-4} ，能量的收敛方程为 10^{-6} 。设置迭代步数为 500，迭代到 120 后步达到收敛精度。

1.1 控制方程

Fluent 在求解换热器传热过程中遵循了流体力学的基本控制方程，包括了连续性方程、动量方程和能量方程；三大控制方程和有限元体积法构成的方程组是求解的过程。因为求解过程中流体的物性为常数，而且黏性可忽略，属于稳态、不可压缩以及层流。

连续方程：

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

动量方程：

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = v \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \quad (2)$$

能量方程：

$$\rho c_p u_x \frac{\partial T}{\partial x} + \rho c_p u_y \frac{\partial T}{\partial y} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3)$$

式中： u_x 、 u_y 、 u_z 分别为 x 、 y 、 z 三个方向的分速度； v 为气流速度； ρ 为气体密度； c_p 为气体的比热容； k 为导热系数。

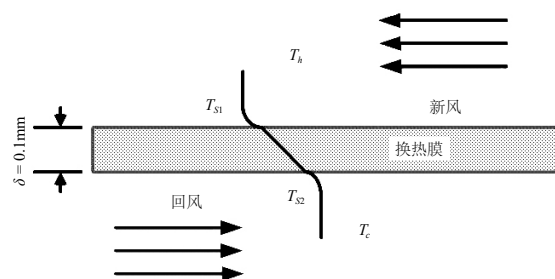
1.2 传热过程

换热膜作为换热器的传热介质，其传热过程如图 2 (a) 所示。根据传热过程画出膜的传热等效热网络如图 2 (b)。

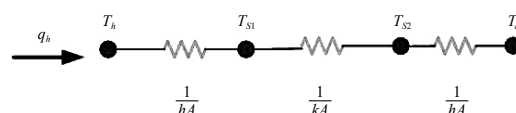
换热器在传热过程中通道内部没有热源且物性为常数，同时换热器纤维膜的导热热阻和对流热阻是串联形式，根据图 2 (b) 的网络图可建立换热器换热过程中的总热阻为：

$$U = \frac{1}{1/h + \delta/k + 1/h} \quad (4)$$

式中： h 为膜的传热系数； k 为膜的导热系数， $k = 0.13 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ ； δ 为壁厚， $\delta = 0.1 \text{ mm}$ 。



(a) 换热膜传热过程



(b) 等效热阻图

图 2 膜片传热过程分析

从对数平均温差法可知换热器的传热速率与空气进入通道前后的温差、总的传热系数以及换热有效面积有关，其传热速率 q 表达式为：

$$q = UA \Delta T_{lm} \quad (5)$$

式中： h 为总传热系数； A 为换热面积； ΔT_{lm} 为对数平均温差。

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{\ln((T_{h,i} - T_c)/(T_{h,o} - T_c))} \quad (6)$$

式中： $T_{h,i}$ 为新风入口温度； $T_{h,o}$ 为新风出口温度； T_c 为回风平均温度。

在给定的表面对流传热过程中努塞尔数是一个重要的参数，其表达式为：

$$\overline{Nu} = \frac{hl}{k} = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (7)$$

式中： l 为气体对流换热距离， $l = 0.285 \text{ m}$ ； Pr 为普朗特常数， $Pr = 0.707$ ； Re_x 为边界雷诺数。

$$Re_x = \frac{\rho v l}{\mu} \quad (8)$$

式中: ρ 为空气密度, $\rho=1.1614\text{kg/m}^3$; v 为空气速度 (m/s); μ 为黏度系数, $\mu=1.846\times 10^{-5}\text{N}\cdot\text{s/m}^2$ 。

换热过程中气流的密度和比热容变化很小, 因此换热效率 ε 公式为:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_c} \quad (9)$$

换热器的传热速率的数学表达式可以通过 (4) ~ (9) 方程联解得到:

$$q = \frac{kAl}{0.664k(\frac{\rho v l}{\mu})^{1/2} Pr^{1/3} + l\delta} \times \frac{\varepsilon(T_{h,i} - T_c)}{-\ln(1-\varepsilon)} \quad (10)$$

气流在换热器通道内部流动会受到膜片摩擦力等外力作用, 因此会引起气流压力的影响, 其表达式为:

$$\Delta P = \frac{32}{Re_D} \times \frac{\rho v^2}{D_h} l \quad (11)$$

式中: Re_D 为入口区域的雷诺数。

$$Re_D = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (12)$$

D_h 为换热器通道水力半径。

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (13)$$

式中: A_c 为通道横截面积, $A_c=4.62\text{mm}^2$; P 为通道周长, $P=44.4\text{mm}$ 。

本文主要研究不同新风进风速度和温度经换热器换热后对出口温度、换热效率、压降以及传热速率的影响。表 2 为模拟仿真使用新风的温度和速度边界条件, 室内平均温度为 26°C , 因此也认为回风温度为 26°C 。不同速度对流换热系数 h 通过公式 (7) 计算得到。

表 2 入口不同温度、速度及其对应的换热系数

入口速度 $v(\text{m/s})$	换热系数 $h(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}))$	入口温度 $T_{h,i}(^\circ\text{C})$
0.8	32.3	30
1.2	39.6	32
1.5	44.3	35
2	51.1	38

2 分析与讨论

2.1 新风出口温度的变化

图 3 为不同新风进风温度和速度经过换热器换热后出口平均温度变化曲线。通过图 3 比较不同新风进风速度和温度发现, 在新风进风速度相同时出口的温度与进风的温度有关, 新风进风的温度越高出口的温度也越高。当新风进风温度为 32°C 和 35°C 时在 0.8m/s 的出口的温差为 0.35°C ; 当新风进风速度增加到 2m/s 时, 两者的温差增加到 1.05°C , 增加了 0.7°C 。表明了新风进风温度相同的条件下增加气流速度, 换热后出口的气流的温度会升高。不同的新风进风温度随进风速度增加, 经换热器换热后出口出的温度也增加。

图 4 是了新风进风速度为 1.2m/s , 温度为 32°C 时换热器通道内部流场的温度场变化。研究表明新风进风温度变化速率与气流方向和两侧气流的温差有关。新风进风与回风的温差越大, 通道内部气流的温度变化越快。从图中可以看出气流以层流状态进入通道后, 在气流方向发生改变处出现了紊流和湍流现象, 因而使得带导流挡板的膜片换热器获得更好的热交换效果。但在出口位置处又恢复为层流, 因此在研究过程中假定气流在换热器内部属于层流状态。在新风进风经换热后出口温度变化均匀, 而导流板边缘由于摩擦力作用下新风进风的速度会降低, 所以该处的温度更低。

2.2 换热效率

图 5 (a) 是新风进风不同温度和速度时通过公

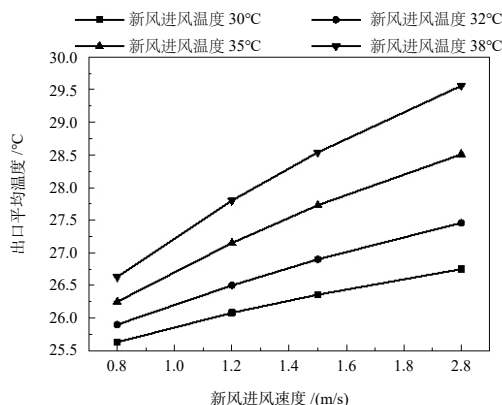


图 3 不同新风进风温度和速度换热后出口平均温度

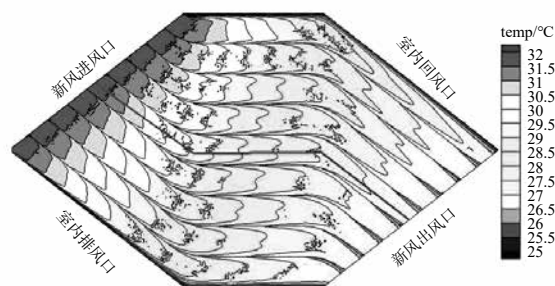


图 4 新风送风速度 1.2m/s , 温度 32°C 时换热器内部变化

式 (9) 计算出来换热器的换热效率, 图中表明换热器的换热效率与新风进风温度变化几乎无关, 但与新风进风速度有关。新风进风速度越大换热器的换热效率越低。新风进风速度从 0.8m/s 增加 2m/s 时, 换热器的换热效率下降了 22.5%。研究表明换热器想获得较高的换热效率就应该将气流速度降低, 如新风进风速度为 0.8m/s 时换热效率可以达到 87.5%。通过对不同新风进风温度的换热效率平均值拟合, 得到换热效率与速度关系的拟合方程为式 (14), 其拟合曲线以及不同新风进风温度的换热效率平均值与新风进风速度关系见图 5 (b), 从图中看出拟合方程计算的换热效率与仿真模拟换热效率的误差在 $\pm 1\%$ 内。

$$\varepsilon_1 = 1.01505 - 0.18631v \quad (14)$$

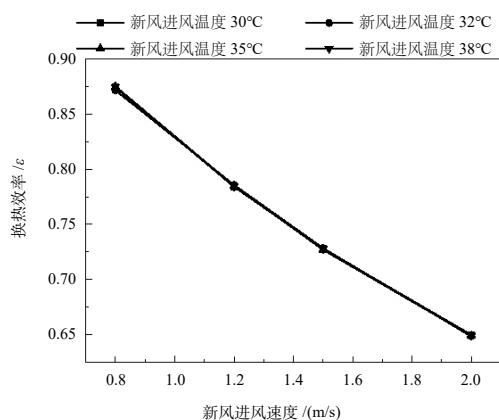
2.3 传热速率

图 6 是换热器传热速率随不同新风进风温度、速度连续变化的响应面图。由拟合得到的公式 (14)

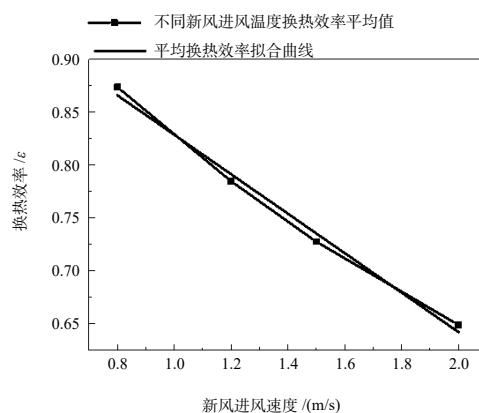
代入公式 (10) 计算得到。从图中可看出不同新风进风温度和速度时, 新风进风速度越小, 新风进风温度越低, 换热器的传热速率越小。在新风进风速度为 2m/s, 温度为 38°C 是, 传热速率达到了 15.6W。通过图中分析可知新风进风温度为 30°C 时速度从 0.8m/s 增加到 1.2m/s, 换热器的传热速率从 4.3W 增加到 11.2W, 增加了 6.9W。新风进风速度为 0.8m/s 时, 温度从 30°C 增加到 38°C 时, 换热器的传热速率从 4.3W 增加到 6.1W, 只增加了 1.8W, 表明了影响换热器传热速率的主要因素是速度。

2.4 压降

图 7 是新风进风速度与不同新风进风温度的平均压降值的关系。由式 (11) 新风进风温度的变化不会影响新风进风压降变化, 而增加新风进风速度通过换热器气流的压降值会增大。当新风进风速度为 0.8m/s 时, 新风进风经过换热器后的造成 6.6Pa 压降, 而通过式 (11) 计算得到的压降为 6.14Pa; 当新风进风速度达到 2m/s 时, 压降达到了将近



(a) 新风进风速度对换热效率的影响



(b) 新风不同进风温度平均值换热效率的拟合曲线

图 5 新风进风速度对换热效率的影响

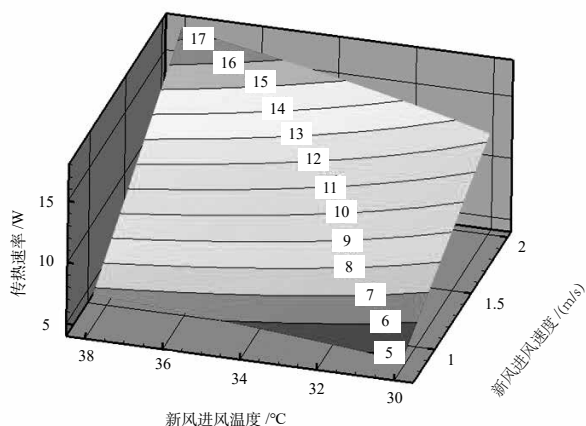


图 6 传热速率随新风进风温度和进风速度变化

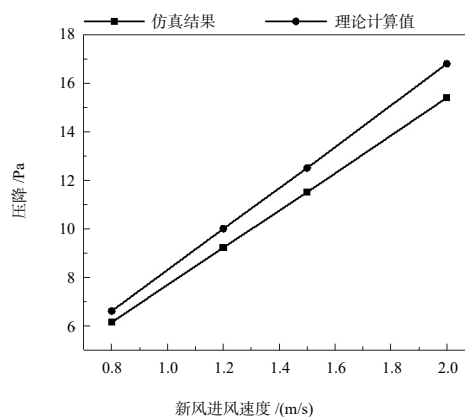


图 7 新风进风速度对压降的影响

16.8Pa，计算结果为 15.36Pa，误差值小于 8.6%。新风进风速度从 0.8m/s 增加到 2m/s 时，新风进风通过换热器后的压降值增加了 10Pa。

3 实验研究

为检测含有导流挡板膜片式换热器在实际应用中的换热效率，通过在人工模拟气候环境研究换热器换热效率与新风进风温度及速度变化关系。

3.1 实验设计

实验过程中采用规格为 386mm*225mm*286mm 的膜片式换热器，内部结构图如图 1（a）所示，并结合了空气过滤器和风机组成的新风系统。实验用设备如下图 9 所示：

室外新风在新风系统的风机的作用下进入到新风系统，室外新风先经过过滤器过滤后进入换热器。新风进风与室内的回风在换气器进行逆流形式的对流换热，从而达到减少热量损失的作用。

3.2 测试点布置及测试仪器

为获得换热器的实际换热效率，在换热器新风进风和回风的进出口处安装温度传感器，并用无纸记录仪对换热器进出口的温度数据进行记录，在新风进风出风口使用风速测定仪测定新风进风的风速和风量。传热器安装位置如图 9 所示，所使用到测试仪器的参数如表 3 所示。

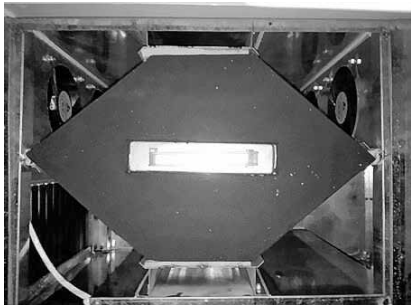


图 8 实验用设备

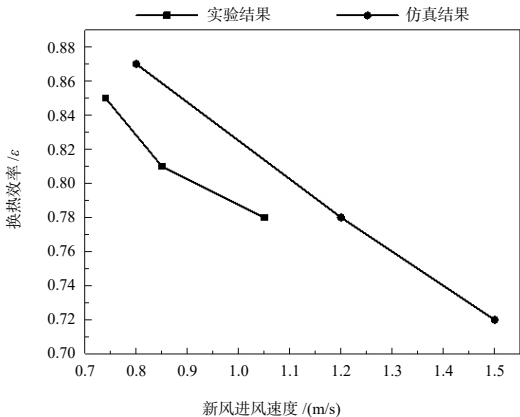


图 10 数值模拟换热效率与实验换热效率比较

表 3 测试仪器参数

测试仪器	精度	使用范围	单位
温度传感器 KH706	±0.5℃	-20~80	℃
风速仪	±0.01	0~30	m/s
无纸记录仪	0.1		min

3.3 实验方案

实验过程中通过改变人工模拟气候环境的温度和通过调节新风系统的不同档位来控制新风进风的风量。新风系统的风量设定有三挡：抵档、中档和高档。对应风量为 76m³/h、88m³/h 和 108m³/h，平均速度为 0.74m/s、0.85m/s 和 1.05m/s。人工模拟气候实验室的温度分别设为 30℃、35℃ 和 38℃ 后调整新风系统的档位。将实验记录下来的数据通过公式（9）进行计算换热器的换热效率，然后与数值模拟得出的换热效率进行比较。

图 10 为实验得到的换热效率与模拟分析得到的换热效率比较。由于实验条件的限制，实验过程中调节得到的进风速度与仿真模拟的速度不能完全相同。通过比较得出实验得出的换热效率与仿真模拟得出的换热效率的误差值为 6.5%。实验得到的换热效率比模拟得到的换热效率低，这由于：

（1）新风系统无法做到绝对隔热，新风经过换热后仍然与新风机外环境的进行热交换，降低了换

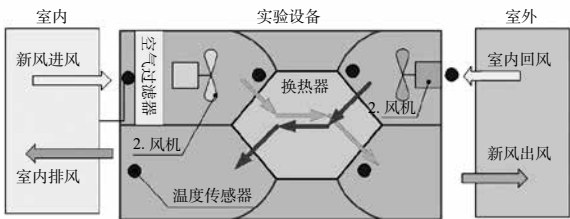


图 9 新风设备换热示意图及传感器安装位置

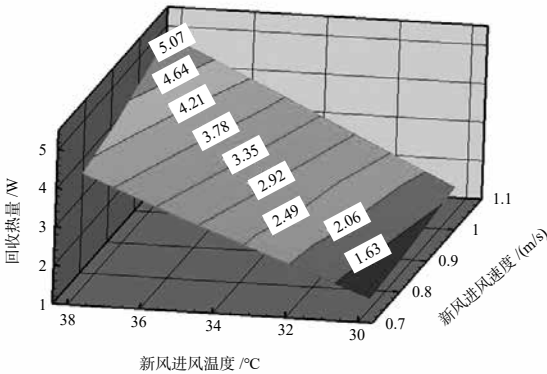


图 11 换热器每层通道每小时平均回收热量

热器换热效率;

(2) 模拟过程中对一些条件进行了假设与忽略。

3.4 实验数据分析

实验过程中测量的是新风进风经过换热器的总风量, 因此根据热流量公式可计算换热器回收热量。

$$Q = \frac{cm\Delta t}{3.6} = \frac{cpV\Delta t}{3.6} \text{ (W)} \quad (15)$$

式中: c 为空气比热, $c = 1.005 \text{ kJ/kg}$; ρ 为空气的密度; V 为通过换热的空气体积; Δt 为换热前后的温差。

根据公式 (15) 得到每层通道的平均每小时回收热量与温度和速度的关系, 如图 11 所示。从同中可以看出, 新风进风速度越大、温度越高换热器单位时间内回收的能量越多, 说明了热交换得到的能量就越多, 但是在排风量相对稳定的情况下, 回收的能量是有限的, 如新风速度过高, 引入室内新风量过大, 必然要增加室内的热湿负荷, 如增加的热湿负荷大于回收的冷热量, 反而达不到节能的效果。然而, 在相同新风进风温度条件下, 换热效率随新风进风速度的降低而提高, 这是由于速度越低换热更充分。因此, 在满足国家标准规定的新风量前提下, 适当降低新风进风速度, 可获得更好的热回收效果, 如在本文研究的条件下, 新风进风速度为 0.85 m/s 时, 换热器的换热效率可达 81% , 新风节能效果是显而易见的。

另外, 通过实验得到的结果与模拟仿真得到的结果进行比较, 表明了可以通过模拟仿真来分析研究含有导流挡板膜片式换热器。

5 结论

本文采用 fluent 软件对含有导流挡板的膜片式六边形换热器通道换热特性进行模拟分析。研究了温度和速度对换热器的换热效率、通道内部的温度场、气流分布、压降及传热速率的影响, 并对换热器的换热效率进行了实验研究。得到以下主要结论:

(1) 在相同新风进风的速度条件下, 换热器的换热效率与新风进风入口的温度无关。

(2) 在不同的新风进风速度条件下, 换热器的换热效率随速度增大而降低。新风进风速度从 0.8 m/s

增加到 2 m/s 时换热器的换热器效率下降 22.5% 。

(3) 研究表明了换热器通道内部的新风进风温度变化不是均匀的, 它与膜片两侧的温差和新风进风流动方向有关。通过数值分析表明, 新风进风速度对换热器的传热速率变化起主要作用。新风进风温度为 30°C 时, 速度从 0.8 m/s 增加到 2.0 m/s , 传热速率增加 6.9 W 。而 0.8 m/s 时温度从 30°C 增加大到 38°C 时, 换热器的传热速率从 4.3 W 增加到 6.1 W , 只增加了 1.8 W 。

(4) 新风进风速度增大新风进出口之间的压降值也随之增大, 比较理论值和仿真的结果, 两者最大误差在 8.6% 范围内。

(5) 通过实验测试得到含有导流挡板的膜片式六边形的换热器的换热效率与模拟分析得到的换热效率误差值小于 6.5% 。实验研究表明了含有导流挡板膜片式换热器在新风进风速度为 0.85 m/s 时, 换热效率可达 81% , 因此, 在满足国家标准规定的新风量前提下, 适当降低新风进风速度, 可获得更好的热回收效果。

参考文献

- [1] 张兴娟. 换热器在新风换气机中的应用分析 [J]. 制冷学报, 2001(2):28-31.
- [2] Quintero A E, Vera M. Laminar counterflow parallel-plate heat exchangers: An exact solution including axial and transverse wall conduction effects[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2017, 104:1229-1245.
- [3] Zhang L Z. Heat and mass transfer in a quasi-counter flow membrane-based total heat exchanger[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2010, 53(23-24):5478-5486.
- [4] Sabek S, Tiss F, Chouikh R, et al. Experimental investigation and numerical validation of total heat exchanger and membrane phenomena[J]. Energy & Buildings, 2016, 133:131-140.
- [5] 杨治国, 刘顺波, 黄志刚, et al. 国防地下工程排风热回收技术经济性分析 [J]. 制冷与空调 (四川), 2012, (2):173-176.

基于射击概念的靶向个性化送风方式研究

高 然, 王成哲, 李安桂

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘 要] 个性化通风是在理论上能够实现热舒适同时又能节约能源的一种通风方式, 近年来受到了广泛关注。本研究介绍了一种基于靶向送风概念的多风口耦合个性化送风方式, 开发了一种新型的靶向个性化送风装置, 提出了一种用于区域热舒适评价的靶向送风评价指标。文章对送风系统装置的有效性进行了定义, 对送风效果进行了横向比较。并采用实验手段对靶向送风的实施效果进行了验证。

研究表个性化靶向送风实现了仅对控制区域送风的目标, 提高了流场的利用率。个性化靶向送风多风口耦合的送风方式能够使流场更加均匀, 所得流场内的风速 0.3m/s 左右, 有效避免了吹风感的存在。与其它个性化风口相比, 本文所提出的个性化靶向风口的靶向值比最小的还小 40.5%, 同时能够节能 52.9%。

[关键词] 个性化送风; 吹风感; 节能; 靶向值

0 引言

现阶段通风空调面临节能与室内空气质量两项挑战, 在传统通风形式中这两者之间既相互关联又相互矛盾。个性化通风是在理论上能够实现热舒适的同时又能节约能源的一种通风方式^[1,2]。近年来, 国内外学者针对个性化送风过程中的节能, 热舒适, 评价指标等进行研究。主要包括下面几个方面:

个性化送风的一个重要目的是为提高呼入空气的质量, 为人体营造一个良好的热舒适环境^[2]。Kaczmarczyk^[3]等对比研究了个性化送风与混合送风系统, 发现个性化送风系统能够提高空气品质并降低建筑综合症 (SBS symptoms)。Zhu^[4]等研究了一种应用在婴儿睡眠时的宽盖式个性化送风系统, 通过模拟分析该个性化通风在舒适度和吹风感方面的影响。研究^[5]表明个性化通风系统在改善热舒适方面的性能与送风位置、送风温度、送风量以及背景条件等都有很大的关系, 其中送风量是影响热舒适性的因素中较为重要的一项。Antoun 等^[6]分析了不同类型的玻璃窗对个性化吊顶送风系统热舒适的影响。^[7]从热舒适和空气品质方面, 研究了台式扇或座椅扇辅助的顶棚个性化送风系统的性能。^[8]通过实验研究两种不同的湍流度送风形式对个性化送风热舒适性的影响, 实验发现为了避免吹风感低湍流度的局部冷却应当谨慎的使用。个性化送风对于营造人体热舒适有积极的作用, 但同时也要警惕由于其风速过大可能带来的吹风感。N.Gong 等^[9]的实验表明, 随着新鲜空气的增加人体感受到空气品

质的提升, 但这同时也会可能造成不舒适的吹风感。由于人员距离风口较近, 造成吹风感的原因可能是人员处于射流核心区所导致的 (风口速度与吹直人体的风速相同。) 那么, 如何控制个性化送风的射流核心区, 从而达到避免吹风感的效果, 还有待进一步研究。

节能一直是通风面临的一个重要问题。针对个性化送风,^[8,10]通过实验表明, 个性化送风存在节能方面的潜力。Antoun 等^[6]研究了在辐射不对称时个性化吊顶送风系统的性能, 发现在房间安装高性玻璃窗户时, 吊顶个性化送风与混合送风相比能够节能 36%。个性化送风温度控制策略对能耗有显著影响, 但是在寒冷气候下, 如果不采用节能策略, 个性化通风的能源消耗可能会大大增加 (在 61% 至 268% 之间)^[11]。文献 [12] 分析了在热湿气候下顶棚个性化通风系统的能量消耗。从上述文献可以看出, 个性化通风在与其他送风方式相比较时具有节能性, 那么在此个性化送风基础上是否存在更进一步的节能形式。

现有的个性化通风评价指标主要集中在热舒适上, 其中得到普遍认同的是 Fanger 教授的预测平均投票和预测不满意百分数 (PMV-PPD) 指标, 综合考虑了空气温度、空气湿度、空气流动速度、平均辐射温度、衣服热阻、人体活动程度等六个因素。文献 [3] 将 60 名大学生分成两组, 通过投票的方法衡量个性化送风和混合送风的热舒适性。Wang^[13]等通过研究发现, 受试者不满意的吹风感随着暴露时间的增加而增加, 并且在暴露时间和气流参数的基础上建立了一种模型, 用该模型预测由于吹风感造成的不满意百分比。Fanger^[14]等研究了湍流度对吹风感的影响, 在恒温 23℃ 的条件下, 通过问卷调查发现不同的湍流强度对人体吹风感有显著影响。然

收稿日期: 2018-05-21

作者简介: 高然 (1986—), 主要研究方向为暖通空调输配系统减阻降耗; 火灾烟气控制; 室内通风空调气流组织。

而, 现有研究中用于评价热舒适和吹风感的评价指标多为“场”指标。“场”指标在进行相互对比时很容易出现不同区域的评价优劣不同, 很难进行横向比较。那么, 对于这种情况, 是否存在一种单一的评价指标对送风形式的“好坏”进行评价。

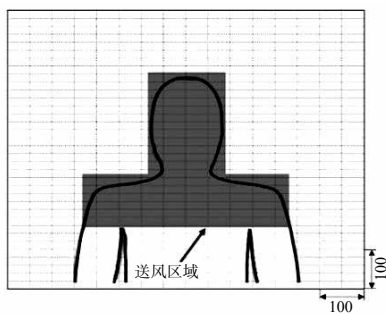
本研究介绍了一种基于靶向送风概念的多风口耦合个性化送风方式, 开发了一种新型的个性化靶向送风装置, 提出了一种用于区域热舒适评价的靶向送风评价指标。文章对送风系统装置的有效性进行了优化, 对送风效果进行了横向比较。并采用实验手段对靶向送风的实施效果进行了验证。

1 靶向个性化送风的概念

在进行射击时, 我们知道, 只要是将子弹打到射击靶上, 如图 1 中红色的点即可得分。但有时也会出现脱靶的情况, 如图 1 中灰色的点。这是射击无效, 不得分。



图 1 (a) 靶向射击示意图



(b) 靶向送风目标区域图

如果以此作为送风有效性的指标可知, 射流射到射击靶上的风 (射流断面覆盖射击靶) 为有效送风, 反之为无效送风。如果能够实现缩小, 或者有效化个性化送风的送风射流, 即可达到进一步对个性化送风进行节能的目的。另一方面, 仅对射击靶进行送风, 其他区域不送风是不够的。还应该避免“一个弹坑落入两发炮弹”, 也即靶向内的不均匀性。所以最理想的靶向效果是, 靶子外的区域没有风, 靶子内的区域送风, 且风速值大小均匀且为指定风速, 如 0.3m/s。

此外, 为了评价个性化靶向送风效果的优劣, 本文提出了两种评价方法: 面积靶向值和速度靶向值。

1.1 面积靶向值

如图 1 所示, 首先定义面积靶向值。现今多数文献均表明, 当风速低于 0.3m/s 时, 不容易引起吹风感, 但是并没有定义下限值^[15]。而实际上, 没有下限制就没法判定送风是否达到。因此, 我们就需要定义靶向送风面积的边界。如果选择 0m/s 作为靶向送风边界, 靶向面积将会很大同时速度也会偏离 0.3m/s。此外, 根据 ASHRAE 161-2013^[16] 的规定, 当头部水平没有直接的送风口时, 局部风速应高于 0.1m/s。所以, 这里定义送风风速的下限值为 0.1m/s。

$$T_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_i} (s_i - s'_i)^2 + \sum_{j=1}^{n_o} (s_o - s'_o)^2}{n_o + n_i}} \quad (1)$$

式中: T_s 表示面积靶向值; n_i 表示在靶向区域内的测点; n_o 表示在靶向区域外的测点。 s_i 表示靶向区域内送风有效性指标的实际值 (通过模拟或测试该点风速获得)。由上所述, 如果某处 (靶向内) 速度大于 0.1m/s 时的值记为 1, 否则 s_i 的值记为 0。 s'_i 表示靶向区域送风有效性指标的期望值 (我们期望送风射流断面覆盖靶向, 因此, $s'_i=1$)。同理, s_o 表示靶向区域外送风有效性指标的实际值 (通过模拟或测试该点风速获得)。

s'_o 表示靶向区域送风有效性指标的期望值 (我们期望送风射流断面不要覆盖靶向外的区域, 因此, $s'_o=0$)。由这个式子可知, 送风断面越覆盖射击靶, 越不覆盖射击靶外的区域, 这是我们越期望的结果。而这时, 面积靶向值 T_s 越小。

1.2 速度靶向值

在进行面积靶向优化的基础上, 还可以提出速度靶向值的概念。

$$T_r = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_i} (v_i - v'_i)^2 + \sum_{j=1}^{n_o} (v_o - v'_o)^2}{n_i + n_o}} \quad (2)$$

式中: T_r 为风口速度靶向值; n_i 表示在靶向区域内的测点, n_o 表示在靶向区域外的测点。 v_i 表示靶向区域内的风速 (通过模拟或测试该点风速获得)。 v'_i 表示靶向区域内的期望风速 (这里我们指定为 0.3m/s)。 v_o 表示靶向区域外的风速 (通过模拟或测试该点风速获得)。 v'_o 表示靶向区域外的期望风速 (由于不期望这里有风, 所以 $v'_o=0$)。同样的值越小, T_r 越好。

2 研究方法

2.1 CFD 数值模拟研究

通常个性化送风的气流为湍流, 因此, 选择正确的湍流模型是进行数值计算前提。在之前的气流

组织研究中, 常被采用的湍流模型主要有 $k-\varepsilon$ Standard, $k-\varepsilon$ Realizable, $k-\omega$ SST 和 Reynolds Stress model 四种。本文通过实验针对这四种模型进行了验证, 其中实验选取的是文献 [3] 中的个性化方形风口。通过模型与实验之间的速度分布比较, RSM 模型各点速度与实验吻合较好, 实验与模拟速度最大差值约为 0.04m/s。因此本文采用 RSM 模型。

模型的尺寸为 $3 \times 1.5 \times 3\text{m}$, 风口的直径为 1cm。在本研究中, 一种非结构化网格被使用, 因为它能很好的适用于本文复杂的风口角度。在网格独立性方面, 提供了五种不同数量的网格: 1200K、1400K、1600K、1800K 和 2000K。如图 2, 当网格数量增加到 1600K 以上时, 截面上的速度场已不再随着网格数量的增加而变化。故本文选取网格数量为 1600K 的模型。由于风口在房间的布置成对称形式, 计算采用对称面的形式, 模拟采用对称边界条件, 同时空气进口被定义为速度入口边界, 空气出口定义为自由出流。

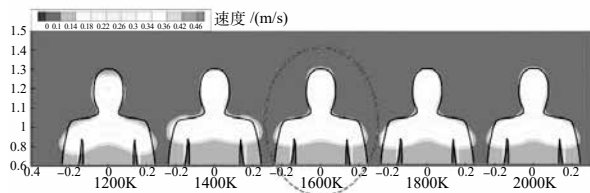


图 2 不同网格数量下的速度云图分布

2.2 实验研究

实验方面分别对个性化靶向风口和方形个性化风口 [3] 进行了全尺寸实验, 如图 3。

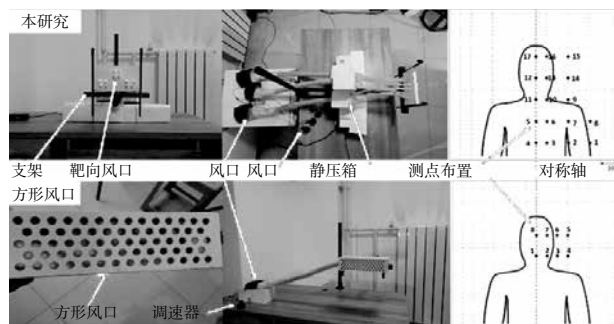


图 3 流场风速测试实验台

根据真实的人体模型比例, 在距离风口 0.6m 处的断面, 选择了具有代表性的 17 个测点。在测量断面处, 每个点都记录 4 分钟的测量数据, 然后求测点的平均值作为该点的测量值, 同时计算标准误差。测量时, 将 Swema03 风速仪固定在距离风口 0.6m 支架上, 每次改变测点时使用水平仪和测量校对板进行校准, 实验过程中通过风机调速器使风

量达到指定工况, 待风机运行稳定后, 用 Swema03 风速仪进行工况测量并记录, 该仪器的测量范围为 0.05~3.0m/s, 测量精度为 $\pm 3\%$, 分辨率为 0.01m/s。

3 结果与讨论

3.1 靶向个性化送风的风口角度

研究首先对 β_1 、 β_2 、 β_3 、 β_4 进行角度定义, 考虑了 14 种角度形式, 分别获得了 14 种形式的靶向值。结果显示风口角度在 17° 时靶向值最小。各风口角度值如图 4 表中系列 A_{10} 。

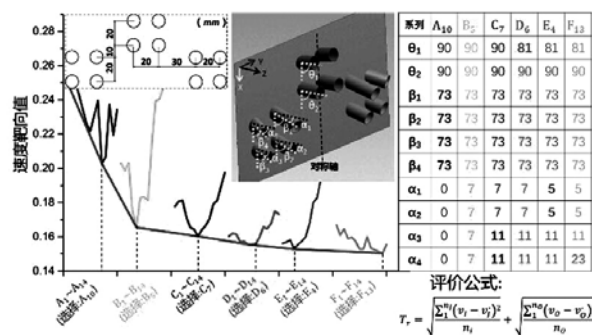


图 4 定义风口角度

在系列 A_{10} 的基础上, 尝试对 α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_4 进行角度定义, 当角度值为 7° 时, 获得的靶向值最小, 此时各风口的角度值为图 4 中系列 B_5 ; 以系列 B_5 为基础, 对 α_3 、 α_4 进行角度定义, 当角度值为 11° 时, 靶向值最小, 此时各风口的角度值为图 4 中系列 C_7 ; 再以系列 C_7 为基础, 对 θ_1 进行角度定义, 当角度值为 11° 时, 靶向值最小, 各风口角度值如图 4 中系列 D_6 ; 以系列 D_6 为基础, 对 α_1 、 α_2 进行角度定义, 角度值为 5° 时获得的靶向值最小, 各风口角度值为系列 E_4 ; 最后以系列 E_4 为基础, 对 α_4 进行角度定义, 结果显示角度为 23° 时靶向值最小, 最小靶向值为 0.150, 此时各风口角度值为如图 4 中系列 F_{13} 。

3.2 靶向个性化送风的风口面积

在自由射流中风口的出流断面积直接影响射流的轴心速度, 当出口风速相同时, 一般风口面积越大射流主体段的轴心速度衰减越慢, 另外也会影响射流的叠加。因此在出口风速相同的条件下, 不同的风口面积吹出的风速落到人身体上的是不同的。为了研究不同风口面积的组合形式, 在定义风口角度的基础上对风口的面积进行定义。

研究首先对风口直径 D_1 进行定义, 保持风口直径 D_2 ($D_2=1\text{cm}$) 不变, 考虑了 9 种不同的直径形式, 并分别获得了这 9 种不同形式下的靶向值, 如图 5 中系列 A 。结果显示直径为 1cm 时面积靶向值最小。接着保持风口直径 D_1 ($D_1=1\text{cm}$) 不变, 对风口直径

D_2 进行定义, 如图 5 中系列 B, 直径在 1cm 时风口面积靶向值最小。最后对风口直径 D_1 、 D_2 进行面积定义, 如图 5 中系列 C, 最小靶向值在直径为 1cm 处取得。因此, 所有风口面积为 1cm 时, 面积靶向值最小。

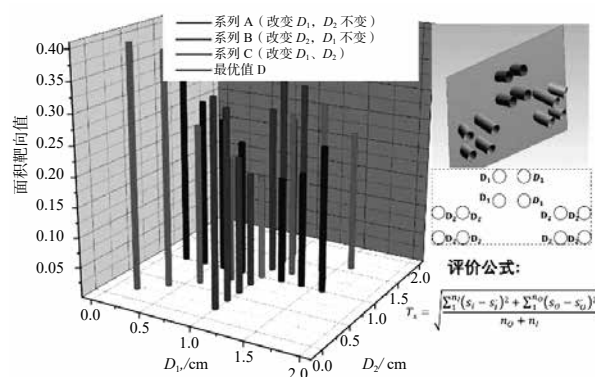


图 5 定义风口面积

3.3 靶向个性化送风的风口风速

为了使人获得最佳的舒适感, 避免产生吹风感, 在定义风口面积的基础上, 对送风速度进行了定义。

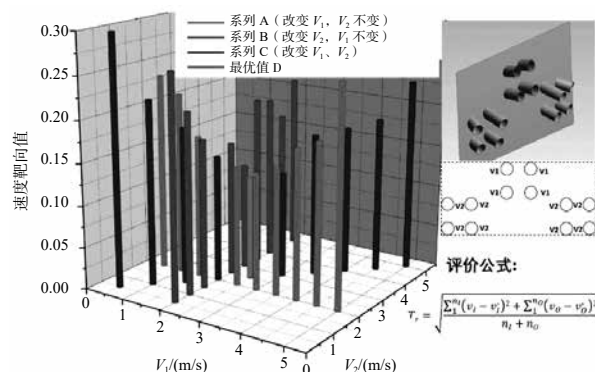
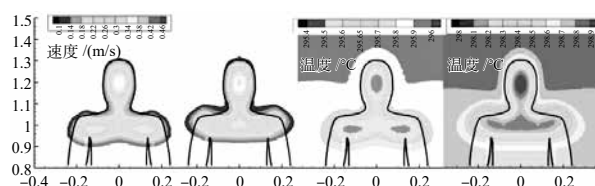


图 6 定义风口速度

研究首先对风口风速 V_2 进行定义, 保持风口风速 V_1 ($V_1=2\text{m/s}$) 不变, 考虑了 10 种风速形式, 当风速为 3m/s 时靶向值最小, 如图 6 中系列 A。接着在保持风口风速为 V_2 (2m/s) 不变的条件下, 对风口风速 V_1 进行定义, 风速在 3m/s 时速度靶向值最小, 如图 6 中系列 B。最后对风口风速 V_1 、 V_2 进行定义, 风速在 2.5m/s 时靶向值最小, 如图 6 中系列 C。比较三个靶向值的大小, 所有风口风速为 2.5m/s 时靶向值最优。

此外, 考虑了温度对目标区域的影响从图 7 中可以看到, 温度的变化对目标区域的速度场和温度场影响不大, 在可接受的范围之内。因此, 当需要改变目标区域的温度或速度时, 只需要对应调节即可。



(a) 20/23°C 速度场 (b) 20/26°C 速度场 (c) 20/23°C 温度场 (d) 20/26°C 温度场

图 7 不同温度下目标区域的速度场和温度场

3.4 与不同个性化送风口的对比

为了进一步验证个性化靶向送风的效果, 将该装置与已有不同的个性化风口 [3, 8, 17] 进行了对比, 主要考虑流场均匀度、速度靶向值和流场有效性等三个方面。在进行数值计算时, 每个风口的出风速度相等, 风量取自相应文献。计算完成后分别获取距风口 0.6m 处的速度云图。从图 8 中可以看到, (a) (b) (c) 不能将头部完全覆盖, 流场不均匀, 中心速度偏大。为了实现完全覆盖头部, 在 (b) 的基础上, 改变送风口面积, 得到 (d) (e), 但是仍然存在流场不均匀, 中心速度偏大等问题。而 (f) 是本文所研究的对象, 与上面五种风口相比可以明显的看到, 流场更加均匀, 流场内的最大与最小风速差控制在 0.3m/s。

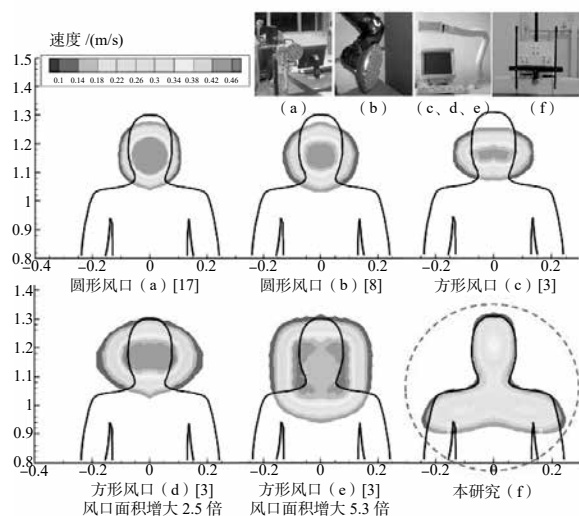


图 8 不同个性化风口目标区域速度对比

此外, 我们比较了 6 种个性化送风风口的能耗。计算公式如下:

$$Q = c \cdot \rho \cdot v \cdot s \cdot \Delta t \quad (3)$$

式中: c 是空气的比热容, 当 $t=20^\circ\text{C}$ 时, $c=1.013\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; ρ 是空气的密度, 当 $t=20^\circ\text{C}$ 时 $\rho=1.013\text{kg}/\text{m}^3$; v 是风口出风速度 (m/s); s 是风口面积 (m^2); Δt 是送风温度与室内温度的温差 ($^\circ\text{C}$)。

最后, 将六种风口的数据代入式 (2) 和 (3),

计算速度靶向值和能耗。从图 9 中可以清楚的看到本研究的靶向值最小,比增加面积后风口(e)的靶向值还小了 40.5%,同时能够节能 52.9%。本文在进行流场评价时假设人体是静止的。但是,当人体活动时,扩大流场区域后,本文所提供评价方法仍然适用。

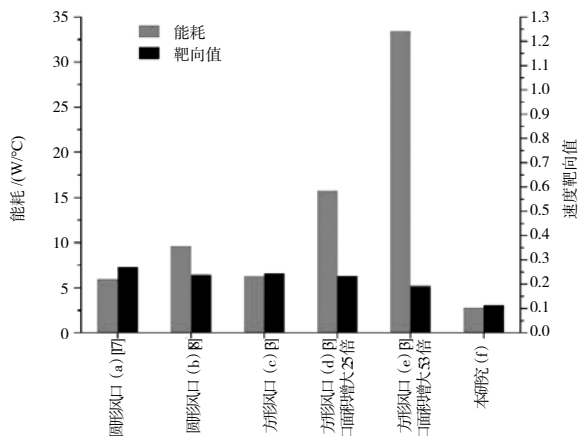


图 9 不同个性化风口的靶向值和能耗对比

4 实验验证分析

为了验证个性化靶向送风的效果,在定义了风口角度、风口面化和风口速度的最终结果上,采用全尺寸实验测量个性化靶向送风的速度场。研究发现不论是流场外还是流场内,各点速度模拟值和实验值吻合都较好,且证明了个性化靶向风口具有高效良好的送风效果。

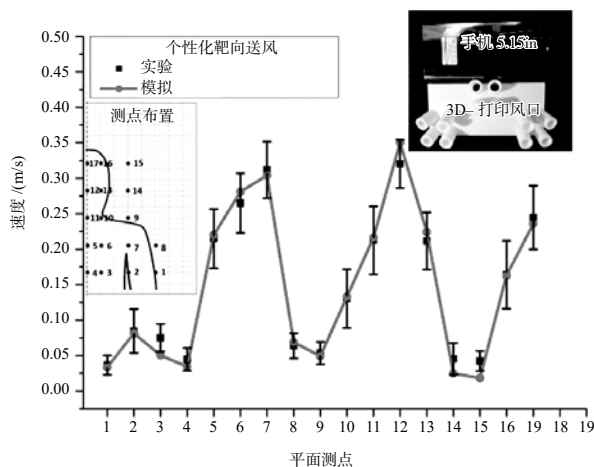


图 10 实验验证

5 结论

本文通过观察靶向射击得到启示,将射击的精准度引用到个性化送风中,提出一种新型的个性化靶向送风方式,即仅对目标区域进行送风的气流组织形式。获得的研究结论如下:

(1) 本文定义了风口的角度形式、面积以及出

口速度,并通过全尺寸实验验证了风口的实施效果。

(2) 个性化靶向送风实现了仅对控制区域送风的目标,提高了流场的利用率。

(3) 个性化靶向送风多风口耦合的送风方式能够使流场更加均匀,所得流场内的最大与最小风速差控制在 0.3m/s,有效避免了吹风感的存在。

(4) 本文提出了针对单一速度值的流场评价标准,可以为今后的热舒适评价提供参考。

(5) 与其它个性化风口相比,本文所提出的个性化靶向风口的靶向值比最小的还小 40.5%,并且能够节能 52.9%。

参考文献

- [1] ASHRAE, 2010 ASHRAE Standard 22-2010 [M], American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2010.
- [2] Melikov A K. Personalized ventilation[J]. Indoor Air, 2004, 14 Suppl 7(Supplement s7):157.
- [3] Kaczmarczyk J, Melikov A, Fanger P O. Human response to personalized ventilation and mixing ventilation[J]. Indoor Air, 2004, 14 Suppl 8(Supplement s8):17.
- [4] Zhu S, Cai W, Spengler J D. Control of Sleep Environment of an Infant by Wide-Cover Type Personalized Ventilation[J]. Energy & Buildings, 2016, 129:69-80.
- [5] Melikov A K, Cermak R, Msajer M. Personalized ventilation: evaluation of different air terminal devices[J]. Energy & Buildings, 2002, 34(8):829-836.
- [6] Antoun S, Ghaddar N, Ghali K. Coaxial personalized ventilation system and window performance for human thermal comfort in asymmetrical environment[J]. Energy & Buildings, 2016, 111:253-266.
- [7] Habchi C, Chakroun W, Alotaibi S, et al. Effect of Shifts from Occupant Design Position on Performance of Ceiling Personalized Ventilation Assisted with Desk Fan or Chair Fans[J]. Energy & Buildings, 2016, 117:20-32.
- [8] Sun W, Tham K W, Zhou W, et al. Thermal performance of a personalized ventilation air terminal device at two different turbulence intensities[J]. Building & Environment, 2007, 42(12):3974-3983.
- [9] N. Gong, K. W. Tham, A. K. Melikov, et al. The Acceptable Air Velocity Range for Local Air Movement in The Tropics[J]. Hvac & R Research, 2006, 12(4):1065-1076.
- [10] Faulkner D, Fisk W J, Sullivan D P, et al. Ventilation efficiencies of desk-mounted task/ambient conditioning systems[J]. Indoor Air, 1999, 9(4):273.

- [11] Schiavon S, Melikov A K. Energy-saving strategies with personalized ventilation in cold climates[J]. *Energy & Buildings*, 2009, 41(5):543–550.
- [12] Yang B, Sekhar C, Melikov A K. Ceiling mounted personalized ventilation system in hot and humid climate—An energy analysis[J]. *Energy & Buildings*, 2010, 42(12):2304–2308.
- [13] Wang Y, Lian Z, Broede P, et al. A time-dependent model evaluating draft in indoor environment[J]. *Energy & Buildings*, 2012, 49(2):466–470.
- [14] Fanger P O, Melikov A K, Hanzawa H, et al. Air turbulence and sensation of draught[J]. *Energy & Buildings*, 1988, 12(1):21–39.
- [15] Ventilation and air conditioning[M] CIBSE Guide B2 (London: Chartered Institution of Building Services Engineers) (2005).
- [16] ASHRAE, ASHRAE Standard 161-Air Quality within Commercial Aircraft, ASHRAE, Atlanta, GA, 2013.
- [17] Li R, Sekhar S C, Melikov A K. Thermal comfort and IAQ assessment of under-floor air distribution system integrated with personalized ventilation in hot and humid climate[J]. *Building & Environment*, 2010, 45(9):1906–1913.

仙游抽水蓄能电站发电机层热湿环境实测分析

林文华¹, 任 彤², 方品政³, 惠浩勃², 韩 腾², 李安桂²

(1. 国网新源控股有限公司, 福建 351267; 2. 西安建筑科技大学, 陕西 710055; 3. 福建仙游抽水蓄能有限公司, 福建 351267)

[摘 要] 本文以仙游抽水蓄能电站为研究对象, 对发电机层 (冬、夏典型季节) 进行连续性温湿度实地测试, 探索地下厂房发电机层高大空间温湿度分布规律。结果表明, 受交通洞效应、机组热源热羽流效应及顶送风射流影响, 工作区 ($H \leq 2\text{m}$) 温湿度分布不均匀, 夏季, 厂房两端空气温差最大为 0.6°C , 相对湿度差最大为 12%, 冬季温差最大为 1.2°C , 相对湿度差最大为 2%; 工作区外 ($H > 2\text{m}$), 厂房空间垂直温湿度分层明显, 夏季, 厂房热源中心位置空间温度分层从下到上依次递减, 最大温差为 0.44°C , 相对湿度最大差值为 2%。冬季, 空间上下温差为 1.06°C , 相对湿度差为 4%。测试结果为仙游抽水蓄能电站高大空间温湿度网格化监测及通风空调系统优化运行调节提供第一手数据资料。

[关键词] 高大空间; 热湿环境; 现场测试; 仙游抽水蓄能电站

0 引言

我国是一个能源消耗大国, 能耗问题已经发展成为我国国民经济发展中的一个重大问题^[1]。水力发电作为一种可再生的清洁能源, 由于地理条件等多种因素, 许多大中型水电站选择将厂房深埋地下, 地下厂房通常体积巨大, 热湿环境复杂多变, 控制难度大^[2,3], 这也使得水电站的通风空调系统能耗巨大, 所以对空调进行节能具有重大的现实意义^[4,5]。

国内大部分学者主要通过建立水电站模型实验的方法, 以相似理论为基础, 通过模型预测原型的气流组织^[6]。近年来, 随着我国科学研究的深入以及计算机技术的进步, 越来越多的研究把数值模拟^[7]和模型实验^[8]两种方法结合起来预测电站厂房内的环境参数及气流流动。由于水电站的特殊性, 进行水电站的相关测试的条件和时间十分有限, 目前还没有针对地下水电站通风空调系统全工况的测试, 一般都是对地下水电站通风空调系统进行部分工况的测试^[9], 为了能够准确反映地下水电站通风空调系统整体的能效水平和热湿环境控制效果, 需要确定最能够反应地下水电站通风空调系统整体运行水平的典型运行工况, 进行相关测试。

本文以仙游抽水蓄能电站厂房高大空间为研究对象, 通过对发电机层环境参数半年 (冬、夏典型季节) 连续性实地测试, 对地下厂房高大空间工作区内 ($H \leq 2\text{m}$) 水平方向温湿度分布变化规律, 以及工作区外 ($H > 2\text{m}$) 垂直方向上温湿度分层变化规律进行研究。测试结果为仙游抽水蓄能电站高大空间温湿度网格化监测及通风空调系统优化运行调

节提供第一手数据资料。

1 热湿环境现场测试

1.1 工程概况

仙游抽水蓄能电站安装 4 台单机容量为 300MW 的混流可逆式水泵水轮机 / 发电电动机组。发电机层为电站运行的主要场所, 主要发热除厂房照明外, 为发电机的机壳漏风和盖板传热, 另有部分机旁控制盘柜散热, 散湿量主要来自上、下游侧壁面。发电机层送风方式采用上送、下回方式, 主送风管分上、下游两侧布置于网架顶板上, 送风口沿厂房中心线上、下游约 1/2 处布置, 送风口间距根据网架档距尺寸确定。空调机房分两端布置, 进风由室外新风经洞体 (通风兼安全洞和进厂交通洞) 后进入空调机房, 经过滤冷却后送入发电机层。

仙游抽水蓄能电站属于亚热带海洋性季风气候, 年平均气温 20.6°C , 年平均降雨量 1300~2300mm, 年平均相对湿度 76.4%。年平均无霜期 318.4 天。年均日照时数 1832.7h, 年平均风速 1.7m/s , 冬季偏北风, 夏季多偏南风。

1.2 测点布置

为了研究地下厂房发电机层空气热湿环境分布规律, 对仙游电站夏季和冬季分别进行了连续 4 天 (96h) 的现场测试, 现场测试过程见图 1。为了能够在有限的测试条件下, 获得准确的测试数据, 在测点布置过程中, 选择了发电机层的典型断面 (中轴面) 进行探头的布置^[10]。在发电机层纵断面 ($y=12\text{m}$) 等间距布置 L1, L3, L4 三根长度为 10m 的测杆; 在横断面 ($x=50\text{m}$), 机组热源对称轴线布置 L2, L3 两根长度为 10m 的测杆, 并选用三脚架进行固定。在 L1, L2, L3, L4 四根测杆上分别等间距垂直 (间隔 3m) 布置 3 个温湿度探头。另外,

收稿日期: 2018-05-17

作者简介: 林文华 (1973—), 主要研究方向为水电站通风空调系统节能运行。

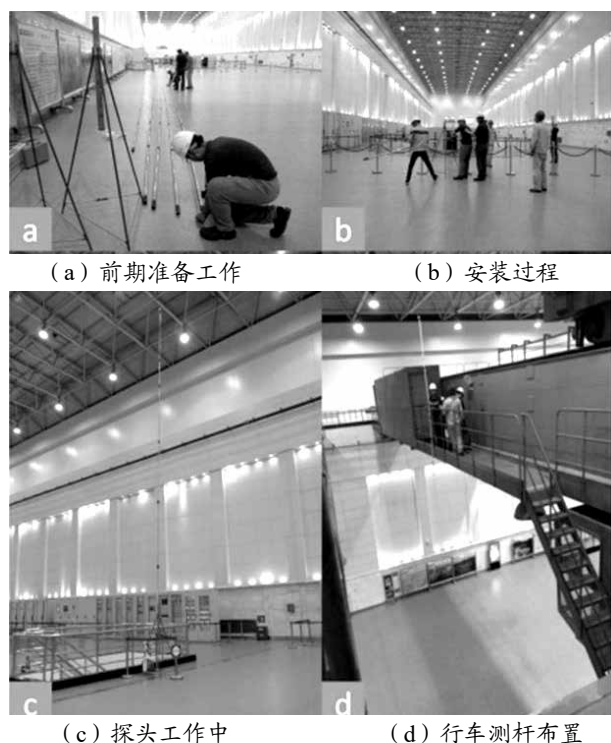


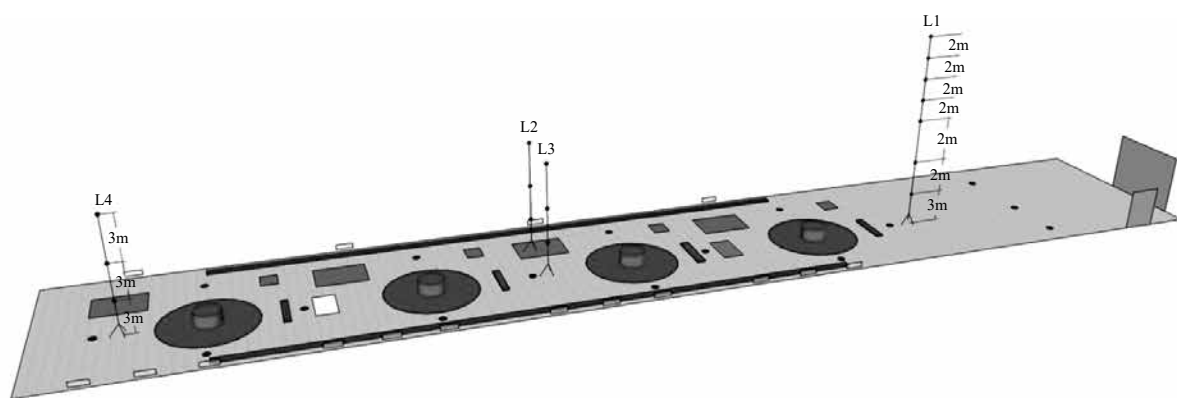
图 1 发电机层现场测试过程

测试人员在 L1 测杆顶端的行车上, 又垂直等间距 (间隔 2m) 布置 4 个温湿度探头。为了获得发电机层空间及时间上的连续性温度分布, L1 测杆的连续工作时间从 2017 年 8 月 17 至 2018 年 2 月 2 日, 共 170 天, 设置模块获取温湿度数据间隔为 1h。同时, 采用 TSI 对发电机层工作区 ($H=2$) 环境参数进行测试, 上游布置 5 个测点 (T1~T5), 中游布置 6 个测点 (T6~T11), 下游布置 5 个测点 (T12~T16)。具体测点布置示意图见下图 2。

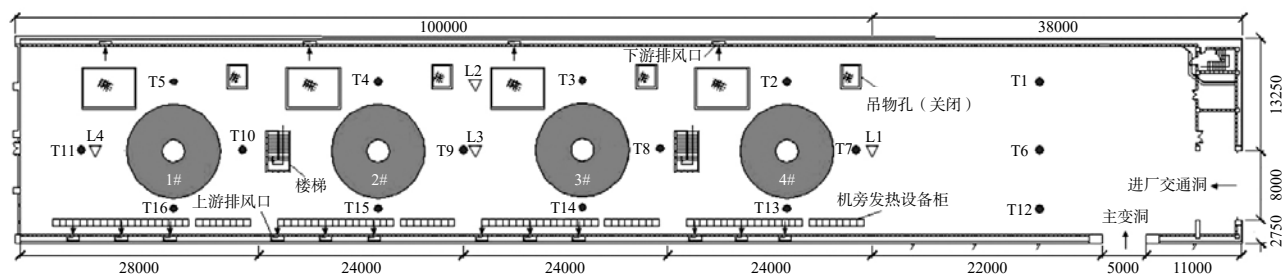
2 热湿环境测试结果及分析

2.1 厂房工作区温湿度分布 ($H \leq 2\text{m}$)

冬、夏季空调工况采用 TSI 热线风速仪对发电机层工作区 (2m) 环境参数测量结果如图 3。从图 3 可以看出, 冬季和夏季的空调工况下, 从安装场至 1# 机组厂房温度逐渐升高, 相对湿度逐渐降低, 这是因为安装场位于交通洞末端, 无论是冬季还是夏季, 来自交通洞的空气温度低, 使得安装场区域温度相对较低。从 4# 机组到 1# 机组, 热源数量逐渐增多, 进而导致空气温度相对较高。厂房相对湿度的变化与温度正好相反。经计算, 在夏季空调工况下, 厂房安装场与 1# 机组两端空气温度差最大为



(a) 空间示意图



(b) 平面示意图

图 2 发电机层测点布置示意图

0.6℃, 相对湿度差最大为 12%; 在冬季空调工况下, 厂房安装场与 1# 机组两端空气温度差最大为 1.2℃, 相对湿度差最大为 2%。分析夏季空调工况下, 厂房两端湿度差较大原因: 在夏季, 交通洞对流经空气有降温加湿作用, 来自交通洞的较大湿度的空气进入厂房安装场区域, 同时由于安装场区域无热源, 因此, 导致安装场区域相对湿度较大。在实际工程中, 电站通过关闭交通洞来阻止湿空气的进入, 减少湿空气对发电机层机组设备的影响。

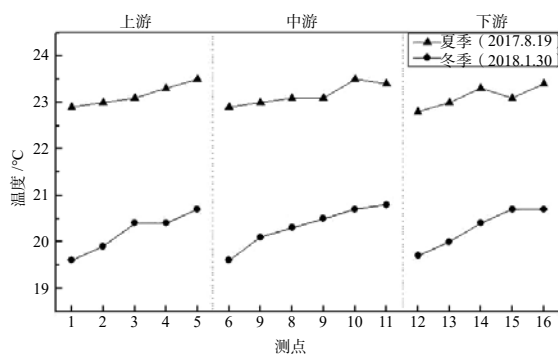
2.2 厂房空间温湿度分布 ($H > 2\text{m}$)

为了研究厂房三维空间温湿度分布^[11], 在发电机层内在水平方向分别布置 L1, L2, L3, L4 测杆, 分别测试夏季与冬季典型季节工况下厂房空间垂直温度分布。各测杆测点的温度、相对湿度变化曲线如图 4 所示。

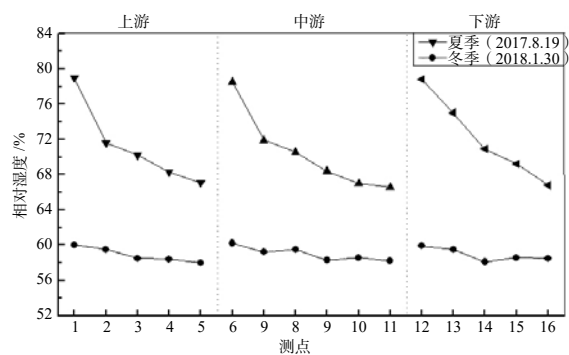
由测点布置示意图 2 可知, 测杆 L1 位于发电机层 4# 机组与安装场之间, 因此测杆 L1 上的测点易受交通洞末端进风影响, 而交通洞末端空气参数受入口 (室外) 空气温湿度影响较大。因此, 从图 4 可以看出, 发电机层内空气温湿度呈全年周期性波动, 在 9~10 月份温度最高, 厂内全年最高温度为 26.81℃, 相对湿度最大为 91%, 1~2 月份温度最

低, 最低温度为 19.88℃, 相对湿度最大为 77%。根据地下水电站设计规范要求^[12,13], 厂房内主要区域的设计参数为: 夏季工况下, 发电机层设计温度 $T \leq 27^\circ\text{C}$, $H \leq 75\%$ 。冬季工况下, $T \geq 13^\circ\text{C}$, $H \leq 70\%$ 。对比分析发现, 仙游电站冬夏季发电机层内温度满足规范设计要求, 但是相对湿度却远超出室内设计参数^[13], 较高的湿度与该电站所处的地理环境位置关系密切相关, 仙游属于亚热带海洋性季风气候, 年平均降雨量 1300~2300mm, 年平均相对湿度 76.4%。

在夏季工况下, 厂房内的温湿度变化规律呈现周期性波动。图 5 中, L2 杆在 3m 处温度比 6m 和 9m 处温度均低, 空间上下温度最大差值为 0.25℃。分析原因, 从测杆布置示意图 2 可以看出 L2 测杆位于 2#, 3# 热源侧边, 由于机组热源产生向上的浮力热羽流^[7], 3m 处测点位于机组热源的侧边, 受到的热羽流影响较小, 而 6m, 9m 处测点受到的机组热源产生的浮力热羽流影响较大; 相对湿度与温度变化规律相反, 空间上下相对湿度最大差值为 3%。从图 6 中 L3 测杆的数据可以看出, 空间温度分层比较明显, $H=9\text{m}$ 处温度最低, $H=6\text{m}$ 处温度其次, $H=3\text{m}$ 处温度最高, 空间上下温度最大差值

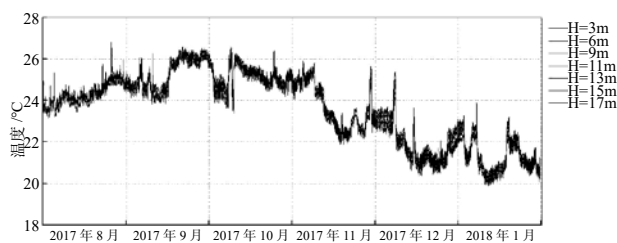


(a) 温度

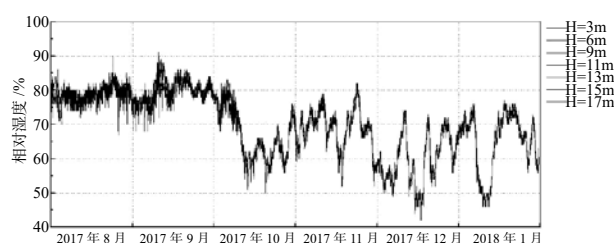


(b) 相对湿度

图 3 发电机层各测点温湿度分布曲线

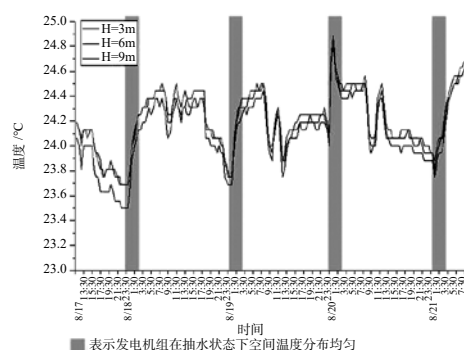


(a) 温度

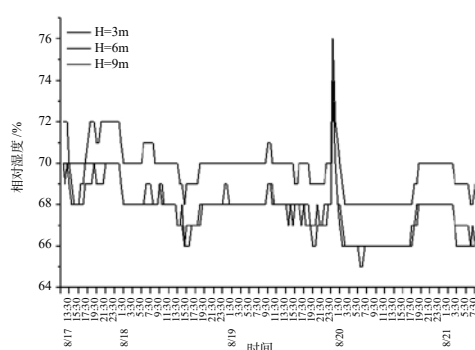


(b) 相对湿度

图 4 L1 杆各测点温度、相对湿度变化曲线

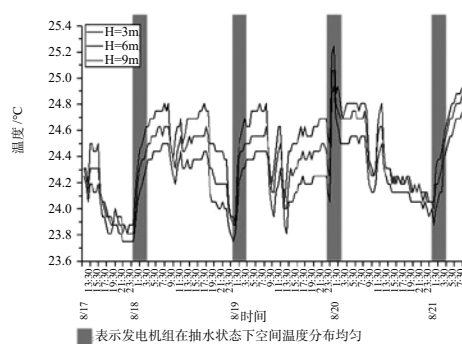


(a) 温度

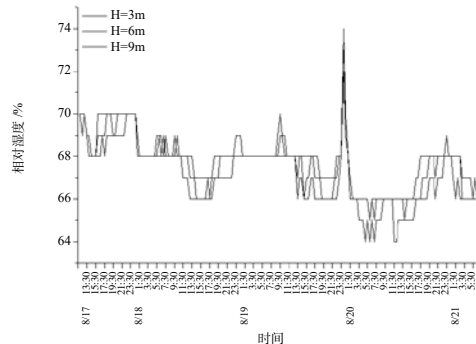


(b) 相对湿度

图 5 夏季 L2 杆温度湿度变化曲线图

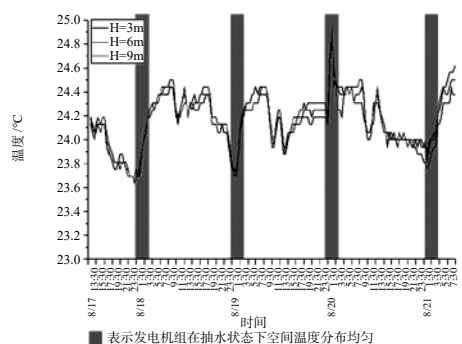


(a) 温度

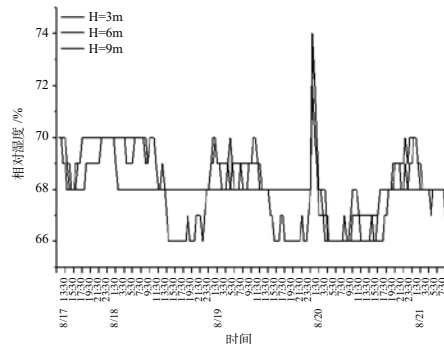


(b) 相对湿度

图 6 夏季 L3 杆温度湿度变化曲线图



(a) 温度



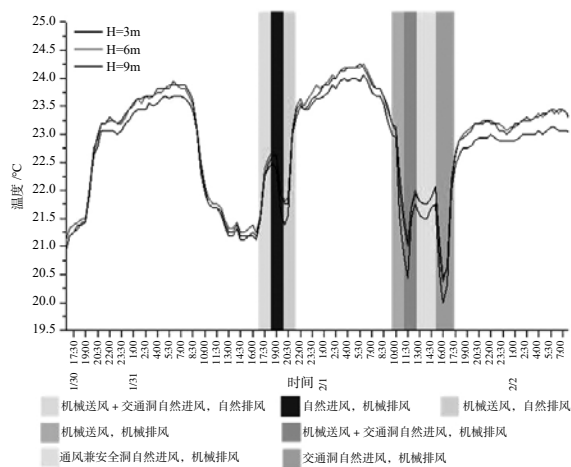
(b) 相对湿度

图 7 夏季 L4 杆温度湿度变化曲线图

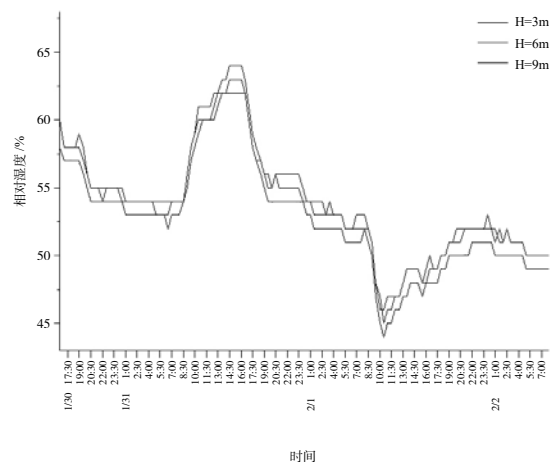
为 0.44°C 。分析原因, L3 测杆位于 3#, 4# 机组之间, 即整个厂房机组热源中间位置, 由于夏季空调送风为顶送风方式, 而 L3 测杆也正好位于送风口正下方, 因此上部 9m 处测点受到的空气射流动量较大, 而受到的浮升热羽流影响较小, 相反, 下部 3m 处测点位于两个机组热源产生的热羽流交汇点, 受浮升热羽流影响大同时离顶层送风口距离较远, 受到的冷射流量较小。中间 6m 处测点受到的影响介于 3m 和 9m 测点之间, 因此 L3 测杆处空气温度出现了明显的分层现象, 由下到上温度逐渐降低; 相对湿度变化规律正好相反, 空间上下相对湿度最大差值为

2%。图 7 中 L4 测杆的 3 个高度处的温度数据差异较小, 空间上下温度最大差值为 0.25°C , 分析原因, L4 测杆位于 1# 机组旁, 附近热源数量少, 同时 L4 测杆上方正对空调送风口, 受到来自空调送风口的空气冷射流较大, 而受浮升热羽流较小, 因此区域的空间温度垂直分布较为均匀, 相对湿度变化规律正好相反, 空间上下相对湿度最大差值为 2%。

同时, 从 L2, L3, L4 的测点温度变化曲线中可以看出, 测试期间每天的 23:00 到次日的 3:00, 由于机组处于非发电状态, 机组散热量较小, 在空调送风状态下, 每根测杆 3 个测点位置的温度曲线

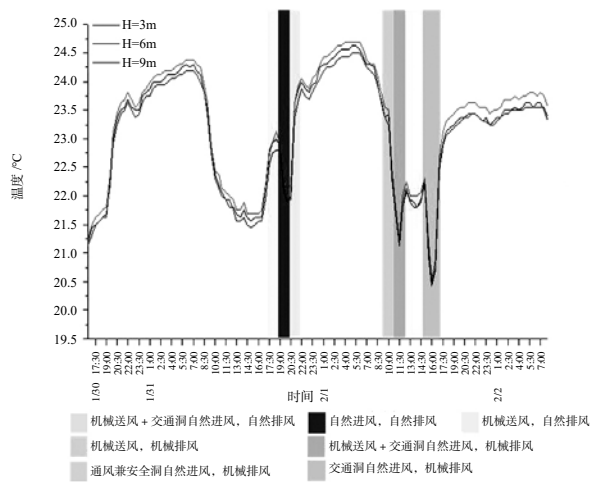


(a) 温度

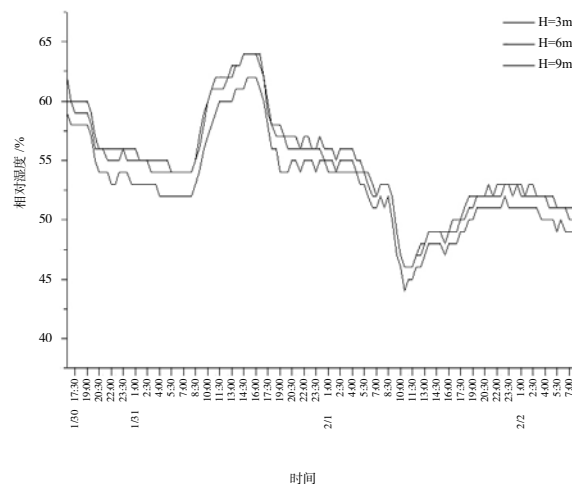


(b) 相对湿度

图 8 冬季 L2 杆温度湿度变化曲线图

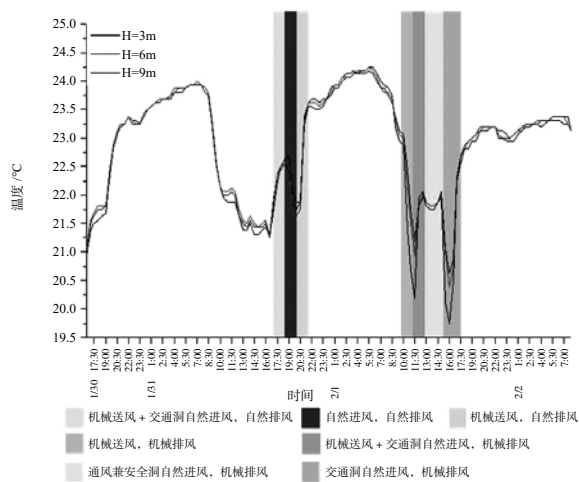


(a) 温度

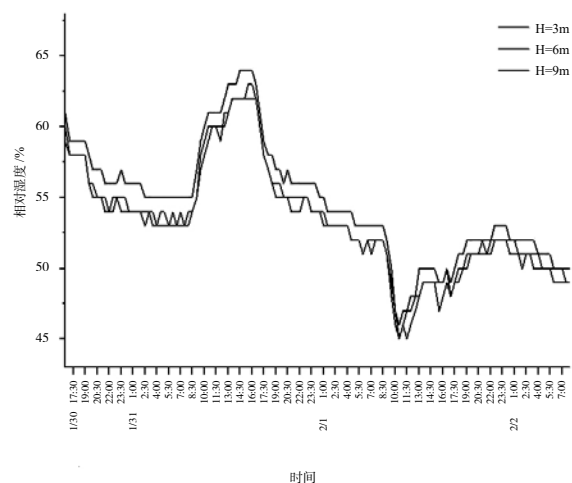


(b) 相对湿度

图 9 冬季 L3 杆温度湿度变化曲线图



(a) 温度



(b) 相对湿度

图 10 冬季 L4 杆温度湿度变化曲线图

基本重合,该时段整个厂房内的温度处于稳定均匀状态,如图8到图10中温度曲线着色区域。

从图8至图10可以看出,在冬季工况下,厂房内的温湿度变化规律亦呈现周期性波动。图8所示,L2测杆在 $H=3\text{m}$ 处温度比6m和9m处温度均低,空间上下温度最大差值为 0.75°C 。其原因与L2夏季工况下相同,从测杆布置示意图2可以看出L2测杆位于2#,3#热源侧边,由于机组热源产生向上的浮力热羽流,3m处测点位于机组热源的侧边,受到的热羽流影响较小,而6m,9m处测点受到的机组热源产生的浮力热羽流影响较大;相对湿度与温度变化规律相反,空间上下相对湿度最大差值为2%。从图9L3测杆的数据可以看出,该区域空间温度分层比较明显, $H=9\text{m}$ 处温度最低, $H=3\text{m}$ 处温度其次, $H=6\text{m}$ 处温度最高,其规律与夏季工况有稍许不同,空间上下温度最大差值为 1.06°C 。分析原因,L3测杆位于3#,4#机组之间,即整个厂房机组热源中间位置,由于电站冬季仍运行空调模式,而L3测杆也正好位于送风口正下方,因此上部9m处测点受到的空气射流动量较大,温度较低;下部 $H=3\text{m}$ 处测点由于受到来自正面交通洞末端冷气流的影响,因此 $H=3\text{m}$ 处温度低于6m处空气温度;而 $H=6\text{m}$ 处温度之所以较高,主要是因为该测点受到3#,4#两个机组热源产生的热羽流影响较大,同时离顶部送风口距离较远,高于交通洞末端风口,受到的冷风量较小。相对湿度变化规律正好相反,空间上下相对湿度最大差值为3%。图10L4测杆3个高度处的温差较小,空间上下温度最大差值为 0.25°C ,其原因与夏季工况相同,即L4测杆位于1#机组旁,附近热源数量少,同时L4测杆上方正对空调送风口,受到来自空调送风口的空气冷射流较大,而受浮升热羽流较小,因此区域的空间温度垂直分布较为均匀,相对湿度变化规律正好相反,空间上下相对湿度最大差值为4%。

3 结论

(1)受交通洞末端空气及发电机层热源分布影响,厂房工作区两端($H\leq 2\text{m}$)温湿度分布不均匀,从安装场至1#机组厂房温度逐渐升高,相对湿度逐渐降低。夏季,厂房两端空气温差最大为 0.6°C ,相对湿度差最大为12%,冬季温差最大为 1.2°C ,相对湿度差最大为2%。

(2)发电机层内空气温湿度呈全年周期性波动,在9~10月份温度最高,厂内全年最高温度为 26.81°C ,相对湿度最大为91%,1~2月份温度最低,最低温度为 19.88°C ,相对湿度最大为77%。

(3)厂房空间($H>2\text{m}$)温、湿度分层受热

源产生热羽流及顶送风射流影响,在发电机层热源中心位置,厂房空间垂直温湿度分层明显,在热源两端位置,厂房空间垂直温湿度分布均匀。夏季空调工况下,厂房热源中心位置空间温度分层从下到上依次递减,空间上下最大温差为 0.44°C ,相对湿度最大差值为2%。冬季工况分布规律与夏季不同, $H=9\text{m}$ 处温度最低, $H=3\text{m}$ 处温度其次, $H=6\text{m}$ 处温度最高,空间上下温度最大差值为 1.06°C 。相对湿度最大差值为4%。

(4)仙游电站为地下式抽水蓄能电站,间歇运行是其主要工作特点。建议根据室外气象条件和运行特点,对空调通风系统采取梯级运行方案,以降低运行能耗,保障发电设备工艺安全与人体健康。

参考文献

- [1] 李淑华,王继业.中国水电发展概况[J].水电站机电技术,2009,03:105-107.
- [2] 杨述仁等.地下水电站厂房设计[M].水利电力出版社,1993.
- [3] 颜加明,魏明睿.地下水电站主厂房发电机层温湿度分析[J].暖通空调,2013,05:98-101.
- [4] 胡凤山,刘胜全.水电站通风设计中的几个技术问题[J].东北水利水电,1997,06:3-5.
- [5] 陈宗器.中国水电开发现状及其展望[J].电器工业,2003,09:6-16.
- [6] 唐怀林.呼和浩特水电站地下主厂房通风气流组织优化模型试验:封闭吊物孔、安装接风机[D].西安建筑科技大学,2009.
- [7] Li Angui, Ren Tong, Yang Changqing et al. Numerical simulation, PIV measurements and analysis of air movement influenced by nozzle jets and heat sources in underground generator hall[J]. Building and Environment,2018,131:16-31.
- [8] 陈言桂.琅琊山水电站地下厂房发电机层拱顶送风气流组织试验与研究[D].重庆大学,2015.
- [9] 杨晓峰,杨志刚,丁帅等.白莲河抽水蓄能电站地下厂房通风能效测试及评价分析[J].水力发电,2013,10:58-60.
- [10] 蒋水合.大空间空气环境参数检测方法与控制策略研究[D].重庆大学,2006.
- [11] 范存养.国外大空间建筑的空调设计[J].暖通空调,1996,04.
- [12] 《水力发电厂供暖通风与空气调节设计规范》(NB/T 35040-2014).
- [13] 《水力发电厂厂房采暖通风与空气调节设计规程》(DL/5165-2016).

深埋大断面地下风道降温凝湿规律分析

渠永通, 肖益民

(重庆大学, 四川重庆 400045)

[摘要] 结合多个工程的现场实测情况, 总结得出空气流过深埋大断面地下风道会依次经历干冷却、结露凝湿和起雾凝湿三个阶段, 分析得出大断面地下风道降温凝湿不同阶段的主要影响因素。通过对实测数据的拟合, 得到空气在大断面地下风道中降温凝湿过程曲线随影响因素变化的规律, 即空气起始凝湿相对湿度和凝湿湿湿比随通风量、进口空气含湿量等运行条件变化的关系图, 可为后续相关研究及工程应用提供参考。

[关键词] 地下风道; 降温凝湿; 实测数据; 因素分析; 数据拟合

0 引言

地下风道作为一种节能技术在绿色建筑^[1]、地下厂房^[2]、影剧院^[3]和低温仓储^[4]工程中得到了广泛应用。视工程具体情况, 其对进口高温高湿空气具有不同程度的降温去湿能力。正确计算空气流经地下风道的参数变化, 是评价地下风道对空气的处理能力、确定风道出口空气状态参数的前提。针对空气流过地下风道时的降温去湿过程, 相关学者做了大量的分析研究^[5-7], 提出了图 1 所示的理论模型, 并以此为基础建立了相应的计算方法^[8-10]。即空气先沿等含湿量线干冷却, 相对湿度达到 90%~95% 后, 再沿等相对湿度线变化, 但模型中的关键参数, 即从干冷却向湿冷却转折点的相对湿度取值未提供明确的依据。因此, 该模型存在以下两个关键问题: 一是如何准确确定空气开始凝湿的转折点, 即怎样计算该点的相对湿度值? 二是空气出现凝湿以后, 状态是否沿等相对湿度线变化?

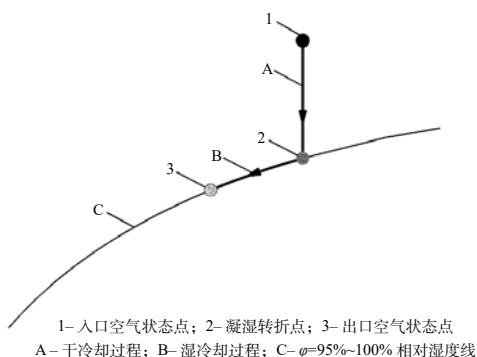
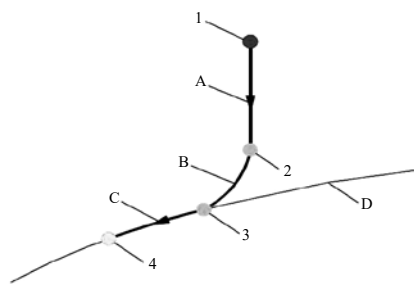


图 1 现阶段划分空气冷却过程为两个阶段的示意图

经过理论分析结合实测情况还发现, 空气在流过地下风道降温凝湿的过程中, 断面参数分布存在极大的不均匀性, 同一断面靠近壁面的空气要比中心空气提前降温凝湿^[11]。这也意味着空气的湿冷却

过程必然存在局部空气饱和的结露凝湿和全部空气饱和的起雾凝湿两个阶段 (见图 2), 而非目前广泛采用的仅有饱和凝湿单一阶段的理论模型。同时, 利用前述模型进行数值计算也会出现风道内局部节点的温度和凝湿量与实测结果差异明显的现象。因此, 仅将风道内空气的冷却减湿过程简化为干冷却和湿冷却两个阶段显然与实际情况不符。



1- 入口空气状态点; 2- 起始凝湿点; 3- 完全凝湿点; 4- 出口空气状态点;
5- 干冷却过程; 6- 结露凝湿段; 7- 起雾凝湿段; 8- $\phi=100\%$ 相对湿度线。

图 2 真实流动中空气冷却呈现出的三个阶段示意图

本文通过理论建模、实地测试和数据拟合等方法, 改进原有模型^[10]中关于湿空气在冷凝条件下与岩体壁面换热系数的模糊表述, 从现有冷凝传质模型^[12]出发, 对空气流经地下风道冷却减湿的三个阶段进行深入分析, 重点探讨模型中的关键参数——起始凝湿点 (即空气由干冷却向湿冷却过渡的转折点处相对湿度) 和凝湿湿湿比 (空气未完全饱和前, 湿冷却过程线的斜率) 的影响因素, 以期得出具有典型代表性的普遍规律, 为实际工程计算提供更为准确的数值计算参考。

1 状态参数方程

地下风道埋深的不同决定着其受地表温度波动影响的强弱, 但当风道埋深大于 4m 时, 地层温度则基本保持恒定^[6], 常年维持在当地年平均气温附近^[13]。此时, 可将地下风道按断面等周长简化为当量圆柱模型^[14], 其总的控制方程主要包括岩体内部

收稿日期: 2018-03-14

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51678088) 资助。

作者简介: 渠永通 (1993—), 主要研究方向为地下通风。

的导热方程、空气与岩体壁面间的总换热方程和气流沿程的热湿平衡方程,在此不做赘述。

通过前述分析可知,室外高温空气流过长距离地下风道会依次经历干冷却、结露凝湿(断面平均相对湿度 $\varphi < 100\%$)和起雾凝湿(断面平均相对湿度 $\varphi = 100\%$)三个阶段,其断面气流速度和沿程相对湿度的典型分布如图 3 所示^[11]。为进一步建立准确计算空气流经地下风道时的凝湿量和温湿度等参数的模型,在控制方程的基础上,需对冷却凝湿的三个阶段分别建立相应的空气状态参数方程。对于干冷却阶段和起雾凝湿阶段(完全饱和和凝湿),可分别根据干冷却机理(该阶段地下风道内的空气温度降低,而含湿量不变)及 Goff-Gratch 提出的经验公式(其在温度为 $(20\sim 40)^{\circ}\text{C}$ 的范围内与真实数据的误差最小^[15])直接给出,问题的关键转化为了结露凝湿阶段空气状态参数方程的求解。

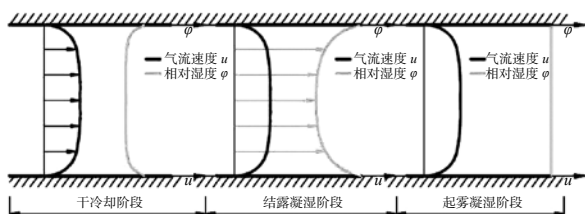


图 3 断面气流速度和沿程相对湿度的典型分布示意图

(1) 干冷却阶段空气状态参数方程:

$$\begin{cases} d = d_0 \\ \varphi = \frac{d}{d_0} \end{cases} \quad (1)$$

(2) 起雾凝湿阶段 Goff-Gratch 经验公式 ($T > 273.15\text{K}$):

$$\begin{cases} \log p_b = C_1\left(\frac{T_2}{T} - 1\right) + C_2 \log\left(\frac{T_2}{T}\right) - C_3\left(10^{C_4\left(1 - \frac{T_2}{T}\right)} - 1\right) + \\ C_5\left(10^{C_6\left(\frac{T_2}{T} - 1\right)} - 1\right) + C_7 \\ d = 622\varphi \frac{p_b}{B - p_b} \\ \varphi = 100\% \end{cases} \quad (2)$$

其中, $C_1 = -7.90298$ 、 $C_2 = 5.02808$ 、 $C_3 = -1.3816\text{e}-7$ 、 $C_4 = 11.344$ 、 $C_5 = 8.1328\text{e}-3$ 、 $C_6 = -3.49149$ 、 $C_7 = \log(1013.246)$ 。

式中: d 为计算节点处的空气含湿量 (g/kg(a)); d_0 为空气入口含湿量 (g/kg(a)); p_b 为对应温度下湿空气的饱和水蒸气分压力 (Pa); T 为计算节点处的空气开氏温度 (K); T_2 为水在标准大气压力下的沸点, 373.15K ; B 为当地大气压力 (Pa); φ 为湿空气相对湿度。

空气流经地下风道的结露凝湿阶段实际上是一个包含有远离风道壁面空气的干冷却和靠近风道壁面空气的湿冷却的混合过程,宏观上表现为风道断面平均空气参数从开始时未完全饱和到结束时完全饱和的特征。结合传热凝湿理论可知,对于任意时刻下的进风空气,其沿程参数的变化是连续的,且气流与风道壁面的沿程换热量值也是连续的,因此,该阶段风道断面平均空气参数的真实变化过程在焓湿图上可描绘为一条温湿比斜率逐渐减小的下凹曲线,如图 2 所示。但由于该阶段的传热传质过程十分复杂,难以从理论上分析得到其对应的状态参数方程,因此,通过大量实测数据的分析拟合即成了解决该问题最为直接有效的研究方法。

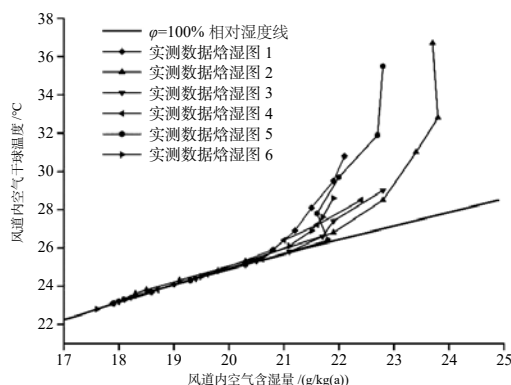


图 4 根据部分实测数据绘制得到的地下风道空气沿程焓湿曲线图

完整的非线性拟合要求在同一时刻下采集多个密集测点的大量数据,而受人员和仪表数量的限制,实测条件往往难以满足上述要求。同时,实测结果表明,空气在地下风道内的结露凝湿过程线均接近为一段斜直线段,本文两个电站进风道测试数据所绘制的焓湿图线为例进行说明,如图 4 所示。因此,可在现有实测数据的基础上对原有曲线进行线性简化,并以多个测点两两连线的平均温湿比作为该阶段简化曲线的斜率,而该曲线与竖直干冷却线的交点即为空气结露凝湿阶段的起始凝湿点。其简化过程示意图如图 5 所示。

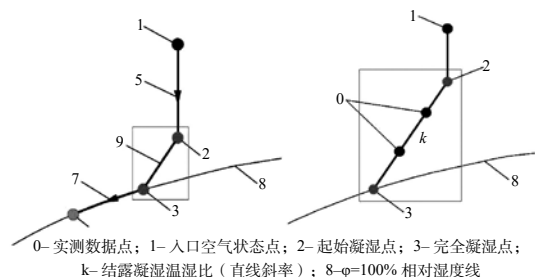


图 5 焓湿图上空气结露凝湿过程线的线性简化示意图

2 测试情况及数据

2.1 测试对象及方法

实测对象包括全国不同地区共 9 个深埋地下工程的 12 条进风道。每条地下风道在测试期间均包含不同进口空气温度和通风量的多组测试数据，各地下风道的具体信息和对应的测试时间如表 1 所示。

表 1 测试对象地下风道基本信息及测试时间表

编号	对象名称	地理位置	风道长度 /m	风道截面积 /m ²	测试时间
1	A 工程交通兼进风道	重庆市	685	39.6	2016 年 8 月
2	B 工程交通兼进风道	江苏省	1629	65.0	2010 年 6 月
	B 工程安全兼进风道		1358	65.0	
3	C 工程交通兼进风道	江西省	1500	50.0	2017 年 8 月
	C 工程安全兼进风道		1300	50.0	
4	D 工程交通兼进风道	福建省	1500	50.0	2011 年 8 月
5	E 工程主交通兼进风道	贵州省	390	58.0	2008 年 7 月
	E 工程辅交通兼进风道		760	58.0	
6	F 工程交通兼进风道	云南省	210	33.8	2008 年 7 月
7	G 工程交通兼进风道	四川省	305	36.0	2009 年 7 月
8	H 工程 1# 交通兼进风道	广东省	1550	48.8	2009 年 7 月
9	H 工程 2# 交通兼进风道		1250	48.8	

上述实测均采用人工记录与自动记录仪器相结合的测试记录方式，测试参数包括进风道内各典型位置的空气温度、相对湿度、气流速度和风道壁面温度。以江西洪屏电站交通进风道的测试为例，选取了距进风道入口 0m、50m、150m、300m、500m、800m、1100m、1300m 和 1400m 处的 9 个截面作为测试断面，并在各测试截面悬挂自记式温湿度计（Testo 174H），测试记录时间间隔设定为 10min。同时，采用多功能空气测试仪（Testo 480）和红外激光测温仪（Testo 830）通过人工走行测试的方法分别对测试截面内多个测点的气流参数和壁面温度进行了测试和记录，各截面测点的具体布置如图 6 所示。测试完成后，根据风道内的气流速度对不同测点位置的测试数据进行了相应的时间延时换算，以保证同一时刻下气流沿程测试参数的对应性。

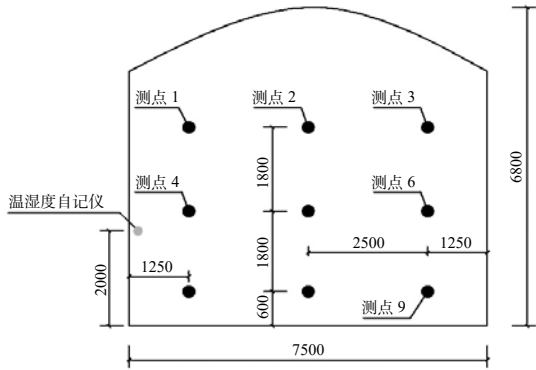


图 6 风道内各测试截面的测点布置图

2.2 影响因素分析

结露凝湿阶段本质是断面参数分布不均匀的气流与风道壁面热湿耦合传递的问题，其起始凝湿点和凝湿温湿比的大小可能受到风道节点空气温度、节点（即入口）空气含湿量、节点壁面温度、通风规模、岩体物性、风道大小和壁面粗糙度等多种因素的影响。对于岩体物性的影响，相关学者曾就多种常见的工程岩体进行了详细的对比分析，并得出了岩体物性对风道换热量影响不显著的结论^[14]。同时，各水电站地下进风道的工程条件类似，岩体物性十分接近，因此可忽略岩体物性对空气结露凝湿换热的影响。实测过程中所获得的部分地下进风道的岩体物性如表 2 所示。对于壁面粗糙度的影响，实测风道的最大平均相对粗糙度为 0.03（实测平均绝对粗糙度为 15cm），而在壁面相对粗糙度为 0~0.04 的范围内，相同条件下其风道的换热结果曲线基本重合^[16]。

表 2 部分实测地下风道岩体物性表

编号	对象名称（对应修改）	岩体密度 / (kg/m ³)	岩体比热 J/(kg·K)	导热系数 W/(m·K)
1	A 电站进风道	3080	900	2.80
2	E 电站进风道	2736	920	2.47
3	F 电站进风道	2735	920	2.67
4	G 电站进风道	2980	900	2.70
5	H 电站进风道	2675	910	2.40

根据上述分析，影响地下风道空气结露凝湿换热过程的主要因素为节点空气温度、节点（即入口）空气含湿量、节点壁面温度、通风规模和风道大小，其中，节点空气温度和节点壁面温度实质上描述的是空气与壁面之间显热对流换热的强弱，因此可将二者合并为节点换热温差这一因素。而空气的含湿量则决定了其露点温度的大小，即空气焓湿变化曲线在焓湿图中的具体位置，相同干球温度下的进口空气，有可能由于含湿量的不同而具有不同的起始凝湿点和凝湿温湿比。为了研究得出结露凝湿过程起始凝湿点和凝湿温湿比的普遍规律，更好地服务工程计算，笔者在上述分析的基础上，结合入口空气含湿量，引入了单位壁面对应总质量温差 ω 的概念，单位壁面对应总质量温差的 ω 表达式为：

$$\omega = \frac{G\Delta t}{S} \tag{3}$$

式中： ω 为单位壁面对应总质量温差（kg·°C/(m²·s)）； G 为风道通风质量流量（kg/s）； Δt 为风道内某节点换热温差（即空气温度与壁面温度之差，表示某节点空气冷却凝湿后的最大温降）（°C）； S 为风道轴向单位长度壁面面积（类比于水力计算中的湿周）（m²）。

地下风道入口空气含湿量则用 d 表示, 最终得到不同条件下空气结露凝湿换热过程线, 可用单位壁面对应总质量温差和空气含湿量这两个变量来描述。其具体函数关系的确定, 则需在建立相应三维坐标的前提下, 根据实测数据进行变量之间的曲面拟合来完成。

2.3 测试结果及数据拟合

实地测试数据往往带有一定的偶然性、波动性, 但大量的实测数据却能够表现物理量之间的某种既有规律。为了准确找出空气在不同测试条件下的起始凝湿相对湿度和凝湿温湿比, 需要数据组在起始凝湿点和完全凝湿点 (相对湿度刚好变为 100% 的点) 之间至少存在两个实测数据 (见图 5)。同时, 根据拟合优度检验的一般建议^[17], 在对实测数据拟合建模之前, 需进行坏值剔除。本次数据拟合采用数学统计判别法^[18], 以数据拟合曲面为标准 (假定真值), 剔除实测数据中偏差明显过大的部分测点, 其中, 起始凝湿点 (相对湿度) 的误差范围为 $\pm 3\%$, 凝湿温湿比的误差范围为 $\pm 0.3^\circ\text{C}/(\text{g}/\text{kg}(\text{a}))$ 。最终, 笔者从 12 条地下风道测试数据中共筛选出可用数据 464 组。

2.3.1 起始凝湿相对湿度

根据拟合建模要求, 应用所筛选出的 464 组数据, 以两个自变量为水平坐标, 因变量为纵坐标绘得如图 7 所示的散点图。

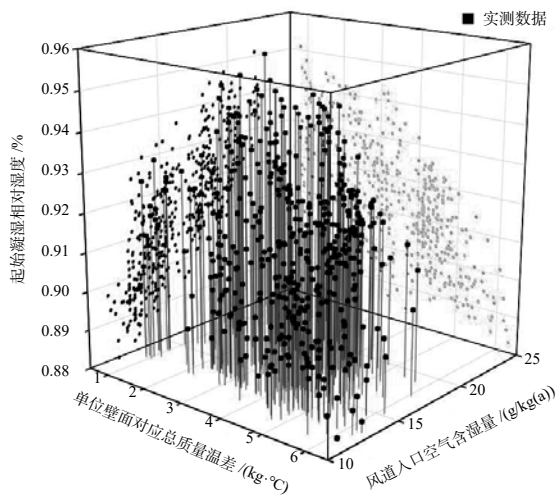


图 7 起始凝湿相对湿度与自变量之间的散点关系图

从图 7 可以看出, 空气起始凝湿相对湿度整体上随单位壁面对应总质量温差值的升高而减小, 随空气含湿量值的升高而增大。进一步分析可知, 当靠近壁面的空气开始结露凝湿时, 风道内单位壁面对应的空气质量温差越大, 意味着其断面空气参数分布越不均匀, 此时风道截面空气的平均相对湿

度也就越低; 而对于干球温度相同的进风空气, 当靠近壁面的空气开始结露凝湿时, 节点处的空气含湿量 (入口空气含湿量) 越大, 中心空气的相对湿度越高, 从而导致空气起始凝湿点即断面平均相对湿度升高。

利用 Origin 软件自带的非线性曲面拟合工具, 按照函数走向及拟合优度最高原则选用 Plane 拟合, 最终得到的拟合曲面如图 8 所示。

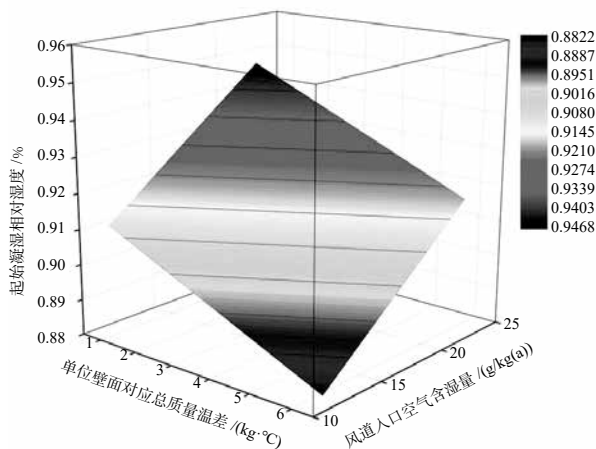


图 8 起始凝湿相对湿度随自变量变化的拟合曲面
起始凝湿点所对应的曲面拟合方程为:

$$\theta = 0.87728 - 0.0051\omega + 0.00328d \quad (4)$$

式中: θ 为空气凝湿起始相对湿度, 拟合方程相关系数 $R^2=0.74624$ 。

2.3.2 凝湿温湿比

同理, 可将上述 464 组数据以两个自变量为水平坐标, 凝湿温湿比为纵坐标绘得如图 9 所示的散点图。

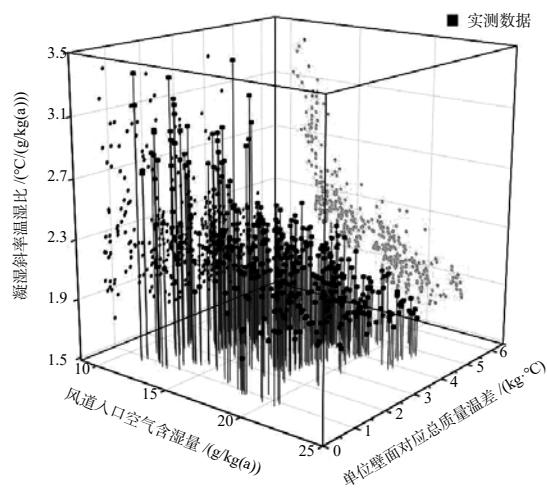


图 9 凝湿温湿比与自变量之间的散点关系图

从图 9 可以看出, 空气凝湿温湿比整体上随单位壁面对应总质量温差值和空气含湿量值的升高而减小, 且受值变化的影响十分明显, 而受值变化的影响则相对较弱。这主要是因为空气饱和相对湿度曲线的斜率 (温湿比) 随空气含湿量的降低而急剧升高, 即空气含湿量越低, 冷却减湿过程中的显热交换比重越大; 另一方面, 空气含湿量越大, 其开始结露凝湿时的断面平均相对湿度越高, 分布越均匀, 相同温差条件下换热产生的空气温降更小, 从而导致空气凝湿温湿比的降低。

利用 Origin 软件自带的非线性曲面拟合工具, 按照函数走向及拟合优度最高原则选用 Extreme2D 拟合, 最终得到的拟合曲面如图 10 所示。

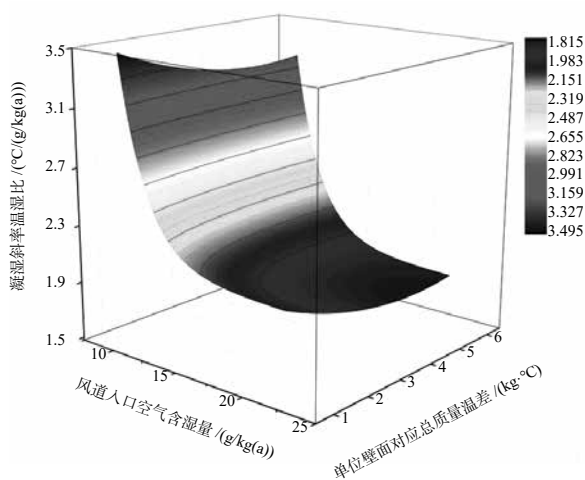


图 10 凝湿温湿比随自变量变化的拟合曲面
凝湿温湿比所对应的曲面拟合方程为:

$$k = 2.19515 - 0.15685\omega + 0.01621\omega^2 + 221.52248e^{-\frac{(d-2.14702)}{2.03837} - \frac{(d-2.14702)}{2.03837} + 1} \quad (5)$$

式中: k 为空气凝湿温湿比, 拟合方程相关系数 $R^2=0.77722$ 。

4 结论

本文以理论分析为基础, 结合实地测试数据得到了空气流经大断面地下风道冷却凝湿的典型变化过程, 并通过大量实测数据的分析拟合, 建立了大断面地下风道空气冷却凝湿变化曲线随影响因素变化的模型。改进了原有计算模型中空气冷却凝湿仅包含干冷却和湿冷却两个阶段的不完善之处, 提出了风道传热凝湿精确计算过程中不可忽略的结露凝湿阶段, 为后续相关研究及工程计算提供参考。

由于篇幅所限, 本文未涉及上述模型的程序化,

也未对利用工程实测数据对模型的验证结果加以叙述, 相关的对比分析, 作者拟另文介绍。

参考文献

- [1] 张弘, 林波荣, 叶建东. 地道风技术在传统四合院生态改造中的应用研究 [J]. 动感: 生态城市与绿色建筑, 2011(4):106-109.
- [2] 张嘉裕, 缪小平. 防护工程地道风升降温技术应用分析 [J]. 节能, 2008, 27(2):52-53.
- [3] 金久忻. 崇文地下影剧院地道风降温效果测定小结 [J]. 暖通空调, 1985(1):44-48.
- [4] 周景星, 赵思孟, 张来林, 等. 稻谷自然低温辅助通风保鲜技术的研究之一 通风降温系统的研究 [J]. 河南工业大学学报 (自然科学版), 1990(4):8-21.
- [5] Krarti M, Kreider J F. Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel[J]. Energy Conversion & Management, 1996, 37(10):1561-1574.
- [6] 周翔, 欧阳沁, 朱颖心, 等. 地道风降温技术的数值模拟和应用研究 [C]// 全国暖通空调制冷 2004 年学术年会资料摘要集 (2). 2004.
- [7] 忻尚杰. 空气经地下风道凝湿冷却的降温动态模拟 [J]. 地下空间与工程学报, 1989(1):44-51.
- [8] Li A, Yang C, Ren T. Modeling and parametric studies for convective heat transfer in large, long and rough circular cross-sectional underground tunnels[J]. Energy & Buildings, 2016, 127:259-267.
- [9] 苏华, 刘小兵. 深埋地道中空气-岩体动态换热计算模型 [J]. 太阳能学报, 2010, 31(8):972-978.
- [10] 刘希臣, 肖益民, 付祥钊. 地下风道空气析湿量数值计算方法 [J]. 暖通空调, 2012, 42(8):89-94.
- [11] 舒明均, 刘顺波, 李辉, 等. 深埋风道湿空气凝结数值模拟 [J]. 建筑节能, 2015(2):9-12.
- [12] 熊伟. 湿空气流过冷翅片表面析出液滴过程的热质传递数值仿真 [D]. 上海交通大学, 2013.
- [13] 刘晓燕, 赵军, 石成, 等. 土壤恒温层温度及深度研究 [J]. 太阳能学报, 2007, 28(5):494-498.
- [14] 郭谊婵. 地下水电站进风道气流参数通用计算模型研究 [D]. 重庆大学, 2010.
- [15] 周西华, 梁茵, 王小毛, 等. 饱和水蒸汽分压力经验公式的比较 [J]. 辽宁工程技术大学学报, 2007, 26(3):331-333.
- [16] 王晓理, 部亚男. 水电站坝体廊道引风降温效应模拟实验研究 [J]. 山西建筑, 2008, 34(31):252-254.
- [17] 朱燕堂, 赵选民, 徐伟. 应用概率统计方法 [M]. 西北工业大学出版社, 1996.
- [18] 周玉珠. 实验数据中的坏值及剔除方法 [J]. 大学物理实验, 2006, 19(2):65-67.

温度渐变时人体热反应的性别差异

陈天凯, 刘 红, 黄志超, 杜晨秋

(重庆大学低碳绿色建筑国家联合研究中心 绿色建筑与人居环境营造国际合作联合实验室, 重庆 400045)

[摘 要] 为了探究温度渐变环境下男性与女性人体热反应的不同, 以 26℃ 为中性温度, 在人工气候室模拟了偏冷与偏热情况下共四种工况, 并对 16 名在校大学生进行了主观问卷调查与客观生理参数的测量。通过探究主观感受或生理参数与环境温度的关系, 得到了如下结论: 温度渐变工况下, 男性与女性主观感觉和平均皮肤温度对外界温度变化的敏感程度多数情况下是相同的; 但男性与女性的热中性温度不同, 导致了男性更不能接受较高温度, 女性更不能接受较低的温度。

[关键词] 性别差异; 温度渐变; 人体热反应; 皮肤温度

0 引言

室内环境的好坏直接影响着人们的身心健康和工作效率^[1]。研究发现: 长期处于恒温恒湿的环境中, 人体自身调节机能会因为缺乏冷热刺激而退化^[2,3], 给人体身心健康带来损害^[4]。因此, 国内外学者对动态热环境展开了大量研究。其中, 温度渐变是动态热环境的一种典型方式^[5]。Ohon^[6]较为全面的分析了凉-中性, 中性-热的温度渐变环境下人体舒适感的变化规律, 认为平均热感觉投票 (TSV) 与操作温度之间存在着十分密切的线性关系; Kolarik^[7]研究了温度渐变环境下空气质量与病态建筑综合症对人体的影响; Schellen^[8]研究温度渐变对 TCV、生理反应和工作效率的影响。

研究表明由于个体差异的存在, 没有一个热环境能让所有人都满意^[9]。其中, 受试者性别差异带来的影响通常都认为比较小^[9,10]。在上述的研究中, 男性与女性没有区别对待。但也有学者认为女性比男性对温度变化更加敏感^[9,11]; 在相同的环境中女性的不满意率更高^[4,12-16]; 并且女性的热中性温度要比男性的高^[4,17,18]。

在温度渐变的环境下, 性别差异带来的影响是否需要加以考虑还没有一个明确的结论。本文将以此为研究点, 研究偏冷与偏热环境下, 性别差异对人体热反应的影响。

1 研究方法

在人工气候室采用实验进行研究, 该人工气

候室设置在一个房间内部, 控制精度达到 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 、 $\pm 5\%\text{RH}$ 。

1.1 实验方案

基于人体平均皮肤温度 (T_{skin})、主观问卷来综合研究温度渐变时性别差异对人体热反应的影响。选取男女各 8 人, 均为在校大学生, 穿着统一购置服装, 独立完成所有设计工况的测试。 T_{skin} 由八点法^[19]测出, 测试仪器选用美国 BIOPAC 公司 MP150 型 16 通道生理信号记录分析系统, 测量精度为 0.1°C , 数据采集间隔为 10s。主观问卷包括 TSV 和 TCV, TSV 标尺选用 ASHRAE 推荐的 7 级分度标尺^[20]; TCV 采用 0 至 4 的 5 级标尺。以上所有主观热反应的考核标尺如表 1 所示

表 1 主观调查问卷标尺

标尺	4	3	2	1	0	-1	-2	-3
TSV	—	很热	热	有点热	中性	微凉	凉	冷
TCV	难以忍受	很不舒适	不舒适	稍不舒适	舒适	—	—	—

1.2 实验设计工况

本次实验共设计 4 个工况, 分别涵盖了偏冷环境、偏热环境与中性环境之间的相互转变。实验设计工况的详细信息见表 2。

表 2 实验设计工况

设计工况	温度范围 / $^{\circ}\text{C}$	相对湿度 /%	温度变化率 /($^{\circ}\text{C}/\text{min}$)	实验时间 /min
偏冷	22~26	60	0.1	70
	26~22	60	0.1	70
偏热	26~30	60	0.1	70
	30~26	60	0.1	70

实验中, 采用德国 METREL 公司的 MI6401 型热舒适度测试仪对人工气候室的热环境参数进行不间断的监测和记录, 以保证环境参数符合要求。

1.3 实验步骤

实验过程分为实验前的适应准备阶段和正式实验阶段。受试者首先在准备间 (控制室) 按要求换上实验服装、佩戴仪器, 然后静坐 30min, 适应阶段的温度设定为各工况的起始温度, 保证受试者在

收稿日期: 2018-07-02

基金项目: “中央高校基本科研业务费”编号:

2018CDYJSSY0055 资助; 十三五国家重点研发计划项目课题“基于能耗限额的建筑室内热环境定量需求及节能技术路径”(编号: 2016YFC0700301); “高等学校学科创新引智计划资助”(编号: B13041)。

作者简介: 陈天凯 (1995—), 主要研究方向为室内环境与人体健康。

实验开始前有相同的热经历。30min 过后开始正式实验；正式实验阶段的具体流程如下：恒温段时长为 30min，每隔 5min 进行一次投票，变温段时长为 40min，每隔 4min 进行一次投票，整个实验历时 70min。

1.4 数据分析

将变温工况下的各个时刻的主观感受投票值和 T_{skin} 分别取算术平均，获得变温阶段主观感受投票值和 T_{skin} 随环境温度的变化趋势。统计分析采用 SPSS 22.0，显著性水平 $\alpha=0.5$ 。其中，采用单变量方差分析分析回归直线斜率与截距的差异。

2 实验结果与分析

2.1 偏冷环境实验结果与分析

2.1.1 热感觉投票值 (TSV)

偏冷条件下 TSV 随环境温度变化的趋势如图 1 所示。在偏冷环境下，TSV 与环境温度有良好的线性关系。通过单变量方差分析检验男、女受试者所得回归直线的回归系数，发现两种工况下男、女受试者所得回归直线的斜率无显著差异，截距有显著差异。

拟合的直线中，斜率可以代表单位温度变化对人体冷热感造成的影响，即人体对外界温度变化的敏感程度。这两种工况下，人体对环境温度的敏感

度均没有显著的差异，TSV 均按相同的规律变化。也就是说，如果样本量足够大，这些拟合的直线应该是一簇平行的直线。而相同工况下平行直线的截距差异，则体现了男性的热中性温度要低于女性。这一点与以前的研究^[4,17,18]是相符的。

2.1.2 热舒适投票值 (TCV)

偏冷条件下 TCV 随环境温度变化的趋势图如图 2 所示。二者在升温工况下有良好的线性关系，降温工况下的线性关系并不明显。

升温时，回归直线的斜率与截距均没有显著的差异。证明在此工况下性别差异并不明显。降温时，虽然没有明显的线性关系，但是通过散点图仍然可以看出随着温度的降低，受试者的舒适度逐渐降低，且女性的不舒适程度增长更快。这体现了女性在温度降低时更容易感到不舒适。

将 TSV 与 TCV 随温度变化的趋势进行对比，发现两者具有一致性，即受试者觉得不冷不热的热中性环境使人感到舒适，这一点在男、女之间没有差异。这也与王昭俊^[21]的研究成果类似。

2.1.3 平均皮肤温度 (T_{skin})

偏冷环境下 T_{skin} 随环境温度变化的趋势如图 3 所示。二者有良好的线性关系。

两种工况下，两条回归直线的斜率没有差异，

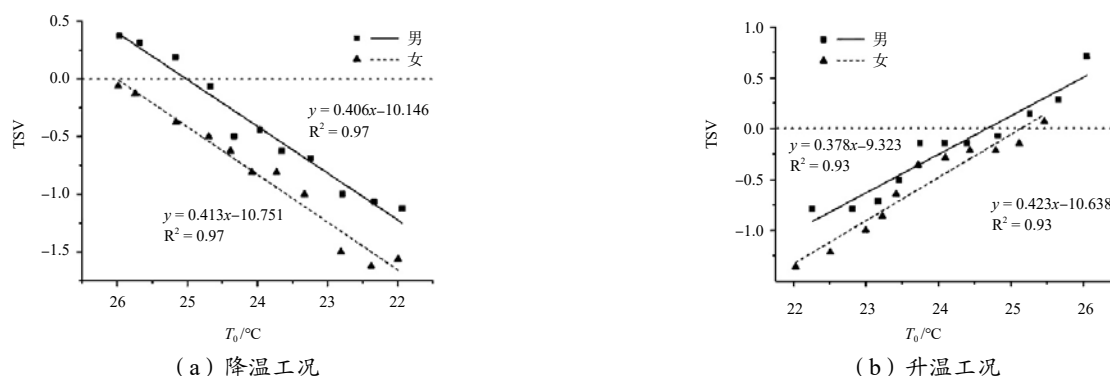


图 1 偏冷条件下 TSV 随环境温度变化的趋势

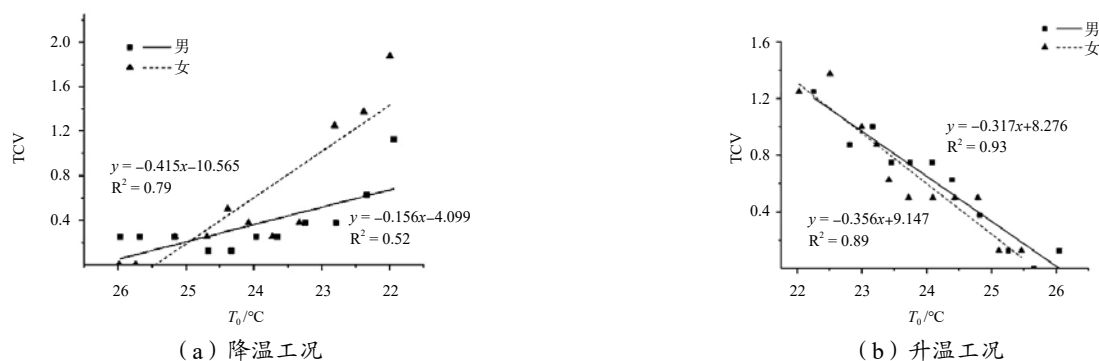


图 2 偏冷条件下热舒适随环境温度变化趋势图

截距均有差异。斜率可代表外界温度变化时 T_{skin} 变化的程度。在同一工况下,男性和女性 T_{skin} 与环境温度的拟合直线应该是两条平行的直线,这说明男性与女性 T_{skin} 的变化规律是相同的。而截距差异的显著差异体现了男性和女性在同一环境温度下有着不同的 T_{skin} 。这是由男、女天生身体素质的差异(基础代谢、体温调定点、汗腺发达程度等^[22])导致的。并且同一温度下男性的 T_{skin} 要比女性的高。

2.2 偏热环境实验结果与分析

2.2.1 热感觉投票值 (TSV)

偏热环境下 TSV 度随环境温度变化的趋势如图 4 所示。二者之间有良好的线性关系。

升温工况,回归直线的斜率有显著差异;降温工况,回归直线的截距有显著差距,其他情况下均无显著差异。在升温工况下,女性 TSV 随温度变化的幅度明显大于男性,在降温工况下,女性较男性更快的由热进入热中性,而男性则始终感觉较热。此时男性与女性对外界冷热的敏感程度相同,但男性在相同的温度下感觉更热,这说明了男性的热中性温度较女性更低,偏离中性温度更多。

2.2.2 热舒适 (TCV)

偏热环境下热舒适度随温度变化的趋势如图 5 所示。二者均有良好的线性关系。

每种工况,两条回归直线的斜率没有显著性差异,截距均有显著性差异。偏热工况下 TSV 与热舒适也有与 2.1.2 中类似的规律。

2.2.3 平均皮肤温度 (T_{skin})

偏热环境下 T_{skin} 随环境温度变化趋势如图 6 所示。 T_{skin} 与环境温度之间有良好的线性关系,检验回归曲线的差异性,结果表明:在升温工况,两条回归直线的斜率没有显著差异,其余情况下均有显著差异。

3 讨论与分析

实验结果表明男、女在温度渐变时的主观感受有显著差异。将实验各工况下男性与女性实验参数与环境温度回归直线差异性分析的结果汇总于表 3。

表 3 男性与女性实验参数与环境温度回归直线差异性分析

工况	TSV		TCV		T_{skin}	
	斜率	截距	斜率	截距	斜率	截距
22~26		√				√
26~22		√	\	\		√
26~30	√			√		√
30~26		√		√	√	√

注:√表示有显著差异;空白表示无显著差异;
\表示线性关系不明显,无法分析差异。

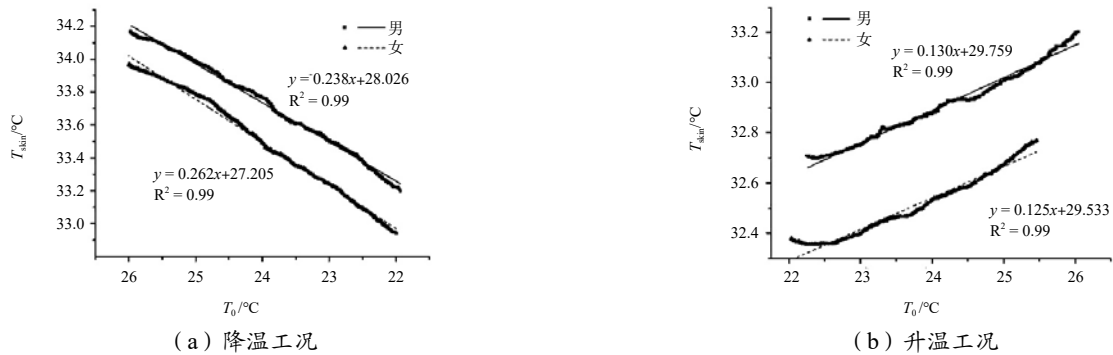


图 3 偏冷环境下 T_{skin} 随环境温度变化趋势

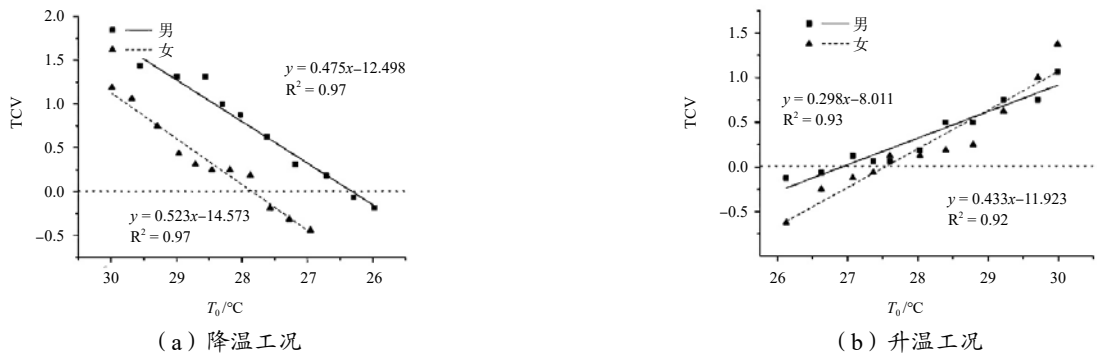


图 4 偏热环境下 TSV 度随环境温度变化趋势

前文已经说明斜率代表人体对外界环境变化的敏感程度, 截距代表男性与女性热中性温度或基础皮肤温度的差别。可以看出男性与女性在温度渐变情况下热反应的差异主要体现在中性温度不同上, 男性与女性对外界温度变化的敏感程度其实在多数情况下并没有显著的差异。据此, 可求出在各工况下的热感觉 (TS) 灵敏度和 T_m , 结果如表 4 所示。

表 4 TS 灵敏度与中性温度

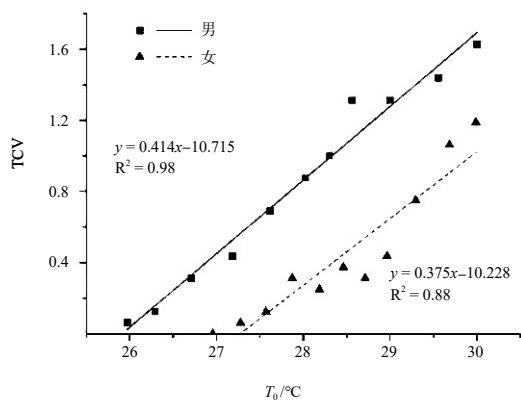
工况	22~26		26~22		26~30		30~26	
	男	女	男	女	男	女	男	女
$T_m/^\circ\text{C}$	24.7	25.1	25.0	26.0	26.9	27.5	26.3	27.9
TS 灵敏度 $/(1/^\circ\text{C})$	0.401		0.410		0.298	0.433	0.499	

除 26~30 工况下, TS 灵敏度基本相同, 偏热工况下 TS 灵敏度稍高。男性热中性温度更低, 男性与女性热中性温度差在 $0.4\sim 1.6^\circ\text{C}$ 之间。但是在相应情况下, 男性与女性对环境温度的敏感程度是相同的。在 26~30 工况下, 女性对环境变化更敏感, 这与以往的研究^[11]类似。

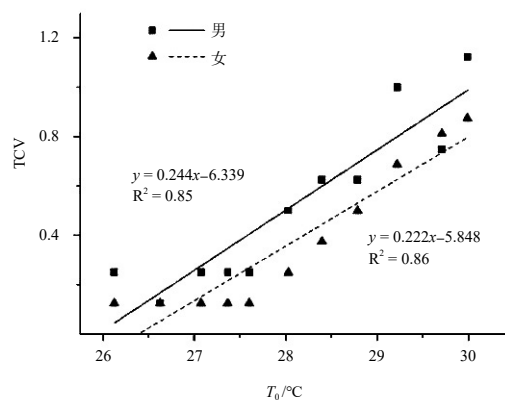
T_{skin} 能从客观的角度反映人体对外界环境的敏感程度, 与主观问卷调查类似, T_{skin} 与环境温度也有着良好的线性关系, 且大部分回归直线的斜率无差异, 仅有截距的差异, 这说明男性与女性 T_{skin} 变化的规律是相同的, 只是基础体温不同。这也从客观的角度印证了男、女在对外界温度的敏感程度上是相同的。 T_{skin} 的差异主要体现在 30~26 的工况下。其中, 初始 T_{skin} 基本相同, 女性 T_{skin} 随环境温度下降的速率明显要大于男性, 这表明在偏热的情况下女性身体机能较男性做出了更为有效的调节措施, 使女性能更好的适应偏热的环境, 体现出了女性在偏热环境下较男性有更好的适应性。因为女性的调节机制更加快速, 也导致了女性更快的度过热中性期, 较男性提前感觉到了冷。

4 结论与展望

本文通过男、女受试者的客观生理参数与主观问卷, 研究了男性、女性在人体热反应上的不同, 现有以下结论:

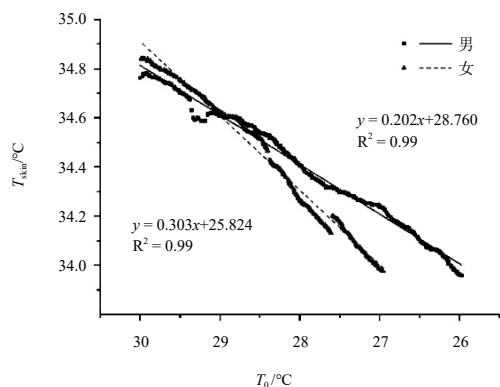


(a) 降温工况

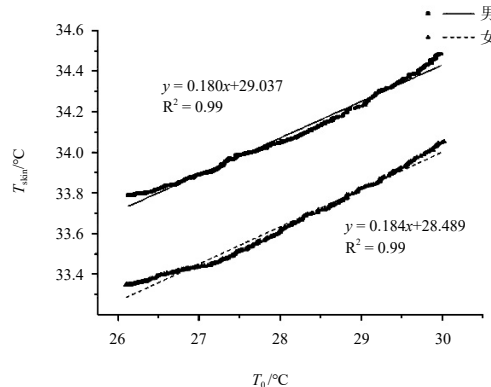


(b) 升温工况

图 5 偏冷环境下 T_{skin} 随环境温度变化趋势



(a) 降温工况



(b) 升温工况

图 6 偏热环境下 T_{skin} 随环境温度变化趋势

(1) 温度渐变时, 绝大多数情况下男性与女性的主观感受和 T_{skin} 对环境变化的敏感程度是无差异的。其中 TS 灵敏度在 $0.401\sim 0.499$ ($1/^\circ\text{C}$) 之间;

(2) 偏热 — 中性的温度渐变工况下, 女性的调节能力更强, 导致女性更喜欢偏热的环境;

(3) 不同工况下, 男性的中性温度比女性低 $0.4\sim 1.6^\circ\text{C}$ 。男性与女性的中性温度和基础皮肤温度是不同的, 这导致了男性更喜欢偏冷的环境, 女性更喜欢偏热的环境。

上述结论是在特定的温度范围, 特定的温度变化率下得出的, 结论的普适性还需要进一步的实验来验证。除此之外, 若要使结论准确的应用于实际环境中男性与女性的工作效率, 还需对相应工况下男性与女性工作效率的差异展开研究。

参考文献

- [1] Wyon D P. The effects of indoor air quality on performance and productivity[J]. Indoor Air, 2004, 14(s7): 92–101.
- [2] Yu J, Ouyang Q, Zhu Y, et al. A comparison of the thermal adaptability of people accustomed to air-conditioned environments and naturally ventilated environments[J]. Indoor Air, 2012, 22(2): 110–8.
- [3] Zhu Y, Ouyang Q, Cao B, et al. Dynamic thermal environment and thermal comfort[J]. Indoor Air, 2016, 26(1): 125–37.
- [4] Griefahn B, Künemund C. The effects of gender, age, and fatigue on susceptibility to draft discomfort[J]. Journal of Thermal Biology, 2001, 26(4–5): 395–400.
- [5] Hensen J L M. Literature review on thermal comfort in transient conditions[J]. Building & Environment, 1990, 25(4): 309–316.
- [6] Ohno H, Kuno S, Kida M, et al. Physiological and psychology responses in thermal transients with ramp change[J]. Ashrae Transaction, 1987, 93(2): 407–428.
- [7] Kolarik J, Olesen B W, Toftum J, et al. Thermal comfort, perceived air quality and intensity of sbs symptoms during exposure to moderate operative temperature ramps[J], 2007.
- [8] Schellen L, Lichtenbelt W D V M, Wit M H D, et al. Thermal comfort, physiological responses and performance during exposure to a moderate temperature drift[C]. International Conference on Indoor Air Quality and Climate, 2008.
- [9] Fanger P O. Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering[J]. Thermal Comfort Analysis & Applications in Environmental Engineering, 1972.
- [10] Parsons K. Human Thermal Environments: The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort, and Performance[M]. CRC Press, Inc., 2014: 67–68.
- [11] Pellerin N, Candas V. Combined effects of temperature and noise on human discomfort[J]. Physiology & Behavior, 2003, 78(1): 99–106.
- [12] Karjalainen S, Koistinen O. User problems with individual temperature control in offices[J]. Building & Environment, 2007, 42(8): 2880–2887.
- [13] Nagashima K, Yoda T, Yagishita T, et al. Thermal regulation and comfort during a mild-cold exposure in young Japanese women complaining of unusual coldness[J]. J.appl.physiol, 2002, 92(3): 1029–35.
- [14] Muzi G, Abbritti G, Accattoli M P, et al. Prevalence of irritative symptoms in a nonproblem air-conditioned office building[J]. International Archives of Occupational & Environmental Health, 1998, 71(6): 372–378.
- [15] Cena K, Dear R D. Thermal comfort and behavioural strategies in office buildings located in a hot-arid climate[J]. Journal of Thermal Biology, 2001, 26(4–5): 409–414.
- [16] Karjalainen S. Gender differences in thermal comfort and use of thermostats in everyday thermal environments[J]. Building and Environment, 2007, 42(4): 1594–1603.
- [17] Parsons K C. The effects of gender, acclimation state, the opportunity to adjust clothing and physical disability on requirements for thermal comfort[J]. Energy & Buildings, 2002, 34(6): 593–599.
- [18] Nakano J, Tanabe S I, Kimura K I. Differences in perception of indoor environment between Japanese and non-Japanese workers[J]. Energy & Buildings, 2002, 34(6): 615–621.
- [19] Gagge A P. Heat exchange between human skin surface and thermal environment[J]. Handbook of Physiology Reaction to Environment Agents, 1977, 9.
- [20] ASHRAE 55:2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2010.
- [21] 王昭俊. 关于“热感觉”与“热舒适”的讨论[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(2): 93–94.
- [22] 卫诣凡. 偏热环境下适宜风速实验与理论研究[D]. 重庆大学, 2015.

矩形, 在每个矩形中心布置测点, 每个断面共计 4 个测点。每个测试断面打两个测试孔。

2 测试结果

2.1 支路风机运行风量随入口静压的变化特性

通过测试数据分析得到①~⑤号风机在不同的入口静压下的运行风量不同, 如图 3 所示, 由图可知, 5 条曲线分别是①~⑤号支路风机在定转速下, 在不同的入口静压下的风量。由此可知, 支路风量随着支路入口静压的增大而增大, 大致成线性关系。以②号支路风机为例, 风量与入口静压的关系为 $y = 0.99x + 189.3$ ($R^2 = 0.9634$), 风量与入口静压呈显著线性相关关系。其他风机也呈现类似的特性。

2.2 ②号支路风机性能分析

以②号支路风机为研究对象, 测试风机性能曲线图 4 所示, 风量随支路入口静压如图 5 所示, 支路风量随入口静压的增大而增大, 在入口静压 P_r 为 3.8Pa 下, 支路风机提供的压力 P_t 为 45Pa, 支路风量为 $195\text{m}^3/\text{h}$, 在入口静压为 110Pa 下, 支路风机提供的压力 P_t 为 12Pa, 支路风量为 $298\text{m}^3/\text{h}$, 利用 $P_r + P_t = SQ^2$, 得到支路的阻抗 $S \approx 16632\text{kg}/\text{m}^5$ 。在不同静压下, 管网的阻抗 S 近似不变, 在 110Pa 静压下, 风量为 $298\text{m}^3/\text{h}$ 时, 带入 $P_r + P_t = SQ^2$, 得 $P_t \approx -30\text{Pa}$, 由此可知此时支路风机起阻碍作用, 对风机具有损害作用。因此当支路入口静压大于设计风量下的支路阻力时, 支路风机会起阻碍作用, 这种情况需要

避免。

在动力分布式通风系统中, 支路风机选择的关键是保证支路风机能够达到设计风量的需求, 且应避免支路风机起阻碍作用, 以及在运行时具有良好的风量可调性, 这些能否定量分析, 其产生的机理需要深入研究分析。

3 分析与讨论

3.1 支路风量偏移的解析分析

3.1.1 支路风量偏移的公式推导

动力分布式通风系统的一个特点是支路风机的入口压力与主风机入口压力不同, 主风机入口直接接入大气, 为零压, 而支路风机接入主风道, 其入口压力可能为正压, 零压或负压。

当支路入口为零压时, 有:

$$P_0 = SQ_0^2 \quad (1)$$

当支路入口为 ΔP 时, 有:

$$P_x + \Delta P = SQ_x^2 \quad (2)$$

式中: P_0 , P_x 为风机运行压力 (Pa); ΔP 为支路风机的入口静压 (Pa); Q_0 , Q_x 为风机的运行风量 (m^3/h); S 为管路阻抗 (kg/m^5)。

设 $m = \frac{\Delta P}{P_0}$, 为支路入口静压比, 即支路入口压力与设计风量下支路管段总阻力的比值。当入口为正压时, $m > 0$; 当入口为负压时, $m < 0$ 。

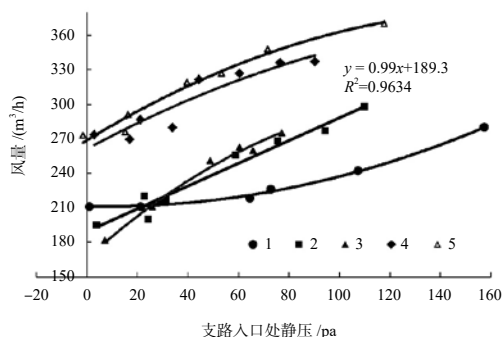


图 3 支路风量随支路入口处静压变化图

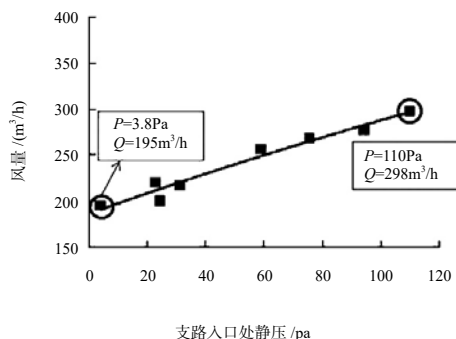


图 5 ②号支路风量随入口静压变化图

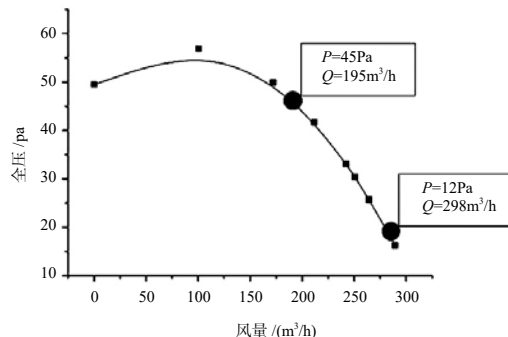


图 4 ②号支路风机性能曲线图

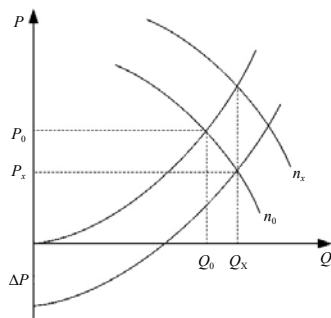


图 6 管网特性曲线与风机性能曲线分析图

式 (2) / (1) 可得,

$$\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right)^2 = \frac{P_x + \Delta P}{P_0} = \frac{P_x}{P_0} + m \quad (3)$$

又 P_x , Q_x 在转速为 $n=0$ 的风机性能曲线上, a , b , c 为风机性能曲线参数, 故应满足

$$P_x = aQ_x^2 + bQ_x + c \quad (4)$$

故:

$$\left(\frac{Q_x}{Q_0}\right)^2 = \frac{aQ_x^2 + bQ_x + c}{SQ_0^2} + m \quad (5)$$

设 $\frac{Q_x}{Q_0} = \beta$, 为风量偏差系数, 表明了实际风量偏离支路设计风量的程度。则上式可变换为:

$$\beta^2 = \frac{a}{S}\beta^2 + \frac{b}{SQ_0}\beta + \left(\frac{c}{SQ_0^2} + m\right) \quad (6)$$

上式为一元二次等式, 故可求出方程的根, 舍去负根为:

$$\beta = \frac{-\frac{b}{SQ_0} + \sqrt{\left(\frac{b}{SQ_0}\right)^2 - 4\left(\frac{a}{S} - 1\right)\left(\frac{c}{SQ_0^2} + m\right)}}{2\left(\frac{a}{S} - 1\right)} \quad (7)$$

3.1.2 支路风量偏移的影响因素

由式 (7) 可知支路风量偏离的影响因素为支路阻力特性 S 、风机性能 (主要表现为风机性能曲线的系数 a , b , c) 及支路进口压力比 (m)。利用这些影响因素可定量分析支路风量的偏离程度。对于支路进口压力比 (m) 而言, 有以下特性:

(1) 当 $m > 1$ 时, 即 $\Delta P > P_0$, 表明支路入口压力完全可克服支路的阻力。即支路风量大于设计值或支路风机起阻碍作用, 如测试案例所示, 这种情况是需要避免的。

(2) 当 $m=1$ 时, 即 $\Delta P = P_0$, 表明支路入口压力正好可克服支路的阻力。这种情况在动力分布式通风系统中较少存在, 最多存在一个支路是此情况。

(3) 当 $m < 1$ 时, 即 $\Delta P < P_0$, 表明支路入口

压力不足以克服设计风量下支路的总阻力。

以支路风机⑤为例 (风机性能曲线为 $P = -0.0018Q^2 + 0.256Q + 106.5$) 进行分析, 不同的设计风量 (分别为 $170\text{m}^3/\text{h}$, $200\text{m}^3/\text{h}$ 和 $250\text{m}^3/\text{h}$) 下随 m 的变化情况如图 7。由图 7 可知, 当 m 在某一区间内, m 与 β 成线性相关。由图 7 (a) 可知, 当 m 在 $-0.4 \sim 0.6$, β 的范围为 $0.8 \sim 1.2$; 由图 7 (b) 可知, 当 m 在 $-0.5 \sim 0.6$, β 的范围为 $0.8 \sim 1.2$; 由图 7 (c) 可知, 当 m 在 $-0.9 \sim 1.2$, β 的范围为 $0.8 \sim 1.2$ 。由此可知, 该风机在入口静压为 $-50\text{pa} \sim 50\text{pa}$ 时, 运行风量的偏差为 $-20\% \sim 20\%$ 。

当风量需求变化时, 风机转速发生变化, 则变速后的风机性能曲线变化, 具体表现在风机性能曲线表达式参数 a , b , c 发生变化, 但仍可采用解析表达式分析其他工况下的风量偏离程度。利用该解析法可具体定量计算支路风量的偏差范围, 为风机的合理选择奠定了理论基础。

3.2 支路风量偏移的图解分析

实验证明了在同一转速下支路风量随着支路入口静压的增加而增加, 解析理论可定量分析支路风量的偏差大小, 但计算较为复杂, 在工程设计中一种有效的方法是利用管网特性曲线 ($q-\Delta p$ 曲线) 和风机性能曲线 ($q-p$ 曲线) 的综合图解分析方法, 如图 8 所示, 曲线 A~D 为支路风管的阻力特性曲线, 曲线 a , b , c 是支路风机的风量风压性能曲线, a , b , c 代表不同的风机转速, 且转速大小为 $b > a > c$ 。

阻力特性曲线在图中的位置是由支管入口静压决定的, 当支路起点静压为负值时, 支路阻力特性曲线与坐标纵轴交与正向, 且负静压绝对值越大, 越往上移; 当支路起点静压为零值时, 支路阻力特性曲线与坐标轴交于坐标原点; 当支路起点静压为正值时, 支路阻力特性曲线与坐标纵轴交与负向, 且正静压越大, 越往下移。

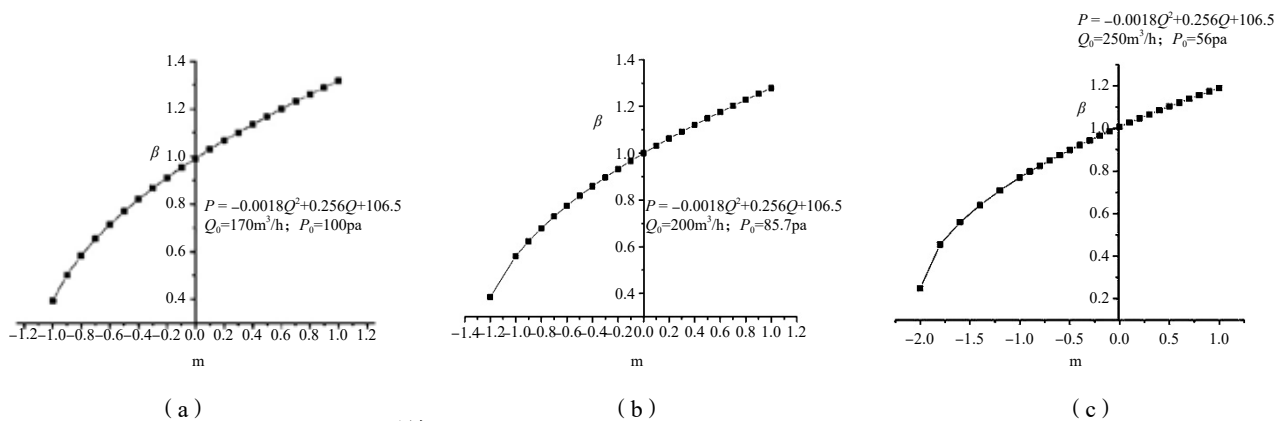


图 7 m 与 β 关系图

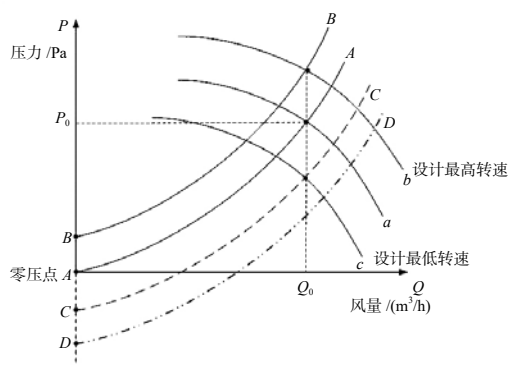


图 8 曲线图解分析法

由图 8 可知, 对于 A, B, C, D 这四条具有相同阻力特性的支路, 若选择相同性能相同转速的风机 (如曲线 a), 支路的实际运行风量不同, 风量大小关系为 $Q_D > Q_C > Q_A > Q_B$, 原因就是各支路入口的静压不同, B 支路入口静压为负, A 支路入口静压为零压, C, D 支路的入口静压为正压, 且 D 支路的入口静压大于 C 支路的入口静压。这就要求在工程设计时需要特别注意到支路风机的入口静压值, 根据静压分布进行支路风机的选择与转速的设定。当然考虑到支路风机后期的良好运行调节特性, 设计工况下各支路风机的转速不能太低, 也不能以最大转速运行, 转速设定太低, 风量调节空间大但需增大设备选型, 转速设定为最大值则丧失了风量调大的可能, 因此在设计时需要控制在一定的转速范围, 如图中曲线 b 与 c 之间。通过图解分析, 可以很简单便捷的了解支路风机的实际运行风量。

4 结论与建议

(1) 对动力分布式通风系统各支路在不同入口静压下的测试发现, 同一转速下, 支路风机的风量

随着支路入口静压的增大而增大, 部分情况下支路风机反而起阻碍作用。因此动力分布式通风系统中支路风机的选择是关键, 不仅可以保证支路风机实际运行风量能够达到设计风量的要求, 而且还能够起到很好的风量动态调节作用。同时在支路风机设计选型时要避免其起阻碍作用。

(2) 本文推导得出了支路风量偏离的解析表达式, 理论分析得到支路风量偏移的影响因素为支路风机所在支路的管路阻力特性、支路风机性能曲线以及支路进口压力比。可利用解析表达式对支路风量偏移情况作定量分析。

(3) 本文提出了用管网特性曲线 ($q-\Delta p$ 曲线) 和风机性能曲线 ($q-p$ 曲线) 的综合图解分析方法分析支路风机的风量偏移情况, 为简单快速选择支路风机, 了解支路风量的运行状态奠定了基础。

参考文献

- [1] 居发礼, 付祥钊, 范军辉. 动力分布式通风系统设计方法 [J]. 煤气与热力, 2012, 32(11): 17-19+23.
- [2] 严天, 徐新华, 郭旭辉. 动力分布式通风系统性能模拟及分析 [J]. 制冷技术, 2017, 37(03): 53-57.
- [3] 赵建伟. 动力分布式通风系统稳定性及其能耗分析 [J]. 建筑科学, 2017, 33(02): 96-101.
- [4] 范军辉. 动力分布式通风系统研究 [D]. 重庆大学, 2013.
- [5] 范军辉, 付祥钊, 居发礼. 通风系统输配功耗模型及应用分析 [J]. 煤气与热力, 2013, 33(01): 15-17.
- [6] 樊燕, 唐艳滨, 王春雷, 付祥钊, 徐征. 烟台莱山新院病房动力分布式通风系统设计 [J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(04): 94-98.
- [7] 居发礼, 檀姊静. 息烽县人民医院病房综合大楼空调设计 [J]. 暖通空调, 2013, 43(12): 121-125.

基于热移除效率的层式通风节点模型

张 胜¹, 程 勇², 郇 超³, 林 章¹

(1. 香港城市大学, 香港 999077; 2. 重庆大学, 四川重庆 401331; 3. 西安科技大学, 陕西西安 710054)

[摘 要] 层式通风室内空气温度在垂直方向上成三明治状分布, 头部空气温度最低。空气温度分层使得层式通风比混合通风更高能效地提供热舒适。为了预测层式通风空气温度分层, 传统节点模型需要深刻地理解室内流场, 从而进行具体而复杂的描述, 不便于工程应用。本文开发了基于热移除效率的层式通风节点模型。新开发的节点模型采用热移除效率表征室内流场, 不需要对室内流场进行具体而复杂的描述。因此, 在工程应用中, 新开发的节点模型比传统节点模型更为便捷。实验表明, 与传统节点模型相比, 新开发的节点模型对空气温度分层预测的准确性和可靠性分别提升了 30.6% 和 17.9%。由于简便性、准确性和可靠性, 新开发的节点模型将有助于高效能的层式通风的推广应用。

[关键词] 空气温度分层; 节点模型; 热移除效率; 层式通风

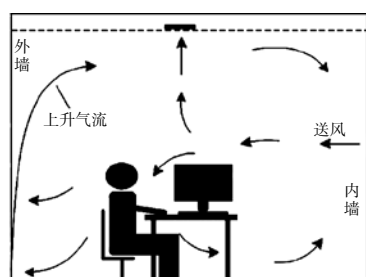
0 引言

空调系统被广泛地用来营造健康舒适的室内环境^[1]。同时, 空调系统消耗了大量电能^[2]。与混合通风相比, 层式通风可以高效地提供热舒适。层式通风关注工作区, 特别是人体热舒适最敏感部位 - 头部^[3]。层式通风室内空气温度在垂直方向上成三明治状分布, 头部空气温度最低^[3,4]。因此, 层式通风可高效地冷却人体、提供热舒适。现有研究表明, 在保证热舒适的前提下, 与混合通风相比, 层式通风可以节能至少 44.4%^[5]。

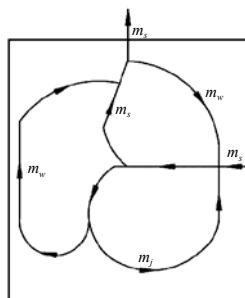
室内空气温度分层的预测是层式通风空调系统设计运行的关键^[4]。节点模型计算效率高、又可合理地预测室内空气温度分层^[6]。但是传统节点模型需要对室内流场有深入的理解、从而进行具体而复杂的描述。西安交大王丰浩教授团队基于如下室内流场描述, 开发了层式通风的节点模型 (图 1)^[6]。

送风 (质量流量 m_s) 从房间侧墙中部卷吸来自地板空气层的空气 (m_j) 进入房间空气主体区与地板空气层。房间空气主体区的部分空气 (m_s) 进入天花板空气层、并经回风口排出。地板空气层被卷吸的空气由来自房间空气主体区的空气和送风共同补充。用于补充地板空气层的来自房间空气主体区的空气与送风的质量比由实验确定。此外, 外墙得热使得外墙空气层的气流上升 (m_w)。上升气流先进入天花板空气层, 再回到房间空气主体区。外墙空气层上升的空气由来自房间空气主体区的空气补充。

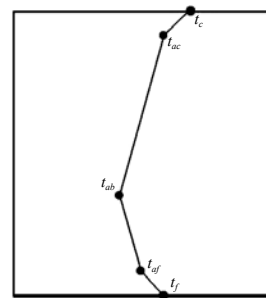
室内流场描述微小的偏差, 将导致传统节点模型的室内空气温度分层预测的显著偏差。比如, 将上述室内流场描述中地板空气层的空气补充相关部分修改为: 地板空气层被卷吸的空气全部由来自房间空气主体区的空气补充, 将导致地板空气层节点温度 (t_{df}) 的预测误差由 0.3°C 增大到 2.0°C^[6]。此外,



(a1) 室内布置



(a2) 室内流场



(a3) 室内温度节点

图 1 层式通风的传统节点模型

收稿日期: 2018-05-19

作者简介: 张胜 (1991—), 主要研究方向为健康舒适室内环境的设计与调控 (特别是高效能的层式通风和置换通风), 热驱动的制冷系统 (喷射制冷系统) 的设计与控制, 及零能耗建筑可再生能源系统的设计。

上述流场描述只对图 (a1) 中特定的通风设计有效。比如, 图 (a1) 中回风口位置改变会引起室内流场的改变, 故而上述流场描述不再准确, 基于上述流场描述的传统节点模型也不再准确^[6]。在实际通风设计中, 工程人员需要考虑多种通风设计, 故而需

要准确地描述室内多种流场。准确的室内流场描述具体而复杂,需要对室内流场有专业而深刻的理解。这对普通工程人员是个极大的挑战,使得传统节点模型在工程应用中的实用性受到限制。

本文将新开发基于热移除效率的层式通风节点模型。新开发的节点模型采用热移除效率表征室内流场,不需要对室内流场有深刻的理解和具体而复杂的描述。针对不同的通风设计,新开发的节点模型仅需要利用多元回归技术基于实验 / 或者 CFD 模拟数据确定三个常参量。因此,新开发的节点模型可以便捷地应用于实际工程中。下文将先介绍新开发的节点模型,再通过实验数据验证新开发的节点模型。此外,新开发的节点模型将与传统的节点模型对比,从而体现新开发的节点模型对空气温度分层预测的准确性和可靠性的提升。

1 新开发的节点模型的介绍

新开发的节点模型的温度节点分布如图2所示。新开发的节点模型主要包括整个房间,内壁面 and 室内空气的能量守恒方程。

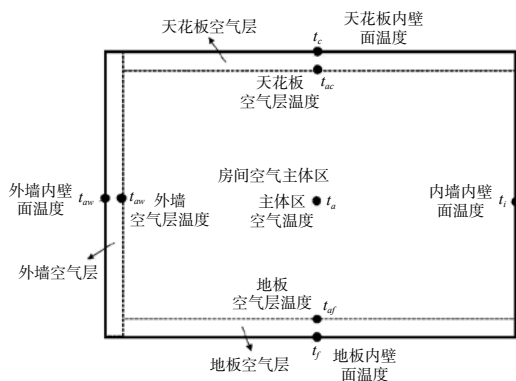


图2 新开发的节点模型的温度节点分布
整个房间的能量守恒方程如式1所示。

$$Q_{ec} + Q_{ef} + Q_{ei} + Q_{ew} + q_{in} = m_s c_p (t_r - t_s) \quad (1)$$

式中: c_p 是空气比热容 ($J/(kg \cdot ^\circ C)$); m_s 是送风质量流量 (kg/s); Q_{ec} 、 Q_{ef} 、 Q_{ei} 和 Q_{ew} 分别是通过天花板内壁面、地板内壁面、内墙内壁面和外墙内壁面进入房间的热量 (W); q_{in} 是室内热源 (W); t_r 和 t_s 分别是送、回风的温度 ($^\circ C$)。

以外墙内壁面为例,其能量守恒方程如式2~6所示。其他内壁面的能量守恒方程与外墙内壁面的形式相同,除了天花板内壁面与天花板空气层的对流换热系数(式7^[7])、及地板内壁面与地板空气层的对流换热系数(式8^[8])。

$$Q_{cw} + Q_{rw} + Q_{rs} + Q_{ew} = 0 \quad (2)$$

式中, Q_{cw} 是外墙内壁面与外墙空气层的对流换热量 (W); Q_{rw} 是外墙内壁面与其他内壁面的辐射换热量 (W); Q_{rs} 是外墙内壁面与室内热源的辐射换热量 (W), 假设室内热源产热中辐射与对流的比例为 1:1^[9]。

$$Q_{cw} = A_w h_{cw} (t_{aw} - t_w) \quad (3)$$

$$h_{cw} = \frac{1.823}{D_w^{0.121}} |t_{aw} - t_w|^{0.293} \quad (4)$$

式中: A_w 是外墙内壁面的面积 (m^2); D_w 是外墙内壁面的等效直径 (m), 即外墙内壁面的面积与周长比值的 4 倍; h_{cw} 是外墙内壁面与外墙空气层的对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)^[10]; t_{aw} 和 t_w 分别是外墙内壁面温度和外墙空气层温度 ($^\circ C$)。

$$Q_{rw} = A_w h_{rw} \left(\frac{A_c t_c + A_f t_f + A_i t_i}{A_c + A_f + A_i} - t_w \right) \quad (5)$$

$$h_r = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma \left(273.15 + \frac{t_1 + t_2}{2} \right)^3 \quad (6)$$

式中: h_r 是壁面 1 和 2 的辐射换热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); h_{rw} 是外墙内壁面与其他内壁面的辐射换热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); A_c 、 A_f 和 A_i 分别是天花板内壁面、地板内壁面和内墙内壁面的面积 (m^2); t_c 、 t_f 和 t_i 分别是天花板内壁面、地板内壁面和内墙内壁面的温度 ($^\circ C$); t_1 和 t_2 是壁面 1 和 2 的温度 ($^\circ C$); ε_1 和 ε_2 壁面 1 和 2 的发射率, 房间内壁面发射率常取 0.9^[9]; σ 是黑体辐射常数, 为 $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

$$h_{cc} = 0.49 ACH^{0.8}$$

式中, h_{cc} 是天花板内壁面与天花板空气层的对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); ACH 是送风体积流量, 即房间每小时换气体积数。

$$h_{cf} = \frac{2.715}{D_f^{0.076}} |t_{af} - t_f|^{0.308} \quad (8)$$

式中: h_{cf} 是地板内壁面与地板空气层的对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); D_f 是地板内壁面的等效直径 (m); t_{af} 是地板空气层温度 ($^\circ C$)。

室内空气的能量守恒方程包括外墙空气层能量守恒方程(式9-10)、及三个热移除效率方程(即地板空气层、房间空气主体区和天花板空气层)(式11-16)^[11]。

$$Q_{cw} = m_{aw} c_p (t_a - t_{aw}) \quad (9)$$

$$m_{aw} = 4.0 h_{cw} A_w / c_p \quad (10)$$

式中, m_{aw} 是外墙空气层中上升气流的质量流量 (kg/s)。

$$\frac{1}{HRE_{af}} = \frac{ACH(k_{1af}t_s + k_{2af})}{Q_{ec} + Q_{ef} + Q_{ei} + Q_{ew} + Q_{in}} + k_{3af} \quad (11)$$

$$HRE_{af} = \frac{t_e - t_s}{t_{af} - t_s} \quad (12)$$

$$\frac{1}{HRE_a} = \frac{ACH(k_{1a}t_s + k_{2a})}{Q_{ec} + Q_{ef} + Q_{ei} + Q_{ew} + Q_{in}} + k_{3a} \quad (13)$$

$$HRE_a = \frac{t_e - t_s}{t_a - t_s} \quad (14)$$

$$\frac{1}{HRE_{ac}} = \frac{ACH(k_{1ac}t_s + k_{2ac})}{Q_{ec} + Q_{ef} + Q_{ei} + Q_{ew} + Q_{in}} + k_{3ac} \quad (15)$$

$$HRE_{ac} = \frac{t_e - t_s}{t_{ac} - t_s} \quad (16)$$

式中: HRE_{af} 、 HRE_a 和 HRE_{ac} 分别是地板空气层、房间空气主体区和天花板空气层的热移除效率; k_1 、 k_2 和 k_3 是三个常参量。实际应用中, 房间空气主体区的热移除效率可由 1.1m 高度空气的热移除效率代替, 以便于实验测量。房间空气主体区温度可通过房间平均体积温度得到 (如式 18 和 19)。

利用上述新开发的层式通风节点模型的三个常参量可基于实验或 CFD 模拟数据、利用多元回归技术确定。输入房间尺寸、送风温度、送风体积流量、房间热源和从外墙内壁面进入房间的热量, 新开发的节点模型可输出各节点的温度。

2 新开发的节点模型的验证

新开发的节点模型的验证实验来自层式通风实验仓模拟的典型办公室 (图 3) [6]。且新开发的节点模型预测的室内空气温度分层将与传统的节点模型的进行对比。传统的节点模型来自文献 [6]。该层式通风实验仓位于西安交通大学。实验仓模拟的办公室长、宽和高分别为 3.8m、2.8m 和 2.6m, 供两人使用。办公室仅有一侧外墙。从室外通过外墙进入房间的热量由电热膜模拟。室内热源包括两个人、两台电脑和两盏灯, 共 430W。实验温度测量的误差为 1.0%。共有 9 组实验。各组实验用作节点模型的输入参数如表 1 所示。新开发的节点模型和传统节点模型要求的输入参数相同。详细的实验过程参见文献 [6]。

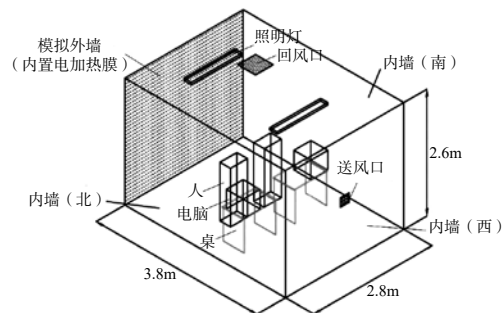


图 3 层式通风办公室实验布置

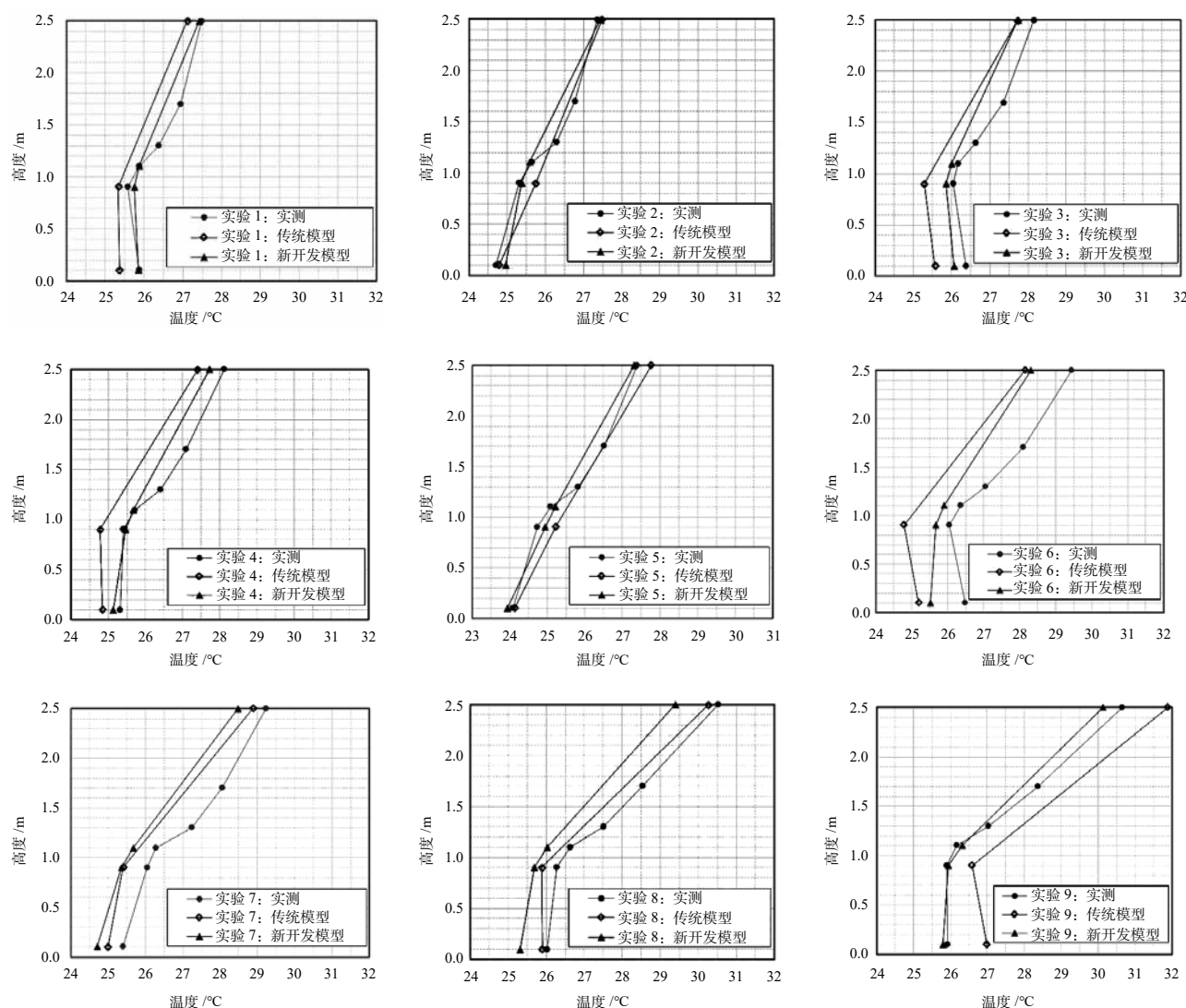
表 1 新开发的节点模型和传统节点模型的输入参数

实验组别	t_s /°C	ACH	Q_{in} /W	Q_{ew} /W	Q_{ec} /W	Q_{ef} /W	Q_{ei} /W
1	21	9.0	430	106	0	0	0
2	19	6.5	430	78	0	0	0
3	21	11.5	430	287	0	0	0
4	19	9.2	430	312	0	0	0
5	17	7.2	430	257	0	0	0
6	19	11.0	430	518	0	0	0
7	17	8.5	430	473	0	0	0
8	17	9.5	430	660	0	0	0
9	17	10.2	430	810	0	0	0

表 2 新开发的节点模型和传统节点模型的空气温度预测误差对比

	平均绝对误差 /°C (式 17)		标准差 /°C (式 20)	
	传统节点模型	新开发节点模型	传统节点模型	新开发节点模型
t_{af}	0.53	0.37	0.44	0.33
t_{ab}	0.69	0.45	0.45	0.27
$t_{a1.1}$	0.57	0.24	0.34	0.24
t_a	0.61	0.39	0.38	0.34
t_{ac}	0.57	0.51	0.42	0.42
$\Delta t_{a1.1-0.1}$	0.13	0.19	0.09	0.14
综合 (平均)	0.52	0.36	0.35	0.29

基于实验结果 [6], 地板空气层和 1.1m 高度空气的热移除效率的 3 个常参量 (k_1 、 k_2 和 k_3) 分别为 1.047、-16.02 和 0.656, 及 -4.294、112.40 和 0.386。因为天花板空气层温度假设为与排风口温度相同 [6], 所以天花板空气层的热移除效率为 1 式 (16)。图 4 对比了实测、传统节点模型预测和新开发的节点模型预测的空气温度分层。整体上, 新开发的节点模型预测的空气温度分层与实测的更接近。这表明新开发的节点模型比传统节点模型更能准确地预测空气温度分层。除了 1.1m 高度与 0.1m 高度的温度差外, 针对地板空气层温度 (t_{af}) (即 0.1m 高度 [6])、呼吸层空气温度 (t_{ab}) (即 0.9m 高度) 式 (18)、1.1m 高度空气温度 ($t_{a1.1}$)、房间空气主体区温度 (t_a) 式 (19) 和天花板空气层温度 (t_{ac}), 新开发的节点模型预测值的平均绝对误差式 (17) 比传统节点模型的小 (表 2)。其中, 房间空气主体区温度和呼吸层空气温度由式 (18) 和 (19) 计算。新开发的节点模型的综合平均绝对误差为 0.36°C (表 2), 相比传统节点模型的 0.52°C, 减少了 30.6%; 即与传统节点模型相比, 新开发的节点模型对空气温度分层预测的准确度提升了 30.6%。除了 1.1m 高度与 0.1m 高度的温度差、及天花板空气层温度外, 针对地板空气层温度、呼吸层空气温度、1.1m 高度空气温度和房间空气主体区温度, 新开发的节点模型预测值误差的标准差式 (20) 比传统节点模型的小 (表 2)。新开发的节点模型综合的误差标准差为 0.29°C,



注：实测和传统模型预测来自文献 [6]。

图 4 空气温度分层对比：实测、传统节点模型预测和新开发的节点模型预测

相比传统节点模型的 0.35°C ，减少了 17.9%；即与传统节点模型相比，新开发的节点模型对空气温度分层预测的可靠性提升了 17.9%。上述空气分层温度除了节点模型的空气温度节点外（图 2），因为考虑室内环境品质的要求，新增了呼吸层空气温度、1.1m 高度空气温度、及 1.1m 高度与 0.1m 高度的温度差 [6]。

$$MAE = \frac{\sum_{j=1}^n |mea_j - pre_j|}{n} \quad (17)$$

式中： MAE 为平均绝对误差； $|mea_j - pre_j|$ 是预测与实测之间偏差的绝对值；下脚标 j 是实验组别。

$$t_a = \frac{0.8}{2.4} \frac{(t_{af} + t_{ab})}{2} + \frac{1.6}{2.4} \frac{(t_{ab} + t_{ac})}{2} \quad (18)$$

$$t_a = \frac{0.8}{2.4} \frac{(t_{af} + t_{ab})}{2} + \frac{0.2}{2.4} \frac{(t_{ab} + t_{a1.1})}{2} + \frac{1.4}{2.4} \frac{(t_{a1.1} + t_{ac})}{2} \quad (19)$$

式中： t_{ab} 是呼吸层空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)； $t_{a1.1}$ 是 1.1m 高度空气温度。

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (|mea_j - pre_j| - \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n |mea_j - pre_j|)^2}{n-1}} \quad (20)$$

式中： SD 是标准差。

3 结论

本文新开发了基于热移除效率的节点模型，用于预测层式通风室内空气温度分层。新开发的节点模型采用热移除效率表征室内流场，不需要深刻地理解室内流场，更不需要具体而复杂地描述室内流场。而传统节点模型需要深刻地理解、具体而复杂

地描述室内流场。因此,与传统节点模型相比,新开发的节点模型在实际工程应用中更为便捷。层式通风典型办公室的实验表明,与传统节点模型相比,新开发的节点模型可以将空气温度分层预测的准确性和可靠性分别提升 30.6% 和 17.9%。新开发的节点模型的便捷性、准确性和可靠性将有助于高能效的层式通风的推广应用。

参考文献

- [1] Melikov AK. Advanced air distribution: Improving health and comfort while reducing energy use. *Indoor air*, 2016, 26(1):112–124.
- [2] Perez-Lombard L, Ortiz J, Maestre IR. The map of energy flow in HVAC systems. *Applied Energy*, 2011, 88(12):5020–5031.
- [3] Lin Zhang, Chow TT, Tsang CF et al. Stratum ventilation - a potential solution to elevated indoor temperatures. *Building and Environment*, 2009,44(11):2256–2269.
- [4] Zhang Sheng, Cheng Yong, Fang Zhaosong et al. Optimization of room air temperature in stratum-ventilated rooms for both thermal comfort and energy saving. *Applied Energy*, 2017, 204:420–431.
- [5] Lin Zhang, Lee CK, Fong S et al. Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling. *Energy and Buildings*, 2011, 43(1):130–136.
- [6] Huan Chao, Wang Fenghao, Wu Xiaozhou et al. Development of a nodal model for predicting the vertical temperature profile in a stratum-ventilated room. *Energy and Buildings*, 2018, 159:99–108.
- [7] Fisher DE, Pedersen CO. Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations. *ASHRAE Transaction*, 1997, 103(2):137–148.
- [8] Novoselac A, Burley BJ, Srebric J. Development of new and validation of existing convection correlations for rooms with displacement ventilation systems. *Energy and buildings*, 2006, 38(3):163–173.
- [9] Wu Xiaozhou, Olesen BW, Fang Lei et al. A nodal model to predict vertical temperature distribution in a room with floor heating and displacement ventilation. *Building and Environment*, 2013, 59:626–634.
- [10] Awbi HB, Hatton A. Natural convection from heated room surfaces. *Energy and Buildings*, 1999, 30:233–244.
- [11] Zhang S, Cheng Y, Fang Z, Lin Z. Dynamic control of room air temperature for stratum ventilation based on heat removal efficiency: Method and experimental validations. *Building and Environment*, 2018, Accept.

机场航站楼等高大空间建筑不同季节渗风特性研究

林琳, 刘效辰, 张涛, 刘晓华

(清华大学, 北京 100084)

[摘要] 本文对西南地区某机场航站楼不同季节的渗风情况进行了实测研究, 在介绍航站楼渗风测试方法的基础上, 重点分析了不同室内热湿环境下航站楼渗风量情况, 并对不同季节的测试结果及渗透风造成的冷热负荷进行了对比分析。结果表明: 冬季航站楼渗风量较大, 且冬季渗风负荷与供热量基本相当, 可通过减小渗风量, 降低渗风负荷可以有效降低航站楼冬季空调能耗; 过渡季与夏季渗风量较小, 渗风负荷所占比例低。

[关键词] 机场航站楼; 季节; 渗透风; 实际测试

0 引言

机场航站楼通常设计为高大空间建筑, 出于美观原因和照明要求, 存在跨层垂直连通空间以及大面积的玻璃幕墙。这类建筑能耗较高, 是普通公共建筑的 1~2 倍^[1], 其中空调能耗占其建筑运行能耗的 40%~60%^[2]。由于机场航站楼的客流量较大, 值机大厅大门常开, 导致大量空气渗透, 尤其是冬季当室外温度较低、室内供暖时更加严重^[3], 但目前对此类建筑的实际渗透风量状况仍缺少较好地定量化研究结果。

针对渗透风的测量与分析计算, 从国内外研究来看, 方法主要有实测法、示踪气体法和模拟计算法。刘加根等^[4-6]分别对南京南火车站、苏州火车站和新广州火车站的渗风情况进行了研究, 通过软件模拟预测铁路站台渗透风的大小, 并通过实地测试对模拟结果进行验证, 同时也对无组织渗风的影响因素进行了分析, 为大型铁路站房设计阶段渗透风的预测设计提供了依据。刘燕^[7]对全国 16 个大型铁路客站进行了调研测试, 得到了各个客站的无组织渗风量及渗风特点, 并且通过数值计算对门斗等渗风控制设备进行模拟。Shi Y^[8]使用 PM_{2.5} 作为示踪物, 考虑 PM_{2.5} 的渗透、产生和沉降, 利用质量平衡来计算北京某大型购物中心的渗风量并用实测数据进行校核。Pascal 等^[9]利用多区域网络模型对大型商业建筑渗风量进行计算, 并结合实测数据进行验证, 提出了一种考虑建筑形式、室内温度等影响因素的计算方法。

对大空间建筑进行渗透风量测试计算时, 上述研究中仅针对某单一季节进行模拟或测试。本文以西南地区某机场航站楼为实例, 采用多种测试分析方法其各季节的渗风量进行测试计算, 并对不同季

节的渗风特性进行对比分析, 以期对航站楼等大空间建筑的各季节渗风特性分析提供参考。

1 测试概况

1.1 建筑概况

测试建筑为我国西南地区某机场的 T2 航站楼, 如图 1 所示, 该航站楼在 2012 年 7 月投入试运行, 建筑面积达 35 万 m², 主要负责除本地航空外的其他国内航班。该航站楼共有四层, 分别为 F3 出发层、F2 办公层、F1 到达层与 B2 换乘层。航站楼外侧区域总面积 9.8 万 m², 包括由 B2 至 F4 长 40m 的中庭连接的值机大厅、到达大厅和换乘层。其中值机大厅高 25.4m, 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。

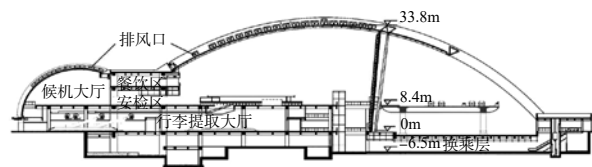


图 1 西南某机场航站楼剖面图

1.2 渗风量测试计算方法

本文利用风速测试法、CO₂ 浓度法、含湿量法和热量平衡法对此航站楼值机大厅的渗风情况进行测试分析计算。

对于风速测试法, 测量可能造成空气渗透的每个楼层的出入口与顶部天窗的尺寸与风速, 测量误差来自围护结构其他未发现或难以测试的缝隙, 因此需要在测量后进行风量平衡校核, 从而得到渗透风量的测试结果。

由于示踪气体法的准确性受大空间内 CO₂ 与含湿量的不均匀性影响, 因此将该值机大厅分为几个典型区域并认为每个区域中 CO₂ 浓度、含湿量分布均匀, 如图 2 所示, 对各区域的参数进行加权平均得到室内的各参数值如式 (1) 所示:

收稿日期: 2018-06-26

基金项目: 国家重点研发计划项目课题
(2016YFC0700704)。

作者简介: 林琳 (1994—), 主要研究方向为建筑环境。

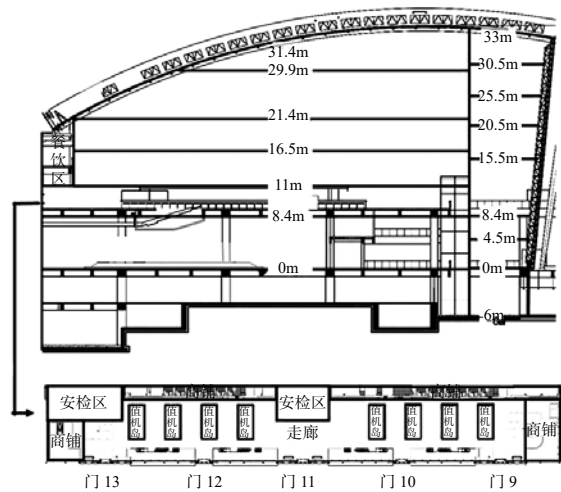


图 2 西南某机场航站楼值机大厅区域划分

$$X_{in} = \frac{\sum X_{in,i} V_i}{\sum V_i} \tag{1}$$

式中： X 代表室内 CO_2 浓度 C 或室内含湿量 d ； X_{in} 为室内参数（ CO_2 浓度（ mg/m^3 ）；空气含湿量（ g/kg 干空气）； $X_{in,i}$ 为第 i 个区域内的参数； V_i 为第 i 个区域的体积（ m^3 ）。

对于 CO_2 法与含湿量法，可将航站楼值机大厅视为一个控制体，利用浓度稳定段的守恒方程，如式（2）与（3），即可计算得到值机大厅白天稳定段的渗风量：

$$V \frac{dX_{in}}{dt} = G(X_{out} - X_{in}) + FR \tag{2}$$

$$0 = G(X_{out} - X_{in}) + FR \tag{3}$$

式中： X_{out} 为室外参数（ CO_2 浓度（ mg/m^3 ）；空气含湿量（ g/kg 干空气））； G 为渗风量（ m^3/s ）； τ 为时间（ s ）； FR 为人员释放率（ CO_2 释放率（ mg/s ）；产湿率（ g/s ）； V 为房间体积（ m^3 ）。此外，空气处理机组在冬季和过渡季没有加湿和除湿过程，而夏季空调开启时会对空气进行除湿，由于除湿量难以准确测量，因此含湿量法在夏季白天（空调开启时段）不适用。

当夜间航站楼关闭、无室内 CO_2 与湿散发源（ $FR=0$ ）时，利用式（4），通过拟合 $\ln(X_{in} - X_{out}) - \tau$ 即可计算出渗风量，其中 c 为常数：

$$\ln(X_{in} - X_{out}) = -\frac{G}{V} \tau + c \tag{4}$$

人员散发量与室内人数和人均散发量有关，通过实际调研得到了机场值机大厅的在室人数^[10]，根据调研的人员信息进行计算^[11-13]，乘客的平均

CO_2 释放率为 $10.58\text{mg}/\text{s}$ ，产湿率冬季和过渡季为 $37.22\text{mg}/\text{s}$ 、夏季为 $46.39\text{mg}/\text{s}$ （与室内温度相关）。

2 测试结果

利用上述三种方法分别进行各季节航站楼渗透风量的测试计算，通过测试出入口尺寸、风速等得到风速法的测试结果，通过测试 CO_2 浓度、含湿量等变化得到 CO_2 法和含湿量法的计算结果。表 1 为各季节的测试基本情况。

表 1 测试基本情况

	冬季	夏季	过渡季
日期（2017 年）	1 月 17 日	7 月 3 日	4 月 14 日
天气	阴天	阴天	晴天
新风阀开度	0	0~15%	0~100%
室外风速 /（ m/s ）	1.2	1.1	0.5

图 3 为各季节 F3 层门 9（见图 2）各点测得的风速情况，从图中可以看出冬季与夏季具有主流风向，冬季流入、夏季流出，过渡季则不具有典型的主流风向，在同一扇大门上风向有进有出；冬季渗透风风速较大，过渡季风速较小。

图 4 为典型日室内平均 CO_2 和含湿量变化曲线，可以看出各季节夜间（航站楼关闭，无人员、设备灯光产热）室内外 CO_2 差与含湿量差变化量较小（0~100ppm、0.6~1 g/kg 干空气），在白天都存在一段浓度与含湿量稳定段，可利用式（3）进行渗风量的计算。

计算结果如表 2 所示，其中测试得夏季机械新风量为 $6.8\text{万 m}^3/\text{h}$ ，过渡季机械新风量为 $20.4\text{万 m}^3/\text{h}$ 。由于仪器精度限制（ CO_2 测试仪： $\pm 50\text{ppm}$ 、温湿度记录仪： $\pm 3\%$ ），室内外浓度差与含湿量差较小，示踪气体法的计算数据误差较大，白天总体在 42%~82% 之间，而夜间，误差最高可达到 331%。

表 2 各季节渗风量计算结果

		CO_2 浓度法	含湿量法	风速测试法
		渗风量（ $\text{万 m}^3/\text{h}$ ）	渗风量（ $\text{万 m}^3/\text{h}$ ）	渗风量（ $\text{万 m}^3/\text{h}$ ）
冬季	白天	58.6（ $\pm 82\%$ ）	40.9（ $\pm 42\%$ ）	69.8
	夜间	—	37.7（ $\pm 331\%$ ）	32.3
夏季	白天	52.6（ $\pm 49\%$ ）~6.8	—	49.1
	夜间	30.4（ $\pm 69\%$ ）	22.6（ $\pm 150\%$ ）	19.5
过渡季	白天	29.1（ $\pm 44\%$ ）~20.4	32.4（ $\pm 69\%$ ）~20.4	12.2
	夜间	11.5（ $\pm 79\%$ ）	8.4（ $\pm 209\%$ ）	21.5

3 对比分析

通过测试计算，得到了西南某机场航站楼的各季节白天稳定段的渗透风结果如图 5（a）所示，由图可以看出航站楼冬季渗风量较大，达到 $69.8\text{万 m}^3/\text{h}$ ，显著高于过渡季和夏季。由图 5（b）可知，冬季和夏季由于室内供暖、供冷设备开启，室内垂直温度梯度较大导致热压作用较为明显，过渡季由于室内仅供应新风，热压作用影响较小。

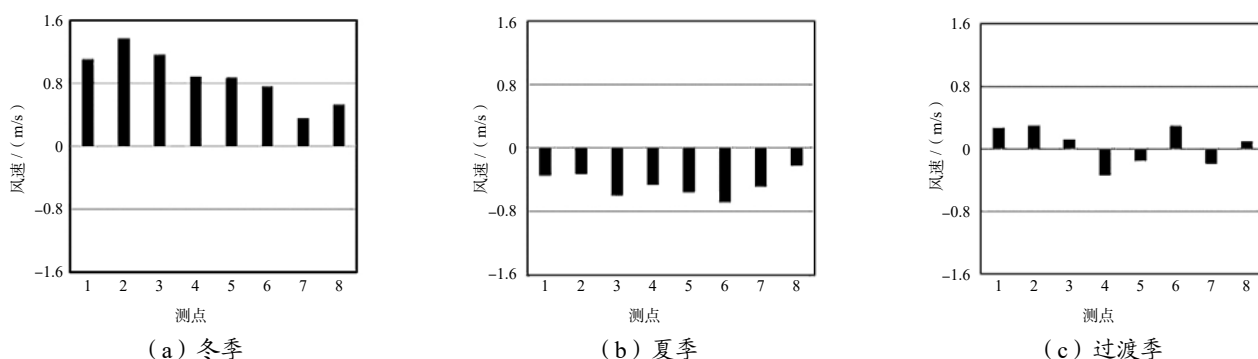


图 3 各季节大门风速测试结果

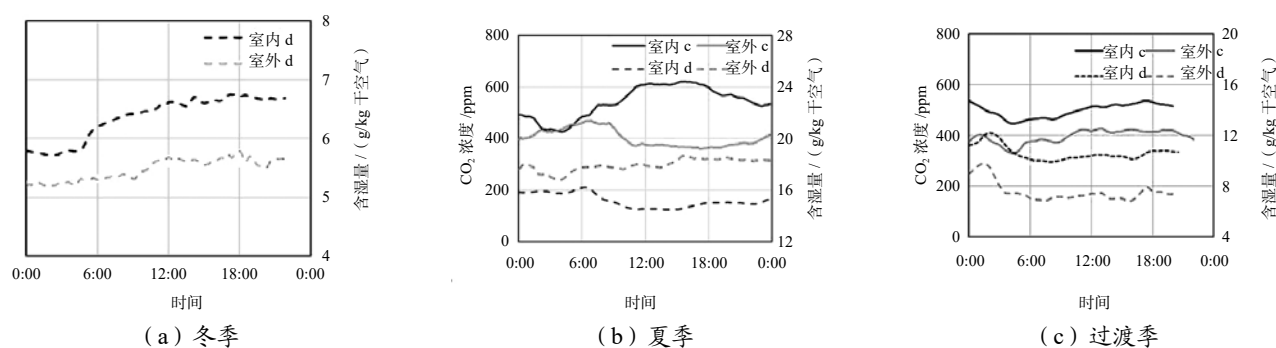
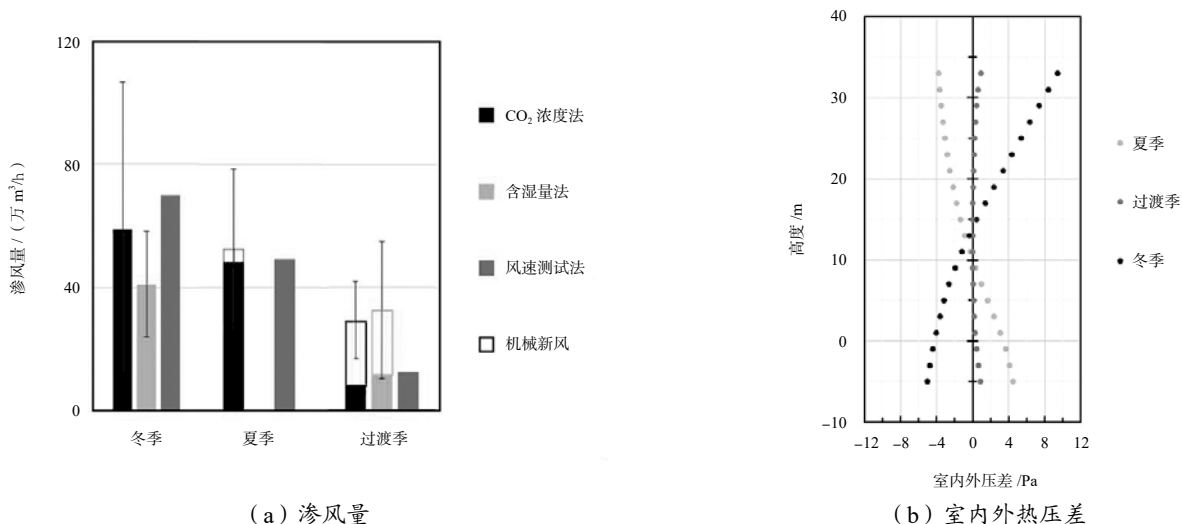
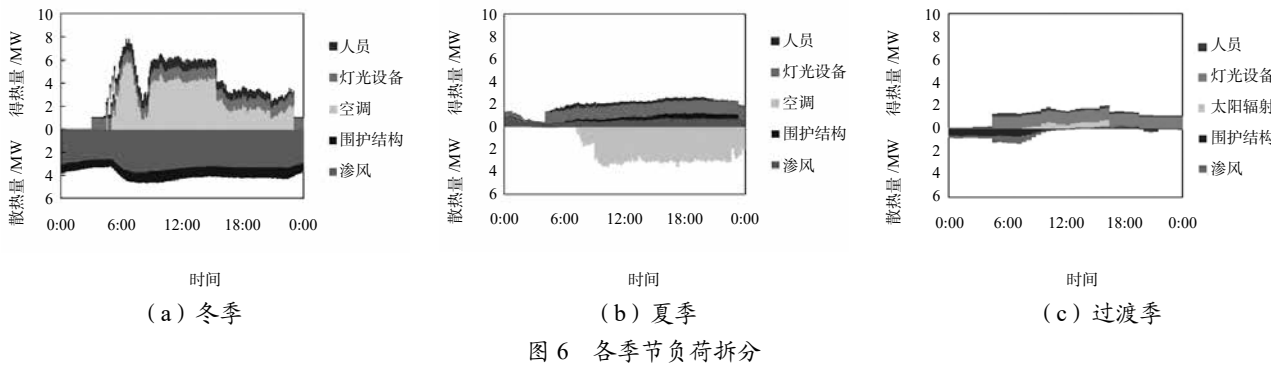
图 4 各季节室内参数 (CO₂ 和含湿量) 测试结果

图 5 各季节渗风量特性对比

基于上述渗透风量测试结果, 可以进一步分析渗透风造成的冷热负荷对该航站楼建筑的影响。图 6 (a) ~ (c) 分别为各季节的负荷拆分结果, 其中冬季热量损失 (散热量) 主要由围护结构传热、渗透风两部分构成, 而热量来源 (得热量) 则包含室内人员、灯光设备等热源及供暖空调系统的供热量; 夏季渗透风、人员、设备等是得热量的来源, 而空调系统供冷量则负责排除各类热量。从各季节

的负荷拆分结果来看, 冬季渗风负荷占到散热量的 78%, 而空调的供热量占到 70%, 可以看出渗风负荷与供热量基本相当, 因此减小渗风量, 降低渗风负荷可以有效降低航站楼空调能耗; 过渡季内由于热压与风压作用的驱动力都较小, 导致航站楼渗风负荷仅占到总负荷的 12%, 因此采用全新风排热; 夏季室内热源 (人员、灯光设备) 成为主要的热量来源, 占到总负荷的 53%, 而渗风负荷仅占到 32%。



将结果与文献中高大空间建筑的渗透风数据进行比较,结果如表 4 所示,由于关于机场航站楼类实际渗透风量的研究有限,表中也列出了其他几种高大空间建筑(最大内部高度为 40m)的空气渗透情况。表中可以看出冬季渗风量在 9.6~68.1 万 m³/h,夏季渗风量在 15.7~49.1 万 m³/h,过渡季在 12.2~68.1 万 m³/h,在相似的室外风速条件下,冬季渗风量最大。此外,冬天由空气渗透造成的热量损失(Q_a)与系统供热量(Q_s)之间的比值在 76%~115% 之间,可以看出冬季渗透风对于能耗的影响十分显著,采取适当的措施降低渗透风的影响,对于降低此类建筑中的冬季供暖能耗具有重要意义。

4 总结

本文对西南地区某机场航站楼不同季节的渗风情况进行了实测研究,给出了航站楼各季节渗透风量的测试计算结果,得到的主要结论如下:

(1) 采用多种方法对该航站楼内的渗透风量进行了测试计算,其中 CO₂ 浓度法、含湿量法在实际测试中会受到室内外 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、人口明确的环境下,风速测试法的测量结果相对准确。

(2) 从各季节渗透风量结果来看,冬季航站楼渗风量较大,不同测试方法得到的渗风量结果多在 40~70 万 m³/h;过渡季与夏季渗风量较小,不同测试方法得到的渗风量结果多在 10~40 万 m³/h。

(3) 从各季节负荷拆分结果来看,测试工况下冬季渗风负荷占到该航站楼总散热量的 78%,与空调系统的供热量基本相当,因此减小渗风量、降低渗风负荷对降低航站楼冬季空调能耗具有重要意义。

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] Chen H, Zoua Z, Lia M, et al. Measurements of

表 4 大空间渗透风情况文献对比

	冬季				夏季			过渡季	
	本文	翁建涛 ^[14]	杨德润 ^[5]	Wang BB ^[15]	本文	郭旭辉 ^[6]	本文	刘加根 ^[4]	Shi Y ^[8]
建筑类型	机场	机场	火车站	火车站	机场	火车站	机场	火车站	商场
面积 / 万 m ²	9.8	3.5	2.5	3.7	9.8	0.5	9.8	6.5	8.7
最大内部高度 /m	40	16.5	14	35.6	40	31.2	40	37.6	33
大门	常开	8%~94% 开启	常开	常开	常开	常开	常开	常开	进人时开启
末端装置	喷口	喷口	喷口	喷口	喷口	喷口	喷口	喷口	条缝
人员活动区温度 /℃	17.9	19	12.2	15.3	26.7	26	24.4	20.42	20.5
室外温度 /℃	7.8	2.9	4.4	7	29.7	32	20.9	20.6	19.1
室内 CO ₂ 浓度 /ppm	509	630	—	—	517	—	526	—	—
室外风速 /(m/s)	1.3	1.3	3.9	2.0	1.1	1.0	0.5	4.7	1.7
室外风向 /°	-46	-13	-58	74~106	-79	—	-68	94.3	不定
新风量 /(万 m ³ /h)	0	0	—	—	6.8	—	20.4	—	21.5
渗风量 /(万 m ³ /h)	69.8	9.6	42.5	61.2	49.1	15.7	12.2	68.1	20.9
Q_a/Q_s /%	92%	—	115%	—	/	—	—	—	—

*: 风向是室外风与立面表面法线之间的水平角 ($\alpha=0^\circ$ 垂直于表面), 正向旋转为逆时针。

indoor thermal environment and energy analysis in a large space building in typical seasons[J]. Building & Environment, 2007, 42(5):1869–1877

[4] 刘加根, 朱颖心, 章宇锋, 等. 南京南火车站渗透风模拟及实测验证研究 [J]. 动感: 生态城市与绿色建筑, 2012(2):107–111.

[5] 杨德润, 张旭, 周翔. 客站无组织通风量计算及其对空调负荷的影响 [J]. 建筑节能, 2012(12):1–6.

[6] 郭旭晖. 新广州站无组织通风对空调系统负荷的影响 [J]. 暖通空调, 2010, 40(7):8–11.

[7] 刘燕, 邓光蔚, 彭琛, 等. 铁路客站无组织渗风现状调研及数值模拟研究 [J]. 暖通空调, 2012, 42(12):53–59.

[8] Shi Y, Li X, Li H. A new method to assess infiltration rates in large shopping centers[J]. Building & Environment, 2017, 119:140–152.

[9] Pasal Brinks, Oliver Kornadt, Rene Oly. Air infiltration assessment for industrial buildings[J]. Energy and buildings, 2015(86):663–676.

[10] Xiaochen Liu, Lingshan Li. Field investigation on characteristics of passenger flow in a Chinese hub

airport terminal [J]. Building & Environment, 2018, 133:51–61.

[11] K.L. Yu, Y.L. Li, L.B. Zheng et al., X.H. Zhang, Comparisons of mean stature, body weight between Chinese Han and Japanese or Korean, Journal of Tianjin Normal University (Natural Science Edition) 36 (2016) 67–71.

[12] R.A.C. Engineers, ASHRAE Handbook-Fundamental, Chapter 9: Thermal Comfort and Chapter 18: Nonresidential Cooling and Heating Load Calculation, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2017.

[13] Y.Q. Lu, Practical Handbook for HVAC Design, second ed., China Architecture and Building Press, Beijing, 2008.

[14] 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: 72–77.

[15] Wang BB, Yu JH, Ye H, Liu YX, Guo H, Tian LW. Study on present situation and optimization strategy of infiltration air in a train station in winter. Procedia Engineering 2017; 205:2517–2523.

均匀与非均匀环境空调系统负荷的异同分析

梁超¹, 李先庭², 邵晓亮³, 闫帅²

(1. 中国农业大学, 北京 100083; 2. 清华大学, 北京 100084; 3. 北京科技大学, 北京 100083)

[摘要] 随着各类高效气流组织形式的发展, 已经逐渐从均匀室内环境的营造转向仅保障房间内局部区域的非均匀室内环境的营造。目前虽已有部分非均匀环境空调系统负荷的概念, 但其计算主要是基于保障整个工作区来进行, 而非仅保障其中的局部区域。针对该问题, 本文推导出非均匀环境空调系统负荷由室内负荷、回风负荷和新风负荷构成, 指出非均匀环境与均匀环境空调系统负荷的最大不同之处在于回风负荷。研究表明, 营造非均匀环境通常可有效地降低室内负荷, 但同时其回风负荷也增大了, 从而使得系统负荷降低较少。最后, 通过讨论发现只有充分利用自然冷源并采用不同能效水平的冷源来分级处理负荷, 才能发挥非均匀环境的节能潜力以实现空调系统能耗的降低。

[关键词] 非均匀环境; 空调系统; 气流组织; 局部区域; 回风; 负荷

0 引言

近些年随着置换通风^[1-2]、地板送风^[3-4]、分层空调^[5-6]和个性化通风^[7-8]等各类气流组织形式的发展, 人们已经逐渐从均匀室内环境的营造转向非均匀室内环境的营造^[9], 逐渐从保障整个房间转向仅保障房间内的局部区域, 以满足实际需求和降低空调能耗, 如图 1 所示。为此, 必须全面认识仅保障局部区域时非均匀室内环境的系统负荷概念及其构成等, 才能更好地营造出面向需求且高效的非均匀室内环境。

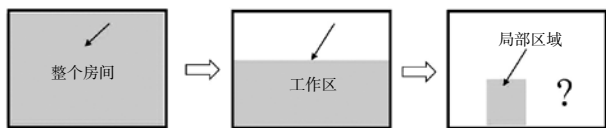


图 1 室内环境营造的转变过程

当前关于非均匀环境空调系统负荷的计算方法, 仍然主要按照传统均匀混合通风下的方法来计算。即在不考虑再热和漏热等条件下, 稳态时空调系统负荷 Q_{system} 直接等于室内负荷 Q_{space} (稳态时等于室内总得热量 Q_{gain}) 与新风负荷 Q_{fresh} 之和。这种直接将均匀环境空调系统负荷的计算方法应用到非均匀环境中的做法, 既不可靠又不准确。随后, 有学者针对置换通风和地板送风等下送风系统营造的非均匀室内环境^[10], 基于热平衡关系提出了新的计算方法, 具体如图 2 所示。

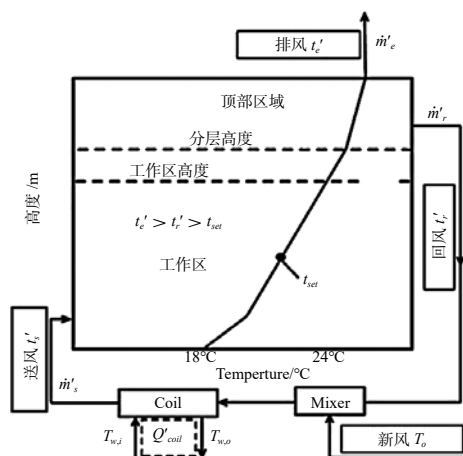


图 2 下送风系统的示意图^[10]

根据热平衡关系可知, 下送风系统的系统负荷 Q'_{coil} 可按式 (1) 来计算:

$$Q'_{\text{coil}} = Q_{\text{gain}} + Q_{\text{fresh}} - m'_e c_p (t'_e - t_{\text{set}}) \quad (1)$$

其中: Q'_{coil} 为下送风系统的空调系统负荷; Q_{gain} 为室内总得热量; Q_{fresh} 为新风负荷; $m'_e c_p (t'_e - t_{\text{set}})$ 为排风与室内设定点间焓差。

由式 (1) 可看出, 在忽略围护结构得热变化的情况下, 由于下送风营造的非均匀室内环境中其排风温度 t'_e 大于室内设定温度 t_{set} , 从而使得其系统负荷比均匀室内环境的低 $\Delta Q'_{\text{coil}}$ (即 $m'_e c_p (t'_e - t_{\text{set}})$)。

上述建立的非均匀环境系统负荷计算方法, 比传统均匀环境系统负荷计算方法更先进, 它考虑了排风参数对系统负荷的影响。但是仍然存在以下两个问题: (a) 保障区域仍是整个工作区, 而不是大小和位置可自由变化的局部区域; (b) 不能体现非均匀室内环境中送风温度较高的特点, 从而不能反映提高送风温度而使冷机能效比高的好处。

收稿日期: 2018-06-28

基金项目: 国家重点研发计划项目 (编号 2016YFC0700302); 国家自然科学基金重点项目 (编号 51638010); 国家自然科学基金面上项目 (编号 51578306) 等资助。

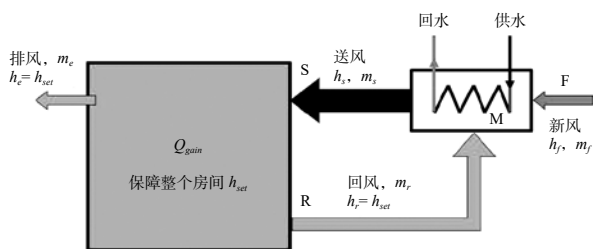
作者简介: 梁超 (1990—), 主要研究方向为建筑通风与节能。

因此可知,目前已有的非均匀环境空调系统负荷的概念与计算,主要是基于保障整个工作区来进行的。虽然工作区与非工作区的划分可以算是非均匀室内环境的一种,但尚缺乏对保障区域大小和位置可任意变化的非均匀室内环境营造的深入研究。针对上述问题,本文将先介绍传统均匀环境空调系统负荷的计算方法及其成立的前提条件;然后,基于焓湿图来分析非均匀环境的空调系统负荷,推导出非均匀环境的空调系统负荷的构成表达式,并指出其与均匀环境的不同之处;最后,基于均匀环境与非均匀环境空调系统负荷的各自表达式,揭示出非均匀环境空调系统负荷降低的本质,并讨论如何进一步真正地实现节能。

1 传统均匀环境空调系统负荷

传统空调系统在设计过程中,通常将室内环境视为均匀混合。按空气来源进行分类,集中式空调系统可以分为封闭式系统、直流式系统和混合式系统。其中,一次回风系统(属于混合式系统)是最常采用的一种空调系统形式。如图 3 所示,此时室内参数均匀分布,因此回风的比焓 h_r 和排风的比焓 h_e 均等于室内设定值 h_{space_set} 。由于回风状态参数点 R 与室内设定参数点 Set 完全相同而重合,图 3 (b) 中并没有显示回风状态参数点 R 。假如不考虑系统再热、风机散热和管道漏热等因素,对于传统均匀环境空调系统,稳态时其系统负荷 Q_{system} 等于室内负荷 Q_{space} 和新风负荷 Q_{fresh} 之和,具体如下式所示:

$$\begin{aligned} Q_{system} &= m_s(h_m - h_s) \\ &= m_s(h_{space\_set} - h_s) + m_s(h_m - h_{space\_set}) \\ &= m_s(h_{space\_set} - h_s) + m_f(h_f - h_{space\_set}) \\ &= Q_{space} + Q_{fresh} \end{aligned} \quad (2)$$



(a) 系统示意图

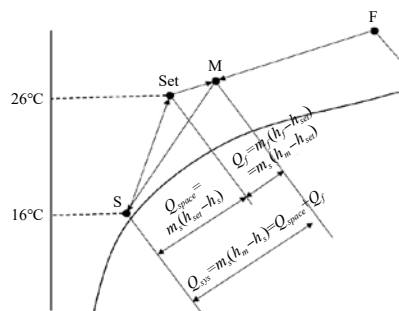
式中: Q_{fresh} 为新风负荷, 稳态时等于新风焓值 h_f 与室内设定焓值 h_{space_set} 的焓差乘以新风量 m_f , 即 $m_f(h_f - h_{space\_set})$; Q_{space} 为传统均匀环境的室内负荷, 稳态时等于送风焓值 h_s 与室内设定焓值 h_{space_set} 的焓差乘以送风量 m_s , 即 $m_s(h_s - h_{space\_set})$; 另外, 将其应用到非均匀环境中, 即将保障区域从均匀室内环境的整个房间拓展到非均匀室内环境的局部区域, 相应地将整个房间空气设定温度和相对湿度所对应的比焓 h_{space_set} 拓展到局部区域空气设定温度和相对湿度所对应的比焓 h_{local_set} , 则可获得非均匀环境的室内负荷, 称为局部负荷^[11-12], 具体如下式所示:

$$Q_{local} = m_s(h_{local\_set} - h_s) \quad (3)$$

式中: h_{local_set} 为局部区域空气设定温度和湿度所对应的比焓, Q_{local} 为非均匀室内环境下的局部负荷。当室内为均匀混合时, 此时局部区域的参数等于整个房间的参数, 即 $h_{local\_set} = h_{space\_set}$, 从而非均匀室内环境的局部负荷等于传统均匀环境的室内负荷, 即 $Q_{local} = Q_{space}$ 。这表明局部负荷具有通用性, 既可以适用于传统的均匀室内环境, 又可以适用于任意的非均匀室内环境; 或者换个角度说, 局部负荷是传统室内负荷的拓展与延伸, 而传统室内负荷是局部负荷的一个特例。

传统均匀环境空调系统负荷计算表达式 (2) 成立的前提是回风状态点 R 等于室内设定点 Set 。只有这个前提满足, Set 点和 F 点才能混合成 M 点, 才会有 $m_s(h_m - h_{space\_set}) = m_f(h_f - h_{space\_set})$, 从而才能推导出 $Q_{system} = Q_{space} + Q_{fresh}$ 。基于式 (2), 传统均匀环境空调的系统负荷可以拆成两个相对独立的部分, 即室内负荷 Q_{space} 和新风负荷 Q_{fresh} , 这样概念清晰且计算简单。

然而, 对于非均匀室内环境, 其室内参数是非均匀分布的, 回风状态点 R 与室内设定点 Set 很可能不同, 因此非均匀环境空调的系统负荷将变得不同且复杂, 从而需要进一步研究分析。



(b) 空气处理过程

图 3 营造传统均匀室内环境的一次回风系统

2 非均匀室内环境空调系统负荷

对于非均匀室内环境的营造,不管是民用领域还是工业领域的空调系统,最常采用的同样也是一次回风系统,具体如图 4 所示。

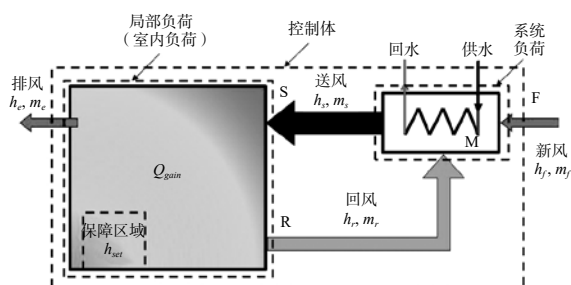


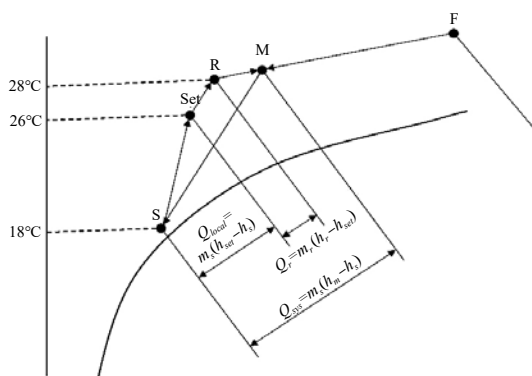
图 4 营造非均匀室内环境的一次回风系统

首先,类似于式 (1), 可以从热平衡的角度来分析非均匀环境的系统负荷, 具体如下式所示。

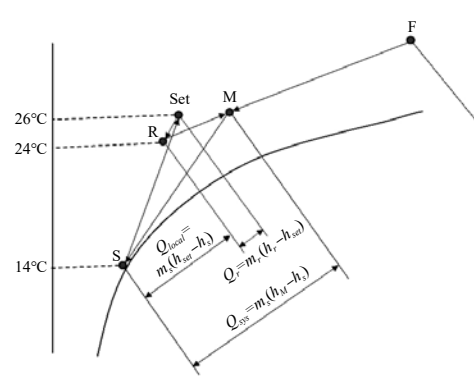
$$Q_{\text{system}} = Q_{\text{gain}} + m_f h_f - m_e h_e \quad (4)$$

利用式 (4) 可以准确地计算出非均匀环境系统负荷的大小, 而且还可发现其与传统均匀环境系统负荷的不同主要在于室内总得热量 Q_{gain} 和排风 $m_e h_e$ 。但是, 一方面, 它不能体现出系统负荷的品位, 即不能体现非均匀环境中送风温度较高而冷机能效比较高的特点; 另一方面, 它将整个空气处理过程视为一个黑箱, 不能反映新风、回风和送风等的处理变化过程, 从而有碍于我们对系统负荷的认识。因此, 有必要对非均匀环境空调系统负荷的构成进一步研究。

回风参数是非均匀环境与均匀环境区别的关键所在, 也是体现整个空气处理过程的重要部分, 因此可先对回风参数进行分析。非均匀环境中的回风状态点 R 可能大于也可能小于室内设定参数 Set , 从而存在两种可能的空气处理过程, 如图 5 所示。



(a) 回风参数大于室内设定参数



(b) 回风参数小于室内设定参数

图 5 利用一次回风系统营造非均匀室内环境的空气处理过程

由图 5 中可知, 不管回风参数大于还是小于室内设定参数, 其系统负荷都等于混风点 M 与送风点 S 焓差乘以送风量, 具体如下式所示。

$$Q_{\text{system}} = m_r h_r + m_f h_f - m_s h_s \quad (5)$$

然后, 在式 (5) 等号右边加减一个 $m_s h_{\text{local\_set}}$, 并进行移项合并等操作, 可得。

$$Q_{\text{system}} = m_s (h_{\text{local\_set}} - h_s) + m_f (h_f - h_{\text{local\_set}}) + m_r (h_r - h_{\text{local\_set}}) = Q_{\text{local}} + Q_{\text{fresh}} + Q_{\text{return}} \quad (6)$$

由式 (6) 可知, 非均匀环境的系统负荷 Q_{system} 并不等于室内负荷 Q_{local} 与新风负荷 Q_{fresh} 之和, 而是额外多了一项 $m_r (h_r - h_{\text{local\_set}})$ 。另外, 从图 5 中也可发现, 额外多出的 $m_r (h_r - h_{\text{local\_set}})$ 项可用局部区域设定参数 Set 到回风点 R 之间的变化过程来表示, 即图中的红线部分。因此, 这里不妨将 $m_r (h_r - h_{\text{local\_set}})$ 定义为回风负荷 Q_{return} , 具体如下式所示。

$$Q_{\text{return}} = m_r (h_r - h_{\text{set}}) \quad (7)$$

回过头来看, 新增的 $Set-R$ 变化过程其实就代表了回风负荷 Q_{return} , 即利用回风负荷来定量地反映非均匀环境中回风参数对系统负荷所带来的影响。而对于传统均匀环境, 其回风参数 h_r 与室内设定参数 h_{set} 一致, 使得回风负荷 Q_{return} 为 0。

因此, 通过式 (6) 可知非均匀环境空调的系统负荷由局部负荷、新风负荷和回风负荷构成, 其中回风负荷是非均匀环境不同于传统均匀环境的重要负荷来源。式 (6) 不仅可以定量地计算出系统负荷的大小, 而且一定程度上能体现系统负荷的品位。因为它将系统负荷拆成三项负荷, 这意味着承担每项负荷所需要的空气处理装置和冷源的能效比可能不同, 从而意味着系统负荷的品位不同。式 (6) 还可以清楚地反映新风、回风和送风等的空气处理过

程。另外,式(6)还可发现,非均匀室内环境局部负荷的降低并不意味着系统负荷的降低,因为多出了回风负荷这一项。实际中通常采用一次回风系统,导致高温的回风返回空调箱形成回风负荷,从而使现有非均匀环境空调最终的系统负荷降低得并不多。

对于直流式系统(全新风系统)和封闭式系统(全回风系统),它们均可视为一次回风系统的特例(即新风比为0或回风比为0)。直流式系统中,其空调系统负荷 Q_{system} 直接等于局部负荷 Q_{local} 与新风负荷 Q_{fresh} 之和,当局部负荷降低时,系统负荷随之减小;而封闭式系统中,其空调系统负荷 Q_{system} 直接等于局部负荷 Q_{local} 与回风负荷 Q_{return} 之和,此时无论局部负荷如何变化,系统负荷保持不变。

3 讨论与分析

由非均匀环境局部负荷的定义式(3)可知,以夏季空调工况为例且仅考虑显热,当热源总强度不变时,通过改善气流组织等可较明显地提高送风温度 T_s (若送风量 m_s 不变)从而降低其局部负荷 Q_{local} 的大小。但是,根据非均匀环境回风负荷的定义式(7)可知,当热源总强度不变时,送风温度 T_s 的提高会使得回风温度 T_r 也得到提高,从而增大回风负荷 Q_{return} 。因此综合式(3)和式(7)可知,通过改善气流组织等方式,只是将非均匀环境的室内负荷转移成了回风负荷,而使得系统负荷降低得很少。再结合热平衡关系式(4)可知,相比于均匀环境,非均匀环境的系统负荷减小的主要收益,来自于少量排风、围护结构得热带来的好处,以及外界气象条件合适时加大新风量带来的好处,但由于实际系统中排风量较小且围护结构负荷占比较小从而使得其收益在数量上较小。极端情况下,如果建筑保温、密闭性很好且完全没有新风,此时非均匀室内环境营造时的系统负荷与传统均匀混合营造方式下的系统负荷数量将完全一样!

从均匀环境的营造转向非均匀环境的营造,只不过是室内负荷转移到了回风负荷,如果此时室内负荷、回风负荷和新风负荷均采用同样品位的冷源进行处理,则非均匀环境节约的能耗非常有限,无法实现空调能耗的大幅度降低。因此,为了降低空调系统能耗,可以将非均匀环境的空调系统负荷拆分成回风负荷、新风负荷和局部负荷等并采用不同能效的冷源来分级处理。以夏季为例,回风、新风、室内热源与围护结构等均存在可以利用自然环境低品位冷源(通常高于室内需要的温度,这突破了仅低于室内温度才可当做冷源的传统认识的局限性)直接去除热量的可能性,剩余部分也有相当比例可

以用高温冷源进行处理,只有最难处理的那一部分才需要用传统的高品位冷源处理。由于不同品位冷源处理时的能效比COP不同而所付出的代价不同,从而可真正实现非均匀环境空调系统能耗的降低。

4 结论

本章分析了非均匀室内环境空调系统负荷的构成,通过对比均匀环境与非均匀环境的空调系统负荷的异同,揭示了传统通过高效气流组织营造非均匀环境来降低空调系统负荷的本质,并讨论了如何充分发挥非均匀环境节能潜力的方法以真正降低空调系统能耗,具体的研究结论如下:

(1) 非均匀环境空调系统负荷由局部负荷、回风负荷和新风负荷构成,其中回风负荷是其与传统均匀环境系统负荷的最大不同之处。

(2) 通过改善气流组织等方式,只是将非均匀环境的室内负荷转移成了回风负荷,而使得非均匀环境空调系统负荷降低不明显。极端情况下,如果建筑保温、密闭性很好且完全没有新风,则非均匀环境与均匀环境的空调系统负荷完全相同。

(3) 通过采用不同能效水平的冷源来处理非均匀环境的系统负荷,并尽可能地采用自然环境低品位冷源,可充分发挥出非均匀环境的节能潜力,以真正实现其空调能耗的降低。

参考文献

- [1] Skistad H, Mundt E, Nielsen PV, et al. Displacement Ventilation in Non-industrial Premises [S]. REHVA. 2004.
- [2] Gil-Lopez T, Galvez-Huerta MA, ODonohoe PG, et al. Analysis of the influence of the return position in the vertical temperature gradient in displacement ventilation systems for large halls [J]. Energy and Buildings. 2017; 140:371–379.
- [3] Sodec F and Craig R. The underfloor air supply system-the European experience [J]. ASHRAE Transactions. 1990; 96:690–695.
- [4] Zhang K, Zhang X, Li S, et al. Review of underfloor air distribution technology [J]. Energy and Buildings. 2014; 85:180–186.
- [5] Ball H D and Bailey T F. Analysis of a chilled jet in a thermally stratified environment [J]. ASHRAE Journal. 1978; 20:52–55.
- [6] Gorton R L and Sassi M M. Determination of temperature profiles and loads in a thermally stratified, air-conditioned system. I: Model studies [J]. ASHRAE Transactions. 1982; 88:14–32.
- [7] Fanger P O. Human requirements in future air-

conditioned environments. International Journal of Refrigeration[J]. 2001; 24:148–153.

[8] Melikov A K. Personalized ventilation [J]. Indoor Air. 2004; 14:157–167.

[9] Melikov A K. Advanced air distribution: improving health and comfort while reducing energy use [J]. Indoor Air. 2016; 26:13.

[10] Cheng Y, Niu J, Gao N. Stratified air distribution systems in a large lecture theatre: A numerical method to optimize thermal comfort and maximize energy saving

[J]. Energy and Buildings, 2012, 55:515–525.

[11] Liang C, Shao X L, Li X T. Concept and calculation method of local cooling/heating load applied to non-uniform indoor environment [C]. 24th IIR International Congress of Refrigeration, Japan, 2015.

[12] Shao X L, Ma X J, Li X T, Liang C. Multi-mode ventilation: An efficient ventilation strategy for changeable scenarios and energy saving [J]. Building and Environment, 2017, 115:332–44.

北京某地铁站新型直膨式蒸发冷凝空调系统性能实测研究

张意祥¹, 郁文红¹, 邹 阳³, 翟 彤³, 谷雅秀³, 孟 鑫⁴, 李国庆⁴, 潘 嵩²

(1. 北方工业大学 土木工程学院, 北京 100144; 2. 北京工业大学 建筑工程学院, 北京 100022; 3. 长安大学 环境科学与工程学院, 陕西西安 710061; 4. 北京城建设计发展集团股份有限公司, 北京 100037)

[摘 要] 对北京某地铁站的新型直膨式蒸发冷凝空调系统进行了性能实测, 通过分析实测数据研究蒸发冷凝器风量, 入口空气干球温度, 湿球温度及相对湿度对系统性能系数 (COP) 的影响。结果显示: COP 随着风量的增大而升高, 随着入口空气干球温度, 湿球温度及相对湿度的升高而降低。同时对较高湿球温度情况下该系统的适用性进行了分析, 发现空调系统 COP 没有明显降低。

[关键词] 蒸发冷凝空调系统; COP; 地铁车站

0 引言

目前地铁站空调系统通常采用传统水冷式系统, 然而地铁用水冷式系统除了冷却塔占地, 漂水及噪音扰民的问题以外, 还存在地下集中冷站建设难度大, 投资高; 冷却水系统存在水泵能耗高, 冬季泄水防冻等问题。蒸发冷凝技器将传统水冷式系统冷凝器中制冷剂冷凝和冷却塔中冷却水降温的过程合二为一, 以空气和水为介质, 利用水的蒸发吸热带走制冷剂的冷凝热的新型冷凝器。蒸发冷凝器作为一种兼具了冷凝器, 冷却水系统以及冷却塔功能的新颖换热器, 为解决上述问题提供了新的思路。

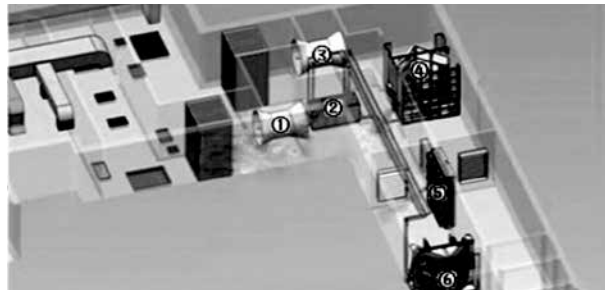
目前对于蒸发冷凝空调系统的研究主要是通过搭建实验台来进行, M.Hosoz 等人^[1]将蒸发冷凝器与风冷式冷凝器应用于相同的制冷系统中进行测试。发现蒸发冷凝器冷量比风冷式冷凝器冷量高 31%, COP 高 14.3%。H. Metin Ertunc 等人^[2]在实验台得到的大量实验数据的基础上利用神经网络系统建立了蒸发式冷凝器系统性能的预测模型。Tianwei Wang^[3]建立了蒸发冷凝制冷系统实验台, 以研究提高系统 COP 的方法。通过测试相对湿度, 干球温度与湿球温度和 COP 的关系, 发现干球温度与 COP 呈负相关关系。综合考虑预冷能耗和干球温度得到最佳进风温度为 33.1℃。Huanwei Liu 等人^[4]提出一种双独立式蒸发冷凝空调系统, 主要研究了喷淋水温, 风速, 喷淋密度, 环境干球温度和压缩机频率对 COP 的影响。朱冬生等^[5]研究了喷淋密度对系统性能的影响, 发现了喷淋密度存在最优值。李元希等^{[6][7]}对板式蒸发冷凝器进行了研究发现其存在最佳入口风速和喷淋密度。上述研究由于实验条件各

异, 侧重点不同其结果通用性不强。对于实际工程中尤其是探究该系统在地铁中的文献较少, 多是对地铁站系统应用进行经济性, 可行性分析^{[8][9][10]}。

因此本文针对北京某地铁蒸发冷凝空调系统进行了性能实测, 探究蒸发冷凝器风量, 入口空气干球温度, 湿球温度及相对湿度对系统 COP 的影响。以及对于该系统蒸发冷凝器置于地铁排风道内是否有优势, 蒸发冷凝系统在相对湿度较高情况下能否适用的问题,

1 工作原理

地铁站采用的是直膨蒸发冷凝空调系统, 空调系统主要由蒸发冷凝器, 引风机, 压缩机, 直膨式空调机组等组成。如图 1 所示该系统主要工作原理是: 部分站内回风与新风混合送入空调箱, 在空调箱内送风与表冷器内制冷剂换热, 处理后的送风经送风机送入站内, 表冷器制冷剂经压缩机进入放置于排风道内的蒸发冷凝器。冷凝器内的制冷剂与喷淋水进行换热, 其中制冷剂经节流阀进入表冷器继续循环。换热后的喷淋水与站内的低温排风以及引风机从新风道内输送过来作为补充的新风换热冷却后进入集水盘再经水泵送入喷淋装置循环利用。由



1- 排风机; 2- 压缩机; 3- 送风机; 4- 直膨式空调箱;
5- 引风机; 6- 蒸发冷凝器

图 1 地铁站空调机房示意图

收稿日期: 2018-06-13

作者简介: 张意祥 (1994—), 主要研究方向为地铁空调系统及节能。

于该站无冷冻水循环系统,压缩机可放置在风道内。因此无需建设地下冷站和冷却塔,避免了传统水陆式系统面临的问题。

2 性能实测与结果分析

该系统仅在空调季运行,因此为了检测该系统的实际运行状况,分别在 2016 年 7 月以及 2017 年 8 月对该地铁站的空调系统各进行了为期一周测试,每天有三个测试时段,分别为早上 9:00~10:30,中午 13:00~14:30,下午 15:30~17:00。测试项目:表冷器及蒸发冷凝器风量,出入口空气干球温度和相对湿度。送风机,排风机,压缩机,引风机以及冷却水泵功率。

2.1 测试方法及数据处理

2.1.1 制冷量测试

该系统采用直膨式空调箱,因此其制冷量通过测试表冷器进出口空气温湿度及风速来计算制冷量。测试仪器:手持式多功能测试仪(德国 TESTO-480 测量精度:温度 0.1°C,湿度为 0.1%RH,风速为 0.01m/s)。具体计算方法如下:

$$Q_1 = V_a A_b \rho_a c_a (h_{a,o} - h_{a,i})$$

式中: Q_1 为制冷量 (kW); V_a 为空调箱表冷器入口平均风速 (m/s); A_b 为风速测试截面面积 (m²); ρ_a 为空气密度 (kg/m³); c_a 为比热容 (kJ/(kg·K)); $h_{a,o}$, $h_{a,i}$ 分别为表冷器进出口空气焓值由温湿度计算得出。

2.1.2 蒸发冷凝器进口风速以及进出口空气温湿度测试

蒸发冷凝器散热量测试方法与制冷量测试方法相同,采用手持式多功能测试仪测试蒸发冷凝器进口风速以及进出口空气温湿度。

2.1.3 功率测试

采用交直流钳形表 (FLUKE365 测量精度:电压 0.1V,电流 0.1A) 测量设备三相电压及电流以此计算设备电功率。

$$W = \cos \varphi \cdot \Sigma I \cdot U / \sqrt{3}$$

式中: ΣI 为三相电流之和 (A); U 为相电压 (V); $\cos \varphi$ 为功率因数取 0.9^[11]

2.1.4 空调系统性能系数

空调系统性能系数 (COP) 为系统单位功率消耗得到的制冷量:

$$\text{COP} = \frac{Q_1}{W_c + W_f + W_{f,h} + W_p}$$

式中: W_c , W_f , $W_{f,h}$, W_p 分别为压缩机,送,排风机,引风机和冷却水泵功率 (kW)。

2.1.5 相关性分析

为了研究上述变量与系统性能系数 COP 之间的关系,采用相关系数来辅助分析测试结果。相关系数是研究变量之间线性相关程度的量:

$$r(X, Y) = \frac{\text{Cov}(X, Y)}{\sqrt{\text{Var}(X) \text{Var}(Y)}}$$

式中: X 值为蒸发冷凝器风量,入口空气干球温度,湿球温度及相对湿度等影响系统性能的量; Y 值为系统 COP。 $\text{Cov}(X, Y)$ 为 X 与 Y 的协方差, $\text{Var}(X)$, $\text{Var}(Y)$ 为 X, Y 的方差。

2.2 数据分析

蒸发冷凝器内的制冷剂被制冷剂管外流动的冷却水冷却,同时冷却水被地铁站排风道内的排风冷却因此其性能受冷却水及蒸发冷凝器进风共同影响。因为测试期间该系统冷却水泵定频运行,冷却水流量不变,因此主要研究蒸发冷凝器进风参数对系统性能的影响。由于测试中存在因雨天制冷系统关闭的情况,排除停机工况后所测数据详见表 1 表 2。

表 1 2016 年测试数据

2016	7.28 早	7.28 中	7.28 晚	7.29 早	7.29 中	7.29 晚	7.30 早	7.30 中	7.31 早	7.31 中	7.31 晚
编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
温度 /°C	28.0	30.6	31.2	28.4	31.3	31.8	28.2	30.0	26.2	27.2	27.4
相对湿度 /%	64.9	64.2	65.5	75.7	70.8	71.7	85.4	80.7	80.4	73.2	75.4
湿球温度 /°C	22.8	25.0	25.8	24.9	26.8	27.4	26.2	27.2	23.5	23.9	23.9
风量 /(m ³ /s)	55.1	48.5	31.6	31.1	30.8	29.9	35.9	45.1	26.3	38.6	33.7
冷量 /kW	779.2	622.9	685.4	429.2	762.5	795.8	654.2	902.1	635.4	660.4	681.3
空调系统 COP	2.4	1.9	2.5	2.6	2.3	2.3	3.3	3.0	2.6	2.6	2.7

表 2 2017 年测试数据

2017	8.26 早	8.26 中	8.26 晚	8.28 早	8.28 中	8.28 晚	8.30 中	8.30 晚	8.31 中	8.31 晚
编号	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
温度 /°C	25.2	25.8	25.1	24.9	25.1	25.4	26.0	25.5	25.6	25.3
相对湿度 /%	48.3	47.7	42.4	66.3	54.0	49.4	54.7	59.3	66.5	64.5
湿球温度 /°C	17.7	18.1	16.6	20.3	18.6	18.0	19.4	19.7	20.9	20.4
风量 /(m ³ /s)	12.0	14.4	16.7	13.6	15.1	13.8	17.7	16.1	15.1	14.0
冷量 /kW	525.0	401.7	555.0	448.7	580.1	578.8	639.0	643.1	490.3	481.1
空调系统 COP	2.5	1.9	2.6	1.9	2.6	2.7	3.0	3.0	2.3	2.3

2.2.1 蒸发冷凝器进风干球温度对系统 COP 的影响

由于蒸发冷凝空调系统性能受多种因素影响但限于实测条件无法排除其他影响因素,对单个因素进行针对性实验。因此在分析单个因素对系统性能的影响时挑选出其他因素相近的数据来排除干扰。由于 2017 年测试时室外温度变化较小,且该年是在 8 月底进行的测试地铁站负荷较小导致引风机风量远小于前一年。因此本文针对干球温度的影响研究中选取 2016 年所测数据中编号为 (3, 5, 6, 9, 11) 的五组数据进行分析,这几组数据湿度相近 (70.5%~80.4%),风量相近 ($26.33\text{m}^3/\text{s}$ ~ $33.66\text{m}^3/\text{s}$),制冷量相近 (635~795kW)。干球温度范围较大为 (26.2 ~ 31.8°C)。

从图 2 中可以发现当干球温度上升时空调系统 COP 有下降趋势。对干球温度及 COP 进行相关性分析得到相关性系数 $r = -0.782$ 得出两者有较强的负相关关系。虽然送风干球温度的升高对于蒸发冷凝器冷却水的蒸发有着促进的作用但对于该系统干球温度对冷却水与空气的显热传递的促进作用要高于对促进冷却水的蒸发作用。地铁站将蒸发冷凝器置于排风道内利用温度低于室外的排风供给蒸发冷凝器利于系统 COP 的提高。

2.2.2 蒸发冷凝器进风相对湿度对空调系统 COP 影响
选取 2017 年所测编号为 (12, 14~17, 20, 21) 的, 7 组数据进行分析。这几组数据温度较为接

近 (25 ~ 26°C), 风量范围为 (12 ~ $16.7\text{m}^3/\text{s}$), 制冷量范围为 (448.7 ~ 580kW)。相对湿度范围为 (42.4% ~ 66.5%)。

从图 3 中可以看出当相对湿度上升时 COP 有明显的下降趋势,原因是空气相对湿度的增加不利于空气与水的质交换,降低了冷却水的蒸发量。对其进行相关性分析得到相关性系数为 $r = -0.823$, 有较强的负相关关系。通过对比 2016 年, 2017 年数据可以发现虽然 2016 年蒸发冷凝器进口空气相对湿度普遍较大,甚至有湿度高达 80% 的情况出现,且其温度高于 2017 年。但其 COP 并未低于 2017 年。主要原因该站引风机有变频功能,在温湿度较高的情况下风量也有明显的增加可见该系统在湿度较高的情况下也能保证高效运行。

2.2.3 风量对空调系统 COP 的影响

由于 2016 年和 2017 年站内负荷相差较大导致蒸发冷凝器入口风量相差较大因此将两年分开分析其中选取 2016 年数据 (2, 3, 7, 10, 11) 共 5 组进行分析,这几组数据湿球温度相近 (23.9 ~ 26.1°C),制冷量相近 (622 ~ 681kW) 选取 2017 年的 (12, 14~21) 9 组数据进行分析。这几组数据湿球温度范围 (17.7 ~ 20.9°C), 制冷量范围 (448 ~ 643kW) 相差不多。

从图 4, 5 中可以看出 COP 随着风量变化的趋势完全不同,其中图 4 空调系统 COP 随风量增加先

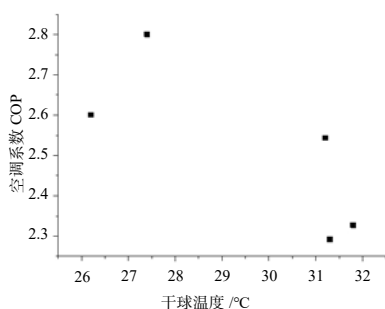


图 2 干球温度与空调系统 COP 关系

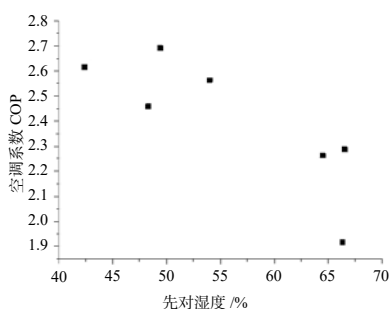


图 3 相对湿度与空调系统 COP 关系

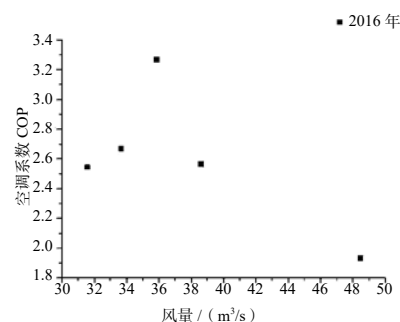


图 4 风量与空调系统 COP 关系 (2016)

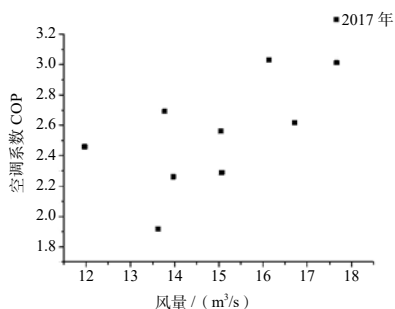


图 5 风量与空调系统 COP 关系 (2017)

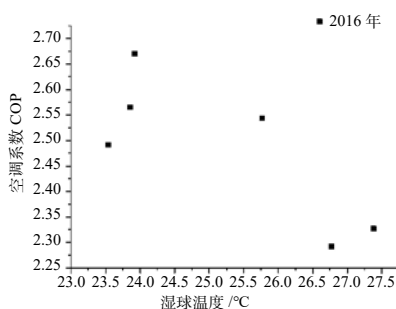


图 6 湿球温度对空调系统 COP 的影响 (2016)

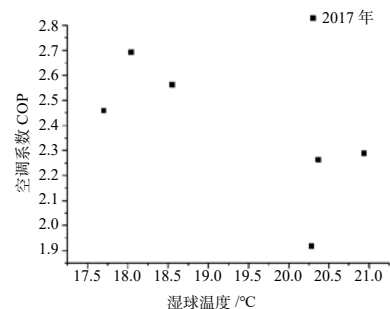


图 7 湿球温度对空调系统 COP 的影响 (2017)

增大后减小,而图 5 中空调系统 COP 随风量上升而上升,经相关性分析得到图 5 相关性系数为 $r=0.67$ 有较强的正相关性。对于风量与 COP 呈正相关性其原因是风量的上升,风速的增加,增大了空气与水交界面热质传递的剧烈程度,促使热湿交换更加充分。而图 4,图 5 出现差异的主要原因是两年蒸发冷凝器入口风量差异较大,由于风速过高使空气与冷却水接触时间过短换热不充分导致 2016 年风量增大 COP 反而下降的情况,因此对于该蒸发冷凝器风量并非越高越好。

2.2.4 湿球温度对 COP 影响

由于 2016 年和 2017 年站内负荷相差较大导致蒸发冷凝器入口风量相差较大因此将两年分开分析其中 2016 年选取数据 (3, 5, 6, 9~11), 风量相近 ($26.3\sim 33.7\text{m}^3/\text{s}$) 制冷量相近 ($635.4\sim 795.8\text{kW}$), 2017 年选取 (12, 14~17, 20, 21), 风量相近 ($12\sim 15\text{m}^3/\text{s}$) 制冷量相近 ($448.7\sim 580.1\text{kW}$)。

从图 6, 7 可以看出入口空气湿球温度对空调系统 COP 影响较大,对其进行分析可得出其相关系数分别是 $r=-0.8$, $r=-0.74$ 有较高的负相关关系。可见湿球温度的升高对空气与冷却水热质交换的削弱作用较为明显。但也有湿球温度升高同时与 COP 升高的情况出现 (比如 2~3, 17~19), 以及湿球温度下降同时 COP 下降的情况出现如 (8~9, 11~12,) 通过查看对比湿球温度与风量的情况,发现编号 2 工况风量较大结合之前分析原因主要是风速过高导致换热效果下降。而 17~19, 8~9, 11~12 情况的出现与风量的改变有关,其中 17-19 工况风量有较大的增幅对系统 COP 的提升起到了关键的作用,而 8~9, 11~12 工况风量降幅较大导致了 COP 的下降。从整体分析 2016, 2017 年的数据,尽管 2016 年蒸发冷凝器入口湿球温度高于 2017 年但其系统 COP 并没有整体降低。主要原因是 2016 年蒸发冷凝器入口风量高于 2017 年证明了该系统在高湿球温度情况下的适用性。

3 结论

本文对地铁站直膨式蒸发冷凝空调系统进行了性能测试,考察了不同风量,进风干球温度,相对湿度以及湿球温度对空调系统性能的影响。结果表明风量的增加有利于系统性能的提高,但并非越高越有利,如何决定最佳风量是今后的研究方向。进风干球温度与系统 COP 呈负相关关系,验证了蒸发冷凝器放置于排风道内利用站内低温排风有益于性

能提高。通过 2016 年与 2017 年实测数据中相对湿度,湿球温度与空调系统 COP 的对比发现,即使在相对湿度较高的情况下该系统仍能保持较高的空调系统 COP。目前通过实测数据验证了该系统存在较高的节能潜力,今后将通过搭建实验台来进行进一步的研究。

参考文献

- [1] M. Hosoz A. Kilicarslan. Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers.[J]. International Journal Of Energy Research ,2004,:28(3):684-696.
- [2] H.Metin Ertunca,Murat Hosozb, Comparative analysis of an evaporative condenser using artificial neural network and adaptive neuro-fuzzy inference system[J]. International Journal Of Refrigeration.2008.31(2):1426-1436.
- [3] Tianwei Wang,Chenguang Sheng, A. G.Agwu Nnannaa, Department Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser [J]. Energy and Buildings. 2014.81(5):435-443.
- [4] Huanwei Liu, Qiushu Zhou, Yuling Liu, Peifeng Wang, Defa Wang, Experimental study on cooling performance of air conditioning system with dual independent evaporative condenser[J]. International Journal Of Refrigeration.2015.55:85-92.
- [5] 朱冬生,沈家龙,唐广栋,等. 水分布对蒸发冷凝器传热传质的影响 [J]. 工程热物理学报 .2007.28(1):83-85.
- [6] 李元希,蒋翔,吴治将,等. 板式蒸发式冷凝器水膜传热特性研究 [J]. 武汉理工大学学报 .2010.32(13):131-134.
- [7] 李元希,黄河,杨永峰,等. 板式蒸发式冷凝器的性能实验 [J]. 制冷与空调 .2011.11(4):43-48.
- [8] 许巍,王怀良,罗硕成. 蒸发冷凝空调系统在地铁中的应用 [J]. 暖通空调 .2011.41(6):43-46.
- [9] 苏晓青,黄翔,高源基. 蒸发冷凝式水冷机组在地铁空调系统中的可行性分析 [J]. 制冷与空调 .2016.30(2):158-162.
- [10] 吴振. 蒸发式冷凝机组在地铁中的应用研究 [J]. 低碳世界 . 2017.02:225-226.
- [11] 中华人民共和国建设部, 民用建筑电气设计规范 [Z].2008.

典型数据中心能耗调研与节能研究

吴延鹏, 贾 洁, 于 震, 李 怀, 崔向红
(北京科技大学, 北京 100083)

[摘 要] 本文针对北京地区 12 处数据中心能耗进行调研, 得到了数据中心的总电耗及各设备所占的电耗比例, 分析数据中心投入使用时间、规模、制冷形式等参数对 PUE 的影响。根据调研结果, 利用 DeST 对其中某一典型数据中心的空调系统进行节能优化, 制定完整的节能改造方案, 为现有数据中心进一步节能改造提供参考与依据。

[关键词] 数据中心; 能耗调研; 模拟分析

0 引言

近几年, 我国数据中心发展迅速, 2015 年我国数据中心突破 1500 万 m²^[1], 而其日益突出的能耗问题也越来越不容忽视, 2015 年数据中心的电耗为 1000 亿度, 年耗电量超过全社会用电量的 1.5%^[1]。据调查, 国外数据中心采取多样的节能改造措施, 将 PUE 平均值控制在 1.2 以下^[2]: 美国俄勒冈州 Facebook 数据中心, 通过在顶部修建巨大的中央通风系统和蒸发间, 让干空气带走热量, 将 PUE 控制在 1.05~1.10^[3]; 芬兰哈密纳的 Google 数据中心, 利用海水循环降温, 将 PUE 控制在 1.14^[4]; 冰岛雷雅内斯帕的 Verne Global 数据中心, 采用当地丰富、便宜的地热和水力资源供电, 利用冰岛天然的寒冷, 干燥的天气用于设备降温, 将 PUE 值控制在 1.2^[5]。而我国数据中心能源利用效率水平整体偏低, 我国的大多数数据中心的 PUE 值大于 2.0, 平均值更是高达 2.5^[6]。但研究表明, 应用现有节能技术, 可使数据中心 IT 设备系统、空调系统、配电系统平均实现节能 25%、36% 和 18%^[7], 使数据中心整体平均实现节能 35%^[8]。因此, 对我国数据中心进行节能优化是十分有必要的。

1 数据中心能耗调研

1.1 调研对象及内容

本次调研对象为北京市 12 处数据中心, 其基本信息见表 1。本次调研对象从投入使用时间、规模以及制冷形式来看, 基本涵盖了北京市所有数据中心的类型, 选取的数据中心样本具有一定的代表性。调研内容包括数据中心基本信息、能源评价信息、能耗指标信息、能源管理系统信息。

收稿日期: 2018-06-27

作者简介: 吴延鹏 (1972—), 主要研究方向为: 1. 绿色建筑、健康建筑理论及应用; 2. 可再生能源利用与建筑节能; 3. 室内空气质量与洁净技术; 4. 数据中心冷却与节能技术; 5. 新材料技术在建筑环境领域的研究与应用。

表 1 数据中心的基本信息

编号	投入使用时间	等级	使用方式	主机房面积 /m ²	制冷形式
1	2004	B 级	共用	483	水冷
2	2009	B 级	自建	162.06	水冷
3	2010	B 级	自建	216	水冷
4	2008	B 级	自建	120	风冷
5	2010	B 级	共用	701.4	风冷
6	2010	B 级	共用	701.4	风冷
7	2010	B 级	共用	300	风冷
8	2004	B 级	共用	483	水冷
9	2012	B 级	共用	717.6	水冷
10	2012	B 级	共用	717.6	水冷
11	2015	B 级	自建	393	风冷
12	2012	A 级	自建	30~40	风冷

1.2 调研方法

对主要耗电量 (供电系统、制冷系统、照明系统) 分别计量, 采用 2h 一次的测量周期。在 UPS 的输入端与输出端分别安装电表, 利用两者差值计量供电系统的用电量。监测制冷系统的用电量应包括室内空调末端, 水冷式制冷还包括压缩机、冷冻水泵、冷却水系统、末端冷冻水系统的耗电量。

1.3 调研结果

根据上述方法, 得到各数据中心的总用电量、IT 设备用电量、空调用电量、可再生能源发电量等能耗指标, 整理后得到各数据中心的 PUE 和 CLF 值。具体信息如表 2 所示。

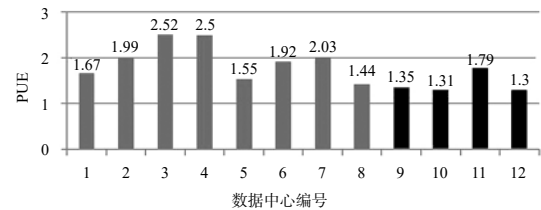
表 2 数据中心的能耗指标和能源消耗值

编号	PUE	CLF	机房总用电量 / (kW·h)	IT 设备用电量 / (kW·h)	空调用电量 / (kW·h)	可再生能源发电量 / (kW·h)
1	1.67	0.67	1333079	799304	533775	0
2	1.99	0.49	2110385	1058210	524341	0
3	2.52	1.35	1472311	583743	787482	0
4	2.5	1.13	126431	50575	57069	0
5	1.55	0.55	6871775	4423864	2447911	0
6	1.92	0.92	3979536	2070165	1909371	0
7	2.03	1.03	562508	275950	286558	0
8	1.44	0.44	1477833	1022757	455076	0
9	1.35	0.35	5534949	4106822	1428127	0
10	1.31	0.31	5260763	4014972	1245791	0
11	1.79	未计	984565	551066	433498	0
12	1.3	未计	未计量	未计量	未计量	0

1.4 调研分析

1.4.1 数据中心投入使用时间对 PUE 的影响

由图 1 可以看出，2012 年后投入使用的数据中心的 PUE 值基本在 1.3~1.8 之间，2012 年前建成的数据中心的 PUE 值基本在 1.8~2.5 之间。说明新建成的数据中心已经开始重视数据中心高能耗的问题，越来越注重节能措施在数据中心中的应用。



（2012 年之前：灰色条柱 2012 年及以后：黑色条柱）

图 1 PUE 与数据中心投入使用时间的关系

1.4.2 数据中心规模对 PUE 的影响

由图 2 可以看出，数据中心的面积对于数据中心的能耗指标 PUE 值有一定的影响。定性分析，数据中心的 PUE 与面积的大小基本成反比关系，面积较大的数据中心的 PUE 值较低，而面积较小的数据中心的 PUE 值相对较高。

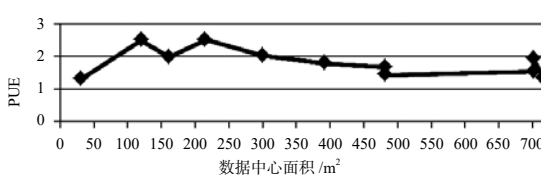
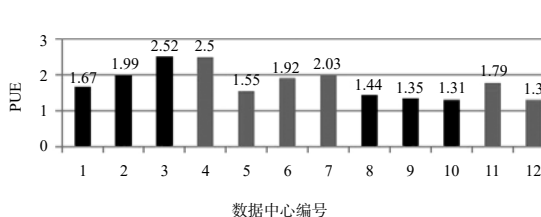


图 2 PUE 与数据中心面积的关系

1.4.3 数据中心制冷形式对 PUE 的影响

本次调研中，风冷式的数据中心的 PUE 值基本在 1.9 左右，水冷式的数据中心的 PUE 值基本在 1.7 左右。风冷式直接蒸发式空调系统的初投资成本最低，系统组成简单、器件少、施工简单工期短，但是制冷系统效率低，运行稳定性差，维护成本极高，适用于水源缺乏的地区、小型数据中心^[9]。水冷式直接蒸发式空调系统的初投资成本稍高，需要布置冷却塔及空调水系统，但是制冷系统效率高，维护成本低，适用于有集中冷却水系统的场所^[10]。因此，风冷式数据中心的 PUE 值要高于水冷式数据中心。



（风冷：灰色条柱 水冷：黑色条柱）

图 3 PUE 与数据中心制冷形式的关系

2 数据中心节能优化

根据上述调研结果，以北京市某数据中心为对象，对其进行 DeST 能耗模拟及节能优化。该建筑主要功能房间现有的空调系统设计、空气处理设备以及冷热源设计如表 3 所示。

表 3 数据中心现有空调系统方案

空调系统		全空气定风量系统
空气处理设备	表冷器选型	JW10-4 型 8 排表冷器
	热回收处理	无
冷热源设计		额定冷量为 1500kW 离心机 2 台
输配方案设计		二次水泵变台数

2.1 空调系统方案改造

对原有空调系统进行改造，提出两种改造方案：

方案一：风机盘管加新风系统，空调系统的运行作息按照办公室空调启停作息，根据人均新风量和维持室内正压最小新风量综合确定房间总的新风量。

方案二：全空气变风量系统，各房间的送风范围 4~8 次/h。

对上述空调系统方案进行模拟计算，可以计算得到各系统全年满意（系统可达到设计要求）小时数如表 4 所示，对比发现各房间全年满意小时数有明显增加，有的甚至增加了一倍。

表 4 数据中心空调方案全年满意小时数

房间名称	原有方案	方案一	方案二
1-2-6	613	5587	8038
1-2-5	501	5396	4554
1-2-4	2628	5651	2854
1-2-3	4278	6496	8756
1-2-2	3685	4910	4669
1-2-1	1617	4915	4286

选取全空气定风量系统和风机盘管加新风系统在不满意时刻（3 月 6 号上午 9 点）各个房间室温 and 送风量情况，系统大部分需要供热，一部分房间需要制冷。有些房间温度已经达到室温下限，有些房间温度已超出室温要求上限，因为是定风量系统，所以并不能通过风量来调整，从而系统无法同时满足各个房间的要求。选取全空气变风量系统同一时刻，系统大部分需要供热，一部分房间需要制冷。有些房间温度已经达到室温下限，将风量调小可以使房间温度上升，达到室内要求温度；有些房间温度已超出室温要求上限，将风量调大可以使房间温度下降。因此全空气变风量系统可以通过调整各房间的风量来同时满足各个房间的要求。

2.2 空气处理设备方案改造

2.2.1 冷器选型

利用 DeST 对原有方案全年运行情况进行逐时模拟计算。计算得到，方案不能满足设计送风状态

要求的小时数达到 295h。针对某一不满足要求的时刻,设备无法将空气处理到此时此刻系统要求的送风状态点 S 点,只能将空气处理到与其温度相当的 O 点,但要求的除湿量却相差很大,使室内含湿量过大。因为 8 排的表冷器的通用换热效率高,湿工况运行时,表冷器处理空气状态点接近饱和线,如果此时将空气从混风状态点 M 点除湿到与 S 点等湿值得状态点,空气温度会比送风状态点 S 点低很多,送风温度无法满足要求,所以此时此刻设备无法同时满足送风温度和湿度的要求。采用 4 排带旁通的表冷器,通过处理部分空气到低温低湿状态再与未处理空气混合便可以达到送风状态点,可以很好地避免上述问题。

2.2.2 热回收处理方案改造

利用 DeST 对不设新排风换热器、设置显热回收器、设置全热回收器三种方案进行模拟,比较三种热回收方案的运行能耗。设置显热回收器额定的温度效率为 0.7,全热回收器额定的温度效率 0.7,额定的湿度效率 0.7。模拟得到三种方案的运行能耗依次为 18863.6kW·h、15562.5kW·h、11523.8kW·h。该系统采用全热回收的方式运行与不设置热回收装置相比可节省了 38% 的运行能耗。

2.3 冷热源方案改造

利用 DeST 对建筑逐时需要冷量分布情况进行分析,分析结果见表 5。可以发现,冷量需求在低于 1600kW 的范围内比较集中,尤其是冷量需求低于 1200kW 的小时数占到需要开启冷机总小时数的 60%。

表 5 建筑空调系统耗冷量分布

冷量 (kW·h)	≤ 400	400~800	800~1200	1200~1600
小时数	592	774	424	370
冷量 (kW·h)	1600~2000	2000~2400	2400~2800	≥ 2800
小时数	14	9	2	1

数据中心最大的冷量需求为 2980kW,对此选出两种冷机搭配方案:(1)额定冷量为 1500kW 离心机 2 台;(2)额定冷量为 1140kW 离心机 2 台,额定冷量为 720kW 离心机 1 台。

本次数据中心采用二次泵水系统形式,冷机的工况和水系统直接相关。上述两个搭配方案所选择的设备参数和台数见表 6。

表 6 设备列表

	冷冻机	冷冻一次泵	冷却塔	冷却泵
方案 1	额定冷量 1500kW 离心机 2 台	额定流量 257m³/h, 额定扬程 120kPa, 离心泵 2 台	额定水量 337m³/h 337m³/h 冷却塔 2 台	额定流量 337m³/h; 额定扬程 120kPa; 离心泵 2 台
方案 2	额定冷量 1140kW 离心机 2 台; 额定冷量 720kW 离心机 1 台	额定流量 196m³/h, 额定扬程 120kPa, 离心泵 2 台; 额定流量 123m³/h, 额定扬程 120kPa, 离心泵 1 台	额定水量 256m³/h; 冷却塔 2 台; 额定水量 162m³/h, 冷却塔 1 台	额定流量 256m³/h, 额定扬程 120kPa, 离心泵 2 台; 额定流量 309m³/h, 额定扬程 120kPa, 离心泵 2 台

两种方案的冷机总额定冷量相同,都满足系统的逐时冷量需求。系统运行时会根据末端的冷量需求确定开启冷机的台数,随着末端冷量需求的变化,冷机大部分时间会工作在部分负荷点,因冷冻机部分负荷时的 COP 不同,所以不同的冷机搭配会有不同的运行能耗,运行能耗的差别与系统的负荷分布情况有关。

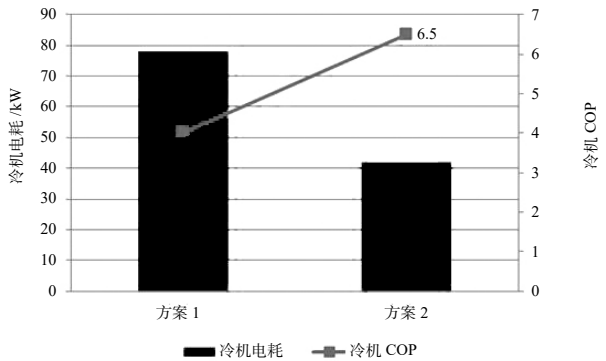


图 4 某部分负荷时刻不同冷机方案工况比较

图 4 所示为某一时刻,不同冷机方案下对应的冷机电耗及 COP。对冷机全年运行电耗进行模拟分析,方案 1 和方案 2 的全年运行能耗分别为 19165kW·h 和 1589kW·h,方案 2 的冷机搭配方案下的冷机全年运行电耗与方案 1 相比有明显降低,降低了 17% 的运行电耗。

2.4 输配系统方案改造

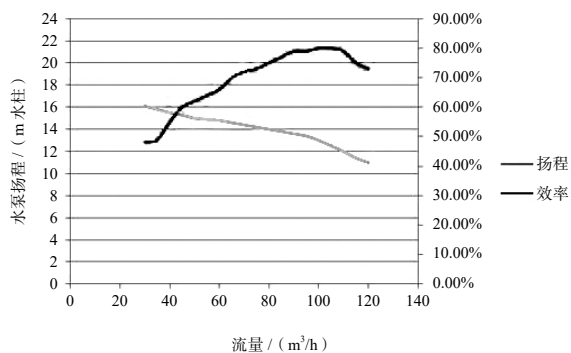
数据中心采用二次泵系统,二次泵的运行方式有两种:根据用户流量需要台数控制,根据供回水压差变频控制。对两种控制方式的水泵运行电耗进行模拟,结合初投资进行经济性分析,来确定二次泵的运行方案。

由图 5(a)可知,二次泵以台数控制的方式运行,水泵的工作点扬程大部分时刻高于 11m。由图 5(b)可知,二次泵以变频控制的方式运行,水泵的工作点扬程维持在 11m。对两种控制方式的水泵运行电耗进行模拟可得,台数控制与定压差变频控制下的水泵电耗分别为 7895kW·h、6524kW·h,采用定压差变频控制方式可节省电耗 16%。

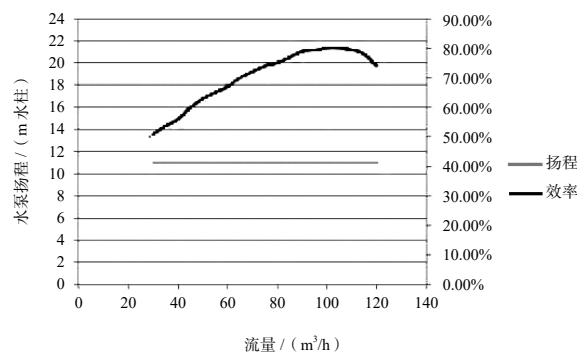
表 7 不同水泵控制方式的经济性分析

	初投资 (万元)	运行费 (万元)	寿命周期费用 (万元)	寿命周期费用 差异(万元)	增加投资 回收期
台数控制	1.02	1.53	6.87	—	—
变频控制	2.51	1.24	6.52	-0.35	3.58

对两种运行方案的二次泵初投资及生命周期运行费进行计算,见表 7。因为初投资的增加,变频的寿命周期费用仅略小,对数据中心而言,从经济性角度看,定压变频控制的优势并没有那么明显。



(a) 台数控制水泵工作点



(b) 定压差变频控制水泵工作点

图 5 二次泵全年工作状况

3 结论

本文通过对北京市 12 个数据中心进行能耗调研和对北京市某数据中心进行能耗模拟, 得到如下结论:

(1) 数据中心的能耗指标 PUE 值与数据中心的规模、等级、制冷形式和使用时间等影响因素有关。投入使用时间在 2012 年之后的 PUE 值明显低于之前的数据中心的 PUE 值。数据中心的 PUE 与面积的大小基本成反比关系, 面积较大的数据中心的 PUE 值较低, 而面积较小的数据中心的 PUE 值相对较高。风冷式的数据中心的 PUE 值基本在 2 左右, 水冷式的数据中心的 PUE 值基本在 1.5 左右。

(2) 将空调系统改为全空气变风量系统, 可以保证室内 IT 设备的正常运行。将通用换热效率更高的 8 排表冷器换为通用换热效率 4 排带有旁通的表冷器, 很好地解决了某些不满足要求的时刻无法将空气处理到送风状态点的难题。

(3) 通过设置全热回收装置节省了 38% 的运行能耗。根据系统对冷热源提出的冷量、热量需求确定选用的冷热源的容量, 进行冷机搭配。通过分析数据中心逐时需要冷量的分布情况, 选用多台离心机, 不光提高了冷机的 COP, 就全年运行电耗而言, 也节省了 17% 的能耗。

(4) 对二次泵的两种运行方式进行电耗模拟, 从节能角度, 变频水泵的节能效果优于控制台数, 节省了 16% 的电耗。对两种运行方案进行经济性模拟, 从经济的角度来说, 控制台数初始投资小, 变频水泵并无明显优势。综合两者进行考虑, 选定控制台数的运行方式更为适用该数据中心。

参考文献

[1] 于慧. 数据中心能耗问题突出 [N]. 中国工业报, 2016-06-06(A01).

[2] 谷立静, 杨宏伟, 胡珊. 美国数据中心节能经验和启示 [J]. 中国能源, 2015, 37(06):26-29+21.

[3] Jinkyun Cho, Yundeok Kim. Improving energy efficiency of dedicated cooling system and its contribution towards meeting an energy-optimized data center [J]. Applied Energy, 2016(165):967-982.

[4] Yong-Il Kwon. A study on the evaluation of ventilation system suitable for outside air cooling applied in large data center for energy conservation [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016(30):2319-2324.

[5] Mingrui Zhang, Qingsong An, Zhengwei Long, et al. Optimization of Airflow Organization for a Small-scale Data Center Based on the Cold Aisle Closure [J]. Procedia Engineering, 2017, 205.

[6] 王振英, 曹瀚文, 李震. 数据中心制冷系统冷源选择及能效分析 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(02):326-332.

[7] 殷平. 数据中心研究 (4): 关键性能指标、电能使用效率 PUE 和 EEUE [J]. 暖通空调, 2017, 47(04):36-45+135.

[8] 芮鹤云. 数据中心节能评估方法 [J]. 电信快报, 2017(10):7-11+33.

[9] 耿云, 张萌, 胡雨, et al. 某小型数据中心气流组织的试验研究 [J]. 低温与超导, 2017, 45(01):80-85.

[10] 张兴, 李震. 数据中心冷却技术发展 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(01):226-227.

基于辐射时间序列方法的建筑规划阶段的负荷预测方法

刘魁星, 聂英雪, 丁 研

(天津大学, 天津 300072)

[摘 要] 本文提出了一种基于辐射时间序列方法的建筑规划阶段空调负荷的预测方法, 对位于天津的大空间实验建筑在建筑规划阶段运用了该方法。通过对建成后的大空间实验建筑的测试, 验证了本文所提出的负荷预测方法。将该方法通过 Matlab 编制程序实现计算。得出结果, 与设计热负荷与实测热负荷分别进行对比发现 MREd=4%, MREm=14%; [CV-RMSE]d=5%, [CV-RMSE]m=26%。准确地解决了建筑规划阶段可知的建筑参数少的问题, 以完成建筑规划阶段负荷预测的问题。

[关键词] 建筑规划阶段; 负荷预测; 辐射时间序列方法

0 引言

在城市规划阶段, 仅能提供建筑功能、建筑高度及容积率等有限的规划信息, 通过既有建筑获得的历史负荷数据不能直接作为规划区域未建建筑的预测负荷^[1], 现常用的单位面积指标法是一种静态估算方法, 准确性上存在不足^[2]。模拟软件的仿真方法需要大量的详细的建筑信息作为输入参数, 显然也不适合建筑规划阶段的负荷预测^[3]。本文提出了一种改进的辐射时间序列方法的建筑规划阶段负荷预测方法, 巧妙地解决了规划阶段已知参数有限的问题, 并通过实际测试对该法进行验证, 证明了该法应用于建筑规划阶段的可行性。

1 负荷预测方法及测试内容

1.1 负荷预测方法

建规划阶段可知参数仅有建筑高度 H , 用地面积 S_t , 窗墙比 m , 建筑密度 ρ , 容积率 V_f , 大体层数 n , 建筑使用功能, 体形系数 η 等, 对于计算中所涉及的传热面积, 计算方法如下:

$$V = S_t \times V_f \times h \quad (1)$$

$$S_r = S_t \times \rho \quad (2)$$

$$S_l = V \times \eta - S_r \quad (3)$$

$$S_{wa} = S_l - S_l \times m \quad (4)$$

其中: S_t 为用地面积 (m^2); V_f 为容积率; H

为层高 (m); V 为建筑体积 (假设个层层高相同) (m^3); S_r 为屋面面积 (m^2); ρ 为建筑密度; S_l 为建筑外立面面积 (m^2); η 为体形系数; S_{wa} 为建筑外墙面积 (m^2); m 为窗墙比。

辐射时间序列方法^[4]将建筑空调负荷组成部分包括墙, 屋顶, 窗, 人员, 设备, 照明所形成的得热量, 分成对流部分和辐射部分。对流部分直接转化为冷负荷, 辐射部分经过延迟后转化为冷负荷。辐射时间序列方法中考虑到了两个延迟, 一是通过非透明围护结构 (墙, 窗, 地板) 导热得热量的延迟, 通过导热时间序列修正; 二是辐射得热量转化为冷负荷时存在的延迟, 通过辐射时间序列修正。辐射时间序列方法简要计算步骤如下:

步骤 (1): 计算墙体或屋顶的总负荷

$$Q_\theta = C_0 q_{i,\theta} + C_1 q_{i,\theta-1} + C_2 q_{i,\theta-2} + \cdots + C_{23} q_{i,\theta-23} \quad (5)$$

$$q_{i,\theta-n} = UA(t_r - t_0) \quad (6)$$

其中: Q_θ 为墙体或屋顶修正传热负荷 (W); $C_0, C_1, C_2 \cdots C_{23}$ 为导热时间序列; $q_{i,\theta-n}$ 为墙体或屋顶基准传热负荷; U 为墙体或屋顶传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$); A 为墙体或屋顶面积 (m^2); t_r 为室内设计温度 ($^\circ\text{C}$); t_0 为室外温度 ($^\circ\text{C}$)。

$$Q_w = R_c \times Q_\theta + R_r \times (r_0 Q_{i,\theta} + r_1 Q_{i,\theta-1} + r_2 Q_{i,\theta-2} + \cdots + r_{23} Q_{i,\theta-23}) \quad (7)$$

其中: Q_w 为墙体或屋顶修正总负荷 (W); $r_0, r_1, r_2 \cdots r_{23}$ 为墙体或屋顶的辐射时间序列; $Q_{i,\theta-n}$ 为墙体或屋顶修正传热负荷; R_c 为墙体或屋顶的传热比例; R_r 为墙体或屋顶的传热比例。

步骤 (2): 计算窗的总负荷。

$$Q_{win} = Q_{winb} + Q_{drc} + Q_{sr} \quad (8)$$

收稿日期: 2018-05-18

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目“公共机构高效用能系统及智能调控技术研发与示范” (编号: 2016YFB0601700)。

作者简介: 刘魁星 (1985—), 主要研究方向为城市物理环境, 建筑智能运维。

其中: Q_{win} 为窗的总负荷 (W); Q_{winb} 为窗的基准传热负荷 (W) (与前述墙体或屋顶基准传热负荷算法相同); Q_{drc} 为窗的直射辐射修正负荷 (W)。 Q_{sr} 为窗的散射辐射负荷 (W)。

$$Q_{drc} = r_0 Q_{drb, \theta} + r_1 Q_{drb, \theta-1} + \cdots + r_{23} Q_{drb, \theta-23} \quad (9)$$

其中: Q_{drc} 为窗的直射辐射修正负荷 (W); $r_0, r_1 \dots r_{23}$ 为直射辐射修正系数; $Q_{drb, \theta-n}$ 为窗直射辐射基准负荷 (W)。

$$Q_{drb} = SHGC \times A \times Etb \times IAC(\theta, \Omega) \quad (10)$$

$$Q_{sr} = A \times (Etd + Et, r) \times <SHGC> D \times IAC_D \quad (11)$$

其中: A 为窗面积 (m^2); Etb 为直射辐射强度修正; $SHGC$ 为直射透过率; IAC 为室内直射太阳衰减系数; Etd 为散射辐射强度修正 (m^2); r 为地面反射辐射强度; IAC_D 为室内散射太阳衰减系数。

步骤 (3): 计算总灯光负荷。

$$Q_L = Q_{Lrc} + Q_{Lc} \quad (12)$$

其中: Q_L 为总灯光负荷 (W); Q_{Lr} 为灯光辐射修正负荷 (W); Q_{Lc} 为灯光传热负荷 (W)。

$$Q_{Lrc} = r_0 Q_{Lrb, \theta} + r_1 Q_{Lrb, \theta-1} + \cdots + r_{23} Q_{Lrb, \theta-23} \quad (13)$$

$$Q_{Lc} = AC_{Lp} \times R_{Lc} \quad (14)$$

其中: Q_{Lrc} 为灯光辐射修正负荷 (W); $r_0, r_1 \dots r_{23}$ 为灯光辐射修正系数; $Q_{Lrb, \theta-n}$ 为灯光辐射基准负荷 (W); Q_{Lc} 为灯传热负荷 (W); AC_{Lp} 为灯光实际照明功率 (W); R_{Lc} 为灯光辐射比例。

步骤 (4): 计算总人员负荷。

$$Q_p = Q_{prc} + Q_{pc} \quad (15)$$

其中: Q_p 为总人员负荷 (W); Q_{prc} 为人员辐射修正负荷 (W); Q_{pc} 人员传热负荷 (W)。

$$Q_{prc} = r_0 Q_{pr, \theta} + r_1 Q_{pr, \theta-1} + \cdots + r_{23} Q_{pr, \theta-23} \quad (16)$$

$$Q_{pc} = H_{ac} \times R_{pc} \quad (17)$$

其中: Q_{prc} 为人员辐射修正负荷 (W); $r_0, r_1 \dots r_{23}$ 为人员辐射修正系数; $Q_{pr, \theta-n}$ 为人员辐射基准负荷 (W); Q_{pc} 为人员传热负荷 (W); H_{ac} 为人员散热量 (W); R_{pc} 为人员辐射比例。

步骤 (5): 计算总设备负荷。

$$Q_e = Q_{ec} + Q_{erc} \quad (18)$$

其中: Q_e 为总设备负荷 (W); Q_{erc} 为设备辐射修正负荷 (W); Q_{ec} 设备传热负荷 (W)。

$$Q_{erc} = r_0 Q_{er, \theta} + r_1 Q_{er, \theta-1} + \cdots + r_{23} Q_{er, \theta-23} \quad (19)$$

$$Q_{ec} = P_{ac} \times R_{ec} \quad (20)$$

其中: Q_{erc} 为设备辐射修正负荷 (W); $r_0, r_1 \dots r_{23}$ 为设备辐射修正系数; $Q_{er, \theta-n}$ 为设备辐射基准负荷 (W); Q_{ec} 为设备传热负荷 (W); P_{ac} 为实际设备功率 (W); R_{ec} 为设备辐射比例。

步骤 (6): 计算新风负荷。

$$Q_{wind} = 1.01 \times W_{min} \times N \times 1.2 / 3600 \times (t_{rc} - t_0) \times 1000 \quad (21)$$

其中: Q_{wind} 为新风负荷 (W); W_{in} 为最小新风量 ($30m^3/(h \cdot \text{人})$); N 为人数 (人)。

步骤 (7): 计算热负荷。

$$Q_h = Q_{wind} + Q_w + Q_{winb} \quad (22)$$

步骤 (8): 计算冷负荷。

$$Q_c = Q_w + Q_{win} + Q_L + Q_e + Q_p + Q_{wind} \quad (23)$$

本文选择两种评价指标来对辐射时间序列方法所做出的负荷预测进行评价。分别是平均相对误差 (mean relative error, MRE) 和均方根误差变异系数 (coefficient of variation of the root mean squared error, CV-RMSE)。其中当 MRE 越趋近于 0, 代表负荷预测精度越高。当 CV-RMSE 低于 30%, 代表精确可靠。计算公式分别如下^[5]:

$$MRE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{Fi' - Fi}{Fi} \right| \times 100\% \quad (24)$$

$$CV - RMSE = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Fi' - Fi)^2}{n-1}}}{\frac{\sum_{i=1}^n Fi}{n}} \times 100\% \quad (25)$$

在上式中: Fi' 代表预测值, Fi 代表实际值, n 代表样本数量。

1.2 测试内容

本次实验是在天津的大空间实验室建筑进行。在其建筑规划阶段, 就利用辐射时间序列方法进行负荷预测。现该实验室已建成并已投入使用, 在供暖季, 进行了如期一个月的测试 (2018 年 1 月份), 对所测数据每 10min 记录一次。收集了相关数据目的是验证将辐射时间序列方法用于建筑规划阶段对负荷预测的正确性。设备参数列表 1 所示。

表 1 测试仪器和设备及精度表

设备名称	所测参数	测试精度	测试量程
带有传感器的温度自记仪 (HOBOU12-2014)	空调负荷供、回水温度	±0.4℃	0~1250℃
温湿度自记仪 (HOBO U10-003)	室内空气干球温度 室内相对湿度	±0.4℃ ±3.5%	20~70℃ 25~95%
超声波流量计 (TDS-100P)	空调负荷侧流量	仪表示值的±1%	管径 r: DN-15mm~600mm 流速: 0~32m/s
小型气象站 (Onset-U30)	室外干球温度 室外相对湿度 水平太阳总辐射 风速	±0.2℃ ±2.5% ±10W/m² 1.1m/s	-40~75℃ 0~100% 0~1280W/m² 0~40m/s

3 测试结果

将实测热负荷，设计负荷和基于辐射时间序列方法所得规划阶段热负荷做出相关分析。实验结果如图 1。

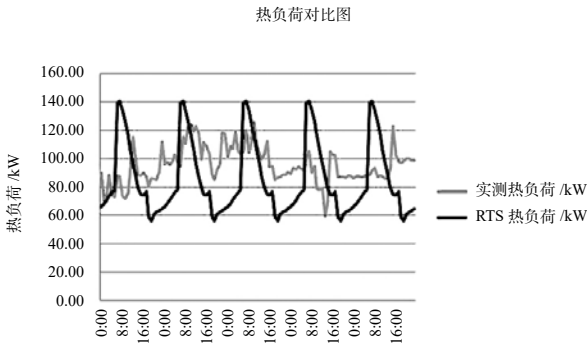


图 1 实测负荷与预测负荷对比图

表 2 峰值负荷表

RTSM 规划阶段预测热负荷	设计热负荷	实测热负荷
140.62kW	132.8kW	125.52kW

评价指标将用 RTSM 预测的热负荷分别与设计热负荷和实测热负荷相对比求出，结果如表 3。

表 3 评价指标表

评价指标	与设计热负荷比	与实测热负荷比
<i>MRE</i>	14%	28%
<i>CV-RMSE</i>	15%	29%

4 结论

(1) 将辐射时间序列方法应用于建筑规划阶段，经过验证， $MREd=144\%$ ， $MREm=28\%$ ； $[CV-RMSE]d=15\%$ ， $CV-RMSEm=29\%$ 。预测精度较高，证明了将辐射时间序列方法运用到建筑规划阶段的正确性。

(2) 辐射时间序列方法可以解决建筑规划阶段可知参数较少的问题，为建筑规划阶段负荷预测开辟了新思路。

(3) 由预测结果可知：RTSM 规划阶段预测热负荷为 140.62kW，设计热负荷为 132.8kW，实测热负荷为 125.52kW。这些结果正好反应了规划阶段，设计阶段，以及实际运行阶段负荷的特性。RTSM 预测结果稍大也是很合理的。

参考文献

[1] 暖通空调,王振江,李祥立,端木琳,王仁瑾.城市规划阶段建筑空调负荷预测方法[J].2010,40(04):119-124+130:1-2.

[2] 欧科敏.区域建筑群冷热负荷预测方法研究[D].湖南大学,2014:2-5.

[3] 王振江.城市能源规划中建筑冷负荷预测方法研究[D].大连理工大学,2010:3-8.

[4] ASHRAE Handbook-Fundamentals SI Edition 2013.

[5] ASHRAE guideline14-2014.Measurement of Energy, Demand and Water Saving[S].Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air -conditioning Engineers, Inc, 2014.

基于有限实验数据的农村住宅供暖能耗预测模型

袁鹏丽, 端木琳, 王宗山

(大连理工大学建筑环境与设备研究所, 辽宁大连 116024)

[摘要] 农村住宅供暖能耗的预测应用最多的为基于动态传热过程的能耗软件 EnergyPlus、DeST 等, 该类模型所需输入参数多, 适用于预测单一农宅供暖能耗。若预测某区域供暖能耗, 传统预测模型需输入大量参数、耗时长。针对此, 建立了适用区域规模的简便、快速的农村住宅供暖能耗预测模型。考虑农村地区获取能耗数据的难度, 采用有效处理小样本问题的支持向量机, 对选取的多户农宅进行供暖能耗及其他参数实测, 获得输入输出数据组, 分析了不同工况下的预测模型。结果表明, 考虑平均外墙传热系数及设备热效率条件下的预测模型精度最高, 且利用粒子群算法优化模型参数的预测精度高于网格搜索法, 预测值与实测值吻合较好, 测试样本的平均相对误差为 7.4%。

[关键词] 农村住宅; 供暖能耗; 预测; 支持向量机

0 引言

随着经济社会的发展, 农户对能源的需求快速增长, 农村地区的能源结构发生了显著改变。农村住宅的商品能已达 2.08 亿吨标准煤, 占建筑总能耗的 25%^[1], 其中, 供暖能耗占农村生活用能的 56%。农村住宅常以户为单位进行分散式供暖, 供暖设备种类多。供暖设备所用燃料包括秸秆、玉米芯、木柴、煤炭等。燃料在供暖设备中的燃烧方式均为直接燃烧, 燃烧后的烟气未经任何处理直接排放至大气, 污染环境。研究表明, 北京农村家庭固体燃料燃烧的总 PM_{2.5} 排放对本地污染排放的贡献率为 14.4%~18.5%, 对本地和区域传输的总污染物排放的整体贡献率为 9.2%~13.3%, 与工业生产的排放量相当, 是城市燃煤锅炉贡献的 2 倍左右^[1]。因此, 需通过相应的节能措施来降低农村住宅供暖能耗, 而节能技术应用的前提为掌握农村住宅实际供暖能耗。

传统的供暖能耗数据获取方法为随机抽样的问卷调查方式, 由农户回答问卷内容。清华大学分别于 2006、2007 以及 2015 年进行了 2 次大型调查研究^[1-2], 获得了全国不同农村地区的能源消费量。Tonooka Y^[3] 通过问卷调查的方式研究了西安农村地区供暖和炊事能耗。王效华^[4] 利用问卷调查结果分析了中国 8 大经济区的农宅燃料能源结构。该类调查研究了解了各地区的能耗现状, 但其数据大多

通过农户的主观经验获得。学者们也通过建立模型的方法, 以客观可获取的输入参数 (如室内温度、室外温度、太阳辐射强度等) 为基础, 预测农宅供暖能耗。通过文献总结发现, 对农村住宅供暖能耗的预测应用最多的为基于动态传热过程的能耗软件 EnergyPlus, DOE-2, DesignBuilder 以及 DeST^[5-6]。部分学者建立了针对农村住宅的传热模型, 该类模型^[7-13] 主要目的为预测在火炕等供暖设备下的室内热环境, 也可用该模型反推实际能耗量。上述模型通过输入建筑信息、室内及室外热环境信息、人员行为、空气渗透量等大量参数来预测单一农宅供暖能耗, 而若预测某区域供暖能耗, 该类模型应用较复杂、耗时长。因此, 为方便预测某区域农宅供暖能耗, 亟需建立适用于区域规模的简便、快速的农村住宅供暖能耗预测模型。

由于我国农村地区获取实际供暖能耗数据困难, 在有限时间内获得的样本量少, 若采用回归及神经网络法建立该预测模型, 会导致预测精度低。经文献调研发现, 支持向量机 (SVM) 在非线性及小样本预测方面与其他方法相比有明显优势, 且多个研究表明支持向量机预测精度普遍高于神经网络法^[14]。现阶段, SVM 普遍应用于公共建筑及城市住宅的能耗预测, 而由于农村地区缺乏实验数据, 还未见将该方法用于预测农村住宅的供暖能耗研究。考虑到能耗调查的主观性, 本文采用实验测试, 获得逐日供暖能耗量, 建立了基于实验数据的农村住宅供暖能耗预测模型。

1 支持向量机模型

支持向量机是基于统计学习理论的机器学习算法, 其在小样本方面具有较大优势。SVM 基于结构风险最小化来保证模型最大泛化能力, 可有效克服维数灾难和过拟合问题。

收稿日期: 2018-06-10

基金项目: 国家重点研发计划“政府间国际科技创新合作”重点专项《热电厂余热及废热回收用于集中供热的关键技术研究》, 项目编号: 2016YFE0114500。

作者简介: 袁鹏丽 (1990—), 主要研究方向为农村建筑能耗预测。

1.1 模型原理

假设输入参数构成向量 X_i , Y_i 则为 X_i 对应的输出值, 输入与输出间的关系式为:

$$Y=f(X)=W\varphi(X)+b \quad (1)$$

其中, $\varphi(X)$ 为由输入空间 X 形成的非线性高维特征空间, 系数 W 与 b 需通过结构风险最小化的方法获得, 见式 (2)。

$$\frac{1}{2}\|W\|^2+C\frac{1}{l}\sum_{i=1}^l L_\varepsilon(Y_i, f(X_i)) \quad (2)$$

式 (2) 中, C 为惩罚函数, l 为训练样本数量, $L_\varepsilon(Y_i, f(X_i))$ 为 ε - 密度损失函数, 其计算方法见文献 [15]。

为更简便解决上述的最小化问题, 引入对偶理论, 将式 (2) 转化为二次规划问题 [16]:

最小化:

$$\frac{1}{2}\sum_{i=1}^l(\alpha_i - \alpha_i^*)(\alpha_j - \alpha_j^*)\varphi(X_i)\varphi(X_j) - \sum_{i=1}^l Y_i(\alpha_i - \alpha_i^*) + \varepsilon \sum_{i=1}^l (\alpha_i + \alpha_i^*) \quad (3)$$

约束条件:

$$\sum_{i=1}^l (\alpha_i - \alpha_i^*) = 0 \quad (4)$$

$$0 < \alpha_i, \alpha_i^* < C \quad (5)$$

令 $K(X_i, X_j) = \varphi(X_i)\varphi(X_j)$, 式 (1) 可转化为:

$$f(X) = \sum_{i=1}^l (\alpha_i - \alpha_i^*)\varphi(X_i)\varphi(X) + b \\ = \sum_{i=1}^l (\alpha_i - \alpha_i^*)K(X_i, X) + b \quad (6)$$

1.2 核函数选取

核函数 $K(X_i, X_j)$ 对 SVM 模型的性能具有重要影响, 然而, 现阶段还未有合适的理论指导选取核函数。传统的核函数 $K(X_i, X_j)$ 包括线性函数、多项式函数、高斯 RBF 函数、指数函数以及 S 型函数。现阶段, 应用最多的为高斯 RBF 函数, 其可有效的将输入空间映射至高维特征空间。因此, 本文核函数也选取高斯 RBF 函数:

$$K(X_i, X) = \exp(-\frac{\|X_i - X\|^2}{\sigma^2}) \quad (7)$$

1.3 模型参数优化

由上述模型原理分析可知, 模型中参数 C 、 ε 与 σ^2 对模型的精度有着重要作用。 C 可控制模型的复杂度及误差, C 值越高, 模型越复杂, 回归结果越好, 但若 C 过大, 会导致过拟合。 ε 用来控制支持向量的数量以及泛化能力, 较高的 ε 将形成低精度模型。 σ^2 直接决定了高维特征空间的结构, 高的 σ^2 将降

低预测精度。因此, 需通过优化方法来确定最佳的模型参数, 本文采用网格搜索法与粒子群算法确定 C 与 σ^2 的最佳值, 随后, 固定 C 与 σ^2 , 通过改变 ε , 对 SVM 模型进行多次训练, 基于预测精度评价指标及支持向量数量, 确定 ε 最佳值。

1.4 模型评价指标

本文采用的模型评价指标包括均方根误差 RMSE、平均相对误差 MRE 与 R^2 。

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\frac{p_i - p_i^*}{p_i^*})^2} \times 100\% \quad (8)$$

$$MRE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |\frac{p_i - p_i^*}{p_i^*}| \times 100\% \quad (9)$$

$$R^2 = \frac{[\sum_{i=1}^N (p_i^* - \bar{p}_i^*)(p_i - \bar{p}_i)]^2}{\sum_{i=1}^N (p_i^* - \bar{p}_i^*)^2 \sum_{i=1}^N (p_i - \bar{p}_i)^2} \quad (10)$$

式中: N 为样本数量; p_i 为实测值; p_i^* 为预测值; $\bar{p}_i$ 为实测平均值; $\bar{p}_i^*$ 为预测平均值。

2 样本数据收集

2.1 输入输出参数

考虑到农村住宅内传统火炕对室内温度的提升作用小 [17-18], 本文仅将煤炭消耗量作为供暖能耗分析, 且由于农户在冬季开关门频率较高、农户间互访的影响, 将周煤炭消耗量作为输出参数。

已有研究多采用平均室内外温度作为能耗预测模型的部分输入参数。然而, 由于农村小型燃煤炉燃烧不连续、不稳定, 通常每天都要经过点火、填煤、压火、停火等过程, 与城市住宅相比, 室内温度变化较大, 因此, 本文利用室内外累积温差 ΔT_c 代替平均室内外温度作为模型输入参数之一。

$$\Delta T_c = T_{indoor} - T_{outdoor} \quad (11)$$

$$T_{indoor} = \int_0^n t_{indoor} d\tau \quad (12)$$

$$T_{outdoor} = \int_0^n t_{outdoor} d\tau \quad (13)$$

除此之外, 输入参数还包括周总太阳辐射照度 WGSR、供暖面积 A_h 、平均外墙传热系数 h_{ew} 及设备热效率 η_h , 分别设置了 3 种输入参数工况见表 1。

表 1 输入参数

工况	输入参数
工况 1	$A_h, \Delta T_c, WGSR$
工况 2	$A_h, \Delta T_c, WGSR, h_{ew}$
工况 3	$A_h, \Delta T_c, WGSR, h_{ew}, \eta_h$

2.2 实验测试

根据上述所需输入输出参数, 于 2016 年 11 月 24 日至 2017 年 1 月 4 日对内蒙古赤峰市红山区文钟镇南大营子村 7 户农宅的室内外温度、逐时太阳

表 2 建筑信息

编号	建筑外观	建筑信息	编号	建筑外观	建筑信息
1		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：37.83m ² 供暖方式：火炕与土暖气	5		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：33.92m ² 供暖方式：火炕与土暖气
2		外墙 370mm 砖墙 供暖面积：20.55m ² 供暖方式：火炕与土暖气	6		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：40.37m ² 供暖方式：火炕与土暖气
3		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：46.4m ² 供暖方式：火炕与土暖气	7		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：39.29m ² 供暖方式：火炕与土暖气
4		外墙：370mm 砖墙 供暖面积：38.12m ² 供暖方式：火炕与土暖气			

辐射强度、逐日煤炭消费量进行测试。各农宅的建筑信息见表 2。

于 2017 年 3 月 11 至 2017 年 3 月 31 日对各供暖设备的热效率进行测试，散热器的供回水温度测试现场见图 1，供暖设备热效率计算方法见下式。测试仪器见表 3，其中，逐日煤炭消费量由农户进行称重并记录见图 2。



图 1 供回水温度测试

表 3 测试仪器

测试参数	测试仪器	测试精度
煤炭消费量	电子称	5g
室内外温度	Thermo Recorder	±0.5℃, ±5%RH
太阳辐射	Vantage Pr 便携式气象站	±5%
供回水温度	清华同方温度记录仪 浙江大学温度记录仪	±0.5℃ ±0.5℃



图 2 测试现场

供暖设备热效率：

$$\eta = \frac{Q_g}{Q_z} \times 100\% \tag{14}$$

$$Q_g = KF\Delta T \tag{15}$$

$$\Delta T = \frac{(T_g + T_h)}{2} - T_{air} \tag{16}$$

其中： η 为设备热效率（%）； Q_g 为散热器散热量（kJ）； Q_z 为燃料的总低位发热量（kJ）； K 为散热器对流换热系数（W/(m²·K)）； F 为散热面积（m²）； T_g 为散热器进水温度（℃）； T_h 为散热器出口温度（℃）； T_{air} 为室内空气温度（℃）。

平均外墙传热系数的计算方法参考《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ26-2010 中附录 B 的 B.0.11^[19]。

3 结果分析

3.1 模型参数

通过对 7 户农宅的各个参数进行测试，以周为单位，共获得了 36 组样本数据，其中 26 组作为训练样本，10 组作为测试样本。分别采用 2 类方法优化不同输入参数组合下的模型参数 C 与 σ^2 ，其最优值见表 3。

表 3 模型参数 C 与 σ^2

工况	网格搜索法		粒子群算法	
	C	σ^2	C	σ^2
工况 1	11.314	2.000	13.110	1.090
工况 2	1.000	4.000	56.503	6.161
工况 3	0.707	2.828	0.728	3.35

在 $(2^{-8}, 2^{-1})$ 之间, 对 ε 进行不同值设置, 以 RMSE、MRE 与支持向量个数为指标, 确定 ε 最优值, 见图 3。由图可知, 不同工况下及不同优化方法下均存在使模型评价指标较小的 ε 值, 由于支持向量个数不能过少, 因此, 不同工况下 ε 最优值见表 4。

表 4 模型参数 ε

工况	网格搜索法	粒子群算法
工况 1	0.0625	0.0625
工况 2	0.177	0.125
工况 3	0.125	0.125

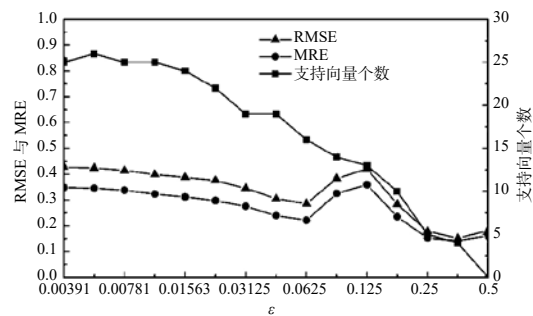
3.2 模型评价

基于上述所得的最佳模型参数 C 、 ε 与 σ^2 , 用来预测农村住宅供暖能耗的 SVM 模型得以建立。为对比上述不同工况及不同优化方法下预测模型的性能,

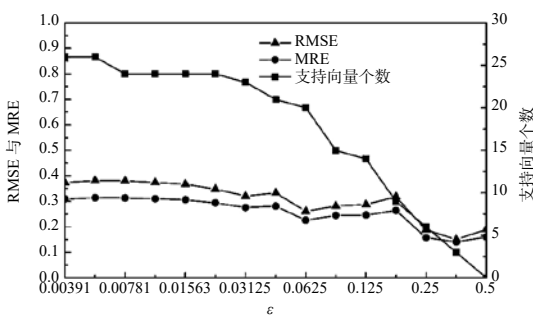
采用模型评价指标对其进行判定。表 5 与表 6 分别为训练样本与测试样本下的预测模型评价指标值。由表 5 可知, 在 3 种不同输入参数下的训练样本的预测结果较好, 然而, 表 6 中显示测试样本下的工况 1 预测性能差。由于 SVM 模型是由训练样本经过学习建立的, 评价该训练模型的好坏应以测试样本的预测结果为主, 因此, 工况 1 条件下的预测模型不可用, 即仅考虑室内外累积温差、供暖面积以及太阳辐射强度无法准确预测农村住宅供暖能耗。

表 5 训练样本的性能评价指标

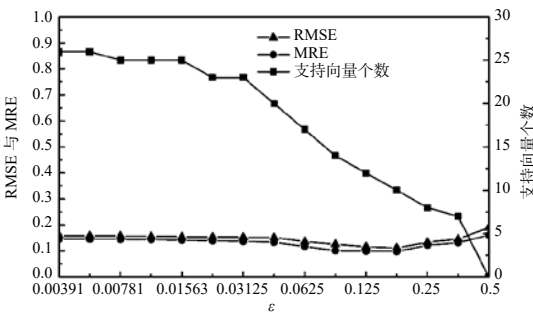
工况	网格搜索法			粒子群算法		
	RMSE	MRE	R^2	RMSE	MRE	R^2
工况 1	0.089	0.069	0.856	0.102	0.077	0.813
工况 2	0.120	0.101	0.802	0.092	0.081	0.874
工况 3	0.088	0.073	0.893	0.088	0.074	0.894



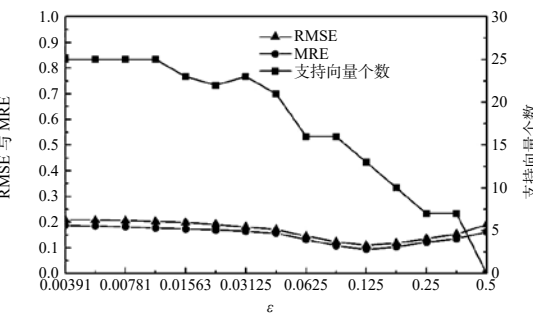
(a) 工况 1- 网格搜索法



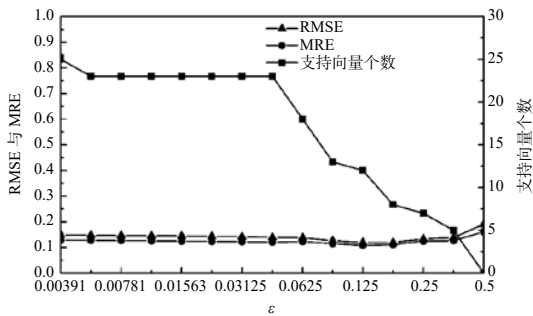
(b) 工况 1- 粒子群算法



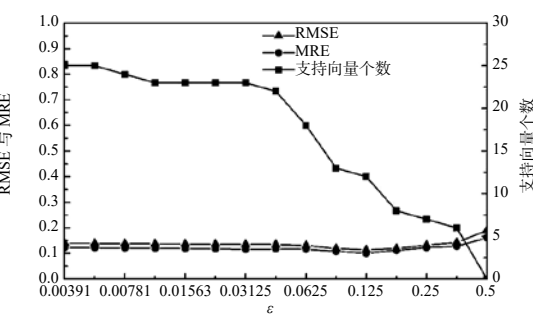
(c) 工况 2- 网格搜索法



(d) 工况 2- 粒子群法



(e) 工况 3- 网格搜索法



(f) 工况 3- 粒子群算法

图 3 ε 变化下的 RMSE、MRE 及支持向量个数的变化值

表 6 测试样本的性能评价指标

工况	网格搜索法			粒子群算法		
	RMSE	MRE	R ²	RMSE	MRE	R ²
工况 1	0.346	0.217	0.105	0.296	0.213	0.041
工况 2	0.094	0.075	0.532	0.091	0.071	0.521
工况 3	0.095	0.078	0.619	0.092	0.074	0.604

由表 6 可知, 工况 2 条件下的预测性能与工况 1 相比, 得到了显著提升, 主要由于输入参数中增加了平均外墙传热系数, 说明平均外墙传热系数对供暖能耗有显著影响。对比工况 2 与工况 3, 工况 3 下的 RMSE 与 MRE 值稍高于工况 2, 而工况 3 下的 R^2 显著高于工况 2。假设 3 个评价指标具有相同权重, 表 7 为工况 3 相比于工况 2 的预测性能提高比例。表 7 表明, 工况 3 所建立的预测模型性能优于工况 2。表 7 工况 3 相比于工况 2 的预测性能提高比例 (unit: %)

提升比例	网格搜索法			粒子群算法		
	RMSE	MRE	R ²	RMSE	MRE	R ²
工况 3 相对于工况 2	-1.06	-4	16.4	-1.10	-4.23	15.93
总提升比例	11.34			10.6		

对比不同优化方法下的预测性能见表 8, 结果表明, 采用粒子群算法对模型参数进行优化建立的预测模型性能优于采用网格搜索法, 性能提升约 6% 左右。

表 8 粒子群算法相对于网格搜索法的预测性能提升比例 (unit: %)

提升比例	工况 2			工况 3		
	RMSE	MRE	R ²	RMSE	MRE	R ²
粒子群算法相对于网格搜索法	3.19	5.33	-2.07	3.16	5.13	-2.42
总提升比例	6.45			5.87		

3.3 模型预测结果分析

经对不同工况下的 SVM 模型的评价, 输入参数为 ΔT_c , $WGSR$, A_h , h_{ew} , η_h 的 SVM 模型预测精度最高。图 4 为工况 3 条件下的实测值与预测值结果, 由图 4(a) 可知, 预测值与实测值的变化趋势较一致, 且实测值与预测值间的相对误差基本都小于 $\pm 15\%$, 仅有 3 个样本点的实测值与预测值误差约为 20% 左右。对于测试样本而言, 网格搜索法与粒子群算法

下的平均相对误差分别为 7.83% 与 7.38%。上述结果表明, 基于实验数据建立的 SVM 模型具有良好的预测性能, 可用来预测不同农宅逐周供暖能耗。

分析预测值与实测值间的误差原因, 认为由以下几方面导致:

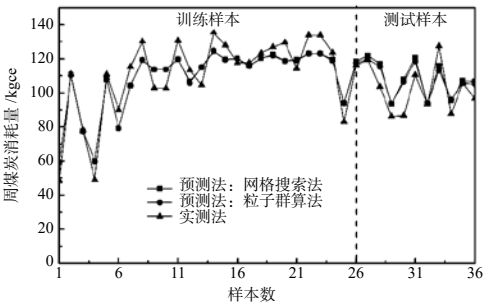
- (1) 本文供暖能耗数据的获取方法为逐日监测法, 主要由农户进行手动称重记录, 无法实现自动记录, 可能会导致偏差或者不合理数据的存在。
- (2) 由于农户生活习惯, 住宅外门常被频繁开启, 且农户间经常互访, 导致测试所得室内温度与一定供暖能耗下的应有的室内温度不一致。
- (3) 不同煤炭的低位发热值不同, 而在本文中, 为了将不同住户间的煤炭能耗统一, 将煤炭单位从 kg 转换至 kgce 的转换系数均假设为统一值。

4 结论

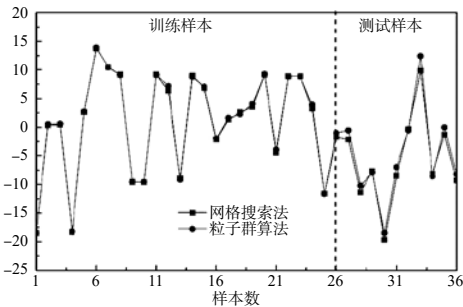
考虑到农村地区实际能耗数据获取的难度, 本文采用可有效处理小样本问题的 SVM 方法, 建立了基于实测数据的农村住宅供暖能耗预测模型, 对不同输入参数及不同优化方法下的预测模型进行评价, 得到以下结论:

- (1) 对比不同输入参数, 将平均外墙传热系数及供暖设备热效率考虑在内的 SVM 模型预测精度最高。
- (2) SVM 模型中的模型参数需利用优化方法获得, 结果表明, 采用粒子群算法寻找最优模型参数的预测模型精度优于网格搜索法。
- (3) 输入参数为 ΔT_c , $WGSR$, A_h , h_{ew} , η_h 的模型预测精度最优, 预测值与实测值变化趋势吻合较好, 其平均相对误差为 7.4%。本文建立的基于实测数据的农村住宅供暖能耗预测模型可较好的预测周供暖能耗。

若预测某区域供暖能耗, 该预测模型与传统预测模型相比, 输入参数少, 仅需已知供暖面积、平均外墙传热系数、设备热效率以及室内所需温度, 大大减少了输入大量参数的操作, 对于非专业人员也可快速掌握。



(a) 实测值与预测值对比



(b) 实测值与预测值的相对误差

图 4 工况 3 条件下的实测值与预测值结果对比

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 2016[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [2] 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 2012[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [3] Tonooka Y, Liu J, Kondou Y, et al. A survey on energy consumption in rural households in the fringes of Xian city [J]. *Energy and Buildings*, 2006, 38:1335–1342.
- [4] Wang X., Li K., Li H., et al. Research on China's rural household energy consumption – Household investigation of typical counties in 8 economic zones [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 68:28–32.
- [5] 孙雨林, 林忠平, 王晓梅. 上海农村住宅围护结构现状调查与供暖空调能耗模拟 [J]. *建筑科学*, 2011, 27(2):38–42.
- [6] 李刚, 冯国会, 王丽等. 严寒地区农村住宅节能改造能耗模拟 [J]. *沈阳建筑大学学报(自然科学版)* 2012, 28(5): 884–890.
- [7] Yang M., Yang X., Wang P., et al. A new Chinese solar kang and its dynamic heat transfer model [J]. *Energy and Buildings*, 2013, 62(1):539–549.
- [8] Wang P., Yang M., Yang X., et al. Thermal performance of a traditional Chinese heated wall with the in-series flow pass: Experimental and modeling [J]. *Energy and Buildings*, 2014, 84(1):46–54.
- [9] Cao G., Jokisalo J., Feng G., et al. Simulation of the heating performance of the Kang system in one Chinese detached house using biomass [J]. *Energy and Buildings*, 2011, 43(1):189–199.
- [10] Zhai Z., Yates A., Duanmu L., et al. An evaluation and model of the Chinese Kang system to improve indoor thermal comfort in northeast rural China-Part 1: Model development [J]. *Renewable Energy*, 2015, 84(1):3–11.
- [11] Zhai Z., Yates A., Duanmu L., et al. An evaluation and model of the Chinese Kang system to improve indoor thermal comfort in northeast rural China-Part 2: Result analysis [J]. *Renewable Energy*, 2015, 84(1):12–21.
- [12] Li Q, Ren P, Meng Q. Prediction model of annual energy consumption of residential buildings. 2010 Int Conf Adv Energy Eng, 2010:223–6.
- [13] Duanmu L., Yuan P., Wang Z., et al. Heat transfer model of hot-wall Kang based on the non-uniform Kang surface temperature in Chinese rural residences [J]. *Building Simulation*, 10 (2):145–163.
- [14] Ahmad A., Hassan M., Abdullah M., et al. A review on applications of ANN and SVM for building electrical energy consumption forecasting [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 33:102–109.
- [15] Dong B., Cao C., Lee S. Applying support vector machines to predict building energy consumption in tropical region [J]. *Energy and Buildings*, 2005, 37(1):545–553.
- [16] Li Q., Meng Q., Cai J., et al. Predicting hourly cooling load in the building: A comparison of support vector machine and different artificial neural networks [J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50:90–96.
- [17] Shan M., Wang P., Li J., et al. Energy and environment in Chinese rural buildings: Situation, challenges, and intervention strategies [J]. *Building and Environment*, 2015, 91:271–282.
- [18] Yuan P., Duanmu L., Wang Z. Predicting daily heating energy consumption of rural residences in northern China using support vector machine [C]. The proceeding of the 4th international conference on building energy & Environment, Melbourne, Australia, Feb 5–9th, 2018.
- [19] JGJ26–2010. 严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.

上海某五星级宾馆空调系统运行调适

董国强

(上海建科建筑节能技术股份有限公司, 上海 200032)

[摘要] 既有公共建筑用能系统设计复杂, 运行多变, 存在各种使用问题, 需要根据实际使用需求, 对其进行深入的运行诊断, 开展针对性调适工作。本文以上海市某五星级宾馆为案例, 介绍了该项目如何对空调系统进行运行诊断和按需调适, 通过提升主机性能、调节二次冷冻水平衡、调整水泵频率、空调末端整改等措施, 降低了用能系统能耗, 提高了用户舒适度。以此案例阐明了在目前广泛应用的建筑综合节能改造措施外, 用能系统运行调适也是实际应用需求大、作用大的节能措施。

[关键词] 调适; 既有公建; 建筑节能; 运行问题

0 前言

上海市公共建筑类型多、面积大, 截至 2016 年底, 全市公共建筑总面积达 30879 万 m^2 。根据国家节能减排工作要求, 上海市大力推进既有公共建筑综合节能改造, 通过更换高效的空调、照明、供热等设备, 降低建筑能耗, 十二五期间, 上海市既有公建节能改造工作开展顺利, 完成了 400 万 m^2 公共建筑节能 20% 以上的目标^[1]。

公共建筑用能设备复杂、运行工况多变, 由于实际运行工况与设计条件存在偏差、施工质量不到位、运行管理水平低等诸多因素, 导致投入使用年数不长甚至是新投入使用的用能系统存在明显的运行问题, 严重制约了用能系统的性能, 导致好系统、好设备没能发挥出好性能。由于节能改造主要更换重要设备, 业主尽管存在节能需求, 但又无法接受节能改造模式, 导致部分项目节能工作陷入僵局, 阻碍了既有公共建筑节能工作的深化拓展。与节能改造恰为互补, 既有公共建筑用能系统调适技术正适用于上述情况的建筑, 对于建筑投入使用年数较短、设备性能较好的既有公共建筑, 调适技术的核心在于, 在不改动或者少量改动原有系统的基础上, 调节、优化设备运行状态, 让设备运行在最优的状态点, 充分发挥设备本身应有的性能, 从而解决建筑用能系统的运行问题, 降低建筑能耗, 提高末端舒适度。本文将通过对某宾馆空调系统的运行调适, 介绍调适项目的工作内容和产生的节能、舒适效果。

1 项目概况

上海某五星级宾馆建成于 2000 年, 客房共 190

间, 面积约 2.7 万 m^2 , 地上为 16 层, 地下 3 层, 其中第 6 至 16 层为客房, 1 至 5 层主要为酒店大堂、餐饮、会议、健身房等, 地下层为车库、物业办公、设备机房等。

宾馆原空调系统使用 3 台大容量螺杆式冷水机组, 2017 年初经节能改造, 使用 3 台小容量磁悬浮变频冷机替代 1 台螺杆机, 提高了冷机能效。磁悬浮机组装机容量基本可满足夏季大部分时间和过渡季建筑空调冷负荷需求, 螺杆机仅在高温天气辅助使用。空调冷冻水系统为二次泵系统, 一次泵定频运行, 二次泵可根据建筑负荷变化变频运行; 冷却水泵和冷却塔风机均定频运行。宾馆客房采用风机盘管 + 新风空调系统, 公共区域采用定风量全空气空调系统。该空调系统还供应 8 号宴会楼 (面积约 500 m^2) 空调冷水, 空调冷冻水系统图如图 1。

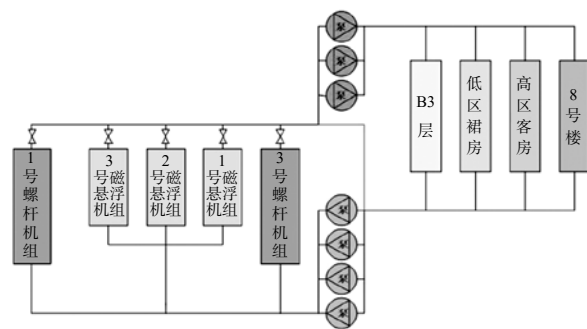


图 1 空调冷冻水系统图

空调系统主要设备参数见表 1。

表 1 空调冷站设备

设备	数量	性能参数
螺杆式主机	2	制冷量 1050kW, 功率 210kW, 额定 COP=5
磁悬浮主机	3	制冷量 528kW, 功率 96.9kW, 额定 COP=5.45
冷冻水一次泵	4	流量 180 m^3/h , 扬程 12m, 功率 7.5kW
冷冻水二次泵	3	流量 270 m^3/h , 扬程 20m, 功率 22kW
冷却水泵	4	流量 320 m^3/h , 扬程 25m, 功率 30kW
冷却塔	3	流量 300 m^3/h , 功率 7.5kW

收稿日期: 2018-07-06

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》支持, 课题编号 2017YFB0604004。

作者简介: 董国强 (1987—), 主要研究方向为建筑节能与暖通系统调适工作。

本建筑空调系统原设计选型偏大, 尽管宾馆实施了设备改造, 更换了小容量的磁悬浮机组, 降低了冷机能耗, 但空调冷站整体运行效率仍偏低, 十几年的运行使用使其它空调设备性能衰减; 水泵大马拉小车、能耗浪费; 部分管路阀门损坏、无法起到调节功能, 空调二次水系统失调, 加上风系统问题导致大堂和宴会厅等重点区域的空调舒适性差。这些运行问题不仅导致空调能耗上升, 而且影响了住客的使用, 仅凭传统的节能改造是不能解决的, 需要进行细致的系统运行调适, 挖掘设备潜力、提升运行性能, 改善空调系统运行状态。借助宾馆近两年进行设备节能改造和室内重装修的时机, 项目组向宾馆提出用能系统调适的建议, 分析实际运行情况和需求, 优化用能系统的设计, 解决设备和控制系统的运行故障, 提高系统能效。

2 空调系统运行诊断

为了解空调制冷系统的实际运行性能, 项目组在调适前对冷站夏季典型工况运行状态进行了检测, 测试当天室外温度 33.6°C, 相对湿度 61.3%RH, 测试数据如下表。经检测, 制冷系统调适前实际运行能效为 2.9, 运行效率低于行业标准, 运行能效有待提升, 具备较大调适空间。

表 2 制冷系统调适前运行状态

设备	运行设备编号	功率/kW	供回水温度/℃	冷冻水流量/(m³/h)	制冷量/kW
磁悬浮冷机	1#	54.8	6.2/10.1	61.6	279.4
	2#	57.8	6.1/10.1	63.4	294.9
	3#	56.2	6.1/10.1	64.0	297.7
冷冻一次泵	3#、4#	14.9	—	189	—
冷冻二次泵	1#、2#	35.2	—	445	—
冷却水泵	1#、4#	59.2	—	—	—
冷却塔	1#、2#、3#	21.5	28.6/30.5	—	—
制冷系统综合运行能效		2.9			
磁悬浮冷机平均能效		5.2			
备注		冷冻二次泵 45HZ 运行，其它水泵和冷却塔工频运行			

针对冷站综合运行能效低的问题, 项目组对制冷系统进行了深入的检测、分析, 诊断冷站运行问题, 确定的原因主要有:

(1) 磁悬浮机组未发挥性能优势

主机性能是影响制冷系统综合能效的重要因素, 检测主机的运行工况, 由于使用板式换热器制取冷水, 磁悬浮机组蒸发器阻力大于常规机组, 调适前实测单台机组的冷冻水流量仅有 63m³/h, 小于额定流量 90m³/h, 而此流量下蒸发器阻力却已达到 11m。

磁悬浮主机冷冻水流量偏小, 一是会导致蒸发器换热管冷水侧换热效率降低, 引起机组 COP 降低; 二是在高温季二次水供回水温度有控制要求的情况

下, 一次水流量偏小, 会导致主机供回水温差变大, 回水温度有要求时, 需要降低一次水供水温度, 高温天气磁悬浮冷冻出水温度降低至 6°C, 降低了主机 COP; 三是易致磁悬浮主机无法正常稳定运行, 高温天气磁悬浮冷机出水温度设定低, 冷机启动后转速迅速提升, 由于冷冻水流量小, 出水温度易迅速降低, 冷机低温保护、停机, 故部分高温天气需要开启螺杆机保障空调需求。

(2) 3# 螺杆机冷却水旁通

目前夏季主要运行 3 台磁悬浮机组, 部分高温时刻增开 3# 螺杆机, 但 3# 螺杆机不开启时冷却水管路阀门却未关闭, 大量冷却水旁通, 未引起运维人员的重视。经测试, 螺杆机冷却水旁通时, 制冷系统一半的冷却水从螺杆机旁通, 磁悬浮机组的冷却水流量偏低, 平均流量为 89m³/h, 低于额定流量 107m³/h。冷却水系统一半的流量从螺杆机管路旁通, 一是导致磁悬浮机组冷凝器的冷却效率降低, 主机 COP 损失; 二是冷却泵流量大, 功耗浪费。

(3) 二次冷冻水旁通、流量偏大

为掌握二次水系统运行状况, 对二次水系统总流量和供回水温度进行长期监测。夏季二次冷冻泵运行 2 台, 高频运行, 最大流量达到 462m³/h, 平均流量约为 420m³/h; 供回水温差在 1.3~3°C 之间, 平均温度约为 1.7°C, 远低于冷冻水系统设计温差 5°C。二次水系统运行状态属于典型的大流量小温差, 水泵能耗浪费。

为更深入查找二次水系统大流量小温差的原因, 对各支路运行状况进行长期监测, 掌握了各楼层冷冻水流量和供、回水温度, 发现目前空调二次水系统水力严重失调, 一层空调需求大, 冷冻水温差为 3.4~5.1°C, 而高区客房层的冷冻水温差偏小, 9 层的温差仅为 1.4~2.4°C, 其它楼层的冷冻水温差也是参差不齐; 个别重点区域的空调末端水流量严重不足, 西餐厅一个吊顶空调箱的空调水温差在 8.4~10.1°C 之间, 不能满足使用。夏季高温天气为保证宾馆这些区域的空调需求, 只能提高二次供水

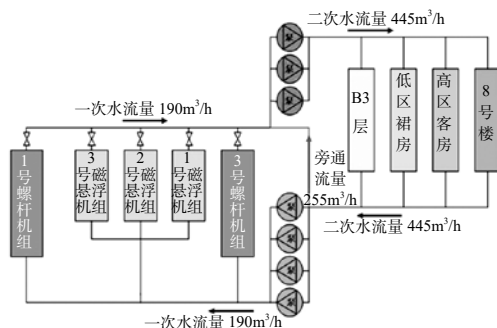


图 2 调适前典型工况冷冻水流量

压力，增大这些末端的流量，二次泵运行频率不能降低，导致二次水系统一直大流量小温差运行，水泵的输配系数低，而一次侧 3 台磁悬浮机组额定流量只有 270m³/h，一次泵定频运行，检测磁悬浮主机实际总流量只有 190m³/h，多于一次水流量的冷冻水从一次侧和二次侧之间的旁通管流走，旁通流量大于一次侧总流量，二次泵能耗严重浪费。

（4）过渡季时制冷系统没有合理利用室外冷源

由于没有安装免费供冷板换，在过渡季节空制冷系统不能使用室外自然冷源直接取冷，仍需开启主机制冷，增加了主机能耗。从宾馆工程部了解到，在每年的 3、4、11 月份，大楼同时供冷供热，空调冷负荷较低，只有内区部分客房内温度稍高，少数客人需要空调供冷，冷负荷也不大，但是需要开启空调冷水机组进行供冷。这些月份室外空气的湿球温度一般都比较低，可以安装免费供冷板换，通过冷却塔直接取冷，减少冷水机组的运行时间达到节能。

（5）室内部分区域环境舒适度差

在对空制冷系统进行运行诊断的同时，项目组对宾馆室内热舒适性进行了测试，评估室内空调效果。测试室内温湿度，宾馆大部分区域室内温度基本在 24℃ 以下，相对湿度基本满足标准要求；但现场调研时宾馆管理人员反映大堂、宴会厅等区域的空调效果差，夏季高温时室内温度偏高，测试结果也反映了低区公共区域温度比高区客房温度稍高，一层大堂部分区域的温度达到了 25℃，高于大部分五星级酒店的夏季空调设定温度。

针对大堂、宴会厅等区域室内舒适度差的问题，对末端设备、管路和调控阀门进行详细检查，发现空调箱送风量严重不足，实测大堂空调箱的送风和回风量仅有 9000m³/h，远低于机组额定值 21000m³/h，深入检查发现：一是大堂内部分风口为假风口，并未接通风管，大堂实际送风口少，前台区域送风少、人员多，工作人员反映偏热；二是检查空调箱，新风管路关闭，空调箱进风减少；内部表冷器脏堵，阻力上升，机外余压降低，送风量减少；空调箱风量小，导致出风温度为 12~13℃，低于露点温度；三是大堂气流组织差，靠近玻璃幕墙的送风口送风吹向幕墙，送风直接被幕墙加热，对大堂内区空调效果差；大堂侧门经常开启，无组织新风增大大堂空调负荷和相对湿度，湿热天气出风口易结露。

3 运行调适与后评估

根据对宾馆空调系统的运行评估和对运行问题的诊断结果，选择了合适的解决办法进行调适，并对调适后运行状况进行后评估，确认调适效果。

3.1 空调系统运行调适

3.1.1 磁悬浮加装冷冻水增压泵

针对磁悬浮机组冷冻水流量偏小的问题，本次调适根据机组蒸发器阻力和流量需求，加装了 1 台冷冻水增压泵，专门用于提高磁悬浮机组的供水压力，增大冷冻水流量至额定流量。

表 3 增压泵额定参数

设备名称	流量/(m ³ /h)	扬程/m	功率/kW	变频
增压泵	322	14	22	否

安装增压泵后，测试 3 台磁悬浮的冷冻水总流量为 263m³/h，各台主机冷冻水流量都达到了额定流量 90m³/h 的要求，提高了磁悬浮机组的运行稳定性，大幅减少了螺杆机的使用，检测磁悬浮运行能效可提高至 5.6，远高于螺杆机已衰减的能效，节约了冷机制冷电耗。

3.1.2 关断冷冻、冷却水旁通

宾馆冷站调适前存在两处旁通，在调适过程中依次关断。

（1）关断螺杆机冷却水旁通

螺杆机只在高温时段增开 1 台，大部分时间停机，但停机时 3# 螺杆机冷却水旁通。本次调适将 3# 螺杆机冷却水关断，磁悬浮机组冷却水流量平均值从 89.2m³/h 上升到 111.4m³/h，达到额定流量要求。冷却水总流量从 537.7m³/h 减少到 334.2m³/h，相应实际运行功率大幅减小。磁悬浮冷却水流量增大后，冷凝器换热效率上升，冷机运行能效得到提升。

表 4 冷却水旁通调适数据

主机	夏季运行状态	额定流量/(m ³ /h)	实测流量/(m ³ /h)	
			调适前	调适后
1# 磁悬浮	运行	107.5	90.4	117.1
2# 磁悬浮	运行	107.5	82.0	105.1
3# 磁悬浮	运行	107.5	95.3	112.0
1# 螺杆机	关机	216.7	0	0
3# 螺杆机	待机	216.7	270.0	0
总	—	—	537.7	334.2

（2）关断冷冻水一次侧和二次侧旁通

由于二次水流量远大于一次水流量，冷冻水大量旁通。本项目通过对二次水系统水力平衡和二次泵运行频率的调适，显著降低了二次水总流量，并在旁通管上加装截止阀，关断旁通，实现了一次水和二次水的平衡。关断冷冻水旁通后，可实现的节能效果有：

a. 降低了二次冷冻泵的频率和功耗，二次泵运行频率调整前运行水泵 2 台，频率 47Hz，合计功率 37.6kW，流量 445m³/h，调整后运行水泵 2 台，频率 35Hz，合计功率 20kW，流量 330m³/h。

b. 没有一次水和旁通水的混水现象后，磁悬浮

机组出水温度就是二次水供水温度,可提高主机出水温度。二次水系统调适前夏季供水温度为 8℃ 左右,调适后,高温天气主机出水温度至少可由现在的 6℃ 提升到 7.5℃,过渡季可根据室外温度再提升出水温度至 8℃ 以上,进一步提升主机的 COP。将磁悬浮机组出水温度由 6℃ 提升到 7.5℃ 后,磁悬浮冷机效率提升到 6.5 以上。

表 5 冷机出水温度设定

工况	室外温度 /℃	冷机出水温度设定值 /℃
1	32 以上	7
2	27~31	7.5
3	22~26	8
4	17~21	9

3.1.3 加装免费供冷板换

本次调适在冷站加装了免费供冷板换,在过渡季节和夜间,当室外空气的湿球温度比较低时,使用冷却塔低温回水直接与空调冷冻水换热供冷,减少冷水机组的运行时间以节能。本项目在室外湿球温度 16℃ 以下时可开启免费供冷模式,通过对过渡季免费供冷板换运行状况进行监测,得到免费供冷板换供冷量,换算 1 台磁悬浮平均运行负载约为 20%,节约了磁悬浮和冷冻泵能耗。

3.1.4 空调末端调适

针对室内部分区域的舒适度差的问题,本项目采取如下的调适措施:

(1) 二次水系统平衡调适

通过以下措施调适二次水系统平衡,实现空调冷冻水的按需分配:

a. 根据各楼层流量和供回水温差监测数据,在流量偏大的客房层及其它楼层加装减压阀,降低楼层总流量,并在客房内风机盘管供水管加装孔板,限制、平衡各房间运行流量,控制供回水温差至 4~5℃;

b. 在大堂及其它空调冷量需求大的空调箱处加装增压泵,增加其冷水流量,增大空调箱的供冷量;

c. 检修、增加水系统各支管电动阀,当宴会等特殊区域空调停止使用时,切断水路,防止部分末端不合理使用带来冷量浪费、减少管道散热损失,降低二次水总流量、减少水泵功耗。

(2) 空调箱整改

通过清洗空调箱表冷器,解决表冷器脏堵带来的换热和堵风影响,增加表冷器换热量和风机的送风量,增大室内的供冷量。清洗后,经检测,空调箱送风量由 9000m³/h 上升到 12000m³/h,室内舒适度得到了改善。

(3) 室内气流组织改善

在大堂进行装修时,通过合理分布送风口、调整送风方向、将部分假风口联通风管送风等措施,改善了大堂内空调气流组织,提升空调舒适度。

3.2 调适后评估

宾馆完成全部空调制冷系统调适后,在与调适前相近的天气状况下,调适后空调制冷系统平均运行效率为 3.7,高于调适前的运行效率 2.9,冷站综合能效经调适提升 27.6%,节能效果明显。空调制冷系统调适后运行状态数据如下表。

表 6 制冷系统调适后运行状态

设备	运行设备编号	功率 /kW	供回水温度 /℃	冷冻水流量 /(m ³ /h)	制冷量 /kW
磁悬浮冷机	1#	43.8	7.6/10.4	86	280.1
	2#	46.4	7.5/10.4	88	296.8
	3#	46.2	7.5/10.4	89	300.2
冷冻一次泵	3#、4#	11.9	—	263	—
冷冻二次泵	1#、2#	20.6	—	—	—
增压泵	1#	15.9	—	263	—
冷却水泵	1#、4#	41.5	—	—	—
冷却塔	1#、2#、3#	10.8	29.1/31.8	—	—
制冷系统综合运行能效		3.7			
磁悬浮冷机平均能效		6.5			
备注		冷冻二次泵和冷却塔 35Hz 运行,其它水泵工频运行			

4 结论

宾馆空调系统调适项目实施后,取得了以下几方面的效果,可以看出建筑运行调适的实用性,可广泛推广、应用于既有公建的节能运行。

(1) 提升空调系统运行能效

通过对冷机、水泵、二次水系统的运行调适,将制冷系统典型工况的运行能效从 2.9 提升到 3.7,综合能效提升了 27.6%,并提升了制冷系统运行的稳定性。

(2) 降低空调系统能耗

空调系统的能效提升产生较好的节能效果,经检测评估,本文所述空调系统调适措施节能量达到 35.9 万 kW·h,节能率合计为 4.1%,年节约电费 30 多万元,节能和经济效益可观。

(3) 提高室内空调舒适度

通过对二次水系统水力平衡调适、空调箱和室内空调气流组织的整改,解决大堂、宴会厅等重点区域空调效果差的问题,提升了室内舒适度。

参考文献

[1] 沈定亮,沈立东.《既有公共建筑节能改造技术与应用指南》.北京:中国建筑工业出版社,2017年.

某大型场馆冰蓄冷系统运行诊断及调适建议

邓光蔚

(上海建科建筑节能技术股份有限公司, 上海 200032)

[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 100666m², 共 2 幢建筑, 其中 1# 楼为展示场馆, 建筑面积 89857m², 2# 楼为行政楼, 建筑面积为 10809m²。

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。

收稿日期: 2018-06-28

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》支持, 课题编号 (2017YFB0604004)。

作者简介: 邓光蔚 (1993—), 主要研究方向为建筑节能。

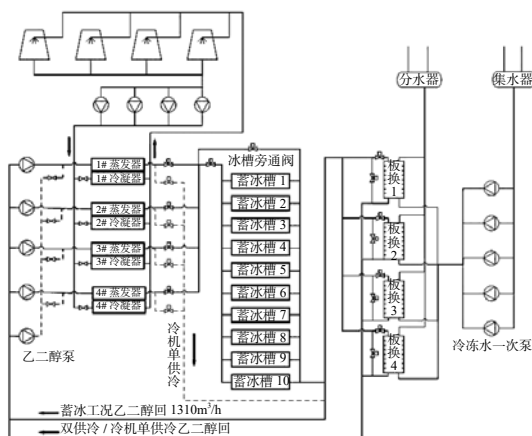


图 1 冰蓄冷系统图

1.4 建筑基本用能概况

该场馆 2015 年总用电量 11127512kW·h, 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。

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。

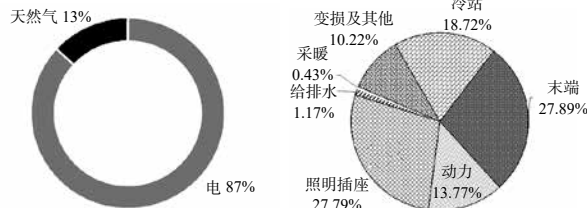


图 2 一次能源消耗比例 图 3 建筑用能系统能耗拆分

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。

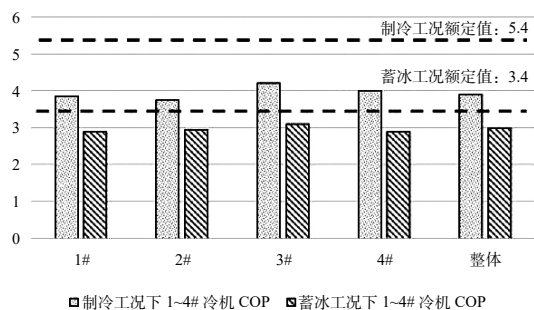


图4 双工况冷机实测 COP

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,以典型日夜间测试数据为例,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°C 的设定温度。

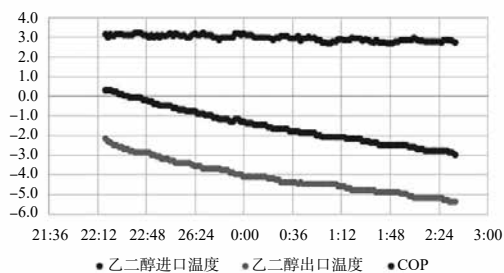


图6 双工况冷机蓄冰工况 COP 及进出水温度

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。

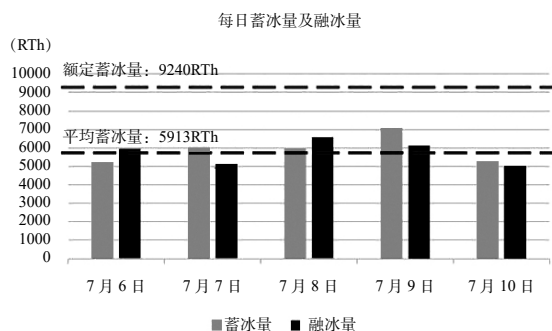


图7 每日实际蓄冰量与额定蓄冰量对比

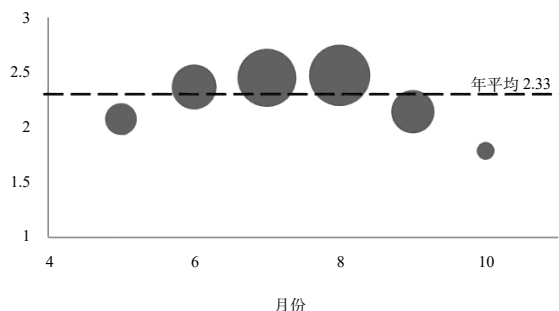


图5 冷站2015年全年EER

(圆圈面积大小表示当月累计冷量大小)

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。

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7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。

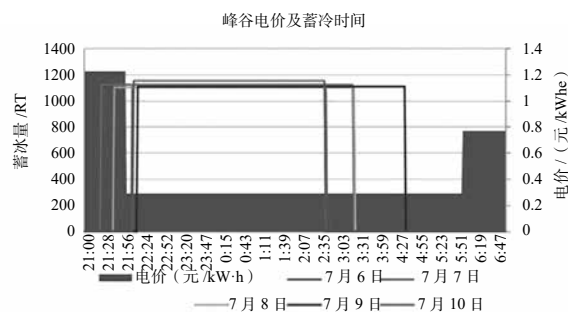


图8 峰谷电价及蓄冷时间

2.3 释冷策略不合理

冰槽表面水温如图 9 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°C 附近,处于冰水混合物的状态。由图 10 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。

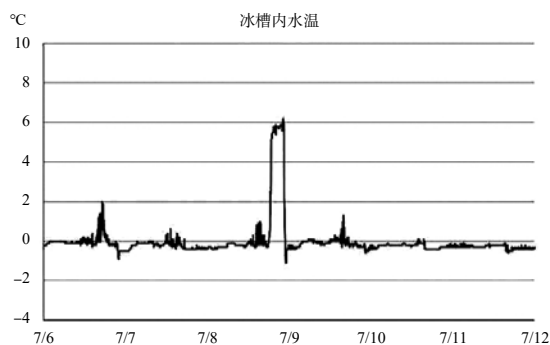


图 9 蓄冰槽温度曲线

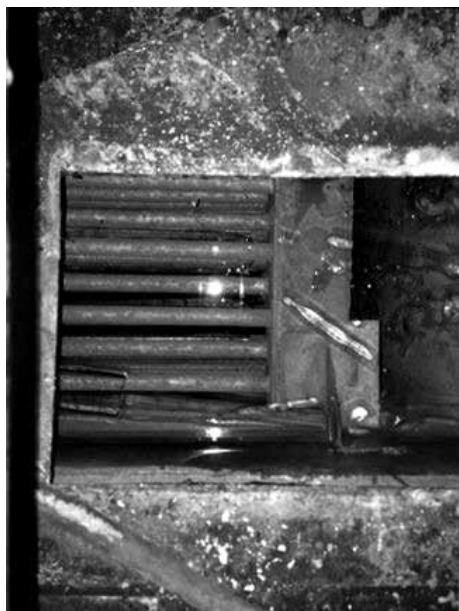


图 10 释冷结束后蓄冰槽内浮冰

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°C 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°C 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。

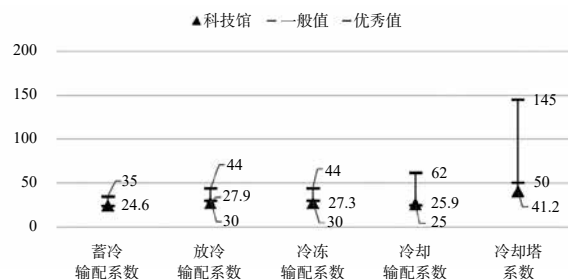


图 11 冰蓄冷系统输配系数典型日实测值

2.5 冷却塔排风不畅,影响冷却效果

如图 12、图 13 所示,冷却塔安放在行政楼屋顶,但冷却塔四周三面为墙壁,仅北面与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 13 4 号冷却塔出风不畅

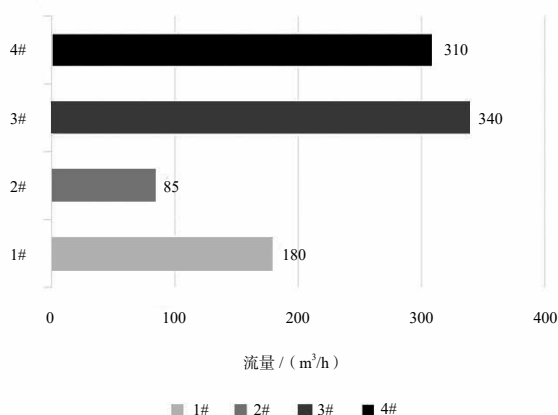


图 14 冷却塔进水流量



图 15 冷却塔溢水

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。

3 结论

该大型场馆用能强度为 $38.5 \text{ kgce}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 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] 《上海市大型公共文化设施建筑合理用能指南》DB31/T 554-2015.

商业综合体区域年负荷分析及冷热源配置

王依蕊, 柳国栋, 谢建彤, 汤晟怡, 刘 东

(同济大学, 上海 200029)

[摘要] 依据规范, 结合调研, 利用手算、鸿业负荷计算软件、DeST、EnergyPlus 对夏热冬冷地区商业综合体暖通空调进行负荷计算和全年负荷模拟。考虑综合体内各区域峰值时段不同, 对综合体及其塔楼(酒店)、裙楼(商场)分别进行全年逐时负荷模拟, 结果显示商场和酒店存在半个月左右的冷热需求不同。根据区域年负荷分析及室外干球温度划分空调季并确定冷热源方案主机配比。根据全年逐时空调和热水负荷对比, 采用空调系统冷凝热回收搭配辅助热源制备生活热水。结合前述结论, 制定满足综合体冷热需求, 便于综合体能源调配的六个冷热源方案, 按经济、节能、环保等权重选取最优方案。

[关键词] 综合体; 冷热源; 负荷分析; 生活热水; 方案对比

0 引言

随着国家经济发展, 人民消费水平的提高, 近代百货商店出现之后的一种新零售业态——商业综合体从以北京、上海、广州等一线城市的核心快速向各个省区的首位城市扩散^[1]。由于综合体是集商业、办公、餐饮、文娱等功能为一体的大型公共建筑, 人员流动频繁, 分区功能多样, 空调负荷较大, 各区域类型可能存在用能峰值时段不一, 同时段冷热需求不同。因此如何利用调研及模拟分析综合体各区域全年逐时用能及空调负荷情况, 制定既满足需求, 可在区域间灵活调配能源, 又经济、节能、环保的冷热源配置方案, 是本次的设计重点。

1 工程概况

设计对象为夏热冬冷地区某商业综合体, 由裙楼和南、北两栋塔楼构成。本次设计对象为裙楼和南栋塔楼的空调及南、北栋塔楼的生活热水部分。裙楼 1~4 层为商场、餐饮, 是未区域划分的大开间结构; 南栋塔楼建筑为四星级酒店, 建筑高度 99.75m, 共 28 层, 酒店分不同功能的房间, 其中, 6 层以保健按摩室为主, 7 层以酒店办公室为主, 8~28 层为酒店休息室, 各层另设服务台、服务休息室等公共区域。其中酒店建筑面积 23436.4m², 商场建筑面积 19384.6m²。

2 负荷计算

依据国家、地方及行业规范, 结合调研结果确定围护结构热工参数、室内外设计参数、新风量和人员密度, 以及人员、灯光、设备及空调运行作息等参数进行负荷计算(商场人员作息设置见表 1, 调研得到)。其中各楼层照明功率设定参考 ASHRAE

表 1 商场人员作息设置表(%)

时间/h	7	8	9	10	11	12	13	14
餐饮节假日	5	5	20	30	70	80	45	20
餐饮工作日	5	5	20	20	50	60	10	10
商场节假日	—	—	—	25	70	70	70	70
商场工作日	—	—	—	25	60	80	50	50
时间/h	15	16	17	18	19	20	21	22
餐饮节假日	10	45	80	100	70	35	15	15
餐饮工作日	20	20	75	75	100	65	50	20
商场节假日	60	75	90	100	100	80	60	20
商场工作日	60	60	90	100	100	90	70	20

表 2 设计日手算负荷与模拟负荷对比

空调季/kW	手算最大负荷	鸿业最大负荷
供冷季	3216.57	2851.44
供暖季	1291.58	1280.4
空调季/kW	DeST 最大负荷	EnergyPlus 最大负荷
供冷季	3673.61	2956.3
供暖季	1175.64	1129.68

Standard 90.1-2016, 结合许旺发^[2]等人提出的节能措施, 建议采用高效率节能灯(LED)搭配电子式镇流器。为保证本次计算结果的可靠性, 本建筑设计日负荷的手工冷负荷计算方法为谐波法的工程简化计算方法^[3], 热负荷计算方法为稳态算法, 采鸿业负荷计算软件进行验证, 能耗模拟软件 DeST 和 EnergyPlus 对该建筑进行全年能耗模拟, 得到 8760 小时的建筑逐时负荷值, 模拟时参数设定力求与设计完全一致。模拟结果和手算结果列表对比见表 2。

对比手算、鸿业、DeST 及 EnergyPlus 计算结果, 以手算负荷为基准, 其余三者夏季最大负荷偏差依次为: -11.35%、+14.21%、-8.09%; 冬季最大负荷偏差依次为: -0.87%、-8.98%、-12.54%。可见负荷的计算结果是相对真实可信的。其中针对夏季负荷计算结果, 取四者平均值为 3174.48kW, 与手算值较为接近。冬季计算结果对比可知 DeST 偏差较大,

收稿日期: 2018-06-26

基金项目: 北京市自然科学基金项目(8162006); 国家自然科学基金项目(51378024)。

作者简介: 王依蕊(1995—), 主要研究方向为动力工程。

去除该结果后，考虑冬季供热的保障性，且三者负荷值差异较小，仍取手算值进行设计。

综合体设计日逐时冷负荷构成见图 1。结合调研设置各区域作息：商场营业时间 10:00~22:00，商场办公时间 9:00~22:00，商场餐饮部分营业时间 7:00~22:00，酒店门厅、服务台、电梯厅前室等 24 小时运行。塔楼按 24 小时运行。因而图 1 中综合体总负荷呈现两段差异显著。

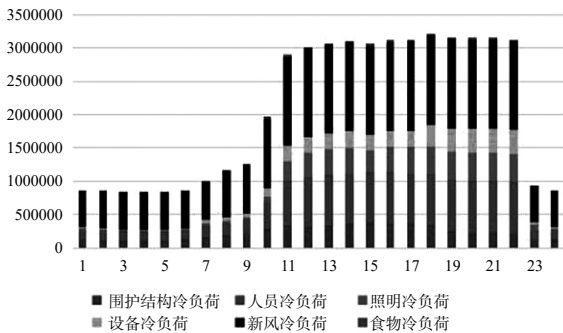


图 1 综合体设计日逐时冷负荷构成 (W)

3 空调季划分

综合体功能多样，不同区域负荷日峰值出现时段不同。为更好划分空调季，充分发挥综合体能源调配优点，减小主机容量。对综合体及其塔楼、裙楼分别进行了全年逐时负荷模拟得到图 2~4，根据负荷模拟结果得到各部分冷热需求的切换时间见表 3。

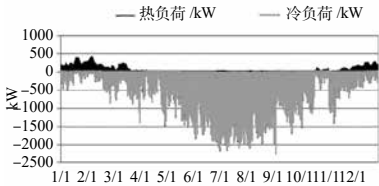


图 2 裙楼全年逐时空调负荷

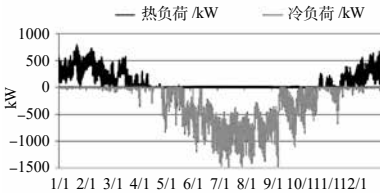


图 3 塔楼全年逐时空调负荷

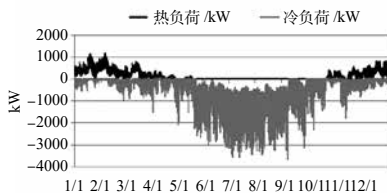


图 4 综合体全年逐时空调负荷

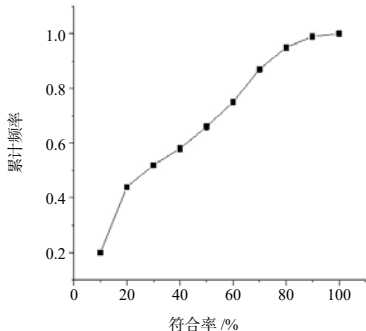


图 5 供冷季负荷累计频率图

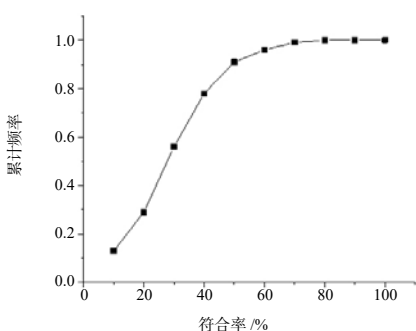


图 6 供热季负荷累计频率图

表 3 各类型建筑冷热需求时间划分表

	商场	酒店	综合体
冷热都有	1/1-3/29	1/1-4/15	1/1-3/24
供冷为主	3/30-11/17	4/16-10/20	3/25-10/19
冷热都有	11/18-12/30	10/21-12/30	10/20-12/30

结果显示商场和酒店存在半个月左右的冷热需求不同，结合下文可知该部分处于过渡季。徐凤芹^[4]等人在商场类建筑暖通空调设计采用全新风供冷满足过渡季及冬季空调负荷需求，能耗显著降低。因此在控制方面，综合考虑商场和酒店对空调舒适性要求不同，建议此时商场采用全新风供冷，酒店供热由热源保障。此时段室外温度为 10~25℃ 之间，全新风供冷能够满足商场空调负荷需求。并且本次设计中新风负荷接近 40%，过渡季及冬季全新风运行有利于既降低空调能耗。

结合设计所在地的全年的逐日干球温度划分空调季，见表 4。

表 4 空调季划分时间表

空调季	时间	天数
供暖季	1/1-3/22 & 11/22-12/31	121 天
过渡季	3/23-5/18 & 10/20-11/21	90 天
供冷季	5/19-10/19	154 天

4 主机配比

根据模拟及空调季划分结果统计供冷季负荷累计频率图和供热季负荷累计频率，见图 5~6。考虑过渡季的建筑内区可能出现冷负荷，但该时间段室外空气的焓值较低，采用 free cooling 的方法解决内区冷负荷问题，遂此次统计中不包括在内。由供冷

季部分负荷情况可大致确定供冷主机配比 2:3:3:2 调节较优。而供热季主机配比则参考裙楼、塔楼负荷占比,综合体部分负荷情况决定,且需控制主机台数不宜过多。

5 生活热水

综合体塔楼为四星级酒店,需要供应生活热水。参考 ASHRAE 手册中热水供应 (Service Water Heating) 的相关章节,结合调研结果得到:生活热水负荷呈现“双峰性”:用水的高峰期集中在早上 6:00~8:00 和晚上 19:00~22:00 之间。黄璞洁^[5]等人设计某酒店冷热源时采用冷凝热全热回收热泵机加燃气锅炉作为辅助热源组制备生活热水,9 个月回收初投资。刘坡军^[6]等人通过计算分析提出冷水机组冷凝热回收制备生活热水具有极大节能潜力。本设计通过计算设计日逐时空调和热水负荷对比,得到空调冷负荷 (对应空调冷凝热) 逐时值远大于热水逐时负荷,尤其是在白天时段,只需要回收当天冷凝热总量的 12%,即可满足热水需求。计算整个供冷季得到空调冷凝热的数值均远大于生活热水的供应热量,计算结果见图 7。所以,通过一定的技术手段回收冷凝热量以制备生活热水是非常可行的。因此在冷热源的选择时,建议侧重考虑对冷凝热的利用。同时为保证酒店生活热水充足供应,系统设计时需要配备辅助热源及蓄热箱。

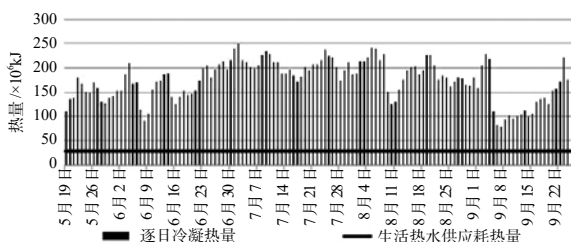


图 7 供冷季冷凝热与生活热水供应热量对比

6 冷热源方案选择

集中式空调系统冷热源选择应根据建筑所在地的能源供应情况、建筑用能情况、建筑周边资源分布情况等综合考量,选出最优方案。设计时应充分考虑综合体各区域作息不一,选配主机应利于后续运行控制策略开展,突显综合体建筑用能调峰优越性。

结合工程要求及网络调查可知,工程所在区域有城市电网、城市管道天然气供应,但并未配置市政热网,商业用电电价:1.03 元/kW·h;商业用天然气价格:每年淡季(6、7、8 月):2.79 元/Nm³;旺季(1、2、12 月):3.35 元/Nm³;平季(其余月份):3.10 元/Nm³。商业电价并无峰谷,故不

考虑冰蓄冷在节电方面的优势。建筑周边无热电厂、污水处理厂,距综合体约 1.8km 处有河流,但周边多为居民区,交通要道,故讨论认为水源热泵方案施工难度较大,一般不采用。

结合调研及能源审计等资料可知在商场、四星级酒店建筑中,传统的能源形式:冷水机组+锅炉仍然是使用率最高,可靠性最强的冷热源配置方案。结合前文生活热水建议,可选用带热回收的冷水机组。李跃^[7]等人提出磁悬浮冷水机组在酒店等日负荷波动较大,低负荷运行时间长的情况下节能潜力巨大。经调查,磁悬浮冷水机组的 IPLV 能达到 10 左右,而普通离心式冷水机组往往只能达到 5.6 左右,部分负荷下能效比较高。因此,我们将磁悬浮冷水机组作为冷源的备选方案,并与普通离心式冷水机组进行比较,寻求最优的冷源方案。热源选取上,孟伟茂^[8]等人在设计某大型商业建筑暖通空调系统时采用燃气真空热水锅炉,提出其负压运行,安全可靠,热回收型锅炉还利用烟气中水蒸气潜热提高锅炉热效率。申琪^[9]等人介绍真空热水锅炉安全经济、高效节能、使用寿命长。

风冷热泵不需要机房,占地面积小、振动小、维护简单、安装方便,也在商场、酒店等建筑中占有一席之地。但若冬季全部使用风冷热泵供暖,要校核在冬季最不利工况下风冷热泵是否能满足空调热水需求。由于综合体冷量需求远大于热量,并伴有生活热水需求,因此设计使用带热回收的风冷热泵搭配冷水机组。

直燃式溴化锂吸收式冷热水机组以热制冷,电耗用能较少,且对热源要求不高,振动小、噪声低。并且使用地燃气价格有优势,可节省运行费用,降低固体颗粒物排放(电力按煤电计)。因此,尽管吸收式制冷存在运行维护要求高,制冷效率衰减快等弊端,但还是在商场建筑中较多使用。但由于其在供热方面有优势,而综合体冷量需求较大,故选配冷水机组承担夏季部分冷量,同时搭配了风冷热泵满足部分负荷下直燃机衰减过快导致无法满足的热水需求。

地源系统是近些年发展较快的一种空调冷热源形式,利用土壤浅层能源满足夏季供冷、冬季供暖需求。但此次设计对象周边并无过多商业空地,故结合实际情况我们查阅了有关桩基式埋管地源热泵的相关文献,以期利用地下停车场下桩基面积埋管。此举还可节约打井费等初投资。根据龙西亭^[10]等人研究结果可知设计地能源较匮乏,“无油、无气、少煤、缺电”,设计区属于武陵-雪峰构造层,板岩及第四系松散层砂岩地区,不适宜使用地下水水

源热泵, 但适宜开发地埋管地源热泵。结合世博轴地源热泵热响应测试报告中针对桩基式埋管进行的较为全面的热响应实验, 参考李婷^[11]对于桩基部分传热研究以期较为客观合理地完成方案设计与计算。

计算 CO₂ 热泵热水机组和真空热水锅炉所需能耗和运行费, 可以看出 CO₂ 热泵热水机组具有明显的优势, 以此确定生活热水辅助热源选用 CO₂ 热泵热水机组。

综上所述, 初步确定六种冷热源方案:

方案一: 常规水冷冷水机组 + 冷凝真空热水锅炉;

方案二: 磁悬浮变频离心机组 + 冷凝真空热水锅炉;

方案三: 热回收冷水机组 + 磁悬浮变频离心机组 + 冷凝真空热水锅炉;

方案四: 热回收多功能一体风冷热泵 + 常规水冷螺杆冷水机组;

方案五: 直燃型溴化锂吸收式冷热水机组 + 常规水冷螺杆冷水机组 + 风冷热泵;

方案六: 桩基埋管式地源热泵 + 常规水冷螺杆冷水机组 + 燃气真空热水锅炉。

7 各方案对比分析

对上述六种冷热源方案进行能耗、经济性、环保、室外空间、系统复杂性、可靠性等多角度对比分析, 权重选择较优方案。

7.1 能耗

各方案能耗计算结果见图 8 (折算为标煤消耗量), 该图较为直观地对比得到能耗方面: 方案三最为节能, 方案二次之, 方案五能耗较大。

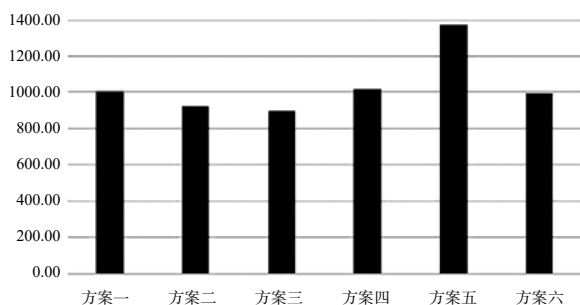


图 8 各方案能耗对比图 (tec)

7.2 经济性

采用投资回收年限法对几种方案进行经济性比较。各方案静态投资回收期见表 5。从回收期看方案二、方案三均较好。其中, 方案三能在三年左右实现回收, 较为理想。

表 5 各方案费用、投资回收期汇总表

	初投资 / 万元	能耗 / tce	运行费 / 万元	静态投资回收期 / 年
方案一	467.25	1007.35	276.32	—
方案二	559.55	921.93	254.93	4.32
方案三	547.27	896.49	248.31	2.86
方案四	473.4	1019.75	282.69	—
方案五	774.6	1373.73	348.33	—
方案六	831.37	995.08	275.39	—

由于各方案机组寿命不同, 因此在进行经济性比较时选用费用年值法。年经营费即费用年值为固定费和运行费用之和, 固定费包括设备折旧费与利息 (2.1%) 等。运行费包括能耗费、管理费、维修费等。经过计算后得到各方案费用年值见图 9。可以发现运行年数较少时 (< 3) 方案一为较为经济的方案, 但随着运行年数的增加, 方案三因其运行费用少而突显出了经济性方面的优势。

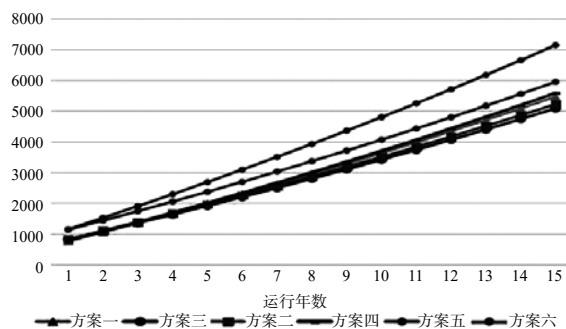


图 9 各方案经济性对比图 (万元)

7.3 环保性

计算得到各方案污染物排放见图 10 所示, 方案三、四较为环保。

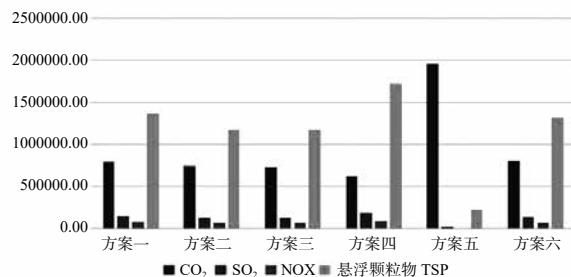


图 10 各方案污染物排放对比图 (kg/y)

根据上述计算对比分析得到结论如下:

(1) 能耗: 方案三最为节能, 方案二次之, 方案五能耗较大。

(2) 经济性: 寿命不同时选用费用年值作为经济性比较参数, 在运行年数较少时 (< 3) 方案一为较为经济的方案, 但随着运行年数的增加, 方案

三因其运行费用少而突显出了经济性方面的优势。选择投资回收年限作为参数进行分析时,方案三能在三年左右内实现回收,较为理想。

(3) 排放:从污染物排放来说,方案三、四是较为环保的方案。

(4) 考虑建筑设备用房,室外空间情况,系统复杂性,可靠性等可知:方案四同时含有风冷及水冷设备,机房布置难以集中,水系统管网施工量增加,且使用风冷热泵受室外干球温度影响大,要考虑结霜等带来的不利工况下机组运行效率下降等问题,可靠性差;方案六多种冷热源配备,可靠性强,但系统复杂,且桩基埋管施工难度高,搭接传统冷热源形式时,地源热泵又并非承担主要冷热量,不免多余。

因此根据上述计算对比分析,综合考虑经济、节能、环保等方面,选择方案三:全热回收螺杆冷水机组+磁悬浮变频离心机组+冷凝真空热水锅炉作为本设计的系统冷热源形式。

8 总结与讨论

(1) 采用谐波法的工程简化计算方法手工计算设计日冷负荷,稳态算法计算设计日热负荷,鸿业负荷计算软件验证,能耗模拟软件 DeST 和 EnergyPlus 对该建筑进行全年逐时能耗模拟,对比计算结果选取夏季负荷计算平均值 3174.48kW。冬季取手算值 1291.58kW 进行设计。

(2) 对综合体及其塔楼、裙楼分别进行了全年逐时负荷模拟,得到综合体各区域冷热需求的切换时间,商场和酒店存在过渡季中半个月左右的冷热需求不同,建议商场采用全新风供冷,酒店供热由热源保障。根据综合体各区域年负荷分析结果与全年室外干球温度划分空调季。

(3) 根据综合体全年逐时负荷模拟及空调季划分结果统计供冷季负荷累计频率图和供热季负荷累计频率,结合各区域用能占比确定供冷主机配比 2:3:3:2。而供热季主机配比则参考各区域负荷占比,综合体部分负荷情况决定,控制主机台数不宜过多。

(4) 根据调研及模拟数据,得到设计日及供冷季逐时空调和热水负荷对比,结果显示空调冷凝热的数值均远大于生活热水的供应热量。建议冷热源方案中考虑采用空调冷凝热回收搭配辅助热源制备生活热水。

(5) 综合前述结论及调研,初步制定六种,满足综合体冷热需求。便于区域能源调配的冷热源配置。从能耗、经济性、排放、建筑设备用房、室外空间情况、系统复杂性、可靠性等权重选择最优配置方案。

参考文献

- [1] 崔万珍,武前波.消费社会背景下杭州商业综合体的时空格局及其趋势特征[J].热带地理,2017,37(06):844-851.
- [2] 许旺发,张旭.商业照明环境与节能潜力分析[J].节能,2005,(03):36-38+2.
- [3] 赵荣义,范存养,薛殿华等.空气调节(第四版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [4] 徐凤芹,程斌.商场类建筑中央空调全新风运行性能分析[J].制冷与空调(四川)2015,29(01):56-59+77.
- [5] 黄璞洁,李艳霞,何耀炳等.集中空调冷凝热回收技术在生活热水供应系统中的应用[J].暖通空调,2011,41(08):54-57+36.
- [6] 刘坡军,刘雪峰.空调热泵冷凝热回收技术在酒店生活热水中的应用[J].制冷与空调,2016,16(03):59-63.
- [7] 李跃.磁悬浮冷水机组中央空调系统节能性探讨[J].建筑热能通风空调,2016,35(07):68-71.
- [8] 孟伟茂.某大型商业建筑暖通空调节能优化设计[J].建筑热能通风调,2015,34(06):98-100.
- [9] 申琪,王东京.真空热水锅炉的应用及特点分析[J].科技信息,2012(24):368.
- [10] 龙西亭,袁瑞强,皮建高等.长沙浅层地热能资源调查与评价.[J].自然资源学报,2016,31(1):163-176.
- [11] 李婷.某桩基埋管式地源热泵中桩基埋管部分换热性能的数值模拟[D].西安:西安工程大学 2013.

顶棚辐射板供冷 (暖) 与转轮除湿新风系统相结合的应用

庞亚灵¹, 曲 晟¹, 张建忠²

(1. 江苏绿色都建建筑设计研究院有限公司, 江苏南京 210012; 2. 南京市建筑设计研究院有限公司, 江苏南京 210012)

[摘 要]以南京某会所空调系统为例, 介绍了顶棚辐射板供冷 (暖) 和转轮除湿新风机组相结合的空调系统设计方案, 探讨了顶棚辐射板供冷 (暖) 空调形式的温湿度独立控制策略。重点介绍了顶棚辐射板供冷 (暖) 系统的特点及安装方式、转轮除湿新风机组、空调冷热源系统及温湿度独立控制系统的设计要点。并根据该空调系统的实际运行情况进行了经验总结, 可供同类空调系统的优化设计参考。

[关键词]顶棚辐射供冷 (暖); 转轮除湿; 温湿度独立控制

0 引言

随着能源消耗和节能环保问题的日益突出, 以及人们对办公和居住环境要求的不断提高, 辐射空调和温湿度独立控制系统在空调系统的应用也逐渐普遍。目前常用的辐射空调形式有混凝土埋管、毛细管网、金属吊顶板等多种形式, 与之相结合的新风处理形式也有冷冻除湿、溶液除湿、转轮除湿等多种形式。但目前常用的辐射空调形式在实施的过程也存在着各种各样的问题: 供冷 (暖) 时启动速度慢, 单位面积供冷 (热) 量小, 和装修难以配合等。而顶棚辐射板供冷 (暖) 系统从一定程度上解决了常规辐射空调系统存在的以上问题, 具有更广阔的应用前景。

本文以南京某会所空调系统为例, 介绍了顶棚辐射板供冷 (暖) 空调系统的设计, 该系统新风采用转轮除湿方式和顶棚辐射系统相结合, 实现该会所空调系统的温湿度独立控制。

1 工程概况

会所位于南京市, 上下两层, 一层高 3.3m, 二层为坡屋面, 总建筑面积 390m²。建筑物为既有建筑, 进行节能改造, 使用功能为休闲接待会所。

2 空调系统形式

该工程采用温湿度独立调节的空调技术, 利用新风降温除湿控制室内湿度, 高温冷水 (16℃) 降温控制室内温度。冷热源采用地源热泵系统, 新风除湿采用转轮除湿, 高温末端采用顶棚辐射板。该系统显著提高了室内湿湿度的控制精度, 使得空调系统的综合能效比得到进一步的提高, 达到了高效、

节能、舒适的目的。

3 设计计算参数

空调负荷包含室内负荷和新风负荷。室内负荷为室内显热负荷和潜热负荷。新风机组承担新风负荷和室内潜热负荷, 同时负荷高峰时, 新风机组可承担部分室内显热负荷。顶棚辐射系统承担室内显热负荷。

3.1 室内外计算参数

(1) 室外计算参数

夏季: 干球温度 34.8℃, 湿球温度 28.1℃;

冬季: 干球温度 -4.1℃, 相对湿度 76%。

(2) 室内设计参数

夏季: 干球温度 25℃, 相对湿度 50%;

冬季: 干球温度 20℃, 相对湿度 40%。

3.2 维护结构节能改造

对既有建筑保温进行了节能改造: 屋顶采用 8cm 聚苯乙烯保温板保温, 外墙采用 5cm 聚苯乙烯保温板保温; 外窗采用 6 高透光 Low-E+12 氩气+6 透明双层窗, 断桥隔热铝合金窗框, 自遮阳系数 0.5。

4 冷热源及系统设计

该会所和其他建筑物共用冷热源系统。冷热源采用地源热泵系统, 地源热泵主机采用常规夏季 7/12℃ (冬季 45/40℃) 供回水温度, 通过板式换热器二次换热为会所辐射末端和新风机组提供 16/19℃ (冬季 42/39℃) 供回水温度。

水系统为变水量系统, 水泵采用变频泵, 根据供回水主管道之间的压差调节水泵频率。同时供水主管道间设压差旁通阀, 在水泵最小频率时, 保证系统正常运行。

系统原理图见图 1。

收稿日期: 2018-03-19

作者简介: 庞亚灵 (1982—), 主要研究方向为暖通空调。

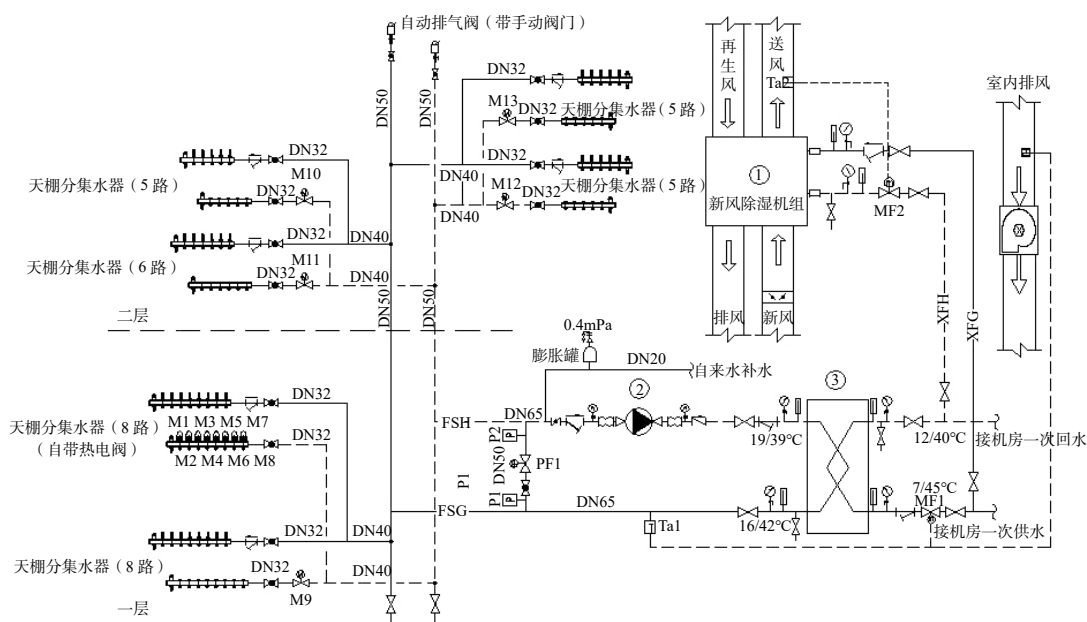


图 1 系统原理图

5 转轮调湿新风机组

新风机组采用转轮除湿新风机组, 该机组将低温再生转轮除湿系统, 直接膨胀蒸发制冷系统和冷冻水冷却空气系统结合成一台独立紧凑的新风调湿机组。

新风机组运行流程见图 2。

新风进入该机组首先经过表冷器降温, 随后经制冷系统的蒸发器再次降温, 最后低温的处理空气经过转轮进行除湿, 除湿后空气经送风机送入室内, 新风温度可至 22°C , 含湿量可至 7.5g/kg 。而转轮的再生风通过制冷系统的冷凝器加热至 45°C 即可实现转轮的再生, 省去了高温再生转轮再生风加热的能量。该机组能效比高, 除湿能力强, 又能够利用空调系统冷水, 可靠性高, 运行费用低。

本项目设置了一台处理风量为 $2000\text{m}^3/\text{h}$ 的新风机组供一层和二层共同使用。机组需处理新风本身的热湿负荷及室内的潜热负荷, 同时根据实际运行

的情况可调节机组是否承担室内显热负荷。

本工程为改造工程, 由于建筑空间原因, 室内排风无法接至新风机组进行热量回收, 因此无法考虑排风的能量回收。在一层和二层分别设置了一台排风机, 直接排至室外, 新风机和排风机连锁控制。

6 顶棚辐射末端

本项目采用了一种新型的顶棚辐射系统。该顶棚辐射系统由顶棚辐射板, 汇总管道, 集分水器, 露点控制系统等组成一套安全、舒适的供冷供暖系统。

该顶棚辐射板为标准产品, 产品宽度一致, 长度可以根据使用需求定制。该标准产品是由 $\text{De}10 \times 1.3\text{mm}$ 的硅烷交联聚乙烯 (PEX-b) 阻氧管固定在薄钢板上面的成型产品。安装时, 先在在顶面安装龙骨支架, 然后将辐射板固定在龙骨支架上, 外面敷设一层石膏板吊顶。

辐射板安装示意图见图 3。

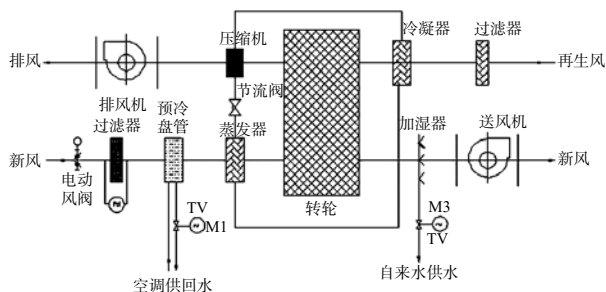


图 2 新风机组流程图

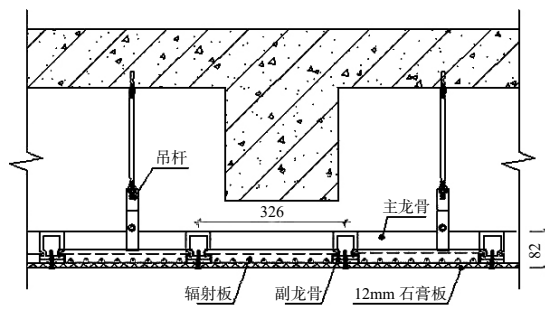


图 3 辐射板安装示意图

辐射板集管为 De20×2.0mm 铝塑复合管, 集管与辐射盘管采用金属三通连接, 辐射板连接遵循先并联, 后串联原则, 串联个数以保证辐射板阻力小于 2m 为宜, 每路集管以并联 4~5 路辐射板为宜, 同程连接。每一回路集管连接于附件的集分水器, 每个集分水器连接的回路不宜多于 8 路。

辐射板连接方式见图 4。

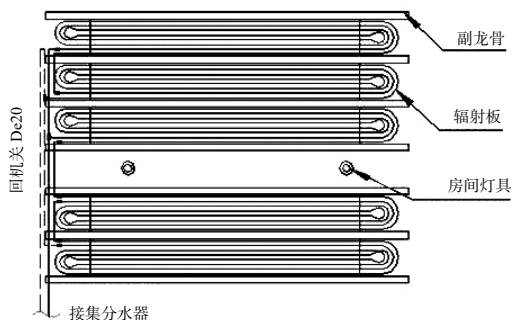


图 4 辐射板连接方式示意图

该辐射板安装使用方便, 夏季供水温度可至 16℃, 低于毛细管辐射系统 (18℃ 左右), 因而供冷能力大, 启动速度快。同时辐射板可以结合室内装修板, 对室内装修影响较小。

本项目一层分为大厅、办公室、会议室、按摩间、备餐间等功能房间, 每个房间根据面积大小, 设置一个或者两个顶棚辐射回路。每个房间设温控器及最不利点设露点探测器, 可联合实现各个房间温度控制及露点保护。

二层为大空间, 屋面坡屋面。顶棚辐射板沿坡屋面布置, 共设置 21 个回路, 分 4 个集分水器。在最不利点设置 4 个温控面板及露点探测器, 实现整个大厅的温度控制及露点保护。

7 自动控制要点

7.1 分室温控

各个房间内设单独的辐射板回路, 每个回路设电动两通阀。房间内设温控面板, 根据温控面板的设定温度控制供水回路上电动两通阀的通断, 来维持室内温度恒定。

7.2 室内湿度控制

由室内回风湿度传感器控制新风风阀打开或者关闭到最小状态。

7.3 室内防结露控制

在每个房间回路上装设露点探测器, 当露点探测器检测到露点温度接近二次水的供水温度时, 通过房间内温控面板 (带露点控制功能) 及时关闭该房间回路上的电动两通阀, 当露点探测器信号解除时, 开启相应回路上的电动阀。

7.4 二次侧供水温度控制

根据二次侧供水温度传感器调节一次侧供水电动两通调节阀的开度。

7.5 新风机组送风温度控制

根据新风机组出口送风温度传感器, 调节新风机组表冷器上电动调节阀的开度。

7.6 新风机组和辐射系统启动控制

夏季系统运行时, 先开启新风机组 10min (具体时间可人工设定), 10min 后比较回风湿度值对应的露点温度和设定的辐射供水温度: 回风湿度值对应的露点温度低于辐射供水温度设定温度 0.5℃ 时, 即可开启辐射水泵; 否则继续开启新风机组进行除湿, 10min 后再进行判定。

冬季新风系统和辐射系统可同时开启。

8 空调系统运行效果

该项目竣工验收后即投入运行使用, 目前已经过一个供冷季和供暖季的正常运行。室内温湿度均能够满足设计要求。

在夏季供冷工况时, 辐射板供水温度 15~16℃, 转轮除湿新风机组根据室内负荷情况, 自动调节送风状态参数, 部分时间承担室内显热负荷。室内温度达到设计温度 25℃ 时, 测得串联最多回路 (6 块辐射板), 从冷水进水侧到出水侧辐射板的表面温度分别为: 18.6℃, 19.1℃, 19.5℃, 20.2℃, 20.6℃, 21℃。可以看出串联辐射板的表面温度随着数量的增加而递增, 因此设计时不宜将多块辐射板串联成一组, 以免引起室内各个区域温度分布不均。

在冬季供暖工况时, 辐射板供水温度 41~42℃, 转轮除湿新风机组处理到室内等焓状态点。室内温度达到设计温度 20℃ 时, 测得串联最多回路 (6 块辐射板), 从热水进水侧到出水侧辐射板的表面温度分别为: 33.2℃, 32.9℃, 32.4℃, 32.3℃, 31.9℃, 31.5℃。可以看出冬季的情况和夏季情况相似, 辐射板的表面温度也随着串联块数的增加呈线性递减。

9 经验总结

9.1 高温型地源热泵冷水机组

本项目由于特殊原因和其他末端系统共用地源热泵主机, 采用了中间换热器为辐射系统提供高温冷水 16℃, 因此整个系统的节能性不能凸显出来。在同类项目中应采用专门的高温型地源热泵机组, 机组运行效率高, 节能效果明显。

9.2 顶棚辐射末端

本项目采用的顶棚辐射末端设备为标准模块化产品, 安装方便, 供冷供暖能力强, 易于和装修配合, 是一种新型的辐射空调形式。在本项目中 (改造项目,

维护结构热工性能不能达到新建项目标准)能够达到设计要求参数,在新建项目拟采用辐射空调系统时可予以推广。但是该产品目前价位较高,工程安装成本偏高。

在系统的运行过程中经过对辐射板壁面温度的检测,发现辐射板串联过多的回路中,末端壁面温度在夏季高于始端近 2℃。因此建议,辐射板的串联篇数不宜过多,否则容易造成室内温度分布不均,一般串联个数以保证辐射板阻力小于 2m 为宜。

9.3 转轮除湿新风机组

本项目采用了低温再生的转轮除湿机,利用制冷系统冷凝器的散热 45℃ 即可实现转轮的再生,充分利用系统本身的能量,系统运行能效比高,运行费用低。同时又根据项目的实际情况,利用了系统能够提供的 7℃ 冷冻水,减少了系统中制冷系统的装机容量,降低了机组的投资费用。

由于本项目是改造项目,新风系统无法考虑排风的热量回收。在同类项目的设计中,应考虑室内排风的能量回收,可提高新风机组的能效比,降低运行费用。

9.4 总结

顶棚辐射供冷(暖)系统和转轮除湿新风机组相结合的温湿度独立控制系统,室内温度分布均匀,舒适度高,具有可实施性。

系统设计时,应采用高温型热泵机组,提高机组的运行性能,避免采用板式换热器二次换热,造成能量损失。新风系统应对排风进行能量回收,提高新风机组运行效率。

参考文献

- [1] 刘晓华,江亿,张涛 著.温湿度独立控制空调系统(第二版).北京:中国建筑工业出版社,2013.5.
- [2] 陆耀庆主编.实用供热通风设计手册.北京:中国建筑工业出版社,2008.
- [3] GB 500736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范.
- [4] 赵义荣主编.简明空调设计手册.北京:中国建筑工业出版社,1998.
- [5] 江苏省住房和城乡建设厅科技发展中心 编著.江苏省绿色建筑应用技术指南.江苏科学技术出版社,2013.4.

夏季地铁站内环境控制参数优化研究

刘 文, 梁彩华, 凌善旭, 黄婷婷

(东南大学能源与环境学院, 南京 210096)

[摘 要] 常规地铁通风空调系统一般采取全天恒定站内温度控制, 未能充分考虑人员活动特征及室外环境变化对过渡空间 (地铁站) 内乘客热舒适性的影响, 导致站内舒适度不高, 空调能耗增大。本文利用相对热指标 RWI (relative warmth index) 研究了地铁站内乘客乘车全程热感觉变化规律, 探索了站内不同温湿度设定值下 RWI 极值的变化规律, 并基于 RWI 变化特征提出了改善站内舒适度及降低空调系统能耗的改进措施。综合考虑乘客活动规律及夏季室外环境变化, 提出了地铁站内温湿度参数设定方法和动态调节策略。利用所提出的地铁站内温湿度设定优化方法, 对上海、南京等地铁站内实际运行进行评估, 结果显示当前地铁站内 RWI 值普遍偏低, 表明地铁空调系统具有较大的通过优化站内温湿度设定实现节能的空间。

[关键词] 相对热指标 RWI ; 地铁站; 动态调节; 舒适性; 节能

0 引言

随着我国城市规模不断扩大, 以地铁为代表的城市轨道交通得到大力发展, 但随之而来是地铁的运营能耗居高不下, 而其中地铁通风空调系统的能耗又占了较大的比例。文献 [1-2] 研究发现车站通风空调系统能耗已占车站总能耗的 30%~40% 以上。因此, 在保证舒适的乘车环境下提高地铁空调系统的节能水平成为重要的研究课题。地铁空调系统的运行控制温湿度是平衡地铁空调系统能耗和地铁站内热舒适的纽带, 因此, 研究地铁站内温湿度参数设定方法对地铁空调系统节能和保证站内乘客热舒适尤为重要。Abbaspour 等人^[3]用相对热指标 RWI (relative warmth index) 结合实测数据对德黑兰地铁热湿环境进行了评价, 认为其热湿环境总体处于可接受的范围内。Wang 等人^[4]用 RWI 指标分析地铁站内耦合气流组织能提升热舒适性, 因此可通过提高空调送风温度来实现节能。尹奎超等人^[5]用 RWI 指标在夏季典型日气象条件下对天津地铁站的空调运行温度进行了探讨, 指出应根据夏季室外温度变化来调整站内温度设定值。朱培根等人^[6]用 RWI 指标结合实地测量、问卷调查的方式对南京某地铁站进行了热舒适性评价, 并提出应根据室外气象参数调节地铁车站温度。

以上研究表明利用 RWI 指标进行地铁站内舒适性评价和环境参数动态调节是可行的, 但上述研究仅对夏季典型日气象条件下地铁站内温度控制提供了参考方案, 且未考虑室外相对湿度对站内温湿度设定的影响和站内相对湿度对人体热感觉的影响,

而夏季室外气象参数变化范围大, 针对不同的夏季室外气象参数进行地铁站内温湿度参数动态调节是地铁空调系统节能运行的基础。

为此, 本文采用 RWI 指标对地铁站内乘客乘车全程热感觉变化曲线进行分析, 探究在不同的温湿度设定值时站内 RWI 极值的变化规律, 在考虑乘客活动规律及夏季室外环境变化情况下, 基于舒适性和节能需求, 提出地铁站内温湿度参数设定方法和动态调节策略。最后分析上海、南京、无锡地铁站内温湿度设定参数, 给出优化运行的建议。

1 地铁站内人体舒适度评价方法

相对热指标 RWI 是美国运输部为确定地铁车站站台、站厅和列车空调设计参数提出的考虑人体在过渡空间环境的热舒适性指标。 RWI 综合考虑了温度, 湿度, 辐射, 风速, 人体新陈代谢, 衣着等因素, 可用于评价人体在过渡状态的热感觉, 适应地铁车站特点。

1.1 相对热指标 RWI 计算方法

RWI 为无量纲数, 计算方法如下^[7]:

$$RWI = \frac{M(\tau)(I_{cw}(\tau) + I_a) + 6.42(t_a - 35) + RI_a}{234}$$

(水蒸气分压力 $P_a \leq 2269\text{Pa}$ 时)

$$RWI = \frac{M(\tau)(I_{cw}(\tau) + I_a) + 6.42(t_a - 35) + RI_a}{65.2 \times (5858.44 - P_a) / 1000}$$

(水蒸气分压力 $P_a \geq 2269\text{Pa}$ 时)

其中: M 为新陈代谢率 (W/m^2); τ 为过渡过程中经历的时间 (s); t_a 为环境空气的干球温度 ($^{\circ}\text{C}$); I_{cw} 为服装热阻 (clo); I_a 为服装外空气边界层热阻 (clo); R 为单位皮肤面积的平均辐射得热 (室温下的辐射壁面辐射除外) (W/m^2)。

收稿日期: 2018-05-17

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 刘文 (1994—), 主要研究方向为空调系统节能。

1.2 RWI 与舒适性对应关系

RWI 值表示人的热感觉情况, 如果在两种不同的环境条件和活动情况下, 具有相同的 RWI 值, 则表明人在这两种情况下的热感觉是近似的。表 1 给出了 RWI 值与 ASHRAE 热感觉标度之间的对应关系。

表 1 RWI 的分度与 ASHRAE 热感觉标度之间的关系^[8]

热感觉	ASHRAE 热感觉标度	相对热指标 RWI
暖	2	0.25
稍暖	1	0.15
中性	0	0.08
稍凉	-1	0.00

1.3 新陈代谢 M 及服装热阻 I_{cw} 的确定

表 2 几种活动强度下的新陈代谢率及服装热阻^[8]

活动强度	静坐	站着		行走		
		整理文档	偶尔走动	0.9m/s	1.2m/s	1.8m/s
新陈代谢率 (W/m^2)	58	80	123	115	150	224
服装热阻 (clo)	0.6	0.4	0.4	0.4	0.35	0.3

注: 表中服装热阻为轻薄夏装的热阻值 (已考虑出汗的影响)

人在不同活动强度下的新陈代谢率与相应的服装热阻如表 2。当人从一种活动状态过渡到另一种状态时, 要经过 6 分钟的过程代谢率 M 才能最终达到最终活动状态下的稳定代谢率^[8]。在这个过渡过程中, 代谢率与时间呈线性关系。同时, 人的活动会导致出汗并湿润服装, 同时人的活动会扰动周围气流, 导致服装热阻有所改变。当人从一种活动状态过渡到另一种状态时, 要经过 6 分钟服装热阻 I_{cw} 才能达到新的稳定值^[8], 其间服装热阻与时间呈线性关系。

因此有如下表达式:

当 $\tau < 360s$ 时

$$I_{cw}(\tau) = I_{cw1} + (I_{cw2} - I_{cw1}) \frac{\tau}{360}$$

$$M(\tau) = M_1 + (M_2 - M_1) \frac{\tau}{360}$$

当 $\tau \geq 360s$ 时

$$I_{cw}(\tau) = I_{cw2}, M(\tau) = M_2$$

1.4 空气边界层热阻的确定

考虑人体运动诱导产生相对风速的影响, 服装外空气边界层热阻为^[8]:

$$I_a = 0.3923 V^{-0.4294}$$

其中: I_a 为空气边界层热阻 (clo); V 为相对风速 (m/s)。

2 地铁站内温湿度参数动态设定

在确定了 M , I_{cw} , I_a , R 等参数以后, 只要设定地铁站内各处的温湿度参数, 便可确定站内各处的 RWI 值, 根据 RWI 值的变化规律, 研究夏季地铁站内舒适温湿度参数的动态设定方法。

2.1 乘车全程的 RWI 曲线

夏季, 乘客在室外以 1.2m/s 的速度行走, 进入地铁站。在入口通道步行 1min 后进入站厅, 在站厅步行 0.5min 后到达售票处, 停下购票, 此时他的活动状态变为站着偶尔走动。1.5min 后购票结束, 他继续在站厅以 1.2m/s 的速度行走达 0.5min 达到站台。达到站台后其活动状态又变为站着偶尔走动, 候车 5min。5min 后上车, 由于从乘客在车厢内时间通常大于 6min, 其活动状态、服装热阻均会达到稳定状态, 车内需维持舒适的热环境。他站着直达到目的地, 其新陈代谢率与站着整理资料相当。下车后以 1.2m/s 的速度走出车站, 3min 后离开车站。取如下参数分析乘客在地铁站内 RWI 变化情况:

室外:

干球温度 33°C, 相对湿度 70%, 风速 1.5m/s, 服装热阻 0.35clo。

室内:

出入口: 干球温度 31°C, 相对湿度 65%;

站厅: 干球温度 30°C, 相对湿度 60%;

站台: 干球温度 29°C, 相对湿度 60%;

列车内: 干球温度 27°C, 相对湿度 60%;

站厅、站台、列车内风速均为 0.3m/s, 列车内服装热阻 0.4clo。

该乘客从进站到出站全过程的状态如图 1。乘客在走入车站时, 由于站内气温较站外低, RWI 下降。停步购票候车时, RWI 值立刻上升并出现全程 RWI 最大值出现。这是由于活动强度刚刚改变, 新陈代谢率仍然保持在较高的水平, 而活动的停止导致相

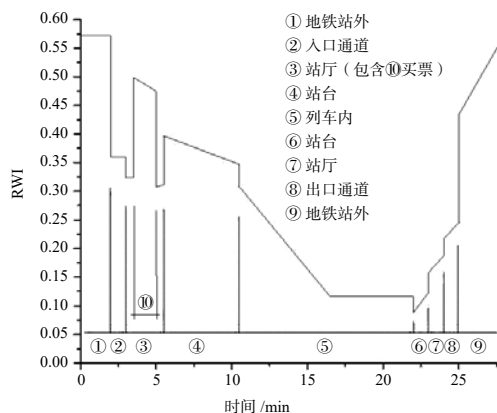


图 1 乘车过程的 RWI 变化曲线

对风速降低,空气边界层的热阻增加造成的。随后 $RW I$ 值随新陈代谢率的逐渐下降而下降,直到乘客登车。在列车上,乘客的 $RW I$ 值一直保持在舒适水平。到达目的地后,乘客下车进入车站, $RW I$ 值又开始上升,直到走出车站, $RW I$ 值进一步上升,逐渐恢复到乘客进站前的水平。

由全程 $RW I$ 曲线可知,当乘客以较高速度走进站厅后停步购票时, $RW I$ 值是全程最高的,而其后 $RW I$ 值逐渐下降,限定该点的 $RW I$ 值,即限定了乘客在站内的最不舒适程度。因此,可以在站厅购票处附近安装风口,适当加大此处气流速度,降低站内乘客的最不舒适度,在此基础上可进一步提高站内温湿度设定值,降低空调能耗。

研究表明^[10]:当人从中性环境刚进入较热环境时,其热感觉有所滞后,即并非立刻觉得很热;而从较热环境进入中性环境时,会有一个“过感觉”,即感觉到凉。由于 $RW I$ 指标本身并未考虑人体在过渡区间受到变化温度刺激时出现的热感觉“滞后”和“超前”的现象,而仅考虑了过渡状态的热平衡。所以在进行地铁站内的环境参数控制时, $RW I$ 可以取较大的值,而不需要将站内 $RW I$ 值直接设定为表 1 中热感觉对应为中性或稍凉时的 $RW I$ 值,因为只要保证站台 $RW I < \text{站厅 } RW I < \text{站外 } RW I$,乘客在进站过程中就能逐渐感觉到凉快。夏季,由于室外气温高,辐射强,乘客穿着最少衣物(0.35clo),在室外仍感觉炎热, $RW I$ 值很大甚至可能超过 0.5,此时设定乘客在站内的峰值 $RW I \leq \text{站外 } RW I$,就可以保证乘客在车站比车站外舒适。由于热舒适忍受极限环境的 $RW I$ 值约为 0.5^[8],因此设定站内极限值:站内峰值 $RW I \leq 0.5$ 。

2.2 $RW I$ 随温湿度设定值的变化规律

从图 1 可以看出,在刚到达售票处时人感觉最热,在刚从列车出来到达站台时人感觉最冷,因此,只需要关注这两点的 $RW I$ 值,通过限定这两点处 $RW I$ 值的大小来满足整个车站的人体热舒适度。在其他条件不发生改变时,地铁站内设定的温度、湿度值越高,越有利于节能。因此,可通过改变地铁内温湿度的设定值来改变 $RW I$ 值,在满足人体热舒适的范围内寻找最有利于节能的地铁站内温湿度参数设定值。

改变地铁站内设定的温湿度,分析地铁站内 $RW I$ 最大值和最小值的变化规律,考察人体热舒适度的变化情况。取站厅站台的温差为 1℃,设定如下几组参数:站厅 30℃,站台 29℃ 时,相对湿度为 45%~65%;站厅 29℃,站台 28℃ 时,相对湿度为 45%~70%;站厅 28℃,站台 27℃ 时,相对湿度

为 45%~70%;站厅 27℃,站台 26℃ 时,相对湿度为 45%~70%。其中相对湿度以 5% 为单位变化。根据地铁站内 $RW I$ 的最大值和最小值作出图 2 和图 3。图 2 中的四条折线表示不同温湿度下地铁内 $RW I$ 的最小值,地点位于站台;图 2~3 中的四条折线表示不同温湿度下地铁内 $RW I$ 的最大值,地点位于站厅。

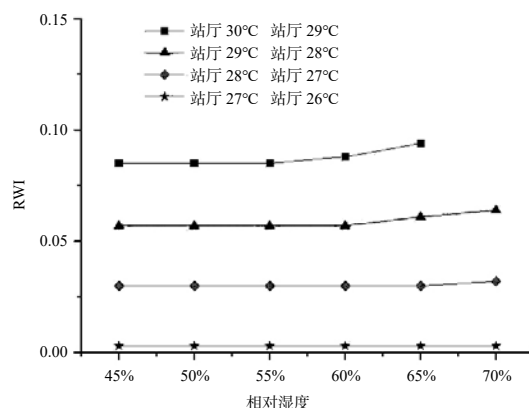


图 2 地铁站内不同温湿度下 $RW I$ 最小值曲线

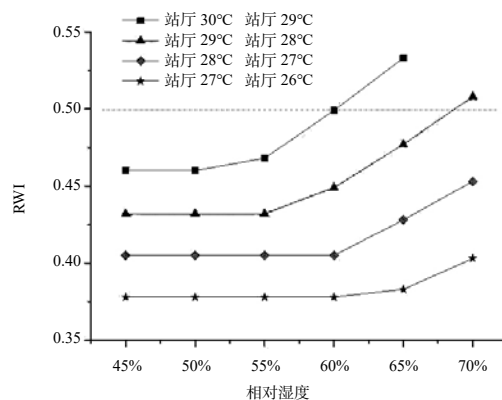


图 3 地铁站内不同温湿度下 $RW I$ 最大值曲线

由图 2 可知在本文选取的温湿度范围内,地铁站内人体感觉最冷处 $RW I$ 值均在 0~0.1 之间,满足人体舒适性要求。由于地铁内部发热量很大,地铁站一般为全年冷负荷,空调系统的主要任务是消除余热,因此应着重考虑站内人体感觉最热点 $RW I$ 值的控制。

由图 3 可知:

(1) 当温度越低时, $RW I$ 曲线随着相对湿度的变化越平缓,即当地铁站内温度设定较低时,相对湿度的变化对人体热舒适度的影响很小,因此,当地铁站内温度设定较低时,可选择较大的相对湿度,有利于节能;

(2) 对于同一设定温度, $RW I$ 曲线随着相对湿度的增加其上升速度先慢后快,即在相对湿度较低

时, 相对湿度的变化对人体热舒适度的影响很小, 这说明通过适当调高站内相对湿度的设定值来实现节能运行是可行的;

(3) 图中每个点的上边点 RWI 值总是大于其右边点的 RWI 值, 即温度变化 1°C 对人体舒适度的影响大于相对湿度变化 5% 对人体舒适度的影响, 这说明当室外温湿度条件改变时, 调整站内温度可实现人体舒适度的粗调节, 而调整站内相对湿度可实现人体舒适度的微调节。因此, 站内相对湿度不宜设置太低, 可以通过适当提高相对湿度来减小站内湿负荷, 降低空调能耗。

2.3 夏季温湿度参数的动态设定

地铁车站一般为全年冷负荷, 环控系统的主要任务是消除余热, 若仅考虑经济性, 站内设定温湿度越高越节能, 但在夏季, 过高的站内温湿度无法满足乘客的舒适性需求。因此, 确定站内空调参数的主要任务是根据舒适性需求确定站内温湿度上限。

当室外环境温湿度变化, 即室外 RWI 值变化时, 地铁站内 RWI 上限值随之变化, 因此站内温湿度参数设定范围也会随之变化, 所以对于每个给定的室

外环境温湿度参数值, 都会有一个新的站内舒适性温湿度区域。在每一个舒适性区域里, 取接近于其上边界的室内温湿度设定值即较高的温度、相对湿度值时, 更有利于地铁空调系统的节能。综合考虑舒适性和节能要求, 得到图 4~图 7。图 4~图 7 为室外温度在 $28^{\circ}\text{C}\sim 38^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度在 35%~95% 范围内变化, 站厅温度在 $25^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度在 45%~70% 范围内变化时, 室外 RWI 值和站内 RWI 最大值的变化曲线图, 可用于查询不同室外温湿度条件下地铁站厅的温湿度参数设定值。对于地铁站台, 其温度均设置为比站厅低 1°C , 相对湿度和站厅相同。

由于人体热舒适忍受极限的 RWI 值约为 $0.5^{[8]}$, 因此设定站内峰值 $RWI \leq 0.5$ 。同时设定乘客在站内的峰值 $RWI \leq$ 站外 RWI , 就可以保证乘客在车站比车站外舒适。

当室外 $RWI < 0.5$ 时, 站内 RWI 最大值应以室外 RWI 值为上限, 如图 4~图 7 中的水平虚线, 此时应选取虚线以下并靠近虚线的站厅温湿度设定点。当室外温湿度较高导致室外 $RWI \geq 0.5$ 时, 站内 RWI 最大值应以 $RWI = 0.5$ 为上限, 如图 5~图 7

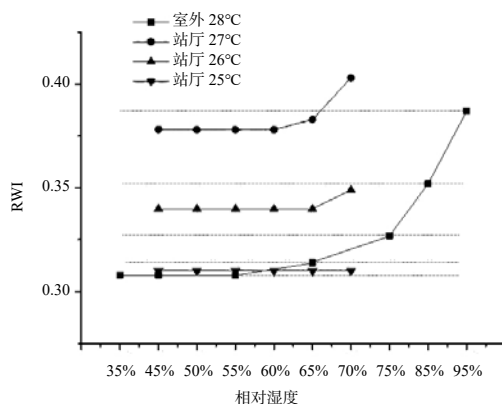


图 4 室外 28°C 时地铁站厅设定参数值查询图

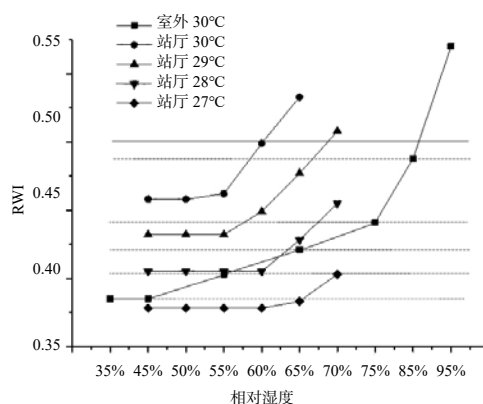


图 5 室外 30°C 时地铁站厅设定参数值查询图

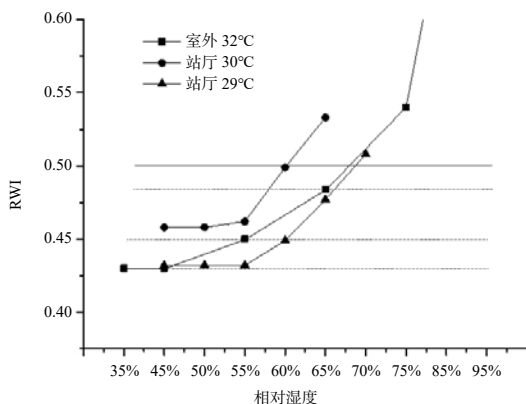


图 6 室外 32°C 时地铁站厅设定参数值查询图

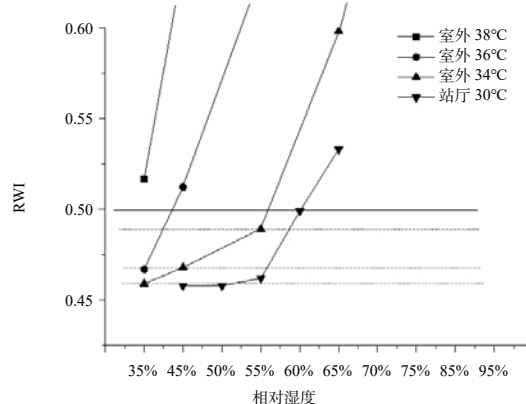


图 7 室外 $34^{\circ}\text{C}\sim 38^{\circ}\text{C}$ 时地铁站厅设定参数值查询图

中水平实线,此时应选取实线以下并靠近实线的站厅温湿度设定点。

结合 2.2 节中的结论可知,当水平线下方有多个站厅温湿度设定点满足要求即热感觉相差不大时,应选取温度或相对湿度较大的点作为站厅温湿度设定点,在保证站内舒适性的前提下最大限度保证地铁空调系统的节能运行。若图中站厅温湿度设定点在室外温湿度对应的水平虚线上方,但相距很近时,由于热感觉相差很小,且图中各点表示站内最热处的 RWI 值,仅为瞬时状态,因此也可以作为站厅温湿度参数的设定值。

图 4~图 7 的室外温湿度范围涵盖了夏季大部分时间所处的环境温湿度条件,可根据室外温湿度参数的变化来实时调整地铁站内的温湿度设定参数,保证地铁站内乘客的舒适性和地铁空调系统的节能运行,对夏季地铁站内温湿度参数的设定具有指导意义。

3 地铁站内温湿度动态调节策略

由上述分析可知,由于室外环境温湿度会发生变化,故地铁站内设定温湿度也需要及时调整,以满足人体舒适度的需求。但温度、湿度并不是越低越好,过低的温度和湿度会导致人体的不适感,而且会使空调负荷增加、运行费用增大。因此提出图 8 所示的地铁站内温湿度动态调节策略,即根据采集到的室外气象环境参数来调整地铁站内温湿度设定值,并根据当前站内热湿负荷调整空调系统运行策略,确定合理的通风空调运行模式,从而满足地铁站内乘客舒适性和空调系统节能的需求。

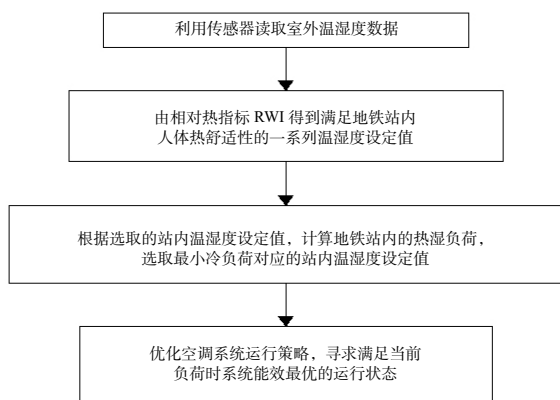


图 8 地铁站内温湿度动态调节策略

4 实例分析

本文实测无锡华清大桥地铁站内外环境参数,结合南京汉中门地铁站、上海某地铁站数据,得到表 3~表 5。

表 3 无锡华清大桥站内外实测环境参数

	温度	相对湿度	RWI	备注
站外	33℃	75%	0.641	—
站厅	27℃	60%	0.378	站内最热处
站台	26℃	60%	0.251	—

表 4 南京汉中门站内外环境参数^[11]

	温度	相对湿度	RWI	备注
站外	32.5℃	70%	0.529	—
站厅	29℃	60%	0.449	站内最热处
站台	28℃	60%	0.306	—

表 5 上海某地铁站内外环境参数^[12]

	温度	相对湿度	RWI	备注
站外	32℃	70%	0.489	—
站厅	28.5℃	60%	0.427	站内最热处
站台	27.5℃	60%	0.251	—

由表中数据可以看出,无锡华清大桥站、南京汉中门站的室外 $RWI > 0.5$,此时应设置站内极限 $RWI = 0.5$,但无锡、南京地铁站内峰值仅为 0.378、0.449。上海某地铁站外 $RWI = 0.489$,此时应设置站内极限 $RWI = 0.489$,但其站内 RWI 峰值仅为 0.427。这些数据显示当前地铁站内 RWI 值普遍偏低,表明地铁空调系统具有通过优化站内温湿度设定实现节能的空间。

由图 4~图 7 可知,对应于表 3 和 4 中室外天气,站内温湿度应设置为:站厅 30℃,站台 29℃,相对湿度均为 60%;对应于表 5 中室外天气,站内温湿度应设置为:站厅 30℃,站台 29℃,相对湿度均为 55%。此时既能保证乘客热舒适性,又能实现空调系统节能运行。

5 结论

本文探究了乘客在站内乘车全程的 RWI 值变化规律和不同的温湿度设定值时站内 RWI 极值的变化规律,综合考虑乘客活动规律及夏季室外环境变化,基于舒适性和节能需求,提出了地铁站内温湿度参数设定方法和动态调节策略,并得出以下结论:

(1) 由地铁站内乘客 RWI 变化曲线可知,站厅购票处为乘客感觉最热处。在此处提出了提高局部风速改善舒适度的建议,在此基础上可进一步提高站内温湿度设定值,降低空调能耗;

(2) 当站内设定的温度或相对湿度较低时,相对湿度的变化对人体热舒适度的影响很小,说明通过适当调高站内相对湿度来节能是可行的;

(3) 由地铁站内不同温湿度下 RWI 最大值曲线可知,温度变化 1℃ 对人体舒适度的影响大于相对湿度变化 5% 时的影响,说明调整站内温度可实现人体舒适度的粗调节,而调整站内相对湿度可实现人体舒适度的微调节。因此,站内相对湿度不宜设

置过低, 可以通过适当提高相对湿度来减小站内湿负荷, 降低空调能耗;

(4) 当室外温湿度发生变化时, 地铁站内温湿度设定值也要随之变化, 以满足乘客热舒适性和空调系统节能运行的需求。当室外环境温湿度升高时, 站内温湿度设定值也随之升高, 但当室外温湿度升至较高而使 $RWI > 0.5$ 时, 站内温湿度设定值维持在上限值, 不再随之升高;

(5) 分析上海、南京、无锡地铁站内当前温湿度参数, 结果显示当前地铁站内 RWI 值普遍偏低, 表明地铁空调系统具有通过优化站内温湿度设定实现节能的空间。

参考文献

- [1] Lu M, He T, Pei X, et al. Analysis of the electricity consumption and the water consumption of Beijing subway[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2011, 35(1):136–112.
- [2] Wang Y, Feng H, Xi X. Monitoring and autonomous control of Beijing Subway HVAC system for energy sustainability[J]. Energy for Sustainable Development, 2017, 39:1–12.
- [3] Abbaspour M, Jafari M J, Mansouri N, et al. Thermal comfort evaluation in Tehran metro using Relative Warmth Index[J]. International Journal of Environmental Science & Technology, 2008, 5(3):297–304.
- [4] Wang L, Du Z, Zhang J, et al. Study on the thermal comfort characteristics under the vent with supplying air jets and cross-flows coupling in subway stations[J]. Energy & Buildings, 2016, 131:113–122.
- [5] 尹奎超, 由世俊. 对天津地铁站空调运行控制温度的探讨 [J]. 山东建筑大学学报, 2008, 23(5):466–470.
- [6] 朱培根, 王春旺, 仝晓娜, 等. 地铁站乘客动态热舒适评价研究 [J]. 暖通空调, 2016, 46(2):101–104.
- [7] 朱颖心. 建筑环境学 [M]. 第 3 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010:120–121.
- [8] United States Department of Transportation. Subway Environmental Design Handbook (Volume 1)[M]. New York: SES, 1976:33–80.
- [9] GB 50157–2013, 地铁设计规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.
- [10] 廖建科. 温度突变的动态环境下人体热舒适研究 [D]. 重庆大学, 2013.
- [11] ZHU Pei-gen, WANG Chun-wang, et al. Thermal comfort evaluation of people in subway station[J]. Journal of Chongqing University (English Edition), 2016, 15(02):72–82.
- [12] 王丽慧, 李志玲, 杜晓明, 等. 活塞风作用下地铁空调送风热环境特性实测分析 [J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2011(S1):116–122.

徽州传统民居冬季室内热环境形成机理分析

黄志甲, 吴州琴, 龚 城

(安徽工业大学, 马鞍山 243002)

[摘 要] 徽州传统民居冬季室内寒冷潮湿, 热舒适性差。基于典型徽州传统民居室内外温湿度、壁面温度、太阳辐射等热环境参数测试, 进行民居冬季热环境研究, 剖析徽州传统民居冬季寒冷的原因, 为民居优化设计提供理论依据。以热平衡方程为导向, 对徽州传统民居冬季各传热项进行理论计算, 用传热贡献率来衡量不同传热项对室内热环境的影响程度。结果表明: 通风传热对冬季民居室内热环境的影响作用最大, 是第一大失热项, 传热贡献率为 -36.21% , 外围护结构传热是第二大失热项, 贡献率为 -14.57% 。徽州传统民居冬季寒冷的主要原因是通风失热和外围护结构传热散热太多, 相比于增强围护结构保温性能, 减少天井通风引起的散热更为重要。

[关键词] 徽州传统民居; 热环境; 冬季; 传热贡献率; 天井; 外围护结构

0 引言

随着社会经济的发展和人民生活水平的提高, 人们越来越追求舒适的生活环境, 而传统民居的宜居性逐渐退化^[1], 如何能在继承古人优秀建筑设计的同时, 又满足现代人对居住环境舒适性的要求呢? 徽州传统民居是中国古代建筑的一个重要流派, 在国内外享有盛誉, 隶属我国建筑热工气候分区中的夏热冬冷地区, 冬季热环境差且供暖能耗高是徽州传统民居没有更好传承发展的重要原因^[2]。

随着近年来政府部门对传统古建筑保护与传承的日益重视, 国内不少学者开展过对古民居室内热环境的研究^[3-6], 在冬季热环境研究方面, 宋冰等人通过实测研究了西递典型徽州传统民居冬季热环境, 发现传统民居保温防寒效果差, 冬季室内阴冷潮湿, 室内热环境不满意率高达 70% 以上, 对传统民居冬季室内热环境的特征及成因进行了分析^[7]。胡亢亢等人也通过实测的方法研究了秦岭山地民居冬季室内热舒适状况, 给出了不同外围护材料下民居室内热环境的定量评价, 在此基础上提出改进其室内热环境的建议^[8]。黄凌江等人采用实测和计算机模拟两种方法对比分析拉萨赤角林村传统民居和新式民居冬季室内热环境, 比较了 2 类民居的室内热环境及围护结构热工性能, 分析了新式民居室内热环境的变化与特点, 为该地区民居室内热环境的改善和对比研究提供量化依据^[9]。综上所述, 对民居冬季热环境的研究集中在实测和模拟两种方法, 几乎没有涉及到传热理论分析的方法。

针对以上研究的不足, 基于课题组长期对徽州

传统民居的热环境调研和 2016 年 1 月 23 日 (冬季典型日) 对一典型徽州传统民居室内外热环境参数的实测结果, 采用传热理论分析的方法进行徽州传统民居冬季室内热环境形成机理分析, 找出徽州传统民居冬季室内热环境的影响因素, 着重分析了天井传热和外围护结构传热, 为徽州传统民居冬季热环境的优化设计提供理论指导, 以求改善当地居民冬季室内热舒适。

1 模型与方程

1.1 研究对象

选取一栋具有典型徽派建筑特色的民居“徐庆堂”为研究对象, 该建筑位于安徽省泾县查济村, 坐北朝南, 是一栋带有一字型天井的两进五开间建筑。研究区域限定在徐庆堂其中的一进, 如图 1 所示, 南北进深 9.66m , 东西宽约 16.58m , 建筑总高 6.86m , 其中一层高为 3.3m , 为居住空间, 二层阁楼用于储藏。建筑外墙均为空斗砖墙结构, 外粉石灰。屋顶为双坡青瓦屋面, 其中只有厅堂上屋面内有望板。南北外墙上分别有 1.14m 宽, 2.06m 高的木制外门。厅堂为砂石混凝土筑地面, 厢房地面为 30mm 厚杉木板, 下有 400mm 高架空地垄, 天井为青石板地面, 上空尺寸 (天井口) 为 $14.40\text{m} \times 0.60\text{m}$ 。

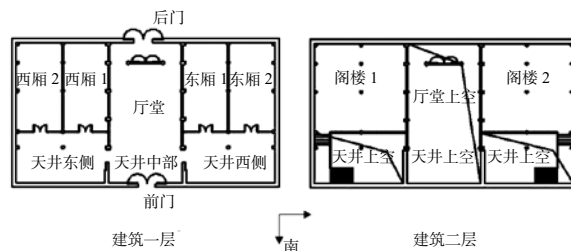


图 1 徐庆堂一进平面图

收稿日期: 2018-05-24

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51478001)。

作者简介: 黄志甲 (1963—), 主要研究方向为建筑节能与绿色建筑技术。

1.2 条件假设

鉴于实际传热模型的复杂性和研究的可计算性, 对该建筑进行简化处理, 并作出如下假设:

(1) 不考虑围护结构蓄热性, 不考虑内墙传热, 不考虑潜热得热, 假设室内无供暖设备;

(2) 前后门按关闭处理, 只考虑天井通风, 忽略门、墙壁等处的渗透通风;

(3) 外壁面长波辐射换热是指与天空和地面的辐射散热, 假设周边环境温度与室外空气温度相同;

(4) 假设墙体表面物性参数一致, 即不同方向墙体表面对流换热系数、辐射率、吸收率相同;

(5) 透过透明围护结构的太阳辐射完全被室内吸收;

(6) 内壁面只与室内环境进行辐射换热, 辐射角系数为 1, 以室内气温代替室内环境温度。

1.3 计算方程

1.3.1 热平衡方程

(1) 建筑热平衡

图 2 所示为民居传热简图, 徽州传统民居冬季传热项包括: ① 太阳辐射得热, 即围护结构外表面吸收的太阳辐射得热量, 包括两部分, 一是直接通过天井口的太阳辐射得热, 二是外墙和屋顶吸收的太阳辐射; ② 外围护结构传热是指通过外围护结构传递到室内的热量, 包括外墙和屋顶; ③ 地面传热, 通过地面传递到室内的热量, 包括天井、厢房、厅堂地面; ④ 通风传热, 由通风带入到室内的热量, 主要考虑天井通风传热; ⑤ 内热源散热, 室内热源散热带给室内的得热量, 包括人员、照明和室内用电设备散热。

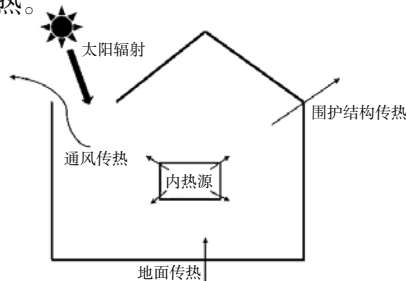


图 2 民居传热简图

由热力学第一定律可知, 系统能增等于所有传热项之和, 徽州传统民居满足能量守恒定律, 则民居热平衡方程为:

$$Q_{rad} + Q_{con} + Q_{g,c} + Q_{ven} + Q_{int} = \Delta Q_{sys} \quad (1)$$

式中: Q_{rad} 为太阳辐射得热; Q_{con} 为外围护结构传热; $Q_{g,c}$ 为地面传热; Q_{ven} 为通风传热; Q_{int} 为内热源散热; ΔQ_{sys} 为系统能增。

(2) 外壁面热平衡

对于非透明围护结构, 其外壁面都存在热平衡, 如图 3 (a) 所示, 外壁面吸收来自于太阳的辐射热 $q_{a,sun}$, 该得热一部分以对流的形式与近壁面空气换热 q_c , 另一部分以辐射的形式与周围环境换热 $q_{r,l}$, 余下的热量 q_k 则从外壁面向围护结构内侧传递。式 (2) 为外壁面热平衡方程, q_k 即为外围护结构吸收的太阳辐射热。

$$q_{a,sun} = q_c + q_{r,l} + q_k \quad (2)$$

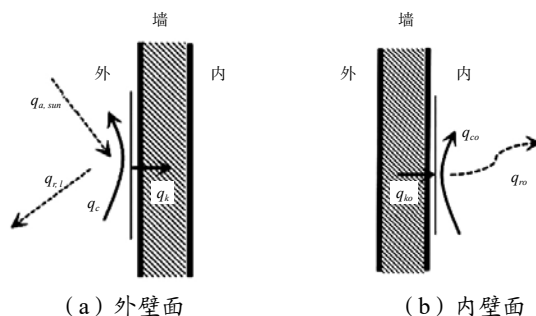


图 3 壁面热平衡

(3) 内壁面热平衡

以围护结构内壁面为分析对象计算内壁面得失热, 建立热平衡。如图 3 (b) 所示, 外墙传向内壁面的热量为 q_{ko} , 这些热量一部分通过传传递给室内空气 q_{co} , 另一部与室内环境进行辐射换热 q_{ro} 。内壁面热平衡方程如式 (3) 所示, q_{ko} 即为通过外围护结构传热量。

$$q_{ko} = q_{co} + q_{ro} \quad (3)$$

1.3.2 传热计算方程

(1) 太阳辐射得热,

天井口的太阳辐射得热可参考下式:

$$Q_{rad} = A I_t \quad (4)$$

式中: A 为传热面积 (m^2); I_t 为垂直于围护结构表面的太阳辐射强度, 这里指水平面太阳辐射强度, 取实测值 (W/m^2)。

外墙、屋顶太阳辐射得热, 通过非透光围护结构进入室内得热量就相当于通过非透光围护结构的得热^[10], 即 $Q_{rad} = q_k$, 由外壁面热平衡方程式得通过非透光围护结构的得热 $q_k = q_{a,sun} - q_{r,l} - q_c$ 。

外表面对太阳辐射的吸收热:

$$q_{a,sun} = \alpha A I_t \quad (5)$$

式中: α 为外表面对太阳辐射的吸收率, 石灰墙面取 0.51, 瓦面取 0.52。

外表面长波辐射散热量:

$$q_{r,l} = A\epsilon\sigma[X_{is}(T_w^4 - T_{sky}^4) + X_{ig}(T_w^4 - T_{gro}^4)] \quad (6)$$

式中: ϵ 为表面发射率, 取 0.91; σ 为玻尔兹曼常数, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; T_w 为外表面温度, 取实测值 (K); T_{sky} 为有效天空温度, $T_{sky} = 0.815T_{out}$, T_{out} 为室外空气温度, 取实测值 (K); T_{gro} 为地面温度, 近似取室外空气温度 (K); X_{is}/X_{ig} 分别为壁面对天空/地面角系数, 屋面的 $X_{is}=1$, $X_{ig}=0$; 垂直墙面的 $X_{is}=0.5$, $X_{ig}=0.5$ 。

外表面对流换热:

$$q_c = Ah(T_w - T_{out}) \quad (7)$$

式中: h 为对流换热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)。

(2) 外围护结构传热

由内壁面平衡方程可知外墙传热 $Q_{rad} = q_{ko}$, 即 q_{ko} 为通过墙体传入室内的得热量, $q_{ko} = q_{co} + q_{ro}$ 。

内表面对流换热热量为:

$$q_{co} = Ah(T_n - T_{in}) \quad (8)$$

式中: T_n 为内表面温度, 取实测值 (K); T_{in} 为室内空气温度, 取实测值 (K)。

内壁面辐射换热计算如下:

$$q_{ro} = A\epsilon\sigma(T_n^4 - T_{in}^4) \quad (9)$$

由于屋顶无实测的壁面温度, 根据稳态计算传热量:

$$Q_{con} = AK(T_{out} - T_{in}) \quad (10)$$

式中: K 为传热系数, 屋顶取 $2.54 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

(3) 地面传热

由于厅堂、厢房、天井地面温度不同, 分别计

算地面传热量, 参考式 (11):

$$Q_{g,c} = Ah(T_g - T_{in}) \quad (11)$$

式中: T_g 为地面温度, 取实测值 (K)。

(4) 通风传热

天井口通风换热量计算可参考 (12):

$$Q_{ven} = L\rho c(T_{out} - T_{in}) \quad (12)$$

式中: L 为天井口通风量, 取实测值 (m^3/s); ρ 为空气密度 (kg/m^3); c 为空气比热, 取 $4.12 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2 结果与分析

建筑室内热环境主要受室外气候条件和建筑设计状况两方面的影响, 徽州传统民居地处夏热冬冷地区, 气候适应性策略和被动式设计使得民居冬冷夏凉。传统民居的室内空气温度主要受围护结构传热和自然通风换热方式来决定^[1]。因此对于徽州传统民居, 天井通风和外围护结构热工特性是决定民居冬季室内热环境的关键因素。

2.1 天井传热

徐庆堂冬季不同方向太阳辐射强度如图4所示, 从图中可以看出, 该地区冬季日出时间约在 6:30, 日落时间约在 18:00, 日照时长约 11.5h。外墙接收太阳辐射的时间段各不相同, 但南向外墙和水平面具有相似的阳光辐射接收时间, 12:00~2:00 是辐射最强时段, 东向外墙接收太阳辐射的时间段分别在清晨和上午, 西向外墙主要为傍晚, 而北向外墙一般不直接接收太阳辐射。水平面和南向太阳辐射强度随时间具有相似的变化规律, 且南向和水平面平均太阳辐射强度最大, 分别为 $365 \text{ W}/\text{m}^2$, $358 \text{ W}/\text{m}^2$, 其中水平面太阳辐射峰值时刻出现在 12:00~13:00, 最高达 $650 \text{ W}/\text{m}^2$ 。北向平均太阳辐射强度最小, 太

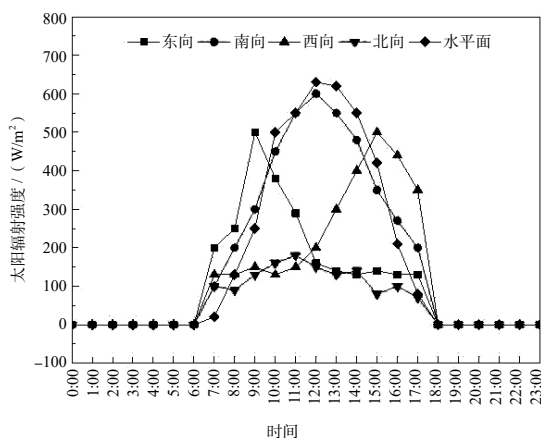


图 4 不同方向太阳辐射强度

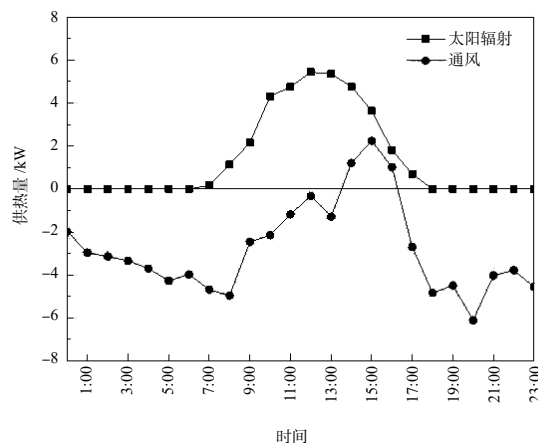


图 5 天井口逐时传热

阳辐射强度均小于 $200\text{W}/\text{m}^2$ 。测试结果表明该地区冬季日照时间较长, 太阳辐射强度较高, 具备被动式太阳能采暖设计的资源条件, 可利用太阳能解决冬季生活热水供应及采暖问题。

仅考虑天井口这一部分传热, 天井传热项包括天井口通风传热和天井口接收的太阳辐射, 天井口接收的太阳辐射主要来自于水平面和南向。图 5 为天井口逐时传热, 从图中可以看出冬季天井口有得热也有失热, 太阳辐射是得热项, 通风是失热项, 但部分时间段为得热, 总体而言天井口是失热的, 冬季天井口应尽量接收太阳辐射, 减少通风失热。应在天井口安装可起闭式玻璃^[12], 由于在 14:00~16:00 时间段内, 天井通风传热是得热项, 可在这个时间段开启可起闭式玻璃进行通风换气。

2.2 围护结构传热

图 6 所示为外围护结构单位面积逐时传热, 积分得屋顶、东墙、西墙、南墙和北墙一天内传热量分别为 $-10.6\text{kW}\cdot\text{h}$ 、 $-1.7\text{kW}\cdot\text{h}$ 、 $-1.8\text{kW}\cdot\text{h}$ 、 $-8.7\text{kW}\cdot\text{h}$ 、 $-3.8\text{kW}\cdot\text{h}$, 围护结构总传热占比分别为 39.85%、6.39%、6.77%、32.71%、14.29%。总体而言, 外围护结构传热是失热项, 部分时刻也存在得热, 如屋顶在 10:00~16:00 期间为得热项。外围护结构中屋顶的逐时传热变化最明显, 且失热量最大, 白天最大传热得热达到了 $19.5\text{W}/\text{m}^2$, 夜间主要表现为失热, 最大失热达到了 $15\text{W}/\text{m}^2$ 。相比于屋顶, 外墙逐时传热变化并不明显, 外墙中南墙的日散热量最高, 主要是由于夜间南墙内壁面温度较低造成的单位面积传热散热增大。图 6 表明外围护结构中屋顶的热阻和热惰性远小于外墙, 并且屋顶的围护结构总传热量占比较大, 为 39.85%, 因此外围护结构改造中, 屋顶是重点改造对象。

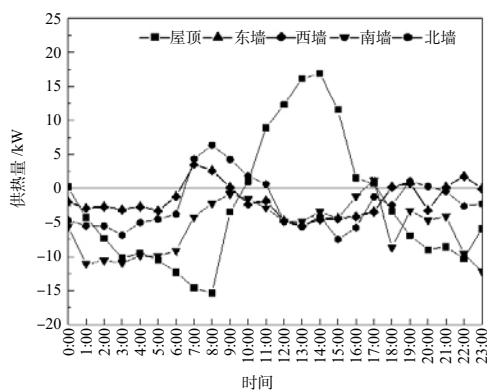


图 6 外围护结构单位面积逐时传热

2.3 传热贡献率

影响冬季徽州传统民居室内热环境的传热项包括地面传热、太阳辐射得热、内热源散热、外围护

结构传热和通风传热。图 7 所示为建筑逐时总传热量, 从图中可以看出太阳辐射、内热源、地面传热一直是得热项, 通风和围护结构传热为失热项, 部分时刻存在得热情况。最大得热时刻出现在 14:00, 得热量为 9.93kW , 最大失热时刻出现在 6:00, 失热量为 5.35kW 。就该冬季典型计算日而言, 徐庆堂得热量与失热量并不相等, 建筑失热量为 $2.86\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

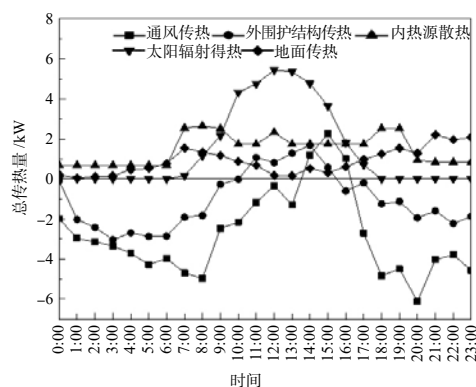


图 7 建筑逐时总传热量

为表征传热项对室内环境的影响力大小, 引入“传热贡献率”, 即平衡项中某项传热量与各项传热量大小的和的比值百分比, 值的大小表明影响力大小, 正值表明传热到室内环境, 负值则表示从室内环境吸热, 见公式 (13)。

$$N_i = \frac{Q_i}{\sum |Q_i|} \times 100\% \quad (13)$$

式中: N_i 为传热贡献率; Q_i 为传热项引起的传热量, 正值代表得热, 负值代表失热。

图 8 所示为各传热项传热贡献率, 从图中可以看出, 通风传热的传热贡献率为 -36.21% , 表明通风传热占到了总传热量的 36.21%, 因此通风传热对民居冬季室内热环境的影响作用最大, 且

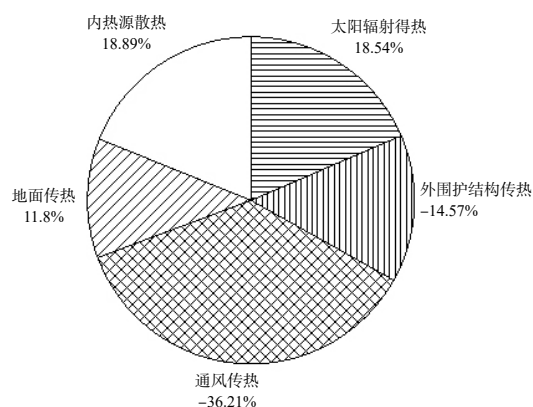


图 8 民居冬季传热贡献率

是失热项。外围护结构传热是第二大失热项,贡献率为-14.57%。得热项中,内热源散热和太阳辐射得热的传热贡献率差不多,分别为18.89%和18.54%,地面传热贡献率最小,为11.8%。

总结而言,徽州传统民居冬季寒冷的原因是通风传热和外围护结构传热散热太多,同时太阳辐射得热、内热源散热和地面传热得热量较少。因此改善徽州传统民居冬季室内热环境的手段在于减少失热项带来的失热量,增大得热项提供的得热量,同时考虑权重大的那一项为优化设计的重点。在减少失热项方面,民居可通过减少通风量和增大围护结构保温性能来减少失热量,因为通风传热是最大失热项,所以相比于改善围护结构保温性能,减少天井通风引起的散热更为重要。在增大得热项方面,依赖增大内热源来增加冬季民居室内得热意义不大,太阳辐射得热和地面传热也可通过某些手段强化。

3 结论

(1) 测试结果表明该地区冬季日照时间较长,太阳辐射强度较高,可利用太阳能解决冬季生活热水供应及采暖问题。冬季天井口是失热结构,可通过安装可起闭式玻璃增大得热减少失热,宜在14:00~16:00时间段内进行天井通风换气。

(2) 外围护结构中屋顶的逐时传热变化最明显,且失热量最大。白天最大传热得热达到了 $19.5\text{W}/\text{m}^2$,夜间主要表现为失热,最大失热达到了 $15\text{W}/\text{m}^2$ 。又因屋顶的围护结构总传热量占比较大,所以外围护结构改造中屋顶是重点改造对象。相比于屋顶,外墙逐时传热变化并不明显,外墙中南墙的日散热量最高。

(3) 通风传热对民居冬季室内热环境的影响作用最大,且是失热项,其传热贡献率为-36.21%,外围护结构传热是第二大失热项,贡献率为-14.57%。徽州传统民居冬季湿冷的原因是通风传热和外围护结构传热散热太多,相比于增强围护结构保温性能,减少天井通风引起的散热更为重要。仅依赖增大内热源来增加民居冬季室内得热意义不大,太阳辐射得热和地面传热也可通过某些手段强化。

参考文献

- [1] 季珊珊. 浅析徽州古居与新宅的共生设计策略[J]. 安徽建筑, 2011, 18(3):12-13.
- [2] 黄志甲, 余梦琦, 郑良基, 等. 徽州传统民居室内环境及舒适度[J]. 土木建筑与环境工程, 2018, 40(1):97-104.
- [3] Borong L, Gang T, Peng W, et al. Study on the thermal performance of the Chinese traditional vernacular dwellings in summer[J]. Energy and Buildings, 2004, 36(1):73-79.
- [4] Huang L, Hamza N, Lan B, et al. Climate-responsive design of traditional dwellings in the cold-arid regions of Tibet and a field investigation of indoor environments in winter[J]. Energy and Buildings, 2016, 128:697-712.
- [5] Gou S, Li Z, Zhao Q, et al. Climate responsive strategies of traditional dwellings located in an ancient village in hot summer and cold winter region of China[J]. Building and Environment, 2015, 86:151-165.
- [6] 黄志甲, 卓飞飞, 石玉洋, 等. 徽州传统民居冬季热环境优化分析[J]. 住宅科技, 2017, 37(12):34-37.
- [7] 宋冰, 杨柳, 刘大龙, 等. 西递徽州民居冬季室内热环境测试研究[J]. 建筑技术, 2014, 45(11):1033-1036.
- [8] 胡冗冗, 李万鹏, 何文芳, 等. 秦岭山区民居冬季室内热环境测试[J]. 太阳能学报, 2011, 32(2):171-174.
- [9] 黄凌江, 邓传力, 兰兵. 拉萨乡村传统民居与新式民居冬季室内热环境对比分析[J]. 建筑科学, 2012, 28(12):61-66.
- [10] 金招芬, 朱颖心主编. 建筑环境学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社. 2001.78-81.
- [11] 张继良. 传统民居建筑热过程研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2006. 29-33.
- [12] 龚城, 余梦琦, 李翌, 等. 徽州传统民居冬季室内热环境改善研究[J]. 安徽工业大学学报(自然科学版), 2017, 34(2):178-184.

我国被动超低能耗绿色建筑技术体系 对夏热冬暖地区适应性的分析

赵士怀

(福建省建筑科学研究院, 福州 350025)

〔摘要〕本文阐述了被动式超低能耗建筑国内外发展现状, 对我国颁布的《被动式超低能耗绿色建筑技术导则》要点进行解读, 并以厦门地区首个被动式超低能耗示范建筑为例, 描述了其技术特色。与夏热冬暖地区建筑节能技术特征比较, 文章分析了我国被动式超低能耗技术体系对该气候区的技术适应性, 最后对我国夏热冬暖地区发展被动式超低能耗建筑提出若干建议。

〔关键词〕被动式超低能耗建筑; 能耗指标; 气密性指标; 换气次数; 新风热回收

0 引言

建筑业作为国民经济支柱产业之一, 在推进城市经济不断向前发展的同时, 也日益加剧资源和能源的消耗, 并对城市环境产生了不良影响, 阻碍了建筑业可持续发展。近几年, 被动式超低能耗建筑应运而生, 发展迅速, 我国对被动式超低能耗建筑的技术指标、评价标识方法、项目示范等方面进行了广泛研究和实践, 取得了相关成果。2015 年我国《被动式超低能耗绿色建筑技术导则(居住建筑)》颁布实施, 同年寒冷地区的河北省率先编制完成被动式超低能耗建筑地方标准。我国被动式超低能耗建筑标准总体上还是以欧洲标准、尤其是德国标准为主要参照, 在标准应用范围、适量、适应性上还有较大的提升空间。我国地域广阔, 气候划分为严寒、寒冷、夏热冬冷、夏热冬暖和温和 5 个气候区, 各地区气候差异大, 室内环境标准低, 建筑特点、建筑技术、产业水平以及人们生活习惯, 与德国等欧洲国家相比存在很大不同, 还无法照搬发达国家的成功经验。我国迫切需要建立适应我国国情和地方气候特征、具有地方特色、操作性较强的被动式超低能耗建筑技术体系, 为促进我国被动式超低能耗居住建筑发展提供技术支撑。

1 被动式超低能耗居住建筑发展现状

1.1 国外被动式超低能耗建筑发展概况

欧美许多发达国家都在积极制定低能耗建筑发展目标和技术政策, 建立适合本国特点的超低能耗建筑标准和相应计算体系, 超低能耗建筑正在成为建筑节能发展的新趋势。

德国于 1991 年在达姆斯达特市(Darmstadt)建设了第一个被动式住宅, 2000 年建成了首个被动式小区。被动房不仅适用于量大面广的住宅, 而且可应用于办公楼、学校、幼儿园等公共建筑。德国的被动式房屋标准是在对建筑能耗标准不断改进的基础上制定出来的。

欧盟 2010 年修订的《建筑能效指令》(EPBD), 要求欧盟国家在 2020 年前所有新建建筑都必须达到近零能耗水平。欧盟成员国——英国、丹麦、瑞典、芬兰、法国、爱尔兰等国家都在国内建立相应的低能耗建筑标准, 激励建筑向低能耗方向发展。欧洲“被动房”能效主要指标见表 1。

表 1 欧洲被动式低能耗居住建筑能耗指标和气密性指标

指标名称	指标内容
年供暖终端能耗/(kW·h/(m ² ·a))	≤ 15
最大供热量/(W/(m ²))	≤ 10
用于供暖、生活热水和家庭用电的年一次能源消耗/(kW·h/(m ² ·a))	≤ 120
空气渗透率	$N_{50} \leq 0.6 \text{ h}^{-1}$

注: N_{50} 为室内外压差 50Pa 的条件下, 每小时的换气次数。

美国要求 2020~2030 年建筑达到“零能耗”。韩国提出 2025 年全面实现居住建筑零碳目标, 日本提出 2030 年施行建筑节能路线图。

1.2 国内被动式超低能耗建筑发展概况

2010 年上海世博会上的“汉堡之家”是我国第一栋获得论证的“被动式建筑”, 该建筑原型是位于汉堡“港口新城”沙门码头 60 号的 H2O 大楼, 具有高隔热隔声性能, 对建筑设计、建筑物围护结构以及所采用的节能技术采取了优化措施, 体现最高环保建筑科技水平、是融居住与工作功能于一体的示范性建筑。截止 2016 年 2 月, 全国共有被动式低能耗建筑 100 个, 分布在 21 个省、市, 其中严寒地区 13 项, 寒冷地区 62 项, 夏热冬冷地区 14

收稿日期: 2018-06-26

基金项目: 北京市自然科学基金项目(8162006); 国家自然科学基金项目(51378024)。

作者简介: 赵士怀(1944—), 主要研究方向为暖通空调、建筑节能。

项、夏热冬暖地区 11 项。典型的项目有“幸福堡”综合商业楼、溪树庭院 B4 楼、天津生态城公屋展示中心、秦皇岛在水一方 C 区、保定长城家园、朗诗布鲁克、东莞圣融生态幼儿园等,均通过了德国 PASSIVE HOUSE 认证。2015 年住建部颁布了《被动式超低能耗绿色建筑技术导则(居住建筑)》,启动了超低能耗绿色建筑示范工程,2016 年批准了 12 项示范工程;2015 年河北省组织编写的我国首部地方标准《被动式超低能耗居住建筑节能设计标准》DB13(J)/T 177-2016 颁布实施,山东、黑龙江等省也正在组织编写地方被动式超低能耗建筑节能设计标准。

2 《被动式超低能耗绿色建筑技术导则(居住建筑)》解读

2.1 被动式超低能耗绿色建筑的内涵

被动式超低能耗绿色建筑(以下简称被动式超低能耗建筑)是指适应气候特征和自然条件,通过保温隔热性能和气密性能更高的围护结构,采用高效热回收技术,最大程度地降低建筑供暖供冷需求,并充分利用可再生能源,以更少的能源消耗提供舒适室内环境并能满足绿色建筑基本要求的建筑。

被动式超低能耗建筑内涵即被动优先,主动优化,保证良好的室内环境并减少能源消耗。超低能耗建筑优势在于:更加节能、更加舒适、更好空气品质、更高质量保证。

2.2 被动式超低能耗绿色建筑主要技术特征

- (1) 采用保温隔热性能更高的非透明围护结构;
- (2) 采用保温隔热性能和气密等级更高的外窗;
- (3) 采用无热桥的设计与施工;
- (4) 采用建筑整体的高气密性;
- (5) 采用高效新风热回收系统;
- (6) 充分利用可再生能源;

(7) 至少满足《绿色建筑评价标准》GB/T 50378-2014 一星级要求。

2.3 被动式超低能耗绿色建筑主要技术指标与室内环境参数要求(见表 2, 3)

表 2 能耗指标和气密性指标

	气候分区	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区	温和地区
能耗指标	年供暖需求 (kW·h/(m ² ·a))	≤ 18	≤ 18	≤ 5		
	年供冷需求 (kW·h/(m ² ·a))	≤ 3.5+2.0×WDH ₂₀ +2.2×DDH ₂₈				
	年供暖、供冷照明一次能源消耗量	≤ 60kW·h/m ² ·a 或 7.4kgce/(m ² ·a)				
气密性指标	换气次数	N ₅₀ ≤ 0.6h ⁻¹				

注: (1) 表中 WDH_{20} 为一年中室外湿球温度高于 20°C 时刻的湿球温度与 20°C 差值的累计值(单位: $\text{kK}\cdot\text{h}$, 其中 k 表示 1000, K 表示温度值, 下同);

(2) 表中 DDH_{28} 为一年中室外干球温度高于 28°C 时刻的干球温度与 28°C 差值的累计值(单位: $\text{kK}\cdot\text{h}$)。

表 3 室内环境参数要求

室内环境参数	冬季	夏季
温度 $/^\circ\text{C}$	≥ 20	≤ 26
相对湿度 $\text{\%}$	≥ 30	≤ 60
新风量 $/(\text{m}^3/\text{人}\cdot\text{h})$	≥ 30	
A 声级噪声 $/\text{dB}$	昼间 ≤ 40 , 夜间 ≤ 30	
温度不保证率 $\text{\%}$	≤ 10	≤ 10

2.4 设计原则

被动式超低能耗建筑规划设计应围绕能耗目标,注重优化空间布局和能源供应方案。

(1) 以气候特征为引导,进行建筑方案设计。借鉴本地传统建筑被动式措施,根据不同地区的特点进行建筑平面总体布局、朝向、体形系数、开窗形式、采光遮阳、建筑热惰性、室内空间布局的适应性设计。

(2) 优化围护结构保温、隔热、遮阳等关键设计参数,最大限度地降低建筑供暖供冷需求,并满足本导则能耗指标的要求;性能化设计方法应贯穿设计全过程。

(3) 各专业间应协同设计。机电工程师应参与建筑方案的设计,施工单位应参与建筑保温做法、热桥处理及气密性保障等细部设计,使设计意图能在施工中得到贯彻落实。

3 夏热冬暖地区被动式超低能耗建筑示范项目

厦门某住宅小区 39# 楼被动超低能耗建筑(以下简称示范楼),地上建筑面积:约 1080m^2 ,建筑层数:地上 3 层,地下 1 层。示范楼外景和南立面如图 1、2 所示。



图 1 示范楼外景

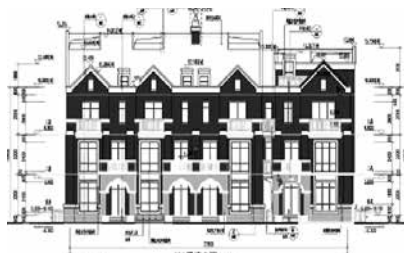


图 2 示范楼南立面

3.1 示范楼达到的技术指标（见表 4）

表 4 示范楼技术指标

能耗指标	气候分区	夏热冬暖地区
	年供暖需求 (kW·h/(m ² ·a))	0.1 (≤ 5)
	年供冷需求 (kW·h/(m ² ·a))	34 (≤ 39.25)
	年供暖、供冷照明一次能源消耗量 (kW·h/(m ² ·a))	55 (≤ 60)
	气密性指标	换气次数 N_{50}/h^{-1}
气密性指标	换气次数 N_{50}/h^{-1}	0.6 (= 0.6/)

3.2 示范楼的新技术应用

示范楼从设计方法、围护结构、能源系统、室内环境和运营管理等 5 个方面 17 项开展创新技术的应用，实现项目的示范定位要求。归纳如下：

（1）围护结构的保温隔热设计。不仅对外墙、屋面进行高标准保温隔热设计，同时对女儿墙、隔墙、楼板、地下基础以及地板等，按照较高标准进行保温隔热设计。

（2）高性能门窗与遮阳设计。通过加强门窗的隔热、遮阳和气密性性能，降低建筑的传热负荷和渗透负荷；通过 Low-E 外窗玻璃的使用，降低夏季辐射得热；通过设置可调节的外遮阳，最大限度减少辐射热负荷。

（3）建筑气密性保障。房屋的气密性 $N_{50} \leq 0.6h^{-1}$ ，即在室内外压差 50Pa 的条件下，每 h 的换气次数不得超过 0.6 次。

（4）建筑无热桥设计。尽量使围护结构的平整，避免产生几何热桥；充分考虑围护结构一致性和完整性，避免结构部件贯穿围护结构，避免结构热桥。

（5）室内环境控制。项目从温湿度、PM_{2.5}，VOC，CO₂，气流组织，照度控制设计等 7 个方面营造健康、舒适、安全的室内环境。

（6）智能化设计。项目从计量、检测、控制、优化、展示等 5 个方面进行智能化设计。

3.3 示范楼项目重点采用的技术措施

- （1）最高标准的围护结构（外墙、门窗）保温措施；
- （2）隔热、遮阳和绿化措施；
- （3）建筑高气密等级；
- （4）高效新风热回收的设备系统；
- （5）结合智能化的被动式超低能耗运行控制。

3.4 示范楼性能参数

示范楼围护结构和设备性能参数如表 5、6 所示。

表 5 示范楼围护结构性能参数

建筑部位	性能参数
外墙（地上）传热系数 $K/(W/m^2 \cdot K)$	≤ 0.163
外墙（地下）传热系数 $K/(W/m^2 \cdot K)$	≤ 0.185
坡屋面传热系数 $K/(W/m^2 \cdot K)$	≤ 0.139
外窗传热系数 $K/(W/m^2 \cdot K)$	≤ 1.1
外窗玻璃 g 值（ g 为太阳能总透射比）	≤ 0.24
外门传热系数 $K/(W/m^2 \cdot K)$	≤ 0.12

表 6 示范楼设备性能参数

建筑部位	性能参数
新风系统配套全热交换装置，全热换热效率	≥ 75
新风系统换热效率	≥ 75
冬季供暖设备的制热季节性能系数 SCOP	≥ 3
夏季制冷设备的制冷季节性能系数 SEER	≥ 3
太阳能热水器	4m ² /户

该项目设计方案于 2016 年 9 月通过了专家评审。

4 我国被动式超低能耗建筑技术体系对夏热冬暖地区适应性分析

厦门被动式示范楼对发展夏热冬暖地区建设被动超低能耗建筑作了积极的尝试。该项目是按照德国的被动房理念和我国《被动式超低能耗绿色建筑技术导则（居住建筑）》技术原则设计和建造的。但是，按我国被动式超低能耗建筑技术体系建设的厦门示范楼与夏热冬暖地区 10 多年形成的建筑节能策略、技术措施和常规节能做法有很大的不同；其技术体系对夏热冬暖地区的适应性值得探讨和反思。

（1）我国被动式超低能耗建筑的技术体系主要采用德国被动房的技术体系，根据我国气候条件，它适用于寒冷和严寒地区。

德国的近零能耗目标被动房技术体系指标如下：

- ① 供暖需求：
 $\leq 15kW \cdot h/(m^2 \cdot a)$ ，或热负荷 $\leq 10W/m^2$ ；
- ② 供冷需求：
 $\leq 15kW \cdot h/(m^2 \cdot a)$ ，或冷负荷 $\leq 10W/m^2$ ；
- ③ 建筑一次能源用量 $\leq 120kW \cdot h/(m^2 \cdot a)$ ；
- ④ 气密性 $N_{50} \leq 0.6h^{-1}$ ；
- ⑤ 超温频率 $\leq 10\%$ （25℃）。

德国被动房能源需求见图 3 所示。

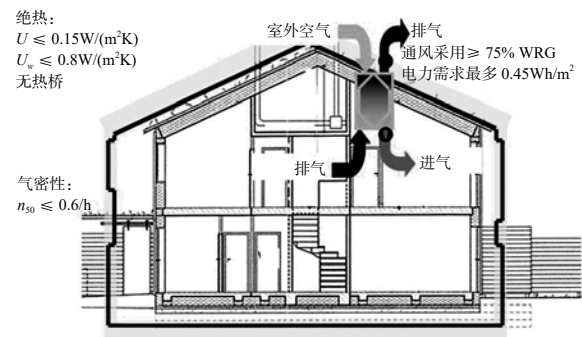


图 3 德国被动房用一次能源需求示意

（图中，WRG 表示新风热回收机组， U 和 U_w 分别为绝热和无热桥的墙体（屋顶）传热系数）

德国与中国的气候、建筑特点以及居民生活习惯都有较大的差别。德国位于北温带，气候温和，住宅以低层别墅型为主，基本是全空间与全时间使用，对环境污染小。中国国土面积辽阔，涵盖多个

气候区，城镇住宅以中高层为主，部分时间与空间利用，对环境污染大。我国严寒和寒冷地区冬季室外条件总体上与德国相近，以供暖能耗为主，基于德国被动房理念建立的我国被动式超低能耗建筑技术体系适用于这两个地区。对于以空调能耗为主的夏热冬暖地区，则应分析该被动式超低能耗绿色建筑技术体系适应性。

（2）我国被动式超低能耗建筑采用最高标准的外墙和外窗保温措施，与夏热冬暖地区建筑节能措施存在较大差异。

厦门示范楼外墙和外窗性能要求与夏热冬暖地区节能标准要求的差异，见表 7。由表 7 可看出，被动房技术体系对外墙和窗户的性能要求比该地区节能标准高很多。

表 7 厦门示范楼与夏热冬暖地区节能标准对外墙与外窗性能要求

项目	被动房技术体系 (厦门示范楼)	夏热冬暖地区节能标准
外墙与屋顶性能	$K \leq 0.16$ (外墙) $K \leq 0.139$ (屋顶)	1、北区 $0.7 \leq K \leq 2.0$ (外墙) $0.4 \leq K \leq 0.9$ (屋顶) 2、南区 $0.7 \leq K \leq 2.5$ (外墙) $0.4 \leq K \leq 0.9$ (屋顶)
外窗性能	$K \leq 0.7$ 玻璃 g 值 ≤ 0.24 ($SC=0.28$)	1、北区 一般 $K \leq 4.0$, $SC \leq 0.8$ 2、南区 一般 $SC \leq 0.6$, 而对 K 不做要求

实际上在夏热冬暖地区，当改变围护结构传热系数时，随着 K 值

实际上在夏热冬暖地区，当改变围护结构传热系数时，随着 K 值的减少，能耗指标并非按线性规律变化，当外墙传热系数 K 降到 $1.0\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ 以后，居住建筑节能率变化已不太明显，见图 4。

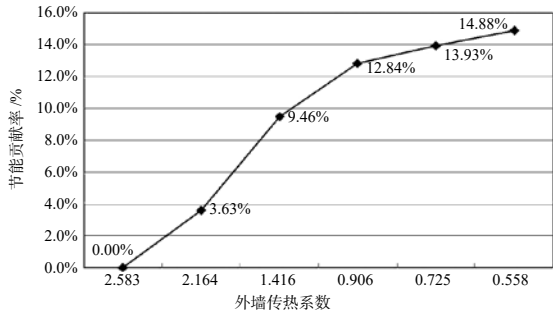


图 4 墙体节能率——传热系数关系曲线

图 5 是外窗隔热性能和保温性能对夏热冬暖地区广州居住建筑能耗影响的模拟计算结果。选取了 3 种不同传热系数的窗户，模拟计算各类窗户遮阳系数 (SC) 变化时，建筑能耗 (P) 变化情况。图中蓝曲线代表空调能耗，红曲线代表供暖能耗，黑曲线代表总能耗，可以看到，（1）空调能耗远高于供暖能耗，（2）外窗隔热性能 (SC) 对建筑能耗的

影响要高于外窗保温性能 (K) 的影响。（3）我国被动式超低能耗建筑采用高建筑气密等级，不符合夏热冬暖地区加强通风节能措施的技术路线。

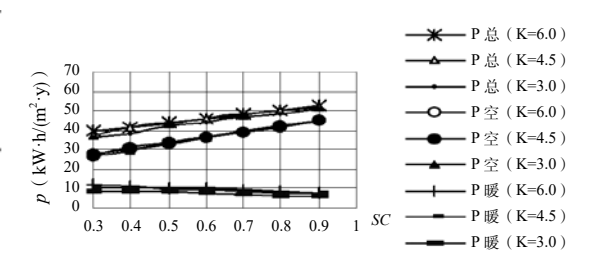


图 5 广州建筑 P (能耗) - SC - K 关系曲线

厦门动式示范楼：气密性 $N_{50} \leq 0.6\text{h}^{-1}$ 。

夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准规定采取下列技术措施加强住宅通风：

- ① 外窗（包括阳台门）的通风开口面积不应小于房间地面面积的 10% 或外窗面积的 45%。
- ② 建筑应能自然通风，每一户至少应有一个居住房间通风开口和通风路径的设计满足自然通风要求。

表 8 给出了夏热冬暖地区某沿海城市建筑可利用自然通风的气象数据统计。

表 8 夏热冬暖地区某城市可利用自然通风时间统计

月份	5月	6月	7月	8月	9月
室外温度 $\leq 29^\circ\text{C}$ 、室外相对湿度 $\leq 85\%$ 的时间 /h	424	186	203	243	459
5~9月平均风速 / (m/s)	3.0				
可利用自然通风的时间比例 /%	57.0	25.8	27.3	32.7	63.8
平均 /%	40.6				

从上表可看出，夏热冬暖地区充分利用室外自然条件进行建筑

从表 8 可以看出：夏热冬暖地区充分利用室外自然条件进行建筑室内自然通风，有利于室内降温，节省能耗。

表 9 列出夏热冬暖地区居住建筑节能技术体系与被动式超低能耗建筑技术体系的主要区别。

表 9 技术体系比较

序号	夏热冬暖地区居住建筑	被动式超低能耗建筑
1	以提高节能率相对指标为目标	以零能耗、近零能耗为终极目标
2	采用自保温墙体体系，适度提高墙体、屋顶保温性能	采用最高等级的墙体、屋顶保温
3	提高门窗隔热性能为主，加强建筑遮阳	提高门窗保温、隔热性能并重，加强建筑遮阳
4	加强自然通风，改善室内热环境	采用高等级的建筑气密性
5	使用不同的空调技术手段和节能设备，提高用能设备能效	采取高效能源系统，新风热回收技术
6	有条件时使用可再生能源	使用可再生能源
7	—	智能系统

4 对夏热冬暖地区发展被动式超低能耗建筑的建议

我国气候复杂,应对被动式超低能耗技术体系适应性做客观和实事求是的分析。

我国严寒和寒冷地区,气候环境与德国相近,主要的问题是冬季供暖,德国被动房和我国被动式超低能耗技术体系适用于该地区。

我国夏热冬冷地区,气候环境与德国不同,既有制冷,又有供暖和除湿,比较复杂,当前发展超低能耗建筑还缺乏科学的数据支撑,因此要根据当地的气候和市场条件,理论和实践相结合,应用好现有的被动式超低能耗技术体系。

夏热冬暖地区主要是制冷问题,对供暖需求不大,采取的节能技术与德国和我国现行被动房技术体系有较大差异。因此应对我国《被动式超低能耗绿色建筑技术导则(居住建筑)》做进一步完善,在现行建筑节能设计标准技术体系的基础上,建立我国夏热冬暖地区被动式超低能耗技术体系。着重从以下几个方面考虑:

(1) 制定以供冷量为主的、符合实际的居住建筑节能指标;

(2) 立足自保温墙体体系,制定围护结构保温性能合理取值范围;

(3) 用自然通风量(新风量)取代建筑气密性指标;

(4) 对新风全热回收装置节能效果应进行技术分析,规范其使用条件;

(5) 对可再生能源住宅应用提出强制要求;

(6) 建立住宅用能设备与智能系统相联动的自动控制系统,提高能源利用效率。

参考文献

[1] 中国建筑科学研究院. 被动式超低能耗绿色建筑技术导则(居住建筑)[S]. 北京: 住建部 2015 年 10 月发布 :7-27.

[2] 中国建筑科学研究院. 夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准 JGJ75-2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社 .2013:5-10 .

逆流式冷却塔换热模型及实验验证

谢得文, 高佳佳, 张 驰, 徐新华

(华中科技大学, 湖北武汉 430074)

[摘 要] 本文针对逆流式开式冷却塔建立了冷却塔半物理模型, 提出了相关参数的辨识方法, 并进一步利用实际冷却塔的运行数据对该模型进行了实验验证。验证结果表明, 在大范围的室外湿球温度、冷却水进水温度、冷却塔风量和冷却水流量情况下, 该冷却塔模型均能准确的计算冷却水出水温度和排热量, 冷却水出水温度平均相对误差为 1.68%, 冷却塔排热量平均相对误差为 4.68%, 满足中央空调系统模拟仿真的精度要求。

[关键词] 冷却塔; 半物理模型; 参数辨识; 实验验证

0 概述

冷却塔是一种利用传热传质原理将冷却介质与高温流体换热从而将高温流体冷却到所需温度的装置^[1]。冷却塔作为中央空调系统的主要设备, 其运行状态对整个系统的运行性能和运行效率至关重要。在 HVAC 领域, 大量学者对冷却塔运行性能进行了研究, 但多数学者并未对所提出的数学模型的适用性进行实验验证。

Merkel^[2]是最早对冷却塔进行理论分析的学者。在此之后, 更多的学者基于不同的研究目的提出了大量的数学模型, 基于一些数学模型, 部分学者对其进行了实验验证, 得到了不同的模拟及测试结果。由于部分数学模型是基于经验关联式, 所需辨识参数较多^[3]。文献 [4-5] 在验证冷却塔模型准确性的过程中, 没有同时调节冷却塔模型的风量与水量条件, 故其辨识的冷却塔模型参数难以适用于实际运行状况。

本文在前人的研究基础上, 基于 Lebrun 等^[6]所提出的数学模型, 提出了一套参数辨识方法, 编写了参数辨识程序, 并进行了模型实验验证。数学模型辨识方法简单、高效, 且该数学模型参数辨识量少。实验表明该数学模型温度适用范围广, 在变风量、变水量的工况下, 满足中央空调系统模拟仿真的精度要求。

1 冷却塔换热模型

1.1 冷却塔换热模型

Lebrun 等^[6]所提出的冷却塔数学模型基于以下假设:

- (1) 湿空气由虚拟气体表示, 湿空气的湿球温度作为虚拟气体的温度;
- (2) 假设冷却水表面的空气层为饱和湿空气;
- (3) 假定冷却水经过冷却塔后水量保持不变(即忽略水量的蒸发损失);

(4) 刘易斯数为 1;

(5) 假设液体的导热性远大于气体的导热性(即假定冷却塔换热过程中冷却水表面空气层温度等于水温)。

根据以上假设, 逆流式冷却塔传热过程见图 1:

在空气侧, 总传热量 Q_{air} 为:

$$Q_{air} = M_{air} \times (h_{airout} - h_{airin}) \quad (1)$$

其中: M_{air} 为空气的质量流量; h_{airin} 和 h_{airout} 分别为冷却塔进口空气焓值及出口空气焓值。

根据模型假设可知冷却塔空气侧总传热量 Q_{air} 为:

$$Q_{air} = M_{air} \times c_{pafi} \times (T_{awbout} - T_{awbin}) \quad (2)$$

其中: c_{pafi} 虚拟气体的定压比热容; T_{awbin} 和 T_{awbout} 分别为冷却塔进口空气湿球温度及出口空气湿球温度。

虚拟气体的定压比热容 c_{pafi} , 结合以上两式有:

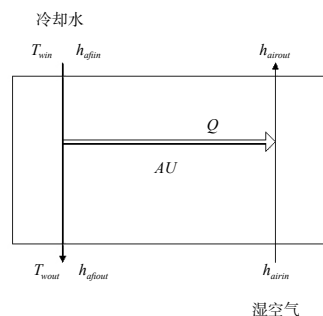


图 1 逆流式冷却塔传热过程

$$c_{pafi} = (h_{airout} - h_{airin}) / (T_{awbout} - T_{awbin}) \quad (3)$$

根据逆流式冷却塔换热特性, 空气侧总传热量 Q_{air} 计算公式如下:

$$Q_{air} = M_{air} \times c_{pf} \times (h_{afin} - h_{airin}) \quad (4)$$

其中: h_{afin} 、 h_{afout} 为进口冷却水与出口冷却水

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 谢得文 (1993—), 主要研究方向为暖通空调与绿色建筑。

表面湿空气焓值; ε_{fi} 为冷却水表面湿空气与进口空气之间换热的传热效率。逆流式冷却塔传热效率 ε_{fi} 的计算公式如下:

$$\varepsilon_{fi} = (h_{airout} - h_{airin}) / (h_{afin} - h_{airin}) \quad (5)$$

$$\varepsilon_{fi} = \{1 - e^{[NTU \times (1 - \omega)]}\} / \{1 - \omega \times e^{[-NTU \times (1 - \omega)]}\} \quad (6)$$

由上式可知传热效率 ε_{fi} 是传热单元数 $NTU^{[6]}$ 与热容率 ω 的函数, 二者分别有如下定义:

$$NTU = AU_{fi} / C_{min} \quad (7)$$

$$\omega = C_f / C_a \quad (8)$$

其中: AU_{fi} 为虚拟气体传热系数与传热效率的乘积; C_{min} 为虚拟气体热容量 C_{fi} 与冷却水热容量 C_a 的最小值; 热容率 ω 为虚拟气体热容量 C_{fi} 与冷却水热容量 C_a 的比值。

虚拟气体传热系数与传热效率的乘积 AU_{fi} 与湿空气传热系数与传热效率的乘积 AU 的关系如下:

$$AU_{fi} = AU \times c_{pafi} / c_{pa} \quad (9)$$

其中: c_{pa} 为湿空气的定压比热容。

根据文献 [8] 得到的 AU 与冷却塔风量与冷却水量的关系式如下:

$$AU = D_0 \times (M_w / M_{wde})^n \times (M_a / M_{ade})^m \quad (10)$$

其中 M_{wde} 与 M_{ade} 分别为额定运行频率下的冷却水流量与冷却塔风机风量。 D_0 、 m 、 n 为所需辨识的参数。

在水侧, 总传热量 Q_w 为:

$$Q_w = c_{pw} \times M_w \times (T_{win} - T_{wout}) \quad (11)$$

其中: c_{pw} 为水的比热容; M_w 为冷却水流量; T_{win} 与 T_{wout} 分别为冷却水进口水温与出口水温。

根据能量守恒定律可知, 冷却塔水侧换热量与空气侧换热量相同即:

$$Q_w = Q_{air} \quad (12)$$

1.2 冷却塔风机模型

对于冷却塔风机模型, 输入频率与风量呈一次方关系有:

$$M_{air} = M_{airde} \times [a_1 \times (F / F_{de}) + a_0] \quad (13)$$

其中: M_{airde} 为冷却塔风机额定风量; F 与 F_{de} 分别为冷却塔风机运行频率与额定风机频率; a_1 与 a_0 为所需辨识参数。

冷却塔风机模型输入频率与功率呈三次方关系有:

$$P = P_{de} \times [b_3 \times (F / F_{de})^3 + b_2 \times (F / F_{de})^2 + b_1 \times (F / F_{de}) + b_0] \quad (14)$$

其中 P_{de} 为冷却塔风机额定功率; b_0 、 b_1 、 b_2 、 b_3 为所需辨识参数。

1.3 模型仿真算法

将以上冷却塔换热量计算方法, 冷却塔风机风量、能耗计算方法结合起来, 可得到冷却塔换热模型。根据实际冷却塔运行数据辨识得到 D_0 、 n 、 m 、 a_1 、 a_0 、 b_0 、 b_1 、 b_2 、 b_3 的数值。输入冷却水进水温度、冷却水流量、冷却塔运行频率、冷却塔进风干球温度与湿球温度即可计算得到冷却塔出水温度以及冷却塔风机能耗与风量。具体计算流程见图 2:

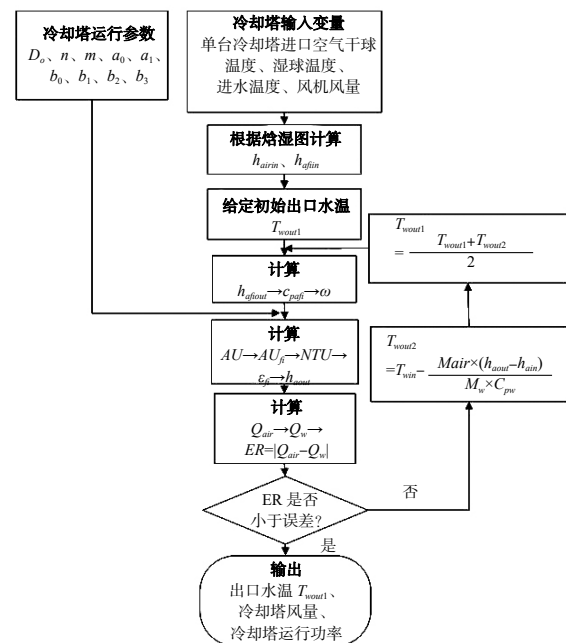


图 2 冷却塔模型模拟计算流程图

2 冷却塔换热模型参数辨识

2.1 换热模型参数辨识

本文采用真实中央空调系统的实际运行数据对冷却塔模型的相关参数进行辨识, 收集的运行数据覆盖冷却塔所有可能出现的运行工况。冷却塔换热模型中需要辨识的参数有 3 个, 分别为 D_0 、 m 和 n , 如式 (10)。本文采用反推法和最小二乘法对相关参数进行计算, 具体辨识过程如图 3。

第一步, 根据冷却塔的实际运行数据计算水侧总传热量 Q_w , 进口空气焓值, 进水表面湿空气焓值, 出水表面湿空气焓值。

第二步, 根据式 (3)、(8) 计算虚拟气体定压比热容 c_{pafi} 与热容率 ω 。

第三部, 假定水侧换热量与风侧换热量相同, 根据式 (15) 计算得到 ε_{fi} 。

$$\varepsilon_{fi} = Q_w / [M_{air} \times (h_{afin} - h_{airin})] \quad (15)$$

第四部, 将 ω , ε_{fi} 带入式 (1-6), 求解 NTU 。

第五步, 根据式 (7), (9) 计算 AU , 并与其对应的冷却塔风量、水量数据同时存储与辨识程序中。

第六步, 所有数据 AU 计算完毕后, 利用 GA 辨识方法, 根据式 (10) 辨识 D_0 、 n 、 m , 使得根据式 (10) 计算得到的 AU_i (i 为数据序号) 与试验数据处理得到的 AU 值的平均绝对误差最小。

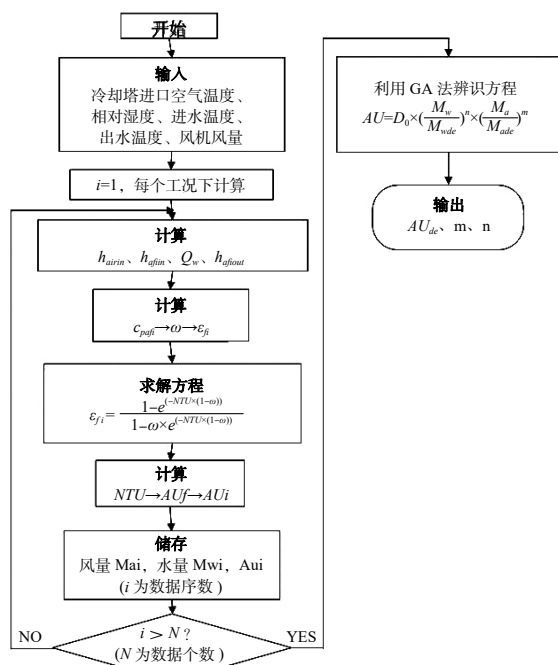


图 3 冷却塔模型辨识程序流程图

辨识得到的冷却塔换热模型参数见表 1。

表 1 换热模型参数数值

辨识参数	D_0	m	n
参数值	1.38	-0.20	3.32

2.2 风机模型参数辨识

冷却塔风机模型所需辨识的参数共 6 个, 分别为风量模型参数 a_1 和 a_2 , 见式 (13), 功率模型参数 b_0 、 b_1 、 b_2 和 b_3 , 见式 (14)。通过测量冷却塔风机不同频率下的风量和功率数据, 并利用最小二乘法, 即可得到冷却塔风机模型的相关参数, 见表 2。

表 2 风机模型参数数值

辨识参数	a_0	a_1	b_0	b_1	b_2	b_3
参数值	0.07	0.93	0.38	0.39	0.18	0.04

3 模型验证

3.1 换热模型验证

将辨识出的相关换热模型参数输入到模型中, 利用收集的冷却塔实际运行数据即可对模型的可靠性和精确性进行验证。本文利用冷却塔在不同运行工况下大量的运行数据对模型进行验证, 其中室外湿球温度范围为 20.80℃~29.40℃, 水量变化范围为 0.81kg/s~0.64kg/s, 风量变化范围为 0.54kg/s~0.29kg/s。模型预测与实验测量的冷却水出口水温误差见图 4。

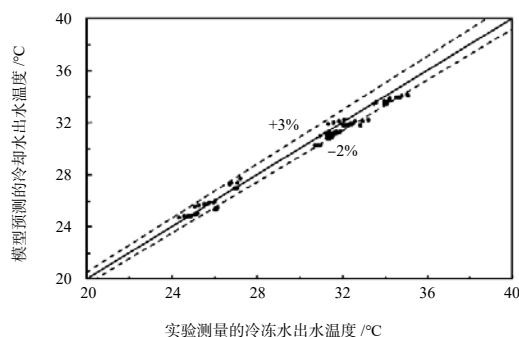


图 4 模型预测与实验测量的冷冻水出口水温误差

冷却水出水温度在不同冷却塔风机运行频率、不同冷却水流量条件下, 相对误差主要分布于 -2.00%~3.00%, 平均相对误差为 1.68%, 平均绝对误差为 0.35℃。模型预测与实验测量的冷却塔排热量误差见图 5。

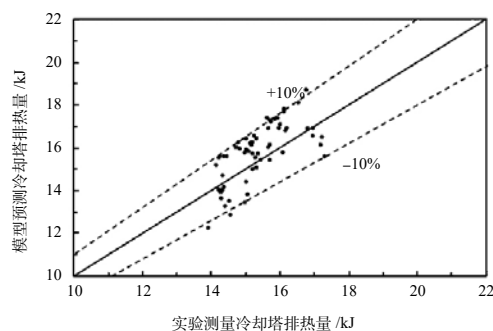


图 5 模型预测与实验测量冷却塔排热量误差

冷却塔排热量在不同冷却塔风机运行频率、不同冷却水流量条件下, 相对误差主要分布于 +10.00%~-10.00%, 平均相对误差为 4.68%, 平均绝对误差为 0.72kJ。

从实验结果分析可知, 该冷却塔换热模型在风量变化范围为 0.54kg/s~0.29kg/s、水量变化范围为 0.81 kg/s ~0.64 kg/s、室外湿球温度范围为 20.80℃~29.40℃ 的情况下, 模型预测与实验测量的冷却水出口水温相对误差主要分布于 -2.0%~3.0%, 平均相对误差为 1.68%, 平均绝对误差为 0.35℃,

模型预测与实验测量的冷却塔排热量相对误差主要分布于 +10.00%~-10.00%，平均相对误差为 4.68%，平均绝对误差为 0.72kJ，在该误差下，适用于空调系统模拟仿真及研究计算。

3.2 风机模型验证

将辨识得到的冷却塔风机模型相关参数输入到模型中，利用实验测量得到的数据对模型的可靠性和精确性进行验证。模型预测与实验测量的冷却塔风机风量与功率误差见图 6、图 7。

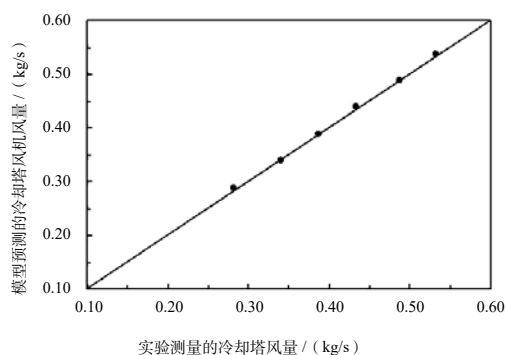


图 6 实验测量与模型预测冷却塔风机风量误差

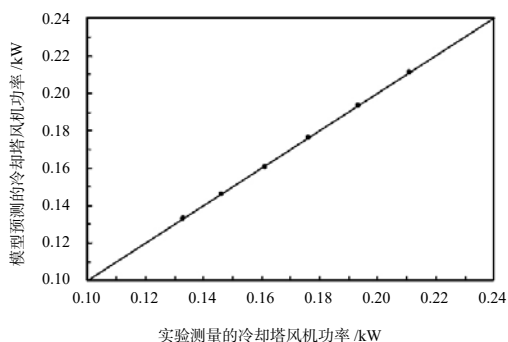


图 7 实验测量与模型预测的冷却塔风机功率误差

冷却塔风机在不同频率运行下，实验测量与模型预测的冷却塔风机风量平均相对误差为 0.72%，实验测量与模型预测的冷却塔风机功率平均相对误差为 0.10%。

从实验结果分析可知，冷却塔风机模型预测与

实验测量的风量、功率数据相比误差较小，适用于空调系统模拟仿真。

4 小结

本文针对逆流型开式冷却塔建立了冷却塔半物理模型，提出了相关参数的辨识方法，并进一步利用实际冷却塔的运行数据对该模型进行了实验验证。实验结果表明该冷却塔模型在在大范围的室外湿球温度、冷却水进水温度、冷却塔风量和冷却水流量情况下，该冷却塔模型均能准确的计算冷却水出水温度和排热量，冷却水出水温度平均相对误差为 1.68%，排热量平均相对误差为 4.68%，满足中央空调系统模拟仿真的精度要求。

参考文献

- [1] 李进, 周亚素, 庄亚男, 王宇彤, 张恒钦. 串联型复合式冷却塔数学模型及试验验证 [J/OL]. 东华大学学报 (自然科学版), 2017, (05): 732-738.
- [2] Merkel, F, Verdunstungskühlung[J], VDI Zeitschrift deutscher Ingenieure, 1925, 70(275): 123-128.
- [3] MacLaine-cross I L, Banks P J. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative cooling[J], ASME J of Heat Transfer, 1981, 103(3): 579-585.
- [4] 龙惟定, 王盛卫. 适于系统仿真的冷却塔模型及其实验验证 [J]. 暖通空调, 2004, (07): 1-5.
- [5] 肖艳紫. 空调冷却塔变流量模型模拟与实例分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(07): 59-61+64.
- [6] J Lebrun, C Aparecida Silva, F Trebilcock, MSc, et al. Simplified models for direct and indirect contact cooling towers and evaporative condensers[J], Building Serv. Eng. Res. Technol. 2004, 25(1): 25-31.
- [7] 章熙民, 任泽霈, 梅飞鸣等. 传热学 [M]. 第四版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001: 150-151.
- [8] Zhenjun, Ma Shengwei Wang. Supervisory and optimal control of central chiller plants using simplified adaptive models and genetic algorithm[J]. Applied Energy, Volume 88, Issue 1, January 2011, Pages 198-211.

基于分层空调的铁路站房冬季空调热负荷特性分析

田利伟¹, 于靖华², 郭 辉¹, 郭旭晖¹, 庄炜茜¹

(1. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 湖北武汉 430063; 2. 华中科技大学, 湖北武汉 430074)

[摘 要] 本文以武汉某铁路旅客站房高架候车厅为例, 基于候车厅高大空间渗透风和温度梯度测试结果, 综合采用 ContamW 多区域网络法通风模拟软件和 CFD 三维数值模拟软件进行测试工况模拟计算, 以验证模型的准确性; 进一步针对设计工况下的渗透风量、温度梯度进行模拟计算, 将计算结果作为 DeST 能耗模拟软件边界条件, 进行高大空间冬季空调热负荷模拟计算。结果表明, 设计工况冬季供暖时段高架候车厅渗透风量达到 1.3 次/h, 高大空间存在较大的温度梯度, 底部与顶部温差为 6.0℃, 考虑温度梯度后的热负荷则达到 162.3 W/m², 相较于不考虑温度梯度时的热负荷增加了 25.1%, 研究结果旨在为高大空间空调系统设计提供参考依据。

[关键词] 铁路站房; 高大空间; 分层空调; 温度梯度; 热负荷

0 引言

铁路旅客车站候车厅作为典型的高大空间, 具有层高较高、人员密度及波动大、商业和旅服设施发热量大、与室外连通的开口多等特征, 导致空调负荷大且热环境复杂^[1]。目前铁路站房大空间普遍采用分层空调系统^[2-6], 与全室空调相比, 在夏季可实现节能 26.5%^[7]。从运行效果来看, 该送风方式通常可以满足站房的空调采暖需求^[8-11], 但部分站房特别是跨线高架站房运营过程反映, 冬季候车厅人员活动区温度偏低, 无法满足热舒适要求^[12]。调研发现, 冬季采用侧送风口送热风时, 由于候车厅底部存在多处与室外连通的通道, 导致大量室外无组织渗风进入室内, 加之热浮力的影响, 空调热风上浮至高大空间顶部, 造成底部人员活动区域温度偏低, 热量聚集到高大空间顶部, 候车厅高度方向温度梯度大, 热舒适性较差, 无法在下部空间形成有效的“空调区”。为保证底部人员活动区的温度设计要求, 势必要进一步增大空调系统供热量, 但会导致高大

空间顶部温度进一步升高, 候车厅热负荷增大。

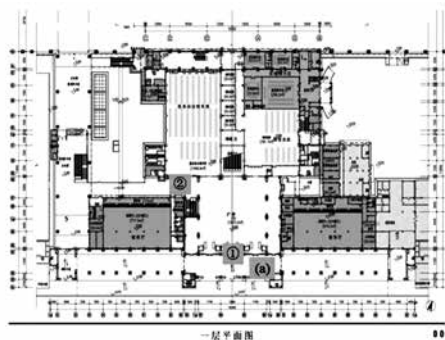
针对这一问题, 本文以武汉某一特大型铁路旅客站房为例, 进行现场调研测试, 获得铁路站房候车区冬季供暖时段的渗透风量和温度梯度特性, 进而通过数值模拟的方法, 针对设计工况下的渗透风量、温度梯度和空调热负荷进行模拟计算, 获得铁路站房高大空间基于温度梯度的冬季设计热负荷, 为站房运营和高大空间空调系统设计提供数据参考。

1 候车厅热环境调研测试

1.1 测点的布置

采用 TSI 多功能热球风速仪对一层进站广厅和二层高架候车厅各开口的温度和风速分布进行测试, 同时记录各开口的开启面积。测点布置如图 1 所示。

同时, 针对二层高架候车厅高大空间温度梯度分层问题, 采用 ZDR 温度记录仪和 Swema 温度传感器 HC2-s 进行连续测量, 每米高度 1m 设置一个温度记录仪, 对候车区不同高度处的温度分布进行测量, 数据采集时间间隔设置为 1min。



一层平面布点

二层平面布点

图 1 测量布点示意图

1.2 渗透风进风面积与渗透风测试结果与分析

站房对外开口位置主要包括地下进站口、南站房进站口、北站房进站口、高架检票口、高侧窗及

收稿日期: 2018-05-16

作者简介: 田利伟 (1980—), 主要研究方向为建筑节能。

未知缝隙。其中地下进站口、南站房进站口、高架检票口为渗透风进风口且面积可以获得;北站房仍处于施工状态,其渗透风开口位置较多,在此采用高架通道(北)代替由北站房引起的渗透风进风口;高侧窗及未知缝隙主要为出风口,无法准确获得,在此不做统计。因此,最终统计获得站房渗透风主要进风口相关参数如表 1 所示。

表 1 渗透风主要进风口相关参数

位置	面积/m ²	风速/(m/s)	温度/°C	风量/(万 m ³ /h)
车站进站口	17.0	1.23	7.3	7.52
地下通往进站大厅	17.1	2.51	14.5	15.45
高架通道(南)	70.0	0.66	14.9	16.55
高架通道(北)	98.0	0.75	14.2	26.46
高架检票口(东)	11.8	1.29	7.9	5.51
高架检票口(西)	11.8	1.45	7.9	6.22
高架候车厅渗透风量	—	—	—	54.73
站房总渗透风量	—	—	—	61.15

测试结果表明,站房公共区总渗透风量为 61.2 万 m³/h,折合换气次数为 2.1 次/h;高架候车厅渗透风量为 54.7 万 m³/h,折合换气次数为 2.0 次/h。

1.3 二层高架候车厅温度分布特性

由于冬季时段采用分层空调,喷口送出的热风在热浮力和底部渗透风的综合影响下,聚集到站房顶部,仅部分热量能够送达旅客活动区域。对二层高架候车厅高大空间的温度梯度测试结果如图 2 所示。

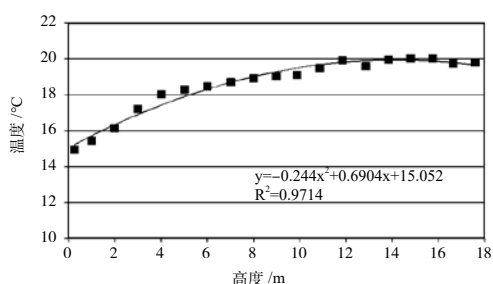
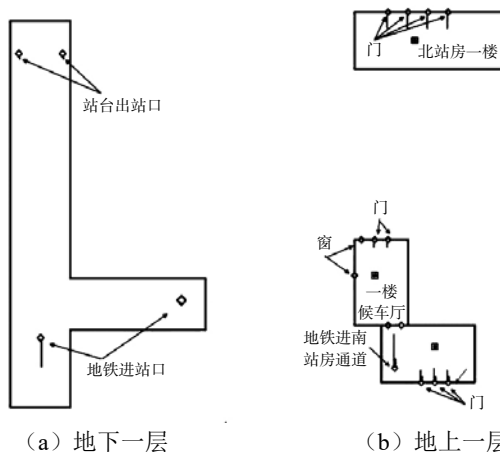


图 2 高大空间温度梯度分布



测试结果表明,站房底部人员活动区温度基本保持在 15.0~15.5°C 之间,无法满足《铁路旅客车站建筑设计规范》GB 50226-2007(2011 年版)中规定的 18~20°C 的设计要求;顶部区域的温度则达到了 20°C 左右,顶部的热量最终会通过幕墙渗透或屋顶散失到室外,造成能源的浪费。

2 候车厅气流组织数值模拟

根据站房底图建立 ContamW 模型,根据渗透风测试结果,并对模型进行验证并确定各区域开口面积;进一步结合高大空间温度梯度测试结果和各区域开口面积计算结果,建立 CFD 模型模拟计算设计工况下高大空间的气流组织和温度梯度,用于基于温度分层的高大空间建筑热负荷 DeST 模拟计算。

2.1 基于 ContamW 模型的站房各区域开口面积计算分析

(1) ContamW 模型的建立

按照站房实测底部门洞开口尺寸以及 CFD 软件模拟的建筑外表面风压系数作为边界条件,建立站房 ContamW 模型,模型如图 3 所示。

(2) 实测工况的 ContamW 模型渗透风量和开口面积计算结果

由于南站房底部开口面积、二层高架候车厅东西两侧检票口面积均可知,这些开口均为进风口,高侧窗的出风口面积则无法准确测得。因此 ContamW 模型模拟过程通过调整南站房高侧窗、二层高架候车厅东西两侧窗户开启面积,最终使得模拟工况各开口风量与实测风量保持一致;北站房则通过调整底部开口面积使得进风量与高架通道(北)风量保持一致。

此时站房各开口的风量模拟结果与实测结果对比如表 2 所示。

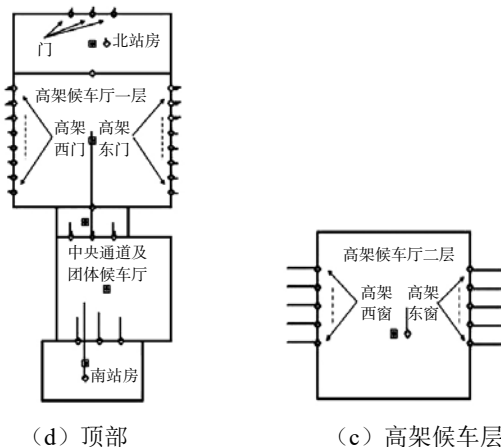


图 3 站房 ContamW 渗透风模型

表 2 ContamW 模型的模拟结果与实测结果统计

开口位置	开口面积 /m ²	模拟工况风量 /万 m ³ /h	实测风量 /万 m ³ /h
地铁进南站房	17.10	15.96	15.45
南站房外门	17.64	7.68	7.52
南站房一层候车厅	0.81	0.50	—
南站房高侧窗	11.00	-7.50	—
高架通道（南）	70（内部口）	16.66	16.55
北站房一楼外门	16.2	22.55	26.46
北站房二楼外门	2.46	2.98	
北站房二楼外门	0.58	0.46	—
高架通道（北）	98（内部口）	25.99	26.33
高架检票口（东）	14.13	5.16	6.22
高架高侧窗（东）	54.45	-32.57	—
高架检票口（西）	14.13	6.17	5.51
高架高侧窗（西）	34.45	-21.41	—
高架层进风量合计	—	53.98	54.73
站房总进风量合计	—	61.46	61.15

注：高架层进风量为高架通道（南）、高架通道（北）、高架东检票口与高架西检票口四部分进风量之和；站房总进风量为除高架通道（南）和高架通道（北）之外的其它外部开口进风量之和。

结果表明，通过调整 ContamW 模型中高侧窗和北站房的开口面积，ContamW 模型风量计算结果与实测结果与实测结果误差在 1.4% 以内，模拟结果是可信的。此时无组织渗风进风口面积为 83.1m²，出风口面积为 99.9m²；其中南站房高侧窗开启面积为 11m²，高架东、西两侧高侧窗面积分别为 54.45 m² 和 34.45m²。将该数值作为站房实测时未知开口的面积。

（3）设计工况站房渗透风量分析

实测工况时，由于二层高架候车厅部分高侧窗处于开启状态，且外门的空气幕均为开启。冬季空调供暖时不合理的开窗面积合计为 50.4m²，进行设计工况计算时，应将该部分面积扣除；同时考虑南站房进站口和二层高架候车厅东、西检票口空气幕阻隔效率分别为 57.4% 和 30%（两个数值通过渗透

风模拟计算获得），以此阻隔效率修正开口面积，进行设计工况渗透风量的计算。

对 ContamW 模型的开口面积进行上述修正并重新计算，即可得到设计工况下站房的渗透风量，计算结果表明，设计工况站房总进风量为 42.2 万 m³/h，折合换气次数为 1.45 次/h；二层高架候车厅进风量为 37.3 万 m³/h，折合换气次数为 1.36 次/h。

2.2 基于 CFD 模型的高架候车厅温度梯度模拟分析

（1）CFD 模型的建立

根据建筑底图建立二层高架候车厅的 CFD 三维模型，如图 4 所示。将实测工况的 ContamW 模型渗透风量和开口面积计算结果作为边界条件，进行高大空间气流组织和温度梯度模拟计算。

（2）实测工况 CFD 模拟结果及分析

经模拟计算，候车厅不同高度的温度分布模拟结果与实际测试结果对比如图 5 所示。

由图可知，近地面处两者相差 1.7℃，其余高度数据模拟结果与实测结果的吻合度很好。这是由于 CFD 模型中各检票口均匀分布渗透风，近地面处受渗透风影响较大；而实测过程，仅在检票口开启时段近地面才受检票口处渗透风的影响。对比结果表明，模型模拟结果的准确性较高，CFD 模拟结果是可信的。

（3）设计工况模拟结果及分析

与 ContamW 模型中的设计工况边界条件保持一致，即关闭不合理的开窗、东/西检票口空气幕开启后，重新进行候车厅气流组织模拟分析，模拟结果如图 6 所示。

模拟结果表明，主导风风速为 3m/s 时，高架候车厅 0~1m 高度平均温度为 18.7℃，1~2m 高度平均温度为 21.7℃，2~4m 高度平均温度为 23.7℃，4~14m 高度平均温度为 24.3℃，14~18m 高度温度趋于一致，为 24.7℃，整个高大空间上下温差为 6.0℃。

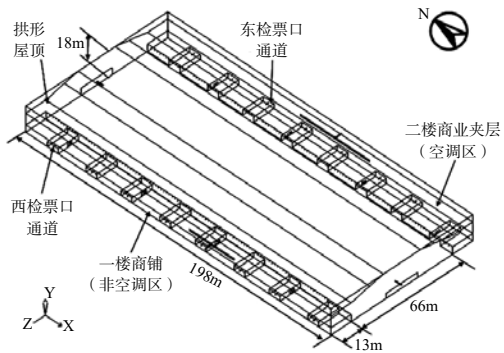


图 4 高架候车厅 CFD 计算模型

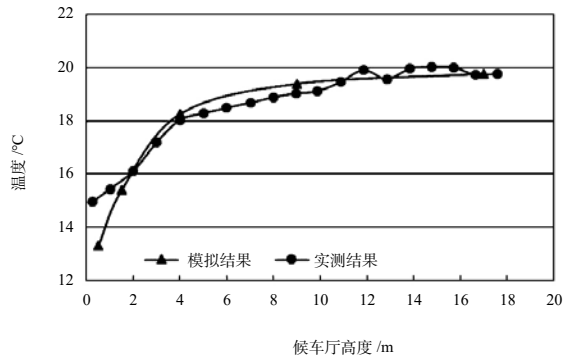


图 5 高架候车厅 CFD 模拟结果与实测结果对比分析

4 结论

本文针对武汉某铁路旅客站房高架候车厅, 采用实测和多种数值模拟相结合的方法, 进行高大空间热负荷特性分析, 获得如下结论:

(1) 铁路旅客站房的运营特征导致存在多处经常开启的开口, 如外门、检票口等, 此外还存在一些不合理的开窗等现象, 使得大量无组织渗风进入公共区, 渗透风引起的换气次数达到 2.0 次/h 以上; 取消不合理开窗后, 公共区无组织渗风引起的换气次数仍然达到 1.3 次/h 以上。

(2) 高大空间实测底部温度为 15.0℃, 顶部温度则达到 20.0℃, 人员活动区域温度偏低, 无法满足温度要求; 关闭不合理的高侧窗并开启空气幕系统后, 设计工况模拟结果底部温度可升高至 18.7℃, 能够达到设计要求。

(3) 由于铁路站房存在大量的无组织渗风和温度分层, 导致冬季热负荷远远高于一般公共建筑, 不考虑高大空间温度分层时, 热负荷指标为 129.7W/m²; 考虑温度分层后, 热负荷指标则增加至 162.3W/m², 增加了 25.1%, 进行冬季热负荷计算时, 应充分考虑这一因素。

参考文献

- [1] 何列波, 喻李葵, 王晓宗, 等. 候车厅冬季分层空调 CFD 模拟研究与实验验证 [J]. 建筑热能通风空调, 2012, 03: 56–59.
- [2] 彭建斌, 张从丽, 王疆. 新疆国际会展中心分层空调设计与模拟 [J]. 暖通空调, 2017, 47(4): 73–77.
- [3] 张玲玲, 刘紫辰, 辛玉富, 等. 高大空间空调系统节能设计 [J]. 暖通空调, 2013, S1: 234–237.
- [4] 吴明洋, 刘晓华, 赵康, 等. 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(5): 135–139+96.
- [5] 司董涛, 刘览, 杨子学, 等. 南京国际博览中心展厅空调通风系统运行实测 [J]. 暖通空调, 2011, 41(7): 7–13.
- [6] 张翔. 某高大厂房分层空调系统设计 [J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 98–99.
- [7] 关雁鸣. 某高大空间厂房分层空调系统节能设计 [J]. 建筑节能, 2010, 38(3): 30–32.
- [8] 郑文国. 深圳北站空调通风系统设计 [J]. 暖通空调, 2010, 40(03): 50–53.
- [9] 肖应潮. 综合节能技术在特大型旅客车站中的应用研究 [J]. 暖通空调, 2009, 39(11): 133–136.
- [10] 蔡珊瑜. 福州南站分层空调数值模拟分析与负荷节能率优化 [J]. 发电与空调, 2014, 35(2): 68–73.
- [11] 贾学斌, 张雷, 陈敬文. 高铁站房大空间空调送风的气流组织分析与研究 [J]. 铁道科学与工程学报, 2015, 12(4): 762–768.
- [12] 喻李葵, 余雷模, 马卫武, 等. 铁路客运站候车厅冬季供暖系统优化分析 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2015, 48(5): 1900–1908.

建筑排风隔热外窗热回收性能的实验研究

张 冲, 王劲柏, 刚文杰, 杜前洲

(华中科技大学, 湖北武汉 430074)

[摘 要] 排风热回收装置被认为是减小新风能耗的有效手段, 得到广泛应用。建筑排风隔热外窗通过利用排风的低品位能, 直接降低外窗室内侧玻璃表面和室内空气之间的温差, 从而减少外窗形成的室内冷热负荷, 其在本质上也可视为一种排风热回收形式。因此, 从空调排风利用的角度, 需要对建筑排风隔热外窗的热回收性能进行全面的评价与分析。本文介绍排风隔热窗实验台架的搭建, 以武汉地区夏季工况为例, 开展其热特性的实验研究, 通过实测数据分析排风隔热窗的热回收性能。

[关键词] 排风隔热窗; 主动隔热; 排风热回收; 实验研究

0 引言

外窗排风隔热技术是以降低外窗室内侧玻璃表面和室内空气间的温度差为主要目标, 该结构外窗可称之为排风窗^[1], 其通常是由双层、或三层玻璃组成, 其和传统多层中空玻璃窗的最大不同是在玻璃夹层间存在排风通道, 使室内空调排风流经玻璃间的排风通道, 在通道中低品位的空调排风与玻璃进行自然对流和强制对流换热, 最终排向室外, 从而使外窗室内表面温度十分接近于室内空气温度。排风窗可以利用室内空调排风的低品位能, 直接降低外窗室内侧表面与室内空气之间的温度差, 从而减少外窗负荷, 提高室内的热舒适性。目前排风窗相关的研究工作, 主要集中在研究其热工性能^[2]、能耗特性^[3]和结构优化^[4], 以武汉地区气候特点为例, 研究结果表明, 相比于普通双层和三层中空玻璃, 排风窗分别可以减少 73.5% 和 71.9% 的夏季室内得热量和 74% 和 46.8% 的冬季室内散热量^[5]。

本文研究的排风隔热窗是由三层玻璃、玻璃夹层间的空腔层以及内置可调节遮阳百叶构成, 笔者针对该结构排风隔热窗开展了一些基础性的研究。文献 [5] 建立了排风隔热窗的二维非稳态传热模型, 研究其传热过程和动态负荷特性, 并与常规外窗进行比较, 定量分析其节能效果。文献 [6] 从房间能耗的角度出发, 计算和分析排风隔热窗的节能效果。文献 [7] 则建立了适用于简化计算的一维非稳态传热模型, 并与二维模型计算结果进行比较, 定量分析了一维简化模型的计算误差。

排风隔热窗在本质上可视为一种排风热回收形式, 因此, 从空调排风利用的角度, 需要对其热回收性能进行全面的评价与分析。本文搭建排风隔热窗实

验台, 对其夏季工况的热特性进行实验研究, 采用排风进出口的温差和排风利用率, 作为排风隔热窗的热回收性能的评价标准, 分析不同室外空气温度和太阳辐射强度对该结构外窗热回收性能的影响。

1 排风隔热窗试验台的搭建

1.1 实验平台设计

本研究搭建了一个可移动的实验房间, 其平面和外观示意图如图 1 所示。该实验平台由一个长为 4000mm, 宽为 2400mm, 高为 3000mm 的环境小室构成, 在环境小室内构建了两个测试房间, 测试房间的尺寸为 1550mm×850mm×2000mm (长、宽、高)。本实验选择测试房间 A 作为绝热环境仓, 进行排风隔热窗的热特性测试, 测试房间只有安装外窗的墙面与室外环境相连传热, 其余墙面和房顶都位于环境小室的大空间内部, 实验过程中测试房间和环境小室内的空气温度均由同一空气处理系统进行控制, 因此实验过程中可以将测试房间的内墙和屋顶看作绝热。

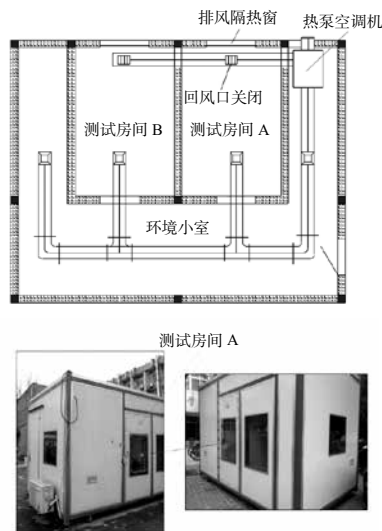


图 1 实验房间的平面和外观示意图

收稿日期: 2018-06-28

作者简介: 张冲 (1988—), 主要研究方向为建筑新型围护结构及其传热传质特性, 建筑相变蓄能, 室内温湿度独立控制等。

实验过程中采用热泵空调器同时对测试房间和环境小室进行送风,使室内空气温度维持在设定值,各送风口的风量可以通过风阀进行调节。由于在测试房间 A 中进行排风隔热窗的热工性能实验,实验过程中始终关闭测试房间 A 的回风口,使该房间所有的空调送风,流经排风隔热窗最终排向室外。为了保证空气处理系统的风量平衡,在回风管道上引入新风管,将回风和新风进行混合,经空调处理后再次送入室内。

本实验研究的排风隔热窗的结构原理如图 2 所示,实验所用的排风隔热窗的窗框由木材定做而成,不考虑窗框部分的玻璃尺寸,其宽为 550mm,高为 850mm,三层玻璃均为 5mm 厚的普通白玻璃,密闭空腔和排风空腔的厚度均为 40mm。内置可调节遮阳百叶的叶片为白色不透明的铝合金材料,叶片材料的表面光学性能参数的选择,来源于 WINDOW 7.4 软件的材料数据库,前向和后向辐射发射率均为 0.9,太阳辐射反射率和吸收率分别取为 0.7 和 0.3。其中,叶片间距和叶片宽度均为 25mm,实验过程中叶片倾角始终保持为 45°。

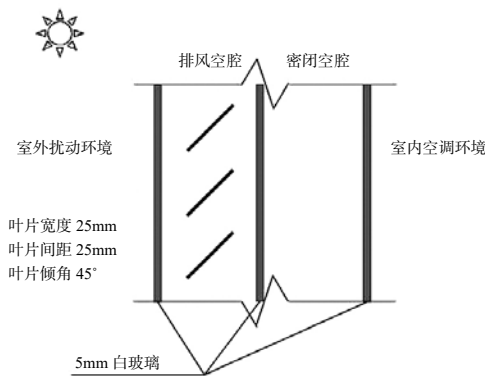


图 2 排风隔热窗的结构原理图

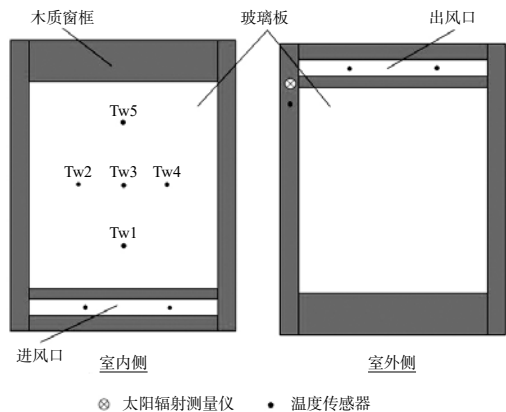


图 3 温度传感器的布置示意图

1.2 实验测量与数据采集

本实验温度测量选择 Pt100 铂电阻温度传感器,室外太阳辐射强度选择太阳辐射测量仪进行测量,而排风隔热窗的排风量则使用热线风速仪进行测量。实验中所使用的测量仪器性能参数如表 1 所示。本实验所有的温度测量数据均通过 Agilent 安捷伦 34972A 数据采集仪进行数据采集,而太阳辐射测量仪和热线风速仪均自带储存功能,实验结束后将数据传输电脑进行读取。实验过程中,安捷伦数据采集仪和太阳辐射测量仪以一分钟为时间间隔自动记录数据,由于空调的送风量较为稳定,故热线风速仪每隔十分钟采集一次数据。

本实验的温度测量包括测试房间 A 的室内空气温度测量、室外环境空气温度、室内侧玻璃表面温度、排风隔热窗的进风口的温度、以及排风隔热窗的出风口的温度。测量排风隔热窗进风口和出风口的温度时,分别在进风口处和出风口处各设置 2 个温度传感器,减小风口的测量误差,如图 3 所示。实验过程中,测试房间 A 的空调回风口始终保持关闭,室内房门的结合处安装密封条,并用密封胶布将房门的边框进行密封,保证实验过程中测试房间 A 的气密性,此时则可认为,测试房间 A 的空调送风量等于流经排风隔热窗的排风量。因此,测得房间的空调送风量,即可得到排风隔热窗的排风量大小。

表 1 实验测量仪器性能参数表

名称	数量	型号及规格
温度传感器	13	型号: JWB/Pt100/C; 测量范围: 0~200°C; 测量精度: $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
太阳辐射测量仪	1	型号: TES-132; 测量精度: $\pm 0.38\text{W/m}^2$
热线风速仪	1	型号: TES-1341; 测量范围: 0.01m/s~30m/s; 精度: 测量值 $\pm 3\%$
数据采集仪	1	Agilent 34972A, 20 通道

2 实验结果

本实验在华中科技大学校园内进行,实验过程中排风隔热窗的朝向始终为西向,利用上述实验平台对排风隔热窗的热特性进行了连续 48h 的测量,在实验开始之前,提前 6h 开机,确保实验开始时室内处于稳定状态。

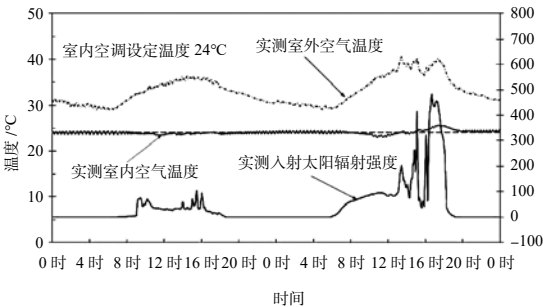


图 4 实测的室外气象参数和室内空气温度

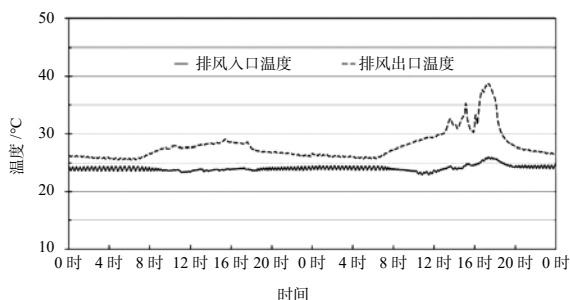


图 5 排风隔热窗的排风进出口温度值

图 4 为实验所实测的室外气象参数和室内空气温度的测量值。由图可知,第一天为阴天,第二天则为晴天,两天室外空气温度最高可达 40.3°C,最低温度则为 29.1°C,室外太阳辐射出现在 6:00am 左右,由于是排风隔热窗为西向,太阳辐射强度在 13:00 之后开始显著增大,最大值为 480W/m²,空调的室内设定温度为 24°C,由于空调启停的影响,室内空气温度存在小幅的波动。

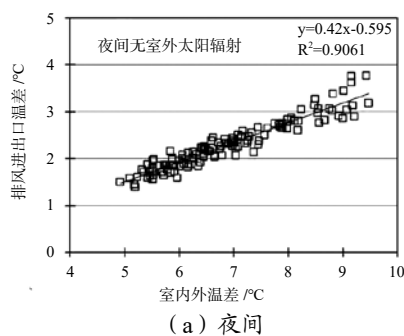
图 5 为两天实验所实测的排风隔热窗的排风入口温度和排风出口温度。排风隔热窗的排风入口温度接近于室内空气温度,排风出口温度则受室外气象参数和排风速度的影响。由图中结果可知,排风隔热窗的排风进出口温差的最大值接近 13°C,出现在第一天实验的下午 18 时左右,而在夜间无太阳辐射时,两天实验所测得的排风进出口温差始终小于

4°C。排风进出口的温差越大则表示排风的利用率越高,可带走更多传入室内的热量。

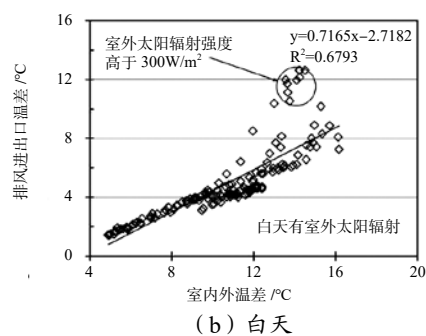
3 热回收性能分析

本文以武汉地区夏季工况为例,利用实验台开展排风隔热窗的实验研究,实测不同室外气象参数时,排风隔热窗的排风进、出口温度值的变化情况,计算其排风利用率的大小,分析排风隔热窗的热回收性能。排风进出口温差越大,意味着排风带走更多的热量,则表示排风的利用率越高,更好地减少外窗形成的空调冷负荷。其中,排风利用率的评价方法参考常规热回收装置的显热热回收效率的计算公式。

图 6 表示不同室外气象参数条件下排风进、出口温度差的实测结果。由图可知,在夜间无室外太阳辐射时,室内外温差的变化范围为 4.9°C 至 9.5°C,对应的排风进出口温差则由 1.4°C 变化至 3.8°C。在夜间随着室内外温度差的升高,排风隔热窗的排风进出口温差基本上呈线性逐渐增大;在白天存在室外太阳辐射时,由于内置遮阳百叶吸收大量太阳辐射热,将导致室外侧空腔内产生严重的热堆积,低温的排风气流则和遮阳百叶进行对流换热,可将堆积的热量反向带到室外,有效阻止堆积的热量进入室内,从而降低室内外窗得热,此时排风进出口温差的最大值可达 12.6°C。图 7 表示不同室外气象参数条件下排风利用率的计算结果。在夜间无

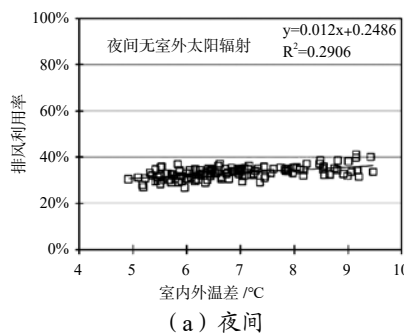


(a) 夜间

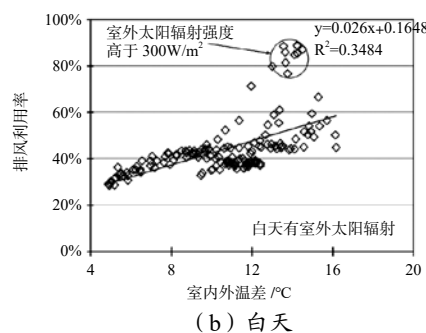


(b) 白天

图 6 室外气象参数对排风进出口温差的影响



(a) 夜间



(b) 白天

图 7 室外气象参数对排风利用率的影响

太阳辐射时,随着室内外温差的增大,排风利用率略微上升,其最大值为 41.1%;在白天,由于室外空气温度升高及太阳辐射的作用,太阳辐射的作用,排风利用率显著增大,当室外太阳辐射强度高于 $300\text{W}/\text{m}^2$ 时,排风利用率基本上高于 80%。

4 结果与讨论

本文介绍排风隔热窗实验台的搭建,以武汉地区夏季气候特点为例,对排风隔热窗的热特性进行实验研究,实时测量排风隔热窗的排风进、出口温度值的变化情况,计算其排风利用率的大小,分析室外气象参数对排风隔热窗的热回收性能的影响。研究表明,在夜间无太阳辐射时,随室内外温差的升高,排风进出口温差和排风利用率的大小,基本上呈线性趋势增大,排风利用率的最大值为 41.1%。当白天室外太阳辐射较大时,此时排风利用率显著提高,最大值可达 89%。由此可知,在夏季工况,排风隔热窗的热回收性能受室外气象参数的影响较大,室外太阳辐射强度越大、室外空气温度越高时,该结构外窗的排风热回收效果越显著。除了室外气象参数之外,排风量的大小,遮阳百叶的叶片倾角,百叶表面反射率等因素,均会对排风隔热窗的热回收性能参数重要影响,相关问题值得进一步深入研究。

参考文献

[1] ASHRAE.2009 ASHRAE Handbook of Fundamentals[S]. Chapter 15: Fenestration. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta,

USA, 2009.

[2] Wang Yanjin, Chen Youming, Zhou Juan. Dynamic modeling of the ventilated double skin façade in hot summer and cold winter zone in China[J]. Building and Environment, 2016, 106:365–377.

[3] Takemasa Y, Togari S, Miura K, et al. Evaluation of calculation models for predicting thermal performance of various window systems[J]. ASHRAE Transactions, 2013, 119(1): 1–20.

[4] Wei Jingshu, Zhao Jianing, Chen Qingyan. Optimal design for a dual airflow window for different climate regions in China[J]. Energy and Buildings, 2010, 42: 2200–2205.

[5] Zhang Chong, Wang Jinbo, Xu Xinhua, et al. Modeling and thermal performance evaluation of a switchable triple glazing exhaust air window[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 92:8–17.

[6] Zhang Chong, Cheng Kuang, Wang Jinbo, et al. Numerical evaluation of heat recovery performance of a switchable exhaust air window[J]. Energy Procedia, 2016, 88:738–741.

[7] Zhang Chong, Wang Jinbo, Xu Xinhua, et al. Development of a simplified model of the switchable exhaust air insulation window[C]. Proceeding of the 2014 ASHRAE/IBPSA-USA Building Simulation Conference, pp. 316–322. September 10–12 2014, Atlanta, USA.

被动式蒸发冷却冷风塔在“一带一路”地区的应用研究

贾 曼, 黄 翔, 康雅雄, 严锦程

(西安工程大学, 陕西西安 710048)

[摘 要] 分析目前常规空调的应用现状及存在的不足, 立足“一带一路”地区气候及建筑特点, 提出一种可实现通风降温的被动式蒸发冷却冷风塔, 介绍其工作原理和特点, 并对其进行设计与搭建, 通过试验分析其工作性能和今后的改进方向, 认为该被动式蒸发冷却冷风塔在“一带一路”等地区具有很好的应用前景。

[关键词] 一带一路; 被动式蒸发冷却冷风塔; 蒸发冷却; 通风降温

0 引言

社会发展的过程中, 建筑能源消耗巨大, 而在这些建筑能耗中, 由暖通空调系统所引起的能源损耗不容小觑^[1]。在这种能源大量消耗的背后, 存在着能源大量浪费, 不合理化利用等问题。2017年, 住建部发布的《建筑节能与绿色建筑发展“十三五”规划》提出五大任务, 其一即因地制宜地扩大可再生能源建筑应用规模, 要求暖通的设计重在既能节约能源, 又能有效的利用能源, 提倡被动优先、主动优化的技术路线, 鼓励推广应用风能、太阳能、地热能及空气能等可再生能源^[2-4]。因此, 就当前国家背景而言, 寻找替代常规空调的新型降温模式——利用自然条件的冷却方式^[5], 成为当前建筑领域研究的热点, 这也是建筑节能、保护地球环境并使之可持续发展的关键问题之一。

习近平总书记提出的“一带一路”倡议, 是中国人民实现中华民族伟大复兴的中国梦、推动沿线国家共同发展、促进世界和平的伟大蓝图。“一带一路”沿线国家多是新兴经济体或发展中国家, 且普遍处于经济发展上升期, 对经济、节能型技术的需求相对较高, 然而这些国家的人民大多收入水平低。立足暖通空调行业, 针对这些地区的气候条件, 因地制宜, 找出一种适合当地气候, 且能有效减少建筑能耗的通风降温装置则显得尤为重要^[6]。

西安工程大学蒸发冷却团队紧跟时代步伐, 以国家“一带一路”倡议为背景, 围绕“一带一路”沿线国家典型城市(地区)的气候条件、经济能源状况以及“干空气能”状况等基本情况, 针对蒸发冷却在“一带一路”沿线国家的适用性展开了大量

的工作, 为蒸发冷却在“一带一路”沿线国家的应用提供了理论支持。团队经过多次分析对比工作后, 利用《中国建筑热环境分析专用气象数据集》中的典型气象年逐时气象参数, 按照美国 ASHRAE 标准中的夏季空调室外设计参数统计方法对“一带一路”沿线中国地区的蒸发冷却夏季空调室外设计参数进行了修正, 使蒸发冷却技术应用更加准确合理; 分析得出了蒸发冷却技术可应用于“一带一路”沿线国家部分典型城市(地区)的具体运行模式以及理论出风(水)温度; 整理了在“一带一路”沿线国家可应用的蒸发冷却形式; 编制了相关程序, 通过软件查询与计算使工作更加便捷。通过大量的数据支撑与理论分析, 提出只要建筑设计合理, “一带一路”沿线大部分地区利用蒸发冷却即可达到要求的室内舒适性, 蒸发冷却具有广阔的应用前景。

蒸发冷却技术主要分为主动式蒸发冷却技术和被动式蒸发冷却技术两方面, 本文主要针对应用被动式蒸发冷却技术的被动式蒸发冷却冷风塔进行相关理论与试验研究, 对其在“一带一路”地区的适用性进行探讨与分析。

1 被动式蒸发冷却冷风塔工作原理及特点

早在几百年前的中东和中亚的传统建筑的风塔中, 如图 1 的伊朗捕风塔, 空气常常通过潮湿的表面或掠过塔底的浅水池蒸发降温后通过塔上部的迎风开口向下进入室内空间, 然后将室内热空气通过负压区排出^[7]。这些风塔就是现代被动式蒸发冷却冷风塔的原型。

被动式蒸发冷却冷风塔应用的是被动式蒸发冷却下向通风降温技术(PDEC), 指利用水的直接蒸发冷却对空气进行降温, 根据热力学原理, 密度大的冷空气下沉, 密度小的热空气上升, 从而通过重力下沉方式对建筑空间通风降温的技术。该技术主要是将被动式下向通风降温技术(PDC)与蒸发冷却空调技术结合: PDC 技术指高空新鲜冷空气从捕

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: “十三五”国家重点研发计划项目课题(课题编号: 2016YFC0700407)。

作者简介: 贾曼(1993—), 主要研究方向为蒸发冷却空调技术。



图 1 伊朗捕风塔

风塔或天井上部进入，由于冷空气密度大于室内热空气密度，冷空气下沉进入建筑使用空间，并将使用空间的热空气上升排出，从而达到通风降温目的^[8]；而蒸发冷却空调技术以水作为冷却介质，不使用CFCs^[9]，利用干燥空气可再生能源“干空气能”，通过水分蒸发吸热制冷，由空气和水直接或间接接触，可制取清洁的冷风或者高温冷水，对大气环境无污染，节能减碳。

被动式蒸发冷却冷风塔较传统机械制冷空调相比，施工简单，造价及运行能耗低，低碳环保，因此应用被动式蒸发冷却冷风塔解决建筑室内热环境问题具有非常重要的现实意义。

2 被动式蒸发冷却冷风塔试验模型的搭建及测试分析

2.1 模型搭建

2017 年 8 月，搭建被动蒸发冷却冷风塔试验模型——应用被动蒸发冷却技术的湿垫（填料）冷风塔，并对其进行测试。被动蒸发冷却冷风塔试验模型的构成情况如表 1 所示，试验模型实物图如图 2 所示。

表 1 被动式蒸发冷却冷风塔试验模型构成

部件名称	尺寸/mm	作用
塔架	1200×1200×3000	支撑整个试验模型，保证进出风口之间的高差，提高热压通风效果。
直接蒸发冷却填料	1000×900×100	对空气进行预冷，并对颗粒物进行过滤。
竖向通风腔体	650×650×2000	控制通风腔体内冷量外流。同时，利用其对塔架四周密封，减小局部气流扰动的影响，保证测试范围内主导气流运动方向。

如图 3 所示，试验模型共布置 6 个温湿度测点。其中，室外阴凉通风处布置 1 个测点（测点 a）；冷气机填料后布置 1 个测点（测点 b）；竖向通风腔体内垂直方向上自上而下均匀布置 3 个测点（测点 c~e）；送风口布置 1 个测点（测点 f）。本次试验中，主要对室外环境空气温度、相对湿度及风速，填料



图 2 试验模型实物图

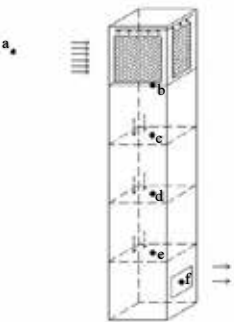


图 3 测点布置图

后空气温度、相对湿度，竖向通风腔体内不同垂直高度的空气温度、相对湿度和送风口空气温度及相对湿度进行测试，使用的仪器主要有 Testo 记录仪、卷尺和热球风速仪。

2.2 测试分析

本次测试主要分为三部分：首先对在自然通风工况下运行的试验模型进行测试；其次，对自然进风，机械排风工况下运行的试验模型进行测试；最后，在相同测试条件下，将主动降温系统运行时的降温效果分别与在自然通风工况下运行和在自然进风，机械排风工况下运行的被动式蒸发冷却冷风塔的降温效果进行对比分析。

2.2.1 自然通风工况下对被动式蒸发冷却冷风塔的测试分析

由图 4、5 分析可以看出：在测试时段内，室外空气干球温度平均值为 38.7℃，室外空气相对湿度平均值为 45.6%，经过填料降温与通过竖向通风腔体后，空气干球温度平均值分别为 30.5℃、32.4℃，空气相对湿度平均值分别为 85.2%、81.9%，与室外空气相比，干球温度分别降低 8.2℃、6.3℃，相对湿度平均值分别增加 39.6%、36.3%；直接蒸发冷却效率为 77% 左右，如表 2 所示。

表 2 自然通风工况下被动式蒸发冷却冷风塔的降温、增湿效果

	平均	最高	最低
直接蒸发冷却效率/%	77	89	73
填料两侧直接蒸发冷却段的进出风干球温度差/℃	8.2	9.5	7.0
冷风塔内降温幅度/℃	6.3	8.2	4.5
送风相对湿度增加量/%	36.3	48.6	24.3

由图 6、7 分析可以看出：在测试时段内，测点 b~e 的干球温度平均值分别为 30.5℃、30.8℃、31.7℃、32.6℃；测点 f 与 e 的干球温度平均值为 32.4℃ 左右，数值较接近；测点 b~f 与测点 a 的干球温差分别为 8.2℃、7.9℃、7.0℃、6.1℃、6.3℃。

可以看出,冷风塔内沿竖向通风腔体自上而下的垂直方向上,干球温度值呈上升趋势,这可能是因为通风腔体保温措施不佳,对试验模型的降温效果造成一定影响。竖向通风腔体内的相对湿度比较接近,送风口的相对湿度略低,平均相对湿度为 81.9%。

2.2.2 自然进风,机械排风工况下对被动式蒸发冷却冷风塔的测试分析

由图 8、9 可以看出:在测试时段内,室外空气干球温度平均值为 37.9℃,室外空气相对湿度平均值为 52.9%,经过填料降温与通过竖向通风腔体后,空气干球温度平均值分别为 30.3℃、29.6℃,空气相对湿度平均值分别为 89.9%、94.7%,与室外空气

相比,干球温度分别降低 7.6℃、8.3℃,相对湿度平均值分别增加 37%、41.8%;直接蒸发冷却效率为 86% 左右,如表 3 所示。

表 3 自然进风,机械排风工况下被动式蒸发冷却冷风塔的降温、增湿效果

	平均	最高	最低
直接蒸发冷却效率/%	86	95	71
填料两侧直接蒸发冷却段的进出风干球温度差/℃	7.6	8.7	5.5
冷风塔内降温幅度/℃	8.3	9.0	7.4
送风相对湿度增加量/%	41.8	44.6	38.7

由图 10、11 可以看出:在测试时段内,测点 b 的干球温度值最高,测点 c~f 的干球温度值比较接

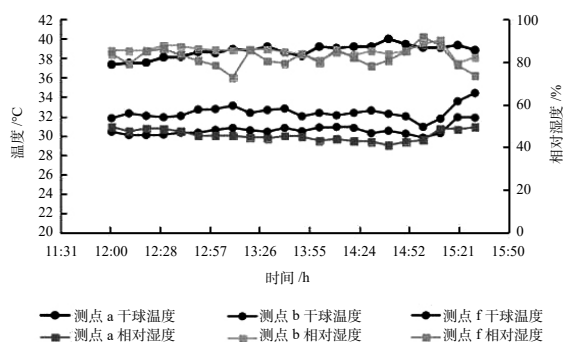


图 4 空气温湿度变化情况

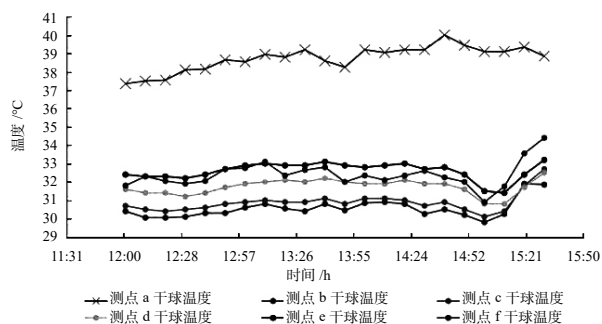


图 6 竖向通风腔体内各测点温度分布

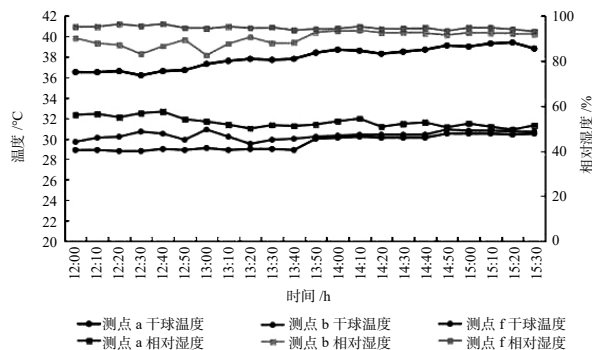


图 8 空气温湿度变化情况

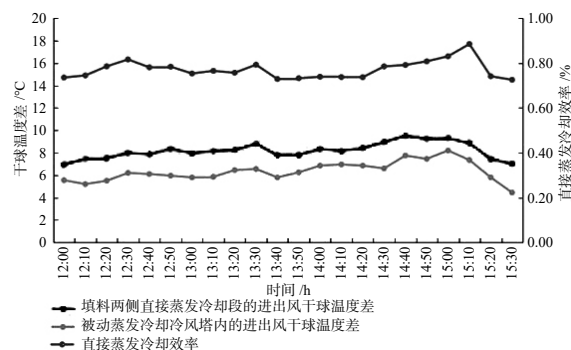


图 5 空气温降和直接蒸发冷却效率的变化情况

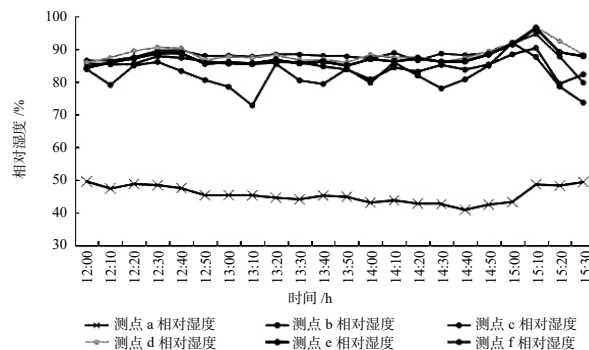


图 7 竖向通风腔体内各测点相对湿度分布

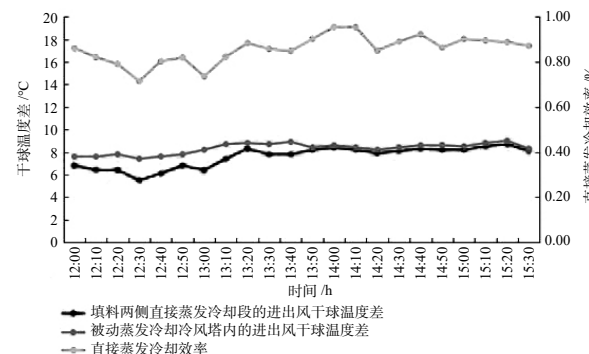


图 9 空气温降和直接蒸发冷却效率变化情况

近, 呈缓慢下降趋势; 沿竖向通风腔体自上而下垂直方向上的温度梯度较自然通风工况下的温度梯度值减小且较稳定; 测点 b 的相对湿度最低, 测点 c~f 的相对湿度较高, 其中测点 c、e 的相对湿度接近 100%。

2.2.3 相同条件下的主动降温 (机械进风, 自然排风) 系统的测试分析

由图 12、13 可以看出: 在测试时段内, 室外空气干球温度平均值为 38.6℃, 室外空气相对湿度平均值为 51.9%, 经过填料降温与通过竖向通风腔体后, 空气干球温度平均值分别为 31.0℃、29.2℃, 空气相对湿度平均值分别为 81.4%、91.5%, 与室外

空气相比, 干球温度分别降低 7.6℃、9.4℃, 相对湿度平均值分别增加 29.5%、39.6%, 直接蒸发冷却效率为 83% 左右, 如表 4 所示。

表 4 主动降温 (机械进风, 自然排风) 系统的降温、增湿效果

	平均	最高	最低
直接蒸发冷却效率 /%	83	92	71
填料两侧直接蒸发冷却段的进出风干球温度差 /℃	7.6	9.7	5.8
冷却塔内降温幅度 /℃	9.4	11.6	7.6
送风相对湿度增加量 /%	39.6	44.0	35.4

由图 14、15 可以看出: 在测试时段内, 测点 b 的干球温度值最高, 测点 c~e 的干球温度平均值为

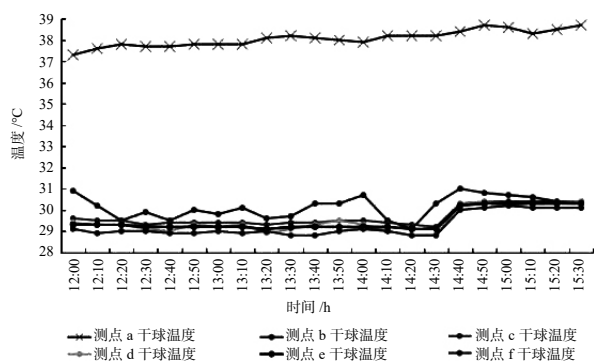


图 10 竖向通风腔体内各测点温度分布

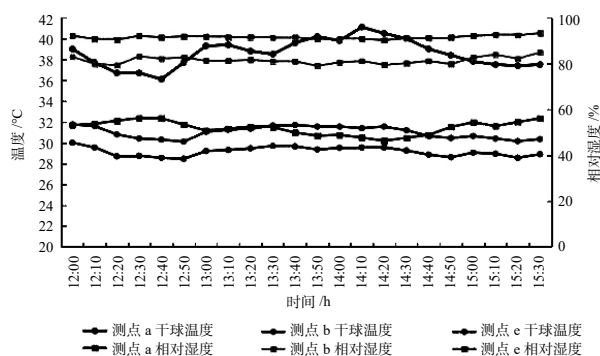


图 12 空气温湿度变化情况

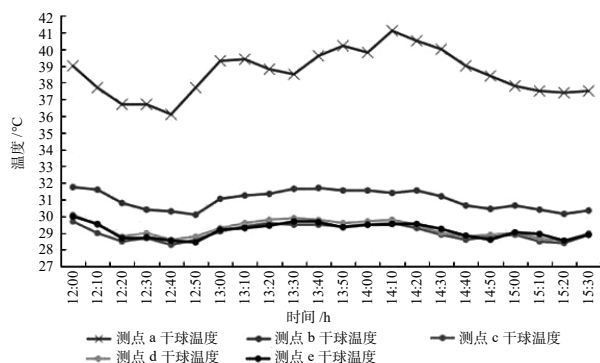


图 14 竖向通风腔体内各测点温度分布

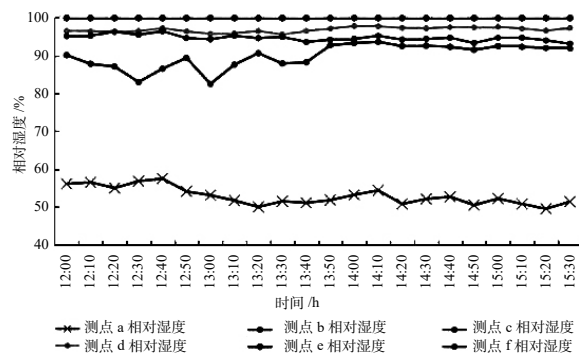


图 11 竖向通风腔体内各测点相对湿度分布

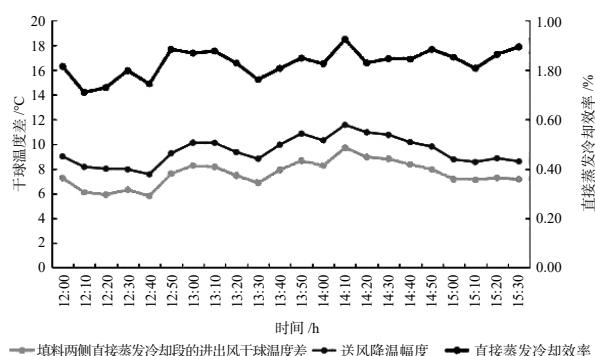


图 13 空气温降和直接蒸发冷却效率变化情况

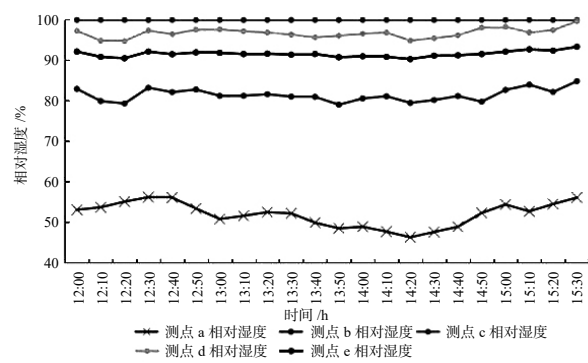


图 15 竖向通风腔体内各测点相对湿度分布

表 5 试验模型在三种工况运行模式下降温、增湿效果的对比情况

	直接蒸发 冷却效率 /%	填料两侧直接蒸发冷却段的 进出风干球温度差 /℃	送风 温度 /℃	送风 相对湿度 /%	送风降温 幅度 /℃	送风相对湿度 增加量 /%
自然通风	77	8.2	32.4	81.9	6.3	36.3
自然进风、 机械排风	86	7.6	29.6	94.7	8.3	41.8
主动降温	83	7.6	29.2	91.5	9.4	39.6

29℃ 左右，在图中三条线基本能够重合；在竖向通风腔体内自上而下沿垂直方向上，仅在距离填料 1m 的距离内存在明显的温度梯度，之后温度趋于稳定；测点 b 的相对湿度最低，测点 c 的相对湿度最高，接近 100%，测点 c~e 的相对湿度接近，但随着垂直距离的增加，略有下降。

3 结论与展望

将三种不同工况下的测试情况进行汇总，如表 5，可以看出：虽然自然通风工况下运行的被动式蒸发冷却冷风塔温降也比较显著，热舒适性良好，但与其他两种形式相对比时，存在风量相对较小且不可控的缺点，而且就具体的建筑规模而言，这种形式更适合于大进深、舒适度要求不高的非居住建筑；自然进风、机械排风工况下运行的被动式蒸发冷却冷风塔与常规蒸发冷却通风设备，不管从直接蒸发冷却效率、填料两侧直接蒸发冷却段的进出风干球温差还是送风温度等多方面对比，前者仅在送风相对湿度上略高于后者，其他情况均较相同。因此，我们可以相信，结合排风设备，处于自然进风、机械排风工况下的被动式蒸发冷却冷风塔是值得进一步研究与推广应用的。

“一带一路”沿线国家大多属于沙漠热带气候、大陆性干旱和半干旱气候等较干燥的气候条件，干燥地区具有夏季炎热、空气干燥、相对湿度低、风疾沙多等显著的气候特征，干湿球温差大，具有丰富的“干空气能”，是被动式蒸发冷却技术理想的应用场所，如图 16。不仅如此，除了可以解决室内降温的问题之外，被动式蒸发冷却冷风塔还可以对室外空气中的灰沙及 PM_{2.5} 等颗粒物进行过滤，提高室内空气品质，以消耗较少的能源营造一个舒适的室内环境。因此，在“一带一路”地区应用被动式蒸发冷却冷风塔，利用该地区丰富的“干空气能”，可有效地缓解建筑耗能带来的能源危机，提高经济

性，具有促进人与自然协调发展的社会意义。“一带一路”沿线国家是被动式蒸发冷却技术应用的天然场所，相信在不久的将来，在“一带一路”倡议的引导下，被动式蒸发冷却技术必将服务于更多沿线国家和地区。

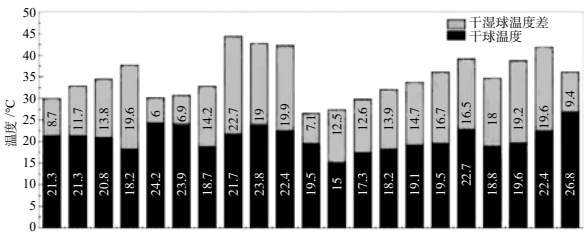


图 16 “一带一路”沿线国家典型城市的干、湿球温度值 [6]

参考文献

[1] 刘富伟. 论述暖通空调系统的节能措施 [J]. 建材与装饰, 2018(05):210–21.

[2] 建筑节能与绿色建筑发展“十三五”规划 [J]. 建筑监督检测与造价, 2017, 10(01):1–9.

[3] 习近平. 关于《中共中央关于制定国民经济和社会发展第十三个五年规划的建议》的说明 [J]. 商周刊, 2015(23):14–19.

[4] 吴显亭. 绿色债券：绿色金融发展新突破 [N]. 金融时报, 2015–12–31(007).

[5] 孟庆林. 建筑屋面太阳能被动蒸发冷却研究 [J]. 太阳能学报, 1996(03):356.

[6] 陈丽媛. 蒸发冷却在“一带一路”沿线国家的适用性研究 [D]. 西安工程大学, 2017.

[7] 邱静. 被动复合式下向通风降温技术在建筑中应用的可行性研究 [D]. 华中科技大学, 2012.

[8] 邱静, 李保峰. 被动式蒸发冷却下向通风降温技术的研究与应用 [J]. 建筑学报, 2011(09):29–33.

[9] 黄翔, 刘鸣, 于向阳. 我国新疆地区蒸发冷却技术应用现状分析 [J]. 制冷与空调, 2001(06):33–38.

香港办公建筑暖通空调系统的优化控制

都 佳, 谢松辉, 陈佑宗, 孙勇军

(香港城市大学建筑技术科学系, 香港 999077)

[摘 要] 建筑节能在全社会节能减排中占据重要地位, 政府办公建筑的指引表率作用不容忽视。本文结合已有理论研究基础, 以香港某政府办公建筑暖通空调系统的优化改造为例, 针对暖通系统典型问题, 提出相应解决方案。通过改进测量数据预处理方法与冷机、AHU 控制方案和运行策略, 实现该办公建筑系统表现多方面提高。通过建立计算机模拟平台与实施系统节能改造, 实现空调季 8.7% 的月节能量、平均 5.8% 的日峰值电耗降低量, 同时有效提高系统稳定性和可靠性。

[关键词] 建筑节能; 办公建筑; 能耗数据分析; 系统控制优化

0 引言

建筑节能是我国实现可持续发展及建设节约型社会的重要方面。2014 年, 我国建筑面积达到 561 亿 m^2 , 相当于 22 万个鸟巢体育场, 已有的建筑“总商品消耗”即建筑运行能耗占据全国能源消费宗浪的五分之一^[1]。同时, 我国建筑终端能耗在 2000~2012 年增长 37%^[2]。总量大、比例高且增速快, 建筑节能具有巨大潜力。并且, 综合考虑中国能耗现状, 工业、交通与建筑中, 建筑行业节能可行性最高。中国建筑节能未来的发展方向或者说是终极目标是建筑近零能耗甚至是零能耗^[3]。

公共建筑节能是中国建筑节能工作的重要方面。从建筑面积来看, 公共建筑面积为 107 亿 m^2 , 占据我国建筑面积总量的 19%; 从能耗总量来看, 除去北方采暖能耗, 2014 年, 公共建筑商品能耗总量为 2.35 亿吨标煤在中国建筑商品能耗中比例最大; 从强度来看, 公共建筑在国四类用方面 (北方采暖、城镇住宅农村商品及生物质用能公共建筑), 能耗强度最高, 为 21.9 kgce/m^2 , 以上多种角度方面来看, 公共建筑的能耗均为中国整体建筑能耗的不可忽视组成部分, 也是中国建筑节能事业的关键环节。政府办公建筑是公共建筑的重要组成部分。近十年来, 其节能工作逐步得到有关部门重视, 出台《国家机关办公建筑和大型公共建筑节能监管体系建设实施方案》、《公共机构节能条例》^[4] 等规范条例, 并设立公共机构节能管理司进行政府机关办公建筑的管理工作。

在香港, 机电工程署 (EMSD) 于 1994 年成立能源效益事务处, 致力于开发、推广和实践节约能源; 2015 年, 环境局联合发展局和运输及房屋局提出《香港都市节能蓝图: 2015-2025+》^[5] 中, 特别指出政

府是香港最大用电量的用户之一 (超过 6%), 根据 2013~2013 年度总用电数据, 政府建筑物用电占据 56% (约 14 亿度电)。政府办公建筑的节能在建筑节能工作的探索、实践及推广中占据重要地位。

同时, 在针对办公建筑节能实践中, 发现其能耗系统存在的问题: 例如, 设计阶段多种因素导致的系统容量设计偏大^[6], 设备选型出现偏差, 使得运行阶段冷机、水泵等设备偏离设计工作区, 效率低下; 再如, 运行阶段管理缺失, 部分管理人员只关注是否正常运行, 未能提出具体的节能目标, 出现能耗较高、室内舒适度不满足等的粗放运行结果^[7]。在实际建筑中, 针对具体建筑的具体问题提出解决方案、进行改造并总结结论, 将为办公建筑节能工作提供宝贵的工程经验。作者针对香港某政府办公建筑 (以下简称建筑 A), 进行了为期超过一年的节能诊断、暖通系统分析及改造工作, 本文将详细介绍该案例。

1 研究问题与方法

建筑 A 位于香港北角, 于 2010 年 12 月建成启用。建筑 A 楼高 32 层, 整体建筑面积约 4.1 万 m^2 , 主要用作行政办公建筑, 亦设有多项其他设施, 例如室内练靶场、羁留中心、多用途演讲厅、展览廊和传媒接待室。其暖通系统简介如下, 冷热源由 4 台额定总制冷量 2108 kW 的水冷机组 (WCC) 和 2 台额定总制冷量 1033 kW 的空冷机组 (ACC) 组成; 冷冻水系统为二级泵系统, 其中一级水泵为定频水泵, 二级水泵为变频水泵; 冷却水系统使用定频水泵; 空气处理系统包括空调箱 (AHU) 等。

按照建筑能耗审计通用指标, 根据 2014 年运行数据对建筑 A 的运行表现及节能潜力进行深入分析, 总结得到以下三个研究要点。

冷机电耗运行等记录各处存在不同程度的数据偶然错漏点, 在全年电耗逐月曲线中出现明显失真点; 同时在冷冻水、冷却水的供回水温度测量记录

收稿日期: 2018-07-19

作者简介: 都佳 (1993—), 主要研究方向为高层建筑节能, 用能人行为, 建筑节能管理。

中也存在波动的、持续的测量误差。如何克服这些误差,进行正确有效的负荷计算是后期节能分析的基础。

冷机运行存在不合理的运行策略与不必要的开启。通过分析逐时系统运行效率参数 (COP) 曲线,发现 COP 数值存在规律性下降,在夜间与周末等尤为明显;某些时段,空冷机组不合理开启,造成整体系统效率低下。如何改善控制程序,配合不同时段的负荷,将系统调整至整体效率最佳的状态,是节能工作的重点。

建筑 A 负荷存在规律的峰值点。在初步计算负荷曲线后,又根据更为详尽的数据深入分析负荷特征,发现建筑 A 符合分布具有一定的周期规律。每周工作日、周六、周日负荷为三个阶梯;每日工作时间、非工作时间负荷分为两个阶梯。并且大多数情况,每日早晨冷机开启时负荷达到尖峰,这一暖通系统电耗尖峰也正是建筑 A 整体电耗的尖峰所在。如何通过改进启动策略,实现电耗平缓过渡,降低电耗峰值,也是改善建筑 A 能耗表现的一个方面。

通过文献综述及专家讨论,针对以上三个问题,提出对应解决方案,整体技术路线如图 1 所示。

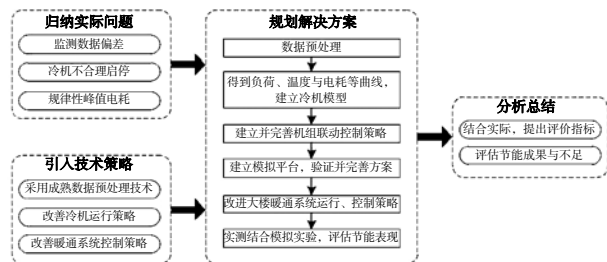


图 1 建筑 A 系统优化技术路线图

整体而言,根据已有监测数据基础,建立并校验,得到建筑 A 暖通系统计算机模拟平台;在模拟平台进行多次试验,调整得到建筑 A 节能改造方案;在建筑 A 试运行改造方案,提出合理的评价指标,综合评估节能效益。

首先,针对现场监测数据存在误差等问题,采用较为成熟的小波函数^[8]、窗函数分析方法等处理现场数据,诊断数据错漏点。同时,采用数据融合^[9]方法,综合直接计算负荷与间接计算负荷两个结果,得到更为可靠的负荷曲线^{[10][11]},为冷机时序联动控制策略提供基础。其中,直接计算负荷是指利用测量数据中供回水温差与流量计算得到的负荷值,间接计算负荷则是指利用监测得到的蒸发冷凝温度、压力和冷机电功率等参数计算得到的负荷值。

其次,针对冷机不合理运行和不必要启停,采

用目前较为完善的冷水机组联动控制方法 (Chiller Sequencing Control) 提高控制策略的鲁棒性。搭建并校正冷水机组、空冷机组及输配系统等模型,建立建筑 A 暖通系统模拟平台,利用经过验证的模拟平台多次试验,得到最适宜的冷机控制策略。对建筑 A 实际暖通系统控制策略进行改进,进一步验证控制策略的节能成果。

最后,针对每日规律出现的电耗亦负荷尖峰,采用末端设备逐次开启的方式,调整清晨负荷在时间序列的分布,实现负荷波动平缓化。

2 解决方案设计与实施

2.1 数据融合获得精确冷负荷

如上文所述,首先利用数据融合方法,提高建筑 A 暖通系统冷负荷测量值准确度。主要步骤包括,剔除测量值的离群值 (Outlier);校正直接计算结果,减少测量噪声;减小系统误差;评估与输出。

(1) 根据以下公式得到直接负荷 ($Q_{dm,k}$) 和间接负荷 (Q_{im}),

$$Q_{dm,k} = c_{pw} \rho_{w,k} M_{w,k} (T_{w,rm,k} - T_{w,sup,k}) \quad (1)$$

其中, c_{pw} 为冷冻水比热 ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$); $\rho_{w,k}$ 为冷冻水密度 (kg/L); $M_{w,k}$ 为冷冻水流量 (L/s); $T_{w,rm,k}$ 、 $T_{w,sup,k}$ 为冷冻水回、供水温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

参考文献中冷机模型^[10],如公式:

$$Q_{im} = f(P_{com}, T_{cd}, T_{ev}) \\ = \frac{P_{com} - \beta}{\alpha \times c_{pg} \times (T_{ev} - T_{cd})} (c_{pl} \times T_{cd} - h_{fg} - c_{pg} \times T_{ev}) \quad (2)$$

其中, α 、 β 为电机不定值、定值损失,通过实验获取四台水冷机组和两台风冷机组每台冷机各自对应的取值表 (kW); h_{fg} 为制冷剂 (此项目中为 R134a) 的对应压力下潜热,取值为 197.9kJ/kg ; c_{pl} 、 c_{pg} 为制冷剂液、气态定压比热,取值为 $1.265\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ 、 $0.8925\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$; P_{com} 为冷机输入功率 (kW); T_{ev} 、 T_{cd} 为蒸发、冷凝温度,根据测量的蒸发、冷凝压力 P_{ev} 、 P_{cd} 计算得到,应用公式:

$$T = -237.15 + \frac{b}{\log(P) - a} \quad (3)$$

计算得到, a 、 b 取值为 17.4 、 -3297.2 。

验证模型可用后,计算时序直接、间接计算负荷增量差值^[11] $d_k = |\Delta Q_{im,k} - \Delta Q_{dm,k}|$,并根据设置的限定值判断是否离群,得到数据融合后的负荷 Q_{fk} ($Q_{fk} = Q_{f,k-1} + \Delta Q_{im,k}$)。

(2) 得到数据融合结果后,通过在已剔除离群值的时序值序列上定义移动窗口,减小测量噪声 (两个序列分别为 $Q_{dm,1}^k, \dots, Q_{dm,N_q-1}^k, Q_{dm,k}$; $Q_{im,1}^k, \dots,$

$Q_{im,N_w-1}^K, Q_{im,k}^K$)。此时,

$$Q_{f,k} = (S_{dm,k} + A^t \times \vec{Q}_k) \quad (4)$$

其中, $A^t = [N_w - 1, \dots, 1]$, $\vec{Q}_k = [\Delta Q_{im,k}, \Delta Q_{im,N_w-1}^K, \dots, \Delta Q_{im,2}^K]$, $S_{dm,k} = \sum_{i=1}^{N-1} Q_{dm,i}^K + Q_{dm,k}^K$, 若 $S_{dm,k} \gg A^t \times \vec{Q}_k$, 在误差 10% 的情况下, $Q_{f,k}$ 相对误差为:

$$\frac{Q_k^r - Q_{f,k}}{Q_k^r} = \frac{A^t \times \vec{Q}_k \times 0.1}{S_{dm,k} + A^t \times \vec{Q}_k \times 1.1}$$

(3) 利用间接计算负荷与数据融合负荷之差表征系统误差 $E_{f,k}$ ($E_{f,k} = Q_{im,k} - Q_{f,k}$)。根据设定的误差范围, 修整负荷值 $Q_{f,k} = Q_{im,k} + \tilde{E}_f$ ($\tilde{E}_f$ 根据误差容许范围上下限和相关公式得到^[11])。

(4) 根据输出监测数据诊断与数据融合置信度。通过 MATLAB 程序实现上述过程, 得到更为准确的冷负荷曲线, 如图 2 所示。

大楼冷负荷曲线

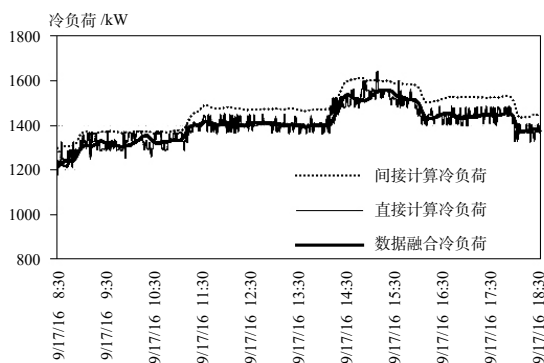


图 2 建筑 A 负荷曲线举例

2.2 冷机序列控制

依据制冷机实际控制建立冷机计算模型 (如公式 (2)); 根据实际 COP 得到不同负荷率下电耗修正系数, 实现冷机能耗实测与模拟偏差为 1%。冷机模型能够较好反映实际情况, 在此基础上, 结合上述冷负荷曲线, 建立控制系统, 完善 MATLAB 模拟平台。在实地测试与模拟平台中采用同样控制逻辑, 冷机启停台数模拟与实际保持一致。综上, 能够通过模拟方式预估与评测控制方案实际节能效果。

在前期调研中, 发现非工作时间开启风冷机组、未合理规划冷机台数等粗放运行现象, 导致系统表现未达到最优。通过计算机模拟平台, 设计冷机序列控制方案, 最终得到表 1 所示, 优化的冷机序列控制方案, 有效解决上述问题。

表 1 冷机序列控制方案

冷负荷/kW	冷机开启台数
< 30	0
30~700	1 ACC
700~1600	1 WCC
1600~3200	2 WCC
3200~4800	3 WCC

注: 经多次试验, 两侧弹性区间各取为 4% 较为合理

同时, 针对清晨负荷尖峰的情况, 根据以往工程时间经验, 设计将 AHU 设备每日工作时段启动时, 分批次开启, 改变以往同时开启的方式, 以期削减电耗峰值。

2.3 实施优化方案与效果分析

进行如下表所示, 在建筑 A 分步实现优化控制方案。第一阶段, 改进 AHU 运行策略, 在以往固定的开启时间之前, 逐步开启 AHU。第二阶段, 改进建筑 A 暖通空调控制系统, 并且输入优化的控制逻辑, 测试优化的冷机序列控制方案对系统表现的影响。第三阶段, 以“周”为时间单位交替运行原始、优化控制方案, 在气象参数差别不大的情况下, 对比能效、系统满足率等多方面表现。

选取评价指标时, 需同时考虑能源账单与系统表现。建筑 A 电力供应商为港灯电力投资有限公司与香港其他电力公司相同, 电力费用包括负荷费和耗电费两个重要组成部分^[12]。其中负荷费指每月对最高电力负荷 (Demand Charge, 单位: kVA) 进行阶梯收费, 费用占据暖通能源账单的约 20%; 耗电费则是指针对每月累积电能消耗总量 (Energy Charge, 单位: kW·h) 进行阶梯收费。以上两部分均为能源账单的重要组成部分, 因此累积耗电量、峰值电负荷是评价节能效果的两个指标。同时, 为了保证用户舒适度, 需要保证系统供应的稳定性, 因此供水温度的平稳性也是评价运行策略优化效果的指标。

根据模拟结果与实验检测结果, 评价以上三个方面的建筑 A 暖通系统改进效果。

(1) 系统稳定性

如图 3 所示, 在优化控制方案实验期间, 供水温度更为稳定。系统设计供水温度为 7°C, 实验中避免了原始控制方案下出现的长时间偏离设定供水温度的情况, 并且也减少了供水温度的扰动。

(2) 系统能效 (负荷费)

通过合理优化方案, 非工作时间时按需配置冷机开启台数, 避免容量过大的情况出现, 并且合理使用风冷机组; 工作时间能够有效根据负荷变化切换, 避免开启不必要的水冷机组; 同时改进冷机频繁启停的现象。以 2016 年 6 月 29 日至 2016 年 7 月

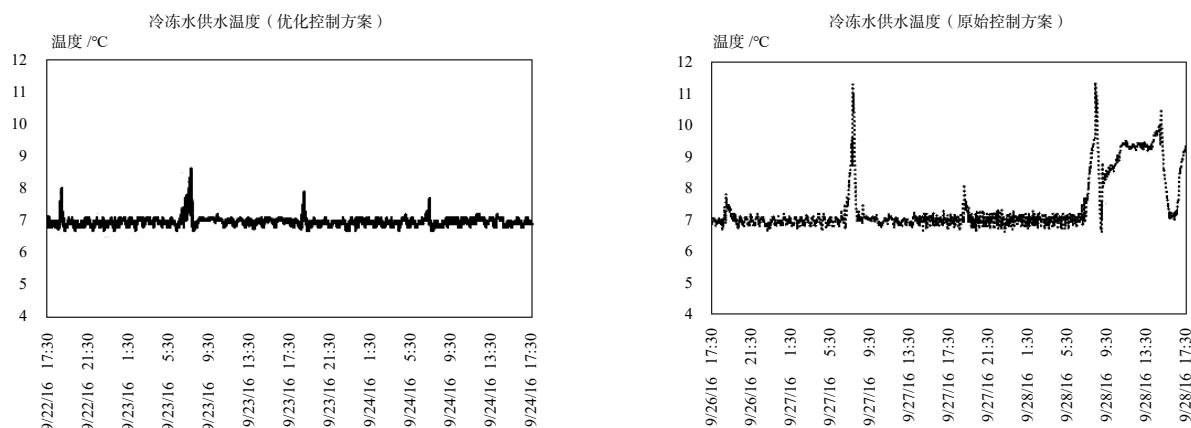


图3 优化、原始控制方案供水温度对比

28 日为例, 在一个月时间内, 仅采用优化控制方案, 未进行其他设备或设置改动, 系统整体能效系数由 3.06 提升至 3.35, 能耗由 45.7 万度降低至 41.7 万度, 实现 8.7% 的节能量, 系统电耗曲线对比如图 4 所示。

(3) 系统峰电 (耗电费)

优化的冷机序列控制方案与温和的 AHU 开启策略对于峰值电耗均有削减作用。这里峰值电耗是指在一段时间内最高的电功率^[12] (连续半小时平均值)。对比 AHU 开启策略改进前后, 以 2016 年 9 月 12 日与 2016 年 9 月 14 日电耗数据为例, 通过重新分配清晨开机负荷, 峰值电耗由 1203kVA 降低至 849kVA, 降低了 29%。对比暖通系统电耗曲线与建筑 A 整体电耗曲线, 暖通系统的电耗峰值直接决定整体峰值, 因此减少暖通系统电耗峰值有益于降低整体能源账单中耗电费。使用优化冷机序列控制方案后, 以 2016 年 9 月 26 日至 2016 年 10 月 25 日电耗数据和能源账单为例, 通过减少工作时段不必要的一台冷机的开启, 该月峰值电耗由 9 月 28 日的

1715kVA 降低为 9 月 28 日的 1597kVA, 降低了 7%, 如图 5 所示。计算 2016 年 7 月至 10 月每日峰值电耗, 平均降低量为 5.8%。

3 案例总结

本文针对建筑 A 的暖通系统, 实施节能诊断与改进。归纳暖通系统存在的三个改进点: 冷机电耗运行等记录各处存在不同程度的数据偶然错漏点; 冷机运行存在不合理的运行策略与不必要的开启; 每日规律出现电耗亦负荷尖峰。提出针对性改进方案: 基于数据预处理和数据融合得到更为准确的负荷曲线, 设计并实现优化的冷机序列控制, 实施温和的 AHU 开启策略。建立模拟平台协助并评估改进方案后, 改进建筑 A 控制系统, 进一步分析系统能效表现。在能耗方面, 2016 年 7 月份 (这里指 6 月 29 日至 7 月 28 日) 实现 8.7% 的节能量, 2016 年 7 月至 10 月实现日峰值电耗平均降低 5.8%。按照建筑 A 电力供应单位 (港灯电力投资有限公司) 的分项阶梯电费计算方法, 实施上述改进后, 2016 年 7

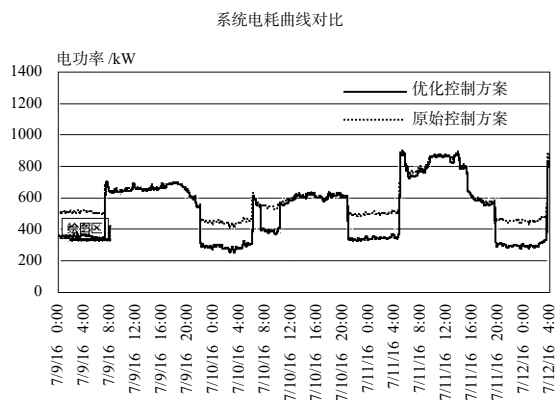


图4 优化、原始控制方案系统电耗对比

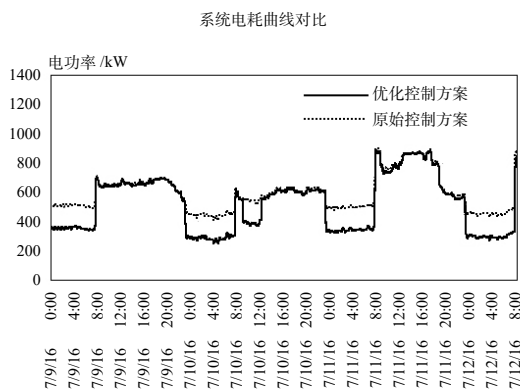


图5 优化、原始控制方案峰电对比

月的电费如表 2 所示，实现了较好的经济效益。

表 2 2016 年 7 月能源账单

项目	原始方案	优化方案	费用降低比例
负荷 [kW·h]	456,744	417,090	8.7%
负荷费 [HKD]	552,212	504,270	
峰值电耗 [kVA]	1314	1140	13.1%
耗电费 [HKD]	62,540	54,322	
总费用 [HKD]	614,753	558,592	9.1%

同时，关于改造方案中冷机模型与运行策略的适用性等方面还有待探究。案例研究过程中，与香港机电工程署等相关单位建立了良好的合作关系，为后续探究改造方法的适用性提供可能。

致谢

本工作受到香港机电工程署（EMSD）多方面支持，包括提供建筑 A 的建筑基本信息、建筑运行数据，协助完成建筑 A 自控系统改造、进行多次实验，组织专题汇报研讨会，特此致谢！

参考文献

[1] 清华大学建筑节能研究中心 . 中国建筑节能年度发展研究报告 , 2016.

[2] International Energy Agency, Tsinghua University Building Energy Research Center. Building Energy Use in China, 2015.

[3] 陈向国 . 徐伟 : 建筑节能的发展目标是近零能耗 [J]. 节能与环保 , 2015, (10): 16–23.

[4] 公共机构节能条例 . 2008. <http://www.gov.cn/jfjg/2008>

-08/11/content_1069579.htm.

[5] 香港特别行政区政府 . 环境局 . 香港都市节能蓝图 : 2015–2025+.

[6] 张野 , 燕达 , 刘烨 , 张晓亮 . 公共建筑空调负荷计算参数的探讨 [J]. 供热制冷 , 2016, (06): 54–57.

[7] 田雪冬 . 公共建筑全过程能耗总量控制管理方法研究 [D]. 清华大学 : 清华大学 , 2016.

[8] N. C. F. Tse, J. Y. C. Chan, W. H. Lau, J. T. Y. Poon and L. L. Lai, “Real-Time Power-Quality Monitoring With Hybrid Sinusoidal and Lifting Wavelet Compression Algorithm,” in IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 27, no. 4, pp. 1718–1726, Oct. 2012. doi:10.1109/TPWRD.2012.2201510.

[9] Gongsheng Huang , Shengwei Wang & Yongjun Sun (2008) Enhancing the Reliability of Chiller Control Using Fused Measurement of Building Cooling Load, HVAC&R Research, 14:6, 941–958.

[10] Huang G, Wang S, Sun Y. Enhancing the reliability of chiller control using fused measurement of building cooling load[J]. HVAC&R Research, 2008, 14(6):941–958.

[11] Yongjun Sun. Online Optimal Control of Multiple-Chiller Systems in Large Buildings [D]. The Hong Kong Polytechnic University, 2009.

[12] 港灯电力投资有限公司 : 账单、缴费及供电价目表 . <https://www.hkelectric.com/en/customer-services/billing-payment-electricity-tariffs/maximum-demand-tariff>.

空气源热泵新型脏堵故障诊断方法研究

崔一鸣, 王 伟, 孙育英, 赵继晗

(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] 室外换热器脏堵是空气源热泵在夏季运行的一种最为常见的故障。为有效诊断空气源热泵脏堵故障, 保障机组在夏季高效稳定运行, 本文通过分析不同脏堵程度下机组运行特性和供冷性能的劣化规律, 确定了合理除垢点, 并提出反映脏堵程度的特征参数“TTT”, 基于合理除垢点与 TTT 的对应关系, 开发了新型 TTT 脏堵故障诊断方法, 并通过现场测试验证了其准确性和有效性。研究结果显示, 新型 TTT 方法能有效诊断脏堵故障, 指导脏堵故障的合理排除, 排除后机组的平均消耗功率降低了 6%, COP 提升了 10%; 相比于未使用脏堵故障诊断方法的机组, 供冷季的平均消耗功率降低了 8%, COP 提升了 11%。TTT 法保障了空气源热泵机组安全、高效运行, 是一种准确可靠的脏堵故障诊断方法。

[关键词] 空气源热泵; 室外换热器; 脏堵; TTT 故障诊断

0 引言

空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 是近年来全世界倍受关注的节能技术, 欧盟于 2009 年将其列入可再生能源技术^[1]; 美国能源部将 ASHP 在寒冷 / 严寒地区应用列为 21 世纪最具节能潜力的 15 项空调技术措施之一^[2]; 我国住房和城乡建设部于 2015 年正式将其纳入可再生能源利用技术范畴^[3], ASHP 技术已成为我国重要的绿色建筑技术之一, 并广泛用于我国寒冷和夏热冬冷 (暖) 地区^[4-5], 可见 ASHP 具有广阔的应用空间和价值。然而在 ASHP 的实际应用中, 由于环境空气含有灰尘、烟尘等粉尘颗粒物, 室外换热器表面极易结垢产生脏堵, 影响 ASHP 的正常运行。

室外换热器脏堵是 ASHP 夏季运行的一种最为常见且影响较大的故障^[6]。相关研究显示, 脏堵会导致机组的风量、压缩机吸排气温度及压力等运行特性参数分别出现 11%~147% 不同程度的劣化, 压缩机功率升高 13%~21%, 制冷能力下降 5%~18%, COP 衰减 18%~28%, 严重时还会导致压缩机停机保护等硬事故^[7,8]。为有效缓解脏堵故障的影响, 提升 ASHP 夏季实际运行性能, 准确可靠的脏堵故障诊断方法是必要保障。而目前 ASHP 机组的脏堵故障诊断并未引起业界的足够认识, 实际工程中机组不具备自动的脏堵故障诊断功能, 导致脏堵现象广泛

存在。此外, ASHP 室外换热器脏堵形成影响因素众多^[9], 形成周期长短不一^[10-12], 因此很难实现对脏堵的准确感知与监测, 从而导致脏堵故障频发。

为了实现准确除垢, 保障 ASHP 机组在夏季高效稳定运行, 本文以北京地区的两个 ASHP 系统为测试对象, 通过分析不同脏堵程度对机组运行特性和供冷性能影响, 确定合理除垢点; 通过对脏堵故障的特征参数分析, 提出了能反映脏堵程度的特征参数“TTT”; 基于合理除垢点与 TTT 对应关系, 开发了新型 TTT 脏堵故障诊断方法, 并通过现场测试验证了其准确性和有效性。研究成果可降低脏堵故障的劣化影响, 对开发实用的脏堵故障诊断方法具有重要意义。

1 现场测试

1.1 工程概况

工程 1 的空调面积为 215m², 冷热源为 2 台并联的同型号 ASHP 机组, 空调末端为风机盘管系统, 如图 1(a) 所示。机组压缩机类型为定速涡旋式, 制冷剂为 R22。单台机组额定制热量 / 制冷量为 19.6kW/15.6kW, 额定制热 / 制冷功率为 6.88kW/5.18kW。

工程 2 的空调面积为 185m², 冷热源为 1 台 ASHP 机组, 空调末端为地板辐射 / 风机盘管系统, 如图 1(b) 所示。机组中包含两台定速涡旋式压缩机, 含有两套制冷剂循环回路, 共用一个空气侧风机和水侧换热器, 制冷剂为 R22。单压缩机时机组额定制热量 / 制冷量为 14kW/12.5kW, 额定制热 / 制冷功率为 4.45kW/4.25kW。

1.2 测试系统

测试系统对 ASHP 系统的空气侧、制冷剂侧与冷水侧的运行参数、能耗以及室外换热器脏堵情况进行实时监测。主要测量仪器参数如表 1 所示。主

收稿日期: 2018-06-29

基金项目: 国家重点研发计划项目“可再生能源绿色建筑领域应用效果研究”资助 (2016YFC0700104); 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801); 空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放课题资助 (SKLACKF201604)。

作者简介: 崔一鸣 (1994—), 主要研究方向热泵技术应用。

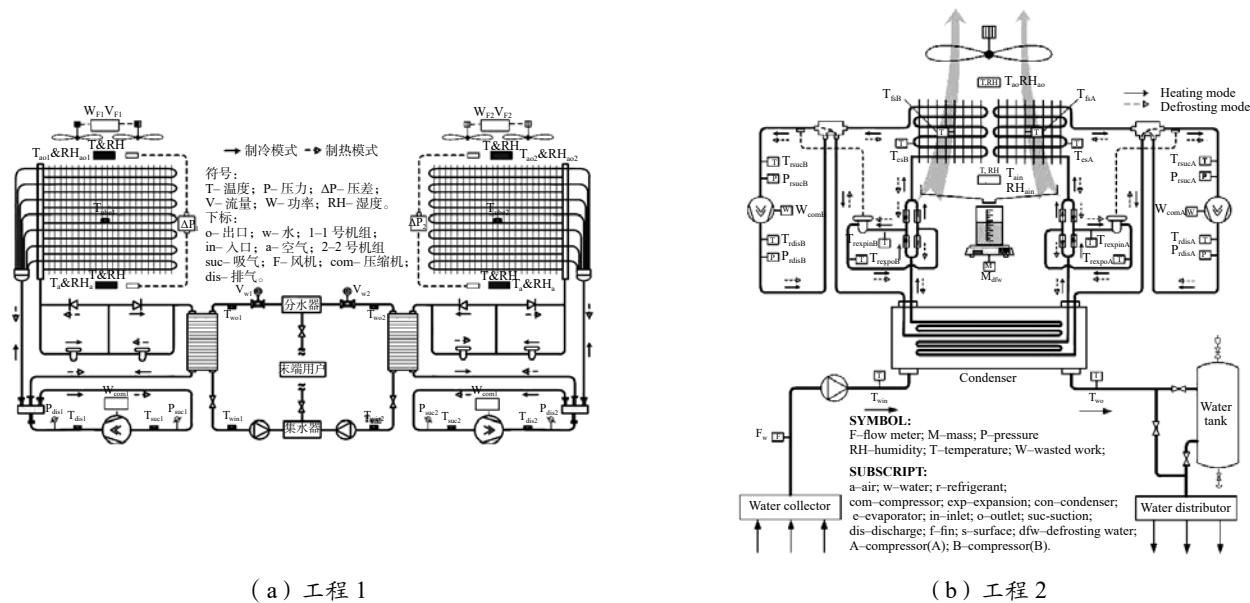


图 1 系统原理图

要测量参数如下：

- (1) 空气侧：利用温湿度传感器测量室外环境的温湿度、经室外换热器后的空气温湿度，利用风量罩测量风机风量。
- (2) 制冷剂侧：利用铂电阻 PT1000 测量压缩机的吸排气温度、室外换热器盘管温度，利用压力传感器测量压缩机的吸排气压力。
- (3) 冷水侧：利用铂电阻 PT1000 测量机组的供、回水温度，利用电磁流量计测量水流量。
- (4) 机组能耗：利用智能电表测量压缩机的功率、风机的功率。
- (5) 室外换热器表面脏堵：采用高清摄像头录制并采集脏堵图像，用精密电子天平称量室外换热器清理下来的污垢质量。

表 1 测量仪器参数表

设备名称	型号	量程	精度 / 等级
温湿度传感器	QFM9160	-40~70℃/0~100%	±0.15℃/±3.5%
铂电阻	PT1000	-50~200℃	±0.15℃
压力传感器	Huba691	0~3.0MPa	±0.1%
风道压差传感器	QBM66	0~100Pa	±3Pa
功率传感器	YD2010	—	±1.0%
智能涡轮流量计	KEFN-40	0.5~10m³/h	±0.5%
风罩式风量仪	DBM 610	40~3500m³/h	±3%
摄像头	Pro C920	—	1500 万像素
精密电子天平	PL430	0~410g	±0.001g
电子秤	TC6K	0~6000g	±0.1g

2 TTT 脏堵故障诊断方法开发

2.1 脏堵故障合理除垢点的确定

在脏堵逐渐形成过程中，机组运行和供冷性能

逐渐劣化。当脏堵初步形成时，机组运行和供冷性能未受脏堵形成而发生明显变化，脏堵可不被清除；而当脏堵形成到一定程度时，机组运行性能劣化明显，供冷性能衰减严重，脏堵应及时被清除。因此，脏堵形成过程中存在合理的除垢点，可防止提前清除脏堵，延缓脏堵再次形成，节约运维成本。

2.1.1 除垢点的初步判断

本研究通过分析不同脏堵程度对机组运行特性和供冷性能的劣化规律来寻求合理的除垢点。课题组在前期研究中揭示了不同脏堵程度下的机组性能劣化规律^[8,13]，本文基于前期研究成果，采用“相对劣化率(φ)”指标定量分析不同脏堵程度对运行特性参数的劣化影响，定义如式(1)所示。

$$\varphi = \frac{|\bar{A}_{xi} - \bar{A}_{x(i-1)}|}{\bar{A}_{x(i-1)}} \quad (x_i = 20\%, 40\% \dots) \quad (1)$$

相对劣化率越大，表明脏堵程度增加时运行参数劣化程度明显加快，脏堵对机组运行特性影响加剧。

表 2 给出机组主要运行特性参数在不同脏堵程度下的相对劣化率。由表可知，当脏堵程度由 0% 增加至 20% 和 20% 增加至 40% 时，除空气侧压差外，运行参数相对劣化率不超过 8%；而脏堵程度由 40% 增加至 60% 时，多数运行参数相对劣化率最高，表明脏堵程度增加对运行特性劣化程度加剧最为明显。可见，脏堵程度由 40% 增加至 60% 时，机组运行特性劣化程度显著提升。因此，初步判断得出除垢点应为脏堵程度超过 40% 时。

表 2 ASHP 不同脏堵程度的运行参数相对劣化率

脏堵程度变化	0%~20%	20%~40%	40%~60%	60%~80%	80%~100%
空气侧压差	24.8%	24.7%	29.8%	6.6%	3.0%
风机风量	7.3%	7.9%	21.9%	16.3%	14.3%
盘管温度	6.8%	2.7%	8.7%	7.0%	4.7%
排气温度	3.1%	3.0%	6.2%	4.3%	3.1%
排气压力	2.9%	3.3%	10.1%	8.3%	5.7%
压缩比	1.1%	1.0%	8.3%	6.9%	4.1%
吸气过热度	1.9%	2.6%	1.5%	1.2%	1.7%
吸气压力	5.2%	3.1%	5.1%	7.6%	8.7%

2.1.2 除垢点的合理性分析

由于现场测试只有 26℃~33℃ 的测试数据,不能完全代表 ASHP 供冷运行工况。为进一步证明除垢点的合理性,本研究基于测试结果,对不同脏堵程度和室外温度下的 ASHP 机组运行性能进行拟合,结果如图 2 所示。

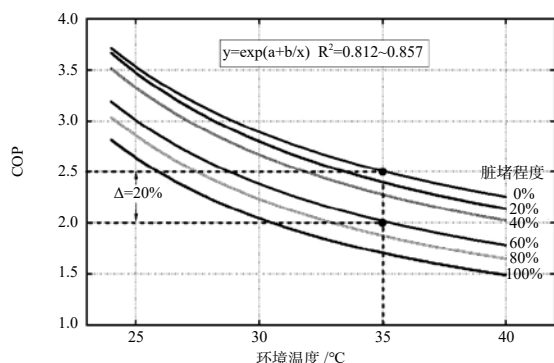


图 2 不同脏堵程度和环境温度下机组供冷性能系数变化

由图 2 可见,在夏季名义工况 35℃ 时,非脏堵机组 COP 为 2.51,高于国家标准《冷水机组能效限定值及能效等级》GB 19577-2015 中对风冷热泵市场准入限值 2.50^[14],当脏堵程度增加至 40% 时,COP 降低 10%;脏堵程度增加至 60% 时,COP 下降高达 20%,显著低于市场准入标准。因此,为保证机组供冷性能劣化不受脏堵形成的明显影响,提出脏堵程度超过 40% 时为合理除垢点。

2.2 脏堵故障特征参数 TTT 分析

合理除垢点是脏堵程度超过 40% 时,但在 ASHP 实际运行中,很难实现脏堵程度的判断。换热器风量和风压差等参数可以直接表征脏堵程度,但风机风量在机组实际运行中难以实时测量,空气侧压差测量受传感器精度影响较大且成本较高,因此均不适合在 ASHP 实际运行中推广应用。制冷剂侧和水侧参数多数受环境温度 and 脏堵程度共同影响,也不宜用于反映 ASHP 在实际运行中脏堵的形成程度。因此,应探寻能有效反映脏堵形成程度的特征参数,用于脏堵程度的判断,才能有效判断脏堵故障存在。

为反映脏堵形成程度,本研究分析了脏堵直接影响的室外换热器的热交换过程。室外换热器的换热量按下式计算:

$$Q_{con} = \frac{UA(T_{ao}-T_a)}{\ln[(T_c-T_a)/(T_c-T_{ao})]} = m_a c_p (T_{ao}-T_a) \quad (2)$$

式中: Q_{con} 为室外换热器的换热量 (W); UA 为室外换热器的总传热系数 (W/K); T_{ao} 为室外换热器的出风温度 (°C); T_a 为环境温度 (°C); T_c 为室外换热器的盘管温度,即冷凝温度 (°C); m_a 为经过室外换热器的空气质量流量 (kg/s); c_a 为空气的比热容 (J/kg·°C)。

总传热系数按下式计算:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_o h A)_c} + R_w + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (3)$$

式中: UA 为室外换热器的总传热系数 (W/K); η_o 为带肋片的表面的总表面效率; h 为内外表面传热系数 (W/m²·K); A 为换热面积 (m²); R_w 为室外换热器的结构热阻 (°C/W); R_f 为脏堵的附加热阻 (°C/W); c 为下标,代表冷流体侧; h 为下标,代表热流体侧。

总传热系数由于脏堵增加了换热热阻而降低,以上公式表明总传热系数可用于反映脏堵形成程度。同时,研究表明总传热系数可作为检测与诊断脏堵故障的良好指标^[15]。但在 ASHP 实际运行中,其室外换热器的总表面效率、内外表面传热系数等无法得知或直接测量,导致总传热系数难以确定,使其在脏堵故障检测中未得到有效利用。

总传热系数虽然无法直接测量,但可根据室外换热器的换热量公式 (2) 按下式间接计算:

$$UA = m_a c_p \ln[(T_c-T_a)/(T_c-T_{ao})] \quad (4)$$

由公式 (4) 可知,总传热系数是室外换热器空气质量流量和耦合温度 (环境温度 - 冷凝温度 - 出风温度) 的相关函数。由于室外热交换器表面的脏堵形成速度非常缓慢^[10,11],脏堵形成属于长期季节性渐进式传质过程,当脏堵形成到一定程度时,空气质量流量基本保持不变,总传热系数仅与耦合温度有关。因此,当脏堵形成一定程度时,可利用耦合温度与换热系数的直接相关性,表征脏堵程度。

为阐明耦合温度物理意义,对空气侧的热交换过程进行分析。在 ASHP 供冷运行中,环境空气相对于制冷剂为冷流体,即制冷剂经过换热后加热环境空气,环境空气温度在最理想的状态下可被加热到冷凝温度,到达最大程度的换热;在 ASHP 实际运行中,环境空气实际状态下被加热到出风温度,实现有限程度的换热。基于以上分析,提出空气侧

有效换热效率参数 TTT, 即空气侧有效换热热量与理想最大换热量的比值, 计算公式如下:

$$TTT = \frac{Q_{con, eff}}{Q_{con, max}} = \frac{m_a c_p (T_{ao} - T_a)}{m_a c_p (T_c - T_a)} = \frac{T_{ao} - T_a}{T_c - T_a} \quad (5)$$

当 TTT 逐渐趋近于 1 时, 表示室外换热器换热效果越好; 当 TTT 逐渐降低时, 表示室外换热器表面形成脏堵, 室外换热器换热效果越来越差。将 TTT 带入公式 (4), 总传热系数按下式表示:

$$UA = m_a c_p \ln \left[\frac{1}{1 - TTT} \right] \quad (6)$$

当没有形成脏堵时, TTT 值较高, 对应的总传热系数较高, 而当脏堵逐渐形成时, TTT 值逐渐降低, 对应的总传热系数降低。因此, 利用 TTT 可表征脏堵程度, 作为脏堵故障诊断的特征参数。

2.3 TTT 脏堵故障诊断方法的开发

首先通过实际测试验证 TTT 特征值有效性。图 3 所示为 8 个环境温度和不同脏堵程度下的 TTT 变化规律。由图可知, TTT 耦合了环境温度, 其变化只受脏堵程度的影响, 不同脏堵程度对应不同的 TTT 值。由此可见, 利用 TTT 值可有效表征脏堵形成程度, 判断合理的除垢点。

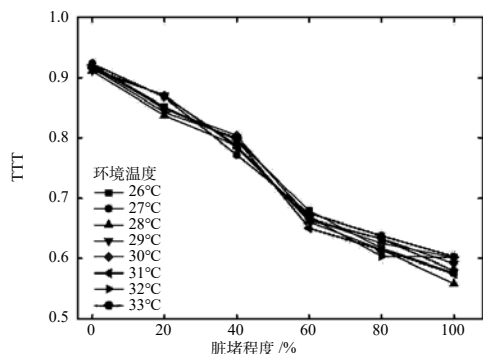


图 3 不同脏堵程度和环境温度下 TTT 变化

为通过 TTT 判断合理的除垢点, 应确定脏堵程度与 TTT 值的对应关系。通过统计在环境温度为 26~33℃ 和回水温度为 10~14℃ 下测试的 TTT 值, 得到不同脏堵程度和环境温度下 TTT 变化规律, 如图 4 所示。由图可知, 在同一脏堵程度下, TTT 在其平均值上下波动, 不随环境温度变化而变化; 而在不同脏堵程度下, TTT 值虽有极少数交集, 但整体具有明显差异性。当脏堵程度由 0% 增至 100% 时, TTT 整体呈逐渐下降趋势, 平均值分别为 0.92, 0.84, 0.78, 0.68, 0.63 和 0.57, 且当脏堵程度由 40% 增至 60% 时, TTT 差异性尤为显著。可见, 为在 ASHP 实际运行中为有效利用 TTT 表征脏堵程度, 降低脏堵程度误判概率, 应利用机组运行一段时间内的平均 TTT 值进行脏堵故障诊断。

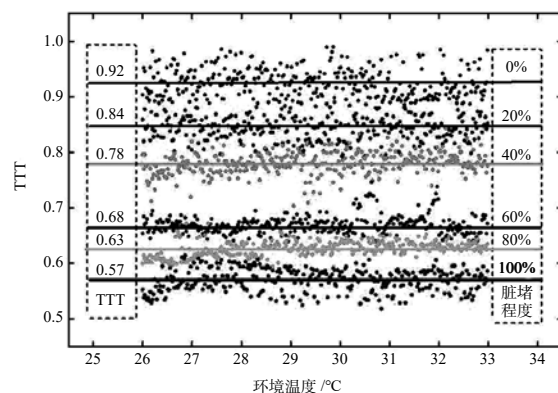


图 4 不同脏堵程度和环境温度下 TTT 变化

由之前分析可知, 当脏堵程度超过 40% 时为合理除垢点, 对应的平均 TTT 值低于 0.78。然而, 对于不同 ASHP 机组, 不同脏堵程度对应 TTT 值与测试结果一致的可能性较低, 利用绝对的平均 TTT 值诊断不同机组的脏堵故障具有一定局限性。为提高利用 TTT 检测脏堵故障的适用性, 应利用相对的平均 TTT 值衰减率判断合理除垢点, 如式 (7) 所示。由图 4 可知, 相对脏堵程度为 20%, 40%, 60%, 80%, 100% 时, 对应的平均 TTT 值衰减率分别为 9%, 15%, 26%, 32% 和 38%。因此, 当脏堵程度超过 40% 时机组存在脏堵故障, 对应的合理除垢点为平均 TTT 值衰减率超过 15% 时。

$$\text{衰减率} = \frac{TTT_{nf} - TTT_f}{TTT_{nf}} \quad (7)$$

式中: TTT_{nf} 为脏堵程度为 0% 时的平均 TTT 值; TTT_f 为脏堵形成后平均 TTT 值。

基于合理除垢点, 开发 TTT 脏堵故障诊断方法, 逻辑如图 5 所示。当机组供冷运行时, 输入环境温度、盘管温度和出风温度, 计算 TTT 值, 统计一定时间内 (如 24h) 非脏堵机组运行时 TTT 平均值 (TTT_{nf}), 定期记录机组运行时 TTT 平均值 (TTT_f), 当机组的 TTT_f 值相比 TTT_{nf} 值衰减 15% 及以上时, 机组产生脏堵故障报警, 否则继续定期记录机组的 TTT_f 值。

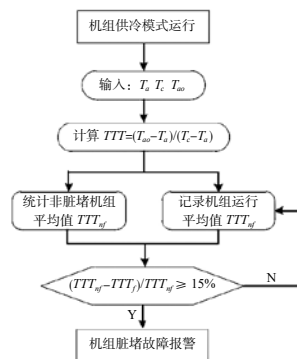


图 5 TTT 脏堵故障诊断方法逻辑图

3 TTT 脏堵故障诊断方法验证

3.1 TTT 诊断方法的准确性验证

为验证所开发的 TTT 脏堵故障诊断方法的适用性,对 ASHP 工程 1 和工程 2 中机组分别进行长期供冷季的测试,监测实际中不同机组的室外换热器脏堵形成情况和日平均 TTT 值变化规律,并验证实际垢点的合理性,测试结果如图 6 所示。

在供冷季期间,测试机组的室外换热器均逐渐形成了脏堵,使日平均空气侧压差逐渐上升,导致日平均 TTT 值逐渐衰减。由图 6(a)可知,在供冷季运行期间,工程 1 中机组的日平均空气侧压差由 10Pa 增加至 29Pa,升高了 190%;而日平均 TTT 值由 0.92 衰减至 0.70,衰减率为 24%;供冷季结束时,脏堵覆盖室外换热器面积比达 65%。由图 6(b)可知,在供冷季运行期间,工程 2 中机组的日平均空气侧压差由 16Pa 增加至 46Pa,升高了 188%;而日平均 TTT 值由 0.80 衰减至 0.55,衰减率为 0.31%;供冷季结束时,脏堵覆盖室外换热器面积比达 60%。可见,测试机组的脏堵没有被合理清除,供冷季结束时机组已明显存在脏堵故障。

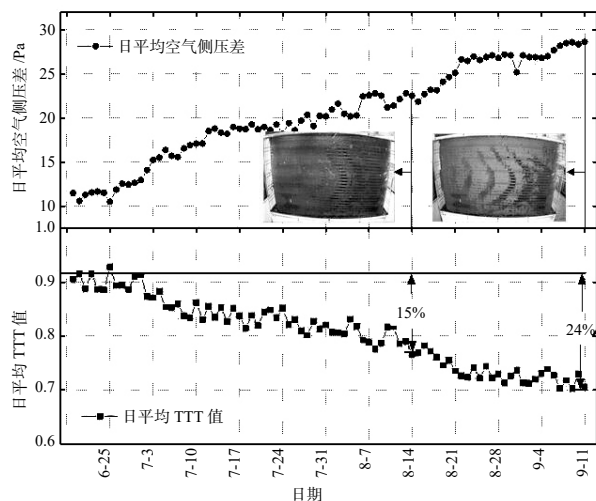
由图 6 可知,随着不同机组的脏堵逐渐形成,日平均 TTT 值均呈线性的衰减趋势,衰减率逐渐增加。可见,TTT 脏堵故障诊断方法利用日平均 TTT 值衰减率可反映实际的脏堵形成程度。此外,在供冷季运行期间,不同机组形成脏堵速率明显不同,两台测试机组分别在 8 月 14 日和 7 月 14 日的日平均 TTT 值衰减率达到 15%,对应的各自室外换热器脏堵覆盖率约为 40%。可见,对于不同机组,TTT 脏堵故障诊断方法具有良好的适用性。

3.2 TTT 诊断方法的有效性验证

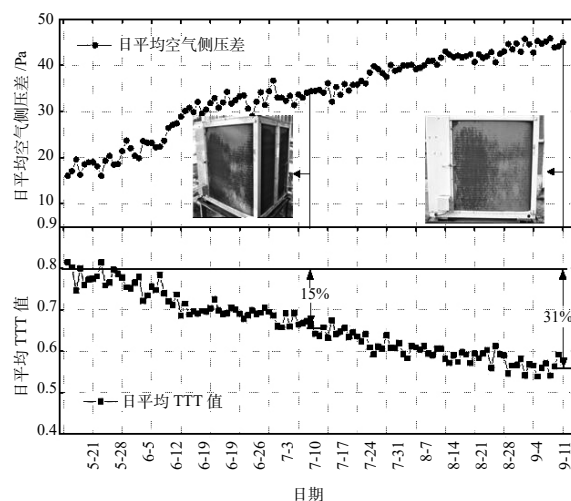
为进一步验证 TTT 脏堵故障诊断方法的有效性,对工程 2 中机组分别使用 TTT 方法和不使用方法,在两个不同供冷季进行长期的测试,测试结果如图 7 所示。

现场测试的两个供冷季的环境温度均呈先升后降的趋势,平均环境温度分别为 29.2℃ 和 28.8℃,供冷季的测试条件相似,可作为对比测试工况。在两个供冷季的机组运行过程中,在使用 TTT 方法时,当日平均 TTT 值由 0.80 衰减至 0.68 时,其衰减率为 15%,已到达合理除垢点,对脏堵进行清除,日平均 TTT 值恢复至 0.80,机组继续运行。没有使用 TTT 方法时,日平均 TTT 值由 0.79 逐渐衰减至 0.54,其衰减率高达 29%,机组运行过程中始终未对室外换热器脏堵进行清洗。

由图 7 可知,利用 TTT 方法时,机组在供冷季中期清洗了脏堵,清洗前后机组运行和供冷性能有明显差异。脏堵清洗前,平均环境温度为 29.3℃,脏堵逐渐形成导致机组日平均空气侧压差升高 120%;由于同时受环境温度升高和脏堵程度增加的影响,机组日平均消耗功率呈上升趋势,平均值高达 5.15kW;日平均 COP 由 3.21 逐渐降至 2.50,衰减达 22%,平均值仅 2.79。而脏堵清洗后,平均环境温度为 29.1℃,与清洗前测试工况相似,脏堵再次形成但并未导致空气侧压差大幅增加;由于同时受环境温度降低和脏堵缓慢形成的影响,机组日平均消耗功率呈平缓趋势,平均值为 4.85kW,相比脏堵未清洗前降低了 6%;日平均 COP 由 2.93 逐渐升至 3.28,平均值高达 3.07,相比脏堵未清洗前提升



(a) 工程 1



(b) 工程 2

图 6 TTT 方法的适用性验证

了 10%。可见, TTT 方法能有效诊断脏堵故障, 指导脏堵合理的清除, 降低机组能耗并有效提升机组运行和供冷性能。

比较不同供冷季的测试结果可知, 在相似的供冷季测试工况下, 利用 TTT 方法的供冷季机组整体运行性能明显优于未利用 TTT 方法的供冷季。在未利用 TTT 方法的供冷季中, 由于脏堵逐渐形成, 导致日平均空气侧压差升高 188%; 由于主要受脏堵程度增加的影响, 机组日平均消耗功率呈逐渐上升趋势, 平均值高达 5.54kW; 日平均 COP 由 3.31 逐渐衰减至 2.30, 衰减高达 31%, 平均值仅 2.64。而在利用 TTT 方法的供冷季中, 由于及时清洗脏堵, 使

日平均风压差升高后恢复至初始状态; 机组日平均消耗功率未发生大幅波动, 平均值仅 5.01kW, 相比未利用方法时降低了 8%; 日平均 COP 呈先降后升趋势, 平均值高达 2.93, 相比未利用方法时提升了 11%。可见, TTT 方法相比未使用诊断方法具有良好的有效性, 降低脏堵故障劣化影响, 能有效缓解脏堵故障频发问题, 保证了 ASHP 的高效运行。

4 结论

本文通过分析不同脏堵程度对 ASHP 机组运行特性和供冷性能的影响规律, 确定了合理除垢点; 提出了能反映脏堵程度的特征参数“TTT”; 基于合理除垢点与 TTT 对应关系, 开发了新型 TTT 脏堵

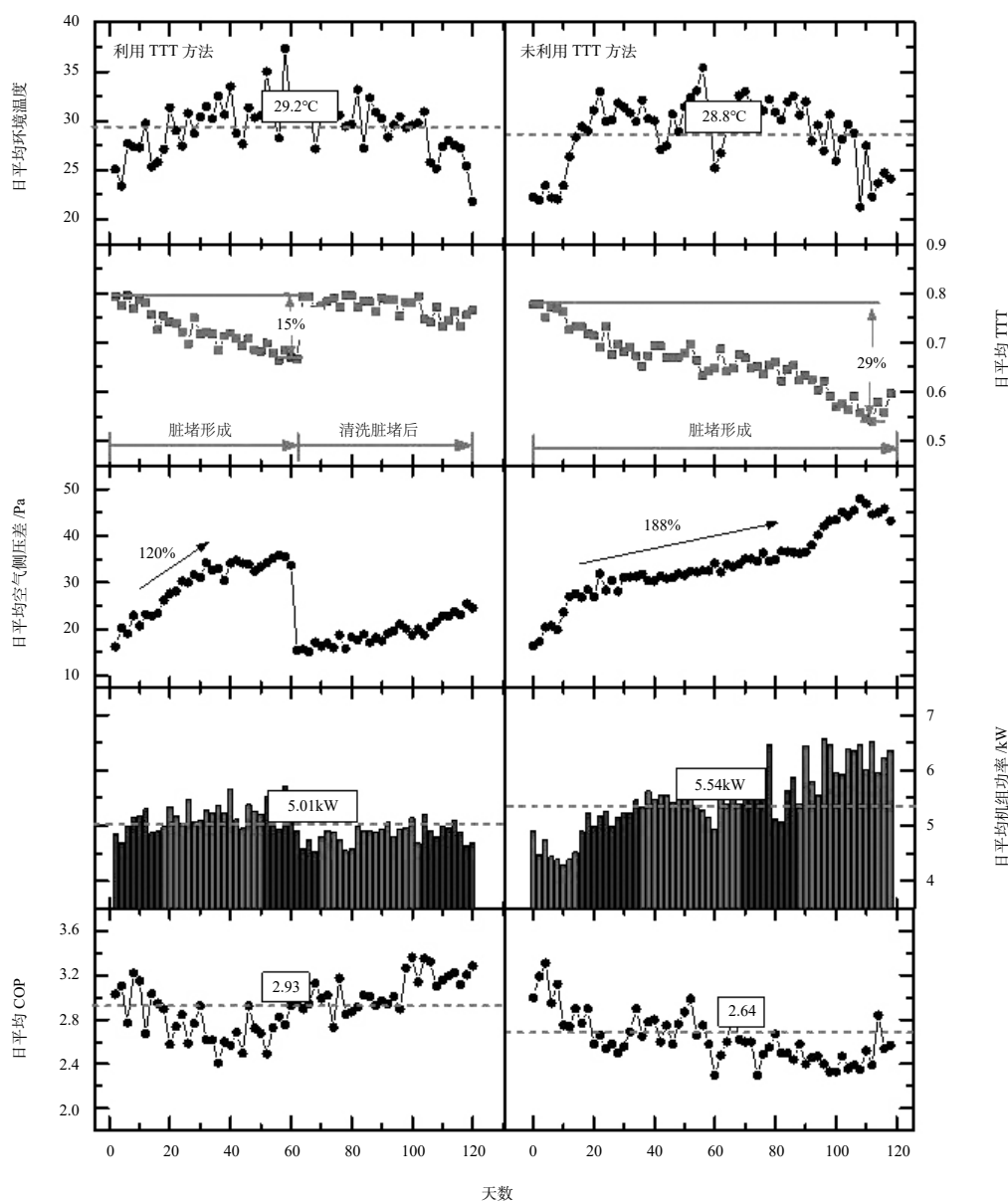


图 7 利用 TTT 方法与未利用方法的比较 (工程 2)

故障诊断方法, 并通过现场测试验证了其准确性和有效性。具体结论如下:

(1) 当脏堵程度超过 40% 时, 机组性能劣化程度明显加剧, 因此可将合理除垢点确定为脏堵超过 40% 时。

(2) 利用 TTT 可表征脏堵程度, 作为脏堵故障诊断的特征参数。合理除垢点为平均 TTT 值衰减率超过 15% 时。

(3) 所开发的 TTT 方法能有效诊断脏堵故障, 指导脏堵故障的合理排除。排除后机组的平均消耗功率降低了 6%, COP 提升了 10%; 相比于未使用脏堵故障诊断方法的机组, 利用 TTT 方法使机组供冷季的平均消耗功率降低了 8%, COP 提升了 11%。

参考文献

- [1] 姚春妮, 刘幼农. 空气热能纳入可再生能源的建筑应用技术研究 [J]. 建设科技, 2016, 2: 12-16.
- [2] 马最良, 姚杨, 姜益强, 等. 热泵技术应用理论基础与实践 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [3] 孙晓琳, 姚春妮, 赵恒谊, 等. 空气热能纳入可再生能源的技术路径研究 [J]. 制冷技术, 2015, 5: 36-40.
- [4] 马一太, 代宝民. 空气源热泵用于房间供暖的分析 [J]. 制冷与空调, 2013, 13(7): 6-11.
- [5] 王如竹, 张川, 翟晓强. 关于住宅用空气源热泵空调、供暖与热水设计要素的思考 [J]. 制冷技术, 2014, 1: 32-41.
- [6] Chen Y Y, Lan L L. A fault detection technique for air-source heat pump water chiller/heaters [J]. Energy & Buildings, 2009, 41(8): 881-887.
- [7] 刘景东, 孙育英, 王伟, 等. 室外换热器脏堵对空气源热泵夏季运行性能影响的实测研究 [J]. 建筑科学, 2016, 32(10): 15-20.
- [8] 王伟, 刘景东, 孙育英, 等. 不同室外换热器脏堵程度下空气源热泵性能劣化规律研究 [C]. 2017 中国制冷学会学术年会, 2017.
- [9] 王伟, 刘景东, 孙育英, 等. 空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略 [J]. 暖通空调, 2017, 1: 20-27.
- [10] Krafthefer B C, Bonne U. Energy use implications of methods to maintain heat exchanger coil cleanliness [J]. ASHRAE Transactions, 1986, 92(1): 420-431.
- [11] Ahn Y C, Cho J M, Shin H S, et al. An experimental study of the air-side particulate fouling in fin-and-tube heat exchangers of air conditioners [J]. Korean Journal of Chemical Engineering, 2003, 20(5): 873-877.
- [12] Abd-Elhady M S, Abd-Elhady S, Rindt C C M. Removal of gas-side particulate fouling layers by foreign particles as a function of flow direction [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 2335-2343.
- [13] 刘景东. 空气源热泵室外换热器脏堵事故性能研究及故障诊断 [D]. 北京工业大学, 2016.
- [14] GB 19577-2015, 《冷水机组能效限定值及能效等级》[S].
- [15] Zhao X, Yang M, Li H. A virtual condenser fouling sensor for chillers [J]. Energy & Buildings, 2012, 52(6): 68-76.

双集热管多曲面空气集热器热性能分析

姜理星, 陈 超, 韩枫涛, 李 印, 杨枫光

(北京工业大学绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100124)

[摘 要] 为了提高太阳能的利用率, 自主研发一种双集热管多曲面空气集热器。采用自主搭建试验台, 通过测试集热器出口温度, 归一化温差-效率, 围护结构温度等考察该集热器光热特性, 提出了该集热器一维传热稳态模型, 并验证了该模型的有效性。结果表明: 与同类单管集热器相比, 双管集热器空气流量提高了一倍, 聚光效率可达 90% 以上, 单位面积集热量增加了 16%, 集热效率提高了 9%, 运行效率为 44%~52%; 通过集热器光热过程建立其一维传热稳态模型, 以北京和新疆乌鲁木齐地区实际工程为例, 该模型最大温差约为 3~4℃, 最大误差约为 3.9~4.5%, 因此证实该模型的有效性。该研究结果将为多曲面空气集热器的优化设计、热工性能评价及其推广提供技术参考。

[关键词] 太阳能; 双集热管多曲面空气集热器; 光热特性; 传热模型; 试验分析

0 引言

随着太阳能广泛应用于热发电、农业除湿、海水淡化等领域, 它已成为缓解化石能源紧张的主要途径之一。作为太阳能吸收和在光热转化过程中的关键元件, 太阳能集热器在太阳能热利用技术中起着至关重要的作用。

槽式集热器因结构简单, 出口温度高, 有利于太阳能建筑一体化实现得到广泛关注。Bendt.P 等^[1]结合理论分析及试验方法, 提出了一种旋转抛物面集热器光学分析的简便方法, 与传统光线追迹法比较, 该简便算法更为准确、省时间。帅永等^[2]对抛物面式太阳能聚能系统的聚光特性进行了模拟研究, 采用 Monte Carlo 法对槽型和碟型两种抛物面的集热器在不同焦距、不同边缘角条件下焦面上的能流密度进行计算, 通过比较得出不同类型集热器优化结构参数。韩雪^[3]以槽式太阳能集热器为研究对象, 采用数值模拟和正交分析研究影响槽式太阳能集热器热效率的主要因素。Ong^[5-6]建立了 4 种平板型空气集热器的数学模型, 基于壁面平均温度和气流平均温度, 利用构建计算模型对 4 种集热器的热性能进行了预测。A. Acuna^[7]通过复合抛物面聚光器的技术, 采用试验得到两种模式下太阳能集热器的特性曲线。李明^[8]建立了槽式聚光集热真空管装置的数学模型, 理论计算结果与试验结果吻合较好, 误差在 5.2% 以内。

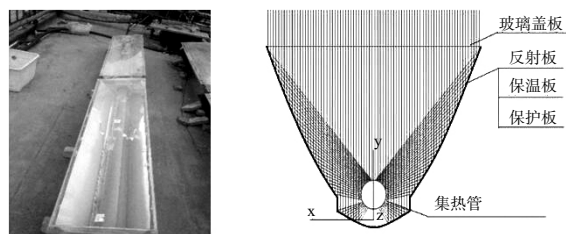
结合前人研究成果, 以自主研发的双集热管多

曲面空气集热器为研究对象, 从集热器的光学特性入手, 运用光学软件分析了其光学原理, 采用试验测试的方法考察集热器出口温度、归一化温差-效率和围护结构表面温度等, 通过分析其光热特性建立了一维稳态传热数学模型, 揭示该多曲面空气集热器传热特性的影响因素, 为该集热器的优化设计及工程应用提供性能评价参考。

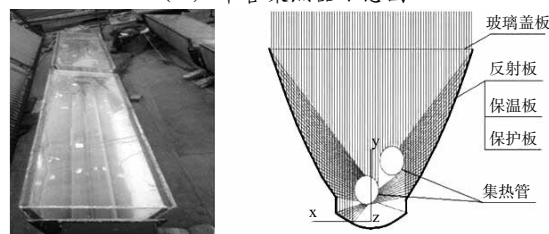
1 试验台搭建

1.1 结构设计及聚光原理

现有研究多为单集热管集热器图 1(a)。该集热器存在流量小、集热效率低等问题。基于此, 本项目自主研发了一种新型双集热管多曲面空气集热器图 1(b), 利用 Tracepro 光学软件对集热器的双管位置优化设计和光线汇聚效果进行模拟, 发现该集热器在合适位置排布两根集热管可以增大太阳光的接收效果, 聚光效率可达 90% 以上。



(a) 单管集热器示意图



(b) 双管集热器示意图

图 1 集热器实物及聚光结构示意图

收稿日期: 2018-06-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51578012、51378024); “十三五”国家重点研发计划 (课题编号: 2016YFC0700206)。

作者简介: 陈超 (1993—), 主要研究方向为相变蓄热技术与可再生能源技术研究。

基于聚光原理 (如图 1b), 太阳光线透过玻璃盖板射入槽内, 或直接被集热管接收, 或多次由反射板反射后, 汇聚至双集热管表面。双集热管将收集的光能转变为热能, 加热内部流经的空气, 并将热空气输送至供暖末端。

1.2 试验台搭建

双管集热器热工性能试验系统主要由双管集热器、风机、风管、静压箱、数据采集系统等构成, 如图 2 所示。

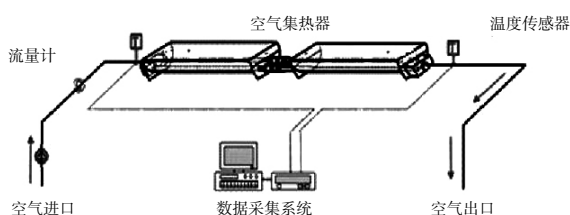


图 2 双管集热器热工性能试验系统构造示意图

其中, 集热器槽体高度为 0.6m、开口宽度为 0.63m, 超白玻璃板厚度为 3mm; 反射板为厚 0.7mm 的抛光氧化镜铝板, 反射率为 0.9, 铝板表面为镀黑铬选择性吸收层^[9]; 集热管管径均为 0.1m; 风机置于上游空气进口侧; 集热器单元组件长度为 2m (试验时采用 2 个单元组件串联, 长 4m)。试验仪器性能参数如表 1 所示。

表 1 试验测试仪器性能参数

名称	生产厂家	测量范围	精度
Testo-435 型热线风速仪	德国仪器经贸有限公司	0~20m/s	±0.01m/s
TBQ-2 型总辐射仪	锦州阳光能源有限公司	0~2000W/m ²	±1W/m ²
铜-铜镍 T 型热电偶	上海远津自动化仪表有限公司	-40~350℃	±0.1℃

1.3 评价指标

根据双管集热器的结构特点以及工作原理, 参照中国国家标准《太阳能集热器热性能试验方法》GB/T 4271-2007, 采用评价指标如下:

(1) 集热器出口温度

空气出口温度反映集热器的送风状况, 也反映了为末端提供的供暖 (热) 品质和太阳能利用率。

(2) 基于进口温度的归一化温差-效率曲线

为了直观反映工质温度、环境温度对集热效率的影响, 根据《ASHREA93-2003》, 采用最小二乘法, 引入集热效率与归一化温差的线性关系 (式 (1))。

$$\eta = \eta_0 - aT^* = \eta_0 - a \frac{T_i - T_a}{E} \quad (1)$$

式中, η_0 为太阳能空气集热器的瞬时效率最大值; a 为太阳能空气集热器热损失系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); T^* 为归一化温差 ($T^* = \frac{T_i - T_a}{E}$), ($m^2 \cdot ^\circ C/W$); T_a 为环境温度 ($^\circ C$)。

(3) 围护结构表面温度

通过维护结构表面温度变化可以反应出集热器散失的能量, 即热工保温性能的优劣, 从而间接评价集热器对于太阳能的有效利用率。维护结构表面温度包括玻璃盖板温度和反射板外保温层温度。

2 实测结果及分析

2.1 出口温度

图 3 为双管与单管集热器出口温度的比较。双管较单管集热器空气出口温度提高了约 36%。通过计算表明^[12], 在晴天 (日累计太阳辐射能量为 20MJ/m², 正午时太阳辐射强度最高达到 920W/m²) 时, 相同管内空气流速条件下, 双管集热器较单管集热器空气流量提高一倍, 单位面积瞬时集热量和瞬时集热效率分别提高约 16% 和 9%。

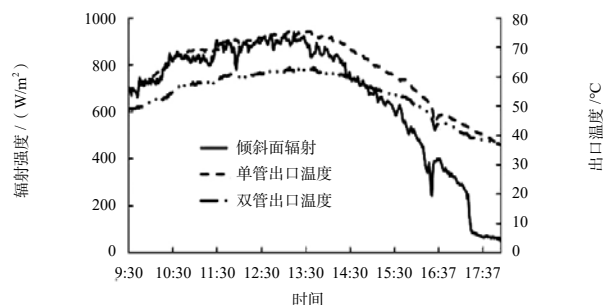


图 3 单、双管集热器出口温度对比

2.2 基于进口温度的归一化温差-效率曲线

为了直观评价工质温度、环境温度对集热效率的影响, 根据式 (1) 可得到集热器归一化温差-效率曲线, 如图 4 所示。

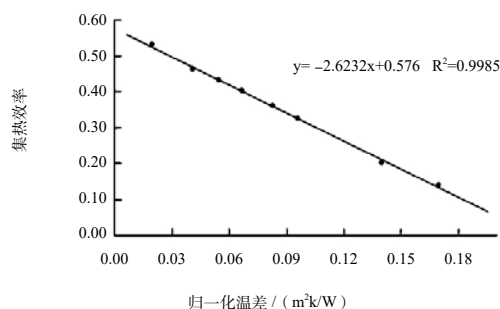


图 4 归一化温差-效率曲线图

(流量为 180m³/h, 太阳辐射强度为 700W/m²)

图 4 为基于不同进口温度的归一化温差-效率曲线 (流量 180m³/h、太阳辐射强度 700W/m²)。集热器集热效率随着归一化温差的增大而降低, 此时集热器热损失系数为 2.62W/m²/K; 当归一化温差为 0 时集热效率为 57.6%。例如, 当集热器运行条件为进口温度 20~25℃, 环境温度 -10~6℃, 太阳辐射强度 700W/m² 时, 此时归一化温差为 0.02~0.04m²·K/W,

集热器运行效率为 44%~52%。

由此得出该双管集热器的空气出口温度可达 75℃ 以上, 同时该系统在实测期间的平均效率为 40% 左右, 对应的归一化温差在 0.04~0.05m²·K/W 之间。相比文献^[1]设计的双管式系统中的水温最高可达 65℃, 与本研究提出的双管空气集热器结果相近。

2.3 围护结构表面温度

围护结构表面温度与室外参数关系如图 5 所示, 随着太阳辐射强度和环境温度的上升(下降), 玻璃盖板温度和反射板温度也随之上升(下降)。围护结构表面温度的波峰相对太阳辐射强度的延后现象是由于围护结构的蓄热能力导致。

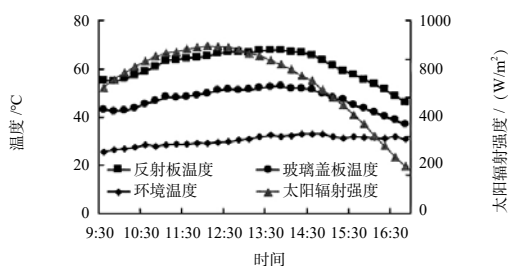


图 5 室外气象参数与围护结构温度随时间的变化关系图

为了更好地分析围护结构与室外参数之间的温度关系以及集热器的传热特性, 将前期大量的试验数据^[12]进行整理, 并利用 MATLAB 软件对玻璃盖板温度 T_c 、反射板温度 T_r 进行拟合。

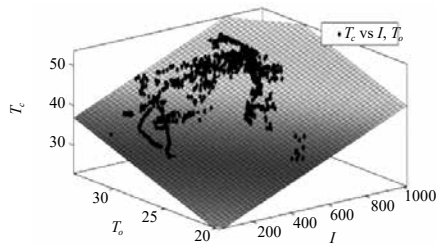


图 6 玻璃盖板温度拟合效果

根据实测分析, T_c 的主要影响因素为 T_0 、 I 。基于试验数据拟合如图 6 所示, 经验公式如 (3) 所示,

$$T_c = 1.257T_0 + 0.001645I - 4.021 \quad (P=0.86) \quad (2)$$

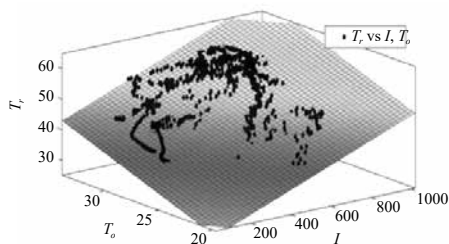


图 7 反射板温度拟合效果图

同理, 对反射板温度 T_r 进行拟合, 结果如图 7 所示, 经验公式如 (3) 所示,

$$T_r = 1.57T_0 + 0.02618I - 11.1 \quad (P=0.78) \quad (3)$$

3 传热模型建立

根据试验结果及聚光原理: 太阳光透过玻璃盖板, 一部分被盖板吸收和反射; 另一部分透过盖板直接照射在集热管和反射板上, 照射在反射板上的太阳光线或经反射后汇聚至集热管, 或通过保温层散失到外界环境 (如图 8 (a) 所示)。

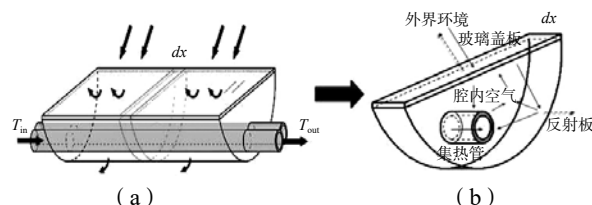


图 8 微元段选取及传热过程分析

为了方便分析集热器内部传热过程, 将双集热管等效为单集热管, 基于传热学理论, 选取集热器某微元段进行传热过程分析, 如图 8 (b) 所示。

3.1 传热过程假设

根据集热器传热过程分析, 为了建立一维稳态传热模型, 本研究进行如下合理假设:

1. 集热器为稳态传热模型;
2. 集热管微元段表面接收的太阳辐射量均匀;
3. 流体流动为沿轴向的一维流动;
4. 忽略集热筛网和玻璃盖板的热阻;
5. 忽略集热器的结构制作误差;
6. 微元段表面温度均匀一致, 且为漫射灰表面;
7. 反射板及包裹层视为厚度一致的各向同性材料。

3.2 传热模型建立

3.2.1 传热过程能量平衡过程分析

(1) 玻璃盖板的能量平衡方程

$$q_c + q_{rad, r-c} + q_{rad, g-c} + q_{conv, air-c} = q_{conv, c-o} + q_{rad, c-sky} \quad (4)$$

式中, q_c 为玻璃盖板接受的太阳能; $q_{conv, c-o}$ 为盖板和外界空气的对流换热量; $q_{rad, c-sky}$ 为盖板和外界辐射换热量; $q_{conv, air-c}$ 为盖板和腔内空气的对流换热量; $q_{rad, g-c}$ 为玻璃盖板与吸收管的辐射换热量; $q_{rad, r-c}$ 为玻璃盖板与反射板的辐射换热量。

(2) 腔内空气的能量平衡方程

$$q_{conv, r-air} + q_{conv, g-air} = q_{conv, air-c} \quad (5)$$

式中, $q_{conv, air-g}$ 为集热管与腔内空气的对流换热量; $q_{conv, air-r}$ 为反射板与腔内空气的对流换热量; $q_{conv, air-c}$ 为盖板与腔内空气的对流换热量。

(3) 集热管的能量平衡方程

$$q_g = q_{\text{conv}, g-\text{air}} + q_f + q_{\text{rad}, g-r} + q_{\text{rad}, g-c} \quad (6)$$

式中, q_g 为集热管接受到的太阳能; $q_{\text{conv}, \text{air}-g}$ 为空气与集热管的对流换热量; $q_{\text{rad}, c-g}$ 为盖板与集热管的辐射换热量; $q_{\text{rad}, r-g}$ 为反射板与集热管的辐射换热量; q_f 为流体带走的热量。

(4) 反射板的能量平衡方程

$$q_{\text{rad}, g-r} = q_{\text{rad}, r-c} + q_{\text{cond}, r2-r1} + q_{\text{conv}, r-\text{air}} \quad (7)$$

式中, $q_{\text{rad}, g-r}$ 为集热管与反射板的辐射换热量; $q_{\text{rad}, r-c}$ 为反射板与盖板的辐射换热量; $q_{\text{conv}, r-\text{air}}$ 为反射板与腔内空气的对流换热量; $q_{\text{cond}, r2-r1}$ 为反射板内的导热热量。

基于能量守恒, 将式 (1)~式 (4) 相加化简得,

$$q_c + q_g = q_{\text{conv}, c-o} + q_{\text{rad}, c-\text{sky}} + q_f + q_{\text{cond}, r2-r1} \quad (8)$$

3.2.2 热工参数及模型建立

由式 (8) 可知, 根据能量守恒 (如图 8 所示), 集热器获得的能量为盖板和集热管吸收的太阳能; 失去的能量为工质流体带走的热量, 盖板外表面和保温层外表面因对流和辐射换热散失到外界的热量。因此, 集热管的数目及位置都不影响微元段传热过程分析及模型建立。

(1) 玻璃盖板吸收的能量采用式 (9) 计算,

$$q_c = \alpha_c I D dx \quad (9)$$

式中, α_c 为玻璃盖板吸收系数 (0.1); I 为太阳辐射强度 (W/m^2); D 为玻璃盖板宽度 (0.63m)。

(2) 集热管吸收的能量采用式 (10) 计算,

$$q_g = \tau \alpha_g \eta I D dx \quad (10)$$

式中, τ 为玻璃盖板透过率 (0.91); α_g 为集热管吸收系数 (0.94); η 为聚光效率 (0.9)。

(3) 玻璃盖板与外界环境的对流换热能量采用式 (11) 计算,

$$q_{\text{conv}, c-o} = h(T_c - T_o) D dx \quad (11)$$

式中, T_c 为玻璃盖板温度 ($^{\circ}\text{C}$); T_o 为环境温度 ($^{\circ}\text{C}$); h 为玻璃盖板与外界空气的对流换热系数, $h=5.7+3.8v_w^{[14]}$, v_w 取北京全年平均风速 2.3m/s, 得 $h=14.44\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

(4) 玻璃盖板与外界环境的辐射换热能量采用式 (12) 计算,

$$q_{\text{rad}, \text{sky}-c} = \sigma \varepsilon_b (T_c^4 - T_{\text{sky}}^4) D dx \quad (12)$$

式中, ε_b 为玻璃盖板发射率, 0.08; σ 为黑体辐射常数, $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$; T_{sky} 为天空辐射温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

有效天空温度 T_{sky} 可由文献 [13] 计算, 但为了简化计算, 采用试验数据一次线性拟合, 如图 9 所示, 经验公式如 (13) 所示,

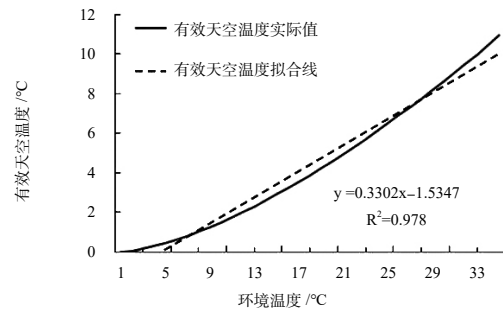


图 9 有效天空温度拟合效果图

$$T_{\text{sky}} = 0.3302T_o - 1.5347 \quad (13)$$

(5) 流体带走的能量采用式 (14) 计算,

$$q_f = c_p \rho \pi r^2 v \frac{dT}{dx} dx \quad (14)$$

式中, c_p 为空气的比热容, 取 $1.005\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; ρ 为空气的密度, 取 $1.093\text{kg}/\text{m}^3$; r 为集热管半径, 0.05m; v 为流体流速 (m/s); Δt 为流体进出口温差即 $T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ ($^{\circ}\text{C}$)。

(6) 保温层散失的能量采用式 (15) 计算,

$$q_{\text{cond}, r2-r1} = kS(T_r - T_o) dx \quad (15)$$

式中, k 为保温层导热系数, 取 $0.034\text{kJ}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; S 为反射板弧长 (0.99m); T_r 为反射板温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

将式 (2)~(3)、式 (9)~(15) 代入式 (6), 即得集热器进出口温差简化计算式 (16)。当已知太阳辐射 I 、集热器长度 L 、环境温度 T_o 、流体流速 v 、进口温度 T_{in} 时, 即可由式 (16) 计算出集热器的出口温度 T_{out} 。

$$T_{\text{out}} = \{24.52IL - 172.58T_oL + 2841.74 - 16.58 \times 10^{-8} \times [(1.257T_o + 0.01645I + 268.98)^4] - (0.33T_o + 271.47)^4\} / 1000v + T_{\text{in}} \quad (16)$$

3.3 模型验证及误差分析

(1) 模型验证

为验证模型准确性, 分别在乌鲁木齐 ($E87.68^{\circ}$, $N43.77^{\circ}$), 北京昌平 ($E116.23^{\circ}$, $N40.22^{\circ}$) 搭建多曲面空气集热器试验台 (图 10)。每组集热器长 16m, 共 4 组, 采用并联方式连接, 工质空气流速为 2.4m/s。



(a) 北京昌平



(b) 新疆乌鲁木齐

图 10 集热器试验台实物图

将太阳辐射强度、环境温度、进口温度的实测数据代入计算模型中,得到模拟出口温度,并与实测结果对比,发现北京地区实测值与模拟值的最大温差为 3°C 左右,最大误差为 4.5%;新疆地区的最大误差 4°C 左右,最大误差为 3.9%,模拟结果与实测结果具有较高的重合性,因此传热模型是合理的(如图 11 所示)。

(2) 误差分析

计算模型式(16)的误差产生原因如下:①集热器挡板热量的流失,例如对于 4m 的集热器而言,其两侧挡板热量损失约占总能量损失的 7.5% 左右。②由于集热器各个构件链接部分存在缝隙导致有渗透风侵入,从而使集热器内部的热量损失。③由于制作工艺使得双集热管并没有设置在最佳位置,从而导致光线的汇聚效果不能达到预期,使得集热器接收的太阳能效率降低。

4 结论

(1) 与同类型的单管集热器相比,聚光效率可达 90% 以上,空气流量提高了一倍、单位面积集热

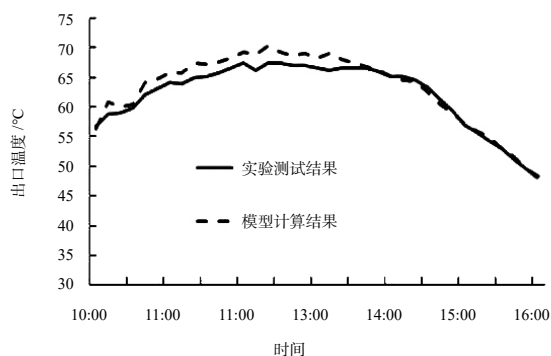
量增加了 16%,集热效率提高了 9%,集热器运行效率为 44%~52%。

(2) 对双集热管多曲面空气集热器的传热过程进行了分析,对各个构件建立了能量平衡方程,建立了它的一维传热数学模型,结合在北京、新疆试验台的大量试验数据对模型进行验证,结果表明北京地区最大温差 3°C 左右,最大误差为 4.5%;新疆地区最大误差 4°C 左右,最大误差为 3.9%,验证了模型的合理性。

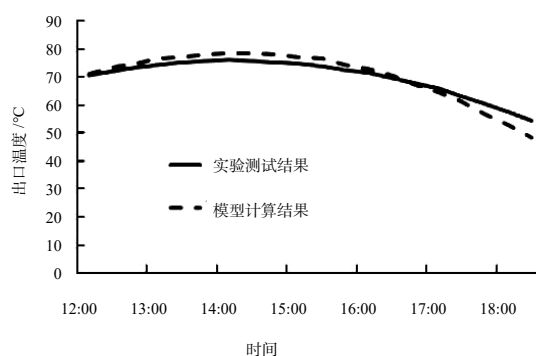
通过集热器传热模型对出口温度进行预测,为集热器的结构优化及其在不同地区的建筑节能中应用提供技术参考。

参考文献

- [1] Bendt P, Rabl A. Optical analysis of point focus parabolic radiation concentrators[J]. Applied Optics. 1981, 20(4): 674-683.
- [2] 帅永,夏新林,谈和平. 碟式抛物面太阳能聚能器焦面特性数值仿真[J]. 太阳能学报. 2007(03):263-267.



(a) 北京昌平试验与模型计算结果对比



(b) 新疆乌鲁木齐试验与模型计算结果对比

图 11 试验与模型计算结果对比

- [3] 韩雪, 王志敏, 田瑞, 等. 槽式太阳能集热器热效率的数值模拟研究 [J]. 太阳能学报, 2016, 37(09): 2265–2270.
- [4] 王金平, 王军, 张耀明, 等. 槽式太阳能聚光集热器传热特性分析 [J]. 农业工程学报, 2015, 31(07): 185–192.
- [5] ONG K S. Thermal performance of solar heaters: Mathematical model and solution procedure[J]. Solar Energy, 1995, 55(2): 93–109.
- [6] ONG K S. Thermal performance of solar air heaters -Experimental correlation[J]. Solar Energy, 1995, 55(3): 209–220.
- [7] Acuña A, Velazquez N, Sacueda D, et al. Modeling, construction and experimentation of a compound parabolic concentrator with a concentric tube as the absorber[J]. Journal of Energy Engineering, 2017, 143(3).
- [8] 李明, 夏朝凤. 槽式聚光集热系统加热真空管的特性及应用研究 [J]. 太阳能学报, 2006, (01): 90–95.
- [9] 郑宏飞, 戴静, 陶涛, 等. 多曲面槽式太阳能集热器的光线追踪分析 [J]. 工程热物理学报, 2011, 32(10): 1634–1638.
- [9] 陆龙波, 黄涵芬, 赵玉文. 选择性吸收黑铬镀层 [J]. 太阳能学报, 1981(4): 444–449.
- [10] 孙峙峰, 曲世琳. 太阳能空气集热器热性能测试方法研究 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(11): 1657–1661.
- [11] Tripanagnostopoulos Y, Souliotis M. ICS solar systems with two water tanks[J]. Renewable Energy, 2006, 31(11): 1698–1717.
- [12] 陈超, 张明星, 郑宏飞, 等. 日光温室用双集热管多曲面槽式空气集热器性能试验 [J]. 农业工程学报, 2017, 33(15): 245–252.
- [13] 朱婷婷, 刁彦华, 赵耀华, 等. 微热管阵列式太阳能平板空气集热器集热性能 [J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 250–257.

中国北方农村太阳能蓄能炕的设计与实验研究

马秀琴, 王 慧, 陈 月, 贺 鑫, 郑 辉

(河北工业大学能源与环境工程学院, 天津 300401)

[摘 要] 针对中国北方农村采暖现状, 对河北部分农村地区进行了采暖情况调研, 其中 98.71% 的农户选用煤炭作为其冬季取暖的主要能源。粗放的采暖方式是造成京津冀地区雾霾频发的主要原因之一。面对以上情况, 我们设计了一种新型太阳能蓄能炕。主要研究了该系统在中国北方农村应用的可行性。研究表明: 水蓄能和石蜡蓄能的炕面温度和睡眠环境温度白天供暖效果相差不大, 但晚上石蜡蓄能炕经过一段时间放热, 睡眠环境温度基本维持在一稳定温度, 更舒适。且两者在炕面不同部位的温差在一天中大部分时间维持在 2°C 以下, 相比传统火炕更加舒适。

[关键词] 雾霾; 农村采暖; 太阳能蓄热炕; 相变储热; 舒适性

0 引言

2013 年初以来, 京津冀地区持续出现的雾霾天气, 使这一地区成为污染重灾区。研究显示: 石家庄、北京、天津本地污染中, 燃煤贡献率分别为 28.5%、22.4%、27%^[1]。而农村粗放的采暖方式也是造成环境污染的主要原因之一。为此笔者对河北省农村采暖现状进行了调研。

2017 年 3 月, 北京在全国率先实现全部清洁能源发电, “无煤化” 将会是未来能源利用的主要趋势。京津冀太阳能资源丰富, 全地区太阳能年总辐射在 $1450\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2\sim 1700\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$, 可开发利用价值大^[2]。针对以上情况, 本文提出了一种节能、安全、“无煤化” 的冬季供暖新方式——太阳能蓄能炕。

1 河北省农村采暖现状调研

本文以河北省农村为调研对象, 对其采暖现状进行了调查分析。地点选取了河北省 8 个市的农村地区, 分别是河北省北部的张家口和唐山, 中部的保定, 沧州, 石家庄, 衡水, 南部的邢台, 邯郸。调研采用了调查问卷和询问记录相结合的方式, 收回有效问卷 309 份。通过分析了解了河北省农村的采暖信息如常见的采暖方式、末端采暖装置和能源使用情况等。

1.1 采暖方式

由于农户采暖设备结构的限制, 调研农户中, 存在部分比例的农户的采暖与炊事是一体的。汇总发现, 采暖与炊事一体、分离的比例分别占了 39.2% 和 60.8%。从能源利用方式来分, 将调研农户的采暖方式分为燃烧型采暖、电采暖和联合采暖三大类。其中联合采暖是指热源部分的联合即燃料和电相联合。其中 98% 的农户选择燃烧供暖, 其原因是农村

主要依靠燃烧植物秸秆、煤炭和动物粪便等, 有些可就地取材, 方便经济。而采用电采暖在冬季供暖, 耗电量巨大, 对于广大农村来说是不经济的, 所以采用电采暖和联合采暖的人只占总问卷人数的 2%。

1.2 末端采暖装置

火炕作为我国北方农村传统的采暖方式, 因其发热面积大, 原理简单, 建造成本低, 能很好的解决了寒冷的冬季人们的采暖问题, 因此大多数北方农户仍采用此种方式采暖。土暖气采暖也是农村较为普遍的一种采暖方式。随着农村人们生活水平的提高, 也有使用空调和电加热器供暖的采暖方式。由于后两种使用人数太少全部归结为其他采暖方式。此次调研中末端采暖装置分为只采用传统火炕、只采用土暖气、传统火炕和土暖气联合使用, 以及其他采暖装置。具体使用情况如图 1。

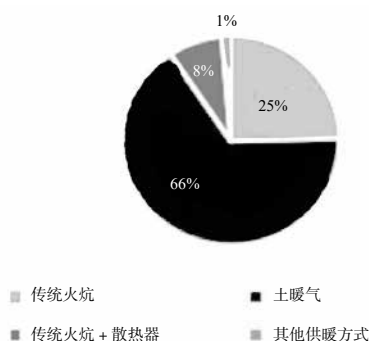


图 1 末端采暖装置

1.3 能源使用情况

目前, 农村采暖常用的能源物质有煤炭、电、生物质、液化气、天然气等。本次调查中, 农村采暖使用能源有煤炭、电、生物质。一个农户可能使用多种能源, 也可能使用单一能源, 使用多种能源的农户占多数。图 2 反映了使用各类能源的农户数量, 及其占调研农户总数的百分比。

收稿日期: 2018-05-29

作者简介: 马秀琴 (1963—), 主要研究方向为低碳建筑, 建筑节能, 清洁发展机制。

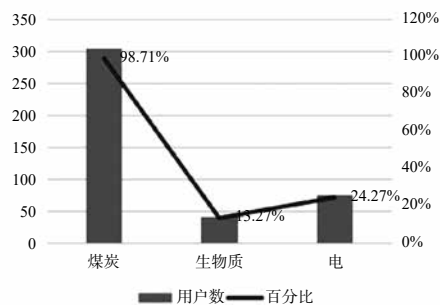


图 2 农户能源使用情况

如图 2 所示, 调研用户中 98.71% 的用户使用煤炭作为生活能源, 其次是电、生物质能。而燃烧煤炭、生物质产生的大量烟尘, CO_2 , SO_2 等也是造成环境问题的主要原因。所以农村供暖节能改造刻不容缓, 采用可再生能源是未来发展的主要方向。

2 太阳能蓄能炕实验研究

针对北方的环境和能源问题, 本文探讨了一种新型太阳能蓄能炕实现冬季供暖的可行性。我国北方地区太阳能资源丰富, 东北主要属于太阳能资源分布的 III 区, 年均辐射在 $1050\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$, 而华北和西北属于是太阳能资源分布的 II 区, 年均辐射在 $1400\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ 以上。假设室内计算温度为 18°C , 室外计算温度为 -9°C , 计算得蓄能炕供给房间热量为 3.3MJ , 蓄能炕所需热量为 6.7MJ , 需要总热量为 10MJ , 计划选用功率为 545W 集热面积为 0.77m^2 的槽式太阳能集热器, 集热效率为 55%, 所需太阳日辐射量为 11.78MJ , 单个收集辐射量为 11.44MJ , 选用 2 个。以天津地区为例, 图 3 为 2016 年冬季月太阳月均辐射量。由图 3 可见除 12 月份的辐射水平不满足要求外, 其余月份完全可以满足用热需求, 不足月份可辅以电加热。

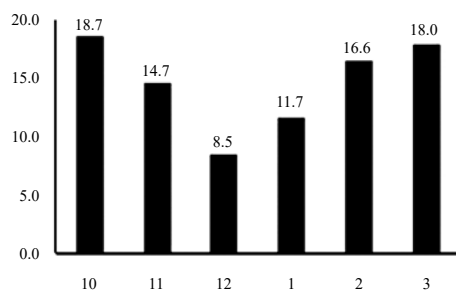


图 3 冬季月日均太阳辐射累积量

图 4 为太阳能蓄能炕的系统图, 图 5 为蓄能炕的实际内部构造图。实验炕体尺寸为长 2m , 宽 1m 。最外层为一个壁厚为 20mm , 长宽高尺寸分别为 $2\text{m}\times 1\text{m}\times 0.15\text{m}$ 的木质炕盒, 炕盒底部和四周粘接 40mm 厚的挤塑聚苯板绝热材料, 在绝热材料层

表面粘贴地暖辐射反射膜, 蓄能炕箱体采用耐腐蚀、密闭性好、成本较低的不锈钢盒, 盘管采用直径为 12mm 的不锈钢钢管, 管间距为 100mm 。盘管间有不锈钢翅片, 主要起支撑作用及加快蓄热材料的导热性。

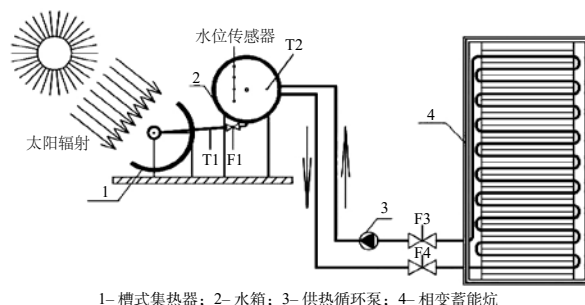


图 4 太阳能蓄能炕系统图



图 5 蓄能炕内部构造图

如图 4 所示, 热源采用槽式集热器收集太阳能热量, 储存在太阳能储热水箱。热水通过盘管系统流经炕体, 把热量传给炕体蓄热材料。本次实验将炕体水储热和相变材料储热进行实验效果对比。为了更好的研究炕体性能, 用电加热代替太阳能供热。选用容积为 100L 的保温水箱, 用温控器控制加热水的温度。通过人们对传统火炕的使用和实践, 总结出了火炕炕面舒适、易被人体接受的炕面平均温度, 多为 $25^\circ\text{C}\sim 32^\circ\text{C}$ 。因此炕体相变蓄热材料采用 30°C 石蜡。

测点布置采用均分模式, 蓄能材料层内部温度、炕面温度和睡眠环境温度 (铺设被褥后表面温度), 实验将测点分三层布置, 每层布 6 个测点, 分别测量炕头、炕中、炕尾温度。实验用电加热水箱代替太阳能供暖水箱研究蓄热炕体性能。本文将从温度舒适性和炕面不均匀度两方面论证水蓄能炕和石蜡蓄能炕应用效果。

2.1 温度舒适性

据资料显示, 皮肤能适应的温度范围为 $29\sim 37^\circ\text{C}$, 感觉基本舒适的温度范围为 $30\sim 35^\circ\text{C}$ ^[3]。水箱采用温

控制器控制水箱供水温度,加热器间接工作。早上 8:30 开启加热器,晚上 17:30 关闭。在供水温度 35℃, 40℃, 45℃ 条件下分别做实验,测量炕面温度和睡眠环境温度。水储热炕的炕面温度和睡眠环境温度的测量结果如图 6、图 7 所示。从图中明显看出,随供水温度的升高,炕面、睡眠环境温度也随之升高。睡眠环境温度比炕面温度低 5℃ 左右。白天炕面温度在 1~2℃ 范围内波动,是由于加热器启停引起的。晚上停止供热后,炕面温度随时间呈线性下降,并且随供水温度升高,下降温差越大。45℃ 供水温度下,炕面温度下降 11.4℃。35℃ 供水温度下,炕面温度下降 6.6℃。当供水温度是 35℃、40℃、45℃ 时,水储热炕一天的睡眠环境平均温度分别为 28.2℃、31.3℃、33.87℃。

相变储热炕的炕面和睡眠环境的温度变化如图 8、图 9 所示。实验结果表明,白天炕面温度变化与水储热规律相似。但晚上停止供热后,炕面温度随时间变化先线性下降后趋于稳定,稳定在 28℃ 左右。这是因为相变材料有相变潜热,白天吸收热量石蜡熔化,晚上放热,温度降到石蜡凝固温度,石蜡释放相变潜热,石蜡温度不变。随供热温度的提高,晚上炕面温度降到稳定温度所需时间变长。睡眠环境温度比炕面温度低 4℃ 左右,两者变化规律相似。夜间炕面放热阶段,石蜡储热炕温度变化比水储热炕小,更舒适。当供水温度是 35℃、40℃、45℃ 时,相变储热炕一天的睡眠环境平均温度分别

为 27.3℃、29.3℃、30.86℃。综合考虑,供水温度 40℃ 时石蜡蓄能炕能更好的满足人体舒适性要求。石蜡储热炕与水储热炕相比,白天两者均能满足人体舒适性要求。但是,在晚上石蜡储热炕炕面温度和睡眠环境温度能维持在一个稳定温度,符合人体舒适性要求。

2.2 炕面不均匀度

用热电偶分别测量炕面炕头、炕中、炕尾温度。水储热炕炕面温差和睡眠环境温差如图 10、图 11 所示。由图可知,初始加热阶段各个炕面温差较大,稳定后炕面温差在小幅度内波动,停止加热后,炕面温差趋于稳定。在稳定阶段,炕面温度炕头炕尾温差最大,但都在 0.8℃ 以下。睡眠环境温度最大温差出现在初始加热阶段炕头炕尾温差,最大温差达到 3℃,晚上温差基本稳定在 1℃。

石蜡储热炕不同部位炕面温差和睡眠环境温差如图 12、图 13 所示。石蜡储热炕炕面和睡眠环境不同部位温差没有特殊规律,但都在一定范围波动。石蜡储热炕炕面最大温差为 1.14℃,比水储热最大炕面温差小 1.5℃。睡眠环境最大温差出现在刚开始加热阶段,为 2.4℃,比水储热炕低。原因为石蜡是相变材料,从盘管处吸收的热量用于石蜡熔化,储存为相变潜热,石蜡温度不变。后阶段睡眠环境中炕尾温差比炕头炕尾温差大,原因可能是受室内环境温度的影响,如靠近炕体的室内热源、靠窗冷风渗透等。

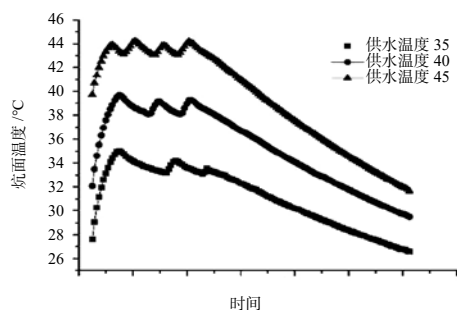


图 6 不同供水温度下炕面温度

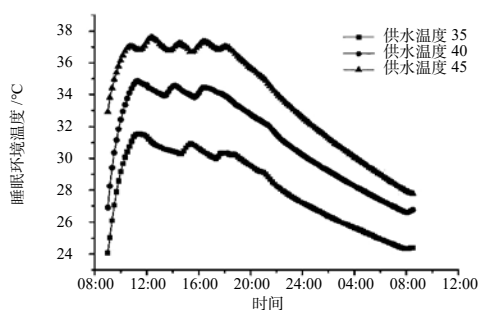


图 7 不同供水温度下睡眠环境温度

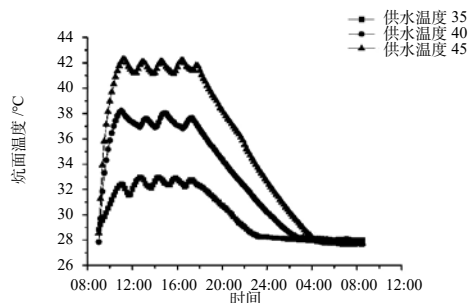


图 8 不同供水温度下炕面温度

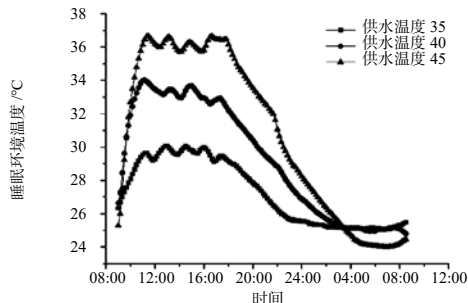


图 9 不同供水温度下睡眠环境温度

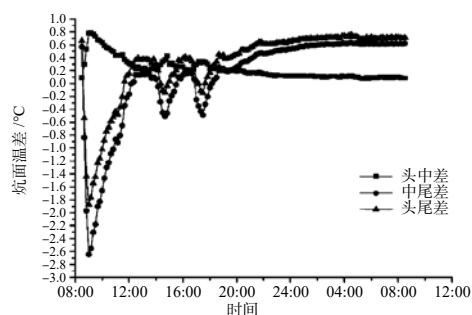


图 10 炕面不同部位温差

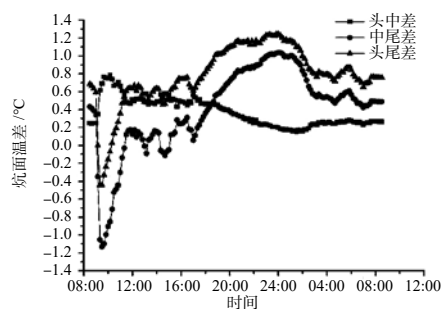


图 12 炕面不同部位温差图

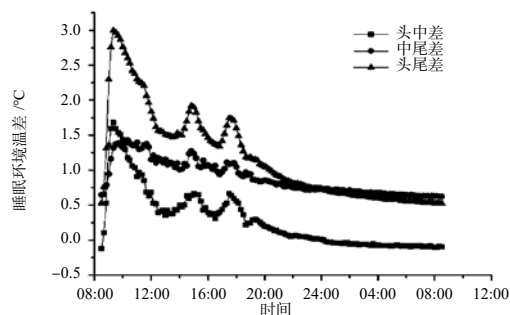


图 11 睡眠环境不同部位温差

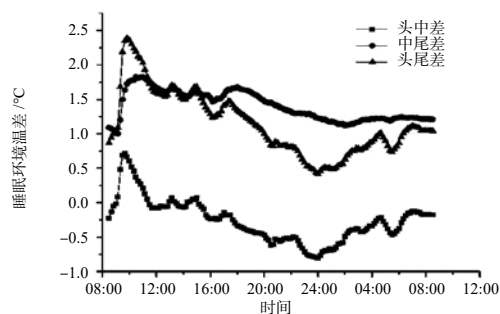


图 13 睡眠环境不同部位温差

3 结束语

在河北广大农村地区,煤炭燃烧取暖仍然是其冬季主要采暖方式。且能源利用效率低,不卫生的火炕和土暖气是该地区主要的采暖末端装置。节能改造刻不容缓。太阳能蓄能炕采用可再生能源为热源,采用水和石蜡为蓄能介质,有效改善了传统火炕炕面温度不均的弊端。且太阳能蓄能炕炕面温度和睡眠环境温度均能达到人体舒适水平。由于水属于可再生能源且无需成本,水蓄能炕初期投资更低,但相变蓄能炕炕面温差控制在 2°C 以内,在夜间存在恒温放热阶段,在睡眠阶段比水蓄能炕舒适性更好。新型太阳能蓄能炕的设计为中国北方农村供暖提供

了新思路。蓄能炕体的设计有待进一步优化以解决实际应用中存在的问题。

参考文献

- [1] 李新慧, 基于低碳消费视角的京津冀雾霾治理, 石家庄铁道大学学报, 2015, 12, 6-9.
- [2] 廖茂林, 京津冀雾霾协同治理的三个维度, 京津冀协同发展 2017, 2, 32-36.
- [3] 赵亚力, 马学斌, 韩为东. 分子生物学基本实验技术 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [4] 赵洋. 舒适节能火墙式火炕结构及特点的研究与分析, 中国住宅设施, 2009, 11, 60-64.

泡沫铜对石蜡蓄热性能影响的实验研究

陈 华¹, 柳秀丽², 赵松田, 李 戈

(天津商业大学, 天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134)

[摘 要] 石蜡作为一种有机固液相变材料, 因其具有高潜热值、无毒、无腐蚀、性能稳定等优点被广泛应用于热蓄存、电子冷却及建筑温控等领域。然而, 因石蜡导热系数过低, 导致蓄热时间过长、温差过大。为此, 本实验按照 1:3 的比例将金属泡沫铜均匀分布在石蜡箱体中, 探究泡沫铜对石蜡相变速率的影响。结果显示: 加入泡沫铜后, 有效的促进了石蜡的相变速率, 缩短了石蜡相变的时间。同时加入泡沫铜后, 内部温差明显减小, 温度分布更加均匀, 并且有效缓解了自然对流造成的顶部过热和底部不融化现象。

[关键词] 泡沫铜; 相变材料; 热性能

0 引言

随着世界经济的发展, 我国经济与社会已进入大量消耗能源阶段。空调系统能耗作为主要能耗之一, 其制冷运行工况所产生的冷凝热量很大, 如直接排入大气, 不仅浪费能源, 而且会导致环境温度升高。所以, 可以考虑将冷凝热回收利用^[1]。我们所熟知的空调冷凝热回收系统主要包括热回收器和蓄热装置^[2]。蓄热装置可采用水蓄热式和相变蓄热式两种形式, 水蓄热式存在系统体积庞大、输入功率大等问题, 而相变式蓄热式既解决了热水供应时间和数量不同步的问题, 又有箱体小, 灵活布置的特点^[3]。

朱家玲等^[4]对地源热泵供热系统中, 利用低谷电蓄能的相变蓄能装置进行研究, 模拟结果显示, 采用相变材料蓄热可充分利用谷电, 节约运行成本, 具有良好的经济性。张红瑞、廖海蛟、贺鹏和叶三宝等^[5~8]分别设计并改进了相变蓄热系统, 为相变蓄热系统的设计和优化提供了理论支持和参考。

同时, 为提高相变材料的导热性能, 很多学者对相关方面进行了研究, 其主要思想是在相变材料中添加高导热系数的添加物来提高其导热系数, 目前所采用的技术包括在石蜡中添加石墨^[9]、翅片^[10]、高导热性能的纳米纤维或纳米颗粒^[11]以及泡沫金属^[12,13]。

Hawladar 等^[14]在实验研究中, 制成一种胶囊型相变材料, 将石蜡作为相变材料, 明胶与阿拉伯树胶作为胶囊体材料, 乙醇与甲醛作为溶剂, 结果表明, 该新型胶囊相变蓄热效果令人满意。

本文借鉴以往的实验研究结果, 通过查阅文献^[15]发现, 高孔隙的泡沫金属材料是近年来开发出的一种新型材料。它采用烧结等工艺制成, 含有泡

沫气孔, 其中的固体 (铜、铝) 和流体 (空气、水等) 导热系数相差较大, 具有导热率、高比表面及高渗透性等优点^[16]。故而本实验在以石蜡为主的蓄热箱中, 按照 1:3 的比例将金属泡沫铜均匀分布在石蜡箱体中, 进而研究石蜡的相变速率。得到了较好的实验结果。

1 实验系统介绍及实验方法

1.1 实验系统

本实验台可以实现单独制冷、单独制热水 (独立热回收)、同时制冷与热回收等功能。与常规热泵系统一样, 只是在原来的相变蓄热装置内添加了泡沫金属, 其工作流程也同普通制冷循环类似, 系统结构图如图 1 所示。实验过程中, 通过控制阀门的启闭来实现制冷, 蓄热等多个功能。

1.2 实验方法

实验中应用的纯石蜡, 其物性 TA-Q200 型差扫描测量仪 (DSC) 测定, 测得的石蜡熔点为 60~65℃, 固体状态密度为 91kg·m³。实验中的泡沫铜参数如表 1。

表 1 泡沫铜的结构参数

编号	ε	PPI	尺寸/mm
1	0.90	10	100×100×80
2	0.90	10	100×100×80
3	0.90	10	100×100×80
4	0.90	10	100×100×80
5	0.90	10	100×100×80
6	0.90	10	100×100×80

注: 表中 ε 表示铜泡沫孔隙率, PPI 为铜泡沫孔密度。

金属泡沫铜及温度测点图分布如图 2。

实验测得的各测点温度变化情况: 左侧为蓄热箱中只为纯石蜡的图像, 右侧为蓄热箱中加入金属泡沫铜的图像。

2 实验结果分析

图 3、图 4、图 5 及图 6 分别对比了蓄热箱中只

收稿日期: 2018-06-24

作者简介: 陈华 (1972—), 主要研究方向为制冷空调系统节能与优化技术。

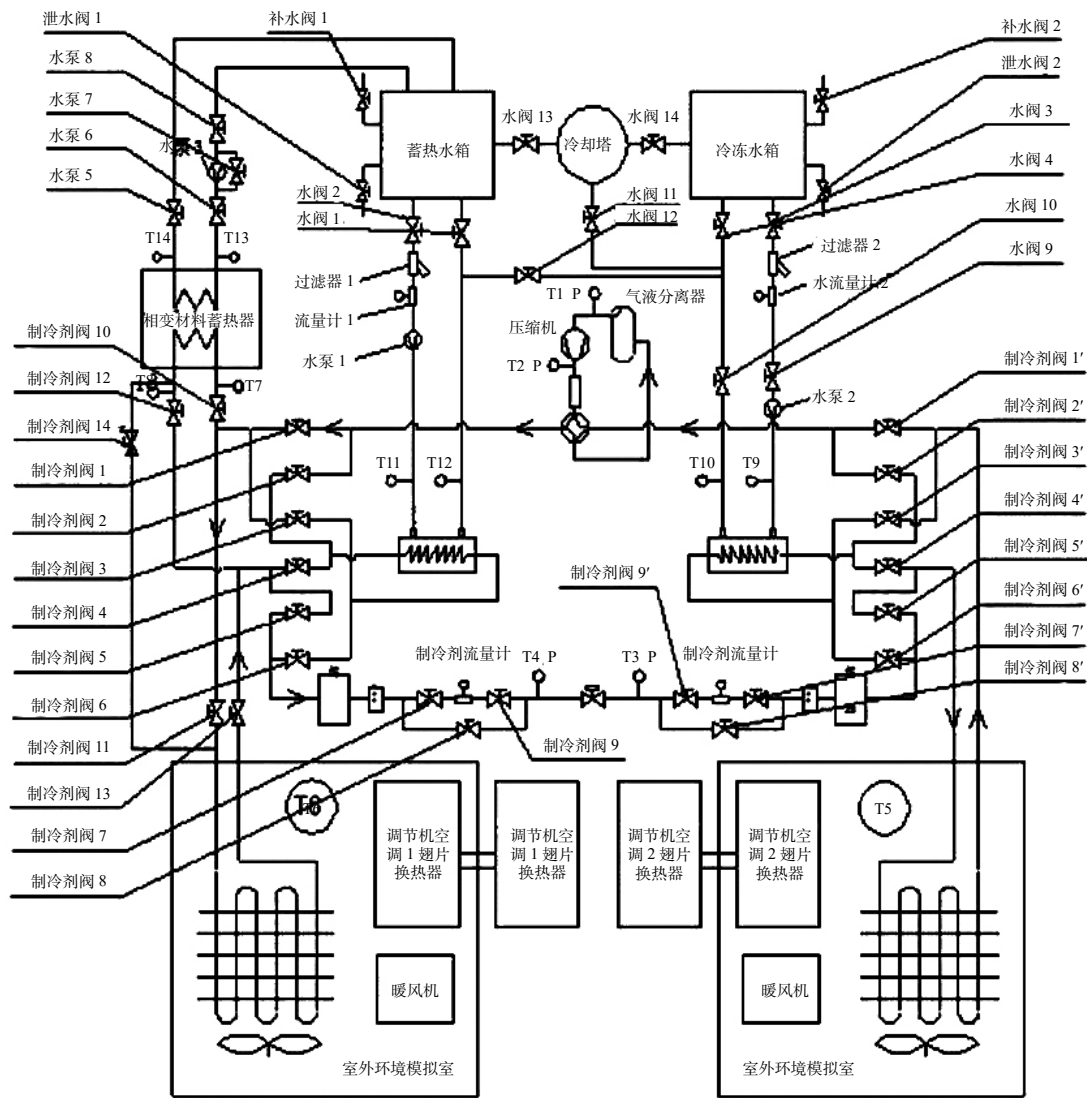


图 1 实验系统图（红、蓝线均代表运行流程）

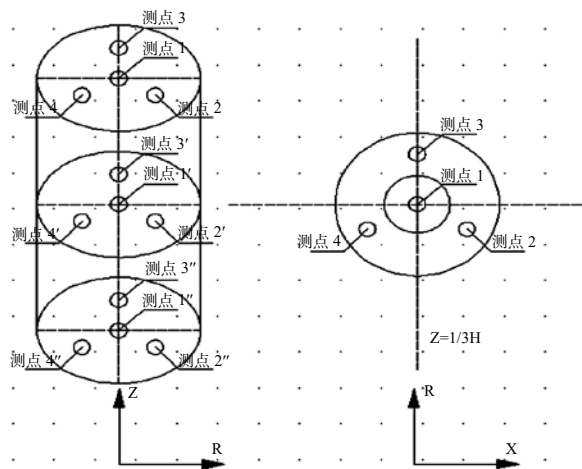


图 2 泡沫铜及温度测点分布图

放纯石蜡与石蜡中加入金属泡沫铜后蓄热箱中上、中、下及中轴各测点石蜡融化过程中温度随时间的变化。

总体来看，可以看到，纯石蜡相变过程中，测点温度曲线在 60~65℃ 之间升温缓慢，表明在整个融化升温过程中，该温度区内吸热明显。

横向来看，通过两两图像对比，可以看到，加入金属泡沫后，在前三百分钟内石蜡快速吸热，温度升高，上中下及中轴的每个测点相对溶解时间都缩短，右侧图线斜率明显大于左侧，吸热速率明显加快，达到熔点的时间明显短于纯石蜡。

纵向来看，左侧纯石蜡蓄热箱中，各测点温差较大，顶部测点由于强烈的自然对流过程，升温较快，可快速完成相变过程，而底部测点在整个过程

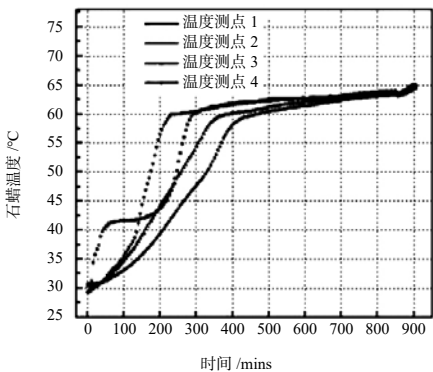
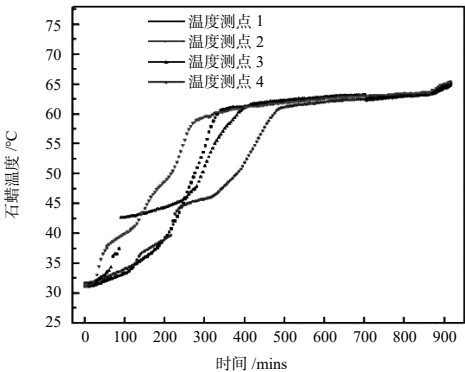


图 3 蓄热箱中上部 4 个测点

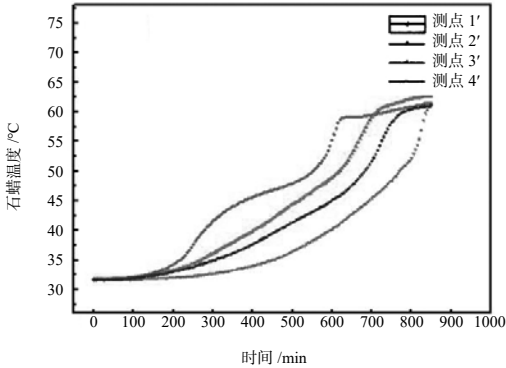
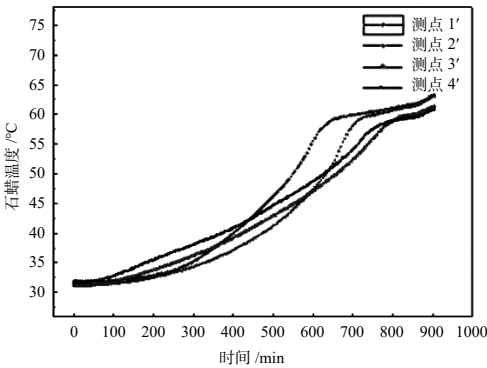


图 4 蓄热箱中中部 4 个测点

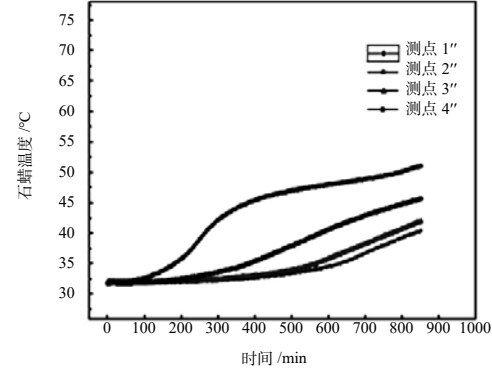
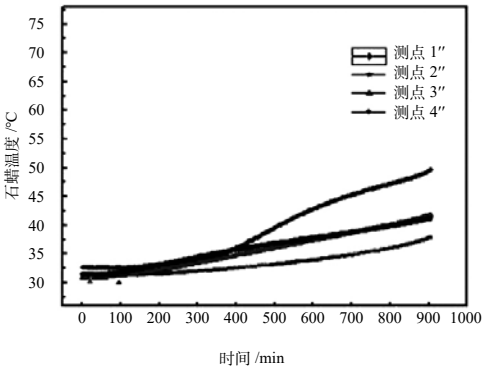


图 5 蓄热箱中下部 4 个测点

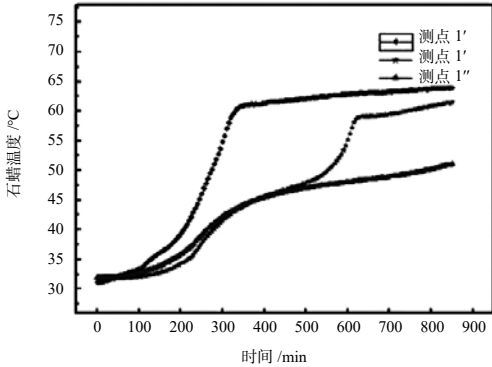
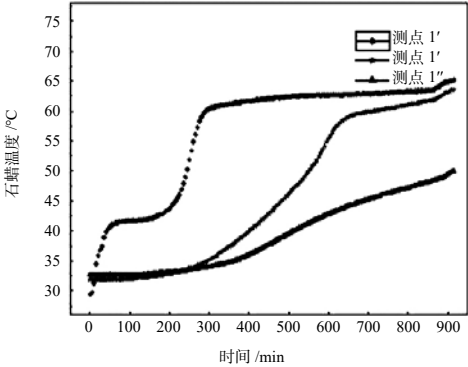


图 6 蓄热箱中中轴 4 个测点

中均未达到相变温度,内部温度分布也及其不均。而右侧部分,再按照 1:3 的比列加入金属泡沫铜后,竖直方向上,各测点升温曲线相对同步,均可较快达到融化温度,从侧面验证了在石蜡中加入金属泡沫铜有效抑制了自然对流作用,使得导热占据主导。

3 实验结论

通过在石蜡蓄热箱中加入金属泡沫铜,观察泡沫金属对石蜡蓄热过程性能影响的实验,得到如下结论:

(1) 金属泡沫铜加入到石蜡中大大增强了传热性能,缩短了石蜡融化时间,提高了石蜡的蓄热性能。

(2) 石蜡中加入金属泡沫铜,提高了温度场内的温度均匀性,使得热量能迅速被相变材料所吸收,减弱了自然对流的影响,有效缓解了蓄热箱中上下中等各部融化不均的现象。

参考文献

- [1] 章学来,于树轩,林原培,等.相变蓄热冷凝热回收实验研究[J].化工学报,2010,61(Suppl.2):43-48.
- [2] 史德福,陈华,黄耀坤.带冷凝热回收的家用空调器的研究[J].低温与超导,2012,40(5):63-67.
- [3] 周楚,陈华,史德福,等.相变蓄热式热泵热水器性能实验研究[J].建筑科学,2014,30(4):5-9.
- [4] 朱家玲,李慧,张伟.螺旋管式相变蓄热过程的数值模拟与系统优化[J].天津大学学报,2012,45(10):875-880.
- [5] 张红瑞.空调废热回收热泵关键技术的研究[D].济南:山东建筑大学,2010.
- [6] 廖海蛟,凌祥.高温肋板式蓄热器蓄/放热特性的数值模拟[J].太阳能学报,2010,31(3):345-350.
- [7] 贺鹏,冯毅.相变蓄热体的热工特性数值模拟[J].低温与超导,2012,40(11):80-84.
- [8] 叶三宝,刁彦华,赵耀华.新型平板热管相变蓄热器蓄放热性能分析[J].电力建设,2014,35(7):136-140.
- [9] Hawlader,Zhu H J.Encapsulated phase change materials for thermal energy storage: experiments and simulation[J].International Journal of Energy Research,2002,26(2):159-171.
- [10] 刘津丞,袁益超,徐世祥等 H 形鳍片片管束传热与阻力特性实验研究[J].上海理工大学学报,2004,26(5):457-460.
- [11] Leland, J. and Recktenwald, G., Optimization of a phase change heat sink for extreme environments, Proc SEMITHERM, 2003:351-356.
- [12] Kim, S. and Drazal, L. T., High latent heat storage and high thermal conductive phase change materials
- [13] Weinstein, R. D., Kopec, T. C., Fleischer, A. S., D'Addio, E. and Bessel, C. A., The experimental exploration of embedding phase change materials with graphite nanofibers for the thermal management of electronics, J. Heat Transfer 200.
- [14] Hawlader,Zhu H J. Encapsulated phase change materials for thermal energy storage: experiments and simulation[J]. International Journal of Energy Research, 2002, 26(2):159-171.
- [15] 杨小平,杨晓西,丁静. The thermal analysis of porous medium for high-temperature thermal storage [J]. Journal of Engineering Thermophysics (工程热物理学报), 2012, 33(3):477-480
- [16] YAO Y., WU H., LIU Z. A new prediction model for the effective thermal conductivity of high porosity open-cell metal foams [J].International Journal of Thermal Sciences, 2015,97:56-67.

热泵耦合太阳能的相变储能系统的构建及运行分析

冯国会, 于素蕴, 黄凯良

(沈阳建筑大学, 辽宁沈阳 110168)

[摘要] 以往的普通能源系统存在各类问题, 本文以沈阳建筑大学超低能耗示范中心为建筑模型, 构建热泵与太阳能耦合的相变储能系统。采用瞬态模拟软件 TRNSYS 和实际测试数据分析系统运行情况, 探讨复合式能源系统的优点和可行性。根据模拟得出的结果显示, 沈阳建筑大学超低能耗示范中心建筑全年最大热负荷为 11.6kW, 出现在 1 月 14 日; 最大冷负荷是 10.01kW, 出现在全年气温最高的时刻。相变储能复合式能源系统内热泵机组的 COP 值比普通热泵系统的 COP 值提升了 16.67% 左右。七月份的流量平均值为 3.854m³/h。用户的负荷侧回水平均为 12.35℃, 平均源测回水温度值为 46.8℃。实测和模拟两者数值偏差控制在 15% 以内。结合了太阳能、热泵的相变储能复合式能源系统比普通能源系统高效、节能。

[关键词] 热泵; 太阳能; 相变储能; 耦合

0 引言

中国的快速发展离不开能源的发展与应用, 可再生能源的利用屡见不鲜, 但单一能源的使用存在许多问题, 本文讨论太阳能和热泵技术。

太阳能在单独使用构建系统时, 能流密度低, 分散性强^[1-3], 无法集中使用; 有的太阳能利用装置, 效率偏低, 成本较高, 经济性还不能与常规能源相竞争^[4-6]。在今后相当一段时期内, 太阳能利用的进一步发展, 主要受到经济性的制约^[7]。

地源热泵系统在使用时存在以下几点问题: 从地下取热需要大量的埋管量, 初投资偏大、需用大面积土地; 在冬夏负荷不平衡的情况下, 会造成地下能量积聚^[8-11], 需要辅助能源; 在打井技术方面, 尚未很好解决回灌问题, 很多工程实际上并未达到百分百回灌。

因一次能源替代势在必行且单一能源系统存在各类弊端^[12-15], 本文将太阳能和热泵两种可再生能源结合相变储能技术联合使用, 构建复合式能源系统, 力求高效、低能耗且经济合理。

1 建筑模型建立及负荷计算

1.1 建筑概况

沈阳建筑大学“被动式超低能耗示范建筑”, 位于沈阳市浑南新区浑南东路 9 号沈阳建筑大学校园的西南方向, 总占地面积为 167.95m², 该项目为示范建筑, 其内设展厅、示范房间 (带火炕)、厨房、卫生间、控制室以及设备专用机房。总建筑面积为

335.9m², 建筑基地面积 563.24m², 建筑地上 2 层。建筑各层平面图如下所示。

被动式超低能耗示范中心建筑的主体结构为钢框架结构, 建筑的长、宽和高分别为: 18.6m、9m 和 6.9m, 建筑物一楼层高 3.3m, 二楼层高 3.6m, 图 3 和图 4 分别为示范中心的选址示意图和示范中心落成后的外观效果图。示范中心建筑的体形系数为 0.47。建筑物东南西北四面的窗墙比分别为: 0.05、0.12、0.09 和 0.12。

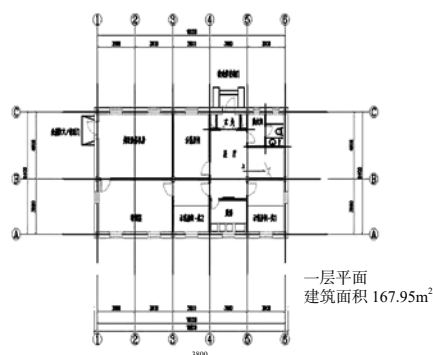


图 1 一层建筑平面设计图

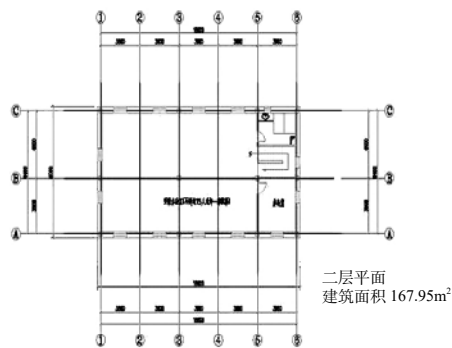


图 2 二层建筑平面设计图

收稿日期: 2018-06-28

基金项目: 国家十三五重点研发计划项目
(2017YFC0702600)。

作者简介: 冯国会 (1964—), 主要研究方向为相变储能理论与技术、供热空调节能技术、建筑环境保障技术等方面的研究。

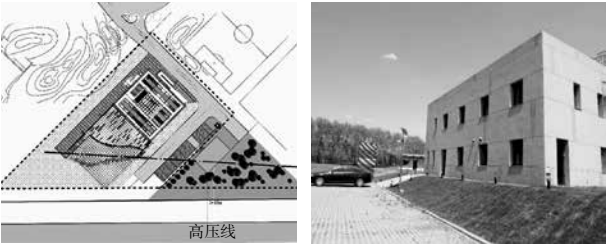


图 4 示范中心落成外观效果图 图 3 示范中心的选址示意

1.2 建筑模型建立及负荷概算

应用 DeST 能耗模拟软件建立被动式超低能耗建筑模型^[16-18]。基于 DeST 软件自带的气象数据库中的沈阳地区逐时气象数据，对该建筑模型下的采暖能耗和空调能耗进行了全年 8760h 的模拟分析。

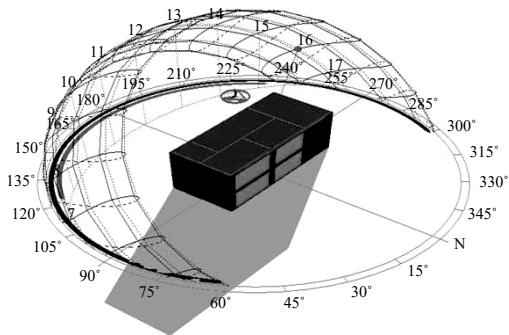


图 5 沈阳建筑大学被动式超低能耗示范建筑模型

经模拟计算得，沈阳建筑大学超低能耗示范中心建筑全年最大热负荷为 11.6kW，出现在 1 月 14 日。而全年最大冷负荷是 9.75kW，出现在全年气温最高的时刻。全年累计热负荷指标为 43.25kW·h/m²、全年累计冷负荷指标为 36.21kW·h/m²。

表 1 建筑负荷统计表

项目统计	单位	统计值
总建筑空调面积	m ²	269.28
全年最大热负荷	kW	11.6
全年最大冷负荷	kW	9.75
全年累计热负荷	kW·h	9472.66
全年累计冷负荷	kW·h	5311.55
全年最大热负荷指标	W/m ²	43.25
全年最大冷负荷指标	W/m ²	36.21
全年累计热负荷指标	kW·h/m ²	35.18
全年累计冷负荷指标	kW·h/m ²	19.73
采暖季热负荷指标	W/m ²	11.55
空调季冷负荷指标	W/m ²	10.01

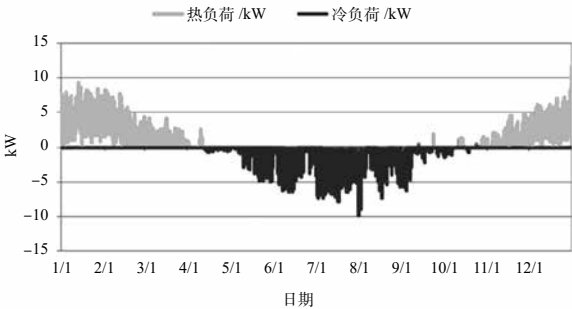


图 6 全年逐时空调负荷

2 复合式相变储能系统建立

选取沈阳建筑大学超低能耗示范中心的一层一个标准房间，建立热泵耦合太阳能的相变储能系统仿真模型，分析相变储能蓄热装置在加入到热泵式太阳能耦合系统后对整个系统的影响。

2.1 仿真系统控制策略

(1) 时间控制器（TYPE14h）

该系统时间控制器采用模块 TYPE14h，该模块主要来控制土壤源热泵源侧和负荷两侧的循环泵的

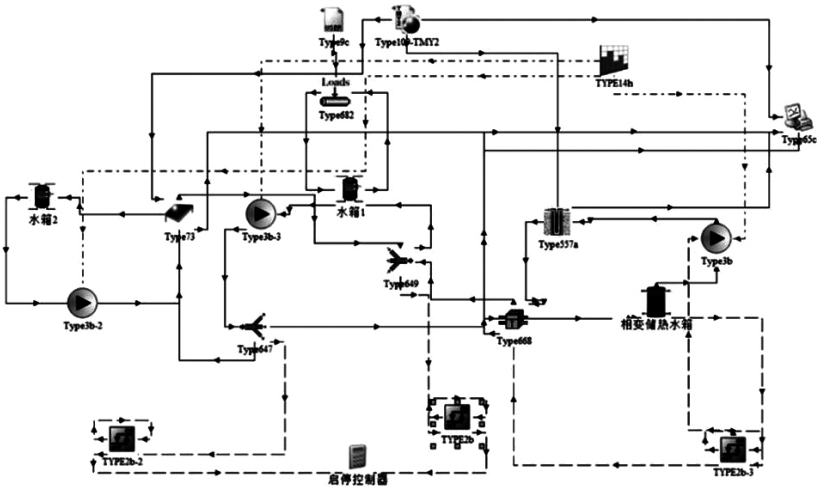


图 7 热泵耦合太阳能的相变储能系统仿真模型图

开启和关闭，从而控制热泵机组的开启和关闭。本系统运行时间控制如下：8 时~18 时控制信号为 1，其余时间控制信号为 0。

（2）温差控制器（TYPE2b）

平板型太阳能集热器和相变蓄热水箱之间的循环泵的开启和关闭主要通过 TYPE2b 来进行调节和控制。当初始的控制信号为 1 时，设定温差高于集热器的出口温度和相变储热水箱源侧温差时，水泵停止工作；当高于设定温差时，水泵正常运行。当初始时控制信号为 0 时，当设定温差低于集热器的出口温度和相变储热水箱热源侧温差时，水泵开始运行；当高于设定温差时，水泵停止运行。当部件监测的温度高于设定最高温度时，水泵也停止运行。

（3）温度控制器（TYPE2b）

整个复合式蓄热系统模拟运行时，通过温度控制器（TYPE2b）来控制相变储热水箱和末端水泵之间的启停。在设计工况时，假设房间采暖温度为 20℃，则房间温度波动范围为 22±2℃，当监测出的温度值高于 24℃ 时，停掉用户侧水泵；当监测温度低于 20℃ 时，循环泵即使开启直至温度再次高于 24℃。

2.2 系统仿真模拟分析

沈阳地处严寒地区，供暖季从 11 月 15 日起直到次年 3 月 15 日，典型年最冷月份为 1 月；选取典型年最冷的 1 月份及 2017 年 1 月最冷天 1 月 15 日进行模拟分析。考虑到一天中太阳辐射强弱不同的情况^[12]，在整个房间负荷值最大的早晚时间采用平板型太阳能集热器、热泵和储热水箱一同供热的情況，其余情况基本均采取利用太阳能集热器供热。

由表 2 和表 3 可以看出以下两点结论：典型日，

集热器的总辐射能保持不变，集热器吸收的有用能和集热器平均效率均略有增加；加入相变储热水箱的复合式能源系统相比传统的太阳能热泵系统，系统整体的 COP 值增大了。

表 2 典型日太阳能集热器能量变化（单位：MJ）

典型日	工况	集热器吸收总辐射能	集热器吸收的有用能	集热器平均效率
1 月 15 日	普通系统	623.545	184.52	0.296
1 月 15 日	相变储热系统	623.545	185.63	0.298

表 3 典型日热泵侧热量变化（单位：MJ）

典型日	工况	热泵源侧热量	蓄热量	热用户	热泵耗电量	系统耗电量	热泵 COP	系统 COP
1 月 15 日	普通系统	192.3	—	252.6	63.8	73.98	4.212	3.647
1 月 15 日	相变储热系统	198.7	8.45	254.1	65.2	70.96	4.097	3.784

由表 4 和表 5 可见，典型月太阳能集热器的总辐射能并没有发生任何的变化，而集热器有用能和集热器的平均效率略有增加；集热器获得的有用能一部分被相变储热水箱内的蓄热材料所吸收热，系统内生活热水均由太阳能系统提供，平时多余热量储存在相变蓄热水箱内，待热量不，使集热器的进口温度略有下降，集热器的平均效率有所提高。

表 4 典型月太阳能集热器能量变化（单位：MJ）

典型月	工况	集热器总集热量	集热器吸收的有用能	集热器平均效率
1 月份	普通系统	16215.32	4653.79	0.287
1 月份	相变储热系统	16215.32	4712.58	0.291

表 5 典型月热泵侧的能量变化（单位：MJ）

最冷月	工况	热泵源侧热量	蓄热量	热用户	热泵耗电量	系统耗电量	热泵 COP	系统 COP
1 月份	普通系统	4756.3	—	6345.1	1496.3	1998.4	4.203	3.241
1 月份	相变储热系统	4847.2	140.87	6354.7	1574.1	1879.4	4.012	3.434

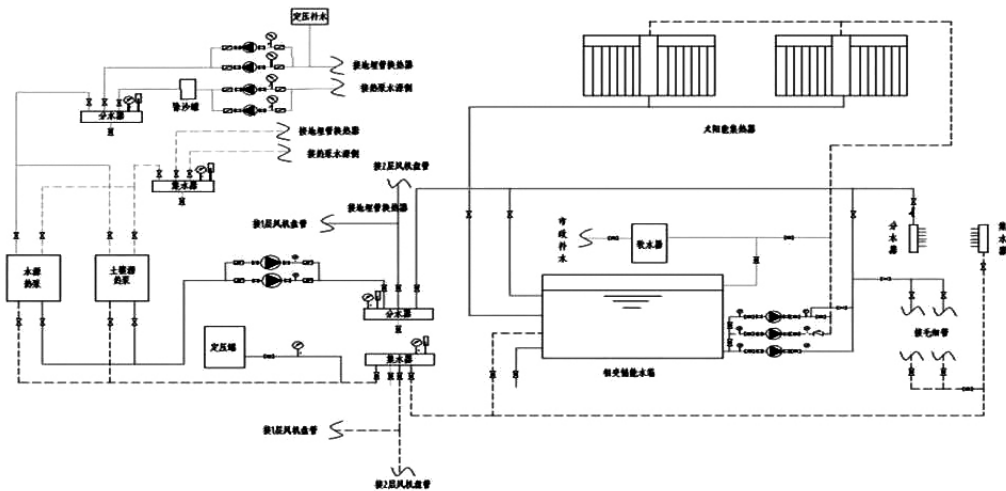


图 8 系统流程图



图 9 超声波流量计探头

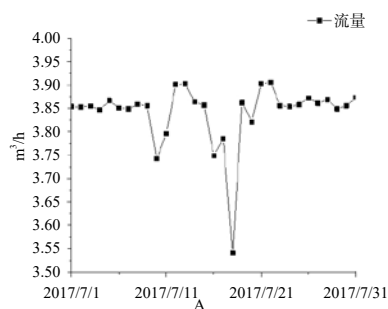


图 10 超声波流量计测试结果统计图



图 11 温湿度自计议仪表布置图



图 12 温湿度自计议探头布置图

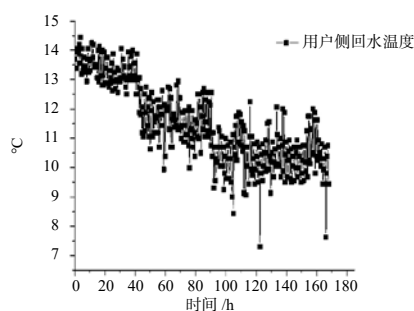


图 13 用户侧回水温度

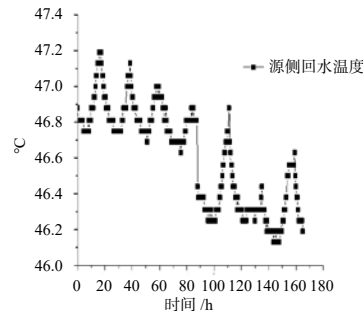


图 14 源测回水温度

相对于传统的太阳能热泵系统来说,加入相变储热水箱时,由于相变储热水箱的蓄热量增加,增大了热泵的耗电量,系统内热泵机组的 COP 值比普通热泵系统的 COP 值提升了 16.67% 左右。

3 复合式能源系统实测

3.1 实验系统介绍

沈阳建筑大学超低能耗示范中心采用双源热泵系统(水源、土壤源热泵),系统供热由热泵系统和太阳能系统联合供足时放热,节省系统耗电量。系统末端装置为毛细管网系统。

3.2 超声波流量计的实验方法

为了测试沈阳建筑大学超低能耗示范中心能源系统的流量多少,配合复合式能源系统的流量等其他相关条件的调试,在热泵立管上绑有超声波流量计探头,实时测试热泵立管附近处的流量,实时监测整个七月份的流量经统计计算得出平均流量值为 $3.854\text{m}^3/\text{h}$ 。

3.3 温湿度自计议的实验方法

将两只提前设置好监测时间和监测频率的双探头温湿度自计议的探头分别放入热泵源测和负荷侧的保温层之内,让探头紧贴管壁放置,方便灵敏的实时记录管壁温度变化。温湿度自计议数据采集频率设置为 $0.5\text{h}/\text{个}$ 。

布置温湿度自计议的起始时间是从 2017 年 7 月 12 日零点至 2017 年 9 月 1 日零点。采取非循环采集模式,采集间隔为 1800s,记录总数据为每块温湿

度自计议 2450 个。

3.4 被动式超低能耗示范中心实测结果

截取 7 月下旬一周的时间,温度呈逐渐降低趋势,纵观全部测试时间,用户侧回水温度大致稳定在一定数值范围内,稳定波动,平均温度为 12.35°C 。源测回水温度稳定波动于 $46^\circ\text{C}\sim 47^\circ\text{C}$ 之间,平均源测回水温度值为 46.8°C 。与供水温度之差为 4.17°C 。

3.5 实测结果与模拟结果对比分析

通过 TRNSYS 瞬态模拟和对实际建筑物的连续监测讨论了热泵源测和负荷侧的进出水温度,二者趋势和数据情况基本一致:

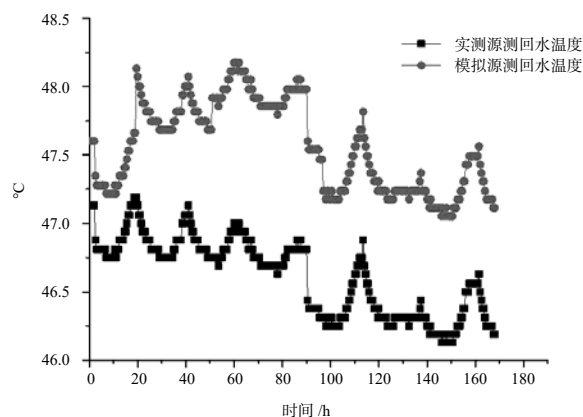


图 15 源测回水温度的模拟与实测对比图

由于模拟的理想性和实际仪表误差及读取误差等各方面原因,模拟曲线和实际测试曲线是无法完全重合的,但两条曲线的趋势基本一致,模拟值较实验值稍高,但偏差为 10.36%,控制在 15% 以内,证明了模拟的准确性。

4 结论

通过以沈阳建筑大学超低能耗示范中心为平台的模型建立、模拟分析和实际测试,得出以下几点结论:

(1) 通过 DeST 软件的模拟计算,得出沈阳建筑大学超低能耗示范中心建筑全年最大热负荷为 11.6kW,出现在 1 月 14 日。而全年最大冷负荷是 10.01kW,出现在全年气温最高的时刻。

(2) 相变储能复合式能源系统内热泵机组的 COP 值比普通热泵系统的 COP 值提升了 16.67% 左右。

(3) 整个七月份的流量平均值为 3.854m³/h。用户的负荷侧回水平均为 12.35℃,平均源测回水温度值为 46.8℃。实测和模拟两者数值偏差控制在 15% 以内。

就以上结论可以看出,以沈阳建筑大学超低能耗示范中心为平台的结合了太阳能、热泵的相变储能复合式能源系统比普通能源系统高效、节能。

参考文献

- [1] 杨卫波,施明恒,等. 太阳能-土壤源热泵系统交替运行性能的数值模拟[J]. 热科学与技术, 2005, 4(3):228-232
- [2] 杨波,董华,周恩泽,等. 太阳能-土壤源热泵系统联合运行模式的研究[J]. 流体机械, 2004, 32(2):41-45.
- [3] 李达耀. 建筑可再生能源利用系统优化设计研究[D]. 广西大学, 2016.
- [4] 王光伟,许书云,韩蕾,等. 太阳能光热利用主要技术及应用评述[J]. 材料导报, 2014(s1):193-196.
- [5] 蒋浩. 风能转换系统的建模与控制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2003.
- [6] Vidal H, Colle S. Simulation and economic optimization of a solar assisted combined ejector-vapor compression cycle for cooling applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(5):478-486.
- [7] Abdel D A M. Experimental and numerical performance of a multi-effect condensation vaporation solar water distillation system[J]. Energy, 2006, 31(14):2710-2727.
- [8] Pollerberg C, Heinzl A, Weidner A. Model of a solar driven steam jet ejector chiller and investigation of its dynamic operational behaviour[J]. Solar Energy, 2009, 83(5):732-742.
- [9] Mohammed M Farid, Amar M Khudhair, Siddique Ali K Razack, et al. A review on phase change energy storage materials and applications [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45:1603-1608.
- [10] Yang C, Yang X, Zhao B. Person to person droplets transmission characteristics in unidirectional ventilated protective isolation room: The impact of initial droplet size[J]. Building Simulation, 2016, 9(5):597-606.
- [11] 马最良. 地源热泵系统设计与应用[M]. 机械工业出版社, 2014.
- [12] 赵军, 戴传山. 地源热泵技术与建筑节能应用[M]. 中国建筑工业出版社, 2007.
- [13] 陈胜华. 太阳能-土壤源热泵耦合系统实验研究[D]. 天津大学, 2009.
- [14] HaMader M N A, Chou S K, uuadl M Z. The performance of a Solar assisted Heat Pump Water Heating System[J]. Applied Thermal Engineering, 2001(21):1049-1065
- [15] 陆游. 基于 TRNSYS 的太阳能-地源热泵系统模型研究[D]. 河北工业大学, 2015.
- [16] 朱永强. 新能源与分布式发电技术[M]. 北京: 北京大学出版社, 2010.
- [17] 杨洪兴, 周伟. 太阳能建筑一体化技术与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [18] 王荣光, 沈天行. 可再生能源利用与建筑节能[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.1, P12.

太阳能、空气能、电磁能以及相变储能耦合供暖、供冷、热水系统的综合应用

冯国会, 姜明超, 王赧炜, 江明志

(沈阳建筑大学市政与环境工程学院, 辽宁沈阳 110168)

[摘要] 目前供暖行业中存在多种供暖形式, 大部分供暖形式在实际应用中面临很多问题, 如电力需要扩容、机房场地不足、运行费用高、供冷与供暖不能同时满足等实际问题。所以根据不同项目的需求, 应该制定更为适合的能源系统, 本文所介绍的能源系统是太阳能 + 空气能 + 电磁能 + 相变储能耦合系统, 此系统是集供暖、供冷以及热水功能为一体的新型系统, 此系统可以满足多种需求, 同时在实际项目中可以解决一部分电容量以及最大程度上节省系统的运行费用。本文就针对实际项目对此新型多能源耦合系统的多功能运行模式以及优势进行简要的分析介绍。

[关键词] 太阳能; 空气能; 电磁能; 相变储能; 多功能运行模式

0 引言

目前, 我国的建筑行业正在持续发展, 建筑能耗在全国总能耗中占有很大比例, 这部分能耗对温室气体排放有着重要影响。根据 2005 年的建筑能耗统计数据中可以看出, 供暖以及空调能耗在整个建筑能耗中占据 62% 以上的份额。因此, 面对越来越恶劣的空气污染问题, 充分利用清洁能源, 减少煤炭等化石燃料的使用, 对改善空气质量会起到积极的作用。现在供暖及空调行业面临着严峻的挑战, 同时也存在着巨大的机会, 由于技术、经济、现场条件等多种因素的影响, 使清洁能源在供暖行业中的应用受到了一定的限制。同时在同一个项目上, 单一清洁能源的应用往往达不到理想效果, 有时甚至满足不了建筑物的使用要求, 所以将多种清洁能源综合应用, 取长补短, 效果才能更为理想。减少传统燃煤供暖所造成的大气污染, 降低供暖及空调系统的能耗, 大力推广使用包括可再生能源在内的清洁能源系统成为建筑节能工作和提高全社会能源使用效率的一个重要方面。本文就针对实际工程项目对此新型系统的多功能运行模式以及系统优势进行简要的分析介绍。

1 项目简介

1.1 项目概述

该项目位于沈阳市大东区龙之梦购物中心地上停车场, 以办公功能为主的办公楼, 根据设计院所

提供的图纸以及建筑物设计参数可知, 总供暖面积约 1500m², 设计温度为 20℃, 10 小时供暖, 建筑总供热负荷约为 107.73kW。建筑物总供冷面积为 1200m², 供冷设计温度为 26℃, 建筑物总供冷负荷约为 69.23kW。整个建筑物内每天的热水用量为 8m³, 每小时最大用水量为 0.6m³/h。

1.2 项目方案

该项目采用空气源热泵、电磁能、太阳能、相变储能耦合供暖、供冷以及供热水系统, 该系统选用 1 台输入功率为 20kW 的直流式变频空气源热泵, 1 台 60kW 的变频采暖型电磁加热器, 1 台 20kW 变频采暖与热水双用的电磁加热器, 16 组新型高效的太阳能集热器, 蓄热系统需要 1 个 6m³ 的多层级低温相变储能水箱, 1 个 6m³ 的多层级高温相变储能水箱。

该系统在冬季主要以供暖为主, 在供暖期, 该建筑的热水供应主要是从热电厂买热水, 太阳能所收集的热量全部储存在低温相变储能水箱之中, 用于建筑物的供暖, 在非供暖季, 建筑物的热水供应全部由太阳能系统承担, 向单独的生活热水水箱中储存热水。空气源热泵系统在供暖季承担部分热负荷, 与高温相变储能水箱连接, 向高温相变储能水箱内储存热量。在供冷季空气源热泵承担室内全部冷负荷, 为建筑物供冷, 此工况空气源热泵与末端风机盘管系统直连, 不需向水箱内蓄冷。空气源热泵的两种运行工况主要依靠简单的阀门切换就能够得以解决。电磁加热机组与高温相变储能水箱相连接, 在采暖季开启, 在空气源热泵产生低温水的基础上继续升温, 达到可以供暖的供水温度, 承担建筑物绝大部分的热负荷。

1.3 实际运行效果分析

该系统在夏季供热水的过程中所提供的热水

收稿日期: 2018-06-28

基金项目: 国家十三五重点研发计划项目
(2017YFC0702600)。

作者简介: 冯国会 (1964—), 主要研究方向为相变储能理论与技术、供热空调节能技术、建筑环境保障技术等方面的研究。

温度以及热水量完全能够满足建筑物的使用需求，供冷季 90 天，整个系统的供冷温度维持在 25℃ 左右，运行费用约为 9.27 元 /m²，供暖季 180 天，整个系统的供暖温度维持在 21℃ 左右，运行费用约为 19.74 元 /m²。该系统的整体效果完全达到了预期目标，运行效果良好。

表 1 沈阳市清洁能源采暖电价表（一般工商业）

时段名	时间段	电价（一般工商业）
低谷时段	21:00~07:00	0.329
平峰时段	07:00~07:30 11:30~17:00	0.832
高峰时段	07:30~11:30 17:00~21:00	1.2151

2 系统设备流程示意图及运行模式分析

本系统主要包括：太阳能集热器、空气源热泵、电磁加热器、相变储能水箱以及自动控制系统，附图 1 为系统图，该系统主要由以下部分组成，主要设备连接流程如图 1。

系统采用空气源热泵、太阳能、电磁能以及相变储能耦合供能模式，在夜间充分利用谷电，先开启空气源热泵将高温相变储能水箱内的水进行加热蓄能，当水温达到设定温度后，再将电磁加热器设备全部开启满负荷运行，为高温相变储能水箱蓄能同时保证建筑物夜间供暖需求，次日先由高温相变

储热水箱前夜蓄存的热量为建筑物供暖，在此期间太阳能集热器产生的热量蓄存在低温相变蓄热水箱之中，当高温相变储热水箱前夜蓄存的热量用尽时，太阳能低温相变储热水箱中的热水便开始向高温相变储热水箱补热并为整个建筑物供暖，同时空气源热泵系统作为辅助供暖热源适时开启，如若仍然不能满足供水温度，再开启电磁加热设备进行补热。

三套加热系统均为独立系统，均可通过温控阀门和循环水泵的自动控制和切换实现为末端供暖、供冷以及热水使用的需求，减小不必要的能量消耗浪费。当高温相变储热水箱温度满足供暖温度时可由其直接供暖，当高温相变储热水箱温度不能满足供暖温度时，低温相变储热水箱与高温相变储热水箱中的水进行混合后供暖，达到阶梯加热的效果，使空气源热泵、太阳能采暖系统和电磁加热系统各自达到最佳的运行效率，经济性最佳，同时空气源热泵系统在夏季也可以提供冷量，为建筑供冷。空气源热泵、太阳能系统和电磁加热系统各自发挥最大的优势，取长补短，使整套耦合系统达到最佳的经济性、技术性、节能性。

整套系统具体的运行步骤如下：

在夜间谷电期间段先开启空气源热泵，对高温

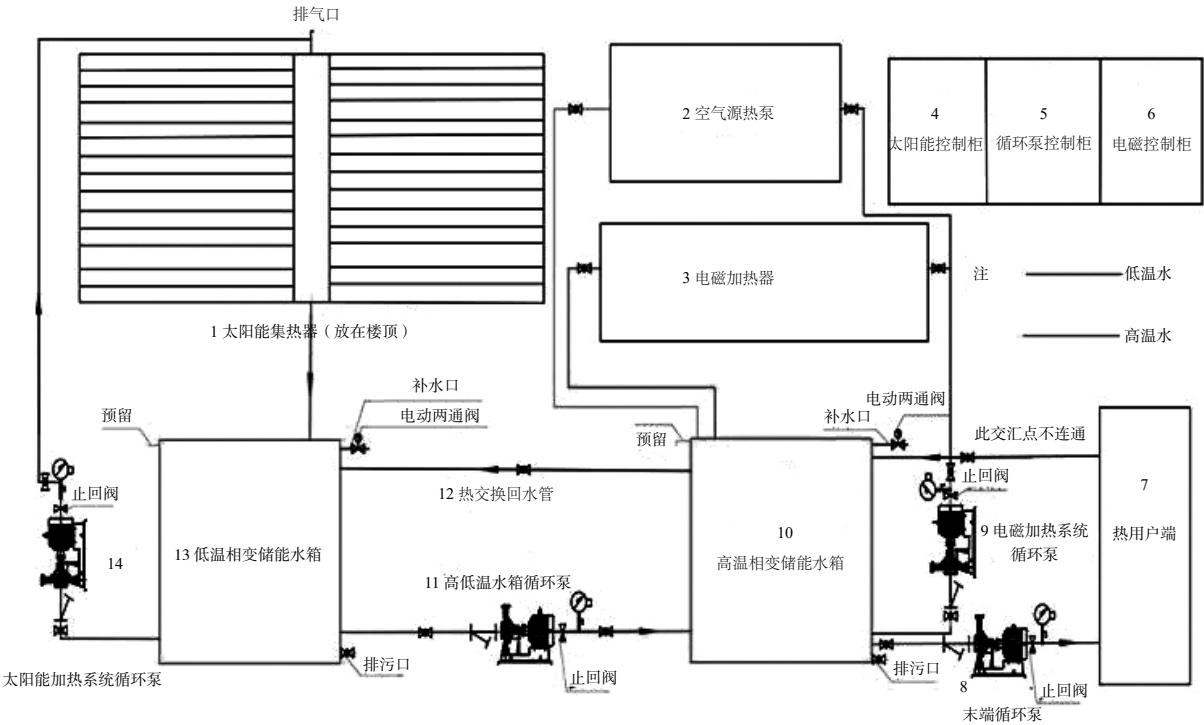


图 1 系统设备流程示意图

1- 太阳能集热器；2- 空气源热泵；3- 电磁加热器；4- 太阳能系统控制柜；5- 循环泵控制柜；6- 电磁加热系统控制柜；7- 热用户端；8- 末端循环泵；9- 电磁加热系统循环泵；10- 高温相变储能水箱；11- 高、低温水箱循环泵；12- 热交换回水管；13- 低温相变储能水箱；14- 太阳能加热系统循环泵

相变水箱内的水进行升温,空气源热泵的开启时间大约占整个谷电时长的一半,然后再开启电磁加热器,使其向高温相变储能水箱内继续蓄热,使水箱内的水温上升至满足末端出水温度。此外末端散热器或地热盘管可以选择关闭或者低频率运行,如果末端是风机盘管,则可以选择将控制面板的温度设置在较低水平,当室内温度低于设置温度的时候,风机盘管将启动继续向室内供暖,这样可以使高温相变储能水箱储存的热量达到最大值。

当谷电时间段结束时,电磁加热器停止运行,此时高温相变储能水箱经过电磁加热器在谷电期间持续运行储存了大量的热量,这些热量充分满足了建筑物在第二天早上至 14 点左右的室内供暖温度需求。

太阳能集热系统从第二天早上太阳出现开始运行,将收集的热量不断的带到低温相变储能水箱内,在白天期间太阳能集热系统一直处于运行状态,直到太阳落山才停止运行,到下午的时候高温相变储能水箱内的温度将不能满足室内的供暖要求,这时就会开启高、低温相变储能水箱之间的热交换循环泵,将太阳能集热器收集在低温相变储能水箱内的热量带到高温相变储能水箱内,以此种方式来满足接下来一段时间室内供暖的要求。

当太阳落山之后,太阳能集热系统停止运行,不是真正意义上的停止运行,由于供暖期间夜间温度很低,如果太阳能集热系统内的水停止循环,将会影响太阳能系统正常运行与甚至损坏,减少太阳能集热系统的使用寿命。所以在夜间通过控制系统需要对太阳能系统执行防冻循环。

夏季在制冷工况下,开启空气源热泵为室内提供所需冷量,此时空气源热泵系统与末端是属于直供状态,无需向高温相变储能水箱内蓄冷,此种工况只需要通过阀门切换就能实现。

整个系统的每一步环节的运行,每个设备的启停都在自动控制系统的参与下完成,全程无需安排任何人进行手动操作,使整个供暖系统实现全自动化运行。

3 系统优势

该系统采用空气源热泵、电磁加热器、高效太阳集热器、相变储能水箱联合供暖+供冷+热水模式,电磁能具有热效率高、节能效果显著、投资低、运行稳定等优点,但如果全部采用电磁能供暖会消耗大量的电能,并且需要电力扩容,因此首先系统采用太阳能作为补充能源,太阳能资源是目前地球上最丰富的能源之一,故耦合一部分太阳能对整个建筑物进行供暖,无需电力扩容并且大大降低系统

运行费用。同时此系统也采用空气源作为补充能源,以无处不在的空气中的能量作为主要动力,能够以较低的能量消耗,实现把低温位热能输送至高温位的功能,能大量利用自然资源和余热资源中的热量,有效减少了输入能,很好地满足了冬季采暖与夏季制冷的要求。空气源热泵无需复杂的配置、昂贵的取水、回灌和专用机房,具有安装使用方便、能量利用效率高、减少温室效应、环保等优点,进一步降低系统的运行费用与系统的装机功率,无需进行电力扩容,降低初投资。在过渡季节,建筑物的热负荷较小,可以仅依靠太阳能系统、空气源热泵系统对建筑物供暖,无需开启电磁加热系统。在夏季空气源热泵系统可以为建筑物提供所需冷量。在非采暖季太阳能采暖系统可以产生大量热水用于建筑物生活洗浴以及吸收式制冷等其他使用需求。同时太阳能采暖系统、空气源热泵系统与独有相变储能技术联用,保证太阳能系统与空气源热泵系统持续有效供热,克服了阴雨天等极端天气太阳能集热效率低而影响供热效果的问题。高效电磁加热系统和独有相变储能技术联合使用,充分利用峰谷电价差,让整个耦合能源系统的运行费用少到极致。

该系统采用多种能源耦合运行模式,实现多功能使用的需求,同时该系统与传统燃煤、燃气锅炉、纯电锅炉等供暖系统相比较而言,可以有效提高可再生能源的利用率、提高室内舒适性、降低系统运行费用、提高供暖及供冷的保证性以及满足热水供应的温度和水量的需求,节约能源以及降低硫化物、粉尘等有害气体的排放,缓解环境保护压力,同时响应国家绿色减排号召,为国家节能减排的发展起到示范作用。可总结为以下几个优势:

(1) 可再生能源利用,清洁无污染,充分利用太阳能与空气能的能量,只需水泵的少量电费就能实现大面积供暖、供冷以及热水使用的需求,可以减少能源系统大量的运行费用以及电网扩容费用。

(2) 过渡季节也可以仅依靠太阳能或者空气源热泵进行采暖,无需开启电磁采暖系统,同时非采暖季期间太阳能采暖系统可以用于免费热水供应和吸收式制冷。

(3) 空气源热泵可以在夏季提供冷量,为建筑供冷。

(4) 电磁加热和电热管(棒)加热相比,可节能 30% 以上,水电分离,安全,长期运转不结垢,且热效率可保持在 98% 以上。

(5) 太阳能、空气源热泵与电磁能进行阶梯供能,太阳能系统负责低品位能量区间并且在日间使用,空气源热泵也负责低品位能量区间并在夜间使

用,电磁加热系统负责高品位能量区间并且在夜间使用,此种耦合系统使各子系统运行效率与利用率达到最高,并且提高系统整体供热保证性。

(6) 采用高效相变储能技术,充分利用峰谷电政策,最大程度的减少水箱体积以及能量的损失,并且保证末端供热效果稳定,让系统运行费用少到极致。

(7) 该方案采用自动控制与监测系统,可以实现系统安全稳定,降低运行能耗,提高运行效率、降低运行成本与管理成本。

(8) 空气源热泵、太阳能系统和电磁加热系统各自发挥最大的优势,取长补短,使整套耦合采暖系统达到最佳的经济性、技术性、节能性。

4 结语

综上所述,太阳能与电磁能以及空气源热泵结合供暖、供冷以及供热水系统设计合理,使系统的经济性提高并且可以保证供暖、供冷以及供热水的效果良好。电磁加热系统与空气源热泵机组的启动时间影响着太阳能集热系统的集热效率以及空气源热泵机组本身的性能。建筑物本身的冷、热负荷情况决定系统的参数和供水方式。整个系统中的控制系统是保证系统安全可靠运行的主要部分。因此,在电磁加热器和太阳能集热器以及空气源热泵供热、供冷以及供热水系统的使用中,要结合实际情况,

确定系统设计参数,保证系统合理运行,使系统达到更经济和更节能的使用要求。

参考文献

- [1] 韩晶,王浩,李晓平.多种清洁能源在供冷供热中的综合应用[J].建筑节能,2016,1(2):22-24.
- [2] 钟浩,李志民,罗会龙.空气源热泵辅助供热太阳能热水系统实验研究[J].建筑节能,2011,241(39):36-38.
- [3] 孙先鹏,邹志荣,赵康.太阳能蓄热联合空气源热泵的温室加热试验[J].农业工程学报,2015,22(31):215-221.
- [4] 廖乃熊.太阳能与空气源热泵结合供热水系统设计问题研究[J].大众科技,2011,(145):93-95.
- [5] 陈华.清洁源的发展现状及其在供暖行业中的应用[J].中国新技术新产品,2015,(12):150.
- [6] 曲世琳,杨利香,彭莉.太阳能相变蓄热双水箱热泵自控系统性能[J].天津大学学报,2014(1):42-46
- [7] 高长亚.试论供热系统的自动化控制与节能降耗[J].通讯世界,2016(21):261-262.
- [8] 李伟,赵娜.清洁能源的发展现状及其在供暖行业中的应用[J].暖通工程,2017,3(86):225.
- [9] 刘丽军.太阳能辅助空气源热泵在生活热水工程中的应用研究[D].哈尔滨工程大学:哈尔滨工程大学,2013.

地表水源热泵多排螺旋盘管换热性能实验研究

倪 龙^{1,2}, 周超辉^{1,2}, 李佳恒³, 姚 杨^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学建筑学院, 黑龙江哈尔滨 150001; 2. 黑龙江省建筑节能与能源利用重点实验室, 黑龙江哈尔滨 150001; 3. 中国建筑西南设计研究院有限公司, 四川成都 611830)

[摘 要] 为在可控的边界条件下研究地表水源热泵多排螺旋盘管换热性能及与单排螺旋盘管比较, 搭建了低地表水流速下的换热性能研究实验台, 开展了换热介质入口温度、地表水温度、换热介质和地表水流速对换热性能影响的一系列实验。结果表明, 增大换热介质和地表水温度或者流速均能提高管内换热强度, 而管外地表水侧进行混合对流换热, 地表水流速在 $0.00463 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $0.01574 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 管外地表水侧 Nu 分别冬季和夏季分别增长 25.6% 和 20.1%。当地表水流速不变, 管外侧换热能力取决于对流温差驱动的自然对流。通过与其他类似研究对比, 认为单排螺旋盘管换热准则关联式不能直接应用于多排螺旋盘管换热器, 而管外侧对流强度不能忽略流速的影响。

[关键词] 多排螺旋盘管换热器; 地表水源热泵; 换热性能; 混合对流

0 引言

地表水源热泵将江河湖水等作为热源或热汇, 其能效比通常高于常规的空气源热泵^[1]。松散捆卷盘管式换热器是地表水源常采用的换热器之一, 为提高管外地表水侧的换热系数, 并隔断管段相互重叠的导热损失, 管间应保持一定间距^[2], 此时, 换热器实则就是多排不同盘管直径连接的多排螺旋盘管。

在多排螺旋盘管换热器的研究中, 管内侧多数采用直管段或者单排螺旋管对流准则关联式^[2-4]。押淑芳^[4]等人在给出地表水源热泵多排螺旋盘管换热器设计线算图的过程中, 管外侧准则关联式是由相关直管束研究修正而来, 结果缺少实验论证。而黄盛超等人^[5]对应用于地表水源热泵的单排螺旋盘管进行了实验研究, 但结果能否推广到多排螺旋盘管换热器还有待深入研究。Zheng 等人^[6,7]的 2 排螺旋盘管换热器和 Mitchell 等人^[8]多层水平式螺旋盘管换热器的研究, 分别提出了螺旋盘管换热器在低流速的海水和静止水体应用管外换热的计算方法, 然而管内侧的分析均直接引用了单排螺旋盘管的研究成果^[8]。

不难发现, 现有地表水源热泵多排螺旋盘管换热器的研究主要借鉴单排管或者直管段换热理论, 而在此基础上得出的地表水侧的成果有待实验论证。为此, 本文搭建了一个地表水源热泵多排螺旋盘管

换热器实验台, 通过水箱和精细化的均流板设计模拟均匀的地表水流动, 研究多排螺旋盘管换热器在低流速地表水中的换热性能。

1 实验方案

图 1 给出了一个 4 排的多排螺旋盘管换热器结构示意图。如图 1 所示, 4 排的多排螺旋盘管换热器是由入口段、出口段以及 4 个不同直径的单排螺旋盘管连接而成。换热器在冬天进行吸热过程, 在夏天进行放热过程。

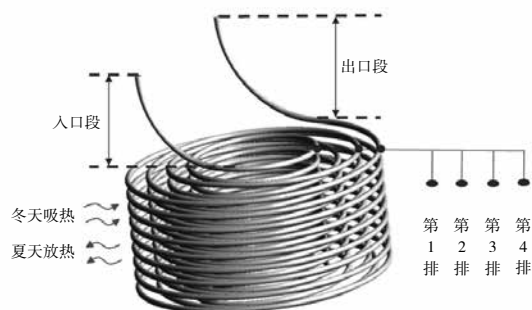


图 1 4 排螺旋盘管换热器结构示意图

地表水源热泵多排螺旋盘管换热器实验台如图 2, 3 所示。主要由负荷制备系统、换热介质循环系统和模拟地表水及温度控制系统 3 部分组成。负荷制备系统由室外空调机、铜管换热器, 给水水箱构成。空调机将制备的冷、热量通过铜管换热器传递给给水水箱中的换热介质, 完成换热介质的制备过程。介质循环环路系统主要由一个 4 排的螺旋盘管和供回水箱构成。供水箱主要提供螺旋盘管中换热的循环水, 循环水与地表水完成换热后, 流入回水箱。螺旋盘管换热器采用高密度聚乙烯 (HDPE) 螺旋盘管换热器。盘管公称直径为 DN20, 盘管外

收稿日期: 2018-06-21

基金项目: “十三五”重点研发计划项目
(2017YFC0702600)。

作者简介: 倪龙 (19??—), 主要研究方向为热泵技术及建筑能量系统优化。

径为 20.3mm，壁厚为 2.3mm，内径为 15.7mm，管长 120m。地表水循环环路系统主要通过一台最大流量为 $100\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ 单级单吸离心泵提供地表水流动的动力，为防止与外界空气换热造成热损失，管道和水箱均包裹保温层。表 1 和表 2 相关设备以及实验仪器的测试精度信息，表 3 为实验工况对应的参数。

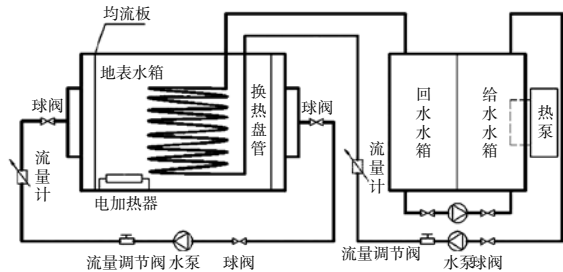
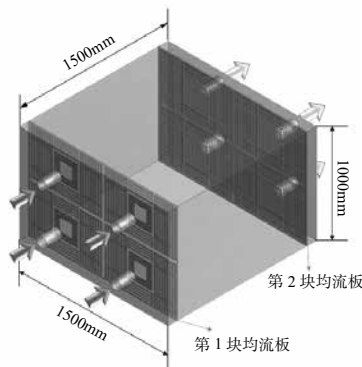


图 2 地表水源热泵多排螺旋盘管换热器实验台原理

表 1 实验设备信息

设备	参数	备注
电加热	5kW	—
水泵	流量：100m³/h 扬程：32m	地表水侧
水泵	水泵：1m³/h 扬程：11.5m	换热介质侧
地表水箱	1.5m×1.5m×1m	—
供水箱	0.5m×1m×1m	—
回水箱	0.5m×1m×1m	—



(a) 地表水箱示意图

测试参数	名称	测试范围	精度	备注
温度	T 型热电偶	0~40℃	±0.06℃	经过恒温油浴校正后
流量	转子流量计	0.1~1m³·h⁻¹	±0.5%	换热介质侧
流量	电磁流量计	1.19~119.40m³·h⁻¹	±0.5%	地表水侧

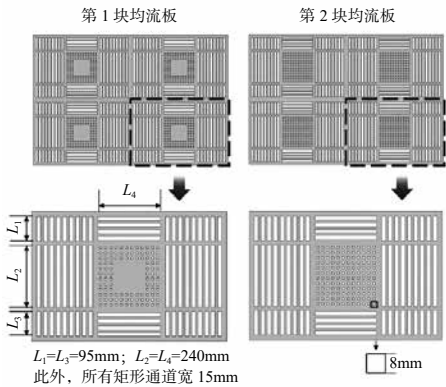
参数	范围	
	冬天	夏天
换热介质入口温度	4~12℃	28~36℃
地表水温度	11~19℃	21~29℃
换热介质流量（流速）	0.3~0.6m³/h (0.4305~0.8609m·s⁻¹)	
地表水流量（流速）	25~85m³/h (0.00463~0.01574m·s⁻¹)	

为获得较为均匀流动的地表水，水箱两侧各有一块均流板，均流板的结构设计至关重要。经过一系列的数值仿真尝试，最终确定的均流板结构如图 3 所示，除掉边界层区域外，该结构能保证地表水箱内形成近视均匀流，流速波动范围 $\pm 17\%$ 以内。

2 实验结果分析

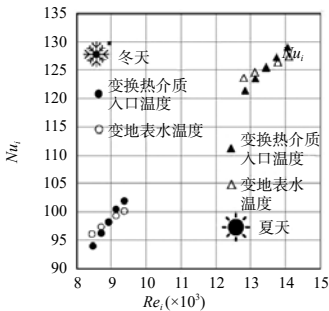
2.1 变温度工况

图 4 给出了在改变换热介质入口温度或地表水温度时，管内换热介质侧 Nu_i 以及管外地表水侧 Nu_o 的变化情况。当水介质温度上升，动力粘度的降低可以提高介质湍流程序。从图 4（a）可以看出，在冬天工况，换热介质入口温度上升时，管内 Re_i 从

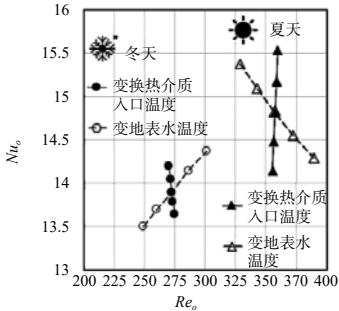


(b) 均流板结构示意图

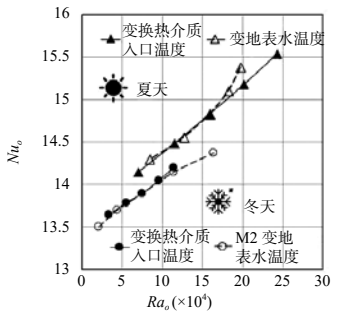
图 3



(a) Nu_i 随 Re_i 的变化



(b) Nu_o 随 Re_o 的变化情况



(c) Nu_o 随 Re_o 的变化情况

图 4 变温度工况的换热情况

8477 增长至 9378, Nu_i 从 93.91 增大至 101.32, 增长了 8.42%。而当地表水温度上升时, Re_i 从 8466 增长至 9398, Nu_i 从 95.98 增大至 100.10, 只增长了 4.29%。这表明换热介质入口温度的变化对管内换热能力大于地表水温度的作用。相同的结果也发生在夏天工况, 由于此时换热介质的温度高于冬天, 可以发现管内侧 Nu_i 明显高于冬天工况。

从图 4 (b) 可以看出, 当盘管换热介质入口温度变化时, 管外侧 Re_o 无明显变化。当地表水温度上升时, 管外侧 Re_o 均有所增大, 可在夏天工况时, Nu_o 并没有随着 Re_o 的增大而有所提高。在图 4 (c) 中, 可以明显发现, Nu_o 却随着增大明显上升。这是因为当地表水温度上升, 增大了地表水与管外壁的温差, 意味着靠温差大小驱动自然对流的强度增大, 从而提高了 Nu_o 。而当换热介质入口温度下降, 可以降低管外壁平均温度, 同样增大了管外侧对流温差。这些说明当地表水温度或者换热介质温度改变, 管外侧地表水侧的换热强度主要取决于自然对流。

2.2 变流速工况

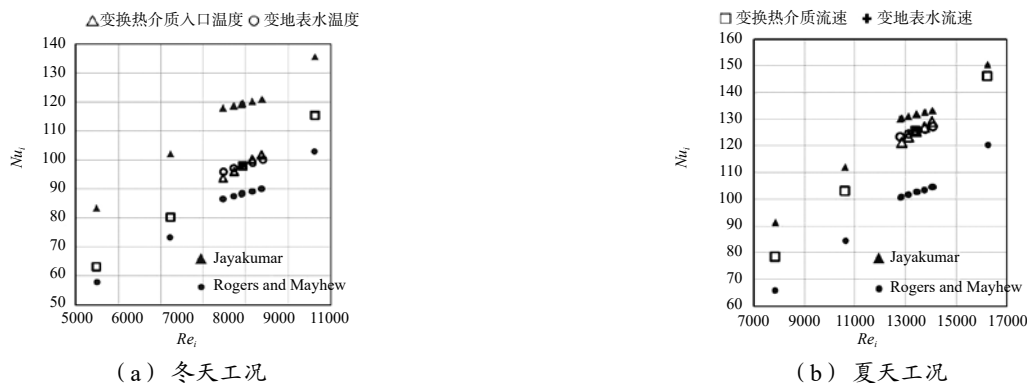
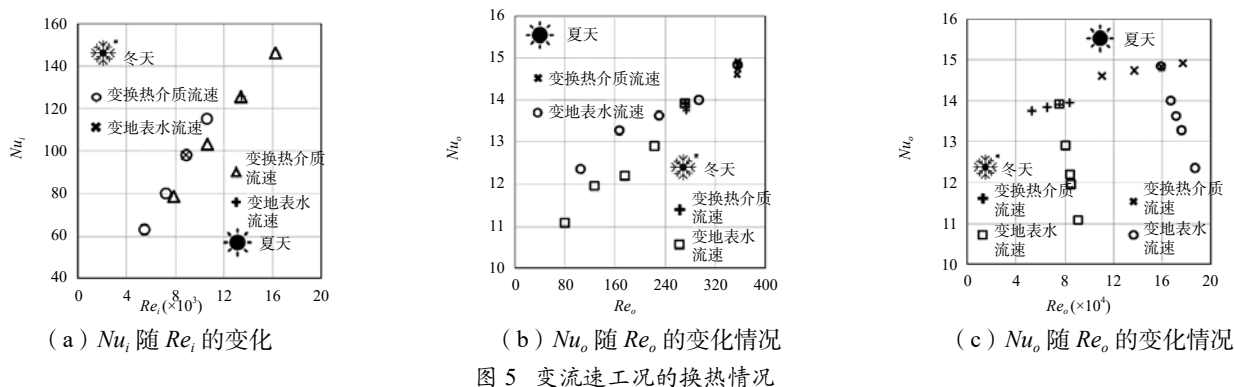
在分别改变换热介质流速和地表水流速的前提下, Nu_i 和 Nu_o 的变化情况如图 5 所示。在图 5 (a) 中看到, 当换热介质流速变化, Nu_i 随着 Re_i 的增大而明显提高。当换热介质流速从 $0.4305\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $0.86095\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, Nu_i 在冬季工况增长了 83.2%, 而在

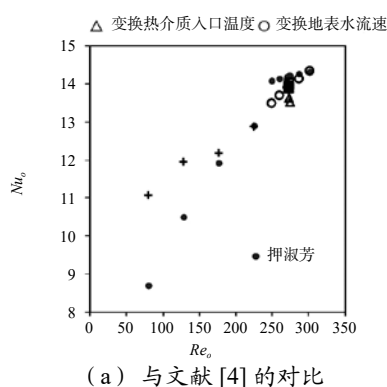
夏季工况增长了 86%。而当地表水流速改变时, 对管内介质无明显影响, Nu_i 无明显差异。

从图 5 (b) 看出, 当地表水流速从 $0.00463\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $0.01574\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, Nu_o 随 Re_o 的增大有明显增大, 分别在冬天工况和夏天工况增长了 25.6% 和 20.1%。而在换热介质流速变化时, 管内侧换热强度变化明显, 这也影响到了管外壁温度的变化, 进而改变管外侧换热强度, 但 Nu_o 在变换热介质流速工况的变化范围相对于变地表水流速工况更小。从图 5 (c) 可以明显看出, 在变换热介质流速工况下, Nu_o 随着 Re_o 增大而增大, 此时自然对流作用更明显。而在变地表水流速时, Nu_o 并没有因为 Re_o 增大而有所提高。虽然管外地表水流速的增大, 导致地表水和管外壁温度更为接近, 降低自然对流强度, 但湍动能力的提高保证了换热强度, 说明地表水流速变化时, 管外侧换热能力取决于强迫对流。

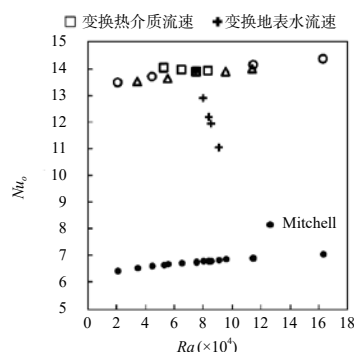
3 与其他研究的比较

现有地表水源热泵螺旋盘管换热器的管内准则关联式多引用单排螺旋盘管的成果。图 6 给出了单排管计算和实验结果的管内侧 Nu_i 冬夏两季的对比情况, 其中, 单排管的准则关联式借鉴了 Rogers 等人^[9] 和 Jayakumar 等人^[10] 在单排螺旋管换热领域被引用率较高的研究成果。从图 6 可以发现, 多排螺旋盘管换热器的实验数据在冬季更接近 Rogers^[9] 的





(a) 与文献 [4] 的对比



(b) 与文献 [8] 的对比

图 7 不同研究的 Nu_o 对比

计算结果,而在夏季 Jayakumar^[10]的准则关联式能更好地预测管内侧 Nu_i 。

对于管外地表水侧 Nu_o , 本实验主要针对混合对流, 而多排螺旋盘管换热器关于混合对流的研究非常少。押淑芳等人^[4]给出的计算关联式在低流速情况下, 依旧按照强迫对流方式处理, 而 Mitchell 等人^[8]的实验只针对自然对流。图 7 给出了押淑芳等人^[4]与 Mitchell^[8]等人的计算与实验 Nu_o 的对比。从图 7(a) 可以看出, 在低 Re_o 数时, 由于押淑芳等人的研究并未考虑自然对流的驱动, 低估了管外侧 Nu_o , 而在 Re_o 逐渐增大时, 差异逐渐减小, 但在换热介质温度变化会影响管外自然对流强度的现象, 计算结果不能捕捉到这一特征。而在图 7(b) 发现, 若低地表水流速下只考虑自然对流而忽略强迫对流的作用, 计算结果会明显小于实际的换热强度, 尤其在地表水流速降低时, Nu_o 会明显降低, 对流也更接近纯自然对流。这说明即使在低地表水流速的情况, 视为混合对流能更好地预测多排螺旋盘管换热性能。

4 结论

(1) 对于管内换热介质侧, 地表水温度和介质入口温度或者流速的提高, 均能提高管内侧换热强度, 介质入口温度和流速作用更明显, 而地表水侧流速的改变对管内侧作用不明显。

(2) 对于管外地表水侧, 地表水流速不变时, 地表水温度和介质入口温度或者流速变化时, 换热强度取决于自然对流, 而地表水流速从 $0.00463\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $0.01574\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 管外侧 Nu 在冬季和夏季分别增长 25.6% 和 20.1%, 地表水湍动对换热的影响不可忽略。

(3) 单排螺旋盘管的准则关联式不能简单地直接应用于计算多排螺旋盘管的管内换热系数, 而管外地表水侧换热强度, 地表水流速与管外侧对流温差的影响均需考虑。

参考文献

- [1] Schibuola L, Scarpa M. Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump[J]. Energy & Buildings. 2016, 113:182–188.
- [2] 陈晓. 地表水源热泵理论及应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011.
- [3] 陈晓, 张国强, 林宣军, 等. 夏热冬冷地区闭式湖水水源热泵系统的运行特性分析 [J]. 太阳能学报. 2010, 31(11):1452–1457.
- [4] 押淑芳, 倪龙, 马最良. 地表水源热泵塑料螺旋管换热器面积设计 [J]. 建筑科学. 2011(04): 84–88.
- [5] 黄盛超, 陈建伟, 黎明, 等. 聚合物螺旋盘管换热器的流阻与传热特性试验研究 [J]. 制冷与空调. 2016, 16(12):56–59.
- [6] Zheng Wandong, Ye Tianzhen, You Shijun, et al. The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter[J]. Energy Conversion and Management. 2015, 90:166–174.
- [7] Zheng Wandong, Ye Tianzhen, You Shijun, et al. Experimental investigation of the heat transfer characteristics of a helical coil heat exchanger for a seawater-source heat pump[J]. Journal of Energy Engineering. 2016, 142(040150131).
- [8] Mitchell M S, Hansen G M, Spitler J D. Experimental development of natural convection heat transfer correlations for spiral-helical surface water heat exchangers (1385-RP)[J]. Science & Technology for the Built Environment. 2017(1).
- [9] Rogers G F C, Mayhew Y R. Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer. 1964, 7(11):1207–1216.
- [10] Jayakumar J S, Mahajani S M, Mandal J C, et al. CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes[J]. Computers & Chemical Engineering. 2010, 34(4):430–446.

直膨式空气源热泵墙面板供暖性能实验研究

董建锴¹, 闫森¹, 黄顺^{1,2}, 姜益强¹, 姚杨¹

(1. 哈尔滨工业大学 热泵空调技术研究所, 黑龙江哈尔滨 150090; 2. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 湖北武汉 430000)

[摘要] 为解决常规空气源热泵供暖中存在的热舒适性差的问题, 本文结合辐射供暖具有较高热舒适性的优点, 提出了一种基于辐射和强制对流换热的新型供暖末端, 搭建了空气源热泵辐射对流换热性能实验台, 并对其性能进行实验研究。实验结果表明: 在额定制热工况下, 系统 COP 趋于稳定在 2.90~3.02 之间, 较集中供暖系统节能; 当墙面板送风速度从 2.3m/s 降低 1.2m/s 时, 系统辐射换热占总换热量的 18.1%~25.9%, 因此调节墙面板的送风量可以有效调节辐射换热和强制对流换热比例。

[关键词] 空气源热泵; 墙面板; 强制对流换热; 辐射换热

0 引言

随着我国城镇化的不断发展, 建筑能耗大幅增加, 目前已占到社会总能耗的 30%~40%, 而其中 40% 左右为冬季供暖能耗。随着南方供暖的不断推进, 其所占比例还将继续增大^[1]。此外, 近年来, 我国雾霾天气频发, 空气污染严重, 而这已经成为了我国最严重、最亟待解决的环境问题之一。因此, 面对节能减排的重大挑战, 高效节能的建筑供暖新技术已成为暖通空调行业发展的主要方向之一。

空气源热泵作为一种清洁且节能的供暖技术, 在我国被越来越广泛地使用, 尤其在长江流域各地区。但是常规空气源热泵在冬季供暖时通常采用上送上回的送风方式, 一方面由于热风未与室内空气充分换热直接进入回风口, 导致热能利用率低, 造成能源浪费; 另一方面由于送风热气流的上升, 房间热分层现象明显, 进而导致房间不同高度垂直温差较大, 人体热舒适性较差^[2]。此外, 为了提高空气源热泵制热效率, 通常送风风速较大, 从而造成了吹风感, 进一步降低了室内环境的热舒适。因此, 常规空气源热泵冬季供暖过程中的不舒适性已经成为制约其推广应用的重要因素。

为了改善常规空气源热泵供暖过程中恶化的室内热环境问题, 国内外学者在空气源热泵系统和供暖末端等方面开展了相关研究。陈小慧^[3]对采用变频空调进行供暖和制冷的办公室内温度场进行了测试。结果显示夏季制冷时室内垂直温差仅有 0.3℃, 而冬季供暖时室内垂直温差达到 2.7℃, 在过渡季节房间工作区域的垂直温度梯度达 2.4℃; 费玉敏^[4]对新型低温热水墙面辐射供暖系统中两种不同铝板

面层的温度和热流密度进行了分析, 并拟合了其随水温变化的关系式, 且两者的辐射换热比例均高于 65%; 徐帮耀^[5]实验和模拟研究了低温热水墙面辐射供暖系统性能的影响因素, 并分析了墙面板布置位置及管间距等因素对室内热舒适和能耗的影响, 为系统优化提供了参考; 曾章传^[6]实验研究了直膨式空气源热泵地板辐射供暖的室内热舒适性和系统能效, 得出该供暖方式具有热舒适性高、节能效果好的优点, 并模拟研究了管间距、填充层厚度、地面层材料等因素对地板传热的影响, 为优化地板辐射供暖系统提供了有益参考; Chae^[7]模拟研究了地板辐射供暖系统中盘管参数对墙面板换热性能的影响, 通过优化盘管结构可以改善液体循环, 从而有效提高系统的换热量。李梦竹^[8]模拟研究了冷凝温度对直膨式空气源热泵地板辐射供暖系统制热性能的影响, 并对该系统进行了经济性分析, 得出该系统具有良好的热舒适性和经济性。

综合国内外研究现状不难发现, 虽然前人对常规空气源热泵供暖系统、以热水为媒介的辐射供暖系统、以制冷剂为媒介的辐射供暖系统方式均进行了一定的研究, 取得了一定的效果。但在实际运行过程中都会存在一些不足:

(1) 空气源热泵制热过程中采用强制对流换热方式, 虽然提高换热效率, 但造成了室内空间温度分层大, 燥热感明显、有吹风感等问题, 热舒适性问题未能得到有效解决;

(2) 对于以热水为媒介的墙面板供暖系统, 虽然热水辐射供暖系统有着热舒适较高的优点, 但换热损失和输送损失较大, 系统能效较低;

(3) 以制冷剂为媒介的地板辐射供暖系统中经常会出现制冷剂泄露, 以及维修管理不便等诸多问题。

为了有效解决上述问题, 本文设计了一种新型

收稿日期: 2018-05-24

基金项目: 国家自然科学基金 (51608146)。

作者简介: 董建锴 (1982—), 主要研究方向为热泵空调技术。

的墙面板结构的供暖末端,并搭建系统实验台,开展直膨式空气源热泵墙面板供暖系统性能实验,研究压缩机吸排压力、墙面板进出风温度、系统制热量、压缩机功率、系统 COP 等特性参数的变化规律,分析室外环境温度和墙面板的送风量对系统制热性能的影响。

1 试验台介绍

1.1 系统流程

考虑到部分仪器流通的单向性,以及直膨式空气源热泵墙面板供暖系统在供暖和除霜过程中制冷剂的流向不同,设计的实验系统流程如图 1 所示。

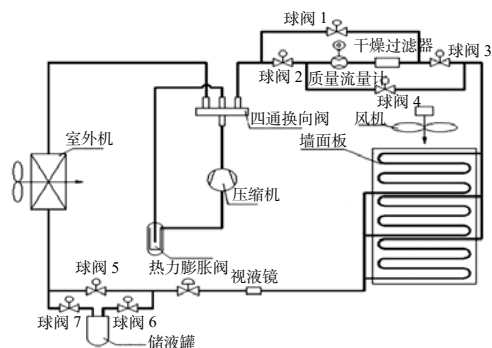


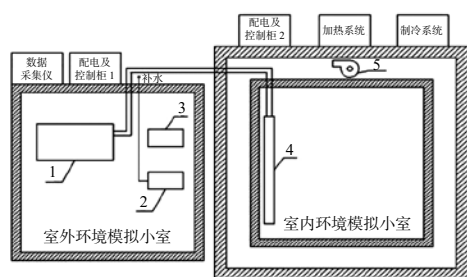
图 1 系统流程图

该系统主要由墙面板、室外机、压缩机、四通换向阀、热力膨胀阀、质量流量计、球阀等构成,通过控制球阀的开关,来保证系统在供热模式、制冷模式、除霜模式下的安全运行和仪器的单向流通性。制冷剂的流程如下:

压缩机 → 四通换向阀 → 球阀 1 → 干燥过滤器 → 质量流量计 → 球阀 4 → 墙面板 → 视液镜 → 热力膨胀阀 → 球阀 5 → 室外机 → 四通换向阀 → 气液分离器 → 压缩机

1.2 实验装置

整个实验装置由室内环境模拟小室、室外环境模拟小室、室内外环境控制系统、热泵系统等四个部分组成,如图 2 所示。



1- 室外机; 2- 超声波加湿器; 3- 暖风机; 4- 墙面板;
5- 送风系统; 6- 电加热器

图 2 实验装置

室内环境模拟小室和室外环境模拟小室的尺寸分别为 $4\text{m} \times 4\text{m} \times 2.8\text{m}$ 和 $2\text{m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)。在室外模拟小室中,通过温湿度控制器控制室外环境模拟小室里暖风机和加湿器的启停来控制室外环境的温度和湿度,从而满足不同实验工况的需求。而室内环境模拟小室则分为制冷系统、加热系统、通风系统、测试小室四大部分,其中测试小室作为安放墙面板并测试其制热性能的室内环境模拟小室。热泵系统的室外机是将一台 1 匹分体空调室外机为原型进行改装,将压缩机换成 1 匹 R410A 定频压缩机,节流元件为热力膨胀阀,室内机为新型的末端装置墙面板,其中墙面板的结构如图 3 所示。该墙面板的正面为紫铜板,背面为翅片 + 铜管的形式。翅片管的后面做一层保温层,避免墙面板向后面传热。铜板、翅片管以及保温层之间形成一个风道,进风口处设置贯流风机以达到强制对流换热效果。铜板表面通过辐射和自然对流换热的方式向室内供暖,翅片管通过强迫对流换热的方式向室内供暖,调整风量的大小可以改变墙面板辐射换热和对流换热的比例。

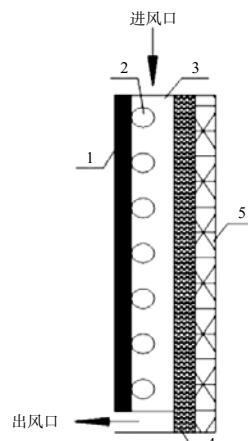


图 3 墙面板结构示意图

1.3 测试方法

本实验主要测量的物理量为温度、湿度、压力、质量流量和功率等。实验过程中采用铂电阻测定墙面板表面和进出风温度、室外机的进出风温度和系统中各主要部件的进出口制冷剂温度以及室内温度;Hygroflex3 湿度传感器测定室外机进出风相对湿度;用丹佛斯 AKS3000 压力传感器测定系统各部件进出口的制冷剂压力;型号为 DMF-1-2-A 质量流量计,用来测定制冷剂通过墙面板的质量流量;单相有功功率变送器测定压缩机和风机的耗电;实验数据的自动检测与储存采用 Agilent 34980A 多功能数据采集仪实现。

1.4 实验方案

对该直膨式空气源热泵墙面板常规供热研究的实验方案包括以下三部分:

(1) 根据国家标准^[9], 室内外环境维持在标准的额定制热工况, 即室外机进风干球温度为 7.0°C , 湿球温度为 6.0°C (相对湿度 86%), 墙面板进风干球温度为 20.0°C , 通过控制模拟室外环境小室中的暖风机、加湿器、制冷设备控制室外环境干球温度为 $7.0\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, 相对湿度为 $86\%\pm 3\%$; 开启测试小室外的制冷系统、供热系统以及送风系统, 调节送风温度, 控制室内墙面板进风干球温度为 $20.0\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, 墙面板送风量调至高档风量为 $551\text{m}^3/\text{h}$, 分析该系统的制热性能;

(2) 实验研究室外环境温度对系统制热性能的影响。本组实验中, 墙面板风量调为高档风量为 $551\text{m}^3/\text{h}$, 墙面板进风温度控制在 $20^{\circ}\text{C}\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, 室外环境温度变化范围: $-4.0^{\circ}\text{C}\sim 10.0^{\circ}\text{C}$, 室外相对湿度控制在 $60\%\pm 3\%$;

(3) 室内外环境控制维持在标准的额定制热工况, 即室外机进风干球温度为 $7.0/6.0^{\circ}\text{C}$, 墙面板进风干球温度为 20.0°C , 调节的墙面板送风量分别为 $551\text{m}^3/\text{h}$ 、 $503\text{m}^3/\text{h}$ 、 $456\text{m}^3/\text{h}$ 、 $288\text{m}^3/\text{h}$, 所对应的送风速度为 2.3m/s 、 2.1m/s 、 1.9m/s 、 1.2m/s , 研究室内墙面板送风量对系统制热性能的影响。

2 实验结果分析

2.1 额定工况下系统的制热性能

该系统在 0min 室内外环境均达到标准的额定制热工况, 并在该工况下连续运行 90min。

图 4 给出了墙面板空气侧制热量、强制对流换热热量、辐射换热热量、自然对流换热热量和墙面板蓄热量的变化, 其中墙面板空气侧制热量为强制对流换热热量、辐射换热热量、自然对流换热热量和墙面板蓄热量之和。开启室内风机后, 强制对流换热热量逐渐

上升, 在 25min 时上升至 2319.2W , 之后基本稳定在 $2319.2\sim 2562.6\text{W}$ 之间, 辐射换热热量主要受墙面板表面温度和壁面温度的影响, 系统启动之后, 随着墙面板表面温度的升高以及壁面温度的降低, 辐射换热热量迅速升高, 从系统启动时的 71.1W 上升至 20min 时的 523.8W 。之后, 因墙面板表面温度和测试小室壁面温度趋于稳定, 墙面板的辐射换热热量基本稳定在 $523.8\sim 558.8\text{W}$ 之间。墙面板自然对流换热热量主要受墙面板表面温度和室内空气温度的影响, 前期由于墙面板表面温度升高的幅度大于室内空气温度升高的幅度, 自然对流换热热量呈现上升的趋势, 从室内风机开启时的 97.0W 上升至 20min 时的 346.2W 。之后, 因墙面板表面温度和室内空气温度趋于稳定, 墙面板自然对流换热热量基本稳定在 $346.2\sim 371.5\text{W}$ 之间。墙面板蓄热量主要受墙面板表面温度和墙面板制冷剂进出口温度变化率的影响, 随着两者温度变化率的减小, 墙面板蓄热量呈现下降的趋势, 从 0min 时的 346.6W 下降至 20min 时的 15.8W 。之后, 因墙面板表面温度和墙面板制冷剂进出口温度趋于稳定, 墙面板蓄热量基本稳定在 0W 左右。

图 5 给出了在这个过程中压缩机功率和系统 COP 的变化情况。压缩机的功率从系统启动时的 461.5W 逐渐升高, 至 20min 时上升至 837.6W , 之后基本稳定在 $831.6\sim 854.3\text{W}$ 之间。由于风机功率基本保持不变, 系统 COP 主要受系统制热量和压缩机功率的影响。系统 COP 经过启动阶段的波动之后开始下降, 从 -4min 时的 3.39 降低至 0min 时的 2.95 , 之后基本稳定在 $2.90\sim 3.02$ 之间。整个额定工况制热期内: 压缩机功率平均值为 836.7W , 最小值为 730.1W , 最大值为 854.3W ; 系统 COP 平均值为 2.97 , 最小值为 2.90 , 最大值为 3.02 。一般来说, COP 大于 $2.8\sim 3.0$ 时, 热泵供暖比燃煤锅炉供暖节能, 该系

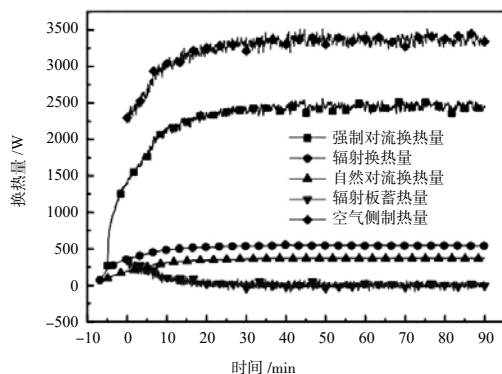


图 4 墙面板换热量的变化

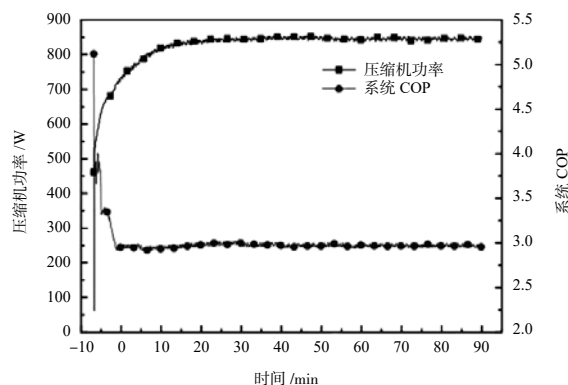


图 5 压缩机功率和系统 COP 变化

统额定工况 COP 最小值为 2.90，平均值为 2.97，均大于 2.80，因此该热泵系统供暖相比燃煤锅炉供暖更加节能。

2.2 室外环境温度对系统制热性能的影响

实验测试系统性能参数随室外环境温度的变化情况，共测试 8 种工况，其中室外环境温度变化范围为：-4~10℃，相对湿度为 60%±3%，测试小室内墙面板的进风温度稳定至 20℃±0.3℃，墙面板的送风量调至高档风量为 551m³/h。

图 6 给出了系统制热量、强制对流换热量和辐射换热热量随室外温度的变化情况。当室外温度为 -4℃ 时，系统制热量为 2173.5W，随着室外温度的升高，系统制热量呈近似线性升高的趋势，当室外温度上升至 10℃ 时，系统制热量上升至 3277.5W，相当于室外温度每上升 1℃，制热量上升 78.9W。系统强制对流换热量和辐射换热热量随室外温度的变化趋势基本与系统制热量的变化趋势相一致，均随室外温度的升高呈近似线性增加的趋势，当室外温度从 -4℃ 上升至 10℃ 时，系统强制对流换热热量从 1808.3W 升高至 2620.8W，增长速率为 58.0W/℃，辐射换热热量从 416.3W 升高至 567.9W，增长速率为 10.8W/℃。

图 7 给出了压缩机功率和系统 COP 随室外温度的变化情况。当室外温度为 -4℃ 时，压缩机功率为 714.6W，随着室外温度的升高，压缩机功率呈近似线性升高的趋势，当室外温度上升至 10℃ 时，压缩机功率上升至 877.7W，相当于室外温度每上升 1℃，压缩机功率上升 11.7W。随着室外温度的升高，系统 COP 基本呈近似线性升高的趋势，主要是由于室

外温度升高，导致系统制冷剂蒸发温度升高，由压焓图可分析系统 COP 也随之升高。室外温度从 -4℃ 上升至 10℃ 时，系统 COP 从 2.47 上升至 3.17，平均上升速率为 0.05/℃。

2.3 墙面板送风量对系统制热性能的影响

实验测试系统性能参数随墙面板送风量的变化情况。其中室外机进风干球温度为 7.0±0.3℃，相对湿度为 86%±3%，墙面板进风干球温度为 20.0±0.3℃，分别测试墙面板送风量为高档、中档、低档以及微风档时系统的性能参数，并进行比较分析。四档送风量分别为 551m³/h、503m³/h、456m³/h、288m³/h，所对应的送风速度为 2.3m/s、2.1m/s、1.9m/s、1.2m/s。

表 1 给出了不同的送风速度下，墙面板的进出风温差、系统制热量、压缩机功率及系统 COP 等特性参数。从表中数据可知，墙面板的进出风温差随着送风速度的降低而增大系统的制热量和强制对流换热热量随送风速度的降低而减小，辐射换热热量随送风速度的降低而增大：当送风速度为 2.3m/s 时，系统制热量为 3032.1W，强制对流换热热量为 2473.7W，辐射换热热量为 548.4W；当送风速度降低至 1.2m/s 时，系统的制热量降低至 2919.4W，降低了 3.7%，强制对流换热热量降低至 1966.7W，降低了 20.5%，辐射换热热量升高至 687.7W，升高了 25.4%，同时也说明墙面板的送风速度对墙面板辐射换热热量和强制对流换热热量的影响程较大，对墙面板制热量的影响程度较小。压缩机功率随送风速度的减小而升高，当送风速度为 2.3m/s 时，压缩机功率为 848.6W，当送风速度降低至 1.2m/s 时，压缩机功率升高至 948.4W，升高

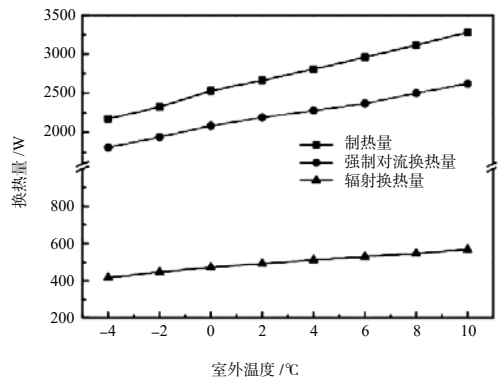


图 6 墙面板换热量随室外温度的变化

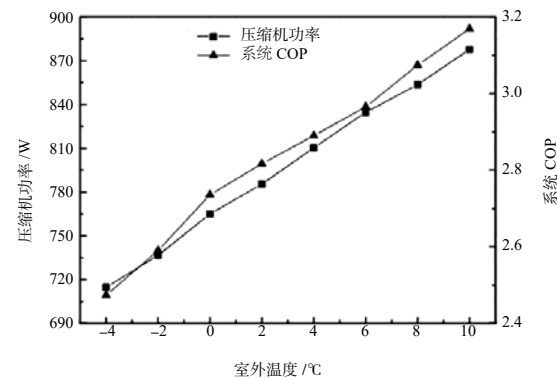


图 7 压缩机功率和系统 COP 随室外温度变化

表 1 不同送风速度下系统特性参数

送风速度 /(m/s)	进出风温差 /℃	制热量 /W	强制对流换热热量 /W	辐射换热热量 /W	压缩机耗功 /W	风机耗功 /W	系统 COP
1.2	18.9	2919	1967	688	948	118	2.74
1.9	14.0	2992	2296	594	876	140	2.94
2.1	13.0	3021	2362	566	860	153	2.98
2.3	12.4	3032	2474	548	849	163	3.00

了 11.8%，而风机耗功随送风速度的减小而减小，主要是室内风机功耗减小，室外风机功耗基本不变。当室外风速为 2.3m/s 时，系统 COP 为 3.00，系统 COP 随送风速度的减小而减小，当送风速度降至 1.2m/s 时，系统 COP 减小至 2.74，减小 8.7%。

3 结论

为改善常规空气源热泵供暖过程中恶化的室内热环境问题，本文设计并制作了一种新型供暖末端，搭建了直膨式空气源热泵墙面板供暖系统实验台，并对该系统进行了供热性能实验研究，得到以下主要结论：

(1) 额定制热工况下，系统各特性参数趋于稳定时，墙面板强制对流换热量稳定在 2319.2~2562.6W 之间，辐射换热量稳定在 523.8~558.8W 之间，系统制热量稳定在 2982.0~3040.4W 之间，压缩机功率稳定在 831.6~854.3W 之间，系统 COP 稳定在 2.90~3.02 之间；

(2) 墙面板表面温度和出风温度随室外温度的升高而升高，上升速率分别为 0.4℃/℃ 和 0.3℃/℃，系统制热量、强制对流换热量、辐射换热量、压缩机功率、系统 COP 均随室外温度的升高而升高，上升速率分别为 68.9W/℃、58.0W/℃、10.8W/℃、11.7W/℃、0.05/℃；

(3) 系统辐射换热量和辐射换热比例随送风速度的减小而增大，系统 COP 随送风速度的减小而减小，当送风速度从 2.3m/s 降低至 1.2m/s 时，辐射换

热量增加 25.4%，辐射换热比例增加 43.1%，系统 COP 减少 8.7%。

参考文献

- [1] 江亿. 中国的建筑节能——现状、问题和解决途径 [R]. 北京：清华大学建筑节能研究中心，2009:13-15.
- [2] 李惠. 分体式空调制热运行时室内温度场流场的特性研究 [D]. 天津商业大学，2013:18-44.
- [3] 陈小慧，南晓红，杨妹. 夏季与冬季变频空调房间温度场对比研究 [J]. 制冷与空调，2010，24(4):117-120.
- [4] 费玉敏，王随林，闫全英. 新型低温热水辐射供暖地面与墙面构造实验研究 [J]. 暖通空调，2011，41(12):71-73.
- [5] 徐帮耀. 低温热水墙面辐射供暖性能研究 [D]. 山东建筑大学，2014:11-44.
- [6] 曾章传. 空气源热泵直接地板辐射采暖能效及地板传热研究 [D]. 郑州大学，2010:35-52.
- [7] Chae Y T, Lee K H, Park J S. Improved thermal performance of a hydronic radiant panel heating system by the optimization of tube shapes[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2011, 12(6):428-437.
- [8] 李梦竹，张宝怀. 辐射供暖房间空调器的特性分析 [J]. 建筑热能通风空调，2015，34(2):22-25.
- [9] GB/T 7725-2004, 房间空气调节器 [S]. 北京：中国标准出版社，2004:10-11.

接触角滞后对超疏水翅片抑霜性能的影响

汪 峰¹, 梁彩华², 张小松², 杨卫波¹

(1. 扬州大学, 水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 东南大学, 能源与环境学院, 南京 210096)

[摘 要] 超疏水翅片表面的接触角滞后对其结霜过程及特性存在重要影响, 仅从表面接触角的角度无法正确评判超疏水翅片的抑霜性能。本文通过制备具有相同接触角、不同接触角滞后的超疏水翅片, 可视化观测获取超疏水翅片的结霜过程及微观行为特征, 从而揭示接触角滞后对超疏水翅片抑霜性能的影响。实验结果表明, 结霜初期, 不同接触角滞后的超疏水翅片表面凝结液滴的行为特征、尺寸、分布及冻结时间均存在明显差异, 且抑霜效果随着接触角滞后的减小而增强。因此, 通过减小超疏水翅片的接触角滞后, 可以提高其抑霜性能。

[关键词] 空气源热泵; 超疏水翅片; 抑霜; 接触角滞后; 接触角

0 前言

空气源热泵因具有兼顾制冷与制热、节能环保、安装灵活等优点, 被广泛用作建筑空调冷热源, 并在我国北方的“煤改清洁能源”过程中得到积极推广^[1-2]。但是, 空气源热泵冬季制热运行存在室外翅片管蒸发器结霜问题, 由于霜层的生长, 蒸发器与空气间的传热热阻增大, 空气流量减小, 导致热泵机组工作状况恶化, 制热效率降低, 严重影响机组的制热性能与运行稳定^[3-4]。因此, 探索有效的抑霜方法, 对保障空气源热泵冬季高效、稳定运行具有重要意义。

近年来, 受荷叶效应等自然现象启发, 许多学者开展了超疏水材料的制备与应用研究。将水滴滴于固体表面, 两者形成的夹角 θ 称为表面接触角。当 $\theta < 90^\circ$, 表面为亲水表面; 当 $90^\circ < \theta < 150^\circ$, 表面为疏水表面; 当 $\theta > 150^\circ$, 表面为超疏水表面^[5]。由于超疏水制备技术的迅速发展, 超疏水翅片被应用于抑霜研究。Kim 等^[6]在可视化观测中发现, 与普通翅片相比, 结霜初期超疏水翅片的凝结液滴分布稀疏, 尺寸较小且接近球形。徐文骥等^[7]实验表明, 超疏水翅片可延迟结霜初期凝结液滴的冻结速率。Huang 等^[8]通过实验指出, 接触角越大的表面, 凝结液滴冻结越晚。Liu 等^[9]制备了接触角为 162° 的超疏水表面, 在冷面温度为 -10°C 的条件下对其进行了抑霜性能测试。结果表明, 结霜 120min 后, 超疏水表面的霜层高度仅为普通表面的 50.0%。周艳艳等^[10]比较了超疏水表面和普通表面的结霜过程, 在实验工况下, 超疏水表面的结霜量仅为普通表面的 58.3%。超疏水翅片不仅抑制结霜, 更能强化除霜。研究表明^[11,12], 霜层部分融化后可从超疏水翅片表面剥落, 从而缩短除霜时间, 减少除霜耗热量。

目前, 对超疏水翅片的抑霜研究主要基于表征翅片表面被润湿性能的接触角, 即通过比较具有不同接触角的翅片表面的结霜过程, 获得接触角对抑霜性能的影响规律, 但表征固体表面特性的另一个重要参数——接触角滞后则未被充分考虑。接触角滞后是固体表面黏附性的表征参数, 接触角滞后越大, 黏附性越强。对于接触角相同的超疏水表面, 其接触角滞后可以相差很大^[13], 仅通过接触角来评价超疏水翅片的抑霜性能不够全面。本文通过制备具有相同接触角、不同接触角滞后的超疏水翅片, 可视化观测获取超疏水翅片的结霜过程, 揭示接触角滞后对超疏水翅片抑霜性能的影响, 为高效抑霜型超疏水翅片表面结构设计提供更准确的指导。

1 实验装置

超疏水翅片结霜可视化平台如图 1 所示, 实验平台包括冷台和图像采集装置。

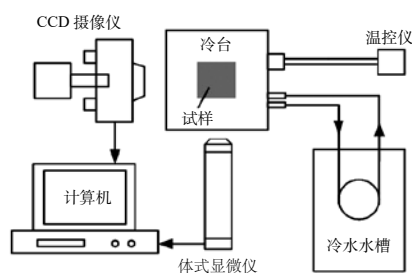


图 1 超疏水翅片结霜可视化实验平台

冷台用于调节翅片表面温度, 使翅片在设定温度下结霜。冷台采用半导体方式制冷, 温度可通过温控仪进行调节和控制, 调节范围为 $-20\sim 150^\circ\text{C}$ 。为使冷台热端的热量及时散去, 采用低温恒温槽制取冷却水对其进行冷却。实验中, 将冷台竖直放置。图像采集装置实现对结霜过程的图像实时采集, 包括 CCD 视频摄像头、体式显微镜等。利用 CCD 视频摄像头和体式显微镜分别记录翅片结霜侧面和正面图像。实验环境温度为 20°C , 相对湿度为

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 汪峰 (1989—), 主要研究方向为制冷空调热泵的研究。

80%，翅片表面结霜温度为 -10°C ，结霜测试时间为 60min。

利用 OCA20 型视频光学接触角测量仪对超疏水翅片表面的接触角和接触角滞后进行测量,如图 2(a) 所示。接触角的测量步骤如下:首先,将翅片固定在水平放置的载台表面,调节显微仪焦距使其聚焦于注射针针头并获得清晰的可视化图像,同时通过测量仪上的精调旋钮将针头移至镜头中间;然后,注射体积为 $3\mu\text{L}$ 的去离子水于翅片表面,调节显微仪镜头对水滴的放大倍率直到水滴占图像面积的 $2/3$ 左右;最后,利用测量仪自动检测基线与水滴外形轮廓线,通过软件计算出接触角。接触角滞后的测量通过将水平载台慢慢倾斜,直到水滴从翅片表面脱落,这期间测量仪全程自动记录水滴的前进角 θ_a 与后退角 θ_r 变化,取水滴离开翅片瞬间的前进角和后退角之差,即为接触角滞后 $\Delta\theta$ 。

超疏水翅片的制备方法如下:先在铝箔基底上喷涂 FEVE 氟碳树脂,树脂半固化后再喷涂 SiO_2 超疏水面漆。根据前期探索发现,通过砂纸打磨不同周期后,超疏水翅片表面的接触角变化不大,但接触角滞后有所提高。通过该方法制备了 5 组超疏水翅片,其接触角相差不大,但接触角滞后各不相同。对 5 组超疏水翅片进行编号为 1#、2#、3#、4# 和 5#,对应的接触角大小分别为 161.5° 、 160.3° 、 159.4° 、 161.1° 和 161.9° ,对应的接触角滞后分别为 49.1° 、 37.8° 、 24.4° 、 13.9 和 5.7° 。

2 实验结果与分析

实验中通过可视化观测发现,在结霜初始阶段,5 组超疏水翅片均经历了水蒸气凝结与凝结液滴冻结,如图 3 所示。结霜初始阶段,湿空气中水蒸气在翅片表面凝结成液核,液核不断长大、合并形成宏观的凝结液滴,随着液滴温度不断下降,液滴逐渐冻结。5 组翅片表面凝结液滴的形成和冻结过程是基本一致的。但受接触角滞后的影响,不同

翅片表面凝结液滴的行为特征、尺寸、分布密度及冻结时间均存在明显差异。第一,接触角滞后最小的 5# 翅片表面频繁出现凝结液滴合并、跳跃脱落现象,而其他 4 组翅片均未观察到类似现象,这是 5# 翅片在结霜初始阶段最显著的行为特征。对比 5# 翅片在 880s 和 885s 时的图片可以看出,数个直径在 $50\sim 200\mu\text{m}$ 范围内的合并液滴都出现了跳跃现象离开了翅片表面,从而减少了大粒径液滴的数量以及降低了凝结液滴对翅片的表面覆盖率。其他 4 组翅片虽然都出现了液滴合并现象,但合并后的液滴仍滞留在翅片表面。凝结液滴合并后之所以会出现跳跃现象,是由合并前后表面自由能的变化导致的。众多合并前的小液滴与翅片表面形成的体系表面自由能为 E_{s1} ,合并后形成的大液滴与翅片表面的体系表面自由能为 E_{s2} , E_{s1} 和 E_{s2} 之差即为体系释放出的能量 ΔE_s ,这部分能量需克服翅片表面对液滴的黏附功 E_f 才能转化为液滴的动能 E_k ,若克服黏附功后能量仍有剩余,即 $E_k > 0$ 时,合并后的液滴将出现自跳跃脱离翅片。由于接触角滞后越大,翅片表面的黏附力就越大,故 5# 翅片表面的黏附力最小,因此 ΔE_s 在克服 E_f 仍有能量剩余。第二,凝结液滴的尺寸与分布密度不同。由于 5# 翅片表面的凝结液滴合并后会自跳跃脱离表面,这使得大粒径液滴的数量以及凝结液滴对翅片的表面覆盖率均减小。对比 1# 和 5# 翅片,1# 翅片表面直径在 $50\sim 100\mu\text{m}$ 范围内的液滴较多,而 5# 翅片表面的液滴直径大多数在 $50\mu\text{m}$ 以下。同时可以明显看出,凝结液滴在 5# 翅片的表面覆盖率要小于其他翅片。第三,凝结液滴的冻结时间不同。随着接触角滞后的减小,凝结液滴的冻结时间越晚。1# 翅片表面凝结液滴全部冻结的时间约为 540s,而 5# 翅片直到 1320s 时其表面凝结液滴尚未完全冻结。综上所述,减小翅片表面的接触角滞后,可降低结霜初始阶段凝结液滴的分布并有效延缓凝结液滴冻结。

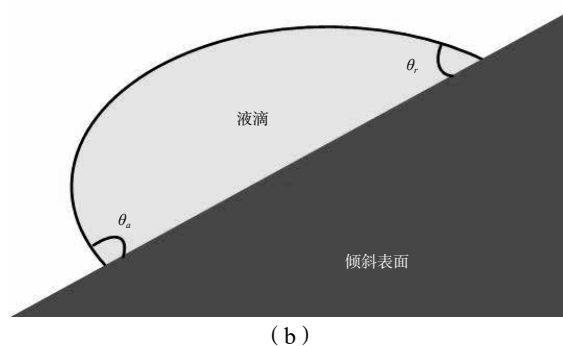
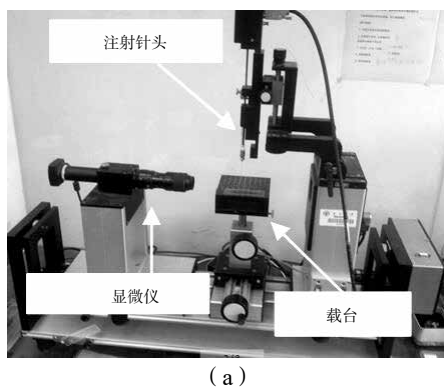


图 2 测量仪及接触角滞后示意图

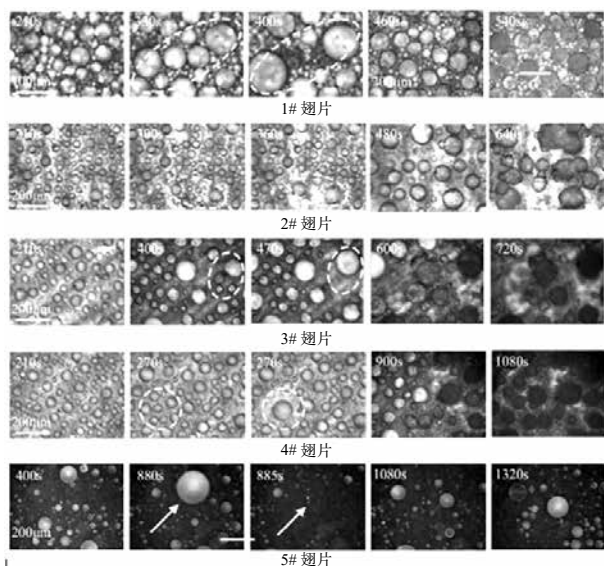


图 3 结霜初始阶段超疏水翅片表面的凝结-冻结过程

图 4 为凝结液滴冻结前的平均直径。平均直径即为翅片表面所有凝结液滴直径总和除以液滴数量。5 组翅片在凝结液滴冻结前的平均直径分别为 $83.5\mu\text{m}$ 、 $79.3\mu\text{m}$ 、 $78.3\mu\text{m}$ 、 $76.7\mu\text{m}$ 和 $35.2\mu\text{m}$ 。1# 翅片的平均直径最大, 2#~4# 翅片的平均直径较为接近, 而 5# 翅片的平均直径最小, 仅为其他 4 组翅片的一半。这主要得益于大粒径凝结液滴通过自跳跃从翅片表面离开, 降低了液滴的平均直径。定义凝结液滴对翅片表面的覆盖率为液滴在翅片表面所占面积与翅片表面面积之比。图 5 所示为凝结液滴冻结前对翅片表面的覆盖率。不同翅片的凝结液滴在直径和数量上的差异, 直接导致液滴对翅片表面的覆盖率不同。通过对凝结液滴进行统计后计算得到 5 组翅片在凝结液滴冻结前的覆盖率分别为 55.7%、46.6%、45.3%、46.6% 和 24.2%, 这其中 5# 翅片的覆盖率最小, 而 1# 翅片的覆盖率最大。从以

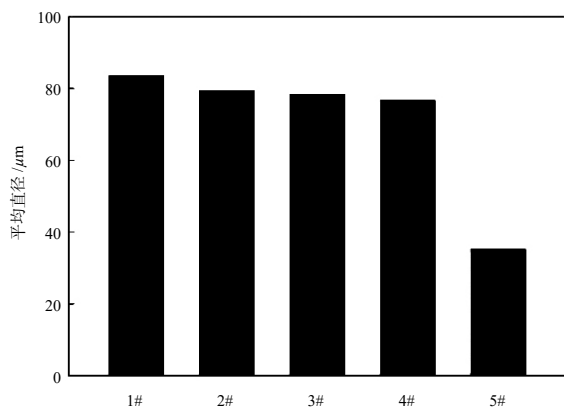


图 4 凝结液滴冻结前的平均直径

上分析可以看出, 凝结液滴冻结前的平均直径和翅片表面覆盖率大体随着接触角滞后的减小而减小, 将超疏水翅片的接触角滞后控制在 10° 以内, 可显著降低凝结液滴冻结前的平均直径和翅片表面覆盖率。由于凝结液滴冻结后, 霜晶将在冻结液滴表面形成, 因此降低凝结液滴冻结前的平均直径和翅片表面覆盖率, 也在一定程度上减小了后续结霜的霜层高度。

图 6 为凝结液滴的冻结时间, 分别取翅片表面 50% 的凝结液滴被冻结和全部被冻结的时间进行对比。5 组翅片凝结液滴被冻结一半的时间分别约为 500s、560s、565s、800s 和 1320s, 而全部被冻结的时间分别约为 600s、640s、720s、1080s 和 1800s。可见, 凝结液滴的冻结时间随着接触角滞后的减小而减小, 相比于接触角滞后较大的 1# 翅片, 5# 翅片的液滴冻结时间延缓了 2 倍。因此, 尽量减小超疏水翅片的接触角滞后, 能够显著提高翅片抑制凝结液滴冻结的能力, 从而在整个结霜过程中, 延缓霜层的生长。接触角滞后较小的翅片之所以表现出明显的抑制凝结液滴冻结能力, 与翅片表面的微观结构有关, 下文将对此进行分析。

翅片的抑霜性能可以从霜层生长高度直观看出。图 7 为霜层高度随结霜时间的变化。结霜时间持续 60min 后, 5 组翅片的霜高分别为 1.53mm、1.35mm、1.30mm、1.10mm 和 1.02mm, 霜高随着接触角滞后的减小而降低, 这其中 5# 超疏水翅片的霜高比 1# 超疏水翅片减少了 50%。5 组翅片的接触角虽然相近, 但由于其接触角滞后相差较大, 所表现的抑霜能力也不相同。因此, 在具有较大接触角的前提下, 尽可能减小超疏水翅片的接触角滞后, 可有效提高翅片的抑霜性能。

接触角滞后较小的翅片表现出更出色的抑制凝

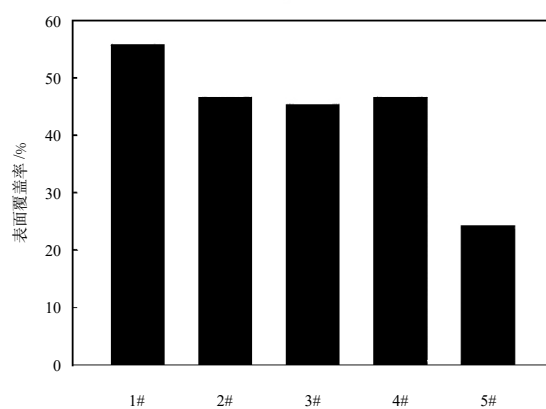


图 5 凝结液滴冻结前对翅片表面的覆盖率

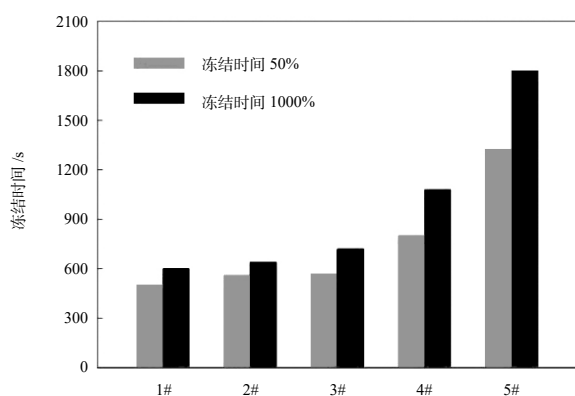


图 6 凝结液滴的冻结时间

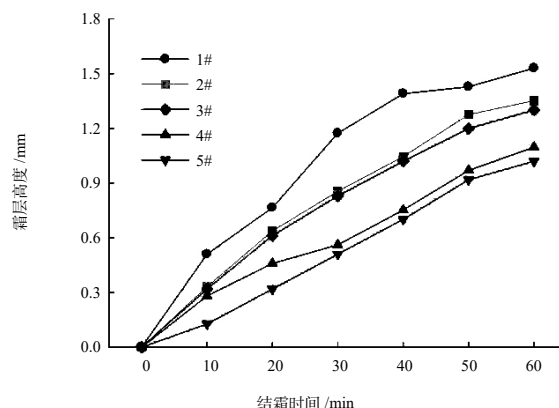


图 7 霜层高度随结霜时间的变化

结液滴冻结和霜层生长的能力，与翅片表面的微观结构密切相关。如前文所述，接触角滞后表征翅片表面的黏附性能。实际上，翅片表面的黏附性能在本质上受到表面微观结构的影响。研究人员建立了描述液体润湿固体表面微观结构的状态模型——Wenzel 和 Cassie 模型^[14]。假设翅片表面的微观结构为排列整齐的锯齿状，如图 8 所示。在 Wenzel 模型中，液滴完全渗透进入微观结构内，液滴与翅片表面的实际接触面积大于表观接触面积；Cassie 模型中，液滴被微观结构托起，液滴与翅片表面的接触面积由两部分组成：一部分是液滴与翅片表面微观结构的接触面积，另一部分是与截留空气的接触面积，因而液滴与翅片的实际接触面积小于表观接触面积。实际情况中，液滴有可能部分润湿微观结构，从而处于 Wenzel 和 Cassie 模型的中间状态。液滴润湿翅片表面微观结构的状态影响翅片对液滴的黏附性能。将固体表面慢慢倾斜，液滴在自身重力作用下有离开表面的趋势，但固体表面产生的黏附力将阻碍液滴离开。当液滴呈 Cassie 状时，液滴很容易从表面脱离；而当液滴呈 Wenzel 状时，表面微观结构对液滴的黏附将使脱离过程变得困难。因此，接触角滞后不仅表征翅片表面对液滴的黏附性能，也反映出液滴在翅片表面润湿微观结构的状态。

对于接触角滞后较大的 1# 翅片，凝结液滴与翅片表面呈 Wenzel 状，而对于接触角滞后较小的 5# 翅片，则呈 Cassie 状。一方面，相比于 1# 翅片，5# 翅片与凝结液滴的实际导热面积更小，导致凝结液滴的冻结速率会更加缓慢。另一方面，呈 Cassie 状的凝结液滴部分与微观结构接触，部分则与微观结构间隙之间的空气接触，由于空气导热系数小，故空气的存在较大程度地削弱了翅片与液滴间的导热。凝结液滴冻结后，水蒸气在其表面凝华生长，同样使得 5# 翅片与霜层之间的导热较其他翅片更弱，从

而延缓了结霜速率。综上所述，5# 超疏水翅片利用自身表面结构，削弱了与凝结液滴的导热，从而抑制了液滴冻结及后续的霜层生长。因此，构造超疏水翅片表面的微观结构，使凝结液滴在翅片表面呈 Cassie 状，对抑制结霜具有重要意义。

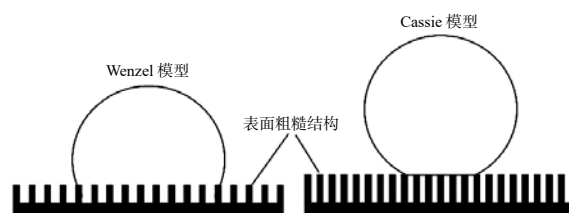


图 8 Wenzel 模型和 Cassie 模型的示意图

3 结论

通过制备具有相同接触角、不同接触角滞后的超疏水翅片，研究了接触角滞后对超疏水翅片抑霜性能的影响，得到如下结论：

(1) 结霜初始阶段，受接触角滞后差异的影响，超疏水翅片表面凝结液滴的自跳跃行为特征、尺寸、分布密度及冻结时间均存在明显不同。减小超疏水翅片的接触角滞后，可降低凝结液滴的分布并有效延缓液滴冻结。

(2) 超疏水翅片的抑霜性能随着接触角滞后的减小而提高，对于接触角相近，接触角滞后分别为 49.1° 和 5.7° 的超疏水翅片，接触角滞后最小的翅片其霜高比接触角最大的翅片减少了 50%。因此，在具有较大接触角的前提下，尽可能减小超疏水翅片的接触角滞后，可有效提高抑霜性能。

(3) 具有较小接触角滞后的超疏水翅片，利用自身表面微结构，削弱与凝结液滴的导热，从而抑制了液滴冻结及后续的霜层生长。因此，构造翅片表面的微结构，使凝结液滴在翅片表面呈 Cassie 状，对抑制结霜具有重要意义。

参考文献

- [1] Zhang Y, Ma Q, Li B, et al. Application of an air source heat pump (ASHP) for heating in Harbin, the coldest provincial capital of China[J]. *Energy and Buildings*, 2017, 138:96–103.
- [2] 张凡, 吴薇, 王琴, 等. 一种复合型无霜空气源热泵系统性能分析 [J]. *暖通空调*, 2015 (12):82–87.
- [3] Song M, Xia L, Mao N, et al. An experimental study on even frosting performance of an air source heat pump unit with a multi-circuit outdoor coil[J]. *Applied Energy*, 2016, 164:36–44.
- [4] 王伟, 刘景东, 孙育英, 等. 空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策略 [J]. *暖通空调*, 2017, 47(1):20–27.
- [5] Oberli L, Caruso D, Hall C, et al. Condensation and freezing of droplets on superhydrophobic surfaces[J]. *Advances in colloid and interface science*, 2014, 210:47–57.
- [6] Kim H, Kim D, Jang H, et al. Microscopic observation of frost behaviors at the early stage of frost formation on hydrophobic surfaces[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 97: 861–867.
- [7] 徐文骥, 宋金龙, 孙晶, 等. 铝基体超疏水表面结冰结霜特性研究 [J]. *制冷学报*, 2011, 32(4):9–13.
- [8] Huang L, Liu Z, Liu Y, et al. Effect of contact angle on water droplet freezing process on a cold flat surface[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012, 40:74–80.
- [9] Liu Z, Gou Y, Wang J, et al. Frost formation on a super-hydrophobic surface under natural convection conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(25):5975–5982.
- [10] 周艳艳, 于志家. 铝基超疏水表面抗结霜特性研究 [J]. *高校化学工程学报*, 2013, 26(6):929–933.
- [11] Liang C, Wang F, Lü Y, et al. Experimental study of the effects of fin surface characteristics on defrosting behavior[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 75:86–92.
- [12] Wang F, Liang C, Zhang X. Visualization study of the effect of surface contact angle on frost melting process under different frosting conditions[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 64:143–151.
- [13] 刘金秋, 柏冲, 徐文华, 等. 高黏附性超疏水表面的研究进展 [J]. *应用化学*, 2013, 30(07): 733–739.
- [14] Cai T, Jia Z, Yang H, et al. Investigation of Cassie-Wenzel Wetting transitions on microstructured surfaces[J]. *Colloid and Polymer Science*, 2016, 294(5): 833–840.

倾角对两种热管 PV/T 装置热性能影响的对比实验研究

郑仁春

(福建省建筑科学研究院, 福建 350007)

[摘要] 为研究倾角对热管 PV/T 装置传热性能的影响, 设计了无芯热管和丝网芯热管两种热管 PV/T 系统在不同倾斜角度下的热性能测试实验装置, 并在太阳能可控环境实验室中进行实验研究。在实验中, 保证倾角以外的其他因素全部不变, 通过数据分析, 得到在倾角影响下热管 PV/T 装置集热性能与倾角的关系; 且对比了无芯热管和丝网芯热管应用于热管 PV/T 系统的差异。结论表明: 1. 无芯热管与丝网芯热管 PV/T 系统, 最佳倾角均为 40° 左右; 2. 倾角大于 20° 时, 无芯热管 PV/T 系统的热性能总是优于丝网芯热管 PV/T 系统, 无芯热管更适用于最佳倾角大于 20° 的地区, 倾角小于 20° 时, 无芯热管 PV/T 系统的热性能远远小于丝网芯热管 PV/T 系统, 因此选用丝网芯热管 PV/T 系统更佳。

[关键词] 太阳能; PV/T; 倾角; 热管

0 引言

许多研究者认为, 在一定倾角范围内, 热管的传热系数高于其在垂直状态下的传热系数, 倾角对热管的传热性能有较大影响。PV/T 装置在实际应用中均为倾斜放置, 其摆放倾角是影响太阳能总收益的重要因素, 传统水冷型 PV/T 系统的冷却水由泵驱动直接通过电池板背部的管道, 受重力的影响可以忽略, 因此以接收到的太阳能辐照总量最大作为系统最佳倾角的唯一判据, 而在热管 PV/T 系统中, 由于倾角对热管传热性能也有较大影响, 在设计系统最佳倾角时, 要同时考虑接收的辐照总量和热管热性能的影响。

以往的研究都是针对单根热管的传热分析, 没有涉及热管 PV/T 系统热性能受倾角影响的研究, 并且室外的研究由于太阳辐照和环境温度等条件都随时间变化, 无法控制倾角为唯一变量, 达不到研究目的。为了研究倾角对系统热性能的影响, 选取了目前最常用的两种热管: 无芯热管和金属卷绕丝网吸液芯热管 (以下简称丝网芯热管), 分别组成两种热管 PV/T 系统, 并且在太阳能可控环境实验室中针对热管 PV/T 热性能与倾角的关系以及两种热管 PV/T 系统的差异进行了实验测试, 太阳能可控环境实验室能控制环境温度和湿度, 提供稳定辐照, 使得倾角成为唯一变量, 这是室外实验无法达到的。

1 实验系统组成及工作原理

实验所用热管具体规格如下:

无芯热管为 HR8(24)×1400F.90.06, 丝网芯热

管为 HR8(24)×1400P.90.06, 两者尺寸均为蒸发段长 1300mm, 外径 8mm, 冷凝段长 90mm, 外径 24mm; 流道为 $\Phi 38/1 \phi 26/90-80-9-150$ 焊 G3/4, 长 998mm, 外径 38mm。

实验对象为无芯热管 PV/T 集热板和丝网芯热管 PV/T 集热板: 宽 880mm, 高 1500mm, 厚 95mm, 实际集热面积为 0.998m^2 ; 集热板上层压 72 块 $62.5 \times 125\text{mm}$ 的黑色单晶硅光伏电池, 分成 36 块串联的两组并联在一起, 有效覆盖面积为 0.555m^2 ; 每块集热板有 8 根热管, 热管的冷凝段排列插在流道中, 为了增大冷凝段与循环水的换热面积, 采用了非等径的大头热管。

热管 PV/T 实验系统如图 1 所示, 由 PV/T 集热器、循环水泵、循环管路、储水箱、太阳能逆变控制器和蓄电池组成。集热板吸收太阳能, 将热量传给热管, 由水泵驱动水循环, 将热管冷凝段的热量不断带入水箱。太阳能逆变控制器和蓄电池实现电能储存和输出。

实验系统选用 12V 的直流无刷水泵 ZK30A-1230, 最大功率 4.8W。采用 T 型热电偶对 60L 循环水箱内的

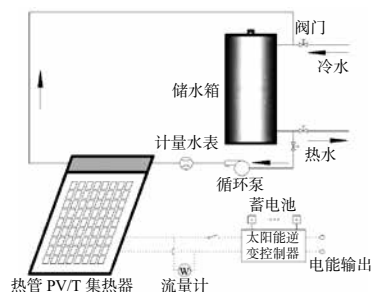


图 1 热管式 PV/T 系统原理

收稿日期: 2018-07-19

作者简介: 郑仁春 (1989—), 主要研究方向为绿色建筑和建筑节能相关的科研和工程项目咨询工作。

水温进行测量, 由于储水箱存在分层现象, 为准确测得温度, 在水箱内部轴线上等间距布置 5 个温度测点, 通过与电脑连接的 Agilent34970A 数据采集仪进行采集。采用速度式水表 lxs-15 测量冷却水流量。

要研究倾角对热管 PV/T 系统性能的影响, 需保证在其他条件都不变的情况下, 改变集热板的倾斜角, 对比系统在不同倾角下的性能差异。因此, 必须保证太阳辐照、环境温度、湿度、循环水流量、循环水量以及初始水温不变, 而太阳能可控环境实验室可以提供这样的实验条件: 干球温度的可控范围和精度为 $-15\sim 50^{\circ}\text{C}\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, 湿球温度满足标准 GB/T 7725-2003 的要求; 由 TRM-PD1 人工太阳模拟发射器提供太阳辐照, 能够提供 200~1200W 的辐照。集热器表面接收到的太阳总辐射量采用 TBQ-2A 总辐射表测量。

实验安排: 设定环境温度稳定在 25°C , 每次做实验前都换水并加热到 25°C , 保证初始水温一致, 太阳辐照度保持在 650W , 循环水流量 0.033kg/s , 无芯热管 PV/T 集热板和丝网芯热管 PV/T 集热板分别组成两个相同的系统, 保持模拟发射器与集热板的相对位置不变, 在集热板倾斜角为 9° 、 20° 、 30° 、 40° 、 50° 、 60° 、 70° 情况下测试两个系统的光热性能, 实验过程中产生的数据由计算机以 30s/ 次进行自动保存。

2 性能评价和实验结果

系统的平均热效率主要由集热器表面所接受到的太阳辐照量 H_t (MJ/m^2)、系统的初始水温 t_{wi} ($^{\circ}\text{C}$) 和终了水温 t_{wf} ($^{\circ}\text{C}$) 决定, 受系统循环水量和集热器的倾角等影响。太阳能热水系统性能评价方法如式 (1) 所示:

$$\eta_t = \frac{Q_w}{H_t} = \frac{c_w m(t_{wf} - t_{wi})}{A_c I_c} \quad (1)$$

式中, Q_w 为系统水箱的实际得热量 (MJ/m^2); c_w 为水的比热容 ($\text{KJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$); m 为水箱中水的质量 (kg); t_{wf} 和 t_{wi} 为系统终了水温和初始水温 ($^{\circ}\text{C}$); η_t 为热管 PV/T 系统的热效率。

其中, 实验储水箱中布置了五个测温点, 以五个测温点的平均温度作为水箱中的水温:

$$t_w = \frac{\sum_{i=1}^5 t_i}{5} \quad (2)$$

由图 2 可知, 20° 以上的角度, 系统 1 的集热效率总是高于系统 2 的效率, 因为倾角在 20° 以上时, 无芯热管结构简单, 管壁的导热热阻小, 而丝网芯热管由于丝网芯的存在, 管壁的导热热阻大于无芯热管, 使得整体的传热热阻大于无芯热管, 导致系统 2 的集热效率低于系统 1; 而在 9° 这样小角度下,

系统 1 基本上不工作, 热管热阻极大, 系统 2 保持正常工作, 具有较高集热效率。所以, 在最佳倾角大于 20° 的地区, 建议使用无芯热管 PV/T 系统, 而在最佳倾角小于 20° 的地区, 则使用丝网芯热管 PV/T 系统。

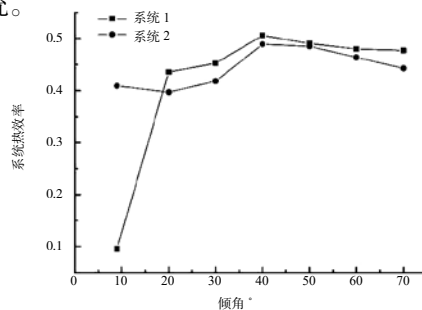


图 2 无芯热管 PV/T 系统与丝网芯热管 PV/T 系统的热效率

3 结论

通过两种热管 PV/T 系统在不同倾角下的热性能实验, 可得如下结论:

(1) 对热管 PV/T 系统来说, 倾角对系统的热性能有较大影响, 设计热管 PV/T 系统的摆放倾角时必须考虑倾角的影响。

(2) 无芯热管 PV/T 系统的热效率随倾角的增加, 先增大后减小, 在 40° 左右热效率最大。丝网芯热管 PV/T 系统的热效率则从平缓到增大, 最后再减小, 在 40° 左右热效率最大。

(3) 在 20° 以上, 无芯热管 PV/T 系统的热效率总是高于丝网芯热管 PV/T 系统。无芯热管 PV/T 在倾斜角 20° 以下热效率急剧下降, 甚至几乎不工作, 而丝网芯热管在极小的角度下仍高效率工作。所以, 在最佳倾角大于 20° 的地区, 更适合采用无芯热管 PV/T 系统, 而在最佳倾角小于 20° 的地区, 采用丝网芯热管 PV/T 系统更好, 此结论也适用于其他与热管相结合的集热装置的倾角优化。

参考文献

- [1] 王东京, 张红, 陶汉中, 孙磊. 太阳能热水器用热虹吸管的试验 [J]. 南京工业大学学报, Vol 32 No.5 Sep. 2010.
- [2] Tu C, Xie G, Hu C. The two phase closed thermosyphon: an experimental study with pattern and optimum fill charge[C]//Two-phase Flow and Heat Transfer China-U.S Progress Washington Hemisphere PublCorp, 1985.
- [3] 孙全平, 陈晓华, 陈金发. 太阳能热管的研制和应用 [J]. 能源技术, 2002, 23: 110-112.
- [4] 裴刚, 杨金伟, 张涛, 等. 一种热管平板太阳能集热装置的性能研究 [J]. 热科学与技术, 2011, 10(1): 138-141.

太阳能辅助的双源耦合热泵系统制热特性研究

付文轩, 王 林, 刘 畅, 谈莹莹, 袁俊飞

(河南科技大学制冷热泵空调技术研究所, 洛阳 471023)

[摘 要] 传统空气源热泵在随室外气温下降, 必然引起能耗增加和蒸发器严重结霜问题。针对上述问题, 提出了一种太阳能辅助的双源耦合热泵系统, 该新系统最大特点是: 通过设置集热器将太阳能转化为低温热水以构建太阳能水源热泵单元, 利用两台压缩机 (室外机) 和一台冷凝器 (室内机) 实现太阳能水源热泵单元和空气源热泵单元并联耦合运行。当太阳能集热器水温高于室外气温时, 系统仅以太阳能水源热泵方式运行; 当太阳能集热器水温低于室外气温时, 系统仅以空气源热泵方式运行; 当太阳能水源热泵所获得制热量不足以保证供热需求时, 太阳能水源热泵和空气源热泵单元并联耦合运行。该新系统有效地克服传统太阳能水源热泵所存在间歇性问题以及在低温环境下空气源热泵的能效比偏低问题, 提高太阳能和空气能利用效率以及保证热泵全天候制热要求。以郑州地区某建筑为例, 基于 DeST 软件评说估了一个供热季节 (120 天) 逐时热负荷特性。运用热工学方法研究新系统的热力学循环特性。在建立新系统的热力学数学模型基础上, 编写程序进行了新系统的热力学循环特性计算和能耗分析, 结果表明: 双源耦合热泵系统 COP_h 较传统空气源热泵明显增加; 前者日节能率在 1.01%~14.75% 之间变化, 在整个供热期总能耗较后者减少 8.72%。通过对空气源蒸发器和水源蒸发器串联连接和并联连接流程进行比较研究结果表明, 双源双压缩机并联流程耦合热泵比双源单压缩机串联流程耦合热泵更具有节能优势, 但增加一台压缩机。

[关键词] 空气源热泵; 太阳能水源热泵; 双源耦合; 蒸发器; 性能系数 (COP_h)

0 引言

传统空气源热泵冬季运行效果往往不太理想, 主要原因在于蒸发压力过低导致蒸发器结霜、压缩机能耗增加和制热量急剧减小问题, 所以, 在供热能力不足的情况下大多采用辅电加热方式满足室内供热需求。为解决传统空气源热泵诸多问题, 国内外研究者在除霜方法、相变储能、循环流程和复合热源等方面开展研究^[1-7]。姜益强等^[8]提出了基于相变蓄能的空气源热泵除霜新方法, 研究了串联供热、非连通供热和连通供热这三种供热模式相变蓄热器对空气源热泵性能, 结果表明串联供热模式相变蓄热器可使得空气源热泵能效比最高。梁彩华等^[9]提出了热源塔热泵系统, 将水冷冷水机组与空气源热泵组合在一起, 实现夏季水冷方式制取冷冻水和冬季将空气作为低温热源被热泵制热, 并解决空气源热泵的结霜问题。陈光明等^[10]提出了一种无霜型空气源热泵系统, 夏季以水冷模式运行, 冬季作为空气源热泵使用, 研究表明, 该热泵在冬季传统空气源热泵易结霜温区可实现制热, 并且不存在结霜除霜问题。王岗等^[11]将平板微热管阵列太阳能光伏光热集热器与空气源热泵相结合, 组成新型太阳能-

空气复合热源热泵热水系统, 其采用一个复合式蒸发器, 可以在空气源和水源之间切换, 其 COP 最高提高 11.96%。

总结前面研究可知, 有关空气源热泵研究主要是围绕解决冬季空气源热泵结霜问题、利用低品位太阳能提高热泵的制热性能等方面问题开展的, 但在如何同时利用太阳能和空气源来提高热泵制热性能的问题尚有待解决, 因为在太阳能不足情况下, 如何实现太阳能和空气源的最佳耦合对提高空气源热泵性能很有研究意义。正是基于此, 本文提出一种太阳能辅助的双源耦合热泵系统, 利用太阳能集热器制取低温热水作为热泵的低位热源, 与空气源热泵单元进行耦合, 采用 2 台压缩机实现空气源热泵和水源热泵最佳能效比, 解决太阳能热泵系统的间歇性工作问题, 并对该双源耦合热泵系统制热性能开展研究, 同时, 对采用双源双压缩机并联流程与双源单压缩机串联流程的耦合热泵系统性能进行比较分析。

1 工作原理

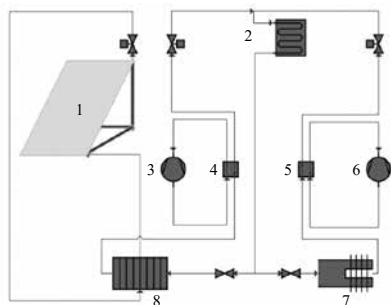
如图 1 所示是太阳能辅助的双源耦合热泵系统, 该系统适用于全年全天候的制冷与制热工况, 由于本文工作只涉及到系统的制热工况, 为了便于分析, 略去制冷工况的部件, 只保留制热工况的所需部件, 故简化为图 2 所示的太阳能辅助的双源耦合热泵系统 (制热工况系统图), 该系统主要由太阳能水源热泵单元和气源热泵单元组成, 两个热泵单元共用

收稿日期: 2018-03-15

基金项目: 国家自然科学基金项目
(51641604; U1504525)。

作者简介: 付文轩 (1992—), 主要研究方向为太阳能吸收制冷。

一个室内换热器 (冷凝器), 采用双源双压缩机并联流程结构, 其中太阳能集热器、水源蒸发器、压缩机①、四通换向阀①和节流阀①等部件构成形成太阳能水源热泵单元; 空气源蒸发器、节流阀②、压缩机②和四通换向阀②等主要部件组成空气源热泵单元。该系统当有太阳能时, 则充分利用太阳能制热, 当太阳能不足或缺乏太阳能时, 则空气源热泵单元开始制热补充不足那部分热量。为了防止水温过低而冻坏蒸发器, 宜采用盐水或乙二醇溶液作为介质解决冬季蒸发器冻裂问题。



1- 太阳能集热器; 2- 蒸发器; 3/6- 压缩机; 4/5- 四通换向阀; 7- 风冷冷凝器; 8- 储液罐; 9- 循环水泵; 10- 换热器; 11- 冷却塔; 12- 蒸发器-吸收器; 13- 溶液泵; 14- 溶液热交换器; 15- 冷凝器-发生器

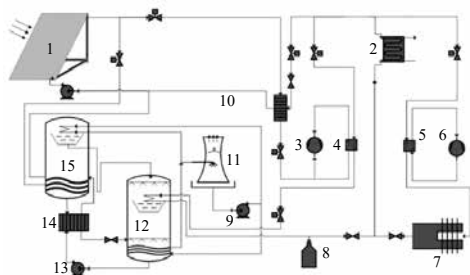
图 1 太阳能辅助的双源耦合热泵系统原理图

该系统共有三种工作模式:

(1) 模式 1: 太阳能充足, 太阳能水源热泵单元制热量完全满足用户侧空调热负荷需求, 此时空气源热泵单元停止工作;

(2) 模式 2: 太阳能不充足, 太阳能热水单元和空气源热泵单元均运行共同承担建筑空调热负荷, 其中太阳能热水单元仅仅制取一部分热量提供给用户, 而空气源热泵单元制取另一部分热量供给用户;

(3) 模式 3: 完全没有太阳能, 集热器出口水温低于设定温度, 故太阳能水源热泵单元停止工作, 而空气源热泵单元制热来承担用户的全部热负荷。



1- 太阳能集热器; 2- 冷凝器; 3/6- 压缩机; 4/5- 四通换向阀; 7- 风冷蒸发器; 8- 换热器

图 2 太阳能辅助的双源耦合热泵系统 (制热工况)

2 热力学数学模型

2.1 太阳能集热器模型

(1) 集热器效率:

$$\eta_i = \alpha - \beta \cdot (t_{j,i} - t_a) / I \quad (1)$$

式中: α , β 为集热器性能常数, 与集热器有关, 对于平板型集热器^[12], $\alpha = 0.80$, $\beta = 3.5$ 。

(2) 集热器集热量:

$$Q_g = F \cdot I \cdot \eta_i \quad (2)$$

(3) 集热器出口温度:

$$t_{j,o} = \frac{Q_g}{(c_p \cdot G)} + t_{j,i} \quad (3)$$

2.2 复合热泵系统热力学模型

(1) 制冷剂质量守恒:

$$q = q_{as} + q_{ws} \quad (4)$$

(2) 空气源蒸发器换热量:

$$Q_{c,as} = (h_{eva-A,i} - h_{eva-A,o}) q_{as} \quad (5)$$

(3) 水源蒸发器换热量:

$$Q_{c,ws} = (h_{eva-S,i} - h_{eva-S,o}) q_{as} \quad (6)$$

(4) 冷凝器放热量:

$$Q_h = (q_{as} + q_{ws})(h_{con,i} - h_{con,o}) \quad (7)$$

(5) 水源热泵压缩机①功率 P_1

$$P_1 = (h_{com1,o} - h_{com1,i}) q_{ws} / (\varepsilon_i \varepsilon_m) \quad (8)$$

(6) 空气热泵压缩机②功率 P_2

$$P_2 = (h_{com2,o} - h_{com2,i}) q_{as} / (\varepsilon_i \varepsilon_m) \quad (9)$$

(7) 复合热泵制热系数:

$$COP_h = Q_h / (P_1 + P_2) \quad (10)$$

式中: Q 为换热器换热量 (W); F 为集热器面积 (m^2); I 为太阳辐射强度 (W/m^2); q 为制冷剂流量 (kg/s); P 为功率 (W); η_i 为集热器瞬时效率; ε_i 为压缩机定熵效率; ε_m 为电机效率。下标: i 为进口; o 为出口; a 为环境; g 为太阳能集热器; as 为空气源热泵; ws 为太阳能水源热泵; eva 为蒸发器; com 为压缩机; con 为冷凝器。

2.3 建筑空调热负荷模拟

为了研究双源耦合热泵系统制热特性, 拟将其作为郑州某建筑空调冷热源。本文所选择建筑为一幢四层商务酒店, 酒店层高 4.2m, 空调建筑面积

2715.6m²，共有房间 80 个，房间功能为：一层为大厅、活动室；二至四层全部为客房，其中包含娱乐室、吧台等公共活动区域。空调运行时间为 24h；空调设计参数：室内空气温度 24℃、相对湿度 50%。该建筑外墙及屋面均采用节能型墙体，其中太阳能集热器阵列布置于屋面，集热器面积 200m²。选取冬季 1 月 10 日作为典型日，基于郑州地区室外气象参数^[13]，运用 DEST 软件对该建筑的逐时热负荷进行模拟，并对整个季节（120 天）逐时空调热负荷进行模拟计算。如图 3 是热负荷、太阳辐射强度以及室外温度之间的关系。太阳辐射强度和室外温度的变化曲线呈现相似的规律，这是由于室外温度主要受太阳辐射热量、地面覆盖面和大气对流作用等因素影响。室外温度随太阳辐射强度的增大而升高，在达到最大值后又逐渐降到最小值，室外温度变化存在延迟效应。室内热负荷的变化曲线则与之相反，随辐射强度和室外温度增加过而下降，因为辐射强度增加，透过窗户玻璃辐射到室内热量增加，室外温度增加，由室内向室外散失热量减少，因而所需热负荷减少。太阳辐射强度在 14:00 达到最大值，室外温度在 16:00 时达到最大值，而热负荷最大值出现在上午 8:00 时。

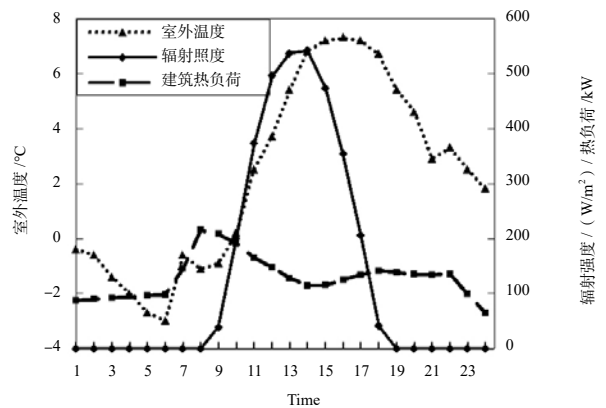


图 3 典型日逐时太阳辐射强度、空气温度及热负荷变化关系

3 程序算法

基于所建立热力学数学模型，在 VC++ 环境下，编写程序进行双源耦合热泵系统的循环特性计算，热物性调用课题组自己开发的 R134a 热物性子程序。其中压缩机压缩过程为等熵过程，但考虑定熵效率和压缩机电机功率。程序采用二分迭代法对模型求解。计算程序由集热器模块、太阳能水源热泵模块和空气源热泵模块组成。

集热器模块：导入气象参数。计算集热器效率并判断集热器是否可以工作。若不可以工作则跳转

到空气源热泵模块。若可以工作计算逐时集热量。

太阳能水源热泵模块：计算在水源热泵制热模式下所需的吸热量，并与集热器集热量比较，若集热量大于所需的吸热量，则热负荷完全由水源热泵模块承担；若集热量小于所需的吸热量，则部分热负荷由水源热泵模块承担。

空气源热泵模块：蒸发温度由室外逐时温度决定，由输入除太阳能水源热泵单元提供制热量后，余下的热负荷来计算空气源热泵能耗。

4 结果与讨论

为了评价太阳能辅助的双源耦合热泵系统的工作特性与节能性，基于前面所完成的建筑热负荷模拟数据，典型日也选择 1 月 10 日，并选择整个供热季节 120 天对传统空气源热泵与太阳能辅助的双源耦合热泵系统的循环特性与能耗进行计算比较分析。

4.1 典型工况热力性能

典型工况选取 1 月 10 日上午 10:00 时，给定参数条件为：① 室外空气温度 -2.3℃，相对湿度 48%；② 室内空气温度 24℃、相对湿度 50%。在该时刻所得系统各部件进出口状态点热力参数如表 1 所示。该时刻双源耦合热泵系统以模式 2 运行，集热器制取 17.85℃ 的热水，集热器集热量

表 1 典型时刻系统运行数据

参数	数值
室外温度 /℃	-2.30
太阳辐射强度 (W/m ²)	372.22
集热器面积 /m ²	200.0
集热器进口温度 /℃	10.0
集热器出口温度 /℃	17.28
集热器提供的热量 /kW	76.4
用户热负荷 /kW	165.23
水源蒸发器蒸发温度 /℃	12.28
水源蒸发器蒸发压力 /kPa	447.0
水源蒸发器进口焓 /(kJ/kg)	300.0
水源蒸发器出口焓 /(kJ/kg)	405.42
空气源蒸发器蒸发温度 /℃	-12.30
空气源蒸发器蒸发压力 /kPa	183.18
空气源蒸发器进口焓 /(kJ/kg)	300.0
空气源蒸发器出口焓 /(kJ/kg)	391.62
冷凝温度 /℃	50.0
冷凝压力 /kPa	1317.62
冷凝器出口焓 /(kJ/kg)	271.6
水源热泵压缩机出口焓 /(kJ/kg)	439.10
空气源热泵压缩机出口焓 /(kJ/kg)	480.60
水源热泵压缩机功率 /kW	21.83
水源热泵压缩机排气温度 /℃	79.40
空气源热泵压缩机功率 /kW	23.79
空气源热泵压缩机排气温度 /℃	85.50
太阳能水源热泵制热量 /kW	93.89
空气源热泵制热量 /kW	71.35
总制热量 /kW	165.23
太阳能水源热泵单元 /COP	4.3
空气源热泵单元 /COP	3.0
双源耦合热泵	3.7

为 76.4kW, 但太阳能水源热泵单元制热量仅为 93.87kW, 因此, 不足的 71.37kW 由空气源热泵单元提供。此时太阳能水源热泵的蒸发温度为 12.85℃, 比空气源热泵单元蒸发温度高 24.70℃, 该时刻双源耦合热泵 COP_h 为 3.7, 太阳能水源热泵单元 COP_h 为 4.3, 较空气源热泵单元 COP_h 提高 43.3%。

4.2 典型日逐时性能分析

图 4 是双源耦合热泵系统与传统空气源热泵逐时 COP_h 比较。从图中可知, 在 0:00 至 8:00 与 17:00 至 23:00 时区间双源耦合热泵系统与传统空气源热泵 COP_h 变化曲线相互重合, 这是因为在这两个时间段内太阳能集热器内热水温度低于设定温度, 所以太阳能水源热泵单元停止运行, 仅空气源热泵单元运行提供用户侧全部热负荷, 在这种情况下, 双源耦合热泵系统就是空气源热泵; 在 9:00 至 16:00 时区间内, 由于太阳能集热器热水温度等于或者高于设定温度, 所以太阳能水源热泵单元制热并提供部分热负荷给用户, 而不足部分热负荷由空气源热泵单元提供, 在这种情况下, 双源耦合热泵系统制热量等于太阳能水源热泵单元制热量加上空气源热泵单元的制热量, 因此, 双源耦合热泵的综合 COP_h 显著提高, 并且在 12:00 时 COP_h 达到最大值 4.73, 而此时传统风冷热泵 COP 仅为 3.22, 由此可见, 双源耦合热泵系统最大 COP_h 较传统风冷热泵提高 1.51。

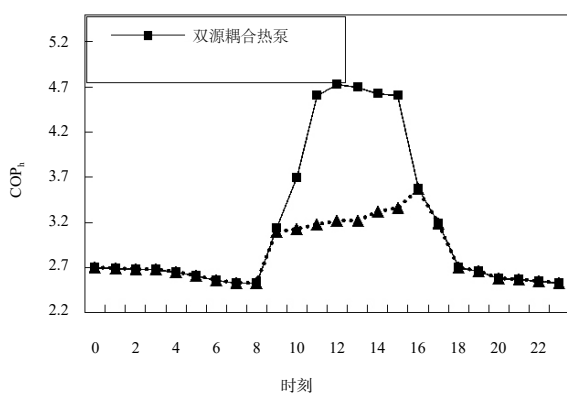


图 4 双源耦合热泵与传统空气源热泵逐时比较

图 5 是双源耦合热泵与传统空气源热泵逐时能耗比较。如图所示, 在 0:00 至 8:00 与 17:00 至 23:00 时区间双源耦合热泵与传统空气源热泵的能耗曲线完全重合, 说明在这两个时间段内它们能耗相同, 这是由于双源耦合热泵系统仅空气源热泵运行提供用户侧热负荷, 因此, 前者与传统空气源热泵无异。在 9:00 至 16:00 时在这段时间, 双源耦合热泵系统能耗低于传统空气源热泵能耗, 这是由于太

阳能水源热泵单元与空气源热泵单元联合工作, 而太阳能水源热泵单元 COP 要明显高于空气源热泵单元, 所以太阳能水源热泵单元能耗低, 因此, 双源耦合热泵系统总能耗低于传统空气源热泵能耗, 尤其在 10:00 时刻, 前者能耗 38.56kW, 而后者能耗 52.75kW, 大节能量可达 14.18kW, 双源耦合热泵系统逐时能耗比传统空气源热泵降低 26.8%。按日累积能耗来看, 前者比后者能耗低 60.07kW, 双源耦合热泵系统比传统空气源热泵日能耗降低 7.0%。

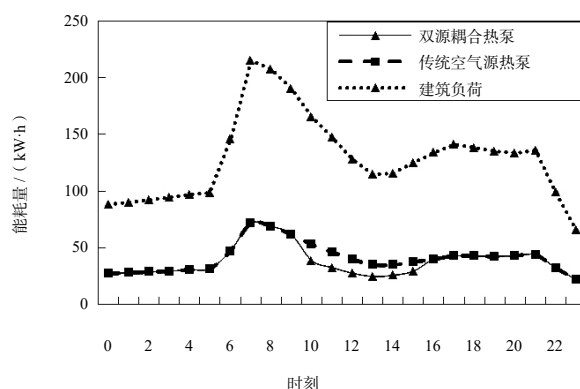


图 5 双源耦合热泵与传统空气源热泵逐时能耗比较

4.3 采暖季节逐日能耗分析

图 6 整个供热季节双源耦合热泵与传统空气源热泵逐日能耗比较曲线。从图中可知, 在整个供热季节 (11 月 15 日至 3 月 15 日), 双源耦合热泵系统逐日能耗均低于传统空气源热泵, 其中二者日能耗之差最大值为 114.13kW, 出现在 1 月 7 日, 能耗之差最小值为 7.9kW, 出现在 12 月 10 日, 前者较后者日能耗降低 1.01%~14.75%, 也就是双源耦合热泵系统较空气源热泵日节能率在 1.01%~14.75% 之间波动, 日节能率变化趋势反映太阳辐射强度和室外气温变化趋势, 日节能率越小, 则表明该天太阳辐射

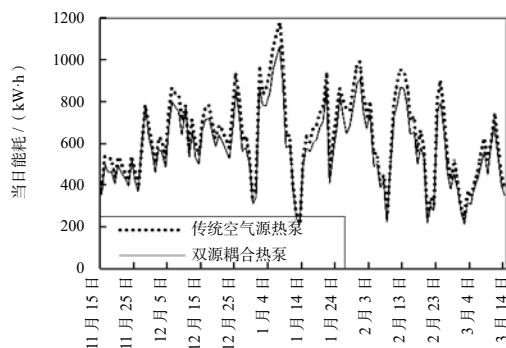


图 6 双源耦合热泵与传统空气源热泵逐日能耗比较

强度弱和室外气温偏低。双源耦合热泵系统在整个供热季节总能耗为 70501.26kW, 而传统空气源热泵在整个供热季节总能耗为 77236.13kW, 前者较后者能耗降低 6734.87kW, 因此, 与传统空气源热泵相比, 双源耦合热泵系统总节能率达到 8.72%。由此看见, 双源耦合热泵系统更适用于供热季节太阳辐射强度较强地区, 其节能效果越明显。尤其仅需要在白天供热办公建筑, 太阳能辅助双源耦合热泵系统更彰显其节能优势。

4.4 双源双压缩机并联流程双源耦合热泵与双源单压缩机串联流程双源耦合热泵比较

(a) 两种连接热力过程比较分析

双源双压缩机并联流程如图 2 所示, 水源蒸发器和空气源蒸发器分别与一台压缩机连接, 二者再并联, 共用一台冷凝器; 与双源双压缩机并联流程不同的是, 双源单压缩机串联流程特点是, 水源蒸发器、空气源蒸发器、一台压缩机和一台冷凝器依次串联连接。从两种连接方式可以看出, 双源双压缩机并联流程具有两个并联连接蒸发器, 因此具有两个不同蒸发温度, 而双源单压缩机串联流程的两个蒸发器串联连接, 因此两个串联连接的蒸发器具有相同蒸发温度。图 8 是双源双压缩机并联流程与双源单压缩机串联流程的热力过程温熵图。如图所示, 3-4'-1'-2'-3 和 3-4-1-2-3 表示双源双压缩机并联流程热泵循环在温熵图中热力过程, 其中 3-4'-1'-2'-3 表示组成双源双压缩机并联流程的太阳能水源热泵单元热力过程, 而 3-4-1-2-3 表示双源双压缩机并联流程的空气源热泵单元热力过程, 由于太阳能集热器吸收太阳能, 因此在有太阳能情况下, 热水温度高于空气温度, 所以太阳能水源热泵单元蒸发温度高于空气源热泵单元的蒸发温度。同样地, 3-4-1-2-3 表示双源单压缩机串联流程热泵循环在温熵图中热

力过程, 虽然该流程也包括太阳能水源蒸发器和空气源蒸发器两台蒸发器, 太阳能水源温度高于空气源温度, 但由于这两个蒸发器串联连接, 必然具有相同压力, 因此, 具有相同蒸发温度, 而且它们的蒸发温度主要取决于室外空气温度。

通常, 空气源蒸发器的蒸发器与空气之间的换热温差比水源蒸发器与水之间换热温差更大。如果空气源蒸发器的蒸发器与空气之间的换热温差取 10℃, 水源蒸发器与水之间换热温差取 5℃, 以 1 月 10 日 10 时为例, 室外温度 -2.3℃, 集热器的热水出口温度 17.28℃, 则双源双压缩机并联流程的水源蒸发器蒸发温度为 12.28℃, 空气源蒸发器蒸发温度 -12.3℃, 而双源单压缩机串联流程的两台串联蒸发器的蒸发温度由空气源蒸发器决定, 即蒸发温度为 -12.3℃。显然, 当采用并联连接流程时, 太阳能水源热泵单元因蒸发温度更高, 因而能耗更低。可见, 双源双压缩机并联流程双源耦合热泵比双源单压缩机串联流程双源耦合热泵更具有节能优势, 但前者比后者需要多增加一台压缩机, 也就需要增加设备初投资。

(b) 两种连接流程的性能比较分析

为了对两种连接流程的双源耦合热泵的性能进行比较分析, 依然选取 1 月 10 日作为典型日和前面相同地点的相同建筑作为依据。

图 8 是两种连接流程的双源耦合热泵逐时比较曲线。从图可知, 在 0:00 至 8:00 与 16:00 至 23:00 这段时间内, 两条曲线是重合的, 这是因为由于太阳能集热器出口水温低于设定温度, 不论串联还并联的形式, 水源蒸发器都是失效的, 因此两种连接形式的双源耦合热泵均按空气源热泵方式运行, 所以逐时 COP_h 完全相同。但是, 在有太阳能时段, 两台蒸发器并联形式双源耦合热泵逐时 COP_h 显著

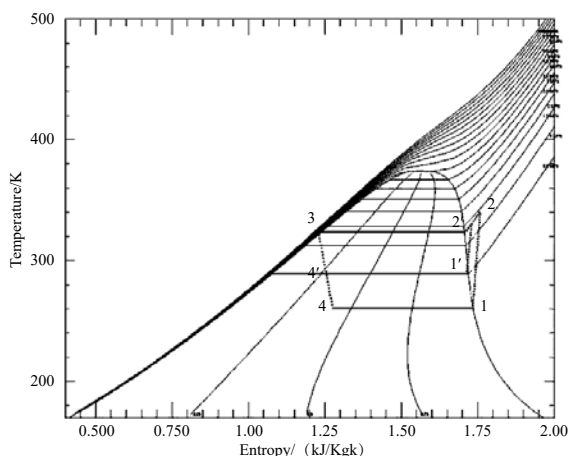


图 7 两种连接流程的热力过程温熵图

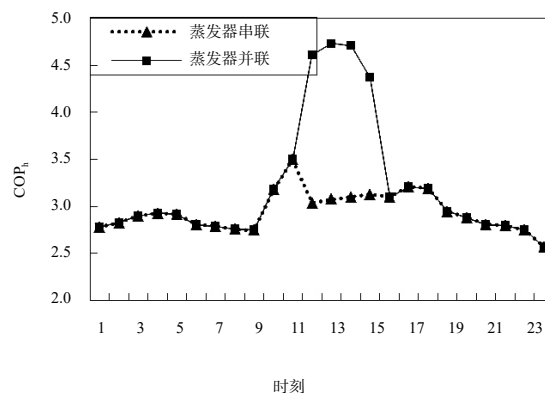


图 8 两种连接流程的双源耦合热泵比较

高于串联形式, 主要是因为太阳能集热器热水温度高于空气温度, 所以并联形式双源耦合热泵的太阳能水源热泵单元蒸发温度要高于空气源热泵单元蒸发温度, 所以并联形式双源耦合热泵的逐时 COP_h 更高。在 12:00 时两台蒸发器并联连接双源耦合热泵逐时达到最大值 4.73, 而此时两台蒸发器串联连接双源耦合热泵逐时 COP_h 达到仅为 3.22, 由此可见, 在 12:00 时, 前者逐时 COP_h 比后者提高 53.57%。

图 9 是两种连接流程的双源耦合热泵逐时能耗比较曲线。如图所示, 在 0:00 至 8:00 与 17:00 至 23:00 时区间两种连接形式的双源耦合热泵的能耗曲线完全重合, 说明在这两个时间段内它们能耗相同。在 9:00 至 16:00 时在这段时间, 前者能耗明显低于后者, 根据图 9 分析可知, 两台蒸发器并联连接的双源空气源热泵 COP_h 要高于两台蒸发器串联连接的双源耦合热泵, 所以前者能耗更低, 按典型日全天累计能耗计算, 前者的总能耗比后者减少 7.0%。

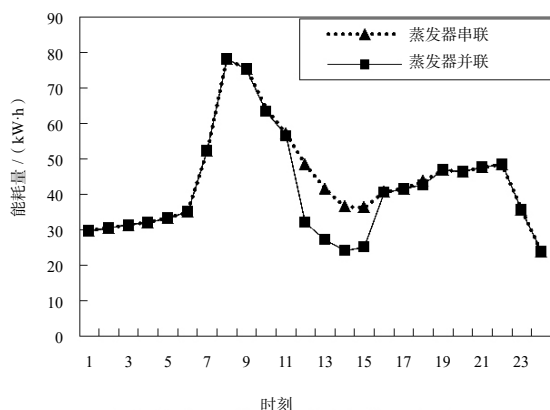


图 9 两种连接流程的双源耦合热泵能耗比较

5 结论

提出了一种新型太阳能辅助的双源耦合热泵系统, 并对其制热特性和能耗进行分析。得出以下结论:

(1) 太阳能辅助的双源耦合热泵系统由太阳能水源热泵单元和空气源热泵单元耦合而成, 太阳能水源热泵单元因太阳能集热器出口水温较室外空气温度升高, 明显提高双源耦合热泵系统 COP_h , 双源耦合热泵系统的日节能率在 1.01~14.75% 之间波动, 其在整个供热期较传统空气源热泵节能 8.72%。

(2) 太阳能辅助的双源热泵系统通过太阳能水源热泵单元和空气源热泵单元互补协同运行, 能够有效地克服传统太阳能水源热泵所存在间歇性问题以及在低温环境下空气源热泵的能效比偏低问题, 提高太阳能和空气能利用效率以及保证热泵全天候制热要求。双源耦合热泵系统更适用于供热季节太阳辐射强度较强地区。尤其仅需要在白天供热办公

建筑, 太阳能辅助双源耦合热泵系统更彰显其节能优势。

(3) 太阳能水源蒸发器和空气源蒸发器有并联和串联两种连接方式, 双源双压缩机并联流程的双源耦合热泵比双源单压缩机串联流程的双源耦合热泵更具有节能优势, 但前者比后者需要多增加一台压缩机, 因此设备初投资略增加。

参考文献

- [1] BW Tleimat, ED Howe. A solar assisted heat pump system for heating and cooling residences [J]. Solar Energy, 1978, 21:45-54.
- [2] 旷玉辉, 王如竹, 于立强等. 太阳能热泵供热系统的实验研究 [J]. 太阳能学报, 2002, 23(4):408-413.
- [3] 田琦, 张于峰, 李新宇等. 空调用太阳能集热器适用性分析 [J]. 暖通空调, 2005, 35(2):89-92.
- [4] 周光辉, 刘寅, 张岑等. 太阳能辅助空气源复合热泵冬季供热特性实验研究 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(11):1662-1665.
- [5] 胡映宁, 林俊, 乔振勇等. 太阳能集热蒸发器与土壤换热器混合型热泵系统运行特性实验研究 [J]. 太阳能学报, 2010, 31(11):1423-1428.
- [6] 郭初, 李志生, 曾涛等. 两种新型太阳能吸收式制冷系统性能分析 [J]. 制冷学报, 2014, (6):75-80, 118.
- [7] Evangelos Bellos, Christos Tzivanidis, Konstantinos Moschos, Kimon A. Antonopoulos, Energetic and financial evaluation of solar assisted heat pump space heating systems, Energy Conversion and Management, Volume 120, 15 July 2016, 306-319.
- [8] 胡文举, 姜益强, 姚杨. 基于除霜的相变蓄热器对空气源热泵性能的影响 [J]. 天津大学学报, 2009, 42(10):908-912.
- [9] 梁彩华, 文先太, 张小松等. 基于热源塔的热泵系统构建与试验研究 [C]. 见: 第六届全国制冷空调新技术研讨会论文集. 2010:438-443.
- [10] Li Yongcun, Chen Guangming, Tang Liming. Analysis on performance of a novel frost free air-source heat pump system[J]. Building and Environment, 2011, 46 (10):2052-2059.
- [11] 王岗, 全贞花, 赵耀华等. 太阳能-空气复合热源热泵热水系统 [J]. 化工学报, 2014, 65(3):1033-1039.
- [12] B.J. Huang, J.M. Chang, V.A. Petrenko, K.B. Zhuk. A Solar Ejector Cooling System Using Refrigerant R141b [J]. Solar Energy, 1998, 64(4-6):223-226.
- [13] 中国气象局气象信息中心气象资料室. 中国建筑热环境分析专用气象数据集 [M]. 北京, 中国建筑工业出版社, 2005.

渗流条件下的地埋管换热器全尺度模型

崔腾飞¹, 蔡姗姗¹, 刁广琦²

(1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北武汉 430074; 2. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 湖北武汉 430000)

[摘要] 现有的竖直地埋管换热器分析模型通常忽略地下水流动和钻孔轴向导热的影响, 且不适用于整个时间尺度的流体温升预测, 普通的线热源模型产生的热响应延迟导致流体预测温升偏大。本文提出了一种同时考虑地下水流动和钻孔轴向导热影响的全时间尺度分析模型, 适用的时间尺度从几分钟到数十年, 并在此模型基础上进一步分析了钻孔内参数、运行时间和地下水流动对地埋管换热性能的影响。

[关键词] 地源热泵; 地埋管换热器; 分析解; 地下水; 全尺度

0 前言

在很多国家, 地源热泵系统是其浅层地热能利用的一种主要方式^[1,2]。在闭式地源热泵系统中, 流体介质通过竖直或水平地埋管换热器与土壤进行换热, 可用于环境供热、空调系统、商业或民用建筑的热水供应等。竖直地埋管换热器因占地面积相对较小, 受大气环境和季节变换影响较弱而具有更大的发展潜力。

传统的竖直地埋管换热器传热分析方法是将换热器的传热过程分为钻孔内的稳态传热和钻孔外的非稳态传热过程两部分。钻孔外的瞬态传热模型主要基于 Ingersoll^[3] 提出的无限长线热源模型和圆柱热源模型, 因为钻孔尺寸相对较小 (管长/管径 $\approx 150\text{m}/0.05\text{m}$), 钻孔内物质的热容相对周围土壤的热容也很小, 所以钻孔内的传热过程可近似为稳态传热过程。基于此假设, 出现了采用等效直径处理方法的一维导热模型、考虑 U 型支管相互影响的二维模型^[4] 以及考虑流体温度变化相互影响的准三维模型^[5]。由于冷热负荷随时间波动的影响, 钻孔内结构的热响应时间大概有数小时, 因此, 钻孔内稳态传热的假设显然不够完善。Eskilson^[6] 提出钻孔内稳态导热的假设要在 $\tau \geq 5r_b^2/a$ (通常为 4~8 小时) 时才能避免产生较大的预测误差; Claesson^[7] 根据等效直径假设, 得到了从几分钟到数十年时间尺度的分析解模型, 并且得到线热源模型与考虑钻孔内传热过程的等效直径模型相比有一定的时间延迟; Li^[8] 提出了非稳态复合介质全尺度模型, 考虑了钻孔内

的瞬态传热现象, 但此模型并不适用于有地下水流动影响的情况。如果在设计阶段考虑地下水流动的影响, 可节约 16% 的投资成本^[9]。目前虽然出现了考虑地下水流动影响的移动无限长线热源模型和考虑钻孔轴向导热的移动有限长线热源模型, 但移动线热源模型由于不考虑钻孔内的传热过程, 所以也不适用于短时间尺度热响应的分析。

因此, 本文提出了一种同时考虑短时间尺度热响应、地下水流动和钻孔轴向导热影响的分析模型, 将提出的模型和传统线热源模型和移动线热源模型进行了对比, 并进一步研究了钻孔内参数、运行时间和地下水流动等对换热器热响应的影响。

1 模型基本理论

有地下水流动时竖直地埋管换热器的简图如图 1 所示。假设地下水沿 x 轴单方向均匀流动, Darcy 速度为 u_d 。

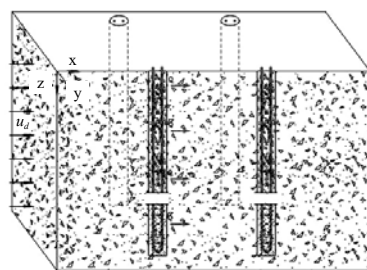


图 1 地下水流动中的竖直地埋管换热器结构简图

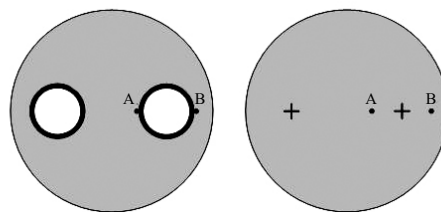


图 2 复合介质线热源理论中的管壁特征温度取值^[8]

收稿日期: 2018-07-24

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 崔腾飞 (1992—), 主要研究方向地埋管地源热泵系统及其换热器的性能研究, 土壤多孔介质的传热传质机理研究。

1.1 不考虑地下水流动的分析解模型

在工程应用中, 钻孔有较大的长径比 (直径为 0.11~0.2 m, 长度为 40~200 m), 钻孔可以假设成是一个线热源, 忽略钻孔轴向导热。根据无限长线热源 (ILS) 模型理论, 钻孔壁面处的温度 G 函数见公式 (1) [6]。

$$G_{ILS}(t) = \frac{1}{4\pi k} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\exp(-u)}{u} du = \frac{1}{4\pi k} E_1\left(\frac{r_b^2}{4at}\right) \quad (1)$$

其中, u 为积分变量, E_1 为指数积分函数。约 1.6 年之后 [10], 忽略轴向导热影响的无线长线热源模型会产生很大的误差, 这将导致设计管长增加约 15% [11]。考虑钻孔两端边界条件的影响, 出现了有限长线热源理论 (FLS), 此时钻孔壁面的积分平均温度 G 函数见公式 (2) [12]。

$$G_{FLS}(t) = \frac{1}{4\pi Hk} \int_0^H dz \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r_b^2+(z-l)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r_b^2+(z-l)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r_b^2+(z+l)^2}}{2\sqrt{at}}\right)}{\sqrt{r_b^2+(z+l)^2}} \right] dl \quad (2)$$

其中, l, z 为积分变量, $\operatorname{erfc}(x)$ 为余误差函数。以上模型均是基于钻孔内为稳态导热的假设, 忽略了回灌材料热熔和支管布置结构等钻孔内部参数的影响, 不能用于考察钻孔内的瞬态导热过程。Li [13] 等在 Jaeger 的基础上提出了复合介质线热源 (CMLS) 模型, 简图如图 2 所示。将流体进出的两 U 型支管假想成无限长线热源, 管外壁面平均温度可近似认为是 A 和 B 两点温度的平均值。

根据无限大介质中线热源模型, 使用 A 和 B 两点的平均温度得到线热源温度 G 函数如公式 (3) 至公式 (4) 所示 [8, 14]。

$$G_{CMLS}(t) = \frac{1}{2\pi k_b} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \int_0^{+\infty} [1 - \exp(-u^2 a_b t)] \times \frac{J_n(ur'_b)(\phi g - \psi f)[J_n(ur_A) + J_n(ur_B)]}{2u(\phi^2 + \psi^2)} du \quad (2)$$

$$\phi = a^* k J_n(ur_b) J'_n(a^* ur_b) - J'_n(ur_b) J_n(a^* ur_b) \quad (4a)$$

$$\psi = a^* k J_n(ur_b) Y'_n(a^* ur_b) - J'_n(ur_b) Y_n(a^* ur_b) \quad (4b)$$

$$f = a^* k Y_n(ur_b) J'_n(a^* ur_b) - Y'_n(ur_b) J_n(a^* ur_b) \quad (4c)$$

$$g = a^* k Y_n(ur_b) Y'_n(a^* ur_b) - Y'_n(ur_b) Y_n(a^* ur_b) \quad (4d)$$

其中, 无量纲热扩散系数 $a^* = \sqrt{a_b/b}$; 无量纲热

导率 $k^* = k/k_b$; r' 为线热源位置半径; r_A, r_B 为 A 和 B 点的位置半径; u 为积分变量。上式可以使用文献 [15] 中给出的简化数值积分进行计算。

1.2 考虑地下水流动影响的分析解模型

上述模型均没有考虑地下水流动对钻孔换热器换热过程的影响, 如果在设计阶段不加考虑地下水流动的影响, 很可能产生过大设计 [16]。在均匀初始温度条件下, Sutton [17] 和 Diaio [16] 等给出了无限大孔介质中的移动无限长线热源 (MILS) 模型公式。

$$\Delta T_{MILS}(x, y, t) = \frac{1}{4\pi\lambda} \exp\left[\frac{v_T x}{2a}\right] \int_0^{v_T/4a} \frac{1}{\psi} \exp[-\psi] - \frac{v_T^2(x^2+y^2)}{16a^2\psi} d\psi \quad (5)$$

其中, $v_T = u_d(\rho C_p)_w / \rho C_p$ 为有效热传递速率, 引入无量纲量 $Pe = v_T H/a$, $Fo = at/H^2$, 并对整个钻孔壁面的温度进行积分, 由此可以得到我们关注的钻孔壁面积分平均无量纲温度 G 函数见公式 (6) [16]。

$$G_{MILS}(t) = \frac{1}{4\pi k} \int_0^\pi \left\{ \exp\left[\frac{Pe}{2} R' \cos(\phi)\right] \int_0^{Pe^2 Fo/4} \frac{1}{\psi} \exp[-\psi] - \frac{Pe^2 R'^2}{16\phi} d\psi \right\} d\phi \quad (6)$$

其中, $R' = \sqrt{x^2+y^2}/H$, $R = \sqrt{R'^2+(Z-Z')^2}$, $Z = z/H$, $Z' = z'/H$, ψ 为积分变量。Molina-Giraldo 等 [18] 假定地表温度恒定, 土壤为半无限大均匀介质, 提出了移动有限长线热源 (MFLS) 模型, 钻孔壁面无量纲积分平均温度 G 函数表达式见公式 (7) 至公式 (8) [18]。

$$G_{MFLS}(t) = \frac{1}{4\pi k} \int_0^1 dZ \int_0^\pi \left\{ 2 \exp\left[\frac{Pe}{2} R' \cos(\phi)\right] \cdot \left[\int_0^1 f(R, Fo, Pe) dZ' - \int_{-1}^0 f(R, Fo, Pe) dZ' \right] d\phi \right\} \quad (7)$$

$$f(R, Fo, Pe) = \frac{1}{4R} \left[\exp\left(-\frac{Pe}{2} R\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{R-PeFo}{2\sqrt{Fo}}\right) + \exp\left(\frac{Pe}{2} R\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{R+PeFo}{2\sqrt{Fo}}\right) \right] \quad (8)$$

上面叙述的模型公式可以利用文献中 [19] 给出的简化方法计算。当不考虑地下水流动的影响时 (即 $Pe = 0$), 移动线热源公式分别退化为无限长线热源和有限长线源模型公式, 见公式 (9)。

$$\begin{cases} G_{MFLS}(t)|_{Pe=0} = G_{FLS}(t) \\ G_{MILS}(t)|_{Pe=0} = G_{ILS}(t) \end{cases} \quad (9)$$

2 考虑地下水流动影响的全时间尺度模型

传统的 ILS/FLS 模型和 CMLS 模型分别适用于中长时间尺度和短时间尺度无渗流影响的情况, 而 MILS/MFLS 模型适合中长时间尺度有地下水渗流影

响的情况。我们发现, ILS/FLS 模型和 CMLS 模型在中时间尺度 ($t_b < Fo < t_H$) 的预测结果相差一个恒定的温差 ΔT , 如图 3 所示, 其公式可表示为公式 (10)。

$$q_l G_{CMLS}(t)|_{t=t_b-t_H} = q_l G_{FLS}(t)|_{t=t_b-t_H} + \Delta T \quad (10)$$

其中, ΔT 为温度响应延迟量; t_b 为短时间尺度与冲时间尺度的转变点, 它与钻孔内参数有关; t_H 为中时间尺度与长时间尺度的转变点, 它与钻孔长度有关。根据转换时间的假设, 我们可以得到考虑地下水流动影响的全时间尺度模型 CMLS-MFLS, 由公式 (3) 至公式 (8) 可以得到流体管壁面无量纲平均温度 G 函数表达式, 见公式 (11)。

$$G_{CMLS-MFLS}(t) = G_{CMLS}(t) + G_{MFLS}(t) - G_{MFLS}(t) \quad (11)$$

由此可得到全时间尺度模型 CMLS-MFLS 的流体管壁面温度 G 函数的完整表达式 (12)。在一定冷热负荷作用下的流体平均温度则可通过公式 (13)

进行计算。由于公式 (12) 可通过分段求解的方法进行简化计算, 流体温升的计算表达式如公式 (14) 所示。

$$G_{CMLS-MFLS}(t) = \frac{1}{2\pi k_b} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \int_0^{+\infty} [1 - \exp(-u^2 a_b t)] \times \frac{J_n(ur')(\varphi g - \psi f)[J_n(ur_A) + J_n(ur_B)]}{2u(\varphi^2 + \psi^2)} du \quad (12)$$

$$+ \frac{1}{4\pi k} \left\{ \int_0^1 dz \int_0^\pi \left\{ 2 \exp\left[\frac{Pe R' \cos(\varphi)}{2}\right] f(R, Fo, Pe) dZ' \right\} d\varphi - \int_0^\pi \left\{ \exp\left[\frac{Pe R' \cos(\varphi)}{2}\right] \int_0^{Pe^2 Fo/4} \frac{1}{\psi} \exp\left[-\psi - \frac{Pe^2 R'^2}{16\varphi}\right] d\psi \right\} \right\}$$

$$T_f(t) - T_{s,0} = q_l [G_{CMLS-MFLS}(t) + R_p] \quad (13)$$

$$T_f(t) - T_{s,0} = \begin{cases} q_l [G_{CMLS}(t) + R_p] & 0 \leq t \leq t_b \\ q_l [G_{MFLS}(t) + R_b] + \Delta T & t > t_b \end{cases} \quad (14)$$

其中, $R_p = [\ln(r_o/r_i) + k_p/(r_i h)] / (2\pi k_p)$ 为流体支管

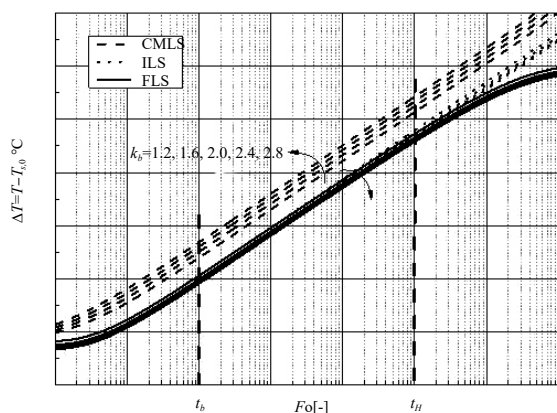


图 3 回灌材料热导率对普通线热源模型和复合介质线热源模型热响应延迟的影响 ($k_s = 2.0 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, $r_b = 5 \text{ cm}$, $r_o = 2 \text{ cm}$, $x_U = 2.5 \text{ cm}$, $H = 100 \text{ m}$)

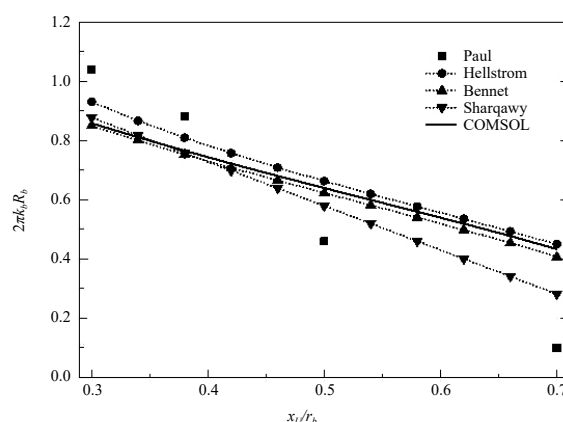


图 4 不同管间距条件下的无量纲钻孔热阻 ($k/k_b = 2.5$, $r_b = 7.75 \text{ cm}$, $r_p = 2 \text{ cm}$)

表 1 地埋管换热器单 U 钻孔有效热阻模型

	R_b 计算表达式	评论
Paul ^[20]	$R'_b = \frac{1}{\beta_0 \lambda_1^2 k_b}$	通过实验测试三种不同尺寸结构的单 U 地埋管形式, 得到拟合结果;
Hellstrom ^[4]	$R_b = \frac{1}{4\pi k_b} [\ln(\lambda_1) + \ln(\frac{\lambda_2}{2}) + \sigma \ln(\frac{\lambda_2^4}{\lambda_2^4 - 1})]$	根据线热源理论得到的方程, 在 DST 模拟程序中有应用;
Bennet ^[21]	$R_b = \frac{1}{4\pi k_b} [\ln(\frac{\lambda_1 \lambda_2^{1+4\sigma}}{2(\lambda_2^4 - 1)}) - \frac{\lambda_2^3 (1 - \frac{4\sigma}{\lambda_2^4 - 1})^2}{1 + \lambda_2^3 (1 + \frac{16\sigma}{(\lambda_2^4 - 1/\lambda_2^2)^2})}]$	根据多级方法得到, 在 EED 和 GLHEPRO 4.0 设计软件中有应用;
Sharqawy ^[22]	$R_b = \frac{1}{2\pi k_b} [-\frac{1.49}{\lambda_2} + 0.656 \ln(\lambda_1) + 0.436]$	根据二维有限元模拟结果, 通过拟合得到的经验关系式。

注: $\lambda_1 = r_b/r_o$; $\lambda_2 = r_b/x_U$; $\lambda_3 = r_p/(2x_U)$; $\sigma = (k_b - k_s)/(k_b + k_s)$ 。

热阻, $Nu=2hr_i/k_f=0.023Re^{4/5}Pr^n$, h 为对流换热系数, 当流体被加热时 $n=0.4$, 被冷却时 $n=0.3$ 。 R_b 为钻孔内稳态热阻, 它适用于中长时间尺度的情况。现阶段已有众多方法计算钻孔稳态热阻的分析解, 部分解析方法如表 1 所示。

图 4 所示为不同钻孔热阻模型求解得到的不同管间距下的无量纲钻孔热阻值, 与 COMSOL™ 数值解的偏差量如表 2 所示。从下面对比的结果中可以看出, 在不同的管间距下, 多级方法预测得到的无量纲钻孔热阻最好。因此, 将采用多级方法的经验公式预测钻孔稳态热阻 R_b 。

表 2 不同模型预测得到的的偏差

方程	Err_{rms}^1	Err_{max}^2
Paul	0.44	0.77
Hellstrom	0.05	0.08
Bennet	0.03	0.06
Sharqawy	0.17	0.35

$$Err_{rms}^1=\sqrt{\sum(R'_{b,comsol}-R'_{b,analytical})^2/nR'_{b,comsol}^2};$$

$$Err_{max}^2=\max(|R'_{b,comsol}-R'_{b,analytical}|)/R'_{b,comsol}$$

3 结果与分析

在模型的求解与分析中, 相关参数按表 3 选取。

表 3 模型中相关参数的取值

参数	取值	参数	取值
q_l	10W/m	r_b	0.05m
k_p	0.42W/m	H	100m
a_s	$2.0/2.2\times10^6m^2/s$	X_U	0.025m
a_b	$2.0/2.1\times10^6m^2/s$	r_i	0.017m
T_0	10℃	r_o	0.02m

如图 3 所示为不同钻孔材料参数条件下, CMLS 模型和常规 ILS/FLS 模型的热响应曲线比较。从图中可以看出, 由于线热源模型不考虑钻孔内的

传热过程, 所以热响应过程相比较考虑钻孔内传热的 CMLS 模型存在一个温度响应延迟量 ΔT 。图 5 所示为根据转换时间 ($t_b \approx 7$ 小时, $t_H \approx 0.87$ 年) 构建出的不考虑地下水流动影响的全时间尺度模型流体温升随时间的变化曲线。

图 6 所示为不同地下水流动速度下, MILS 模型和 MFLS 模型的热响应曲线。在热响应初期 $Fo < 10^4$, 两模型的预测结果几乎一致, 说明此时间段内, 钻孔的轴向导热可以忽略不计; 而当 $Fo > 10^4$, 两模型的预测值出现了明显的差异, 该差异随着 Pe 数的增大而逐渐减小, 说明在较长的时间尺度下, 钻孔轴向的导热不可忽略, 但随着地下水流动速度的增加, 地下水流动对换热的影响逐渐增强, 钻孔轴向导热的影响逐渐被削弱。当 $Pe > 10$ 时, 地下水流动的影响占优, 此时可以忽略轴向导热的影响; 当 $Pe < 0.2$ 时, 钻孔轴向导热影响占主导地位。随着 Pe 数的增大, 地理管的换热能力逐渐变强, 对流换热达到稳态的时间越来越短。在 $Fo > 10$ 时, 移动线热源模型和常规不考虑地下水流动的线热源模型预测结果产生了明显的差异, 且随着 Pe 数的增大, 差异逐渐变大, 此时如果继续使用常规的线热源模型将会产生较大误差。

图 7 所示为本文提出的不同地下水流动速度条件下的全尺度模型 CMLS-MFLS 的流体温升曲线图, 模型与 MFLS 模型预测的温升结果对比如图 8 所示。从图中可以看出, 两类模型的预测值在 $Fo < 10$ 时相对偏差达 50% 以上, 随着地下水流动速度的增加, 两模型的预测值偏差进一步增大。在地下水流动速度不变的情况下, 随着运行时间的增加, 两模型的预测偏差呈减小趋势, 表明提出的全时间尺度模型可较好的修正移动有限长线热源模型未考虑钻孔传

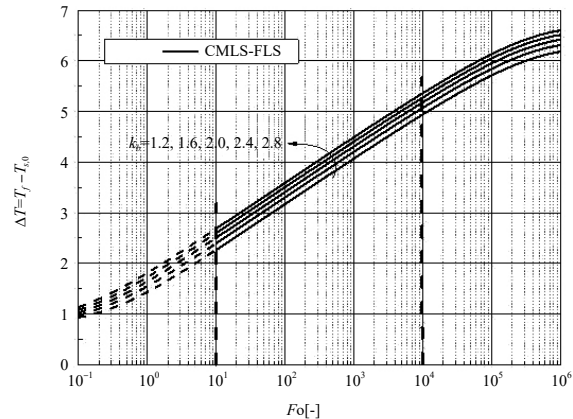


图 5 无地下水流动影响条件下新的全尺度模型预测的流体温升随时间的变化曲线

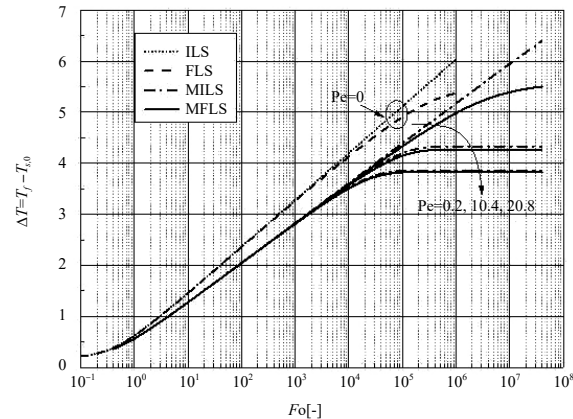


图 6 ILS/FLS 模型与移动线热源模型预测流体随时间温升结果的比较

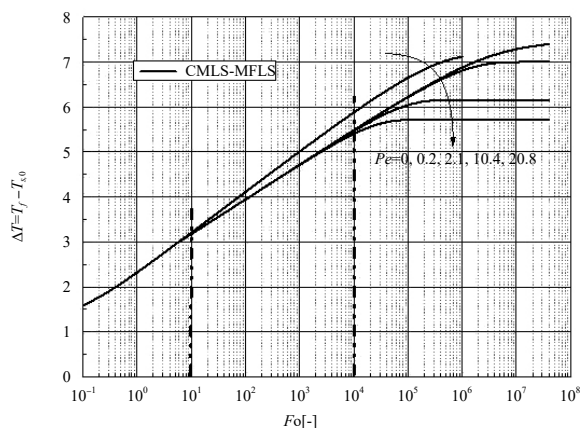


图 7 全尺度模型 CMLS-MFLS 在不同地下水流动速度条件下预测得到的流体随时间的升温曲线

热过程在短时间尺度内出现较大的预测偏差。

4 结论

在传统地埋管换热器传热分析模型的基础上, 本文提出了一种全时间尺度 CMLS-MFLS 模型, 模型考虑了地下水流动和钻孔轴向导热的影响, 能够可以用于计算短时间尺度单钻孔热响应 G 函数, 模型物理概念清晰, 与常规分析求解一样简单。以下是得出的主要结论和发现:

(1) 提出的 CMLS-MFLS 模型具有复合介质线热源模型考虑钻孔内传热过程的优点, 可以有效地避免传统线热源模型 (ILS/FLS/MILS/MFLS) 由于不考虑钻孔内传热过程导致的热响应延迟, 以此适用于短时间尺度地下换热器的模拟分析。在本文的模拟参数下, 新模型可避免的温度偏差约为 0.5°C 。

(2) CMLS-MFLS 模型与常规移动线热源对比结果表明, 常规的移动线热源模型由于忽略钻孔内导热和钻孔轴向导热, 将导致较大的预测误差。通过分析还可以得到, 当地下水流动速度较大时 ($Pe > 10$), 轴向导热的影响相比地下水流动对换热的影响要大很多, 此时可以忽略钻孔轴向导热的影响。当地下水流动速度较小时 ($Pe < 0.2$), 地下水流动对换热的影响可以忽略, 此时钻孔轴向导热的影响占主导因素。

参考文献

- [1] Somogyi V, Sebestyén V, Nagy G. Scientific achievements and regulation of shallow geothermal systems in six European countries – A review[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2017, 68:934–952.
- [2] Haehnlein S, Bayer P, Blum P. International legal status of the use of shallow geothermal energy[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2010, 14(9):

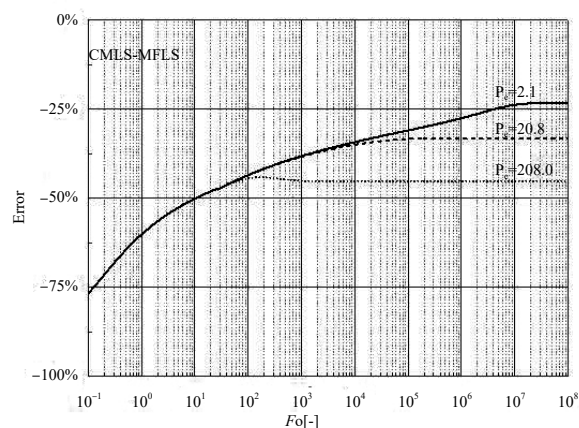


图 8 移动线热源模型与 CMLS-MFLS 模型预测结果的比较

2611–2625.

- [3] Ingersoll L R, Zobel O J, Ingersoll A C. Heat Conduction with Engineering, Geological, and Other Applications[J]. Journal of Geology. 1954, 63(63):196.
- [4] Hellström G. Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems[D]. Sweden: Department of Mathematical Physics University of Lund, 1991.
- [5] Diao N R, Zeng H Y, Fang Z H. Improvement in Modeling of Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchangers[J]. Hvac & R Research. 2004, 10(4):459–470.
- [6] Eskilson P, Claesson J. Simulation model for thermally interacting heat extraction boreholes [J]. Numerical Heat Transfer Applications. 1988, 13(2):149–165.
- [7] Javed S. An Analytical Method to Calculate Borehole Fluid Temperatures for Time-scales from Minutes to Decades[J]. Ashrae Transactions. 2011, 117(2):279–288.
- [8] Li M, Li P, Chan V, et al. Full-scale temperature response function (G-function) for heat transfer by borehole ground heat exchangers (GHEs) from sub-hour to decades[J]. Applied Energy. 2014, 136:197–205.
- [9] Capozza A, Carli M D, Zarrella A. Investigations on the influence of aquifers on the ground temperature in ground-source heat pump operation[J]. Applied Energy. 2013, 107(107):350–363.
- [10] Philippe M, Bernier M, Marchio D. Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes[J]. Geothermics. 2009, 38(4): 407–413.
- [11] Marcotte D, Pasquier P, Sheriff F, et al. The importance of axial effects for borehole design of geothermal

heat-pump systems[J]. *Renewable Energy*. 2010,35(4): 763–770.

[12] Zeng H Y, Diao N R, Fang Z H. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers[J]. *Heat Transfer-Asian Research*. 2002, 31(7):558–567.

[13] Li M, Lai A C K. New temperature response functions (G functions) for pile and borehole ground heat exchangers based on composite-medium line-source theory[J]. *Energy*. 2012, 38(1):255–263.

[14] Yang Y, Li M. Short-time performance of composite-medium line-source model for predicting responses of ground heat exchangers with single U-shaped tube[J]. *International Journal of Thermal Sciences*. 2014, 82(1): 130–137.

[15] Li M, Lai A C K. Analytical model for short-time responses of ground heat exchangers with U-shaped tubes: Model development and validation[J]. *Applied Energy*. 2013, 104(2):510–516.

[16] Diao N, Li Q, Fang Z. Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection[J]. *International Journal of Thermal Sciences*. 2004, 43(12):1203–1211.

[17] Sutton M G, Nutter D W, Couvillion R J. A Ground

Resistance for Vertical Bore Heat Exchangers With Groundwater Flow[J]. *Journal of Energy Resources Technology*. 2003, 125(3):183–189.

[18] Molina-Giraldo N, Blum P, Zhu K, et al. A moving finite line source model to simulate borehole heat exchangers with groundwater advection[J]. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011, 50(12):2506–2513.

[19] Lamarche L, Beauchamp B. A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes[J]. *Energy & Buildings*. 2007, 39(2):188–198.

[20] Paul N D. The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance [D]. Vermillion, SD, USA: South Dakota University, 1996.

[21] Claesson J, Hellström G. Multipole method to calculate borehole thermal resistances in a borehole heat exchanger[J]. *Hvac & R Research*. 2011, 17(6):895–911.

[22] Sharqawy M H, Mokheimer E M, Badr H M. Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers[J]. *Geothermics*. 2009,38(2): 271–277.

竖直 U 形地埋管换热能效工程应用评价

於仲义¹, 邹松², 陈焰华¹, 雷建平¹, 胡晓伟¹

(1. 中信建筑设计研究总院有限公司, 湖北武汉 430000; 2. 武汉市建筑节能办公室, 湖北武汉 430015)

[摘要] 在 38 个地源热泵工程地埋管换热过程现场测试的基础上, 分析了地埋管换热能效系数分布规律, 采用地埋管换热能效均值作为指标对实际地源热泵系统工程使用情况进行评价, 研究了地源热泵系统在 4 种控制方式下的地埋管换热能效特性, 提出了地源热泵系统节能运行优化控制方式, 以提高地埋管换热能效, 降低地源热泵系统耗能量。

[关键词] 地源热泵; 地埋管; 现场测试; 换热能效系数; 运行控制

0 引言

地源热泵系统是利用置入岩土体中的水平或垂直埋管实现热泵机组和周边岩土体之间的热量交换, 来提升利用地下低品位浅层地能进行供冷、供热及供生活热水。对于 U 形地埋管, 从 U 型管的下降支管沿程流到钻孔底部, 再从上升支管沿程流回, 从而实现管中流体与其周围岩土体的热量交换。在这过程中, U 形地埋管进入到热泵机组的水温极大地影响着整个地源热泵系统的性能。从理论上来说地埋管出口水温可以最大限度地接近岩土体初始温度, 但实际上不管是冬季还是夏季, 地埋管的出口水温均远离了岩土体初温, 这是因为地埋管换热能力不仅仅依赖于自身的几何结构和材料, 更与热泵机组提供给地埋管的换热负荷以及周围的岩土体特性密切相关^[1]。

为了量化地埋管换热效果, 文献[2]、[3]引入了换热能效系数概念和定义, 表征了 U 型地埋管与周围岩土体连续换热后管中流体出口温度能够达到的最低(夏季工况)或最高(冬季工况)的能力, 影响着热泵机组运行效率。本文将在湖北武汉地区地源热泵系统现场测试的基础上, 结合地埋管换热能效系数计算依据, 分析了地埋管换热能效水平及分布规律, 利用地埋管换热能效系数平均值评价地埋管地源热泵技术工程应用, 从而为地源热泵系统设计与运行提供依据和建议。

1 测试项目换热能效

1.1 换热能效系数

借鉴传统换热器效能的概念, 单个 U 形地埋管换热器能效系数 E , 定义为地埋管换热器实际换热量 Q 与最大理论换热量 Q' 的比值, 其表达式为^[2]:

$$E = \frac{Q}{Q'} = \frac{G_C(T_{in} - T_{out})}{G_C(T_{in} - T_0)} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_0} \quad (1)$$

式中: t_{in} , t_{out} , t_0 分别为 U 形地埋管换热器流体进口温度、出口温度、土壤初始温度(°C); G 为地埋管内流体的质量流量(kg/s)。

对于敷设多个地埋管的管群而言, 采用综合换热能效系数 E_z 进行评析, 其定义为地埋管群实际换热量 Q 的平均值与理论最大换热量 Q' 的比值, 即:

$$E_z = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Q}{Q'} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \rho_f c_f V_f (T_{in} - T_{out,i})}{\rho_f c_f V_f (T_{in} - T_0)} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{in} - T_{out,i})}{T_{in} - T_0} \quad (2)$$

式中: E_z 为管群综合换热能效系数; n 为管群 U 形管数目; T_{in} 为各地埋管中流体进口温度(°C); $T_{out,i}$ 为各地埋管中流体出口温度(°C); T_0 为岩土体初始温度(°C); ρ_f 为流体密度(kg/m³); c_f 为流体定压比热(W/kg·°C); V_f 为流体体积流量(m³/s)。

地埋管能效系数是一个无量纲的瞬时量, 其变化与地埋管进口水温和岩土体初始温度无关, 取热或排热工况可以统一起来, 取值范围为 0~1^[2,3]。

1.2 测试项目地埋管换热能效分布

选取地源热泵测试项目为 38 个, 涉及到 24 个公共建筑和 14 个居住建筑项目, 项目和能效分布如图 1~图 3 所示。

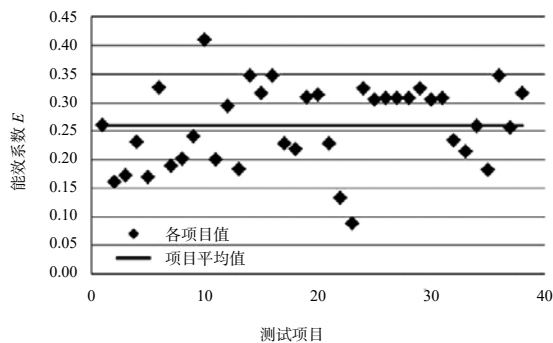


图 1 地埋管换热能效系数分布

收稿日期: 2018-03-12

基金项目: 北京市自然科学基金项目(8162006); 国家自然科学基金项目(51378024)。

作者简介: 於仲义(1977—), 主要研究方向为建筑节能与可再生能源。

从图 1 中可以看出, 地埋管换热能效系数基本上在 0.15 以上, 仅有 2 个项目在 0.15 以下, 占 5.3%; 在 0.15~0.35 之间的项目数量最多, 占 92.1%; 能效系数在 0.3~0.35 之间的项目数量最多, 有 16 个项目, 占 42.1%; 所有测试项目能效系数平均值为 0.26, 在平均能效之上的项目数量有 20 个, 占比为 52.6%。总体看来, 近一半项目的地埋管换热能效有提升的潜力。

2 工程应用评价

2.1 地源热泵工程

某公共建筑面积为 2.7 万 m^2 , 主要为办公和后勤服务用房, 采用冷却塔 + 地埋管地源热泵系统供冷供热和提供生活热水。空调冷热负荷和生活热水负荷如图 2 和图 3 所示。

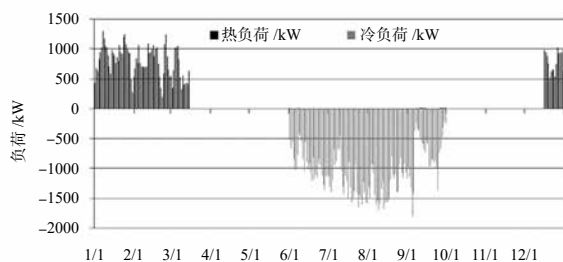


图 2 空调逐时负荷变化

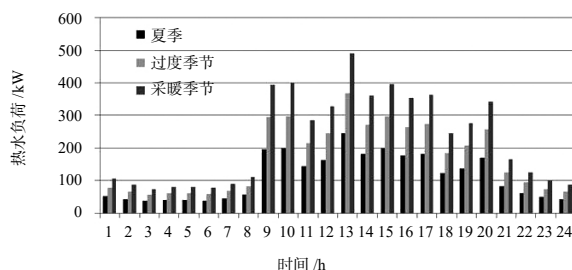


图 3 热水逐时负荷需求

空调冷热源采用二台制冷量为 940kW 部分热回收地源热泵机组, 过渡季节及冬季选用一台 200kW 全热回收地源热泵机组提供 50/55℃ 提供卫生热水。地埋管采用垂直双 U 形钻孔埋管方式, 依据室外室外绿化地带的埋管地面的形状和尺寸在室外分 6 个区域进行埋管, 总钻井数量为 289, 其中 A 区敷设 33 个埋管, B 区敷设 30 个埋管, C 区敷设 106 个埋管, D 区敷设 49 个埋管, E 区敷设 26 个埋管, F 区敷设 45 个埋管, 如图 4 所示。

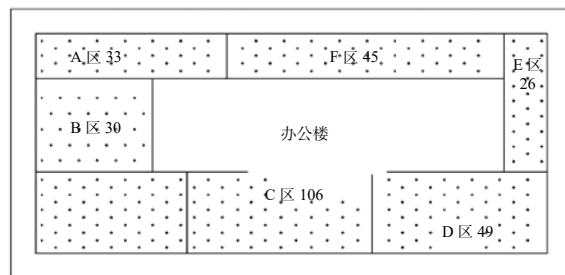


图 4 地埋管分区布置

2.2 换热能效评价

为了分析本工程地埋管换热能效, 选取了 7 天 (168h) 的运行时间进行测试, 并与文献 [2] 数值模型理论值进行对比, 每天运行时间段为 8:00~18:00, 其能效分布情况如图 5 所示。

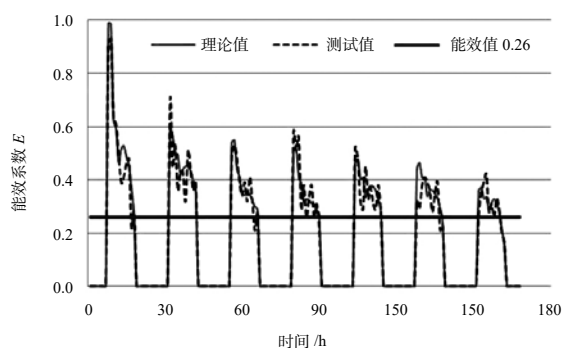


图 5 测试时间段能效系数分布

从图 5 中可以看出, 地埋管换热能效系数理论值和测试值变化趋势一致, 地埋管换热能效系数随时间变化的整体趋势是逐渐变小, 但由于地源热泵系统处于间歇运行工况, 埋管周围岩土体在停歇阶段借助热扩散逐步向自然热平衡态恢复, 因而换热能效系数处于不断波动过程中。根据地埋管换热能效系数分布, 本工程测试时间内 10.3% 能效系数小于统计能效值 0.26, 近 90% 的时间段能效系数大于平均值 0.26。

考虑到换热能效系数理论值和测试值基本吻合, 采用文献 [2] 和 [4] 中数值模拟方法在现场的水文地质条件下对本工程进行地埋管换热能效系数动态变化模拟分析, 时间为 1 年, 其中制冷季节时间为 6 月 1 日至 9 月 30 日, 制热季节时间为 12 月 15 日至 3 月 15 日, 每天运行时间段为 8:00~18:00, 全年换热能效系数分布如图 6 所示。从图中可以看出, 在地源热泵系统全年运行过程中, 换热能效系数基本上处于 0.15 以上, 61.6% 的时间内换热能效系数大于平均值 0.26, 但 38.4% 的换热能效系数不大于统

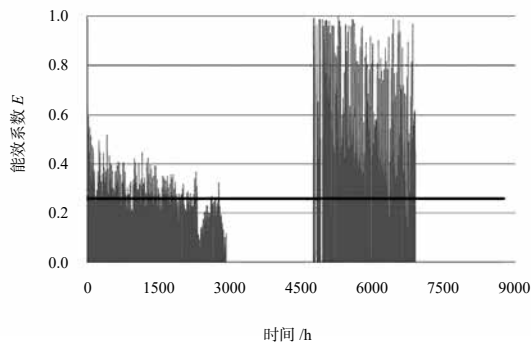


图 6 1 年内能效系数变化分布

计能效值 0.26，地埋管换热能效还具有较大的节能潜力，应采取有效的运行优化控制方式提高地埋管换热效果。

2.3 不同控制方式下节能性

针对地源热泵系统运行过程中地埋管换热能效过低的不足，采用表 1 中 4 种典型控制方式进行运行优化控制，增强地源热泵系统运行效果，其地埋管换热能效、取排热量和设备用能情况如表 1 和图 7 所示。

表 1 各控制方式下地埋管换热能效和取排热量

控制方式	运行时间 / 年	制冷工况			供热工况	
		制冷季末能效系数 E	全冷却塔运行时间 /h	地埋管排热量 /kW·h	供热季能效系数 E	地埋管取热量 /kW·h
Case1 (岩土体温度最低分区运行控制)	1	0.261	—	1091195.3	0.256	283321.0
	2	0.258		1094630.9	0.257	284199.5
	3	0.260		1097330.4	0.253	284841.4
	4	0.260		1099175	0.254	285252.8
Case2 (整体运行控制)	1	0.238	—	1089799.9	0.175	284128
	2	0.232		1093053.3	0.176	284999.7
	3	0.229		1095524.5	0.177	285534.3
	4	0.228		1097452.1	0.178	286024.3
Case3 (流体与空气湿球温差运行控制)	1	0.292	213	1001267.2	0.168	288666.4
	2	0.289	247	985494.5	0.167	289245.9
	3	0.278	281	974368	0.165	289600.9
	4	0.268	313	953422.3	0.165	289825.5
Case4 (定埋管出水温度运行控制)	1	0.246	0	1090554.6	0.175	284159.4
	2	0.232	17	1083198.4	0.175	284896.4
	3	0.240	38	1064198.5	0.174	285372.7
	4	0.244	50	1050743.9	0.173	285840

从表 1 和图 7 中可以看出，采用冷却塔 + 地埋管共同散热的控制方式下，有利于提高夏季工况的换热能效，这主要是 Case3 排入到岩土体中的热量是取热量的 3.38 倍，而其他的工况均在 3.76 以上，可见冷却塔起到了较好的自我调节作用，有效地缓解了岩土体热平衡。采用分区控制运行地源热泵系统能耗最低，如果以地埋管出口和空气湿球温度差值作为控制指标，冬季和夏季换热能效更高。在用

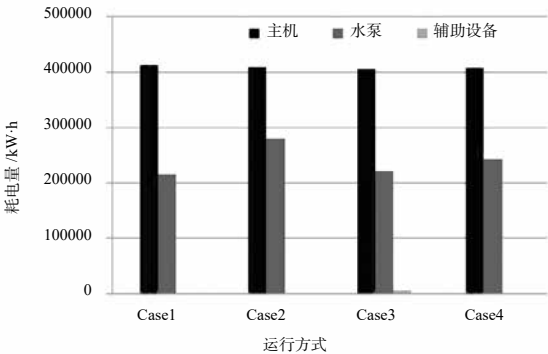


图 7 各控制工况地源热泵系统用能分布

能方面，Case1 的年平均耗电量为 62.88 万 kW·h/a，在 4 种控制方式中最低，Case3 和 Case4 相差不大，为 63.19 万 kW·h/a 和 65.22 万 kW·h/a。但由于采用冷却塔排出了部分热量，对应冬季的换热能效反而降低，因而需要协调优化冷却塔和地埋管运行时间。对于实际的复合式地源热泵系统，应综合考虑建筑空调负荷、热水负荷等各种影响因素，以确定其合理的运行控制方式，提高地埋管换热能效，降低地源热泵系统耗能量。

3 结语

针对地源热泵系统地埋管换热能效问题，本文对地源热泵工程地埋管换热过程测试的基础上，结合地埋管换热能效系数定义，分析了 38 个项目地埋管换热能效系数分布规律，并对工程实际应用进行评价，提出地源热泵系统节能运行优化控制方式。结果表明，采用冷却塔和主机热回收技术可有效缓解或消除地下负荷不平衡问题，但不同的运行控制策略都会面临地下热平衡、热回收量与冷却塔运行时间之间的协调优化问题。在保证相同地下冷热负荷不平衡比以及冷却塔运行节能的前提下，建议采用基于流体温度与空气湿球温度差的分区运行控制方式。

参考文献

[1] 於仲义, 胡平放, 徐玉党, 等. 基于换热效能度的垂直地埋管埋设深度设计[J]. 暖通空调, 2009,39(3):98-101.

[2] 於仲义, 陈焰华, 胡平放. 无渗流条件下 U 型地埋管换热能效特性研究[J]. 暖通空调, 2010,41(11):93-98.

於仲义, 陈焰华, 雷建平. 阵列式 U 形地埋管群换热能效特性研究[J]. 暖通空调, 2015,45(2):124-128.

[3] 胡先芳. 武汉地区地源热泵系统优化配置与运行策略的研究[学位论文]. 武汉科技大学, 2014.

一种超疏水铝基表面抑霜性能的实验研究

王兴龙, 谷雅秀, 温婷婷

(长安大学建筑环境与能源应用工程系, 陕西西安 710061)

[摘要] 空气源热泵在冬季湿冷地区应用时, 室外蒸发器翅片表面容易结霜, 影响其运行效率。本文改进了现有超疏水表面制备方法, 制备出平均接触角高达 154.6° 的铝基表面, 搭建了半导体冷板制冷强制对流实验系统, 对超疏水铝基表面和常规铝基表面在温度为 0°C 至 -15°C 、风速为 1m/s 至 3m/s 时的结霜性和融霜性进行了实验对比研究, 得出了超疏水表面能够有效抑制冷凝水滴和霜层的形成、并且具有较好的自洁性以及风速对霜层的形成影响不大等结论。

[关键词] 超疏水表面; 空气源热泵; 抑霜; 融霜

0 引言

在我国很多南方城市, 冬季湿冷, 空气源热泵的室外机会出现不同程度的结霜问题。霜层的存在会严重影响热泵机组的运行, 降低机组的 COP, 严重时甚至导致机组停机^[1-2]。因此, 需要采取一些措施对热泵机组的室外机进行除霜, 以确保机组的正常运行。目前国内外常用的针对空气源热泵室外机的除霜方法主要有电加热除霜、逆循环除霜、热气旁通除霜和蓄能除霜。其中, 电加热除霜过程耗能较多, 且用于除霜的有效热能较少, 热能利用率低^[3]; 采用逆循环除霜时, 室内温度下降, 影响舒适度, 且四通换向阀的频繁转换会使系统压力产生很大的波动, 缩短机组的使用寿命; 热气旁通除霜时, 融霜时间较长, 制冷剂蒸汽的过热度较低, 容易出现压缩机吸气带液, 造成液击危险^[4]; 蓄能除霜系统的初投资高, 且难以找到一种既经济实惠、蓄热能力强又可靠的蓄能材料。如果能找到一种从根本上进行抑霜的方法, 既不影响热泵系统的运行, 又能延缓或抑制霜层的形成, 那么空气源热泵的使用性能将会极大提高, 使用范围也会得到推广。本课题组受超疏水技术启发, 对翅片表面进行改性处理, 通过实验方法研究其抑霜性能。

1 实验部分

1.1 超疏水铝基的制备

经过对比分析, 本文采用氢氟酸和盐酸进行化学刻蚀、用氟硅烷进行表面修饰的方法进行超疏水铝基表面的制备^[5]。同时制备多个铝基时, 各个铝片之间会相互重叠, 从而导致刻蚀、修饰不均匀和清洗不彻底等问题, 将铝基做成如图 1 所示的样品,

其中单个铝基的尺寸为 $6\text{cm}\times 2\text{cm}$ 。之后采用德国 KRUSS 公司 DSA30 型接触角测量仪测量了水滴在实验各个阶段铝基表面的接触角。实验中水滴的体积为 $2.5\mu\text{L}$ 。每个样品随机取 9 个测点, 测试结果如下图 2 所示。

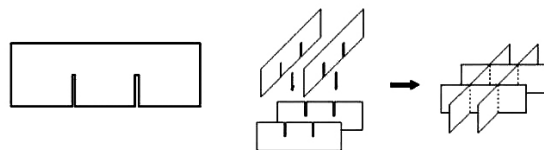


图 1 铝基样本结构图

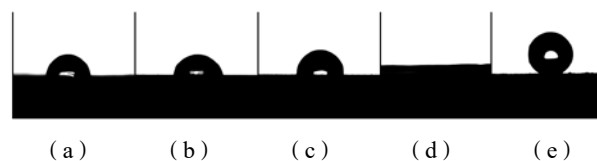


图 2 不同处理阶段铝基表面水滴接触角测量图

(a) 常规; (b) 打磨; (c) 清洗; (d) 刻蚀;
(e) 表面修饰

如图 2 (a) 所示, 未经过任何处理的常规铝片表面的水滴接触角为 80° 左右, 属于亲水表面, 水滴在其表面呈现为半球状。经过打磨后接触角降低到了 70° 左右, 如图 2 (b) 所示, 水滴在其表面呈现为球冠状。用丙酮和甲醇超声清洗后, 接触角提高到了 90° 左右, 水滴在其表面呈现为球缺状, 如图 2 (c) 所示。当铝基表面被氢氟酸和盐酸刻蚀后, 亲水性大大提高, 水滴在其表面几乎处于平铺状态, 接触角只有大约 5° , 如图 2 (d) 所示。最后, 当用氟硅烷对铝基表面进行修饰后, 水滴在其表面为圆球形状, 如图 2 (e) 所示。经测试, 水滴在铝基表面的接触角大于 150° , 铝基表面呈现出超疏水性。图 3 为不同处理阶段水滴在铝基表面的平均接触角数据汇总图。

收稿日期: 2018-06-30

基金项目: 陕西省自然科学基金面上项目(2018JM5084);
陕西省住建厅建设科技计划管理项目
(2015-K14)。

作者简介: 王兴龙(1992—), 主要研究方向为空气源热泵。

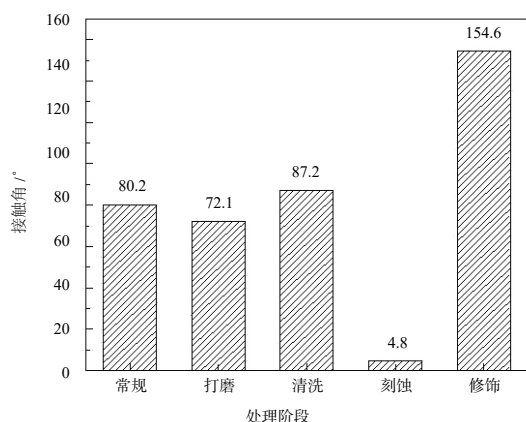


图 3 不同处理阶段铝基表面水滴接触角

为了寻找最佳的硅烷修饰时间,对不同修饰时长的铝片进行了水滴接触角测试,得到的测试数据如图 4 所示。

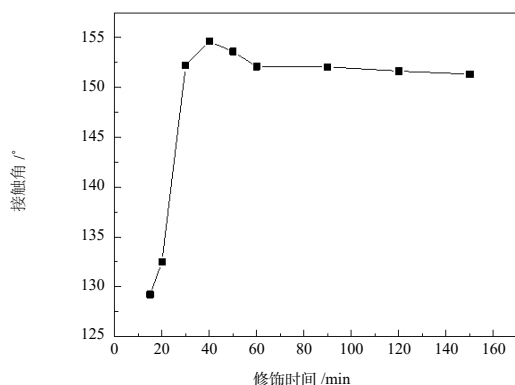


图 4 修饰时间与接触角的关系

从曲线中可以看出,当修饰时间为 40min 时,超疏水表面的水滴接触角最大,平均达到 154.6°。图 5 为实验所制备的超疏水铝基表面的电镜扫描图,从图中可以清晰地看到很多矩形凸台和凹坑构成的小台阶,这些台阶深浅不一、相互贯通,形成了类似“迷宫”的结构。进一步放大可以看到,在微米级的大凸台上面分布着一些纳米级的小凸台,小凸台层层叠加,呈台阶状分布,这表明实验所制备的超疏水铝基表面已经形成了微纳双重结构。这种微纳双重结构,使水滴不能与铝基表面完全接触,形成了较高的静态接触角。

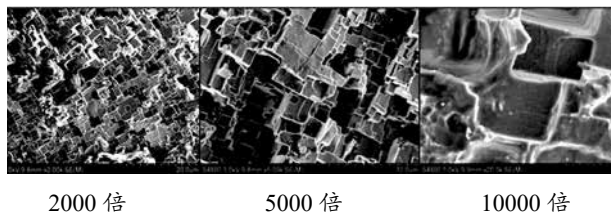
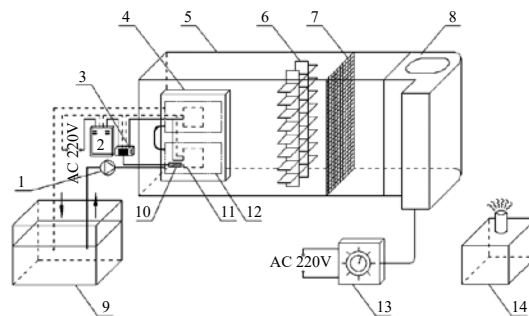


图 5 超疏水铝基表面电镜扫描图

1.2 抑霜性能测试实验系统和方法

为了测试超疏水铝基表面的抑霜性能,本文搭建了半导体制冷系统试验台,如图 6 所示。该实验台分为半导体冷板制冷系统和变风速送风系统。变风速送风系统由风管、变速风机、整流栅等组成,调速器控制变速风机、调节送风速度,整流栅和纱网用来均匀风管内风速。半导体冷板系统由半导体冷板、温控器、冷却水循环泵和冷却水箱组成,温控器检测冷板表面温度,并调节循环水量控制冷板表面温度到设定值。整个系统放置在密闭空间,用加湿装置控制空间内的相对湿度。



- 1- 循环水泵; 2- 直流电源; 3- 温控开关; 4- 铜板;
5- 亚克力风管; 6 整流栅; 7- 纱网; 8- 离心风机;
9- 冷却水箱; 10- 温度传感器; 11- 半导体制冷片;
12- 水冷头; 13- 风机调速器; 14- 加湿装置

图 6 抑霜性测试实验系统原理图

通过实地测量,发现冬季空气源热泵室外机翅片空气入口处的风速在 1m/s~3m/s 之间,本文通过调节风机调速器,分别将送风速度设定为 1m/s、2m/s 和 3m/s。设定好风速后,将粘有待测铝基样品和薄膜温度传感器的铜板竖向放置在亚克力风管的中心轴处,通过调节温控开关,将铜板表面的温度设置为 0°C,之后每组实验温度降低 1°C,直到降至 -15°C,用摄像机记录铝基表面的结霜过程。实验过程中,室内环境温度为 10°C,相对湿度控制在 70% 左右。

2 实验结果与讨论

2.1 风速为 2m/s 铝基表面的结霜实验

以空气流速为 2m/s 为例,研究随着温度的降低,普通铝基和超疏水铝基表面的水蒸气相变过程。实验中发现,当冷板温度分别为 0°C、-1°C、-2°C 时,冷板表面仅出现水蒸气的凝结现象,且超疏水铝基表面出现冷凝水滴的时间明显晚于常规铝基。图 7(a) 和 (b) 分别为两种铝基表面出现冷凝水滴的具体时间和效果图。从图中可以看出,常规铝基表面的冷凝水滴数量多、体积大,而超疏水铝基表面的冷凝水滴较为细小,有些区域甚至肉眼不可见。

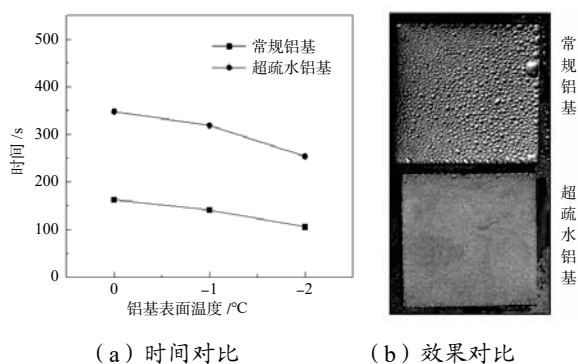
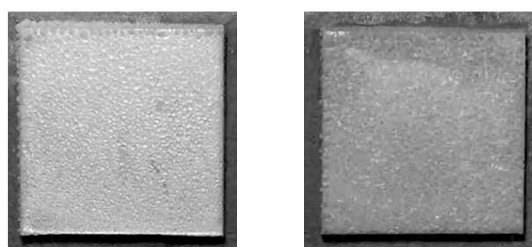


图 7 两种铝基表面出现冷凝水滴的时间及效果对比

当铝基表面温度为 -3°C 、 -4°C 时, 铝基表面先出现冷凝水珠, 然后冷凝水珠凝固为冰珠。两种铝基表面的冰珠分布与冷凝水珠分布相似: 常规铝基表面的冰珠数量多、体积大, 而超疏水铝基表面的冰珠体积较为细小, 如图 8 所示。



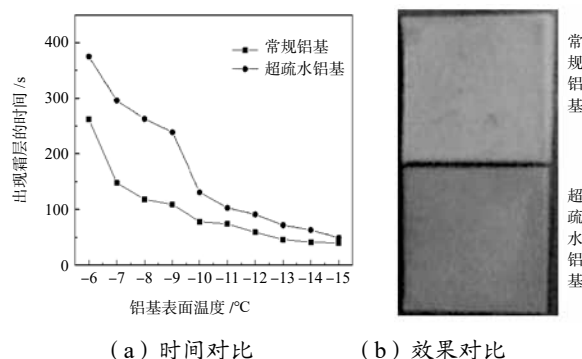
(a) 常规铝基表面 (b) 超疏水铝基表面

图 8 两种铝基表面出现冷冻冰珠的对比

当铝基表面温度为 -5°C 时, 铝基表面先出现一层肉眼可观察到的细小水珠薄膜, 之后被生成的针状霜层掩盖。

当铝基表面温度低于 -5°C 时, 两种铝基表面直接生成针状霜层。由图 9 (a) 可知, 超疏水铝基表

面出现针状霜层的时间比常规铝基晚, 有明显延缓结霜的效果。图 9 (b) 为两种铝基表面结霜现象的对比图, 从图中可以看出, 常规铝基表面的霜层浓密, 厚度大, 而超疏水铝基表面的霜层相对而言比较轻薄, 厚度小, 抑霜效果较为明显。

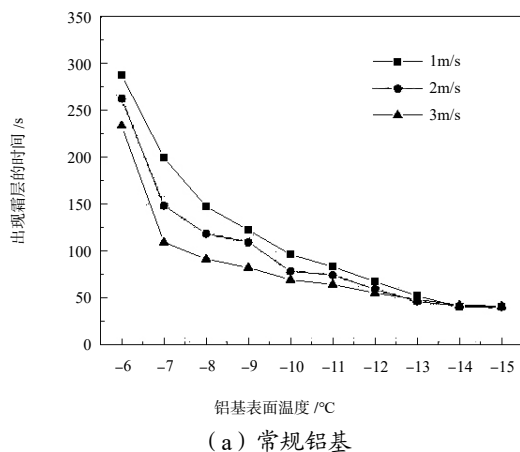


(a) 时间对比 (b) 效果对比

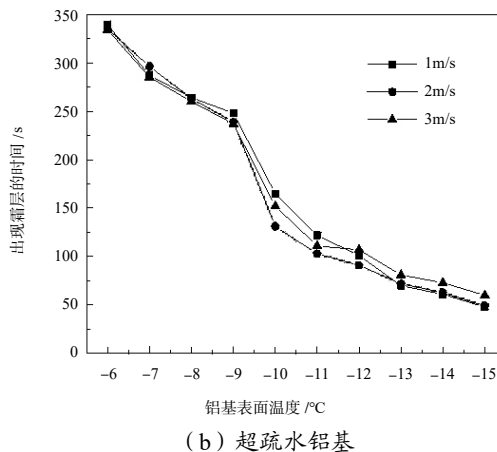
图 9 两种铝基表面出现针状霜层的时间及效果对比

2.2 风速对铝基表面结霜过程的影响测试实验

本文对比了当温度低于 -5°C , 风速分别为 1m/s 、 2m/s 和 3m/s 时两种铝基表面出现针状霜层的时间, 如图 10 所示。其中 (a) 为常规铝基, 当温度较高时, 风速越大, 铝基表面的霜层出现的越早。原因是随着风速的增大, 铝基和附近空气的换热速度增大, 加快了空气中水蒸气的凝华现象, 霜层生成速度加快。随着温度的降低, 风速对霜层的影响逐渐减弱。原因是铝基表面温度越低, 空气中水蒸气凝华成霜的速度越快, 风速的影响越小。(b) 为超疏水铝基, 从图中可以看出, 不同风速下, 超疏水铝基表面出现霜层的时间没有太大的改变。原因是当风速增大时, 一方面增大了对流换热速度, 另一方面, 由于形成的霜层较为轻薄, 会被空气吹走, 并且风速越大, 这一现象越明显。



(a) 常规铝基



(b) 超疏水铝基

图 10 风速对两种铝基表面结霜时间的影响

3 结论

本文首先对现有的超疏水铝基制备技术进行了改进,制备出平均接触角高达 154.6° 的超疏水铝基表面,然后搭建了半导体制冷系统试验台,对其表面的抑霜性能进行测试,得出以下结论:

(1) 利用氢氟酸和盐酸进行化学刻蚀、用氟硅烷进行表面修饰的方法可以制备出接触角较高的超疏水表面,而且当修饰时间为 40min 时效果最佳。

(2) 当温度为 0°C 至 -2°C 时,铝基表面会出现冷凝水珠,随着温度的降低,出现冷凝水珠的时间越来越早。超疏水铝基表面较常规铝基表面而言,出现冷凝水珠的时间有明显的延迟。当温度为 -3°C 至 -4°C 时,两种铝基表面先出现冷凝水珠,然后冷凝水珠冻结成冰珠。超疏水铝基表面的冰珠体积细小,数量少,而常规铝基表面的水珠体积大,数量多;当温度低于 -5°C 时,两种铝基表面直接出现针状霜层,且随着温度的降低,出现霜层的时间越来越早,同一时刻,出现在超疏水铝基表面的霜层厚度更小。

(3) 风速的变化对常规铝基表面霜层的形成有较大的影响,当风速变大时会加速霜层的形成。对超疏水铝基而言,风速的增大一方面会加剧铝基周

围空气中水蒸气的相变,另一方面会将已经形成的轻薄霜层吹散。所以综合起来对霜层的形成时间影响不大。

参考文献

- [1] Yao Y., Jiang Y.Q., Deng S.M., et al. A Study On the Performance On the Air-side Heat Exchanger Under Frosting in Air-source Heat Pump Water Heater/Chiller Unit[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004,47(17-18):3745-3756.
- [2] 王伟,张富荣,郭庆慈,等. 空气源热泵在我国应用结霜区域研究 [J]. 湖南大学学报, 2009(12):9-13.
- [3] Ji Young Janga, Heung Hee Baea, Seung Jun Lee, et al. Continuous Heating of An Air-source Heat Pump During Defrosting and Improvement of Energy Efficiency[J]. Applied Energy, 2013,110:9-16.
- [4] 黄东,袁秀玲. 风冷热泵冷热水机组热气旁通除霜与逆循环除霜性能对比 [J]. 西安交通大学学报, 2006,40(5):539-543.
- [5] 李艳峰,于志家,于跃飞,等. 铝合金基体上超疏水表面的制备 [J]. 高校化学工程学报, 2008,22(1):624-627.

跨季节太阳能供暖系统地下蓄热体蓄热特性研究

张婉卿, 李安桂, 常立存

(西安建筑科技大学, 陕西西安 710055)

[摘要] 本文针对跨季节太阳能供暖系统中埋管动态换热特性进行数值研究, 以粘土为蓄热介质, 建立了双埋管蓄热模型。在每日连续运行 10 小时, 持续运行 3 个月得到了地下蓄热体温度场分布和日蓄热量变化情况, 分析了埋管间距 (Δl) 和送风温差 (ΔT) 对系统蓄热性能的影响。研究表明, 在蓄热初始阶段, 日蓄热量随送风温差升高而显著增大, 不同管间距对应的日蓄热量相差不大。随着蓄热的持续进行, 日蓄热量逐渐降低, 进而达到稳定状态。此时, 大埋管间距对应的蓄热能力高于小埋管间距。本研究对于太阳能跨季节供暖系统的设计应用具有一定的借鉴意义。

[关键词] 跨季节太阳能供暖; 地下蓄热体; 埋管; 蓄热特性

0 引言

太阳能作为清洁、可再生能源的代表, 受到人们的广泛关注。太阳能供暖技术是继太阳能热水之后, 需要在建筑中推广的又一项太阳能热能利用技术^[1]。由于受到多种因素的综合影响, 太阳能具有保证率较低、能量密度较小等特点, 难以保证稳定、持续地开发利用。跨季节太阳能供暖系统可实现将夏季和过渡季的太阳辐射能储存到蓄热体, 在冬季太阳能不能满足建筑热负荷时, 利用蓄热体中储存的热量为建筑物供暖, 目前已成为极具发展潜力的太阳能利用首选系统之一^[2-4]。

跨季节太阳能供暖系统根据储热介质类型分为热水蓄热、砾石-水蓄热、埋管蓄热和含水层蓄热四种方式^[5]。考虑到水资源的匮乏以及设备初投资等问题, 埋管蓄热在太阳能跨季节供暖中应用较多。土壤在大约 3m 以下深度可视为恒温介质^[6], 并且土壤的体积热容量较大, 可同时作为传热介质和储热介质。将太阳能热能利用和地下土壤蓄热相结合, 不仅充分利用了过渡季的太阳辐射能, 并且提高了全年的太阳能利用率, 克服了太阳能昼夜和季节性变化等一系列问题, 对保证太阳能利用的稳定性具有现实意义。

考虑到地下蓄热体内埋管布置形式和送风参数对土壤蓄热有着重要影响, 本文通过建立三维埋管换热模型, 针对埋管动态换热特性进行研究, 分析了不同埋管间距、不同送风温差对系统蓄热性能的影响。

1 跨季节太阳能供暖系统设计

1.1 系统工作原理

本文研究的跨季节太阳能供暖系统主要由太阳能空气集热器、地下蓄热体、埋管、通风管道以及轴流风机组成。该系统以空气作为载热介质, 以土壤和砾石作为蓄热介质, 系统工作原理如图 1 所示。在贮热期间, 空气由太阳能空气集热器加热, 并通过通风管道送到蓄热体中与蓄热介质进行热量交换。当蓄热过程达到稳定, 冷却后的空气再流经集热器进行循环加热。在供热运行期间, 当太阳辐射量足以满足室内负荷要求时, 采用太阳能空气集热器加热空气供暖; 当阴雨天气无法满足要求时, 则开启蓄热装置, 利用蓄热介质贮存的热量为室内供暖加温。系统内设置轴流风机作为动力设备用于热空气的输送, 并且通过集热器出口和蓄热体内部的温度传感器控制实现合理运行。当温差 $\Delta T \geq 40^\circ\text{C}$ 时, 系统自动启动, $\Delta T \leq 40^\circ\text{C}$ 时, 系统运行停止。

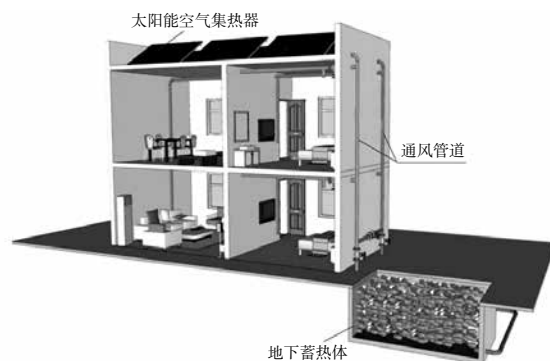


图 1 跨季节太阳能供暖系统原理图

2.2 地下蓄热体结构设计

地下蓄热体是跨季节太阳能供暖系统中的重要组成部分, 其结构设计直接影响到蓄热效果和系统经济性。图 2 为地下蓄热体结构示意图, 由垂直空

收稿日期: 2018-06-18

基金项目: 陕西省科技统筹创新工程计划项目
(2016KTCL01-13)。

作者简介: 张婉卿 (1992—), 主要从事太阳能光热利用方面研究。

气管道、水平地埋管以及地下的土壤和砾石混合物组成。由太阳能空气集热器加热的空气在轴流风机驱动下,经过通风管道送入蓄热体,再由空气管道将热空气送入其内部。蓄热体内部的空气管道开有若干均匀通风孔,热空气通过开孔进入砾石蓄热堆,在砾石蓄热堆内预混后到达与土壤的交界面,再通过土壤内部的若干地埋管进入另一侧的砾石蓄热堆,最后经开孔从另一侧的空气管道将冷却后的空气排出。换热过程中蓄热体内部的砾石堆和土壤被热空气加热,从而将热量储存在蓄热体中。当太阳能辐射量不能满足供暖需要时,蓄热系统逆向运行,从而将蓄热体内部储存的热量再次利用空气载热释放出来。

蓄热体外壁覆盖保温层以减小热损失,同时考虑到管道的热传导性,以及经济性和耐用性等因素,本系统中集热器与蓄热体之间的连接管道采用塑料管材,并进行保温处理。而在土壤介质中的地埋管由于水平布置,故必须具有耐压特性,并且考虑系统的经济性,工程中多采用混凝土空心砖制造。

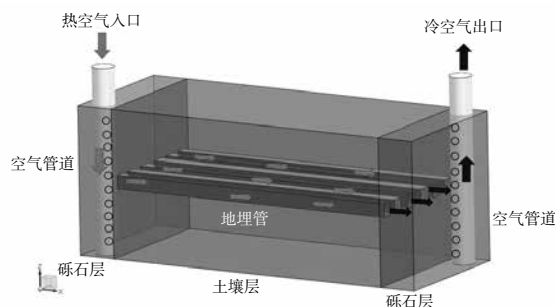


图 2 地下蓄热体结构示意图

2 模型建立

2.1 物理模型及基本假设

本文针对地下蓄热体中地埋管与土壤间的换热过程进行研究,由于地下蓄热体外部采用保温措施处理,并且内部地埋管等间距布置,故管道间等距处同样为绝热边界。因此,分析管群间换热特性,可将研究对象简化为双埋管三维换热模型,如图 3 所示。地埋管一端为热空气入口,另一端为出口,沿水平方向平行布置。土壤计算域尺寸为 $6\text{m} \times 4\text{m} \times 2\text{m}$,地埋管截面为 $0.2\text{m} \times 0.2\text{m}$ 。采用以下假设进行简化:

- (1) 土壤视为均匀、连续、各向同性的多孔介质,热物性参数保持不变;
- (2) 换热过程只存在热传导,忽略土壤中的湿热迁移;
- (3) 沿管长方向热空气温降较小,忽略沿管程方向的导热;

(4) 忽略地埋管壁厚,假设地埋管外壁温度与管内热空气温度相同;

(5) 蓄热介质周围为绝热边界。

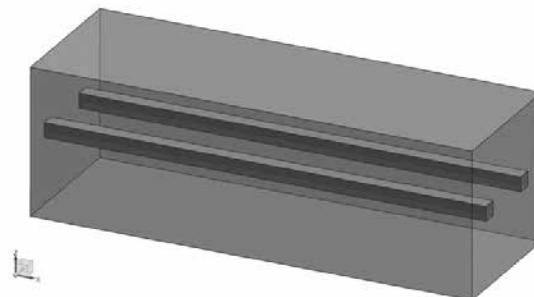


图 3 双埋管换热模型三维示意图

2.2 控制方程及边界条件

地埋管内受热空气为不可压缩流体,且符合 Boussinesq 假设,流体热物性参数为常量。换热过程采用 Ansys fluent 进行求解,控制方程可表示成如下通用形式:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{\phi,eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j}) + S_{\phi} \quad (1)$$

离散化方法采用有限容积法,对流项离散格式采用二阶迎风格式,压力与流速之间的耦合采用 SIMPLE 算法。选用 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型进行数值计算,各变量残差收敛标准为 10^{-6} 。非稳态传热过程可由以下传热方程加以描述:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}) \quad (2)$$

地埋管入口定义为速度入口,送风速度 3m/s ,送风温度取太阳能空气集热器出口日平均温度。地埋管出口选用自由出流边界条件,管道壁面设置为温度耦合壁面。土壤计算域外壁面为绝热边界,土壤介质定义为固体,采用粘土物性参数:密度为 1500kg/m^3 ,比热容为 $2.2\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$,导热系数为 $0.9\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,热扩散率为 $0.272 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。土壤初始温度取为 15°C [7]。

2.3 模型验证

本文建立空气-土壤热交换器换热模型,与 Ahmed A [8] 的实验数据和模拟结果进行对比分析,验证了数值模拟方法的可靠性。验证工况选取送风速度 1m/s 下的换热系统蓄热运行模式。沿地埋管管长方向的温度场分布如图 4 所示,本模型模拟与实验测试结果温度变化趋势吻合良好,数值上相差较小,其最大相对误差与相关系数分别为 0.94% 、 0.9919 。总体上偏差都在可接受范围之内,因此本文所采用的数值模拟方法能够用于地埋管换热特性的预测与研究。

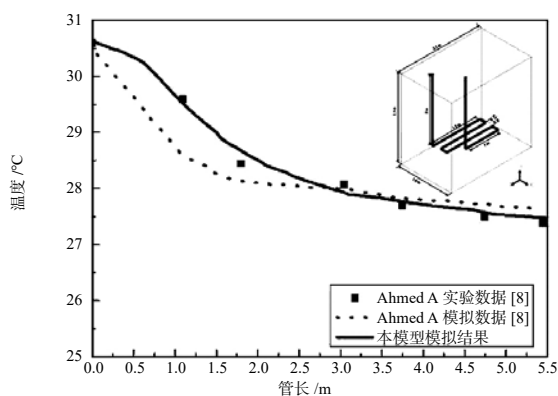


图 4 沿地埋管管长方向的温度场分布

3 计算结果与分析

3.1 不同管间距、不同送风温差下的地下蓄热体温度场分布

首先,建立管间距 $\Delta l=2\text{m}$ 的双埋管换热模型,在系统蓄热运行模式下,每日运行 10h,连续运行 3 个月后的地下蓄热体温度场分布如下图所示。图 5 对比了三种送风温差对地埋管换热性能的影响。土壤初始温度均为 15°C ,送风温度根据太阳能空气集热器出口测试日平均温度,分别设定为 55°C 、 65°C 、 75°C ^[9],即送风温差为:(1) $\Delta T=40^\circ\text{C}$; (2) $\Delta T=50^\circ\text{C}$; (3) $\Delta T=60^\circ\text{C}$ 。由图可知,在不同送风温差下,蓄热体温度场均呈现出以地埋管为辐射中心的对称式分布,蓄热体边界处温度最低。当

$\Delta T=40^\circ\text{C}$ 时,在系统连续蓄热工况下,蓄热体内月平均温度升高约 $4\sim 5^\circ\text{C}$ 左右;当 $\Delta T=50^\circ\text{C}$ 、 60°C 时,月平均温度分别升高 $6\sim 7^\circ\text{C}$ 、 $8\sim 10^\circ\text{C}$ 左右。由此可见,随着送风温差的增大,蓄热体内平均温度上升速度加快,具有更优的换热性能。

同理,建立管间距 $\Delta l=3\text{m}$ 的双埋管换热模型,在相同蓄热模式下连续运行 3 个月,在三种不同送风温差作用下的蓄热体温度场分布如图 6 所示。由图可知,该工况下的蓄热体温度场分布形式与 $\Delta l=2\text{m}$ 所对应的温度场类似,均呈现出轴对称的特点。值得注意的是,随着管间距的增大,蓄热体体积随之增大。在 $\Delta T=40^\circ\text{C}$ 与 $T=50^\circ\text{C}$ 工况下蓄热一个月后,地埋管内热空气换热还未影响到蓄热体边界,距离地埋管最远处的蓄热体边界温度仍处于初始温度 15°C 。系统连续蓄热三个月后,在三种送风温差作用下,蓄热体内月平均温度均升高约 $3\sim 4^\circ\text{C}$ 左右。因此,在地埋管以管间距 $\Delta l=3\text{m}$ 布置时,送风温差对蓄热体温度场变化影响较小。

3.2 不同管间距、不同送风温差下的地下蓄热体日蓄热量对比

土壤热容量(C)是指单位质量的土壤每升高(或降低) 1°C 所需吸收(或放出)的热量。在蓄热过程中,地埋管将热空气携带的热量储存到土壤蓄热介质中,由于蓄热系统外部有保温措施,故系统热损失可忽略不计。将每日储存到蓄热体中的这部分热量称为

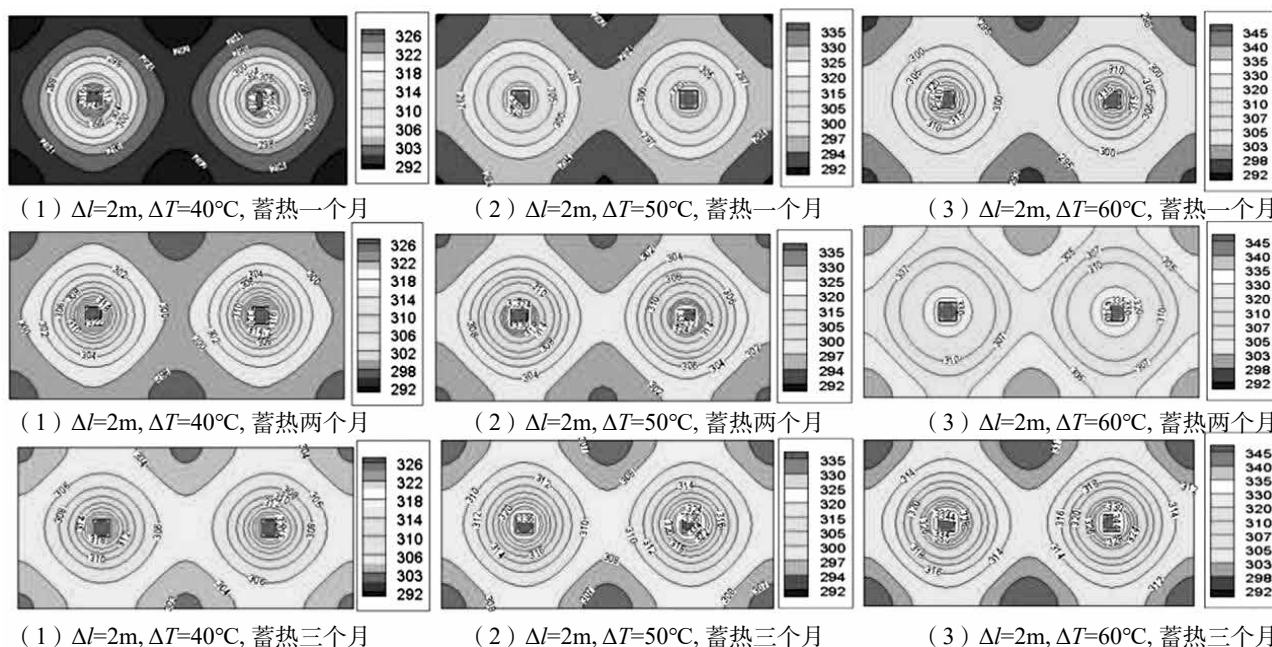


图 5 管间距为 2m 时不同送风温差下的蓄热体温度场分布

(1) $\Delta T=40^\circ\text{C}$; (2) $\Delta T=50^\circ\text{C}$; (3) $\Delta T=60^\circ\text{C}$

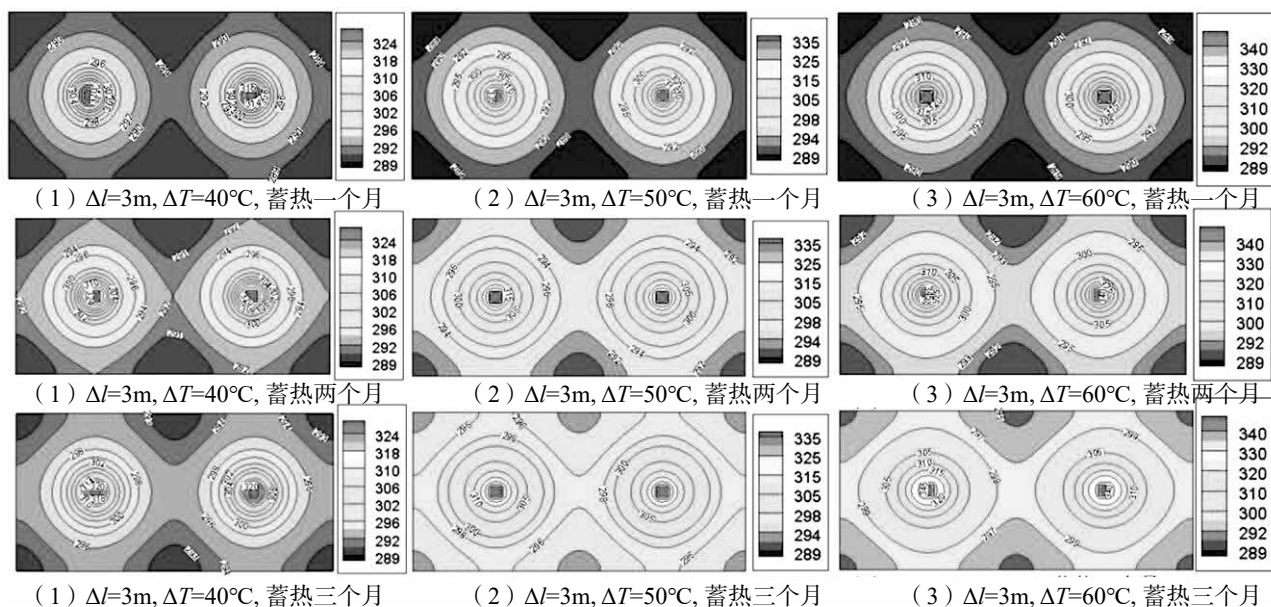


图 6 管间距为 3m 时不同送风温差下的蓄热体温度场分布

(1) $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$; (2) $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$; (3) $\Delta T=60^{\circ}\text{C}$

日蓄热量 (Q), 单位 MJ/d, 计算公式如下:

$$Q = \rho C \iiint_{\Omega} \Delta T dv \quad (3)$$

图 7 分析了不同管间距、不同送风温差对地下蓄热体日蓄热量的影响。由图可知, 地下蓄热体日蓄热量与蓄热时间密切相关, 在不同埋管间距下均表现出相似的变化趋势。在蓄热初始阶段, 由于换热温差较大, 日蓄热量也较大。增大送风温差, 日蓄热量变化趋势显著, 蓄热量明显增大。送风温差每增加 10°C , 蓄热体内日蓄热量增加约 5~6MJ。随

着蓄热的进行, 由于蓄热体内温度上升, 换热温差逐渐缩小, 导致日蓄热量也逐渐降低, 蓄热体各部分温度趋于平衡。随着蓄热时间继续深入, 日蓄热量将达到稳定状态。

以送风温差 $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$ 为例, 研究了在相同送风温差下, 埋管间距布置对地下蓄热体日蓄热量的影响。经测试, 埋管热作用半径一般在 2m 左右^[7]。本文对比了埋管以 2m 和 3m 间距布置时的日蓄热量大小, 如图 8 所示。系统连续蓄热一个月, 不同管间距对应的日蓄热量基本接近。随着蓄热持续

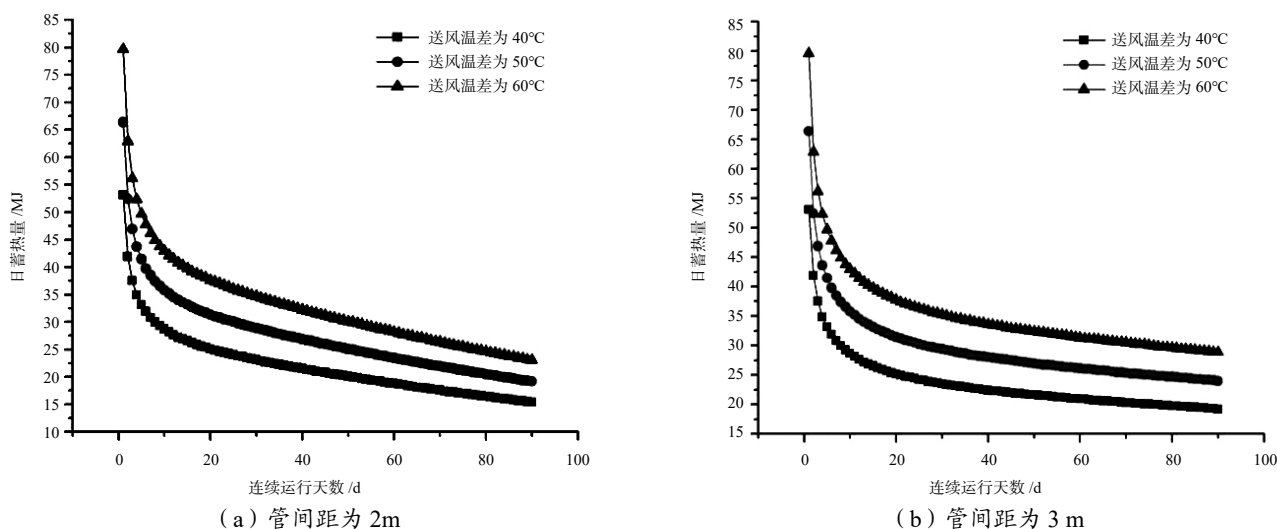


图 7 地下蓄热体日蓄热量变化

进行,日蓄热量差值逐渐增大。由于管间距的增大,蓄热体的体积也相应变大,其内部温度场相较于小管间距更加不平衡,故大管间距对应的蓄热能力高于小管间距。在蓄热中后期,管间距为 3m 对应的日蓄热量高于管间距 2m 下的数值。

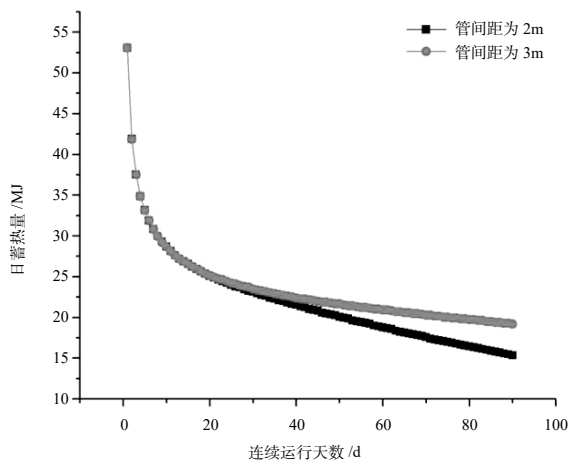


图 8 送风温差为 40℃ 时不同管间距下日蓄热量变化

4 结论

本文针对跨季节太阳能供暖系统中地埋管动态换热特性进行研究,分析了不同埋管间距、不同送风温差作用下,系统连续运行三个月后的地下蓄热体温度场分布和日蓄热量变化情况,得到以下结论:

(1) 在不同送风温差下,蓄热体温度场均呈现出以地埋管为辐射中心的对称式分布,蓄热体边界处温度最低。随着送风温差的增大,蓄热体内平均温度上升速度加快,具有更优的换热特性。随着管间距的增大,不同送风温差对蓄热体温度场的影响逐渐变弱。

(2) 在蓄热初始阶段,地下蓄热体日蓄热量较大,日蓄热量随送风温差升高而显著增大。随着蓄热的持续进行,土壤换热温差逐渐缩小,日蓄热量逐渐降低,进而达到稳定状态。

(3) 连续蓄热初期,不同管间距对应的日蓄热

量相差不大。随着蓄热持续进行,大埋管间距对应的蓄热能力高于小埋管间距。

致谢

本研究受陕西省科技统筹创新工程计划项目 (2016KTCL01-13) 支持。

参考文献

- [1] 何梓年,朱敦智. 太阳能供热采暖应用技术手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [2] Kurata K, Takakura T. Underground storage of solar energy for greenhouses heating. I. Analysis of seasonal storage system by scale and numerical models[J]. Transactions of the Asae, 1991, 34(2):0563-0569.0.
- [3] Yang Dong, Zhang Jinpeng. Analysis and experiments on the periodically fluctuating air temperature in a building with earth-air tube ventilation. Building & Environment, 2015, 85(85):29-39.
- [4] Kaushal M. Geothermal cooling/heating using ground heat exchanger for various experimental and analytical studies: Comprehensive review. Energy & Buildings, 2017, 139:634-652.
- [5] D. Bauer, R. Marx, J. Nußbicker-Lux, German central solar heating plants with seasonal heat storage. Solar Energy. 2010, (84):612-623.
- [6] ASHRAE, Handbook of Application, 2015. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning engineers Inc., in, Atlanta, GA.
- [7] 王跃. U 型地埋管换热器换热特性及土壤温度场模拟与实验研究 [D]. 广州: 广东工业大学, 2012.
- [8] Serageldin Ahmed A, Abdelrahman Ali K, Ookawara S. Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. Energy Conversion & Management, 2016, 122:25-38.
- [9] 赵洋. 太阳能空气集热器性能试验研究与仿真分析 [D]. 内蒙古: 内蒙古农业大学, 2017.

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

张 惠, 冯 昕

(中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

[摘 要] 本文对不同高效空气过滤元件进行传递比对试验, 并对比对结果进行分析, 从对比测试结果看, 所参与比对的试验台之间存在一定差异, 其中对于过滤器以及过滤材料的阻力测试差异较大, 差异系数接近 10%, 过滤器试验台效率比对测试结果差异性较为能够接受。针对传递试验结果, 建议新版标准在修订过程中, 进一步强调试验台质量控制要求, 并增加阻力标件以及标准参考过滤器的定期检测要求, 进一步促进试验台的长期稳定运行, 提供可靠性与可重复性。

[关键词] 高效空气过滤元件; 传递试验; 阻力; 效率; 差异系数

0 概述

产品国家标准《高效空气过滤器》GB/T13554-2008^[1]及《高效空气过滤器性能试验方法 效率和阻力》GB/T 6165-2008^[2]于 2009 年 6 月 1 日实施, 至今已使用 8 年, 标准于 2016 年 10 月开始修订工作。

为了解当前高效过滤器及滤材测试台现状, 不同试验台之间试验结果偏差情况以及标准实施中出现的问题, 开展样品传递试验, 本次传递试验样品包括过滤器、金属孔板和滤纸。

本次样品传递试验采用匿名、自愿参与原则。截至目前, 共收到 9 家单位的过滤器的测量数据, 5 家单位的滤纸测量数据, 以及 5 家单位的金属孔板测量数据。

1 传递试验方案

1.1 过滤器

样品传递采用人员乘坐火车、汽车随身携带方式进行传递, 亚高效、高效空气过滤器各 1 台, 过滤器尺寸均为 610mm×610mm×90mm。传递样品均只保留样品气流方向标识, 去除级别、商标等其他标识, 将过滤器编号定位 LQ-01 和 LQ-02。为验证传递过程中样品性能是否发生变化, 由秘书处指定 1 试验室在样品传递开始前及结束后分别各进行一次测试。测试每台过滤器 50%、75%、100%、125% 额定风量下的阻力以及额定风量下的效率。

1.2 金属孔板

采用邮寄的方式进行传递。测试 500m³/h、750m³/h、1000m³/h、1250m³/h、1700m³/h、2550m³/h 以及 3400m³/h 风量下金属孔板的阻力。

1.3 滤纸

采用邮寄的方式进行传递。传递样品包括亚高效及高效级别的滤纸。传递用亚高效及高效级别的滤纸分别来自两卷滤材, 裁成 A4 纸大小, 每家参与传递单位两种级别滤纸各邮寄两份, 不标注级别, 仅标注编号。测试滤速为 1.5cm/s、2.5cm/s、3.5cm/s、4.5cm/s、5.3cm/s 时的过滤效率及阻力。

2 试验结果及分析

2.1 过滤器及金属孔板传递试验

2.1.1 过滤器阻力试验结果

全部 9 个试验台的 18 组测试数据见表 1。测试时 6# 试验室测定金属孔板静压差的压力表故障, 由其试验室操作人员根据经验估算额定风量后, 测试过滤器阻力, 故本次统计数据未包含 6# 试验室测试数据。

表 1 过滤器阻力测试数据

试验室 编号	流量测试 方法	过滤器 LQ-01 阻力测试数据 /Pa				过滤器 LQ-02 阻力测试数据 /Pa			
		测试风量 /(m ³ /h)				测试风量 /(m ³ /h)			
		500	750	1000	1250	500	750	1000	1250
1#	标准喷嘴	57	87	117	148	91	141	191	240
2#	标准孔板	96	120	150	216	120	180	216	324
3#	标准喷嘴	72	109	142	180	113	172	223	281
4#	风机静压	68	101	138	172	102	158	218	270
5#	标准孔板	69	96	132	170	108	151	207	266
7#	标准孔板	75	101	133	174	112	149	204	266
8#	标准喷嘴	68	100	135	170	100	155	210	265
9#	标准孔板	67	106	138	184	129	190	244	316
1# (第二次)	标准喷嘴	65	98	131	168	99	151	203	257

2# 试验室试验使用油雾法对过滤器进行测试, 对过滤器的污染较严重, 由表 1 可以看出, 经油雾法测试后, 过滤器阻力增加明显, 从而导致 1#、2# 试验室的测试数据与其他试验室出现较大误差, 故

收稿日期: 2018-05-28

作者简介: 张惠 (1987—), 主要研究方向为空气净化及建筑节能。

分析 2# 试验室以后测试数据的相对偏差和相对标准差（CV）。相对偏差计算公式如下：

$$C_i = (1 - P_i / \bar{P}) \times 100$$

式中： C_i 为某试验室测试数据相对偏差； P_i 为某试验室测试数据； $\bar{P}$ 为所有测试数据的平均值。

相对标准差亦称差异系数，是标准差与平均值之比。^[3] 计算公式如下：

$$CV = (\sigma / \bar{P}) \times 100 = \left(\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P_i - \bar{P})^2} / \bar{P} \right) \times 100$$

式中： CV 为传递试验阻力测试差异系数； σ 为传递试验阻力测试数据标准差。

2.1.2 金属孔板阻力传递试验结果

金属孔板阻力测试结果见表 2。各试验室测试数据与平均值之间的相对偏差以及差异系数见图 3。

2.1.3 过滤器效率试验结果

两台过滤器额定风量下的效率测试数据见表 3、表 4。

4# 试验室使用光度计对过滤器进行扫描检漏，测试结果显示 LQ-01 过滤器的局部透过率不超过 0.05%，LQ-02 过滤器的局部透过率不超过 0.001%。

5# 试验室测试方法为扫描法，使用激光粒子计数器对过滤器进行测试，最后计算出过滤器的平均过滤效率。

8# 试验室使用激光粒子计数器对过滤器进行扫描检漏，测试时先测试上游气溶胶浓度，使用计算机计算其下游最大允许浓度，然后对下游进行扫描检漏，测试结果评价为合格，并未计算过滤器的效率。

2.1.4 过滤器传递试验结果分析

（1）作为比对控制措施，1# 实验室作为传递起点和终止确认，用于比较整个传递过程中传递样品性能是否发生较大变化，从前后两次的试验比对结果看，由于参与试验的试验台较多，部分实验方法如油雾法对传递样品污染较大，因此所传递样品性能出现一定偏差。其中亚高效样品 LQ-01 额定风量下的阻力由 117Pa 增高至 131Pa，高效样品 LQ-02

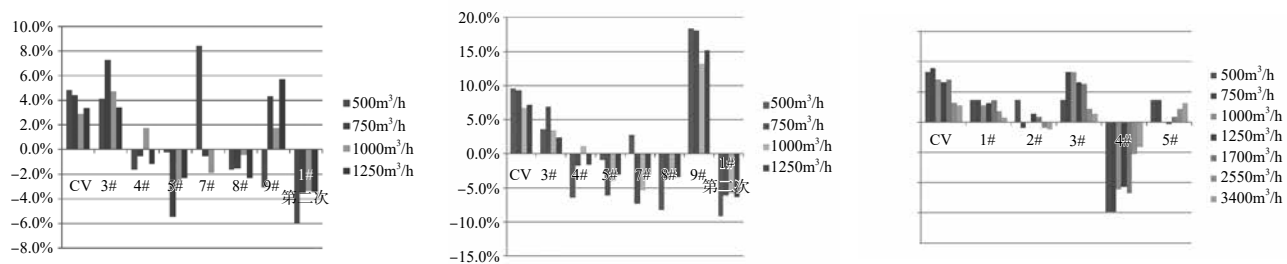


图 1 过滤器 LQ-01 测试数据间相对偏差 图 2 过滤器 LQ-02 测试数据间相对偏差 图 3 阻力测试相对偏差及差异系数

表 2 金属孔板阻力测试结果

参与试验室编号	风量测试方法	测试结果						
		500m³/h	750m³/h	1000m³/h	1250m³/h	1700m³/h	2550m³/h	3400m³/h
1#	标准喷嘴	5	10	17	27	51	122	226
2#	标准喷嘴	5	11	18	28	54	129	235
3#	标准孔板	5	9	15	25	48	121	223
4#	标准喷嘴	7	14	22	35	68	140	248
5#	标准孔板	5	10	18	29	54	121	215

表 3 过滤器效率测试结果（计数法）

参与试验室	LQ-01			LQ-02		
	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#（第二次）	0.1~0.2	97.05%	2.95%	0.1~0.2	99.9980%	0.0020%

表 4 过滤器效率测试结果（油雾法、钠焰法）

参与试验室	效率测试方法	效率测试仪器	额定风量下的效率		额定风量下的透过率	
			LQ-01	LQ-02	LQ-01	LQ-02
2#	油雾法	光电测油雾仪	99.43%	99.9996%	0.57%	0.0004%
7#	钠焰法	钠焰光度计	99.78%	99.9998%	0.22%	0.0002%
9#	钠焰法	钠焰光度计	99.90%	99.9990%	0.10%	0.0010%

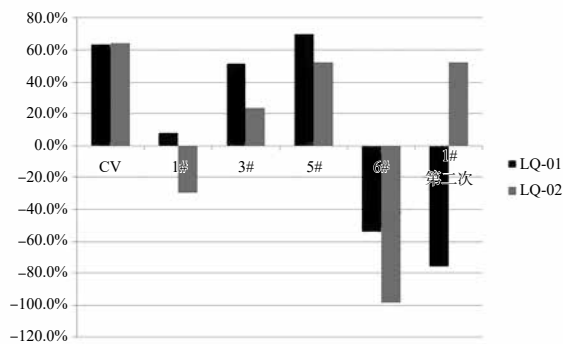


图 4 计数法测试透过率数据间相对偏差

额定风量下的阻力由 191Pa 增高至 203Pa。但效率测试结果偏差较大，亚高效样品 LQ-01 额定风量下的效率由 98.46% 降低至 97.05%，高效样品 LQ-02 额定风量下的效率由 99.9946% 增高至 99.9980%。

（2）不同试验台间的阻力测试结果偏差较大，测试结果最大值与最小值偏差接近 10%。但相同测试方法下的效率测试结果偏差相对不大，以计数法为例，亚高效传递样品测试结果中最大值（99.50%）与最小值（97.05%）偏差约 2.5%，高效传递样品测试结果中最大值与最小值偏差约半个 9，基本不会引起过滤器级别判定蝉翼。

2.2 滤材传递试验

2.2.1 传递试验测试结果

测试时，在不发气溶胶的基础上，测试不同滤速下的阻力（每张滤纸测试两个点），测定完成后，测试不同滤速下的效率。表中阻力为各试验室同级别滤纸所有测试结果的平均值，效率为所测结果的最小值。

5# 试验室所用激光粒子计数器的采样流量为 28.3L/min，仅能测量 5.3cm/s 的效率和阻力。

各试验室高效和亚高效级别滤纸阻力测量结果与平均值之间的相对偏差以及所测数据的相对标准差见图 6 和图 7。

各试验室高效和亚高效级别滤纸效率测量结果与平均值之间的相对偏差以及所测数据的相对标准差见图 8 至图 11。

注：因滤速在 1.5cm/s 至 4.5cm/s 之间时计数法效率测量结果仅有一组数据，故无法计算相对偏差和相对标准差。

2.2.2 滤材传递试验结果分析

（1）不管是高效还是亚高效级别的滤纸，其阻力均随滤速的提高而增高，效率均随滤速的提高而降低。以高效级别滤纸为例，各试验室 5.3cm/s 滤速下的平均阻力相对于 1.5cm/s 时提高了约 70%，而

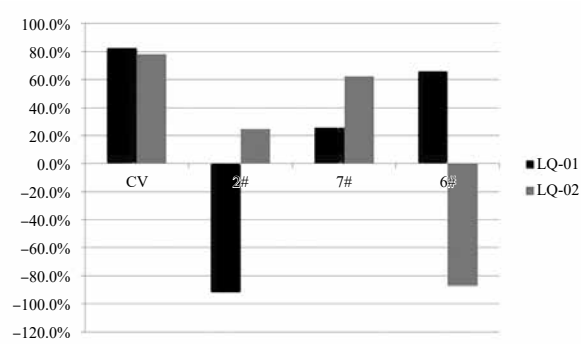


图 5 油雾法及钠焰法测试透过率数据间相对偏差

表 5 高效级别滤纸阻力测试结果

参与试验室 编号	测试结果				
	1.5cm/s	2.5cm/s	3.5cm/s	4.5cm/s	5.3cm/s
1#	106	170	230	300	344
2#	94	157	216	288	342
3#	115	175	239	316	385
4#	102	172	239	307	362
5#	—	—	—	—	324

表 6 亚高效级别滤纸阻力测试结果

参与试验室 编号	测试结果				
	1.5cm/s	2.5cm/s	3.5cm/s	4.5cm/s	5.3cm/s
1#	40	63	85	110	128
2#	37	64	88	115	133
3#	45	69	96	125	152
4#	37	63	89	115	136
5#	—	—	—	—	132

表 7 钠焰法、油雾法及光度计法效率测试结果

参与 试验室 编号	滤纸 等级	测试 方法	测试结果				
			1.5cm/s	2.5cm/s	3.5cm/s	4.5cm/s	5.3cm/s
1#	高效	钠焰法	99.9991	99.9994	99.9991	99.9981	99.9957
2#		油雾法	100.0000	99.9999	99.9998	99.9996	99.9996
3#		光度计	100.0000	99.9990	99.9990	99.9980	99.9980
1#	亚高效	钠焰法	99.51	99.13	98.93	98.72	98.78
2#		油雾法	99.36	99.28	98.88	98.68	98.56
3#		光度计	98.25	97.72	97.21	96.79	96.45

表 8 计数法效率测试结果

参与 试验室 编号	滤纸 等级	测试粒径 (μm)	测试结果				
			1.5cm/s	2.5cm/s	3.5cm/s	4.5cm/s	5.3cm/s
4#	高效	0.285	99.9992	99.9967	99.9912	99.9859	99.9820
5#		0.1-0.2	—	—	—	—	99.9655
4#	亚高效	0.285	98.74	97.75	96.36	95.67	94.64
5#		0.1-0.2	—	—	—	—	95.10

各试验室效率测试结果的平均值由 99.9996% 降低至 99.9881%。

（2）与过滤器测试结果类似，各试验台之间阻力测试结果偏差较大，以高效滤材为例，最大值与最小值偏差最大接近 20%。效率比对测试结果中，油雾法效率测试结果最高，钠焰法与光度计法测试

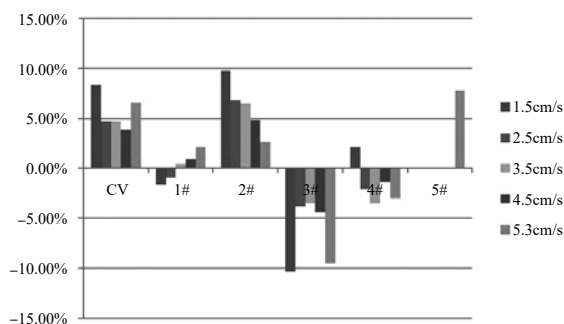


图 6 高效级别滤纸阻力测试数据间相对偏差

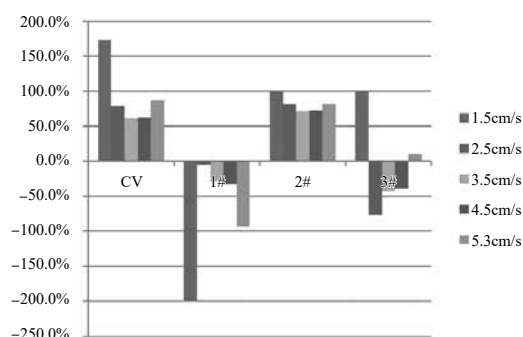


图 8 高效级别滤纸钠焰法、油雾法及光度计法测试透过率数据间相对偏差

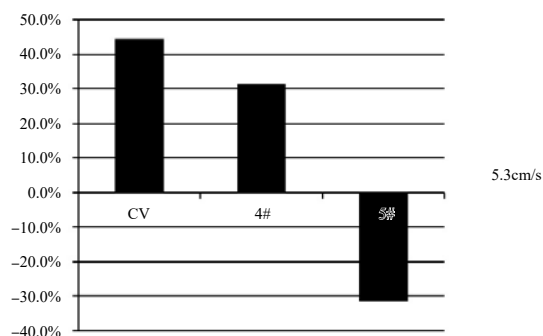


图 10. 高效级别滤纸计数法测试透过率数据间相对偏差

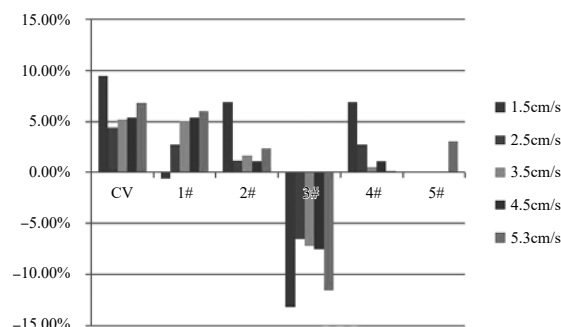


图 7 亚高效级别滤纸阻力测试数据间相对偏差

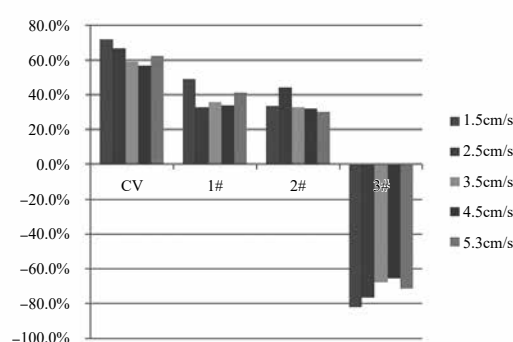


图 9 亚高效级别滤纸钠焰法、油雾法测试透过率数据间相对偏差

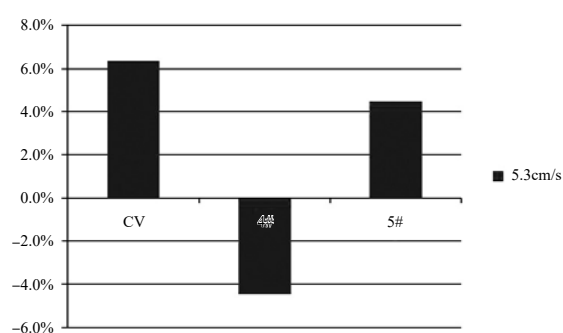


图 11. 亚高效级别滤纸计数法测试透过率数据间相对偏差

结果相当, 两台计数台测试结果基本相当。

3 结论

本次传递试验包括过滤器、滤纸和金属孔板, 是产品国家标准《高效空气过滤器》GB/T 13554 及《高效空气过滤器性能试验方法 效率和阻力》GB/T 6165 修订过程中一系列试验活动中的一项。传递试验的主要目的是考察国内现有产品测试台之间的差异现状, 并为标准修订方向提供基本支撑数据。

从对比测试结果看, 所参与对比的试验台之间存在一定差异, 其中对于过滤器以及过滤材料的阻力测试差异较大, 差异系数接近 10%, 过滤器试验台效率比对测试结果差异性较为能够接受。

针对传递试验结果, 建议新版标准在修订过程中, 进一步强调试验台质量控制要求, 并增加阻力标件以及标准参考过滤器的定期检测要求, 进一步促进试验台的长期稳定运行, 提供可靠性与可重复性。

参考文献

- [1] GB/T 13554-2008. 高效空气过滤器 [S]. 中华人民共和国, 2008.
- [2] GB/T 6165-2008. 高效空气过滤器性能试验方法 效率和阻力 [S]. 中华人民共和国, 2008.
- [3] 蔡杰, 苏新国. 一般通风过滤器阻力标样传递试验 [J]. 制冷与空调, 2016, 16(12):1-11.

不同地区利用浅表层地热能进行新风处理的节能潜力研究

吕伟华, 闫 帅, 李先庭

(清华大学, 北京 100084)

[摘 要] 在建筑空调总负荷中, 新风负荷约占 30% 以上, 降低新风处理的能耗是实现通风空调系统节能的重要方法。本文利用 TRNSYS 软件构建一个空气处理流量为 $10000\text{m}^3/\text{h}$, 新风比为 20% 的办公建筑空调系统模型, 详细探究了采用浅表层地热能对新风进行预冷预热的做法在不同地区的节能效果。结果表明, 利用地埋管换热器耦合空气-水换热器提取浅表层地热能处理低品位新风负荷是一种高效的新风处理方式, 沈阳、北京和上海全年处理的新风负荷分别占全年累积新风负荷的 33.3%, 40.1% 和 26%, 三个城市夏季新风预冷的综合能效比 COP 为 15~30, 冬季综合能效比 21~23, 全年新风处理的综合能效比 COP 约 16~26。因此, 在实际工程中, 优先采用浅表层地热能等自然能源对新风进行预冷预热, 处理低品位新风负荷, 对提高新风处理能效比, 降低空调系统能耗具有重要意义。

[关键词] 自然能源; 地埋管换热器; 新风; 空气处理装置; 建筑节能

0 引言

随着生活水平的提高, 人们对室内空气品质的要求也越来越高, 建筑新风系统越来越重要。在建筑空调总负荷中, 新风负荷约占 30% 以上, 目前多采用高品位的空调冷热水处理新风负荷, 新风处理能耗很高^[1-2]。

为了降低新风处理的能耗, 通常采用热回收的方法回收排风的能量对新风进行预冷和预热。根据热回收方式的不同, 分为显热热回收和全热热回收。前者仅能回收排风中的显热, 后者能够回收排风的显热和潜热。学者们针对热交换器设备的芯体结构以及材料的优化开展了大量的研究, 热回收技术越来越成熟, 新排风热回收的工程应用越来越多, 在一些适合的建筑新风系统中取得了一定的节能减排效果^[3-5]。但是许多场合受空间限制难以设置排风系统, 还有一些密闭性相对较差的建筑当中, 排风难以收集。因此, 热回收式新风系统会因受到排风数量和位置的限制, 在许多建筑中难以应用。

目前, 地源热泵空调系统在我国取得了较为广泛的工程应用, 但均是利用地源热泵系统产生高品位的空调冷热水进行空气处理^[6-7]。而实际上, 在供冷和供热季节, 室外新风的温度很多时候都与常年基本稳定的地温之间存在较大的换热温差。因此, 地埋管换热器提取土壤能量后的出水温度完全可以

直接用于空气处理, 在供冷季进行新风预冷, 供热季对新风进行预热, 实现新风负荷分级处理^[8], 进而节约新风处理能耗。

因此, 本文以一个空气处理流量为 $10000\text{m}^3/\text{h}$, 新风比为 20% 的办公建筑空调系统为例, 对三个地源热泵应用较为广泛的地区采用地埋管换热器制取低品位的冷热水对新风进行预冷预热的节能效果开展研究。

1 利用浅表层地热能的新风处理系统

利用浅表层地热能的新风处理系统是指利用地埋管换热器制取低品位的高温冷水或低温热水输送到空气-水换热器中, 对新风进行冷却或者加热的新风预处理系统。其系统形式如图 1 所示。

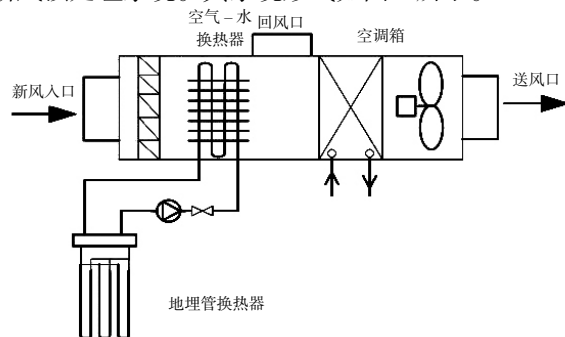


图 1 利用浅表层地热能的新风处理系统

在空调箱内增加空气-水换热器, 夏季空调时, 地埋管换热器制取的高温冷水输送到空气-水换热器中, 室外温度较高的新风经过空气-水换热器后得到预冷; 冬季供暖时, 室外温度较低的新风经过空气-水换热器时被地埋管换热器制取的低温热水预热。因此, 利用浅表层地热能的新风处理系统

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2016YFC0700302); 国家自然科学基金资助项目 (51638010)。

作者简介: 吕伟华 (1990—), 主要研究方向为建筑节能, 自然能源采集与高效利用系统。

能够利用土壤中蕴藏的低品位的能源对新风进行预冷和预热,从而降低利用高品位空调冷热水处理的新风负荷,实现新风负荷的分级处理,具有显著的节能潜力。

2 模拟方法与评价指标

2.1 模拟方法

地源热泵技术多应用于我国北方以及长江流域地区,因此选择沈阳、北京、上海作为典型城市开展对浅表层地热能用于新风处理的节能效果研究。三个城市主要的空调时间分布和供热时间分布如表 1 所示。在 TRNSYS 平台上搭建利用浅表层地热能的新风处理系统,以一个空气处理流量为 10000m³/h 的办公建筑一次回风空调系统为例进行研究,该空调系统用于保证人员卫生要求的最小新风比为 20%。空调系统的作息与办公时间同步,即空调系统仅在每天的 8:00~18:00 运行。对于全空气空调系统,在夏季空调时,为了充分利用室外空气的免费能量,当室外空气的焓值低于回风焓值时,采用最大新风量的运行模式,当室外空气的焓值高于回风的焓值时,采用最小新风比的运行模式。冬季为了降低新风热负荷,采取最小新风比运行模式。

表 1 三个城市空调时间和供热时间分布

城市	沈阳	北京	上海
气候区	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区
空调时间	7 月 1~8 月 31	6 月 11~8 月 31	6 月 11~9 月 10
供热时间	11 月 1~次年 3 月 31	11 月 15~次年 3 月 15	12 月 1~次年 2 月 28

地埋管换热模型采用的是 TRNSYS 中 DST 模型^[9],该模型广泛应用于土壤换热系统的模拟。DST 模型采用热扰叠加来计算土壤的温度分布,其传热主要包括三个部分,整个换热管群与外部的传热、短时间尺度内钻孔壁面与土壤的传热、换热管之间的稳态热传递。其中前两个热扰的求解采用的是有限差分的数值解法,第三个热扰采用解析法求解。其中主要的土壤热物性参数设置如表 2 所示。土壤初始温度按照比当地年平均气温高 2℃ 进行设置,不同城市的年平均气温和土壤初始温度如表 3 所示。

表 2 地埋管换热器参数设置

土壤导热系数	1.4W/(m·K)
土壤热扩散率	0.00143m ² /h
土壤密度	1857kg/m ³
土壤比热	1.61kJ/(kg·K)
钻井半径	0.1m
换热管直径	32mm

表 3 不同城市的年平均气温和土壤初始温度

城市	沈阳	北京	上海
年平均气温/℃	8.56	12.65	16.69
土壤初始温度/℃	10.56	14.65	18.69

空气-水换热器采用稳态的效能-传热单元数模型,叉流换热器的效能和传热单元数定义式如下:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(-\frac{C_w \cdot m_w}{C_a \cdot m_a}\right) NTU^{0.22}\right] \cdot (\exp[\exp\left[-\frac{C_a \cdot m_a}{C_w \cdot m_w} NTU^{0.78}\right] - 1)] \quad (1)$$

$$NTU = \frac{kA}{C_a \cdot m_a} \quad (2)$$

式中, C_a 为空气的比热容 (1.01kJ/(kg·K)); m_a 为空气的质量流量 (kg/s)。 C_w 为水的比热容 (4.19kJ/(kg·K)); m_w 为水的质量流量 (kg/s)。

用于新风预冷和预热的地埋管换热器的数量和空气-水换热器按照最大新风量进行设计。风侧换热温差按照 5℃ 设计,处理 10000 m³/h 的新风的换热量 16.8kW。地埋管换热器采用单 U 竖直埋管,每延米换热量按照 30~50W 设计,需要 5 口井,井深 100m。根据空气-水换热器的样本,空气-水换热器的设计风量 10000m³/h,设计水流量 3.5m³/h,传热能力 $kA=4500W/K$,设计工况下该空气-水换热器的效能是 0.59。

当运行最小新风量时,考虑由于空气流速降低导致的空气-水换热器传热能力降低,假设该空调系统在夏季和冬季运行最小新风量时,空气-水换热器的传热能力是设计传热能力的 0.8。在运行最小新风量时,通过风冷换热器和地埋管的循环水流量对应的降低,地埋管换热器运行数量减小到 1 口井,参数设置如表 4 所示。

表 4 新风处理系统的设计和运行参数

	设计参数	最小新风量运行参数
新风量	10000 m ³ /h	2000m ³ /h
循环水流量	3.5m ³ /h	0.7m ³ /h
地埋管换热器运行数量	5 口井	1 口井
空气-水换热器传热能力	$kA=4500W/K$	$kA=3600W/K$

2.2 评价指标

夏季当室外空气的焓值高于回风焓值时,空调系统运行最小新风量模式,新风冷负荷 Q_{CL} 的计算如式 (3),此种情况下,新风经过空气-水换热器被预冷的换热量 Q_{Cl} 计算如式 (4) 所示。

$$Q_{CL} = \frac{2000 \cdot \rho}{3600} (h_w - h_N) \quad (3)$$

$$Q_{Cl} = C_a \cdot \frac{2000 \cdot \rho}{3600} \cdot (T_{ai} - T_{ao}) \quad (4)$$

式中, ρ 为空气密度,取值 1.2kg/m³; h_w 为室外空气的比焓; h_N 为回风的比焓; T_{ai} , T_{ao} 分别为空气-水换热器进口和出口新风的温度。

夏季当室外空气的焓值小于回风焓值时,空调系统运行最大新风量模式,新风冷负荷为零,此种

情况下, 新风经过空气-水换热器被预冷的换热量 Q_{C2} 用于承担室内冷负荷, 计算如式 (5) 所示,

$$Q_{C2} = C_a \cdot \frac{10000 \cdot p}{3600} \cdot (T_{ai} - T_{ao}) \quad (5)$$

冬季为了降低新风热负荷, 空调系统运行最小新风量模式, 新风热负荷的计算式如式 (6) 所示, 此种情况下, 新风经过空气-水换热器被预热的换热量 Q_H 计算如式 (7) 所示。

$$Q_{HL} = C_a \cdot \frac{2000 \cdot p}{3600} \cdot (T_N - T_w) \quad (6)$$

$$Q_H C_a \cdot \frac{2000 \cdot p}{3600} \cdot (T_{ao} - T_{ai}) \quad (7)$$

式中, T_N 为冬季空调室内设计温度, 取值 20°C 。

利用浅表层地热能对新风进行预冷和预热的全年累积换热量占全年累积总新风负荷的比例 $Ratio$ 计算如式 (8) 所示。

$$Ratio = \frac{\int Q_{C1} + \int Q_{C2} + \int Q_H}{\int Q_{CL} + \int Q_{HL}} \quad (8)$$

从地埋管换热器到空气-水换热器的循环水泵的功率计算为:

$$W_p = \frac{m_w \cdot g \cdot (H_g + H_a + H_L)}{\eta_w} \quad (9)$$

式中, W_p 为循环水泵的功率; H_g 为地源侧的循环阻力, 4m 水柱; H_a 为空气-水换热器的盘管水阻力, 4m 水柱; H_L 为地源侧到空气-水换热器的管路循环阻力, 2 米水柱; η_w 为水泵的效率, 取值 0.65。

空气-水换热器的盘管风侧阻力导致的空调送风机的附加功率为:

$$W_F = \frac{m_F \cdot P}{3600 \eta_f} \quad (10)$$

式中, W_F 为送风机的附加功率; m_F 为经过空气-水换热器的新风量; P 为空气-水换热器的风阻, 取值 $120\text{Pa}^{[10]}$; η_f 为风机的效率, 取值 0.65。

利用浅表层地热能对新风进行预冷预热的综合能效比 COP , 可以表示为新风被预冷或预热的累积换热量与累积耗功的比值。

$$COP = \frac{\int Q}{\int W_p + \int W_F} \quad (11)$$

式中, Q 为新风经过空气-水换热器被预冷或预热的换热量。

3 结果与讨论

3.1 最小新风量和最大新风量运行模式

在夏季空调期, 空调系统运行在最大新风量和最小新风量模式下的小时数分布如图 2 所示。沈阳地处严寒地区, 空调期较短, 空调系统运行在最大

新风量模式下的比例相对较大。上海地区地处夏热冬冷地区, 而且空气湿度较大, 室外空气的焓值在大部分时候高于回风焓值, 空调系统运行在最小新风量模式下的时间约占 90% 以上。北京地区夏季空调系统大约有 20% 的时间运行最大新风量模式。总体上, 三个城市空调系统在炎热夏季运行最小新风量模式的时间比例远大于运行最大新风量模式的时间比例。在冬季采暖期, 为了降低新风热负荷, 节约空调系统能耗, 空调系统只运行在最小新风量模式。

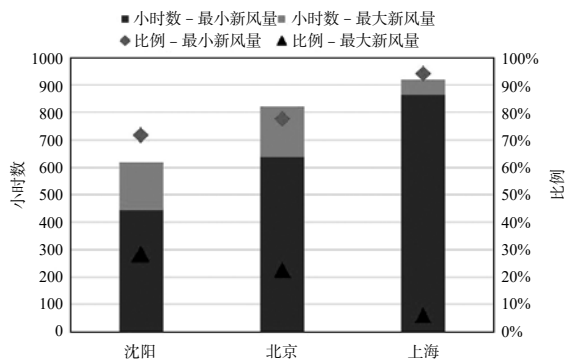


图 2 夏季空调系统运行在最大新风量和最小新风量模式下的小时数分布

3.2 新风处理系统的运行效果

空调期, 新风预冷的累积换热量和冷却能效比如图 3 所示。

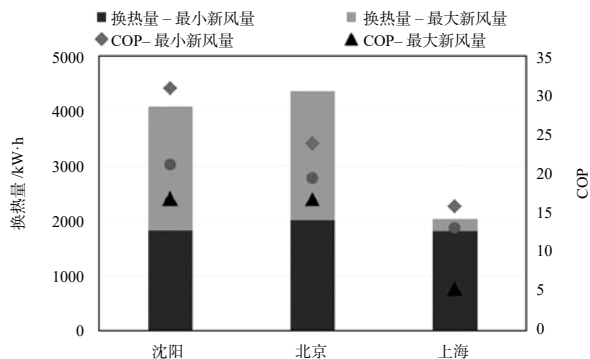


图 3 夏季新风预冷的累积换热量和冷却能效比

从总换热量来看, 北京地区新风获得的冷量最大, 上海地区最小, 沈阳地区略低于北京地区。上海地区的空调时间虽然比较长, 但是由于大部分时间空调系统都处于最小新风量运行模式下, 被冷却的空气量相对较少, 另一方面, 由于上海地区的土壤温度相对较高, 新风与土壤的平均换热温差相对较低, 因此上海地区新风通过空气-水换热器从土壤获得的冷量相对较少, 新风冷却能效比 COP 也

相对较低。从新风冷却的能效比来看,当室外空气的焓值低于回风焓值,空调系统运行在最大新风量模式下时,新风冷却能效比 COP 相对较低,在上海地区,运行最大新风量时的 COP 约 5.35,该系统能效比相比传统的冷水水系统依然不算低,而且全新风运行的时间较短,对该新风处理系统的全年效果影响不大。

冬季供热时,空调系统处于最小新风量运行模式下,冬季新风预热的整体效果如图 4 所示。沈阳地区冬季供暖时间较长,预热量最大,上海地区冬季供暖时间较短,换热量也较少。另外,从预热能效比来看,三个地区新风预热的能效比相差不大,维持在较高的水平, COP 基本在 20 以上。由于模拟的是办公建筑的作息,空调系统在白天运行,白天室外空气温度相对较高,在供热的末期,有少量时刻存在室外空气的温度略高于土壤温度的情形,但这样的时间较短,而且从土壤取热的能耗非常低,因此对新风预热的整体效果影响不大,如果在实际工程中这样的情形较多时应考虑通过监测埋管换热器水温与室外空气温度情况对新风预热系统进行控制。

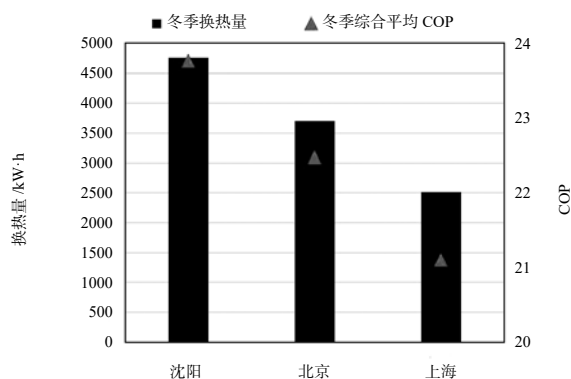


图 4 冬季新风预热的累积换热量和冷却能效比

该空调系统全年采用浅表层地热能进行新风预冷和预热的整体换热效果如图 5 所示。该新风预处理系统在沈阳、北京和上海运行的总累积新风负荷分别是 23859kW·h、15293kW·h、8085kW·h,利用浅表层地热能处理的新风负荷占总累积新风负荷的比例分别是 33.3%、40.1% 和 26%。北京地区利用浅表层地热能处理的新风负荷比例比上海和沈阳地区大。新风处理的全年平均能效比如图 6 所示, COP 在 15~30 之间,是采用高品位空调冷热水进行新风处理能效比的 3 倍以上。因此,在实际工程中,优先采用浅表层地热能等自然能源对新风进行预冷预热,处理低品位的新风负荷,对提高新风处理能效比,降低空调系统能耗具有重要意义。

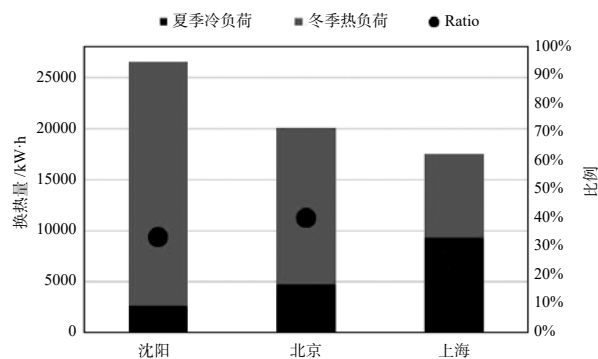


图 5 利用浅表层地热能处理新风的年累积换热量占总累积新风负荷的比例

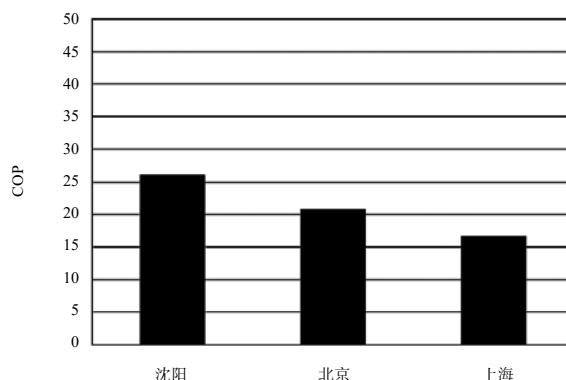


图 6 利用浅表层地热能处理新风的年平均能效比

4 总结

针对目前新风处理能耗较高的问题,本文对三个地源热泵应用较为广泛的地区采用埋管换热器制取低品位的冷热水直接用于新风预冷预热的节能效果开展了研究。以一个空气处理流量为 10000m³/h,新风比为 20% 的办公建筑空调系统为例,详细论述了采用浅表层地热能对新风进行预冷预热的做法在不同地区的节能效果。

利用埋管换热器耦合空气-水换热器提取浅表层地热能处理低品位新风负荷是一种高效的新风处理方式,沈阳、北京和上海全年处理的新风负荷分别占全年累积新风负荷的 33.3%、40.1% 和 26%,三个城市夏季新风预冷的综合能效比 COP 为 15~30,冬季综合能效比 COP 21~23,全年新风处理的综合能效比 COP 约 16~26。

在实际工程中,优先采用浅表层地热能等自然能源对新风进行预冷预热,处理低品位新风负荷,能够提高新风处理能效,将其与传统的空气处理系统相结合能够实现新风负荷的分级处理,降低空调系统能耗。

参考文献

- [1] 刘纯青, 徐玉党. 夏热冬冷地区新风能耗分析 [J]. 制冷与空调, 2005, 5(5):54-57.
- [2] 徐伟, 吕燕捷, 孙德宇. 超低能耗建筑新风系统不同运行策略下新风热负荷计算 [J]. 建筑科学, 2016, 32(4):10-13.
- [3] 次晋芳. 板翅式全热交换器在不同地区的适用性分析 [D]. 上海: 东华大学, 2005.
- [4] 王昭俊, 薛庆雯, 余志义, 吉玉辰. 严寒地区被动式超低能耗住宅新风机组换热效率测试与分析 [J]. 建筑科学, 2017, 33(6):21-25.
- [5] 赵丽. 严寒地区新风系统冬季热回收方案比较 [J]. 暖通空调, 2013, 43(12):117-120.
- [6] 李元旦, 张旭. 土壤源热泵的国内外研究和应用现状及展望 [J]. 发电与空调, 2002, 23(85):4-7.
- [7] 杨树彪, 周念清. 中国地源热泵发展历程分析 [J]. 上海国土资源, 2017, 38(3):57-59.
- [8] 李先庭, 沈翀, 王宝龙, 石文星. 降低空调系统能耗的显热负荷分级构想 [J]. 建筑技术开发, 2016, 43(10):16-20.
- [9] U.o.W.-M. Solar Energy Laboratory, TRNSYS 17 User Manual, Madison, 2004.
- [10] 高强, 王秋旺, 王家贵. 正弦波纹翅片表冷器的传热及阻力特性实验研究 [J]. 制冷学报, 2007, 28(5):1-5.

基于人行为模型的住宅小区冷负荷模拟方法研究

安晶晶¹, 燕 达¹, 洪天真², 孙开宇², 刘 烨¹

(1. 清华大学建筑节能研究中心, 北京 100086; 2. 劳伦斯伯克利国家实验室建筑技术与城市系统部)

[摘 要] 近年来, 我国的区域供冷系统在城市住宅小区中得以广泛应用。大多数系统存在选型偏大的现象, 初投资浪费、系统运行效率低, 造成能源的浪费。因此, 准确预测区域建筑的冷负荷是应用区域供冷系统亟待解决关键问题之一。现在常用区域供冷设计中常采用负荷模拟算法均对人为做了简化处理, 不能全面反映不同用户由于人为造成的负荷差异性, 可能造成系统负荷的不合理估计。为了探究人为对于住宅小区尖峰负荷、总负荷等方面的影响程度, 本文基于实测和问卷调研数据对武汉市某住宅小区建立 DeST 模型并展开模拟, 对比了采用详细的人行为模型与全时间全空间模型、固定作息模型的模拟结果, 及实测结果的冷负荷差异, 结果表明过于简化的人行为模型会造成系统尖峰负荷和总负荷的过大估计, 考虑人为差异的模型更贴近实际测试结果。本研究也对此方法在住宅小区冷负荷模拟应用展开了探讨。

[关键词] 人为; 住宅小区负荷; DeST; 冷负荷; 设备选型

0 引言

住宅建筑的能耗在全世界领域的能耗中的占比较大。2006 年, 美国住宅领域的建筑能耗占全体一次能源的 20% 以上^[1]。欧盟的北部住宅能耗占总能耗的 30% 左右^[2]。在 2022 年, 中国建筑领域的能耗预计达到总能耗的 35%, 暖通空调能耗占全体住宅能耗的百分 65%^[3]。因此, 近年来越来越多的学者关注到住宅建筑节能, 研发出一系列降低能耗的技术措施, 如区域能源系统, 分布式能源, 基于地/水热泵、冰蓄冷的区域供冷等^[4-6]。这些技术采用集中供冷系统同时为一个区域或城市的多栋建筑供应冷/热量。与分散的空调设备(如分体空调)相比, 它们或采用的具有更高效率的大容量机组, 或利用可再生能源如地下水提高冷机效率, 或实现多种能源的优化利用, 从而实现高能效和低能耗的目的。为了更好的利用这些技术, 我们需要更加准确的预测区域建筑中用户的冷热量需求。

与单户住宅或单栋楼相比, 一个住宅小区通常包含成百上千户不同需求的住户。不同住户的负荷曲线在时间上和空间上存在较大差异。Brounen 等人^[7]调研了 305001 个住宅在 2008~2009 年的用能情况, 其年能耗存在的较大差异证明了这种差异性的普遍存在。Weissmann 等人^[4]采用两栋楼的负荷曲线来表征不同住户负荷的差异性以及其对集中供冷系统的负荷尖峰的削峰作用。Fonseca 和 Schlueter^[8]强调了理解区域系统内用户负荷时间上和空调上的差异性对于设备选型和控制策略应用的重要性。近年来, 越来越多学者认识到人为的多样性和随机性是造

成不同用户负荷差异的关键因素之一。李兆坚等人^[9]调研了北京市一栋住宅楼内 25 户住宅, 发现其供冷季空调电耗变化范围较大, 从 0 到 15kW·h/m², 证明夏季空调用量的差异不仅受到天气和空调系统类型的影响, 更多受到人为差异的影响。周欣等人^[10]通过模拟手段分析了在住宅建筑中人员开空调模式对空调能耗的影响, 结果表明不同的空调使用模式可以造成数十倍的空调电量影响。

现在区域供冷设计中常采用两种负荷模拟算法。一种是全时间全空间的模拟算法, 即认为气象是最主要的影响因素, 建筑室内发热量对负荷的影响较小, 假设其为恒定值且不随时间和空间变化, 而所有房间的空调均保持持续开启。随着动态模拟工具的发展, 很多学者认识到人为的作用, 因此提出采用实测调研的人员、灯光、设备获得的作息用于区域建筑的负荷模拟当中。简毅文^[11]在北京住宅开展了大量调研测试, 并提炼出典型几类可应用于模拟计算的作息曲线。但这种作息为预先设定的固定作息, 如人员早晨 8 点离家, 下午 6 点到家, 不受室内外环境的变化和随机因素的影响。而且通常为了简化计算便于工程应用, 每类作息只简化为有限的几条曲线。因此, 这两种方法不能全面反应不同用户由于人为造成的负荷差异性, 可能造成系统尖峰负荷和总负荷的过大估计。

因此, 本文提出一套基于随机人为模型的区域住宅负荷模拟算法, 此方法细致地考虑了不同住户人为的模式差异和随机差异, 基于大量用户问卷调研得到的典型人为模式和概率分布为各户确定该户的人为模型参数。本文将此方法应用于武汉某住宅小区, 通过对比采用详细的人为模型与全时间全空间模型、固定作息模型的模拟结果, 及

收稿日期: 2018-06-19

作者简介: 安晶晶(1992—), 主要研究方向为建筑能耗模拟、人为、DeST。

实测结果的冷负荷差异,探究人行为对于住宅小区尖峰负荷、总负荷等方面的影响程度,校验本方法的准确性。最后,本文探讨此方法在区域供冷系统设备选型等方面的应用性。

1 研究方法

1.1 随机人行为方法介绍

本研究采用自下而上模型来计算整个小区的冷负荷如图 1 所示,主要考虑了六个主要因素的影响:住宅类型,人员位移、空调设定温度、照明开启模式、窗户开启模式和空调开启模式。人员位移主要受到人数和移动方式的影响,采用事件和马尔科夫矩阵模拟得到^[15-17]。采用不同的概率模式表示不同人员用能行为的模式^[18-19]。根据实际调研测试结果,可以知道各影响参数的比例,假设各影响因素相对独立,通过随机采样的方式为整个小区内所有住宅指派对应的参数。采用详细的人行为模型和建筑能耗模拟软件,可以计算得到每个住宅在各时刻人员位移、人行为以及冷负荷,通过加和得到整个住宅区域的逐时冷负荷。因此,此模型可以体现不同户人行为的模式差异和随机差异,这是本模型与传统能耗模拟方法相比最大的创新之处。

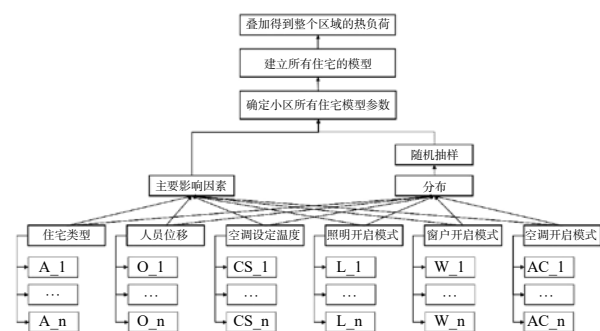


图 1 住宅区域热负荷模拟的自上而下方法

本文采用清华大学自主研发的建筑能耗模型软件 DeST 作为模拟工具^[12],此软件现已集成人员位移和包括照明人行为、空调开启行为和窗户开启行为在内的人行为模型^[13]。建筑能耗模型建立于原有 DeST 环境中,关于人员位移和人行为相关信息储存在额外的 SQLite 数据库。考虑到计算精度和运算时间,本研究采用 10min 作为时间步长。

1.2 案例小区介绍

案例调研的小区位于湖北省武汉市,建于 2009 年,包含 5 栋 21 层的住宅楼,总建筑面积超过 5 万平方米。整个小区包含 414 户,主要包含 7 类不同住宅面积、朝向、分区等的户型,空置率为 11%。

小区采用集中空调系统为整个小区提供 24 小时连续供应的冷/热量,冷源为 2 台额定冷量为

633kW 输入功率为 112kW 和 1 台额定冷量为 928kW 输入功率为 156kW 的水源热泵,控制策略为台数控制。有 4 台定频的冷冻水泵。因此,通过改变冷冻水泵开启的台数和旁通阀开关状态可以调整系统供冷量。空调末端为可以调节开关的风机盘管。小区空调收费方式为根据实际用量收费,因此可以假设用户空调用量等于用户的实际需求。

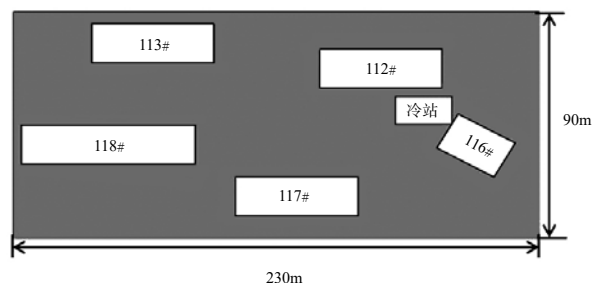


图 2 案例区域的示意图 (5 栋楼和 1 个集中供冷站)

1.3 模拟计算

为了探究人行为对于住宅小区尖峰负荷、总负荷等方面的影响程度,并且验证本文提出的随机人行为方法的准确性,本文对该小区建立模型并展开模拟,对比了随机人行为方法与全时间全空间方法、固定作息方法的模拟结果,及实测结果的冷负荷差异。模拟分析的技术路线如图 3 所示。

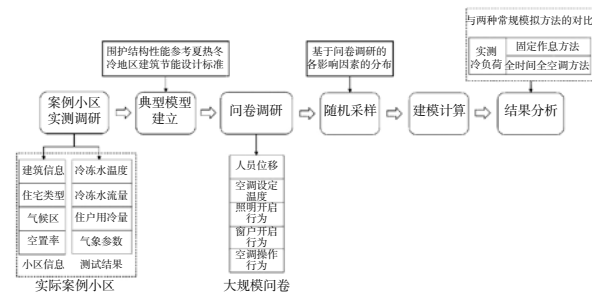


图 3 技术路线图

基于调研测试获取的案例小区的建筑信息,包括住宅数量,住宅类型,气象参数和空置率等,建立住宅小区的能耗模型。由于这个小区建于 2009 年,围护结构性能采用夏热冬冷地区建筑节能设计标准 2001 版^[14]的相关参数。

基于 2013 年夏季清华大学建筑节能研究中心在成都地区(同案例小区同处夏热冬冷地区)调研获得的 400 余份人行为问卷,归纳总结出人员位移和各类人员用能行为的模式和比例,确定各模式对应的模型参数。本案例中共采用了 6 种人员位移模式,每类人员用能行为包含 4 或 5 种典型人行为模式。基于问卷调查结果采用随机采样的方式为小区中各户确定人员位移模式和人行为模式。

为了评估和验证随机人行为方法的准确性，我们将此方法模拟结果与两种常规算法，即全时间全空调开启方法和固定作息方法，及测试结果进行对比。随机人行为方法主要基于随机的人员位移和人行为模型。全时间全空间方法假设所有房间所有时刻都有人，且室内发热量恒定，通风换气次数为 1 次每小时，空调保持开启状态，输入参数参考夏热冬冷地区建筑节能设计标准 2001 版。固定作息方法考虑到室内发热量、通风、空调作息等时间上差异性，因此采用简毅文^[1]提出的参考作息作为输入条件。三种模拟算法的输入条件汇总在表 1。

2 新方法的实测检验与实际应用

为了验证本文提出的随机人行为方法的有效性，本文对比了采用随机人行为方法与全时间全空间模型、固定作息方法的模拟结果，及实测结果的冷负荷差异，主要从区域总冷量、尖峰负荷、负荷分布、典型负荷曲线和各户供冷季总用冷量的分布五个方面展开对比。模拟计算的结果被整理为与实测相同的时间步长（5min）和周期（7 月 5 日早晨 9 点至 8 月 31 日晚上 24 点）。最后，探讨了此方法在区域供冷系统中设备选型的应用性。

2.1 区域总冷量对比检验

图 4 为三种对人行行为不同假设的模拟算法和实测得到的区域总冷量的对比结果。可以看出考虑人行为差异的方法模拟得到的结果与实测值较为接近，误差为 -7%。固定作息方法根据实测调研结果将所有住户的人行为简化为一种最为常见的固定作息，总冷量的模拟结果和实测结果的差异仅为 4%，也可以较好的反映区域的实际总冷量。由于我国住宅中空调、照明、设备等主要采用部分时间部分空间的使用模式，与欧美全时间全空间的使用方式有较大差异，全时间全空间方法过大的估计了区域的总冷量。

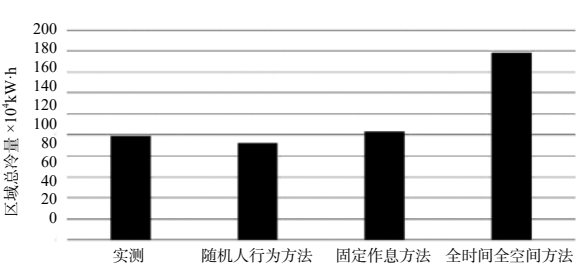


图 4 三种模拟算法和测试结果的区域总冷量对比
（7 月 5 日 ~8 月 31 日）

2.2 区域尖峰负荷对比检验

根据图 5 所示结果，考虑人行为差异的方法具有明显的优越性，模拟与实测结果相比误差仅为 9%。由于两种常规模拟方法不能体现人行为的随机性和模式差异，其计算结果不尽如人意，误差分别为 151% 和 55%。固定作息方法比全时间全空间方法的误差更大。主要是因为固定作息方法中，所有用户采用相同的作息而不是一直开启的作息，因此在所有用户同时开启空调时就会出现一个较大的尖峰负荷来消除墙体和空气蓄热的影响。而全时间全空间方法假设所有用户一直开启空调，因此其计算的尖峰负荷要大于实测结果但是仍然比固定作息方法要小。

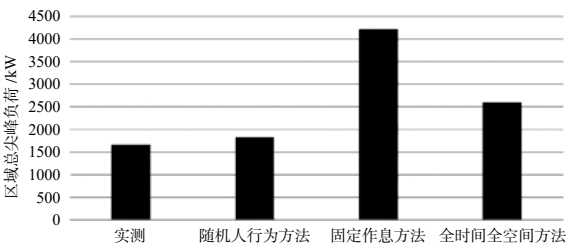


图 5 三种模拟算法和测试结果的区域总尖峰负荷对比
（7 月 5 日 ~8 月 31 日）

表 1 三种模拟算法的模型输入条件

输入参数	随机人行为方法	全时间全空间方法	固定作息方法
建筑外形	实际住宅小区建筑		
空置率	11%		
围护结构性能	参考 2001 年建筑设计节能标准		
气象参数	2013 年实际气象参数		
人员位移作息	人员移动模型	全时间全空间恒定的室内发热量，照明发热密度为 0.0141 kW·h/m²，人员和设备的发热密度为 4.3W/m²	不同房间根据实测调研采用不同的人行为、照明和设备的最大发热密度，固定作息
照明开启行为	开灯人行为模型		
设备使用行为	为每种人员位移设定固定设备开启作息		
空调设定温度	24、25、26、27℃	26℃	
空调使用行为	空调开启人行为模型	一直开启	各房间采用不同的固定作息，空调启动温度为 29℃
窗户开启行为	窗户开启人行为模型	一直开启，换气次数为 1ACH	动态变化，换气次数为 0.5 至 1 ACH
空调房间	除厨房、卫生间和走廊外的主要房间		

2.3 区域负荷分布对比检验

所有模拟的负荷分布均与实测结果有较大差别, 主要原因在于测试的冷量数据是冷机的供应量, 而冷机的供冷量主要受到冷机台数和对应的冷冻水泵台数的控制, 因此, 冷机的供冷量是阶梯式变化而不是连续供应的。从图 6 中可以看出, 供冷量主要集中在一些特定值, 如 400kW, 800kW, 1600kW。而三种模拟方法得到的结果均是连续变化的数值, 因此和实测结果差距较大。尽管如此, 考虑人行为差异的方法模拟得到的结果与实测结果最为接近, 因为大多数情况下整个区域的负荷均分布在 700~800kW 的范围内, 仅有 20% 的数据大于 1000kW, 这符合实测结果的一些特性。然而, 固定作息方法模拟的结果偏大 (大于 1600kW) 或偏小 (0kW), 而全时间全空间方法模拟的结果严重偏大, 有 30% 的数据大于 1600kW, 这两种常规算法的结果与实测结果存在明显偏差。

2.4 区域负荷曲线对比检验

我们选取其中一周的数据作为示例展示三种模拟算法和实测数据的对比结果。从下图可以看出, 整个区域的负荷曲线在上午相对较低, 在住户下班

回家后开始上涨, 直到晚上睡觉曲线趋于平稳。因此, 我们可以推测出此小区的大多数住户早晨离家上班、上学等, 有一部分住户中午回家后不再外出, 大多数住户在夜间均待在家中。不同住户回家的时间不一致, 开空调的习惯也有差别, 因此各户的空调尖峰负荷出现的时刻不同, 由于这种差异性的存在, 整个小区的尖峰负荷要小于两种常规算法的计算结果, 而考虑人行为差异的方法很好的表征了不同用户负荷的差异性。全时间全空间方法假设整个小区全时间全空间的开启空调, 区域的负荷曲线主要受到室外气象参数的影响, 尖峰负荷出现在中下午 12:00~15:00, 即一天中最热的时候, 因此区域负荷的尖峰值和总量均大于实测结果。固定作息方法认为所有住户白天不开空调, 晚上同时到家后立即开启空调, 由于空调需要消除整个白天积蓄在墙体、家具和空气中的蓄热, 因此整个区域会出现一个较大的尖峰负荷, 之后负荷曲线开始下降, 直到住户睡前回到卧室同时打开卧室空调时, 又会出现另一个尖峰负荷。因此, 固定作息方法模拟的尖峰值要大于全时间全空间方法, 但总量和实测结果差别不大。

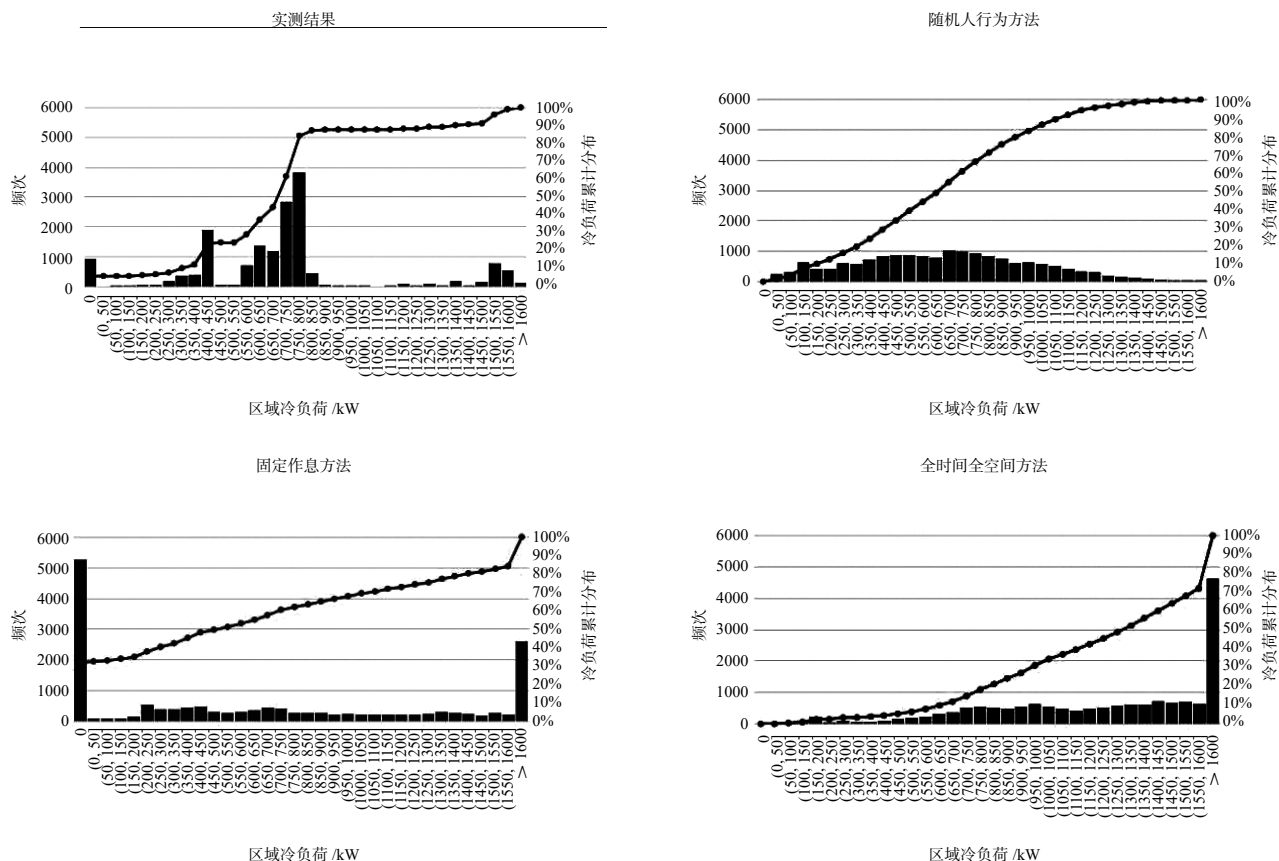


图 6 三种模拟算法和测试结果的区域负荷分布对比 (7 月 5 日 - 8 月 31 日)

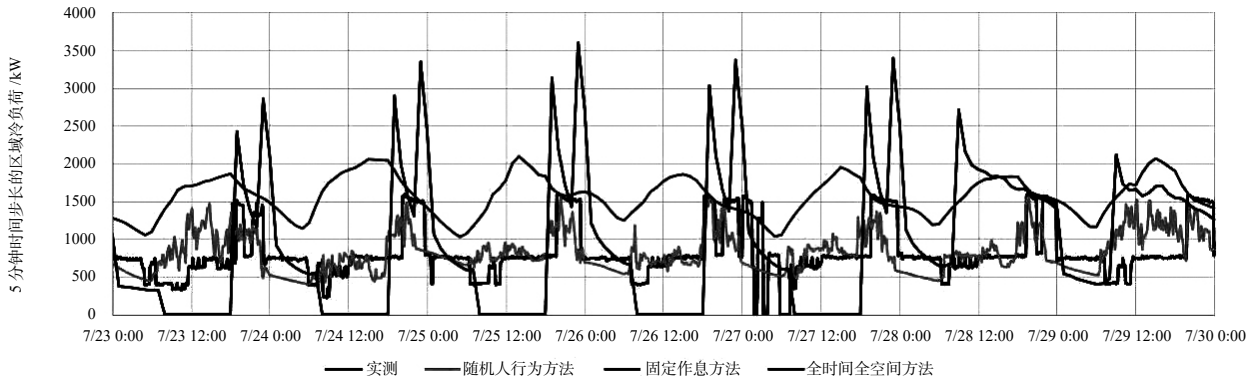


图 7 三种模拟算法和测试结果的一周区域负荷曲线对比

2.5 各户供冷季总用冷量分布

分别统计各户在 7、8 月的总用冷量分布, 对比结果如下图所示。X 轴表示不同的住宅, Y 轴表示对应所有住宅在 7、8 月的总用冷量的累计值。可以看出, 考虑人行为差异的方法预测的分布情况与实测结果非常接近。然而实测小区用户的供冷季总用冷量最大值为 $8000\text{kW}\cdot\text{h}$, 高于随机人行为方法的模拟结果, 主要是因为此方法仅考虑了最常见的几种行为模式, 而且每次计算各住户的行为模式均是随机采样设定, 因此, 最耗能的住户可能不在模拟设定的算例中。两种常规算法假设所有住户的使用方式一致, 因此, 相同户型的住宅空调总用冷量相同。全时间全空间方法假设所有房间都开启空调, 因此不同户型的影响较大。固定作息方法认为只有有人的卧室和客厅会开启空调, 因此户型对总用冷量的影响较小。

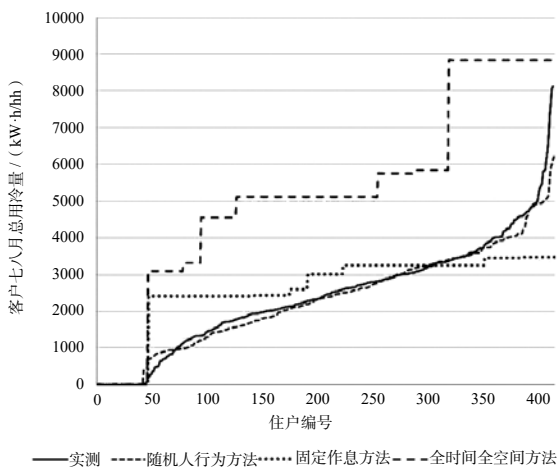


图 8 三种模拟算法和测试结果的各户供冷季总用冷量分布 (7 月和 8 月)

2.6 新方法的实际应用

本研究提出的随机人行为方法可应用于区域供冷系统的空调设备选型, 尤其是根据尖峰负荷确定设备的最大容量, 根据负荷分布确定设备的搭配。以上述案例小区为例, 实际冷机装机容量为 2194kW , 而实测的系统尖峰负荷为 1678kW , 存在 31% 的设备冗余。下面分别采用全时间全空间方法和随机人行为方法进行模拟计算, 并确定冷机的容量。由于设备选型阶段位于建筑设计阶段, 因此应该假设小区的空置率为 0, 使用典型气象年的气象参数进行模拟计算。如表 2 所示, 全时间全空间方法模拟得到的结果与实际装机容量非常接近, 采用全时间全空间方法进行设备选型会导致本案例出现的设备冗余现象。本文提出随机人行为方法与实际测试的尖峰值误差仅为 9%, 更符合实际运行情况。因此, 如果在实际工程中使用随机人行为方法可以避免设备选型过大, 降低初投资, 实现设备高效率设备运行。

表 2 模拟算法和测试结果的尖峰负荷与实际设备容量的对比分析

编号	物理量	尖峰冷负荷 / kW
1	实际冷机装机容量	2194
2	实测系统负荷尖峰值	1678
3	全时间全空间方法模拟值	2113
4	随机人行为方法模拟值	1835

3 结论

本文提出了一套基于随机人行为模型的区域住宅负荷模拟算法, 并将此方法应用于武汉某住宅小区, 通过对比此方法模拟结果, 全时间全空间方法、固定作息方法的模拟结果, 和实测结果的冷负荷差异, 对人行为的影响程度、本方法的准确性和实际应用进行了分析, 主要得到以下结论:

(1) 人行为相关的假设对区域负荷预测结果影

响较大。考虑不同住户人行为的随机性和模式差异可以获得更为合理的区域负荷预测结果。使用过于简化的人行为模型开展区域建筑负荷模型,会导致不合理的负荷模拟结果。对于全时间全空间的人行为假设,模拟的总能耗和尖峰负荷均严重偏大,也无法体现整体负荷的波动性;对于固定作息的人行为假设,忽略了不同户人行为的随机性,由于作息来源于实际调研结果,系统的总能耗与真实情况较为接近,但在区域负荷的逐时变化与实测值有较大差别;

(2) 采用随机人行为方法进行设计阶段的设备选型和搭配、运行策略等,可以获得更合理的结果,避免设备选型过大,降低初投资,实现设备高效率设备运行;

(3) 由于人行为的模拟计算较为复杂,需要更详细的人行为模型输入条件,模拟结果依赖于操作者的能力,如何在区域负荷模拟中合理且正确的应用人行为是一个亟待被解决的问题。因此,未来工作需要提出简化随机人行为方法用于实际工程应用,以及扩展此方法在公共建筑区域或混合建筑区域的应用。

参考文献

- [1] Reid Ewing, Fang Rong. The impact of urban form on U.S. residential energy use[J]. Housing Policy Debate, 2008, 19(1):1-30.
- [2] Santin O G, Itard L, Visscher H. The effect of occupancy and building characteristics on energy use for space and water heating in Dutch residential stock[J]. Energy & Buildings, 2009, 41(11):1223-1232.
- [3] Lama J C, Wana K K W, Tsanga C L, et al. Building energy efficiency in different climates[J]. Energy Conversion & Management, 2008, 49(8):2354-2366.
- [4] Weissmann C, Hong T, Graubner C A. Analysis of heating load diversity in German residential districts and implications for the application in district heating systems[J]. Energy & Buildings, 2017, 139:302-313.
- [8] Chow T T, Au W H, Yau R, et al. Applying district-cooling technology in Hong Kong[J]. Applied Energy, 2004, 79(3):275-289.
- [6] Rezaie B, Rosen M A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements[J]. Applied Energy, 2012, 93(93):2-10.
- [7] Dirk Brounen, Nils Kok, John M. Quigley. Residential energy use and conservation: Economics and demographics[J]. European Economic Review, 2012, 56(5):931-945.
- [8] Fonseca J A, Schlueter A. Integrated model for characterization of spatiotemporal building energy consumption patterns in neighborhoods and city districts[J]. Applied Energy, 2015, 142(15 March 2015):247-265.
- [9] 李兆坚, 江亿, 魏庆芃. 北京市某住宅楼夏季空调能耗调查分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(4):46-51.
- [10] Zhou X, Yan D, Feng X, et al. Influence of household air-conditioning use modes on the energy performance of residential district cooling systems[J]. Building Simulation, 2016, 9(4):429-441.
- [11] 简毅文. 住宅热性能评价方法的研究[D]. 清华大学, 2003.
- [12] Yan D, Xia J, Tang W, et al. DeST — An integrated building simulation toolkit Part I: Fundamentals[J]. Building Simulation, 2008, 1(2):95-110.
- [13] Feng X, Yan D, Hong T. Simulation of occupancy in buildings[J]. Energy & Buildings, 2015, 87:348-359.
- [14] JGJ1342001 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准[M]. 中国建筑工业出版社, 2001.
- [15] Wang C, Yan D. A novel approach for building occupancy simulation[J]. Building Simulation, 2011, 4(2):149-167.
- [16] Chen Y, Hong T, Luo X. An agent-based stochastic Occupancy Simulator[J]. Building Simulation, 2017, 11(1):1-13.
- [17] Ahn K U, Kim D W, Park C S, et al. Predictability of occupant presence and performance gap in building energy simulation[J]. Applied Energy, 2017.
- [18] Ren X, Yan D, Wang C. Air-conditioning usage conditional probability model for residential buildings[J]. Building & Environment, 2014, 81(7):172-182.
- [19] Yan D, O'Brien W, Hong T, et al. Occupant behavior modeling for building performance simulation: Current state and future challenges[J]. Energy & Buildings, 2015, 107:264-278.

嵌管式外墙夏季传热效果的影响因素分析与优化

姜思航, 沈 翀, 李先庭

(清华大学, 北京 100084)

[摘 要] 嵌管式外墙将换热管件嵌入墙体以调节温度, 现有的初步研究表明它可在夏季利用冷却塔等自然冷源大幅降低建筑冷负荷。但目前鲜有针对其热工性能影响因素的研究, 布管方式也有待优化。本文针对嵌管式墙体和传统墙体建立了数值计算模型, 研究了自然冷热源温度和室外温度等外界因素对该类墙体热工性能的影响, 并基于能耗分析优化了布管位置。结果表明, 嵌管墙的内外壁传热量、嵌管处传热量与室外气温、进口水温 and 太阳辐射存在高度线性关系。拟合公式后发现水温是影响内壁热流的主要因素。嵌管墙推荐采用外保温, 此时当水温明显低于室温时, 嵌管应当尽量靠近室内壁面布置, 以避免引起过多的室外壁面传热。当水温明显高于室温时, 嵌管应尽量靠近室外壁面布置。

[关键词] 自然能源; 嵌管式墙体; 数值模拟; 冷负荷; 建筑节能

0 引言

墙体等非透光围护结构在传统建筑中所占的面积比例较大, 其负荷是建筑负荷的重要组成部分。改善其保温性能是降低非透光围护结构能耗的主流途径, 但这种途径可能不利于建筑在夏季较凉天气和过渡季的自然冷却作用, 因为在周围环境空气温度较低时, 过度的隔热将减弱自然空气的免费供冷潜力。张晓亮和江亿等^[1]通过建筑能耗模拟软件 DeST 分析了墙体保温性能对房间供热空调负荷的影响, 认为不能盲目地通过增加保温层厚度来达到节能的效果, 保温的效果在冷负荷较高的地区并不显著。因此, 目前亟需保温以外的节能措施。

自然环境蕴含了多种多样的冷源, 其中有部分冷源的温度在夏季部分时间低于围护结构温度, 因此利用自然冷源降低建筑围护结构冷负荷的方式日益受到重视。例如, 近年来出现了通过在建筑外墙中埋设水管来减少透过墙体的传热量的做法^[2], 学者们对其展开了初步研究。Xu^[3]等提出了在墙体和屋顶埋设水管的做法, 这种做法可充分利用自然环境低品位冷热源, 并研究了相关传热模型和实际应用, 结果表明若此种结构传热性能得到进一步提升, 将有很好的应用前景; 谢军龙^[4]等通过数值模拟的手段研究了嵌管式墙体的夏季传热性能, 结果表明该结构能显著降低透过外墙的得热以及外墙内表面的温度, 大大提高了室内环境的热舒适性。然而, 目前对该类墙体传热效果的影响因素却鲜有研究, 传热机理还有待进一步分析, 这也在一定程度上制约了该类墙体的推广应用。

本文针对嵌管式墙体建立了数值计算模型, 系统地研究了自然冷热源温度、室外温度和太阳辐射强度等外界影响因素对该类墙体热工性能的影响。并通过能耗对比分析, 优化了布管位置, 以期工程实践提供一定的指导。

1 方法

1.1 物理模型

本文研究中采用了传统墙体的典型结构, 如图 1 所示。嵌管墙完全参照传统墙体的结构做法^{[4][5]}, 由室内侧到室外侧其结构依次为: 砂浆抹灰层、砖层、水管层、砖层、保温层、砂浆抹灰层, 在两部分黏土砖之间增加一混凝土层固定水管。墙体材料热工参数参考文献 [4], [5], 参考《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015, 北京地区墙体的综合导热系数取 $0.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。所研究的墙体尺寸为 10 m (长) $\times 4 \text{ m}$ (高) $\times 0.395 \text{ m}$ (厚), 在厚度方向上的细部尺寸如图 1 所示, 室内温度设为 26°C 。

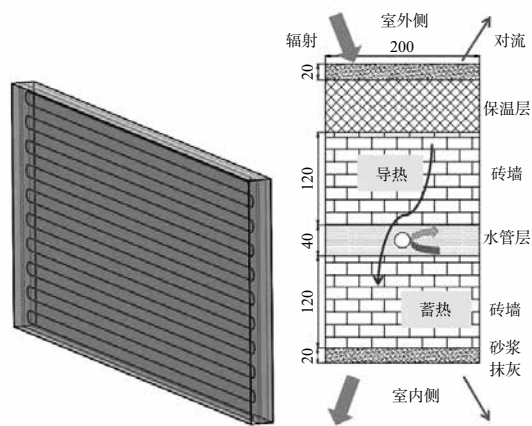


图 1 嵌管墙换热原理图

收稿日期: 2018-06-09

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2016YFC0700302);

国家自然科学基金资助项目 (51638010)。

作者简介: 姜思航 (1993—), 主要研究方向为建筑节能。

1.2 数值方法

结合本文的工况设置,采用商业软件 Fluent 进行二维稳态模拟,利用有限体积法对导热方程进行离散,选用二阶差分格式,同时通过 UDF 编程模拟了水温的沿程变化。室内空气与内壁面的传热、室外空气与外壁面的传热、水与墙体的传热均设为第三类边界条件。除水管周围一小部分区域外的其它计算域采用四边形网格进行结构化网格划分,通过网格独立性检验,最终计算域内的网格数为 9 万,方法验证参见文献 [6]。

1.3 能耗分析方法

嵌管空调系统的嵌管部分输运能耗 (P_{pipe}) 由嵌管泵输运能耗和室外排热末端 (如冷却塔) 能耗组成:

$$P_{pipe} = \frac{Q_{pipe}}{WTF_{pipe}} + \frac{Q_{pipe}}{EER_{out}} \quad (1)$$

式中, Q_{pipe} 为嵌管承担负荷 (W/m^2); WTF_{pipe} 为嵌管水系统输配系数; EER_{out} 为室外设备输配系数,取值可参考文献 [7]。

传统系统的输运能耗 (P_{room}) 由室内泵输运能耗、室外排热末端能耗和室内末端 (如风机盘管) 能耗组成:

$$P_{room} = \frac{Q_{room}}{WTF_{room}} + \frac{Q_{room}}{EER_{in}} + \frac{Q_{room}}{EER_{out}} \quad (2)$$

式中, Q_{room} 为室内空调承担负荷 (W/m^2); WTF_{room} 为室内空调水系统输配系数; EER_{in} 为室内设备输配系数,取值可参考文献 [7]。

传统空调系统的总能耗 (E_{trad}) 由冷机能耗和传统系统输运能耗组成:

$$E_{trad} = \frac{Q_{room}}{COP} + P_{room} \quad (3)$$

式中, COP 为冷机性能系数。

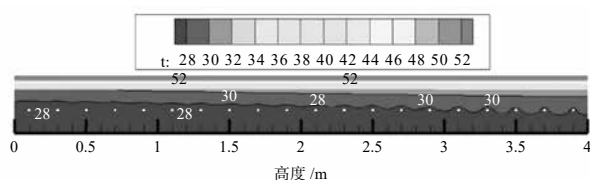
2 结果分析

2.1 气象条件的影响

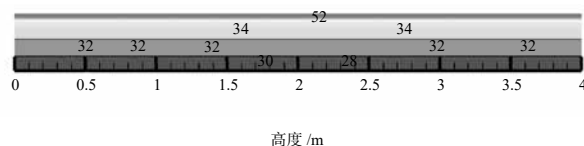
本部分重点研究进口水温、室外气温和太阳辐射的影响,管内水流速为 $0.25m/s$,保温类型为外保温,管间距为 $200mm$,管径为 $20mm$ 。太阳辐射强度取 $500W/m^2$ [8]。研究室外气温的影响时,取进口水温为 $28^\circ C$;研究进口水温的影响时,分别计算室外气温为 $32^\circ C$ 和 $38^\circ C$ 时的墙内壁传热量和嵌管处传热量。研究太阳辐射影响时,从 0 到 $500W/m^2$ 给出 5 档梯度。

以水温 $26^\circ C$, 外温 $32^\circ C$ 为例,图 2 给出了墙体温度分布云图。可见,传统墙体整体温度较高,最高可超过 $45^\circ C$,在保温层处出现了明显的温度梯度。与之相比,嵌管墙内的冷却水提供了一道屏障,当进口水温为 $26^\circ C$ 时,可使墙体内壁温度降低 $1.4^\circ C$,内壁传热量降低 $11.9W/m^2$,降低率为 70.7% 。图 3 给出了室外气温和进口水温对墙内壁传热量的影响趋势。

由图 3 (a) 可知,无论墙体是否嵌管,其他条件一定时,墙体内壁传热量均随着室外气温的升高而线性增加,且嵌管墙内壁传热量较传统墙低;嵌管处传热量也随着室外气温的升高而线性增加。在

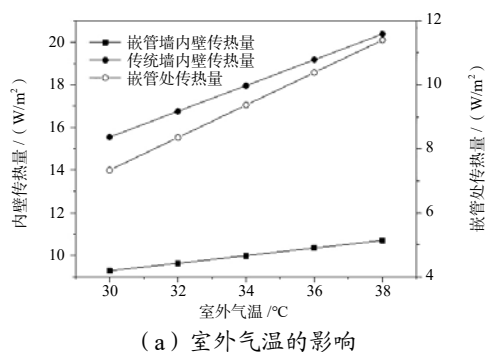


(a) 嵌管墙

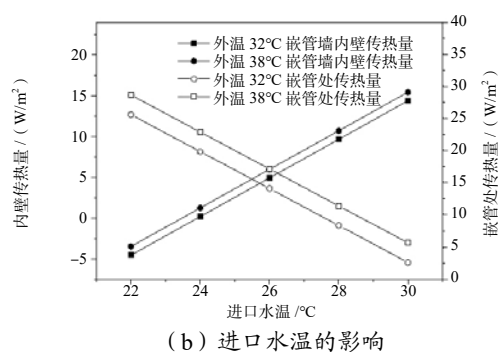


(b) 传统墙

图 2 墙体内温度分布 ($^\circ C$)



(a) 室外气温的影响



(b) 进口水温的影响

图 3 室外气温和进口水温对传热量的影响

图中所示工况下, 计算所得负荷降低率均在 40% 以上, 最高可达 47.5% (室外气温为 38℃), 表明嵌管墙具有良好的负荷降低效果, 且室外气温越高, 嵌管墙的负荷降低率越高。

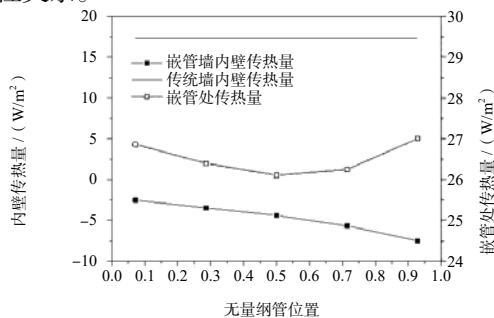
由图 3 (b) 可知, 其他条件一定时, 嵌管墙内壁传热量随着进口水温的升高而线性增加, 且室外气温较高时嵌管墙内壁传热量较室外气温较低时大; 嵌管处传热量则随着进口水温的升高而线性减少, 且室外气温较高时嵌管处传热量较室外气温较低时高。需要注意的是, 当进口水温较低时, 嵌管墙内壁传热量可能会低于 0, 如图 3 (b) 所示, 此时由于进口水温低于室温, 室内的一部分热量将被转移, 具有直接冷却室内空气的效果。

总结室外气温、进口水温 and 室外辐射强度的影响, 可得到拟合公式 (4) ($R^2 \approx 1$):

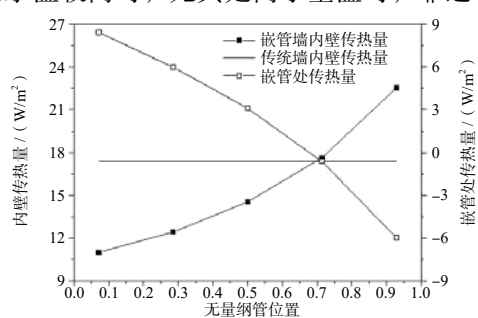
$$Q_{room} = 0.1767t_{air} + 2.3663t_{water} + 0.0077R_{solar} - 66.1168 \quad (4)$$

式中, Q_{room} 为墙内壁传热量 (W/m^2); t_{air} 为室外气温 ($^{\circ}C$); t_{water} 为进口水温 ($^{\circ}C$); R_{solar} 为室外辐射强度 (W/m^2)。

显然, 由于嵌管墙的结构和材料热工参数是固定值, 因此, 嵌管墙的热阻也为一定值。所以其内壁传热量、外壁传热量和嵌管处传热量与室外气温、进口水温 and 太阳辐射强度在本研究中存在高度线性关系。

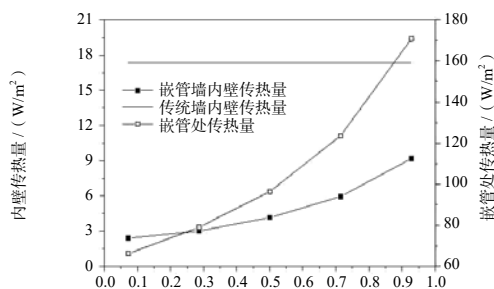


(a) 水温 22℃

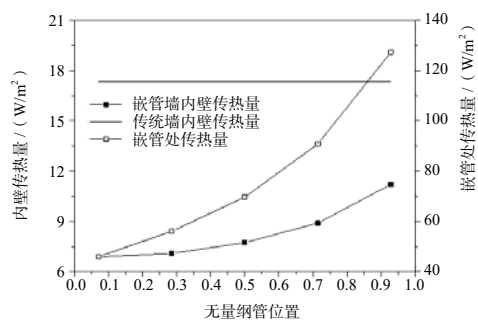


(b) 水温 30℃

图 4 布管位置对传热量的影响 (外保温)



(a) 水温 22℃



(b) 水温 30℃

图 5 布管位置对传热量的影响 (内保温)

2.2 布管位置的影响

本部分分别就内保温和外保温情形作布管位置的影响分析, 首先定义无量纲管位置:

$$D_i = \frac{x_i}{x} \quad (5)$$

式中, D_i 为无量纲管位置; x_i 为管中心距保温层的距离 (mm); x 为砖层与混凝土层的总厚度 (mm)。

嵌管水温分为 22℃ 和 30℃ 两组工况进行研究, 室外温度取 33℃, 室外辐射强度取 500W/m²。图 4 和图 5 分别给出了外保温和内保温墙体结构下布管位置对传热量的影响。

由图 4 (a) 可知, 对于外保温嵌管墙, 水温较低时, 例如 22℃, 嵌管墙内壁传热量可能出现负值, 即室内空气失热, 失热量随着嵌管与保温层之间的距离的增大而增大, 且增加率逐渐升高, 说明水温较低时, 尤其是低于室温时, 靠近墙内壁面布置嵌管负荷降低效果较好, 例如在图 4 (a) 所示工况下, 对于最靠近墙内壁面的嵌管布置方式, 室内失热量为 7.5W/m², 嵌管处传热量为 27W/m², 普通墙内壁传热量为 17.4W/m²; 管位置对嵌管处传热量影响不大。

由图 4 (b) 可知, 对于外保温嵌管墙, 水温较高时, 例如 30℃, 嵌管墙内壁传热量随着嵌管与保温层之间的距离的增大而增大, 且增加率逐渐升高, 说明水温较高时, 尤其是高于室温时, 靠近墙外壁

面布置嵌管负荷降低效果较好,例如在图 4(b) 所示工况下,对于最靠近墙外壁面的嵌管布置方式,嵌管墙内壁传热量为 11W/m^2 ,嵌管处传热量为 8.4W/m^2 ,普通墙内壁传热量为 17.4W/m^2 ,负荷降低率约为 36.6%;嵌管处传热量随着嵌管与保温层之间的距离的增大而减小。需要注意的是,当过于接近墙内壁面布置嵌管时,可能导致嵌管墙内壁传热量超过传统墙,如图 4(b) 所示,此时嵌管向室内侧释放了许多额外的热量,不具备节能潜力。

由图 5 可知,对于内保温嵌管墙,其内壁传热量随着嵌管与保温层之间的距离的增大而增大,靠近墙内壁面布置嵌管负荷降低效果较好。例如在图 5(a) 所示工况下,对于最靠近墙内壁面的嵌管布置方式,嵌管墙内壁传热量为 2.4W/m^2 ,嵌管处传热量为 66.2W/m^2 ,普通墙内壁传热量为 17.4W/m^2 。在图 5(b) 所示工况下,嵌管墙负荷降低率最高可达 60%;嵌管处传热量随着嵌管与保温层之间的距离的增大而增大,且增加率逐渐上升。

图 6 对比了不同布管位置对空调能耗的影响。墙体的保温性能较好,所以墙体传热导致的空调能耗相对不高。

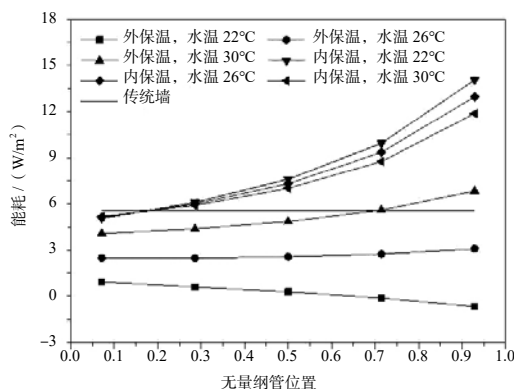


图 6 布管位置对空调能耗的影响

如图 6 所示,传统墙的能耗为 5.6W/m^2 。若墙体采用内保温,则保温层将嵌管层隔在了靠近室外部分,嵌管吸收了许多额外的外壁传热量,浪费了冷量。此时无论布管位置在哪,都不具备节能潜力。若墙体采用外保温,则布管位置的影响规律与水温有关。当水温较高时,尤其是高于室温时(如 30°C),嵌管应尽量靠近保温层,即靠近室外壁面,该部分位置的原始温度较高,嵌管带走热量的能力较强,向室内传递的额外热量较少。反之,若嵌管过于靠近室内壁面,该部分的原始温度就不高,甚至低于水温,嵌管可能带来负面作用。而当水温较低时,尤其是低于室温时(如 22°C),嵌管应当尽量靠近室内壁面,以避免引起过多的室外壁面传热,

此时,能耗甚至出现负值,意味着可直接从室内吸收热量以降低室内空调能耗。当水温适中时,例如与室温一样,则布管位置对能耗影响不大,此时能耗降低率在 55% 左右。

3 结论

(1) 嵌管墙的热阻为一固定值,其内外壁传热量、嵌管处传热量与室外气温、进口水温、太阳辐射强度在本研究中存在高度线性关系。拟合公式后发现水温是影响嵌管墙传热效果的主要因素。

(2) 嵌管墙降低负荷与能耗的效果较为显著。即使进口水温接近室温,也仍有很大的负荷降低效果和节能效果。例如当进口水温为 26°C 时,可使墙体内壁温度降低 1.4°C ,内壁传热量降低 11.9W/m^2 ,降低率可达 70%。

(3) 嵌管墙推荐采用外保温。当水温明显低于室温时,嵌管应尽量靠近室内壁面,以避免引起过多的室外壁面传热,此时嵌管墙甚至可从室内吸热。当水温明显高于室温时,嵌管应尽量靠近室外壁面,该部分位置的原始温度较高,嵌管带走热量的能力也较强。当水温接近室温时,布管位置对能耗影响不大,此时能耗降低率可达 55%。

参考文献

- [1] 张晓亮,朱光俊,江亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 13 讲住宅模拟优化实例 [J]. 暖通空调, 2005, 35(8):65-72.
- [2] 徐新华,周利君,朱求源. 建筑结构内嵌管道式空调系统的技术与应用 [J]. 建筑科学, 2009, 25(10):105-109.
- [3] Xu Xinhua, Wang Shengwei, Wang Jinbo, et al. Active pipe-embedded structures in buildings for utilizing low-grade energy sources: A review [J]. Energy & Buildings, 2010, 42(10):1567-1581.
- [4] 谢军龙,朱求源,徐新华. An active pipe-embedded building envelope for utilizing low-grade energy sources [J]. 中南大学学报(英文版), 2012, 19(6):1663-1667.
- [5] 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, 2008.
- [6] Shen Chong, Li Xianting. Dynamic thermal performance of pipe-embedded building envelope utilizing evaporative cooling water in the cooling season [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106:1103-1113.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 建筑门窗玻璃幕墙热工计算规程 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [8] 国家发展和改革委员会. GB/T 17981-2007 空气调节系统经济运行 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

冷水机组非侵入式故障诊断模型研究

赵红芳, 牛纪德, 田 喆

(天津大学, 天津 300350)

[摘 要] 本文在对冷水机组典型软故障类型及其影响因子分析的基础上, 提出了适合现场应用的故障表征因子, 并借鉴 Comstock 和 Braun 的研究, 整理出相应的故障分类规则表。之后, 本文提出了一种新型的冷水机组故障诊断模型, 其主要包括机组四大部件模型和制冷剂热力计算模块, 并使用粒子群优化算法进行求解。结果表明, 该模型对于压缩机功耗及 COP 的计算平均绝对误差均在 2% 以内, 而且计算出的过冷度、排气过热度与吸气过热度也在合理范围之内, 进而证明该模型用于冷水机组故障诊断的可行性。

[关键词] 故障诊断; 冷水机组; 表征因子; 外在参数

0 前言

根据研究表明, 通过故障诊断 (FDD) 技术优化诊断空调系统的运行状态, 可以降低 10~40% 的空调能耗和 20~30% 的建筑能耗。在大型商业建筑中, 冷水机组能耗占空调系统能耗的一半以上^[1]。因此, 寻求高效、可靠、准确的冷水机组故障诊断模型, 及时地检测与诊断冷水机组故障, 是保证冷水机组高效运行的关键, 也是降低空调系统和建筑物能耗的有效途径之一。由于基于物理模型的 FDD 方法可以对系统输出进行最准确的估计, 所以许多学者就冷水机组故障诊断模型展开研究。Bendapudi 建立的离心式冷水机组动态模型能够模拟机组的典型故障, 但模型中许多不易获取的参数需要根据新机组进行调整。Bourdouxhe 等人^[2], McIntosh 等人^[3]分别针对冷水机组构建了一些简化的物理模型, 这些模型虽然可以被应用到冷水机组 FDD 中, 但模型只在某些特定的运行工况才有较好的精度。在冷水机组的故障诊断的研究中, 目前虽然有许多 FDD 方法和故障诊断新模型被提出, 但由于大多数已有研究中故障表征因子的选择均以诊断性能最佳为原则, 但并不是所有被选择的特征在现场都普遍存在, 故导致这些方法或模型并未被广泛地应用在实际的冷水机组现场中。本文通过对冷水机组典型故障及影响每种故障的热力学参数进行分析, 提出了适合现场实际应用的故障表征因子及故障分类规则表。最后结合所选择的故障表征因子提出一种适用于冷水机组现场故障诊断的新模型。

1 冷水机组典型故障研究

1.1 故障类型及其影响因子分析

根据 Comstock 和 Braun^[4]对冷水机组故障发生频率的调研报告, 发生频率较高的软故障总共有 7

种, 这些典型故障均能影响冷水机组的热力学状态。一般而言, 故障敏感的热力学状态参数主要包括: 冷凝压力 / 温度、蒸发压力 / 温度、压缩机吸气压力 / 温度及吸气过热度、压缩机排气压力 / 温度及排气过热度、制冷剂的过冷度、压缩机的耗功率、制冷量、油箱内油温、供油压力、蒸发器进出口水温差和冷凝器进出口水温差等^[5], 各种典型故障与状态参数的对应关系如图 1 所示。

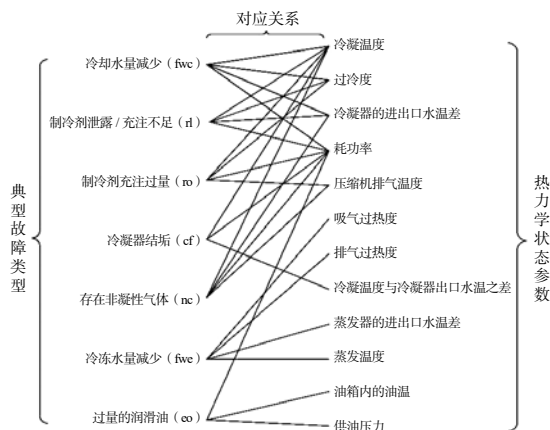


图 1 冷水机组典型故障与各热力学参数关系图

当各种典型故障发生时, 与故障紧密相关的热力学状态参数均会偏离正常工况, 且各参数的偏离方向均有差别, 故可通过监测冷水机组的热力学状态参数来检测和诊断这些故障。

1.2 冷水机组故障表征因子选择

在构建冷水机组故障诊断模型之前, 需要从实际调研情况确定现场冷水机组可获得的测量状态参数, 并从经济性和实用性两个角度在故障影响参数中挑选出表征冷水机组故障的特征因子, 最后综合考虑可测参数与表征因子的关联关系构建冷水机组的故障诊断模型。根据 Zhao^[6]等人以及本文的现场调研情况, 现场冷水机组可获得的特征因子主要分为厂家样本参数和机组运行参数, 如表 1、表 2 所示。

收稿日期: 2018-06-17

作者简介: 赵红芳 (1993—), 主要研究方向为综合能源系统仿真与动态建模技术。

表 1 可获得的厂家样本参数

序号	参数名称	符号表示	序号	参数名称	符号表示
1	冷冻水进口温度	t_{ei}	5	冷却水出口温度	t_{co}
2	冷冻水出口温度	t_{eo}	6	冷冻水流量	M_e
3	冷却水进口温度	t_{ci}	7	冷却水流量	M_c
4	压缩机功耗	W	8	制冷量	Q_e

表 2 可测的冷水机组运行参数

序号	参数名称	符号表示	概率 %	序号	参数名称	概率 %	符号表示
1	冷冻水进口温度	t_{ei}	100	7	冷却水出口温度	100	t_{co}
2	冷冻水出口温度	t_{eo}	100	8	冷却水进口温度	100	t_{ci}
3	蒸发温度	t_e	100	9	蒸发压力	100	pe
4	冷凝温度	t_c	100	10	冷凝压力	100	pc
5	冷冻水流量	M_e	20	11	制冷量	100	Q_e
6	压缩机功耗	W	67	12	冷却水流量	20	M_c

比较表 1 和表 2 可知, 流量传感器由于成本过高在现场应用中并不普遍, 故现在 FDD 研究方法^[1]中使用冷冻水 / 冷却水流量作为故障表征因子显然是不准确的。

比较图 2 和表 2 可知, 与冷水机组故障相关的状态参数中较难获取的有: 过冷度、吸气过热度、排气过热度、排气温度、压缩机功耗、供油压力与油箱内油温。由于在 7 种常见的典型软故障中, 过量的润滑油 (eo) 通常只发生在润滑油加注服务的过程中, 并且对于这类故障的检测可以通过增补成本较低的温度 / 压力传感器进行测量, 故本文所建模型主要针对图 2 所示的前 6 种故障, 其故障表征因子的物理意义及计算公式如表 3 所示。

综上所述, 若能构建一个利用可测参数间接求取故障表征因子的数学模型, 即可将其带入故障分类规则表中 (如表 4) 所示^[5], 进行冷水机组的故障诊断。

表 3 故障表征因子物理意义及其计算公式

编号	名称	符号	计算公式	编号	名称	符号	计算公式
1	冷冻水进出水温差	ewc	$ewc = t_{ei} - t_{eo}$	5	吸气过热度	$xgrd$	—
2	冷凝逼近温度	tca	$tca = t_c - t_{co}$	6	排气过热度	$pgrd$	—
3	蒸发逼近温度	tea	$tea = t_{eo} - t_e$	8	过冷度	gld	—
4	冷却水进出水温差	cwc	$cwc = t_{co} - t_{ci}$	7	性能系数	COP	$COP = W/Q_e$

表 4 故障分类规则表

	W	pe	pc	gld	xgrd	pgrd	tea	tca	ewc	cwc	1/COP
fwc	▲▲	▲	▲▲	▲▲	▼	•	▼	▲▲	•	▲▲▲	▲▲
fwe	▲	▼	•	▲▼	▼	▲▼	▼	•	▲▲▲	•	▲▲
rl	▼	•	▼▼	▼▼▼	•	•	•	▼▼	•	•	▼
ro	▲▲	▼	▲▲	▲▲▲	•	▲	•	▲▲	•	▲	▲▲
cf	▲▲	•	▲▲	•	•	•	•	▲▲	•	▲	▲▲
nc	▲▲▲	▲	▲▲▲	▲▲▲▲	•	▲▲	▼	▲▲▲▲	•	▲	▲▲▲

注: “▲”和“▼”代表发生某种典型故障时, 对应的故障表征因子会增大和减小, 个数越大代表变化程度越大; “•”代表发生某种典型故障时, 对应的故障表征因子没有明显的变化。

2 冷水机组故障诊断新模型

2.1 部件模型的构建

2.1.1 换热器模型

(1) 蒸发器模型

本文中, 蒸发器采用集总参数法进行建模, 且假设制冷剂侧温度不变。对于冷却液体载冷剂的卧式壳管式蒸发器, 蒸发温度 T_e 可以下式进行计算:

$$T_e = \frac{1}{2}(t_{ei} + t_{eo}) - \theta_e \quad (1)$$

式中: θ_e 为蒸发器中平均传热温差, 对氨蒸发器可取 4~6°C, 对于氟利昂蒸发器可取 6~8°C。

当制冷剂处于稳态时, 蒸发器的负荷与能量平衡式可以用下式进行表示:

$$Q_e = AU_e \Delta t_{me} \quad (2)$$

式中: AU_e 为蒸发器传热系数; Δt_{me} 为蒸发器的对数平均传热温差。

$$AU_e = (C_1 M_e^{-0.8} + C_2 Q_e^{-0.745} + C_3)^{-1} \quad (3)$$

式中: C_1, C_2, C_3 为拟合系数; M_e 为冷冻水的流量; Q_e 为制冷量。

$$\Delta t_{me} = \frac{(t_{ei} - t_e) - (t_{eo} - t_e)}{\ln \frac{t_{ei} - t_e}{t_{eo} - t_e}} = \frac{t_{ei} - t_{eo}}{\ln \frac{t_{ei} - t_e}{t_{eo} - t_e}} \quad (4)$$

式中: t_{ei} 为冷冻水进口温度; t_e 为蒸发温度; t_{eo} 为冷冻水出口温度。

若使用 ε -NTU 传热单元数法, 则传热守恒方程式也可用下式表示:

$$Q_e = \varepsilon_e M_e C_{pw} (t_{ei} - t_e) = \frac{\varepsilon_e M_e C_{pw}}{1 - \varepsilon_e} (t_{eo} - t_e) \quad (5)$$

式中: ε_e 为蒸发器的传热效率, $\varepsilon_e = 1 - e^{-NTU}$;

NTU_e 为蒸发器的传热单元数, $NTU_e = AU_e / (M_e C_{pw})$; C_{pw} 为水的比热。

则通过蒸发器的制冷剂质量流量可用下式进行计算:

$$q_{me} = Q_e / (h_1 - h_6) \quad (6)$$

式中: q_{me} 为蒸发器中制冷剂的质量流量 (kg/s); h_1 为蒸发器入口制冷剂的焓值 (kJ/kg); h_6 为蒸发器出口制冷剂的焓值 (kJ/kg)。

(2) 冷凝器模型

同理, 可用上述方法建立冷凝器的集总参数模型。

且通过冷凝器的制冷剂质量流量可用下式进行计算:

$$Q_k = W + Q_e = q_{mc}(h_2 - h_5) \quad (7)$$

式中: W 为压缩机功耗 (kW); Q_k 为机组冷凝热 (kW); h_2 为压缩机出口制冷剂的焓值 (kJ/kg); h_5 为冷凝器出口制冷剂的焓值 (kJ/kg)。

2.1.2 压缩机模型

(1) 制冷剂流量模型

本文在借鉴已有的压缩机流量计算公式的基础上构建制冷剂流量模型, 并将公式中的输气系数以丁国良等人^[7]研究的经验公式进行替代可以得到下面的式子:

$$m_{com} = \lambda \frac{V_{th}}{v_{suc}} = \left[\frac{a_1 V_{th}}{v_{suc}} + \frac{a_2 V_{th}}{v_{suc}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (6)$$

式中: V_{th} 为压缩机的理论容积输气量; v_{suc} 为开式压缩机环节吸气口的制冷剂气体比容; λ 为输气系数; k 为压缩过程的多变指数, 可取为一个常数; p_2 为压缩机排气压力 (Pa); p_1 为压缩机吸气压力 (Pa); a_1, a_2 为拟合系数。

将式 (6) 进一步简化可得:

$$m_{com} = \frac{b_1}{v_{suc}} + \frac{b_2}{v_{suc}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (7)$$

式中: b_1, b_2 为拟合系数。

(2) 压缩机功耗模型

$$W = m_{com} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_s} \quad (8)$$

式中: m_{com} 为制冷剂流量; 机电效率 η_s 为 98%; h_{2s} 为压缩机出口的焓值; h_1 为压缩机入口的焓值。

2.1.3 膨胀阀模型

热力膨胀阀是利用蒸发器出口制冷剂过热度的变化来调节供液量的, 根据水力学公式得到膨胀阀的流量为:

$$m_r = C_D A \sqrt{2\rho_s(p_5 - p_6)} \quad (9)$$

式中: m_r 为制冷剂的质量流量 (kg/s); C_D 为流量系数; ρ_s 为制冷剂液体进口密度 (kg/m³); p_5, p_6 为制冷剂进出口压力 (Pa); A 为阀的流通面积, $A = aQ_e^2 + bQ_e + c$, 其中 a, b, c 为常数。

流量系数可以采用美国 Detroit 公司研究的经验公式为:

$$C_D = 0.02005 \sqrt{\rho_s} + 6.34 v_k \quad (10)$$

式中: v_k 为膨胀阀出口制冷剂的比容 (m³/kg)。

2.2 系统模型的构建及求解流程

本文采用 Martin-Hou 方程与 Cleland 简化计算公式相结合的方法构建了制冷热力计算模块, 将该模块封装后与上文构建的四个部件模型相关联即可得到冷水机组故障诊断模型。

整个模型求解主要包括制冷剂状态参数求解和制冷剂状态参数求解两部分。前者求取中首先将厂家性能参数集代入蒸发器和冷凝器模型, 拟合换热系数公式 AU_e, AU_c , 之后将机组运行数据代入两个拟合公式, 分别求取冷冻水流量和冷却水流量。后者求取中需要通过假设压缩机入口的制冷剂焓值, 通过粒子群智能优化算法进行寻优求解。

3 案例分析

3.1 案例简介

该模型的验证数据来源于 TOPSS (Trane Official Product Selection System) 软件, 避免模型只适用于特定工况, 本文使用正交试验设计方法从软件共获取 7 种不同工况下的数据, 结果分析证明该模型的拟合效果很好。其中一种典型工况的详细运行参数如表 5 所示。

表 5 离心式冷水机组验证工况的参数汇总表

额定制冷量 / tons	$T_{ev}/^{\circ}\text{C}$	$T_{ch}/^{\circ}\text{C}$	$T_{cw}/^{\circ}\text{C}$	冷冻水进口温度变化范围 / $^{\circ}\text{C}$	冷冻水流量变化范围 / (kg/s)	冷却水流量变化范围 / (kg/s)
980	7	32	37	12~13.75	41~166	71~198

3.2 结果分析

3.2.1 样本数据拟合

运用本文提出的换热器、膨胀阀流通面积以及压缩机功耗模型, 将 43 个样本数据代入模型中进行拟合, 拟合结果如式 (11~13) 及表 6~8 所示。

(1) 换热器拟合结果分析 (以蒸发器为例)

$$AU_e = (-0.019300069 m_{e,w}^{-0.8} + 0.965242299 Q_e^{-0.745} - 0.000677951)^{-1} \quad (11)$$

表 6 蒸发器模拟相关统计量汇总表

参数名称	R^2	F	sig.	eev
数值	0.99	33357	1.99E-238	1.03E-09

(2) 膨胀阀流通面积拟合结果分析

$$A = 0.000163548 + 5.9840 \times 10^{-8} Q_e + 8.2934 \times 10^{-12} Q_e^2 \quad (12)$$

表 7 膨胀阀流通面积模拟相关统计量汇总表

参数名称	R^2	F	$Sig.$	eev
数值	0.99	78682	3.65E-58	1.97E-12

(3) 功耗模型拟合结果分析

$$m_{com} = \frac{19.62396527}{v_1} - \frac{47.06971}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{1}{-1.187658} \right)} \quad (13)$$

表 8 压缩机功耗模拟相关统计量汇总表

参数名称	R^2	F	$Sig.$	eev
数值	0.99	4017.6	1.57E-38	4.20E-02

由表 6~8 可知, 本文提出的三种模型的拟合优度 R^2 均接近于 1, F 统计量的值均大于 150, 显著性水平 $Sig.$ 和误差方差估计 eev 的值均小于 0.05, 故证明上述三个模型的回归拟合效果很好, 且回归模型成立。

3.2.2 运行数据的结果分析

采用该工况下的 33 个数据进行验证, 通过代入系统模型并采用粒子群优化智能算法, 最终可以得到以下状态参数: 制冷机组的压缩机功耗 W 、性能系数 COP 、过冷度 gld 、排气过热度 $pgrd$ 以及吸气过热度 $xgrd$, 从而可以得到本文中表 3 中冷水机组的故障表征因子, 并使用如表 4 所示的故障规则分类表对机组进行故障诊断。

各状态参数的预测值图 2~4 所示, 由于本文中正常工况的运行数据并没有后四个参数的实测值, 故图 4 只给出这三个参数的预测值, 以证明模型可行性。由图 2、3 所示, 该模型计算出冷压缩机功耗及 COP 的值, 两者的预测平均绝对误差均在 2% 以内, 满足工程误差允许范围; 由图 4 可知, 过冷度、排气过热度与吸气过热度平均值分别为 4.72°C 、 7.28°C 和 4.69°C , 符合一般机组的过冷度与过热度设定值, 但计算结果的准确性还需进一步验证。

4 结论

本文从实际工程出发, 在对冷水机组典型的故障故障类型及其影响因子分析基础上, 提出了更贴合实际的故障表征因子及其故障分类规则表。针对故障表征因子的求解, 本文提出了一种新型的冷水机组故障诊断新模型, 并使用 TOPSS 软件中的样本数据进行了验证。实验结果表明, 该模型对于压缩机功耗及 COP 的计算平均绝对误差均在 2% 以内, 而且计算出的过冷度、排气过热度与吸气过热度也在合理范围之内, 进而证明该模型用于冷水机组故障诊断的可行性。

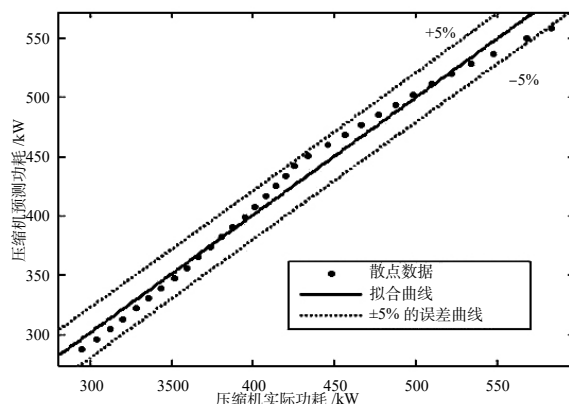


图 2 压缩机功耗误差曲线图

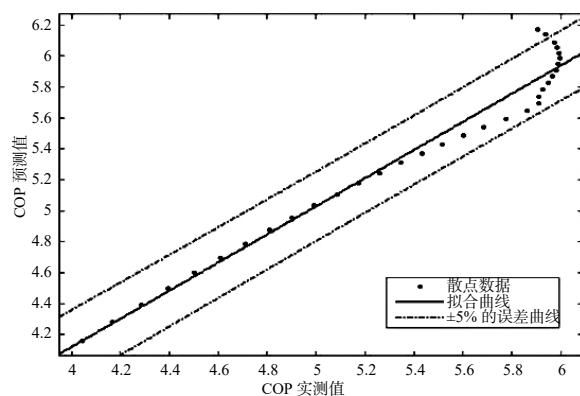


图 3 冷水机组 COP 误差曲线图

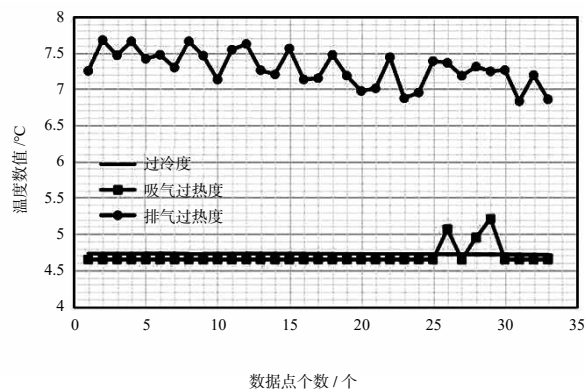


图 4 过冷度、过热度计算结果图

参考文献

- [1] Yang Zhao, Shengwei Wang, Fu Xiao, et al. A simplified physical model-based fault detection and diagnosis strategy and its customized tool for centrifugal chillers[J]. Hvac & R Research, 2013, 19(3):283-294.
- [2] Bourdouxhe J P H, Grodent M, Silva K L, et al. A toolkit for primary HVAC system energy calculation. Part 2: reciprocating chiller models[R]. American

Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States), 1994.

[3] McIntosh I B, Mitchell J W, Beckman W A. Fault detection and diagnosis in chillers-Part I: Model development and application[J]. ASHRAE Transactions, 2000, 106(2): 268–282.

[4] Comstock M C, Braun J E. Literature Review for Application of Fault Detection and Diagnostic Methods to Vapor Compression Cooling Equipment. ASHRAE Research Project 1043,1999,HL99-19,Report 4036-2.

[5] Mathew C. Comstock, James E. Braun. Development of Analysis Tools for the Evaluation of Fault Detection and Diagnostics for Chillers [R]. ASHRAE Research Project 1043-RP, HL 99-20, Report #4036–3, 1999.

[6] Zhao X, Yang M, Li H. Field implementation and evaluation of a decoupling-based fault detection and diagnostic method for chillers[J]. Energy and Buildings, 2014, 72: 419–430.

[7] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化 [M]. 科学出版社, 2001.

严寒地区典型城市既有非节能居住建筑节能改造贡献率分析

刘 馨¹, 王晨辰¹, 冯国会¹, 梁传志², 李 画¹, 吴 玥¹

(1. 沈阳建筑大学, 沈阳 110168; 2. 住房城乡建设部科技发展促进中心, 北京 100835)

[摘 要] 研究以严寒地区典型城市既有非节能居住建筑为对象, 对 2015~2016、2016~2017 供暖季 (节能改造前、后) 换热站、二次输配管网及建筑本体三处节点进行供暖能耗实测, 掌握不同改造内容对节能量的贡献率。通过将换热站及二次输配管网的实际能耗水平与标准规范值进行对比得出各项改造技术的节能贡献率; 结合建筑本体的实际改造效果对改造前后的建筑仿真模型依次进行修正, 模拟各项改造技术的节能贡献率, 为节能改造的政策制定与市场化推广提供依据。

[关键词] 既有居住建筑; 节能改造; 节能贡献率; 能耗模拟

0 引言

2008 年以来, 我国在北方的采暖地区推动既有非节能居住建筑节能改造工作, 规模化推进了既有居住建筑改造项目, 但绝大多数都是以建筑单体为对象进行节能量评估, 对热源侧节能效果缺乏评估^[1-3]。从科学研究的角度看, 虽然对于非节能居住建筑节能能耗偏高达成共识, 但是对非节能居住建筑实际能耗水平缺乏定量认识, 均以理论计算为主开展研究的。因此, 节能改造仅依靠改造面积来表述工作量, 但对于改造节能量表述不多。这既限制既有居住建筑节能改造节能量的辨识, 也影响各项改造内容节能贡献率的科学估算。

结合节能改造前、后各节点的供暖能耗进行实测结果与 TRANSYS 模拟软件, 定量分析三处节点各项改造技术的节能贡献率, 为节能改造的政策制定与市场化推广提供依据。

1 研究方案

1.1 测试方案

研究对 2015~2016、2016~2017 供暖季 (节能改造前、后) 换热站、二次输配管网及建筑本体三处节点进行供暖能耗实测。获取节能改造前、后换热站的耗热量及调控策略等基本信息; 二次输配管网

的热损失; 建筑本体的耗热量、室内温度及建筑基本信息等相关数据。综合上述方案要求, 结合测试地区的实际情况, 选取了典型城市中非节能建筑较为集中的 4 座换热站 (S1、S2、S3、S4)、5 支二次输配管网 (N1、N2、N2、N4、N5) 以及 10 栋建筑 (SY01-SY10) 进行调研, 换热站、二次输配管网及建筑本体对应情况如表 1。

表 1 换热站、二次输配管网及建筑本体对应情况统计

换热站编号	二次输配管网编号	建筑编号	备注
S1	N1	SY01	支路最近点
		SY02	支路中间点
		SY03	支路最不利点
S2	N2	SY04	支路中间点
	N3	SY05	支路最近点
		SY06	支路最不利点
S3	N4	SY07	支路最近点
		SY08	支路最不利点
		SY09	支路中间点
S4	N5	SY10	支路仅连接一栋建筑

首先, 在换热站、二次输配管网及建筑本体处对采暖耗热量进行持续测量, 耗热量的获取采用流量、温度间接测量的方法, 在各节点处的供水管起始端及回水管的终端布置温度、流量测点。测点布置分布见图 1。

图 1 中的下角标 0 表示换热站测试样本; 下角标 1 表示二次输配管网测试样本; 下角标 2、3、4 分别表示测试支路中最近点、中间点、最不利点的建筑编号; T_0 、 T_1 、 T_2 、 T_3 及 T_4 分别表示测试样本的供水温度测点; T_0' 、 T_1' 、 T_2' 、 T_3' 及 T_4' 分别表示测试样本的回水温度测点; V_0 、 V_1 、 V_2 、 V_3 及 V_4 分别表示测试样本的供水流量测点; V_0' 、 V_1' 、 V_2' 、 V_3' 及 V_4' 分别表示测试样本的回水流量测点; t_2 、 t_3 、 t_4 分别表示室内温度测点; 二次输配管网的测点布置

收稿日期: 2018-06-20

基金项目: 能源基金会资助项目“北方地区既有非节能居住建筑采暖能耗实测研究”(G 1506-23358); 辽宁省科技厅资助项目“建筑综合热惰性的动态响应特征及采暖调控机理研究”(20150168); 辽宁省教育厅资助项目“建筑综合热惰性的动态响应机理和特性研究”(L2015445)。

作者简介: 刘馨 (1983—), 主要研究方向为建筑节能及可再生能源利用。

在换热站内;室内温度测点布置在测试建筑样本的最不利住户家中。

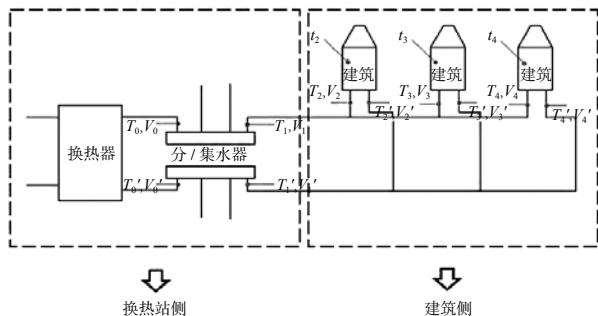


图 1 测点布置分布图

1.2 改造内容

外围护结构传热性直接影响建筑的能耗,提高建筑本体的保温隔热性已成为降低建筑能耗的主要途径^[6]。改造内容主要针对建筑本体的外围护结构,其中换热站 S1、S2、S3、S4 对应建筑本体的外围护结构节能改造的相同内容为:外墙保温(增加 70mm EPS 保温板)、公共窗(更换为 PVC 塑钢门窗)。

2 换热站及二次输配管网改造节能贡献率

换热站自控改造及管网平衡改造的节能贡献率主要解决建筑本体室温过高及同一支路各建筑室温不均的现象^[4],因此通过研究改造前后建筑本体室内温度分析节能贡献率;管网漏损改造的节能贡献率则通过管网热损失率指标分析。由于典型项目的换热站及二次输配管网均未进行改造故将改造前后所分析数据的均值作为此项改造内容的节能贡献率。典型项目建筑本体改造前后的室内平均温度的情况,如表 2 所示。

表 2 测试建筑室内温度情况

换热站编号	建筑编号	室内温度 /℃	
		改造前	改造后
S1	SY01	20	22.35
	SY02	19.86	22.03
	SY03	19.11	21.5
S2	SY04	20	21.37
	SY05	20.74	21.17
	SY06	19.6	20.13
S3	SY07	20.36	21.75
	SY08	16.79	18.7
	SY09	19.97	21.25
S4	SY10	20.01	22.1

2.1 具体分析方法

(1) 换热站自控改造贡献率指标、管网平衡改造贡献率指标

由于各个测试建筑随着所在整个二次热网的位置不同,室内的平均温度分布也不同,设距离换热站最近的建筑平均温度为最高温度 T_g ,离换热站最远的建筑的平均温度为最低温度 T_d ,其他建筑的室内温度线性的分布在两个温度之间,则最高温度 T_g 与最低温度 T_d 的差值的一半可视为换热站所有建筑室内温度的平均值与最低温度 T_d 的差。

因此,可以粗略的认为最低温度 T_d 与标准温度 T_n' (取值 18℃) 的差距为由于系统运行调节不良造成的过量损失部分,即换热站自控改造节能贡献率;换热站所有建筑室内温度的平均值与最低温度 T_d 的差为由于建筑间的水力失衡造成的过量损失部分,即管网平衡改造节能贡献率。

换热站自控改造节能贡献率计算为:

$$\eta_1 = \frac{T_d - T_n'}{T_d} \times 100\% \quad (1)$$

式中: η_1 为换热站自控改造节能贡献率 (%); T_d 为最低温度 (℃); T_n' 为标准温度 (℃)。

管网平衡改造节能贡献率计算为:

$$\eta_2 = \frac{T_g - T_d}{2T_g} \times 100\% \quad (2)$$

式中: η_2 为管网平衡改造节能贡献率 (%); T_g 为最高温度 (℃); 其他参数含义同前。

(2) 管网漏损改造贡献率指标

本项目在实际节能改造过程中未对管网实施改造,管网改造的实际节能贡献率尚难以通过实际改造案例说明。本研究通过式 (3) 计算二次输配管网的热损失率^[5]。

$$\alpha_{p1} = \frac{Q_{p1}}{Q_b} \times 100\% \quad (3)$$

式中: α_{p1} 为管网热损失率指标 (%); Q_b 为建筑本体耗热量指标 ($\text{GJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$); Q_{p1} 为管网热损失 ($\text{GJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$)。

《居住建筑节能检测标准》(JGJ/T 132-2009)^[6]规定的二次输配管网热损失标准取 10%,对比标准规范对管网损失的约束值,估算二次输配管网改造的节能贡献率。

2.2 换热站自控改造节能贡献率

通过对换热站进行节能改造,如加装气候补偿器、循环水泵变频器等自动控制设备,实现供需匹配的最优运行,可以降低过量供热造成的热损失部分的能耗,针对实际测试情况计算各自的过量损失情况,按照式 (1) 进行计算,表 3 为实测 10 栋建筑本体改造前后的过量损失情况,取其均值即为换热站自控改造节能贡献率。由于建筑 SY08 为欠供热,故研究其余 9 栋实测建筑的过量损失情况。

表 3 换热站自控改造节能贡献率

换热站编号	改造前 / %	改造后 / %
S1	5.81	16.3
S2	8.16	10.58
S3	0	3.74
S4	10.45	18.55
平均	9.2	

不同年份, 不同换热站的运行管理水平不同, 过量供热情况也不尽相同, 通过对典型项目改造前后室内温度的测试, 由于过量损失引起的节能潜力, 即通过换热站自动化控制改造, 约有 9.2% 的节能贡献率。当然, 实现自动化控制只是减少过量损失的前提, 没有好的运行调节策略, 自动化控制硬件无法独立实现该部分的节能潜力。

2.3 管网平衡改造节能贡献率

简单估算换热站二次输配管网水力失衡带来的热量损失, 由换热站末端建筑远端、中端、近端的建筑室内平均温度情况估算过量损失。按照式 (2) 进行计算, 结果如表 4 所示, 取其均值即为管网平衡改造节能贡献率:

表 4 管网平衡改造节能贡献率

支路编号	改造前 / %	改造后 / %
N1	2.23	1.9
N2	2.75	2.9
N3	8.77	7.01
N4	—	—
平均	4.26	

注: 支路 N4 仅有一栋建筑 SY10, 故无法算过量损失。

由于无法计算支路 N4 的二次输配管网过量损失率, 故平均值取值为改造前后支路 N1-N3 的过量损失。因此, 通过对二次输配管网平衡进行改造, 如在各单元楼加装平衡阀, 可实现约 4.26% 的节能贡献率。

2.4 管网漏损改造节能贡献率

本研究在实际节能改造过程中未对二次输配管网实施改造, 二次输配管网改造的实际节能贡献率尚难以通过实际改造案例说明, 通过对比标准规范^[6]对二次输配管网损失的约束值, 估算二次输配管网漏损改造的节能贡献率, 二次输配管网热损失率指标按照式 (3) 进行计算, 如表 5 所示, 取其均值即为管网漏损改造节能贡献率:

表 5 管网漏损改造节能贡献率

支路	改造前 / %	改造后 / %
N1	16.31	15.71
N2	20.05	19.43
N3	12.43	11.68
N4	14.02	12.88
平均值	16.2	

由表 5 中数据可知, 二次输配管网热损失率的

平均值为 16.2%, 距标准的约束值指标有 6.2% 的节能潜力。因此, 通过对二次输配管网进行漏损改造, 如更换二次输配管网的供热管道或保温材料, 可实现约 6.2% 的节能贡献率。

3 建筑本体改造节能贡献率

3.1 模型建立

建筑本体改造的技术措施主要分为屋面改造、外墙改造及外窗 (含公共窗) 改造, 由于典型项目仅对外墙和公共窗进行改造, 无法通过对比改造前后实测数据研究不同改造内容的节能贡献率, 故采用实测数据与模拟相结合的研究方法, 扩充建筑本体各项改造内容的节能贡献率。

模型需经过改造前后的实测数据验证。结果扩充时的改造标准: 按照《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ26-2010)^[7] (以下简称三步节能标准) 中围护结构热工参数限值设定模拟参数值, 建筑本体各项改造技术分析流程如图 2 所示。

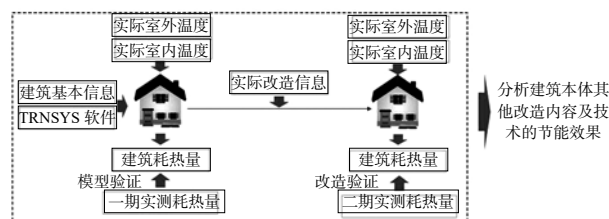


图 2 建筑本体各项改造技术分析流程

由于改造建筑年代久远, 缺少图纸信息, 使得建模过程困难, 通过实地调研建筑基本结构类型, 可以获得较为粗糙的建筑基本信息。因此, 建筑仿真分析过程的重点在于通过两个采暖季实际监测的逐时室内温度、室外温度以及逐时供热量数据, 验证建筑模型建立的准确性, 使得模拟结果具有实际说服力。

3.2 屋面改造

典型地区并未对屋面进行改造, 对改造前模型中对建筑本体的屋面材料进行修正, 使其改造至三步节能中标准限值的传热系数 $0.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 建筑 SY01-SY10 屋面改造节能贡献率模拟, 如图 3 所示。由此可见, 经 SY01-SY10 屋面改造后节能贡献率均值为 5.27%。

3.3 外墙改造

将修正后的第二阶段建筑模型修改为仅改外墙的情况, 建筑 SY01-SY10 外墙改造的节能贡献率模拟情况, 如图 4 所示。SY01-SY10 经外墙改造后能耗节能贡献率均值为 13.51%。

3.4 外窗改造

典型地区并未对全部外窗进行改造, 对改造前

模型中对建筑本体的外窗材料进行修正,使其改造至三步节能中标准限值的传热系数 $2.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,建筑 SY01–SY10 外窗改造节能贡献率模拟,如图 5 所示。由此可见,经 SY01–SY10 外窗改造后节能贡献率均值为 10.78% 。

4 结论

通过对典型项目改造前后实测数据对比与 TRN-SYS 建筑仿真模型结合的分析手段,扩充分析了各节点处不同改造内容的节能贡献率。结论如下:

(1) 换热站和二次输配管网的节能改造主要由实测能耗结合理论分析得到其节能贡献率,换热站自控改造率、管网平衡改造及管网漏损改造的节能贡献率分别为 9.2% 、 4.26% 及 6.2% ;

(2) 外墙改造带来的节能率主要由实际改造项目确定,为 13.51% ;屋面、外窗改造带来的节能率主要由经过实测能耗验证的仿真模型确定得到,分别为 5.27% 、 10.78% 。

参考文献

- [1] 赵陈,董福麟,孙妍艳,等.北京市既有居住建筑供热计量改造工程能耗实测分析[J].暖通空调,2014,44(03):80–83.
- [2] 金国辉,姬晨辉.内蒙古地区居住建筑外墙保温节能优化研究[J].建筑技术,2017,48(7):699–701.
- [3] 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 2015[M].北京:中国建筑工业出版社,2015.
- [4] 李倩林.北方采暖地区既有居住建筑节能改造管理模式研究[D].西安建筑科技大学,2011.
- [5] GJJ34–2016,城市热力网设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [6] JGJ–T132–2009,居住建筑节能检测标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [7] JGJ26–2010,严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2010.

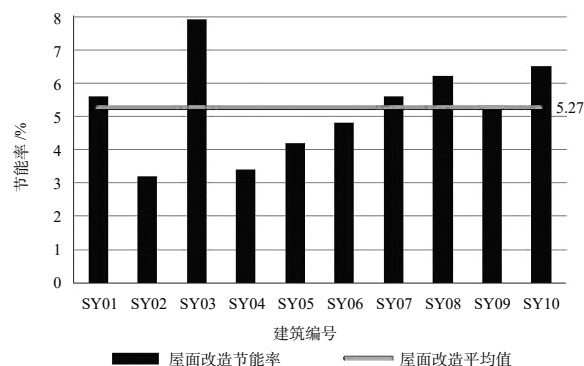


图 3 屋面改造节能贡献率模拟

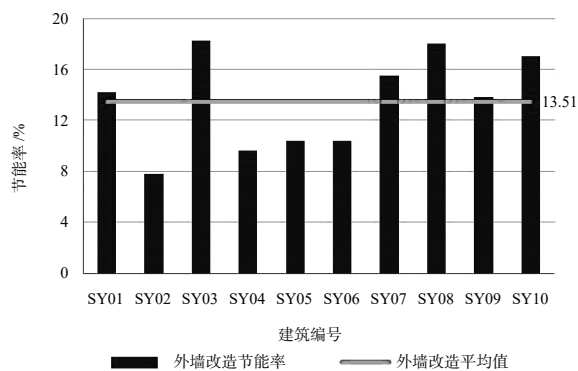


图 4 外墙改造节能贡献率模拟

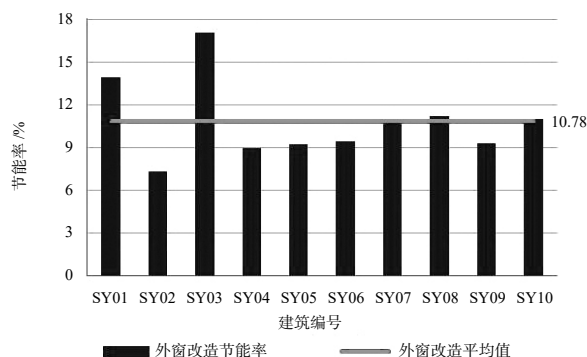


图 5 外窗改造节能贡献率模拟

基于多节点模型实际大空间下送下回分层空调垂直温度分布研究

黄 晨, 李佳霖, 张亚林, 王 昕

(上海理工大学, 上海 200093)

[摘 要] 论文首先针对某一下送下回的实际大空间建筑建立了求解垂直温度分布的多节点模型, 然后对该建筑进行了 5 个不同送风量和室外气象参数的热环境实验, 并根据实验结果验证了所建模型。研究结果显示: 各工况垂直空气温度分布模型计算与实测结果的最大误差不超过 15%, 绝对相对误差平均值为 5.7%, 各工况标准方差平均值 2.05°C。论文利用所建多节点模型对大空间下送下回分层空调热环境受空调送风量、室外气温、太阳辐射影响的特性进行了分析。

[关键词] 大空间; 下送下回; 多节点模型; 垂直温度分布

0 引言

与一般层高建筑不同, 大空间建筑室内空气垂直温度分层现象显著。研究发现, 大空间垂直温度分布不仅对室内环境的热舒适性有很大影响^[1], 对分层空调的负荷, 特别是非空调区对空调区的转移热所形成的负荷影响较大^[2]。因此, 垂直温度分布的研究对于大空间分层空调情况下的舒适性和节能潜力研究具有重要的意义。

目前, 国内外对大空间垂直温度分布特性的研究主要有数值模拟、区域模型、实验研究三种方法。区域模型的方法是通过将房间划分为有限个宏观区域, 根据区域间的质量能量流动建立平衡方程^[3-5]。其中应用较广的是 Block 模型与多节点模型。两模型相比, Block 模型是根据垂直方向上各宏观区域的质量能量守恒方程, 结合壁面流子模型等方程联合求解获得空气垂直温度分布, 而多节点模型仅由垂直方向上各宏观区域质量能量守恒方程联立求解而得, 因而其计算简便。Li 针对普通层高的置换通风房间建立了考虑屋顶与地板附近空气温度不同的四节点模型^[5], Huang 等在此基础上, 针对某大空间建筑采用第一类壁面边界条件建立了多节点模型, 解析了在热源和自然通风作用下的大空间垂直温度分布^[6]。刘昊儒通过耦合求解空气温度的多节点模型与求解壁面温度的 Gebhart 模型, 同步求解了气态缩尺模型中的空气垂直温度分布和壁面垂直温度分布, 并用实验进行了验证^[1]。

基于上述研究, 本文将针对实际大空间建筑围护结构同时受室内外环境参数影响的特点, 研究多

节点模型在求解实际大空间建筑室内空气垂直温度分布中的应用。

1 实际大空间建筑介绍及其实验方案

1.1 实际大空间建筑空调送风方式概况

本文所研究的对象为大空间建筑热环境实验基地, 是一大学生数控机床实习区, 总面积 500m², 南北跨度 18m, 东西跨度 27.7m, 坡屋顶最高点和最低点距地面分别为 12m 和 9.6m。该热环境实验基地有喷嘴送风与柱状下送风等多种气流组织形式。

选用柱状下送风分层空调形式, 其中柱状送风装置总高为 1.5m, 直径为 1.0m, 额定送风量为 3500m³/h, 南、北墙各 4 个落地靠墙安装。回风口尺寸为 3m×2m, 离地 0.5m 镶嵌于东墙中心。

1.2 实验方案

为能很好地反映室内垂直温度分布, 实验基地垂直方向上布有固定温度测点和移动温度测点。各垂直温度测线平面布置见图 1, 立面布置见图 2, 图中省去了大部分风管。同一测线上相邻测点间距为 1m, 固定测线 A、B、C 分别从高度 3.0m 到 9.0m 布置 7 个测点; 固定测线 D、E、F、K、I、J 分别从高度 3.0m 到 10.0m 布置 8 个测点; 测线 G 和测线 H 为矫正仪器用。

根据实验基地空调系统最大送风量 30000m³/h 以及室外气象参数情况, 设置了表 1 所示的 5 个实验名义工况。具体实验时, 实际的送风量和室外温度与名义工况略有不同。

表 1 实验名义工况表

工况	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
实验名义送风量/(m ³ /h)	15000	20000	25000	20000	20000
实验名义室外温度/°C	28	28	28	31	34

实验基地一般从上午 9 点开启空调进行实验, 室内热环境一般在下午 2 点 30 分左右基本趋于稳定,

收稿日期: 2018-06-30

基金项目: 国家自然科学基金 (51278302)。

作者简介: 黄晨 (1958—), 主要研究方向为建筑环境与通风。

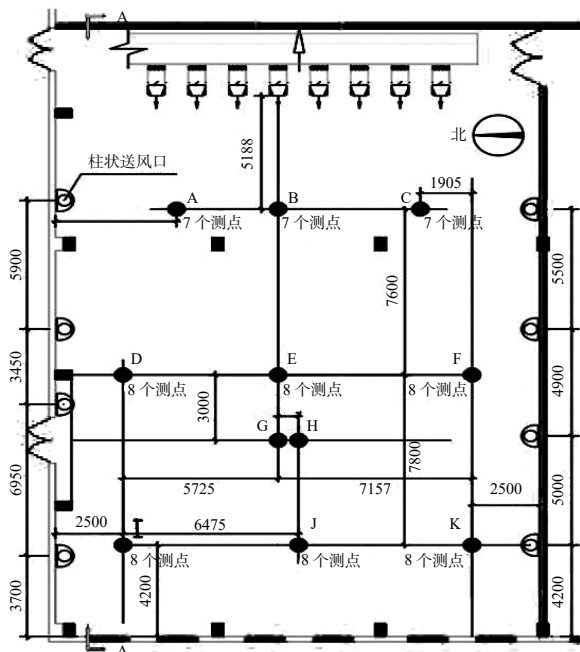


图 1 室内固定温度测点平面图

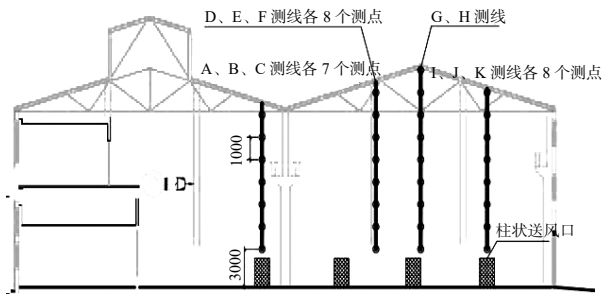


图 2 室内固定温度测点 A-A 剖面图

故本文实验结果均采用当天下午 2 点 30 分左右的实验数据。

2 实际大空间建筑多节点模型建立

2.1 实际大空间建筑多节点模型的建立与求解

多节点模型就是在室内垂直方向上划分若干个区域, 假定每个区域的温度在水平方向上相同, 每

个区域垂直中心温度为该区域节点温度。

根据 1.1 介绍的大空间建筑结构及气流组织特点, 建立如图 3 所示的南北立面简化建筑模型。以回风口高度划分分层空调面, 将整个建筑空间沿垂直方向划分为 6 个区域, 其中空调区 1 个分区, 非空调区 5 个分区, 最高处第 6 区主要是坡屋顶覆盖区域。空调送风下送下回的过程均在第 1 区内完成。以垂直方向上各区域作为控制体, 在不考虑热源的情况下, 发生在各区域中的能量传递过程主要有: 墙体、地板、屋顶围护结构传热、空气流动换热和相邻区域间的温差传热。显然, 各区域在热平衡时的净得热为零。图 3 列出了第 1、 i ($1 < i < 6$)、6 区能量传递的模型原理图, 建立区域能量平衡方程式 (1) ~ (3)。

$$KA_1(T_{\text{综}} - T_1) + \alpha_f A(\theta_f - T_1) + C_B A(T_2 - T_1) + G_s C_p(T_s - T_1) + \beta G_s C_p(T_s - T_1) = 0 \quad (1)$$

$$KA_i(T_{\text{综}} - T_i) + C_B A(T_{i-1} - T_i) + C_B A(T_{i+1} - T_i) + \alpha_i \beta G_s C_p(T_{i-1} - T_i) + \alpha_{i+1} \beta G_s C_p(T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (2)$$

$$K_c A_c(T_{\text{综}} - T_6) + C_B A(T_5 - T_6) + \alpha_6 \beta G_s C_p(T_5 - T_6) = 0 \quad (3)$$

式 (1) ~ (3) 中, K 、 K_c 是围护结构墙体和屋顶的传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); α_f 是地板的对流换热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); A_i 是 i 区域墙体围护结构面积 (m^2), A 是地板面积 (m^2); T_i 为 i 区域的空气温度 ($^{\circ}\text{C}$); $T_{\text{综}}$ 、 T_s 分别为室外空气综合温度和空调送风温度 ($^{\circ}\text{C}$); θ_f 为地板表面温度 ($^{\circ}\text{C}$); α_i 是由 $i-1$ 区域进入 i 区域的空气流量与送风量比值, 此处 $i > 1$; β 是由空调区进入非空调区的空气流量与空调总送风量的比值; G_s 为空调总送风量 (kg/s); C_p 为空气定压比热 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); C_B 为空气温差传热系数, 取 $2.3 \text{ W}/\text{m}^2$ 。需要说明的是, 式中围护结构的传热量 $KA_i(T_{\text{综}} - T_i)$ 实际上代表的是该区域围护结构不同组成构件 (包含窗和墙等) 各个朝向传

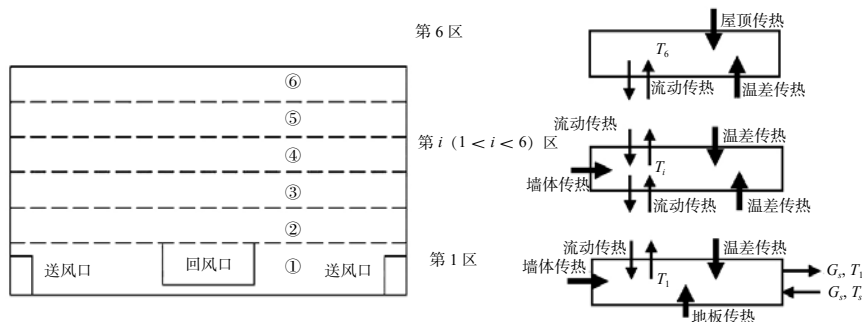


图 3 多节点模型原理

热量的总和,不同构件 K 和 $T_{\text{综}}$ 不同。

在计算空气流动换热时,假定各区域质量守恒,垂直方向上空气受浮力作用各区界面上有气体流动,根据质量守恒概念,也有气流相反方向流动。研究发现,大空间非空调区空气流动受回风距离的影响较大,距离回风口越远空气流动就越弱。大空间采用下送中回气流组织时,非空调区空气龄在垂直方向上随建筑高度的增加而增加,受屋顶热滞留特性影响,屋顶处空气龄远大于回风口附近的空气龄^[8]。因此,本文假定在大空间非空调区,空气流量自下而上呈线性递减,屋顶处的流量为零。设空调区、非空调区合计为 N 个区的情况,由第 $i-1$ ($i > 1$) 区流动至 i 区的空气流量占由空调区进入非空调区空气流量的比例为:

$$\alpha_i = \frac{N+1-i}{N-1} \quad (4)$$

由空调区进入非空调区的空气流量,本文采用实验所得的估算值空调总送风量的 28.75%^[9],即 β 取 0.2875。此值的确定还需进一步研究。

本模型研究对象为实际建筑,不同于文献 [1] 缩尺模型实验台,可直接采用第三类边界条件,模

型中可利用室外综合温度 $T_{\text{综}}$ 。

将以上参数代入式 (1)~(3) 各区域的热平衡方程,写成矩阵形式如下:

$$\begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} & D_{15} & D_{16} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} & D_{24} & D_{25} & D_{26} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} & D_{34} & D_{35} & D_{36} \\ D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} & D_{45} & D_{46} \\ D_{51} & D_{52} & D_{53} & D_{54} & D_{55} & D_{56} \\ D_{61} & D_{62} & D_{63} & D_{64} & D_{65} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \end{bmatrix} \quad (5)$$

上式中,左侧矩阵所含各系数的下标第一个数字表示分层区域的序数,第二个数字对应该分层区域热平衡方程中节点温度 T 的下标。例如, D_{11} 为第 1 区热平衡方程中 T_1 的系数。右侧矩阵中 B_1 为第 1 区热平衡方程中的常数项部分。求解上述矩阵方程便得到空调区温度 T_1 和非空调区各区域温度 T_2 、 T_3 、 T_4 、 T_5 、 T_6 。

2.2 多节点模型的实验验证

图 4 给出了表 1 所列 Case1-Case5 五个工况的空气垂直温度分布模型计算值与实验值的比较。其中 Case1-Case3 为室外温度基本相同,风量不同的垂直温度分布,由图 4 可知,大风量时误差略大。

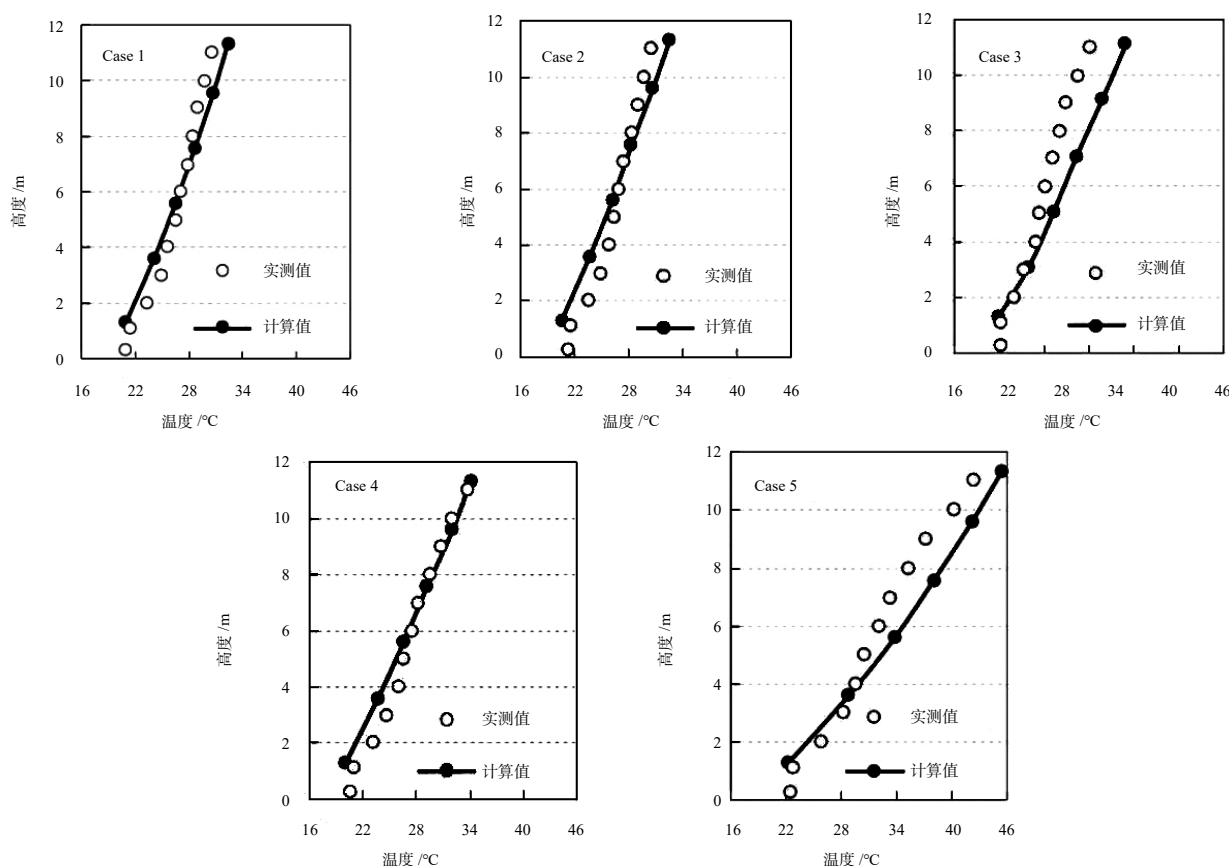


图 4 Case1-Case5 垂直温度分布的实测值与理论值

Case2、Case4、Case5 代表了风量基本相同，但室外气温不同的空气垂直温度分布模型与实验的对比结果，结果表明，室外高温情况下误差略大。表 2 列出了各工况空气温度计算值与实测值的最大相对误差与标准方差，其结果也显示了在大风量和室外高温情况下，理论计算结果偏大。

表 2 各工况空气温度计算值与实测值的最大相对误差与标准方差

工况	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
最大相对误差	0.06	0.07	0.14	-0.06	0.15
标准方差 /℃	1.01	1.50	2.96	1.05	3.74

通过图 4、表 2 中实测值与计算值对比可知，利用多节点模型计算得到的大空间垂直温度分布与实测值相差不大，各工况各点空气温度模型计算结果与实测结果最大相对误差为 15%，绝对相对误差平均值为 5.7%，标准方差平均值为 2.05℃，理论计算结果与实验基本吻合。

3 大空间下送下回分层空调垂直温度分布特性分析

利用论文所建多节点模型，对影响大空间下送下回分层空调室内热环境的因素：空调送风量、室外温度和太阳辐射强度进行计算，以分析热环境随这些因素的变化规律。

现定义上下温度差为空调区与非空调区平均温度之差 DT；定义最大温差为垂直方向模型解析解中最高点与最低点温度之差 DTmax。

3.1 不同送风量大空间热环境特性分析

设送风量分别为 10000m³/h、15000m³/h、20000m³/h、25000m³/h、30000m³/h 五个工况，室外温度取 28℃。经多节点模型计算得到如图 5 所示的大空间垂直温度分布随送风量变化而变化的规律。结果表明随送风量的增大，室内温度逐渐减小，而空调区、非空调区平均温度之差与垂直方向最大温差变化不大。

3.2 不同室外温度大空间热环境特性分析

设室外温度分别为 25℃、28℃、31℃、34℃、37℃ 五个工况，送风量取标准工况 20000m³/h。经多节点模型计算得到如图 6 所示的大空间垂直温度分布随室外温度变化而变化的规律。结果表明，当影响大空间垂直温度分布的其他因素不变时，只改变室外温度，室内温度会随室外温度的增大而增大，空调区、非空调区平均温度之差与垂直方向最大温差也随着室外温度增大而增大。

3.3 不同太阳辐射强度大空间热环境特性分析

设太阳辐射强度分别为 150W/m²、250W/m²、350W/m²、450W/m²、550W/m² 五个工况，送风量取

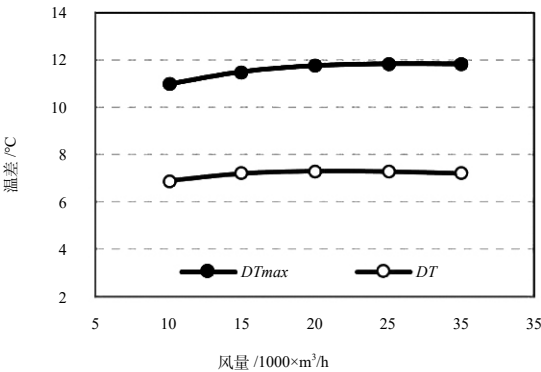
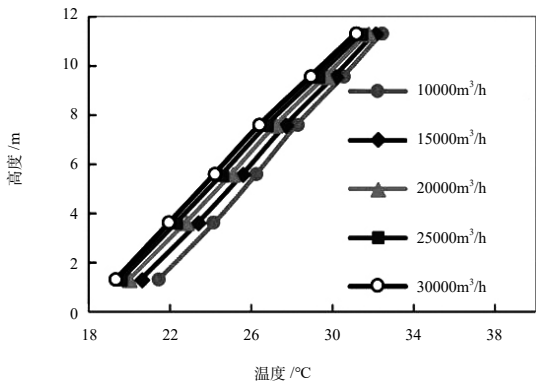


图 5 室内垂直温度分布随送风量的变化特性

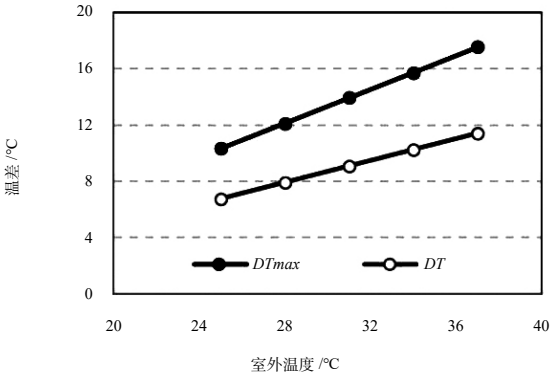
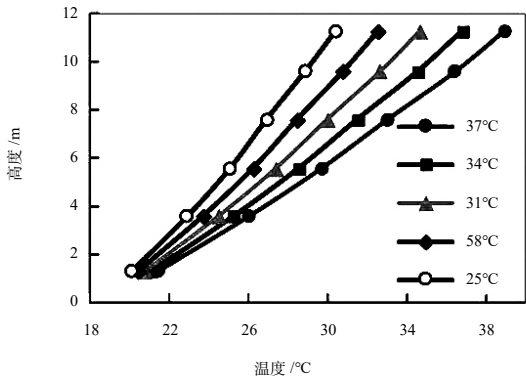


图 6 室内垂直温度分布随室外温度的变化特性

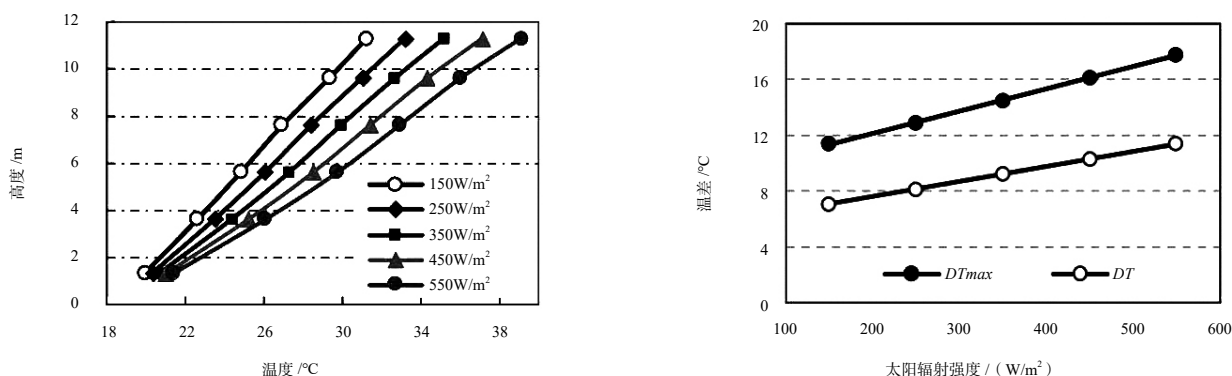


图 7 室内垂直温度随室外太阳辐射强度的变化特性

标准工况 $20000\text{m}^3/\text{h}$, 室外温度取 28°C 。经多节点模型计算得到如图 7 所示的大空间垂直温度分布随太阳辐射强度变化而变化的规律。在其他因素不变, 只改变太阳辐射强度时, 室内温度会随着室外太阳辐射强度的增大而增大, 空调区、非空调区平均温度之差与垂直方向最大温差也随太阳辐射强度增大而增大。

4 结论

(1) 本论文通过某大空间建筑热环境实验基地 5 个不同送风量和室外气象参数的热环境实验, 对论文所建多节点热环境求解模型进行了验证。结果显示: 各工况各点空气温度计算结果与实测结果的最大误差不超过 15%, 绝对相对误差平均值为 5.7%, 标准方差平均值 2.05°C 。

(2) 利用所建多节点模型对大空间下送下回分层空调热环境特性进行了分析, 结果表明随空调送风量增加, 空气垂直温度分布整体减少, 室外温度、太阳辐射增加时, 空气垂直温度分布整体提高, 与实验结果一致。

本文研究成果为深入研究实际大空间建筑在内热源与排风影响下热环境奠定了基础。

参考文献

[1] 刘昊儒, 基于缩尺模型含热源的大空间下送风分

层空调负荷研究 [D]. 上海, 上海理工大学, 2017.

[2] 刘俊. 基于 Block-Gebhart 模型的下送中回顶排风分层空调负荷研究 [D]. 上海: 上海理工大学, 2016.

[3] 高军. 大空间分层空调温度场与负荷的多区热质平衡模型研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002.

[4] Axley J W. Surface-drag flow relations for zonal modeling[J]. Building and Environment, 2001, 36(7): 843-850.

[5] Li Yuguo. Buoyancy-driven natural ventilation in a thermally stratified one-zone building[J]. Building and Environment, 2000, 35(3): 207-214.

[6] Huang Chen, Ma C, Wang Xin, et al. Multi-node model for vertical temperature distribution in atrium with natural ventilation[J]. Journal of Central South University of Technology, 2007, 14(S3):197-201.

[7] Togari S, Arai Y and Miura K. A Simplified model for predicting vertical temperature distribution in a large space[J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99(1):84-99.

[8] 王欢. 基于缩尺模型的大空间下送中回空气流动研究 [D]. 上海: 上海理工大学, 2014.

[9] 张亚林. 大空间下送风分层空调负荷计算方法在实际大空间建筑中的应用研究 [D]. 上海, 上海理工大学, 2017.

南航武汉机场南工作区综合保障楼 BIM 机电正向设计研究

李高才¹, 魏 欣¹, 张银安¹, 周其源¹, 贾 伟¹, 刘巍巍²

(1. 中南建筑设计院股份有限公司, 湖北武汉 430000; 2. 万科企业股份有限公司, 深圳 518000)

[摘 要] 本文以南航武汉机场南综合保障楼工程为例, 介绍了 BIM 技术在机电正向设计中的应用情况及基于 Revit 平台的机电正向设计实施策略, 并通过对工程设计中遇到的若干问题的研究, 对当前 BIM 体系中进行机电设计及未来 BIM 在机电设计领域的发展提出了建议, 为推进 BIM 技术在机电正向设计中的应用提供借鉴。

[关键词] BIM; 机电; 正向设计; 协同; 管线综合

0 引言

2016 年 8 月, 住房城乡建设部公布了《2016—2020 年建筑业信息化发展纲要》, 其中要求勘察设计公司“推广基于 BIM 的协同设计, 开展多专业间的数据共享和协同, 优化设计流程, 提高设计质量和效率。研究开发基于 BIM 的集成设计系统及协同工作系统, 实现建筑、结构、水暖电等专业的信息集成与共享。”^[1]

为响应国家政策, 武汉市城乡建设委员会于 2017 年 9 月发布了《武汉市建筑信息模型技术推广应用三年行动计划 (2018~2020) 任务》, 提出了 BIM 工作目标: 到 2020 年末, 以下新立项项目勘察、设计、施工、运营维护中, 集成应用 BIM 的项目比率达到 90%; 以国有资金投资为主的大中型建筑 (如医院、学校、文化、体育设施、保障性住房、交通设施、水利设施、标准厂房、市政设施等项目); 申报绿色建筑的公共建筑和绿色生态示范小区; 社会资本投资额 (建安造价) 在 6000 万元以上 (或单体建筑面积 2 万 m² 以上) 的建设项目参照执行。^[2]

随着国家相关政策及地方相关配套措施的实施, 今后 BIM 技术在建筑设计领域必将迎来高速发展时期。但是, 目前 BIM 技术在机电设计的应用还处于初级阶段, 特别是相关的计算, 很多技术还不能应用在实际的建筑工程中, 全生命周期的运用也处于探索阶段^[3]。本文以南航武汉机场南工作区综合保障楼项目为例, 针对 BIM 技术在机电设计中的应用进行了研究, 提出了当前 BIM 技术应用的障碍及解决方案。

1 工程概况

本项目位于武汉天河机场三期南工作区, 总用地面积 28363m², 总建筑面积 51708m², 主要建筑功



图 1 整体鸟瞰图

能内容包含综合办公楼、空勤出勤楼、空勤餐厅等。本建筑地上九层, 局部十层, 地下一层, 建筑总高度 43.1m, 建筑面积约 5.2 万 m²。属于一类高层建筑。地下室主要为车库及设备房, 战时作为人防地下室使用。鸟瞰图如图 1 所示。

综合办公楼及空勤出勤楼合用一套冷热源, 冷热源形式为“冷水机组+燃气锅炉”。档案资料室设置独立的多联机空调系统。空调夏季冷源选用 2 台制冷量 550RT 的离心式冷水机组及 1 台制冷量 300RT 辅热螺杆式冷水机组, 供回水温度 7/12℃。空调冬季热源选择 2 台 1.75MW 燃气真空热水锅炉, 内置不锈钢管换热器。供回水温度 60/45℃。制冷机房及锅炉房设置于地下一层, 冷却塔设置在办公屋面。

给排水设计包括室内外给水、排水、消防栓系统, 及自喷、生活热水、冷却循环水、气体灭火等系统。地下室设置有生活水泵房、消防水泵房及消防水池。生活热水系统采用太阳能集中热水供应系统, 辅助热源采用商用冷凝容积式燃气热水炉, 热水炉放置在地下室消防水泵房内; 厨房卫生间排水分别设置, 分别经隔油池、化粪池处理后排入市政管网。出勤楼屋面设置高位消防水箱及稳压泵, 满足初期火灾

收稿日期: 2018-03-18

作者简介: 李高才 (1989—), 主要研究方向为暖通空调, BIM 机电应用。

消防用水的水量水压要求。

本项目总安装变压器容量 5200kVA, 设有 2 台 1600kVA 及 2 台 1000kVA 共计四台变压器。地下室设有 1#、2# 两个变配电房。其中, 1# 低压配电室配置 2 台容量 1000kVA 的变压器及高低压配电柜, 2# 低压配电室配置 2 台容量 1600kVA 的变压器及低压配电柜。

本项目全专业采用 BIM 技术, 基于 Revit 平台建立整个项目的模型, 实现三维协同设计。

2 BIM 实施策略

2.1 BIM 正向设计的应用现状

目前, 对于部分 BIM 应用水平较低的项目, 还处于基于 CAD 平台或者处于“翻模”的阶段。前者是考虑到习惯二维设计的人员熟悉 CAD 平台而做出的过渡性选择, 如基于 CAD 平台的 MagiCAD 软件; 后者是在已有的施工图基础上, 将现有二维图纸“翻译”成三维模型, 该模式更多的应用在 BIM 咨询领域或者施工阶段, 重点在指导施工而非指导设计。同传统二维设计相比, 基于 BIM 的正向设计, 其设计目标、设计方法、设计成果、协同模式都发生了很大的变化。如果不能制定正确的项目实施策略, 设计效率会显著降低甚至无法完成设计目标。

基于 BIM 的正向设计当前在设计行业的发展缓慢, 设计效率低是 BIM 正向设计遇到的最大难题。有研究者认为 BIM 设计初步设计阶段的时间安排应比二维设计延长 50%^[4]。本工程 BIM 设计也遇到了

同样的问题。笔者认为, 这同项目管理、设计人员 BIM 水平、制图标准都有密切的关系, 其中, 项目管理是决定性因素。

2.2 BIM 正向设计的项目管理

实施 BIM 设计, 首先需要制确定设计目标。传统二维设计的目标很明确, 即绘制施工图。而 BIM 正向设计目标不仅仅是绘制施工图, 甚至在一些工程中, 绘制施工图并非 BIM 应用的重点。不同的设计目标, 则决定了不同的工作模式。目前, BIM 在工程中的应用分为以下几种模式: 全生命周期模式、指导施工模式、指导设计模式, 分别如图 2、3、4 所示。

BIM 的终极目标是全生命周期应用(图 2 所示), 目前还难以实现。图 3 所示为施工单位或者 BIM 咨询单位的常用模式, 是当前发展最快, 也是效果最显著的一种 BIM 应用模式。而 BIM 设计(图 4 所示)在整个工程建设周期中处于核心地位, 但是发展却比较缓慢。笔者认为, 制定的设计目标不合理是一个重要的原因。

本项目作为 BIM 正向设计的初步应用研究, 设计目标以施工图出图为重点, 同时兼顾模型的精准性, 采用了更为简便的工作模式(图 5)。本项目含初步设计阶段, 因此可基于初步设计成果进行建模, 可有效减少设计修改的工作量。笔者认为, 从项目规模、工程设计周期、设计人员应用 BIM 技术水平等因素综合考虑, 这种实施策略是基于设计目标做出的最优选择。

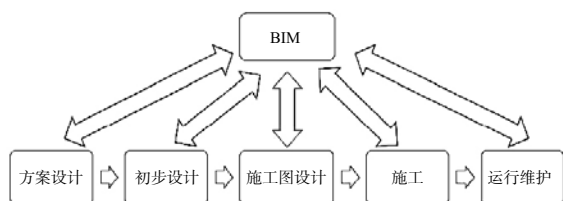


图 2 全生命周期模式

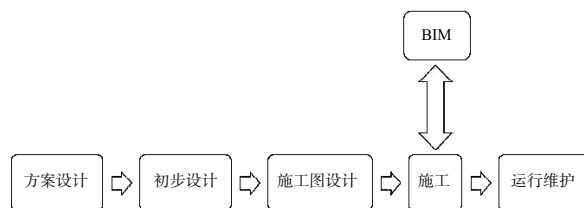


图 3 指导施工模式

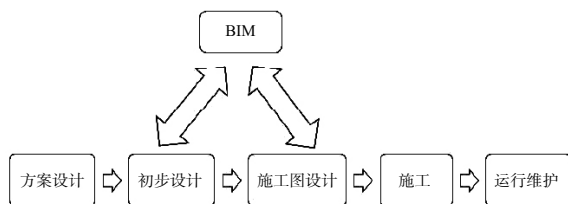


图 4 指导设计模式

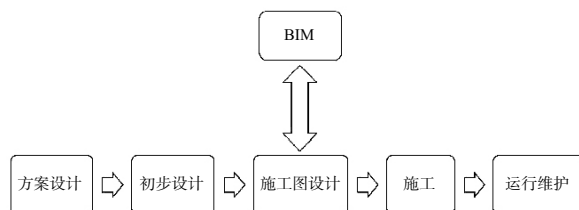


图 5 本工程 BIM 实施模式

3 BIM 机电设计应用

3.1 BIM 三维协同模式

BIM 三维协同是 BIM 实施的关键,也是 BIM 技术在正向设计中的优势所在。目前,基于 Revit 平台的专业间的协同模式基本上分三种:

(1) 全专业(建筑、结构及机电专业)公用同一个中心文件,采用工作集模式;

(2) 机电专业内部采用同一个中心文件,采用工作集模式;机电与建筑、结构之间采用链接的工作模式;

(3) 全专业采用链接的工作模式。

这三种协同模式,第一种模式的集成度最高,但实施难度最大。第三种模式实施难度最小,专业间的干扰最小。第二种模式介于两者之间。本项目采用相互链接的方式进行专业间的协同工作。

本项目之所以采用第三种协同模式,第一是考虑到项目的规模。本项目全专业参与人员较多,多人同时使用工作集操作同一个中心文件容易造成互相干扰及中心文件的损坏。这与软件平台本身的稳定性也有一定关系;二是考虑到操作的效率。全专业集成于同一个文件,势必造成中心文件过大,操作过大的中心文件对于当前的主流办公硬件造成很大的压力,可能会严重影响工程进度。而对于中型项目,如果为了解决中心文件过大问题而将项目拆分,势必又会造成分工界面的对接问题;第三是考虑到设计阶段的不确定性较大,设计师经常面临模型的修改工作,而一些不成熟的模型修改会给其他专业带来不必要的麻烦。第四是结合项目的设计周期及人员的操作水平。从较为简单的模式入手,逐步提升协同能力,提高协同效率。



图 6 部分自定义族

3.2 精细化建模

模型的深度决定了其价值,也决定了 BIM 应用深度。实现精细化建模的管件,在于建模规则的标准化。本项目在族库、系统设置、出图设置等方面制定项目级的标准,各专业根据标准作成项目级别的样本文件。

(1) 族库的标准化

BIM 模型的基础是族库。Revit 平台自带的族库远远不能满足项目需求。特别对于暖通专业,非标准化的设备、附件、管件较多,因此需要为项目定制更多的族来扩充族库。定制的族,不仅需要满足建模的要求,还需要满足影响的出图标准,这就造成几乎所有的系统族都需要进行相应的修改。本项目仅暖通专业自定义的族约 200 个,部分族如图 6 所示。

(2) 系统设置

BIM 技术对机电设计带来的一个重大变化就是系统化。传统的 CAD 设计,图面的基本元素是线条,整个图面是“碎片化”的,在图面上做修改、编辑工作效率低。而基于 Revit 平台的三维模型则是天然的系统化设计平台。在 Revit 平台上,当风管、管件、阀门附件物理连接良好时,软件会自动为其生成一个系统。这不仅有利于设计师对系统的理解,提高对系统修改的效率,还为系统的计算提供了坚实的基础。

按系统建模的前提是设置好系统族。系统族的设置是 BIM 标准化的一个重要工作,包括线性、颜色、填充等设置。本工程项目级标准中系统族颜色设置如图 7 所示。

(3) 模型整合

	渲染材质 (给水) 0-255-0		渲染材质 (通风) 255-63-0
	渲染材质 (回风) 99-37-35		渲染材质 (通气) 118-116-140
	渲染材质 (冷凝) 128-0-0		渲染材质 (污水) 255-255-0
	渲染材质 (喷淋) 255-0-255		渲染材质 (消防栓) 255-0-0
	渲染材质 (热给水) 0-0-255		渲染材质 (新风) 96-73-123
	渲染材质 (热回水) 0-100-200		渲染材质 (雨水) 0-255-255
	渲染材质 (送风) 247-150-70		渲染材质 (中水) 0-204-153

图 7 系统颜色标准

根据协同的需要,各专业模型需要进行整合。各专业内不同设计人员采用同一个样本文件,全专业采用同一个标高轴网文件才能进行模型整合。设计人员常采用链接的方式在 Revit 平台整合全专业模型。本项目地下室部分全专业整合模型如图 8 所示。

3.3 设计选项的应用

本项目地下室功能分战时、平时两种状态,使用“设计选项”功能可实现在同一个模型中实施两种方案。通过切换设计选项状态,可在“平时”状态中完成车库的设计,在“战时”状态中完成人防的设计。战时地下室整合后模型如图 9 所示。使用设计选项时,链接的建筑模型必须也要采用相应的设计选项。设计选项还可应用于方案比选。

3.4 机房优化设计

本项目设计机房较多,包括制冷机房、锅炉房、变配电房、水泵房等,集中设置在设备用房区域。机房内管线密集,本项目利用 BIM 技术可视化优势,对机房布置进行优化设计。

(1) 制冷机房、锅炉房优化设计

本项目制冷机房设置有 3 台冷水机组、5 台冷冻水循环泵、5 台冷却水循环泵、水处理装置、定压补水装置、分集水器、送排风系统、配电柜、控制柜、电力桥架、喷淋系统、消火栓系统等诸多设备管线,涉及到机电全专业。而受建筑条件限制,制冷机房面积仅 330m^2 ,同时有两面墙为临空墙,紧靠人防区,一面墙紧靠配电房。机房布置较为困难。

利用 Revit 平台,机电专业由暖通主导整合机房模型,在暖通专业模型中链接给其余专业的模型

文件。按照管线路由、冷冻水冷却水分区域、设备布置先大后小的原则,在整合的模型中调整机房布置方案。本项目制冷机房位于走道的上侧,管线路由自上而下,因此机房内沿自上而下依次为冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵。冷却水管井位于制冷机房的下侧,这样的布置方式可以尽可能的减少管线交叉,同时又能最大限度的利用机房空间。

锅炉房位于走道的另一端。本项目生活热水有水专业设独立热源解决,锅炉房仅提供空调热水,因此锅炉房内设备较制冷机房略少。重点在于泄爆口位置及烟卤路由设计。经反复推敲,最终制冷机房、锅炉房整合模型分别如图 10、11 所示。

(2) 其他设备房的设计

通过机房的三维模型,可以验证设备排布的合理性,检查机房净高,核对检修通道的宽度。经过整合后的配电房与水泵房模型如图 12、13 所示,设备、管线间均无碰撞,且预留有适当的安装空间,可对后续阶段的施工提供指导。

3.5 管线综合

(1) 碰撞检查方法

各专业建模完成后,导出 NWC 格式文件,在 navisworks 平台中进行碰撞检查。如图 14 所示,以第一人视角漫游,进行碰撞检查,并做出审阅记号以便修改。对于设计阶段,也可以利用 Revit 平台中的“碰撞检查”命令,该命令可以实现链接文件与自身文件的各个图元间的相互碰撞检查,并可以迅速定位碰撞点,修改后可刷新碰撞检查结果。如图 15 所示。

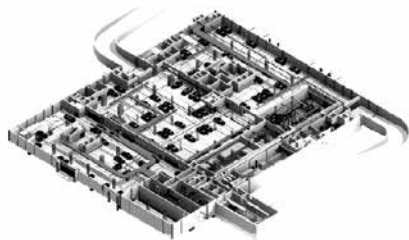


图 8 地下室整体 BIM 模型

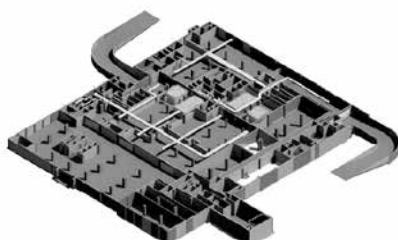


图 9 地下室战时 BIM 模型

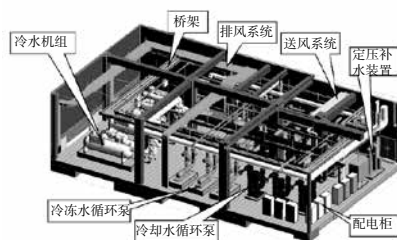


图 10 制冷机房全专业整合模型

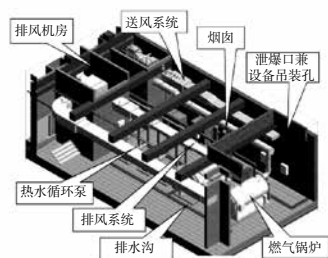


图 11 锅炉房全专业整合模型

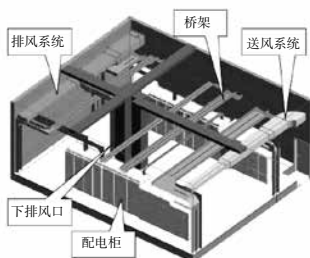


图 12 配电房整合模型

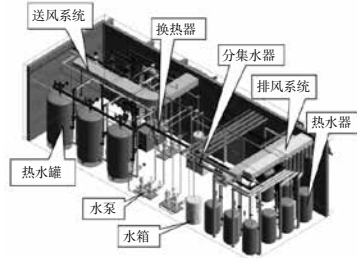


图 13 水泵房整合模型

同 navisworks 平台中的碰撞检查相比, Revit 平台内的碰撞检查具有反馈速度快, 操作简单, 修改方便等优势; 但是其表达碰撞的形式不如前者灵活, 导出的碰撞报告不如前者直观。因此, 基于 navisworks 平台的碰撞检查常用于 BIM 咨询项目, 其轻量化的建筑模型在漫游、碰撞检查展示上都具有优势。

本项目应用了两种碰撞检查方式, 笔者认为, 在设计阶段, Revit 平台内的碰撞检查效率更高, 省去了两个平台间的切换与对接工作。Revit 平台上的碰撞检查可实现“即时检查, 即时反馈, 即时修改”。

(2) 地下室走道管线综合

走道位于地下室设备房区域, 该走到管线非常密集, 包括: 各设备房通风风管、走道排烟管、锅炉房烟囱、冷冻水供回水干管、空调热水供回水干管、消火栓干管、喷淋干管、桥架等管线。而走道宽度仅 2.20m, 梁底净高 4.30m, 管线排布困难较大。

首先确定管线综合原则: 风管贴梁底走最上层。走道喷淋管与风管同层, 便于在走道做上喷头。桥架上方预留 300mm 检修空间。空调冷热水管道位于桥架下方。充分利用梁窝空间。下层管线要为上层管线预留出检修空间。按照上述原则, 各专业分专业建模, 整合模型后进行碰撞检查, 进行翻弯消除碰撞。典型断面图如图 16、17 所示。

(3) 出勤楼走道管线综合

出勤楼设有“风机盘管+新风”系统, 且为水平系统, 因此走道内有新风管、空调供回水管及冷凝水管, 同时, 桥架、喷淋及消火栓干管均敷设在

走道内。为了保障走道的净高, 走道均采用竖向排烟系统, 利用排烟竖井及侧墙上的排烟口排烟, 排烟风机设置在屋面上, 内走道不设置排烟管。走道最窄仅 2.0m, 顶层走道梁底净高仅 2.90m; 因此, 管线排布难度较大。

走道内管线排布原则: 风管贴梁底安装, 空调水管与风管走同一层, 其它线走一层。两层管线之间预留 300mm 的支管空间。按照上述原则, 各专业分专业建模, 整合模型后进行碰撞检查, 进行翻弯消除碰撞。典型断面图如图 18 所示。吊顶底距建筑完成面 2.20m, 吊顶下无法设置挡烟垂壁。因此, 本项目采用翻板式电动挡烟垂壁, 平时收起在吊顶内, 发生火灾后从垂下 500mm。

3.6 BIM 出图

BIM 出图, 也即 BIM 模型的二维化表达一直以来都是困扰设计工作的主要原因之一。其难点不在于实现 BIM 出图, 而在于出图效率低、表达方式不符合传统习惯及制图标准。笔者认为, BIM 作为三维设计工具, 其包含的信息量远远大于二维化的图纸, 三维交付、按模型施工是未来发展的趋势。但是现阶段, 国家还没有具体建立相关政策和标准对所形成的三维模型进行审查, 最终都需要将其所包含的各种信息数据转化成二维图纸, 受制于此, BIM 的二维化, 即 BIM 出图将在未来一段时间内仍是一个设计人员不能绕开的问题。

本项目机电专业的 BIM 出图率约 70%。图纸主要类型为平面图、大样图。系统图仍然以 CAD 出图为主, 一方面是因为系统图本身是由二维线条构



图 14 navisworks 中的碰撞检查



图 15 Revit 中碰撞检查

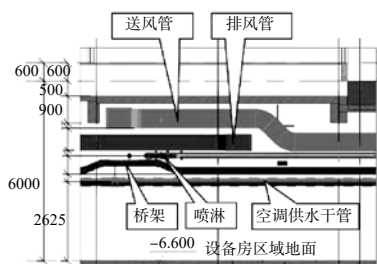


图 16 地下室走道典型剖面 (一)

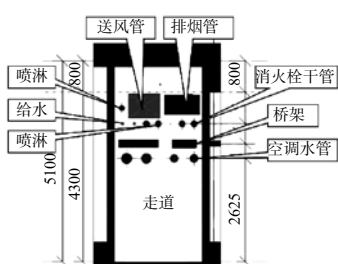


图 17 地下室走道典型剖面 (二)

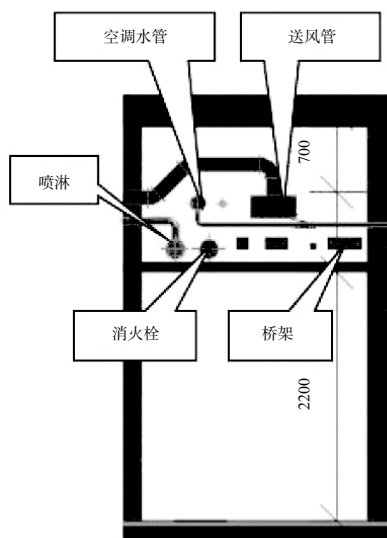


图 18 出勤楼走道剖面

成,使用 CAD 绘制更为方便,另一方面是因为当前 Revit 平台对自动生成系统图没有提供很好的技术支持。笔者认为,从三维模型生成二维系统图是未来的趋势,这是由 BIM 模型“系统化”的特点决定的。

4 BIM 技术的拓展应用

BIM 技术可与绿色建筑设计相结合,BIM 模型可为绿色建筑设计提供良好的技术支持。

本项目基于对气候和环境的分析,结合 BIM 技术,实施了多项绿色建筑措施,达到节地、节水、节能、节材的效果,创造室内外良好的办公环境。

(1) 室外风环境模拟优化

将 BIM 模型导入 Phoenics 中,对建筑形体进行优化分析,保证建筑周围风环境的舒适性。建筑西南方向增加开口和架空能有效将夏季的自然风导入内院,具有良好通风的效果。室外风环境效果及剖面通风效果如图 19、20 所示。

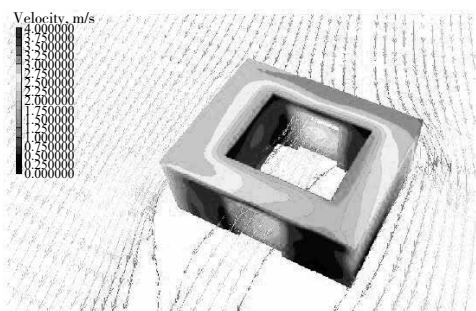


图 19 室外风环境效果

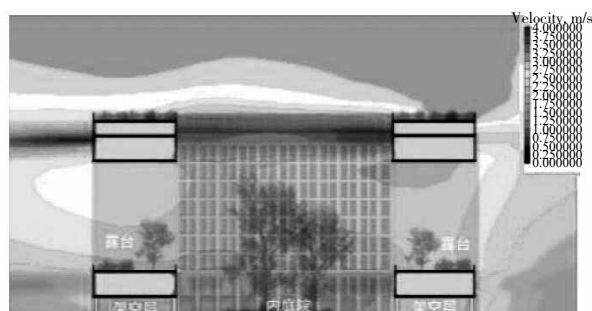


图 20 剖面通风效果

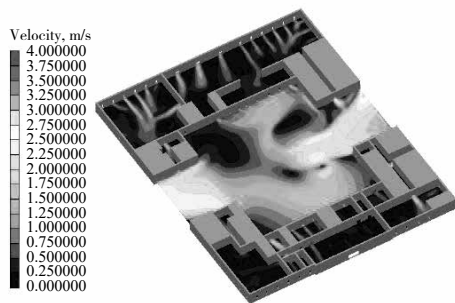


图 21 一层风速云图

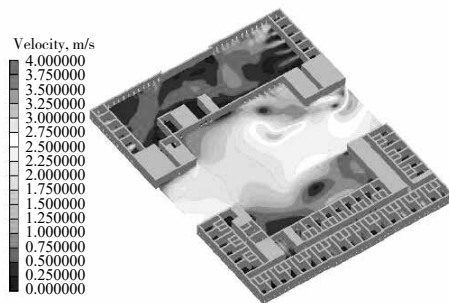


图 22 五层风速云图

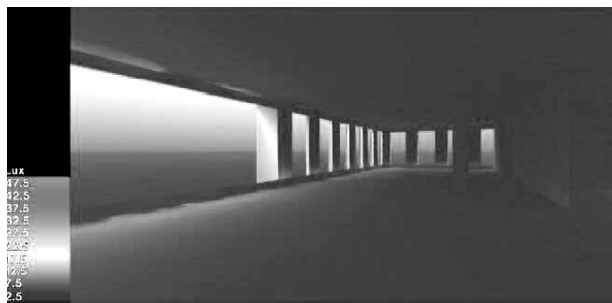


图 23 照度直观视觉图



图 24 照度伪色分布图

5 BIM 正向设计的重难点分析

(1) 制定正确的 BIM 设计目标

BIM 设计的目标其实包含了三个层次,全生命周期应用、指导施工、指导设计。目前,仅靠 BIM 设计解决全生命周期的应用是不现实的,但 BIM 设计可以在一定程度上对施工提供参考,如利用 BIM 实现管线综合,这主要靠精准的模型来实现。而 BIM 指导设计更注重提高设计质量、提升设计效率,更快更准确的“出图”。而图纸与模型现阶段是对立统一关系,实施项目时,若 BIM 设计目标更倾向于精准建模,必然带来工作量的大幅度增加,同时出图效率下降。若 BIM 设计目标更倾向于出图,则 BIM 很有可能沦为三维绘图工具,丧失了 BIM 的价值和意义。

因此,BIM 设计目标,既要体现 BIM 的价值,也要兼顾设计本身出图的需求。对于 BIM 的初步应用,制定设计目标时,应立足设计,更多的为设计本身服务。对于更深层次的 BIM 应用,则更多强调与施工结合。

(2) 选择合理的协同模式

对于 BIM 正向设计,合理的协同模式至关重要。笔者曾参与过不同类型的 BIM 项目,其 BIM 目标也不尽一致,采用的协同模式也有所区别。笔者认为,对于体量较大项目的 BIM 正向设计,建筑专业应当对项目进行拆分,其他各专业同建筑专业保持一致。对于中等规模项目,专业间采用链接、专业内采用工作集的协同模式。对于较小体量的项目,可以考虑整个机电专业采用工作集模式,机电与土建之间采用链接模式。

(3) 互提资料问题

机电专业同土建专业的互提资料在 BIM 体系中发生了重要的变化。在传统二维设计中,“互提资料”是专业间协同的一个重要手段。而基于 Revit 平台,可实现实时提资,特别是采用工作集模式进行协同时,每次修改可即时反馈其他专业,正因为如此,曾有人认为 BIM 技术“消灭”了传统二维设计中的互提资料环节。

而笔者认为,当前基于 Revit 平台的正向设计并不能“消灭”互提资料,模型更改更不能代替互提资料。设计过程中不可避免会出现大量频繁的修改,如何有效的获取与本专业相关的修改信息,同时避免其他专业无关修改的影响成为协同过程中出现的一个新的问题。建议在 Revit 平台提资方面功能未完善之前,各专业通过 Revit 中的视图进行定期提资。

(4) 项目标准化

尚未标准化是阻碍 BIM 技术推广的一个重要因素。特别是建模标准、模型深度标准、收费标准、出图标准等均未标准化,造成每个项目都有很强的定制性,以前的工作成果或者经验并不能很好的应用到其他项目中去,重复工作量大。对于一线设计人员,应积极推进项目级别的标准化,制定统一的项目级标准及项目模版。

(5) BIM 出图

较同传统 CAD 工作模式相比,BIM 出图效率低一直广受诟病,主要是由于以下两个原因。首先,设计过程引入 BIM 后,出图仅仅体现了设计工作的一小部分工作成果,而出图却体现了传统的基于 CAD 平台的二维设计的大部分工作成果。与传统施工图设计相比,运用 BIM 技术正向设计需要输入大量信息,将所有细节表达到位,工作量极大,而且,机电管线深化设计往往是施工阶段进行的,若运用 BIM 技术进行三维设计,将会把这个环节提前到设计阶段去完成,无疑会增加设计院的设计工作量及设计周期。特别是在目前设计费越压越低、项目越来越复杂的市场背景下,设计院对 BIM 的应用比较被动,缺乏积极性。此外,政策法规和标准不完善、本土应用软件不成熟、初始投资大、BIM 技术人才不足等问题也是阻碍 BIM 技术发展的重要因素。^[5]其次,BIM 出图本身存在技术上的先天不足。BIM 作为三维工作平台,“所见即所得”的特性决定了其二维化表达式的“水土不服”。BIM 模型,特别是达到一定深度的精细化模型,反馈到二维图面上的信息如果大大多余传统设计 CAD 图面上的信息,甚至二维图纸无法清楚的表达其信息。

对于第一个原因,需要全行业的共同努力,特别是政府应该发挥引导作用。住房和城乡建设部已于 2016 年 12 月批准《建筑信息模型应用统一标准》为国家标准,编号为 GB/T 51212-2016,自 2017 年 7 月 1 日起实施。^[6]随着相关标准、规范的逐步完善,BIM 的工作流程会越来越规范化,BIM 出图的效率也会相应提高。第二个原因,笔者认为长远来看应当逐步推行三维交付,不应过多纠缠于二维化表达问题。现阶段,可以从族的改进、增强利用过滤器、增加图纸量分系统出图这两方面缓解出图问题。

(6) 计算问题

计算是机电设计的基础,也是一直以来 BIM 技术推广缓慢的领域之一。虽然 Revit 平台早已集成了负荷计算、水力计算等功能,但很难应用于实际工程设计中。近几年,国内外软件厂商纷纷进行了基于 Revit 平台的二次开发,如 Magicad、鸿业等。目前,可以通过二次开发的插件实现风管、水管的设

计计算及水力校核计算,并可以出具相应的计算书。只要模型达到一定的精细化程度,通过这些插件做水力计算非常方便,可以显著提高设计效率。

目前,在设备的选型计算方面,阀门、附件、管件对系统的水力计算影响方面,二次开发的插件还存在很多不足。设计人员应积极与设备供应商、软件开发商配合,推进基于 BIM 平台机电系统的计算工作。

6 结语

(1) BIM 机电正向设计需要合理的设计目标,选择正确的协同模式。

(2) BIM 标准化是保证正向设计效率的基础。设计人员应结合工程实际,积极推动项目级的标准化,积累标准化的族库、样板。同时加强交流,为行业标准化提供基础。

(3) BIM 机电正向设计在处理设备机房、管线集中的走道等区域设备管线排布时有技术上的优势,在处理末端细节会带来巨大的无意义工作量。设计人员在项目中应扬长避短,提高设计效率,保证设计质量。

(4) BIM 的发展需要整个行业的努力,政府也

要加强引导。同时,设计行业应明确定位,立足设计,通过 BIM 技术的应用巩固自己的优势,补足自身的短板。在 BIM 自身技术进步与国家政策的支持的双重作用下,BIM 技术在建筑机电设计中的应用会越来越成熟,将会推动机电设计的发展。

参考文献

- [1] [住房和城乡建设部. 2016-2020 年建筑业信息化发展纲要 [R/OL]. (2016-08-23) http://www.mohurd.gov.cn/wjfb/201609/t20160918_228929.html].
- [2] 武汉市城乡建设委员会. 市城建委关于推进建筑信息模型 (BIM) 技术应用工作的通知 [R/OL]. (2017-09-28) http://www.zwgk.whjs.gov.cn/content/2017-09/28/content_427676.htm.
- [3] 陈芳. 暖通设计 BIM 技术应用及核心技术研究 [J]. 城市建筑, 2016(23).
- [4] 董大纲, 蔡悠笛. BIM 技术在暖通空调设计中的应用初探 [J]. 暖通空调, 2013(12).
- [5] 袁寅. 基于 Revit 的 BIM 技术在暖通设计中的应用探究 [J]. 建筑设计管理, 2016(7).
- [6] 国家标准《建筑信息模型应用统一标准》7 月 1 日实施 [J]. 建设科技, 2017(3).

高效过滤器现场检测方法简述及专题研究

江 锋, 张振中

(清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

[摘 要] 本文研究了氯化钠和荧光素钠气溶胶吸湿生长的特性及其对高效过滤器现场检测效率的影响。研究表明荧光素钠气溶胶没有潮解点, 它的粒径会随着相对湿度的增大不断增大; 氯化钠有明显的潮解点, 在小于 75% 相对湿度时, 其粒径基本不变。使得二者对高效过滤器的现场检测结果产生了不同的影响。

[关键词] 高效过滤器; 现场检测; 效率

0 引言

高效过滤器的现场检测广泛应用于核工业、国防工业、食品药品生产等行业。国际上现有的三种高效过滤器现场检测方法中, 中国的钠焰法与美国的 DOP 法相比, 具有安全、无污染、抗干扰性强等优势。与法国的荧光素钠法相比, 具有可现场检测效率、在线检漏、耐湿性好等优势。钠焰法现场检测与我国高效滤料、高效过滤器及核级高效过滤器的效率检测结果具有很好的一致性和可比性!

本文研究了 NaCl 和荧光素钠气溶胶吸湿生长的特性及其对高效过滤器现场检测效率的影响。荧光素钠气溶胶没有潮解点, 它的粒径会随着相对湿度的增大不断增大; NaCl 有明显的潮解点, 在小于 75% 相对湿度时, 其粒径基本不变。这就导致了二者对高效过滤器的现场检测结果产生不同的影响。

1 现场检测方法及其装置简介

目前国际上对空气净化系统中高效过滤器的现场过滤效率检测和检漏方法有三种, 即英国国家标准钠焰法 (火法发生 NaCl 粒子, 用钠焰光度计在线测量粒子浓度和过滤效率, 可在线检漏)、美国国家标准 DOP 法 (发生 DOP 粒子, 用光度计在线测量粒子浓度和过滤效率, 可在线检漏) 和法国国家标准荧光素钠法 (发生荧光素钠, 现场采样, 用气相色谱仪离线测量粒子浓度和过滤效率, 不能在线检漏)。

1.1 火法钠焰法过滤器现场检测和检漏

这种方法的工作原理是: 将特制的 NaCl 盐棒以恒定速度送入氧——液化气火焰中燃烧, 与空气混合后, 冷凝形成微小的多分散固体 NaCl 气溶胶, 将其送入待测过滤器净化系统 (图 1)。在净化小室前后适当位置采样, 使含有 NaCl 气溶胶的空气进入钠焰光度计 (主要包括燃烧器、滤光片、光电倍增管、光电测量仪), 在线测出与钠特征光相对应的电流值,



图 1 NaCl 气溶胶火法发生器

即可计算出过滤器净化小室中过滤段的过滤效率。若效率不合格, 则通过一个移动的探头沿过滤器下游端面扫描, 找出泄漏处并进行修补或更换不合格过滤器, 再重新检测, 直到合格为止。

为满足我院建造实验反应堆工程的需要, 我科研团队研制出了中国第一套火法钠焰法高效空气过滤系统现场检测检漏装置, 于 1986 年 8 月通过了由核工业部主持的技术鉴定, 在 1990 年代将其成功地应用于我院 5MW 低温供热堆和 10MW 高温气冷堆的工程建设中。

此方法的优点是:

- (1) 检测灵敏度高, 其最高检测效率可达 99.999%。对过滤器和系统的污染较小;
- (2) 检测速度快, 一般检测一次的时间只有十多分钟。

此方法的缺点是:

- (1) 有明火, 安全性较差;
- (2) 盐棒质地酥脆, 在制作、存储、运输和使用等环节存在诸多不便。

1.2 DOP 法过滤器现场检测和检漏

DOP 法是国际上高效空气过滤器现场检测中较为成熟的技术, 装置主要由美国研制和生产^[1]。

这种方法的工作原理是: 用专用的 DOP 发生器

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 江锋 (1959—) 主要研究方向为空气净化。

发生 DOP 气溶胶, 送入待测过滤器净化系统。然后用光散射光度计在线测量过滤器净化小室中过滤段上下游的 DOP 气溶胶质量浓度 (图 2), 即可计算过滤段的过滤效率。若效率不合格, 也可进行扫描检漏, 直到合格为止。

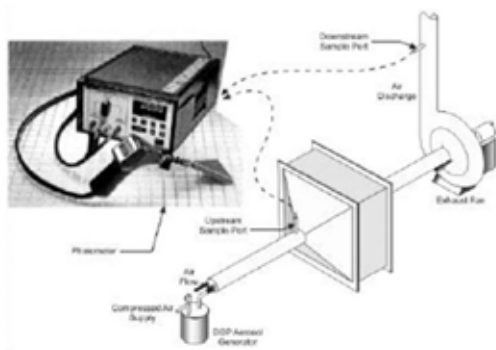


图 2 DOP 法现场检测装置

此方法的优点是:

- (1) 整套装置简单便携;
- (2) 操作比较简便。

此方法的缺点是:

- (1) 检测所需浓度高, 对过滤器和系统的污染较大;
- (2) DOP 为油性粒子, 对操作人员的身体健康造成严重影响;
- (3) 发生热法 DOP (高浓度) 时, 有着火的危险;
- (4) 国产化程度低, 价格较贵, 且不便标定和维修。

1.3 荧光素钠法过滤器现场检测

荧光素钠法过滤器现场检测装置主要由法国研制、生产和使用。

这种方法的工作原理^[2]是: 用专用的荧光素钠发生器发生荧光素钠气溶胶, 送入待测过滤器净化系统。然后用采样装置在净化小室过滤段前后适当位置采样, 最后将采集的荧光素钠用专门的仪器进行离线分析测量, 根据测得的荧光素钠浓度可以计算出过滤段的过滤效率。此方法的优点是:

- (1) 可测效率高;
- (2) 对过滤器和系统的污染较小。

此方法的缺点是:

(1) 采集的荧光素钠必须离线进行仪器分析测量, 过程繁琐, 检测时间长, 耗费人力物力;

(2) 无法在线检测出气溶胶浓度和过滤效率, 特别是无法进行过滤器排架的现场检漏, 不利于尽快发现和解决过滤器的现场安装问题, 以致使一旦发现过滤效率不合格, 就得全部更换过滤器, 造成了人力和财力的不必要浪费。

1.4 水法钠焰法过滤器现场检测和检漏

为了消除火法钠焰法的安全隐患, 我们基于上述研究及应用背景并依托业已完全掌握的水法钠焰法高效空气过滤器效率检测技术, 研制出了一套国际首创的、具有完全自主知识产权、全部国产化的、适用于核电站通风净化小室现场检测的水法钠焰法过滤系统现场检测检漏装置 (图 3), 并于 2016 年将其成功地应用于我院 10MW 低温堆的工程建设中 (图 4)。

这种方法的工作原理是: 用专用的 NaCl 气溶胶水法发生器发生 NaCl 气溶胶, 送入待测过滤器净化系统。然后用采样装置在净化小室过滤段前后适当位置采样, 最后用钠焰光度计在线测量并计算出过滤段的过滤效率。若效率不合格, 仍可进行扫描检漏, 直到合格为止。

与上述三种现场检测装置相比, 这种装置具有以下优点:

- (1) 与火法钠焰法相比, 避免了在现场检测时使用明火的安全隐患;
- (2) 与 DOP 法相比, NaCl 对测试人员更加安全, 避免使用对人体有潜在致癌危险的 DOP 等油性工质; 同时减少了对于设备和环境的污染;
- (3) 与荧光素钠法相比, 可以现场实时快速在线检测效率并检漏, 确定漏点, 及时补漏;
- (4) 由于全部实现了国产化, 因此在装置的制、价格、购销、使用、标定及维修等方面具有进口装置所无法比拟的优越性;

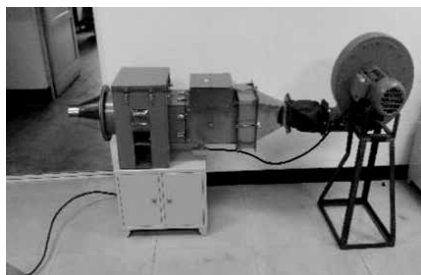


图 3-1 NaCl 气溶胶水法发生器

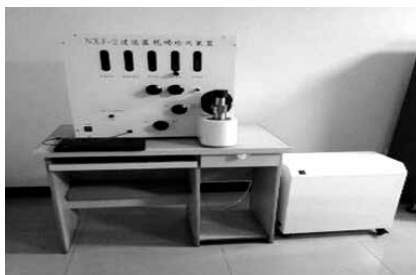


图 3-2 钠焰法现场检测装置



图 4 现场检测照片

(5) 因为与我国高效空气过滤器的出厂检测方法相同, 因此现场检测所得的效率值与高效空气过滤器出厂标称效率之间具有很好的可比性。

2 固态气溶胶吸湿生长对过滤器检测效率的影响

高效过滤器在现场服役之前, 需要进行三个步骤的效率检测: 高效过滤材料的效率检测、高效过滤器的效率检测和高效过滤器现场效率检测。无论哪个步骤的现场检测, 都是首先在被测物的上游发生气溶胶, 然后在上下游同时测量气溶胶的浓度, 最后通过计算上下游浓度的比值获得被测物的效率。

按照中国国家标准, 前两个步骤的效率检测都使用钠焰法^[3-5], 而现场检测则多种方法并存。

以核电站为例, 在我国, 最初引进的核电站多数是法国的堆型, 因此高效过滤器的现场效率检测使用了法国标准中的荧光素钠法; 由清华大学自主建造的低温堆和高温堆的现场检测则使用了钠焰法, 与国家标准中高效过滤材料和高效过滤器的效率检测保持了同一种方法, 三者之间具有很好的一致性和可比性!

现场检测气溶胶发生方法中的钠焰法和荧光素钠法分别使用的是 NaCl 和荧光素钠气溶胶, 都是有一定吸湿性的固态颗粒物。而相对湿度的增加很可

能会导致固态气溶胶颗粒吸水膨胀, 粒径增大, 同时高效过滤器的效率检测结果又是与气溶胶的粒径密切相关的!

在大气环境研究领域, 很多学者对 NaCl 和 NaNO_3 (后者是硝酸钠, 与荧光素钠的吸湿生长特性十分相近!) 等常见的大气组分物质的吸湿性进行了充分的理论研究和实验研究^[6-9], 如图 5、6 所示。

但是对于空气净化领域常用的荧光素钠吸湿性的实验研究仍为空白。因此, 本研究利用气溶胶吸湿性测量平台, 使用 HTDMA 技术 (加湿串联差分迁移分析仪) 测量了荧光素钠气溶胶的吸湿性能, 并且与文献中 NaCl 和 NaNO_3 气溶胶的吸湿性能进行对比, 然后对其可能影响到的高效过滤器的效率进行了理论计算, 研究成果如下。

2.1 荧光素钠和 NaCl 的吸湿生长特性

本文重点研究了荧光素钠在不同 RH (相对湿度) 下粒径变化情况 (如图 7 所示)。

将本文的结果与前人对 NaCl 和 NaNO_3 这两种无机盐的吸湿性研究进行了结果对比, 如图 8 所示。

由图 8 可见:

(1) 荧光素钠气溶胶没有明显的潮解点, 或者

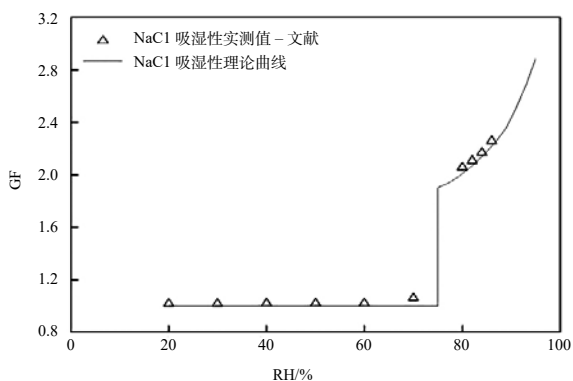


图 5 不同 RH 下 NaCl 颗粒物吸湿生长曲线

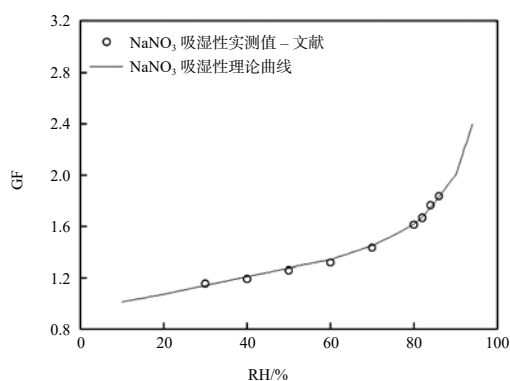


图 6 不同 RH 下 NaNO_3 颗粒物吸湿生长曲线

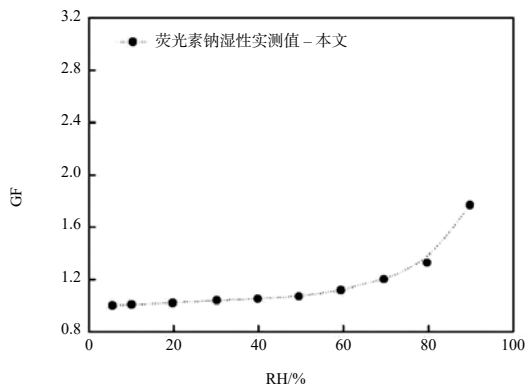


图 7 不同 RH 下荧光素钠颗粒物吸湿生长曲线

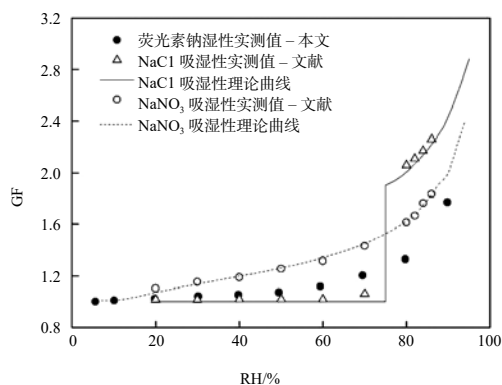


图 8 不同 RH 下三种颗粒物吸湿生长曲线对比图

说是其潮解点非常低，在很低的相对湿度下也可以吸湿生长。与 NaNO_3 相似，荧光素钠的吸湿性生长因子 GF 随着相对湿度的增大而增大，而且相对湿度越大，生长因子增长速度越快。

(2) NaCl 具有明显的潮解点——相对湿度 $=75\%$ ，在该相对湿度下， NaCl 气溶胶会瞬间吸收大量水分而出现粒径的突变。即当环境相对湿度小于 75% ， NaCl 颗粒的粒径不发生变化；当环境相对湿度达到 75% 时， NaCl 颗粒的粒径陡然增大；而且相对湿度越大，生长因子增长率越大，当环境相对湿度为 80% ， NaCl 颗粒的粒径已经变为初始粒径的 2 倍。

2.2 颗粒（100nm）的吸湿生长对过滤效率的影响
表 1 HEPA 滤料对吸湿生长后的的荧光素钠和 NaCl 颗粒物的过滤效率

相对湿度	吸湿后的过滤效率理论计算值 /%	
	NaCl 气溶胶	荧光素钠气溶胶
40%	99.99	99.99
50%	99.99	99.99
60%	99.99	99.98
70%	99.99	99.97
80%	99.90	99.96

由表 1 可见：在环境相对湿度为 $60\%-70\%$ 时，使用荧光素钠会造成过滤效率变低；使用 NaCl 气溶胶，对过滤效率没有影响；当相对湿度为 80% 时，使用 NaCl 会造成过滤效率比实际效率小一个数量级，而使用荧光素钠也会造成过滤效率下降，但下降程度小于前者。因此，从气溶胶吸湿性能的角度来说，作为现场检测用的固态气溶胶，只要保证环境相对湿度小于 75% ， NaCl 气溶胶要优于荧光素钠。

2.3 建议

(1) 因为吸湿性能实验周期较长，本文只测试了荧光素钠在 100nm 时的吸湿生长因子，为了更好的量化描述核电厂高效过滤器现场检测环境对效率

检测结果的影响，建议在 $50\text{nm}\sim 500\text{nm}$ 范围内进行荧光素钠吸湿因子的测量。

(2) 通过过滤效率实验及理论计算来验证和补充本文所获得的结论。

参考文献

[1] MIL-STD-282. Filter units, protective clothing, gas-mask components, and related products: Performance test methods[C]. Department of Defense, 1956.

[2] AFNOR NFX44-011. Air cleaning devices: Method of measuring filter efficiency using a uranine (fluorescent) aerosol[C]. Orleans: Imprimerie Nouvelle, 1972.

[3] BS3928. Sodium flame test for air filters[S]. London: British Standards Institution, 1969.

[4] GB/T 17939. 核级高效空气过滤器 [S]. 中国标准出版社, 2015.

[5] GB/T6165. 高效空气过滤器性能试验方法效率和阻力 [S]. 中国标准出版社, 2008.

[6] And C N C, Pandis S N. Deliquescence and Hygroscopic Growth of Mixed Inorganic–Organic Atmospheric Aerosol[J]. Environ.sci.technol, 2000, 34.

[7] Gysel M, E Weingartner A, Baltensperger U. Hygroscopicity of Aerosol Particles at Low Temperatures. 2. Theoretical and Experimental Hygroscopic Properties of Laboratory Generated Aerosols[J]. Environmental Science & Technology, 2002, 36(1):63–68.

[8] Gibson E R, Hudson P K, Grassian V H. Physicochemical properties of nitrate aerosols: implications for the atmosphere.[J]. Journal of Physical Chemistry A, 2006, 110(42):11785–11799.

[9] Park K, Kim J S, Miller A L. A study on effects of size and structure on hygroscopicity of nanoparticles using a tandem differential mobility analyzer and TEM[J]. Journal of Nanoparticle Research, 2008, 11(1):175–183.

新型立式溶液调湿空气处理机组性能测试

谢 瑛, 王安东, 刘晓华

(清华大学建筑技术科学系, 北京 100084)

[摘 要] 本文针对一种热泵驱动的新型立式溶液调湿空气处理机组的冬季工况性能进行了实际测试, 并分析了不同溶液流量下的性能变化规律。结果表明当风量一定时, 由于机组内热泵性能与热回收所占收益比的共同影响, 机组性能存在较高值, 溶液流量存在最优值。当新风量与排风量为 $5000\text{m}^3/\text{h}$, 溶液流量在 $3.0\text{m}^3/\text{h}$ 时, 机组热泵系统的制热 COP 能达 5.9, 而机组的综合 COP 能达 7.8。另外, 实际测试结果表明若能进一步提升机组热泵循环中蒸发器与冷凝器的换热效率、合理控制机组补水量等将有助于进一步提高机组运行性能。

[关键词] 溶液调湿; 逆流; 热泵; 性能测试; 冬季工况

0 引言

随着我国建筑面积的不断增长与人民生活水平的不断提高, 建筑运行能耗尤其是其中占主要部分的空调能耗快速提升^[1]。相比于传统的冷凝除湿技术, 溶液除湿在利用可再生能源与低品位热能方面有着显著的优势, 如太阳能、工业废热、热泵冷凝热都可作为溶液再生的热源^[2-5]。

根据溶液与空气的相对流型, 可以分为顺流、叉流、逆流三种形式。目前研究多数集中在叉流, 其优点在于设备布置方便、便于实际应用^[6-10]。刘栓强等^[10]介绍的热泵驱动双级溶液调湿新风机组则以叉流流型为主, 夏季满负荷工况下整机 COP 能达 5.0, 部分负荷下可超过 5.9。而刘晓华等^[11]对溶液除湿再生中场均匀分布进行了探究, 发现在除湿过程和加热溶液方式的再生过程中逆流流型最优。因此, 考虑到在投入填料塔传热传质面积相等的情况下, 以逆流流型为主的立式机组将有助于进一步提升机组效率^[12]。另外, 当前针对热泵驱动的溶液调湿空气处理机组的研究越来越多, 此种机组利用热泵提供的制冷量来实现溶液对空气的除湿过程, 利用热泵的冷凝热来进行溶液再生。但现有研究多针对夏季降温除湿工况与过渡季全热回收工况展开, 关于冬季加热加湿工况下的实际性能研究还较少。

因此, 本文拟针对一种热泵驱动的新型立式溶液调湿空气处理机组开展研究, 深入分析该机组在冬季加热加湿工况下的性能, 研究溶液流量变化等实际因素的影响规律, 为进一步合理应用溶液调湿空气处理方式提供基础数据。

1 新型立式溶液调湿空气处理机组

该立式溶液调湿空气处理机组的工作原理如图 1 所示。机组主要由两大部分组成, 分别是两个逆

流填料塔与双级热泵系统。两个逆流填料塔分别为除湿塔与再生塔, 在塔内空气与溶液将进行热湿交换。夏季工况下, 除湿塔内被冷却的溶液对室外新风进行降温除湿, 空气被处理到所需的送风状态; 被稀释的溶液经过热泵系统的冷凝器被加热, 进入再生塔内被室内回风浓缩再生, 再经过热泵系统的蒸发器被冷却, 最后回到除湿塔内处理新风, 完成整个循环。而在冬季, 通过四通阀切换热泵系统为制热状态, 室外新风将在再生塔内被加热加湿送入室内, 而室内回风将在除湿塔内被降温除湿, 然后排出室外。两塔填料下方均置有储液槽, 溶液泵将一侧填料塔下方储液槽内的溶液泵入另一侧填料塔喷淋, 溶液则通过两个溶液泵实现在两个填料塔以及热泵系统之间的循环。

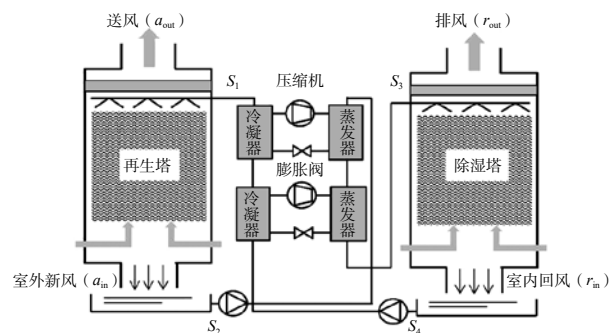


图 1 新型立式溶液调湿空气处理机组工作原理图

(冬季加热加湿工况)

实际开发的立式机组如图 2 所示, 两塔内填料均采用规整填料, 单塔内每层填料尺寸为 $0.8\text{m}\times 0.968\text{m}\times 0.24\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高), 共 5 层, 填料波纹倾角为 45° 。机组所用溶液为氯化钙 (CaCl_2) 溶液, 机组的风道、填料塔均敷设有保温材料。热泵系统则包含蒸发器、压缩机、冷凝器与膨胀阀, 为满足冬夏共用需求, 还安装有四通阀以进行冬夏

收稿日期: 2018-06-05

基金项目: 国家自然科学基金 (51608296, 51521005)。

作者简介: 谢瑛 (1992—), 主要研究方向为溶液除湿。

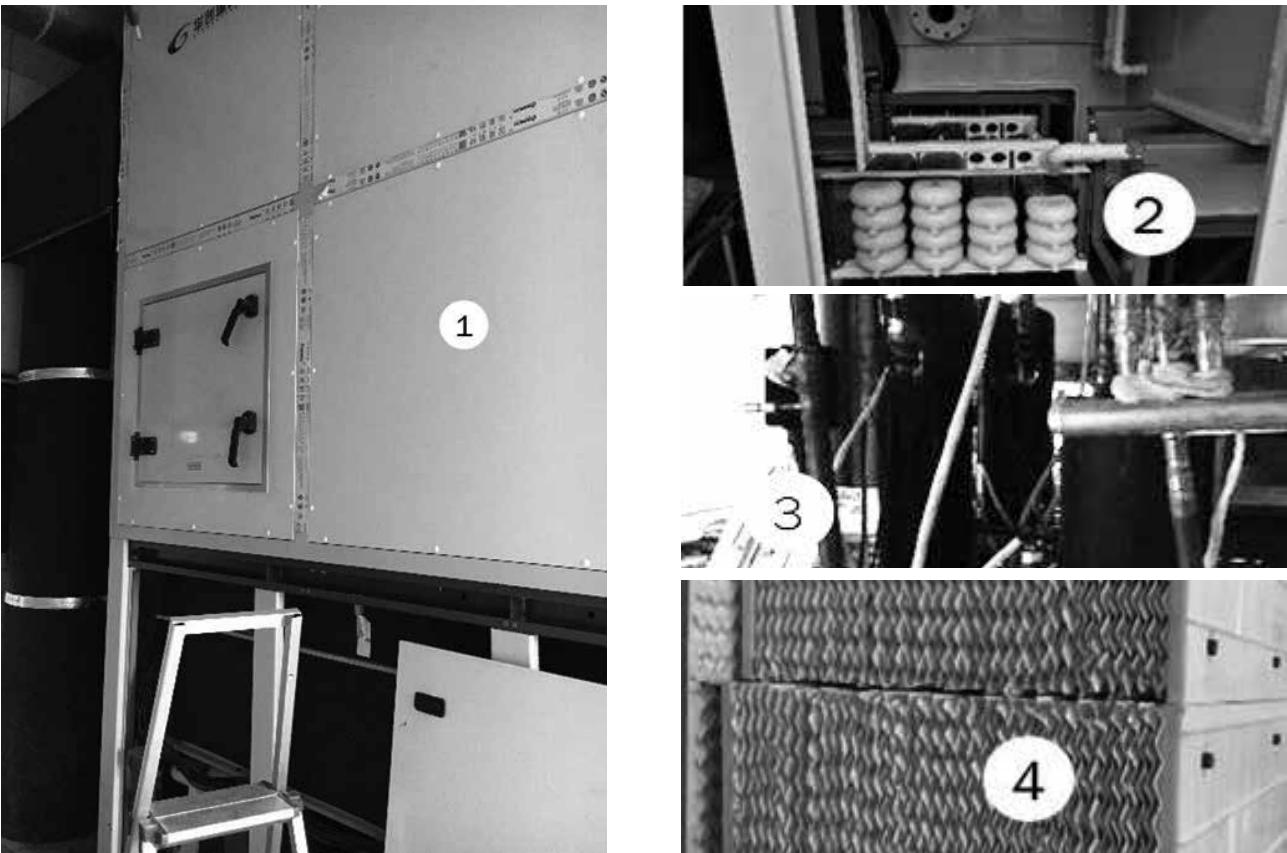


图 2 新型立式溶液调湿空气处理机组细节图
(1) 机组整体；(2) 蒸发 / 冷凝器；(3) 压缩机；(4) 填料

切换。一级蒸发器与一级冷凝器的换热面积各 4m^2 ，单台压缩机的容量为 10 匹，定频运行，制冷剂采用 R410A。考虑到热泵分级对系统性能的提升^[12]，机组设计为双级热泵系统，且可通过 2 台压缩机的启停时间来控制制冷 / 制热量的输出以满足除湿 / 加湿需求。

针对机组测试，在两个填料塔的进出口风道处均设置了温湿度记录仪，用于测量进出口空气参数，并且利用热球风速仪来测量风道内风速，从而得到送风量与排风量；浮子流量计用来测溶液流量，溶液密度计用来测溶液浓度；蒸发 / 冷凝器的进出口布有溶液温度测点，压缩机与溶液泵功率由功率计测得。机组各个测点的仪器精度和测试范围如表 1 所示。在机组运行过程中，开启新风机与排风机，可通过变频调节分别将两塔风量调节至合适状态；开启两台溶液泵，可通过调节泵的频率以及阀门来控制两塔的溶液流量平衡并达到合适状态；开启四通阀，将热泵系统调节至制热工况，然后开启压缩机，最终等待机组所有测点读数稳定，达到稳态后读取相应状态参数。

表 1 仪器测量精度及范围

测量参数	仪器设备	测量精度	测量范围
空气干球温度	温湿度自计仪	0.2°C	$0\sim 50^{\circ}\text{C}$
空气相对湿度	温湿度自计仪	$\pm 2\%$	$10\sim 90\%$
空气流速	热球风速仪	$\pm 2\%$	$0\sim 10\text{m/s}$
溶液流量	浮子流量计	$\pm 2\%$	$1\sim 10\text{m}^3/\text{h}$
溶液温度	温度记录仪	0.2°C	$0\sim 50^{\circ}\text{C}$
溶液密度	浮子式密度计	$10\text{kg}/\text{m}^3$	$1200\sim 1400\text{kg}/\text{m}^3$
压缩机 / 泵功率	功率计	0.01kW	$0\sim 60\text{kW}$

2 机组性能测试结果

2018 年 3 月上旬对该机组进行了实际性能测试，机组风量可达 $5000\text{m}^3/\text{h}$ 左右，室外新风温度 $8.9\sim 11.9^{\circ}\text{C}$ 、新风含湿量 $1.4\sim 1.9\text{g}/\text{kg}$ ；室内回风温度 $19.0\sim 20.7^{\circ}\text{C}$ 、回风含湿量 $4.0\sim 5.1\text{g}/\text{kg}$ 。考虑到在此时的室内外空气参数情况即部分负荷工况下，机组仅需开启 1 台压缩机即可满足加湿需求。本文对机组在变溶液流量的情况下进行了四组工况测试，溶液流量调节范围为 $2.6\sim 4.2\text{m}^3/\text{h}$ ，溶液浓度变化范围为 $31.0\%\sim 36.1\%$ 。调节新风量与排风量基本一致且风机频率不变。四组工况测试结果的能量平衡情况如图 3 所示，包括新风侧换热量与排风侧换热量及

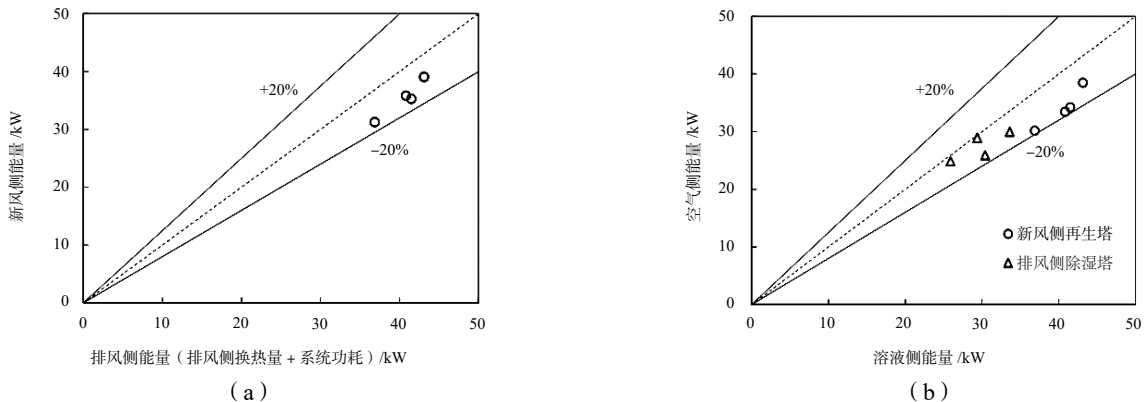


图 3 机组测试的能量平衡
(a) 整机能量平衡；(b) 单塔中空气与溶液的能量平衡

系统功耗的整机平衡，与单个填料塔中空气侧与溶液侧的能量平衡，均在 ±20% 以内，因此可认为该测试结果合理有效。

2.1 性能评价指标

在测试数据分析中，本文采用系统综合 COP (COP_{sys}) 与热泵 COP (COP_{hp}) 来评价机组整体性能与热泵系统性能，其中 COP_{sys} 通过式 (1) 计算得到， Q_a 为新风换热量，由新风量 m_a 与空气进出口焓值 h_{ain} 和 h_{aout} 得到， P_{sys} 为系统功耗，包括压缩机功耗 P_{com} 与溶液泵耗 P_{pump} ；制热 COP_{hp} 通过式 (2) 计算得到， Q_c 为热泵系统提供的冷凝热量。

$$COP_{sys} = \frac{Q_a}{P_{sys}} = \frac{m_a(h_{aout} - h_{ain})}{P_{com} + P_{pump}} \quad (1)$$

$$COP_{hp} = \frac{Q_c}{P_{com}} \quad (2)$$

为进一步得到机组内填料塔性能，可采用空气 - 溶液换热湿效率 η_m 与焓效率 η_h 来评价单个填料塔的性能，分别由式 (3) 和式 (4) 得到，其中 ω_{ein} 和 h_{ein} 为进入填料塔溶液的表层饱和湿空气含湿量与焓值。

$$\eta_m = \frac{\omega_{ain} - \omega_{aout}}{\omega_{ain} - \omega_{ein}} \quad (3)$$

$$\eta_h = \frac{h_{ain} - h_{aout}}{h_{ain} - h_{ein}} \quad (4)$$

另外，热泵系统中蒸发器换热效率 ε_e 与冷凝器换热效率 ε_c 可由式 (5) 和式 (6) 得到，其中 T_e 和 T_c 分别为蒸发温度与冷凝温度， T_{s1} 、 T_{s2} 、 T_{s3} 和 T_{s4} 分别为再生填料塔、除湿填料塔溶液进出口温度。

$$\varepsilon_e = \frac{T_{s2} - T_{s3}}{T_{s2} - T_e} \quad (5)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_{s1} - T_{s4}}{T_c - T_{s4}} \quad (6)$$

2.2 冬季工况下性能测试结果

当新、排风量均为 5000m³/h 左右时，取循环溶液流量为 3.0m³/h，机组运行过程中空气与溶液状态变化在焓湿图上的表示如图 4 所示。空气状态为 10.7℃、1.6g/kg 的室外新风被加热加湿到 20.8℃、8.0g/kg 的送风状态，此时热泵系统的蒸发温度为 -4.6℃，冷凝温度为 30.2℃，制热 COP_{hp} 为 5.9，而 COP_{sys} 能达 7.8，具体测试数据如表 2 所示。

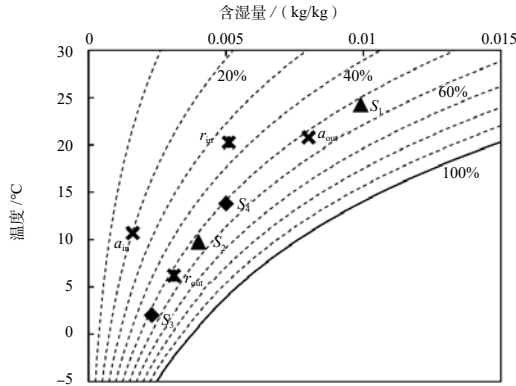


图 4 某冬季工况下机组运行过程在焓湿图上的表示

表 2 机组某冬季工况下性能测试数据

新风量/(m ³ /h)	4900	排风量/(m ³ /h)	5200
新风干球温度/℃	10.7	回风干球温度/℃	20.3
新风含湿量/(g/kg)	1.6	回风含湿量/(g/kg)	5.1
送风干球温度/℃	20.8	排风干球温度/℃	6.2
送风含湿量/(g/kg)	8.0	排风含湿量/(g/kg)	3.1
蒸发温度/℃	-4.6	冷凝温度/℃	30.2
压缩机功耗/kW	4.9	溶液泵功耗/kW	0.3
新风制热量/kW	43.1	排风制冷量/kW	33.6
新风加湿量/(kg/h)	37.7	热泵制热量/kW	30.8
机组 COP_{sys}	7.8	热泵制热 COP_{hp}	5.9

当溶液流量从 2.6L 至 4.2m³/h，送风温度 18.0~21.2℃，送风含湿量 7.3~8.0g/kg，满足冬季室内送风要求，如图 5 所示。当溶液流量在 3.0~3.7m³/

h 之间, 机组内两个填料塔的湿效率与焓效率均在 70% 以上, 且随着溶液流量的升高, 填料塔内空气与溶液的热质交换过程湿效率与焓效率随之升高, 如图 6 所示。从图 7 来看, 对于机组的热泵系统性能, 当溶液流量在 3.0~3.7 m³/h 之间, 蒸发温度范围在 -4.6~-2.9℃, 冷凝温度范围在 28.2~30.2℃, 蒸发器的换热效率在 54% 左右, 冷凝器的换热效率为 53%~64%, 并且随着溶液流量增加, 蒸发/冷凝温差降低, 热泵系统随之性能升高。

对于该机组流程而言, 新风获得制热量 Q_a 除了来源于热泵系统提供的冷凝热 Q_c 之外, 还得益于对于室内回风热量的回收 Q_{hr} 。用对室内回风的回收占新风制热量的比例 δ 来表示机组流程中热回收带来的收益, 如式 (7) 所得。结合公式 (1) 和 (2), 得到公式 (8)。因此, 机组性能受热回收比例及热泵性能的重要影响。从图 8 来看, 当溶液流量增加时, 热回收比例随之降低。因此, 即便机组热泵性能随之升高, 机组性能并不会一直升高, 而是存在最优的溶液流量, 如图 9 所示。制热 COP_{hp} 范围在 5.0~7.2, 机组 COP_{sys} 达 6.8 以上, 而且当溶液流量

为 3.0 m³/h 时, 机组性能较高, 热回收比例 29%, 热泵制热 COP_{hp} 达 5.9, 机组 COP_{sys} 能达 7.8。

$$\delta = \frac{Q_{hr}}{Q_a} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} \quad (7)$$

$$COP_{sys} = \frac{P_{com}}{P_{com} + P_{pump}} \cdot \frac{Q_a}{Q_c} \cdot COP_{hp} \quad (8)$$

3 分析与讨论

受实验时间限制, 本次测试主要针对部分负荷工况, 仅开启一台压缩机即可满足送风需求, 但当室外新风温度更低, 还应考虑开启两台压缩机来实现送风需求, 进一步分析机组在冬季更低温工况下的性能。另外, 由于冬季工况下, 热泵系统运行在制热模式, 蒸发器与冷凝器的换热效率仅在 60% 左右, 若能进一步提高蒸发器与冷凝器的换热效率, 将对机组性能的进一步提升有重要作用。

由于机组热泵系统提供的冷凝排热量总是要大于蒸发器提供的制冷量, 为了稳定机组运行, 平衡机组除湿与再生能力的差异, 目前机组采用补水方式来辅助排热。从本文中变溶液流量工况的测试数据来看, 机组运行中溶液浓度从 31.0% 变化到

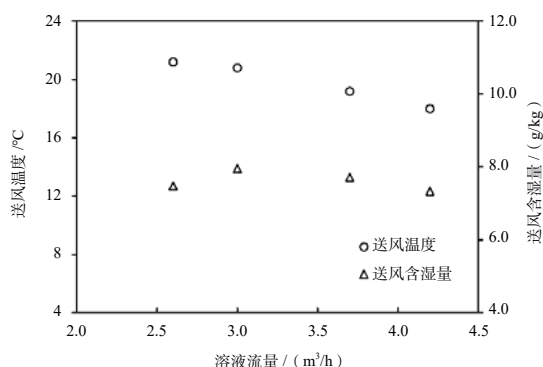


图 5 变溶液流量下机组送风温湿度

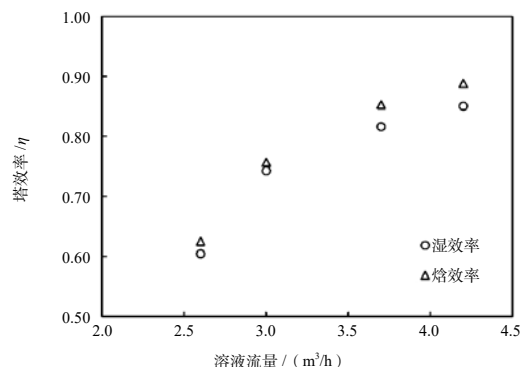
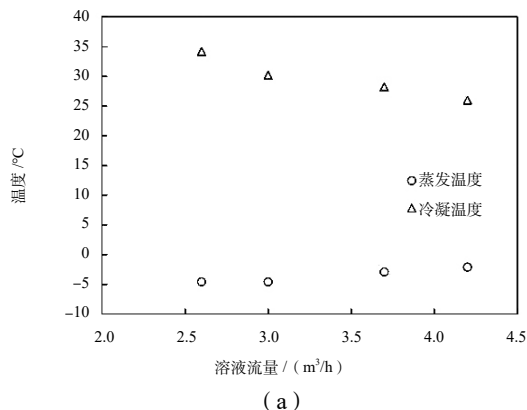
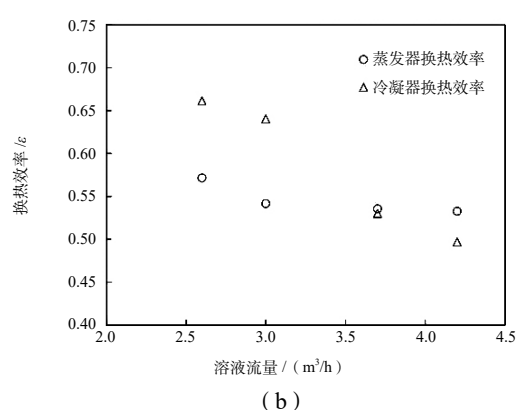


图 6 变溶液流量下机组填料塔传热质性能 (湿效率 & 焓效率)



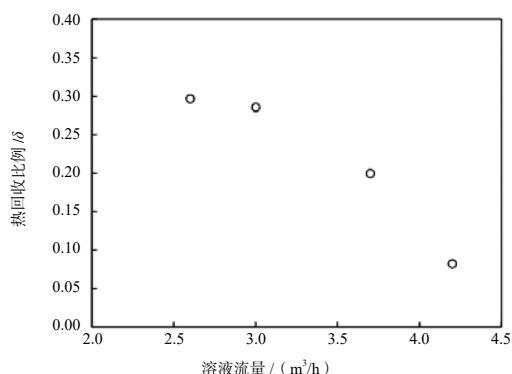
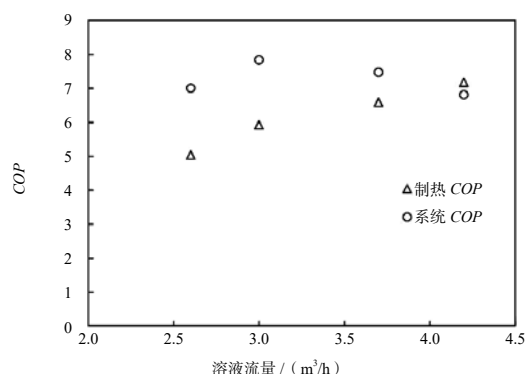
(a)



(b)

图 7 变溶液流量下机组热泵系统性能

(a) 蒸发温度 & 冷凝温度; (b) 蒸发器换热效率 & 冷凝器换热效率

图 8 变溶液流量下机组热回收比例 δ 图 9 变溶液流量下机组制热 COP_{hp} 与系统 COP_{sys}

36.1%，溶液浓度升高，送风相对湿度相应降低，因此对于补水量的控制还需进一步加强。通过对机组的合理补水，将有效解决机组中除湿与再生能力的不平衡问题，维持送风参数的稳定，实现机组的高效运行。

4 结论及工作展望

本文针对一种热泵驱动的新型立式溶液调湿空气处理机组进行了冬季工况下的性能测试，结果表明该机组能实现送风参数的需求，且当新风量、排风量一定时，改变溶液流量，机组性能存在较高值，这是热泵性能与系统中热回收所占收益比共同作用的结果，即存在最优溶液流量以实现机组的高效运行。当新风量、排风量为 5000m³/h，溶液流量在 3.0m³/h 时，机组热泵系统的制热 COP 能达 5.9，而机组综合 COP 能达 7.8。另外，在冬季工况下进一步提升蒸发器与冷凝器的换热性能、合理控制机组补水量等将对机组的高效运行有较大帮助。

致谢：本研究受国家自然科学基金（51608296，51521005）资助，在此表示感谢。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2016[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [2] 刘晓华, 李震, 张涛. 溶液除湿 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014.
- [3] Jradi M, Riffat S. Experimental investigation of a biomass-fuelled micro-scale tri-generation system with an organic Rankine cycle and liquid desiccant cooling unit [J]. Energy, 2014, 71:80–93.
- [4] Davies PA, Lychnos G. Modelling and experimental

verification of a solar powered liquid desiccant cooling system for greenhouse food production in hot climates [J]. Energy, 2012, 40:116–130.

[5] Peng DG, Zhang XS. Modeling and simulation of solar collector/regenerator for liquid desiccant cooling systems [J]. Energy, 2011, 36:2543–2550.

[6] Dai YJ, Wang RZ, Zhang HF, et al. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21:1185–1202.

[7] Babakhani D, Soleymani M, Moheb A. Heat and mass transfer between air and liquid desiccant in cross-flow contact systems [J]. Chemical Engineering & Technology, 2010, 33:281–291.

[8] Liu XH, Zhang Y, Qu KY, et al. Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47:2682–2692.

[9] Bassuoni MM. An experimental study of structured packing dehumidifier/regenerator operating with liquid desiccant [J]. Energy, 2011, 36:2628–2638.

[10] 刘栓强, 江亿, 刘晓华, 等. 热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试 [J]. 暖通空调, 2008, 38:54–59.

[11] 刘晓华, 易晓勤, 常晓敏, 等. 溶液除湿 / 再生过程中场均匀分布原则的探讨 [J]. 太阳能学报, 2009, 07:939–945.

[12] Xie Y, Zhang T, Liu XH. Performance investigation of a counter-flow heat pump driven liquid desiccant dehumidification system [J]. Energy, 2016, 115:446–457.

高等级生物安全实验室两种气密性测试方法的对比分析

陈方圆, 曹国庆

(中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

〔摘要〕对高等级生物安全实验室房间气密性的两种检测方法进行了理论分析, 得出两种测试方法空气泄漏率计算公式的一致性, 指出压力衰减法比恒压法测试对于判定房间气密性更严格, 根据国内现有高等级生物安全实验室现场气密性的测试数据对理论分析结果进行了验证。

〔关键词〕生物安全实验室; 房间气密性; 恒压法; 压力衰减法; 泄漏率

0 引言

随着科学技术的发展, 我国在医药、科研、生产及实验等领域对生物安全实验室的使用越来越广泛。生物安全实验室是通过防护屏障和管理措施, 达到生物安全要求的微生物实验室和动物实验室^[1]。其中, 大动物三级生物安全实验室和四级生物安全实验室(以下简称“高等级生物安全实验室”)是生物安全防护要求十分严格的实验室, 所涉及的病原微生物通常能引起人或动物的严重疾病, 并具有极强的传染性, 对感染一般没有有效的预防和治疗措施。防止该类实验室内病原微生物向周围环境扩散是确保该类实验室生物安全的关键, 而实验室围护结构气密性是实验室与外界环境隔离的物理基础, 是生物安全可靠性的重要保证^[2]。

本文对高等级生物安全实验室房间气密性的两种不同检测方法进行了对比分析, 得出不同方法的空气泄漏率计算公式的一致性以及哪种方法对于判定房间气密性更严格, 并根据国内目前现有高等级生物安全实验室现场气密性的测试数据进行了验证。

1 气密性要求

《实验室生物安全通用要求》GB 19489-2008^[3](以下简称 GB 19489)和《生物安全实验室建筑技术规范》GB 50346-2011^[1](以下简称 GB 50346)对高等级生物安全实验室各区域气密性有严格的规定, 就测试方法而言分为恒压法及压力衰减法两种, 见表 1 所示。

2 气密性测试原理

2.1 恒压法

采用恒压法进行实验室气密性测试时, 将房间的负压维持在恒定值(250Pa), 使用玻璃转子流量计测试真空泵或排风机的流量, 如图 1 所示。

表 1 不同标准对高等级生物安全实验室气密性的规定

测试方法	GB 19489	GB 50346
恒压法	第 6.5.3.18 条规定“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, 维持房间内空气压力为 250Pa 的每小时泄漏的空气量应不超过受测房间净容积的 10%”。	ABSL-3 中的 b2 类实验室(等同于 GB19489 中适用于 4.4.3 的实验室)的主实验室“房间相对负压值维持在 -250Pa 时, 房间内每小时泄漏的空气量不应超过受测房间净容积的 10%”。
压力衰减法	对于 BSL-4 实验室, 第 6.4.8 条规定“实验室防护区围护结构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, 当房间内的空气压力上升到 500Pa 后, 20min 内自然衰减的气压小于 250Pa。”对于 ABSL-4 实验室, GB 19489 中第 6.5.4.6 条规定动物饲养间及其缓冲间的气密性应达到上述气密性要求。	对于 BSL-4/ABSL-4 实验室的主实验室, 房间相对负压值达到 -500Pa, 经 20min 自然衰减后, 其相对负压值不应高于 -250Pa。



图 1 恒压法现场测试照片 图 2 压力衰减法现场测试照片
按式(1)计算房间围护结构的小时空气泄漏率^[3]:

$$T_f = \frac{Q}{V} \quad (1)$$

式中, T_f 为房间围护结构的小时空气泄漏率;
 Q 为真空泵或风机的流量 (m^3/h); V 为房间内的体积 (m^3)。

2.2 压力衰减法^[3]

采用压力衰减法进行实验室气密性测试时, 先使房间与室外达到 500Pa 的负压差。压差稳定后关闭房间与真空泵或排风机之间的阀门, 连续记录房间的压差和温度至少 20min, 如图 2 所示。

收稿日期: 2018-05-15

作者简介: 陈方圆(1986—), 主要研究方向为净化空调。

压力衰减法的小时泄漏率按照《密封箱室密封性分级及其检验方法》EJ/T 1096-1999^[4]中的小时泄漏率计算所得,具体公式如式(2)所示。

$$T_f = \frac{60}{t} \left(\frac{P_i T_1}{P_t T_i} - 1 \right) \quad (2)$$

式中: T_f 为压力衰减法测试所得小时泄漏率(%); t 为检验持续的时间(min, 一般取 20); P_i 为初始时的室内绝对压力(Pa); P_t 为 t 时刻的室内绝对压力(Pa); T_1 为初始时的绝对温度(K); T_i 为 t 时刻的室内绝对温度(K)。

2.3 对比分析

恒压法和压力衰减法均用于测试房间的气密性,其原理都是通过测试数据得到房间的小时泄漏率,即每小时房间泄漏的空气量占房间体积的比率。两种方法同根同源,公式(2)是由气态方程代入公式(1)后转换得出的。

房间泄漏的空气量 = 终止时房间空气量 - 初始时房间空气量

初始状态下:

$$P_1 V_1 = m_1 r T_1,$$

终止状态下:

$$P_2 V_2 = m_2 r T_2.$$

房间泄漏的空气质量:

$$\Delta m = \frac{P_2 V_2}{r T_2} - \frac{P_1 V_1}{r T_1}$$

房间泄漏的空气体积:

$$\Delta F = \frac{V}{\rho r} \left(\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{T_1} \right) = \frac{V}{\frac{p_1}{T_1}} \left(\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{T_1} \right)$$

则小时泄漏率为:

$$T_f = \frac{60}{t} \frac{\Delta F}{V} = \frac{60}{t} \left(\frac{\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{T_1}}{\frac{P_1}{T_1}} \right) = \frac{60}{t} \left(\frac{P_2 T_1}{P_1 T_2} - 1 \right) \quad (3)$$

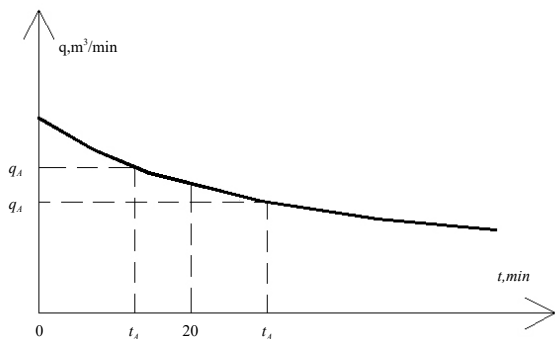


图 3 房间泄漏量 q 与时间 t 的关系曲线

式中, ΔF 为检测持续时间内房间泄漏的空气量(m^3)。

在房间气密性的测试过程中,随着时间的变化,房间压力也在变化,因此室内外压差 ΔP 与时间 t 有一定的对应关系,即每一时刻都对应一个压差。假定室内温度不变,则房间在不同的压力下有不同的泄漏量,泄漏量 q 是压差 ΔP 的函数,即 $q=f(\Delta P)$ 。

恒压法在测试过程中维持压力恒定在 -250Pa ,因此理论上来说房间的泄漏量为一定值;压力衰减法在测试过程中压力由 500Pa 开始逐渐降低,因此房间在不同压力下有不同的泄漏量。综上,泄漏量 q 是时间 t 的函数,即 $q=f(t)$ (如图 3 所示)。

从图 3 中可知,压力衰减法的测试过程中必然有一个时刻 t_A 对应的压力为 -250Pa ,此时对应的泄漏量为 q_A ,即恒压法测试时的泄漏量。因为不同围护结构特性的房间压力衰减的快慢不同,所以 t_A 可能出现在 20min 之后,也可能出现在 20min 之内。当出现在 20min 之后时,根据 GB 50346 中压力衰减法的要求,说明房间气密性合格;同理,当出现在 20min 之内时,说明房间气密性不合格。

恒压法测试时的泄漏量为一定值,即 q_A ,那么恒压法的小时泄漏量为 $Q_A=60q_A$,对应图 4 中的阴影面积 A 。压力衰减法测试时的泄漏量为一变值,在测试时间 20min 内的泄漏量为 $Q'_B=\int_0^{20} q dt$,则小时泄漏量为 $Q_B=3Q'_B$,即图 4 中的阴影面积 B 。对比恒压法和压力衰减法的泄漏率,即对比面积 A 和面积 B 的大小,由于 $A=3A'$, $B=3B'$,因此对比面积 A' 和面积 B' 即可 (如图 5 所示)。

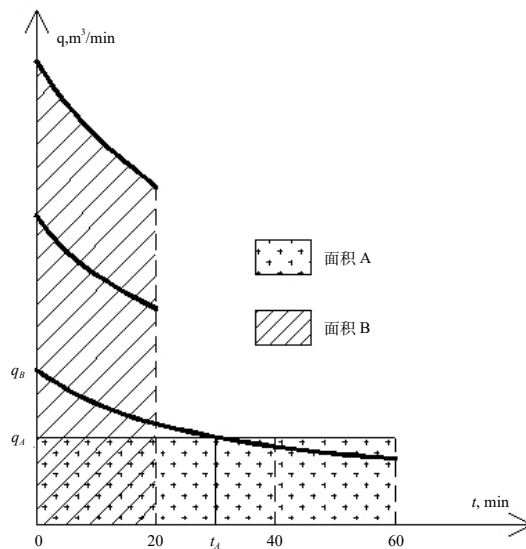


图 4 两种测试方法的泄漏量示意图

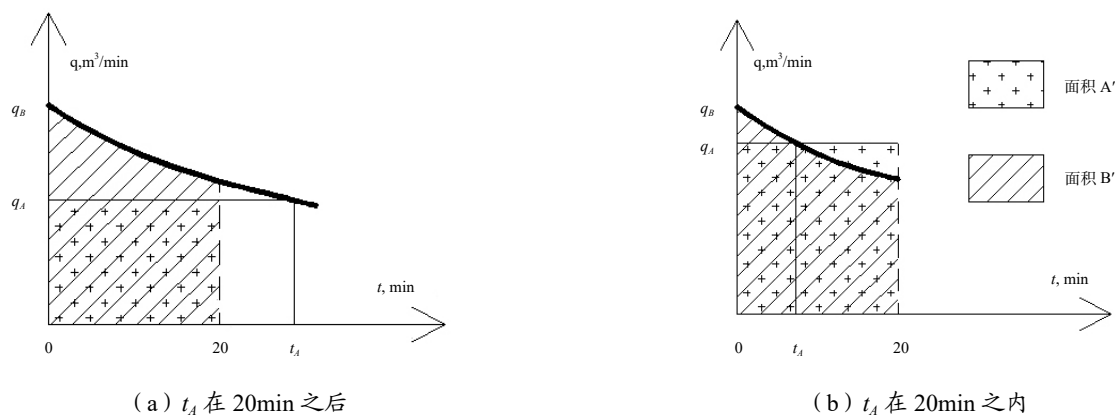


图 5 两种测试方法的泄漏量对比图
(注：图中面积 A' 对应恒压法泄漏率，面积 B' 对应压力衰减法泄漏率)

从图 5 (a) 可以看出：当 t_A 出现在 20min 之后时，面积 B' 必定大于面积 A' ，即对同一房间，压力衰减法得到的泄漏率大于恒压法得到的泄漏率，那么在同样的评定标准下，若压力衰减法测试结果合格，恒压法测试结果必定合格。

相反，从图 5 (b) 可以看出：当 t_A 出现在 20min 之内时，面积 B' 不一定大于面积 A' ，说明压力衰减法测试结果不合格时，恒压法测试结果有可能合格。由此可知，压力衰减法较恒压法严格。

3 实测数据的对比

在进行高等级实验室检测过程中，对若干房间进行了气密性的测试，图 6 为所测房间的压力随时间变化的曲线图。从图中可看出，随着时间的推移，房间的压力变化量越来越小。

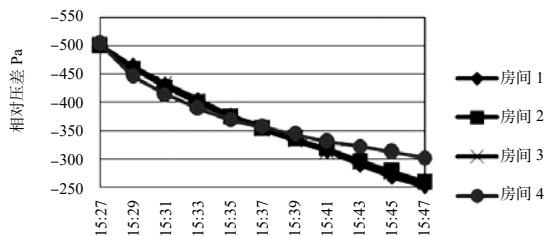


图 6 实测房间的压力随时间变化的曲线图

此外，对某单位的大动物三级生物安全实验室中的四间房间进行了两种方法的检测，通过公式 (1) 和公式 (2) 计算得到同一房间在不同检测方法时的泄漏率，见表 2 所示。从表 2 中可看出：

(1) 压力衰减法过程中，缓冲与过厅的 -250Pa 均出现在 20min 之内，均不满足 GB 50346 的要求，但两者的恒压法测试结果均满足 GB 50346 的要求。

表 2 某单位大动物三级生物安全实验室恒压法及压力衰减测试结果

房间名称	房间体积/ m^3	恒压法 (-250Pa)		压力衰减法			备注
		泄漏量/ (m^3/h)	泄漏率/ $\%$	起始压力/ Pa	20min 后压力/ Pa	泄漏率/ $\%$	
缓冲	29.8	0.4	1.34	-500	> -250	1.07	在第 6'34" 时压力达到规范下限值 -250Pa
过厅	25.4	0.1	0.39	-500	> -250	1.65	在第 8'51" 时压力达到规范下限值 -250Pa
实验室	195.6	0.4	0.20	-500	-420	0.24	在第 78'42" 时压力达到规范下限值 -250Pa
解剖间	175.3	0.6	0.34	-500	-314	0.55	在第 29'39" 时压力达到规范下限值 -250Pa

(2) 虽然缓冲与过厅的 -250Pa 均出现在 20min 之内，但缓冲的恒压法泄漏率大于压力衰减法泄漏率，过厅的恒压法泄漏率小于压力衰减法泄漏率，说明此时无法判断两种方法计算的泄漏率大小。

(3) 压力衰减法过程中，实验室与解剖间的 -250Pa 均出现在 20min 之后，均满足 GB 50346 的要求，两者的恒压法测试结果也均满足 GB 50346 的要求。

(4) 实验室与解剖间的 -250Pa 均出现在 20min 之后，压力衰减法计算得到的泄漏率均大于恒压法计算得到的泄漏率。

综上，验证了本文 2.3 中的理论推导结果。

4 探讨

4.1 测试原理及方法

恒压法和压力衰减法的原理相通，均为测试房间在一定的压力下泄漏的空气量；泄漏率计算公式具有一定的相似性，均为一定压力下泄漏的空气量

占房间体积的比值。

两种方法也有一定的不同之处：一是测试参数不同，恒压法测试的是小时泄漏量，压力衰减法测试的是一段时间内房间压力的变化；二是测试条件不同，恒压法测试时，为维持房间压力为 -250Pa 而保持房间有一定的机械排风，压力衰减法测试时，切断所有机械送排风，使房间压力随围护结构泄漏而逐渐衰减。

4.2 气密性评定标准

在同样的评定标准下，若 500Pa 压差下半衰期为 20min 的压力衰减法测试结果判定为合格，则恒定压力为 -250Pa 的恒压法测试结果必定判定为合格；相反， 500Pa 压差下半衰期为 20min 的压力衰减法测试结果判定为不合格时，恒定压力为 -250Pa 的恒压法测试结果却有可能判定为合格。

由此可知， 500Pa 压差下半衰期为 20min 的压力衰减法较恒定压力为 -250Pa 的恒压法严格。

5 结论

(1) 恒压法和压力衰减法作为高等级生物安全实验室房间气密性的两种不同检测方法，其测试原理相近，空气泄漏率计算公式具有互相推导性。

(2) 理论计算及实践结果均表明压力衰减法比恒压法测试对于气密性的要求更严格，在进行实验

室气密性测试时，可以采用操作更简便的压力衰减法代替恒压法进行验证。

参考文献

- [1] 中华人民共和国住房和城乡建设部，中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB 50346-2011. 生物安全实验室建筑技术规范 [S]. 北京：中国建筑工业出版社，2011.
- [2] 曹国庆，王荣，翟培军. 高等级生物安全实验室围护结构气密性测试的几点思考 [J]. 暖通空调 2016, 46(12):74-79
- [3] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，国家标准化管理委员会. 实验室生物安全通用要求 GB 19489-2008[S]. 北京：中国标准出版社，2008.
- [4] The International Organization for Standardization. ISO Standard 10648-2 Containment enclosures —part 2: classification according to leak tightness and associated checking methods[S].[2014-110-11]. Swizerland: The International Organization for Standardization., 1994.
- [5] Iain S. Walker David J. Wilson** and Max H. Sherman*A comparison of the power law to quadratic formulations for air infiltration calculations[J] Published in Energy and Buildings, 1997, 27(3).

IAQ 模拟程序的开发及其应用

刘晓霄, 简毅文, 王 旭, 郭锐敏, 田园泉, 侯雨晨

(北京工业大学, 北京 100124)

[摘 要] 为了填补国内市场缺失 IAQ 相关计算软件的空白, 本研究开发了 IAQ 计算模块。同时, 针对北京某住户进行室内 PM_{2.5} 浓度的长期监测, 用于验证 IAQ 计算程序的可靠性。经过模拟与实测的对比验证, 本研究开发的 IAQ 模块计算结果可靠。最后, 应用 IAQ 程序进行模拟计算, 初步分析了适用于北京地区的通风净化策略, 结果表明: 当室外 PM_{2.5} 浓度处于中度污染以上时开启室内空气净化器并关闭门窗, 可以将室内 PM_{2.5} 浓度控制在可接受范围内。

[关键词] 室内空气品质; 模拟; PM_{2.5} 浓度; 通风净化策略

0 引言

近几十年来, 大气 PM_{2.5} 浓度超标使得全球范围内的人们越来越关注室内空气品质问题^[1-5]。与发达国家相比, 我国住宅室内空气污染情况尤为严重。我国传统的烹饪方式易造成大量颗粒物和环芳烃的散发, 形成“内忧”; 此外还有“外患”——中国是世界上大气 PM_{2.5} 污染最严重的国家之一。这些“内忧”和“外患”造成建筑室内空气质量差, 严重威胁我国居民的身体健康。

为了有效控制室内污染、改善室内空气质量, 目前我国多采用通风和空气净化化的方法^[6]。然而, 不管是采用何种方法, 为了改善室内空气品质, 都需要付出建筑能耗增加的代价。因此, 建筑室内空气环境的控制和建筑节能措施的实行, 应综合考虑室内热湿环境、空气品质、通风策略和建筑能耗等多方面因素, 对于建筑室内环境的评价也应综合各因素的影响, 力求全面。

运用建筑模拟的方法可以准确便捷地预测和评价建筑室内环境, 从而指导设计人员和住户采用合适的通风净化策略, 改善建筑室内环境, 降低能耗。然而, 以 EnergyPlus 为代表的国外建筑环境模拟软件, 主要着眼于室内热湿环境, 对于室内通风状况及空气品质问题多采用简化处理; 我国本土的建筑环境模拟软件 DeST, 仅仅实现了通风与热环境的耦合计算, 仍没有室内空气品质相关计算的能力; 针对通风计算、室内污染物分布及空气品质的模拟软件, 如 CONTAM、COMIS 及各种 CFD 模拟软件等, 将建筑热湿环境采取简单处理的方式, 因此通常需要同其他建筑热模拟软件结合使用, 较为不便。^[7]

综上所述, 只有将建筑热湿环境同通风状况、污染物扩散情况及空气净化装置综合考虑, 才能较为完整地描述建筑室内环境, 而当前的模拟软件仍不能实现这一目标, 因此, 有必要开发建筑热湿环境、通风、污染物扩散及空气净化模块的联合模拟软件。本文选取国内普遍关注的 PM_{2.5} 浓度作为模拟对象, 尝试提出了 IAQ 模拟软件的理论框架, 建立了 IAQ 计算程序, 同时选取北京市某一户住宅对其室内 PM_{2.5} 浓度、开窗行为和净化器使用情况进行长期监测, 用于验证 IAQ 程序。此外, 应用 IAQ 计算模块初步分析了适用于北京地区的通风净化策略。

2 程序理论框架

2.1 IAQ 模块基本计算思路

本研究已经完成了 IAQ 计算模块的开发, 其基本计算思路为: 将房间参数及室内温湿度、污染源散发速率、通风换气情况等作为输入条件带入 IAQ 计算模块中, 通过设置 IAQ 计算模块各净化设备的作息进行室内空气品质的相关计算。目前 IAQ 模块可实现室内 CO₂ 与 PM_{2.5} 浓度计算、净化器、机械通风系统的运行模拟, 本文主要针对室内 PM_{2.5} 浓度和净化器开启状况进行模拟研究。

2.2 IAQ 程序计算模型

以建筑内的单个房间为研究对象, 建立污染物的质量平衡方程式 (1)。

$$\rho V_i \frac{dC_{f,z,i}^t}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{\text{room}}} G_{f,j,i} \times 10^6 - \sum_{i=1}^{N_{\text{room}}} R_{f,i} C_{f,z,i}^t + \sum_{j=0}^{N_{\text{pur}}} m_j C_{f,z,j}^t - \sum_{i=0}^{N_{\text{pur}}} m_i C_{f,z,i}^t + S_f (C_{f,z,i}^{t-\delta t}) \quad (1)$$

其中, V 为区域 i 的体积 (m^3); ρ 为污染物 z 的密度 (kg/m^3); $G_{f,z,i}$ 为区域 i 内污染物 z 的散发量 (kg/s); $R_{f,z}$ 为区域 i 内的排风量或净化风量 (本研究中对净化器的 CADR 值) (kg/s); m_j 为区域 j 经由某空气流路径流入区域 i 的空气质量流量

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: 国家重点研发计划项目“居住建筑室内通风及室内空气质量营造” (2016YFC0700500)。

作者简介: 刘晓霄 (1992—), 主要研究方向为建筑室内环境耦合模拟研究。

(kg/s); $C_{f,z,j}$ 为区域 j 内污染物 z 的浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); $C_{f,z,i}^t$ 为 t 时刻区域 i 内污染物 z 的浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); $\rho V \frac{dC_{f,z,i}^t}{dt}$ 为单位时间区域 i 内污染物 z 的质量变化; $S_f(C_{f,z}^{t-\delta t})$ 为上一时间步长室内污染源和汇的综合作用结果,可用式 (2) 计算。

$$S_f(C_{f,z}^t) = G_f(t) \times \text{schedule} - R_f(t) C_f(t) \times \text{schedule} \quad (2)$$

采用差分法对平衡方程进行处理,考虑到数值稳定性的因素,运用后退 Euler 公式对方程组进行求解。以 $t+\delta t$ 时刻作为当前计算时刻,用均差 $\frac{C_i^{t+\delta t} - C_i^t}{\delta t}$ 代替导数 $\frac{dC_i^{t+\delta t}}{dt}$,并将含 C_i^t 的项移至右侧,得到隐式方程 (3)。利用迭代法求解隐式方程:首先利用式 (3) 以 t 时刻作为当前时刻得到显式方程 (4),根据上一时刻的污染物浓度值计算当前时刻的初值,然后带入隐式方程 (3) 迭代计算当前时刻 $C_i^{t+\delta t}$ 的终值,当前后两次迭代结果的差值满足精度要求时进入下一时刻,如此循环迭代直至所有时刻计算完毕。

$$C_i^{t+\delta t} \approx \frac{\sum_{j=1}^{N_{fd}} G_{fd} \times 10^6 + \sum_{j=1}^{N_{m}} m_j C_{f,j}^t + S_f(C_{f,i}^t) - (\sum_{j=1}^{N_{fd}} R_{fd} + \sum_{j=1}^{N_{m}} m_j) C_i^{t+\delta t} + \frac{V_i}{\delta t} C_i^t}{\frac{V_i}{\delta t}} \quad (3)$$

$$C_{fd}^{t+\delta t} \approx \frac{\sum_{j=1}^{N_{fd}} G_{fd} \times 10^6 + \sum_{j=1}^{N_{m}} m_j C_{f,j}^t + S_f(C_{f,i}^t) + (\frac{V_i}{\delta t} - \sum_{j=1}^{N_{fd}} R_{fd} - \sum_{j=1}^{N_{m}} m_j) C_i^t}{\frac{V_i}{\delta t}} \quad (4)$$

将净化器模型作为汇项,采用风量修正模型,充分考虑积灰和缝隙旁通对于净化效率和 CADR 值的影响,得到其实际的净化效率及对应的 CADR 值,带入上式 (3) 和 (4),可求得净化器开启状态下室内的 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度值。

3 程序验证

本研究选取北京市的一户住宅作为实测对象,运用 QD-W1 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度记录仪对其室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度进行连续监测,同时用 WGLZY-1 智能功率仪监测

空气净化器的瞬时功率和耗电量,由此得知设备的开启时间和瞬时能耗。监测住户的户型平面图如图 1 所示,体积为 182m^3 ,户内人员构成是一家三口,包括两位成年人和一位未成年人。在监测期内,房间内门处于开启状态,外门关闭。

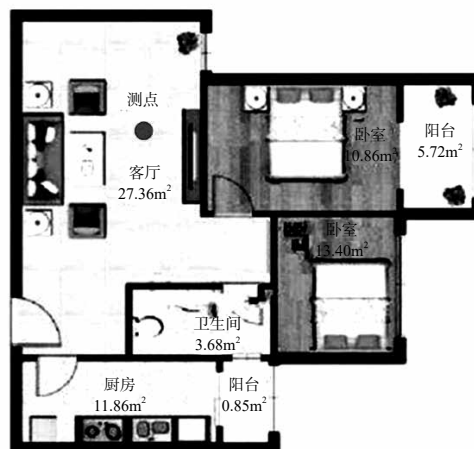
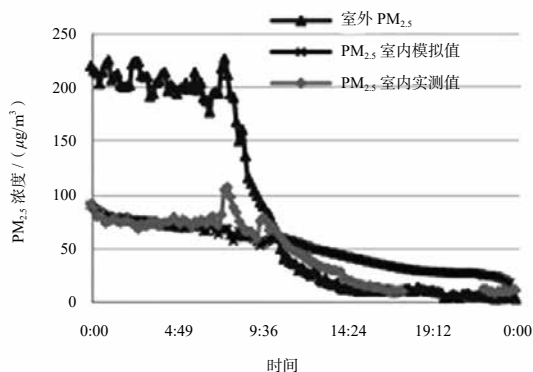
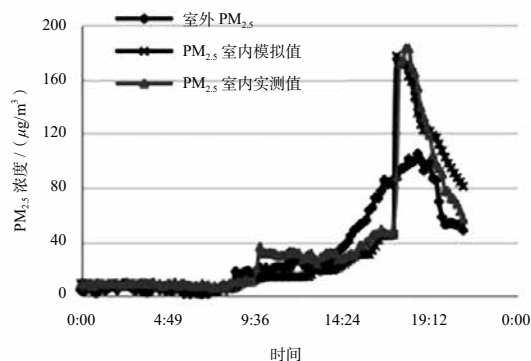


图 1 户型平面图

选取 2017 年冬季的两日 (1 月 22 日和 2 月 16 日),分别对室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度进行模拟,计算结果同实测数据的对比如图 2 所示。从图 2 可知,IAQ 程序模拟结果与实测结果基本一致。由实时监测的净化器运行状况可知,2 月 16 日室内空气净化器从凌晨 0:00 到早上 9:20 处于开启状态,故在室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度较高的情况下室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度仍保持在 $100\mu\text{g}/\text{m}^3$ 以下,模拟和实测结果均体现了这一点 (图 a)。在 1 月 22 日,通过询问被测户主得知 17:20 至 17:50 户内进行了 30min 的厨房炊事活动,导致室内产生 $\text{PM}_{2.5}$ 散发源,使得室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度激增,随后在室内通风换气的作用下 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度开始下降 (图 b)。模拟结果与实测结果基本相同,误差在可接受范围内。



(a) 2 月 16 日模拟与实测结果



(b) 1 月 22 日模拟与实测结果

图 2 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度模拟与实测结果对比图

进一步分析图 2（a）误差的产生原因可知，早上 7:20 存在厨房炊事活动的可能性，或由于人员活动（如清扫等）导致室内沉降的污染物重新悬浮于空气中，被监测仪器检测并记录下来，而在模拟计算的过程中难以充分考虑各种污染源散发的可能性。而图 2（b）产生误差的原因可能是实际厨房污染物散发速率与模拟时设定的参数有所差别，且厨房炊事活动较为复杂难以准确定义导致。

综上所述，IAQ 计算程序的结果与实测数据吻合较好，误差在可接受范围内，计算程序有较好的可靠性。

4 程序应用

在验证 IAQ 计算模块结果可靠的前提下，应用该程序模拟北京地区不同净化策略下的室内空气环境，初步分析适用于北京地区的经济合理的通风及净化策略。

4.1 模拟工况

模拟地点为北京，净化器的相关参数设置为：初始风量为 $0.1\text{m}^3/\text{s}$ ；初始净化效率为 90%；滤料初始填充率为 0.04，过滤面积为 4.1m^2 ，滤料厚度为 0.08m，纤维直径为 $10\mu\text{m}$ ，模拟时间为 2016 年一整年，时间步长为 1 小时，室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度取自室外气象站。

为初步分析适于北京地区的通风净化策略，设置如下 3 种模拟工况（表 1），以房间换气次数表征通风策略，净化器开启作息表征净化策略。其中，工况三根据室外大气状态确定净化器是否开启，净化器开启原则分为两类：（1）室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度 $\geq 75\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时开启净化器，即室外有污染即开启净化器；（2）室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度 $\geq 150\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时开启，即室外大气处于中度污染以上时开启净化器。

表 1 模拟工况设置

	净化器开启作息	房间通风换气次数
工况一	日作息固定（图 5）	0.5ACH
		0.12ACH
工况二	全年开启	0.5ACH
		0.12ACH
工况三	据室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度确定开启原则	0.12ACH

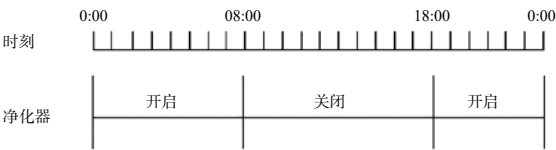


图 3 净化器开启日作息

4.2 模拟结果

分别模拟上述三种工况下室内外的 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度。由工况一的模拟结果（图 4），对比净化器开启和关闭状态下室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度可知，在未开启净化器时，由于门窗缝隙渗透的作用，室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度虽较之室外有所降低但仍处于较高水平，完全不能满足室内空气品质的要求。此外，对比两通风换气次数的结果可知，门窗密闭性越好，渗透风量越小，室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度越低，但仅仅依靠关闭门窗难以满足室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的要求。

工况一在两种换气次数下的室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布结果如图 5 所示。当净化器每日的作息固定时，室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的不满足率（ $> 35\mu\text{g}/\text{m}^3$ ）较高。分析原因可知，当室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度水平较高时，由于净化器作息固定，该时段可能并未开启净化器，使得室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度较高。

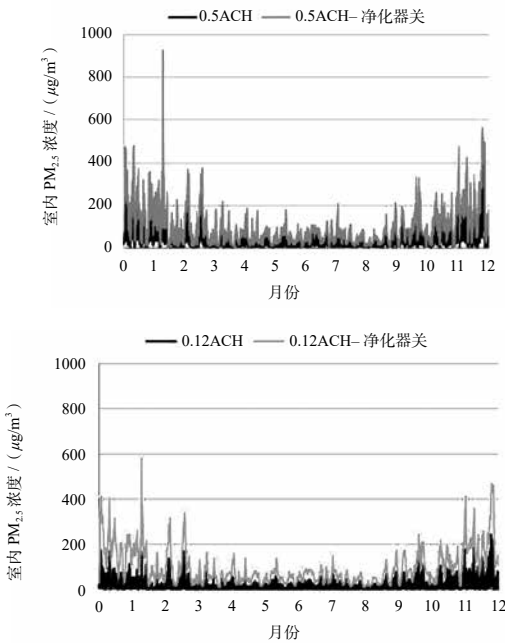


图 4 房间门窗渗透对室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的影响

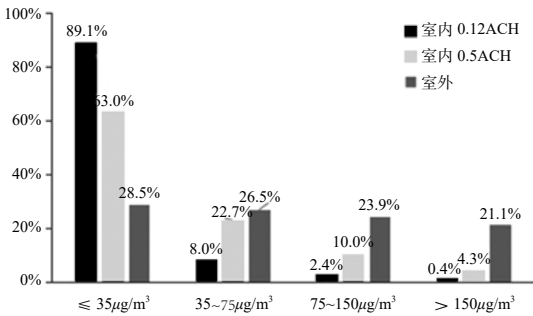
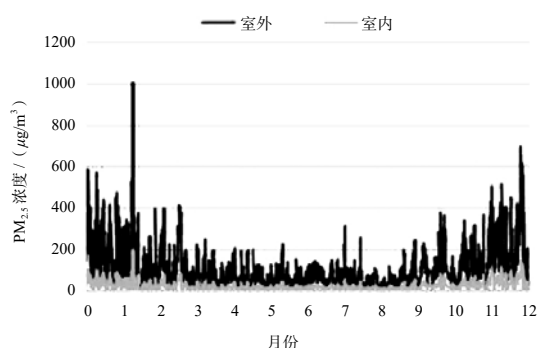
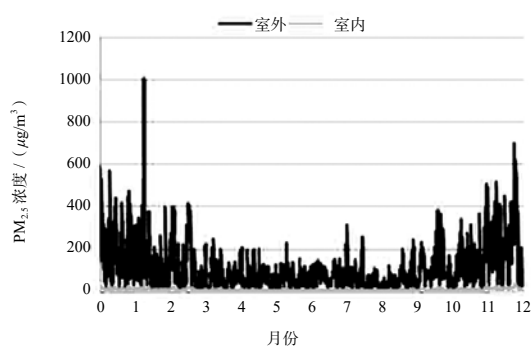
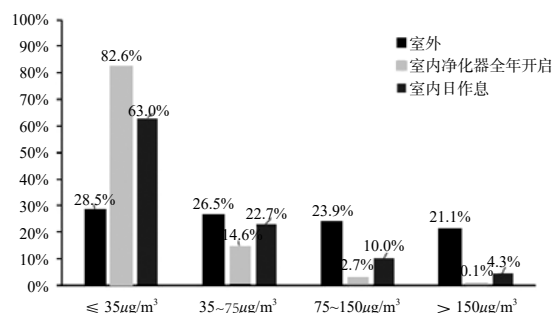


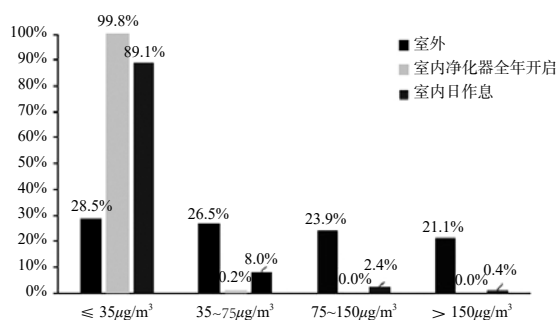
图 5 工况一室内外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度分布情况



(a) 换气次数为 0.5ACH

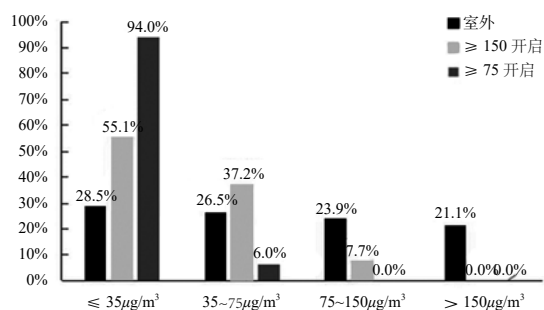


(b) 换气次数为 0.12ACH

图 6 工况二室内外 PM_{2.5} 浓度计算结果

工况二的模拟结果如图 6 所示。分析结果可知,当净化器全年不间断运行时,室内 PM_{2.5} 浓度可控制在较低水平,当换气次数为 0.5ACH 时,室内 PM_{2.5} 不满足率 ($> 35\mu\text{g}/\text{m}^3$) 为 17.4%;当换气次数为 0.12ACH 时,室内 PM_{2.5} 不满足率仅为 0.2%。与工况一相比,室内 PM_{2.5} 浓度状况有明显改善。

然而考虑到节能,住户不可能全年不间断开启净化器,该工况与实际不符。因此,将该工况作为理想工况,对比分析工况三的模拟结果,如图 7 所示。

图 7 工况三室内外 PM_{2.5} 浓度分布情况

由图 7 可知,当住户依照室外 PM_{2.5} 浓度确定净化器的开关模式时,室内空气可基本控制在优良

水平 (PM_{2.5} 浓度 $\leq 75\mu\text{g}/\text{m}^3$)。若室外一有污染即开启净化器 ($\geq 75\mu\text{g}/\text{m}^3$ 开启),室内 PM_{2.5} 浓度的不满足率 ($> 35\mu\text{g}/\text{m}^3$) 仅为 6%;若室外中度污染以上时开启净化器 ($\geq 150\mu\text{g}/\text{m}^3$ 开启),室内 PM_{2.5} 浓度的不满足率为 45%,但除去室内处于“良” (35~75μg/m³) 的时间,不满足率只有 7.7%。

5 结论

本研究实现了 IAQ 模块的程序计算,通过程序计算结果与实测数据的对比,验证了程序计算的可靠性,进而应用 IAQ 程序初步分析了适用于北京地区的通风净化策略,得到以下结论:

- (1) IAQ 计算模型的模拟结果可靠性较好;
- (2) 在自然渗透的条件下,门窗密闭性越好室内 PM_{2.5} 浓度越低,但仅仅依靠关闭门窗难以满足室内 PM_{2.5} 浓度的要求;
- (3) 初步分析可知,当室外 PM_{2.5} 浓度处于中度污染以上时开启室内空气净化器并关闭门窗,可以将室内 PM_{2.5} 浓度控制在可接受范围内。

参考文献

- [1] Weschler CJ. Changes in indoor pollutants since the 1950s, Atmospheric Environment, 2009, 43(1):153-169.
- [2] Weschler CJ, Nazaroff WW. Semi-volatile organic

compounds in indoor environments[J]. Atmospheric Environment, 2008, 42(40):9018–9040.

[3] Haymore C, Odom R. Economic effects of poor IAQ[J]. EPA Journal, 1993, 19(4):28–29.

[4] Fanger P O, Olesen B W. Indoor air more important for human health than outdoor air, in the Book “Bridging from Technology to Society”[J]. edited by Kristian S, Tine K, 65–73

[5] U.S. Environmental protection agency. Sick building

syndrome (SBS), Indoor Air Facts No.4(revised), 1991, Washington, DC.

[6] 朱颖心. 建筑环境学 (第三版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.[4] 黄虹, 李顺诚, 曹军骥, 等. 广州市夏、冬季室内外PM2.5质量浓度的特征[J]. 环境污染与防治, 2006, 28(12):954–958.

[7] 江亿. 建筑环境系统模拟分析方法——DeST [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.

北方某地铁车厢细颗粒物浓度实测研究

裴 斐¹, 常 利², 王新如³, 王姣姣⁴, 杜赛赛¹, 谷雅秀⁴, 吴金顺⁵, 潘 嵩¹

(1. 北京工业大学 建筑工程学院, 北京 100022; 2. 河北工程大学 能源与环境工程学院, 河北邯郸 056038;

3. 宁波诺丁汉大学 浙江宁波 315100; 4. 长安大学 环境科学与工程学院, 陕西西安 710061;

5. 华北科技学院 建筑工程学院, 河北廊坊 065201)

[摘 要] 当前地铁内细颗粒物对健康的影响日益受到公众的重视。相较于其他位置, 地铁车厢相对封闭, 乘客停留时间长, 人群密度大且流动性强, 其中细颗粒物的浓度控制十分重要。要解决车厢细颗粒物的浓度控制问题, 首先必须掌握地铁车厢细颗粒物分布及变化规律。但目前这方面的研究很少, 尤其缺乏与列车运行特性相结合的研究。本文通过实地测试发现, 室外环境为优时, 车厢内细颗粒物浓度高于室外, 室外严重污染时, 车厢内低于室外; 其内部不同位置浓度不同, 但都呈现出周期性变化; 不同线路车厢规律不同。本文的研究将为车厢内细颗粒物浓度分布积累基本数据, 明确其分布规律及扩散特性, 为地铁车厢中细颗粒物的预测及控制提供理论依据和支撑。

[关键词] 车厢; 细颗粒物; 空间分布; 动态变化

0 引言

近年来, 国内雾霾天气屡见不鲜, 有些雾霾严重的城市竟出现雾霾天气超过 200 天的记录^[1], 以细颗粒物为代表的大气灰霾污染是我国当前影响人民身体健康的最突出的环境问题之一。细颗粒物指空气动力学当量直径小于 $2.5\mu\text{m}$ 的颗粒物, 它能够透过肺部肺泡直接进入血液, 由于其表面积大, 大多数携带有毒有害物质, 对人体健康更具有危害性。流行病学研究表明, 人体发病率以及死亡率与颗粒物的质量浓度存在正相关性^[2], 人体低浓度的长期暴露和高浓度的短期暴露都会产生不利的健康效应^[3]。目前, 国内对细颗粒物的研究主要集中在地面和一般公共场所, 而地铁作为近年迅速发展的交通工具, 其内部特别是车厢的空气品质正逐渐引起人们的关注。

地铁是一个特殊的地下建筑, 按照环控系统可分为三个区域: 公共区、工作区、车厢。当前国内外学者对地铁内细颗粒物的研究主要集中在公共区, 对其中的颗粒物的运动特性及分布规律进行研究。然而, 相关研究表明, 乘客 3/4 的时间在列车上度过, 在站厅和站台等公共区停留的平均时间不会超过 10min^{[4][5]}, 而在早晚高峰时间, 车厢中人群密度大, 人流密集, 内部空间极度拥挤, 人体长期处于空气不流通或流通不畅的环境内, 过高的细颗粒物浓度严重影响人们的身心健康。另一方面, 地铁内细颗

颗粒物部分来自隧道, 由于地铁列车在运行和制动过程中都存在钢铁的机械磨损, 而钢铁中常含有大量的铁元素和其它微量合金元素 (如锰、铬和镍等), 这就使得隧道中的细颗粒物富含大量金属元素, 这些金属元素进入车厢, 对车厢内乘客身体健康构成了严重威胁^[6]。因此, 现阶段充分了解车厢空气质量, 对地铁车厢细颗粒物浓度分布进行研究十分必要。综合国内外的研究得知, 目前地铁细颗粒物研究大多聚焦站台、站厅, 只针对车厢的很少。目前针对车厢的研究主要通过实测, 研究方法基本与地铁其他位置类似, 研究内容主要有车厢内细颗粒物浓度分布、产生源及影响因素、控制策略等。通过分析发现, 目前的研究缺乏大量实测数据, 测试时未能体现细颗粒物随列车运行的动态变化, 本文在充分了解车厢内部结构及运动状态的前提下, 使用适合车厢的测试手段和研究方法, 明确车厢内细颗粒物污染状况, 对地铁车厢中细颗粒物的控制提供科学依据。

1 测试方案

1.1 测试地点及时间

本文选取北方地铁典型线路车厢进行实测及数据分析, 选取的线路站台形式为岛式, 站台与隧道的连接形式包括屏蔽门、全高安全门、半高安全门。由于地铁车厢为狭长空间, 单一测点不足以反应车厢内细颗粒物情况, 在车厢中车头、中部、车尾处布置三个测点, 同时测量站台屏蔽门处及室外细颗粒物浓度, 测点距地面 1.5m, 测点布置如图 1 所示。

测试时间主要安排在工作日 (周一至周五) 的平峰期期间, 测试时段在下午的一点半至四点半左

收稿日期: 2018-06-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51578011)。

作者简介: 裴斐 (1994—), 主要研究方向为地铁 $\text{PM}_{2.5}$ 空气品质研究及控制方向。

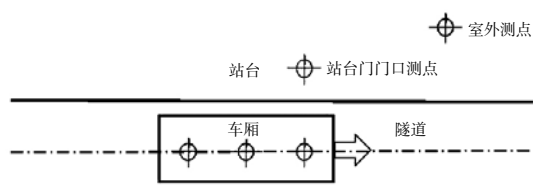


图 1 测点布置图

右, 每个测点的时长为 30 到 60min。

1.2 测试仪器

测试所使用的颗粒物浓度测量仪主要有两种:

(1) 美国 TSI8532 可吸入颗粒粉尘分析仪, 如图 2 (a) 所示, 该仪器用 90° 光散射的方法能够实时显示 PM_{10} 、 PM_{4} 、 $PM_{2.5}$ 和 PM_1 可吸入颗粒物浓度, 它的量程为 $0.001\sim 150mg/m^3$, 精度为 $\pm 0.1\%$, 采样时间间隔的设定范围是 $1\sim 60s$ 。(2) CW-HAT200S 手持空气质量测试仪, 如图 2 (b) 所示, 是由深圳赛纳威公司生产的 CW-HAT200 手持式 $PM_{2.5}$ 速测仪, 专用于测量空气中的 $PM_{2.5}$ 和 PM_{10} 浓度, 它的采样原理也是用光散射, 量程为 $0\sim 500\mu g/m^3$, 测量精度为 $\pm 20\%$, 采样间隔为 $60s$ 。



(a)



(b)

图 2 测试仪器

(a) 便携式 TSI8532 粉尘测试仪; (b) 手持式 CW-HAT200S 测试仪

2 测试结果和分析

2.1 车厢细颗粒物空间分布

车厢内测点布置如图 1 所示, 选取 1 号线 (高安全门)、8 号线 (屏蔽门)、14 号线 (全高安全门) 车厢进行测试, 同时对比室外细颗粒物浓度,

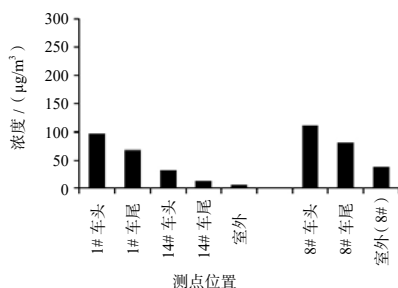


图 3 1 月 10 日测试结果

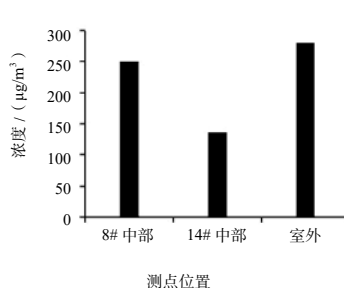


图 4 3 月 13 日测试结果

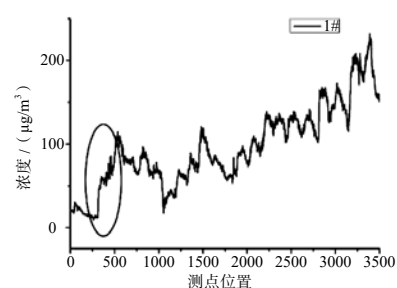


图 5 1 号线车厢内细颗粒物浓度情况

测试时室外浓度为 1 月 10 日 $5.6\mu g/m^3$ (1# 和 14#) 与 $37.2\mu g/m^3$ (8#), 3 月 13 日 $280.88\mu g/m^3$, 图 3、图 4 为测试结果, 表 1 为统计值。

表 1 不同线路车厢内细颗粒物浓度

线路	室外浓度 $(\mu g/m^3)$	位置	浓度 $(\mu g/m^3)$	站内 / 室外
1 号线	5.6	车头	96.7	17.3
		车尾	68.2	12.2
		平均	82.45	14.7
14 号线	5.6	车头	32.8	5.9
		车尾	12.9	2.3
		平均	22.85	4.1
8 号线	280.88	中部	136.1	0.48
	5.6	车头	110.8	3
		车尾	81.2	2.2
		平均	96	2.6
	280.88	中部	249.52	0.89

可以发现, 对于单个车厢来说, 室外细颗粒物浓度较低时, 总体规律为细颗粒物浓度: 车头 > 车尾 > 室外; 室外细颗粒物浓度较高时, 车内细颗粒物浓度小于室外。这一方面表明车厢相对封闭, 内部细颗粒物浓度较为稳定, 另一方面说明车站内可能是有源的。

不同线路细颗粒物浓度对比表明, 站台安装屏蔽门的线路, 车厢中细颗粒物浓度较高, 原因可能是屏蔽门很大程度上削弱了活塞风作用, 在室外环境较好时, 隧道内的细颗粒物不能通过活塞风排除而长期积累。而 1 号线细颗粒物浓度较高可能是由于其运行时间较长, 细颗粒物在隧道中长期积累所致。如图 4 所示, 列车从地上站进入地下站时, 细颗粒物浓度从 $12\mu g/m^3$ 升到最高 $100\mu g/m^3$, 这也间接证明了隧道里细颗粒物浓度较高。

2.2 车厢 $PM_{2.5}$ 浓度动态变化

选取车厢内同一位置的测点, 对不同线路车厢运行过程中细颗粒物浓度变化情况进行对比, 测试时间 30 到 60min 不等, 测试时室外浓度为 $5.6\mu g/m^3$, 结果如图 5 所示。

从图 6 (a) 可以看出, 室外空气质量为优的情况下, 车厢内细颗粒物浓度普遍较高, 1 号线、8 号

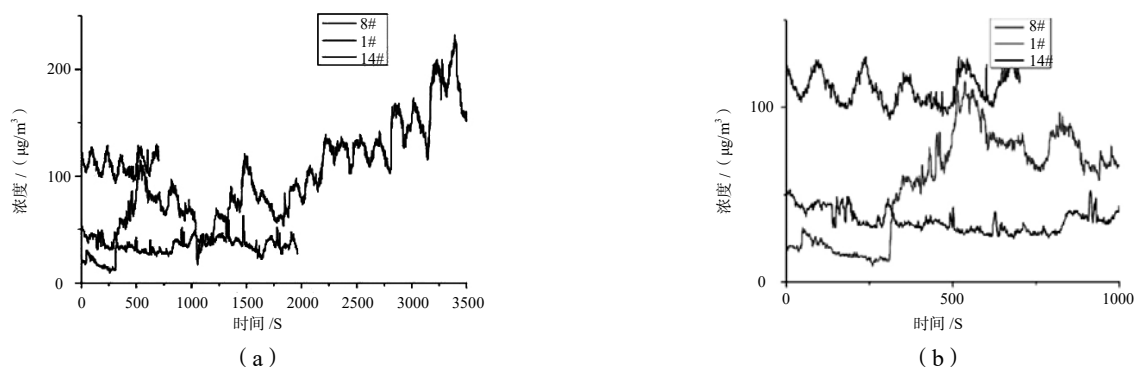


图 6 不同线路车厢细颗粒物浓度变化对比

线、14 号线该位置测点细颗粒物浓度的平均值和标准偏差分别为 $96.73 \pm 48.16 \mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $110.76 \pm 8.53 \mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $36.61 \pm 6.33 \mu\text{g}/\text{m}^3$ ，不同线路车厢细颗粒物平均浓度较高，但均高于同时期室外细颗粒物浓度。

观察发现，车厢内部细颗粒物浓度变化规律与站台门类型有一定关系，14 号线与 8 号线车厢细颗粒物浓度的标准差分别为 $6.33 \mu\text{g}/\text{m}^3$ 与 $8.53 \mu\text{g}/\text{m}^3$ ，表明屏蔽门系统和全高安全门系统线路的车厢内部细颗粒物浓度较为稳定，而 1 号线（半高安全门）车厢内部细颗粒物浓度变化较大。原因可能是屏蔽门的屏蔽作用使得隧道内部环境更加稳定，活塞风的周期性运动使得隧道内浓度较为平均。

图 6 (b) 表现了不同线路车厢细颗粒物浓度局部变化情况，可以发现，列车运行时内部细颗粒物浓度呈现周期性波动，波动时间与列车运行状态对应：列车加速时，浓度上升；列车到站后，浓度小幅下降。而不同线路波动情况不同，波动幅度：安全门系统 > 屏蔽门系统，波动周期：1 号线 > 8 号线 > 14 号线，即有屏蔽门的车站车厢内浓度较为稳定。

3 总结

本文对北方某城市地铁车厢细颗粒物浓度进行了实测研究，测试选取了该城市包括屏蔽门、全高安全门、半高安全门线路的列车，测试内容包括列车内不同位置测点细颗粒物浓度，同时期室外及站台浓度，通过对相关数据的整理分析得出以下结论：

(1) 室外空气质量为优时，车厢内部细颗粒物浓度分布规律为：车头 > 车尾 > 室外，室外严重污染时，车厢内部细颗粒物浓度小于室外。不同线路细颗粒物浓度不同，浓度分布规律为：屏蔽门线路 > 非屏蔽门线路。

(2) 列车从地上站进入地下站后细颗粒物浓度升高，表明隧道中细颗粒物浓度较高。

(3) 车厢内部细颗粒物浓度变化规律与站台门

类型有一定关系，屏蔽门系统和全高安全门系统线路的车厢内部细颗粒物浓度较为稳定，而半高安全门线路车厢内部细颗粒物浓度变化较大。

(4) 车厢内细颗粒物浓度随列车进站出站呈现周期性波动，不同线路波动情况不同，总体规律为：波动幅度：安全门系统 > 屏蔽门系统，波动周期：1 号线 > 8 号线 > 14 号线，即有屏蔽门的车站车厢内浓度较为稳定。

通过对地铁车厢内细颗粒物的浓度进行实测分析，得出室外环境为优时，车厢内细颗粒物浓度较高，且车厢内部不同位置细颗粒物浓度也不相同，随列车运行呈现周期性波动。本文通过对列车内部细颗粒物的实测，明确了车厢内细颗粒物分布和扩散规律，研究的成果将对合理控制地铁车厢内细颗粒物的污染扩散，有效改善地铁内空气品质提供理论依据和支撑。

参考文献

- [1] 袁琦. 地铁车辆室内空气品质分析测评 [J]. 城轨技术, 2014, 4:79–84.
- [2] Dockery D W, Pope C A, Xu X P, et al. An association between air pollution and mortality in six United-States cities. New England Journal of Medicine, 1993, 329(24):753–759.
- [3] 世界卫生组织关于颗粒物、臭氧、二氧化氮和二氧化硫的空气质量准则 (2005 年版) [R] Geneva: WHO, 2008
- [4] 刘雪峰, 刘金平. 基于变风量的相对热指标运行模式在地铁空调中的应用研究 [J]. 建筑科学, 2007, 23(4):78–82.
- [5] 北京交通规划研究中心. 2016 北京市交通发展年度报告 [M]. 北京交通规划研究中心, 2017.
- [6] 王继永, 刘俊杰. 地铁可吸入颗粒物污染研究 [C]. 国际污染控制学术会议. 2006.

建筑外窗的 PM_{2.5} 穿透系数与气密性的关系

谢 慧, 王 赫, 远 美, 陆蓓蓓, 李晓林

(北京科技大学, 北京 100083)

[摘 要] 近年来室外可吸入颗粒物污染十分严重, 对室内空气环境也造成很大影响, 因此, 研究室外可吸入颗粒物通过外窗缝隙进入室内的穿透过程尤为重要。本文建立了可应用于工程实际的建筑外窗的 PM_{2.5} 的穿透系数模型, 并设计了实验对模型进行验证。通过对历史 PM_{2.5} 数据的处理分析, 得出室外设计浓度。结合风压与热压共同作用下的渗透风量的计算、室内颗粒物的沉积模型、稳态条件下的室内浓度预测模型计算出全国 30 个主要城市满足室内 PM_{2.5} 浓度小于 75 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 标准下的外窗气密性等级推荐值。

[关键词] 建筑外窗 PM_{2.5}; 穿透系数; 室内环境; 气密性

0 引言

我国经济高速发展的同时也带来了一系列对环境的负效应, 空气污染就是其中之一。据调查, 现代人们 80%~90% 的时间都在室内度过, 因此, 改善室内空气质量尤为重要^[1]。通常人们认为建筑围护结构能有效防止室外颗粒物进入室内, 但部分的建筑围护结构并不能有效阻隔室外污染空气的侵入^[2]。由于起步晚以及安装施工等方面并未形成系统化的规范, 我国大部分建筑围护结构的气密性与发达国家的标准差异较大, 因此, 我国室内空气环境受室外污染颗粒物的影响更为严重。目前, 很多学者已经对颗粒物在建筑室内外传输过程进行了深入的研究, 大部分是基于环境舱、实验室内渗透机理的研究。本文在对已有颗粒物的穿透系数模型、沉积模型、室内外 I/O 比等模型进行分析总结的基础上, 建立对实际工程具有指导意义的 PM_{2.5} 的穿透系数模型, 在此基础上提出对全国各个省份建筑外窗气密性要求的建议。

1 PM_{2.5} 的穿透模型

1.1 穿透系数理论模型

(1) 识别裂缝和测量几何图形^[3], 选择的实验场所, 确定围护结构类型并测量外窗长度 L 、宽度 W 和缝隙深度 Z 。

(2) 估计缝隙高度

本文提出了根据现行国家标准《建筑外窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》GB/T 7106-2008 中的建筑外门窗气密性等级来确定相应的缝隙高度的方法。窗户的气密性可由压差为 10Pa 时, 单位时间单位长度窗户缝隙所渗透的空气量来表示(见表 1)。

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 谢慧 (1977—), 主要研究方向为建筑节能、室内空气品质。

表 1 建筑外门窗气密性等级

分级	单位缝长分级标准值 q_1 ($\text{m}^3 \cdot (\text{m} \cdot \text{h})^{-1}$)	单位面积分级标准值 q_2 ($\text{m}^3 \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{h})^{-1}$)
1	$4 \geq q_1 > 3.5$	$4 \geq q_2 > 3.5$
2	$3.5 \geq q_1 > 3$	$10.5 \geq q_2 > 9$
3	$3 \geq q_1 > 2.5$	$9 \geq q_2 > 7.5$
4	$2.5 \geq q_1 > 2$	$7.5 \geq q_2 > 6$
5	$2 \geq q_1 > 1.5$	$6 \geq q_2 > 4.5$
6	$1.5 \geq q_1 > 1$	$4.5 \geq q_2 > 3$
7	$1 \geq q_1 > 0.5$	$3 \geq q_2 > 1.5$
8	$q_1 \leq 0.5$	$q_2 \leq 1.5$

通过围护结构缝隙的渗透风量主要取决于缝隙两侧的压差 (ΔP , 一般小于 10Pa)。空气流量 Q 和室内外压差 ΔP 之间的关系, 可用如下二次方程表示^[4]:

$$\Delta P = \frac{12\mu Z}{H^3} q_1 + \frac{\rho_a(1.5+n)}{2H^2} q_1^2 \quad (1)$$

式中: Z 为缝隙深度 (m); L 为缝隙总长度 (m); H 为缝隙高度 (m); 为空气的动力粘度系数 ($\text{kPa} \cdot \text{s}$); 为空气密度 (kg/m^3); n 为缝隙直角数 ($n < 3$ 对方程有效); 缝高 H 的值可以根据不同气密性等级对应的 q_1 值代入计算即可。

(3) 计算总缝隙面积 A 和平均风速 u_m

$$A = \sum_{i=1}^m A_i = \sum_{i=1}^m (2H_i(W_i + L_i)) \quad (2)$$

$$u_m = \frac{aV}{3600A} \quad (3)$$

式中: A 为总缝隙面积 (m^2); V 为房间体积 (m^3); a 是换气次数 (h^{-1})。

(4) 计算穿透系数

由于重力沉降引起的沉降率 ε_g :

$$\varepsilon_g = \frac{z}{h} \frac{V_s}{u_m} \quad (4)$$

式中: h 是缝隙高度 (m^2); z 是缝隙深度 (m); V_s 是重力沉降速度 (m/s)。

由于布朗扩散引起的沉降率 ε_p :

$$\varepsilon_d = 1 - \exp\left(-\frac{1.967DL}{(H/2)^2 u}\right) \quad (5)$$

由于惯性作用引起的沉降率：惯性去除效率和 Stokes 数的关系 ($\varepsilon_i - \sqrt{\text{Stk}}$) 如图 1 所示。

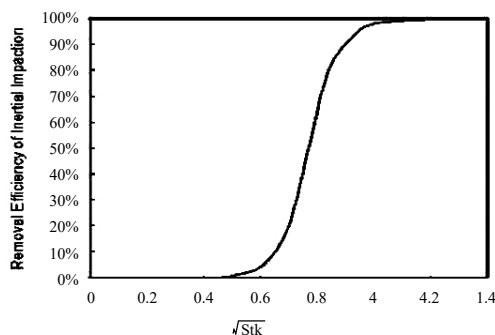


图 1 惯性去除效率和 Stokes 数的关系 [5]

2.2 PM_{2.5} 穿透系数模型

室外大气颗粒物质量浓度为双峰分布 [6]，由于不同条件下室外排出污染物种类不同，颗粒物的质量浓度曲线是峰值上下移动或者峰值所对应的粒径左右移动，如图 2 所示。

根据文献 [7] 中针对北京、上海、济南地区的 PM_{2.5} 的连续监测数据 (见图 3) 可以得出：颗粒物的质量浓度在空间和时间的分布不同存在一定的差异，主要差异体现在 0.1~0.5 μm 范围内的颗粒物与 0.5~2.5 μm 范围内的颗粒物比例在不同空间和时间条件下所占比例不同，但是超细颗粒物 (粒径小于 0.1 μm) 在 PM_{2.5} 中的比例都是非常小的，通常小于 10%。而 0.1~2.5 μm 粒径范围内颗粒物受重力作用、惯性作用和布朗作用的影响都较小，该粒径范围内颗粒物的穿透系数相差较小，二者比例上的差异对 PM_{2.5} 的穿透系数影响不大。

因此，本文把 PM_{2.5} 分为 0.01~0.1 μm、0.1~0.5 μm、0.5~2.5 μm 三个粒径段进行分析。根据现有文献和书籍中的数据分析及总结，以上三个粒径段内颗粒物

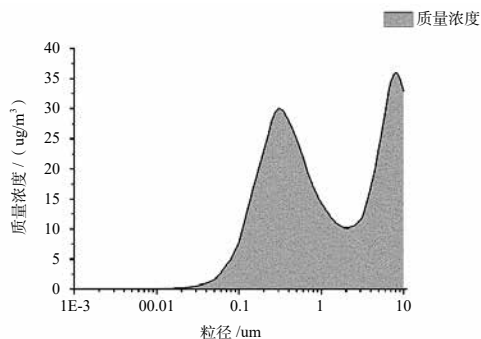


图 2 一个理想大气样品中不同粒径下的气溶胶颗粒的质量浓度参数 [6]

的比例分别定为 5%、60% 和 35%，每个粒径段内颗粒物的穿透系数取其均值，最后得到加权后的 PM_{2.5} 的穿透系数：

$$P = 0.05P_1 + 0.6P_2 + 0.35P_3 \quad (6)$$

其中， P 为总的 PM_{2.5} 穿透系数； P_1 为 0.01~0.1 μm 粒径段内的颗粒物穿透系数； P_2 为 0.1~0.5 μm 粒径段内的颗粒物穿透系数； P_3 为 0.5~2.5 μm 粒径段内的颗粒物穿透系数。

同时由于颗粒物密度在现有文献中多取为 1 g/cm³ 或 1.2 g/cm³，而实际颗粒物的密度在 1~2.5 g/cm³ 之间，且随着颗粒物粒径的增大而增大，综合文献 [7]、[8] 中的对北京和上海地区 PM_{2.5} 的实测数据，本文中取 PM_{2.5} 的颗粒物密度为 1.51 g/cm³。

2.3 穿透系数模型的实验验证

运用颗粒物的自然衰减曲线法确定穿透系数，颗粒物的自然衰减曲线方程为 [9]：

$$C = [C_i - C_f]e^{-(a+\beta)t} + C_f \quad (7)$$

式中， $C_{in}(t)$ 为室内颗粒物浓度 (个/L 或 μg/L)； $C_i = C_{in}(t=0)$ ； $C_f = C_{in}(t=\infty)$ ， a 为换气次数 (h⁻¹)； β 为沉积率 (h⁻¹)。

每个实验开始前，门窗都开启一段时间使得室外颗粒物进入室内，然后关闭门窗，这时室内颗粒物的浓度开始衰减。使用粒子计数器连续测量不同粒径的室内颗粒物浓度，约持续 6 个小时，测试粒径在 0.3~10 μm 范围内，同时测量室外颗粒物的浓度，取平均值作为室外颗粒物浓度 [3]。

利用二氧化碳气体衰减法测量换气次数。二氧化碳气体衰减实验与颗粒物实验同时进行。换气次数可以通过下式计算：

$$a = \frac{1}{t} \ln\left(\frac{C_{\text{co}_2,i} - C_{\text{co}_2,\text{out}}}{C_{\text{co}_2,i} - C_{\text{co}_2,\text{out}}}\right) \quad (8)$$

式中， $C_{\text{co}_2,i}$ ， $C_{\text{co}_2,\text{out}}$ 分别为室内初始浓度和室外

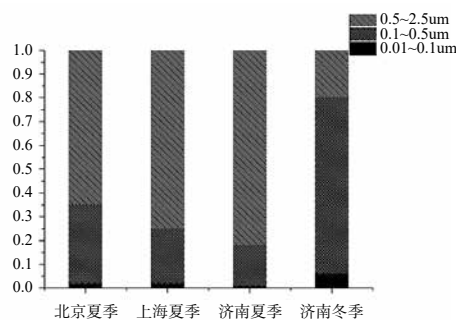


图 3 不同时空分布下的 PM_{2.5} 比例 [7]

初始浓度; $C_{co,t}$ 为在 t 时刻的浓度。

穿透系数为:

$$P = \frac{(a+\beta)C_f}{aC_{out}} \quad (9)$$

以下是不同季节穿透系数的模型值与实验值的对比:

(1) 3月19日的穿透系数模型与实验值的对比如图4所示, 换气次数为0.37次/h, 温度11.85℃, 模型中0.3μm~0.5μm、0.5μm~1μm、1μm~3μm、3μm~5μm、5μm~10μm五个通道内的穿透系数分别为0.999~1、0.996~0.999、0.975~0.996、0.924~0.975、0.001~0.924, 平均值依次为0.999、0.997、0.984、0.946、0.513。实验值0.3μm~0.5μm通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余四个通道内的穿透系数依次为0.992、0.986、0.945、0.557, 实验值与模型值较吻合。

(2) 4月3日穿透系数模型与实验值的对比如图5, 换气次数为0.23次/h, 温度25℃, 模型中0.3μm~0.5μm、0.5μm~1μm、1μm~3μm、3μm~5μm、5μm~10μm五个通道内的穿透系数分别为0.998~0.999、0.994~0.998、0.955~0.994、0.884~0.955、0.231~0.884, 平均值依次为0.998、0.996、0.976、0.923、0.685。实验值0.3μm~0.5μm通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余四个通道内的穿透系数依次为0.997、0.988、0.952、0.739, 实验值与模型值较吻合。

(3) 4月4日穿透系数模型与实验值的对比如下图6, 换气次数为0.19次/h, 温度19.5℃, 模型中0.3μm~0.5μm、0.5μm~1μm、1μm~3μm、3μm~5μm、5μm~10μm五个通道内的穿透系数分别为0.998~0.999、0.993~0.998、0.945~0.993、0.862~0.945、0.419~0.863, 平均值依次为0.998、0.996、0.971、0.903、0.712。实验值0.3μm~0.5μm通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余四个通道内的穿透系数依次为0.995、0.972、0.944、0.745, 实验值与模型值较吻合。

(4) 11月26日穿透系数模型与实验值的对比如图7, 换气次数为0.41次/h, 温度10.44℃, 模型中0.3μm~0.5μm、0.5μm~1μm、1μm~3μm、3μm~5μm、5μm~10μm五个通道内的穿透系数分别为0.999~1、0.997~0.999、0.974~0.997、0.923~0.974、0.021~0.924, 平均值依次为0.999、0.998、0.986、0.949、0.446。实验值0.3μm~0.5μm和0.5μm~1μm通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余三个通道内的穿透系数依次为0.981、0.940、0.482, 实验值与模型值较吻合。

(5) 12月3日穿透系数模型与实验值的对比如图8, 换气次数为0.4次/h, 温度5.45℃, 模型中0.3μm~0.5μm、0.5μm~1μm、1μm~3μm、3μm~5μm、5μm~10μm五个通道内的穿透系数分别为0.999~1、0.997~0.999、0.973~0.997、0.923~0.973、0.021~0.920, 平均值依次为0.999、0.998、0.986、0.948、0.452。

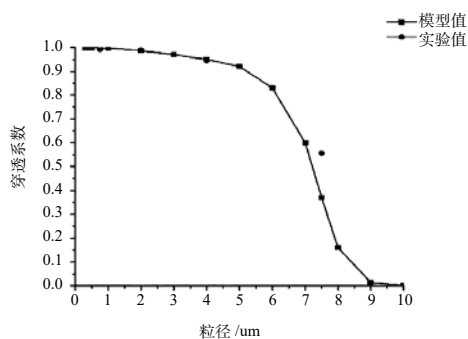


图4 3月19日穿透系数模型与实验值的对比

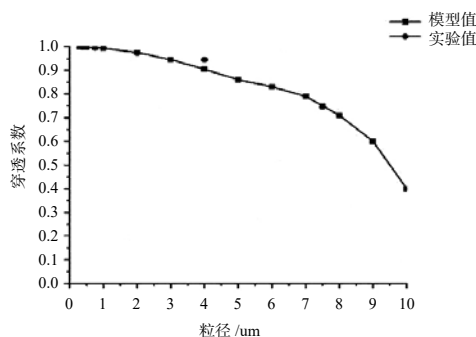


图6 4月4日穿透系数模型与实验值的对比

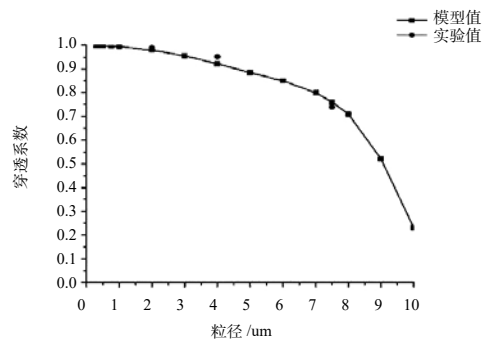


图5 4月3日穿透系数模型与实验值的对比

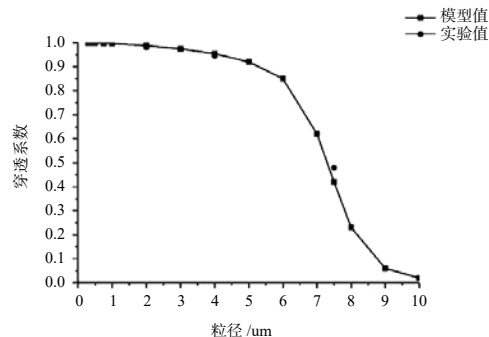


图7 11月26日穿透系数模型与实验值的对比

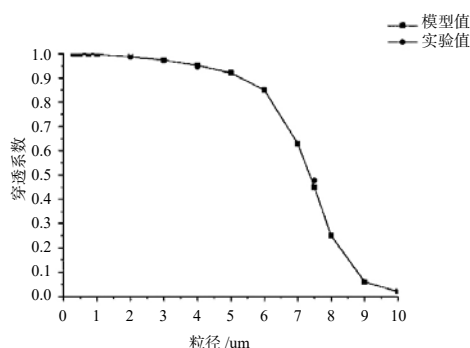


图 8 12月3日穿透系数模型与实验值的对比

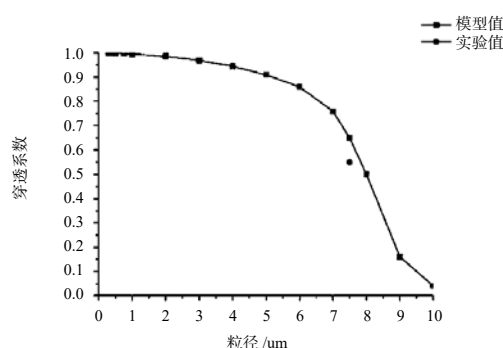


图 9 12月4日穿透系数模型与实验值的对比

实验值 $0.3\mu\text{m}\sim 0.5\mu\text{m}$ 和 $0.5\mu\text{m}\sim 1\mu\text{m}$ 通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余三个通道内的穿透系数依次为 0.985、0.945、0.478, 实验值与模型值较吻合。

(6) 12月4日穿透系数模型与实验值的对比如图9, 换气次数为 0.34 次/h, 温度 6.16°C , 模型中 $0.3\mu\text{m}\sim 0.5\mu\text{m}$ 、 $0.5\mu\text{m}\sim 1\mu\text{m}$ 、 $1\mu\text{m}\sim 3\mu\text{m}$ 、 $3\mu\text{m}\sim 5\mu\text{m}$ 、 $5\mu\text{m}\sim 10\mu\text{m}$ 五个通道内的穿透系数分别为 0.998~0.999、0.996~0.998、0.969~0.996、0.912~0.969、0.043~0.910, 平均值依次为 0.999、0.997、0.984、0.941、0.554。实验值 $0.3\mu\text{m}\sim 0.5\mu\text{m}$ 通道的颗粒物衰减曲线不理想, 剩余四个通道内的穿透系数依次为 0.998、0.991、0.942、0.553, 实验值与模型值较吻合。

3 有效阻隔 $\text{PM}_{2.5}$ 的外窗气密性推荐值

3.1 全国主要城市的 $\text{PM}_{2.5}$ 室外设计浓度

保证天数: 一个日历年中室外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度满足设计要求总天数, 保证天数占一个日历年总天数的百分比定义为“保证率”。基于保证率的 $\text{PM}_{2.5}$ 室外设计浓度的确定方法参照文献 [10]。

全国 30 个主要城市以 95% 保证率为基准的 $\text{PM}_{2.5}$ 室外设计浓度值见表 2:

表 2 保证率为 95% 时的室外浓度

城市	室外浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	城市	室外浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	城市	室外浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)
北京	230	西安	190	福州	70
石家庄	270	银川	125	贵阳	90
天津	180	长沙	140	昆明	70
济南	180	合肥	150	杭州	120
哈尔滨	190	兰州	100	拉萨	66
武汉	150	成都	150	南宁	100
沈阳	150	重庆	130	西宁	100
上海	120	太原	150	南昌	100
乌鲁木齐	200	长春	150	广州	95
郑州	200	南京	140	深圳	85

3.2 热压与风压共同作用下的渗透风量考虑了高度修正、朝向修正后的建筑外窗的渗透风量的计算式为:

$$Q = L \cdot \alpha \left[C_f \left(\frac{\rho_w}{2} v_0^2 \right) \right]^b C_h^b (n^{1/b} + C)^b \quad (10)$$

式中 L 为缝隙长度 (m); α 为外窗缝隙的渗风系数 ($\text{m}^3/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{Pa}^b)$); C_f 为缝压差系数, 取 0.7; v_0 为风速 (m/s); C_h 为高度修正系数; n 为朝向修正系数; b 为渗风指数, 取 0.67。

3.3 全国主要城市的外窗气密性推荐值

颗粒物在室内的总沉积率, 其物理意义与气流的换气次数相似, 单位是 h^{-1} , 其计算表达式为 (具体计算过程见文献 [9]):

$$\beta = \frac{v_{dv} A_v + v_{du} A_u + v_{dd} A_d}{V} \quad (11)$$

其中, β 为沉积率 (h^{-1}); v_{dv} , v_{du} , v_{dd} 分别为竖直面、水平向上平面、水平向下平面的沉降速度 (cm/s); A_v , A_u , A_d 分别为竖直面、水平向上平面、水平向下平面的总面积 (m^2); V 为房间体积 (m^3)。仍以建筑室内常见的尺寸为 5m (长) $\times 8\text{m}$ (宽) $\times 3\text{m}$ (高) 的空间为例, 假设室内温度 20°C , 颗粒物密度 $1.5\text{g}/\text{cm}^3$, 不同粒径颗粒物在房间内各表面的总沉积率如图 10:

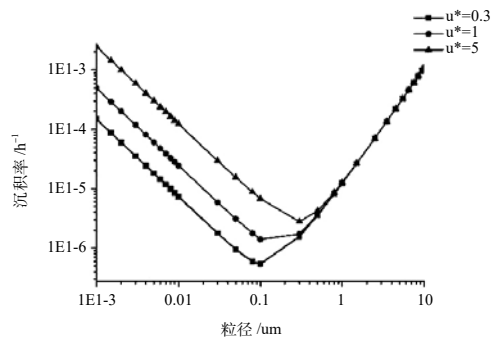


图 10 室内颗粒物的总沉积率

假定室外大气悬浮颗粒物的浓度保持不变, 当进入和离开室内环境的大气悬浮颗粒物的速率相等的时候达到稳定状态, 此时, 室内颗粒物各项浓度

指标不再随时间变化。则进一步得出稳态情况下用于计算以渗透通风为主要通风方式的室内外颗粒物浓度关系的公式为^[11]:

$$\frac{C}{C_0} = \frac{pQ_{in}/V}{\beta + Q_{in}/V} - \frac{p}{\beta/a + 1} \quad (12)$$

式中, C 为室内颗粒物浓度 (个/L 或 $\mu\text{g/L}$); C_0 为室外颗粒物浓度 (个/L 或 $\mu\text{g/L}$); P 为穿透系数; C_{in} 为渗透风量 (m^3/s); V 为房间体积 (m^3); a 为换气次数 (h^{-1}); β 为沉积率 (h^{-1})。

2013 年发布的《建筑通风效果测试与评价标准》JGJ/T 309-2013 中规定了室内 $\text{PM}_{2.5}$ 日平均浓度宜小于 $75\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。综合颗粒物穿透系数模型、沉积模型、稳态条件下室内外颗粒物浓度比模型、渗透风量的计算公式及不同城市的室外设计浓度可得出不同气密性条件下的设计室内浓度值 (见公式 22), 结合室内 $\text{PM}_{2.5}$ 的限值可以得出不同地区的外窗气密性推荐值。

$$C_{in} = \frac{pQ_{in}/V}{\beta + Q_{in}/V} \times C_0 \quad (13)$$

式中, C_{in} 为室内浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); C_0 为室外设计浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); V 为房间体积 (m^3)。

假定建筑层高为 3.5m, 共 12 层, 计算房间位于第 6 层, 房间规格为 5m(长)×8m(宽)×3m(高)。由于室内外温差不仅是四季不断变化的, 而且一天当中也是不断波动的, 并且每个楼层受热压作用产生的渗风量也各不相同, 因此不考虑热压作用的影响。一般, 在供暖期受热压的作用使得建筑在中和面以下楼层进风中而面以上楼层排风, 而风压的作用则使得渗透风量随高度增大而增大。在供暖季节, 室内温度较高, 室内外温差较大的情况下, 一般风压与热压共同作用下建筑的渗风量随着层高增大而减小, 甚至, 中和面上部有可能由于热压作用大于风压作用使得建筑往外排风。渗风量过小得出的外窗气密性推荐值可能使得大部分楼层不满足达标条件的室内颗粒物浓度值; 而由过大渗风量得出的外窗气密性推荐值又不符合经济性的要求。因此本文将楼层取在中部相当于是一个渗风量平均值楼层。仍以办公建筑为主, 外窗为四个 1m 的推拉窗, 缝隙深度为 6cm, 拐角数为 1 个。风压考虑最不利情况, 朝向修正系数取 1。根据统计值雾霾天的时候室外风速值多为 2m/s, 因此室外风速取为 2m/s。

仅仅考虑风压作用下的渗透风量, 结合颗粒物室外设计浓度, 沉降率模型中摩擦速度取值范围一般是 0.1~5cm/s, 但模型是基于光滑壁面的条件建立的, 实际建筑房间的壁面不光滑, 且室内还有桌椅等设备加大了室内的 A/V 比, 综合考虑下, 摩擦速

度取 5cm/s。0.01~0.1 μm 、0.1~0.5 μm 、0.5~2.5 μm 三个粒径段仍以 5%、60%、35% 加权计算出沉降率为 0.06h^{-1} , 以室内颗粒物浓度 $75\mu\text{g}/\text{m}^3$ 为达标值得到的不同城市的围护结构气密性等级推荐值为 (见表 3):

表 3 符合 $\text{PM}_{2.5}$ 达标条件的外窗气密性等级 (楼梯间不供暖)

城市	气密性等级	建筑节能设计标准规定等级	城市	气密性等级	建筑节能设计标准规定等级
哈尔滨	=8	≥ 6	上海	≥ 4	—
石家庄	≥ 7	≥ 4	成都	≥ 4	—
北京	≥ 7	≥ 4	杭州	≥ 3	—
乌鲁木齐	≥ 7	≥ 6	银川	≥ 3	≥ 4
郑州	≥ 7	≥ 4	重庆	1 $\geq$	—
天津	≥ 7	≥ 4	南宁	≥ 1	—
济南	≥ 7	≥ 4	兰州	≥ 1	≥ 4
西安	≥ 7	≥ 4	西宁	≥ 1	≥ 6
沈阳	≥ 6	≥ 6	南昌	≥ 1	—
长春	≥ 6	≥ 6	广州	≥ 1	—
合肥	≥ 6	—	贵阳	≥ 1	—
长沙	≥ 6	—	深圳	≥ 1	—
太原	≥ 6	≥ 4	福州	≥ 1	—
武汉	≥ 5	—	昆明	≥ 1	—
南京	≥ 5	—	拉萨	≥ 1	≥ 4

4 结论

由表 3 可以看出, 严寒地区除了西宁, 本文得出的气密性推荐值小于节能标准中规定的气密性值以外, 剩下的城市本文得出的气密性推荐值都大于或等于建筑节能设计标准中的规定值; 而寒冷地区, 除了银川、拉萨、兰州三座城市本文得出的气密性推荐值都小于节能设计标准中规定的气密性值以外, 其他的城市, 本文得出的气密性推荐值都大于建筑节能设计标准中的规定值。其他地区建筑节能设计标准中没有明确的气密性规定值, 本文中提供了阻隔室外 $\text{PM}_{2.5}$ 的推荐值。由于时间和精力的限制以及检测设备的限制, 本文中并没有对不同气候区、不同建筑类型的外窗气密性情况进行调研, 建筑外窗的 $\text{PM}_{2.5}$ 穿透系数模型是以质量浓度为标准, 关于 $\text{PM}_{2.5}$ 数量浓度的研究有待于进一步的完善和深入。

参考文献

- [1] Jenkins P L, Phillips T J, Mulberg E J, et al. Activity patterns of Californians: Use of and proximity to indoor pollutant sources[J]. Atmospheric Environment, part A. general Topics, 1992, 26(12):2141-2148.
- [2] 程鸿, 胡敏, 张利文, 等. 北京秋季室内外 PM_{2.5}: 污染水平及其相关性[J]. 环境与健康杂志, 2009, 26(9):787-789.
- [3] 陈淳. 室外可吸入颗粒物对室内环境的影响及其控制[D]. 清华大学, 2011:36-38.
- [4] Baker P H, Sharples S, Ward I C. Air flow through cracks [J]. Building and Environment, 1987, 22(4):293-

304.

[5] Hinds WC. Aerosol technology: properties, behavior, and measurement of airborne particles [M]. New York: Wiley; 1982:150–151.

[6] 李卫军, 邵龙义. 雾霾和沙尘污染天气气溶胶单颗粒研究 [M]. 科学出版社, 2013.

[7] 高健. 大气颗粒物个数浓度、粒径分布及颗粒物生成 [D]. 山东大学, 2008:61–63.

[8] 赵曦, 王云琦, 王玉杰, 张会兰, 赵冰清. 北京地

区冬春 $PM_{2.5}$ 和 PM_{10} 污染水平时空分布及其与气象条件的关系 [J]. 环境科学, 2014, 35(2):418–427.

[9] Thomas C.W. A methodology to investigate the particulate penetration coefficient through building shell [J]. Atmospheric Environment, 1999:881–893.

[10] 李国柱. 多因素下 $PM_{2.5}$ 外窗穿透及控制研究 [D]. 中国建筑科学研究院, 2016:153–155.

[11] 田利伟. 室内环境颗粒物浓度预测模型及污染控制策略研究 [D]. 湖南大学, 2009:58–68.

室外污染源作用下办公室颗粒物污染特征及动态变化

卜文涛, 郑国忠, 王雅静, 赵峥峥

(华北电力大学, 河北保定 071003)

[摘要] 室内空间是人们停留时间最长的环境场所, 因此室内空气质量对人体健康有直接影响。颗粒物是影响室内空气质量的重要因素之一, 尤其粒径小于 $2.5\mu\text{m}$ 的颗粒物对人体健康的危害更大。论文以办公室为研究对象, 研究室外污染源作用下室内颗粒物的污染特征及动态变化。室外污染源实验以 PM_{10} 为研究参数, 室外 PM_{10} 质量浓度分别处于 $200\sim 300\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $300\sim 400\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $400\sim 500\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $500\sim 600\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $600\sim 700\mu\text{g}/\text{m}^3$ 五种工况。首先分析五种工况下室内颗粒物质量浓度和粒子数浓度的变化特征; 其次, 分析了每种工况下室内不同粒径间颗粒物质量浓度的最大增幅及最大增长率, 比较了室外不同颗粒物浓度时各个粒径间颗粒物的穿透因子; 最后, 选取夏季 136 组数据和冬季 75 组数据, 研究了室内外颗粒物的相关性。研究结果表明, 室外渗透作用对室内 PM_{10} 的质量浓度影响最为显著, 粒径在 $0.3\sim 0.5\mu\text{m}$ 粒子的穿透因子均大于 0.6, 其渗透作用最为明显。室外颗粒物的污染源各种各样, 颗粒物上富集了多种重金属和细菌等, 对人体健康的危害极大, 因此建筑门窗的密闭性要引起足够的重视, 甚至在一些污染严重的地区要做双层门窗。

[关键词] 空气颗粒物; 质量浓度; 粒子数浓度; 室内空气质量

0 绪论

随着我国社会经济的高速发展和人们生活水平的不断提高, 人们对室内环境的要求已经不仅仅限于室内热舒适性, 同时也更加关注室内颗粒物的污染, 即室内空气质量 (Indoor Air Quality)。据相关数据表明, 绝大多数人 70%~90% 的时间是在室内度过的^[1], 对于老弱病残人士在室内停留的时间则更久。因此, 室内空气质量直接关系到人体的健康。目前, 室内空气质量已成为建筑学、医学卫生、暖通空调工程、建筑环境学、房地产等日益关注的话题, 也是现代建筑科学的前沿研究课题。颗粒污染物是当前室内污染的首要污染物, 特别是细颗粒物 $\text{PM}_{2.5}$, 其上富集多种有害物质, 并且是微生物存活的载体, 能够进入人体机理更深处, 因此对人体健康危害更大。颗粒物是室内空气中重要的污染物, 严重影响室内空气的品质, 是考察室内空气质量的一个重要指标。

学者对室内外颗粒物浓度关系的研究表明, 进入室内环境的颗粒物质量浓度与室外大气颗粒物质量浓度处于同一数量级^[2-4], 且由室外通过围护结构进入室内的颗粒物对人体的危害更为严重^[5]。由此可见, 室外污染源会造成室内空气污染, 如果要提

高室内空气质量, 必须考虑室外污染源对室内颗粒物的影响。室外颗粒物通过门窗缝隙的渗透、自然通风的新风以及人员进出带入室内, 从而影响室内颗粒物的浓度及污染特征。室内颗粒物的状态是个动态变化过程, 其变化受到各种因素的影响, 而多数的文献在进行研究时都以稳态问题对待, 如果从动态的角度来分析室内颗粒物的状态, 则更有益于我们不断认识和理解室内颗粒物的污染特征, 有利于控制室内颗粒物污染, 并提出改善室内空气质量的针对性措施。本论文以办公室为研究对象, 在室内进行室外渗透实验, 测试各种工况下室内颗粒物的质量浓度和粒子数浓度的变化, 研究室外不同颗粒物浓度作用下室内颗粒物的污染特征及动态变化。

1 实验过程与方法

1.1 实验条件

本课题选取华北电力大学某办公楼三层的一间办公室为实验场所, 该办公室远离交通要道。该办公室面积约为 38.8m^2 ($7.6\text{m}\times 5.1\text{m}$), 门的面积为 1.8m^2 ($0.9\text{m}\times 2.0\text{m}$), 所开窗的面积为 4.2m^2 ($1.2\text{m}\times 0.87\text{m}\times 4\text{m}$), 地面是普通的水泥砂浆地面。实验中采样点根据对角线原则设置在房间的中心位置, 距地面高度 0.8m ^[6], 智能粉尘检测仪和激光粒子计数器分别放于采样点两侧。实验仪器如表 1 所示。

1.2 实验过程

室外污染源即室外渗透作用, 本实验室外污染源实验以 PM_{10} 为研究参数, 分别在室外 PM_{10} 质量

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 卜文涛 (1994—), 主要研究方向为建筑环境与能源应用。

表 1 测量参数及测量仪器

测量参数	仪器	型号	测量范围	测量精度
质量浓度	智能粉尘检测仪	DUSTTRAK 8520	0.001~100mg/m ³	±0.001 mg/m ³
粒子数浓度	激光粒子计数器	AEROTRAK 8220	> 0.3μm	±5%
温度	多功能参数表	VELOCICAL PLUS 8386	-10~60℃	±0.3℃
相对湿度	多功能参数表	VELOCICAL PLUS 8386	0~95%	±3%
风速	多功能参数表	VELOCICAL PLUS 8386	0~50m/s	±3%

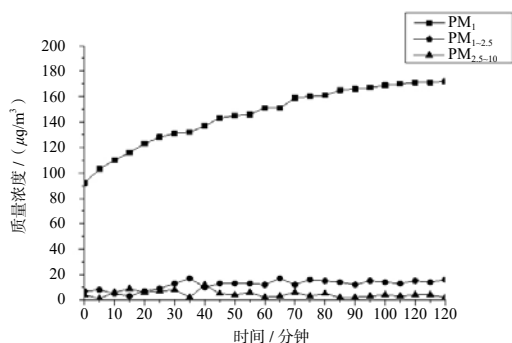
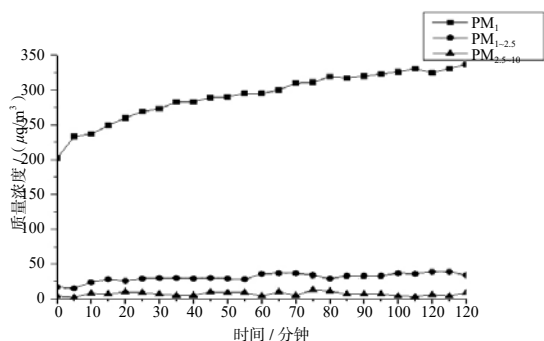
浓度处于 200~300μg/m³、300~400μg/m³、400~500μg/m³、500~600μg/m³、600~700μg/m³ 五种工况下研究室外渗透作用对室内颗粒物的影响。

以上各种工况均连续测量 2 小时室内颗粒物的动态变化。实验中由于智能粉尘检测仪需要实验人员手动变换 1.0μm、2.5μm、10μm 的切割头, 占据一定的时间, 所以实验拟定每五分钟测量一次室内 PM₁、PM_{2.5}、PM₁₀ 的质量浓度, 激光粒子计数器每五分钟记录一次室内 0.3~0.5μm、0.5~1.0μm、1.0~2.5μm、2.5~5.0μm、5.0~10.0μm 和大于 10.0μm 的粒子数浓度。

2 室外污染源作用下颗粒物污染特征及动态变化研究

2.1 不同实验工况下室内颗粒物的变化特性

图 1 是室外 PM₁₀ 的质量浓度处于 200~300μg/m³ 时, 室内颗粒物质量浓度随时间变化曲线。PM₁ 的质量浓度一直平缓上升, 实验结束时其值到达最大值 172μg/m³, 比初始值高 80μg/m³。PM_{1-2.5} 和 PM_{2.5-10} 的质量浓度都随时间在小范围内波动, PM_{1-2.5}

图 1 室外处于 200~300μg/m³ 对室内颗粒物质量浓度影响图 3 室外处于 600~700μg/m³ 对室内颗粒物质量浓度影响

的质量浓度在实验结束时比初始值高 9μg/m³, PM_{2.5-10} 的质量浓度没有明显的增幅。

图 2 是室外 PM₁₀ 的质量浓度处于 200~300μg/m³ 时, 室内颗粒物粒子数浓度随时间变化曲线。0.3~0.5μm 的粒子数浓度一直处于平缓上升的趋势, 实验结束时其值从初始值 1.5×10⁸ 个/m³ 上升到 2.6×10⁸ 个/m³, 升高了 1.1×10⁸ 个/m³。进一步分析实验数据, 0.5~1.0μm、1.0~2.5μm、2.5~5.0μm 的粒子数浓度随时间变化有较小增幅, 实验结束时其值分别比初始值高 1.2×10⁷ 个/m³、1.5×10⁵ 个/m³、8.5×10³ 个/m³。5.0~10.0μm 和大于 10.0μm 的颗粒物粒子数浓度稍有下降, 实验结束时其值分别比初始值低 6.0×10³、3.2×10³ 个/m³, 这可能是其他粒径间颗粒物粒子数浓度升高挤占了大颗粒物的粒子空间。由此可见, 室外渗透作用对室内 0.3~0.5μm 粒子数浓度的影响最为显著。

图 3 是室外 PM₁₀ 的质量浓度处于 600~700μg/m³ 时, 室内颗粒物质量浓度随时间变化曲线。PM₁ 的质量浓度一直平缓上升, 实验结束时其值从初始值 202μg/m³ 升高到 337μg/m³, 增高 135μg/m³, 由于实验后期室外颗粒物浓度较初始水平降低, 所以实验后期其增幅不是特别显著。PM_{1-2.5} 的质量浓度在实验中缓慢增加, 实验结束时其值从初始值 17μg/m³ 增加到 34μg/m³。PM_{2.5-10} 的质量浓度在小范围内波动, 没有明显的增幅。

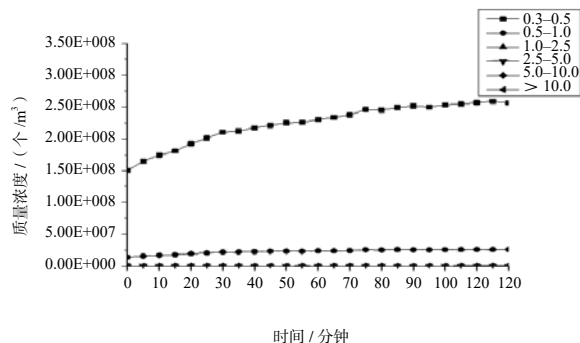
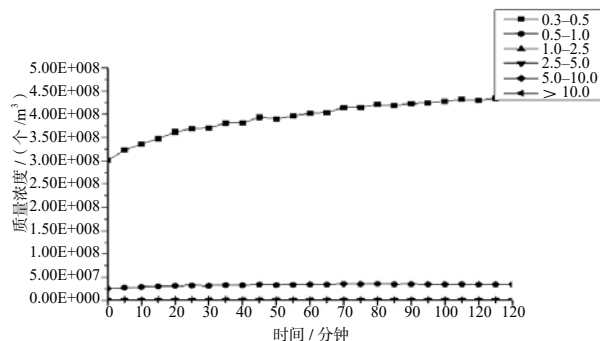
图 2 室外处于 200~300μg/m³ 对室内颗粒物粒子数浓度影响图 4 室外处于 600~700μg/m³ 对室内颗粒物粒子数浓度影响

图4是室外PM₁₀的质量浓度处于600~700 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 时,室内颗粒物粒子数浓度随时间变化曲线。0.3~0.5 μm 的粒子数浓度缓慢上升,实验结束时其值从初始值 3.0×10^8 个/ m^3 上升到 4.4×10^8 个/ m^3 ,升高了 1.4×10^8 个/ m^3 。实验结束时0.5~1.0 μm 的粒子数浓度从初始值 2.5×10^7 个/ m^3 上升到 3.5×10^7 个/ m^3 ,升高了 1.0×10^7 个/ m^3 。1.0~2.5 μm 、2.5~5.0 μm 、5.0~10.0 μm 和大于10.0 μm 的粒子数浓度随时间没有明显变化。

2.2 不同颗粒物浓度渗透对室内颗粒物的影响

为进一步比较室外不同颗粒物浓度渗透对室内颗粒物的影响程度及每种工况下室内不同粒径颗粒物的变化情况,分析了每种工况下室内不同粒径间颗粒物质量浓度的最大增幅及最大增长率,结果如表2所示。

表2 每种工况下不同粒径颗粒物的变化情况

工况	PM ₁		PM _{1-2.5}		PM _{2.5-10}	
室外浓度/ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	最大增幅/ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	最大增长率/%	最大增幅/ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	最大增长率/%	最大增幅/ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	最大增长率/%
200~300	80	87.0	10	142.9	8	200.0
300~400	81	73.6	11	157.1	1	16.7
400~500	126	115.6	35	700	13	260.0
500~600	125	88.7	20	142.9	11	275.0
600~700	135	66.8	22	129.4	9	225.0

由表2可看出,在没有室内污染源时室外颗粒物的渗透作用对室内颗粒物浓度影响显著,且室外颗粒物浓度越大室内颗粒物PM₁的增幅越大,但不同室外浓度对室内颗粒物PM_{1-2.5}和PM_{2.5-10}的影响没有显著规律。由表可看出室内不同粒径的颗粒物的质量浓度随室外浓度的增加没有呈规律性的增长,这是因为室外颗粒物浓度随时间不断变化,且由于天气因素,其变化速度较快,室外颗粒物浓度不能稳定在某一范围内,导致室内颗粒物浓度增幅随室外颗粒物浓度的变化而变化。

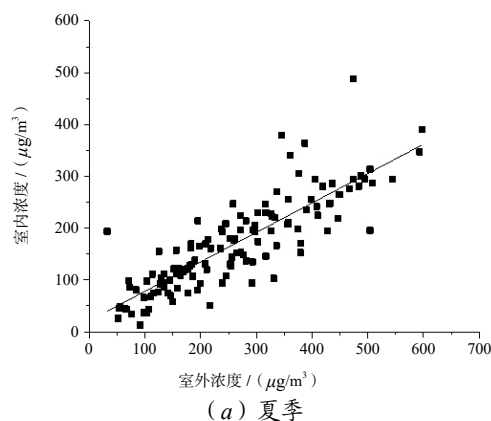


表3 每种工况下不同粒径颗粒物的穿透因子

工况	穿透因子 p					
室外浓度/ ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	0.3~0.5 μm	0.5~1 μm	1~2.5 μm	2.5~5 μm	5~10 μm	大于10 μm
200~300	0.889	0.807	0.376	0.326	0.200	0.068
300~400	0.920	0.716	0.503	0.282	0.158	0.149
400~500	0.613	0.515	0.483	0.272	0.132	0.071
500~600	0.744	0.571	0.524	0.425	0.287	0.165
600~700	0.780	0.627	0.506	0.406	0.302	0.288

表3比较了室外不同颗粒物浓度时各个粒径间颗粒物的穿透因子。从表中可看出各个粒径间颗粒物的穿透因子并没有随室外颗粒物浓度的升高而呈逐渐上升的趋势,这主要是因为不同室外浓度下颗粒物的物理特性不相同及室内外压差条件不同等。从表中看出,即使在门窗紧闭的情况下,0.3~1.0 μm 颗粒物的穿透因子均大于0.5。

2.3 室外渗透作用下室内外颗粒物的相关性

为进一步研究室外渗透对室内颗粒物的影响,选取夏季136组数据和冬季75组数据,研究了室内外颗粒物的相关性。

图5是夏季和冬季室内PM₁的质量浓度与室外PM₁质量浓度的关系图,根据图中夏季和冬季室内外数据,利用Origin8.5分别拟合出夏季和冬季室内外PM₁质量浓度的关系式:

夏季:

$$C_{in} = 21.44 + 0.56796C_{out} (r = 0.71) \quad (1)$$

冬季:

$$C_{in} = 26.67 + 0.65842C_{out} (r = 0.66) \quad (2)$$

式中, C_{in} 为室内颗粒物浓度($\mu\text{g}/\text{m}^3$); C_{out} 为室外颗粒物浓度($\mu\text{g}/\text{m}^3$)。

图6是夏季和冬季室内PM_{2.5}质量浓度与室外PM_{2.5}质量浓度的关系图,拟合出夏季和冬季室内外

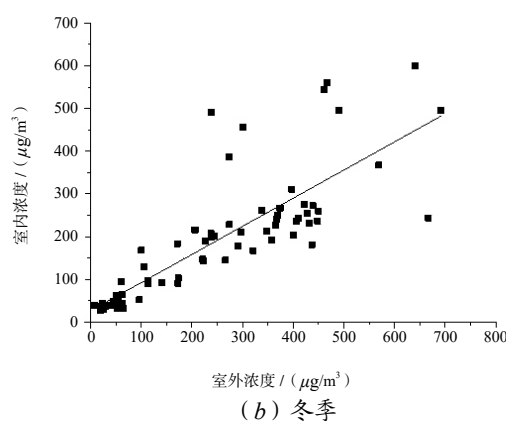
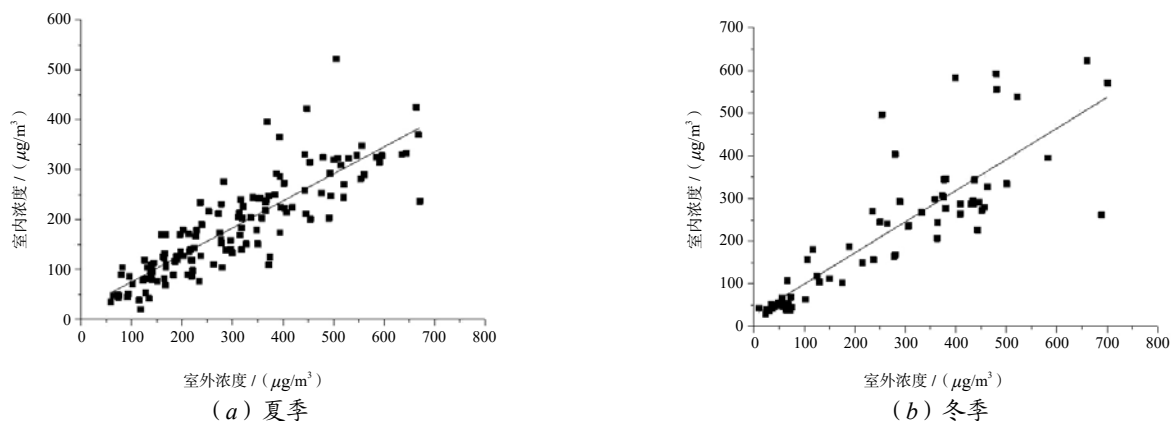
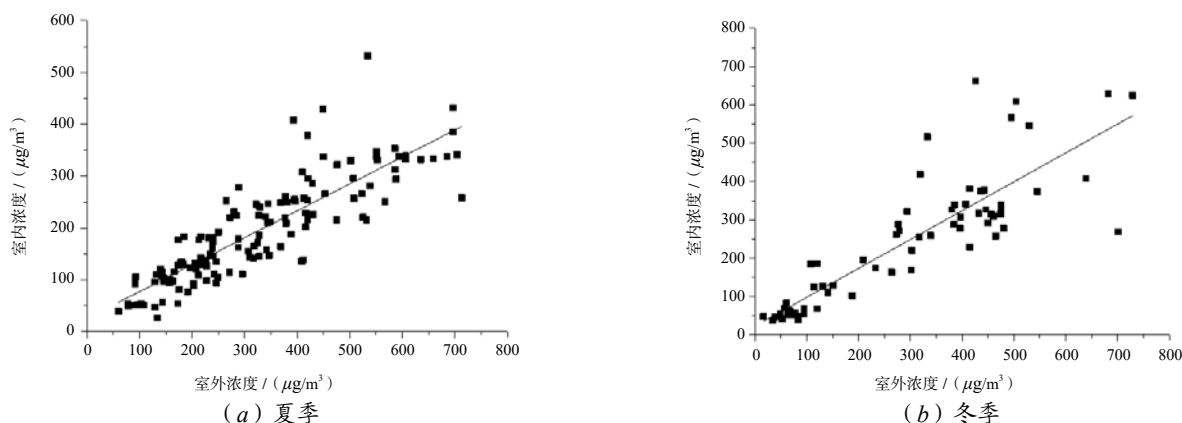


图5 室内PM₁质量浓度随室外浓度变化

图 6 室内 $PM_{2.5}$ 质量浓度随室外浓度变化图 7 室内 PM_{10} 质量浓度随室外浓度变化

$PM_{2.5}$ 质量浓度的关系式为:

夏季:

$$C_{in} = 21.16 + 0.54072C_{out} (r = 0.74) \quad (3)$$

冬季:

$$C_{in} = 26.73 + 0.72884C_{out} (r = 0.72) \quad (4)$$

图 7 是夏季和冬季室内 PM_{10} 质量浓度与室外 PM_{10} 质量浓度的关系图, 拟合出夏季和冬季室内外 PM_{10} 质量浓度的关系式为:

夏季:

$$C_{in} = 25.24 + 0.51969C_{out} (r = 0.73) \quad (5)$$

冬季:

$$C_{in} = 22.90 + 0.75315C_{out} (r = 0.74) \quad (6)$$

从式 (1) 到式 (6) 可看出, 夏季室内 PM_{10} 的质量浓度受室外颗粒物浓度的影响更大, 冬季 PM_{10} 的质量浓度受室外颗粒物浓度的影响更大, 而且冬季室内颗粒物受室外颗粒物的影响更大。

综上所述, 室外渗透作用对室内 PM_{10} 的质量浓度影响最为显著, 粒径在 $0.3 \sim 0.5 \mu m$ 粒子的穿透因子均大于 0.6, 其渗透作用最为明显。室外颗粒物的污染源各种各样, 颗粒物上富集了多种重金属和细菌等, 对人体健康的危害极大, 因此建筑门窗的密闭性要引起足够的重视, 尤其在新建的建筑中门窗一定要按规范设计安装, 甚至在一些污染严重的地区要做双层门窗。

3 结论

本论文以办公室为研究对象, 在室内进行了室外渗透实验, 首先分析五种工况下室内颗粒物质量浓度和粒子数浓度的变化特征; 其次, 分析了每种工况下室内不同粒径间颗粒物质量浓度的最大增幅及最大增长率, 比较了室外不同颗粒物浓度时各个粒径间颗粒物的穿透因子; 最后, 选取夏季 136 组数据和冬季 75 组数据, 研究了室内外颗粒物的相关性。本文可为改善室内空气质量、提出改善室内空气质量的针对性措施提供依据。具体来说, 通过上述研究得到以下结论:

(1) 室外渗透作用对室内颗粒物浓度影响显著,

且室外颗粒物浓度越大对室内颗粒物的影响越大, 室外渗透作用对室内 PM_{10} 的质量浓度影响最为显著, $PM_{1-2.5}$ 和 $PM_{2.5-10}$ 的质量浓度都随时间在小范围内波动, 没有明显的增幅。

(2) 由于不同室外浓度下颗粒物的物理特性不相同及室内外压差条件不同等因素的影响, 各个粒径间颗粒物的穿透因子并没有随室外颗粒物浓度的升高而呈逐渐上升的趋势。在每一种实验室外工况下, $0.3\sim 1.0\mu m$ 粒子的穿透因子 p 均大于 0.5, 其渗透作用最为明显。

(3) 夏季室内 PM_{10} 的质量浓度受室外颗粒物浓度的影响更大, 冬季 PM_{10} 的质量浓度受室外颗粒物浓度的影响更大, 而且冬季室内颗粒物受室外颗粒物的影响更大。

(4) 室外颗粒物的污染源各种各样, 颗粒物上富集了多种重金属和细菌等, 对人体健康的危害极大, 因此建筑门窗的密闭性要引起足够的重视, 尤其在新建的建筑中门窗一定要按规范设计安装, 甚至在一些污染严重的地区要做双层门窗。

参考文献

- [1] Wang J. N., Cao S. R., Li Z., et al. Human exposure to carbon monoxide and inhalable particulate in Beijing, China. *Biomed. Environ.* 1998, 1(1):5-12.
- [2] Hamdan S. E., Limam K., Abadie M. O., et al. Deposition of fine particles on building internal surfaces. *Atmospheric Environment*. 2008, 42(39):8893-8901.
- [3] Li M., Wu C., Pan W. Sedimentation behavior of indoor airborne microparticles. *Journal of China University of Mining and Technology*. 2008, 18(4):588-593.
- [4] Pereira M. L., Graudenz G., Tribess A., et al. Determination of particle concentration in the breathing zone for four different types of office ventilation systems. *Building and Environment*. 2009, 44(5):904-911.
- [5] Klemm R. J., Mason R. M., Heilig C. M., et al. Is daily mortality associated specifically with fine particles. *Journal of the Air & Waste Management Association*. 1996, 46(10):927-965.
- [6] GB/T 18883-2002, 中国室内空气质量标准. 北京: 中国标准出版社, 2002.

无级别受控环境理念与应用 ——生物洁净技术发展新趋势

沈晋明, 刘燕敏

(同济大学, 上海 200092)

[摘要] 探讨洁净室技术对高科技工艺环境控制措施的沿革, 发展了无级别受控环境的理念, 扩展了应用领域, 赋予了“区域易清洁的, 进出受控且通风经过滤”三项控制原则新的内涵。无级别受控环境改变了传统的控制理念, 强调控制措施、过程控制。淡化终点控制, 不涉及洁净度级别或无菌指标, 强调全过程控制措施。使得控制措施既有限定又具灵活, 更切合工艺实际需求, 是生物洁净技术发展新趋势。

[关键词] 洁净室技术; 洁净度级别; 受控环境; 全过程控制措施

0 引言

洁净室技术和微污染控制对高科技发展至关重要, 到 20 世纪 60 年代已经成为了一门独特的学科与技术。以芯片、制药和生物技术为代表的现代高科技的发展, 对受控环境的控制要求越来越高, 控制的参数越来越多, 控制粒子粒径越来越小, 控制浓度越来越低, 进入动态控制的年代。促使净化空调控制技术持续发展而长盛不衰, 成为高科技的发展的一种不可缺少的环境控制技术。

高科技产品是知识密集、技术含量高、具有高附加值的创新产品, 产品开发与更新速度已成为竞争的主要手段, 不断更新的工艺成为关键。这一高科技发展特点必然对环境控制设施提出新的挑战, 如何满足新工艺的洁净设施尽快建造与运行, 如何使配套的净化空调系统尽快地适应不断变化的工艺, 是一个值得探讨的问题。

高科技对受控环境要求越来越高, 要求越来越多受控环境设施的造价与运行费用也随之不断增长。这问题不解决, 必然成为高科技竞争与发展的负担, 甚至障碍。要增加高科技竞争力, 使高科技可持续地良性发展, 降低其设施造价与运行费用成为了关键。

1 工艺环境控制的沿革

降低高科技设施造价与运行费用历来不是单纯从设施系统着手, 而是结合高科技工艺改革, 创造新的工艺形式, 才能实现更有效、更节能地控制工艺环境, 持续不断推进着高科技发展。另一方面高科技工艺发展与革新也会不断对洁净技术提出新的要求, 洁净室技术也要与时俱进, 相应地开发出各种净化空调系统与送风模式^[1]。过去常常将工艺过

程设置在硕大的空间 (Ball room) 中, 使得设施系统很容易适应高科技工艺迅速变化。这是一种开式系统 (Open system), 控制空间大, 人与工艺设备等污染源均在受控空间内, 设施造价与运行费用高居不下。变是洁净室技术中唯一不变的原则 (Change is the only constant in a cleanroom), 如何变? 如何发展? 又如何革新? 始终是洁净室技术关注的课题。

目前最有效的途径是将关键工艺过程处于封闭系统 (closed system)、甚至全隔离。使得工艺在更小、更封闭的控制空间中进行, 有的甚至成为工艺的一部分。即使工艺发展对环境控制要求越来越高, 但由于封闭的小环境有效控制, 又将人这一最大污染源完全隔离在外, 降低了对大环境控制的要求, 或者说对大环境的依赖, 有效地减少了运行费用。但是, 并不是所有的工艺过程均可以完全封闭在有限的空间内, 万一工艺过程出现什么问题, 难以干预。即使将封闭系统打开, 进行了干预, 则整个工艺过程与封闭系统就需净化、消毒、重新验证, 耗时耗力。

近年来, 又发展了工艺过程的功能性闭合系统 (Functionally closed system, FCS), 这不同于传统的开式系统或闭式系统, 是一个闭合系统。但不是封闭或隔离系统, 甚至允许开口。由于系统内部处于正压, 内部洁净气流不断地从缝隙、甚至开口排出。不仅保证了使工艺关键区域处于高洁净度级别的层流下, 而且使操作人员与关键区域分隔, 消除了最大的污染风险。因此, 功能性闭合系统是同时利用实体隔离与动态屏蔽相结合的技术措施。即使需要人工干预, 也便于验证, 其独特的优越性得到了广泛应用。

功能性闭合系统因工艺功能不同、闭合的方式不同, 系统也有所不同。如制药工业的干预受限的屏障系统 (Restricted Access Barrier Systems, RABS)^[2], 因不是全封闭系统, 能灵活地适应工

收稿日期: 2018-06-29

作者简介: 沈晋明 (1946—), 主要研究方向为净化空调研究方向。

艺需求, 提供较小的封闭洁净无菌受控环境, 将污染降低到最小, 能在必要时进行人为干预的操作, 又可较为简便通过验证返回工艺生产过程。功能性闭合系统也得到了认可。美国药典 1116 和欧盟 GMP 的附录一明确规定了, RABS 能够形成一个半密闭的正压区域, 而这种区域可以提供无菌空气, 进出口严格控制, 限制人为干预, 且在区域中能对空气压力、悬浮颗粒以及微生物状况进行实时监控。

这种利用实体隔离与动态屏蔽相结合的技术措施的理念在其他行业也得到了极大地发展与应用。如芯片制造从超大规模洁净厂房发展到微环境装置与标准机械接口 SMIF 系统^[3]。生物安全实验室 BSL3 中主实验室设置 II 级生物安全柜, 在半封闭环境内对高度感性材料进行有效操作^[4]。实验动物发展了独立送风笼具 IVC 的饲养环境^[5], 又便于人工干预。医疗的微创手术与内窥镜手术的创面大大缩小, 成为匙孔 (Keyhole), 可在半闭合状态下进行, 改变了传统的开放式或解剖型手术, 手术时间缩短, 出血减少, 降低了对整个手术环境要求^[6]。诸如此类, 受控环境控制在结合工艺改革的过程中, 不断地创造新的控制理念、控制形式、控制措施, 在更有效控制工艺关键点环境 (一级环境) 的前提下, 极大地减少了对关键点背景环境 (二级环境) 的依赖, 使得设施系统造价与运行费用大大地下降。

2 无级别受控环境的理念与措施

当关键的工艺过程被有效地控制, 其背景环境控制要求也就可以大大降低。而对于那些面积更大、区域更多的非关键工艺过程; 或者非工艺过程; 或者工艺的附属区域的受控环境等等, 这些环境控制虽然对无菌无尘有一定要求, 但很难地用合适的菌尘浓度去衡量、去定义或去规范。一旦生搬硬套洁净度级别或无菌水平, 就势必将控制措施随之框框起来, 无法创新。对这些受控环境我们是否可以拓宽思路, 可否放弃菌尘浓度控制指标。以上这些特定的受控环境如果我们归纳一下, 似乎有些相同的特点, 环境需要受控, 需要对进出人流与物流有一定的要求, 通风必须经过合适的空气过滤器过滤, 但是没有洁净度级别或无菌指标要求, 受控环境内的各表面的无菌无尘要求高于空气, 因此各表面应能经受清洗与消毒。这些特定的受控环境, 相对于洁净度级别控制指标来说, 这些控制措施似乎更重要, 而且更显得更合理、可行, 控制成本又不高。

相关行业已经认识到这种受控环境状态的优势, 而且这种受控不用分级的环境又符合许多工艺生产需求, 因为受控目标已经从洁净度级别的控制目标转向受控环境真正需要的控制措施。这是一种创新

的思维, 倍受关注。因此, 越来越多行业采用了受控环境的理念, 认为可以在不增加成本的情况下实现规模增长。这种形式最终得到了 GMP 的认可。ISPE 制药工程基准指南第二版 31 页: 提出受控但不分级 (Controlled Not Classified, CNC) 的概念及其 3 项控制原则: 区域易清洁的, 进出受控且通风经过滤^[7]。

CNC 原是制药行业 ABCD 控制区外的附属的灰区。如果我们与时俱进, 基于制药行业的 CNC 提出“无级别受控环境”的理念, 又脱胎于 CNC, 将制药行业的附属区域发展成为一个独立的控制区域, 遵循又不仅仅局限于这 3 项控制措施, 可以推广到其他行业。这三大措施的受控要求能够依据不同工艺, 或工艺不同的受控目标, 也可以是针对较高的无菌无尘的控制水平, 提出相应措施。例如, 可以提出受控环境维持正压要求, 但不涉及正压值控制目标。区域的进出受控, 也可以根据不同行业的工艺规程去规定或控制相应的物料与人员的特定净化程序与相应要求。

“无级别受控环境”不提出具体的洁净度级别的控制目标, 而体现在控制措施上。当然, 要清晰地认识到虽然是无洁净度级别但仍是受控状态的空间, 在执行过程中仍有许多潜在的风险。因此, “无级别受控环境”要特别强调控制措施, 强调是“过程控制”理念。不提洁净度级别是淡化“终点控制”, 而不是放松过程控制, 只是强调目标通过控制措施来达到。只要控制措施始终满足要求, 室内环境就得以保证。而不是传统控制思路, 仅仅关注控制目标。

接受受控的理念, 规定相关的控制措施, 取消洁净度级别或无菌指标, 在某些场合可以避免为确定洁净度级别而争论不休。在某些场合也许会更切合某些工艺的要求, 使得控制系统既有限又具灵活, 也不会被误解、误导。某些工艺对悬浮菌尘无控制指标, 但重视进出受控或接触污染。如医院的隔离病房, 强调对进出人流、物流控制, 强调卫生通过的流程与要求。强调表面易清洁、可消毒。即使空气传染隔离病房, 只要强调直排式通风系统, 以及排风的处理措施。没有必要去确定达到多少洁净度级别。又如实验动物, 本身的发生量很大, 其实是无法动态控制室内尘埃浓度, 更谈不上洁净度级别。实验动物生命力弱, 但对自身发生不敏感但外来的颗粒物 (包括微生物) 可能是十分有害, 为此强调送风口设置 HEPA 过滤器, 有正压控制要求, 换气量不低于 15 次等控制措施以消除外来颗粒。如设定 SPF 动物受控环境的目标是万级或十万级洁净度级别, 也许为降低控制设施造价与运行能耗, 有

可能在送风末端设置亚高效过滤器,虽然也能达到洁净度级别的控制目标,但整个控制主旨会因外来颗粒的入侵而失效。

3 规范无级别受控环境的控制措施

无级别受控环境,已经跳出了制药ABCD控制区外的附属的灰区,发展成为独立的受控区域,原CNC提出的“区域易清洁的、进出受控、通风经过滤”这3项控制措施,可以根据不同工艺要求去规范、拓展或赋予新的内涵:

(1)独立区域。根据工艺要求这独立区域可以是单区控制,也可以是分区控制。

(2)区域易清洁。干净是一切消毒、灭菌的前提,认识到清洁对受控环境的重要性,强调可清洁、易清洁、能维持清洁状态。区域内各表面易清洁、耐消毒是基本要求。工艺环境清洁不仅包括围护、表面,还包括接触介质与所处空气环境等清洁。强调各表面维持清洁,而不是仅仅依靠增加换气次数与提高过滤效率来实现区域环境净化。另外,还要强调所用空调系统内表面不积尘、不滋菌、易清洁、耐消毒,也是空调系统不对受控区域产生负面效应的基础。符合世卫组织提出的“清洁卫生更安全”(Clean Care is Safe Care)。

(3)进出受控。主要针对人流与物流的净化流程与要求。人与物是洁净室最大污染源。根据工艺要求,确定人、物进受控区域经清洁与卫生通过的流程,以及确定废物出受控区域处置的流程。

(4)通风经过滤。涉及到两个方面。一个是通风的换气量,另一个是空气过滤器级别。

3.1 空气过滤要求

无级别受控环境,至少还是受控环境的范畴。通风系统的空气过滤器效率不应低于舒适性空调系统。我国《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50736-2012中第7.5.10条要求舒适性空调系统应采用粗中效两级过滤。并在条文说明中规定粗效过滤器额定风量下计数效率应为: $80\% > E \geq 20\%$ (粒径为 $5\mu\text{m}$),中效过滤器额定风量下的计数效率应为: $70\% > E \geq 20\%$ (粒径为 $1\mu\text{m}$)。西方国家舒适性空调系统往往设置粗中效两级过滤或一级中效过滤(F7,或ISO70 $\text{ePM}_{2.5}$)。因此,无级别受控环境的通风系统配置高中效过滤器应是合理的选择。我国《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333-2013也定义净化空调至少要经高中效过滤器过滤。当然具体的无级别受控环境所选的末端过滤器应取决于工艺要求。至少为高中效过滤器,也可以亚高效过滤器,甚至高效过滤器。

参照美国ASHRAE170、日本指南HEAS-02、

英国HTM2025、德国DIN1946-4等国外主要标准,一般医疗科室的末端过滤器要求采用高中效过滤器(F9或ISO85 ePM_1),系统两级过滤。考虑到高中效过滤器的除菌效率 $\geq 90\%$,回风口设置低阻中效过滤器,阻止细菌进入系统。可以满足一般医疗科室的环境控制要求。

3.2 通风换气要求

对于受控环境一般不规定换气次数,取决于区域内的空调负荷,也允许直接利用洁净回风或渗漏风。也可以规定系统的最小换气次数,这完全取决于工艺需求。

德国《医院建筑暖通空调》VDI 2167-1 (Building services in hospitals – Heating, ventilation and air-conditioning)认为手术室或无菌存放室的邻近房间送风可以由手术室回风或正压渗漏的空气来替代^[8]。我国《医院洁净手术部建筑技术规范》GB 50333-2013中第8.2.8条……洁净手术室附属且相通的邻室(不含前室),允许只利用来自手术室的回风而无级别要求,一般用于无人的普通储藏室。但是推广到其他空间,利用回风或渗漏风是有风险的,如果完全依赖回风或渗漏替代送风,有时会因室内、外存在的不利因素,需要补充额外的新风量,或因室内较大的热负荷、湿负荷或废气处理等,如没有较高的系统送风量会使环境失控。

仅仅对于普通的受控环境,通风换气量只需满足消除空调热湿负荷要求就可以了。从洁净技术原理来说,对于末端过滤器采用中效过滤器的空调系统一味加大换气次数对室内洁净状况的改善效果不大。

如果将这受控环境概念扩展医疗领域,受控环境几乎包括了所有的医疗科室,如一般手术室、隔离病房、重症监护室(ICU)、消毒供应中心(CSSD)等等。我国《综合医院建筑设计规范》GB 51039-2014也规定医疗科室(包括一般手术室)下限通风量为 6 h^{-1} 换气。最新的美国供暖、制冷与空调工程师学会标准《医院通风》ASHRAE170-2017仍然要求医疗科室不低于 6 h^{-1} 通风换气。

4 无级别受控环境的扩展

除了工业领域,如果将无级别受控环境的理念扩展到生物净化领域也是十分合适。生物洁净领域中许多受控区域很难有明确的洁净度级别相对应,即使硬要定义相应洁净度级别,似乎也只能依据经验,专家判断力和常识,而非循证。如生物净化三大领域医疗、生物安全、实验动物。美国不同于欧洲与日本,美国供暖、制冷与空调工程师学会标准《医院通风》(ANSI/ASHRAE/ASHE170-2017 Ventila-

tion Of Health Care Facilities), 美国卫生和民众服务部与疾病预防控制中心颁布的《微生物和生物医学实验室生物安全》(U.S. Department of Health and Human Services & CDC: Biosafety in Microbiological and Biomedical Laboratories), 实验动物管理与评估协会编写的《实验动物护理和使用指南》(American Association for Accreditation of Laboratory Animal Care: Guide for the Care and Use of Laboratory Animals) 等标准与导则。这些著名的标准与导则均没有规定、甚至没有涉及到洁净度级别, 仅注重工艺环境的具体控制措施。这使得美国标准或指南相比他国更具有原则性、灵活性。使执行者的控制措施具有更大的发挥与创新的余地。

我国医院的一般手术室也是无级别受控环境的一个实例。一般手术室在《综合医院建筑设计规范》GB 51039-2014 作了规定。一般手术部是以一般手术室为主配以必要的辅助房间形成的受控区域, 没有相应的洁净度级别要求。但强调人流与物流进出要求受控, 人需更衣换鞋、无菌物品与医疗废物要进行管理, 手术部内部设施易清洁、可消毒。要求通风换气量不低于 6h^{-1} , 末级过滤器为高中效。这与无级别受控环境要求完全相符合。

一般手术室过去以门急诊手术为主。如今手术技术进步, 器械现代化, 手术时间的缩短, 另外手术微创技术的发展, 切口创面缩小, 气溶胶对手术部位感染率影响减少。另一方面术前抗生素与抗生素材料的使用确实有效地减少了手术中感染的风险, 也成为一般手术中防御悬浮菌感染的一项重要措施, 现已经成为 WHO 强烈推荐的措施之一^[9]。使得无级别受控环境控制理念在医疗领域中得以推广。现在许多微创手术、内窥镜手术、日间手术等, 都可以在一般手术室内完成, 这时的空调负荷可能会大大增加, 也许会增加到 $8\text{h}^{-1}\sim 10\text{h}^{-1}$ 换气。当然也可以采用热辐射壁板降低室内空调负荷。新风量也需按设计设定的手术人员数量确定, 不应再拘泥于 2h^{-1} 换气。

一般手术中的控制重点放在控制接触感染、自身感染等因子。感染控制理论的发展与再认识, 尤其是循证医学表明悬浮菌对一般手术的术后感染影响很小, 特别是手术区外的悬浮菌影响则更小。遵循这一理论, 则可大大降低系统作为稀释用的送风量, 不需要送风天花或技术夹层、不一定采用集中空调。也可大大降低抵御室外污染的正压控制要求。因此一般手术室只要求有正压, 不需要控制正压值^[10]。

一般手术室也只需单室控制, 不需要像洁净手术部区域控制。一般手术室只强调湿度上限 ($\leq 65\%$)

控制, 温度满足医患舒适性要求, 一般取 $21\sim 26^{\circ}\text{C}$ 。

以上这些措施为一般手术室降低造价与运行费用创造了条件, 而无洁净度级别要求也简化了检测验收与日常监控的要求与费用。近年来一般手术室控制理念与措施也得到了发展。

美国设施指南研究所 (Facility Guidelines Institute, FGI) 2014 版的《医院和卫生设施的建造和装备导则》(Guidelines for Construction and Equipment of Hospital and Medical Facilities) 认为手术室是限制区的一个指定的区域, 只能通过半限制区才能进入, 以实现高水平的无菌控制, 而一般手术室可以处在非限制区。当然一般手术室也能成为住院手术部的一个部分, 也可以与洁净手术室组合在一起, 这就出现了组合手术部的概念^[9]。组合手术部是由一般手术室和洁净手术室组成。可设一个出入口, 共用一个换车厅、更衣室, 但要将一般手术室与洁净手术室要分成两个控制区。可以在一个手术部主出入口后左右各设一个控制区。也可以在主出入口后的前面区域设置一般手术控制区, 后面区域设置洁净手术区。无论那种手术部布局, 洁净手术区前均要有隔断门, 一般手术区与洁净手术区之间要设缓冲间。洁净手术区 (包括洁净区走廊) 是有级别的控制区域, 是区域控制的理念, 需要主动控制。一般手术区是无级别受控环境, 是单室控制理念。允许一般手术室环境控制可以采用非全空气空调系统。中间走廊是靠一般手术室的回风或渗透风的被动控制的区域, 可以在手术室门下留缝隙, 让正压渗漏风流到走廊。这为手术室空调系统变新风运行创造了条件。为维持走廊压力低于手术室压力, 可在走廊设变风量送排风阀, 或更为简单地仅设置余压阀以控制走廊的压力^[11]。

以上仅以一般手术室为例诠释了无级别受控环境的理念与控制措施, 同样也适用于生物洁净技术领域其他类似受控环境。

5 结语

高科技日新月异, 变是洁净室技术中唯一不变的原则。面对工艺不断地发展, 如果洁净空间的控制模式依然不变, 这将预示着僵化的控制模式必将走向衰落! 势必被淘汰! 只有合理、适宜、真正适合工艺的洁净技术才是唯一正确的道路。生物洁净领域中许多受控区域很难有明确的洁净度级别相对应, 但均具有“区域易清洁的, 进出受控且通风经过滤”这三项控制特点。尽管这三项控制要求从高科技工艺控制区域到民居环境都适用, 但不同环境控制要求赋予这三项控制要求不同的内涵。无级别受控环境正是反映了生物洁净技术发展的新趋势。

强调更安全、更清洁的环境永远有实际意义 (Practical implications for safer, cleaner environments)^[12]。

要取得长期成功需要新概念 (The need for new concepts in order to achieve long-term success)。在中国推广无级别受控环境具有特别的意义,许多受控环境由于摆脱了洁净度级别束缚,不必为符合相应洁净度级别而硬性规定控制措施,完全可以按照工艺真实的要求切实选择换气量、末端过滤器级别、正压、温湿度控制、进出控制程序、可清洁要求等,使得控制措施具有更多的选择性与灵活性。能够有效地降低投资与运行费用,至少可节省对洁净受控环境的验收与监控费用。在中国更重要的是可以避免为受控环境所选择的洁净度级别与相应措施正确与否无谓地争论不休,实质性地推动受控环境的发展。

无级别受控环境理念和控制措施将会在我国生物洁净技术领域得到进一步的发展。

参考文献

- [1] 沈晋明. 洁净厂房的送风模式 [J]. 洁净与空调技术, 2001(4):2-7.
- [2] Restricted Access Barrier Systems (RABS) for Aseptic Processing, ISPE Definition, 16 August 2005.
- [3] 孙光前, 沈晋明. 分子污染和硅片隔离技术 [J]. 洁净与空调技术, 1999(3):6-8.
- [4] 黄霞, 沈晋明. 微生物危害和生物安全防护实验室环境控制 [J]. 洁净与空调技术, 2002(3):21-24.
- [5] 何婧, 沈晋明, 汪亚兵. 实验动物房环境特点与空调设计 [J]. 洁净与空调技术, 2003(1):32-37.
- [6] 沈晋明. 手术室建设发展趋势与对策 [J]. 中国医院建筑与装备, 2012(10):30-33.
- [7] ISPE, ISPE Baseline Guide, Vol.3: Sterile Product Manufacturing Facilities, Second Edition, Sept. 2011.
- [8] 沈晋明, 黄建倩. 德国医院新标准新概念 [J]. 中国医院建筑与装备, 2008(9):20-25.
- [9] 沈晋明, 刘燕敏. 评述《预防外科手术部位感染的全球指南》4.23 节 [J]. 暖通空调, 2017, 47(11):61-67.
- [10] 沈晋明, 一般手术部概念与实施 [J]. 中国医院建筑与装备, 2005(5):20-23.
- [11] 沈晋明, 马晓琼, 唐喜庆. 一般手术部环境控制要求与相应措施 [J]. 中国医院建筑与装备, 2006(3):1-11.
- [12] Bartley J, Olmsted RN, Haas J. Current views of healthcare design and construction: practical implications of safer, cleaner environments[J]. American Journal of Infection Control, 2010, 38 (Suppl):1-12.

全解耦式净化空调系统及其应用

刘燕敏

(同济大学, 上海 200092)

[摘要] 服务于受控的洁净区域的传统净化空调系统, 由于系统自身的耦合性, 难以适应受控区域内洁净空间不同的环境控制要求, 以及不断更新的工艺。由于将传统的净化空调系统完全解耦, 可以按工艺要求任意组合系统的组件能独立解决各自的环境控制要求与更新的工艺, 而不影响到整个受控区域或邻近空间。

[关键词] 洁净受控区域; 洁净空间; 环境控制要求; 系统耦合与解耦

0 引言

所谓洁净室是浮游颗粒数量受控的空间, 是一个低污染的环境。这浮游颗粒物可以尘埃、微生物, 气溶胶粒子和化学蒸气。洁净空间的布局, 空间划分, 系统设计等一般来说都是围绕着某一工艺过程开展的。常常用于电子、医药产品、生物实验室、医疗关键科室、医学实验室、中试平台或其他类型的科学研究等领域。

洁净室工程往往服务于高科技。所谓高科技产品就是知识密集、技术含量高、具有高附加值的创新产品, 产品开发与更新速度已成为竞争的主要手段。为加快高科技产品的更新换代迫使着工艺不断更新, 或使建造符合新工艺的洁净设施尽早运行, 如何使为之配套的净化空调系统尽快地服务于新的工艺是一个值得探讨的问题。

1 传统洁净厂房及其控制系统

近代的洁净厂房服务于电子芯片等工艺, 厂房的中心层为大面积的洁净生产区域(或称工艺层); 区域内布置特定工艺区和中央走廊, 关键工艺处设置高洁净度的产品走道和微环境设施。上层的巨大空间用于布置送风管网或整个用作送风静压箱; 其下层准洁净区域(或称设施层)是用来安排从洁净区移出去的设备、工艺设施以及公用设施的集中管网; 在设施层和工艺层之间设有回风空间; 洁净区域周围设置竖井用于回风。由于工艺过程热负荷大大高于湿负荷(或热湿比线垂直), 由独立新风处理系统, 集中将新风直接处理到室内状态的露点(承担全部潜热负荷), 然后进入循环风系统。在循环风的通道中设置干式冷盘管, 处理室内显热负荷。洁净厂房这种成熟的热湿解耦的处理模式十分成熟, 又可以方便地利用建筑空间作为风道, 能够较为简单地、迅速地适应不断更新的工艺^[1]。所不同的只是循环风系统的设计思路, 对不同工艺有相应的循

环风系统的解决方法。

洁净室这种成熟的热湿解耦的处理技术不断地推广应用到医药、生物、实验室、甚至民用的领域。也出现了五花八门的新名词, 产生了各种各样的专利, 如温湿度分开处理、温湿度独立调节、温湿度独立控制等等。

正是因为洁净空间除了像电子、制药等大型洁净厂房外, 更多的受控环境如医疗关键科室、中试平台、临床 GMP 医学实验室等。受控区域被分隔成不同的洁净空间, 空间较多、相对较小, 辅助空间相对又低又小, 难以布置机房与相应管线。各空间的温湿度、洁净度、压差控制要求又不同, 造成热负荷与湿负荷之比也各不相同。为此, 常常各自独立设置净化空调系统, 有的甚至要求全新风全排风。根据不同环境控制要求, 又采用了大量的不同类型的通风柜、排风式洁净工作台、生物安全柜等排风设备。而这些排风设备并非长期恒定工况运行, 如工作状态的正常面风速排风量、待机状态的底面风速排风量或关闭状态。室内多台排风设备同时使用系数不一。尽管对通风空调系统配有自控, 有的也采用热湿负荷解耦处理, 但是各排风设备运行状态的变化难免会造成对所在的实验环境的控制参数(如温湿度、洁净度、内外压差、甚至区域内有序梯度压差)有所影响。可见, 传统净化空调系统当工艺过程更新, 各空间的温湿度、洁净度、内外压差等参数随之变化时, 不可能在较短时间内调整或改造以相适应。

这是因为服务于工艺过程的传统净化空调系统模式, 不仅仅在热湿处理过程中, 显热负荷和潜热负荷处理是耦合的, 或者说在处理潜热负荷必然会影响到显热负荷。例如, 系统的冷冻水不得不为了满足工艺过程的湿度处理要求而降低水温或加大水量, 达到设计所要求的较低的机器露点温度。又为了满足工艺过程的温度控制要求, 不得不再加热。

其次传统净化空调保证洁净空间正压的新风量与保障工艺所需的新风量是耦合的。一般来说工艺

收稿日期: 2018-07-19

作者简介: 刘燕敏(1961—), 主要研究方向为净化空调。

所需的新风量最大、保证洁净空间正压的新风量稍次，而保障室内人员卫生的新风量最低。洁净空间有时为了满足工艺要求或正压控制需求而加大了新风量，或者为了满足保证工艺要求的新风量而不得不加大了排风量以维持所需正压。或当室内有工艺过程的持续排风，或室内设置通风柜、生物安全柜等间歇局部排风、或变风量排风，又不得不变化新风供给量满足室内正压控制要求。特别是对整个工艺区域的有序梯度压差，更是牵一发而动全身，任一空间的送风量、回风量或排风量的变化，都会影响到整个区域的压差分布。

另外，传统净化空调系统达到洁净度级别要求所需风量与消除热湿负荷风量是耦合的。对于低洁净度级别的空间，消除室内热湿负荷的风量可能会大于达到洁净度级别的风量。一般来说，达到洁净度级别要求所需风量总是大于消除热湿负荷风量，而且洁净度级别越高的系统两者风量相差越大。净化空调系统设计者只能取两者风量中较大者作为设计风量，为了满足净化所需风量不得不减少了送风温差，以满足消除热湿负荷。或者说不同洁净度级别房间的送风状态点不同，难以将区域内不同洁净度级别的房间组合在一个系统。如果采用一个集中式净化空调系统，洁净空间一般又不能采用变风量措施，只能在送风末端设置再加热，以动态控制送风状态点的变化。如果设置独立分散式净化空调系统，相应的空调箱与送风、回风、排风、与新风管也难以在辅助空间内安排。即使能够实现，当工艺更新，或运行工况变化，设施系统根本无法及时更新、改造，使新的工艺尽快投入运行。

2 解耦式空调系统在不同领域的洁净空间的应用与发展

要适应受控区域内多空间、不同环境控制要求、解决不同的热湿负荷与颗粒负荷（尘埃、微生物等），唯一的有效措施试图将传统的净化空调系统解耦。

我们在 2000 年期间试图为解决洁净手术部内多间不同级别、不同运行状况手术室的环境控制以及整个手术部控制区域的有序梯度压差控制提出了新

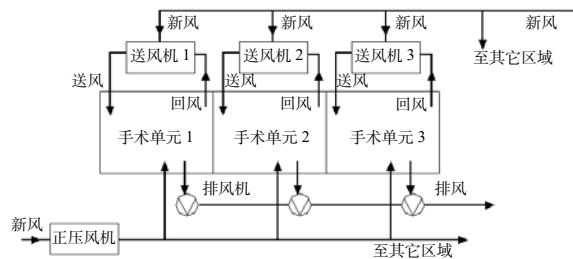


图 1 利用系统解耦技术实现了洁净手术部的有效控制

的控制思路与措施。提出了系统层面上湿度优先控制，将热、湿负荷处理解耦；为保障在任一手术室不同运行工况转换时区域内有序梯度压差不变，将正压控制新风量与运行状态新风量解耦；为保证独立深度处理的同一新风状态点适应不同级别的手术室，将实现不同级别的风量作为循环风量解耦出去（原理见图 1）。大大简化了系统控制、有效地实现手术部内各洁净空间的环境控制^[2]，并在大量的工程实践中得到了证实。该方法被国家标准《医院洁净手术部建筑技术规范》，GB 50333-2002 所采纳。

2003 年 SARS 疫情期间，按烈性空气传染的隔离病房的要求，须采用全新风全排风的直流空调系统，室内换气不小于 12 次，排风须高效过滤器除菌后排出，室内维持负压（见表 1 中传统方案）。为保证在一周内改造完成上海第一间 SRAS 隔离病房，我们的改造方案是将一个集中式全新风直流系统，解耦为新风机组、自循环机组和排风机组。这样将隔离病房的保证卫生新风量与满足室内换气风量解耦，将排风量与实现室内负压风量解耦；将消除热湿负荷与满足室内换气风量解耦；完美地完成 SARS 隔离病房改造任务。这两种方案比较见表 1。在这基础上开发了多用途隔离病房和无凝水空调技术^[3]，完成了上海传染病医院 SRAS 病区的改建工程。利用系统解耦技术实现了非疫情期间，将烈性空气传染隔离病房按需转换成接触传染隔离病房、正压普通病房（见表 2）。为此获得了 2004 年上海市科技进步奖三等奖。

表 1 两种方案的比较表

项目	送风换气次数 (h ⁻¹)	新风量 (h ⁻¹)	自循环风量 (h ⁻¹)	排风量 (h ⁻¹)	差值风量 (h ⁻¹)
传统方案	12	12	0	18	6
改造方案	12	2	10	8	6

表 2 隔离病房与工况转换

病房用途转换	运行工况转换	室内对外压差
空气传染隔离病房	新风机组、排风机组和自循环机组一起开（排风机组可根据病菌控制要求变风量，以实现室内不同的负压）。	负压
接触传染隔离病房	只运行自循环机组（循环机组可根据病菌控制要求变风量，以实现室内不同的换气次数）	零压
普通病房（冬夏季）	只运行新风机组和自循环机组（机组可根据舒适性要求减少风量）	正压
普通病房（春秋季节）	只运行新风机组	正压

继而我们又将解耦的思路用在实验动物房的环境控制，同样用新风机组、排风机组和自循环机组简易而有效地解耦控制，在同一个集中式净化空调系统中实现了实验动物房不同房间、不同控制要求以及 5 种不同运行工况的转换。这 5 种不同运行工况分别为上班运行工况、下班运行工况、自净运行

工况、备用运行工况和紧急运行工况^[4]。利用系统解耦,可以较为方便地开发新的控制系统,也有利于降低运行能耗^[5]。

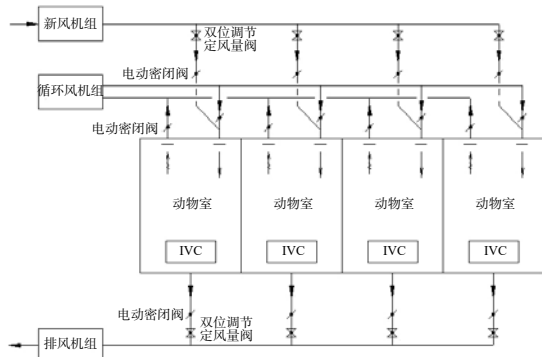


图2 利用系统解耦技术实现了实验动物房5种运行工况按需转换

3 全解耦式净化空调系统的提出及其应用

基于以上成熟的系统部分解耦技术,并得到大量工程实践的证实。但是以上系统在洁净空间内还缺少间歇运行或变风量运行的局部排风设备,如通风柜、排风式洁净工作台、生物安全柜等,也会影响所在空间的温湿度、洁净度乃至压差的控制。本文提出了一种全解耦的净化空调系统。有效地实现洁净区域内不同洁净空间的不同环境参数(如温湿度、洁净度、内外压差)的控制要求,保证在任何运行工况下维持环境参数(如温湿度、洁净度、内外压差)稳定,不需要复杂的自控系统(已经申请发明专利)。

全解耦的净化空调系统主要是由专用新风处理机组1、独立排风机组2、高效送风口3、插管式排风静压箱4、室内自循环净化机组5、定风量控制装置6、局部排风装置7、回风口或排风口8组成(见图3)。

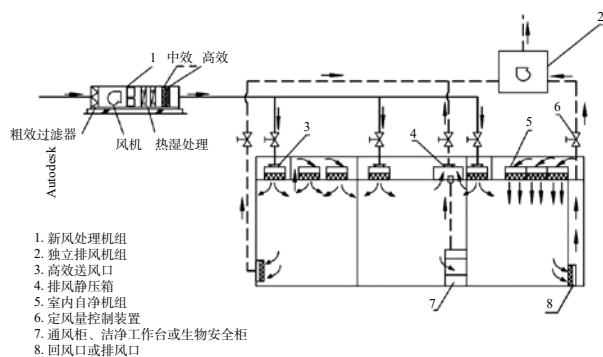


图3 全解耦式的净化空调系统

全解耦的净化空调系统中的专用新风处理机组1对新风进行深度处理、消除全部潜热负荷,并经粗效、中效和亚高效三级空气过滤,消除尘埃或微

生物颗粒负荷。由定风量控制装置6提供恒定送风量经由高效送风口3送入每个受控的空间,以消除室内潜热负荷与保持室内压力控制。当工艺要求的新风量大于正压控制新风量时,空间内需要考虑相应的排风。或考虑工艺要求的排风量,而增大新风供给量以维持该空间的正压。这样空间所维持的正压只与新风量与排风量有关,与传统净化空调的送风量与回风量无关,或者说在系统上解耦了。如要维持某空间的负压,则按此原理,根据差值风量要求调节新风量与排风量。当然,可以根据控制要求新风量与排风量间设连锁,保证运行程序。

由于在室内设置自循环净化机组5,室内自循环风量与空间所维持的正压(或负压)无关,或者说在系统上解耦了。自循环净化机组由高效过滤器、显热处理装置和风机组成,所提供的风量与达到室内所需空气洁净度级别,以及消除室内显热负荷相关。根据显热负荷特性与控制要求,自循环净化机组内设置再加热器或干冷盘管,或不设置。

图3表示的是受控洁净区域中常见的洁净空间的控制类型,全解耦式的净化空调系统可以独立解决各自的环境控制,而不影响到整个受控区域或邻近空间。

图3中左边的空间是最常见的洁净空间,室内新风量按工艺要求设置,排风量根据室内正压值要求的差值风量与新风量确定。自循环净化机组的风量以及内置的显热处理装置取决于室内洁净度级别(或无菌程度)与显热特点。

图3中间的空间,是室内有局部排风设备7(如通风柜、排风式洁净工作台或生物安全柜)的受控空间,为使间歇运行或变风量运行的局部排风设备不影响室内压差控制,安装了插管式排风静压箱4,将排风设备7的排风管插入插管式排风静压箱,禁止采用法兰等硬连接。独立排风机组2将由定风量控制装置6控制的恒定排风量直接排出室外。不管局部排风设备间歇运行或变风量运行,室内的排风量始终维持恒定,或者说从系统上解耦了。室内新风量按所在空间正压(或负压)控制的差值风量确定。如消除室内显热负荷需要,可在新风口设置再加热器。

图3右边的空间,是要求在室内形成局部高洁净度的层流区域,以保障关键工艺过程的控制需求。这可以自循环净化机组,也可以是风机过滤器单元(FFU),根据局部洁净度级别要求与控制面积来确定室内风机过滤器单元的台数。通过专用回风道与送风静压箱形成自循环通道,实现局部层流区域。避免了传统净化空调系统因十分状态点差异太大无

法同时供给乱流与层流洁净空间。

正是由于整个净化空调系统全解耦, 在一个洁净受控区域内, 不管各洁净空间工艺要求的控制参数不同、或热湿负荷与颗粒 (尘埃或微生物) 负荷不同, 或者工艺要求更新等, 只要调整所在洁净空间的新风量、排风量与自循环风量及其设置就能尽快达到工艺要求、不需要涉及整个净化空调系统。由于整个受控区域只有集中式新风送风管, 风管截面很小, 也无回风管, 对辅助空间要求不高。即使局部新风送风管要改造或送风量要调整也十分方便。

4 结论

除大型洁净厂房外, 更多的受控环境如医疗关键科室、中试平台、临床 GMP 医学实验室等。洁净受控区域被分隔成不同洁净空间, 空间较多、相对较小, 辅助空间相对又低又小, 难以布置机房与相应管线。各空间的温湿度、洁净度、压差控制要求又不同, 造成热负荷与湿负荷之比也各不相同。传统的净化空调系统由于系统自身的耦合性, 难以适应受控区域内洁净空间不同的环境控制要求, 以及不断更新的工艺。本文提出将传统的净化空调系统完全解耦, 而不仅仅将热湿负荷处理解耦, 还将工艺需求的新风量与正压 (负压) 控制新风量解耦, 满足净化要求的送风量与消除热湿负荷的送风量解耦, 只要有机地组合系统的各个组件, 就能独立解

决各自的环境控制要求, 就能满足工艺过程以及不断更新的工艺要求, 而不会影响到整个受控区域或邻近空间。

也许从全寿命周期来说, 全解耦式的净化空调系统的造价或运行能耗并非十分完美。不同于普通舒适性空调, 对于工艺性空调来说, 满足工艺过程要求以及可适应工艺不断更新, 能尽快投入运行才是最大的效益, 才能保持高科技产品的竞争优势, 只有掌握这一关键因素才能使高科技产品进入良性的发展。这正是全解耦式的净化空调系统的优越性所在。

参考文献

- [1] 沈晋明. 洁净厂房的送风模式 [J]. 洁净与空调技术, 2001(4):2-7.
- [2] 沈晋明, 孙光前. 洁净手术部空调系统与正压控制 [J]. 洁净与空调技术, 2000(4):9-13.
- [3] 沈晋明. 多用途隔离病房和无凝水空调技术 [J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24 (3):22-26.
- [4] 何婧, 沈晋明, 汪亚兵. 实验动物房环境特点与空调设计 [J]. 洁净与空调技术, 2003(1):32-37.
- [5] 吴美玲, 刘燕敏. 开放式笼具系统与独立通风笼具 (IVC) 系统的空调能耗分析 [J]. 空调暖通技术, 2014(4):17-22.

风速和风向对成都市主要污染物季节变化的影响研究

徐 阔, 龙恩深, 丁 珮, 金正浩

(四川大学, 四川成都 610065)

[摘 要] 风速对城市内的空气污染物的影响很大, 但较少有研究在关注污染物季节性变化的同时, 考虑风向对污染物浓度变化的影响。本文利用作者搜集的成都市全年的风速、风向、 PM_{10} 、 $PM_{2.5}$ 和 NO_2 的逐时数据, 分析了风速和风向对三种污染物季节性变化的影响。结果表明, 风速和三种污染物均有明显的季节性变化规律, 污染物的浓度均值随着风速的增加而减小。考虑风向的影响后, 春季和秋季时段的平均风速与三种污染物浓度变化的关联更密切。对成都市主城区而言, 正东方向的风速较大, 正北方向为规划时的主风向, 这两个城市方位存在的污染源对空气质量有较大影响。

[关键词] 风速; 风向; 污染物; 季节性变化; 城市空间方位

0 引言

随着经济和社会的发展, 大城市的空气污染问题日益突出。空气污染物大多呈现季节性变化, 但是相关研究多采用日均或月均数据^[1,2]; 涉及到小时尺度的实测数据, 大多仅能维持几日或几周, 对全年 8760h 小时的监控和分析很少。同时, 以往的许多研究虽证实了风对空气污染物的作用, 但研究的空间尺度宏观、时间跨度很短同风向的影响下, 风速和不同的城市空间的方位对污染物浓度变化的影响。

热带季风气候, 常年的静风频率较高, 无风和风向不定的小时数占据全年半数以上时间, 年均风速仅为 1.0~1.7m/s, 因此不利的风环境条件是空气污染物难以扩散的重要原因。在成都市环保局公布的空气污染物中, PM_{10} 、 $PM_{2.5}$ 和 NO_2 经常超出空气质量标准, 是主要的空气污染物。其中, PM_{10} 和 $PM_{2.5}$ 是颗粒污染物, 其存在周期分别为 1~2 周和数月, 可表征较长时段内的污染情况; NO_2 是气态污染物、主要来源于机动车交通, 因其存在周期很短, 因此可表征本地污染的实时变化情况^[16]。这些污染物的来源广泛, 既可能来自城市外围的工业区, 也有可能产生自城市建设过程。成都市周边的卫星城有特定职能, 例如, 郫都区集中有工业区, 其北部方向还有彭州石化等大型重工业; 龙泉驿区集中有汽车制造产业链, 而温江区定位于科技创新中心。

本文试图通过分析风速和三种污染物随季节变化的规律, 以进一步确定在全年的不同季节中, 风向和风速对污染物浓度的影响; 通过对成都市特定

的风向及其对应城市空间方位进行分析, 以进一步判断, 是该城市空间方位存在污染源还是此风向上的城市空间不利于污染物扩散, 进而指导城市空间的合理调整。

1 数据搜集和分析方法

本文搜集了从 2015.12.19 至 2016.12.18 期间, 共 8760 小时的风向、风速和污染物数据。其中, 风向和风速的实时数据采集自城郊、依托机场设立的监测点, 由气象网站实时发布。污染物数据由当地的环保部门实时监测, 通过成都市环境监测中心站的系统发布。为了尽量接近市中心、远离密集道路网, 同时靠近风向、风速数据采集点, 本文选取了“武侯科技园”监测点的污染物数据。另外, 对成都市主城区内的其他 13 个空气质量监测点初步分析后发现, 各监测点的污染物实时数据相差较小, 因此本文在分析风向对污染物浓度的影响时, 排除了成都市主城区范围内的污染源情况, 而仅分析主城区范围外的污染源情况。另外, 图 1 给出了气象和污染物监测点的具体位置, 并以该污染物监测点为中心, 划定了与风向对应的 16 个城市空间方位。其中, 龙

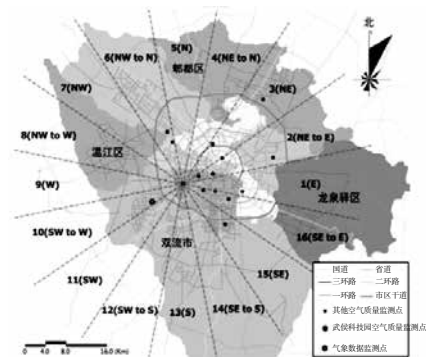


图 1 监测点位置和与风向对应的 16 个城市空间代码及方位

收稿日期: 2018-05-15

基金项目: 国家重点研发计划 (2016YFC0700400); 国家自然科学基金 (51778382)。

作者简介: 徐阔 (1990—), 主要研究方向为人居环境。

泉驿区分布于方位 1 上,郫都区位于方位 5 和 6 附近,温江区位于方位 8 上。

为直观的研究风速、风向和污染物的季节性变化规律,在数据处理阶段,以中国农历的四个节气——“立春”(16.02.04),“立夏”(16.05.05),“立秋”(16.08.06)和“立冬”(16.11.07)——为节点,将 8760h 的数据划分为冬季、春季、夏季和秋季共四个时段。表 1 给出了这四个时段的时间范围及小时数,每小时均对应一组风速、风向和三种污染物的数据,各时段的小时数分别为 2112h、2184h、2232h 和 2232h。

表 1 四季各时段的时间范围及对应的小时数

	时间范围	小时数 (h)
冬季时段	2015 年 12 月 20 日 01:00-2016 年 2 月 3 日 24:00	2112
	2016 年 11 月 7 日 01:00-2016 年 12 月 17 日 24:00	
春季时段	2016 年 2 月 4 日 01:00-2016 年 5 月 4 日 24:00	2184
夏季时段	2016 年 5 月 5 日 01:00-2016 年 8 月 5 日 24:00	2232
秋季时段	2016 年 8 月 6 日 01:00-2016 年 11 月 6 日 24:00	2232

在此基础上,表 2 给出了按照风向条件对四季各时段小时数据的分类统计结果,风向条件可分为无风、风向不定和风向明确三种状态。排除无风和风向不定状态后,风向明确状态又可按照 16 个风向进一步细分。可以看出,16 个风向的风频呈现明显的两组峰值,风向 NE to N(4),N(5) 和 NW to N(6) 为一组峰值,风向 SW(11),SW to S(12) 和 S(13) 为另一组峰值;其中,风向 N(5) 的风频最大,风向 SW to S(12) 次之。除峰值外,还存在一组谷值:风向 NW(7),NW to W(8) 和 W(9),其中风向 NW to W(8) 的风频最小。风频较大的风向具有较高的利用价值,如上风向没有明显的外来污染源,则可考虑拓展此

方向的城市风道,加快扩散效率;而在风频较小的城区方位上,应减少污染源、避免就近污染。为进一步分析风速和风向对 PM₁₀、PM_{2.5} 和 NO₂ 的影响,需要按照 16 个风向,分别对四季各时段的风速和污染物小时数据取均值,以便将各风向对应的风速和污染物均值数据用以进一步分析。

2 分析结果

图 2 给出了三种污染物的浓度值和风速在四季各月份的平均值及波动范围。可以看出,(1)三种污染物的浓度均值在冬季月份最高、在夏季月份最低,呈现出明显的季节变化规律。PM₁₀、PM_{2.5} 和 NO₂ 的浓度均值曲线走势基本一致(PM 污染物的曲线走势较为一致,而 NO₂ 的曲线走势较为平缓),在全年的月份变化中基本呈双谷曲线:在夏季 7 月份出现全年的谷值,浓度均值分别为 65μg/m³,42μg/m³ 和 50μg/m³;在春季 2 月份还出现了小幅度的波谷;此外,冬季 12 月份出现全年的峰值,浓度均值分别为 215μg/m³,160μg/m³ 和 85μg/m³。在 2 月份出现的波谷与三种污染物在 3 月份的浓度均值偏高有关,这可能是受到外来污染源的影响,也可能与当地的倒春寒现象有关。(2)风速在全年各月份的变化情况用柱状图表示,将各月的风速均值连成曲线后可以看出,风速在全年的走势也呈双谷曲线,但与三种污染物的浓度均值曲线的走势相反,却并未很好的耦合。风速均值最高的 5 月份达到了 1.85m/s,而风速均值最低的 12 月份仅为 1.07m/s;另外,在 2 月和 9 月出现了背离走势的低风速、均维持在 1.35m/s。(3)对比污染物浓度和风速变化情况可以发现,风速均值在 3 月高于 1.55m/s 之后,三种污染物的浓度均值开始显著下降;而当风速均

表 2 按照风向条件对上午和下午时段小时数据的分类统计结果

	无风状态				风向不定状态				风向明确状态（16个风向的总和）							
	小时数		占比		小时数		占比		小时数				占比			
冬季时段	573		27%		589		28%		950				45%			
春季时段	586		27%		545		25%		1053				48%			
夏季时段	419		19%		578		26%		1235				55%			
秋季时段	567		25%		570		26%		1095				49%			
	16个风向的风频（%）															
	E (1)	NE to E (2)	NE (3)	NE to N (4)	N (5)	NW to N (6)	NW (7)	NW to W (8)	W (9)	SW to W (10)	SW (11)	SW to S (12)	S (13)	SE to S (14)	SE (15)	SE to E (16)
冬季时段	5.05	3.37	4.42	10.00	20.20	8.74	1.79	0.63	0.84	2.74	9.58	12.20	9.89	4.42	2.53	3.58
春季时段	4.75	3.23	5.22	10.30	19.60	7.31	2.09	1.14	2.37	4.65	10.90	10.70	7.41	3.13	3.32	3.89
夏季时段	1.38	2.43	3.97	7.21	18.60	8.66	2.75	0.73	1.30	4.86	8.26	15.40	13.80	5.18	2.91	2.59
秋季时段	1.83	3.47	3.01	8.58	22.50	7.21	2.74	0.64	1.10	3.56	9.04	16.30	9.95	3.38	3.84	2.92

*E(1) 为正东方向,NE to E(2) 为东北偏东方向,NE(3) 为东北方向,NE to N(4) 为东北偏北方向,N(5) 为正北方向,NW to N(6) 为西北偏北方向,NW(7) 为西北方向,NW to W(8) 为西北偏西方向,W(9) 为正西方向,SW to W(10) 为西南偏西方向,SW(11) 为西南方向,SW to S(12) 为西南偏南方向,S(13) 为正南方向,SW to S(14) 为西南偏南方向,SE(15) 为东南方向,SE to E(16) 为东南偏东方向。

值在 8 月之后低于 1.55m/s 之后,尤其是风速均值在 10 月份降至 1.47m/s 后,三种污染物的浓度均值开始显著上升;在风速最低的 12 月份,三种污染物的浓度值最高。风速的变化趋势与三种污染物的浓度曲线呈现明显的负相关,即风速越大、污染物浓度越低。

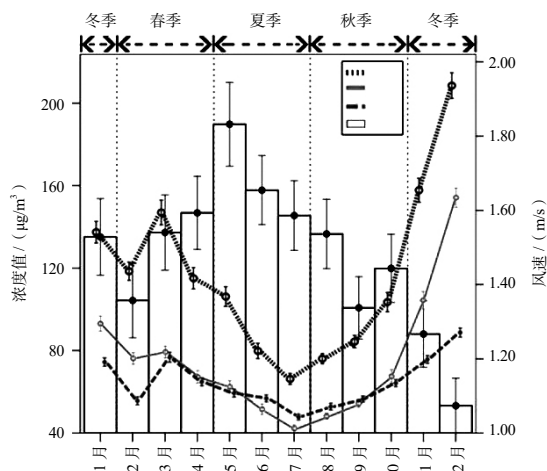
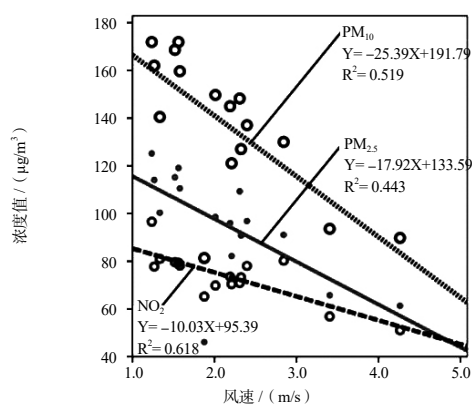
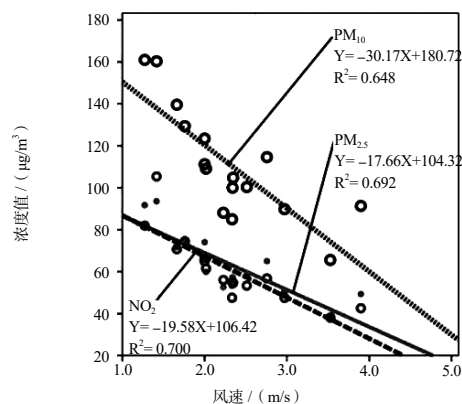


图 2 风速和三种主要污染物的季节性变化

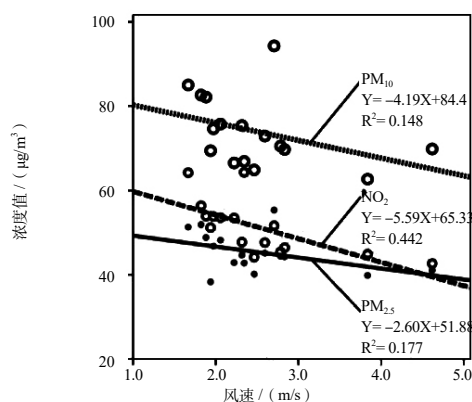
为进一步分析风向和风速对污染物的影响,在排除无风和风向不定状态后,将风速和三种污染物的浓度值按照 16 个风向进行分类,并分别求出均值。图 3 给出了 16 个风向对应的平均风速对污染物浓度均值的影响。为便于直观的比较,图中还给出了平均风速和污染物浓度均值的线性关系式,可以看出,平均风速与三种污染物的浓度均值大致呈负相关,即风速越大、污染物浓度均值越低。然而,对比冬季图 3 (a)、春季图 3 (b)、夏季图 3 (c) 和秋季图 3 (d) 后发现,平均风速与 PM_{10} 、 $PM_{2.5}$ 和 NO_2 浓度均值的线性 R^2 在过渡季节 (春季分别为 0.648, 0.692 和 0.7, 秋季分别为 0.711, 0.693 和 0.479) 高于冬季 (分别为 0.519, 0.443 和 0.618), 而在夏季的线性 R^2 是最低的 (分别为 0.148, 0.177 和 0.442)。并且在冬季和夏季时段,风速与三种污染物的线性 R^2 均小于 0.6, 这说明,虽然能看出风速与三种污染物的浓度变化呈负相关,但在考虑风向的影响后,仅靠风速难以解释污染物浓度的变化情况。然而,总体而言,在春季和秋季时段,16 个风向对应的平均风速与三种污染物的浓度变化有更密切的联系,



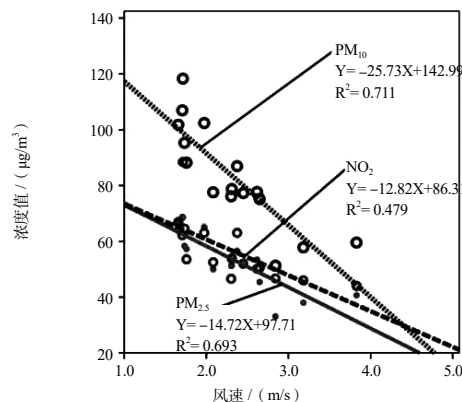
(a) 冬季



(b) 春季



(c) 夏季



(d) 秋季

图 3 冬季 (a)、春季 (b)、夏季 (c) 和秋季 (d) 时段的平均风速对污染物浓度的影响

风速越大、三种污染物的浓度值越低。通过图 3 (b) 和 3 (d) 可以明显的看出风向和风速对三种污染物的影响规律, 而图 3 (a) 和 3 (c) 给出冬季和夏季的污染物浓度的变化规律较为复杂, 仅靠风向和风速难以进行解释, 这就需要从污染源角度——各风向对应的城市空间方位上是否存在污染源——进行综合判断。

图 4 (a) 给出了 16 个风向在冬季时段对应的污染物浓度均值和风速。可以看出, 在风向 6、7、10、11 和 12 时, 其对应的 PM_{10} 、 $\text{PM}_{2.5}$ 和 NO_2 分别超过了 $160\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $115\mu\text{g}/\text{m}^3$ 和 $80\mu\text{g}/\text{m}^3$, 需要对以上风向及其对应的城市空间方位进行重点分析。风向 6 (NW to N, 西北偏北方向) 和 7 (NW, 西北方向) 的风速很小 (均低于 $1.25\text{m}/\text{s}$), 虽然风向 6 的风频较大 (7.21%), 但是其对应的污染物浓度较高的原因, 既可能是该方向上的风环境条件不佳, 也有可能是该方向上存在污染源。风向 10 (SW to W, 西南偏西方向) 和 11 (SW, 西南方向) 的风环境条件一般, 其对应的风频分别为 2.74% 和 9.58%, 但风速仅维持在 $1.5\text{m}/\text{s}$ 左右, 因此难以判断污染物浓度较高的原因是风环境条件不佳还是该方向上存在污染源。风向 12 (SW to S, 西南偏南方向) 的风频很大 (达到了 16.30%), 然而风速也仅维持在 $1.5\text{m}/\text{s}$ 左右, 同样无法判断是风环境条件不佳还是该方向上存在污染源。城市规划领域对主导风向的定义多指风频较大的风向, 然而由这部分分析可看出, 风频大的风向其对应的风速并不一定大, 而污染物扩散多取决于风速, 因此仅凭风玫瑰图判断城市上风向的常规做法有待深入探讨。

图 4 (b) 给出了夏季时段的情况, 在风向 1、6、7 和 8 时, 其对应的 PM_{10} 、 $\text{PM}_{2.5}$ 和 NO_2 分别超过了 $80\mu\text{g}/\text{m}^3$ 、 $48\mu\text{g}/\text{m}^3$ 和 $50\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。风向 1 (E, 正东方向)

的风速较大 (达到 $2.65\text{m}/\text{s}$), 污染物浓度值理应较低; 但图 4 给出的实际情况是, 该风向对应的污染物浓度值较高, 因此该城市空间方位存在显著污染源的可能性很高。风向 8 (NW to W, 西北偏西方向) 的风速和风频是最低的, 污染物浓度较高应被归因于风环境条件不佳。

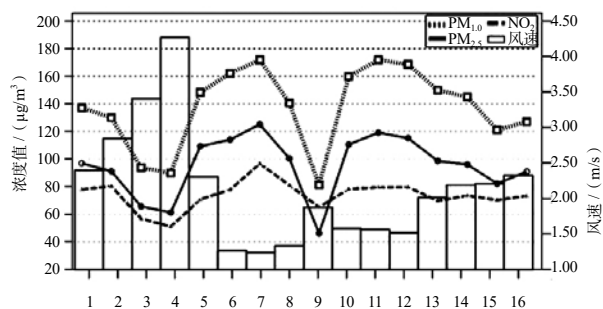
通过各风向对应的污染物浓度值, 可以看出除 16 个风向的风速和风频影响外, 16 个城市空间方位可能对成都市主城区空气污染状况的影响。结合成都当地的社会发展现状, 正东方向 (1) 对应着龙泉驿区, 集中的汽车加工产业链, 因此存在显著污染源的可能性很高; 正东方向的风速较大, 虽然不处于成都市的主导风向上, 但会对成都市的空气质量产生一定影响。西北偏北方向 (8) 对应着温江区, 该方向上的通风条件不佳, 不利于污染物扩散, 应尽量避免或疏解此方向上可能出现的污染源。

3 结论

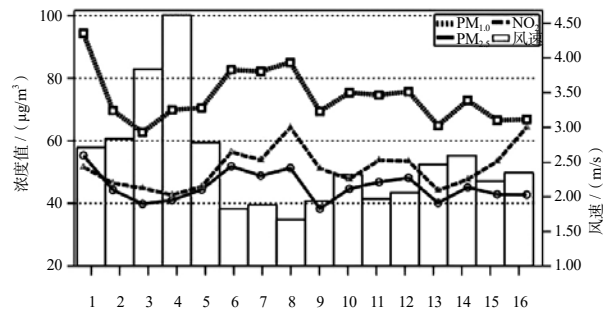
(1) 三种污染物的浓度均值在冬季月份最高、在夏季月份最低, 呈现出明显的季节变化规律。并且, 风速越大、污染物浓度越低。风速均值在 3 月高于 $1.55\text{m}/\text{s}$ 之后, 三种污染物的浓度均值开始显著下降; 而当风速均值在 8 月之后低于 $1.55\text{m}/\text{s}$ 之后, 尤其是风速均值在 10 月份降至 $1.47\text{m}/\text{s}$ 后, 三种污染物的浓度均值开始显著上升; 在风速最低的 12 月份, 三种污染物的浓度值最高。

(2) 在春季和秋季时段, 16 个风向对应的平均风速与三种污染物浓度变化的关联更密切, 三种污染物的浓度均值随着风速的增加而减小。而在冬季和夏季时段, 但在考虑风向的影响后, 仅靠风速难以解释污染物浓度的变化情况。

(3) 对成都市主城区而言, 正东方向的风速较大, 会对成都市的空气质量产生一定影响; 而正北



(a) 冬季



(b) 夏季

图 4 冬季 (a) 和夏季 (b) 时段的 16 个风向对应的污染物浓度均值

方向的风环境条件最好,属于成都市的上风向,应着力疏解或治理此方向上的污染源;西北偏北方向的通风条件不佳,不利于污染物扩散,应尽量避免或疏解此方向上可能出现的污染源。

(4)城市规划领域对主导风向的定义多指风频较大的风向,然而风频大的风向其对应的风速并不一定大,而污染物扩散多取决于风速,因此仅凭风玫瑰图判断城市上风向的常规做法有待深入探讨。

参考文献

- [1] Bangtian Zhou HS, Ye Huang, Wei Li, Han Chen, Yanyan Zhang, Shu Su, Yuanchen Chen, Nan Lin, Shaojie Zhuo, Qirui Zhong, Junfeng Liu, Bengang Li, Shu Tao. Daily variations of size-segregated ambient particulate matter in Beijing. *Environmental pollution* 2015;197:36–42.
- [2] Guoliang Shi XP, Jiayuan Liu, Yingze Tian, Danlin Song, Haoifei Yu, Yinchang Feng, Armistead G. Russell. Quantification of long-term primary and secondary source contributions to carbonaceous aerosols. *Environmental pollution* 2016;219:897–905.
- [3] Fu GQ, Xu WY, Yang RF, Li JB, Zhao CS. The distribution and trends of fog and haze in the North China Plain over the past 30 years. *Atmospheric Chemistry and Physics* 2014;14:11949–58.
- [4] Wang HCH. Haze Days in North China and the associated atmospheric circulations based on daily visibility data from 1960 to 2012. *Journal of Geophysical Research* 2015;120(12):5895–909.
- [5] Hongbo Fu JC. Formation, features and controlling strategies of severe haze-fog pollutions in China. *The Science of the total environment* 2016;578:121–38.
- [6] D. M. Westervelt LWH, V. Naik, A. P. K. Tai, A. M. Fiore, D. L. Mauzerall. Quantifying PM_{2.5}-meteorology sensitivities in a global climate model. *Atmospheric Environment* 2016;142:43–56.
- [7] Mohammed S. Alam IJK, Jianxin Yin, Christopher Stark, Alan M. Jones, Roy M. Harrison. Diurnal variability of polycyclic aromatic compound (PAC) concentrations: Relationship with meteorological conditions and inferred sources. *Atmospheric Environment* 2015;122:427–38.
- [8] Matevz Poberznik E. The effects of air mass transport, seasonality, and meteorology on pollutant levels at the Iskrba regional background station. *Atmospheric Environment* 2016;134:138–46.
- [9] Stefania Squizzato MC, Elena Innocente, Flavia Visin, Philip K. Hopke, Giancarlo Rampazzo. Urban air quality in a mid-size city- PM_{2.5} composition, sources and identification of impact areas: From local to long range contributions. *Atmospheric Research* 2017;186:51–62.
- [10] Jones AM, Harrison RM, Baker J. The wind speed dependence of the concentrations of airborne particulate matter and NO_x. *Atmospheric Environment* 2010;44:1682–90.
- [11] Carslaw D, Beevers S, Ropkins K, Bell M. Detecting and quantifying aircraft and other on-airport contributions to ambient nitrogen oxides in the vicinity of a large international airport. *Atmospheric Environment* 2006;40:5424–34.
- [12] M. Kumar ST, V. Murari, A. K. Singh, T. Banerjee. Wintertime characteristics of aerosols at middle Indo-Gangetic Plain: Impacts of regional meteorology and long range transport. *Atmospheric Environment* 2015;104:162–75.
- [13] Uria-Tellaetxe I, Carslaw DC. Conditional bivariate probability function for source identification. *Environmental Modelling & Software* 2014;59:1–9.
- [14] Grundström M, Hak C, Chen D, Hallquist M, Pleijel H. Variation and co-variation of PM₁₀, particle number concentration, NO_x and NO₂ in the urban air – Relationships with wind speed, vertical temperature gradient and weather type. *Atmospheric Environment* 2015;120:317–27.
- [15] Chen Y, Luo B, Xie S-d. Characteristics of the long-range transport dust events in Chengdu, Southwest China. *Atmospheric Environment* 2015;122:713–22.
- [16] Tan P-H, Chou C, Liang J-Y, Chou CCK, Shiu C-J. Air pollution “holiday effect” resulting from the Chinese New Year. *Atmospheric Environment* 2009;43:2114–24.

杭州 G20 峰会场馆空调系统调适实践

牛利敏, 阳 春, 宋业辉, 张世栋, 廖 滢

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘 要] 目前建筑设备系统调适作为全过程质量控制和管理手段, 在国内逐渐被大家所接受, 杭州 G20 峰会场馆空调系统的改造工程中, 基于最终效果的系统调适贯穿了设计、施工和运行阶段。调适顾问与各方建立了良好的沟通渠道和方式, 通过定期的调适例会, 调适团队对每个系统、专业的进度有了准确把握, 调适计划得以及时更新、实施, 技术难题得到及时解决, 保证了工程的质量、进度和最终效果。通过本项目可以看出调适技术可以为工程项目的全过程保驾护航, 尤其对大型重点工程项目更体现更为突出。

[关键词] 调适; 舒适度; 验证

0 前言

建筑调适, 源于欧美发达国家, 属于北美建筑行业成熟的管理和技术体系。ASHRAE 指南 1-1996 中将建筑调适定义为: “一种使得建筑各个系统在方案设计、图纸设计、安装、单机试运转、性能测试、运行和维护的整个过程中确保能够实现设计意图和满足业主的使用要求的工作程序和方法。”^[1] 我国新编《建筑节能基本术语标准》中给出了对建筑“用能系统调适”的定义, 即: 通过在设计、施工、验收和运行维护阶段的全过程监督和管理, 保证建筑能够按照设计和用户要求, 实现安全、高效的运行和控制的工作程序和方法。在相应的条文解释中指出了此处的“调适”主要包含两个含义, 首先是“调试”, 指建筑用能设备或系统安装完毕, 在投入正式运行前进行的测试与调节工作。其次是“调适”, 指建筑用能系统的优化, 与用能需求相匹配, 使之实现高效运行的过程^[2]。

在建筑用能系统中, 中央空调系统是非常重要的组成部分。G20 峰会会场为改造项目, 考虑到建设工期、实施条件及厉行节约等因素, 场馆的空调冷源均采用原有冷源系统, 部分空调机组也是在原有设备进行功能提升, 由于功能的改变必然会影响负荷需求、平衡需求的变化, 因此系统调适在其中起到非常关键的作用, 调适工作贯穿了改造设计、施工和运行阶段。

1 调适项目概况

2016 年 G20 峰会会议场所选定在杭州萧山区国际博览中心, 为满足国际会议功能需求, 对原建筑的会议功能进行拓展及完善, 增加迎宾落客区, 将原建筑会展部分改造为主会场, 附属会议区及相关配套服务功能, 设计改造区域面积约 13

万 m²。改造后主要功能区域包括: 主会议厅、城市客厅 (午宴厅)、高官宴会厅、接待大厅、新闻发布厅、各国领导人休息室、多功能厅、南连廊, 新闻中心等。

该项目调适范围主要为重点功能区域, 包括主会议厅、午宴厅、新闻发布厅、迎宾厅及前厅、多功能厅、南连廊、各国领导人休息厅。调适从设计、施工到运行阶段开展全过程调试技术咨询服务。

1.1 设计阶段

在方案设计基础上, 应用模拟软件对现有设计进行模拟校核, 并提出优化咨询方案建议, 同时对优化变更设计方案进行验证模拟分析, 最终协助甲方实现最优化建筑通风空调室内环境方案确定。

1.2 施工及运营阶段

(1) 编制空调及自控系统调试技术要求; (2) 组建调试团队, 明确调试内容、流程、方法和对调试结果的验收标准等; (3) 组织、推进调试、测试工作; (4) 负责编写调试、测试用程序和技术表格; (5) 协助解决调试过程中技术问题; (6) 审核调试总包及各分包提供的技术和成果资料; (7) 对各个阶段调试结果进行检查和验证; (8) 提供平衡调试技术指导并最终调试结果确认; (9) 提供联合调试技术指导; (10) 组织开展综合效果调试; (11) 会议期间运行保障。

2 调适项目特点

2.1 高标准需求

2016 年杭州峰会是中国首次举办 G20 峰会, 国际会议有其特殊政治属性, 设计团队匠心打造“气宇轩昂”的建筑风格征服了世界, 场馆从整体到细节融合了中国形象和气质。那么对于承载“构建创新、活力、联动、包容的世界经济”主体会议场所室内环境必然是高标准的要求, 空气品质、温度场、湿度场、风速场、噪声等必须严格满足设计的要求, 任和细节都力求完美。

收稿日期: 2018-03-13

基金项目: 基金编号 (2017YFB0604000)。

作者简介: 牛利敏 (1977—), 主要研究方向为建筑节能。

2.2 重点区域多高大空间

该项目午宴厅、主会议厅等主要功能区域均为高大空间,如主会议厅面积约 2000m²,高度 12m,城市客厅(午宴厅)面积约 2500m²,高度 23.5m,空调系统布置既要考虑不影响室内装饰风格,又要求气流组织合理,以满足室内温度场、风速场、温度梯度等要求,同时对施工和调适也提出较高的要求。



图 1 午宴厅室内景

2.3 改造项目

G20 场馆为改造项目,考虑到建设工期、实施条件及厉行节约等因素,机电系统尽量利用原有,如本项目的场馆的空调冷源均采用原有冷源系统,部分空调机组也是在原有设备进行功能提升,由于场馆功能的改变必然会影响负荷需求、平衡需求的变化,与原有系统匹配也是设计、施工、调试、运行各个阶段都需要关注的问题。

2.4 参与团队多

由于项目特殊性、复杂性,工程建设参与团队较常规项目多,仅设计团队就 5 家单位,调适涉及设计、总包、精装、分包、设备供应商、顾问团队、运营等相关团队近 20 多家单位,调适工作开展需要和各相关单位密切沟通配合。

3 调适过程及作用

3.1 协助实现重点区域最优化设计

通过对城市客厅、主会议厅、接待大厅等重点区域室内气流组织效果及热环境模拟、室内自然通风被动制冷效果模拟、室内自然通风被动制冷效果模拟,分析人员活动区内热湿环境、风速场、室内 PMV-PPD 指标等是否满足设计要求,并提供改善优化建议,最终实现各区域空调通风系统在不影响美观的前提下达到设计要求。

主会议厅经过两轮模拟优化后最终设计方案模拟结果:室内平均 PMV 值为 0.18,平均 PPD 值为 5.82,满足 ISO7730 中 A 级标准(PPD 值小于 6%,PMV 值 -0.2~+0.2)。室内温度分布较均匀,圆桌周边风速小于 0.15m/s 满足设计要求。圆桌周边空气温度分布较均匀,平均温度 22.2℃,完全满足设计要求。

3.2 促进设计、施工、设备及各专业之间的协调,确保工程进度和质量

目前国内的建筑工程管理体系内,设计、施工、监理、设备供应商等相关管理部门各施其责,存在

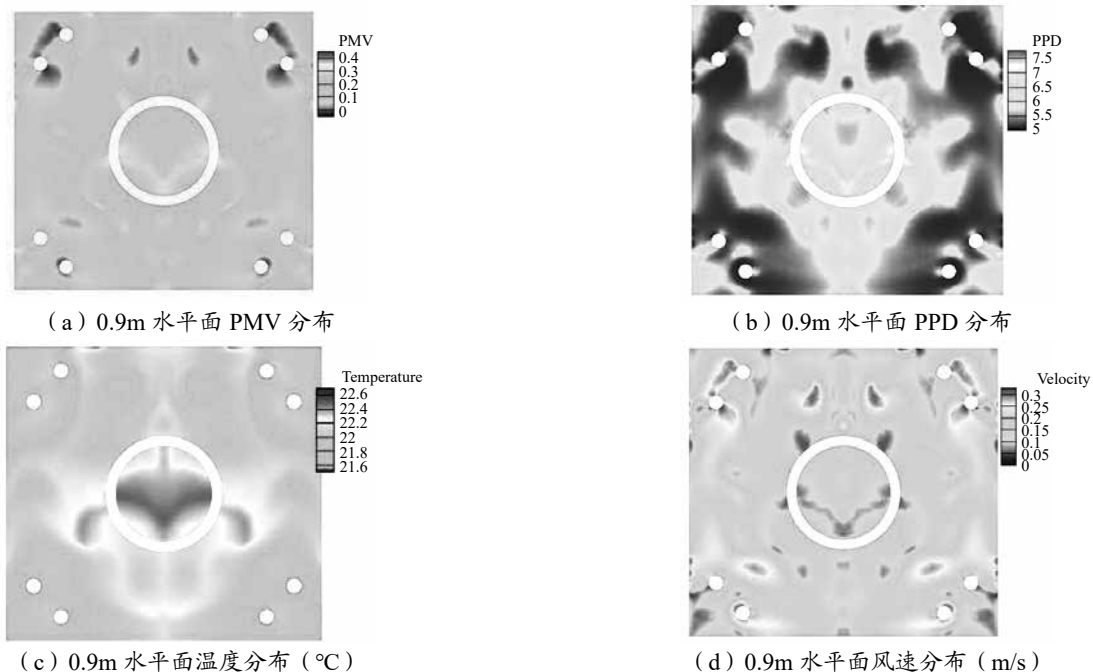


图 2 会议厅室内环境模拟结果

协调不到位和脱节现象，建设单位主要负责工程管理，一般不按专业设置技术岗位，在建设过程中缺乏对整体施工质量的把控，监理单位只在施工现场依据设计图纸和施工规范对建筑质量进行监督，但并不负责设备及其系统安装后的性能核查，导致设备、系统的性能，平衡性、效果得不到保障。

该项目通过调适团队的成绩，建立了良好的沟通渠道和方式，通过定期的调适例会，各相关单位对每个系统、专业的进度有了准确把握，调适计划得以及时更新、实施，各方面的问题及时解决，且各阶段工作成果得到及时检查和确认，避免施工过程中各方获得信息不对等，出现“踢皮球”现象，提高了团队的工作效率。如空调系统调适过程中最容易出现和自控系统脱节的现象，很多工程项目空调系统已经投入使用，自控系统调试不到位、甚至未完全安装，导致自控系统成摆设。该项目中调适团队在自控系统安装、点对点调试及与空调系统联合调适各环节都实施检查、跟踪和调试指导，确保自控系统正常使用。

3.3 施工过程中的缺陷和问题及时得到解决

鉴于项目工期紧，分包多，导致总包对施工质量把控有限，调适团队按计划在各环节进行检查和测试，确保各个系统的问题及时发现和整改，该项目在调适过程中发现的典型问题如下：

（1）风管漏风、保温不到位等问题，如图 3、图 4 等，这些问题发现后经全面排查和整改，都得到

到了彻底的解决，保障了室内空调效果；

（2）后开展工作对施工成果造成破坏问题，在综合效果调试阶段，发现主会议厅经过良好平衡调试的风系统，部分环形风口却几乎没有风或者风量很小见图 4，检查后发现，吊顶内环形送风管连接各风口的软管一半以上被穿线管严重挤压、多处被踩瘪，比较严重的占三分之一，见图 5。经过对各区域送风软管的全面检查整改，问题得到了彻底的解决。并以此为例通过调适例会明确不同专业、工种先后开展工作的交叉节点以及对破坏的责任追究，杜绝此类问题再次发生。

（3）自控系统安装不到位、漏装、位置不当等安装缺陷，空调自控系统涉及暖通和电气两个专业，需要两个专业参与人员有充分的沟通和理解，而目的现状是在设计、施工及调试各阶段两个专业均缺乏全面的沟通、协调和配合，导致空调系统要求的监测和控制装置漏装、错装、控制元件选型匹配不当等问题普遍存在，该项目自控系统在施工过程中也出现上述问题，通过调适团队高效的协调和管理，这些问题得到了全面的排查和整改，确保自控调试工作顺利开展。

3.4 技术难题得到及时解决

3.4.1 午宴厅室内温湿度效果不满足要求

改造区域使用面积拓展和功能改变，冷源系统总体负荷的增加 30% 以上，系统实测水流量只有现状设计流量 70%，各区域负荷的变化要求冷源水系

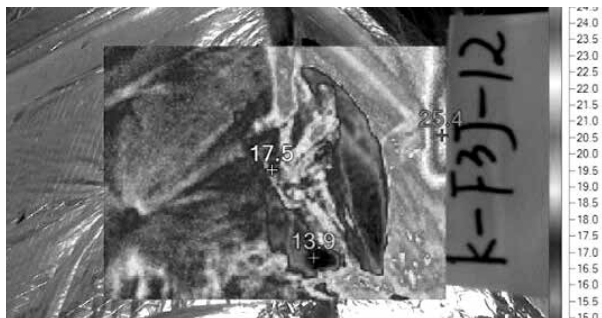


图 3 红外拍摄外表面温度（深紫色为漏风位置）

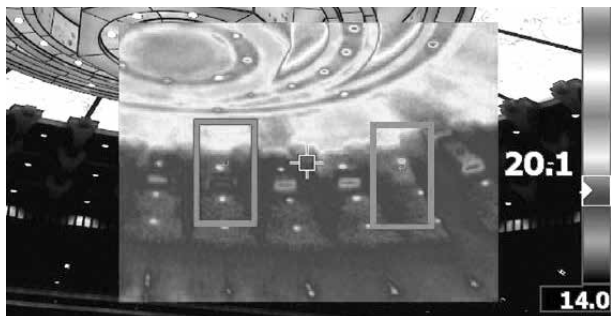


图 5 红外拍摄部分风口几乎没有冷风送出（红框内）

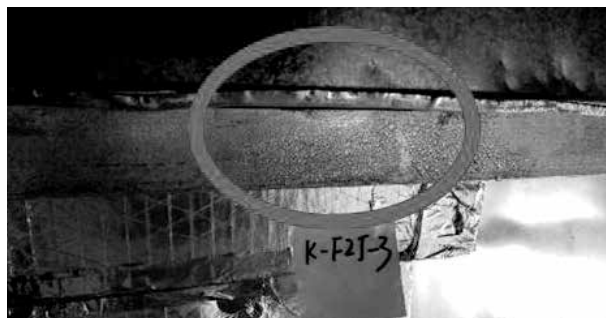


图 4 风管外保温结露



图 6 送风软管被穿线管压瘪

统重新进行水平衡调试。

调适团队对现状问题进行分析诊断,组织原设计单位、改造设计单位、总包、建设单位对该问题进行讨论,商量确定解决措施和方案,采取的措施包括:

(1) 调整、确认午宴厅支路各机组平衡阀设置正确;

(2) 对午宴厅所属冷源系统水系统进行进一步调试,考虑到会议区域的重要保障功能,逐个区域确认是否为 G20 峰会使用区域,对非使用区域空调机组的水阀采取强制关小或关断,以改善会议使用区域的水系统流量不足的问题,若午宴厅流量仍不满足要求,考虑直接从其他冷源系统引入一个支路并入午宴厅支路。

(3) 对午宴厅综合效果进行模拟测试,确保效果满足要求,在以上工作的基础上,典型工况下对午宴厅空调效果进行模拟测试,以确保室内效果满足要求。

经采取以上措施再调试后,午宴厅流量支路的流量有了很大程度的改善,基本满足设计要求,实测流量与设计比值由 45% 提高到 90%,满足规范对平衡调试的要求。调整后在典型工况对系统送风温度和室内温度场进行测试,午宴厅的送风温度可达到 15℃,工作区域室内平均温度(1.2 米高度)为 20.4℃。说明在确保流量和供水温度的条件下,午宴厅空调设备制冷能力满足负荷需求。

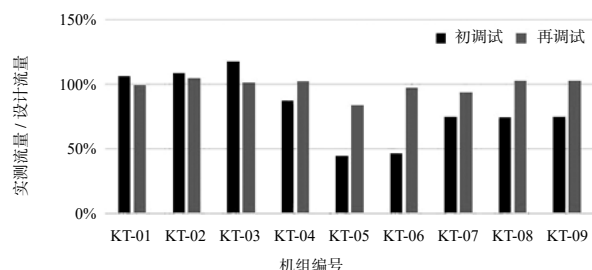


图 7 午宴厅支路水系统调试前后对比

3.4.2 会议区域冷源系统供冷能力提升

(1) 冷源品质问题解决

在进行各区域冷源综合效果调试阶段,发现会议区域冰蓄冷系统联合供冷模式供水温度最低只能达到 6.9℃,达不到设计温度 5.5℃ 的要求,通过现场逐步排查、测试诊断发现,板式换热器一次侧实测阻力达 19m,一次侧脏堵严重,清洗处理后,一次侧阻力降为 5m,二次侧出水温度可达 5.3℃。在此强调空调系统仪表的准确性非常重要,是指导运行的参考依据,而在实际项目中现场仪表尤其是压力表失准的现象十分普遍,在此次诊断过程中发现,

压力表示数偏差误导了运行团队,运行人员一再强调压力正常,给诊断设置了障碍,导致在对冷源系统做了全面的“体检”才找到“病根”所在。

(2) 局部改造补充,提高保障性

虽然会议区域的冷源品质问题得到了解决,午宴厅支路通过调试流量也达到了设计要求,考虑到国际会议高保障性及会议期间可能的需求增加、调整,以及开会期间极端天气的可能性带来的风险,经调适团队商议,确定从会展中心冷源系统引入一个支路并入会议冷源系统支路备用,提升了会议区域冷源系统供冷能力,为午宴厅良好的供冷效果提供强有力的保障。

3.4.3 主会议厅风口结露问题解决

主会议厅送风口设置环形吊顶内,虽然设计考虑了高温高湿的气候条件,采用防结露送风口,但在调试和实际运行过程中,四个方向通往主会议厅大门很难保持长时间关闭,因此主会议厅通过走廊与室外间接相通,无组织进风量大,导致主会议厅室内湿度难于达到设计要求,由于湿度偏大,室内露点温度提高,送风温度低于露点温度,造成中间环形排列的部分金属风口结露,滴落在圆桌桌面上。为了解决该问题,调试团队组织设计、运行和总包单位,对主会议厅空调系统运行模式进行调试,增加控制系统检测点击控制参数。确定会议前不同时段、会议期间系统的运行频率、控制参数、条件限定等,确保会议期间的舒适度、噪声等满足设计要求,即使在开会期间设置大面积花坛(见图 7),湿负荷增加的情况下,也未发生结露问题。



图 8 主会议厅开会期间内景

3.5 空调系统效果全面验收测试

主会议厅、午宴厅、新闻发布厅等各主要功能区域空调及控制系统经调试后,设备性能均满足设计和规范要求,控制功能正常。在典型工况下对室内温度、风速、新风量、室内空气分布特性指标、

噪声主要参数进行监测,均满足设计和使用要求,舒适度较高。主会议厅典型位置室内温度稳定,区域温差小,66个点中有61个点的有效温差值在 -1.7°C 和 1.1°C 之间,室内空气分布特性指标ADPI值为92%,舒适度较高。

4 结论

重点工程项目有其政治、历史等特殊属性,建成后多成为城市标志性建筑,如国家大剧院、奥运场馆、雁栖湖国际会议中心等,无论从外观到内在都有着高标准需求。功能特殊、机电系统复杂且高度集成,自控系统越来越重要,需要各专业之间全程密切配合,系统与系统之间才能达到完美融合。单一设备和系统的调试满足不了功能需求,从最终的效果考虑,应该多专业联合调适。

另外,我国工程建设管理体系侧重于建筑安装

质量是否符合监管,设备、系统性能缺乏保障,尤其新技术的应用、特殊要求区域的性能和效果缺乏保障。且各专业在施工、调试过程中缺乏高效的沟通,专业交叉责任不明确、不能预知过程的冲突及问题,导致问题暴露晚、错过解决时间和条件等现象。

综上,重点工程项目尤其需要引入调适管理和技术体系,着眼于最终的效果和功能,对各个过程进行监管和控制,对质量和性能进行优化,实现跨系统、跨平台的协调与协同,以共同实现重点工程项目高标准需求。

参考文献

- [1] 逢秀峰. 建筑设备与系统调适 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015:1-9.
- [2] GB/T 51140-2015, 建筑节能基本术语标准 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.

微通道换热器换热性能的模拟及实验对比研究

陈 华, 段鼎立, 赵松田

(天津商业大学, 天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134)

[摘 要] 微通道换热器在制冷系统中的使用具有很多优势。为探究微通道换热器的换热性能, 采用 Fluent 数值模拟方法对微通道换热器的流场及温度场进行模拟分析, 并通过实验验证模型准确性。结果表明, 随迎面风速的增加, 百叶窗翅片空气进出口压降增大, 这与实验测试相符合, 且随迎面风速的增大, 空气出口温度、换热量及空气侧换热系数增大; 随冷冻水进口温度的增加, 空气出口温度增加, 换热量、压降及空气侧换热系数减小。

[关键词] 微通道换热器; Fluent 数值模拟; 换热量; 空气侧换热系数

0 前言

微通道换热器与传统换热器相比具有以下优势^[1-4]: (1) 微通道换热器结构紧凑, 体积小, 节省材料; (2) 其为全铝结构, 铝合金配合涂层有效降低腐蚀, 具有良好耐腐蚀性; (3) 制冷剂充注量少, 节省制冷剂; (4) 微通道减小接触热阻, 减小圆柱绕流, 多通道换热, 换热效率高; (5) 微通道换热器通道直径减小, 耐压能力提高; (6) 空气侧阻力大大降低, 减小了风扇尺寸和风机功率。与此同时, 微通道换热器作为蒸发器使用的相关技术尚不成熟, 微通道蒸发器在使用中存在诸多问题。

Hee Joon Lee^[5] 等建立平行微通道蒸发器系统不稳定模型, 并对其进行了实验验证。Andrea Luke^[6] 对三种不同型号的微通道的粗糙程度进行分析, 得出 $D=0.45\text{mm}$ 的微通道粗糙程度参数是 $D=0.8\text{mm}$ 的两倍的结论。Paga Hrnjak^[7] 对微通道蒸发器内气液分离提出 5 方面改进方法, 分别是: 入口倾斜角度, 双入口预分离, 进口管直径, 横截面形状以及垂直管位置。Ho-Won Byun^[8] 实验研究了 R-410A 型分布的二排四通道微通道蒸发器, 质量流量由 $73\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $143\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 蒸发器换热效果由 0.4 升高到 0.6。黄翔超^[9] 为了准确预测制冷剂两相分配不均影响下的微通道蒸发器压降, 开发了新的微通道蒸发器压降模型。该模型适用于制冷剂在蒸发器进口为两相状态 (进口干度小于 0.45), 制冷剂在集流管内质流密度小于 $764\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 的条件。模型的仿真结果能较好符合制冷剂在微通道蒸发器中的流量和温度分布趋势, 并且与微通道蒸发器压降的试验数据误差小于 8%。丁国良^[10] 针对不同冷媒温度及空气露

点温度, 试验研究了微通道蒸发器的结霜性能。结果表明, 在结露工况下, 换热器压力损失和换热量绝对值变化不大, 且在试验进行 1h 后基本稳定不变, 在换热器背风面出现液体水不断疏出。

本文对微通道换热器的换热性能进行模拟及实验对比探究, 通过 Fluent 模拟以及建立微通道换热器换热性能实验台, 不考虑制冷剂侧流量分配和换热的不均匀性, 只考虑空气侧的影响因素。对比分析在不同风速及冷冻水供水温度条件下微通道换热器的换热性能, 从而为进一步分析微通道换热器换热性能做出努力。

1 试验系统

微通道换热器换热性能实验台包括: 室内及室外环境模拟室、微通道换热器、移动冷源、变频风机、数据采集系统等。变频风机由室外侧向室内侧蒸发器送风, 冷冻水由移动冷源提供, 微通道换热器换热性能实验系统如图 1 所示, 各相关设备及相应参数如表 1 所示。

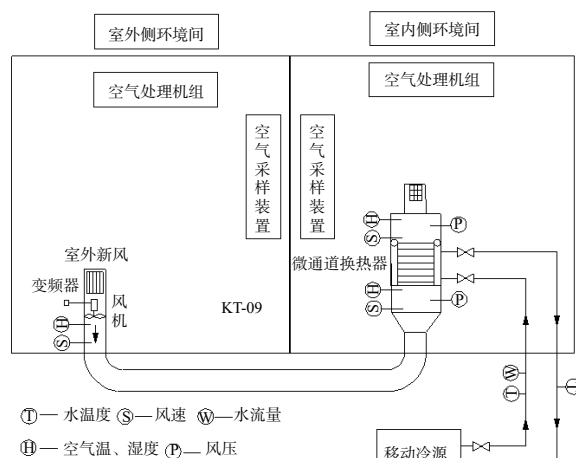


图 1 微通道换热器换热性能测试系统图

收稿日期: 2018-05-15

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 陈华 (1972—), 主要研究方向为制冷空调系统节能与优化。

表 1 各相关设备及相应参数

控制对象	尺寸或功率	控制变量	变量范围
室外环境室	4.5m×4.2m×3.0m	干球温度	30~35℃
		相对湿度	40~60%
室内环境室	4.5m×5.8m×3.0m	干球温度	26℃
		相对湿度	50%
变频风机	1.5kW	迎面风速	1.0~1.75m/s
风冷冷水机组	3kW	冷水进口温度	5~8℃
		水流量	1m³/h
微通道换热器	0.5m×0.505m×0.026m	换热量	2kW~3.5kW

此系统采用百叶窗翅片叉流微通道换热器，该微通道换热器由集流管、扁管、百叶窗翅片、入口接头及出口接头组成，材质为铝制。其中，翅片以波纹形分布，在翅片侧壁设置两组缝隙，缝隙形式为百叶窗，翅片两侧翘起，并沿气流方向断裂，不断破坏各处边界层，阻止空气边界层发展，强化空气侧换热。同时，换热器的扁管内布置数十个水利直径小于 1mm 的截面为圆形的通道。结构如图 2 所示。

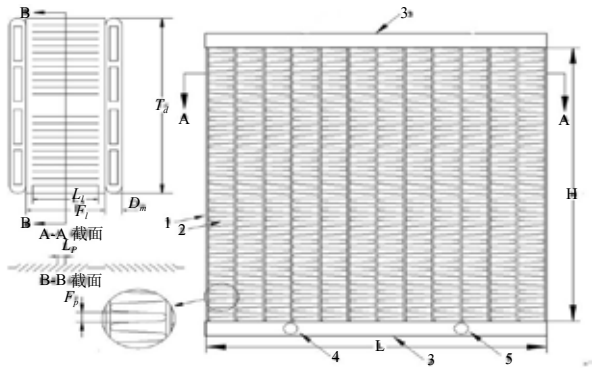


图 2 微通道换热器示意图

2 数值模拟

2.1 物理模型

由微通道换热器的结构特点及换热特性，对建立的物理模型进行简化。假设扁管间距相同，即可对一个单元体的性能进行分析。选取扁管间单元的一半作为计算区域，百叶窗翅片的计算区域及其结构参数如图 3 所示。中间剖面是对称边界条件，上、

下面是周期性的边界条件，空气匀速流入进行换热，其结构及取值如表 2 所示。

表 2 结构参数取值

结构参数名称及符号	参数值	结构参数名称及符号	参数值
翅片间距/mm, F_p	1.25	百叶窗角度/度, θ	30
翅片长度/mm, F_d	26	百叶窗宽度/mm, L_1	7
翅片厚度/mm, δ_f	0.15	扁管宽度/mm, T_d	26
翅片宽度/mm, F_1	8	扁管厚度/mm, D_m	2
百叶窗间距/mm, L_p	1.25	管间距/mm, T_p	10

2.2 数学模型

实验中干空气与水蒸气可视为理想气体，百叶窗翅片内空气流动边界层被严重破坏，扰动增加导致换热强化。翅片结构也是影响性能重要因素之一，计算性能参数应采用 j 因子和 f 因子。

选用 Chang and Wang^[11-12] 提出的关系式计算空气侧的传热因子 j 和摩擦因子 f ，然后通过 j 因子和 f 因子计算空气侧传热系数和压降。

(1) 传热因子 j 的表达式为：

$$j = Re_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_1}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (1)$$

j 因子又可表示为：

$$j = \frac{h_a}{\rho_a v_a C_{pa}} Pr^{2/3} \quad (2)$$

可以得出 h_a 的计算式如下：

$$h_a = \frac{j \rho_a v_a C_{pa}}{Pr^{2/3}} = j Re_{L_p} Pr^{1/3} \frac{\lambda}{L_p} = j \rho_a u_a C_{pa}^{1/3} \left(\frac{\lambda}{\mu_a} \right)^{2/3} \quad (3)$$

式中： h_a 为空气侧换热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)； ρ_a 为空气密度 (kg/m^3)； C_{pa} 为空气定压比热容 ($1.005 kJ/(kg \cdot K)$)； λ 为空气导热系数 ($W/(m \cdot K)$)。

(2) 摩擦因子 f 的表达式为：

$$f = f_1 f_2 f_3 \quad (4)$$

当 $150 < Re_{L_p} < 5000$ 时：

$$f_1 = 4.97 Re_{L_p}^{0.6049-1.064/\theta^{0.2}} \cdot [\ln(\sqrt{\delta_f/F_p} + 0.9)]^{-0.527} \quad (5)$$

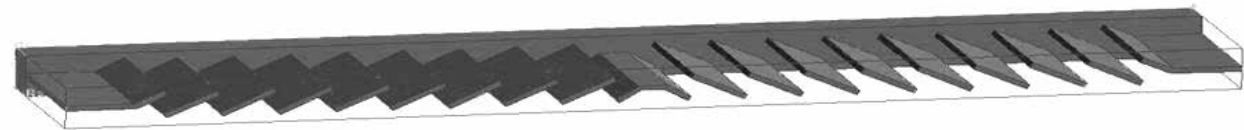


图 3a 3D 计算区域

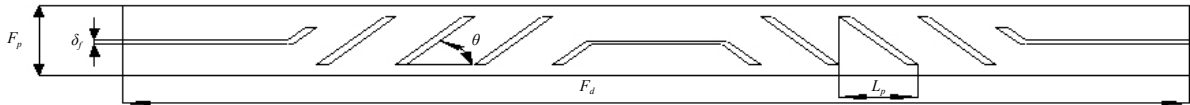


图 3b 对称面及结构参数

$$f_2 = [(D_{h,a}/L_p) \cdot \ln(0.3Re_{L_p})]^{-2.966} \cdot (F_p/L_l)^{-0.7931(T_p/T_h)} \quad (6)$$

$$f_3 = (T_p/D_m)^{-0.0446} \cdot \ln[1.2 + (L_p/F_p)^{1.4}]^{-3.553} \cdot \theta^{-0.477} \quad (7)$$

可以得出压降的计算式如下:

$$\Delta P = f \frac{A_o}{A_c} \frac{\rho_a u_c^2}{2} \quad (8)$$

式中:

$D_{h,a}$ 为换热器空气侧当量直径 (mm); A_o 为总换热表面积 (m^2); A_c 为最窄的流通面大小 (m^2); u_c 为最窄截面处风速 (m/s)。

2.3 边界条件及计算方法

边界条件可以假设如下:

- (1) 入口: 速度为均匀来流, $u = u_a$, T_{in} = 常数;
- (2) 出口: 边界条件设置为自由出流;
- (3) 扁管为第 1 类边界条件 T_w = 常数;
- (4) 扁管、翅片和空气间为耦合边界条件;
- (5) 中间剖面为对称性边界;
- (6) 上、下两个平面为周期性边界;

本研究涉及的流动问题属于低速、不可压流体流动, 因此选择求解方式为压力基求解。数值模拟中, 计算模型为三维稳态层流不可压流动, 算法采用 PISO 算法, 对流项采用的差分格式为一阶迎风差分格式。计算收敛的标准为: 连续性方程和动量方程, 收敛系数为 10^{-3} , 能量方程收敛系数是 10^{-6} 。

2.4 流场分析

图 4 和图 5 为不同迎面风速下百叶窗翅片速度分布及压力分布。如图, 大部分空气从百叶窗之间穿过, 剩余空气从翅片之间的微小缝隙穿过。因为百叶窗壁面的粘性, 百叶窗壁面空气流速很小, 而百叶窗之间空气流速很高, 所以换热系数提高。其次,

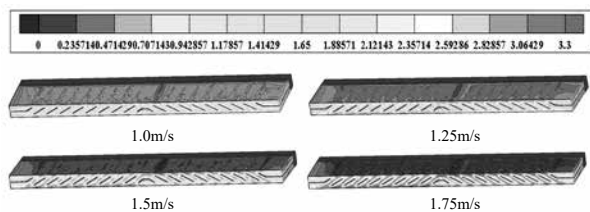


图 4 不同迎面风速时的速度分布

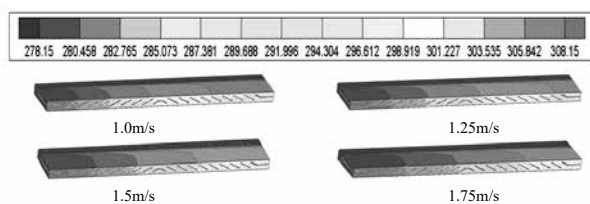


图 6 不同迎面风速时的温度分布

空气出口速度大于入口速度, 且流速在百叶窗翅片的中间位置最大。

从入口开始, 百叶窗翅片空气侧压力沿流向逐渐降低, 压力横向分布均匀, 由边界层理论, 百叶窗壁面附近的压力值小。随迎面风速的增加, 百叶窗翅片空气侧整体平均流速及空气进出口压降均增大。

2.5 温度场分析

图 6 和 7 为不同迎面风速和冷冻水进口温度下百叶窗翅片的温度分布。如图所示, 空气温度沿流动方向逐渐降低, 在同一流进深度下, 扁管处的空气温度最低, 对称面的温度最高。迎面风速为 1.0m/s 时, 前半段的温降为 8.3°C, 后半段的温降为 3.2°C; 迎面风速为 1.5m/s 时, 前半段的温降为 6.8°C, 后半段的温降为 3.0°C。可知, 空气温度在前半段下降较快, 故换热主要发生在前半部分。

3 实验数据分析

3.1 迎面风速对换热性能的影响

设定空气进口温度为 35°C, 相对湿度 60%, 冷冻水进口温度为 5°C。实验测试不同迎面风速条件下, 微通道换热器的换热性能, 此时不考虑结露对于换热器换热性能的影响, 如图 8~图 9 所示。

图 8 为空气出口温度及换热量随迎面风速的变化。如图所示, 随迎面风速的增大, 空气出口温度及换热量增加。迎面风速增加 0.75m/s, 空气出口温度增加 15.8%, 换热量增加 22.6%。分析知: 迎风面积不变, 迎面风速增大, 空气质量流量增大, 一部分风量没有经过充分换热甚至没有换热就流过微通道换热器, 故空气出口温度升高。迎面风速增大, 空气侧百叶窗翅片壁面空气边界层扰动增强, 使换热得以强化, 进而增大空气侧换热系数, 因此换热

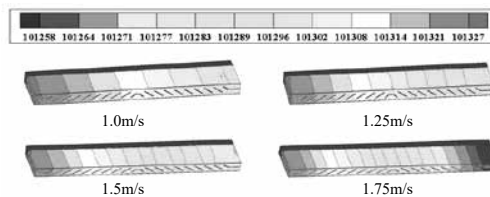


图 5 不同迎面风速时的压力分布

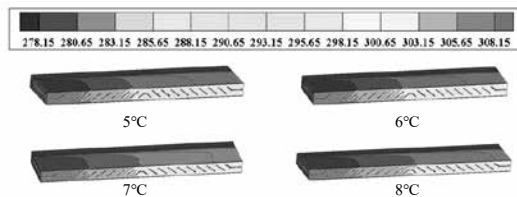


图 7 不同冷冻水进口温度时的温度分布

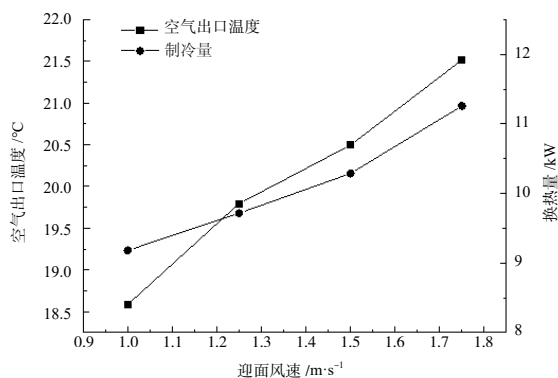


图 8 空气出口温度及换热量随迎面风速的变化

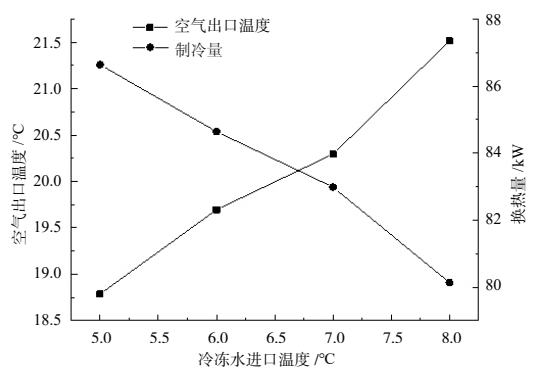


图 10 空气出口温度及换热量随冷冻水进口温度的变化

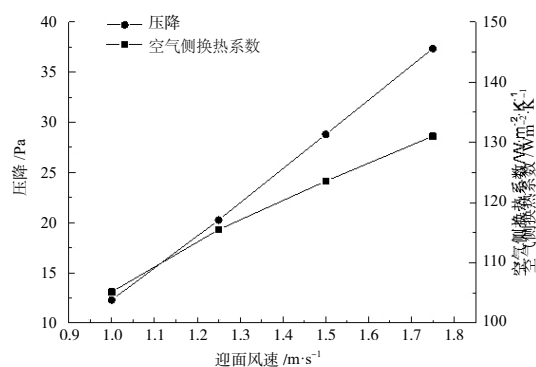


图 9 压降及空气侧换热系数随迎面风速的变化

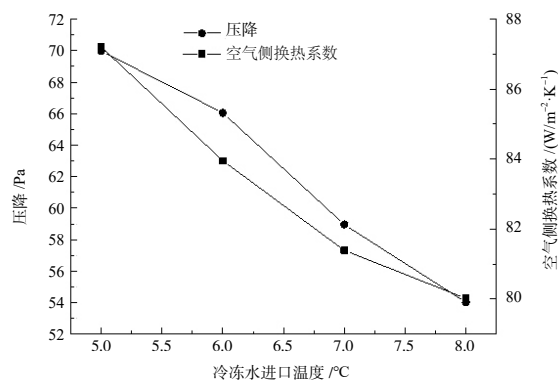


图 11 压降及空气侧换热系数随冷冻水进口温度的变化

量增大。

图 9 为压降及空气侧换热系数随迎面风速的变化。如图所示,随迎面风速的增大,压降及空气侧换热系数增大。迎面风速增加 0.75m/s ,压降增加 203.6% ,空气侧换热系数增加 24.6% 。分析知:迎面风速增大,空气流动阻力增大,因此空气侧压降的增大。

3.2 冷冻水进口温度对换热性能的影响

设定空气进口温度为 35°C ,相对湿度 60% ,迎面风速为 1.5m/s 。实验测试不同冷冻水进口温度条件下,微通道换热器的换热性能,此时重点考虑结露初期之前的换热器换热性能,如图 10~图 11 所示。

图 10 为空气出口温度及换热量随冷冻水进口温度的变化。如图所示,随冷冻水进口温度的增加,空气出口温度增加,换热量降低。冷冻水进口温度增加 3°C ,空气出口温度约升高 2.7°C ,换热量约降低 7.2kW 。分析知:冷冻水进口温度升高,蒸发器壁面平均温度升高,进口空气与换热器壁面温差降低,因此空气出口温度升高,换热量降低。

图 11 为压降及空气侧换热系数随冷冻水进口温度的变化。如图所示,随冷冻水进口温度的增加,压降及空气侧换热系数减小。冷冻水进口温度增加

3°C ,压降约减小 15.9Pa ,降幅为 22.8% ,空气侧换热系数约减小 $6.5\text{W/m}^2\cdot\text{K}^{-1}$,降幅为 7.5% 。分析知:冷冻水进口温度升高,空气侧结露速率降低,蒸发器表面凝水量减少,流动阻力减小,相变对强化换热的作用削弱,因此,压降减小,空气侧换热系数降低。

4 结论

对微通道换热器换热性能进行模拟及实验分析,得到以下结论:

(1) 随迎面风速的增加,百叶窗翅片空气侧整体平均流速及空气进出口压降均增大。空气温度沿流动方向逐渐降低,在同一流进深度的情况下,靠近扁管处的空气温度最低,而对称面的温度最高,且空气温度在前半段下降较快,因此换热主要发生在前半部分。

(2) 随迎面风速的增大,空气出口温度、压降、空气侧换热系数及换热量都增加。迎面风速增加 0.75m/s ,空气出口温度增加 15.8% ,压降增加 203.6% ,空气侧换热系数增加 24.6% ,换热量增加 22.6% 。

(3) 随冷冻水进口温度的增加,空气出口温度不断增加,压降、空气侧换热系数及换热量都降

低。冷冻水进口温度增加 3°C , 空气出口温度约升高 2.7°C , 压降约减小 15.9Pa , 空气侧换热系数约减小 $6.5\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^{-1}$, 换热量约降低 7.2kW 。

参考文献

- [1] 张会勇, 李俊明, 王补宣. 微通道换热器在家用空调中的应用 [J]. 暖通空调, 2009, 39(9): 80–85.
- [2] 梁媛媛, 徐博, 陈江平. 结霜工况下平行流换热器的换热性能 [J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(4): 674–678.
- [3] 丁汉新, 王利, 任能. 微通道换热器及其在制冷空调领域的应用前景 [J]. 制冷与空调, 2011, 11(4): 111–115, 110.
- [4] 王瑞星, 刘斌, 申志远, 等. 单流程蒸发器表面温度场均匀性的影响因素研究 [J]. 流体机械, 2015, 43(1): 57–62.
- [5] Hee Joon Lee, Shi-chune Yao. System instability of evaporative micro-channels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010(53): 1731–1739.
- [6] Andrea Luke, Hannes Struebing, Bjoern C.F. Mueller, Analysis of the topography of microchannels with different sizes, Applied Thermal Engineering, 2011(31): 619–626.
- [7] Hanfei Tuo, Pega Hrnjak. Enhancement of vapor-liquid separation in vertical impact T-junctions for vapor compression systems with flash gas bypass, International Journal of Refrigeration, 2014(40): 43–50.
- [8] Ho-Won Byun, Nae-Hyun Kim. Two-phase refrigerant distribution in a two row/four pass parallel flow minichannel heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science, 2016(77): 10–27.
- [9] 黄翔超. 考虑制冷剂两相分配不均的微通道换热器压降模型 [J/OL]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 156–161.
- [10] 盛伟, 刘鹏鹏, 丁国良. 微通道换热器结霜性能的试验研究 [J]. 流体机械, 2017, 45(01): 60–65.
- [11] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Heat Mass Transfer, 1997, (40): 533–544.
- [12] Chang Y J, Hsu K C, Lin Y T, Wang C C. A generalized friction correlation for louver fin geometry, International Journal of Heat Mass Transfer, 2000(43): 2237–2243.

天津市公共建筑能耗调研及节能措施分析

马洪亭¹, 李琛¹, 马硕², 赖俊文¹, 李子豪¹

(1. 天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350; 2. 天津商业大学机械学院, 天津 3001341)

[摘要] 通过现场调研与资料收集, 掌握了天津市 53 家公共建筑的基本信息与能耗数据。本文首先归纳并统计天津市 53 家公共建筑的功能种类, 用能种类及冷热源形式; 随后通过折标准煤系数计算出各家公共建筑的当量值标准煤总能耗, 并通过 SPSS 软件绘制箱形图, 从而直观反映不同类别公共建筑在用能人数、总能耗、单位建筑面积能耗这三项参数上的差异并分析相应原因; 之后通过对比两所学校类公共建筑的案例, 分析冷热源形式等因素对于公共建筑能耗的影响; 最后针对本次公共建筑调研中发现的若干共性问题, 提出一些管理类或技术类的节能建议。

[关键词] 公共建筑; 建筑能耗; 调研; 节能

0 引言

随着我国经济的飞速发展、城市化进程的加快, 建筑行业也是日新月异。然而, 建筑行业的突飞猛进使得我国的建筑总量不断增长, 因此带来了巨大的建筑能耗。在我国, 建筑能耗、工业能耗与交通能耗已然构成能源消耗的三大来源^[1]。数据显示, 我国既有建筑总量约为 460 亿 m², 且每年仍以 20 亿 m² 左右的速度在增长^[2], 建筑能耗已约占全社会终端能耗的 28.5%^[3]。而在建筑能耗中, 暖通空调专业所涉及到的采暖、通风和空气调节则占到了建筑能耗的 30%~50% 左右^[4], 节能潜力巨大。

为了解天津市公共建筑用能水平及能源管理现状, 我们对天津市 57 家公共建筑开展了能源审计工作, 通过现场调研与资料收集, 掌握了各公共建筑的基本信息与能耗数据。排除数据资料不全或者偏差较大的 4 家单位, 本文将对其余 53 家公共建筑的能耗数据进行统计、对比与分析。

1 天津市 53 家公共建筑概况

1.1 天津市 53 家公共建筑种类

本文所统计的天津市 53 家公共建筑的种类包括: 办公建筑、学校、医院、剧院、博物馆。其中办公建筑有 27 家, 数量最多, 占样本容量的 50.94%; 学校与医院的数量分别为 12 家与 11 家, 各占样本容量的 22.64% 与 20.75%; 余下还有剧院 2 家, 博物馆 1 家。

1.2 天津市 53 家公共建筑用能种类

通过现场调研及对数据资料进行统计, 发现天津市公共建筑用能种类主要有: 电能、天然气、汽油、柴油、煤炭、市政热力、自来水、醇基燃料等。所调研的公共建筑均使用了电能与自来水, 电能主要用于

空调系统、照明系统、供暖系统、生活用水系统、办公设备等, 而自来水主要用于生活用水系统、锅炉房及绿化等; 64.15% 的公共建筑使用了汽油, 主要用于车辆; 56.60% 的公共建筑使用了天然气, 主要用于燃气锅炉、直燃机等冷热源或食堂; 52.83% 的公共建筑使用了市政热力作为冬季采暖的方式, 这也体现了集中供热在我国北方地区冬季采暖中的重要地位。

1.3 天津市 53 家公共建筑冷热源形式

经过统计, 53 家公共建筑的冷源形式主要有: 分体空调、多联机、冷水机组、直燃机、地源热泵、风冷热泵机组等, 比例图如下:

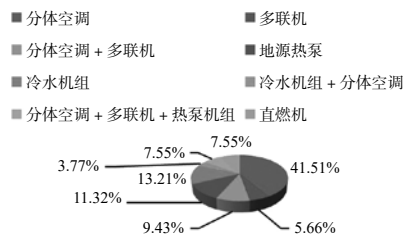


图 1 冷源形式比例图

由图 1 可知, 在所调研建筑中, 分体空调是最常用的冷源形式, 占到样本容量的 41.51%, 冷水机组次之, 占到 13.21%。

经过统计, 53 家公共建筑的热源形式主要有: 市政热力、地源热泵、直燃机、燃煤锅炉、燃气锅炉等, 比例图如下:

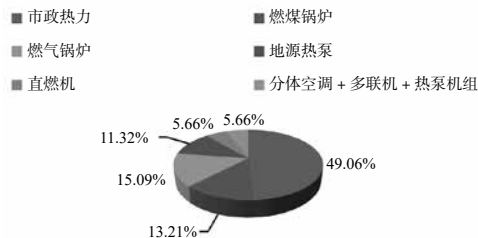


图 2 热源形式比例图

收稿日期: 2018-05-30

作者简介: 马洪亭 (1964—), 主要研究方向为建筑能源审计与节能技术研究。

由图 2 可知,在所调研建筑中,市政热力是最常用的热源形式,占到样本容量的 49.06%,燃煤锅炉次之,占到 13.21%。由此可见,天津市仍有相当一部分公共建筑使用燃煤锅炉作为热源,燃煤锅炉是烟尘、 SO_2 、 NO_x 等大气污染物的主要排放源^[5],是治理北方冬季雾霾亟待解决的问题。据有关学者计算,2013~2017 年间,北京市“煤改电”工程共节能 9.357 万吨标准煤/年,协同减排 SO_2 2.056 万吨/年, NO_x 0.021 万吨/年^[6]。积极响应“宜气则气,宜电则电,加快提高清洁供暖比重”的政策,对于天津市公共建筑的节能减排有显著意义。

2 公共建筑能耗情况对比

2.1 箱形图

箱形图是一种用作显示一组数据分散情况的统计图,它能显示一组数据的最大值、最小值、中位数及上下四分位数。中位数具有不受极端数据影响的稳健性质,是指将统计总体当中的各个变量值按大小顺序排列起来,形成一个数列,处于变量数列中间位置的变量值。由于样本中存在一些极大或极小的极端数据,故本节将通过 SPSS 统计软件录入公共建筑的能耗数据并绘制箱形图,通过观察中位数以对比、分析公共建筑的能耗状况。

2.2 对比内容

由于剧院和博物馆的样本容量过小,误差较大,本节将不把此二类公共建筑纳入对比分析的范畴之内。

本节将用能人数、总能耗、单位建筑面积能耗这三项参数按照办公建筑、学校、医院三类进行对比分析,通过箱形图直观显示出差异,并分析相应原因。

2.2.1 用能人数

办公建筑、学校、医院的用能人数箱形图如图 3 所示。

由图 3 可知,医院、学校、办公建筑的用能人数中位数分别为 1654、1234、142。其中医院的用能人数中位数比学校高出 34.04%,医院、学校的用

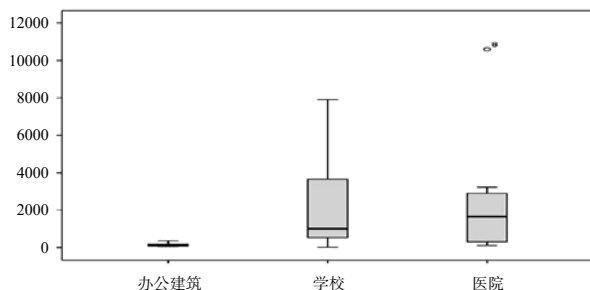


图 3 公共建筑用能人数箱形图

能人数中位数均远大于办公建筑,原因有如下两点:

(1) 用能人数由常驻机构人数与流动人数共同构成。医院具有诊所部门多、医疗需求大等特点,常驻机构人数与流动人数均高于其他类公共建筑。

(2) 办公建筑常驻机构人数远小于学校与医院,人员流动也较少,故用能人数较少。

2.2.2 总能耗

为了便于计算和比较总能耗,本节采用 GB/T 2589—2008 综合能耗计算通则^[7]中的折标准煤系数将不同种类能源的消耗量都折算成当量值标准煤,相加求和得到各公共建筑的当量值标准煤总能耗,箱形图如图 4 所示。

由图 4 可知,医院、学校、办公建筑的总能耗中位数分别为 880.37、536.73、181.84。其中医院的总能耗中位数比学校高出 64.02%,医院、学校的总能耗中位数均远大于办公建筑。

医院是功能复杂,影响范围广泛的综合建筑^[8]。

医院总能耗中位数最高的原因主要有以下几点:

(1) 医院的用能人数高于其他两类公共建筑;

(2) 医院对于室内环境的洁净与舒适要求较其他两类建筑更高,暖通空调系统能耗更大;

(3) 先进的医疗设备及照明系统大幅提高了耗电量。

学校与办公类公共建筑的能耗皆由暖通空调系统、照明系统、办公设备等构成,主要区别在于学校的用能人数较办公类公共建筑更多,故总能耗更高。

2.2.3 单位建筑面积能耗

单位建筑面积能耗是一个衡量建筑节能效益的指标,其计算公式为:

$$q = W/S$$

q 为单位建筑面积能耗 ($\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a}$); W 为建筑总能耗 (kgce); S 为建筑面积 (m^2)。

通过计算,发现在所调研建筑中,学校类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 4.32~31.39($\text{kgce}/$

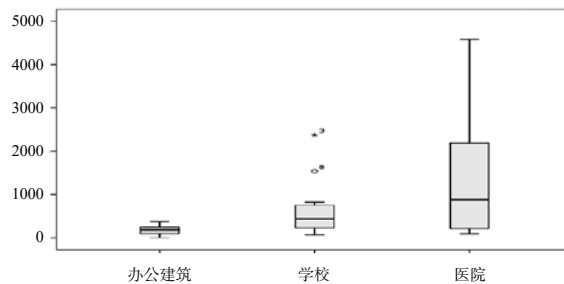


图 4 公共建筑总能耗箱形图

$\text{m}^2 \cdot \text{a}$), 其中位数为 $18.96(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$; 办公类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 $2.48 \sim 107.22(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 其中位数为 $33.02(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$; 医院类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 $16.56 \sim 305.24(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$, 其中位数为 $48.13(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$ 。医院类公共建筑单位建筑面积能耗中位数比学校高出 153.85% , 比办公建筑高出 45.76% , 节能潜力最大。

3 两所学校类公共建筑的对比

上节将所调研建筑按照功能种类分类, 并对公共建筑能耗状况进行了对比与分析。本节将挑选出同为学校的两所公共建筑作为案例, 分析冷热源形式等因素对于公共建筑能耗的影响。

表 1 信息对比表

	学校 A	学校 B
建筑面积 / m^2	29702	27124
用能人数	1459	1009
竣工年代	2011	1993
电耗 / (万 $\text{kW} \cdot \text{h}$)	246.89	114.04
天然气耗 / m^3	8700	4440
市政热力 / GJ	0	19893
总能耗 / tce	315.03	826.57
电耗占比 /%	96.32	16.96
热力耗占比 /%	0.00	82.12
单位建筑面积能耗 / $(\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a})$	10.61	30.47
建筑结构类型	钢筋混凝土框架结构	砖混结构
冷热源	地源热泵	分体空调 + 市政热力
屋面及外墙有无保温	有	无
玻璃类型	中空玻璃	普通玻璃

由上表可知, 学校 A 的建筑面积比学校 B 高出 9.50% , 用能人数比学校 B 多出 44.60% , 但总能耗却比学校 B 低 61.89% 。通过两所学校数据的对比, 认为主要原因有如下几点:

(1) 学校 A 使用地源热泵代替了传统的冷热源, 地源热泵是采用输入少量的高位能, 实现从浅层地能向高位热能转移的热泵空调系统^[9], 具有环保、高效、节能等优点。虽然学校 A 由于冬夏两季均使用地源热泵作为暖通空调系统的冷热源, 耗电量比学校 B 高出 116.49% , 但缺无需再消耗市政热力, 折算后总能耗更小。

(2) 学校 A 的建筑结构类型为钢筋混凝土框架结构, 而学校 B 为砖混结构。钢筋混凝土的导热系数约为 $1.54\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 建筑用砖的导热系数约为 $0.69\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ^[10], 故使用砖混结构的公共建筑保温性能更好。但学校 A 的屋面及外墙均附加了保温材料, 保温材料具有导热系数小、蓄热系数大的特性, 从而加强了围护结构的保温隔热效果, 降低了建筑能耗。

(3) 学校 A 使用中空玻璃, 而学校 B 使用普通

玻璃。在 20°C 下, 空气的导热系数为 $0.026\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 而普通玻璃板的导热系数为 $0.76\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 其比值为 $1:29$ ^[11]。中空玻璃将两片 (或多片) 玻璃与密封条粘接、密封, 中间充入干燥空气, 从而提高中空玻璃的热阻, 起到良好的隔热效果, 利于建筑节能。

4 公共建筑节能潜力分析

通过本次调研, 发现天津市公共建筑在能源管理及利用等方面存在一些共性问题, 可采取一些管理类与技术类节能措施来进一步降低建筑能耗, 挖掘节能潜力, 包括:

(1) 制定能源消费定额与考核办法, 通过节奖超罚使好的制度落到实处, 提高能源管理水平。

(2) 对能源管理人员和运行人员进行定期培训, 提高业务素质和技能, 并争取做到能源管理人员和操作人员持证上岗。

(3) 对空调系统、办公用电 (包括照明和插座)、综合服务系统等主要用能系统的能源资源消耗量进行分项计量, 探寻节能潜力较大的系统。

(4) 对循环水泵加装变频器, 通过调节转速来调节水泵流量, 避免阀门节流过程的能量损失。由于水泵功耗与转速的三次方成正比, 所以通过调节水泵转速来调节流量具有显著的节电效果。

(5) 定期对分体空调、VRV 室内机过滤网进行清洗, 加强换热效果和循环风流动, 减少能耗。

(6) 在满足冬季采暖和夏季空调室内舒适度的情况下, 运行人员应能够根据气候变化情况适当调低或调高热泵的出水温度, 通过优化运行管理, 提高机组的性能系数, 降低电能消耗。

5 结论

(1) 天津市公共建筑用能种类主要有: 电能、天然气、汽油、柴油、煤炭、市政热力、自来水、醇基燃料等。所调研的 53 家公共建筑均使用了电能与自来水, 56.60% 的公共建筑使用了天然气, 52.83% 的公共建筑使用了市政热力。

(2) 在所调研 53 家公共建筑中, 分体空调是最常用的冷源形式, 占比 41.51% ; 市政热力是最常用的热源形式, 占比 49.06% 。

(3) 在所调研 53 家公共建筑中, 医院、学校、办公建筑的用能人数中位数分别为 1654, 1234, 142。其中医院的用能人数中位数比学校高出 34.04% , 医院、学校的用能人数中位数均远大于办公建筑; 医院、学校、办公建筑的总能耗中位数分别为 880.37, 536.73, 181.84。其中医院的总能耗中位数比学校高出 64.02% , 医院、学校的总能耗中位数均远大于办公建筑。主要原因在于医院常驻机构人数与流动人数均较多且功能较为复杂, 而办公建

筑常驻机构人数与流动人数均较少。

(4) 学校类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 $4.32\sim 31.39(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$, 其中位数为 $18.96(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$; 办公类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 $2.48\sim 107.22(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$, 其中位数为 $33.02(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$; 医院类公共建筑单位建筑面积能耗分布范围为 $16.56\sim 305.24(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$, 其中位数为 $48.13(\text{kgce}/\text{m}^2\cdot\text{a})$ 。医院类公共建筑单位建筑面积能耗中位数比学校高出 153.85%, 比办公建筑高出 45.76%, 节能潜力最大。

(5) 在两家学校类公共建筑的对比案例中, 学校 A 的建筑面积比学校 B 高出 9.50%, 用能人数比学校 B 多出 44.60%, 却因使用了地源热泵替代分体空调与市政热力的冷热源组合、屋面及外墙均附加保温材料、使用了中空玻璃替代普通玻璃, 总能耗比学校 B 低 61.89%。

(6) 天津市公共建筑仍有较大节能潜力, 可通过设立奖惩机制、定期培训运行人员、实施分项计量、水泵加装变频器、清洗空调室内机过滤网、优化热泵机组运行策略等措施进一步降低建筑能耗。

参考文献

[1] 付祺. 我国建筑能耗状况及有效的节能途径 [J].

建筑技术开发, 2017, 44(01): 150-151.

[2] 王清勤, 朱荣鑫. 暖通空调 [J]. 建设科技, 2016(24): 18-20.

[3] 高建丽, 楼佳熙. 建筑能耗调查统计及分析 [J]. 能源研究与利用, 2015(05): 48-49+52.

[4] 费良旭, 张磊, 孟庆林. 海南地区既有建筑节能现状调研分析 [J]. 建筑科学, 2013, 29(06): 17-22+66.

[5] 师雁, 杨明, 陈永祥, 曾兰珍. 燃煤锅炉节能减排技术研究 [J]. 化工管理, 2017(20): 224.

[6] 邢有凯. 北京市“煤改电”工程对大气污染物和温室气体的协同减排效果核算 [A]. 中国环境科学学会. 2016 中国环境科学学会学术年会论文集 (第三卷) [C]. 中国环境科学学会, 2016: 6.

[7] GB/T 2589-2008, 综合能耗计算通则 [S]

[8] 刘丽莹, 付祥钊. 医院建筑用能模式及能耗评价指标研究现状 [J]. 建筑节能, 2014, 42(10): 90-94.

[9] 武瞳, 刘钰莹, 董喆, 方莹, 刘益才. 地源热泵的研究与应用现状 [J]. 制冷技术, 2014, 34(04): 71-75.

[10] 黄善波, 张克舫. 传热学 [M]. 东营: 中国石油大学出版社, 2013.5

[11] 童树庭, 冯晓云. 中空玻璃的传热特性及其影响因素 [J]. 建筑材料学报, 2004(01): 52-57.

严寒地区近零能耗建筑围护结构性能参数设计优化研究

冯国会, 迟丹丹, 徐小龙, 窦宝月, 王悦

(沈阳建筑大学市政与环境工程学院, 辽宁沈阳 110168)

[摘要] 近零能耗建筑设计阶段墙体和屋顶的保温厚度、窗户的热工性能、以及窗墙比 (WWR) 是影响建筑全年运行能耗和全生命周期经济费用 (LCC) 的关键, 针对这些性能参数进行设计优化是实现近零能耗目标的重要途径。本文以沈阳建筑大学近零能耗居住建筑示范中心为研究平台, 先后采用单目标单变量、双目标多变量的优化方法, 通过对 EnergyPlus 能耗模拟结果以及 LCC 计算结果的分析, 分别研究了围护结构保温厚度、窗户的热工性能对严寒地区近零能耗居住建筑能耗的影响, 以及围护结构保温厚度、窗户的热工性能、WWR 不同组合方案对严寒地区近零能耗居住建筑能耗和 LCC 的影响。结果表明: 外墙保温厚度为 320mm、屋面保温厚度为 260mm、窗户为 B 品牌 PAS125、窗墙比为 12.5%。

[关键词] 近零能耗建筑; 围护结构; 设计优化

0 引言

近零能耗建筑过去五年在推广方面发展很快, 《住房城乡建设事业“十三五”规划纲要》中指出: “在不同气候区尽快建设一批超低能耗或近零能耗建筑示范工程, 发挥建筑能效提升标杆引领作用”。在发展近零能耗建筑的进程中, 各个国家对“近零能耗建筑”的定义和称谓不同, 采用的路线和体系也不尽相同, 各国都在寻找适合本国的近零能耗建筑技术体系和优化路径。我国近零能耗建筑技术起步较晚, 尚处于起步示范阶段, 需要根据近零能耗建筑性能参数的研究和结论来建立和完善符合中国国情的近零能耗建筑技术体系, 而围护结构的性能则是决定近零能耗建筑是否达到“近零能耗”这一目标的源头。关于建筑围护结构的节能设计, 前人做了大量研究。

其中, Eike Musall^[1] 等的研究表明高性能保温结构、热泵技术和太阳能热水系统在被动式住房中应用较多, 其次是自然采光、遮阳系统以及被动通风等被动式技术。Chvatal^[2] 等人研究了围护结构保温层厚度的增加对夏季空调能耗的影响, 研究表明若围护结构保温层厚度增加, 要避免夏季室内空调能耗的增加就有必要控制建筑日射得热以及室内热源散热的强度。Daouas^[3] 等人从节能量以及投资回收期的角度研究了在突尼斯气候条件

下, 不同朝向的建筑围护结构保温的最佳厚度, 并且确定了该最佳厚度所对应的建筑节能量以及围护结构保温的投资回收期。Martin Thalfeldt 等^[4] 研究了寒冷地区 Estoni 近零能耗建筑围护结构的设计优化, 最终得出能效和经济性双优的方案为保温厚度 200mm, 三层 Low-E 玻璃东、南、西窗墙比 23.9%, 北向窗墙比 37.5%。窗体传热系数越小能耗越低, 并且供冷能耗主导着能耗需求。龚新智^[5] 将中国依据气候条件分为 7 个区域, 使用正交法和列表法以能耗为目标函数得到 7 种被动技术措施适用的优先性排序, 指出除了夏热冬暖地区, 屋顶保温厚度、外墙保温厚度对能耗的影响分别占到 70% 和 10%, 应优先考虑。

以上大量的研究进一步证明了围护结构对于建筑节能的重要性, 但大都是以能耗为目标进行的各参数设计优化, 而在近零能耗建筑的发展过程中, 性能化设计原则不只强调单一因素的节能设计优化, 还应考虑综合的设计方案以及优化方案所带来的节能效益和经济效益, 关于这方面的研究还较少。所以, 本文研究了外墙和屋面保温厚度、外窗及其窗墙比对严寒地区近零能耗居住建筑能耗以及全生命周期经济费用的影响, 并对各性能参数及其组合方案进行优化选择。

1 建立模型

本文以沈阳建筑大学近零能耗居住建筑示范中心为研究平台, 在此基础上用 EnergyPlus 进行能耗模拟, 主体结构为钢框架 + 现浇聚苯颗粒泡沫混凝土墙体, 主体 H 型钢结构, 为平屋顶, 体形系数为 0.54, 建筑尺寸长 × 宽 × 高为 18m × 8.4m × 6.9m, 共两层, 总面积为 302.4m²。其中该建筑围护结构热工

收稿日期: 2018-06-28

基金项目: 国家十三五重点研发计划项目 (2017YFC0702600)。

作者简介: 冯国会 (1964—), 主要研究方向为相变储能理论与技术、供热空调节能技术、建筑环境保障技术等方面的研究。

性能如表 1 所示。EnergyPlus 基于热工区域（Thermal Zone）模拟建筑能耗。由于本研究对象是以能耗为目标的近零能耗建筑，不进行个别房间的具体深入研究，所以在建模的时候，将相同功能的房间（卧室、卫生间和楼梯间）设为一个热工区域，其他功能房间分别设置不同的热工区域，如图 1 所示，建筑模型中共有九个热工区域，不同的热工区域颜色各不相同，其中楼梯间以及机房统一不进行供热制冷，因此设置为非空调区域，剩余热分区均为空调区域。

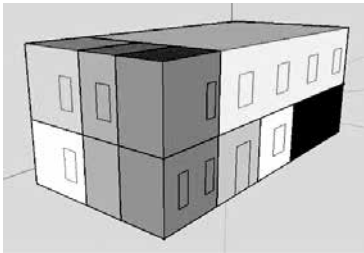


图 1 建筑热工分区模型图

同时，该建筑采用带有长效蓄能装置的热泵和太阳能耦合系统作为冷热源，末端采用风机盘管加独立新风热回收系统、低温地板辐射系统，风机盘管只在供冷季供冷，且新风不承担室内热湿负荷，低温地板辐射系统只在供暖季供暖。暖通空调系统模型设置如图 2 所示，其中图 2（a）为 Air Loop 模

型图，图 2（b）、（c）分别为 Plant Loop- 热水环路、冷水环路模型图，图 2（d）为 Plant Loop- 水源侧模型图。气候参数选择 ASHRAE 中的 ShenYang^[6]，根据《被动式超低能耗绿色建筑技术导则（试行）（居住建筑）》^[7]（以下简称“技术导则”），照明功率密度值取 3W/m²，除照明外的建筑内部得热取 2W/m²，换气次数取 0.4 次/h。

表 1 围护结构热工参数

	材料名称	材料厚度 /mm	导热系数 /(W/(m·K))	热阻值 /((m ² ·K)/W)	修正 系数
外墙	聚合物抗裂砂浆	5.00	0.930	0.005	1.00
	石墨 EPS 板	300.00	0.033	8.681	1.20
	自保温墙体	120.00	0.100	1.200	1.00
	硅钙板	10.00	0.240	0.042	1.00
	外墙传热系数	0.099W/(m ² ·K)			
屋面	防水卷材	5.00	0.930	0.005	1.00
	1:3 水泥砂浆	20.00	0.930	0.022	1.00
	挤塑板	280.00	0.028	10.000	1.00
	ALC 板	120.00	0.130	0.923	1.00
	屋面传热系数	0.090 W/(m ² ·K)			
三玻 low-E 充氩气	(6mm low-E + 18 (Ar) + 5mm low-E + 18 (Ar) + 6mm low-E)				
	窗体传热系数	1.0 W/(m ² ·K)			
	气密性	8 级			

2 能耗模拟

2.1 保温厚度的模拟优化

“技术导则”中对严寒地区近零能耗建筑围护

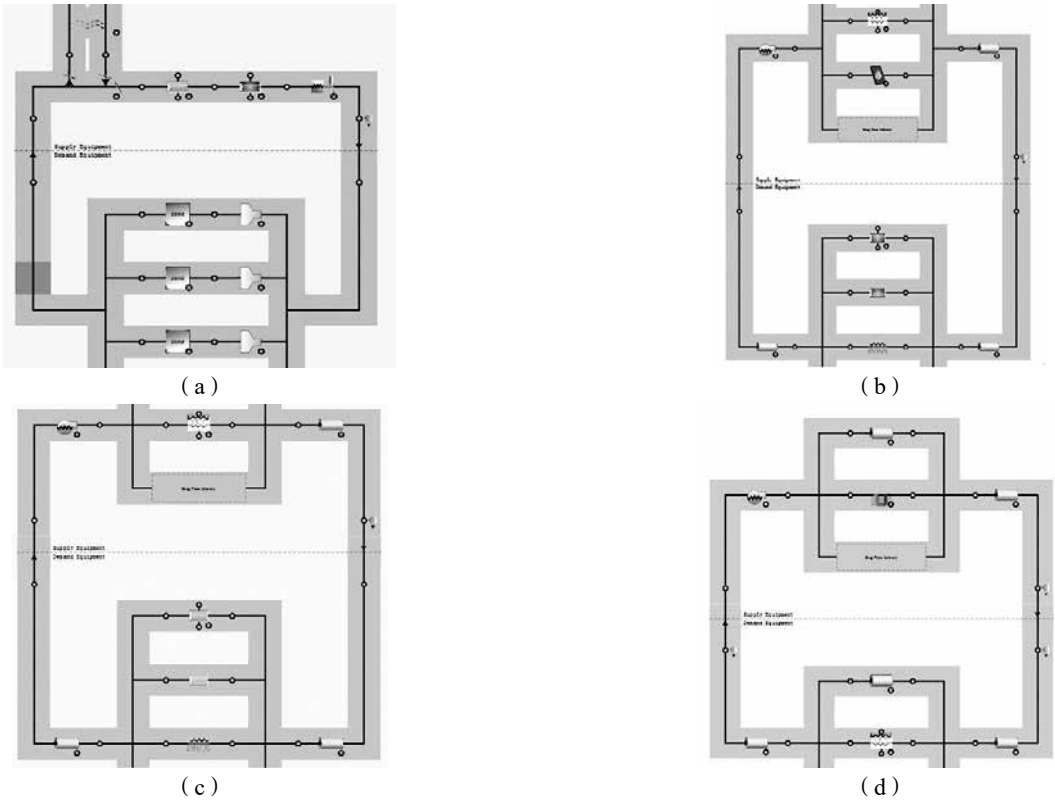


图 2 暖通空调系统模型图

结构规定外墙、屋面传热系数为 $0.1\sim 0.2\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，本文分别以各围护结构的保温厚度为变量进行能耗模拟，在 EnergyPlus 中统一设定保温厚度为 $140\sim 400\text{mm}$ ，模拟变量步长为 20mm ，对应的外墙传热系数为 $0.189\sim 0.079\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，屋面传热系数为 $0.164\sim 0.065\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，保温厚度设定值以及与其对应的各围护结构传热系数值如表 2 所示。

表 2 围护结构保温厚度 / 传热系数 (K) 设定值

保温厚度 /mm	外墙 K 值 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}))$	屋面 K 值 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}))$	保温厚度 /mm	外墙 K 值 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}))$	屋面 K 值 / $(\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}))$
140	0.189	0.164	280	0.110	0.090
160	0.171	0.147	300	0.102	0.085
180	0.156	0.133	320	0.096	0.080
200	0.143	0.122	340	0.091	0.076
220	0.132	0.112	360	0.087	0.072
240	0.123	0.104	380	0.083	0.068
260	0.115	0.096	400	0.079	0.065

随外墙、屋面保温厚度变化的能耗模拟分布分别如图 3、4 所示，从图中可以看出，供热能耗在总能耗中占主导地位，其次是供冷能耗，保温厚度在 $140\sim 400\text{mm}$ 范围内，总能耗都不超过技术导则中规定的 65.3GJ ，但当外墙保温厚度小于 260mm ，即传热系数大于 $0.115\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时，或当屋顶保温厚度

小于 220mm ，即传热系数大于 $0.112\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时，供热能耗超出规定值 19.6GJ 。由此可见，即便外墙和屋顶的传热系数符合严寒地区近零能耗建筑的设计要求，供热能耗也可能超出标准，所以在设计阶段，不能盲目的只按技术标准取值，这很可能导致能耗超标，能源浪费。

随外墙、屋面保温厚度变化的供热、供冷、总能耗变化如图 5、6 所示。由图 5 可知，外墙保温厚度不断增加时，供热、总能耗减小，且变化趋势相近并趋于平缓，而供冷能耗虽然增大但没有明显的变化，可见外墙保温厚度对冬季供暖的影响大于夏季供冷，当保温厚度小于 260mm 时，供热能耗都大于 19.6GJ 超标，当保温厚度大于 320mm 时，能耗基本没有变化。

图 6 可知，屋面保温厚度不断增加时，供热、供冷、总能耗的变化趋势与图 5 相似。当保温厚度小于 220mm 时，供热能耗都大于 19.6GJ 超标，当保温厚度大于 300mm 时，能耗基本没有变化。所以本文建议严寒地区近零能耗居住建筑设计时，外墙 EPS 保温厚度考虑在 $280\sim 320\text{mm}$ ，屋面 XPS 保温厚度考虑在 $260\sim 300\text{mm}$ 。

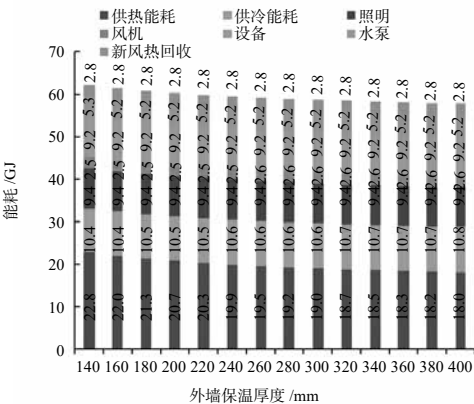


图 3 随外墙保温厚度变化的能耗分布图

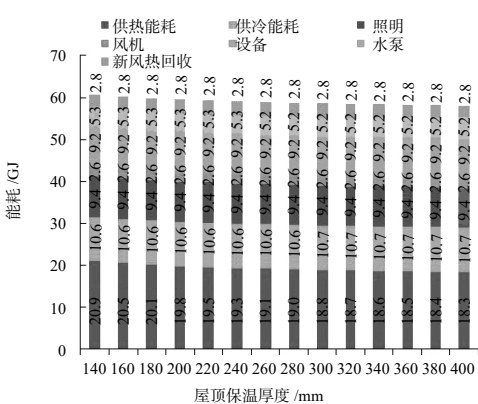


图 4 随屋顶保温厚度变化的能耗分布图

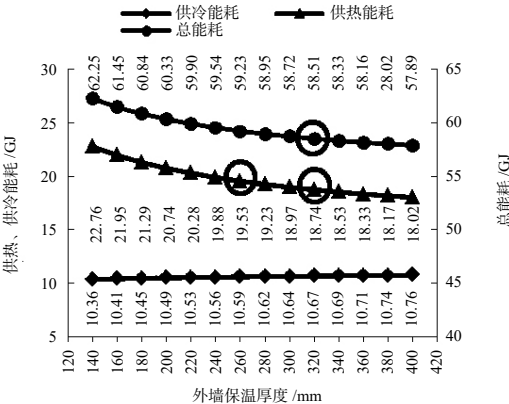


图 5 供热、供冷、总能耗随外墙保温厚度变化图

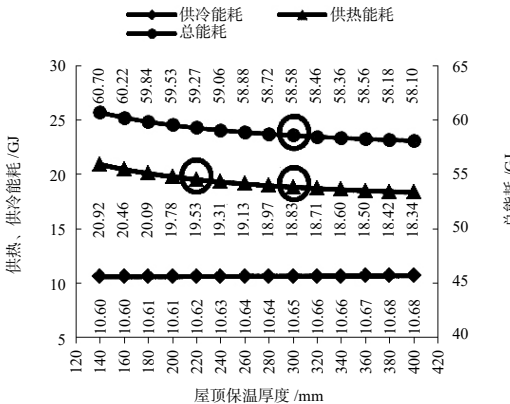


图 6 供热、供冷、总能耗随屋顶保温厚度变化图

2.2 典型外窗的模拟优化

技术导则中规定严寒地区近零能耗建筑外窗为 $0.7 \sim 1.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 本文旨在研究目前常用的严寒地区近零能耗建筑外窗, 为近零能耗建筑的发展提供有力的数据支持。通过查阅大量案例和网站, 再参照《被动式低能耗建筑产品选用目录》, 确定了目前严寒地区近零能耗建筑示范项目广泛应用的, 比较受欢迎的五款被动窗, 如表 3 所示。

表 3 严寒地区近零能耗建筑典型外窗汇总表

	K 值 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)	太阳得 热系数	可见光 透射比	气密性	水密性	抗风压性	初投资 (元/ m^2)
A 牌 P160	0.6	0.424	0.567	0.30/9 级	700/6 级	5000/9 级	5999
A 牌 P120	0.8	0.439	0.629	0.30/9 级	700/6 级	5000/9 级	3999
B 牌 PAS125	0.9	0.450	0.670	0.20/8 级	600/5 级	5000/9 级	2900
B 牌 78 系列	1.0	0.523	0.710	0.20/8 级	600/5 级	5000/9 级	2700
A 牌 S86	1.1	0.533	0.650	0.30/9 级	700/6 级	5000/9 级	2599

其中第一款窗户虽然生产出来了但并没有应用, 作为对比研究。模拟结果为无论是哪种窗户, 供热能耗都占主导地位, 其次是供冷、照明能耗, 传热系数在 $0.6 \sim 0.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 总能耗变化不大, 但由表 3 可知价格相差 $3000 \text{ 元}/\text{m}^2$, 在 $0.9 \sim 1.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 能耗变化最明显, 价格仅相差 $200 \text{ 元}/\text{m}^2$, $1.0 \sim 1.1 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 能耗变化不明显, 价格相差 $100 \text{ 元}/\text{m}^2$, 综上所述, 传热系数为 $0.9 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 的 B 品牌 PAS125 系列外窗节能效果和经济性双优。

3 优化方案的确定

基于前面的结论, 如表 4 所示, 选取外墙和屋面保温厚度、外窗以及窗墙比 (A、B、C、D) 四个参数, 每个参数有三个变量, 进行组合研究, 如此, 将会有 81 中不同的组合方案待模拟和研究。同时引入全生命周期经济费用 (LCC) 研究经济效益。全生命周期经济费用主要包括初始费用和运行费用, 按式 (1) 计算:

$$LCC = TC_i + TC_0 \quad (1)$$

式中: LCC 为近零能耗建筑全生命周期经济费用 (元); TC_i 为初始费用 (元); TC_0 为运行费用 (元)。初始费用按式 (2) 计算:

$$TC_i = C_b + \sum_{i=0}^1 (C_{win} + C_r + C_w) \times (1+r)^{-i} + \sum_{i=0}^2 C_s \times (1+r)^{-i} \quad (2)$$

$$C_s = C_{re} + C_h + C_{HVAC} \quad (3)$$

运行费用按式 (4) 计算:

$$TC_0 = \sum_{j=1}^n (E \times A + C_e) \times (1+r)^{-j} \quad (4)$$

式中: C_b 为基础墙体的成本 (元); C_{win} 为窗户

的成本 (元); C_r 为屋面保温的成本 (元); C_w 为外墙保温的成本 (元); C_s 为系统的成本 (元); C_{re} 为新风系统的成本 (元); C_h 为热泵系统的成本 (元); C_{HVAC} 为暖通空调系统的成本 (元); E 为全年运行总能耗 ($\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^2$); A 为建筑总面积 (m^2); C_e 为电价 (元/ $\text{kW} \cdot \text{h}$); r 为贴现率; y_i 、 z_i 为全生命周期内第次更换所在的年限; j 为建筑使用寿命的第 j 年。

表 4 多性能参数组合表

变量 编号	A/ 外墙保温厚度 /mm	B/ 屋顶保温厚度 /mm	C/ 窗户传热系数 /($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)	D/ 窗墙比 /%
1	280	260	0.8	12.5
2	300	280	0.9	15
3	320	300	1	17.5

在计算时, 建筑寿命设为 50 年, 外墙保温、屋面保温和外窗按全生命周期第 25 年更换一次计算, 新风、热泵、空调按全生命周期第 17 年和第 34 年更换两次计算。其中基础墙体的成本价为 $400 \text{ 元}/\text{m}^2$, 外墙保温 EPS 的成本价为 $289 \text{ 元}/\text{m}^2$, 屋面保温 XPS 的成本价是 $661 \text{ 元}/\text{m}^2$, 新风、热泵、暖通空调系统的初始价格 16 万元。贴现率是指将来支付改变为现值所使用的利率, 本文按常用值 6% 计算。考虑煤电链中电力产生的外部费用计入电价附加值中, 由此计算我国煤电链中外部成本为 $0.38 \text{ 元}/\text{kW} \cdot \text{h}$ ^[8], 沈阳电价按 $0.50 \text{ 元}/\text{kW} \cdot \text{h}$, 那么电价为 $0.88 \text{ 元}/\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

全生命周期费用值随全年运行总能耗的变化如图 7 所示, 横坐标是这些方案的全年运行总能耗从小到大重新排列的值, 本文的目的在于选择全年运行总能耗和全生命周期费用都相对较低的方案, 那么从图中可以看出, 随着全年运行总能耗的增加, 全生命周期费用呈波动性变化, 能耗在 53.65 GJ 和 54.26 GJ 区间全生命周期费用波动不明显, 当能耗从 54.26 GJ 增至 54.28 GJ 时, 全生命周期费用有明显的下降, 而从 54.28 GJ 到 54.89 GJ 之间全生命周期费用波动不大, 但当能耗从 54.89 GJ 增至 55.56 GJ 时, 全生命周期费用有一个明显的升高, 所以全年运行总能耗和全生命周期费用双优的设计方案就落在能耗从 54.28 GJ 到 54.89 GJ 的区间, 如图中红色方框所示。将图 9 中红色方框中的方案按能耗从小到大排列的顺序, 汇总全年运行能耗和全生命周期费用值, 如表 5 所示。从表中可知, 这些方案全年运行能耗和全生命周期费用相差都不大, 全年运行能耗最大的和最小的两个方案相差 0.61 GJ , 全生命周期费用最多的和最少的两个方案相差 0.71 万元, 所以本文折中取能耗和费用都居中的设计方案, 虽然折中的方案应该是第 40 号, 但第 58 号方案相比第 40 号方

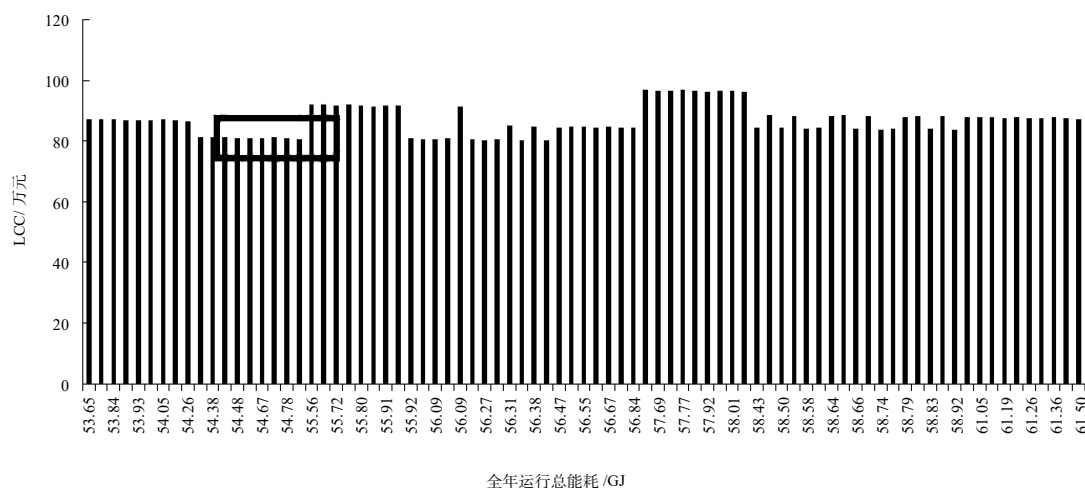


图 7 LCC 随全年运行总能耗变化图

案而言, 全年运行能耗和全生命周期费用都较低, 所以本文节能效果和经济效益双优的方案取第 58 号方案, 即外墙保温厚度为 320mm, 屋面保温厚度为 260mm, 窗户为传热系数 $0.9\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的, 窗墙比为 12.5%。

表 5 待优化方案汇总表

方案	能耗 /GJ	LCC / 万元	方案	能耗 /GJ	LCC / 万元	方案	能耗 /GJ	LCC / 万元
76	54.28	81.43	58	54.48	81.01	22	54.68	81.13
67	54.38	81.22	40	54.56	81.06	13	54.78	80.92
49	54.47	81.28	31	54.67	80.86	4	54.89	80.72

3 结论

本文以沈阳建筑大学近零能耗居住建筑为基础, 通过对多性能参数变量的能耗模拟和 LCC 计算, 分别得到严寒地区近零能耗居住建筑设计时, 各变量的节能参数参考范围, 以及多变量组合方案节能效果最优、经济效益最优、节能 + 经济双优的参考值。得出如下结论:

(1) 严寒地区近零能耗居住建筑设计时外墙的保温厚度考虑在 280~320mm; 屋顶的保温厚度考虑在 260~300mm; 外窗宜选择传热系数为 $0.9\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的 B 品牌 PAS125 或与之热工参数相近的外窗。

(3) 严寒地区近零能耗居住建筑最节能的围护结构方案为: 外墙保温厚度为 320mm, 屋面保温厚度为 300mm, 传热系数为 $0.8\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的 A 品牌 P120 外窗, 窗墙比为 12.5%。

(4) 严寒地区近零能耗居住建筑经济效益最优的围护结构方案为: 外墙保温厚度为 280mm, 屋面保温厚度为 260mm, 传热系数为 $1.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的 B 品牌 78 系列外窗, 窗墙比为 12.5%。

(5) 严寒地区近零能耗居住建筑节能效果和

经济效益双优的围护结构方案为: 外墙保温厚度为 320mm, 屋面保温厚度为 260mm, 窗户为传热系数 $0.9\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 的 B 品牌 PAS125, 窗墙比为 12.5%。

参考文献

- [1] Musall E. Net zero Energy Solar Buildings: An Overview and Analysis on Worldwide Building Projects[EB/OL]. [2013-7-17].
- [2] Chvatal K M S, Corvacho H. The impact of increasing the building envelope insulation upon the risk of overheating in summer and an increased energy consumption[J]. Journal of Building Performance Simulation, 2009, 2(4):267-282.
- [3] Daouas N. A study on optimum insulation thickness in walls and energy savings in Tunisian buildings based on analytical calculation of cooling and heating transmission loads[J]. Applied Energy, 2011, 88(1):156-164.
- [4] Thalfeldt M, Pikas E, Kurnitski J, et al. Facade design principles for nearly zero energy buildings in a cold climate[J]. Energy and Buildings, 2013, 67:309-321.
- [5] Gong X, Akashi Y, Sumiyoshi D. Optimization of passive design measures for residential buildings in different Chinese areas[J]. Building and Environment, 2012, 58:46-57.
- [6] IDA Users Online <http://www.equaonline.com/ice4user/>.
- [7] 《被动式超低能耗绿色建筑技术导则 (试行) (居住建筑)》印发 [J]. 建设科技, 2015(23):17.
- [8] 姜子英, 潘自强, 程建平, 等. 我国煤电链与核电链的外部成本比较研究 [J]. 中国原子能科学研究院年报, 2010(1):335-33.

冷藏车液氮制冷系统设计

刘玉彬^{1,2}, 高 青^{1,2}, 张天时^{1,2}, 王国华^{1,2}

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林长春 130022; 2. 吉林大学汽车工程学院热能工程系, 吉林长春 130022)

[摘 要] 本文简单介绍了我国冷藏车的发展现况; 针对冷藏车归纳总结了厢体总传热系数、热负荷、冷藏车的制冷量、液氮储量/耗量的详细计算流程; 提出了适用于冷藏车的最佳的喷嘴形式和排列方式; 设计了纯液氮式中的喷淋-换热器混合式的液氮冷藏车的结构, 并在特定车型基础上设计了主要部件的三维结构。

[关键词] 冷藏车; 制冷系统; 液氮喷淋; 结构设计

0 引言

冷藏车是指具有隔热结构厢体, 而且可以使厢体内部温度达到特定的较低温度的专用汽车。冷藏车在我们的生活当中已经被广泛使用, 直到 2010 年, 全球大约有 400 万辆冷藏车已经投入使用^[1]。

目前, 我国冷藏链还不够完善, 易腐货物的冷藏运输率仅有 20% 左右, 而与发达国家的 85% 左右相比相距甚远, 在西方发达国家, 公路冷藏运输就占总运输量的 90% 以上, 而我国有五分之四的水果、蔬菜、禽肉、水产品是用普通敞篷卡车运输的。

我国冷链流通率低的主要原因是我国冷藏车保有量很低, 仅为公路运输车辆的千分之三。从人均享有冷藏车数量来说, 我国人均享有的冷藏车为 1/30000 辆, 美国人均享有冷藏车 1/500 辆。从冷藏运输结构来看, 我国近年公路冷藏运输的年运量在不断增加, 年增长率约为 7%, 同时, 公路冷藏运输的运量与总运量的占比也在提升, 从 25% 提升至 30%^[2-4]。

由以上的相关数据可以看出我国的冷藏车行业具有很大的发展空间, 而随着人们环保意识的不断提升, 市场对于能源节约型的冷藏车的需求就越来越大, 冷板、液氮、LNG 等新型制冷方式的高效环保新能源冷藏车会越来越受欢迎, 因此, 本文重点给出冷藏车制冷系统的详细设计流程, 为液氮冷藏车的生产设计提供依据。

1 制冷系统负荷计算及匹配

1.1 热工参数确定

1.1.1 厢体总传热系数的确定^[5]

(1) 边界换热过程

收稿日期: 2018-05-15

基金项目: 长春市科技创新“双十工程”项目 (No.17SS022); 吉林省发改委产业创新专项 (2016C022); 吉林省科技厅青年人才基金项目 (20180520066JH)。

作者简介: 刘玉彬 (1993—), 主要研究方向为热力过程分析与节能, 汽车热管理及其能源系统。

① 厢体外表面对流换热系数 h_k 常用下式计算:

$$h_k = 6.31v^{0.656} + 3.25e^{-1.91v}$$

式中: v 是隔热壁外表面处的空气流速, 即汽车行驶中与空气的相对速度 (m/s)。

厢体内表面与厢内空气发生对流换热时, 换热系数 h_k 可用经验公式计算:

$$\text{当 } \Delta T < 5K \text{ 时, } h_k = 3 + 0.08\Delta T;$$

$$\text{当 } \Delta T \geq 5K \text{ 时, } h_k = \beta \Delta T。$$

式中: β 是与厢内空气流动和温度相关的系数, 当空气为自然循环, 则 $\beta = 2.3 \sim 3.8$ 。

② 物体的辐射换热系数可以通过斯忒藩-玻耳兹曼定律简化求得:

$$h_r = 0.2\varepsilon \left(\frac{T_m}{100} \right)^3$$

式中: ε 为隔热壁外表面发射率, T_m 为隔热壁表面温度和周围空气温度的平均值 (K)。

根据牛顿公式:

$$\begin{cases} q = h\Delta T \\ Q = h\Delta T A \end{cases}$$

太阳辐射的相对辐射换热系数可以表示为:

$$h_{r, out, 2} = \frac{Q_{3,i}}{A_i \Delta T}$$

如果把边界的对流换热和辐射换热综合考虑, 其总换热量可表示为:

$$\begin{cases} q = (h_k + h_r)\Delta T = h\Delta T \\ Q = h\Delta T A \end{cases}$$

式中, h 为总的换热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$]。

(2) 内部换热过程

内部换热过程指的是: 车厢外蒙皮与保温泡沫及骨架之前的导热过程、泡沫与车厢内蒙皮间的导热过程。对于厢体, 可以看作多层均匀平壁导热的情况:

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

式中: δ_i 、 λ_i 分别是壁面 i 的厚度和材料的导热系数。其中 $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ 部分称为导热热阻。

(3) 总传热系数的确定

$$k = \sum_{i=1}^n \frac{k_i A_i}{A}$$

式中: k_i 为车厢各隔热壁的传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); A_i 为与 k_i 相对应的隔热壁的传热面积 (m^2); A 为隔热壁的总传热面积 (m^2), $A = \sqrt{A_{\text{out}} A_{\text{in}}}$ (A_{out} 、 A_{in} 分别为冷藏车外部与内部的传热面积总和)。

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{out}}} + \frac{1}{h_{\text{in}}} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h_{k,\text{out}} + h_{r,\text{out}}} + \frac{1}{h_{k,\text{in}} + h_{r,\text{in}}} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}}$$

式中: h_{out} 、 h_{in} 表示的是隔热车厢外壁与内壁对流传热系数和辐射传热系数的总和; $h_{r,\text{out}}$ 、 $h_{k,\text{out}}$ 分别表示隔热车厢外壁的辐射换热系数和对流换热系数; $h_{r,\text{in}}$ 、 $h_{k,\text{in}}$ 分别表示隔热车厢内壁的辐射换热系数和对流换热系数; δ_i 、 λ_i 分别是壁面 i 的厚度和材料的导热系数。

1.1.2 厢体热负荷的计算

(1) 从车厢外经隔热壁传入车厢内的热量 Q_1 (W) 为:

$$Q_1 = KA(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

式中: K 为车厢隔热壁 d 的总传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); A 为隔热车厢的传热面积 (m^2); T_{out} 、 T_{in} 为隔热车厢内、外的空气温度 (K)。

(2) 车厢的漏热量 Q_2 (W) 为:

$$Q_2 = \frac{1}{3600} L \rho V [C_p(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) + \gamma(\varphi_{\text{out}} x_{\text{out}} + \varphi_{\text{in}} x_{\text{in}})]$$

式中: L 为车厢的漏气倍数 (h^{-1}); ρ 为车厢内的空气密度 (kg/m^3); V 为车厢内容积 (m^3); C_p 为定压比热 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); γ 为水蒸气的凝固热 (J/kg); φ_{out} 、 φ_{in} 为车厢外、内空气的相对湿度 (%); x_{out} 、 x_{in} 为车厢外、内的饱和空气含湿量 (kg/kg 干空气)。

(3) 太阳辐射热流量 Q_3 (W) 为^[6]:

$$Q_3 = \alpha[\sum A_s(I_{s,z} + I_{s,s}) + \sum A_c(I_{c,z} + I_{c,s})]$$

式中: α 为材料吸收率, $I_{s,z}$ 水平面上的直射辐射强度, $I_{s,s}$ 为水平面上的天空散射辐射强度, $I_{c,z}$ 为竖直面上的直射辐射强度, $I_{c,s}$ 为竖直平面上的天空

散射辐射强度。

(4) 装卸货物时开门传入的热量 Q_4 (W) 为:

$$Q_4 = f(Q_1 + Q_3)$$

式中: f 是开门频度系数, 若运输途中不开门, $f = 0.25$; 开门 1~5 次, 取 $f = 0.5$; 开门 6~10 次, 取 $f = 0.75$; 开门 11~15 次, 取 $f = 1$ 。

(5) 货物释放的总负荷 Q_5 (W) 为:

植物性的货物在冷藏过程中, 不仅有在冷却过程中物质本身释放的热量, 还有由呼吸反应产生的呼吸热 Q_5 :

$$Q_5 = \sum m_i q_i$$

式中: m_i 为车厢内某种货物的质量 (kg); q_i 为车厢内某种货物的发热量 (W/kg)。

动物性的货物不存在呼吸热释放的热量, 只有货物组成成分在冷却过程中释放的潜热和显热, 称这部分热量为货物预冷时吸收的热量 E_5 (J), 表示为:

$$E_5 = \sum c_i m_i \Delta T_i + Q_j$$

式中: $\sum c_i m_i \Delta T_i$ 表示货物成分中, 各部分释放的显热; Q_j 表示货物中水分释放的潜热。

(6) 车厢内风机和照明灯的热流量 Q_6 (W) 为:

$$Q_6 = \frac{1}{t_{\text{行驶}}} (P_d t_d + P_j t_j)$$

式中: P_d 为照明灯的功率 (W); P_j 为风机的功率 (W); $t_{\text{行驶}}$ 为冷藏车的行驶时间, t_d 为平均每天照明的时间 (h); t_j 为风机每天使用的时间 (h)。

(7) 车厢厢体预冷时消耗的热量 E_7 (J) 为:

$$E_7 = m_x c_x \Delta T$$

式中: m_x 为车厢需要冷却部分的质量 (kg); c_x 为车厢需要冷却部分的平均比热 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); ΔT 为外界气温和厢内气温之差 (K)。

(8) 货物包装容器预冷时吸收的热量 E_8 (J) 为:

$$E_8 = m_b c_b \Delta T$$

式中: m_b 为包装箱的总重量 (kg); c_b 为包装箱的比热容 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。

(9) 车厢内空气降温释放的热量 E_9 (J) 为:

$$E_9 = c_a m \Delta T = c_a \rho V \Delta T$$

式中: c_a 为空气的比热容 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); m 为车厢内空气的质量 (kg); ρ 为车厢内空气的密度 (kg/m^3); V 为车厢的有效容积 (m^3); ΔT 为车厢内空气在降温前后的温差 (K)。

1.2 制冷量确定

运送冷冻货物 (动物性):

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6$$

运送冷藏货物 (植物性), 相比于动物性货物, 多出呼吸热这部分负荷, 则其计算公式为:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

1.3 液氮储 / 耗量确定

整个冷藏车的冷量都是由液氮提供的, 液氮常压下为 -196°C (77K), 其相变潜热为 $Q_p = 200.16\text{kJ/kg}$, 显热部分则可以通过公式 $E = cm\Delta T$ 得到, 则每 kg 液氮提供的热量为:

$$E_n = Q_p + E$$

则最少液氮储量 (kg) 为:

$$m_n = \frac{\sum Q_i t_i + E_5 + E_7 + E_8 + E_9}{E_n}$$

式中, Q_i 为冷冻货物中产生热量的负荷 (W); t_i 为对应该负荷所持续时间 (s)。

则液氮消耗的质量流量:

$$\dot{m} = \frac{\sum Q_i}{E_n}$$

2 附属装置确定

(1) 喷嘴

喷嘴是冷藏车厢内最重要的零件, 喷嘴的类型与布局决定着厢内温度的均匀性, 决定着冷藏货物质量的好坏, 根据实际情况尽可能采用梅花式排布^[7]。另外, 需要保证冷藏车的有效空间、降低喷淋系统的复杂程度, 在冷藏车上尽可能选择单一介质的机械式喷嘴。

(2) 贮液容器

贮液容器分为被动增压和自动增压两种, 常应用于汽车上的被动增压方式是使用低温液体泵, 使用低温液体泵存在着由气蚀、脉冲等因素造成的不稳定性。而自动增压是罐体通过自身结构实现自动增压, 相比于被动增压压力相对稳定、寿命较长、维修方便。但自增压方式压力的稳定性受制于外伸换热器的换热性能, 因此需要根据冷藏车的使用环境对换热器进行改进, 以增强其稳定性。

4 制冷系统流程及结构设计

图 1 是纯液氮式中的喷淋 - 换热器混合式的液氮冷藏车的结构原理图。液氮从液氮罐输出之后分为多股流经电磁阀, 在电磁阀之后是喷头或者是蒸发器, 控制器与传感器、电磁阀相连, 控制电磁阀的开闭。当冷藏车处于装卸货物的阶段时, 后门打开, 控制器控制喷头关闭, 打开流经蒸发器的电磁阀, 以保证喷淋出的液氮不会直接与人体接触, 同时也能维持车厢内的低温环境; 当冷藏车处于行驶状态时, 控制器打开流经喷头的电磁阀, 关闭与蒸发器相连的电磁阀。并且在车厢内安装氧气传感器, 当后门开启时, 风机启动, 氧气传感器开始工作, 检测车厢内的氧气含量, 当氧气的含量低于 20%, 会在后门处的指示灯提示 此时不能进入车厢内, 当氧气含量达到 20% 时, 会在后门的指示灯处指示可以进入车厢内作业。

根据上文提出的设计方法, 本文选用中国江铃汽车股份有限公司制造的载货汽车 (型号 JX1040TG24) 为冷藏车的底盘车, 设计了一款载重 1.2 吨的液氮冷藏车, 该冷藏车采用实心锥形喷头和自增压式贮液罐。

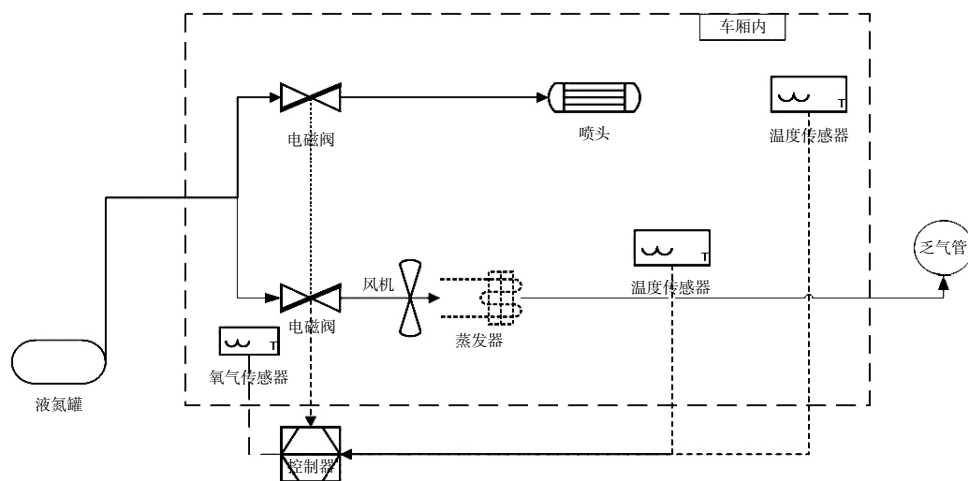


图 1 喷淋 - 换热器混合式的液氮冷藏车的结构原理图

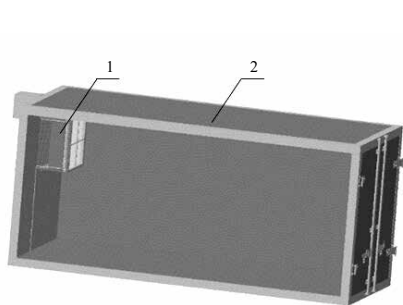


图 2 冷藏车厢总成图

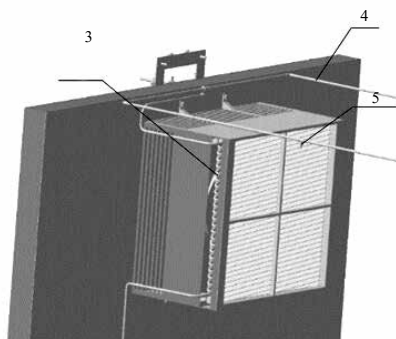


图 3 车厢内蒸发器总成图

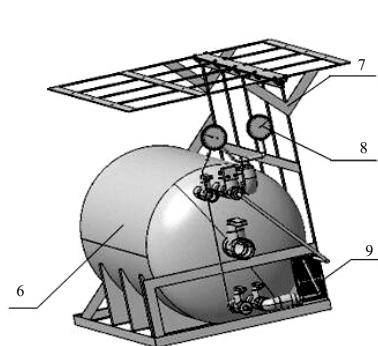


图 4 储液罐及支架总成图

1- 蒸发器总成; 2- 冷藏箱体; 3- 蒸发器; 4- 液氮流道; 5- 喷嘴; 6- 储液罐; 7- 储液罐支架; 8- 压力表; 9- 自增压蒸发器

5 结论

(1) 本文针对冷藏车归纳总结了箱体总传热系数和热负荷的计算流程, 从而确定了冷藏车的制冷量和冷藏车液氮的最少储量及消耗量;

(2) 提出了喷嘴的最佳排列形式为梅花式排列, 喷嘴的最佳形式为单一介质的机械式喷嘴;

(3) 设计了纯液氮式中的喷淋-换热器混合式的液氮冷藏车的结构, 并且在特定车型的基础上设计了该形式冷藏车的冷藏车厢、蒸发器总成、储液罐及支架总成的三维结构。

致谢

感谢长春市科技创新“双十工程”项目 (No.17SS022)、吉林省发改委产业创新专项 (2016C022)、吉林省科技厅青年人才基金项目 (20180520066JH) 资助

参考文献

- [1] 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee (Report). UNEP. February 2011. p. 94. ISBN 978-9966-20-002-0.
- [2] 汪永鑫. 冷藏汽车市场前景展望 [J]. 专用汽车, Vol.4, No.3, 2005:6-9.
- [3] 张连军. 浅析我国食品冷藏物流的现状及对策 [J]. 物流技术, 2006, (1):102-104.
- [4] 谭宏博, 梁赛, 田宝聪. 我国低温冷藏车的研究综述 [J]. 制冷与空调, 2007, 7(4):5-8.
- [5] 乔维高主编. 专用汽车结构与设计 [M]. 2010:61-62
- [6] 方贵银, 李辉. 汽车空调技术 [M]. 北京: 机械工业出版社. 2002.01.
- [7] 张玉文, 田怀璋, 袁秀玲. 冷藏运输汽车采用液氮喷淋技术的实验研究. 深冷技术, 2001, (3):6-8.

舰船桅杆空间降温用分离式热管的模拟分析

李 茂，沈恒根

（东华大学环境科学与工程学院，上海 201620）

〔摘 要〕针对夏季工况下舰船桅杆舱室内部分机柜附近区域存在局部高温问题，基于冬季及过渡季节工况下舰船空调系统节能优化、高稳定性的控制要求。本文采用分离式热管，对桅杆舱室局部高温进行降温控制，并作为冬季及过渡季节集桅杆专用柜机空调系统的替补设备，达到节能优化和提高空调系统运行稳定性目的，用 FLUENT 软件对舰船桅杆舱室的空气流动和热环境状况进行模拟。模拟结果表明：用分离式热管对舰船桅杆舱室部分机柜上方局部高温有良好的控制降温效；冬季及过渡季节仅启动热管空调系统就能保障舰船舱室内电子设备运行的环境温度要求。

〔关键词〕舰船封闭式桅杆；局部高温控制；分离式热管；节能优化

0 引言

舰船桅杆内的电子机柜多，电子机柜的布置与传统的机房机柜的布置有较大的不同。传统的数据机房电子机柜及机架多采用面对面的形式一列一列摆放^[1]，能形成冷热通道，而舰船桅杆内的电子机柜布置，需考虑舰船内电子设备实际运行情况，机柜布置应分散布置，因此造成部分机柜发热量集中且不容易排除问题，引起局部高温。

舱室环境温度过高会降低电子元器件的工作效率，在规定范围外温度每增高 10℃，其工作效率大约会下降 25%^[2]。模拟结果显示，用空调分布式送风的方式可以有效地对舱室内整体温度进行控制^[3]，但是部分机柜内设备发热功率大且布置不规范，致使机柜附近区域存在局部高温。

针对部分高功率设备机柜上方的高温问题，基于热管具有换热能力强、温度可控制及远距离传热以及具有强大的节能效果等突出优点^[4]。考虑到海水温度变化不大，且在夏季的时候远低于空气温度。根据文献^[5]，夏季东海大部分海域海表面平均温度为 27℃，为使舱室的电子设备在适宜温度内运行，所以用空气-海水型分离式热管对机柜上方的局部高温区域进行控制，实现这些机柜上方的局部高温区域降温，同时没有额外的能源消耗；同时在春夏过渡季节及冬季仅启动分离式热管空调系统，可以充足地提供一层舱室内的冷量，保证舱室的环境温度控制要求，实现节能的目的。

1 舱室原始基本信息及控制方案设计

1.1 舱室原始基本信息

某新型舰船桅杆舱室有五层舱室，而第一层舱室内的设备最为密集，其舱室内的发热量最大，

电子设备内附近区域的高温区域最为显著，所以选取第一层舱室作为研究对象，对舱室的部分机柜上方局部高温进行控制降温。如图 1 所示，一层舱室由左侧舱室（4.6m×6.5m×2.3m）和右侧舱室（4.7m×4.7m×2.3m）两个舱室组成，中间通过一扇常开门连通，两舱室均无窗。舱室内发热设备布置如图 1 所示，共计 24 个，舱室内的总冷负荷为 16kW。

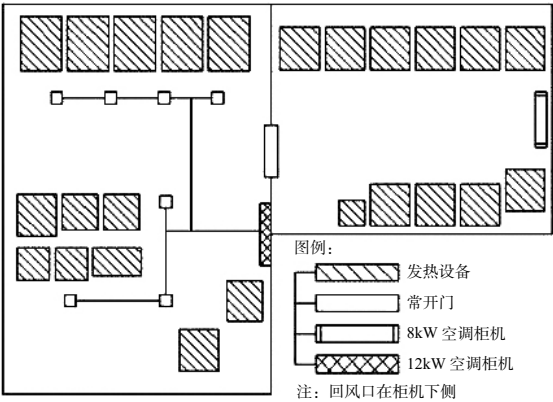


图 1 舱室热管布置平面示意图

舱室内环境温度控制要求为 18℃~28℃，机柜附近区域温度不高于 35℃。左侧舱室采用分布式（送风口）送风，送风口分散安装在舱室的顶部，而主机为制冷量为 12kW 的 CLD-12HW 型集桅专用空调机（带风管）。右侧舱室靠右墙设有 8kW 的 CLD-8HW 型集桅专用空调柜机，采用直接送风。空调系统详细信息见表 1。

表 1 空调系统详细信息表

位置	送风量/(m ³ /h)	送风温度/℃	送风方式
左侧舱室	3400	20	送风口下送风
右侧舱室	2500	18	机柜侧送风

收稿日期：2018-06-30

作者简介：李茂（1991—），主要研究方向为室内气流组织仿真及舰船桅杆热环境控制。

1.2 舱室控制方案设计

在分布式空调送风形式基础之上，增设分离式热管系统对局部高温区域进行温度控制。即在分布式空调送风基础之上，另外在高发热机柜上方配置空气-海水型分离式热管进行辅助供冷。增设空气-海水型分离式热管辅助降温的方式，既可以消除部分高发热设备的机柜附近区域的高温，维持机柜内电子设备在良好的环境中高效率的运行，也可以在冬季及过渡季节完全采用分离式热管对舱室进行降温，维持舱室的环境温度，从而达到节能的目的。空气-海水型分离式热管设计参数见表 2，分离式热管布置见图 2

表 2 空气——海水式分离式热管设计参数

风机风量 (m³/h)	冷媒 名称	冷却 介质	海水温度 /℃		空气冷却过程	
			夏季	冬季	夏季	冬季
800	R22	海水	27	22	出口温度 29℃ 冷却舱室局部高温	出口温度 24℃ 向舱室供冷

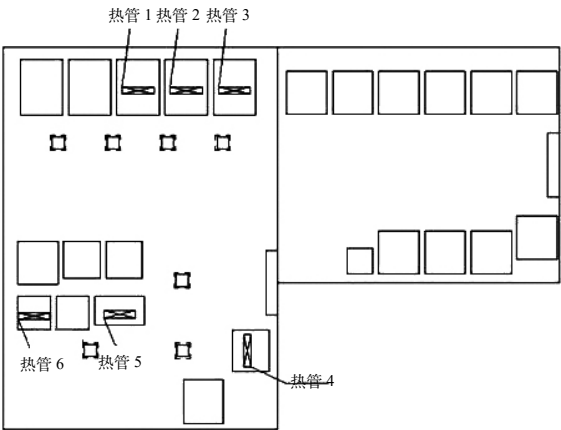


图 2 热管布置示意图

2 桅杆舱室物理模型及数学模型

有研究者^{[6][7]}运用 CFD 数值模拟技术对舰船舱室提出热环境控制技术方案，并建立了模型进行了模拟实验研究，并通过实测数据验证了模型及模拟结果的可靠性。本文拟采用 FLUENT 对桅杆一层舱室内热环境控制进行模拟。

- (1) 舰船桅杆内部的设备机柜简化为正长方体柱子，分别按照设备机柜的布置方式进行排列；
- (2) 省略空调柜机出口到各送风口的送风管；
- (3) 循环通风装置的回风口可以等效成一个通风出口；
- (4) 各设备散热形式等效成除机柜底面，其余五面均匀向舱室内散热。

最终简化后舰船桅杆舱室的物理模型如图 3 所示。

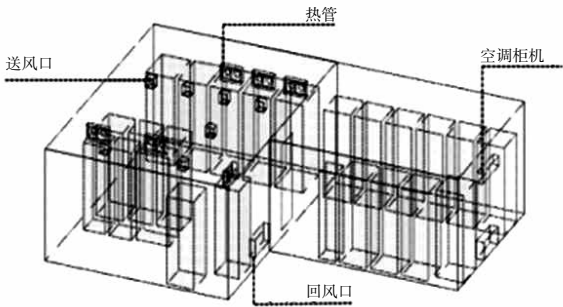


图 3 一层舱室物理模型

舰船封闭式桅杆舱室内的流体流动和传热应遵循基本的物理定律：连续性方程、动量守恒方程及能量守恒方程三大定律。

3 计算结果分析

3.1 夏季工况下局部高温控制对比分析

单独开启分布式空调送风、同时启动分离式热管和分布式空调系统分别为工况 1、工况 2，分别对工况 1 工况 2 进行数值模拟，得到模拟结果并进行分析。

在数值模拟结果分析中，由于舰船桅杆舱室分左右两个舱室，由于右侧舱室的的设备机柜排列方式比较规整，且空间比较小，选用一台大流量集桅杆专用柜机能满足其热环境控制的要求，机柜内电子设备能在最佳的环境中高效率工作和运行，而局部高温区域主要是出现在左侧舱室部分机柜上方。所以可以以舱室的左侧舱室作为分析对象，在不同工况下进行对比分析对舱室热环境的控制。

在工况 1、工况 2 下，达到稳态时左侧舱室整体平均温度分别为 27.6℃、25.5℃，其舱室内整体平均温度满足热环境控制要求，但工况 2 下的平均温度相比工况 1 低 2.1℃。分析舱室内温度分布，沿高度方向截面，得到两种工况下舱室内温度随高度的变化状况，如图 4 所示。在工况 1 下，由于单独开启分布式空调送风，其送风口在上，集桅杆专用空调机的冷量通过送风口以较大的风速吹向舱室底部，得到气流组织较差。造成桅杆舱室下半部分的温度较低，呈逐渐上升的趋势，而后又以小温差波动，其高度方向上截面最大温差为 1.7℃。对于工况 2，相较于单独开启空调分布式送风的工况 1，工况 2 的温度分布更加稳定和有规律性，随着高度的增加，呈逐渐下降的趋势。其原因主要是，在原来分布式送风基础上开启分离式热管时，使得舱室里面的空气流动循环加快，其获得更好的气流组织形式。

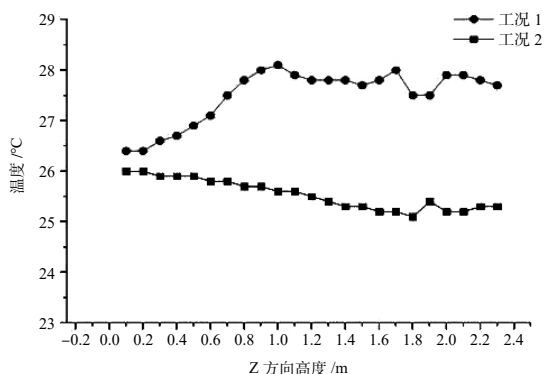


图 4 夏季工况下, 舱室内水平截面平均温度随高度变化图

为进一步分析分离式热管对舱室局部高温的控制效果, 因机柜上方是最容易出现高温的区域, 所以选取机柜上方 0.1m 处, 即 $Z=1.9\text{m}$ 高度处进行云图分析, 如图 5。从图 5 中 $Z=1.9\text{m}$ 的温度云图可以知道, 在工况 1 下, 部分机柜上方存在高温。针对部分机柜上方存在局部高温, 工况 2 采用分离式热管对桅杆舱室内的这些局部高温区域进行针对性的降温控制。从工况 2 的温度云图可知, 对于部分机柜上方存在的局部高温, 采用分离式热管能对其进行有效控制, 高发热机柜上方的高温区域消失, 保障了机柜内的电子设备能高效率运行。

3.2 过渡季节工况下用热管运行分析

由上述的模拟结果及其分析可知, 分离式热管能消除部分高发热设备的机柜附近区域的高温, 有效地控制了这些区域环境温度, 维持机柜内电子设备在良好的环境中高效率的工作。另一方面, 在冬季及其过渡季节, 分离式热管冬季、春季和秋季室外较低的自然环境温度进行热交换, 最大限度降低

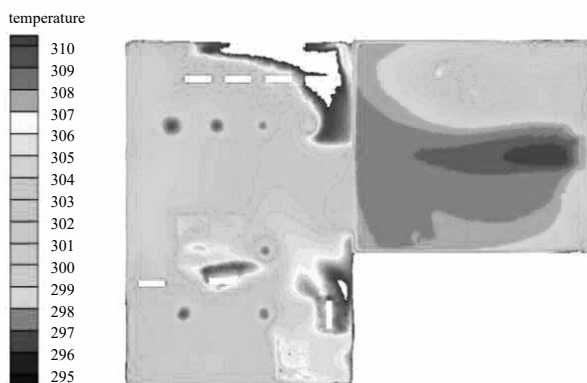
机房的空调用电量。同时, 减少了机房柜机的工作时间, 不仅大大延长了空调的使用寿命及维修周期, 减少了空调的运行维护投入, 同时也为维持机房运行环境的稳定性提供了保障。

本文只对过渡季节 (即春秋季节) 情况下进行模拟分析, 因为冬季室外环境温度低于过渡季节, 若全采用热管形式对舱室供给冷量, 在过渡季节满足要求, 在冬季亦能满足要求。

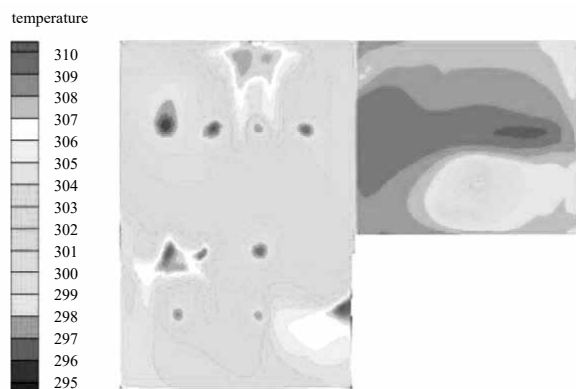
在只开启分离式热管的情况下, 对舱室内热环境进行模拟, 其送风温度设定见上表 2。根据模拟结果显示, 舱室内的整体平均为 25.8°C , 满足舱室内空气控制温度为 $18\sim 28^{\circ}\text{C}$ 的要求。为进一步了解舱室内温度分布, 选取舱室内高度截面平均温度作为研究对象, 高度方向上截面平均温度随高度的变化情况, 如图 6 所示。从图 6 可以得出, 在靠近舱室底部区域空气温度较高, 在舱室的顶部温度最低。随着高度的上升而逐渐降低从 26.8°C 逐渐下降到 24.9°C , 其差值为平均温度 1.9°C 。分析其原因, 主要是因为分离式热管放置在 1.8m 高机柜的上方, 而分离式热管的送风方式为水平送风, 所以分离式热管的冷量首先传递给桅杆舱室的上半部分, 使得上半部分最先被冷却。此外, 从图 7 可以发现, 在 $Z=1.9\text{m}$ 高度处, 舱室内的平均温度有小幅度的温升, 这主要是由于机柜上表面的散热使得热空气上升, 造成在机柜上方的有一定小幅度温升。

为进一步了解桅杆舱室的温度分布情况, 选取 $Z=1.9\text{m}$ 高度的温度云图进行分析, 如图 7。从图 7 的温度云图可知道, 舱室内的同一高度处的气流组织良好, 温度分布均匀, 舱室内的电子设备能在良好的环境下运行。

通过模拟可得出结论, 在冬季及其过渡季节, 仅启动分离式热管的形式对桅杆舱室供给冷量, 能



(a) 工况 1 时 $Z=1.9\text{m}$ (平均温度: 27.5°C)



(b) 工况 2 时 $Z=1.9\text{m}$ (平均温度: 25.4°C)

图 5 夏季工况下, $Z=1.9\text{m}$ 高度截面温度云图

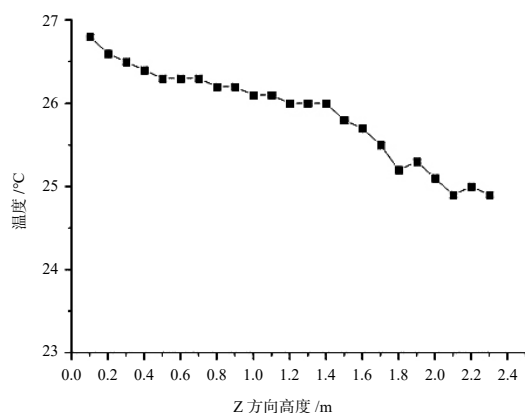


图 6 过渡季节工况下, 舱室内水平截面平均温度随高度变化图

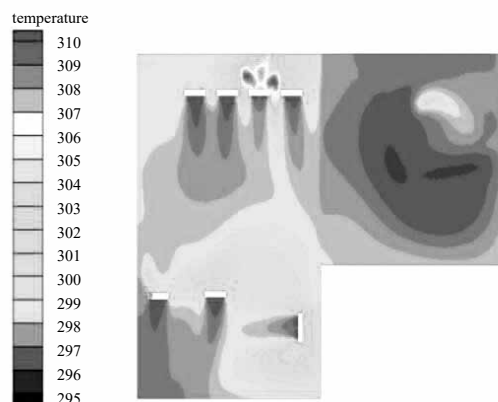


图 7 过渡季节工况下, Z=1.9m 高度截面温度云图

满足桅杆舱室热环境控制的要求, 从而达到节能优化和增强桅杆舱室稳定性的效果。

4 结论

本文提出了采用分离式热管, 对桅杆舱室夏季工况下局部高温降温控制, 并作为冬季及过渡季节集桅杆专用柜机空调系统的替补设备, 达到节能优化和提高空调系统运行稳定性目的, 建立了模型, 进行模拟试验分析。结果表明:

(1) 采用分离式热管对舰船桅杆舱室部分机柜上方局部高温有良好的降温效果, 且能获得更好的气流组织形式, 舱室内的温度分布更加稳定和均匀。

(2) 在冬季及过渡季节时作为左侧舱室集桅杆专用柜机空调系统的替补设备, 仅启动热管空调系统, 能保障舰船舱室内电子设备运行的环境温度控制要求, 达到节能优化和提高空调系统运行稳定性目的。

参考文献

- [1] 钱晓栋, 李震. 数据中心空调系统节能研究 [J]. 暖通空调, 2012, 42(3): 91-96.
- [2] 田浩, 李震, 刘晓华. 信息机房热管空调系统应用研究 [J]. 建筑科学, 2010(10): 145-149.
- [3] 郭涛, 陈红超. 某舰船封闭式桅杆舱内热环境控制的模拟研究 [J]. 建筑热能通风空调, 2017(9).
- [4] 苏俊林, 陈岚等. 分离式热管换热器传热特性研究 [J]. 农机化研究, 2006(07): 167-168+171.
- [5] 曾广恩, 练树民等. 东、黄海海表面温度季节内变化特征的 EOF 分析 [J]. 海洋科学进展, 2006(02): 14-23.
- [6] 陈红超, 宋靠华等. 新型封闭式桅杆空调系统数值仿真及实验验证 [J]. 中国舰船研究, 2015: 118-124.
- [7] 蒋仕伟. 基于封闭机舱 CFD 分析的通风系统优化研究 [D]. 上海交通大学, 2013.

绿色建筑群能源高效利用规划方法研究

张改景，杨建荣

（上海市建筑科学研究院，上海 201108）

[摘要] 本文重点研究了区域建筑能源高效利用规划方法，该方法综合考虑了区域建筑能源规划的供需侧因素。利用情景分析方法，得出我国典型城市的可再生能源利用目标与容积率/建筑密度的关系；基于负荷平准化的目标要求，分别研究了办公主导型、酒店主导型、商业主导型的建筑群的功能配比；基于用能控制的目标，对建筑群不同形态的节能潜力进行数值模拟对比研究。该方法对于我国需求侧能源规划具有重要的借鉴意义。

[关键词] 区域建筑能源规划；能效；优化

0 前言

在建设新型城镇化、应对气候变化的新时期，从规划阶段保障能源的高新利用是当务之急。目前，国内外关于区域建筑群能源高效利用应用规划技术方法的研究，主要集中在三个方面，即建筑能源规划方法的研究^[1-5]、城市形态与规划节能的研究^[6-10]、可再生能源资源可利用潜力评估方法的研究^[11-16]。这些研究各自已有了一定程度的进展，但目前还没有将三者研究成果很好的融合起来，共同指导规划设计阶段区域建筑能效的提升。

本文重点研究区域建筑能源高效利用规划方法，本规划方法着眼于能源供应侧和需求侧两个角度，其中又以能源需求侧的规划设计方法为主。重点研究的内容包括目标导向的太阳能高效利用规划边界

条件、基于负荷平准化的区域建筑功能优化和基于用能控制的建筑形态节能潜力优化的相关内容。研究成果以期为需求侧区域建筑能源规划提供技术参考。

1 目标导向的可再生能源利用规划边界条件优化

1.1 太阳能资源潜力利用率计算方法

在相关文献研究基础上^[14]，构建了区域建筑太阳能光热利用率计算方法，如表 1 所示。

1.2 典型城市太阳能资源利用率规划边界条件

（1）情景设定

我国地域广阔，各个城市的太阳能资源状况差别较大，哈尔滨、北京、上海、广场、重庆和拉萨六大典型城市涵盖了所有气候区和资源分布区，其月总辐射量见图 1 所示。利用情景分析法开展区域

表 1 太阳能光热和光伏利用率计算方法

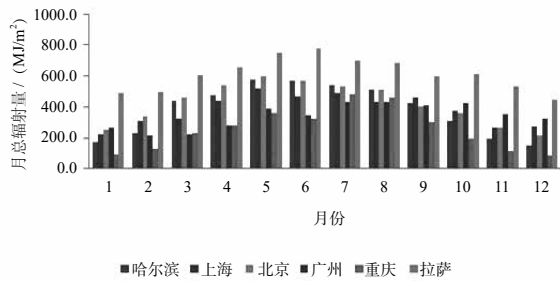
太阳能光热利用率计算方法	太阳光伏利用率计算方法
$\theta_{hw} = \frac{\sum_{i=1}^{12} \min[E_{sth}, E_{hwd}]}{\sum_{i=1}^{12} E_{hwd}}$ $E_{sth} = \frac{Q_0 \times \lambda_{sth} \times \gamma_{sth} \times \eta_{sth} \times v \times A_e}{v/\rho}$ $E_{hwd} = L_{hw} \times (v \times A_e)$	$\theta_{hw} = \frac{\sum_{i=1}^{12} \min[E_{pv}, E_{ed}]}{\sum_{i=1}^{12} E_{ed}}$ $E_{sth} = \frac{Q_0 \times \lambda_{sth} \times \gamma_{sth} \times \eta_{sth} \times v \times A_e}{v/\rho}$ $E_{ed} = L_e \times (v \times A_e)$
θ_{hw} : 由可再生能源提供的生活热水比例，单位 %；	θ_{hw} : 由可再生能源提供的电量比例，单位 %；
E_{sth} : 太阳能光热利用资源量，单位 kJ；	E_{pv} : 太阳能光伏发电资源量，单位 kJ；
Q_0 : 太阳能年辐射量，单位 kJ/m ² ·a；	Q_0 : 太阳能年辐射量，单位 kJ/m ² ·a；
v : 容积率；	v : 容积率；
ρ : 建筑密度；	ρ : 建筑密度；
λ_{sth} : 屋顶面积可使用率；	λ_{pv} : 屋顶面积可使用率；
γ_{sth} : 太阳能热水集热器面积与水平面的面积之比；	η_{pv} : 太阳能光电转换效率；
η_{sth} : 太阳能热水器光热效率；	k : 太阳能光电效率修正系数；
E_{hwd} : 生活热水实际需求量，单位 kJ。	A_e : 建筑用地面积，单位 m ² 。

收稿日期：2018-05-18
基金项目：绿色建筑群规划设计应用技术集成研究（2012BAJ09B02）。
作者简介：张改景（1981—），主要研究方向为能源规划、建筑节能和绿色建筑。

建筑能源资源利用边界条件研究，其情景设点如表 2 所示。

（2）分析结果

基于区域建筑太阳能光热利用计算方法和情景

图 1 我国典型城市的太阳能月总辐射量^[18]

设定,对我国典型城市的太阳能光热利用规划条件进行了分析,具体分析结果如图 2。以上海为例,则在居住建筑群规划设计阶段,如果要实现由可再生能源提供的生活热水比例为 50% 的目标,在情景 1 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 20;在情景 2 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 26;在情景 3 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 32。

基于区域建筑太阳能光伏利用计算方法和情景设定,对我国典型城市的太阳能光热利用规划条件进行了分析,具体分析结果见图 3。以上海为例,在办公建筑群规划设计阶段,如果要实现由可再生能源提供的电量比例为 1% 的目标,在情景 1 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 10;在情景 2 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 14;在情景 3 下,其建筑群的容积率/建筑密度的取值要小于等于 18。

这些分析结果可以有效指导规划设计师来进行居住建筑群的规划设计,为区域规划的相关参数的确定提供数据支撑。

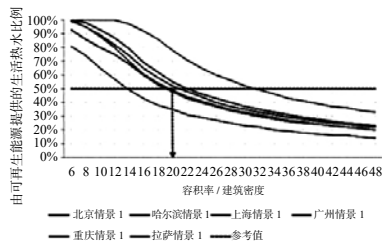


图 2 各情景下典型城市居住建筑群由可再生能源提供的生活热水比例与建筑容积率/建筑密度相关性分析

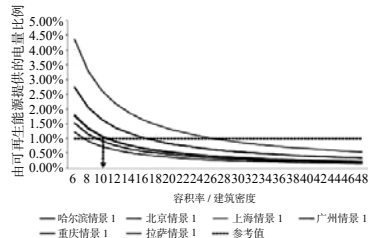


图 3 各个情景下典型城市办公建筑群由可再生能源提供的电量比例与建筑容积率/建筑密度相关性分析

表 2 太阳能光热利用情景设定

情景设定	太阳能光热利用		太阳能光伏利用	
	共性参数	特性参数	共性参数	特性参数
情景 1	太阳能热水集热器面积与水平面的面积之比为 0.5, 太阳能集热器光热效率为 0.5。	屋顶利用率 30%	太阳能光电修正系数 0.5, 太阳能光电转换效率为 0.14。	屋顶利用率 30%
情景 2		屋顶利用率 40%		屋顶利用率 40%
情景 3		屋顶利用率 50%		屋顶利用率 50%

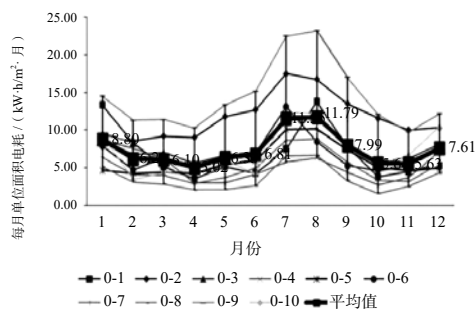
2 基于负荷平准化的区域建筑功能配比优化

2.1 典型建筑负荷曲线

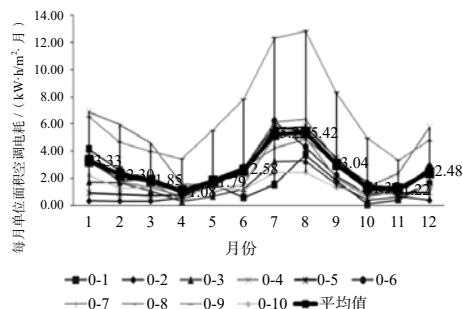
通过收集了上海办公、商业和酒店建筑完成一年的电耗数据,分析逐月单位面积电耗与空调能耗,如图 4 所示。同时利用能耗模拟软件建立典型办公建筑、商业建筑和酒店建筑模型,并通过模拟能耗与实际能耗的对标,保障误差在 15% 的情况下通过修正得到典型建筑模型,并通过模拟得到典型建筑的负荷曲线,如图 5 所示。为建筑群负荷平准化的节能潜力研究提供基础。

2.2 区域建筑负荷平准化的节能潜力

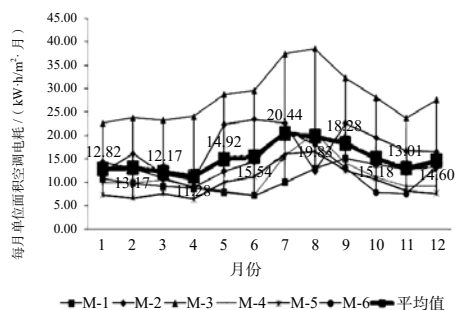
负荷平准化就是要求负荷稳定、均衡地出现,避免负荷峰、谷、平的大幅度转换,从而保障设备在高效阶段进行运行。通过城区或建筑群的规划配合,布局混合社区,实现负荷平准化是建筑群能源资源高效利用的研究方向之一。本文利用典型建筑负荷曲线的相关研究,针对办公主导型、酒店主导型、商业主导型等区域建筑的功能业态,各建立三种业态配比的情景模型,用于指导规划设计阶段用能定额控制下的功能配比分析。



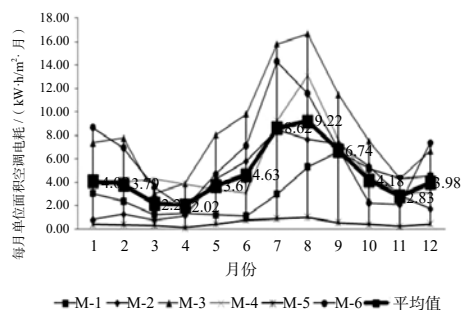
(a-1) 办公建筑逐月单位面积电耗



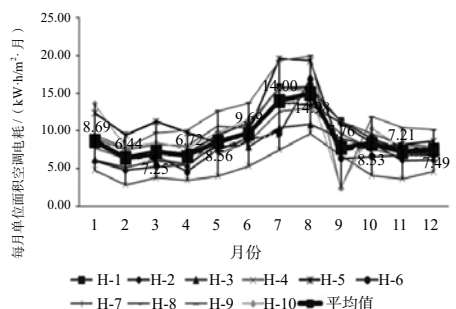
(a-2) 办公建筑逐月单位面积空调能耗



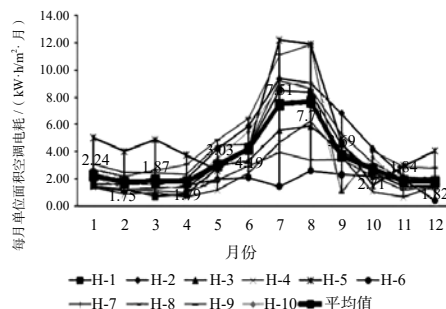
(b-1) 商业建筑逐月单位面积电耗



(b-2) 商业建筑逐月单位面积空调能耗

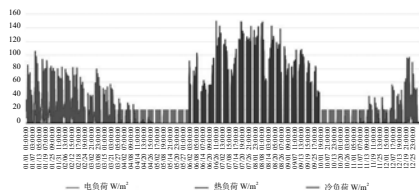


(c-1) 酒店建筑逐月单位面积电耗

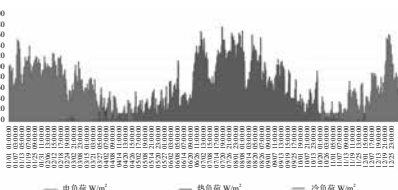


(c-2) 酒店建筑逐月单位面积空调能耗

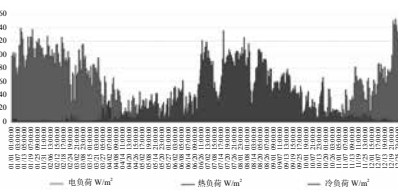
图 4 上海典型建筑逐月单位建筑面积用电量统计值



(a) 上海典型办公建筑负荷曲线



(b) 上海典型商业建筑负荷曲线



(c) 上海典型酒店建筑负荷曲线

图 5 上海典型建筑逐时负荷曲线示意图

办公主导型的建筑群的功能配比主要为三种情景,办公:商业:酒店的比例分别为 5:3:2、6:2:3 和 7:1:2,具体分析如图 6 (a) 所示;其中以混合 3 功能配比的负荷峰值最低,即办公、商业、酒店的面积极配以 7:1:2,可以有效降低建筑群峰值负荷。商业主导型的建筑群的功能配比主要为三种情景,办公:商业:酒店的比例分别为 2:5:3、1:6:3 和 2:7:1,

具体分析如图 6 (b) 所示;其中以混合 1 功能配比的负荷峰值最低,即办公、商业、酒店的面积极配以 2:5:3,可以有效降低建筑群能耗。酒店主导型的建筑群的功能配比主要为三种情景,办公:商业:酒店的比例分别为 3:2:5、2:2:6 和 2:1:7,具体分析如图 6 (c) 所示。其中以混合 3 功能配比的负荷峰值最低,即办公、商业、酒店的面积极配以 2:1:7,

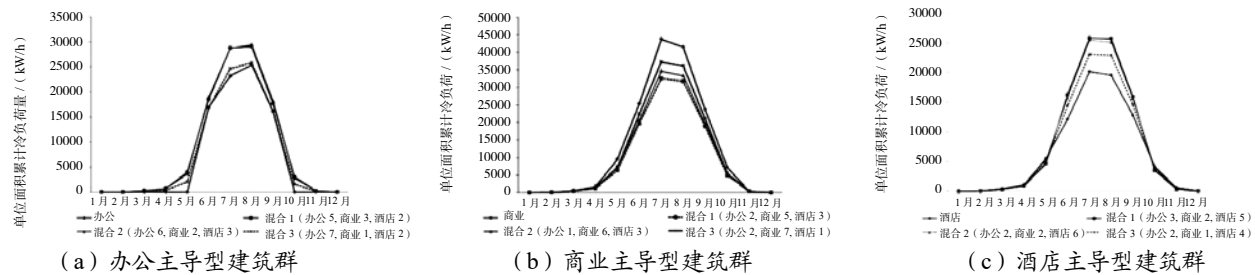


图 6 办公主导型建筑群、商业主导型建筑群、酒店主导型建筑群负荷平准化分析

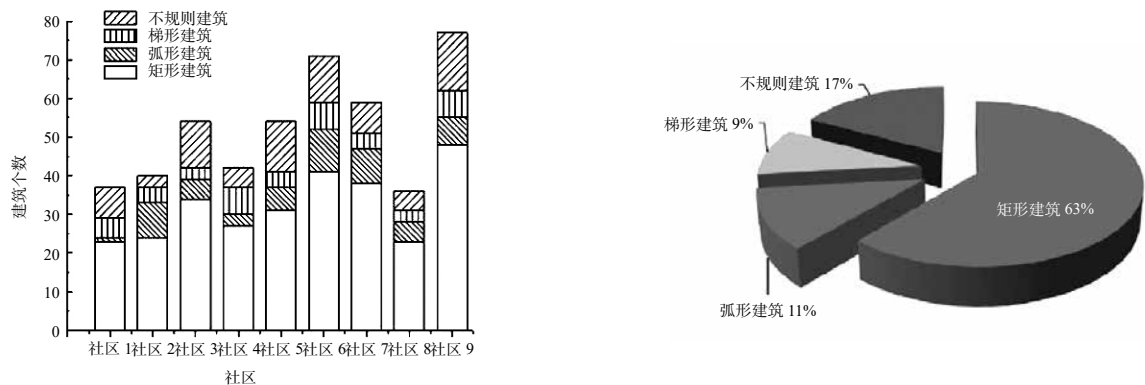


图 7 社区的建筑形状类型统计^[19]

可以有效降低建筑能耗。

因此,基于对典型建筑模型及负荷曲线的研究,通过情景分析法构建典型建筑群的方法来模拟建筑群的负荷曲线,通过调整建筑群功能配比及建筑面积的配比,可以得到不同功能配比下的建筑群负荷曲线,以负荷平准化的标准来评判,为规划设计师进行区域经济性指标编制时提供技术参考。

3 基于区域能源系统用能总量控制的建筑群形态节能潜力优化

3.1 各种建筑形态简化模型

我国上海地区典型区域建筑形状调研,如图 7 所示,由各类区域建筑形状统计结果可以看出,建筑形状以矩形建筑为主,则下文将以矩形建筑为区域建筑的基本形状,建立区域建筑形态负荷预测模型。

在给定的用地面积和容积率条件下,建立四类常见的办公建筑、酒店建筑的形态简化模型,简化建筑形态模型如表 3 和图 8 所示,其中设计参数按照《公共建筑节能设计标准》的要求来选取参数,其中模拟分区是内部全部按照办公室和酒店房间的性质来设定,其他参数按照软件默认参数来设计。

3.2 各种建筑形态负荷模拟结果分析

在给定的容积率条件下,对常见的四种办公建筑规划形态进行冷热负荷对比,对单位面积冷负荷和热负荷进行分析(见图 9)。计算结果表明单位面积冷负荷由大到小的排序为:形态 1 > 形态 2 >

表 3 典型建筑形态相关参数设计

项目	具体参数
共性条件	假设地块的长为 135m, 宽为 76m, 地块面积为 1 万 m ² , 地块的容积率设定为 4。
建筑形态 1	高层建筑 1 幢: 建筑长: 宽=2:1 (长按照 50m, 宽按照 25m), 高层建筑按照 99m 来设计, 层高按照 3m 来设计, 总建筑面积约为 40000m ² , 建筑密度为 12%。
建筑形态 2	多层建筑 4 幢: 建筑长: 宽=2:1 (长按照 50m, 宽按照 25m), 建筑高度按照 24m 来设计, 层高按照 3m 来设计, 总建筑面积约 40000m ² , 建筑密度为 48.5%, 建筑之间的间距依据满足《上海市城市规划管理技术》和《中华人民共和国的建筑消防设计规范》的相关要求而设定。
建筑形态 3	多层建筑 1 幢, 建筑长: 宽=2:1 (长按 100m, 宽按照 50m), 建筑高度按照 24m 来设计, 层高 3m 来设计, 总建筑面积约 40000m ² , 建筑密度为 48.5%。
建筑形态 4	围合形态, 多层建筑 1 幢, 建筑长: 宽=2:1 (长按 104m, 宽按照 52m), 建筑高度 24m, 层高 3m, 总建筑面积 40000m ² , 建筑密度 48.1%。

形态 3 > 形态 4; 单位面积的热负荷由大到小的排序为: 形态 2 > 形态 1 > 形态 4 > 形态 3。

在给定的容积率条件下, 对常见的四种酒店建筑规划形态进行冷热负荷对比, 对单位面积冷负荷和热负荷进行分析(见图 10)。计算结果表明单位面积冷负荷由大到小的排序为: 形态 1 > 形态 3 > 形态 2 > 形态 4; 单位面积的热负荷由大到小的排序为: 形态 2 > 形态 1 > 形态 4 > 形态 3。

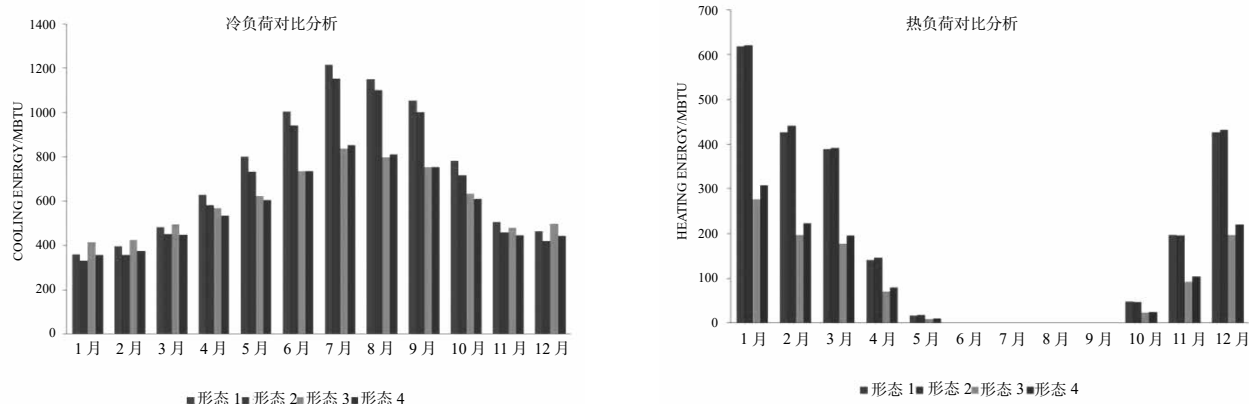


图 9 不同形态办公建筑冷热负荷对比分析示意图

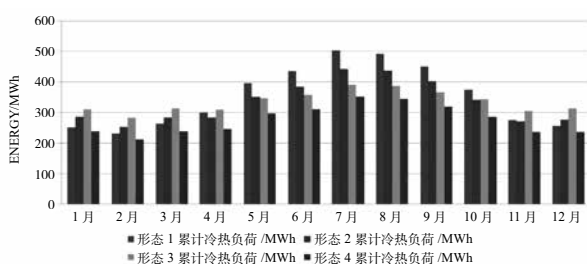


图 10 不同形态酒店建筑冷热负荷对比分析示意图

因此,在夏热冬冷地区,不论办公建筑还是酒店建筑,形态 1 的全年单位面积累计冷负荷最大,形态 4 的全年单位面积累计冷负荷最小;形态 2 的全年单位面积累计热负荷最大,形态 3 的全年单位面积累计热负荷最小。

4 区域建筑能效提升规划设计方法

基于前面的研究,区域建筑能源高效利用规划方法主要包括三大步骤(见图 11),第一是以可再生能源利用为目标,通过目标导向的可再生能源利

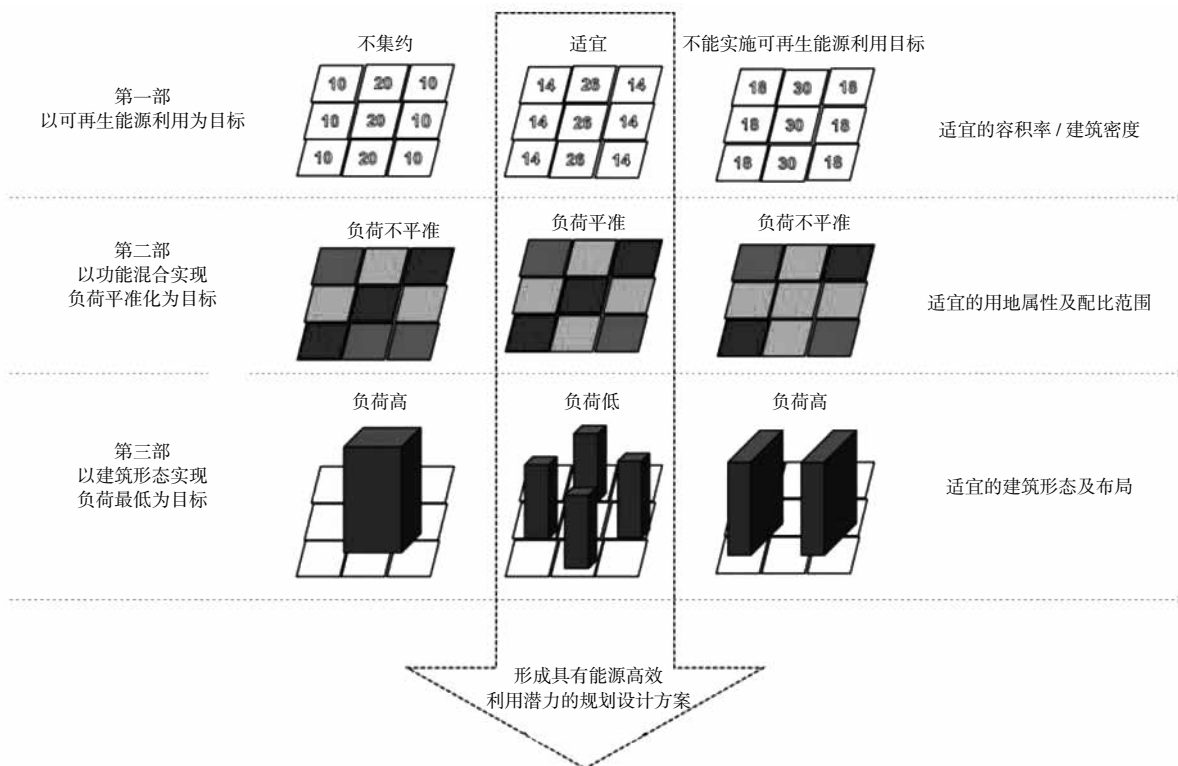


图 11 目标导向的区域建筑能效提升规划设计方法

用规划边界条件的研究,得到区域建筑适宜的容积与建筑密度等相关参数;第二是以功能混合实现负荷平准化为目标,通过基于负荷平准化的区域建筑功能配比优化方法的研究,获得适宜的区域建筑功能及比例范围;第三是以建筑形态实现负荷最低为目标,通过基于区域能源系统用能总量控制的建筑形态节能潜力优化,得到适宜的区域建筑形态及布局。通过以上分析获得的适宜的容积率、建筑密度、建筑功能及配比、建筑形态等参数,从而形成具有能源高效利用潜力的区域建筑规划设计方案,为区域建筑的规划提供相关参考。

5 总结

研究了以目标导向的可再生能源利用规划适宜边界条件,得到了全国典型城市的太阳能光热和光伏利用率与容积率和建筑密度之比的关系,容积率和建筑密度之比越小,越有利于可再生能源利用目标的实现。

研究了基于负荷平准化的建筑群功能配比优化,利用情景分析方法分析了不同功能主导下的建筑群的负荷曲线图,以负荷平准化为评估角度给出了适宜的功能配比值,如办公主导型的建筑群的功能配比以办公、商业、酒店的面积配比以7:1:2,可以有效降低建筑群峰值负荷;商业主导型的建筑群的功能配比以办公、商业、酒店的面积配比以2:5:3,可以有效降低建筑群能耗;酒店主导型的建筑群的功能配比以办公、商业、酒店的面积配比以2:1:7,可以有效降低建筑群能耗。

研究了建筑群形态节能潜力优化,建立的四种建筑群形态,利用软件模拟的方法对其负荷进行了分析,得出在上海地区,围合类的建筑群的综合负荷率最低。

本文重点研究了区域建筑能源高效利用规划方法,研究形成了区域建筑能源高效利用规划设计方法,为区域建筑能源高效利用规划提供支撑。

参考文献

- [1] Rahul B. Hiremath, Bimlesh Kumar, P. Balachandra, N.H.Ravindranath. Bottom-up approach for decentralized energy planning: Case study of Tumkur district in India [J]. Energy Policy, 2010,38(2):862-874.
- [2] Ramachandra T.V. RIEP: Regional integrated energy plan [J]. Renewable and sustainable reviews, 2009, 13(2):285-317.
- [3] Omu A, Choudhary R, Boies A. Distributed energy resource system optimization using mixed integer linear programming [J]. Energy Policy, 2013, 61:249-266.
- [4] 郑忠海,付林,江亿,等. 城市建筑能源规划模拟软件的介绍 [C]// 全国暖通空调制冷 2008 年学术年会论文集. 2008.
- [5] 龙惟定. 城区需求侧能源规划 [J]. 暖通空调, 2015, 02 期 (02):60-66.
- [6] LSE Cities & EIFER, City and Energy—Urban Morphology and Heating Energy Demand, Final Report, <http://lsecities.net/publications/reports/cities-and-energy-urban-morphology-and-heat-energy-demand/>.
- [7] Serge Salat,《关于可持续城市化的研究—城市与形态》,中译本,中国建筑工业出版社,2012 年 9 月
- [8] 叶祖达,龙惟定.《低碳生态城市规划编制—总体规划与控制性》[M]. 中国建筑工业出版社,2016.09.
- [9] W. O'Brien, C. Kennedy, A. Athienitis and T. Kesik, THE RELATIONSHIP BETWEEN PERSONAL NET ENERGY USE AND THE URBAN DENSITY OF SOLAR BUILDINGS.
- [10] 林美顺,潘毅群,龙惟定. 夏热冬冷地区办公建筑体形系数对建筑能耗的影响分析 [J]. 建筑节能, 2015, (10).
- [11] <http://www.retscreen.net/zh/centre.php>.
- [12] Choi Y, Ray J, Tammineedi Ch, et al PV Analyst: Coupling ArcGIS with TRNSYS to assess distributed photovoltaic potential in urban areas [J]. Solar energy, 2011, 85(11):2924-2939.
- [13] In-Ae Yeo, Seong-Hwan Yoon, Jurng-Jae Yee. Development of an environment and energy geographical information system (E-GIS) construction model to support environmentally friendly urban planning. Applied Energy, 2013, 104:723-739.
- [14] 张改景. 低碳区域建筑可利用能源资源综合评价研究 [D]. 同济大学, 2010.09.
- [15] 周杨, 吴文祥等. 西北地区太阳能资源空间分布特征及资源潜力评估 [J]. 自然资源学报, 2010, 10(25):1738-1749.
- [16] In-Ae Yeo, Seong-Hwan Yoon, Jurng-Jae Yee. Development of an environment and energy geographical information system (E-GIS) construction model to support environmentally friendly urban planning. Applied Energy, 2013, 104:723-739.
- [17] 中国建筑热环境分析专用气象数据集 [M]. 中国气象局气象信息中心气象资料室, 2005.4.
- [18] 苑翔. 社区建筑负荷预测及负荷分布特性研究 [D]. 同济大学, 2010.07.

电力行业超低排放用袋式除尘滤料性能试验分析

闫雪, 刘兴成, 沈恒根

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要] 针对电力行业含尘烟气净化问题, 选取 2 种袋式除尘滤料, 通过实验研究, 探索分析 5 种滤料 (1 号 PPS 进口纤维滤料、2 号 PPS 国产纤维滤料、3 号 P84+PPS (PTFE 基布) 混纺滤料、4 号 PPS (PTFE 乳液浸渍) 滤料、5 号 P84 滤料) 间性能的差异。结果表明: 5 种滤料纬向断裂强力, 5 号滤料 > 1 号滤料 > 4 号滤料 > 2 号滤料 > 3 号滤料, 其值在 1209N~2219N 之间; 经向断裂强力相当, 其值在 910N~1122N 之间; PPS 滤料在 180~220℃ 下处理 24h 后经、纬向断裂强力提升 6.98%~13.88%; P84 滤料在 180~220℃ 下处理 24h 后经、纬向断裂强力提升 0.52%~16.94%; 不同风速下 5 种滤料对 PM_{2.5} 的过滤效率, 5 号滤料 > 3 号滤料 > 4 号滤料 > 1 号滤料 > 2 号滤料, 其值在 33.20%~74.12% 之间。

[关键词] 电力行业; 袋式除尘滤料; 力学性能; 耐温特性; 过滤性能

0 引言

我国的电力、钢铁等重工业发展迅速, 重工业产生的大量高温含尘气体若直接排放, 会造成严重的环境污染, 因此我国对各工业炉窑已经制定了严格的污染物的排放限值, 由“超低排放”全面转向“近零排放”。在此背景下, 袋式除尘器作为一种对烟尘类颗粒物的控制效果好、构造简单并且运行投资低的除尘设备, 普遍应用于各工业领域。^[1] 在袋式除尘系统中, 滤袋是系统的核心, 滤袋所选用的滤料, 很大程度上决定着滤袋的寿命和捕集效率。根据电厂袋式除尘用滤料的演变情况, 对燃煤电厂锅炉袋式除尘器使用的各种滤料进行测试及分析。所选滤料包括: PPS+P84 混纺滤料、PPS 滤料、PTFE 乳液浸渍处理后的 PPS 滤料以及 P84 滤料。对 5 种滤料的力学特性、耐温特性和过滤特性进行分析和对比试验研究, 为 PPS 滤料 (国产 PPS 纤维) 性能的提高和防治工业 PM_{2.5} 以及为电力行业超低排放用袋式除尘滤料的设计选用提供一定的参考。

1 实验部分

1.1 实验材料

选用 5 种电力行业用袋式除尘器常用滤料, 编号为 1 号~5 号, 如表 1 所示。

表 1 实验材料

编号	成分	克重/(g/m ²)	厚度/mm	后处理工艺
1	PPS 滤料 (50% 东丽+50% 东洋品)	531	1.913	烧毛轧光
2	PPS 滤料 (国产 PPS 纤维)	505	1.861	烧毛轧光
3	P84+PPS (PTFE 基布) 混纺滤料	631	2.200	烧毛轧光
4	PPS 滤料	585	2.166	PTFE 乳液浸渍
5	P84 滤料	524	2.462	烧毛轧光

收稿日期: 2018-06-30

作者简介: 闫雪 (1992—), 主要研究方向为工业通风与除尘净化。

1.2 实验装置和方法

1.2.1 耐温特性实验

(1) 滤料的热尺寸稳定性。热尺寸稳定性测试使用的实验仪器为 DHG-9140A 电热恒温鼓风干燥箱。按国家标准《袋式除尘器技术要求》GB/T 6719-2009 剪取 200mm×200mm 试样若干块, 并标明经向和纬向。分别放置在 180℃、200℃、220℃ 恒温干燥箱内加热 24h 后取出, 然后置于相对湿度 60%、20℃ 的环境中冷却 24h 后分别测定试样的经、纬向长度, 每种滤料取 3 块样品经、纬向测量 3 次数据的算术平均值, 计算热尺寸收缩率 γ , 见式 (1):

$$\gamma = \frac{L_0 - L_1}{L_0} \times 100\% \quad (1)$$

式中: γ 为经过热处理后滤料的经、纬向热尺寸收缩率 (%); L_0 为未经热处理滤料的经、纬向长度 (mm); L_1 为经过热处理后滤料的经、纬向长度 (mm)。

(2) 滤料的耐温力学性能。耐温力学性能测试使用的实验仪器为 DHG-9140A 电热恒温鼓风干燥箱, YG065CT 电子式织物强力仪。按国家标准《纺织品 织物拉伸性能 第 1 部分: 断裂强力和断裂伸长率的测定 条样法》GB/T 3923.1-2013, 剪取经、纬向滤料 300mm×50mm 试样若干条。分别放置在 180℃、200℃、220℃ 恒温干燥箱内加热 24h 后取出, 然后放置在相对湿度 60%、20℃ 的环境中 24h 后测定经、纬向断裂强力, 取测试 3 组数据的算术平均值, 计算其断裂强力的保持率 λ , 见式 (2)。

$$\lambda = \frac{F_i}{F_{20^\circ\text{C}}} \times 100\% \quad (2)$$

式中: λ 为经过热处理后滤料经、纬向的断裂强力保持率 (%); $F_{20^\circ\text{C}}$ 为滤料常温下经、纬向断裂强力 (N); F_i 为经过热处理后滤料的经、纬向

断裂强力 (N); $i=180, 200, 220^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.2 过滤效率测试

实验材料为剪取直径为 11.3cm 的圆形滤料一块, 分别测定风速为 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ 时其前后侧的颗粒物质量浓度, 每组测 20 个数据取平均值, 并计算过滤效率, 见式 (3)。

$$\eta = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \times 100\% \quad (3)$$

式中: η 为过滤效率 (%); n_1 为滤料过滤前侧含有该粒径范围的颗粒物质量浓度平均值 ($\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$); n_2 为滤料过滤后侧含有该粒径范围的颗粒物质量浓度平均值 ($\mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$)。

图 1 为滤料静态过滤性能测试装置, 其工作原理为: 将待测圆形滤料放置到测试管道上, 通过实验装置上的夹持装置器固定, 开启真空泵抽取稳定的气流运动, 通过转子流量计进行调整进入管道的气体流量, 管道的内径为 80mm, 滤料过滤风速即为转子流量计调节的气体流量与测试管道横截面积的比值。实验开始后, 实验房间内的气体通过集流器进入管道, 自上而下通过被测滤料, 而后经转子流量计再由真空泵排出^[2]。按照《袋式除尘器技术要求》GB/T 6719-2009 进行测试, 用 Grimm 便携式颗粒物监测仪分别在进气侧采样口和净气侧采样口测定不同粒径颗粒物的质量浓度。

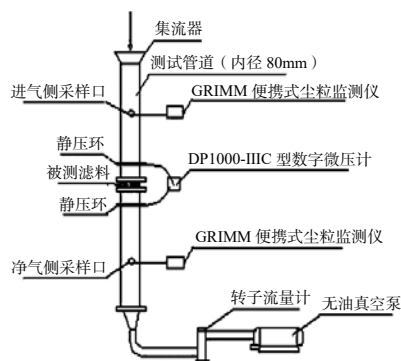
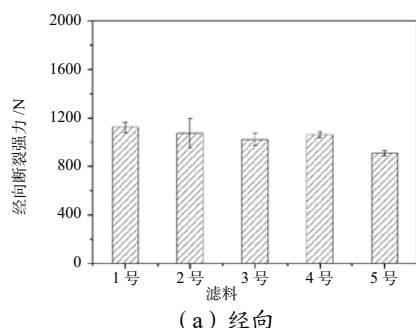


图 1 滤料静态过滤性能测试装置



2 结果与分析

2.1 滤料的力学性能

超低排放用袋式除尘滤袋能否长期高效的使用, 与滤料的力学性能有直接的关系, 某些工艺场合对滤料的撞击磨损程度很大, 如果滤料的强力很低, 则容易造成纤维破坏, 从而导致滤料发生破损。

图 2 为常温下 5 种滤料的断裂强力对比, 5 种滤料纬向断裂强力有明显差异, 且均大于经向, 可能是在滤料克重相差不多时, 滤料在制备过程中对纬向的梳理会使纬向强力有明显的提升。按照标准《袋式除尘器技术要求》GB/T 6719-2009 对普通型滤料和高强型滤料断裂强力和断裂伸长的分类, 普通型非织造滤料的经向强力 ≥ 900 , 纬向强力 ≥ 1200 , 可以判定本次测试 5 种滤料均为普通型滤料。由图可知 2 号滤料的经、纬向断裂强力分别为 1076N、1189N, 1 号滤料的经、纬向断裂强力分别比 2 号滤料的大 778N、46N。4 号滤料是经过 PTFE 乳液浸渍的 PPS 滤料, 比 2 号的纬向断裂强力提高 26.32%, 经向断裂强力与 2 号滤料基本相同, 说明 PTFE 乳液浸渍后, 加强了纤网表面缠结, 有利于 PPS 滤料的力学性能提高, 但强力提高率并不是很高, 这是因为基布是为滤料提供强力的主要部分, 纤网所提供的强力占次要地位, 而 PTFE 乳液对于处于滤料中部的基布作用相对较少, 所以强力提高率并不高^[3]。P84 纤维是不规则的纤维截面其内应力分布不同, 纤维自然曲卷, 因此纤维之间具有比较强的抱合力和缠结力^[4], 5 号滤料的经、纬向断裂强力分别为 868N、2219N, 纬向强力是 5 种滤料种最高的, 但经向断裂强力远小于纬向断裂强力, 经向受力易损坏。3 号滤料虽然与强力较大的 P84 滤料混纺, 但 3 号滤料是以强力较小的 PTFE 纤维作为基布的, 而基布又是为滤料提供强力的主要部分, 因此 P84+PPS (PTFE 基布) 混纺滤料与 PPS 滤料的力学性能相差不大。

2.2 滤料耐温特性

2.2.1 滤料的热尺寸稳定性

在燃煤电厂中, 由于工艺的要求, 滤料一般都

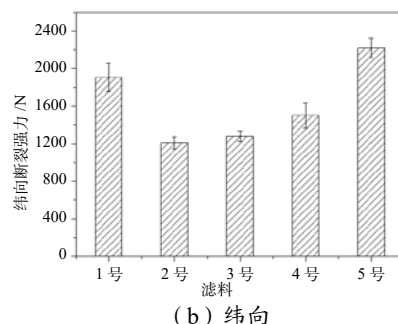


图 2 滤料的断裂强力

需要在较高温度条件下进行除尘。因此,滤料的热尺寸稳定性与滤料的使用寿命有很大的关系^[5]。图 3 为 5 种滤料在 180℃、200℃、220℃ 下连续处理 24h 后,经、纬向的热收缩率变化图。

国标《袋式除尘器技术要求》GB/T 6719-2009 对滤料加热后热收缩需要达到的条件是持续在一定温度下工加热 24h,滤料的经向尺寸变化应 $\leq 1.5\%$,纬向尺寸变化 $\leq 1.0\%$ 。实验结果表明,180℃、200℃、220℃ 下持续加热 24h 之后 1 号滤料具有良好的热尺寸稳定性,经向尺寸变化都为 0%,纬向尺寸变化分别为 0%、0.56%、0.83%,2 号经 3 种温度下加热后的经向尺寸变化分别为 0.4%、0.78%、1.11%,纬向尺寸变化均为 0%,由此看出 1 号滤料的经向经加热处理后的尺寸稳定性优于 2 号而纬向则劣于 2 号。4 号滤料在 3 种实验条件下经向、纬向的尺寸变化小于 2 号滤料,利用 PTFE 乳液浸渍处理提高了 2 号滤料的热尺寸稳定性,可见后处理是改变滤料热稳定性的因素之一。5 号滤料在三

种温度下加热后,经向、纬向都未发生变化,具有很好的尺寸保持性,P84 纤维和 PTFE 纤维拥有极好的耐热特性,因此 3 号滤料比 2 号滤料的热尺寸保持性有所提升,其经向、纬向的热尺寸收缩率为 0%。说明纤维本身的耐热特性,是影响滤料热稳定特性的重要因素。若滤料在加热后尺寸有较大的改变则后使滤袋变形,从而使滤袋长时间受力,增加滤袋的破损的几率,削弱滤袋的耐久性^[6]。本次测试的 5 种滤料经热处理后收缩率都较小,由于实际运行中袋式除尘器采用滤袋的长度约 6~8m,滤袋微小的尺寸变化量依旧是不可忽略的。因此在设计袋式除尘器时,应注意高温烟气对滤袋尺寸的改变,在国标要求下合理设计袋笼,保证当滤袋尺寸有所改变时过,滤袋保有一定的预留长度。

2.2.2 滤料的耐温力学性能

图 4、图 5 分别是 5 种滤料在 180℃、200℃、220℃ 时连续处理 24h 后的经、纬向的断裂强力保持率和断裂伸长保持率的变化图。

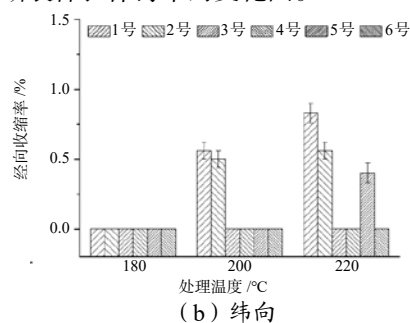
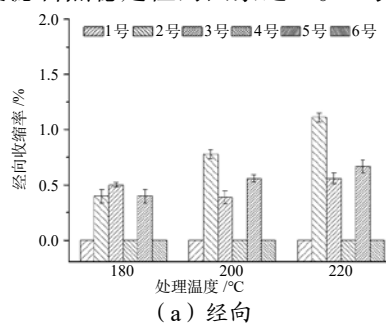


图 3 滤料的热尺寸稳定性

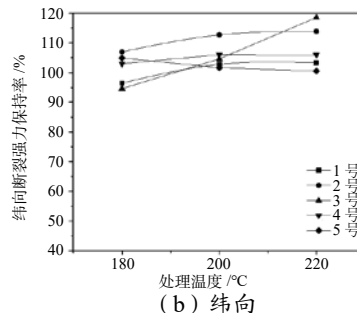
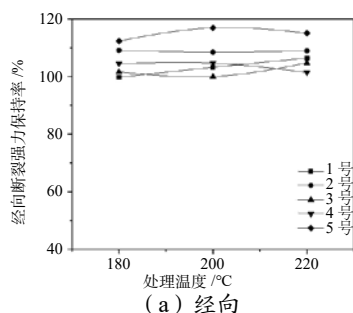


图 4 经、纬向断裂强力保持率

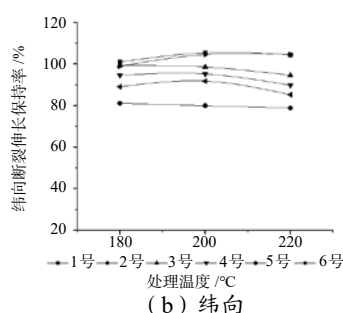
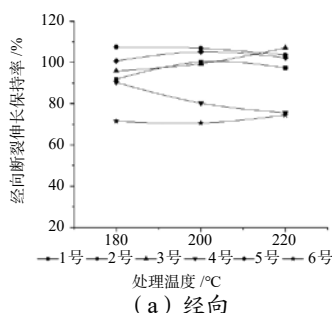


图 5 经、纬向断裂伸长保持率

(1) 由图 4 可以看出 2 号滤料的断裂强力保持率高于 1 号滤料, 2 号滤料在 180℃、200℃、220℃ 这三个温度下持续加热 24h 后的经向、纬向断裂强力保持率分别为 108.46%~109.11%、106.98%~113.88%。而 1 号滤料在 180℃ 下持续加热 24h 后的经向、纬向断裂强力保持率分别为 99.73%、96.44%, 可以看出国产 PPS 滤料的耐热力特性强于进口 PPS 滤料。4 号滤料的经、纬向断裂强力保持率分别为 101.42%~104.64%、102.99~106.00%, 5 号滤料的经、纬向断裂强力保持率分别为 112.33%~116.94%、100.52%~104.91%。可见 2 号、4 号和 5 号滤料有优异的耐温力学性能。3 号 PPS+P84 混纺滤料在 3 个温度下经向、纬向断裂强力保持率分别为 100.00%~104.7%, 95.62%~118.57%, 3 号滤料在温度为 180℃ 的环境下处理 24 小时后断裂强力有所衰减。

(2) 由图 5 可知 2 号滤料在实验条件下经向断裂伸长保持率大于 1 号滤料, 二者差值基本维持在 10% 以内, 而 2 号是滤料的纬向伸长保持率小于 1 号滤料, 二者差值基本维持在 20% 左右。5 号滤料的经向伸长保持率最小, 在 180℃、200℃、220℃ 这 3 个温度下持续加热 24h 后分别为 71.53%、70.59%、74.49%。3 号混纺滤料在经向、纬向伸长保持率随温度的增高呈下降的趋势, 其值分别为 75.58%~90.25%、89.67%~95.16%。4 号滤料的经向、纬向伸长保持率基本维持在 90% 以上, 说明 4 号滤料在实验条件下拉伸韧性和弹性不错。

2.3 滤料的过滤特性

图 6 为 1m/min 过滤风速下 1 号~5 号清洁状态下滤料对不同粒径颗粒物的分级效率。由图可知 5 种滤料在 1m/min 过滤风速下对颗粒物的分级过滤效率是随着颗粒物粒径的增大而增大。这是因为在低风速下, 主要依靠滤料的拦截效应和扩散效应捕集微细颗粒, 对直径越大的颗粒物, 滤料的捕集效率越高。

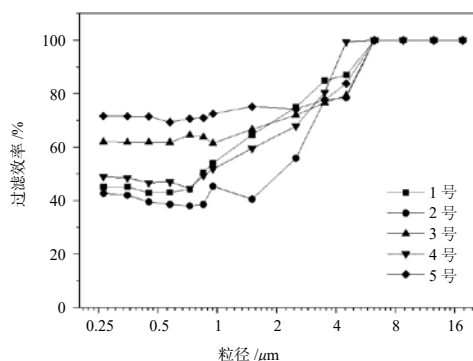


图 6 1m/min 过滤风速下 5 中滤料洁净状态下静态除尘效率

从变化图来看, 5 种滤料对与粒径 $\geq 0.25\mu\text{m}$ 的尘粒的分级过滤效率在分别为 1 号滤料 $\geq 42.91\%$, 2 号滤料 $\geq 36.04\%$, 3 号滤料 $\geq 61.83\%$, 4 号滤料 $\geq 44.53\%$, 5 号滤料 $\geq 68.92\%$ 。粒径在 $0.25\sim 4\mu\text{m}$ 范围内的尘粒, 3 号滤料对其的效率为 $61.83\%\sim 76.63\%$, 3 号滤料在此粒径范围内分级过滤效率比 1 号滤料高 $4.07\%\sim 20.23\%$, 相比 2 号滤料高 $19.14\%\sim 30.24\%$, 相比 4 号滤料高 $6.15\%\sim 19.41\%$, 相比 5 号滤料低 $0.25\%\sim 9.73\%$ 。由于 P84 纤维是一种不规则三叶瓣型截面的纤维, 比表面积相比一般纤维截面的更大, 因此捕集颗粒的概率更大, 过滤效果好, 纯 P84 滤料效率高于 PPS+P84 混纺滤料, 而 PPS+P84 混纺滤料的过滤效率又高于纯 PPS 滤料。经过 PTFE 浸渍的 4 号滤料相对纯 PPS 纤维的 2 号滤料, 过滤效果也有所提升, 出现这种现象是由于 PTFE 浸渍会使普通纤维的表面产生一种的聚合物结构, 这中改变较大程度的减小了 PPS 滤料表面的孔隙率, 使得渗透至滤料内部的颗粒物减少, 有效的改善了 PPS 滤料的过滤效率, 可见后处理是提高滤料过滤效率的方法之一。

图 7 为 0.5m/min, 1m/min, 1.5m/min, 2m/min, 2.5m/min, 3m/min 风速下 1 号~5 号滤料对环境气溶胶中 $\text{PM}_{2.5}$ 的过滤效果图。结果显示, 除 1 号、2 号与 4 号滤料对 $\text{PM}_{2.5}$ 过滤效率由于风速的增加有所降低, 其他 2 种滤料对 $\text{PM}_{2.5}$ 的过滤性能随着风速的变化并不是特别明显, 整体变化趋势较为稳定。在实验条件下 5 种滤料在 0.5m/min~3m/min 的过滤风速下, 对 $\text{PM}_{2.5}$ 的过滤效率分别是 1 号滤料处于 $39.80\%\sim 51.25\%$ 之间, 2 号在 $33.20\%\sim 6.10\%$ 之间, 3 号滤料在 $51.88\%\sim 61.20\%$ 之间, 4 号滤料在 $40.06\%\sim 57.50\%$ 之间, 5 号滤料在 $70.36\%\sim 74.12\%$ 之间。

2.4 过滤阻力特性

图 8 为 5 种滤料在不同过滤风速下的过滤阻力变化趋势图, 由图可知 5 种滤料的过滤阻力变化趋势均为过滤风速越大则过滤阻力越大^[7]。当风速为

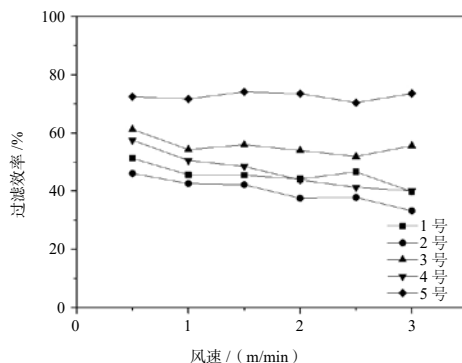


图 7 不同风速下 5 种滤料对 $\text{PM}_{2.5}$ 的过滤效率

0.5m/min时, 1号~5号滤料的过滤阻力分别为3.1、3、3.9、2.5和5.1 Pa。当风速为3m/min时, 1号~5号滤料的过滤阻力分别为13.6、11、13.9、11.2和15.3 Pa, 5种滤料的过滤阻力在各风速下较为接近。

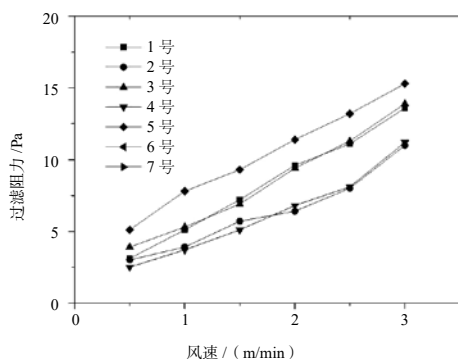


图8 不同风速下5种滤料的过滤阻力对比

3 结论

(1) PTFE乳液浸渍是增强PPS滤料断裂强力的方法之一, PPS滤料在180~220℃下处理24h后经、纬向断裂强力提升6.98%~13.88%; P84滤料在180~220℃下处理24h后经、纬向断裂强力提升0.52%~16.94%。

(2) 过滤风速为1m/min时, 对于粒径 ≥ 0.25 的颗粒物, 1号滤料分级过滤效率比2号滤料高2.44%~26.07%; 经PTFE乳液浸渍处理的4号滤料的分级过滤效率比2号滤料提升6.27%~18.98%; P84纤维具有不规则的纤维截面, 因此纤维表面积大, 过滤效率优异, 因此与P84混纺的3号滤料相比2号滤料的分级过滤效率提升了17.10%~28.48%; 5号

滤料具有较强的阻尘与捕尘能力分级过滤效率最高, 为68.92%~83.82%; 可见PTFE浸渍能够提升滤料的过滤性能, 但滤料本身的异性纤维构造对滤料的过滤性能影响更大。

(3) 在不同风速下1号滤料对 $PM_{2.5}$ 的过滤效率略大于2号滤料, 4号滤料和3号滤料相比2号滤料对 $PM_{2.5}$ 的过滤效率均有所提升, 5号滤料对 $PM_{2.5}$ 的过滤效率对 $PM_{2.5}$ 的过滤效率 $> 66\%$, 高于其他四种滤料。

参考文献

- [1] 刘克勤. 袋式除尘器在处理高温烟气中的应用[J]. 中国冶金, 2006, (05):44-47.
- [2] 刘兴成, 沈恒根. 不同后整理工艺方法对袋式除尘器滤料过滤性能的影响[J]. 环境工程学报, 2016, (04):1913-1918.
- [3] 周冠辰. 玄武岩/聚苯硫醚复合滤料针刺工艺及PTFE乳液后整理研究[D]. 浙江理工大学, 2014.
- [4] 晏荣华, 章勤华. 新型复合过滤材料——P84/Glass[J]. 产业用纺织品, 2006, (03): 32-33.
- [5] 杨勇, 宋存义, 童震松, et al. 温度对聚苯硫醚滤料力学性能的影响[J]. 环境工程学报, 2015, (10): 5005-5010.
- [6] 王辉. PPS滤料老化与耐久性实验研究[D]. 东北大学, 2011.
- [7] H W J K S C P D Y. Investigation of the figure of merit for filters with a single nanofiber layer on a substrate[J]. Journal of Aerosol Science, 2008,(39(4)): 323-334.

R236fa/R32 与四种常规制冷剂制冷系统性能的对比实验研究及其空调系统节能潜力分析

余鹏飞^{1,2}, 张小松¹

(1. 东南大学 能源与环境学院, 南京 210018; 2. 南京工程学院 能源与动力工程学院, 南京 211167)

[摘要] 对 R236fa/R32 与四种常规制冷剂制冷系统的性能进行了实验研究和对比分析; 建立了 THIC 空调四种模式下的空调系统计算模型和能耗分析方法; 对 R236fa/R32 制冷系统的 THIC 空调系统和 R22 常规空调系统能耗进行了比较分析。结果表明: R236fa/R32 当 R32 组份为 60% 时, 制冷系统的 COP 最大。相对常规制冷剂 R22、R410A、R407C、R134a 制冷系统, R236fa/R32(0.4:0.6) 的 COP 值最高, 压缩机功率最低, 排气温度最高, 但满足压缩机安全稳定运行要求。R236fa/R32 制冷系统的 THIC 空调系统相对 R22 常规空调系统具有一定的节能潜力, 节能率为 18.32%。

[关键词] R236fa/R32; 常规制冷剂; 性能研究; THIC; 能耗比

0 前言

当前, 随着社会可持续发展的要求, 对于节能型空调系统和相应的环保型、循环性能优越的制冷剂的制冷系统的研究具有重要的现实意义。温湿度独立控制空调系统 (Temperature and humidity independent control air conditioning system, 简称 THIC 空调系统) 相对常规空调系统具有“高质高用、低质低用”的合理用能原则^[1], 因此, 多种温湿度独立控制空调系统及相应制冷机组的研发得到国内外学者的广泛研究。在冷却除湿空调系统方面, 新风改善了室内空气质量, 采用辐射空调增强了室内热舒适性、并且提高了空调系统的能效。Gao 等^[2]定量分析了冷却水参数和室内空气温度等参数对辐射冷却系统冷却能力的影响。Khan 等^[3]通过对辐射冷却系统的能耗计算得出相对传统全空气系统节省 17.5% 的能耗。Si 等^[4]验证了新型空气型感应辐射空调系统的可行性, 并采用了非共沸制冷剂制冷机组。Zhao 等^[5]对一种新型采用新风冷却除湿的家用 VRF 辐射空调系统进行了开发和实验测试。Han 等^[6]研制了一种温湿度分离控制的空调器, 可分别调节室内温湿度。Liu 等^[7-9]对用于温湿度独立控制空调系统的双蒸发器制冷装置进行了大量的研究。在溶液除湿空调系统方面, Yao 等^[10]提出了一种新的低温、低浓度溶液除湿空调系统, 冷凝热能够满足溶液的再生。Zhao 等^[11]介绍了一种由热泵驱动的溶液除湿新风机组和干式风机盘管的温湿度独立控制系统。在转轮除湿空调系统方面, Jeong 等^[12]

研究了低温除湿转轮空调系统的性能。在联合除湿空调系统方面, Su 等^[13]提出了一种与液体除湿相结合的压缩吸收式制冷空调系统。Jiang 等^[14]对一种新型混合固体除湿热泵系统进行了实验研究。

但是, 对于利用非共沸混合工质变温制冷系统^[15]实现温、湿独立处理的空调系统的研究较少, 该系统采用一套压缩机和冷凝器, 双蒸发器, 使用 R236fa/R32 制冷剂, 可分别提供 7°C/12°C 和 18°C/23°C 冷冻水用于处理空调系统的显热和潜热, 可用于双冷源温湿度独立控制空调系统^[16]

(Dual Cooling Sources Temperature and Humidity Independent Control air conditioning system, 简称 DCSTHIC 空调系统)。本文通过对该制冷系统与四种常规制冷剂制冷系统的性能比较, 以及对所应用的多种空调系统综合能耗比的比较分析, 研究该机组及应用于 THIC 空调系统的节能潜力。

1 制冷剂

各制冷剂的物性参数见表 1, 理想的制冷剂宜选用 ODP (Ozone Depletion Potential) = 0、GWP (Global Warmth Potential) 较低的制冷剂, R32 具有较大的单位制冷量, R236fa/R32 利用两者不同沸点混合后的大温度滑移实现变蒸发温度。

表 1 制冷剂的主要物性参数

制冷剂	R22	R407C	R410A	R134a	R236fa	R32
沸点 /°C	-40.82	-43.60	-51.60	-26.10	-1.40	-51.70
冰点 /°C	-160	-115	-155	-103	-93.60	-136
临界温度 /°C	96.15	86.74	72.50	101.10	124.90	78.20
临界压力 /Mpa	4.75	4.62	4.95	4.07	3.20	5.80
相变潜热 / (kJ/kg)	233.50	249.90	256.70	216	106.24	390.50
ODP	0.045	0	0	0	0	0
GWP	1700	1526	1975	1300	6300	675
安全分类	A1	A1	A1	A1	A1	A2

收稿日期: 2018-05-24

基金项目: 国家重点研发计划项目 (No.2016YFC0700305)。

作者简介: 余鹏飞 (1983—), 主要研究方向为低碳型建筑环境设备与系统节能研究。

2 制冷循环性能比较

2.1 实验装置

如图 1, R236fa/R32 混合工质通过压缩机压缩后进入冷凝器冷凝, 然后经储液器、干燥过滤器, 经电子膨胀阀节流后进入蒸发器 1、蒸发器 2, 然后被压缩机吸入完成下一个制冷循环。该装置还包括冷却水循环系统和两套冷冻水循环系统, 通过电加热器和阀门调节水流量控制各水箱的出口水温。

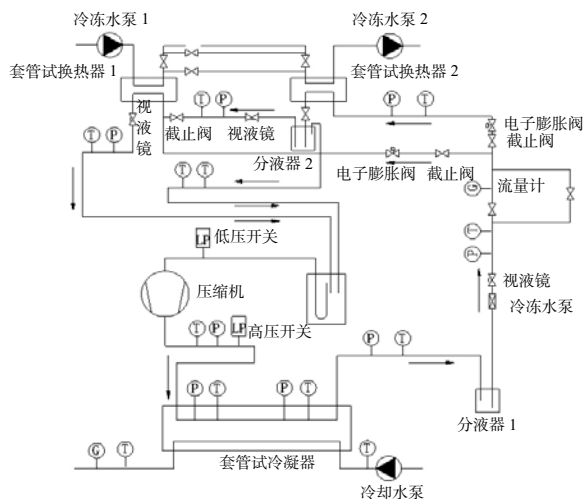


图 1 制冷系统实验装置图

2.2 变组分制冷循环性能分析

如图 2: 随着 R32 组分的增加, 制冷系统的 COP 值先增大, 后减小, 在 R236fa/R32(0.4/0.6) 处

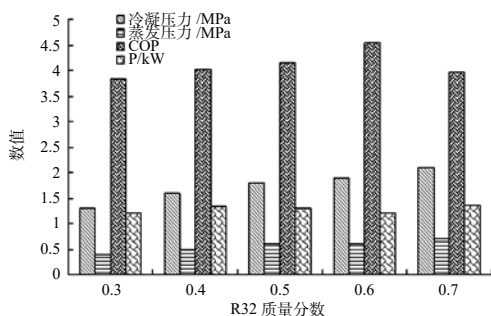


图 2 R236fa/R32 混合工质变组分制冷循环性能图

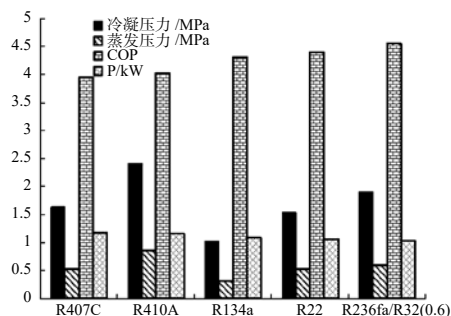


图 4 制冷剂制冷循环性能图

达到最大。这是因为纯 R236fa 气体区的等熵线斜率较大, 压缩机耗功较少, 随着 R32 含量的稍微增加, 混合物的潜热变大, 制冷量增加, 而此时 R236fa 占主要成分, 等熵线斜率亦较大, 压缩机耗功较小, 故 COP 增加, 之后随着 HFC32 的增加, 混合物受其影响变大, 由于 HFC32 的等熵线斜率较小, 制冷量的增大无法弥补压缩机耗功的增加, COP 减小。COP 理论值小于实测值, 但随 R32 组分的增加变化趋势相同。冷凝压力和蒸发压力随着 R32 组分的增加而增加。压缩机的功率随 R32 组分的增加, 先减小, 后增大, 在 R236fa/R32(0.4/0.6) 处达到最小。

如图 3: 排气温度随 R32 组分的增加不断升高。但最高排气温度低于 100℃, 满足压缩机安全稳定运行要求。

2.3 与常规制冷剂制冷循环性能比较

用于常规空调系统的制冷工质有 R22、R410A、R407C、R134a。如图 4 所示, R236fa/R32(0.4/0.6) 的 COP 值相对纯制冷工质的实际循环最大, 压缩机的功率最低, R410A 的冷凝压力和蒸发压力最高。由图 5 可知: R134a 的排气温度最低, R236fa/R32(0.4/0.6) 的排气温度最高。

3 空调系统能耗分析

空调系统的能耗除了与空调系统的形式有关, 还受制冷机组性能的影响, 为了进一步研究用于 R236fa/R32 的双冷源温湿度独立控制空调系统的节能潜力, 对于不同模式的常规空调和 THIC 空调系统,

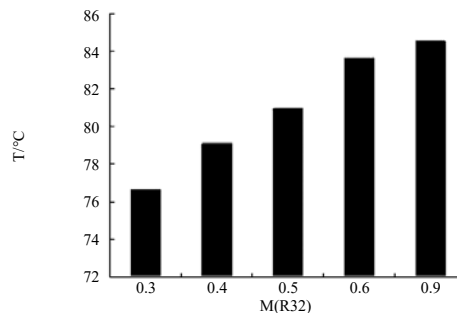


图 3 排气温度

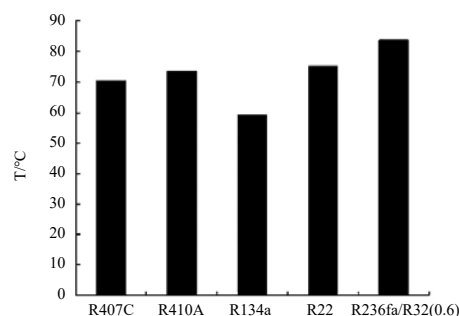


图 5 排气温度

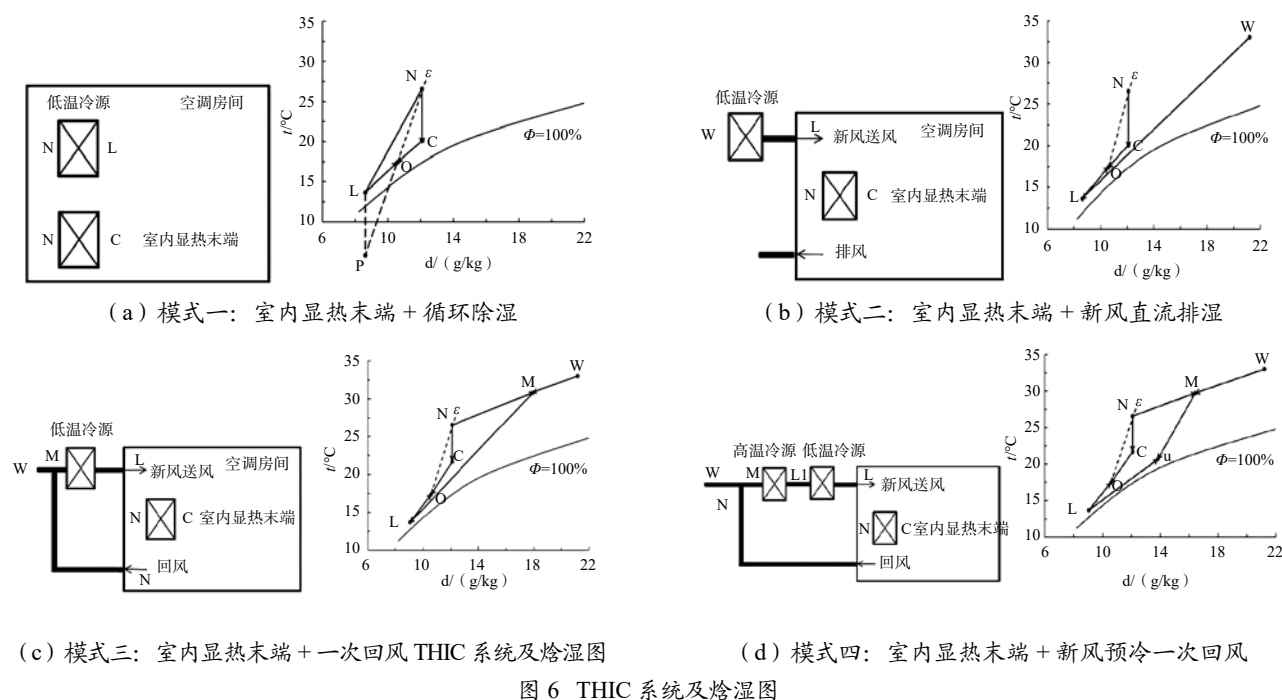


图 6 THIC 系统及焓湿图

将 R236fa/R32(0.4/0.6) 制冷系统的温湿度独立控制空调系统与 R22 制冷系统的常规空调系统进行能耗的比较分析, 研究各模式下空调系统的能耗和各部件耗能比, 为 R236fa/R32 制冷系统的进一步研究提供理论基础。

3.1 THIC 模型空气处理过程模型

双冷源温湿度独立控制空调系统可采用循环除湿或直流排湿方法, 一般有四种处理过程, 如图 6, 分别为无新风室内显热末端 + 循环除湿 (模式一)、室内显热末端 + 新风直流排湿 (模式二)、室内显热末端 + 一次回风系统 (模式三)、室内显热末端 + 新风预处理一次回风系统 (模式四)。

THIC 空调系统设计计算方法:

THIC 与常规空调系统的设计计算方法有很大的不同, THIC 注重湿度控制, 强调热、湿分开原则, 所以在负荷计算中显热负荷和潜热负荷要分类汇总, 设计计算时以湿负荷为主要计算依据, 根据送风温度与室内设计温度的差异, 确定显热负荷的承担任务。如图 7。

(1) 除湿所需风量的确定

按照卫生标准及满足除湿量的要求, 选择最大的送风量^[17]。除湿量要求的风量按公式计算。

$$G_L = \frac{\omega}{d_n - d_L} \quad (1)$$

对于模式一: 除湿所需风量为低温冷源循环风量。

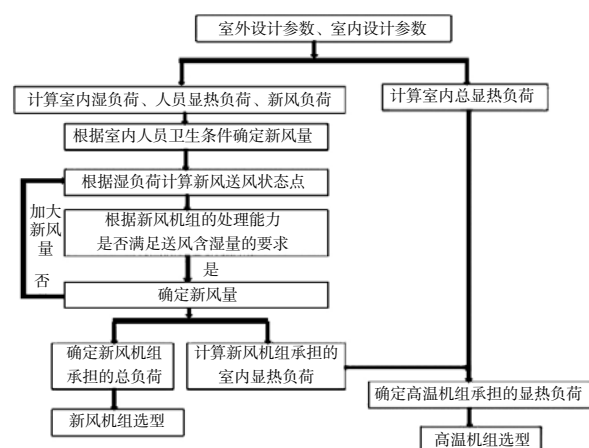


图 7 THIC 空调系统设计计算

对于模式二: 除湿所需风量为新风量。

对于模式三、模式四: 除湿所需风量为新风量和回风量之和。

式中: W 为室内余湿量 (g/h); G_L 为除湿所需风量 (kg/h); d_L 为 L 点含湿量 (g/kg 干); d_n 为室内含湿量 (g/kg 干)。

(2) 低温冷源制冷量

对于模式一:

$$Q_L = Q_{\text{室内潜热}} + Q_{\text{部分室内显热}}$$

$$Q_L = G_L \frac{i_n - i_L}{3600} \quad (2)$$

对于模式二:

$$Q_L = Q_{\text{室内潜热}} + Q_{\text{部分室内显热}} + Q_{\text{新风显热}} + Q_{\text{新风潜热}}$$

$$Q_L = G_L \frac{i_w - i_L}{3600} \quad (3)$$

对于模式三:

$$Q_L = Q_{\text{室内潜热}} + Q_{\text{部分室内显热}} + Q_{\text{新风显热}} + Q_{\text{新风潜热}}$$

$$Q_L = G_L \frac{i_m - i_L}{3600} \quad (4)$$

对于模式四:

$$Q_L = Q_{\text{室内潜热}} + Q_{\text{部分室内显热}} + Q_{\text{新风显热}} + Q_{\text{新风潜热}} - Q_{\text{预冷}}$$

$$Q_L = G_L \frac{i_{L1} - i_L}{3600} \quad (5)$$

式中: Q_L 为低温冷源冷量 (kW); i_n 为 N 点焓值 (kJ/kg); i_L 为 L 点焓值 (kJ/kg); i_w 为室外焓值 (kJ/kg); i_m 为 M 点焓值 (kJ/kg); i_{L1} 为 L_1 焓值 (kJ/kg)。

(3) 低温冷源承担的空调房间显热负荷

$$Q_{XL} = cGL \frac{t_n - t_L}{3600} \quad (6)$$

式中: Q_{XL} 为低温冷源承担的室内显热负荷 (kW); C 为空气比热 (KJ/(Kg·°C))。

(4) 高温冷源制冷量

对于模式一、模式二、模式三:

$$Q_H = Q_{\text{室内显热}} - Q_{\text{部分室内显热}}$$

$$Q_H = Q_T - Q_{XL} = G_F \frac{i_n - i_C}{3600} \quad (7)$$

对于模式四:

$$Q_H = Q_{\text{室内显热}} - Q_{\text{部分室内显热}} + Q_{\text{预冷}}$$

$$Q_H = Q_T - Q_{XL} + Q_{YL} = G_F \frac{i_n - i_C}{3600} \quad (8)$$

式中: Q_H 为高温冷源冷量 (kW); Q_T 为空调房间显热负荷 (kW); G_F 为空调房间显热末端风量 (kg/h); Q_{YL} 为新风预冷量 (kW)。

3.2 常规空调空气处理过程模型

常规空调空气处理过程一般有三种, 如图 8, 分别为为无新风模式 (模式一)、全新风模式 (模

式二) 新风加回风混合模式 (模式三)。

3.3 空调系统的能效比

不同形式空调系统的能耗不同, 由于采用的空调机组不同, 空调系统能耗大小不能真实的反映空调系统的节能特点, 而能效比能够反映出空调系统的能源消耗情况。空调系统总能耗^[18]包括机组能耗、水泵能耗、风机能耗。

空调系统能耗比

$$EER = \frac{Q}{\sum P_i} \quad (9)$$

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \quad (10)$$

$$P_1 = \frac{Q_L}{COP1} + \frac{Q_H}{COP2} \quad (11)$$

$$P_2 = \Sigma \frac{K\rho gH}{\eta} \quad (12)$$

$$P_3 = \Sigma Q \times P_f \quad (13)$$

式中: EER 为空调系统能耗比; Q 为空调系统总制冷量 (kW); P 为空调系统总的功耗 (kW); P_1 为冷源的功耗 (kW); P_2 为系统水泵的功耗 (kW); P_3 为系统风机的功耗 (kW); Q_L 为低温冷源冷量 (kW); Q_H 为高温冷源冷量 (kW); COP_1 为低温冷源制冷系数; COP_2 为高温冷源制冷系数; K 为取 1.25; ρ 为水的密度 (kg/m³); g 为重力加速度 (m/s²); H 为扬程 (mH₂O); η 为效率, 取 0.7^[19]; P_f 为单位冷量下风机的功耗 (kW/kW)。

3.4 应用举例及空调能耗分析

以典型的夏热冬冷地区南京市某商店为例, 空调房间面积 20m², 负荷 2800 W, 新风 20m³ 人·h, 人员密度为 4m²/人, 人员散湿量为 109g/(人·h), 室内设计参数 N : 温度 26°C、相对湿度 60%, 室外设计参数 W : 干球温度 34.8°C、湿球温度 28.1°C。各空调模式下冷源冷量、风量、功耗及能效比计算结果见表 2:

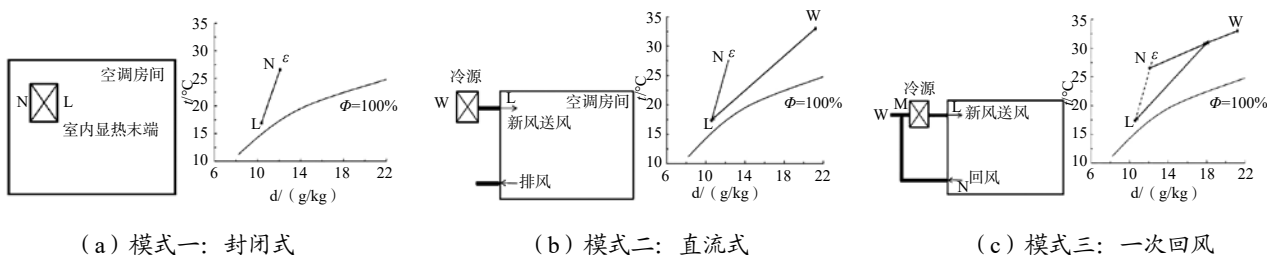


图 8 常规空调系统及焓湿图

表 2 各空调模式下冷源冷量、风量、功耗及能效比计算结果

空调模式	低温冷源冷量 /w	高温冷源冷量 /w	低温冷源所需风量 /(kg/h)	高温冷源所需风量 /(kg/h)	总功耗 /W	能效比
常规空调模式一	2800	—	1233.48	—	781.9	3.58
常规空调模式二	13880	—	1233.48	—	3875	3.58
常规空调模式三	4355	—	1233.48	—	1216	3.58
THIC 空调模式一	1000	1900	180	1126	614.18	4.72
THIC 空调模式二	2617	1900	180	1126	1053.64	4.287
THIC 空调模式三	2087.75	1900	180	1126	909.75	4.383
THIC 空调模式四	1118	3318	180	1306	901.76	4.919

由表 2 可知：

（1）对于常规空调和 THIC 空调系统，系统总能耗随新风量的增加而增加；

（2）对于常规空调系统的三种模式，新风量不影响空调系统总的能效比，但对于 THIC 空调系统，新风量影响着空调系统总的能效比，主要原因是对于不同的空调模式，一方面，新风量的增加，可以加大空调系统的除湿能力，另一方面，也增加了空调系统负荷。

（3）对于常规空调系统尽管采用不同模式，空调系统总功耗不同，但是由于采用单一冷源，所以空调系统能效比相同。对于 THIC 空调系统，不同模式下，空调系统总功耗不同，空调系统能效比也不同。主要原因是高温冷源和低温冷源承担的负荷不同。其中，采用新风预冷的 THIC 空调系统模式四能耗比最高。

（4）对于无新风的空调系统（THIC 空调模式一和常规空调模式一），THIC 空调系统相对常规空调系统有着明显的节能优势，节能率为 24.5%。

（5）对于全新风的空调系统（THIC 空调模式二和常规空调模式二），常规空调需要的冷源冷量最大。这种模式下 THIC 空调系统相对常规空调系统节能率为 16.49%。

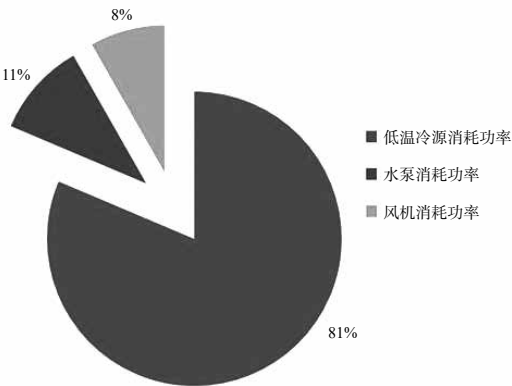


图 9 常规空调系统能耗分布

（6）对于一次回风系统（THIC 空调模式三和常规空调模式三），由于 THIC 空调的新风主要满足人员卫生和除湿的要求，所以新风量相对常规空调小，因此，冷源的冷量要求小。能效比高，节能率为 18.32%。

（7）对于 THIC 空调模式四，新风通过预冷，高温冷源承担的负荷增加，低温冷源承担的负荷减少，所以相对 THIC 空调模式三能效比增加了 12.23%。

各系统中主要耗能部件耗能情况如图 9、10 所示：

（1）空调系统的主要能耗是冷源的耗能，由于 THIC 空调相对常规空调系统复杂，所以水泵和风机在系统中能耗比会增加。

（2）随着高温冷源能耗比的增加，THIC 空调系统的能效比也增加。所以，在 THIC 空调设计时，尽量利用高温冷源的冷量，在满足人员卫生和除湿的要求下，适当调整回风量的大小以增加空调系统的能效比。

4 结论

（1）通过与常规制冷剂比较，R236fa/R32（0.4/0.6）非共沸混合工质 COP 最高；压缩机功率最低；冷凝压力和蒸发压力适中。缺点是排气温度

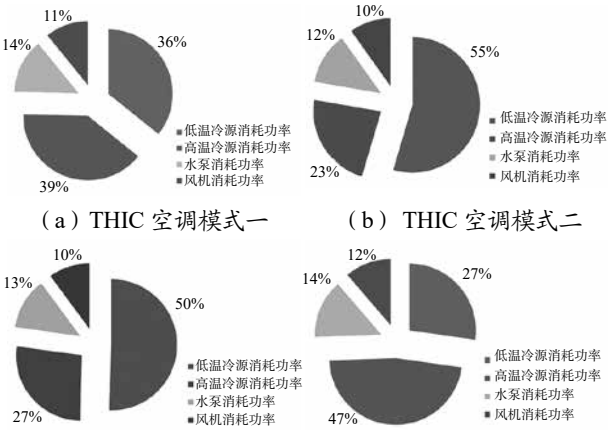


图 10 THIC 空调模式及能耗分布

最高,但最高排气温度低于 100℃,满足压缩机安全稳定运行要求。

(2) 采用 R236fa/R32 (0.4/0.6) 制冷系统的 THIC 空调相对 R22 机组的空调系统具有一定的节能潜力。特别是采用 THIC 空调模式四节能率为 27.22%。

(3) 对于常规空调,无新风模式下空调系统的冷量需求最少。对于 THIC 空调模式,适当增加新风量,虽然空调系统的冷量需求增加,但是空调的能效比增加。所以在室外含湿量较小的地区,可以适当增加新风量的设计。

参考文献

- [1] 潘云钢,刘晓华. 温湿度独立控制 (THIC) 空调系统设计指南 [M]2016.
- [2] Gao Z H, Liu X H, Yi J. Experiment study on cooling capacity of capillary-tube radiation air-conditioner[J]. Acta Energiae Solaris Sin. 2011, 32:101–106.
- [3] Khan Y. Khare V R. Mathur J. Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies[J]. Energy Build. 2015, 97:118–128.
- [4] Si Q, Zhang X S. Performance evaluation and experimental study of the induction radiant air-conditioning system[J]. Procedia Eng. 2015, 121:1795–1804.
- [5] Li Zhao, Chen Jian bo, Yu Hai zhao, Cui Ling chuang. The development and experimental performance evaluation on a novel household variable refrigerant flow based temperature humidity independently controlled radiant air conditioning system[J]. Applied Thermal Engineering. 2017, 122: 245–252.
- [6] X Han, X Zhang. Experimental study on a residential temperature-humidity separate control air-conditioner[J]. Energy Build. 2011, 43: 3584–3591.
- [7] Liu J, Zhang X S. Performance analysis of a novel double-temperature chilling water unit using large temperature glide zeotropic mixture[J]. Procedia Eng. 2015, 121:1222–1229.
- [8] Liu J, She X H, Zhang X S, et al. Experimental study of a novel double temperature chiller based on R32/R236fa[J]. Energy Convers. Manag. 2016, 124:618–626.
- [9] Liu J, She X H, Zhang X S et al. Experimental and theoretical study on a novel double evaporating temperature chiller applied in THICS using R32/R236fa[J]. Int. J. Refrig. 2016, 343–351.
- [10] Yao Chen, Yong gao Yin, Xiao song Zhang. Performance analysis of a hybrid air-conditioning system dehumidified by liquid desiccant with low temperature and low concentration[J]. Energy and Buildings. 2014, 77:91–102.
- [11] Kang Zhao, Xiao-Hua Liu et al. Performance of temperature and humidity independent control air-conditioning system in an office building[J]. Energy and Buildings. 2011, 43:1895–1903.
- [12] Jongsoo Jeong, Seiichi Yamaguchi et al. Performance analysis of four-partition desiccant wheel and hybrid dehumidification air-conditioning system. International Journal of Refrigeration. 2010, 33: 496–509.
- [13] Su W, Zhang X S. Thermodynamic analysis of a compression-absorption refrigeration air-conditioning system coupled with liquid desiccant dehumidification[J]. APPLIED THERMAL ENGINEERING. 2017, 115:575–585.
- [14] Jiang Yu, Ge Tianshu, Wang, Ruzhu et al. Experimental investigation on a novel temperature and humidity independent control air conditioning system under heating condition [C]. Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency.
- [15] 余鹏飞, 张小松. 非共沸混合工质实现变蒸发温度制冷性能的理论研究 [J]. 建筑科学. 2014, 30(12): 75–79.
- [16] Ting ting Chen, Yong gao Yin, Xiao song Zhang. Applicability and energy efficiency of temperature and Humidity independent control systems based on dual cooling sources[J]. Energy and Buildings. 2016, 121:22–31.
- [17] 侯东明, 王聪. 双冷源温湿度独立控制空调系统及其设计方法 [J]. 暖通空调. 2012, 42(11):100–104.
- [18] 杨昌智, 罗志文, 蒋新波. 夏季潮湿地区不同 THIC 空调系统综合 COP 对比分析 [J]. 湖南大学学报 (自然科学版) 2016, 43(5):144–150.
- [19] GB 50189–2015. 《公共建筑节能设计标准》[S]. 中国建筑工业出版社, 2015.

围护结构热工参数对徽州传统民居 夏季室内热环境的影响

黄志甲, 郝红婷, 程 建

(安徽工业大学建筑工程学院, 安徽马鞍山 243032)

[摘 要] 以我国徽州传统民居为研究对象, 建立能反应其夏季室内热环境状况的围护结构内壁面温度数学模型, 得到和内壁面温度有关的围护结构热工参数, 同时利用 Energyplus 进行热环境模拟, 针对围护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境静态和动态影响进行研究, 并利用 PMV 对徽州传统民居室内热环境的舒适性进行分析。研究表明: 影响徽州传统民居夏季室内热环境的围护结构热工参数为传热系数和太阳辐射反射系数; 夏季围护结构内壁面温度低于 30.6℃ 时, 其室内热环境处于舒适状态; 静态影响中, 在达到相同室内舒适性条件下, 徽州传统民居屋顶对热工参数的要求高于外墙; 动态影响中, 围护结构热工参数对夏季室内热环境的影响白天大于夜间, 且传热系数的影响大于太阳辐射反射系数; 降低徽州传统民居围护结构传热系数和太阳辐射反射系数能增加室内舒适时间, 同时削弱内壁面温度峰值。

[关键词] 徽州传统民居; 围护结构; 热工参数; 夏季室内热环境; 舒适性

0 引言

传统民居是中华民族丰富的建筑文化遗产, 也体现了中国建筑与自然和谐的思想, 更凝聚着历朝历代国人的智慧和能工巧匠们的才华^[1]。发掘传统民居中优秀的被动式设计技术并以传统民居被动式设计机理为传承路径, 更适宜于我国气候特征和引导现代建筑的建造^[2-4], 因而得到众多学者的关注。

杨柳等^[5-8]研究了西北窑居建筑冬暖夏凉的热环境特性, 在系统研究、综合测试的基础上, 从热物理环境的角度, 提出了新型窑居建筑物理环境设计的基本原则。金玲^[9-10]等研究了极具地域性特色的华南地区传统民居, 通过实测发现, 组织好自然通风是湿热地区提高室内热环境质量的关键。宋冰等^[11-12]利用实测数据分析了徽州传统民居室内热环境状况, 结合软件模拟得到徽州传统民居围护结构隔热性能较好, 采用自然通风技术后可延长年舒适时间。上述针对传统民居的研究集中在对其室内热环境状况的分析, 或提出改进的新型设计理念, 而利用理论的分析方法, 针对围护结构热工参数对传统民居夏季室内热环境的动态和静态影响的研究极少。

本文通过建立能反应徽州传统民居夏季室内热环境状况的内壁面温度数学模型, 得到影响徽州传统民居内壁面温度的围护结构热工参数, 同时利用 CV(RMSE) 评价 Energyplus 模型可靠性, 并针对围

护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境的静态影响和动态影响进行研究, 引入 PMV 对徽州传统民居室内热环境的舒适性进行分析。

1 建立模型

1.1 数学模型

为了得到徽州传统民居围护结构内壁面温度的表达式, 引入围护结构外壁面热平衡方程进行分析, 即围护结构外壁面吸收的热量等于长波辐射换热热量、外壁面对流换热热量以及外壁面向室内传递的热量之和, 如式 (1) 所示。

$$(1-\rho) \cdot I = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{w,out}^4 - T_{sky}^4) + h_c \cdot (T_{w,out} - T_a) + K_{w-a} \cdot (T_{w,out} - T_n) \quad (1)$$

式中, ε 为长波发射率; ρ 为围护结构外壁面太阳辐射反射系数; I 为太阳辐射强度 (W/m^2); $T_{w,out}$ 为围护结构外壁面温度 ($^{\circ}\text{C}$); T_{sky} 为天空辐射温度 ($^{\circ}\text{C}$); h_c 为围护结构外壁面对流换热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); T_a 为室外空气温度 ($^{\circ}\text{C}$); K_{w-a} 为围护结构外壁面至室内空气的传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); T_n 为室内空气温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

由于长波辐射换热热量占整个热平衡的比例相对较小^[13], 可忽略长波辐射的作用。简化后可以得到围护结构外壁面温度 $T_{w,out}$, 即:

$$T_{w,out} = [(1-\rho) \cdot I + h_c \cdot T_a + K_{w-a} \cdot T_n] / (h_c + K_{w-a}) \quad (2)$$

根据陈启高对建筑物围护结构外壁面对流换热研究, 围护结构外壁面对流换热系数 h_c 和外壁面空气流速 v 有一定的关系^[14], 即:

收稿日期: 2018-05-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51478001)。

作者简介: 黄志甲 (1963—), 主要研究方向为建筑节能与绿色建筑技术研究。

$$h_c = 7.33v^{0.656} + 3.78e^{-1.91v} \quad (3)$$

围护结构外壁面至室内空气的传热系数 K_{w-a} 与围护结构传热系数 K_w 和内壁面对流换热系数 h_l 有关, 即:

$$K_{w-a} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{1}{K_w}} = \frac{h_l \cdot K_w}{h_l + K_w} \quad (4)$$

在热量从围护结构外壁面传入室内的过程中, 热流量保持不变, 外壁面温度 $T_{w,out}$ 与内壁面温度 $T_{w,in}$ 存在以下的关系:

$$K_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = K_{w-a} \cdot (T_{w,out} - T_n) \quad (5)$$

根据式 (2) - (5) 可以得到徽州传统民居围护结构内壁面温度, 即:

$$T_{w,in} = M \cdot I + N \cdot T_a + P \cdot T_n \quad (6)$$

其中:

$$M = \frac{(1-\rho) \cdot K_w}{(h_l + K_w) \cdot (7.33v^{0.656} + 3.78e^{-1.91v}) + h_l \cdot K_w}$$

$$N = \frac{(7.33v^{0.656} + 3.78e^{-1.91v}) \cdot K_w}{(h_l + K_w) \cdot (7.33v^{0.656} + 3.78e^{-1.91v}) + h_l \cdot K_w} \quad (7)$$

$$P = \frac{h_l \cdot K_w^2}{(h_l + K_w)^2 \cdot (7.33v^{0.656} + 3.78e^{-1.91v}) + h_l \cdot K_w \cdot (h_l + K_w)} + \frac{h_l}{h_l + K_w}$$

从上面的公式可以看出, 围护结构内壁面温度和下面的量有关:

$$T_{w,in} = f(\rho, K_w, v, I, T_a, T_n) \quad (8)$$

其中和建筑围护结构相关的参数包括围护结构外壁面太阳辐射反射系数 ρ 和围护结构传热系数 K_w ; 和环境有关的参数包括围护结构外壁面空气流速 v 、太阳辐射强度 I 、室外空气温度 T_a 。因此本研究针对围护结构外壁面太阳辐射反射系数 ρ 和围护结构传热系数 K_w 对徽州传统民居室内热环境的影响进行分析, 环境参数均为实测值。

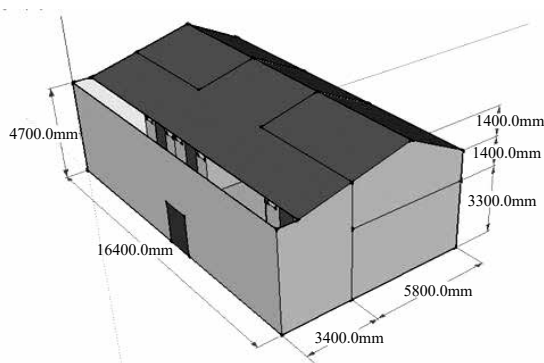


图 1 建筑物理模型

1.2 物理模型及验证

本研究以徽州地区具有典型特征的传统民居为研究对象, 如图 1 所示, 该模型忽略了邻房和院落的影响, 徽州传统民居围护结构内壁面温度利用 EnergyPlus 软件模拟得到。

为了提高模拟的准确度, 本研究将徽州传统民居模拟和实测的厅堂温度进行对比验证, 对比的时间是 7 月 23 日 - 7 月 27 日。采用统计学上的标准差均方根误差 CV(RMSE) 来评价模拟结果和实测结果之间的一致性^[15], 传统民居模拟和测试的室内空气温度如图 2 所示, 从图中可以看出, 模拟结果和测试结果比较接近, 通过计算得到 CV(RMSE)=3.96%, 能够满足 ASHRAE 标准中对模拟精度要满足低于 25% 的要求, 所以, 可以认为该模型是准确可用的。

2 徽州传统民居夏季室内热环境

本文为研究围护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境的影响, 分别研究了在平均太阳辐射强度作用下, 围护结构热工参数变化内壁面温度变化情况, 以及典型日围护结构热工参数变化内壁面温度逐时变化情况, 即静态影响和动态影响。同时, 利用 PMV 评价徽州传统民居夏季室内舒适性。

由于徽州传统民居屋顶和外墙传热过程相似, 分析方法相同, 而民居中西厢的外墙在白天容易受到西晒, 相对其他厢房而言其室内热环境更加恶劣, 因此本文主要考虑改变西外墙的参数对徽州传统民居室内热环境的动态影响。

2.1 热舒适温度

在徽州地区进行调研分析发现, 人体新陈代谢率为 $58W/m^2$, 衣服热阻为 $0.08(m^2 \cdot K)/W$, 空气相对湿度 50%, 空气流速为 1.5m/s。在此情况下, 通过 Fanger 公式计算满足舒适度要求, 即 $-1 < PMV < 1$ 的条件下的平均辐射温度, 将其作为满足人们舒适要求的平均辐射温度, 如图 3 所示。

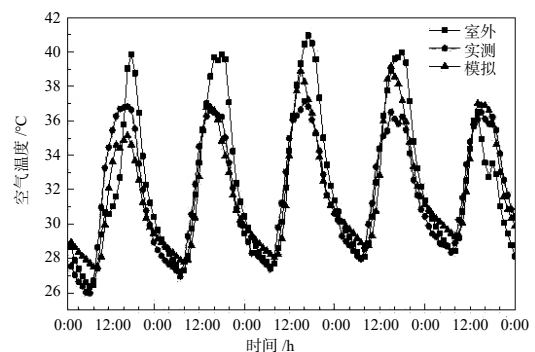


图 2 实测结果和模拟结果对比

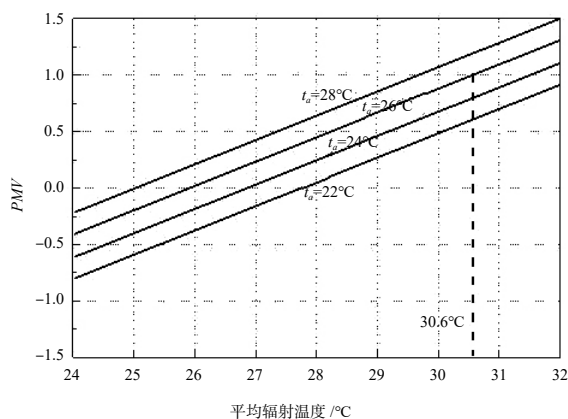
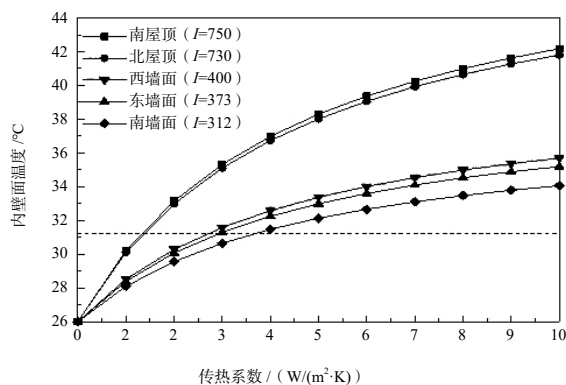


图 3 平均辐射温度对舒适性的影响

从图 3 可以看出, 在相同的 PMV 条件下, 平均辐射温度随着空气温度的降低而增加。假设室内保持在 26°C 的条件下, 当平均辐射温度低于 30.6°C 时, 能够满足室内人员处于舒适的范围。由于平均辐射温度和墙体内壁面温度有直接的关系, 且和内壁面温度接近, 所以使用内壁面温度代替平均辐射温度评价室内热舒适性。

2.2 传热系数对室内热环境的影响

假设徽州传统民居外壁面太阳辐射反射系数为 0.5, 外遮阳系数为 1, 室外空气流速为 1.5m/s , 室内空气温度为 26°C , 围护结构内壁面温度随传热系数的变化如图 4 (a) 所示。从图 4 (a) 可以看出, 围护结构内壁面温度随传热系数的增加而显著上升, 说明围护结构传热系数的增加能有效促进外壁面吸收的太阳辐射热量传递到内壁面。进一步分析图 4 (a) 可以看出, 传统民居围护结构传热系数从 $0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 增加到 $10\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 南屋顶内壁面温度从 26°C 上升至 42.2°C , 增加了 38.4%, 南外墙内壁面温度从 26°C 上升至 34.1°C , 增加了 23.8%, 传统民居屋顶



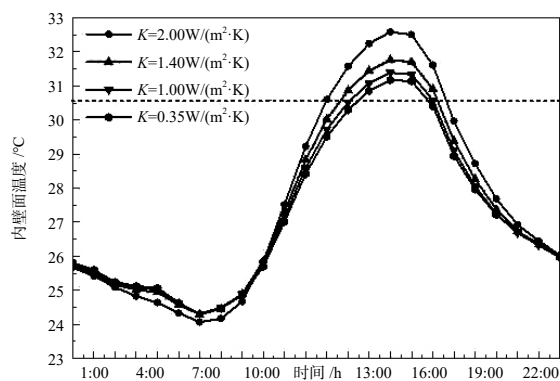
(a) 静态影响

内壁面的温升大于外墙内壁面的温升, 这是因为传统民居屋顶外壁面接受的太阳辐射要高于外墙外壁面。从图 4 (a) 还可以看出, 在既定的建筑参数和室外条件下, 传统民居外墙的传热系数在小于 $2.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时就能够获得较好的内壁面温度, 而屋顶至少要小于 $1.3\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 才能使屋顶内壁面温度低于 30.6°C , 说明屋顶对传热系数的要求更高, 因而徽州传统民居内部多高深且存在阁楼, 从而削弱屋顶传入人体活动区域的热量。

通过以上分析, 对徽州传统民居西外墙传热系数分别取 $0.35\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、 $1.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、 $1.4\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 和 $2.0\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 保持其他参数不变, 对传统民居夏季典型日外墙内壁面温度进行动态模拟, 模拟的结果如图 4 (b) 所示。分析图 4 (b) 可以看出, 传统民居在夜间外墙内壁面温度波动范围较小, 在 $24\sim 26^{\circ}\text{C}$ 之间, 在白天外墙内壁面温度波动范围较大, 在 $24\sim 32.5^{\circ}\text{C}$ 之间, 说明在白天太阳辐射的作用对外墙内壁面温度影响较大。进一步分析图 4 (b) 可以看出, 在夜间, 不同外墙传热系数对应的内壁面温度区别不大, 而在白天, 降低外墙传热系数能有效降低内壁面温度, 随着外墙传热系数的降低, 最高温度从 32.5°C 降低到 31°C , 说明传统民居外墙传热系数的变化在白天对室内热环境产生较大影响。从图 4 (b) 还可以看出, 传统民居外墙内壁面温度大部分处于舒适温度范围内, 说明传统民居夏季室内舒适时间较长, 而随着外墙传热系数的降低, 室内不舒适时间减少 2h 左右, 说明降低传统民居围护结构传热系数能有效增加室内舒适时间。

2.3 太阳辐射反射系数对室内热环境的影响

假设外遮阳系数为 1, 室外空气流速为 1.5m/s , 屋顶和墙体的传热系数为 $1.5\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 室内空气温度为 26°C , 围护结构内壁面温度随外壁面太阳辐射



(b) 动态影响

图 4 传热系数对传统民居室内热环境的影响

反射系数的变化如图 5 (a) 所示, 从 5 (a) 可以看出, 围护结构内壁面温度随外壁面太阳辐射反射系数的增加而降低, 说明太阳辐射反射系数的增加能减少围护结构吸收太阳辐射的热量。进一步分析图 4 (a) 可以看出, 传统民居围护结构外壁面太阳辐射反射系数从 0 上升至 1 时, 南屋顶内壁面温度从 36.8℃ 下降至 26.8℃, 降低了 27.2%, 南外墙内壁面温度从 31℃ 下降至 26.8℃, 降低了约 13.5%。从图 5 (a) 还可以看出, 在既定的建筑参数和室外条件下, 传统民居外墙的太阳辐射反射系数只要大于 0.35 就能够获得较好的内壁面温度, 而屋顶的太阳辐射反射系数至少要达到 0.65 才能使屋顶内壁面温度低于 30.6℃, 同样说明屋顶对太阳辐射反射系数的要求也更高。

通过以上分析, 对徽州传统民居西外墙太阳辐射反射系数分别取 0.2、0.5、0.8, 保持其他参数不变, 对传统民居夏季典型日外墙内壁面温度进行动态模拟, 模拟的结果如图 5 (b) 所示。分析图 5 (b) 可以看出, 传统民居在不同外墙太阳辐射反射系数作用下, 外墙内壁面温度均与吸收的太阳辐射热量有关。同时可以看出, 在夜间, 外墙太阳辐射反射系数对内壁面温度几乎没有影响, 这是因为夜间太阳辐射作用消失; 在白天, 降低外墙太阳辐射反射系数对内壁面温度稍有影响, 随着外墙太阳辐射反射系数的上升, 最高温度从 32.5℃ 降低到 32℃, 这是因为西外墙接收到的太阳辐射热量较小, 因此可考虑选择增加徽州传统民居屋顶太阳辐射反射系数来改善夏季室内热环境。从图 5 (b) 还可以看出, 随着外墙太阳辐射反射系数的降低, 室内不舒适时间减少, 说明降低传统民居围护结构太阳辐射反射系数能增加室内舒适时间。

3 结论

本文以徽州传统民居为研究对象, 建立能反应室内热环境状况的内壁面温度数学模型, 针对围护结构热工参数对徽州传统民居室内热环境的影响进行研究, 并引入 PMV 对徽州传统民居室内热环境的舒适性进行分析。得到以下结论:

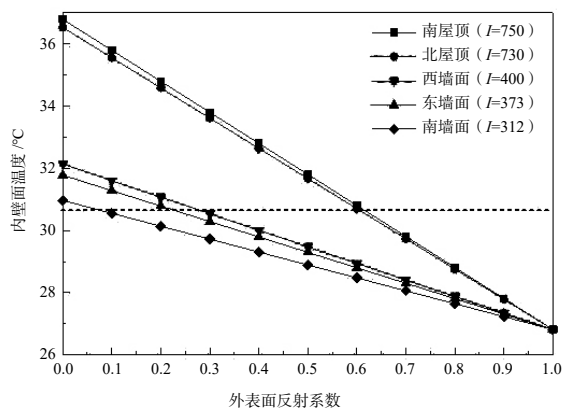
(1) 根据徽州传统民居内壁面温度数学模型, 影响传统民居隔热效果的围护结构热工参数为太阳辐射反射系数和传热系数。根据 PMV 舒适性评价指标, 当传统民居夏季内壁面温度低于 30.6℃ 时, 室内热环境处于舒适状态。

(2) 在围护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境静态影响中, 达到相同室内舒适性条件下, 徽州传统民居屋顶对传热系数和太阳辐射反射系数的要求高于外墙, 这也是徽州传统民居内部空间高大且存在阁楼的主要原因。

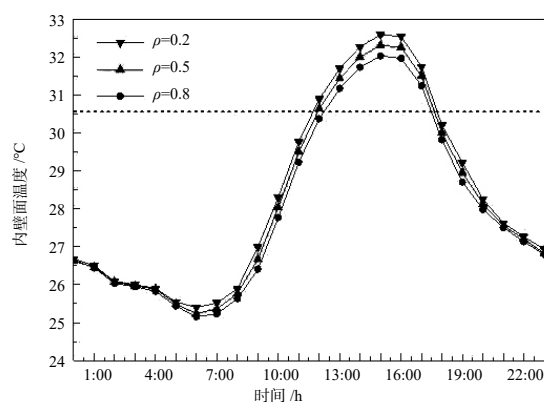
(3) 在围护结构热工参数对徽州传统民居夏季室内热环境动态影响中, 围护结构热工参数对夏季室内热环境的影响白天大于夜间; 降低传统民居围护结构传热系数和太阳辐射反射系数能增加室内舒适时间, 同时削弱内壁面温度峰值。

参考文献

- [1] 赵群, 周伟, 刘加平. 中国传统民居中的生态建筑经验刍议 [J]. 新建筑, 2005(04):9-11.
- [2] 湛江平, 李芳艳, 乐园. 浅谈皖南传统建筑对安徽建筑设计的启示 [J]. 建筑节能, 2014, 42(11):60-63.
- [3] Huang Zhijia, Yu Mengqi, Zheng Liangji, et al. One-year Field Study on Indoor Environment of Huizhou Traditional Vernacular Dwellings in China[J]. Procedia Engineering, 2017, 205:1316-1322.
- [4] Huang Zhijia, Liu jingjing, Hao Hongting, et al.



(a) 静态影响



(b) 动态影响

图 5 太阳辐射反射系数对传统民居室内热环境的影响

Indoor Humidity Environment in Huizhou Traditional Vernacular Dwellings of china in summer[J]. Procedia Engineering, 2017, 205:1350–1356.

[5] 杨柳, 刘加平. 利用被动式太阳能改善窑居建筑室内热环境 [J]. 太阳能学报, 2003, 24(5):605–610.

[6] Zhu Xinrong, Liu Jiaping, Yang Liu, et al. Energy performance of a new Yaodong dwelling, in the LoessPlateau of China Xinrong[J]. Energy and Buildings, 2014, 70(1):159–166.

[7] Liu Jiaping, Wang Lijuan, Yoshino Y, et al. The thermal mechanism of warm in winter and cool in summer in China traditional vernacular dwellings[J]. Building and Environment, 2011, 46(8):1709–1715.

[8] 胡冗冗, 李万鹏, 何文芳等. 秦岭山区民居冬季室内热环境测试 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(2):171–174.

[9] 金玲, 赵立华, 张宇峰等. 潮汕传统农村住宅热环境实测研究及其现代启示 [J]. 建筑科学, 2014, 30(6):

27–31.

[10] 陈晓扬, 薛家薇, 郑彬. 泉州手巾寮民居夏季热环境实测分析 [J]. 建筑学报, 2010:85–87.

[11] 黄志甲, 张恒, 龚城, 等. 徽州传统民居夏季热环境分析 [J]. 建筑科学, 2017, 33(10):26–31.

[12] 宋冰, 白鲁建, 杨柳, 胡冗冗, 等. 徽州传统民居夏季室内热环境研究 [J]. 建筑节能, 2015, 43(4):69–73.

[13] 程建. 徽州传统民居防热设计原理及传承创新研究 [D]. 安徽工业大学, 2017.

[14] 张继良. 传统民居建筑热过程研究 [15] [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2006:50–51.

[15] Gou Shaoqing, Li Zhengrong, Zhao Qun, et al. Climate responsive strategies of traditional dwellings located in an ancient village in hot summer and cold winter region of China[J]. Building & Environment, 2015, 86:151–165.

铝表面结霜的实验研究及数值模拟

盛 伟, 兰庆云, 李雪丽, 裴 阳

(河南理工大学机械与动力工程学院, 河南焦作 454000)

[摘 要] 针对换热器铝制翅片结霜问题, 实验研究铝冷板表面结霜特性。分析了不同因素对铝表面结霜特性的影响, 并利用计算流体力学 (CFD) 模拟铝表面霜生长过程。结果表明: 降低冷表面温度, 增加湿空气温度、相对湿度及风速都会导致结霜量增大。霜层密度分布极不均匀, 越靠近冷表面部分密度越大, 且霜层密度越大, 导热系数越大。

[关键词] 铝表面; 结霜; CFD

0 引言

翅片-管式换热器和微通道换热器等结霜问题十分严重, 当换热器表面温度低于零度且低于空气的露点温度时, 换热器表面就会出现结霜状况^[1]。结霜会造成气流通道阻塞, 通过换热器的气流速度下降, 压降增加, 换热效率降低, 结霜严重时甚至会导致换热器失效^[2]。

由于换热器结构复杂, 难以对翅片表面的霜层进行观察和测量, 许多学者用平板代替翅片进行结霜研究。Byeongchul^[3] 和 Piucco^[4] 等人研究了平板上霜成核的过程, 分析了表面粗糙度、空气温度、湿度等因素对成核的影响。Lee^[5,6], Hermes^[7] 等人研究了冷表面结霜的影响因素, 研究表明: 降低空气的温度和提高空气湿度能够加快霜层的生长。而关于风速对霜层生长过程的影响存在着争论, Yang 等人^[8] 认为在湍流作用下, 空气速度对质量通量的影响不显著, 而层流下的霜厚度随空气流速增加而增大。Kandula^[9] 认为在层流情况下随着风速的增加霜冻密度显著增加, 风速对霜厚度没有明显的影响。Cheng 等人^[10] 认为霜层的密度取决于气流的速度, 当风速增加时, 会产生更多的霜晶。水蒸气凝结成冰晶只发生在冷表面与空气交界的热边界层内, 而湍流和层流下空气流动速率对热边界层具有不同的影响, 因此风速对结霜过程的影响还有待研究。冷表面温度同样是影响结霜的主要因素。Heames^[7], Wang^[11], Yang^[12] 等人研究了霜在低温表面上的生长过程, 研究表明, 随着冷表面温度的降低, 霜层增长速率越快。Liu 和 Li 等人^[13,14] 研究了在自然对流情况下超低温表面 (-40℃ 以下) 霜层生长特性, 并分析了空气温度及相对湿度对霜层生长的影响。

关于冷表面结霜的研究已经很多, 但是基于铝表面的结霜特性研究较少, 而空气-液体换热器的翅片多为铝。因此, 本论文研究铝表面结霜特性, 分析冷表面温度、湿空气温度、相对湿度及风速等因素对铝表面结霜特性的影响, 通过 CCD 显微摄像头观察了铝表面结霜的微观形态。使用计算流体力学 (CFD) 模拟铝表面结霜过程, 分析了霜层内部密度分布情况及导热系数的变化规律。

1 冷表面结霜机理

霜是由冰晶在冷表面堆积而成的多孔介质, 由于冰晶形态的多样性及其堆积过程的随机性致使霜的物理结构十分复杂, 受到多种因素的影响 (冷表面温度、冷表面形态、湿空气温度、湿度等)。在前人研究的基础上^[15-17], 进一步分析霜层形成的过程。第一阶段为霜层生长初始阶段, 在该阶段湿空气在冷表面凝结成冰晶, 冰晶不断堆积沿垂直于冷表面方向迅速增长, 呈针叶状, 新生成的冰晶吸附在霜枝上, 使霜枝更加粗壮, 并随机分叉生成新的霜枝, 如图 1 中 (a)、(b) 所示。这一阶段时间很短, 霜层厚度增长速率最快。第二阶段为霜层生长密实阶段。在该阶段霜枝沿垂直于冷表面方向增长速度变慢, 随机生长的霜枝连接在一起, 形成了由冰晶和湿空气组成的多孔介质, 如图 1 中 (c)、(d) 所示。新生成的冰晶不断的填充霜枝之间的孔隙, 霜层密度和导热热阻迅速增加, 直至霜层表面温度接近零度。第三阶段为霜层生长成熟阶段。在该阶段新生成的冰晶释放的凝结潜热使霜层表面的部分冰晶融化, 融化形成的水渗透到霜层内部遇冷再次冻结成冰晶。此过程霜层厚度增长缓慢, 密度不断增加, 且沿垂直于冷表面方向霜层的密度逐渐减小, 如图 1 中 (e)、(f) 所示。

图 1 为 CCD 拍摄的霜层生长形貌图, 图 (a)、(b) 放大倍率为 40 倍, 图 (c) 放大倍率为 30 倍, 图 (d) 放大倍率为 20 倍, 图 (e)、(f) 放大倍率为 10 倍。

收稿日期: 2018-04-08

基金项目: 河南省自然科学基金项目 (162300410112)。

作者简介: 盛伟 (1977—), 主要研究方向为制冷新技术。

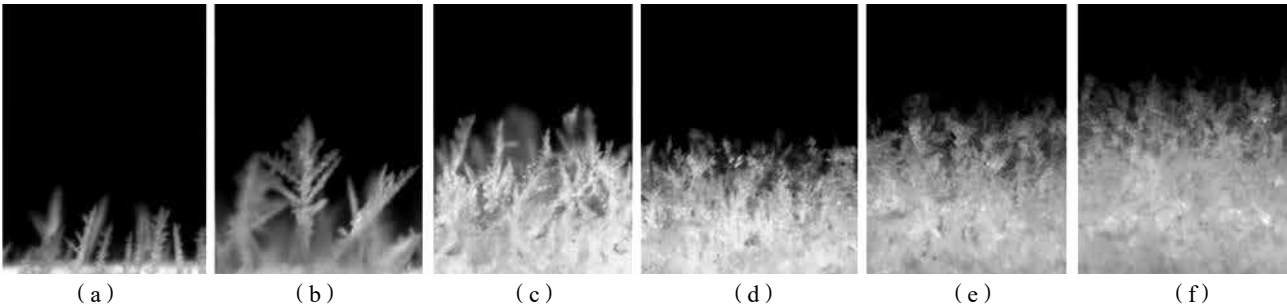
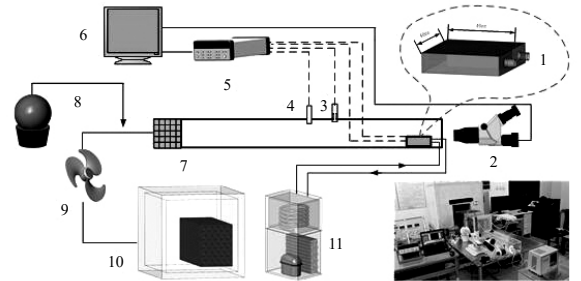


图 1 霜层生长过程

2 试验装置与方法

2.1 实验装置

实验系统示意图如图 2 所示。



- 1- 冷板；2- 显微镜及 CCD 相机；3- 温湿度传感器；
4- 热敏风速仪；5- 数据采集仪；6- PC 端；7- 均流器；
8- 加湿器；9- 风扇；10- 低温环境室；11- 低温恒温箱

图 2 实验系统示意图

该实验由低温系统，风洞系统，测量系统组成。在低温系统中，将铝制冷板放置于风道中以测试其表面结霜状况，测试用冷表面平均粗糙度为 0.7，冷表面尺寸为 40×40mm。通过低温恒温箱为冷表面提供稳定的低温条件。风洞系统由低温环境室，风扇，加湿器，均流器及有机玻璃风道组成。湿空气通过低温环境室和加湿器调节温度和湿度后，经风扇被送往风道，在风道入口安装均流器，使空气在风道内分布更均匀。在测试系统中，用温湿度传感器测量风道内空气的温度和湿度，用热敏风速仪测量湿空气流速，T 型热电偶被用于测量冷表面温度，这些数据都由安捷伦数据采集系统收集。通过 Olympus SZ61 体式显微镜及 CCD 摄像头观察冷表面结霜形貌，记录霜层厚度。每次实验结束后，用精密天平测量霜的质量。表 1 为实验用测量装置详细信息。

2.2 实验步骤

在试验开始前，用酒精清洗测试用冷表面，在表面干燥后，用塑料薄膜覆盖。调节风道内温度，湿度，及气流速度，并调整冷表面温度。待各项参数稳定后，拿掉覆盖在冷表面上的塑料薄膜，开始实验。每隔十分钟拍摄一次霜层照片，用于测量霜

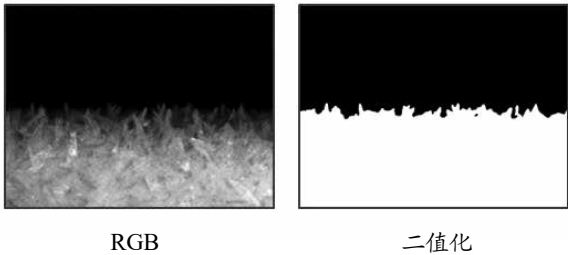
表 1 测量仪器（精度，量程，不确定度）

设备	量程	精度	不确定度
T 型热电偶	-40~105℃	±0.1K	0.0227
电子天平	0~200g	0.1mg	0.015
热敏风速仪	0~15m/s ±0.3m/s (2-15m/s)	±0.1m/s (0-2m/s) 0.05	0.03
温湿度传感器	温度	-20~80℃	±0.3℃
	相对湿度	0~0.99%	±2%
			0.0012 0.0062

层厚度。每次实验 90min，实验结束后，用吸水纸吸收冷表面上霜层融化后的水，通过天平称量吸水前后吸水纸的重量来确定霜层质量。

2.3 霜层厚度测量方法

基于数字图像处理技术测量霜层厚度。首先将初始图像转化为灰度图像，然后利用双边滤波对图像进行降噪处理。利用最大类间方差法将图像分割为二值图像。处理前后图像如图 3 所示。



RGB 二值化
图 3 图像处理

获得霜层二值化图像后，由式（1）计算霜层平均厚度。

$$H = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{n \cdot B} \tag{1}$$

如图 4 所示，H 为霜层平均厚度， A_i 为第 i 列像素中霜层所占像素个数， n 为图像矩阵列数， B 为该图像 1mm 所占像素个数。

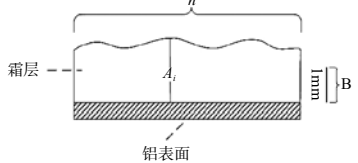


图 4 霜层厚度

2.4 不确定度确定方法

考虑到霜融化过程中可能存在着少量的水分蒸发，吸水纸收集水分的过程中可能有部分残留，并考虑到天平测量的不确定度，霜质量测量的不确定度被计算为 10%。在霜层厚度测量过程中，在图像的阈值分割过程中存在着一些误差，这些因素导致霜层厚度的不确定度为 12%。综合霜层厚度及霜质量测量的不确定度，霜层密度的不确定度被计算为 17%。

3 实验数据分析

本实验通过改变湿空气的温度、相对湿度、速度及冷表面的温度，观察霜层增长速度的变化，表 2 为实验工况。

表 2 实验工况

编号	湿空气			冷表面温度 /°C
	温度 /°C	相对湿度 % humidity/%	速度 /(m/s)	
1	12.4	60	2.7	-8.84
2	12.4	60	2.7	-18.51
3	12.4	60	2.7	-27.41
4	12.4	60	2.7	-35.38
5	3	60	2.3	-18.51
6	7	60	2.3	-18.51
7	11	60	2.3	-18.51
8	15	60	2.3	-18.51
9	11	60	0.6	-8.84
10	11	60	1.1	-8.84
11	11	60	1.5	-8.84
12	11	60	2.2	-8.84
13	11	30	1.5	-8.84
14	11	40	1.5	-8.84
15	11	50	1.5	-8.84

3.1 冷表面温度对霜层的影响

实验分析了冷表面温度对霜层生长的影响，图 5 为不同冷表面温度下霜层厚度随时间的变化。由图可知，随着时间的增长霜层厚度不断增大，且在实验前期的霜层增长速率明显高于后期。这是由于，在试验后期霜层增长进入成熟阶段，霜层表面温度接近 0℃，水蒸气凝结成冰晶是释放的潜热使部分

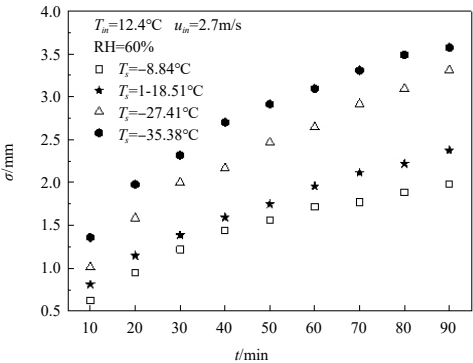


图 5 霜层厚度随冷表面温度变化

霜晶融化，导致霜层增长速率变慢。冷表面温度越低结霜量越大，这是由于冷面温度降低导致水分子转化为晶体状态的相变驱动势变大，水蒸气凝华的速率升高。冷表面温度越低，霜层厚度增长速率变慢的时间点越延后，这是由于在霜层生长初始阶段，冷表面温度越低，霜晶沿垂直冷面方向生长速度越快，在霜层生长的第二阶段拥有更高的孔隙率，霜层生长进入成熟期所需的时间越长。

3.2 湿空气温度对霜层的影响

图 6 为在不同湿空气温度下霜层厚度随时间的变化关系。由图可知，在试验 90min 内，霜层厚度逐渐增大。在相同时间内，湿空气温度越高，冷表面结霜量越大。在相对湿度相同情况下，湿空气温度越高，单位体积内含湿量就越大，水蒸气凝华速率越高。

3.3 湿空气速度对霜层的影响

图 7 为在不同湿空气速度下霜层厚度随时间的变化关系。由图可知，霜层厚度随时间逐渐增大，且湿空气速度越大，霜层厚度越大。在相同时间内，湿空气速度越大，流经冷表面的水蒸气越多，水蒸气质量转移速率越快。所以湿空气速度越大，霜层厚度越大。在试验 90min 内， $u_m=0.6\text{m/s}$ 和 $u_m=1.1\text{m/s}$ 两种工况的霜层厚度相差不大。在试验 10min 时 $u_m=1.5\text{m/s}$ 和 $u_m=2.2\text{m/s}$ 两种工况的霜层厚度相差不大，随着时间的增长，两种工况下霜层厚度的差值逐渐增大。这说明，低风速对霜层的生长影响不大，在高风速情况下，风速的变化主要影响霜层生长成熟阶段，对霜层生长初始阶段影响不大。

3.4 湿空气相对湿度对霜层的影响

图 8 为在不同相对湿度下霜层厚度随时间的变化关系。由图可知，霜层厚度随时间逐渐增大，且湿空气的相对湿度越大，霜层厚度越大。这是由于在湿空气与霜层的交界面处，湿空气温度与霜层表面温度相同，湿空气中含湿量越高，在该温度下湿

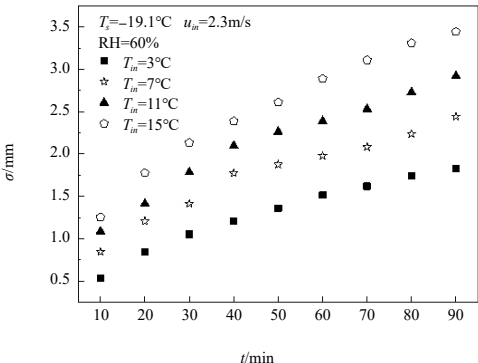


图 6 霜层厚度随湿空气温度变化

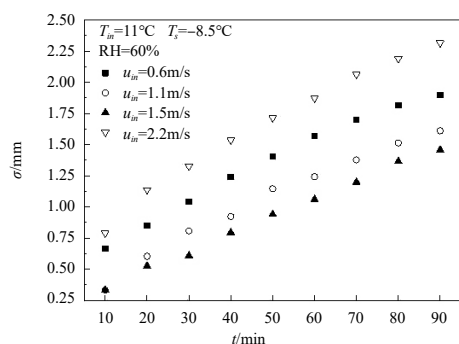


图 7 霜层厚度随风速变化

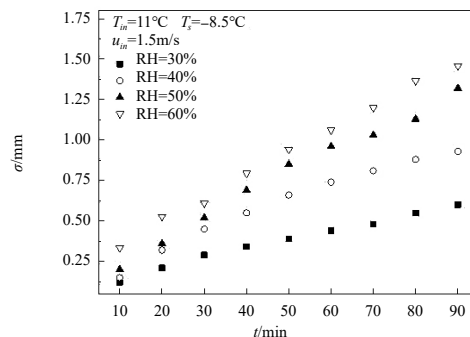


图 8 霜层厚度随湿空气相对湿度变化

空气饱和分压力越大, 水蒸气转换为冰晶的相变驱动势越大, 湿空气在霜层表面析出的水蒸气越多。

4 数值模拟分析

目前, 有大量的半经验公式用于预测霜的特性, 如: 霜的密度、霜层厚度、霜层导热系数及霜层表面温度等。然而这些公式都只是宏观的去分析霜的性质, 难以细致的预测霜层生长过程。针对这一现象, 已有部分学者利用计算流体力学 (CFD) 模拟霜层的生长。崔静等^[16]基于经典成核理论建立了霜层生长模型, 吴晓敏等^[18]以水蒸气浓度差为相变驱动力建立了霜层生长模型, Kim 等^[19]人结合结霜阻力和水蒸气过饱和度组成控制方程源项建立霜层生长模型。基于 CFD 建立的模型能够预测霜的密度、温度等分布, 与传统的半经验公式相比, CFD 模型能够预测霜层生长过程中的细节。对比分析以上几个模型, 本文使用吴晓敏等建立的模型霜层生长过程。



图 9 冷表面结霜模拟计算域

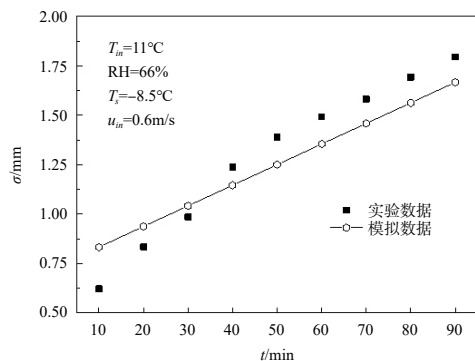


图 10 霜层厚度对比

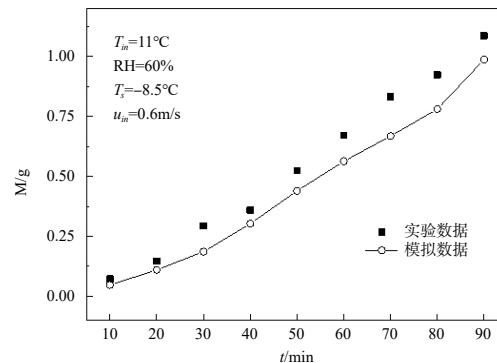


图 11 霜层质量对比

基于欧拉混合模型模拟结霜过程。该模型流体分为两相, 第一相为是湿空气 (干空气和水蒸气混合), 第二相为冰晶, 冷表面材料为铝。在结霜模拟计算过程中水蒸气向霜层质量转移的数学模型是模拟的关键部分。水蒸气的质量转移速率与湿空气中水蒸气的浓度和霜层表面水蒸气浓度的差异有关。式 (2) 为相变传质速率计算公式。

$$m = \tau \cdot \alpha_a \cdot \rho_a \cdot (\varphi_a - \varphi_s) \quad (2)$$

式中: m 为质量转移速率 (kg/s); τ 为水蒸气转变为冰相的相变驰豫时间, 此处取 10; ρ_a 为湿空气的密度 (kg/m^3); φ_a 为湿空气中水蒸气质量分数; φ_s 为湿空气对应饱和状态的水蒸气质量分数。

模拟计算域如图 9 所示。计算域的左侧为速度入口, 右侧为自由流出口, 顶面为对称界面, 底面为恒温冷板面。用 SIMPLE 耦合计算速度和压力, QUICK 离散化控制方程。控制方程及边界条件的详细信息参照文献 [18]。

在湿空气温度为 11°C , 相对湿度为 60%, 速度为 0.6m/s , 冷表面温度为 -8.5°C 工况下, 对比实验和数值模拟的霜层厚度和结霜质量, 结果表明, 模拟值和实验值的偏差都在 15% 以内。图 10 为霜层厚度的对比结果, 图 11 为霜层质量的对比结果。

4.1 霜层密度

冰和湿空气的导热系数差距较大,以简单的加权平均的方法不能用来计算霜层的导热系数。本文以立方晶格模型计算霜层导热系数,计算公式见式(3):

$$\lambda_s = (1 - \frac{\rho_s}{\rho_i})\lambda_g + \frac{1}{3} \frac{\rho_s}{\rho_i} \lambda_i \quad (3)$$

图 12 为 $T=60\text{min}$ 时不同霜层高度的密度变化,由图可知,霜层的密度分布很不均匀。霜层在靠近冷壁面的密度大远离冷壁面处的密度小。霜层的密度分布和霜层结构特性具有直接的关系,因此在霜层底部,冰晶所占比重重大而在霜层顶部,湿空气所占比重重大。

4.2 导热系数

图 13 为 $T=60\text{min}$ 时不同霜层高度的导热系数变化,图中给出模拟值中不同位置的霜层导热系数。由图可知,霜层导热系数的变化趋势跟密度的变化相似,密度越大,霜层导热系数越大,反之越小。

4.3 霜层温度分布

图 14 为模拟 20min、40min、60min 时计算区域温度分布图。由图可知,随着时间的增长,低温区域扩大,其温度分布也随之发生变化。图 15 为 $x=20\text{mm}$ 处温度随时间的变化。由图可知,随着时间的增长,各点的温度逐渐降低,降低速率逐渐减小。

图 16 为在 $T=60\text{min}$ 时各截面的温度分布。由图可知,随着霜层的生长,低温区域逐渐增大,且从冷表面到霜层表面温度逐渐升高。而在霜层区域温度变化量要比湿空气区域变化大。这是因为霜层内部区域的传热方式主要以导热为主,越靠近冷表面,其冰相体积分数越大,霜层的导热系数越大,而霜层表面与湿空气接触主要以对流换热为主。同时随着冰相体积分数的增加,靠近冷表面霜层区域温度会逐渐趋于冷表面温度,且随着时间的增长,该区域会逐渐扩大。

5 结论

通过正交实验的方法,分析了在不同的冷表面温度、湿空气温度、相对湿度及风速等工况下铝表面结霜特性。使用 CFD 模拟铝表面结霜过程,模拟结果与实验结果较吻合。分析了霜层生长过程中密度分布及霜层导热系数变化规律。根据本文的研究,主要到以下结论:

(1) 提高湿空气温度、相对湿度、速度及降低冷表面温度都将使结霜量增大。在霜层生长初始阶段,冷表面温度越低,霜晶沿垂直于冷表面方向生长越快,且其进入成熟阶段的时间越晚。低风速对霜层的生长影响不大,在高风速情况下,风速的变化主要影响霜层生长成熟阶段,对霜层生长初始阶段影响不大。

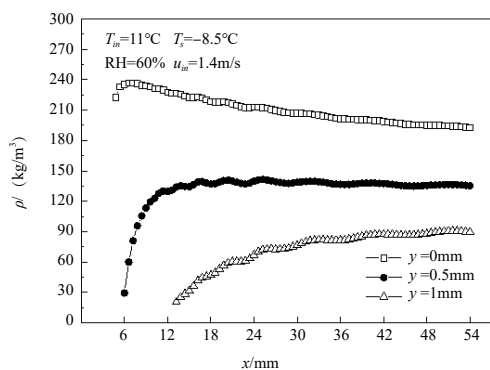


图 12 $T=60\text{min}$ 时不同霜层高度的密度变化

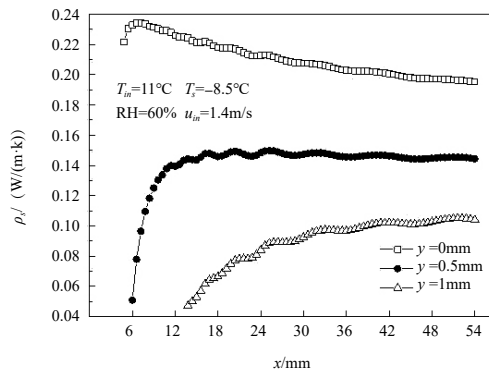


图 13 $T=60\text{min}$ 时不同霜层高度的导热系数变化

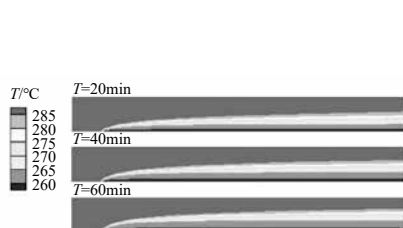


图 14 计算区域温度分布云图

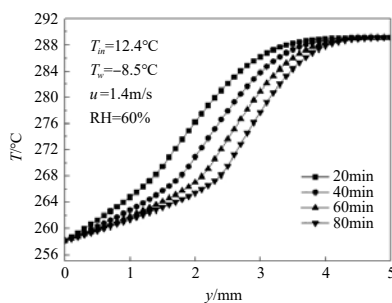


图 15 $x=20\text{mm}$ 处温度随时间的变化

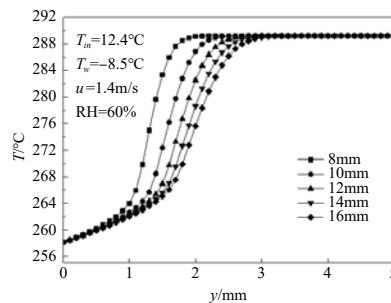


图 16 $T=60\text{min}$ 时各截面的温度分布

(2) 霜层中的霜晶体积分数影响霜层密度与导热系数。越靠近冷表面, 霜层温度越低, 其冰相体积分数越大, 霜层的密度与导热系数越大。

参考文献

- [1] Sheng Wei, Liu Pengpeng, Dang Chaobin, et al. Review of restraint frost method on cold surface [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 79:806–813.
- [2] Rafati Nasr M, Fauchoux M, Besant R W, et al. A review of frosting in air-to-air energy exchangers [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 30:538–554.
- [3] Na B, Webb R L. A fundamental understanding of factors affecting frost nucleation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(20):3797–3808.
- [4] Piucco R O, Hermes C J L, Melo C, et al. A study of frost nucleation on flat surfaces [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8):1710–1715.
- [5] Lee K S, Jhee S, Yang D K. Prediction of the frost formation on a cold flat surface [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2003, 46(20):3789–3796.
- [6] Lee K S, Kim W S, Lee T H. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1997, 40(18):4359–4365.
- [7] Hermes C J L, Piucco R O, Jr J R B, et al. A study of frost growth and densification on flat surfaces [J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2009, 33(2):371–379.
- [8] Yang D K, Lee K S, Cha D J. Frost formation on a cold surface under turbulent flow [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(2):164–169.
- [9] Kandula M. Frost growth and densification in laminar flow over flat surfaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(15):3719–3731.
- [10] Cheng C H, Shiu C C. Frost formation and frost crystal growth on a cold plate in atmospheric air flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(21):4289–4303.
- [11] Wang W, Guo Q C, Lu W P, et al. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(2):475–486.
- [12] Yang D K, Lee K S. Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(1):89–96.
- [13] Li Liyan, Liu Zhongliang, Li Yanxia, et al. Frost deposition on a horizontal cryogenic surface in free convection [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 113:166–175.
- [14] Liu Z, Dong Yuwan, Li Yanxia. An experimental study of frost formation on cryogenic surfaces under natural convection conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 97:569–577.
- [15] Hayashi Y, Aoki K, Yuhara H. STUDY OF FROST FORMATION BASED ON A THEORETICAL MODEL OF THE FROST LAYER [J]. Heat Transfer - Japanese Research, 1977, 6(3):79–94.
- [16] Cui J, Li W Z, Liu Y, et al. A new time- and space-dependent model for predicting frost formation [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(4):447–457.
- [17] Wu Xiaomin, Dai Wantian, Shan Xiaofeng, et al. Visual and Theoretical Analyses of the Early Stage of Frost Formation on Cold Surfaces [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2007, 14(3):257–268.
- [18] Wu Xiaomin, Chu Fuqiang, Ma Qiang. Frosting model based on phase change driving force [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 110:760–767.
- [19] Kim C, Lee J, Lee K S. Numerical modeling of frost growth and densification on a cold plate using frost formation resistance [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115:1055–1063.

一次泵变流量系统控制模拟

刘庆东, 万 航, 徐新华, 王潜江

(华中科技大学, 湖北武汉 430074)

[摘 要] 本文分析了一次泵变流量空调系统变流量控制的过程, 并根据某项目空调水系统实际布置与配置, 搭建模拟平台, 进行水系统管网模拟。模拟分析了在变流量系统中水泵采用压差变频控制及压差旁通控制的控制效果。结果表明, 在采用压差旁通控制时, 需要设置水泵变频运行的最低频率, 但是实际工程运行工况多变, 固定的最低运行频率难以满足多工况情况下制冷机最低限流量需求, 控制程序设计也复杂。建议在一次泵变流量系统中设置流量传感器直接采用最小流量旁通控制。

[关键词] 一次泵变流量系统; 水泵变频控制; 压差旁通控制

0 引言

随着世界能源形势越发严峻, 建筑能耗不断增加, 中央空调系统的节能改造工作日趋重要。工程实践证明, 导致集中空调系统电耗高的主要原因是我国大型建筑空调冷水系统多为定流量系统, 系统运行中普遍存在“大流量, 小温差”的问题, 由此造成冷冻水泵扬程过大、电耗过高。在过去的几十年中, 由于技术的进步, 变速装置的成本大大降低, 这使得变速泵在空调系统中的广泛应用成为可能^[1-3]。

空调系统一次泵变流量系统的工作原理: 一方面是在负荷侧通过调节电动两通调节阀的开度改变流经末端设备的冷水流量, 以适应末端用户空调负荷的变化; 另一方面是在冷源侧采用可变流量的冷水机组和变频冷冻水泵, 使蒸发器侧流量随负荷侧流量的变化而变化, 从而最大限度地降低冷水泵的能耗^[4-6]。一般来说, 制冷机蒸发器存在一个最低限流量, 一般为蒸发器额定流量的 50%, 当制冷机蒸发器流量小于其最低限流量时, 制冷机就会进行自我保护而停止工作^[7]。在一次泵变流量系统运行过程中, 当系统负荷减小, 水泵流量减小接近蒸发器最低限流量时, 通常需要设置旁通, 打开旁通阀减小系统阻力, 让部分流量直接流经旁通管而进入蒸发器, 保证蒸发器的流量不小于最低流量要求^[8]。本文以某实际工程的空调一次泵变流量水系统为对象, 通过建立该系统的模拟模型, 对该系统的变流量控制进行模拟, 分析该方法的控制效果并给出在实际工程中的应用建议。

1 变流量系统控制分析

在中央空调的设计中, 设计人员一般是根据建筑所需的最大负荷来选择相应容量的设备, 然而对于

大部分建筑而言, 空调系统大部分时间都在部分负荷下运行, 此时采用水泵变频调节技术会较好地满足末端用户的冷量需求同时也可以节约水泵能耗^[9]。

一次泵变流量系统常用的水泵变频方法有温差控制法和压差控制法, 由于简单可靠的特点, 压差变频控制方法得到了广泛的应用^[10,11]。本研究采用分集水定压差控制法调节水泵的频率。在一天的运行过程中, 当末端盘管所需流量增大时, 末端盘管回水管上的二通控制阀开度增大, 在水泵不变速条件下, 环路的压差会减小。此时水泵的控制器感知压力变化与设定值比较产生输出信号增大冷冻水泵运行频率, 加大流量与扬程, 环路的压差自然升高, 从而保证末端有足够的水量可取。同样, 当末端盘管所需流量减小时, 末端盘管回水管上的二通控制阀阀门开度减小, 在水泵不变速条件下, 环路的压差会增大。此时水泵的控制器感知压力变化与设定值比较产生输出信号改变变频器的频率, 从而减小冷冻水泵运行频率, 环路的压差减小, 达到预设的设定值。

在变流量水系统中 (通常是指水泵变频运行), 当末端阀门不断关小或关闭时, 系统阻力加大, 水泵流量减小, 当系统流量减小至蒸发器最低限流量时, 此时需要打开旁通阀减小系统阻力, 让部分流量直接流经旁通管而进入蒸发器, 保证蒸发器的流量不小于最低流量要求。

2 系统描述与模拟平台

空调冷冻水系统如图 1。冷冻水系统设有 2 台螺杆式冷水机, 蒸发器额定流量为 92m³/h。设置 2 台冷冻水泵, 选取的水泵参数为单台额定流量 101m³/h, 扬程 32.7mH₂O, 额定功率 22kW。该空调系统末端有四大用户, 即 A、B、C、D 用户。空调冷冻水系统用户侧通过分集水器以并联方式连接。A、B 用户末端为组合式空调器, C 用户为多台风机盘管, D 用户为多台小型空调柜机。

收稿日期: 2018-06-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51678263)。

作者简介: 刘庆东 (1993—), 主要研究方向为智能建筑与自动控制技术。

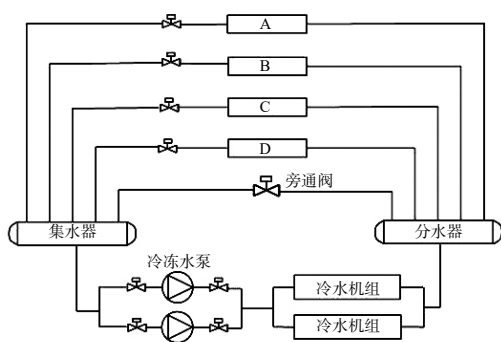


图 1 中央空调冷冻水系统示意图

该空调系统的水泵、冷水机组和 D 用户的小型空调柜 24 小时不间断运行, A 用户、B 用户和 C 用户每天早上 6 时开启, 晚上 24 时停运, 每日运行 18 个小时。A 用户、B 用户和 D 用户三个大支路空调器采用风水一体化控制进行末端水量及风量的协调控制。

Flowmaster 为一维工程流体管路系统仿真软件, 内置的一维流体动力系统解算器和流体系统仿真软件包, 可对流体管路系统进行完整分析, 并能对稳态、瞬态过程进行模拟。Flowmaster 自带的组件库涵盖了目前流体系统所需的绝大多数标准组件, 每个流体系统都由不同的流体元件构成, 如泵、阀门、管路、末端设备等。在系统建模的过程中, 可以直接调用软件中的组件, 再通过节点连接, 从而完成空调水系统模型的建立。

该空调一次泵冷冻水系统的控制模型如图 2 所示。管网建模时采用阻力件替代冷水机组等空调设备。一次泵变流量系统中, 水泵变频控制通过在分水器及集水器上设置压差测点, 将压差测量值输入到控制器中以进行水泵频率调节。压差旁通控制也

是通过分集水器的压差测量值作为压差旁通控制器的输入以控制旁通阀门的开度。本系统设计选型明显偏大, 实际的现场调研表明在系统最大负荷时也只需要开启 1 台制冷机及 1 台冷冻水泵。在本研究进行模拟分析时, 以一机一泵方式进行模拟分析。

3 模拟结果与分析

在变流量水系统中, 当末端进行调节 (阀门关小或关闭) 时, 系统阻力加大, 水泵流量减小, 当系统流量过小时通常需要设置旁通保证蒸发器的流量不小于最低流量要求。目前常用的旁通控制方法为定压差旁通控制, 具体是在冷冻水系统的分水器 and 集水器上设置压差传感器, 以分集水器间压差作为压差旁通控制器的输入, 并与设定压差值比较产生输出, 调节旁通阀门开度进行流量旁通, 并维持分集水器间压差恒定。

水泵压差变频控制和压差旁通控制作用原理是当系统运行流量较大时压差旁通阀处于关闭状态, 水泵通过变频调节维持分集水器压差恒定, 以保证末端有足够的资用压力获取需要的流量。当系统所需流量降低, 相应水泵频率降低至最低频率 (最低频率需要根据系统的流量值而定), 此时水泵频率不再降低, 压差旁通控制器通过调节旁通阀门开度来维持分集水器压差恒定, 并旁通一部分流量使蒸发器流量不低于其最低限流量。

在该控制中涉及到两个压差设定值, 一个是水泵压差变频控制时的满足末端流量的压差设定值, 一个是旁通压差控制满足蒸发器最低限流量的压差设定值。这两个压差值如何设定, 一直是变流量控制系统一个难点。在实际工程中, 一次泵变流量系统的压差旁通设定值通常按照选型水泵扬程的一半考虑。本研究选取 $15\text{mH}_2\text{O}$ 作为压差设定值, 选取

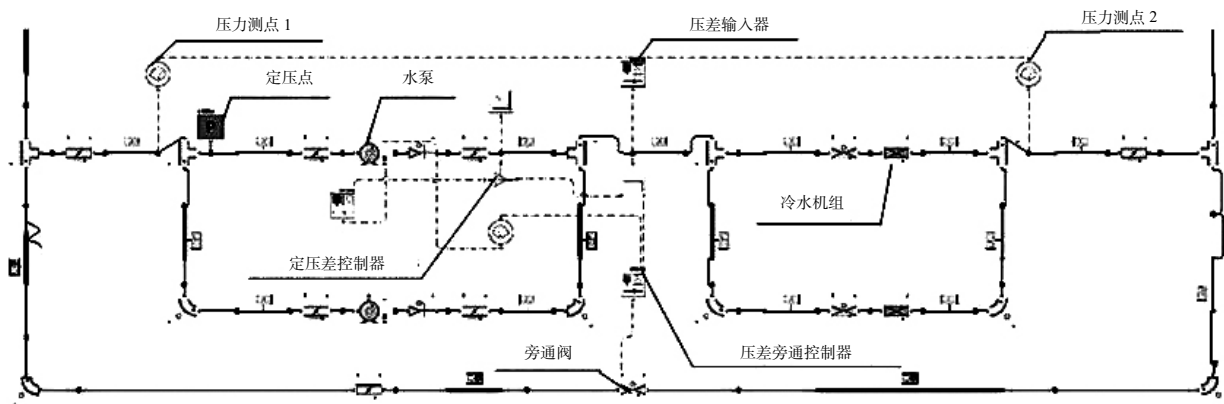


图 2 中央空调一次泵变流量冷冻水系统控制模型图

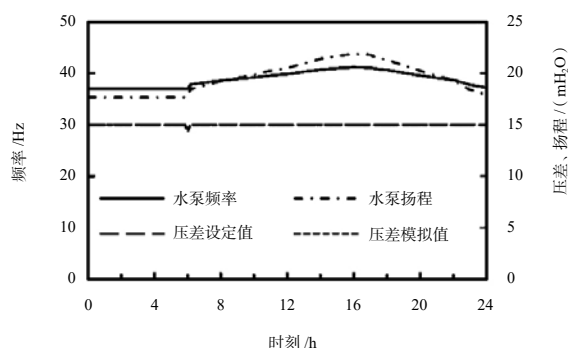


图 3 压差旁通控制水泵频率、扬程、分集水器压差设定值与压差控制模拟值 (15mH₂O)

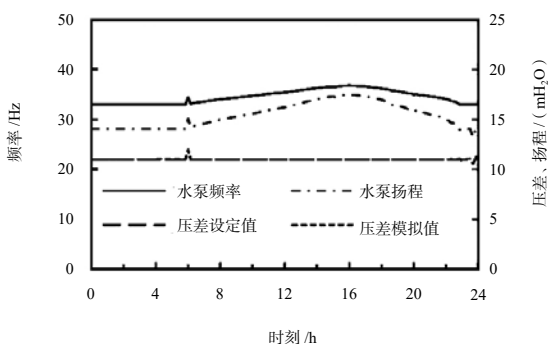


图 5 压差旁通控制水泵频率、扬程、分集水器压差设定值与压差控制模拟值 (11mH₂O)

典型设计日的末端空调设备所需流量作为末端流量控制器的输入流量, 模拟分析该变流量系统压差旁通控制效果。

水泵频率、扬程、分集水器压差设定值与压差控制模拟值如图 3。通过对系统不同工况的测试分析, 为避免系统运行过程中系统流量低于蒸发器最低限流量, 水泵的最低频率应设为 37Hz。结果显示, 压差控制模拟值和压差设定值 (15mH₂O) 基本一致。在白天 (6:00~24:00), 四个支路全开, 水泵频率为 38Hz~42Hz 之间; 在夜间 (0:00~6:00), 只有 C 支路运行, 水泵以最低频率 37Hz 运行。

系统流量分配如图 4。在白天, 四大支路均开启, 系统总流量为 60~85m³/h, 38Hz~42Hz 之间, 高于最低频率设定 37Hz, 压差旁通控制不作用, 旁通阀门关闭。在夜间, 只有 C 支路运行, 此时水泵以最低频率 37Hz 运行, 旁通阀门开启, 此时的旁通流量为 40m³/h 左右, 系统流量为 49m³/h。制冷机组的额定流量为 92m³/h, 制冷机组所需最低限流量一般为制冷机组额定流量的二分之一, 即 46m³/h, 此时系统流量能够满足制冷机组最低限流量的需求。水泵一天的运行功耗为 198kW·h。

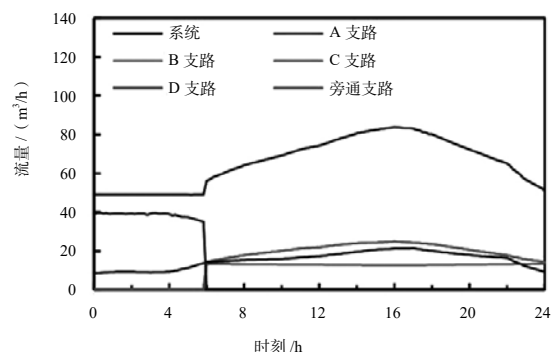


图 4 压差旁通控制系统流量分配图 (15mH₂O)

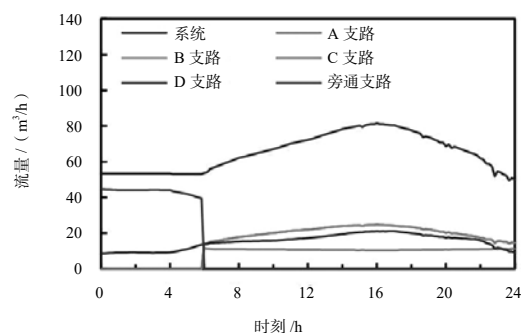


图 6 压差旁通控制系统流量分配图 (11mH₂O)

从模拟结果中的末端阀门开度来看, 在压差设定值定为 15mH₂O 时, 水泵变频运行的频率仍然很高, 水泵的能耗虽然有所降低, 但是并未达到最佳的节能效果。根据运行结果分析, 可以选取 11mH₂O 作为压差设定值进行系统运行。此时水泵的最低频率设为 33Hz。

按照上述参数进行模拟控制时, 水泵频率、扬程、分集水器压差设定值与压差控制模拟值如图 5。在白天 (6:00~24:00), 系统四个支路全开, 水泵频率为 33Hz~35Hz 之间; 在夜间 (0:00~6:00), 水泵以最低频率 33Hz 运行。系统流量分配如图 6。白天系统总流量为 50~82m³/h 之间, 压差旁通阀门关闭。在夜间, 只有 C 支路运行, 水泵以最低频率 33Hz 运行, 旁通阀门开启, 此时旁通流量为 44m³/h 左右, 系统流量为 53m³/h, 此时系统流量能够满足制冷机组安全运行流量需求。水泵一天的运行功耗为 147kW·h。可以看出水泵变频控制的压差值可以通过进一步优化来节约能耗, 实际工程中的压差设定值需要进过多次调试进行优化。

一次泵变流量系统的压差设定值一方面控制水泵变频运行满足末端流量需求 (旁通阀关闭), 另

一方面是在水泵以最低频率运行时,进行压差旁通控制满足制冷机组安全运行最低限流量需求。在选定压差设定值后,为了满足制冷机蒸发器最低限流量的需求,需要确定水泵的最低频率。如果最低频率选择不当则会造成系统流量过小,影响冷水机组的安全运行。在这种控制方式下,由于根据压差设定值及控制的实际压差值无法直接知道系统的流量到底是多少,所以需要通过不同工况的测试才能设定最小频率。不同的控制压差值,最小频率也不一样。虽然通过多工况的测试,可以设定给定压差下的最低频率值,但运行工况多变,难以适应多工况情况。建议采用在一次泵变流量系统中设置流量传感器直接采用最小流量旁通控制,有利于系统运行的稳定性。

4 结论

本文根据某一空调系统末端采用流量调节、水泵采用变频运行实际情况,搭建模拟平台,进行水系统管网水力特性模拟分析。分析了水泵压差变频控制与压差旁通控制的控制效果。结果表明,在这种控制方式下,为了满足制冷机蒸发器最低限流量的需求,需要确定水泵的最低频率,由于根据压差设定值及控制的实际压差值无法直接知道系统的流量到底是多少,所以需要通过不同工况的测试才能设定最小频率。虽然通过多工况的测试,可以设定给定压差下的最低频率值,但是实际工程运行工况多变,固定的最小运行频率难以满足多工况情况的制冷机最低限制流量需求,控制程序设计也复杂。建议在一次泵变流量系统中设置流量传感器直接采用最小流量旁通控制。

致谢

感谢国家自然科学基金 (51678263) 的资助。

参考文献

- [1] Zhenjun Ma and Shengwei Wang. An optimal control strategy for complex building central chilled water system for practical and real-time applications[J]. Building and Environment, 2009,44:1188-1198.
- [2] Zhenjun Ma and Shengwei Wang. Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems[J]. Energy and Buildings, 2009,41:197-205.
- [3] 丁勇, 魏嘉. 冷冻水泵变频改造的节能性能分析[J]. 建筑节能, 2015, 43(9):1-7.
- [4] 于晓明, 赵建博, 石颖, 等. 空调冷水一次泵变流量系统设计探讨[J]. 暖通空调, 2010, 40(4):67-70,62.
- [5] 张再鹏, 陈焰华, 符永正. 一次泵变流量系统的旁通方法研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(6):51-55.
- [6] 胡曙玲. 一次泵系统技术分析及应用[J]. 流体机械, 2002, 30(4):34-37.
- [7] 吴敏, 杨浩. 变流量一次泵与旁通电动阀的控制和选择[J]. 四川建筑, 2014, 34(1):201-204,207.
- [8] 李宜浩, 梁启双. 变流量水系统压差旁通控制系统设计[J]. 暖通空调, 2007, 37(12):73-76.
- [9] 何毅, 任庆昌, 李明, 滕明岐. 冷冻水一次泵变流量可行性分析及工程应用[J]. 建筑节能, 2016, 44(9):11-14,49.
- [10] 张再鹏, 陈焰华, 於仲义, 符永正. 一次泵变流量系统水泵控制方法的节能分析[J]. 暖通空调, 2009, 39(6):56-59.
- [11] 黄奕沅, 张玲. 压差控制水泵变频调节的工作特性探讨[J]. 暖通空调, 2006, 36(4):75-78.

SiO₂ 气凝胶提高岩棉保温性能的试验研究

吴志菊¹, 罗杰任², 闫秋会¹

(1. 西安建筑科技大学 环境与市政工程学院, 陕西西安 710055; 2. 西安工程大学 城市规划与市政工程学院, 陕西西安 710600)

[摘 要] 以无水乙醇为溶剂, SiO₂ 气凝胶为溶质, 制取 SiO₂ 气凝胶改性溶液。采用浸润及常压干燥制备岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板, 研究 SiO₂ 气凝胶的质量分数和浸润时间对岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的短期吸水量、导热系数及抗压强度的影响。并以某办公楼为对象, 利用建筑能耗模拟软件 DeST, 研究岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板在寒冷地区的建筑能耗。结果表明: 随 SiO₂ 气凝胶的质量分数的增加, 复合板的短期吸水量和导热系数逐渐变小, 抗压强度略有提高。与未进行保温相比, 厚度为 30mm 的岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板能耗节能率大于 25%。

[关键词] SiO₂ 气凝胶; 岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板; 导热系数; 建筑能耗

0 引言

到 2020 年, 中国城镇建筑节能要达到 65% 的总目标, 对建筑外墙保温材料的研究具有重要意义^[1]。目前, 建筑外墙保温材料分为有机保温材料和无机保温材料, 有机保温材料具有质量轻、保温隔热效果好等优点, 但易燃易老化^[2-4]。岩棉作为 A 级不燃材料解决防火性能差等问题, 但存在吸水量大、保温隔热性能不佳等问题^[5-6]。SiO₂ 气凝胶是一种新型轻质多孔纳米材料, 具有密度低 (可低达 4kg/m³)、比表面积大 (>1000m²/g) 和孔洞率高 (达 99%), 在热力学方面具有极低的导热系数, 常温常压下其导热系数为 0.015 W/(m·K)^[7-12]。SiO₂ 气凝胶作为一种高效保温隔热材料, 因其强度低、脆性大等缺点限制了在建筑外墙保温领域的应用^[13]。针对岩棉和 SiO₂ 气凝胶以上特点, 本文利用 SiO₂ 气凝胶改性溶液通过浸润及常压干燥制备岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板, 研究 SiO₂ 气凝胶的质量分数和浸润时间对岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的性能影响, 并研究在以西安为代表的寒冷地区的建筑能耗。

1 实验

1.1 原材料

SiO₂ 气凝胶: 粒径为 5~20nm, 导热系数 (常温) 为 0.028W/(m·K), 成都艾瑞杰科技有限公司生产; 无水乙醇、吐温 80 和硅烷偶联剂 KH550: 天津市天力化学试剂有限公司生产; 岩棉: 西安市长安保温材料有限公司生产, 不燃性为 A 级, 导热系数 (常温)

约 0.045W/(m·K)。

1.2 实验过程

以 SiO₂ 气凝胶质量分数分别为 2%、4%、6% 和 8% 时, 制取 SiO₂ 气凝胶改性溶液。将其与岩棉浸润复合, 置于通风橱中 24h 常温挥发, 之后置于 50℃ 烘干箱中常压干燥 24h 至完全干燥, 制备岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板。

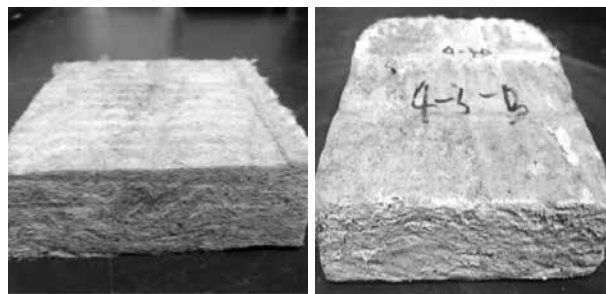
1.3 测试方法

依据《建筑外墙外保温用岩棉制品》GB/T 25975-2010, 计算短期吸水量。依据《非金属固体材料导热系数的测定—热线法》GB/T 10295-2008, 使用 TC-3000 快速导热系数测定仪测量导热系数。依据《矿物棉制品压缩性能试验方法》GB/T 13480, 使用万能材料试验机测定抗压强度。

2 结果与讨论

2.1 不同质量分数的 SiO₂ 气凝胶对岩棉的短期吸水量的影响

短期吸水量能准确、快速反应材料的防水性能, 通过短期吸水量的变化对岩棉的防水性能进行评价。图 1 为岩棉改性前后对比图。图 2 为岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的短期吸水量的变化曲线。



(a) 岩棉改性前

(b) 岩棉改性后

图 1 岩棉改性前后对比图

收稿日期: 2018-05-20

基金项目: 陕西省自然科学基金研究计划项目 (2015JM5229)。

作者简介: 吴志菊 (1965—), 主要研究方向为新型保温材料的研究。

由图 1 可知,通过浸润及常压干燥等工艺制备得到的岩棉/SiO₂气凝胶复合板,其纤维的表面附着大量的 SiO₂气凝胶颗粒。由图 2 可知,五种不同浸润时间处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板随 SiO₂气凝胶质量分数的增大,其短期吸水量先急剧下降后趋于稳定。对于浸润处理 20min 的岩棉/SiO₂气凝胶复合板,当 SiO₂气凝胶质量分数分别为 6% 和 8% 时,短期吸水量分别下降百分比为 33.3% 和 35%。五种不同浸润时间处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板相比,随浸润时间的延长,粘附于纤维上的二氧化硅颗粒越多,其短期吸水量越小。当 SiO₂气凝胶质量分数为 8%,浸润时间 3、5、10、15 和 20min 处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板的短期吸水量分别为 0.86、0.82、0.81、0.79 和 0.78kg/m²。试验过程中发现当 SiO₂气凝胶质量分数大于 8% 时, SiO₂气凝胶在无水乙醇溶剂中存在不完全溶解的现象。

2.2 不同质量分数的 SiO₂ 气凝胶对岩棉的导热系数的影响

图 3 为岩棉/SiO₂气凝胶复合板导热系数的变化曲线。由图 3 可知,随 SiO₂气凝胶质量分数的增加,五种不同浸润时间处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板的导热系数均呈下降趋势。当浸润时间为 20min, SiO₂气凝胶质量分数分别为 6% 和 8% 时,岩棉/SiO₂气凝胶复合板的导热系数下降百分比分别为 22.22% 和 26.67%。由于附着于岩棉中纤维的 SiO₂气凝胶颗粒逐渐增多,纤维被气凝胶颗粒较好

地包裹,而阻止了纤维之间的直接接触。热量要从热端传递到冷端,就必须克服气凝胶颗粒所设置的层层障碍,而气凝胶颗粒的存在还拉长了热传递的路径,从而降低了导热系数^[13]。且 SiO₂气凝胶颗粒保持完整,其纤细的纳米多孔网络结构有效限制固态热传导和气态热对流。五种不同浸润时间处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板相比,随浸润时间的延长,其导热系数下降越明显。当 SiO₂气凝胶质量分数为 8% 时,浸润 3、5、10、15 和 20min 处理的岩棉/SiO₂气凝胶复合板的导热系数分别从 0.045W/(m·K) 下降至 0.042、0.040、0.037、0.034 和 0.033W/(m·K)。

2.3 不同质量分数的 SiO₂ 气凝胶对岩棉的抗压强度的影响

图 4 为岩棉/SiO₂气凝胶复合板抗压强度的变化曲线。由图 4 可知,浸润处理后的岩棉/SiO₂气凝胶复合板抗压强度基本没有变化或者略有提高。由于偶联剂 KH550 能够增大岩棉板中纤维的结合力,起到了一定的粘结作用,但粘结力不会很大。同时 KH550 的使用量较少,因此浸润处理后的岩棉/SiO₂气凝胶复合板抗压强度略有提高。

3 岩棉/SiO₂气凝胶复合板在寒冷地区的建筑能耗

3.1 模型建立

以办公楼为模型,共 5 层,层高为 3.6m,建筑面积为 3667.5m²,其平面图如图 5 所示。

根据对寒冷地区办公建筑围护结构以及建筑体形进行的调研,发现寒冷地区的建筑外墙的主体墙

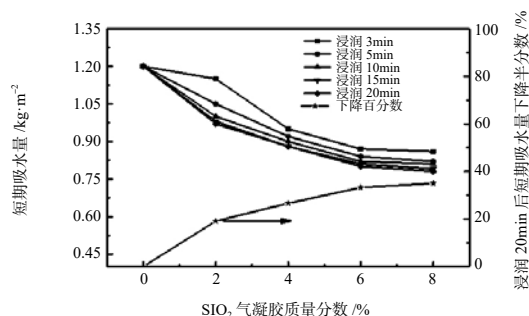


图 2 短期吸水量随 SiO₂ 气凝胶质量分数的变化

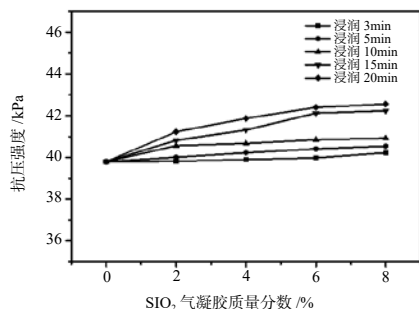


图 4 抗压强度随 SiO₂ 气凝胶质量分数的变化

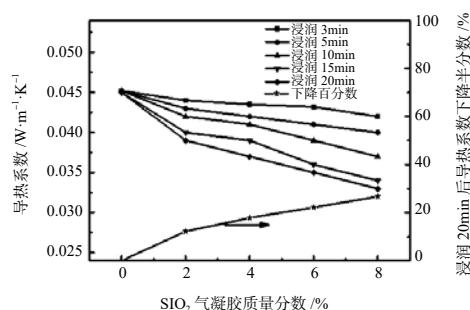


图 3 导热系数随 SiO₂ 气凝胶质量分数的变化

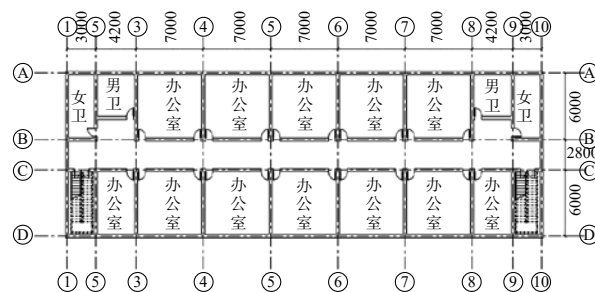


图 5 某办公楼建筑平面示意图

大部分采用重砂浆空心砖^[14]。因此,此建筑模型的建筑外墙采用主体墙+保温层系统,即 20mm 石灰砂浆+360mm 重砂浆空心砖+保温层+20mm 石灰砂浆。由图 3 可知,当浸润时间为 20min 的岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的导热系数较佳,因此均采用浸润时间为 20min 处理的岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板。其他围护结构参数具体如表 1 所示。

表 1 围护结构材料及热工性能

名称	围护结构材料	传热系数
屋顶	20mm 水泥砂浆+200mm 膨胀珍珠岩+120mm 钢筋混凝土+15mm 水泥砂浆	0.269
内墙	20mm 水泥砂浆+180mm 陶粒混凝土+20mm 水泥砂浆	1.515
楼板	钢筋混凝土	1.232
外窗	镀 Low-e 膜中空 (低透型) 玻璃	2.1

3.2 模拟结果

由于西安地区夏季高温多雨,冬季寒冷少雨。除了要考虑冬季供热,还要考虑夏季制冷。表 2 为西安地区某办公楼能耗模拟结果及节能率。

表 2 西安地区某办公楼能耗模拟结果及节能率

SiO ₂ 气凝胶质量分数 /%	全年累计热负荷指标 / (kW·h/m ²)	全年累计冷负荷指标 / (kW·h/m ²)	热负荷节能率 /%	冷负荷节能率 /%	负荷节能率 /%
无保温	60.34	72.23	0	0	0
0	45.37	74.37	24.81	-2.96	21.85
2	44.68	74.41	25.95	-3.02	22.93
4	44.35	74.48	26.50	-3.12	22.38
6	43.92	74.53	27.21	-3.18	24.03
8	43.24	74.59	28.34	-3.27	25.07

从表 2 可知,随着 SiO₂ 气凝胶质量分数的增加,建筑全年累计热负荷指标明显减小,但对建筑的全年累计冷负荷指标的影响相对较小。与建筑不进行保温措施相比,建筑热负荷节能率、冷负荷节能率和负荷节能率分别可提升 28.34%、-3.27% 和 25.07%。一方面由于随着 SiO₂ 气凝胶质量分数的增加,岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的保温性能得到提升;另一方面,在寒冷地区,冬季室内外温度差大,采取保温措施后,有效减弱室内外建筑热流作用;但夏季室内外温差小,保温效果较弱,且保温厚度增加,建筑蓄热反而会增强,当第二天空调开启时,此部分蓄热成为了冷负荷。

4 结论

本文针对 SiO₂ 气凝胶改性溶液对岩棉的改性工艺进行探究,主要研究结果如下:

(1) SiO₂ 气凝胶质量分数的大小和浸润时间会影响附着在岩棉中纤维上的颗粒数量,进而影响岩棉的性能。其最佳工艺下,岩棉 SiO₂ 气凝胶复合板的短期吸水量为 0.8kg/m²,导热系数为 0.035W/(m·K),抗压强度为 42.40kPa(10% 形变)。与改性前相比,岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板的短期吸水量下降百

分比为 35.0%,导热系数下降百分比为 26.67%,抗压强度略有提高。

(2) 与建筑未进行保温相比,厚度为 30mm 的岩棉/SiO₂ 气凝胶复合板在寒冷地区的建筑热负荷节能率、冷负荷节能率和负荷节能率分别可提升 28.34%、-3.27% 和 25.07%。

参考文献

- [1] 杨金龙,米海惠,苏振国,等. 含水率对建筑外墙保温材料导热性能的影响[J]. 建筑材料学报, 2017(6):986-990.
- [2] 刘培江. 高层建筑外墙保温材料火灾案例分析[J]. 低温建筑技术, 2017, 39(9):150-151.
- [3] 谷燕成,陈思诺,黄恩兴. 建筑节能保温材料的现状及发展[J]. 建筑节能, 2016, 44(6):34-38.
- [4] 王岩,王玮玮,白锡庆,等. 墙体保温材料的现状及其发展趋势[J]. 天津建设科技, 2017, 27(1):1-3.
- [5] 高钊. 岩棉制品作建筑外墙保温材料的优势分析[J]. 建材发展导向, 2014, 12(4):58-63.
- [6] 蔡凤武,姚文生,刘晓波. 岩棉保温材料性能探讨[J]. 河北建筑工程学院学报, 2011, 29(1):49-51.
- [7] 陈兴明,朱世富,赵北君,等. HCl-NH₃ 双组分催化正硅酸乙酯快速制备 SiO₂ 气凝胶[J]. 现代化工, 2003, 23(z1):147-150.
- [8] 姜剑锋,张波,邓冰心,等. 干燥温度及反应条件对 SiO₂-TiO₂ 复合气凝胶环氧化催化性能的影响[J]. 现代化工, 2015(7):69-72.
- [9] Cuce E, Cuce P M, Wood C J, et al. Toward aerogel based thermal superinsulation in buildings: A comprehensive review[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 34(3):273-299.
- [10] Koebel M, Rigacci A, Achard P. Aerogel-based thermal superinsulation: an overview[J]. Journal of Sol-Gel Science and Technology, 2012, 63(3):315-339.
- [11] Gaponik N, Herrmann A K, Eychmüller A. Colloidal Nanocrystal-Based Gels and Aerogels: Material Aspects and Application Perspectives[J]. Journal of Physical Chemistry Letters, 2012, 3(3):8-17.
- [12] Anderson A M, Wattlely C W, Carroll M K. Silica aerogels prepared via rapid supercritical extraction: Effect of process variables on aerogel properties[J]. Journal of Non-Crystalline Solids, 2009, 355(2):101-108.
- [13] 程颐,成时亮,阮丰乐,等. 气凝胶材料在墙体保温系统中的应用[J]. 新型建筑材料, 2012, 39(9):80-83.
- [14] 王丽娟. 寒冷地区办公建筑节能设计参数研究[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2007.

基于实时监控数据的重庆市新老城区房间空调器使用特性对比分析

蒋婷婷, 刘 猛

(重庆大学, 重庆 400045)

[摘 要] 本文以重庆市新老 6 个城区的住宅建筑房间空调器为研究对象, 从某空调大数据监控平台获取 1990 台房间空调器全年的运行参数 (包括空调启 / 停、运行时长和能耗等), 对比分析新老城区房间空调器的使用特性和能耗特点。结果表明: 夏季老城区比新城区的全年空调使用率高 10% 左右, 冬季高 5% 左右; 新老城区风速模式差异性不大, 均是以高风、自动风模式为主; 冬夏季老城区的平均运行时长 (冬季 116h、夏季 524h), 均高于新城区 (夏季 348h、冬季 95h); 新城区全年能耗更为集中, 老城区使用差异性大, 能耗分布也较大。此外, 还分析了新老城区存在这些差异的原因。

[关键词] 实时监控数据; 新老城区; 房间空调器; 使用特性

0 引言

重庆市位于夏热冬冷气候区, 该地区气候特征明显: 冬季湿冷、夏季炎热、空气湿度大。为了改善室内热湿环境, 房间空调器成为了重庆市城镇居民家中的必需品, 多数家庭都安装有空调器^[1]。根据江亿院士提出的我国建筑用能总量控制技术路线图^[2], 2011 年长江流域采暖和空调用能强度为 $13\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$, 约占我国整个城镇住宅用能的 11%, 预期 2020 年将达到 $30\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$, 占比将超过 25%, 用能需求上升趋势明显, 空调器数量和使用率的增加成为重庆市以及全国住宅用电量增加的主要因素^[3]。

根据国家和重庆 2017 年统计年鉴数据^{[4][5]}, 重庆城镇居民每百户空调拥有量持续增长, 截止到 2016 年已达到平均每户 1.8 台, 是全国每百户空调拥有量的 1.5 倍, 如图 1 所示。在实际使用过程中, 由于居民对室内热环境的需求、使用习惯、使用模式、家庭与社会等因素的不同, 加上室外气象条件以及建筑和户型的影响, 房间空调器的使用差异性较大。

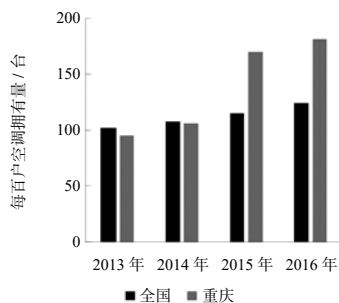


图 1 全国、重庆 2013~2016 年每百户空调拥有量

收稿日期: 2018-06-13

作者简介: 蒋婷婷 (1994—), 主要研究方向为室内环境与健康。

随着国家经济的发展, 重庆市渝中区、南岸区和沙坪坝区等老城换新, 江北区、渝北区和巴南区等新城快速建设, 新老城区由于地理环境、人口密集程度以及人口构成等因素的影响, 房间空调器的使用和运行能耗存在较大的差异, 为了研究这种差异, 本文对几个新老城区的 1990 台房间空调器的运行特性和能耗水平进行各方面的对比分析。

1 研究方法

在已有空调器使用特性的研究中, 大多采用的获取数据方法是入户调研、实地测试以及模拟等。如 AdilAl-Mumin^[6] 等以逐天的周期对夏季住宅空调能耗使用入户调研进行了调查, 并通过理论模拟计算空调设定温度对空调运行能耗的影响; 国内学者李兆坚^[7] 对北京市城镇住宅 27 个住户的 69 台空调器的开机率和能耗进行实测调查; 同济大学郑顺^[8] 等采用问卷与抄表方法, 从 2014-2015 年对上海 332 户进行了细致调查。武汉科技大学叶隽^[9] 等从居住面积、家庭收入、采暖方式、家庭结构和空调使用方式等几方面对武汉市的 212 户城镇家庭暖通空调能耗状况进行调查。本文的创新之处就在于研究方法, 不同于传统的获取数据方法, 而是通过云平台实时监控空调数据, 获取上千台空调的运行数据进行分析。

1.1 城区地理位置

本次空调器样本主要从重庆市沙坪坝区、渝中区、南岸区、渝北区、江北区和巴南区收集, 具体样本分布见图 2。由地图可见, 新城区以老城区为中心呈包围之势, 大多都分布在城市的四周。重庆老城区社会发展的特点是社会功能单一、人口结构老化且人口密集、教育娱乐设施不足等^[10]。而新城区是整个城市城镇化发展战略的重要组成部分, 重

庆新城区的发展吸引更多企业的进驻,使得更多人才留渝,新城区的居住功能也被大大利用。社会的发展使得老城区人口、建筑集中,且多数是本地居民中的老人与孩子,而新城区新建建筑较多,工作居住的年轻人较多。

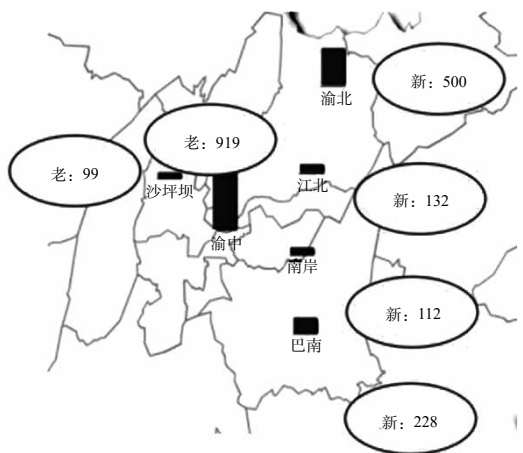


图 2 重庆市新老城区空调器样本分布图

1.2 数据信息

基于某企业房间空调器大数据监控平台,随机抽取 1990 台分布六大城区的房间空调器,抽取样本的运行时间为 2016.05~2017.04 全年,运行参数包括每台空调器的逐时参数(设置温度、能耗),逐天参数(设置模式、风速模式、运行时长、运行能耗等)。

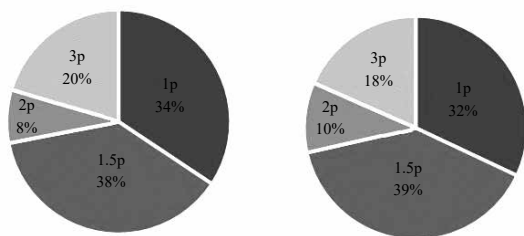


图 3 新老城区空调器匹数分布图

(左边老城区,右边新城区)

根据样本信息分析得出新老城区匹数分布图,对于住宅建筑而言,根据房间面积大小,1p、1.5p 的空调多为挂机设置在卧室,2p、3p 多为柜机设置在客厅。新老城区空调匹数均以 1p、1.5p 为主,由此可见重庆市住宅中空调大部分安装在卧室,约为客厅(2p、3p)安装数量的 2~3 倍。新老城区的分布无明显差异,表明这一安装规律不受城区的影响,而受重庆市夏热冬冷这一气候的影响。

2 研究结果

本文从空调使用器的全年使用率、风速模式、

使用时长、运行能耗等方面进行对比分析,找出重庆市新老城区空调器的运行特性及其差异。冬夏季按照标准定义,对于重庆所处的夏热冬冷地区,冬季(供热季)为 12 月 1 日至 2 月 28 日,夏季(供冷季)为 5 月 1 日至 9 月 30 日。

2.1 空调使用率

本文用全年逐日空调使用率与全天逐时刻使用率进行分析,其中逐日空调使用率定义为逐日开机的空调数与总样本数之比;逐时刻使用率定义为同一时间周期内,不同时刻开启平均空调数量与该时间周期内空调使用总量的比值。通过空调使用率,可以知道该地区空调整体使用特性,从整体上把握房间空调器实际用能。

2.1.1 逐日空调使用率

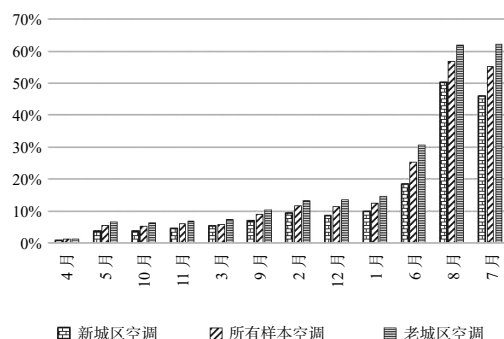


图 4 新老城区空调器全年逐日使用率

对不同月份的空调使用率进行分析,可以对比出重庆市不同季节的空调使用情况。数据采集的时间为 2016 年 5 月至 2017 年 4 月,由图可知使用空调的月份主要集中在 6、7、8 月(夏季)及 12、1、2 月(冬季),夏季 6、7、8 月份空调使用率在 40%~60% 之间,远高于冬季使用率(10%左右),这与重庆市夏季高温、冬季阴冷、过渡季节短暂的气候特点有很大关系。对比新老城区的空调逐日使用率,老城区全年每个月的使用率均略高于新城区(夏季高 10% 左右,冬季高 5% 左右),两者全年使用规律是相同的。老城区住户人员较多,年龄差距较大,空调使用差异性大,造成空调使用率的上升。

2.1.2 逐时刻空调使用率

逐时刻平均使用率可分析对比新老城区居民在白天、夜间开启空调的情况。老城区与新城区家庭结构有区别,本地人多居住于老城区,家庭代数较新城区多,这体现在空调的使用习惯。从图可知夏季新老城区明显比冬季空调使用率高,而冬夏季老城区使用率比新城区高,再次验证上文结论。夏季的差异性较冬季更明显,新老城区冬夏季变化趋势相近:冬季夜间使用较频繁,使用率在 18:00~22:00

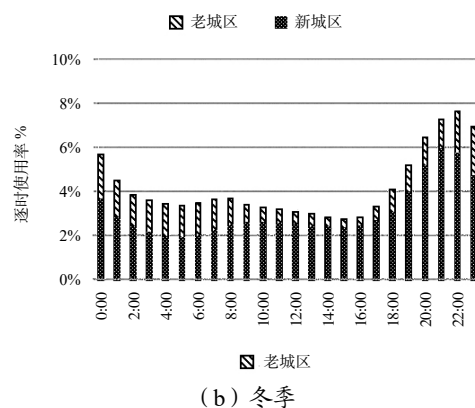
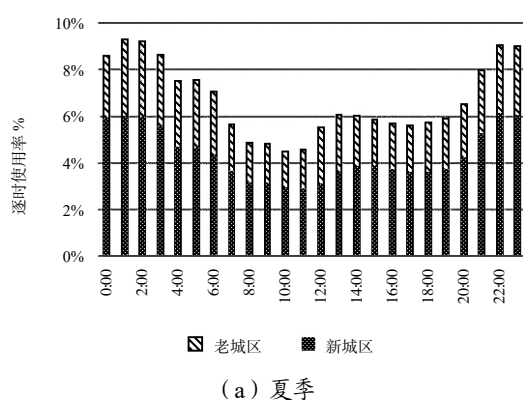


图 5 新老城区空调器全天逐时刻使用率

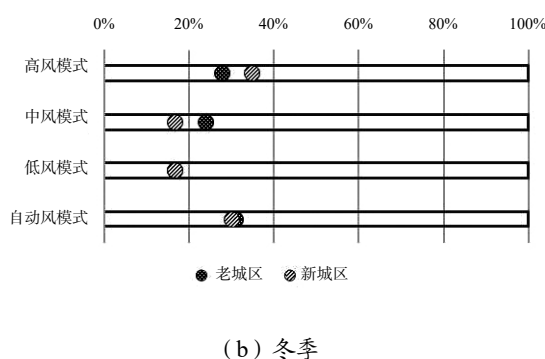
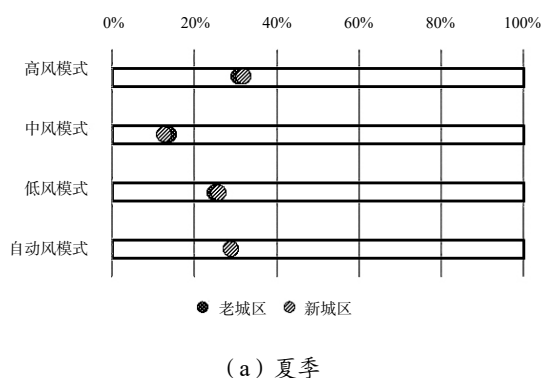


图 6 新老城区空调器冬夏季风速模式时长占比图

升高；夏季夜间与中午使用较频繁，使用率在 22:00~3:00 与中午升高。

2.2 空调风速模式

房间空调器的风速模式一般有四种：高风、中风、低风以及自动风。室内住户由于自身对风速的要求不同，在房间空调器的风速设置上存在较大的客观差异，而由于风速测量存在一定误差且测；量数据少，对于风速的研究大多还是依据调研和模拟进行，使得研究结果不准确。本文根据原始数据统计不同风速模式冬夏季累计使用时长占比（定义为不同风速模式冬夏季运行累计时长与该时间内风速总运行时长的比值），对风速模式的使用特点进行分析。

分析风速模式时长占比图可知：夏季新老城区差异性不大，均是以高风、自动风模式为主，各自大约占 30% 左右。夏季天气炎热，部分居民通过设置高风获得吹风感降温；冬季老城区中风模式增加、高风模式降低，与老城区老人小孩较多有关；自动风模式时长占比一致较大（30% 左右），选择自动模式，空调自动根据用户的设定温度和环境温度的差异来调节，温差大选择高风、温差小选择低风，

让人感觉较舒适且耗电较少。在对风速调节次数的分析中，85% 的样本每天在空调开启期间不调节风速，表明住户在使用空调时大多会保持上一次的选择，并且不习惯调节风速。

2.3 空调使用时长

房间空调器在不同季节使用时长差别很大，统计不同季节各样本累计使用时长（即整个冬季或夏季样本的空调使用时长总和），并对新老城区进行分析对比如下。其中夏季 5 月 1 日~9 月 30 日共 153 天，冬季 12 月 1 日~2 月 28 日共 90 天。

样本累计使用时长反映空调运行时间，夏季、冬季的老城区平均累计运行时长为 524h、116h，均高于新城区（夏季 348h、冬季 95h），这是因为老城区住户中有很多老人和小孩，他们在家时间更多，不同于新城区中上班族，自然造成空调运行时长更高。住户对空调并不是每天都开启，经对原始数据进行分析计算得出，样本平均每天运行时长如表 1，夏季空调每天运行时长基本是冬季的两倍，夏季可能是通宵（22:00~6:00）开启空调，冬季可能是入睡前一段时间（22:00~2:00）开启空调。

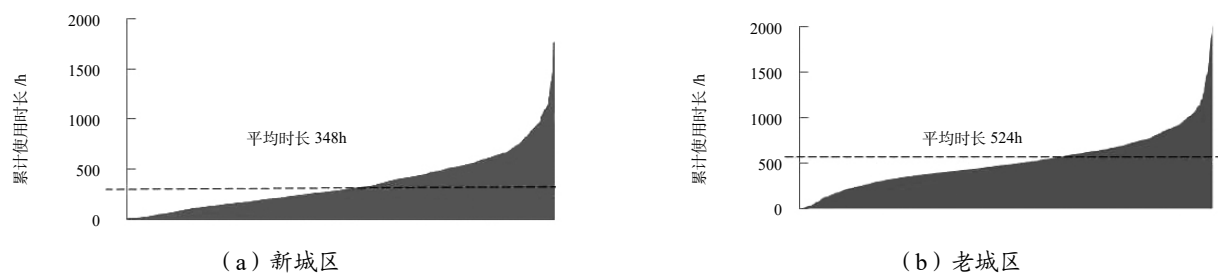


图 7 新老城区夏季空调器累计使用时长

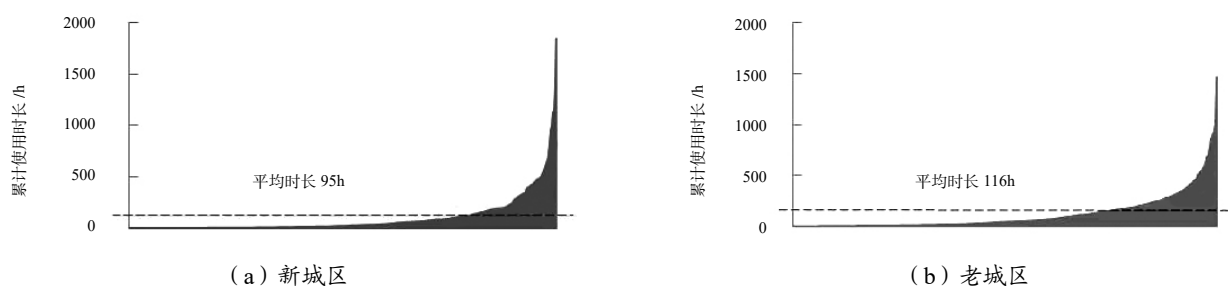


图 8 新老城区冬季空调器累计使用时长

表 1 样本冬夏季平均每天运行时长

城区	平均每天运行时长/h	
	夏季	冬季
新城区	7.4	3.5
老城区	8.8	4.2

2.4 空调能耗特点

住户对空调的使用结果最终反映在能耗上,使用习惯的不同也造成能耗的差异性。本文统计 1990 台样本全年运行能耗,并对比新老城区如图 9。

图 9 上图为样本全年能耗散点图,下图为样本能耗累计百分比图。从散点图可知,新城区样本的全年能耗更为集中(集中在 0~200kW·h),老城区全年能耗稍微发散一点(大多在 0~400kW·h 之间),老城区住户人口多,使用差异性大,能耗分布也比较大,同时老城区全年能耗也更大;分析能耗累计

百分比图,图中新老城区样本不一致,老城区样本比新城区多,对于绝大多数(新城区 75%、老城区 70%)的样本仅占全部样本全年累计能耗的 40%,这表明样本能耗分布极不均匀,高能耗占全年能耗的主导地位,可想而知如果把高能耗住户空调集中分类,然后针对这一类别空调进行节能优化设计,使之能耗降低,则可大大减少房间空调器的全年能耗,本文不再深入研究。

3 结论

为了明确重庆市新老城区房间空调器的一些使用特性和能耗情况,在某企业空调数据平台随机抽取了 1990 台空调样本,对这些样本进行了对比分析得出以下结论:

(1) 空调器启/停特性

重庆市由于夏热冬冷的季节气候特性,使得夏

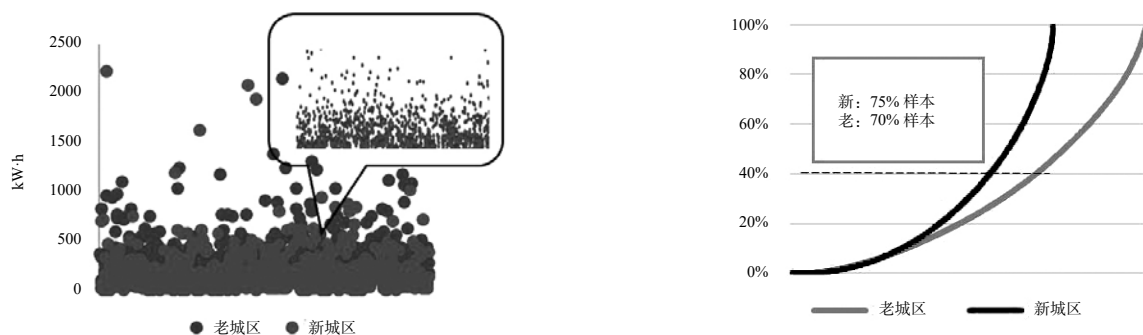


图 9 新老城区全年运行能耗

季空调的开启率远大于冬季,夏季基本从 5 月初到 9 月低天气都比较炎热,人们开空调降温纳凉;而冬季寒冷天气较短,另外南方居民习惯开小太阳等取暖,造成空调开启率不高。老城区开启率大于新城区,两者每天开启时间基本一致,夏季 22:00~6:00 通宵开启,冬季 20:00~2:00 入睡前开启。

(2) 空调器风速特性

对于空调的风速模式研究较少,本文也只是从风速的选择上简单分析。新老城区对于风速模式选择上差异不大,60% 的空调使用时间都是选择的高风和自动风。居民普遍认为选择高风模式,会更快使室内降温或者升温;而选择自动风则是最舒适的风速,可根据室内温差自动调节,所以冬夏季更倾向于选择这两种风速。

(3) 空调器时长特性

夏季老城区平均累计运行时长比新城区高 176h,冬季高 20h,夏季差异性较大,冬季较小。冬季本来运行时间就不长,差异性体现不明显。

(4) 空调器能耗特性

新老城区全年能耗分布稍有不同,新城区全年能耗比老城区更加集中,更加一致;新老城区能耗分布都是不均匀的,高能耗空调虽然样本少,却占总能耗的绝大部分。

(5) 造成差异性原因分析

从以上分析可知,虽然新老城区地理位置相差并不大,也同处夏热冬冷地区,仍然在空调使用方面存在差异性。造成差异性的主要原因有三:

① 人口密集程度:据重庆统计数据,2015 年三个老城区人口密度总和为 34363 人/km^3 ,三个新城区总和为 5461 人/km^3 。老城区人口密度是新城区的 6 倍,人口密集、人口基数大,老城区空调使用差异性大;

② 家庭结构:老城区普遍家庭代数较多,多为二代、三代人,而新城区年轻夫妻占多数,家庭成员作息时间不同,年龄差距较大,空调的使用习惯不同,差异性就大;

③ 建筑年代:新城区的住宅建筑多建于 21 世纪,年代较新,而老城区多建于 80、90 年代,建筑年代的差异造成围护结构隔热性能不同,空调使用存在差异。

综上,随着城市经济发展,城市建设越来越火热,新老城区不仅在城市面貌、人口分布等方面存在许多不同,在住宅空调器的使用上也存在着许许多多的差别,这些差异也反映着人们的生活变化,值得深入分析。

参考文献

- [1] 马校飞,吴玉杰,宋丽娟.河南省城镇住宅家用分体空调夏季使用状况调查分析[J].建筑节能,2013(08):15-7.
- [2] 江亿,彭琛,燕达.中国建筑节能的技术路线图[J].建设科技,2012(17):12-9.
- [3] 周翔,牟迪,郑顺,等.上海地区夏季居民空调器使用行为及能耗模拟研究[J].建筑技术开发,2016,43(6):81-84.
- [4] 重庆市统计局.重庆统计年鉴 2017 [M].北京:中国统计出版社,2017.
- [5] 国家统计局.中国统计年鉴 2017 [M].北京:中国统计出版社,2017.
- [6] AL-MUMIN A, KHATTAB O, SRIDHAR G. Occupants' behavior and activity patterns influencing the energy consumption in the Kuwaiti residences [J]. Energy and Buildings, 2003, 35(6):549-59
- [7] 李兆坚,谢德强,江红斌, et al. 北京市住宅空调开机行为和能耗的实测研究 [J]. 暖通空调, 2014, 02): 15-20.
- [8] 郑顺,周翔,张静思, et al. 上海地区住宅夏季空调能耗调查分析 [J]. 暖通空调, 2016, 03):38-41.
- [9] 叶隽,李运江.武汉市住宅建筑能耗调查与分析 [J]. 四川建筑科技,2012,(1):277-280.
- [10] 刘文俭.老城区发展的内容与思路研究 [J]. 现代城市研究,2010(1):73-77.

川西地区近零能耗建筑被动式设计方法分析

宫 卓, 肖益民, 张 睿

(重庆大学, 四川重庆 400045)

摘要: 被动式设计是近零能耗建筑设计的前提。本文以川西地区马尔康市壤塘县一栋传统民宿建筑为例, 利用建筑气候分析图将被动式太阳能供暖技术作为当地被动式设计的核心, 并通过资料查阅、计算机模拟、数据分析对该地区被动式太阳能集热方式进行研究。本文利用 DeST-s 软件对不同太阳能集热方式进行建筑热环境和供暖负荷的模拟分析, 并通过建筑全生命周期能耗进行经济性分析。最后在模拟结果和经济性分析的基础上, 提出了壤塘县民宿建筑适宜采用的太阳能集热方式, 为该地区此类建筑的设计提供参考。

关键词: 川西地区; 近零能耗建筑; 被动式设计; 被动式太阳能技术; 建筑全生命周期能耗

0 前言

在传统能源需求日益紧张的现况下, 实现建筑近零能耗或零能耗成为现今的重点研究方向。川西地区经济条件落后, 传统能源匮乏^[1], 但太阳能资源十分丰富^[2]。结合当地自然条件来研究近零能耗建筑的设计方法, 不仅有利于近零能耗建筑在我国的发展, 而且也有利于优化当地用能结构, 保护生态环境。

本文以川西地区壤塘县的传统民宿为例, 通过建筑气候分析将被动式太阳能技术作为主要的被动式设计方法, 在此基础上进一步分析太阳能集热方式, 希望为在川西地区研究近零能耗建筑提供帮助。

1 近零能耗建筑

近零能耗建筑 (nearly zero energy building) 最早由欧盟提出。2010 年 7 月 9 日, 欧盟发布了《建筑能效指令》, 要求各成员国确保在 2018 年 12 月 31 日起, 所有政府持有或使用的新建建筑为近零能耗建筑; 2020 年 12 月 31 日起, 所有新建建筑为近零能耗建筑。考虑到欧盟国家间经济、气候差异, 指令要求各国以实际国情为基础, 并没有给出统一的量化节能目标。

近零能耗建筑的概念引入我国的时间较晚, 相应的标准及及技术体系仍在不断地研究当中, 近年来, 中国建筑科学研究院通过示范工程探索出了一条相关的技术路线。^[3]

该技术路线提出了被动式设计、主动式系统、监控运行策略三方面的要求。其中能够有效减少建筑负荷的被动式设计是整个技术路线的前提, 因此在川西地区研究近零能耗建筑时应当首先对被动式设计方法进行分析。

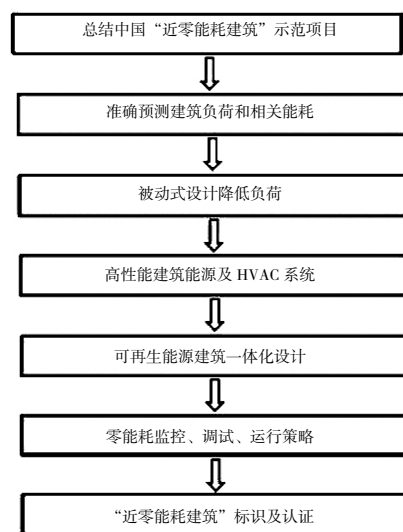


图 1 近零能耗建筑技术路线

图片来源:《关于我国“近零能耗建筑”发展的思考》

2 壤塘县建筑气候分析及建筑特征

2.1 建筑气候分析

2.1.1 基本气候特征

壤塘县位于青藏高原东部, 四川省阿坝自治州西部。县城年均温 6.6℃, 夏季最高气温 29.4℃, 冬季最低气温 -23.4℃, 年降水量 736.1mm。通过中国气象数据网, 整理、统计出壤塘县供暖季节气象数据如表 1 所示。

表 1 壤塘县供暖季节气象数据分析表

采暖月份	平均气温 /℃	日照百分率 /%	水平总辐射照度 / (W/m ²)	南向总辐射照度 / (W/m ²)	辐照温差比 / (W/m ² ·K)	HDD18	CDD26
11 月	1.37	73.80	159.62	169.52	7.59	4667.44	0.00
12 月	-2.00	75.10	147.36	190.09			
1 月	-4.30	69.70	151.21	169.36			
2 月	-3.16	64.20	178.15	138.24			
3 月	1.76	59.20	214.92	98.86	—	—	—
平均值	-1.27	68.40	170.25	153.21			

收稿日期: 2018-06-25

基金项目: 北京市自然科学基金项目 (8162006); 国家自然科学基金项目 (51378024)。

作者简介: 宫卓 (1993—), 主要研究方向为建筑节能。

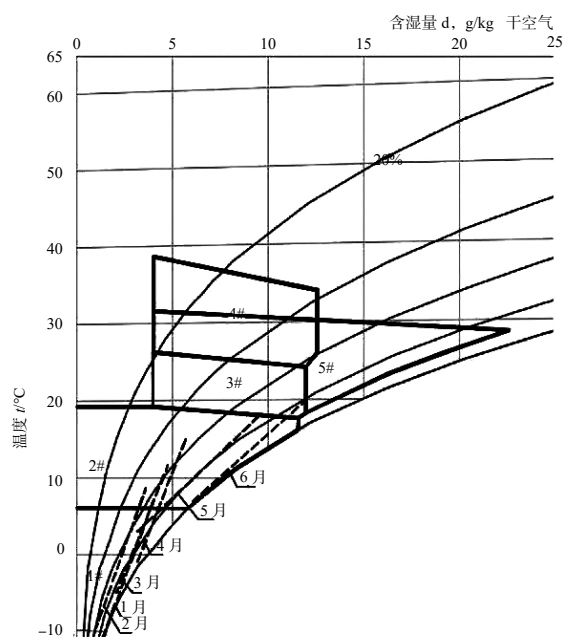


图 2 壤塘县 1~6 月建筑气候分析图

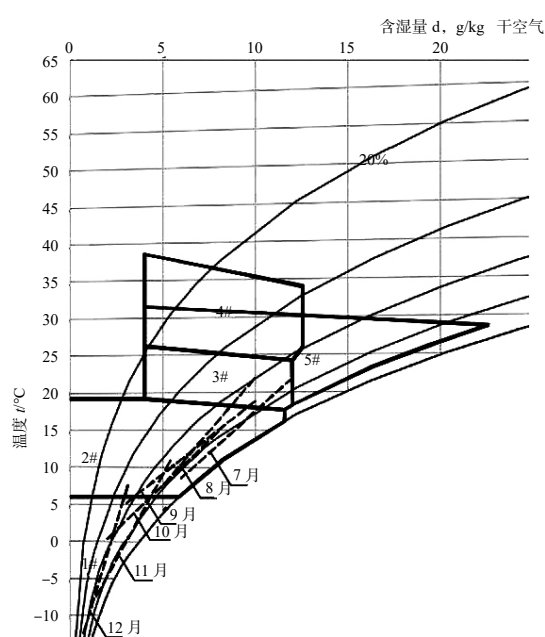


图 3 壤塘县 7~12 月建筑气候分析图

从表中数据可以看出,壤塘县气候寒冷,采暖日数长,属于严寒地区,但当地可利用太阳能资源丰富,具有使用被动式太阳能技术的基本气候条件。

2.1.2 建筑气候分析图

被动式设计着重于通过建筑设计而非人工环境控制来满足室内热舒适条件,它营造出的室内气候随着室外气候的改变而按照一定的规律发生变化。因此,在进行被动式设计时应建立起室外气候条件与室内舒适环境之间的关系。2003 年,我国的杨柳教授与刘加平教授提出利用建筑气候分析图来解决这一问题^[4]。本文参考这种方法对壤塘县进行被动式气候设计分析,其建筑气候分析图如图 2、3 所示。

图中 1# 区域代表传统供暖方式;2# 区域代表被动式太阳能采暖;3# 为壤塘县对应的舒适区;4# 区域代表建筑蓄热;5# 区域代表自然通风;图中虚线部分代表壤塘县室外气候条件。当室外气候线落在实线围合的区域时,便可以通过相应的技术实现热舒适。

由图可知,壤塘县自 11 月起至次年 3 月供暖需求较大;9 月、10 月通过被动式太阳能供暖即可满足热舒适要求;5 月~8 月室外气象条件部分时间位于舒适区。可以看出,壤塘县被动式设计的重点在于被动式太阳能供暖。事实上,若再对建筑围护结构或集热构件加以改良则有可能完全通过被动式太阳能供暖以实现热舒适。从壤塘县入手,分析川西地区民宿建筑适宜的太阳能集热方式也是本文的研究内容之一。

2.2 建筑特征

壤塘县民宿建筑多为两层或三层楼房,坐北朝南,南向多晒台。建筑平面设计整洁,整体以院墙围合,房间向内开窗,对外封闭,整体呈现出厚墙小窗的特点^[5]。建筑室内还通常设有经堂以满足宗教活动的需要。

本文研究对象为壤塘县县城附近的一栋典型的民宿建筑。建筑共二层,包含杂物间、卧室、佛堂、起居室、厨房、卫生间、浴室六个房间,外部以院墙围合,东侧设有厢房。建筑的二层为人员主要生活区域,一层设置为杂物间,东侧厢房分三间,分别布置为厨房、浴室、卫生间。布置后的建筑平面图分别如图 4 和图 5 所示。

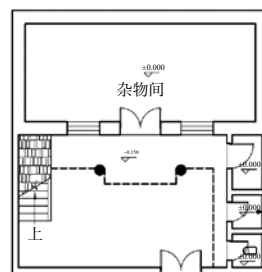


图 4 一层平面图

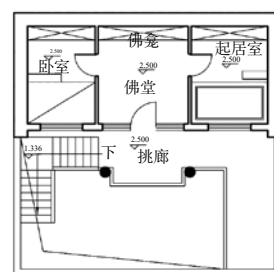


图 5 二层平面图

3 模拟及分析

被动式太阳能技术包括平面设计、围护结构设计、太阳能集热方式等方面。本文首先对原建筑的围护结构加以改良,然后再针对不同的太阳能集热方式进行方案设计与模拟。

3.1 围护结构

壤塘县传统民宿建筑冬季保温性能较差,其围护结构不满足《四川省被动式太阳能建筑设计规范》中对传热系数的要求^[6],有必要对围护结构重新设计。

改良后的外墙主体材料采用加气混凝土砌块,外保温材料使用膨胀聚苯板(EPS)。屋面及楼板主体采用钢筋混凝土,楼板保温材料采用挤塑聚苯板(XPS),屋面保温材料则采用聚氨酯泡沫塑料。透明围护结构方面,窗体应当满足相应传热系数的要求,同时依据《四川省被动式太阳能建筑设计规范》确定南向的最佳窗墙比。建筑主要围护结构传热系数如表 2 所示。

表 2 主要围护结构传热系数

构件名称	构件做法		传热系数		传热系数上限
	优化前	优化后	优化前	优化后	
外墙	480mm 形状整齐的砌体	加气混凝土保温外墙	1.714	0.281	0.3
内墙	240mm 木质内墙	加气混凝土内墙	1.412	0.958	1.2
屋顶	檀条+木板+黏土+木板+阿嘎土	复合保温屋面	0.61	0.202	0.25
外窗	普通单层 6mm 玻璃	6mm 厚高透 Low-E+9mm 厚空气间层+6mm 厚透光玻璃	5.7	2.3	3

3.2 太阳能集热方式

《四川省被动式太阳能建筑设计规范》为壤塘县所在气候区提供了直接受益式、附加日光间式、集热蓄热墙式三种不同的太阳能集热方式。

直接受益式系统在白天利用南向窗使阳光直接进入室内,加热被采暖房间,夜间则关闭窗户上的活动保温装置来维持室温;附加日光间系统通常在建筑南侧采用玻璃等透光材料构造封闭空间,并在公共墙体上开风口,依靠空气循环为房间供暖;集热蓄热墙系统又称特隆布墙系统,将除窗户以外的

南向墙面涂黑并间隔一定的距离覆盖上玻璃,墙上下部位留通风口,通过热风自然对流循环进行供暖。附加日光间系统与集热蓄热墙系统的工作原理分别如图 6、图 7 所示。

为分析不同集热方式对室内热环境及供暖负荷的影响,依据建筑二层平面布局特点共提出三种设计方案。

(1) 直接受益式方案:二楼三个房间均采用直接受益式系统,搭配活动保温装置。

(2) 附加日光间方案:利用二层室外挑廊构筑附加日光间。西侧卧室下方为楼梯,空间上不允许设置日光间,因此仍采用直接受益式系统。该方案实质上采用了直接受益系统与附加日光间系统两种集热方式。

(3) 综合式方案:保留附加日光间,卧室设置集热蓄热墙系统,同时为满足光照要求在卧室开西向窗,窗墙比则按照《严寒及寒冷地区居住建筑节能标准》确定。

3.3 建筑热环境模拟结果分析

3.3.1 模拟参数

在利用 DeST-s 进行模拟时,应确定相应的模拟参数:人员方面,建筑内各房间最大人数设置为 3 人,人均发热量 53W,产湿量为 0.061kg/hr,人员活动强度按照房间功能确定^[7]。依据《建筑照明设计标准》,各房间的灯光最大功率指标为 5W/m²,灯光作息依照房间功能确定。设备最大功率为 DeST 默认的 12.7W/m²。依据《健康住宅建设要点》,通风方案中室内换气次数不得低于 1 次/h,同时还应避免夏季产生冷负荷。

3.3.2 模拟结果分析

以室外平均气温最低的 1 月 11 日为例,三种方案下室内房间自然温度逐时变化情况分别如图 8、图 9、图 10 所示。

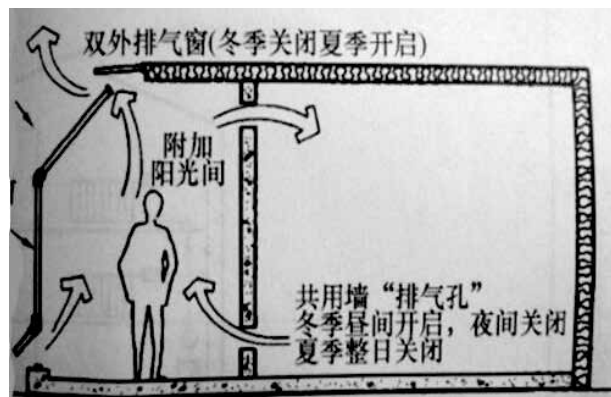


图 6 附加日光间系统

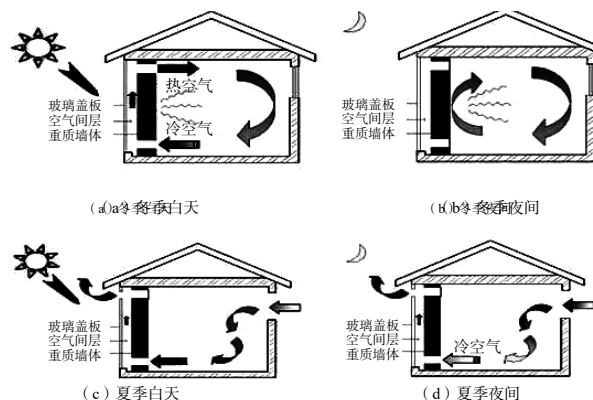


图 7 集热蓄热墙系统

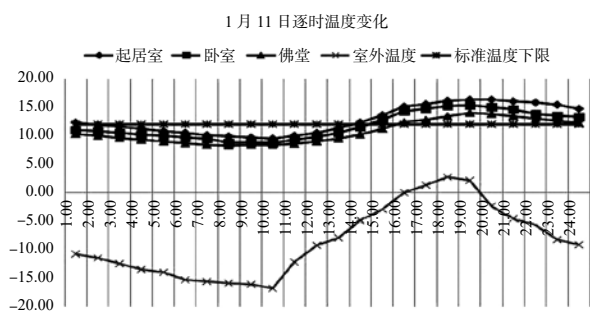


图 8 直接受益式方案逐时温度变化示意图

直接受益式方案中,所有房间温度变化幅度均在 5°C 内。在三个房间中,由于佛堂的人员活动时间与活动强度低于其他房间,并且来自设备、灯光的得热相对较小,因此佛堂温度始终低于其他两个房间。《四川省被动式太阳能建筑设计规范》要求被动式太阳能建筑室内最低温度不得低于 12°C ,直接受益式方案中各个房间室内温度有近 15 个小时低于这一限值,因此直接受益式方案提升自然室温的能力十分有限。

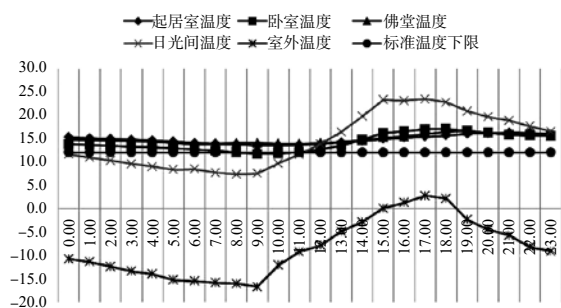


图 9 附加日光间方案逐时温度变化示意图

附加日光间方案中,日光间在白天温度迅速上升,此时向室内传热有两种途径,一种是阳光穿过日光间直接射入室内,另一种是通过空气对流将热量带到室内。这些热量有效地提高了佛堂及起居室的温度;在夜晚,日光间温度虽然降低,但仍高于室外气温,可以避免室内房间直接与外界低温环境换热,具有很好的保温效果。

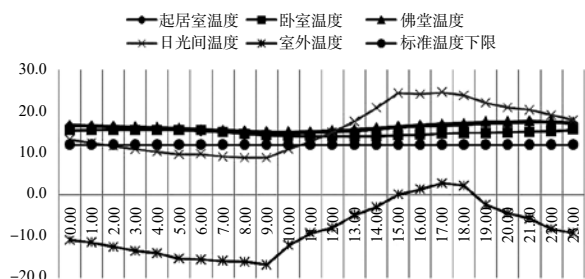


图 10 综合式方案逐时温度变化示意图

对照附加日光间方案,当卧室增设特隆布墙后,房间日较差由 5.4°C 减少至 1.6°C ,房间温度更加稳定。此外,附加日光间方案下,卧室上午 9 点开始升温,17 时温度达到最大值后开始明显下降,最低温度为 11.7°C 。而设置特隆布墙系统后,卧室升温时段推迟 14 时至 23 时,此后温度才逐渐减小,最低温度为 13.9°C 。很明显,特隆布墙系统更符合卧室的使用特点,有助于提升夜晚房间的热舒适度。三个方案下各房间供暖季节平均温湿度及最低温度如表 3 所示。

表 3 建筑室内供暖季节温湿度

方案	直接受益			附加日光间			综合式		
房间	起居室	卧室	佛堂	起居室	卧室	佛堂	起居室	卧室	佛堂
平均温度	18.4	17.2	16.3	19.7	18.9	19.8	19.5	18.3	19.4
最低温度	9.5	8.8	8.3	13.5	11.7	13.8	13.5	13.1	13.9
平均湿度	22.6	22.2	23.9	27.81	24.23	25.31	27.83	27.52	27.67

从表中可以看出,三种方案对房间平均温度的提升效果从大到小依次为附加日光间式、综合式、直接受益式。从最低温度角度考虑,仅综合式方案满足《四川省被动式太阳能建筑设计规范》中冬季室内最低温度不得低于 12°C 的要求。

附加日光间系统和集热蓄热墙系统提升室内平均温度以及最低温度的效果较直接受益式系统更加明显。

直接受益式系统中,室内温度从最低值升至最高值仅需要 10h,升温速度优于其他集热方式。但从图 8 中可以看出,直接受益式系统昼夜温差大,最高达到 6.7°C ,因此更适合白天使用的房间。

3.4 供暖负荷模拟结果分析

3.4.1 空调作息及温度设定

空调作息方面,主卧室和起居室可以选择默认的启停时间。佛堂则按照使用特点,将空调开启时间确定在 7 时至 9 时以及 17 时至 19 时。

空调温度设定方面,根据《四川省被动式太阳能建筑设计规范》以及《四川省居住建筑节能标准》,原建筑、直接受益式方案的空调容忍温度下限设为 12°C ,空调温度下限设为 16°C 。结合热环境模拟的结果,由于日光间方案及综合式方案的最低温度基本在 12°C 以上,因此这两种方案的空调容忍温度下限调整为 16°C ,空调温度下限调整为 18°C 。除此之外,人员、设备、灯光及通风的设定与模拟热环境时相同。

3.4.2 模拟结果分析

原建筑与三种集热方式的全年累计负荷如表 4 所示。

由于直接受益方案与附加日光间方案在模拟时空调的设定温度不同,因此附加日光间方案中卧室

表 4 各方案全年累计负荷统计表

系统	原建筑			直接受益式			附加日光间			综合式		
房间	起居室	卧室	佛堂	起居室	卧室	佛堂	起居室	卧室	佛堂	起居室	卧室	佛堂
全年累计热负荷 /kW·h	1088.1	1362.3	1152.6	233.4	84.1	382.9	17.6	499.4	15.8	17.9	114.4	20.9
全年累计冷负荷 /kW·h	0.0											
总计 /kW·h	3603.0			700.4			532.8			153.2		
二层建筑面积 /m ²	34.9											
建筑单位面积累计热负荷 /(kW·h/m ²)	103.2			20.1			15.3			4.4		

累计供暖负荷升高。但结合起居室与佛堂来看，虽然附加日光间方案的空调设定温度上升，但与直接受益式方案相比，佛堂、起居室的累计供暖负荷仍大幅减少，这说明日光间可以有效减少相邻房间的供暖负荷。

从建筑的累计负荷来看，直接受益式、附加日光间式、综合式的累计负荷较原建筑减少的比例分别为 81%、85%、96%。根据《被动式低能耗居住建筑设计规范》，冬季供暖单位面积累计热负荷不应超过 15kW·h/m²，在所有的设计方案中，只有综合式系统满足相应要求。

4 建筑全生命周期能耗经济性分析

建筑全生命周期能耗有多种分类方法，国内通常将总能耗分为建材生产能耗、运输能耗、施工能耗、运行能耗、改造维修能耗、拆除能耗六类^[8]。其中建筑改造维修能耗可以分解到建材生产能耗、运输能耗当中。从建筑生命周期的角度来看，所有能耗可以归纳为三部分：建筑建造阶段能耗，建筑运行能耗，建筑拆除能耗。

参考文献 [9] 和文献 [10] 对全生命周期能耗的计算方法，四种方案在建筑寿命为 50 年时的全生命周期能耗如表 5 所示。

表 5 各方案建筑全生命周期能耗

生命周期阶段	原建筑 (MJ/m ² ×50 年)	直接受益式建筑 (MJ/m ² ×50 年)	附加日光间式建筑 (MJ/m ² ×50 年)	综合式建筑 (MJ/m ² ×50 年)
建造阶段	3798.98	4348.06	4468.92	4503.85
运行阶段	6190.60	120.32	915.38	263.45
拆除阶段	380.70	380.70	380.70	380.70
总能耗	10370.28	5932.08	5765.00	5148.00

计算出建筑全生命周期能耗后，可以通过折算常规能源价格来计算建筑全生命周期的成本。计算常规能源价格时，标准煤炭价格通常取 1.4 元/kg，热效率取 60%，结合其发热量，常规能源价格为 0.28 元/kW·h。通过计算，四种方案的初投资、总成本、运营成本如图 11 所示。

从图中可以看出，采用的集热方式越多，初投资也就越高。对比四种方案，虽然从能耗角度考虑综合式最为经济，但由于在实际施工过程中，还存

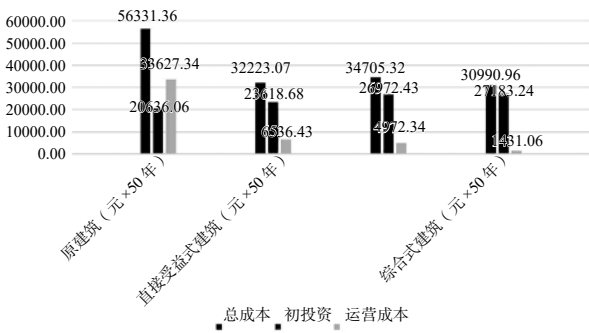


图 11 投资成本对比

在很多不可预估的费用，实际初投资可能与估算有出入，因此在选择方案时应结合市场成本综合考虑。

5 结论

通过以上模拟及分析，针对壤塘县气候及民宿建筑特点可以得出以下结论：

（1）川西地区近零能耗建筑的被动式设计应以被动式太阳能技术为主。

以壤塘县为代表的川西地区普遍具有气候寒冷，太阳能资源丰富，经济条件相对落后的特点。在这一地区采用被动式太阳能技术不仅能够有效减少冬季供暖负荷，为进一步实现近零能耗的目标奠定基础，而且也能够减少当地化石能源的使用，保护生态环境。

（2）采用被动式太阳能技术供暖时应考虑采取配套的加湿措施。

《被动式低能耗居住建筑节能设计标准》中要求被动式低能耗建筑室内相对湿度应在 35%~65% 这一范围内，而三种设计方案在供暖季节室内相对湿度均低于 35%，因此有必要在供暖季节设置配套的加湿装置。同时，在分析被动式设计的节能效果时，加湿所消耗的能源也应计算在内。

（3）附加日光间系统在川西地区节能潜力最大。

在使用附加日光间后，相邻起居室、佛堂的最低温度分别上升了 4℃ 和 5.5℃，同时通过房间互通风，卧室最低温度同样有所上升。

当空调容忍温度下限始终保持 12℃ 时，附加日

光间系统可以极大的缩短空调的运行时间,降低供暖能耗,累计热负荷减少的比例远大于 85%。虽然集热蓄热墙系统同样可以减少供暖能耗,但该系统影响房间光照,只适用于夜间使用的房间,应用范围不如附加日光间系统。

(4) 在进一步提高室内温度要求的情况下,不建议单独采用附加日光间系统。

结合附加日光间系统的经济性分析可以看出,虽然日光间节能潜力大,但建造成本也较高。随着室内设定温度的上升,与日光间不相邻的房间供暖负荷将大幅增加,整体节能量受限。当建筑面积进一步增大,房间增多时,附加日光间系统覆盖范围有限、成本高的局限性将更加明显。

参考文献

- [1] 王涛,孔川. 川西可再生能源利用的探讨 [A]. 制冷与空调, 2009, 23(4).
- [2] 孟祥林. 四川省能源现状及其能源结构选则 —— 从中国太阳能第一楼谈起. 西华大学学报. 2006.10
- [3] 徐伟,刘志坚,陈曦 et al. 关于我国“近零能耗建筑”发展的思考. 建筑科学, 2016 年第 32 卷第 4 期
- [4] 杨柳. 建筑气候分析与设计策略研究. 西安建筑科技大学. 2003.5.
- [5] 龙彬,何媛. 舞动的藏袍 —— 马尔康乡村小学太阳能技术应用初探. [A]. 建筑节能及应用. 2010, 77, (9).
- [6] 王倩倩. 川藏地区被动式太阳能民居设计研究. 西安建筑科技大学. 2015.6.8
- [7] 宋芳婷,诸群飞,江亿. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 5 讲影响建筑热过程的各种外界因素的取值方法. 暖通空调 HV & AC. 2004, 34, (11).
- [8] 刘静君. 被动式太阳能建筑动态室温预测及能耗分析. 大连理工大学. 2007.12.20
- [9] 顾道金. 建筑建造与运行能耗的对比分析. 暖通空调 HV & AC. 2007, 35, (5).
- [10] 李思堂. 住宅建筑施工初始能耗定量计算. 华中科技大学学报. 2005, 22, (4).

AS YORK ALWAYS DO

强筋傲骨 稳定发挥

约克VRF中央空调，创新系统控制技术，运行更可靠



更多精彩请关注微信号

客户服务热线

400-620-6607

青岛江森自控空调有限公司
Qingdao Johnson Controls Air-conditioning Co., Ltd.

The background of the page features a dynamic, abstract design composed of thick, flowing red and white lines that sweep across the frame from the bottom left towards the top right, creating a sense of movement and energy.

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节能研究院
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