

主办：中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

2017年全国热泵学术年会 论文集



建筑环境与能源官方微信

格力·凤凰系列空气源热泵采暖机组

驭火凤凰 情暖人间

火凤凰
家用多联机



火凤凰
户式暖冷一体机



超低温强劲制热



-25°C 热泵制热不衰减
(*限格力·火凤凰家用多联机)



-35°C 超低温
稳定制热

节能环保高能效



超五星能效认证



制冷热双节能认证



格力专卖店导购二维码



格力商城二维码



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

支持单位

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

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2017年第2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 | 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 李月华 李 炜
编 辑 才 隽 汤 濛
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 全国暖通空调学会官方微信

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

| 2017年全国热泵学术年会论文集 |

Proceedings of National Academic Biennial Conference on Heat Pump, 2017

空气源热泵最佳除霜控制点研究(一)——最佳除霜控制点的存在性实测验证 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏等 /1	
空气源热泵最佳除霜控制点研究(二)——基于GRNN名义制热量损失系数模型的建立 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏等 /9	
空气源热泵最佳除霜控制点研究(三)——最佳除霜控制点计算模型的建立 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏等 /15	
空气源热泵最佳除霜控制点研究(四)——最佳除霜控制策略的开发与应用 吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏等 /21	
空气源热泵设计选型问题初探 崔一鸣, 王伟, 孙育英, 刘景东等 /30	
北京某教学楼空气源热泵供暖系统现场测试 傅旭辉, 李俊, 周超辉, 倪龙等 /38	
多功能空气源热泵系统制热性能实验研究 董建锴, 黄顺, 姜益强, 姚杨等 /42	
宝鸡石鼓·天玺台、太原市地源热泵能源站供能系统项目分析与探讨 李骥, 李锦堂, 冯晓梅, 阳春等 /46	
基于TRNSYS平台对半集中式蒸发冷却空调系统的负荷分配 张瑞雪 /52	
变流量双级压缩空气源热泵系统 赵瑞昌, 杨永安 /58	
低负荷率情况下地源热泵系统的性能测试研究 白晓清 /62	

北京地区空气源热泵供暖的分析 胡繁昌, 胡文举, 张帅, 杨茜 /66	自然冷源过冷 / 过热对热泵系统性能影响的实验研究 黄成达, 许树学, 崔增艳, 姜明健 /121
低温空气源热泵的现状与发展 李丹, 李德英 /69	单螺杆热泵压缩机的研发 吴玉庭, 雷标, 郭志宇, 智瑞平等 /125
地源热泵的应用及市场展望 李赞, 李德英, 聂金哲 /73	补气型复合滑阀单螺杆空气源热泵压缩机的计算分析与设计 刘閃威, 鹿院卫, 雷标, 智瑞平等 /129
关于供热系统加装喷射泵的节能效果研究 刘方舟 /75	水源热泵用单螺杆压缩机的研发与性能试验 吴玉庭, 王伟棚, 雷标, 刘閃威等 /135
关于热泵技术在低能耗建筑中应用的探讨 冯硕, 李德英 /77	直膨式空气源热泵墙面板供暖系统制热性能实验研究 董建锴, 黄顺, 姜益强, 姚杨 /139
寒冷地区某办公楼地源热泵空调系统运行分析 王欣, 李德英 /81	清洁取暖—空气源热泵直膨式辐射供暖技术 李杰, 杜永恒 /144
热泵技术发展及行业应用 韩京彤 /85	土壤分层条件下埋管地源热泵系统动态运行性能研究 胡洪昊, 韩宗伟, 李彪, 白晨光 /147
空气源热泵溶液除霜及冷冻再生系统的可行性研究 孙家正, 杨剑, 余延顺 /88	多热源耦合热泵系统在严寒地区的运行性能研究 白晨光, 韩宗伟, 李彪, 胡洪昊 /152
铝排管冷库融霜热泵技术应用 仇鑫明, 罗小星 /93	川西藏区结霜时空频率分布特征 刘优优, 王智伟, 赵健, 魏鹏等 /158
能源塔波纹填料间气液两相热质交换模拟研究 吴慧华, 曹琳 /96	热泵技术在移动空调上的应用研究 魏子栋, 周祥, 王智超 /162
热泵系统换热效率降低应对方法浅析 陈雷昕, 张婷婷 /101	地能热宝——为农村农户服务的电高效替煤自采暖产品 刘宝红 /164
基于跨季节蓄热的太阳能供暖系统的优化 王莲莲, 刘学来, 李永安 /103	闭式热源塔热泵应用于北方冬季的实验研究 李浩, 梁兆惠, 李敏霞, 赵军等 /168
夏热冬冷地区地源热泵系统节能性分析 严伟, 赵先明 /108	武汉某写字楼地源热泵系统设计及实施 胡先芳, 雷建平, 周敏锐, 陈焰华 /172
制冷剂雾化的节流及分液特性探讨 陈杰, 余延顺 /110	地下水群井抽灌井间距取值分析 於仲义, 陈焰华, 雷建平, 胡磊 /176
蓄能互联热泵系统的理论研究与实践 陈建平, 白杨, 余承霖 /115	武汉某项目地源热泵复合式全变频能源站设计 马利英, 雷建平, 於仲义 /180

空气源热泵最佳除霜控制点研究（一） ——最佳除霜控制点的存在性实测验证

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 为验证空气源热泵最佳除霜控制点的存在性, 本文针对北京地区 4 种不同结霜工况, 分别采用 5 种不同除霜控制点 (20min~60min) 对机组进行实测研究。实测研究在环境温度 $-2.1\sim 5.6^{\circ}\text{C}$ 、平均 1.8°C , 相对湿度 48~88%、平均 68%, 回水温度设定值 40°C 的运行工况下进行。结果表明, 在同一结霜工况下, 机组存在最佳除霜控制点, 在不同结霜工况下, 机组的最佳除霜控制点会发生变化; 采用最佳除霜控制点时, 名义制热量损失系数为 24%~36%, 名义有效供热系数可达 0.69~0.78, 平均能效比保持在 2.06~2.30, 机组运行性能显著高于其他除霜控制周期。本文的研究可为进一步探寻最佳除霜控制点奠定基础。

[关键词] 空气源热泵; 最佳除霜控制点; 名义制热量损失系数; 名义有效供热系数; 平均能效比

0 引言

空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 已被我国列为可再生能源技术范畴^[1], 成为我国重要的建筑能源形式, 广泛应用于寒冷和夏热冬冷 (暖) 地区^[2,3]。目前, ASHP 已成为京津冀地区“煤改电”中主要供暖方式^[4], 更是解决长江流域和川西藏区供暖问题的重要技术保障^[5,6], 在我国具有巨大的市场需求和应用潜力。然而 ASHP 机组在供暖季的实际运行中, 不可避免的结霜问题使得制热量衰减 30~57%^[7-8], 严重影响其实际运行性能。因此, 为保证 ASHP 的在冬季高效运行, 合理的除霜是关键。

目前, “温度-时间”除霜控制方法应用较为广泛^[9]。该方法以盘管温度低于设定值和计时器累计时长超过设定时间为除霜判定条件, 而该方法在实际应用中始终采用固定的设定时间, 即“除霜控制点”, 使得机组除霜时机判断不准确, 以致 ASHP 机组频繁发生“有霜不除”、“无霜除霜”等“误除霜”事故^[10-13]。前期研究表明, 在北京地区采用“温度-时间”除霜控制方法, 在 60 天的测试期间, ASHP 机组无霜除霜“误除霜”事故高达 1211 次, 占总除霜次数 70%, 有效供热损失约 139.3MJ/kW ^[12]; 在南方高湿气象条件下, 机组在连续 12 小时的运行时段内, 共发生 14 次有霜不除“误除霜”事故, 供热效率仅为 61.8%^[14]。由此可见, ASHP 机组“误除霜”严重影响了机组运行性能和制热量。

因此为实现 ASHP 机组准确除霜, 有必要探索验证不同结霜工况下的最佳除霜控制点。本文以北

京地区某办公楼的 ASHP 供暖系统为测试对象, 在 4 种结霜工况下分别采用 20min、30min、40min、50min、60min 除霜控制点进行除霜, 系统分析不同除霜控制点对 ASHP 运行性能影响, 进而验证最佳除霜控制点的存在性。

1 现场测试

1.1 测试系统

现场测试在北京地区某办公楼建筑进行, 该建筑供热面积为 185m^2 , 热源为 1 台商用的空气/水热泵机组。机组名义制热量为 14kW , 额定功率为 4.45kW , 制冷剂为 R22。

测试系统如图 1 所示, 该系统实现了比较完善的全自动监控, 空气源热泵采用 PLC 控制, 取代原厂控制器。系统根据回水温度采用双位控制方式控制机组启停, 回水温度设置为 40°C , 差动范围为 $\pm 1^{\circ}\text{C}$, 在机组运行过程中, 水侧循环水泵一直保持开启状态。上位机的数据采集系统以每 6 秒为频率进行数据采集并实时记录。主要测试设备和参数如下:

(1) 空气侧测试参数

温湿度传感器 2 个 (测量精度: 温度 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$, 湿度 $\pm 3.5\%$), 安装于机组室外换热器两侧, 分别监测室外环境温度、相对湿度以及空气经过蒸发器后的温度、相对湿度变化情况; 压力传感器 1 个 (测试精度: $\pm 3\text{Pa}$), 两个传感器探头分别位于机组室外换热器两侧, 监测空气进出口压差变化情况。

(2) 水侧测试参数

PT1000 温度传感器 2 个 (测量精度: $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$), 安装于机组的回水管与供水管上, 用于监测系统的供、回水温度。电磁流量传感器 1 个 (测量精度: $\pm 0.5\%$), 安装在机组的回水管道上, 用于监测系统的循环水流量。

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801) “十三五”国家重点研发计划课题资助 (2016YFC0700403)。

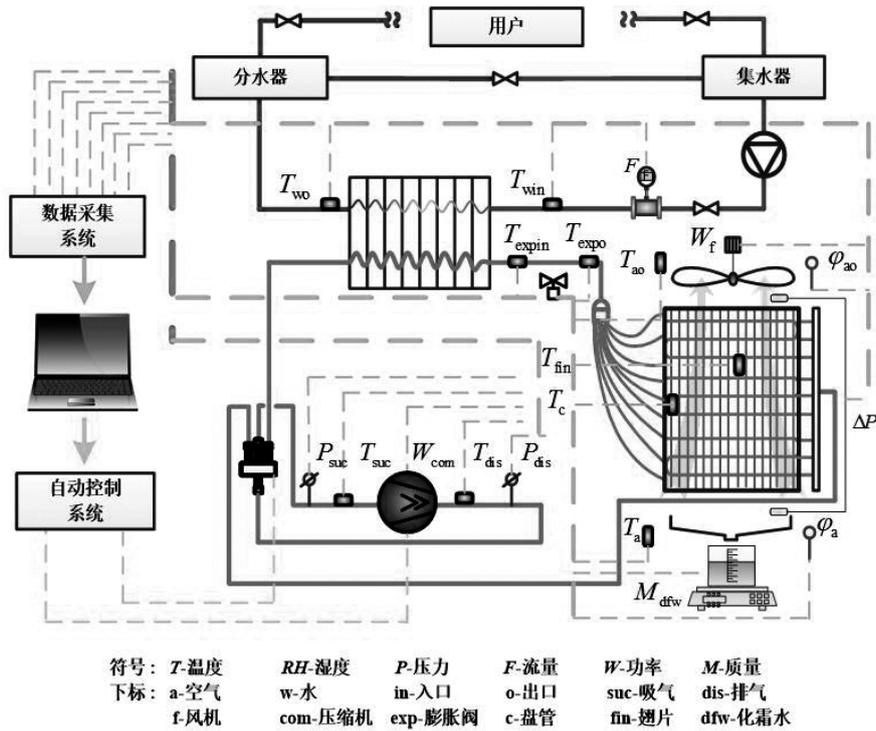


图1 现场测试系统原理图

(3) 制冷剂侧测试参数

PT1000 温度传感器 12 个 (测量精度： $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$)，安装于压缩机吸、排气管路，热力膨胀阀进、出管路，室外换热器中部分液管及翅片上，用于监测压缩机吸排气温度、热力膨胀阀进出口温度、盘管温度、翅片温度变化情况。压力传感器 2 个 (测量精度： $\pm 4\%$)，安装于压缩机吸、排气管路，用于监测压缩机吸、排气压力的变化情况。

(4) 其它测试参数

数码摄像机 1 台 (像素：14Megapixels)，记录室外换热器表面的霜层动态生长情况。电子秤 1 台 (测量精度： $\pm 0.1\text{g}$)，测量化霜水的质量。功率传感器 1 台 (测量精度： $\pm 0.5\%$)，监测 ASHP 机组压缩机输入功率和风扇输入功率。

1.2 测试工况

本文测试工作在 2015~2016 年北京市供暖季期间进行。结合前期开发的分区域结霜图谱^[15-16]，本文所选结霜工况 C1~C4 分别属于重霜区、一般结霜区 I、一般结霜区 II 以及轻霜区。在长期的现场测试中，每个结霜工况下的结除霜实验都是在温湿度相对稳定的条件下进行，环境温度最大波动范围 $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度最大波动范围 $\pm 4.4\%$ ，具体如表 1 所示。

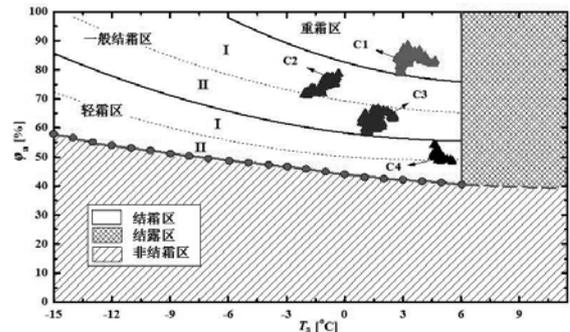


图2 测试工况在结霜图谱中的分布

表1 测试工况详细信息

测试工况	$T_a / ^{\circ}\text{C}$		$\phi_a (\%)$		结霜区域
	平均值	波动范围	平均值	波动范围	
C1	3.3	3.3 \pm 0.9	83.6	83.6 \pm 4.4	重霜区
C2	-1.2	-1.2 \pm 0.8	74.2	74.2 \pm 4.3	一般结霜区 I
C3	1.5	1.5 \pm 1.0	62.4	62.4 \pm 3.8	一般结霜区 II
C4	4.9	4.9 \pm 0.7	50.2	50.2 \pm 4.0	轻霜区

1.3 除霜策略

ASHP 机组通常采用的是“温度 - 时间”除霜控制方法。即当盘管温度低于 3°C 时，机组开始进行除霜计时；当累计时间超过设定的除霜控制点 (1h

或 45min)，并且盘管温度低于 -3°C 时，机组进行除霜。除霜过程中，当盘管温度不低于 20°C 时，机组停止除霜并恢复制热。

本测试中机组采用的除霜控制策略在“温度-时间”除霜控制方法的基础上，改变除霜控制点。如图 3 所示，随着机组结霜程度的增加，瞬时制热量开始不断衰减，达到时刻时开始除霜，经过一段时间后，结束除霜并开始制热，当达到时刻，制热量恢复至无霜过程瞬时制热量的水平，由于制热恢复时间相对较短，所以将制热恢复过程归入整个除霜过程中。不同的除霜控制策略为 CX.1~CX.5，各除霜策略对应的除霜控制点分别为 20min、30min、40min、50min 和 60min，例如，C1.1 代表 C1 工况下除霜控制点采用 20min 的控制策略。每种除霜控制点分别在近似稳定工况下进行三次结除霜循环实验，机组结除霜过程性能参数分别取平均值。

1.4 评价指标

(1) 名义制热量损失系数

为评价 ASHP 机组在结除霜工况下的供热特性，通常采用“结除霜损失系数”作为评价指标，如公式 (1) 所示。可见，结除霜损失系数是结除霜过程瞬时供热量与相同工况无霜过程中瞬时制热量的比值，该参数可适时评价 ASHP 机组由于结除霜过程

所引起的性能损失。但是，该参数无法有效衡量结除霜过程引起 ASHP 机组相对于名义工况的性能损失，实际应用中正是由于存在这样的问题，导致空气源热泵机组设计选型时也缺乏必要的参考依据，选型过程盲目扩大机组容量，造成配置不当的问题。

$$\varepsilon = \frac{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc1} - \dot{q}_{hc2} dt}{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc1} dt} \quad (1)$$

式 (1) 中： ε 为结除霜损失系数； \dot{q}_{hc1} 为机组无霜过程中瞬时制热量 (kW)； \dot{q}_{hc2} 为结除霜过程中机组瞬时制热量 (kW)； t_n 为除霜结束时刻 (s)。

因此，为正确认识机组在实际工况下的运行性能，指导空气源热泵的设计选型，掌握机组运行性能相对于名义工况的损失，本文提出“名义制热量损失系数”这一新概念，该参数综合衡量了 ASHP 机组因结除霜过程引起的相对于名义制热量的总损失，具体表述参见公式 (2)~(7)。

如图 3 所示，结霜过程机组制热量 \dot{q}_{hc2} 不断衰减，存在名义结霜损失 Q_{L1} ；而在除霜过程中，制冷剂反向运行， \dot{q}_{hc2} 严重衰减甚至为负值，机组从室内取热，存在名义除霜损失 Q_{L2} 。随着除霜控制点延迟，衰减程度逐渐增加 \dot{q}_{hc2} ，使得 Q_{L1} 不断增加；而在单位时间内，由于结霜周期长，结除霜循环次数减少，而除霜次数也相应减少，使得 Q_{L2} 降低。因此，理论

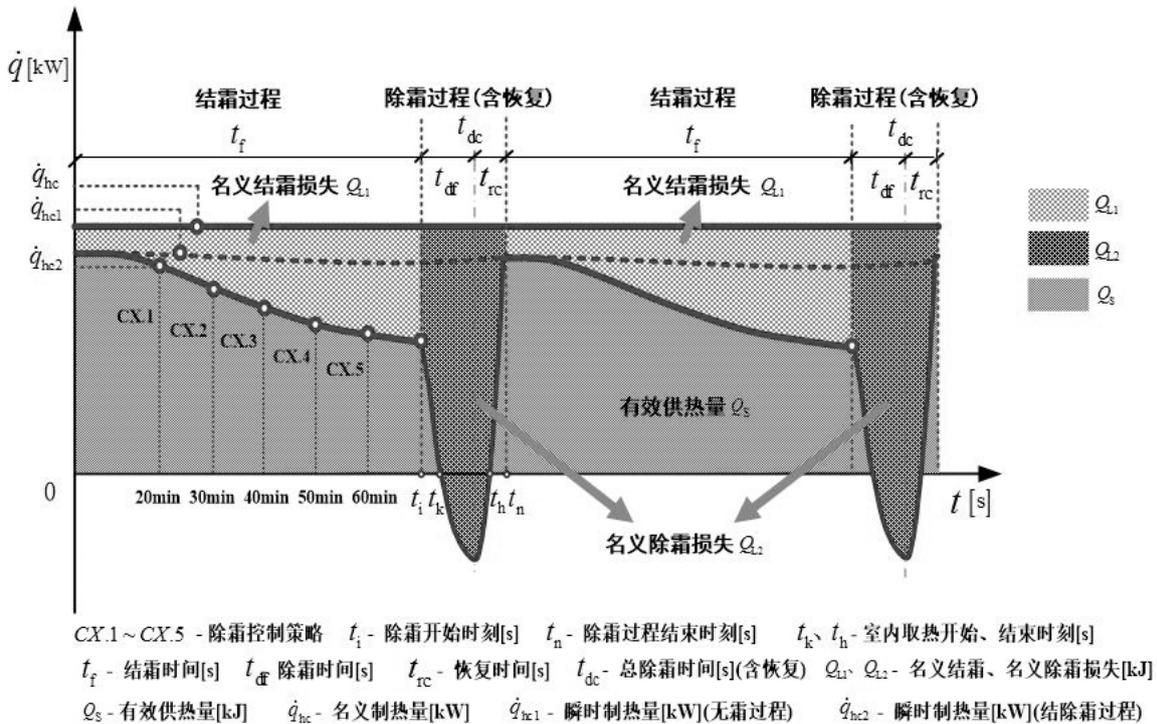


图 3 结除霜过程及除霜策略示意图

上存在一个最佳的除霜控制点,使单位时间内结除霜过程的 $(Q_{L1}+Q_{L2})$ 最小。以上供热性能指标表达方式如下:

$$Q_{L1} = \int_0^{t_k} (\dot{q}_{hc} - \dot{q}_{hc2}) dt \quad (2)$$

$$Q_{L2} = \int_{t_k}^{t_n} (\dot{q}_{hc} - \dot{q}_{hc2}) dt \quad (3)$$

式(2)~(3)中: Q_{L1} 和 Q_{L2} 分别名义结霜损失和名义除霜损失(kJ); \dot{q}_{hc} 为机组名义制热(kW); \dot{q}_{hc2} 为结除霜过程中机组瞬时制热量(kW); t_k 和 t_n 分别为除霜开始和结束时刻(s); t_k 和 t_n 分别为除霜过程中从室内取热开始和结束时刻(s)。

将上述指标进行归一化处理,得到单位时间、单位名义制热量对应值,具体如下:

$$\varepsilon_{L1} = \frac{Q_{L1}}{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc} dt} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{L2} = \frac{Q_{L2}}{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc} dt} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{NL} = \varepsilon_{L1} + \varepsilon_{L2} \quad (7)$$

式(5~7)中: ε_{L1} 和 ε_{L2} 分别为名义结霜损失系数和名义除霜损失系数(%); ε_{NL} 为名义制热量损失系数(%); t_n 为除霜结束时刻(s)。

(2) 其他运行性能指标

为分析结除霜过程中 ASHP 机组运行性能表现,本课题主要选取以下性能参数:空气侧风压差 ΔP 、压缩机吸气温度 T_{suc} 、压缩机排气温度 T_{dis} 、机组制热量 q_{hc2} 、机组功率 W_{com} 、COP、化霜水质量 M_{dfw} 以及结霜速率 v_{dfw} 。其中 v_{dfw} 表达式如:

$$v_{dfw} = \frac{M_{dfw}}{dt_f} \quad (8)$$

式(8)中: v_{dfw} 为结霜速率(g/min); M_{dfw} 为化霜水质量(g); t_f 为结霜时间(s)。由于化霜水的收集有一定误差,导致化霜水质量和结霜速率在数值上会在一定程度上偏离实际,但仍可用于定性展示各工况结霜程度的不同。

结除霜过程中机组供给室内的有效供热量 Q_s 表达式如下:

$$Q_s = \int_0^{t_k} \dot{q}_{hc2} dt + \int_{t_k}^{t_n} \dot{q}_{hc2} dt \quad (9)$$

式(9)中: Q_s 为结除霜过程中有效供热量(kJ); \dot{q}_{hc2} 为结除霜过程中机组瞬时制热量(kW); t_k 和 t_n 分别为除霜过程中从室内取热开始和结束时刻(s); t_n 为除霜结束时刻(s)。

结除霜过程中机组名义有效制热系数 q_s 表达式如下:

$$q_s = \frac{Q_s}{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc} dt} \quad (10)$$

式(10)中: q_s 为名义有效制热系数(%); Q_s 为结除霜过程中有效供热量(kJ); \dot{q}_{hc2} 为结除霜过程中机组瞬时制热量(kW); t_n 为除霜结束时刻(s)。

机组结除霜过程中 COP_m 表达式如下:

$$COP_m = \frac{\int_0^{t_n} \dot{q}_{hc2} dt}{\int_0^{t_n} W_{com} dt} \quad (11)$$

式(11)中: COP_m 为机组结除霜过程中平均能效比; W_{com} 为机组功率(kW); \dot{q}_{hc2} 为机组瞬时制热量(kW); t_n 为除霜结束时刻(s)。

2 实验结果与分析

2.1 不同除霜控制点对机组性能影响

不同除霜控制点下机组结霜情况如表2所示。由表可知,机组在同一工况下,采用20~60min不同的除霜控制点,室外换热器表面结霜程度不同;相同工况下的结霜速率比较相近,而不同工况下的结霜速率差异明显,结霜工况越重,结霜速率越大,且除霜控制点对结霜程度影响越显著,如机组在重霜区(C1工况)运行时,霜层覆盖面积逐渐增大直至全覆盖,化霜水质量为524~1752g,相差高达1228g;随着结霜速率变小,除霜控制点对机组结霜程度影响逐渐下降,如机组在轻霜区(C4工况)运行时,霜层覆盖面积变化较小,化霜水质量为52~147g,相差仅为95g。

采用不同除霜控制点的机组运行性能参数变化规律如图4所示。由图可知,在除霜控制点20min至60min下,机组运行性能劣化程度不同。除霜控制点过早时,机组性能劣化程度低,尤其在结霜速率较小的情况下,机组结霜量少,属于“无霜除霜”的误除霜事故,将会导致机组频繁除霜、运行能耗增加;而除霜控制点过晚,如在一般结霜区I(C2工况)采用60min除霜控制点,空气侧风压差上升到95%、吸气温度低至-20°C、排气温度高达135°C、机组制热量衰减55%、COP衰减47%,机组性能劣化严重,并且排气温度过高将会缩短压缩机寿命,属于“有霜不除”的误除霜事故,若将除霜控制点减小到30min,可以保证机组正常运行,并且运行性能可相对提高22~33%。由此可见,除霜控制点过早或过晚均有可能导致机组不合理除霜,而为保证机组正常运行,应寻求合理的除霜控制点。

不同结霜工况下机组运行性能劣化或衰减程度不同,随着结霜速率减小,相同除霜控制点下机组运行性能劣化或衰减程度逐渐降低。如采用30min除霜控制点在重霜区(C1工况)运行时,制热量衰

表 2 换热器表面结霜图像及化霜水质量

测试工况		除霜控制点	20min	30min	40min	50min	60min
C1	结霜图像						
	M_{dfr} (g)		524	856	1425	1678	1752
	V_{dfr} (g/min)		26.2	28.5	35.6	33.5	29.2
C2	结霜图像						
	M_{dfr} (g)		354	445	746	1075	1430
	V_{dfr} (g/min)		17.7	14.8	18.7	21.5	23.8
C3	结霜图像						
	M_{dfr} (g)		114	182	334	404	576
	V_{dfr} (g/min)		5.7	6.1	8.3	8.1	9.6
C4	结霜图像						
	M_{dfr} (g)		52	75	83	121	147
	V_{dfr} (g/min)		2.6	2.5	2.1	2.4	2.5

减 44%、排气温度达到 121°C，属于“有霜不除”事故；采用 30min 除霜控制点在轻霜区（C4 工况）运行时，制热量仅衰减 18%、排气温度为 106°C，机组运行性能劣化程度较低。因此，为保证机组正常运行，结霜速率增大时，应采取较早的除霜控制点及时进行除霜；而结霜速率减小时，应采用较晚的除霜控制点，避免频繁除霜。

在不同结霜工况下，采用不同除霜控制点控霜的单次结除霜过程所用时间如表 3 所示。由表可知，单次结除霜实验中，结霜过程时间与除霜控制点基本一致。在同一工况下，除霜控制点越长，机组结霜程度越严重，除霜过程所需时间越长。在不同工况下，当采用相同除霜控制点控霜时，随着结霜速率的减小，除霜过程所需时间越短。

2.2 最佳除霜控制点存在性验证分析

不同除霜控制点下机组供热量损失情况如图 5

所示。由图可知，名义结霜损失和名义除霜损失随着除霜控制点变化呈现完全相反的变化规律，而名义结除霜损失在不同工况下存在最低值。图 5 (a) 和图 5 (b) 表明，(1) 在同一工况下，除霜控制点越长，机组制热量衰减程度越高，结霜过程产生的供热量损失越大，名义结霜损失系数高达 16~38%；(2) 随着结霜速率变小，机组制热量衰减缓慢，相同除霜控制点对应的名义结霜损失逐渐降低；(3) 在同一工况下，机组除霜控制点越早，单位时间内结除霜循环次数相应增多，造成除霜过程供热量损失不断增高，名义除霜损失系数高达 21~25%。

机组名义结除霜损失情况如图 5 (c) 所示。由图可知，在工况 C1~C4 中，分别存在着不同的最佳除霜控制点使得名义结除霜总损失值最小，重霜区、一般结霜区 I、一般结霜区 II、轻霜区对应的最佳除霜控制点分别为 20min、30min、40min、50min。各

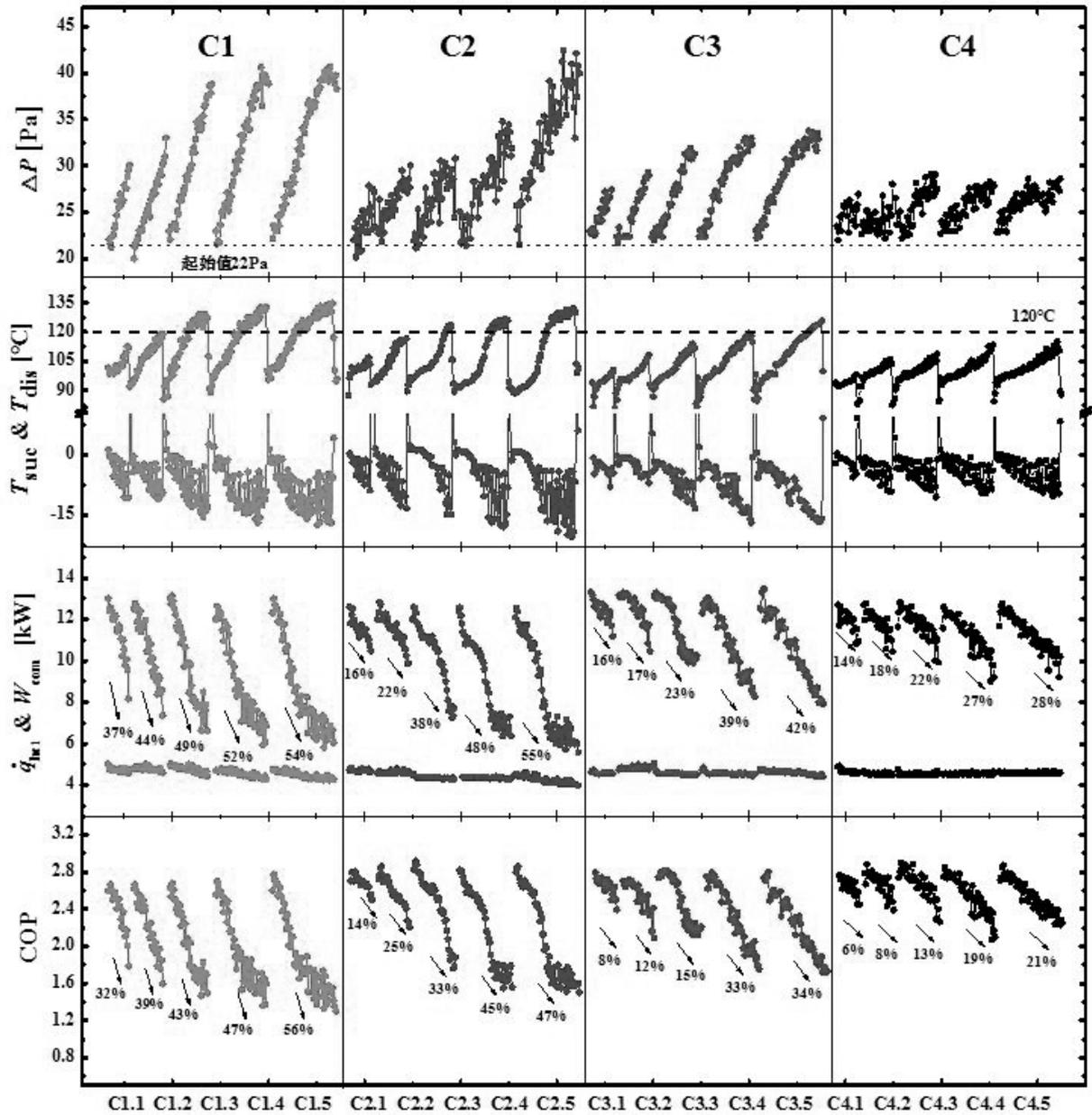


图 4 测试工况下机组运行性能变化规律

表 3 不同除霜控制点下单次结除霜过程时间统计情况

除霜控制点 测试工况	20min		30min		40min		50min		60min	
	t_f (s)	t_{dc} (s)								
C1	1200	216	1800	222	2394	246	3012	264	3594	288
C2	1206	180	1812	210	2400	240	3018	252	3606	264
C3	1200	168	1800	180	2406	216	3012	228	3606	246
C4	1206	156	1806	156	2412	162	3006	174	3624	192

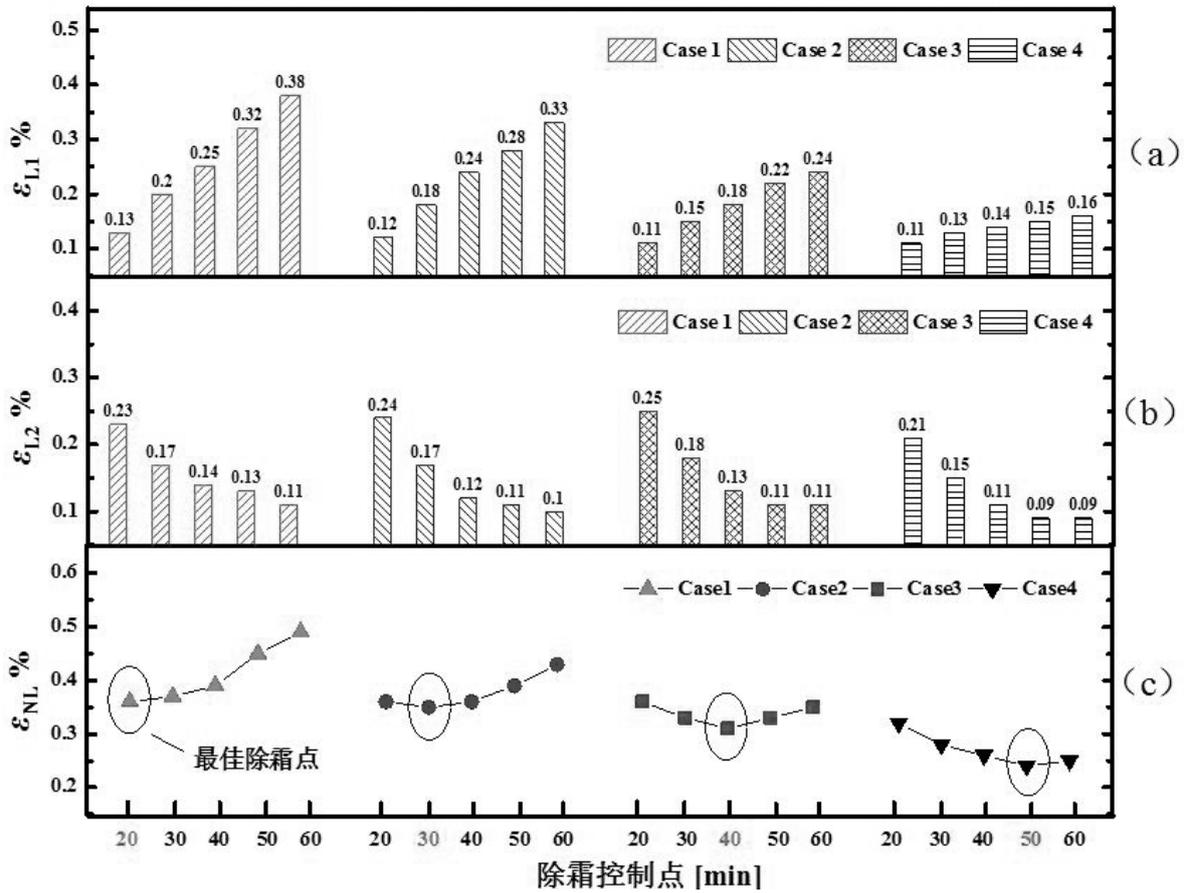


图 5 不同除霜控制点下制热量损失情况

工况在最佳除霜控制点下除霜，名义制热量损失系数分别为 36%、35%、31%、24%，且可以看出随着结霜速率减小，由于机组制热量衰减缓慢、结霜量降低等因素导致结霜损失和除霜损失降低，从而导致名义结除霜损失依次降低；若各工况未在最佳除霜控制点下除霜，例如常规“温度-时间”除霜控制方法采用 60min 除霜控制点，名义制热量损失系数将分别高达 44%、43%、35% 和 25%，另外可以看出两种控制策略对应的名义制热量损失系数在轻霜区内比较接近，说明常规除霜方法仅在轻霜工况表现良好，适用范围较小。

机组名义有效供热系数及平均能效比情况如图 6 所示。由图可知，两者在不同周期下变化规律基本一致，而与名义制热量损失系数变化规律恰好相反，说明机组在运行中，结除霜损失越小，机组有效供热量相应就会越高，能效水平越高，同时三者对应的最佳除霜控制点表现一致。若机组在最佳除霜控制点下除霜，名义制热量损失系数最低，名义有效供热系数和平均能效比最高，工况 C1~C4 下名

义有效供热系数 q_s 分别是 0.72、0.69、0.78、0.77，平均能效比 COP_m 分别是 2.06、2.09、2.12、2.30。

3 结论

本文针对北京地区典型气象条件，基于传统“温度-时间”除霜控制方法（除霜计时温度 3°C 以下累计 1h 或 45min，且盘管温度低于 -3°C），在环境温度 -2.1~5.6°C，平均 1.8°C、相对湿度 48~88%，平均 68%、回水温度设定值 40°C 的运行工况下，对空气源热泵最佳除霜控制点的存在性进行了实测研究。具体结论如下：

(1) 本文提出了“名义制热量损失系数”的概念，该参数同时考虑环境温度和结除霜过程对机组性能的影响，反映了实际工况下机组制热量相对于名义工况的损失程度，为进一步探究最佳除霜控制点提供了理论基础。

(2) 同一结霜工况下，不同除霜控制点对机组性能有不同程度影响，而存在最佳除霜控制点，使名义制热量损失系数最小。

(3) 最佳除霜控制点随着结霜工况的变化表现

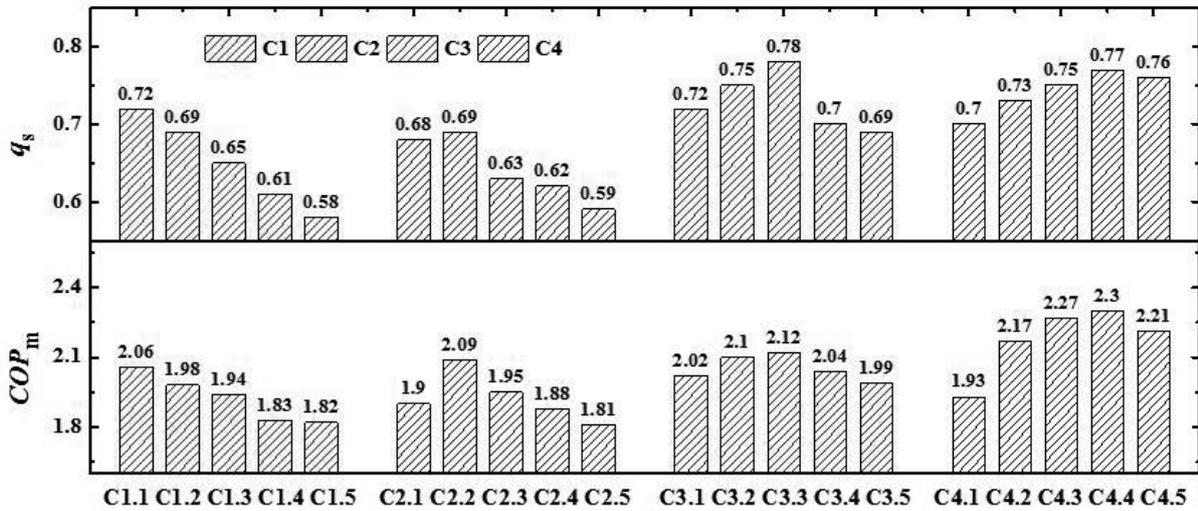


图6 不同除霜控制点下机组有效制热量及能效情况

不同, 本文研究显示, 重霜区、一般结霜区 I、一般结霜区 II、轻霜区依次为 20min、30min、40min、50min。采取最佳除霜控制点, 可以改善机组运行性能, 机组名义制热量损失系数为 24%~36%, 名义有效供热系数可达 0.69~0.78, 平均能效比保持在 2.06~2.30。

参考文献

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] 乐慧, 李好玥, 江亿. 用空气源热泵实现农村采暖的“煤改电”同时为电力削峰填谷 [J]. 中国能源, 2016, 38(11).
- [5] 刘艳峰, 孙峙峰, 王博渊. 藏区、西北及高原地区利用可再生能源采暖空调新技术 [J]. 暖通空调, 2016, 46(10):145-146.
- [6] 姚润明. 长江流域建筑供暖空调解决方案和相应系统 [J]. 暖通空调, 2016, 46(10):146-147.
- [7] C.T. Sanders. Testing of air coolers operating under frosting conditions, in heat and mass transfer in refrigeration systems and in air-conditioning [J]. International Institute of Refrigeration, 1972, 383-396.
- [8] W.Wang, Y.C. Feng, J.H. Zhu, et al. Performances

of air source heat pump system for a kind of mal-defrost phenomenon appearing in moderate climate conditions [J]. Applied Energy, 2013, 112(12):1138-1145.

- [9] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用 [M]. 机械工业出版社, 1997.
- [10] 韩志涛, 姚杨, 马最良, 等. 空气源热泵误除霜特性的实验研究 [J]. 暖通空调, 2006, 36(2):15-19.
- [11] W. Wang, J. Xiao, Q.C. Guo, et al. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena [J]. Applied Energy, 2011, 12(88):4470-4480.
- [12] 王伟, 李林涛, 盖轶静, 等. 空气源热泵“误除霜”事故简析 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(3):64-71.
- [13] 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.
- [14] 朱佳鹤, 孙育英, 王伟, 等. 夏热冬冷地区冬季典型气象条件下空气源热泵“有霜不除”事故特性的实测研究 [J]. 建筑科学, 2014, 30(12):15-19.
- [15] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.
- [16] Zhu J, Sun Y, Wang W, et al. A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 54:45-54.

空气源热泵最佳除霜控制点研究（二） ——基于 GRNN 名义制热量损失系数模型的建立

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 为正确评价空气源热泵在结除霜过程的运行性能, 探索空气源热泵机组在全工况下采用不同除霜控制点的运行表现, 本文针对 2012~2016 年供暖季中大量运行数据, 基于广义人工神经网络的预测方法, 建立起名义制热量损失系数的预测模型。研究结果显示, 本文所建立的预测模型相关性高于 0.9, 交叉验证误差 EEP 值小于 6.5%, 模型的学习训练效果以及通用能力表现良好, 模型可用于预测 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的制热性能表现。研究结果可为 ASHP 机组最佳除霜控制点的计算模型建立提供研究基础。

[关键词] 空气源热泵; 广义回归神经网络; 名义制热量损失系数; 最佳除霜控制点

0 引言

前期的实测研究已经证实了空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 最佳除霜控制点的存在性, 并提出了“名义制热量损失系数”的概念。由于 ASHP 机组的冬季实际运行性能受环境工况和结除霜过程的两方面影响, 导致其运行性能不同程度地偏离名义工况, 若除霜时机控制不当, 机组的性能损失将会增大。因此, 可以将机组结除霜过程的运行性能可以作为除霜策略是否得当的评价标准。

为正确评价 ASHP 机组结除霜过程的运行性能, 国内外学者进行了大量的研究和探索, 相继提出“供热季节性系数”^[1-2]、“结霜除霜损失系数”^[3-5]、“供热效率”^[6]以及“热泵系统能效比”^[7]等评价指标。上述评价指标对于 ASHP 机组的性能评价有重要参考意义, 而又存在需要完善之处, 一方面割裂结霜和除霜两个过程, 另一方面将实际工况对应的干工况条件下 ASHP 机组的稳定运行性能作为参考标准, 而非名义工况。而本课题组提出的“名义制热量损失系数”, 综合考虑了环境工况和结除霜过程的影响, 反映了机组制热性能相对于名义工况的损失程度, 对于正确评价机组结除霜过程的性能具有一定参考价值。因此, 为准确评价 ASHP 机组在结除霜过程中的运行性能, 本文针对北京地区 ASHP 机组测试数据, 基于广义回归神经网络 (Generalized Regression Neural Network, GRNN) 的预测方法, 建立“名义制热量损失系数”的性能预测模型。本文研究将有助于预测 ASHP 机组在不同工况下的运行性能表现, 从而为最佳除霜控制点计算模型的开发提供重要指导意义。

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801) “十三五”国家重点研发计划课题资助 (2016YFC0700403)。

1 实验样本数据

1.1 影响因素筛选

GRNN 神经网络建模所需的训练数据来源于 2012~2016 年供暖季的运行数据。通过数据筛选工作, 确定了机组在稳定的结霜工况且机组室外换热器表面无结垢的 473 组运行数据, 然后对每一组数据分别进行处理, 获得各统计量的数值变化情况如表 1 所示。

表 1 样本数据各统计量变化范围及相关性检验结果

影响因素	数值范围	平均值	相关系数 r	P 值
环境温度 / $^{\circ}\text{C}$	-4~7	1.5	-0.45	0.000
相对湿度 /%	45~85	68.7	0.35	0.000
结霜时间 /min	10~85	34	-0.12	0.000
结霜损失 /MJ	0.15~15	3.6	-	-
除霜时间 /s	150~300	226	0.59	0.000
除霜损失 /MJ	3~6	4.2	-	-
除霜前制热量 /kW	6.0~13.2	8.9	-0.54	0.000
化霜水质量 /kg	0.1~2.8	0.79	-0.143	0.002
供水温度 / $^{\circ}\text{C}$	38.6~41.1	39.8	0.07	0.003
回水温度 / $^{\circ}\text{C}$	36.2~38.9	37.6	0.06	0.003
有效制热量损失系数 /%	13.0~48.1	33.4	-	-

为分析名义制热量损失系数 (Loss Coefficient of Nominal Heating Capacity, 以下缩写形式为 ε_{NL}) 与各因素之间的相关性。本文采用 Pearson 相关系数 (表达式如公式 7 所示) 作为相关程度的指标, ε_{NL} 与各因素之间的相关性检验结果如表 1, 由表可知, 从相关系数 r 和显著性水平 P 值来看, ε_{NL} 与化霜水质量、供水温度和回水温度之间的相关性较低, 水平不显著, 排除化霜水质量和水温影响因素; 与环境温度、相对湿度、结霜时间、除霜时间、除霜前

制热量均存在显著相关性。由于除霜时间的长短与结霜程度有关，并且属于机组启动除霜后的表现，因此排除该影响因素。又由于除霜前制热量属于机组本身的制热特性，主要受结霜程度的影响，因此排除该影响因素。

综上所述，通过影响因素的筛选， ϵ_{NL} 与环境温度、相对湿度、结霜时间存在显著性关系。样本数据的环境温度和相对湿度的分布情况如图 1 所示。由图可知，环境温度变化范围 $-4\sim 7^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度变化范围 $45\sim 85\%$ ，样本数据的环境工况主要分布于结霜工况内的重霜区、一般结霜区以及轻霜区。样本数据中机组结霜运行时间的情况如图 2 所示，在历年的现场测试中，机组运行时间为 $10\text{min}\sim 85\text{min}$ 。

1.2 训练数据集与测试数据集

将总样本数据分为训练数据集和测试数据集。训练数据集用来训练 ϵ_{NL} 模型的学习效果，而测试数据集用来对 ϵ_{NL} 模型的通用能力进行验证。

训练数据集的环境工况分布情况如图 3 所示。

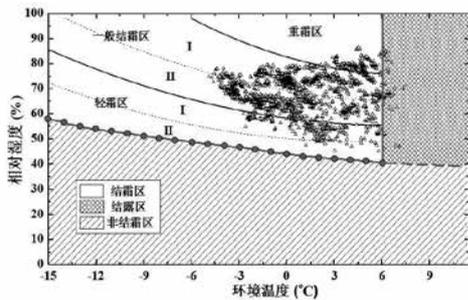


图 1 温湿度分布情况

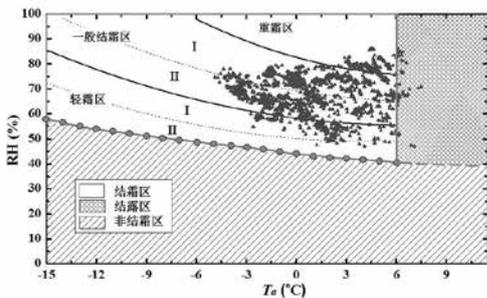


图 3 训练样本数据环境工况

由图可知，环境工况分布于结霜区域的重霜区、结霜工况内的重霜区、一般结霜区 I、一般结霜区 II 以及轻霜区，训练数据集中包含 362 组运行数据，主要用来训练 GRNN 神经网络。测试数据集的环境工况分布情况如图 4 所示。由图可知，环境工况分布于结霜区域的重霜区、结霜工况内的重霜区、一般结霜区 I、一般结霜区 II 以及轻霜区，测试数据集中包含 III 组运行数据，主要用来验证 ϵ_{NL} 模型的准确性。

2 GRNN 模型建立与验证

2.1 GRNN 模型建立

ϵ_{NL} 与环境温度 T_a 、相对湿度 RH 、及结霜时间 t_f 存在着密切关系：

$$\epsilon_{NL} = f(T_a, RH, t_f) \quad (1)$$

本文选择 T_a 、 RH 、及 t_f 为输入参数， ϵ_{NL} 为输出参数，基于 GRNN 神经网络建立预测模型，输入参数与输出参数之间是非复杂的非线性关系，如网络图 5 所示。

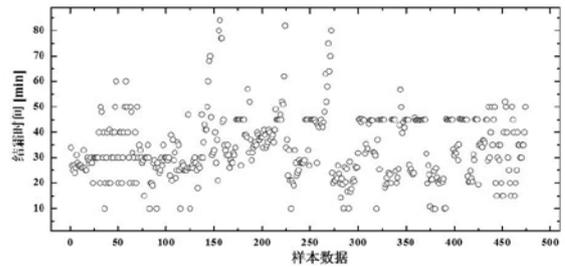


图 2 结霜时间分布情况

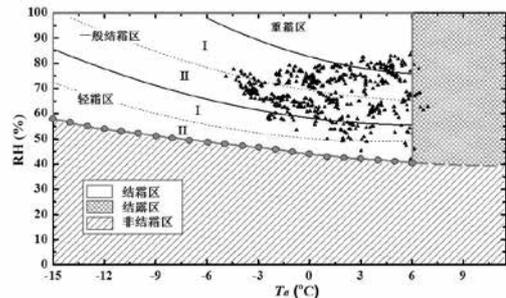


图 4 测试样本数据环境工况

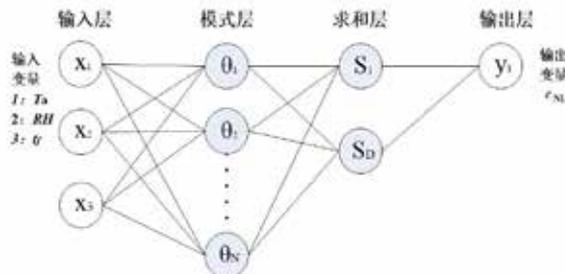


图 5 名义制热量损失系数 GRNN 结构图

ε_{NL} 模型由输入层、模式层、求和层和输出层四个环节组成，模型输入层主要为 $X=[x_1, x_2, x_3]^T$ ，输出层为 $\hat{Y}=[\hat{y}_1]^T$ ，模型训练样本数量包含 362 个。

(1) 输入层

输入层具有 3 个神经元，每个神经元都是简单的分布单元，能够直接把输入参数传递给模式层。

(2) 模式层

模式层具有 362 个神经元，即 362 个训练样本。本模型选用高斯函数作为传递函数的形式，那么，模式层第 n 个神经元的输出表达式如下：

$$\theta_n = \exp\left(-\frac{\|X-X_n\|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (n=1, 2, \dots, N) \quad (2)$$

其中，是神经元的输入为网络输入向量与权值向量的欧几里得距离。当神经元的输入为 0 时，神经元的输出为最大值 1。神经元对输入的灵敏度由光滑因子 σ 来调节。

(3) 求和层

求和层包括两种类型的神经元，第一种类型的神经元对所有模式层的神经元输出进行计算求和，传递函数为：

$$S_D = \sum_{n=1}^N \theta_n \quad (3)$$

第二种神经元是对所有模式层的输出进行加权求和，权值为第 n 个训练样本输出的 Y_n 第 j 个元素，传递函数为：

$$S_j = \sum_{n=1}^N Y_{nj} \theta_n \quad (j=1, 2, \dots, J) \quad (4)$$

(4) 输出层

输出层具有 1 个神经元，各神经元将求和层的输出相除，得到公式 4 的预测结果，第 j 个神经元的输出对应第 j 个元素的预测结果，即：

$$\hat{y}_j = \frac{S_j}{S_D} \quad (j=1, 2, \dots, J) \quad (5)$$

一旦确定了训练样本，也就确定了 GRNN 的网络结构及各神经元之间的连接权值，光滑因子 σ 是 GRNN 唯一需要的估计值，该参数对 GRNN 的性能有重要作用。

由公式 5 可知当光滑因子 σ 非常大时，高斯函数趋向于 1，预测结果逼近所有训练样本的因变量 Y 的平均值，此时神经网络的泛化能力比较强；当 σ 趋向于 0 时，预测结果逼近与预测点最近的训练因变量 Y ，神经网络对训练样本的逼近效果好，但是当预测点未能包含到样本中时，预测效果会很差，被称为过度拟合；当 σ 取值适中时，所有训练样本的因变量 Y 都会被考虑进去，并且与预测点距离最近的训练样本的因变量 Y 的权重因子大，因此，

GRNN 拟合效果好，具有局部逼近能力。

GRNN 预测模型最优平滑因子 σ ，采用交叉验证方法^[8-9]确定，具体步骤为：

① 设定 σ 值，从 0.01 开始，每次以增量 0.01 在 [0.01,0.9] 范围内递增；

② 在训练样本中取出一个用于检验，其余的则用于构建广义回归神经网络模型对该样本进行预测；

③ 对每个样本均重复该过程，可以得到所有样本的预测值；

④ 将训练样本的预测值的期望偏差百分数作为网络性能的评价标准，其计算公式为：

$$EEP = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - y_i)^2}{N}}}{|y_{max}|} \times 100\% \quad (6)$$

式中， \hat{y}_i 、 y_i 分别为负荷的预测值和观测值， y_{max} 为负荷的最大观测值。最小期望偏差百分数对应 σ 值即为最优的平滑因子。

经确定，本预测模型最优平滑因子 σ 为 0.10，交叉验证误差 EEP 为 3.45%。

2.2 模型验证

ε_{NL} 模型的验证主要包含对模型的训练学习效果以及通用能力验证。模型的预测准确性主要以交叉验证误差 EEP 、相对误差 RE 、Pearson 相关系数为评价指标。 EEP 表达式如上节所示， RE 和 Pearson 相关系数表达式如下描述：

$$RE = \frac{|x_1 - x_0|}{x_0} \times 100\% \quad (7)$$

式中： RE 为相对误差，%； x_0 为样本数据值，%； x_1 为模拟数据值，%。

Pearson 相关系数作为相关程度的指标，设变量 X 和 Y 的 n 组观测值为 (x_i, y_i) ， $i=1, 2, \dots, n$ ，则 Pearson 相关系数的估计公式为：

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (8)$$

r 的取值范围为 $(-1, +1)$ ，相关系数 r 小于 0，表示负相关；大于 0，表示正相关。 $|r|$ 的大小反映了相关性的大小

训练样本的数据与模拟值的对比情况如图 6 所示，从图中可以看到训练值与模拟值之间的相关性很高，相关系数为 0.97，有 97.2% 的样本数据相对误差在 $\pm 10\%$ 以内，平均误差为 1.06%，交叉验证误差 EEP 为 3.45%，说明 ε_{NL} 模型的学习效果良好。

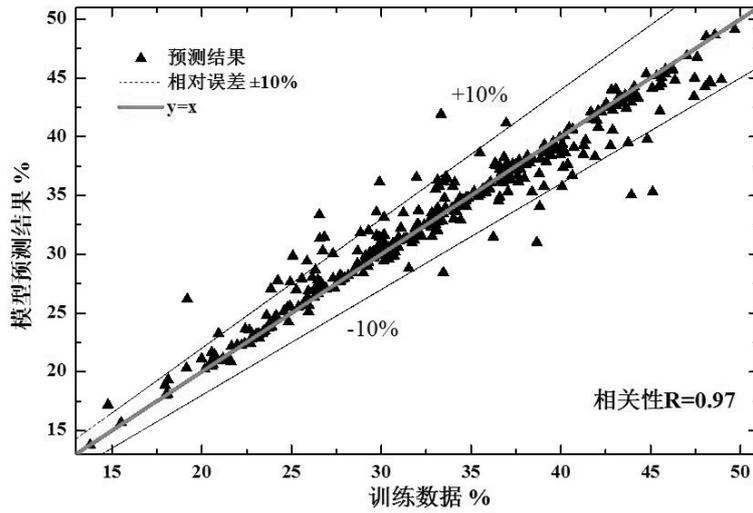


图 6 GRNN 预测模型学习效果验证

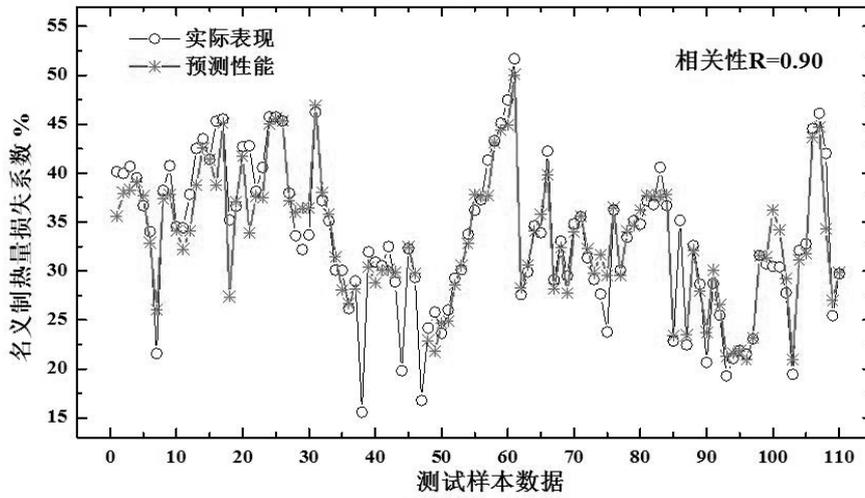


图 7 GRNN 预测模型通用能力验证

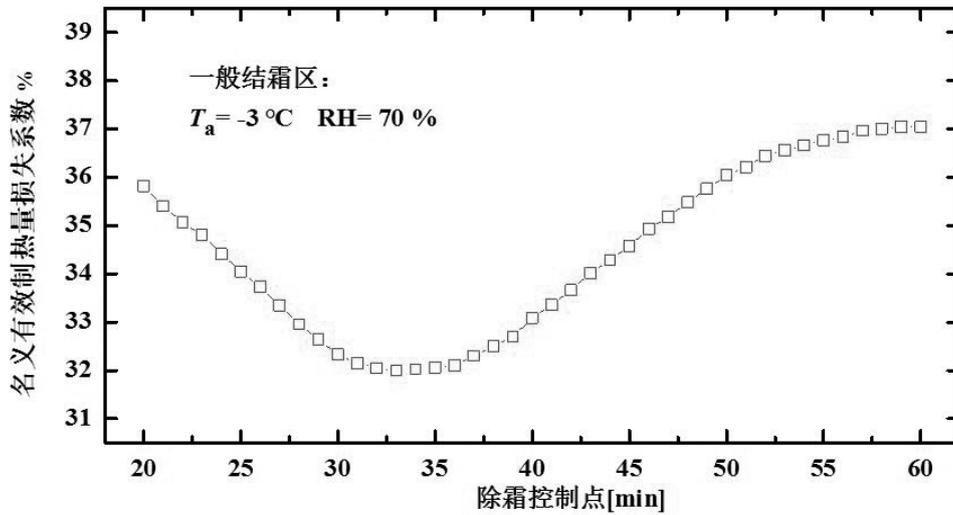


图 8 不同结霜运行时间下机组性能损失系数

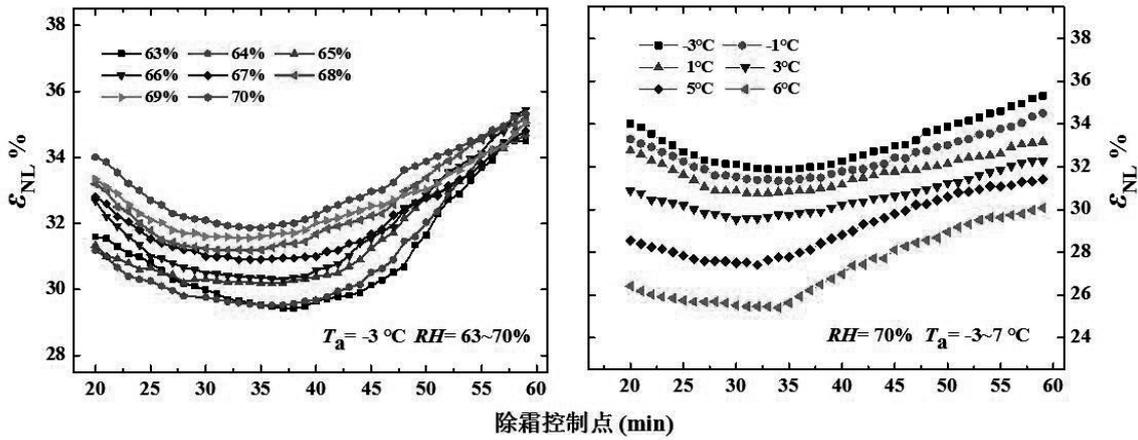


图9 不同温度及相对湿度下机组性能损失系数

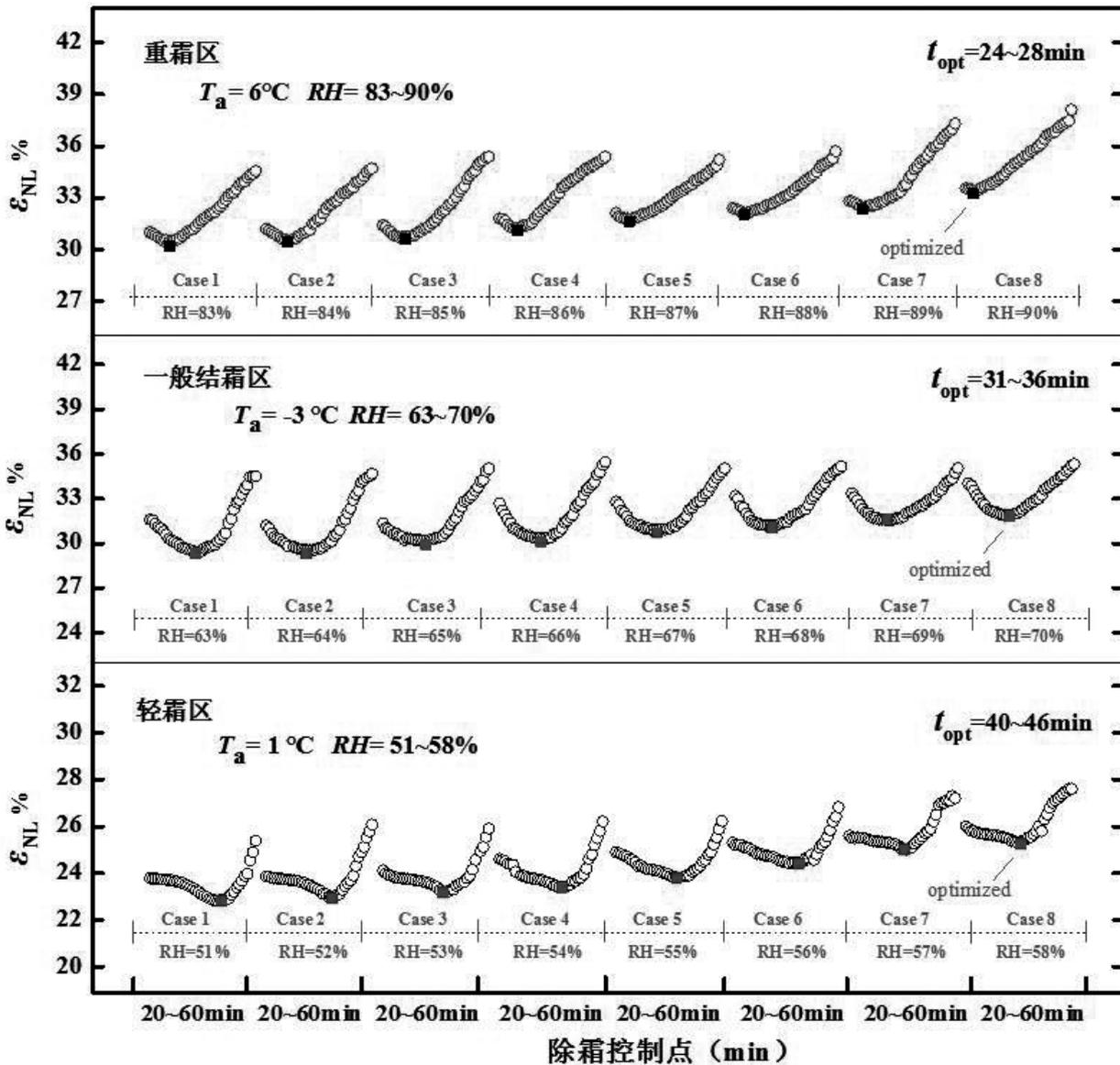


图10 不同环境工况下最佳除霜控制点的预测结果

测试样本的数据与模拟值的对比情况如图 7 所示,从图中可以看到测试值与模拟值之间的变化规律相似,经过计算,相关系数为 0.90,95.4% 的样本数据误差在 $\pm 10\%$ 以内,平均误差为 2.02%,交叉验证误差 EEP 为 6.45%,说明 ε_{NL} 模型的通用能力比较好。

3 预测结果与分析

本节将关键影响因素作为模型的输入条件进行进一步的模拟预测研究。模拟输入条件设置情况如下:环境温度变化范围 $-15\sim 6^{\circ}\text{C}$,间隔为 1°C ,相对湿度变化范围 $50\sim 100\%$,间隔为 1% ,结霜时间变化范围 $20\sim 60\text{min}$,间隔为 1min ,共计 138006 组数据。

3.1 关键参数对预测结果影响

当环境工况一定时,机组不同除霜控制点 ε_{NL} 对的影响如图 8 所示。由图可知,在环境温度 -3°C ,相对湿度 70% 的工况下,采用不同除霜控制点进行除霜,使得 ε_{NL} 变化规律不同。随着结霜时间的增长,机组制热性能损失程度呈现先降低后增高的变化趋势。除霜控制点越早,在同一段时间内,ASHP 机组启动除霜的次数越多,造成除霜损失部分增大,从而导致制热性能损失较大;而除霜控制点越迟,在同一段时间内,ASHP 机组启动除霜次数虽然减少,但由于机组除霜前瞬时制热量不断下降,并且衰减程度较高,造成机组结霜损失部分增大,从而导致制热性能损失较大。

环境温度和相对湿度单独对 ε_{NL} 的影响如图 9 所示。由图可知,当温度一定时,随着相对湿度的升高,结霜速率不断升高,机组制热性能损失程度不断增加;当相对湿度一定时,随着温度的增加,结霜速率不断升高,机组制热性能损失程度应不断增加,而环境温度的提高使得机组本身制热性能有一定提高,因此在结霜速率和温度综合影响作用下,随着温度的提高,机组制热性能损失不断降低。

3.2 预测结果的应用

通过名义制热量损失系数模型,可以预测 ASHP 机组在不同工况下采用不同除霜控制点的性能表现,进而可以根据预测结果确定最佳除霜控制点。如图 10 所示,本文基于分区域结霜图谱,选取了重霜区、一般结霜区以及轻霜区等结霜区域中的 3 个不同结霜区域进行分析。每个结霜区域分别列举了 8 个不同的相对湿度工况,在每个工况下,采用 $20\sim 60\text{min}$ 除霜控制点进行控霜,得到 ASHP 机组不同的 ε_{NL} 。在每个工况中,均存在最佳除霜时间,使得 ASHP 机组名义制热量损失系数 ε_{NL} 最小。

在结霜区域中,随着相对湿度 RH 的提高,室外换热器表面结霜速率加快,机组结霜程度增加,

使得机组采用相同除霜控制点对应的普遍不断提高,最佳除霜控制点逐渐提前。例如在轻霜区中,8 个结霜工况所对应的环境温度 1°C ,相对湿度变化范围 $51\sim 58\%$,在环境温度一定时,随着相对湿度的增加,ASHP 机组的最佳除霜控制点由 46min 缩短至 40min ,机组采用最佳除霜点的值由 24.2% 增加至 26.5% 。

4 结论

本文通过 GRNN 神经网络方法,建立了空气源热泵结除霜过程的名义制热量损失系数模型,基于模型预测了 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的运行性能表现,具体结论如下:

(1) 基于 GRNN 神经网络预测方法,建立名义制热量损失系数模型是探究不同环境工况下 ASHP 机组运行性能表现的一种有效方法。

(2) 本文中建立的名义制热量损失系数模型相关性均不小于 0.9,95% 以上预测数据误差小于 $\pm 10\%$,交叉验证误差 EEP 值小于 6.5%,模型的学习训练效果以及通用能力表现良好。

(3) 模拟结果显示,在不同环境工况下,机组采用不同除霜控制点的运行表现不同,在每种工况下机组均存在最佳除霜时间以及最小名义制热量损失系数,可为最佳除霜控制点计算模型的开发奠定基础。

参考文献

- [1] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 中国建筑工业出版社, 2008.
- [2] 石文星, 王宝龙, 邵双泉. 小型空调热泵装置设计 [M]. 中国建筑工业出版社, 2013.
- [3] FR A. Study of frosting of heat pump evaporators[Z]. ASHRAE Trans, 1993.
- [4] 姜益强, 姚杨, 马最良. 空气源热泵结霜除霜损失系数的计算 [J]. 暖通空调, 2004,30(5):24-26.
- [5] 马最良. 热泵技术应用理论基础与实践 [M]. 中国建筑工业出版社, 2010:41.
- [6] 朱佳鹤, 孙育英, 王伟, 等. 夏热冬冷地区冬季典型气象条件下空气源热泵“有霜不除”事故特性的实测研究 [J]. 建筑科学, 2014,30(12):15-19.
- [7] 李宁, 石文星, 王宝龙, 等. 广义空气源热泵制热/除霜周期的性能模型 [J]. 制冷学报, 2015(2):1-7.
- [8] Borra S, Ciaccio A D. Measuring the prediction error. A comparison of cross-validation, bootstrap and covariance penalty methods[J]. Computational Statistics & Data Analysis, 2010,54(12):2976-2989
- [9] Specht D F. A general regression neural network.[J]. IEEE Trans Neural Netw, 1991,2(6):568

空气源热泵最佳除霜控制点研究（三） ——最佳除霜控制点计算模型的建立

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 为便于实现空气源热泵的最佳除霜控制点的研究成果应用于机组实际控霜中, 本文针对前期研究得到的最佳除霜控制点模拟数据, 基于多元非线性方程回归方法, 建立了最佳除霜控制点的计算模型。研究表明, 最佳除霜时间和最小名义制热量损失系数的模型显著水平分别为 0.83 和 0.88, 经实验数据验证, 模型预测平均误差分别为 5.0% 和 6.7%。本文研究, 同时可为 ASHP 机组误除霜事故评价、机组设计选型以及最佳除霜控制策略的制定提供指导意义。

[关键词] 空气源热泵; 多元非线性回归; 最佳除霜时间; 最小名义制热量损失系数

0 引言

前期研究通过广义人工神经网络建立了空气源热泵 (Air Source Heat Pump, 以下简称 ASHP) 名义制热量损失系数预测模型, 基于模型预测了 ASHP 机组在全工况下采用不同除霜控制点的制热性能表现, 进而确定了 ASHP 机组的最佳除霜控制点。如何将最佳除霜控制点的研究成果应用于机组实际控霜中, 是实现 ASHP 机组最佳除霜策略开发的关键问题。目前, 国内外学者对于“除霜控制点”进行了相应研究和探索, 但大多数研究在实际应用中存在局限性。例如, 相关学者提出除霜控制点为“制冷剂过热度迅速变化前一刻^[1]”、“蒸发器热流密度衰减到最大值的一半^[2]”、“蒸发器风阻增加到原始值的 3 倍^[3]”、“霜层几乎覆盖整个换热器表面^[4]”、“制热能力衰减 20%^[5]”等等。研究大多数通过直接或间接的方法实现对机组室外换热器表面霜层的感知和监测, 以霜层生长的程度或者机组性能衰减程度作为除霜判定条件, 不仅对除霜控制点的确定缺乏合理依据, 并且在实际应用中难以监测上述参数或难以判断除霜时机。

因此, 为便于将前期研究成果应用到机组的实际控霜中, 本文结合最佳除霜控制点数据, 基于多元非线性回归方程, 开发最佳除霜控制点的计算模型, 通过 ASHP 系统现场测试数据验证计算模型的准确性, 并分析模型的应用价值。

1 最佳除霜控制点计算模型的建立

前期研究通过 GRNN 神经网络模拟得到了 ASHP 机组在全工况下分别采用不同除霜控制点的名义制热量损失系数, 并以损失系数最低为目标,

确定了 ASHP 机组在不同工况下的最佳除霜控制点, 进而得到了 ASHP 机组最小名义制热量损失系数 (the minimum loss coefficient of nominal heating capacity, ε_{NLmin}) 和最佳除霜时间 (the optimized defrosting initiating time, t_{opt}) 分别均与环境温度、相对湿度两个因素有关。本文依据前期研究得到的数据, 分别建立 ε_{NLmin} 和 t_{opt} 的多元非线性回归方程, 模型建立过程以 ε_{NLmin} 为例。

1.1 一元曲线回归

首先分别对每个因素进行一元曲线估计^[6], 根据显著性检验结果, 确定最佳的曲线形式, 并作为新的解释变量, 然后再通过多元二项式法^[7]重新组合这些新的解释变量, 转换为多元线性方程回归。

环境温度、相对湿度与 ε_{NLmin} 的曲线估计的显著性检验结果如表 1 所示, 分别选择三次形式和幂指数形式, 最后两者累加得到 ε_{NLmin} 与新解释变量之间的关系如下:

$$\varepsilon_{NLmin} = 31.541 - 0.924T_a - 0.124T_a^2 + 0.17T_a^3 + 0.792RH^{0.846} \quad (1)$$

新的解释变量分别记为 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 , 由此可转化多元线性方程:

$$\varepsilon_{NLmin} = a_0 + a_1z_1 + a_2z_2 + a_3z_3 + a_4z_4 \quad (2)$$

其中 a_0 为回归模型的常数项 $a_1 \dots a_4$, 为回归系数, $z_1 \dots z_4$ 为解释变量。

对上述公式采用二次多项式法分析, 同时考虑单因素、因素二次项以及交互项对回归方程显著性的影响, 可以得到:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{NLmin} = & \beta_0 + \beta_1Z_1 + \beta_2Z_2 + \beta_3Z_3 + \beta_4Z_4 + \beta_5Z_4Z_1 + \beta_6Z_4Z_2 \\ & + \beta_7Z_4Z_3 + \beta_8Z_3Z_2 + \beta_9Z_3Z_1 + \beta_{10}Z_3^2 + \beta_{11}Z_4^2 \end{aligned} \quad (3)$$

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助 (51522801) “十三五”国家重点研发计划课题资助 (2016YFC0700403)。

表 1 一元非线性曲线检验结果

方程	模型汇总					参数估计值			
	R 方	F	Df1	Df2	Sig.	常数	B1	B2	B3
线性	0.418	269.156	1	374	0.000	30.98	-1.13		
二次	0.427	139.239	2	373	0.000	31.26	-0.88	-0.06	
三次	0.435	93.379	3	372	0.000	31.54	-0.92	-0.12	0.01
复合	0.434	286.866	1	374	0.000	30.56	0.96		
增长	0.434	286.866	1	0.374	0.000	3.42	-0.04		
指数	0.434	286.866	1	374	0.000	30.56	-0.04		
logistic	0.434	286.866	1	374	0.000	0.03	1.04		

(a) ε_{NLmin} 与环境温度

方程	模型汇总					参数估计值			
	R 方	F	Df1	Df2	Sig.	常数	B1	B2	B3
线性	0.482	348.24	1	374	0.000	3.58	0.365		
对数	0.479	343.33	1	374	0.000	-73.57	24.227		
倒数	0.470	331.59	1	374	0.000	51.99	-1568.85		
二次	0.482	173.71	2	373	0.000	5.79	0.298	0.000	
三次	0.482	173.71	2	373	0.000	5.79	0.298	0.000	0.000
复合	0.490	359.95	1	374	0.000	11.77	1.013		
幂	0.491	360.82	1	374	0.000	0.79	0.846		
S	0.486	354.08	1	374	0.000	4.16	-55.045		
增长	0.490	359.95	1	374	0.000	2.47	0.013		
指数	0.490	359.95	1	374	0.000	11.77	0.013		
logistic	0.490	359.95	1	374	0.000	0.09	0.987		

(b) ε_{NLmin} 与相对湿度

将上述新的解释变量依次记作： Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 、 Z_5 、 Z_6 、 Z_7 、 Z_8 、 Z_9 、 Z_{10} 、 Z_{11} 。

1.2 逐步回归分析

由于上一节中 ε_{NLmin} 的多元线性方程中引入了 11 个新的解释变量，而这些变量之间未必都是显著性因素，同时这些因素之间关联度很高，必然存在共线性，因此本节利用逐步回归方法，通过相关因素的剔除消除多重共线性对模型稳定性的影响。逐步回归的主要原理是将解释变量逐个引入到 ε_{NLmin} 模型中，引入后并对方程和每个解释变量进行 F 检验和 t 检验，若引入前的变量显著性降低，那么就会剔除新的解释变量，反之，将会保留新的解释变量。根据相关性分析结果，按相关性由高到低逐一引入影响因素。逐步回归建模过程如表 2。

ε_{NLmin} 模型逐步剔除了 Z_4 、 Z_6 、 Z_8 、 Z_9 、 Z_{10} 、 Z_{11} 等 6 个解释变量，最终引入 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_5 、 Z_7 等 5 个解释变量，回归模型如下：

$$\varepsilon_{NLmin} = -1.685 - 0.603Z_1 - 0.244Z_2 + 0.095Z_3 + 0.94Z_5 - 0.002Z_7 \quad (4)$$

表 2 逐步回归建模过程

步骤	解释变量 P 值	Z5	Z1	Z2	Z3	Z7	Z4	...	Z11
1:	引入 Z5	0.000	-	-	-	-		...	
2:	引入 Z1	0.000	0.000	-	-	-		...	
3:	引入 Z2	0.000	0.000	0.000	-	-		...	
4:	引入 Z3	0.000	0.000	0.000	0.000	-		...	
5:	引入 Z7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	
6:	引入 Z4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.014	0.025	...	
7:	剔除 Z4	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	
.....								...	
16:	引入 Z11	0.000	0.000	0.000	0.005	0.012		...	0.038
17:	剔除 Z11	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000		...	

由于模型引入的 5 个解释变量仍然可能存在共线性，需进行多重共线性检验。检验结果如表 3 所示，发现第 4、5、6 维中的条件索引值均大于 10，说明方程存在共线性。若不消除共线性，将会导致方程不稳定，主要表现为存在多组解。

1.3 主成分分析

主元分析通过对原始变量正交降维处理，消除共线性，使得各主元具有相对原始变量更优越的性能。首先对原始数据进行中心化，消除指标量纲的影响，将中心化处理后的解释变量进行主成分分析，得解释总方差如表 4 所示，同时得到各主成分载荷矩阵如表 5 所示。

根据累计贡献率大于 85% 的原则^[8]，决定使用前两个新变量作为新的解释变量，分别记作 F_1 、 F_2 ，对应特征值为 3.737、1.009，同时根据成分矩阵得到：

$$F_1 = \frac{0.913}{\sqrt{3.737}}ZZ_1 + \frac{0.978}{\sqrt{3.737}}ZZ_2 + \frac{0.989}{\sqrt{3.737}}ZZ_3 - \frac{0.056}{\sqrt{3.737}}ZZ_5 + \frac{0.982}{\sqrt{3.737}}ZZ_7 \quad (5)$$

表 3 共线性检验结果

维数	特征值	条件索引	方差比例					
			常量	Z1	Z2	Z3	Z5	Z7
1	4.783	1.000	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00
2	1.038	2.147	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00
3	0.142	5.808	0.00	0.94	0.01	0.00	0.00	0.01
4	0.024	14.012	0.00	0.00	0.64	0.00	0.02	0.16
5	0.010	21.702	0.29	0.03	0.27	0.26	0.21	0.08
6	0.003	38.139	0.71	0.01	0.08	0.73	0.76	0.76

$$F_1 = \frac{0.072}{\sqrt{1.009}}ZZ_1 + \frac{0.026}{\sqrt{1.009}}ZZ_2 + \frac{0.006}{\sqrt{1.009}}ZZ_3 + \frac{0.997}{\sqrt{1.009}}ZZ_5 + \frac{0.093}{\sqrt{1.009}}ZZ_7 \quad (6)$$

以提取的两个主成分为自变量，标准化数据为因变量建模，模型表达式如式 7。

$$z\varepsilon_{NLmin} = -1.67 \times 10^{-7} - 0.279F_1 + 0.657F_2 \quad (7)$$

然后将各因素中心化公式带入，影射到原始变量：

$$\frac{\varepsilon_{NLmin} - 28.45}{5.36} = -1.67 \times 10^{-7} - 0.179 \frac{z_1 - 2.24}{3.07} - 0.124 \frac{z_2 - 14.40}{15.74} - 0.139 \frac{z_3 - 72.55}{111.9} + 0.660 \frac{z_5 - 35.54}{4.51} - 0.081 \frac{z_7 - 2550.48}{3994.08} \quad (8)$$

1.4 ε_{NLmin} 和 t_{opt} 模型

以上部分经过对关键影响因素的相关性，依次经过一元曲线回归、逐步回归分析以及主成分分析等方法，最终得到最小名义制热量损失系数 $z\varepsilon_{NLmin}$ 最终模型的表达式：

$$\varepsilon_{NLmin} = -0.311T_a - 0.043T_a^2 - 0.005T_a^3 + (0.783 - 1.072 \times 10^{-4}T_a^3)RH^{0.846} + 2.647 \quad (9)$$

式中： T_a 为环境温度 ($^{\circ}\text{C}$)； RH 为相对湿度 (%)。

表 4 解释总方差

成分	初始特征值			提取平方和载入		
	合计	方差的 %	累积 %	合计	方差的 %	累积 %
1	3.737	74.730	74.730	3.737	74.730	74.730
2	1.009	20.189	94.919	1.009	20.189	94.919
3	0.210	4.194	99.113	0.210	4.194	99.113
4	0.037	0.749	99.862	0.037	0.749	99.862
5	0.007	0.138	100.00	0.007	0.138	100.00

表 6 不同测试工况最佳除霜控制点统计情况

测试工况	结除霜次数	除霜控制点范围	ε_{NL}	ε_{NLmin}	t_{opt}
Case 1	8	35~50min	23.4~37.5%	23.4%	44min
Case 2	6	20~50min	26.2~40.2%	26.2%	40min
Case 3	14	29~50min	28.0~41.7%	28.0%	39min
Case 4	7	20~45min	26.2~44.1%	26.2%	40min
Case 5	24	22~50min	31.2~42.3%	31.2%	35min
Case 6	7	22~37min	28.3~41.3%	28.3%	33min
Case 7	20	21~41min	24.9~30.6%	24.9%	34min
Case 8	12	20~41min	33.3~48.4%	33.3%	29min
Case 9	14	20~35min	28.9~36.1%	28.9%	30min

采用同样的方法，确定了最佳除霜时间 t_{opt} 模型，如公式 11，经检验，模型显著性 $R^2=0.88$ ，拟合优度很高。

$$t_{opt} = 0.297T_a + 0.043T_a^2 + (4355.07 - 59.01T_a)RH^{-1.129} - 3.31 \quad (10)$$

式中： T_a 为环境温度 ($^{\circ}\text{C}$)； RH 为相对湿度 (%)。

2 最佳除霜控制点计算模型的验证

2.1 最佳除霜控制点数据来源

历年现场实验测试数据所使用的除霜控制策略包含常规 TT(温度 - 时间)除霜控制方法和本课题组前期开发的新型 TEPS 光电除霜技术、新型 THT(温度 - 湿度 - 时间)除霜控制方法。常规 TT 除霜方法通常采用 45min 作为除霜控制点，本课题在现场测试中的除霜控制点范围是 20~60min，间隔为 5min。新型 TEPS 光电除霜技术和新型 THT 除霜控制方法则分别根据机组室外换热器霜层生长程度和本身除霜控制逻辑，自主调整机组除霜控制点。

ASHP 机组在不同环境工况下的最佳除霜控制点统计情况如表 7 所示。由表可知，测试案例包含 case1~case9 共计 9 个不同的环境工况，机组在每种测试工况下，机组采用不同除霜控制策略导致除霜控制点不同，进而影响了机组的运行表现。结合机组结除霜控制过程性能评价指标，确定出每种测试工况下机组的最佳除霜控制点。

表 5 成分矩阵

	成份				
	1	2	3	4	5
Zscore(Z1)	0.913	-0.072	0.402	0.006	0.000
Zscore(Z2)	0.978	0.026	-0.137	0.153	-0.013
Zscore(Z3)	0.989	0.006	-0.122	-0.053	0.064
Zscore(Z4)	-0.056	0.997	0.044	0.007	0.005
Zscore(Z5)	0.982	0.093	-0.112	-0.105	-0.051

表 7 测试工况详细统计情况

测试工况	$T_a / ^{\circ}\text{C}$		$RH / \%$		结霜区域
	平均值	波动范围	平均值	波动范围	
Case 1	1.7	1.7±0.2	50.2	50.2±0.8	轻霜区 I
Case 2	2.1	2.1±0.3	57.	57.3±1.2	一般结霜区 II
Case 3	-0.9	-0.9±0.5	60.	60.4±2.3	一般结霜区 II
Case 4	1.4	1.4±0.1	67.0	67.0±0.2	一般结霜区 II
Case 5	-2.8	-2.8±0.6	71.4	71.4±1.8	一般结霜区 II
Case 6	2.9	2.9±0.2	69.6	69.6±1.5	一般结霜区 I
Case 7	5.9	5.9±0.2	67.8	67.8±1.7	一般结霜区 I
Case 8	0.1	0.1±0.3	78.0	78.0±1.4	一般结霜区 I
Case 9	4.3	4.3±0.6	72.5	72.5±1.3	一般结霜区 I

本节所用来验证 ϵ_{NLmin} 模型和 t_{opt} 模型的历年实验数据均为 ASHP 机组采用最佳除霜控制点的实验数据。

2.2 机组实测性能表现

最佳除霜控制点实验的测试工况分布如图 8 所示。由图可知，测试工况主要分布于分区域结霜图谱中的一般结霜区 I、一般结霜区 II 以及轻霜区 I。各环境工况对应的环境温度、相对湿度以及所属的结霜区具体情况如表 7 所示。

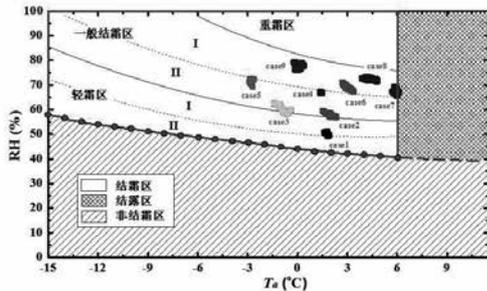


图 7 测试工况分布

测试中采用最佳除霜控制点的机组实际运行性能如图 8 所示，该图展示了测试工况 case1、

case3、case5、case7 和 case9 的机组的运行性能情况。由图可知，随着结霜进行，室外换热器风压差增加了 5.4~6.7Pa，导致了空气侧风机风量减小，换热器与空气之间的传热热阻增加；由于节流装置调节，导致制冷剂流量减小，蒸发温度下降，引发压缩机的排气温度升高至 109~118°C，排气温度下降至 -13~-9°C；制热量衰减 28~36%，机组 COP 下降 21~36%。另外可以看出，随着结霜区域由轻霜区 I 过度到一般结霜区 I，结霜速率不断加快，机组性能劣化程度加重，ASHP 机组结霜运行时间逐渐缩短至 30min 左右，使得压缩机排气温度未超过危险值 120°C，机组运行 COP 不低于 1.8，说明采用最佳除霜控制点可适应环境工况的变化，实时调整最佳除霜控制点，能够保证机组性能处于比较高的运行水平。

2.3 模型验证结果分析

根据测试工况 case1~case9 中的平均温度、平均湿度统计情况，通过 t_{opt} 模型和 ϵ_{NLmin} 模型，预测相同环境工况下 ASHP 机组的最小名义制热量损失系数 ϵ_{NLmin} 和最佳除霜时间 t_{opt} 。

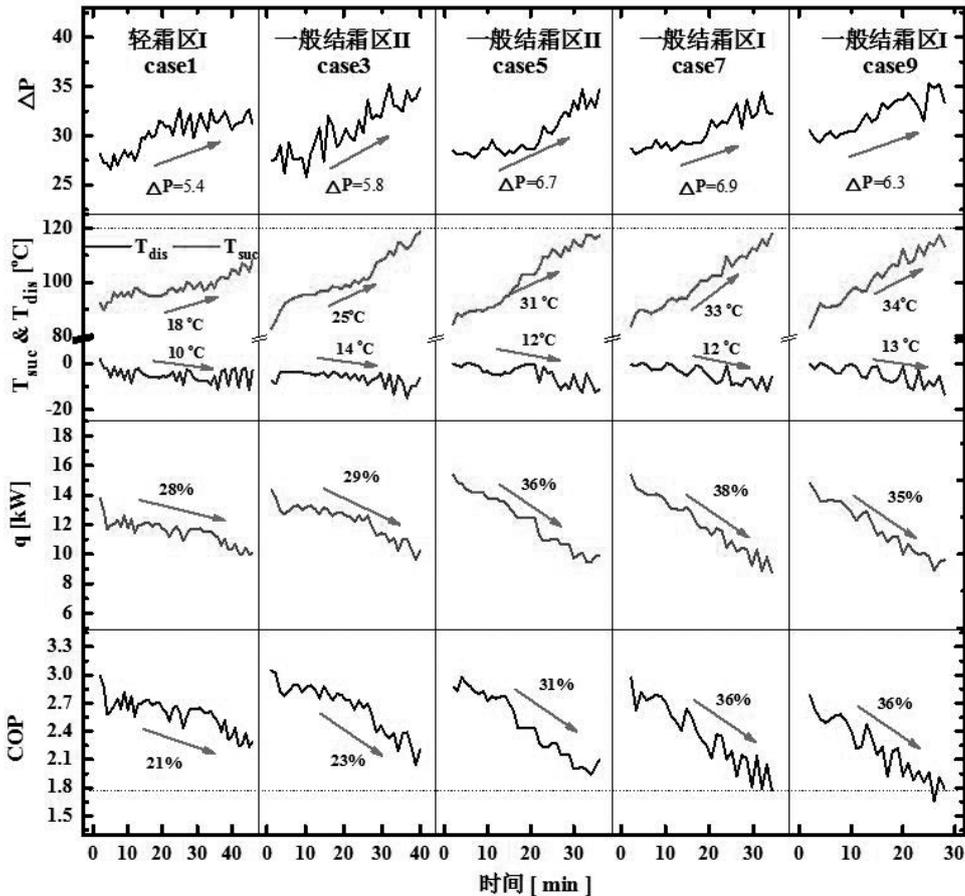


图 8 机组实际运行性能

机组实际运行时间与模型预测的 t_{opt} 的对比如图 9 所示。由图可知，模型预测的 t_{opt} 与实际运行时间变化规律一致，两者差值最大不超过 3min，模型预测相对误差范围 0.9%~8.8%，平均值为 5.0%。

机组实际与模型预测的 ε_{NLmin} 的对比如图 10 所示。由图可知，模型预测的 ε_{NLmin} 与实际 ε_{NL} 变化规律一致，两者差值最大不超过 2.7%，模型预测相对误差范围 0.1%~10.5%，平均值为 6.7%。

3 应用前景分析

3.1 误除霜事故评价

ε_{NLmin} 模型可以预测不同环境工况下 ASHP 机组的采用最佳除霜控制点的运行性能，该性能可以认为是综合考虑结除霜和环境温度因素的机组最佳性能标准。在 ASHP 机组的实际运行中，如果除霜策略采用不当，极易引发“误除霜”事故，将会使得 ASHP 机组性能损失不同程度地偏离这个最佳性能标准，因此可以据此标准来量化“误除霜”事故等级。

最佳机组性能标准与其他除霜控制点下机组实际性能对比情况如图 11 所示，该图中的数据主要来源于前期最佳除霜控制点的实测验证数据。当 ASHP 机组的 ε_{NL} 与最佳性能标准差值小于 5% 时，称之为“合理除霜 (A)”；当 ε_{NL} 与最佳性能标准差值在 5~10% 范围内，称之为“一般误除霜 (B)”；当与最佳性能标准差值大于 10% 时，称之为“严重误除霜 (C)”。

3.2 机组设计选型指导

ASHP 机组制热容量的确定是机组设计选型中非常关键的一个环节。《实用供暖空调设计手册》中提到，冬季 ASHP 机组制热容量应根据室外空调计算温度和融霜频率进行修正，另外再考虑相对湿度的修正，最终按公式 11 计算机组名义制热量。

$$Q = \frac{Q_w}{k_1 k_2 k_3} \quad (11)$$

式中： Q 为机组名义制热量 (kW)； Q_w 为建筑设计热负荷 (kW)； k_1 为使用地区的冬季供暖室外计算干球温度修正系数； k_2 为使用地区的融霜修正系数 (0.8~0.9)； k_3 为使用地区的相对湿度修正系数 (0.74~1.0)。

而目前 ASHP 机组设计中存在的主要问题是无法准确衡量设计工况点下机组的性能损失程度。一方面，ASHP 机组生产厂家很少提供机组在不同冬季室外干球温度下的制热量变化曲线或数据图表；另一方面，修正系数设置不合理。由此导致在机组设计选型中，盲目扩大机组容量，使得机组配置不当的问题频繁出现，这不仅增加了设备成本，而且降低了机组的运行效率。

为避免机组匹配不当的问题，提高 ASHP 机组运行效率，应准确衡量 ASHP 机组实际运行工况下偏离设计工况点性能损失程度，并进行机组的合理选型。 ε_{NLmin} 模型可以用来预测 ASHP 机组在不同环境工况

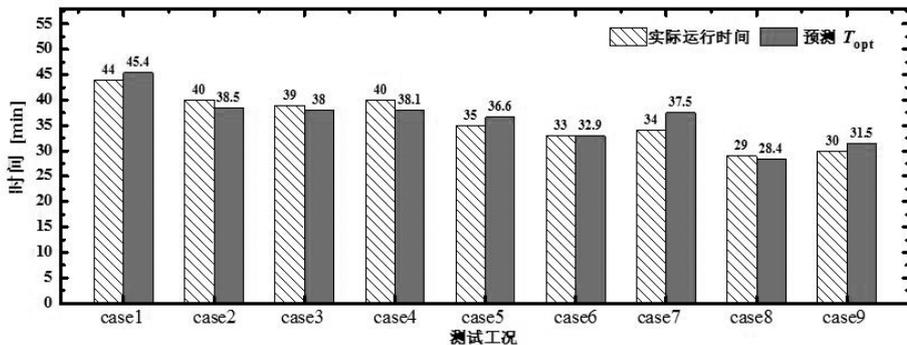


图 9 机组实际运行时间与模型预测对比

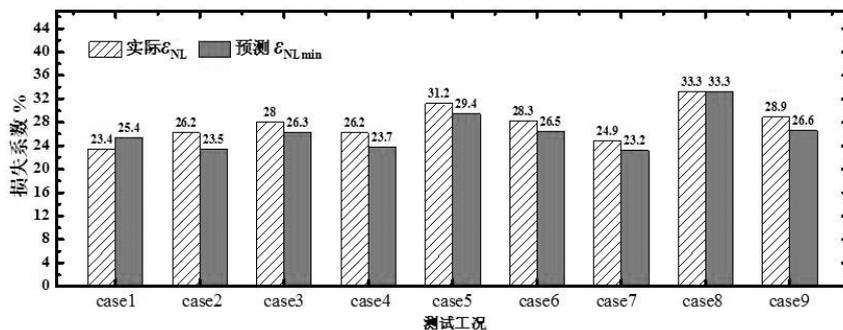


图 10 机组实际名义制热量损失系数与模型预测对比

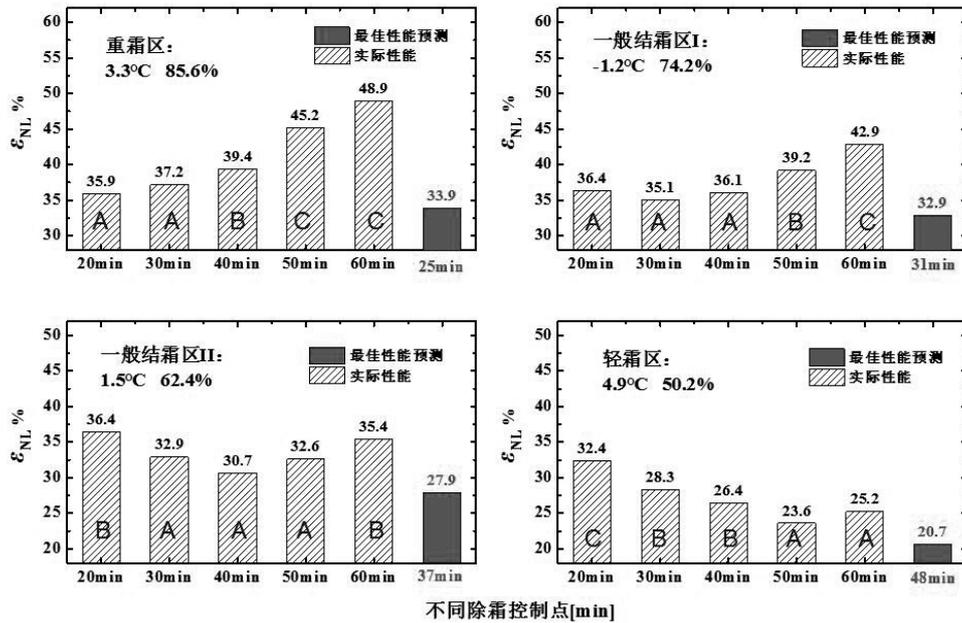


图 11 最佳机组性能标准与其他除霜控制点下机组实际性能对比

下相对名义工况的制热量损失系数，兼顾结除霜问题和低温问题，综合衡量机组实际工况下的运行性能，可为机组的设计选型提供一定的参考价值。

3.3 除霜策略开发

t_{opt} 模型可以预测不同环境工况下 ASHP 机组的最佳除霜时间，准确把握最佳除霜时机，有效避免常规除霜技术带来的“误除霜”事故，可提高除霜准确性、保证机组安全高效运行，使得机组性能损失最小，因此可以应用于 ASHP 机组最佳除霜控制策略的开发。

4 结论

本文结合前期研究的最佳除霜控制点数据，开发了最佳除霜控制点的计算模型，并结合 ASHP 机组最佳除霜控制点的现场实验测试数据验证了模型的准确性，最后分析了模型的应用前景。具体结论如下：

(1) 本文建立“最佳除霜控制点计算模型”主要包含“最佳除霜时间”模型以及“最小名义制热量损失系数”模型，上述模型的拟合优度分别是 0.83、0.88。

(2) 经过实验数据验证，上述模型的平均相对误差分别为 5.0% 和 6.7%，预测效果与机组实际运行表现十分接近，模型具有一定可靠性。

(3) 最佳除霜控制点计算模型可以预测 ASHP 机组实际运行中的最小性能损失程度，作为 ASHP 机组的最佳性能标准，可将霜策略的除霜效果分为三个等级，即合理除霜、一般误除霜和严重误除霜，

同时可以为机组设计选型和最佳除霜控制策略的制定提供一定的指导意义。

参考文献

- [1] Jiang Y, Dong J, Qu M, et al. A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2013,36(8):2278-2288.
- [2] Xu B, Han Q, Chen J, et al. Experimental investigation of frost and defrost performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems[J]. Applied Energy, 2013,103(1):180-188.
- [3] 罗超, 黄兴华, 陈江平. 翅片管蒸发器结霜过程动态性能的实验研究 [J]. 流体机械, 2008,36(2):5-9.
- [4] Rieberer R. Naturally circulating probes and collectors for ground-coupled heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2005,28(8):1308-1315.
- [5] Mader G, Palm B, Elmgaard B. A Comparative Cycle and Refrigerant Simulation Procedure Applied on Air-Water Heat Pumps, 2012.
- [6] 王蕊, 董祥旻, 何卫革. 一种多元非线性回归模型的建立方法及其应用 [J]. 中国考试, 2010(11):17-22.
- [7] 王勇, 阮奇. 多元非线性多项式智能拟合法及其应用研究 [J]. 计算机与应用化学, 2004,21(1):157-162.
- [8] 郎云雯, 段美英, 赵金燕, 等. 关于主成分回归分析程序的研究 [J]. 统计与决策, 2013(18):75-77.

空气源热泵最佳除霜控制点研究（四）

——最佳除霜控制策略的开发与应用

吴旭, 王伟, 孙育英, 白晓夏, 梁士民, 崔一鸣

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要]为实现空气源热泵机组准确高效控霜, 保证机组结除霜过程中制热性能最高, 本文针对北京地区空气源热泵现场测试系统, 开发了基于最佳除霜控制点的除霜策略(OPT), 通过现场测试, 验证了OPT除霜策略的准确性, 并分析相比于常规“温度-时间”(TT)除霜控制方法的优越性。研究结果显示, 在连续工况测试中, 采用OPT除霜控制策略使得机组名义制热量损失系数最低保持24.8%~38.4%、机组结除霜过程中制热性能最高; 相比于常规TT除霜策略, 可有效避免“误除霜”事故, 降低机组性能损失11.3%, 提高平均能效比27.8%, 保障了机组安全、高效运行, 是一种可靠的除霜控制方法。本文研究可为空气源热泵机组在不同地域中的应用提供重要技术保障。

[关键词]空气源热泵 最佳除霜策略 名义制热量损失系数 平均能效比

0 引言

前期研究得到了空气源热泵(Air Source Heat Pump, 以下简称ASHP)的最佳除霜控制点的计算模型, 该模型能够确定ASHP机组实际运行工况下的最佳除霜时间以及最小制热量损失系数。如何依据最佳除霜控制点的计算模型开发最佳除霜控制方法, 并应用于ASHP机组的实际控霜中是保证机组准确除霜、高效运行的关键问题。

目前, 种类繁多的除霜控制方法已日趋智能化、综合化, 主要分为“直接测量”和“间接测量”两大类除霜方法。例如, 新型基于“温度-湿度-时间”(THT)和基于“光-电转换”(TEPS)除霜控制方法^[1,2]不仅可以感知室外换热器表面霜层的存在, 并且能够实时监测霜层的生长情况, 当机组性能衰减到一定程度时, 机组启动除霜, 有效避免了“误除霜”事故^[3-6], 实现了机组稳定高效控霜。然而, 当机组性能衰减到何种程度时启动除霜, 国内外学者一般依据经验而定, 未考虑机组结霜过程和除霜过程中的综合热量损失情况。

因此, 为了保证机组在结除霜过程中的综合制热性能最高, 实现高效准确控霜, 本文以北京地区某办公楼的ASHP系统为测试对象, 基于课题组前期开发的“最佳除霜控制点计算模型”, 进行新型除霜控制策略(OPT)的开发, 通过现场实测, 验证OPT除霜控制策略的准确性, 并揭示其相比于常规“温度-时间”(TT)除霜控制方法的优势。

1 除霜控制策略开发

本文所提出基于最佳除霜控制点的除霜控制策

略是一种依靠室外环境温度、相对湿度、盘管温度以及压缩机运行时间来实现除霜的控制方法。以课题组前期开发的最佳除霜时间模型为基础, 依据“实时计算”、“累加平均”、“阈值保护”三种原则, 建立如图1所示的除霜控制逻辑。

1.1 实时计算

本文所提出的OPT除霜控制方法针对于分区域结霜谱图中的结霜区域^[7], 环境温度 T_a 和相对湿度RH应满足下列关系式:

$$RH \geq k_1 + k_2 T_a + k_3 T_a^2 \quad (1)$$

$$-15 \leq T_a \leq 6 \quad (2)$$

式中, k_1, k_2, k_3 为3个常系数。

基于所开发的最佳除霜时间模型, 根据数据系统实时采集的 T_a 和RH, 实时计算最佳除霜时间 $t_{df0}, t_{df1}, \dots, t_{dfi}$ 。例如, ASHP机组结束除霜后并恢复制热, 盘管温度 T_w 低于3°C时, 机组计时器 t_{ot} 开始计时, 此时的时刻记作初始时刻 t_0 , 此时采集到的温、湿度数据为 T_{a0} 和 RH_0 , 代入 t_{opt} 模型得到最佳除霜时间 t_{df0} 。由于本研究中空气源热泵系统中的运行数据以每6s的频率进行采集, 那么下一个最佳除霜时间计算时刻应为 $t_0 + 6s$, 记作 t_1 , 最佳除霜时间为 t_{df1} 。以此类推, 可以根据 t_{opt} 模型得到最佳除霜时间 t_{dfi} 。

1.2 累加平均

得到实时的最佳除霜时间后, 便可通过计算得到机组最终的除霜设定时间, 计算公式如下:

$$t_{set} = \frac{\sum_0^i t_{dfi}}{i} \quad (3)$$

[基金项目]国家自然科学基金优秀青年基金项目资助(51522801)“十三五”国家重点研发计划课题资助(2016YFC0700403)。

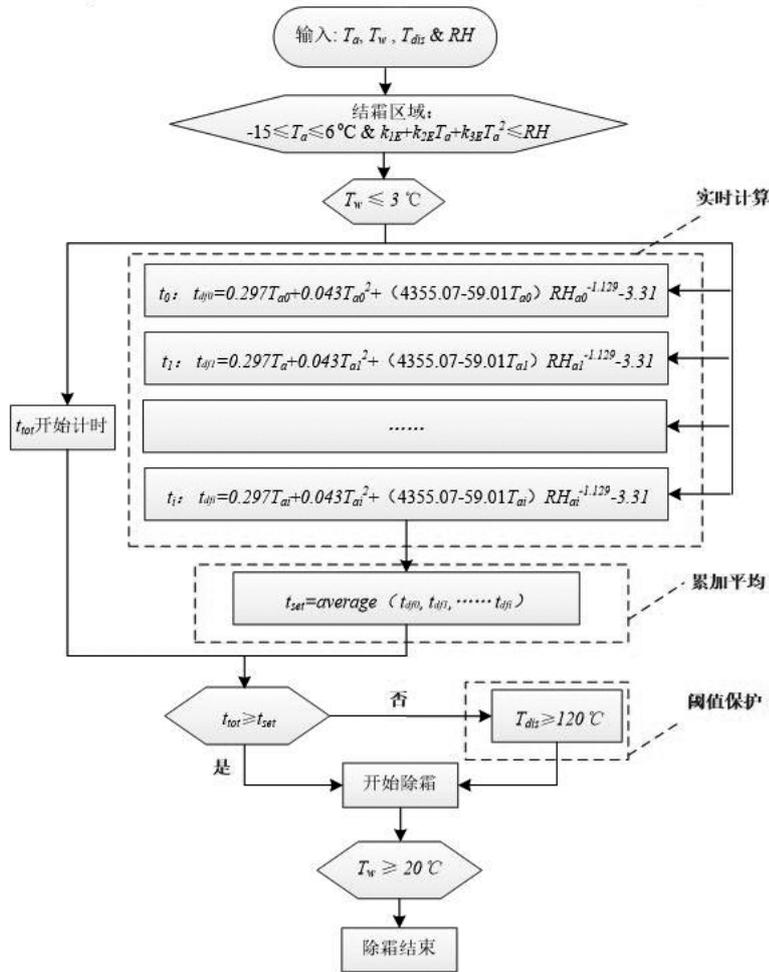


图 1 OPT 除霜控制逻辑图

式中， t_{set} 为除霜设定时间 (min)； t_{di} 为实时计算的最佳除霜时间 (min)。

当机组计时器 t_{tot} 不低于除霜设定时间 t_{set} 时，机组启动除霜，制冷剂反向运行，盘管温度 T_w 不断升高，直到不低于 20°C 时，机组终止除霜并进入制热模式。

1.3 阈值保护

本文提出的 OPT 除霜控制策略中机组除霜判定条件主要取决于计时器 t_{tot} 和除霜设定时间 t_{set} 的大小。当结霜工况稳定时， t_i 时刻对应的环境温度和湿度变化不大， t_{opt} 模型预测的实时最佳除霜时间以及除霜设定值 t_{set} 亦基本稳定， t_{tot} 不低于 t_{set} 时，机组启动除霜。然而当结霜工况不稳定时，如图 2 所示，除霜设定值 t_{set} 也将发生变化，当环境湿度升高而引起结霜速率 v 增大时，除霜设定时间 t_{set} 将会减小， t_{tot} 不低于 t_{set} 时，机组启动除霜；而当结霜速率 v 减小时，除霜设定时间 t_{set} 将会增大，若 v 持续减小，将会使得 t_{set} 持续高于 t_{tot} ，机组将不能及时除霜，极

易导致“有霜不除”的“误除霜”现象，严重影响机组运行性能，严重时会给机组压缩机造成损坏，因此为避免此种现象出现，保障压缩机安全运行，本文在 OPT 除霜控制策略中设定压缩机排气温度的“阈值保护”环节，其控制逻辑为： t_{set} 持续高于 t_{tot} 且排气温度 $t_{dis} \geq 120^\circ\text{C}$ 时，机组启动除霜。

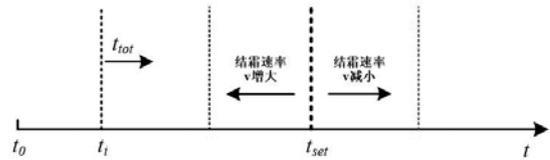


图 2 环境工况对除霜设定时间影响

2 现场测试案例

2.1 测试系统

现场测试在北京地区某办公楼建筑进行，该建筑供热面积为 185m^2 ，热源为 1 台商用的空气源热泵机组。机组额定供热能力为 14kW ，额定功率为 4.45kW ，制冷剂为 R22。

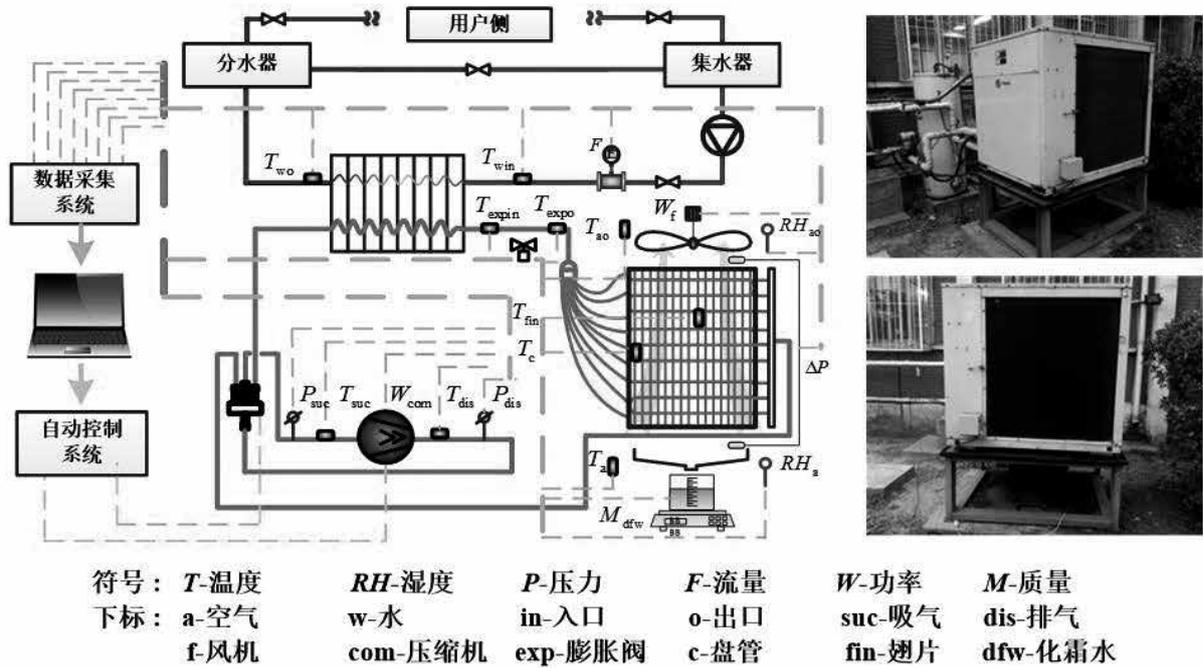


图3 现场测试系统原理图

测试系统如图3所示，该系统实现了比较完善的全自动监控，空气源热泵采用PLC控制，取代原厂控制器，运行数据由上位机的数据采集系统实时记录。主要测试设备和参数如下：

(1) 空气侧测试参数

温湿度传感器2个（测量精度：温度 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ ，湿度 $\pm 3.5\%$ ），安装于机组室外换热器两侧，分别监测室外环境温度、相对湿度以及空气经过蒸发器后的温度、相对湿度变化情况；压力传感器1个（测试精度： $\pm 3\text{Pa}$ ），两个传感器探头分别位于机组室外换热器两侧，监测空气进出口压差变化情况。

(2) 水侧测试参数

PT1000温度传感器2个（测量精度： $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ ），安装于机组的回水管与供水管上，用于监测系统的供、回水温度。电磁流量传感器1个（测量精度： $\pm 0.5\%$ ），安装在机组的回水管道上，用于监测系统的循环水流量。

(3) 制冷剂侧测试参数

PT1000温度传感器12个（测量精度： $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ ），安装于压缩机吸、排气管路，热力膨胀阀进、出管路，室外换热器盘管及翅片上，用于监测压缩机吸排气温度、热力膨胀阀进出口温度、盘管温度、翅片温度变化情况。压力传感器4个（测量精度： $\pm 4\%$ ），安装于压缩机吸、排气管路，用

于监测压缩机吸、排气压力的变化情况。

(4) 其它测试参数

数码摄像机1台（像素：14Megapixels），记录室外换热器表面的霜层动态生长情况。电子秤1台（测量精度： $\pm 0.1\text{g}$ ），测量化霜水的质量。功率传感器1台（测量精度： $\pm 0.5\%$ ），监测ASHP机组压缩机输入功率和风扇输入功率。

2.2 测试工况

(1) OPT连续工况验证

为验证OPT除霜控制策略的准确性和可靠性，本研究在北京地区进行了长达6个小时的现场测试。测试期间环境工况变化情况如图4所示，由图可知，在前3小时的测试中，环境工况比较稳定，相对湿度变化范围68.6%~84.6%，平均值为80.5%；环境温度变化范围2.1~6.3 $^{\circ}\text{C}$ ，平均值为3.3 $^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 对比测试工况

常规TT除霜策略与OPT除霜策略的测试工况如图5所示。由图可知，两种测试工况均为近似稳定工况，常规TT除霜策略的测试工况下的环境温度3.3 $^{\circ}\text{C}$ ~3.8 $^{\circ}\text{C}$ ，平均值为3.4 $^{\circ}\text{C}$ ；相对湿度变化范围81.8%~84.4%，平均值为82.8%。OPT除霜策略的测试工况下的环境温度2.7 $^{\circ}\text{C}$ ~3.2 $^{\circ}\text{C}$ ，平均值为3.1 $^{\circ}\text{C}$ ；相对湿度变化范围81.6%~85.7%，平均值为84.2%。

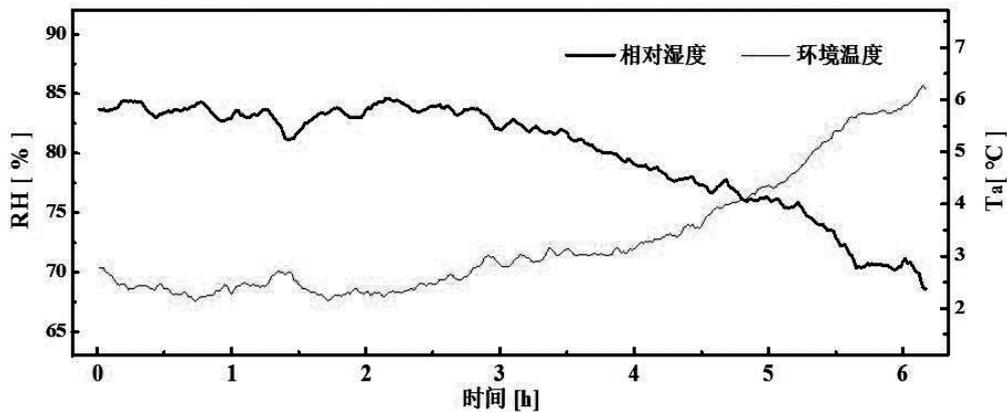


图4 环境温度和相对湿度

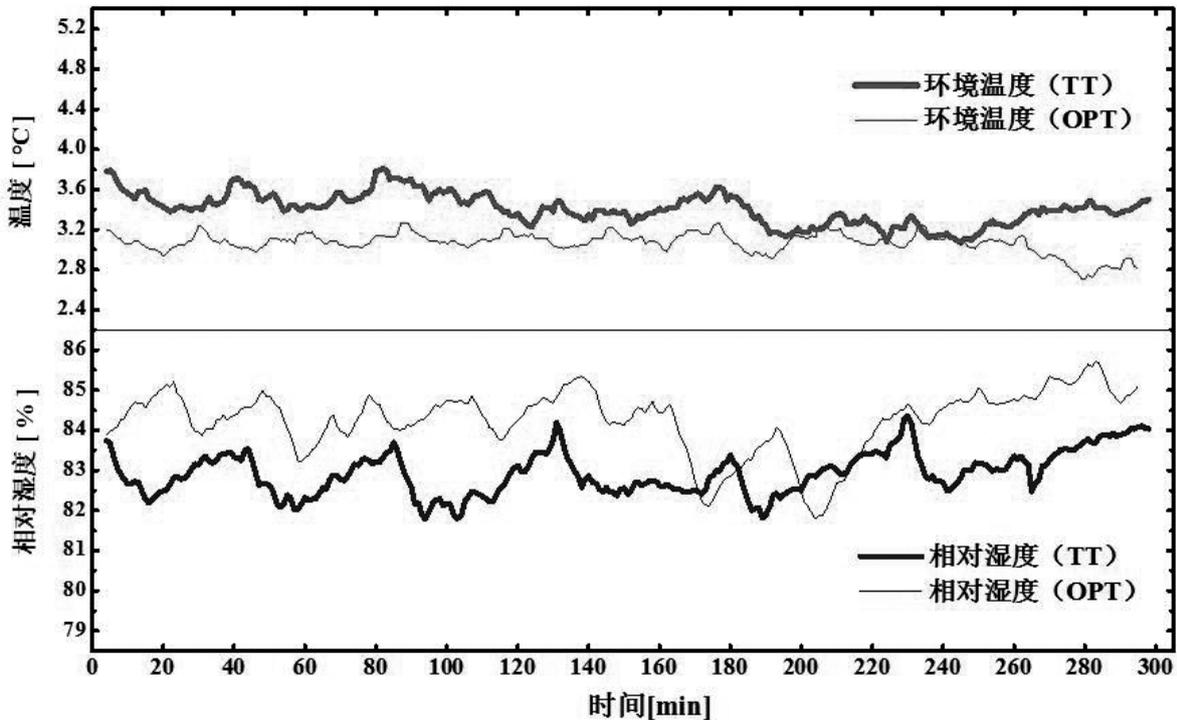


图5 两种除霜策略的测试工况

3 实验结果与分析

3.1 新型除霜策略验证结果分析

基于 OPT 除霜控制策略, 连续测试工况中机组除霜设定时间如图 6 所示。由图可知, 前 7 个结除霜过程处于比较稳定的环境工况, 基本维持在 25min 左右; 而随着环境工况的变化, 结霜速率逐渐减小, 总体呈现不断增加的趋势。

测试期间机组运行性能如图 7 所示。由图可知, 随着结霜的进行, 空气侧风压差增加了 3.3Pa~7.7Pa, 风压差可以间接反映室外换热器表面结霜程度, 由风压差变化规律可知, 随着环境工况的变化, 机组

结霜程度逐渐降低。压缩机排气温度增高 29~39°C, 吸气温度降低 10~14°C, 在前 11 个结霜过程中, 排气温度始终未超过 120°C, 在最后一次结除霜过程中, 由于环境工况变化较快, 机组持续运行导致排气温度不断升高, OPT 除霜控制策略及时启动了“阈值保护”, 使得机组启动除霜, 保证了机组安全运行。机组供热期间, 供水温度基本稳定在 39.2°C 左右, 平均供回水温差为 2.4°C。在测试后期, 由于环境温度提高, 机组制热性能提高, 房间负荷降低, 使得水温不断提高。

测试期间机组供热性能如图 8 所示。由图可知,

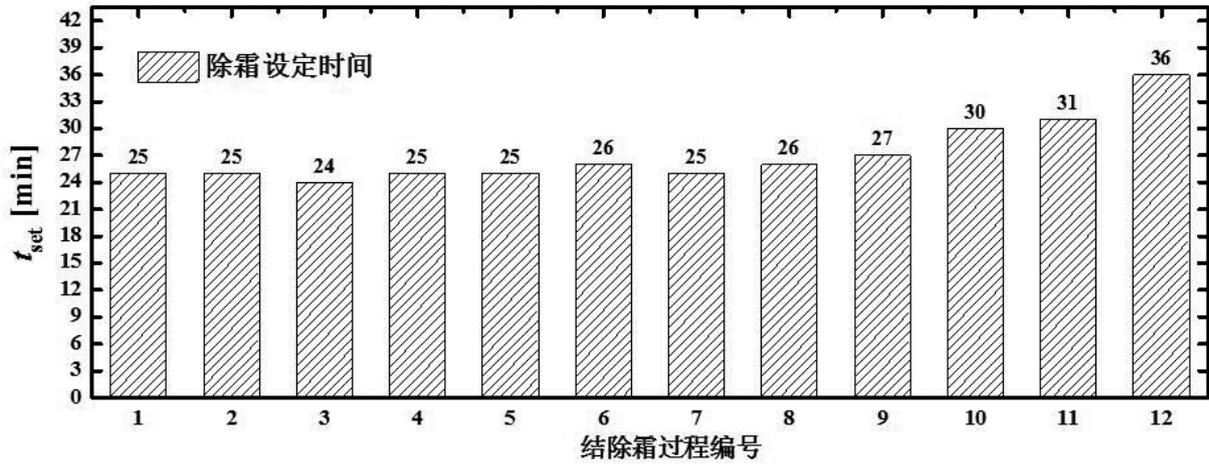


图 6 最佳除霜时间预测

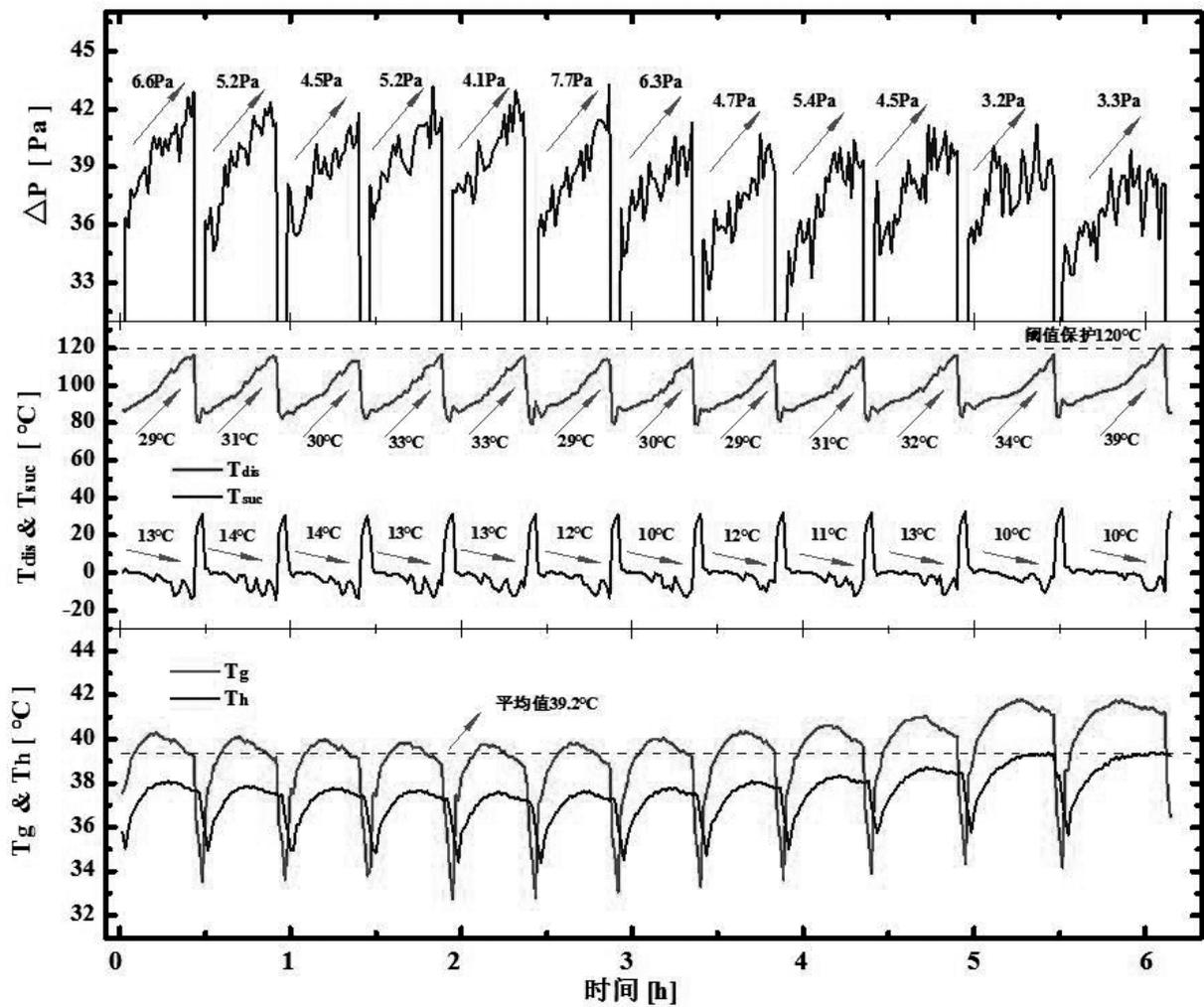


图 7 机组运行性能

机组在运行期间，制热量衰减了 32~44%，COP 衰减 32~43%，采用 OPT 除霜控制策略使得机组供热性能衰减程度属于比较合理的范围，有效避免了“误除霜”事故，保证了机组安全高效运行。

测试期间机组室外换热器表面结霜情况如图 9 所示。由图可知，机组在运行期间，换热器表面霜

层覆盖程度非常接近，由于测试期间伴有小雨天气，导致化霜水的采集过程存在误差，但仍可以定性反映出机组结霜程度。测试后期由于环境温度提高、相对湿度降低，机组结霜程度相对减弱。以上现象可以说明 OPT 除霜控制策略可以实现比较稳定除霜控制。

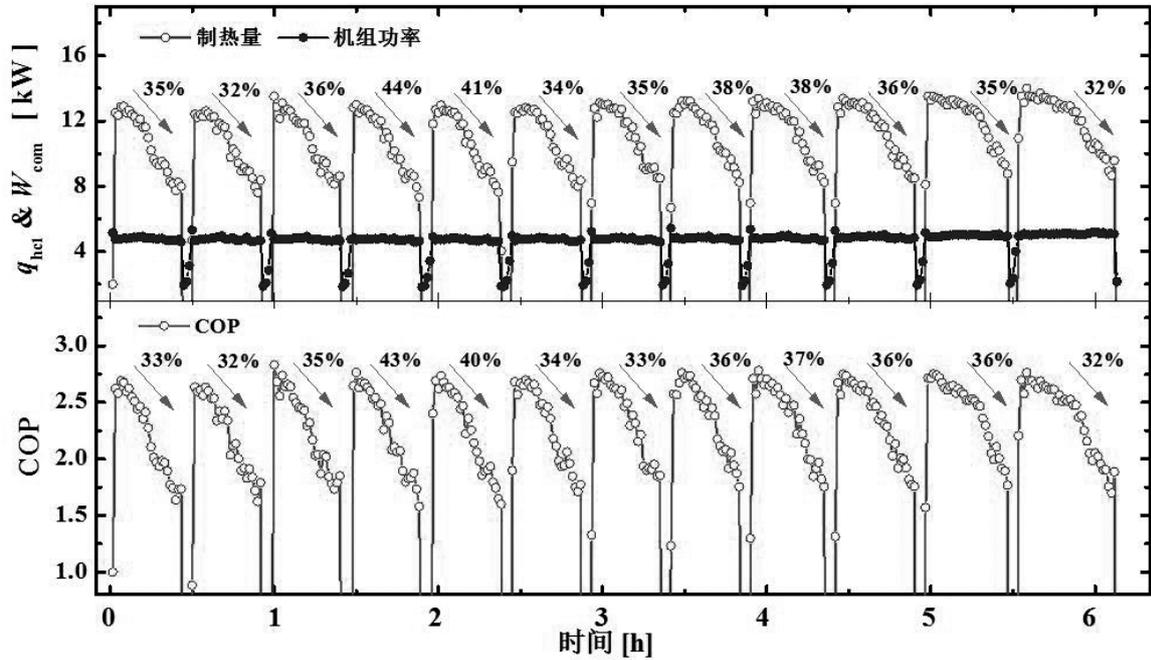


图 8 机组供热性能

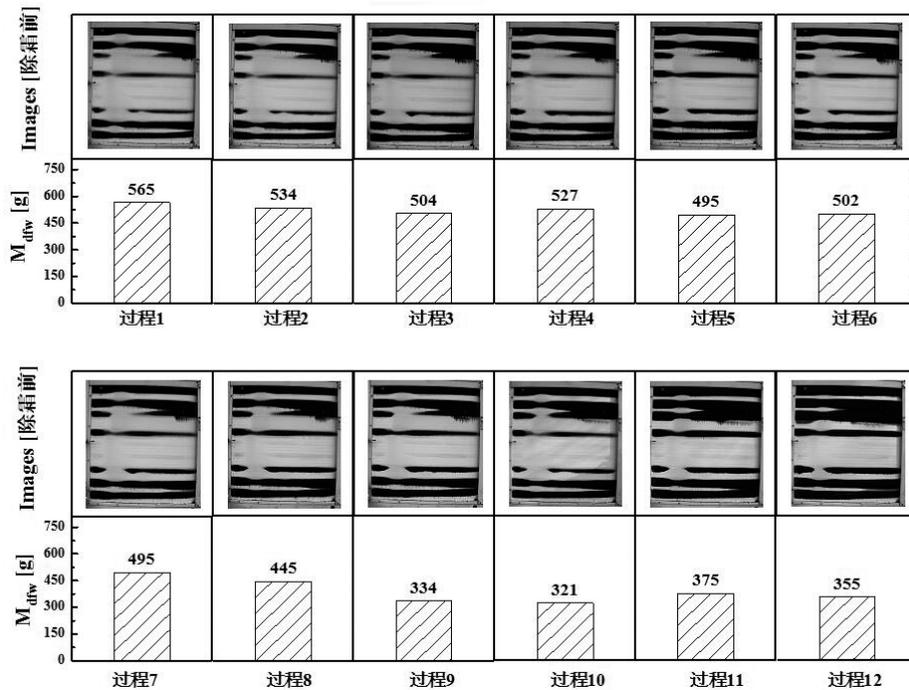


图 9 室外换热器表面结霜情况

机组实际名义制热量损失系数与前期开发的 ASHP 机组最佳制热性能模型预测情况如图 10 所示。由图可知，采用 OPT 除霜控制策略，机组实际名义制热量损失系数变化范围为 24.8%~38.4%，与模型预测差值范围是 0.7%~4.1%，平均相对误差为 6.2%。

3.2 与常规 TT 除霜策略对比结果分析

常规 TT 除霜策略中采用 45min 作为除霜控制点，OPT 除霜策略则根据本身除霜控制逻辑，实时调整机组结霜运行时间，实测中的除霜控制点变化范围是 25~28min。在长达 5 小时的测试过程中，采用常规 TT 除霜策略的机组共发生了 6 次结除霜过程，而采用 OPT 除霜策略的机组共计发生了 10 次

结除霜过程。

两种除霜策略的机组表面结霜情况如图 11 所示。两种除霜策略的除霜控制点不同，导致机组室外侧换热器表面的结霜程度有所不同。由图可知，常规 TT 除霜策略的机组室外侧换热器表面几乎长满霜层，6 次结除霜过程的化霜水质量 0.96~1.23kg，最高达到 1.23kg；OPT 除霜策略的机组室外侧换热器表面霜层覆盖率大概为 70% 左右，每次的结霜程度比较一致，化霜水质量为 0.51~0.57kg，平均值为 0.54kg。由此可以看出，TT 除霜策略导致机组结霜比较严重，而 OPT 除霜策略在机组的霜层生长到一定程度时，便启动除霜。

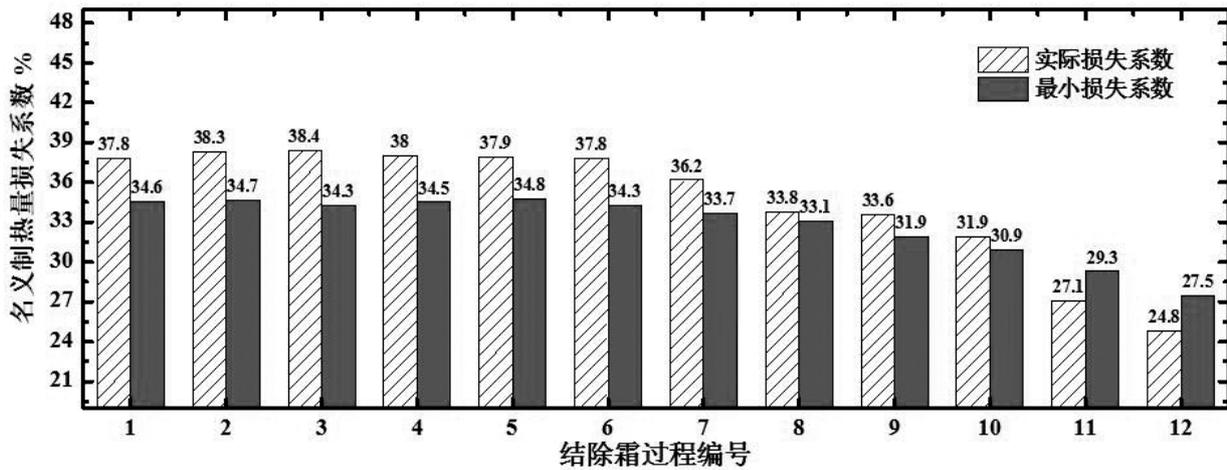


图 10 名义制热量损失系数与模型预测对比

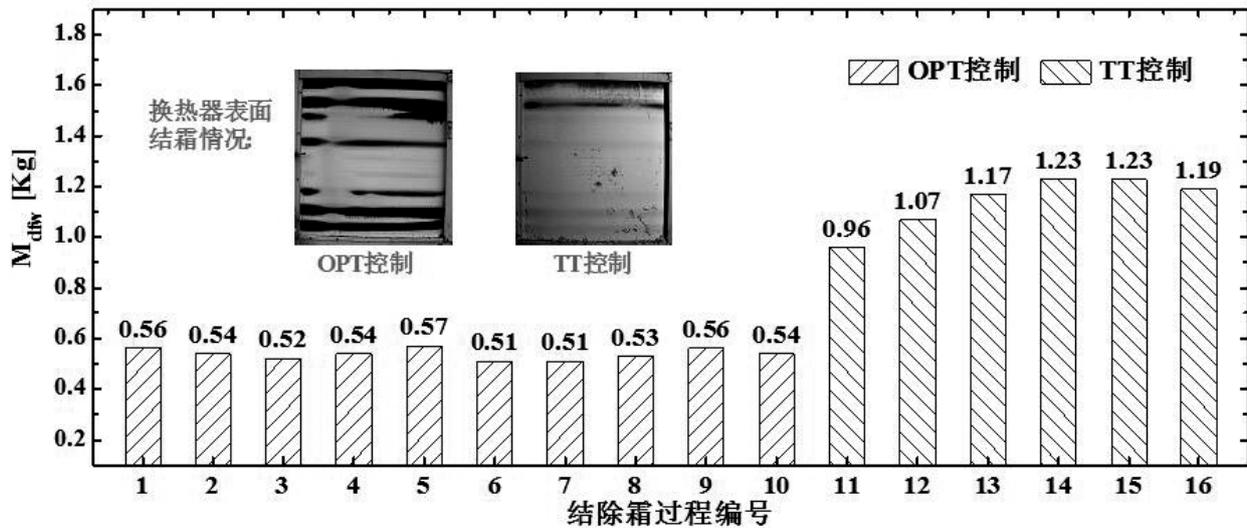


图 11 两种除霜策略下机组结霜情况

两种除霜策略下机组的运行表现情况如图 12 所示。由图可知，不同的除霜控制点使得机组压缩机运行表现、制热量以及 COP 表现存在很大差异。首先来看机组压缩机表现情况，常规 TT 除霜策略使得压缩机排气温度持续增高，每个结除霜过程中排气温度均超过危险阈值 120°C ，最高达到 133°C ，压缩机吸气温度不断降低，最低降低至 -23°C 。而机组排气温度过高，长期运行会减少压缩机寿命，严重时损坏压缩机。采用 OPT 除霜策略的机组在测试期间，压缩机的排气温度最高达到 117°C ，始终低于危险阈值 120°C ，压缩机吸气温度最低为 -14°C 。由此可见，OPT 除霜策略可以使得机组及时除霜，保障机组安全运行。

从机组制热量和 COP 来看，常规 TT 除霜策略使得机组制热量不断降低，结霜运行期间机组平均制热量 8.26kW ，除霜前制热量衰减率最高达到 60% ，结霜运行期间 COP 平均值为 1.83 ，结霜前 COP 衰减率最高达到 58% ，机组运行性能劣化严重，供热性能以及运行效率水平较低。采用 OPT 除霜策

略的机组在测试期间，结霜运行期间机组平均制热量 11.3kW ，结霜前制热量衰减率最高为 40% ，结霜运行期间 COP 平均值为 2.48 ，COP 衰减率最高为 36% 。由此可见，OPT 除霜策略可以保证机组避免“有霜不除”的“误除霜”事故，保证机组高效运行。

两种除霜策略的性能评价情况如图 13 所示。由图可知，常规 TT 除霜策略使得机组结除霜控制过程的名义制热量损失系数高达 $48.5\%\sim 53.0\%$ ，平均能效比仅为 $1.56\sim 1.62$ ，而采用 OPT 除霜控制策略使得机组结除霜控制过程的名义制热量损失系数为 $34.7\%\sim 39.5\%$ ，平均能效比为 $1.92\sim 2.04$ 。相比于常规 TT 除霜策略，OPT 除霜策略降低 ASHP 机组平均性能损失 11.3% ，提高平均能效比 27.8% 。

综上所述，相比于常规 TT 除霜策略，OPT 除霜策略虽然使得机组在同一段时间内的除霜次数增多，但可以保障压缩机安全运行，有效降低机组性能损失，大幅提高机组运行效率，是一种保障机组高效除霜、安全运行的可靠除霜方法。

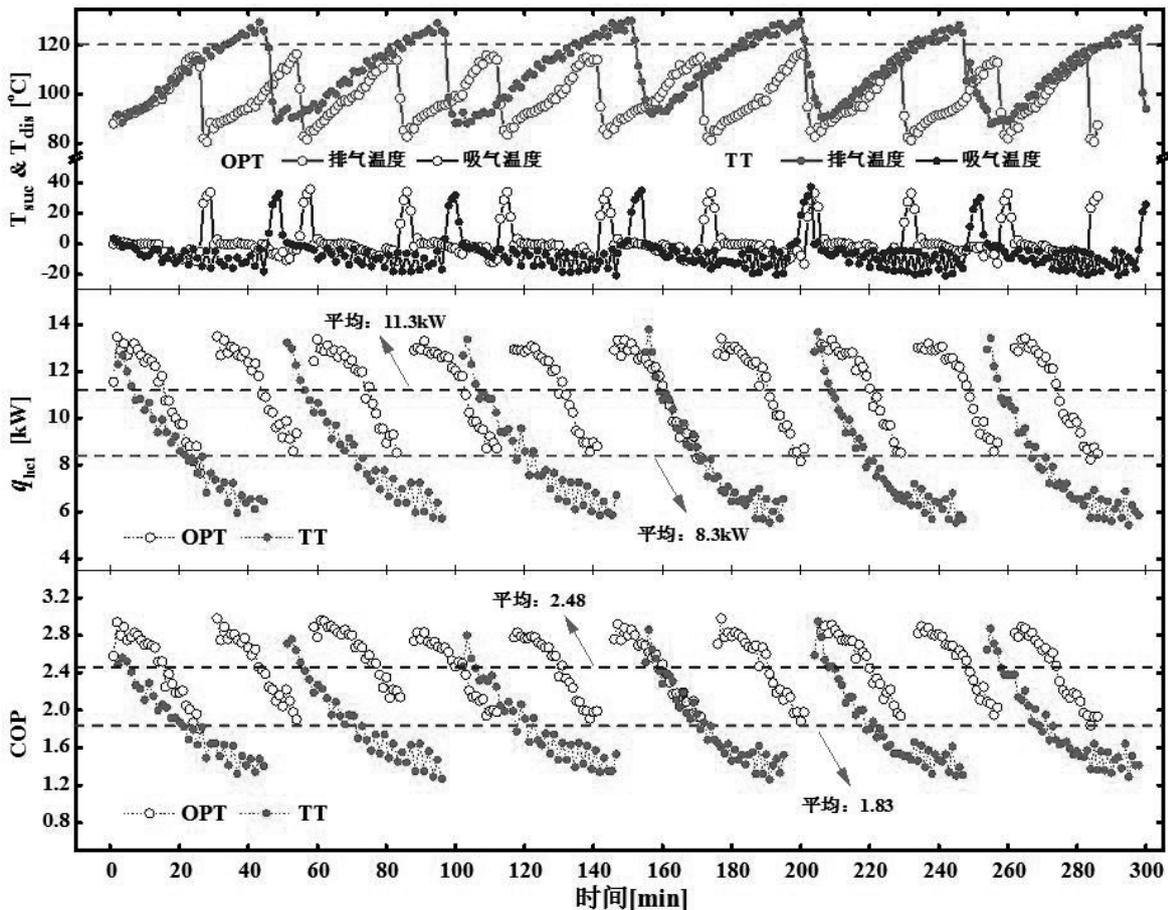
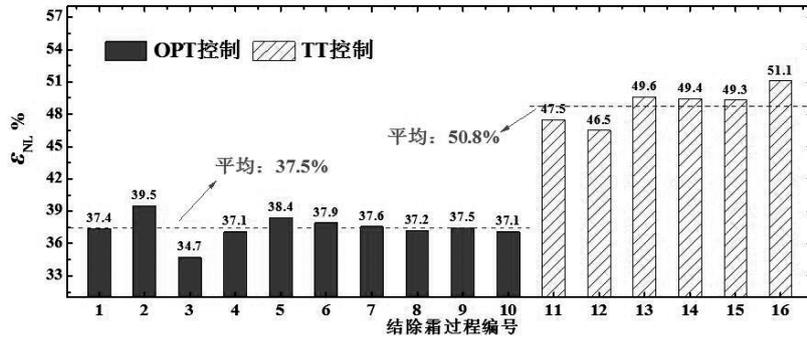
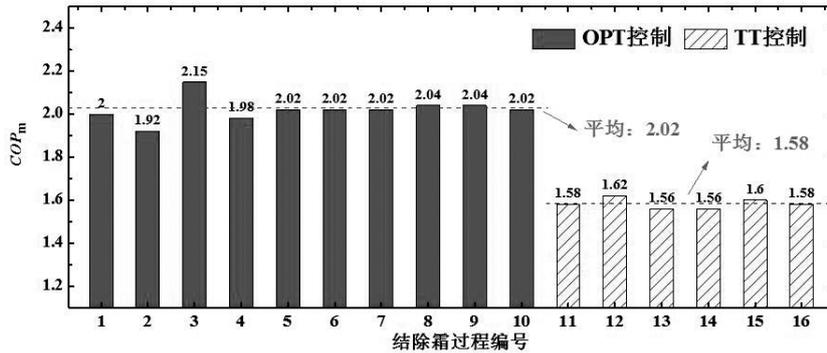


图 12 两种除霜策略下机组运行表现



(a) 名义制热量损失系数对比



(b) 机组对比

图 13 两种除霜策略的性能评价

4 结论

本文基于最佳除霜控制点，开发了最佳除霜控制策略（OPT），通过 ASHP 机组现场测试系统，验证了 OPT 除霜控制策略的准确性和可靠性，并与常规 TT 除霜控制策略进行了实验对比分析。具体如下：

(1) 针对分区域结霜图谱中的结霜区域，依据最佳除霜控制点计算公式，遵循“实时计算”、“累加平均”和“阈值保护”三个原则，开发了基于最佳除霜控制点的除霜控制策略。

(2) 在现场测试中，采用 OPT 除霜控制策略，机组除霜设定时间根据环境工况实时调整，使得名义制热量损失系数最低保持 24.8%~38.4%；相比于常规 TT 除霜策略，有效降低性能损失 11.3%，提高平均能效比 27.8%，保障了机组安全高效运行，可为 ASHP 在不同地域中的应用提供重要技术保障。

(3) 前期研究中的机组最小性能损失模型，可对常见“误除霜”事故进行定义和分级；同时可以衡量 ASHP 在实际运行工况下相对于名义工况的制热性能损失程度，为机组设计选型工作中机组容量的确定提供参考价值。

参考文献

[1] Zhu J, Sun Y, Wang W, et al. A novel Temperature-

Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 54:45-54.

[2] Ge Y J, Sun Y Y, Wang W, et al. Field test study of a novel defrosting control method for air-source heat pumps by applying tube encircled photoelectric sensors [J]. International Journal of Refrigeration, 2015(66): 133-144.

[3] 韩志涛, 姚杨, 马最良, 等. 空气源热泵误除霜特性的实验研究 [J]. 暖通空调, 2006, 36(2):15-19.

[4] W. Wang, J. Xiao, Q.C. Guo, et al. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena[J]. Applied Energy, 2011, 12(88):4470-4480.

[5] 王伟, 李林涛, 盖轶静, 等. 空气源热泵“误除霜”事故简析 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(3):64-71.

[6] 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.

[7] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.

空气源热泵设计选型问题初探

崔一鸣, 王伟, 孙育英, 刘景东, 吴旭, 白晓夏, 梁士民

(北京工业大学建筑工程学院绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室, 北京 100022)

[摘要] 本文针对空气源热泵设计选型不当带来的问题, 介绍了机组容量的计算、平衡点温度的选取、冬夏两用机组容量的选择等空气源热泵设计选型方法, 指出了现有设计选型方法存在的问题与不足, 并结合实际工程案例, 揭示了空气源热泵设计选型不当问题及其影响。同时, 本文在最后还针对现有设计选型方法存在的问题提出了准确计算机组容量、合理选取平衡点温度、提升机组部分负荷运行性能的设计选型改进措施。

[关键词] 空气源热泵; 设计选型; 容量计算; 平衡点温度; 改进措施

0 引言

空气源热泵 (ASHP) 作为国际公认的高效节能技术, 已在全球范围内广泛应用, 欧盟各国、日本和我国相继将其列入可再生能源技术范畴^[1], 美国能源部也将 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]。从 20 世纪 90 年代开始, ASHP 技术在我国被广泛应用于寒冷和夏热冬冷(暖)地区, 目前该技术又在我国京津冀地区“煤改电”项目中大规模应用^[3,4]。可见, ASHP 具有广阔的应用空间和价值。

为推动 ASHP 技术的高效益应用和规模化发展, 国内外研究致力于提升其名义性能与实际运行性能, 并已取得显著成效。国家推行《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》^[5], 将其市场准入的名义性能系数由 2.3 提高到 2.9。同时, 国内学者也针对 ASHP 实际运行中的关键问题进行研究, 并给出应对策略^[6]。然而, 在 ASHP 的实际应用中, 还普遍存在着 ASHP 设计选型不当问题, 导致机组容量与建筑负荷不匹配, 严重影响其实际运行性能, 致使能耗显著增加^[7], 严重制约了 ASHP 的应用与发展。因此, 为保证 ASHP 的高效利用, 其设计选型问题不容忽视。

本文介绍了现有的 ASHP 设计选型方法, 指出了现有方法存在的问题与不足, 并结合实际工程案例, 揭示了 ASHP 设计选型不当问题及其影响, 并在最后针对问题提出了 ASHP 设计选型改进措施。

1 空气源热泵典型设计选型方法

1.1 机组容量的计算

ASHP 机组制热容量的计算是机组设计选型中非常关键的一个环节。机组冬季实际制热量受环境

温度和结除霜问题影响而低于名义工况制热量, 如图 1 所示。

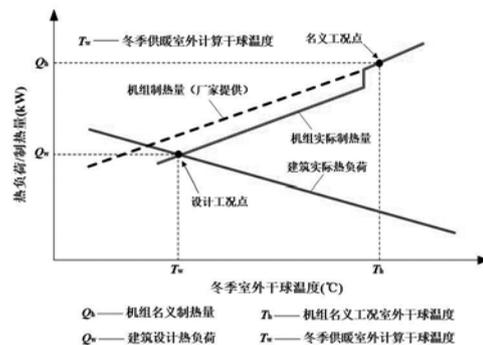


图 1 建筑热负荷与机组制热量的变化曲线

因此, 机组实际制热容量的计算应考虑室外环境温度与结除霜问题的影响。《实用供热空调设计手册》^[8]中提到, 冬季 ASHP 机组制热容量应根据室外空调计算温度、融霜频率以及室外空气相对湿度进行修正:

$$Q = qK_1K_2K_3 \quad (1)$$

式中: Q 为机组的实际制热量; q 为机组的名义制热量; K_1 为室外空调计算温度的修正系数, 按产品样本选取; K_2 为机组融霜修正系数, 每小时融霜一次取 0.9, 两次取 0.8; K_3 为室外空气相对湿度修正系数。

此方法给 ASHP 机组制热容量的计算提供了明确的指导, 但还存在着如下不足: (1) 此方法没有给出具体的室外温度修正系数值, 如果生产厂家也不提供机组在不同冬季室外空气温度下的制热量变化曲线或数据, 就会造成无法计算机组低温损失的问题。(2) 机组融霜损失与结霜速率、融霜次数、除霜控制方法等因素有关, 结霜速率又与环境温湿

[基金项目] 国家自然科学基金优秀青年基金项目资助(编号: 51522801); “十三五”国家重点研发计划课题资助(编号: 2016YFC0700403)。

度相关，而此方法中融霜损失修正系数值只根据每小时融霜次数选取，并没有考虑其它影响因素，这显然是不够科学的。(3) 机组的结霜程度是由室外空气温度与室外空气相对湿度耦合影响的^[9]，而此方法仅以室外空气相对湿度修正系数对机组结霜损失进行修正，没有考虑室外空气温度对结霜的影响，会造成机组结霜损失计算的不准确。

1.2 平衡点温度的选取

平衡点温度对于 ASHP 的运行经济性影响很大。如图 2 所示，平衡点温度选的低，则要求配置的热泵容量就大，辅助热源容量就小，当平衡点温度等于冬季室外设计温度时，如图 2 中平衡点 1 所示，则不需配置辅助热源，机组容量太大不仅会造成初投资变大，还会使机组长时间在部分负荷下运行，使机组效率降低。平衡点温度选的高，图 2 中平衡点 2，则配置的热泵容量就小，辅助热源容量就大，但辅助热源容量太大会降低整个供暖系统的运行效率，致使耗电量增加。因此如何选取平衡点温度最经济合理是 ASHP 设计选型需要解决的问题。

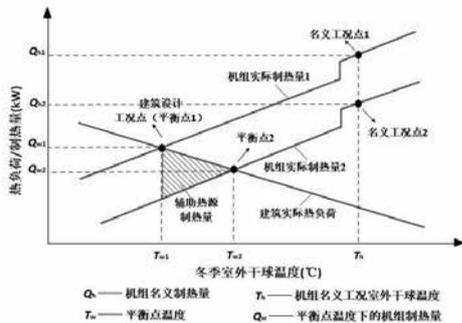


图 2 不同平衡点温度对机组容量及辅助热源容量的影响
为解决平衡点选取的经济合理性问题，《热泵》^[10] 中通过供热季节性能系数 (HSPF) 来评价热泵在整个供暖季的运行经济性，针对某一型号机组给出了我国七个不同的采暖区的 HSPF 与供热负荷系数 (HDLF) 的关系，如图 3 所示。由图可见，当供热负荷系数为 0.5~1.5 之间时，热泵存在一个最佳 HSPF，可根据此最佳 HSPF 选定相应的供热负荷系数，再由式 (3) 确定机组容量，之后可根据机组性能推算平衡点温度。由此选定平衡点，热泵在整个供热季的运行经济性最佳。

由式 (2) 得，HSPF 与机组在供热季的整体运行性能有关。而机组整体运行性能不仅受温度分布频率的影响，还受相对湿度分布频率的影响，这是由于相对湿度分布频率会影响机组结霜情况。而此方法并没有考虑相对湿度分布频率对 HSPF 的影响，因此在此方面还需进一步优化。

$$\text{供热季季节性能系数 HSPF} = \frac{\text{整个供热季热泵供热热量} + \text{整个供热季辅助热源供热热量}}{\text{整个供热季热泵耗电量} + \text{整个供热季辅助热源耗电量}} \quad (2)$$

$$\text{供热负荷系数 HDLF} = \frac{\text{供热设计负荷}}{\text{热泵额定供热量}} \quad (3)$$

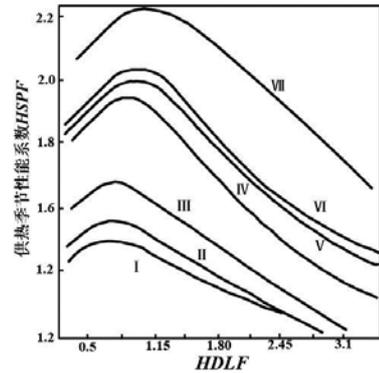


图 3 各地区 HSPF 随供热负荷系数的变化

此外，还有学者从获得最少初投资和运行费用角度出发，提出最佳经济平衡点^[11]的概念，并给出了不同地区的最佳经济平衡点温度，设计选型时可根据所在地区直接选定平衡点温度。但最佳经济平衡点温度受能源价格、机组及辅助热源价格的影响较大，所以此种方法对不同工程的适用性较差。

1.3 冬夏两用机组的容量选择

ASHP 机组可兼顾制冷与制热。当机组用于冬夏两季时，其容量的选择有两种方法：先根据冬季热负荷选择机组容量，再根据夏季冷负荷进行校核；或先根据夏季冷负荷选择机组容量，再根据冬季热负荷进行校核。如图 4 所示，在按冬季热负荷选择机组容量时，机组在夏季室外计算温度 T_s 下的制冷量比建筑冷负荷大 ΔQ_c 。由此可见，按热负荷/冷负荷选择机组容量，机组在另一个季节的制冷/热量都会与对应的建筑负荷产生偏差，如果这种偏差过大，就会对机组运行性能与应用效果带来不利影响。因此，按冬季热负荷还是夏季冷负荷选择机组容量也是 ASHP 设计选型中不可忽视的问题。

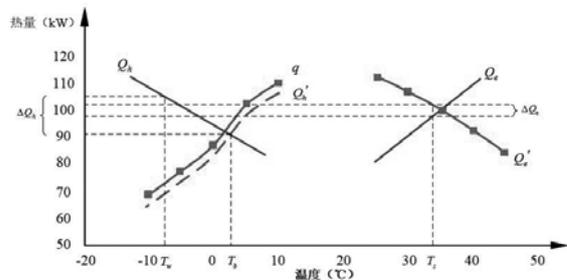


图 4 冬夏两用 ASHP 机组选型示意图

有学者针对冬夏两用机组的容量选择问题提出比负荷系数法^[12]，此方法利用比负荷系数 CORL 作为依据，根据其取值范围在工程设计中选择热泵机组和辅助冷热源。当 $1 < CORL < 1.1$ 时，应按夏季冷负荷来选用机组；当 $CORL > 1.1$ 或 $0.9 < CORL < 1$ 时，应按冬季热负荷来选用机组；当 $0.5 < CORL < 0.9$ 时，应按平衡点温度选用机组。

$$CORL = \frac{Q_c \times q_H}{Q_H \times q_c} \quad (4)$$

式中： Q_c 为建筑夏季空调冷负荷； Q_H 为建筑冬季空调热负荷； q_c 为空调室外计算温度下的单台热泵机组的制冷量； q_H 为空调室外计算温度下的单台热泵机组的制热量。

比负荷系数法为解决冬夏两用机组的容量选择问题提供了参考，说明了冬夏两用的 ASHP 机组应按冬季热负荷还是夏季冷负荷进行选型，但应用此方法进行设计选型时必须先确定机组型号，因此局限性较大。

1.4 实际工程中采用的设计选型方法

在 ASHP 实际工程的设计中，设计人员为简有效选择 ASHP 机组并保证其制热能力实时满足建筑负荷需求，通常采用 ASHP 名义工况下建筑负荷与机组名义制热量的对应关系，设计选择机组容量。以我国寒冷地区选择低环境温度 ASHP 机组的方法为例，如图 5 所示。该方法基于低温 -12°C 时建筑的热负荷，来选择低温名义制热量与建筑负荷相同的机组。

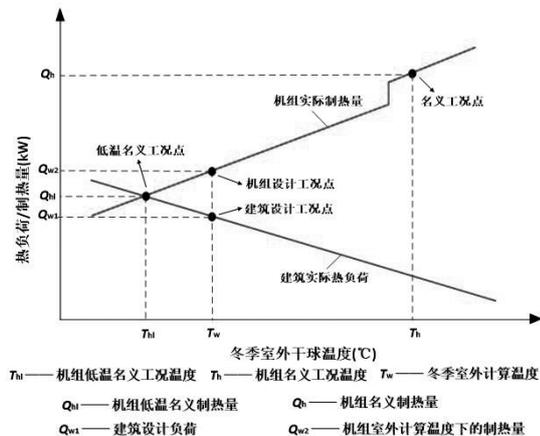


图 5 工程实际中 ASHP 机组选型示意图

由图可见，在冬季空调室外计算温度高于 -12°C 的地区，当按此方法对 ASHP 进行设计选型时，在设计工况点上会造成机组制热量大于建筑负荷的情况，按此选取 ASHP 机组势必会造成设计选型超配的问题。

2 空气源热泵设计选型的实际典型案例分析

2.1 工程概况

本工程位于北京市密云区，建筑为一层平房，建筑面积为 88.7m^2 ，实际采暖面积为 72.3m^2 ，层高 3.5m ，外墙厚度为 240mm ，外墙未做保温，窗户均为双层玻璃。经计算该建筑冬季设计热负荷为 4.55kW ，热指标为 $62.9\text{W}/\text{m}^2$ 。

本工程供暖系统冷源采用低环境温度空气源热泵，末端采用地板采暖辐射管。热泵为直流变频机组，采用转子式压缩机，以 R410 作为制冷剂，额定制热量/功率为 $10770\text{W}/4990\text{W}$ （干球 -12°C /湿球 -14°C ），制热量/功率范围 $3800\sim 11800\text{W}/2400\sim 5600\text{W}$ ，额定/最高出水温度为 $41^\circ\text{C}/55^\circ\text{C}$ 。供暖系统原理图如图 6 所示。

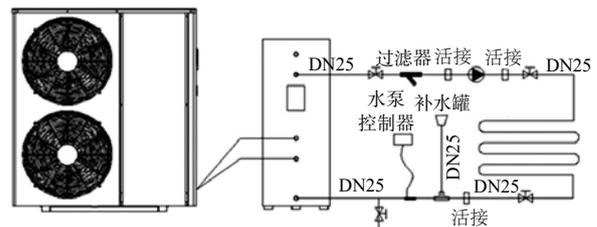


图 6 空气源热泵系统原理图

本 ASHP 在设计选型时根据室外温度 -12°C 时的建筑负荷选择 ASHP 机组容量，因此本工程存在 ASHP 设计选型超配问题。

2.2 测试系统

测试系统原理如图 7 所示，主要针对 ASHP 机组的空气侧、制冷剂侧、水侧的运行参数进行测量，同时实时监测机组能耗、室外换热器结霜情况，各参数的采集周期为 1min 。测量仪器参数如表 1 所示。详细测量参数如下：

(1) 空气侧：利用温湿度传感器测量室外环境温度 and 湿度、经室外换热器换热后的空气温度；

(2) 制冷剂侧：利用铂电阻测量压缩机的吸气温度和排气温度、室外换热器的盘管温度；

(3) 水侧：利用铂电阻测量机组的供、回水温度，利用超声波流量计测量水流量；

(4) 机组能耗：利用智能电表测量压缩机、风机的功率及耗电量；

(5) 结霜情况：利用风压差传感器测量室外换热器进风侧与出风侧风压差。

表 1 测量仪器参数表

设备名称	型号	量程	精度 / 等级
温湿度记录仪	XJM60D	-40~70°C/0~100%	±0.3°C/±5.0%
铂电阻	PT1000	-50~200°C	±0.3°C
电子式电能表	EM21	--	±1.0%
超声波热能表	JYSHM-25	4~95°C/0.07~7 m³/h	±0.3°C/±0.5%
风压差传感器	QBM66.201	0~100Pa	±3Pa

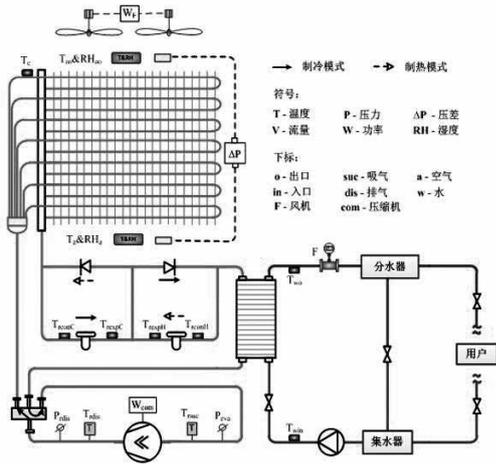


图 7 测试系统原理图

2.3 测试工况

测试期为 2016 年 11 月至 2017 年 2 月，测试期内测试工况如图 8 和图 9 所示。图 8 为日平均室外气温湿度的变化。由图中可知，日平均环境温度在测试期内呈先下降后上升的变化趋势，测试期内室外温度平均值为 0.2°C，日平均温度最高值为 9.7°C，最低值为 -7.0°C。测试期内相对湿度平均值为 51.1%，日平均相对湿度最高值为 84.5%，最低值为 23.2%。由此可见，机组绝大部分时间内都在部

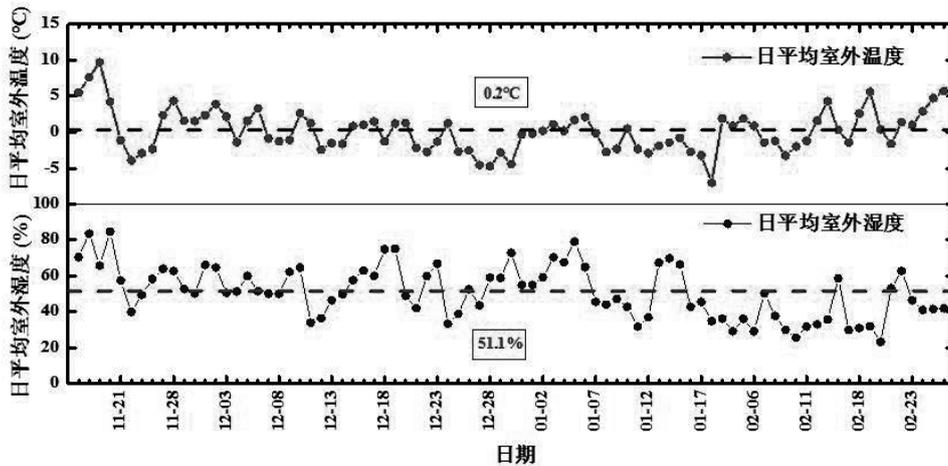


图 8 测试期内日平均室外温度和湿度

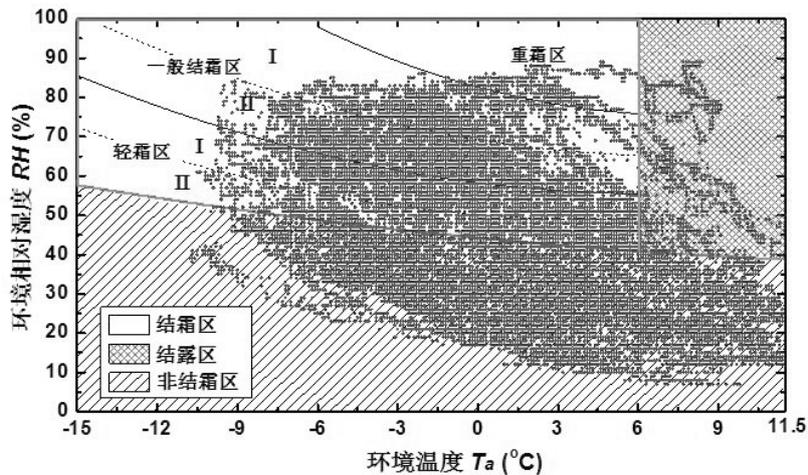


图 9 测试期内分区域结霜图谱

分设计负荷下运行。

为直观获得测试期内机组不同运行工况下的结霜情况,根据朱佳鹤^[13]等人提出的多区域结霜图谱,得出如图9所示的结霜工况分布图。由图中可知,测试期内有38%的工况处于非结霜区,11%的工况处于结露区,51%的工况处于结霜区,其中重霜区占3%,一般结霜区占22%,轻霜区占26%。

由此可见,在51%的测试时段内空气源热泵都在结霜工况下运行,结霜对ASHP机组性能的影响不可忽视。

2.4 测试结果与分析

图10为机组实际平均供热量与建筑热负荷的变

化曲线。其中机组实际平均供热量为机组一天中总供热量与机组运行时间的比值,表示机组实际的制热性能,建筑负荷曲线根据建筑在不同室外计算温度下的负荷得到。由图可见,在北京市冬季供暖室外计算温度 -7.6°C 下,机组实际平均供热量为 7.0kW ,建筑实际热负荷 4.55kW ,机组实际供热量超过建筑负荷1.54倍,由此可见存在ASHP设计选型超配问题。

图11所示为典型日内ASHP机组运行情况。由图可见,典型日内平均环境温度 -2.5°C ,平均环境相对湿度52.5%,机组在一天内启停高达53次,每次平均运行时间仅17.3min。由此可见,由于设计选型超配导致了较为严重的机组频繁启停问题。

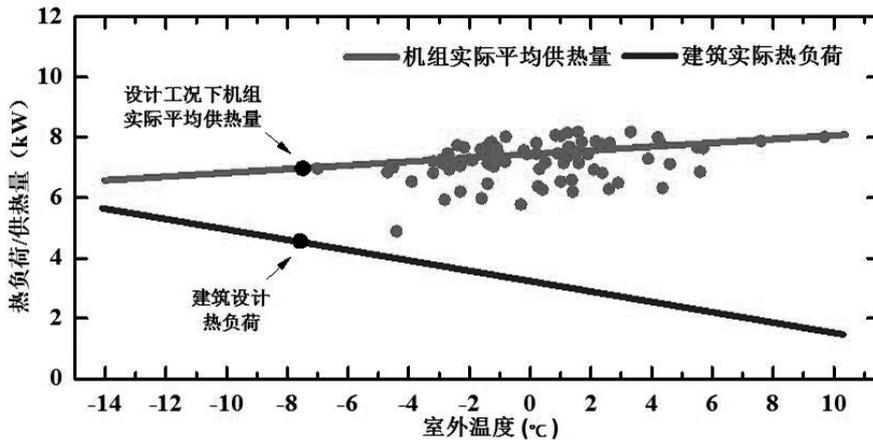


图10 建筑热负荷与机组实际平均供热量的变化曲线

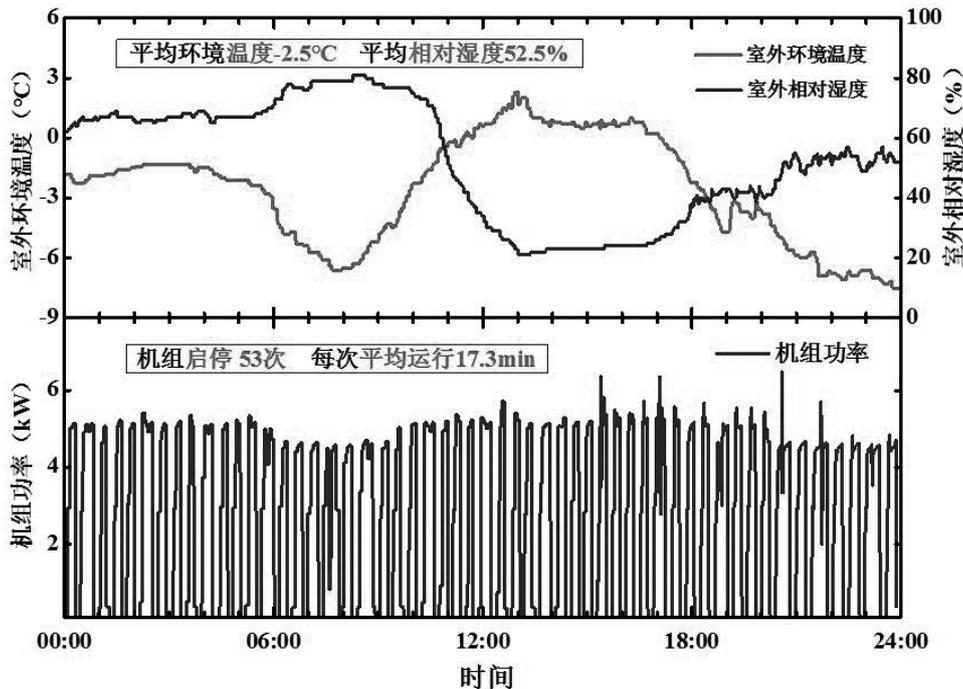


图11 典型日机组运行情况(12月28日)

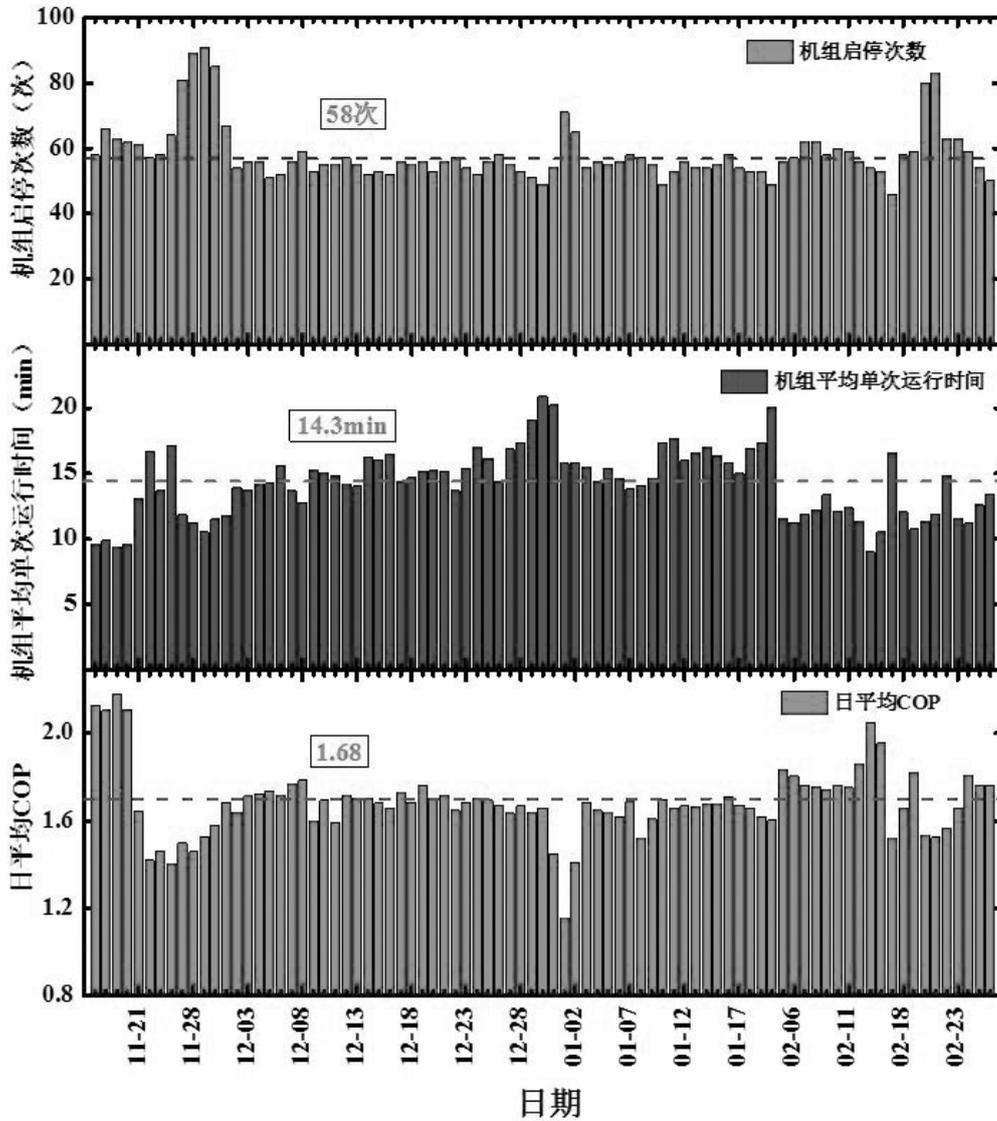


图 12 机组整体运行情况

图 12 所示为测试期内 ASHP 机组整体的运行情况。由图可见，机组日平均启停次数高达 58 次，机组平均单次运行时间仅 14.3min。系统 COP 随启停次数的增多而减小，测试期内系统日平均 COP 仅为 1.68，可见由于设计选型超配导致的机组频繁启停问题已严重影响了机组的运行性能。

3 空气源热泵设计选型改进措施

针对 ASHP 设计选型存在的问题，本文提出准

确计算机组容量、合理选取平衡点温度、提升机组部分负荷运行性能的三种改进措施。

3.1 准确计算机组容量

针对无法准确计算 ASHP 机组制热容量的问题，可给出如表 2 和表 3 所示的温度修正系数与结除霜损失修正系数推荐值。此系数可更加准确的计算机组的性能损失，以达到合理计算机组实际容量的目的，避免设计选型问题的发生。

表 2 冬季室外计算干球温度修正系数 K_1

冬季室外计算干球温度 (°C)	-20	-18	-16	-14	-12	-10	-8	-6	-4	-2
修正系数 K_1	0.484	0.523	0.588	0.623	0.654	0.685	0.711	0.737	0.763	0.798
冬季室外计算干球温度 (°C)	0	2	4	6	7	8	10	12	14	16
修正系数 K_1	0.831	0.880	0.935	0.975	1.000	1.024	1.068	1.103	1.152	1.200

表 3 不同使用地区的机组结除霜损失系数推荐值 K_2

使用地区	累年最冷月平均温度 (°C)	累年最冷月平均相对湿度 (%)	K_2
严寒 / 寒冷地区	<-5	<50	0.95
		≥50	0.93
	-5~0	<50	0.91
		≥50	0.88
夏热冬冷地区	<5	<80	0.79
		≥80	0.75
	5~10	<80	0.86
		≥80	0.81
夏热冬暖地区	≥10	<75	0.92
		≥75	0.89
温和地区	<5	—	0.70
	≥5	—	0.80

3.2 合理选取平衡点温度

针对如何合理选取平衡点的问题,可从获取最大供热季节性能系数(HSPF)角度出发,建立不同地域温度分布频率、相对湿度分布频率、不同机组性能特性以及不同供热负荷系数与HSPF之间的关系,以此针对不同地域、不同机组形式给出最最佳的平衡点温度。

此外,目前有关平衡点的研究主要集中在ASHP与电加热辅助热源的匹配上,而很少考虑ASHP与其它形式辅助热源的匹配。因此,还可针对空气源热泵与其它形式辅助热源的优化匹配进行研究,并给出相应的最佳平衡点温度。

3.3 提升机组部分负荷运行性能

合理的平衡点温度可以让系统获得最佳的季节性能系数,而在室外温度大于平衡点温度的部分负荷工况下对ASHP进行调节,则可提高其性能系数。因此机组设计选型时应考虑建筑实际负荷的变化情

况,能够根据建筑负荷变化进行调节,达到高效利用的目的。可通过选择制热量可调节的变频机组、多压缩机机组或多台机组,以适应建筑负荷的变化需求。

变频机组具有灵活的变负荷工作能力,运行过程如图13所示。机组可以根据建筑热负荷需求,调整运行频率,改变机组制热量和建筑热负荷的平衡点位置,更好适应建筑负荷的变化需求。

定频机组选用多压缩机机组或多台机组形式,也具有一定变负荷工作能力,如图14与图15所示。机组根据建筑热负荷需求,可以调整压缩机或机组运行台数,以适应建筑负荷的变化需求。

4 结论

本文针对ASHP设计选型问题,介绍了机组容量的计算、平衡点温度的选取、冬夏两用机组容量的选择等ASHP设计选型方法,指出了现有方法存在对机组性能损失的修正不准确、平衡点的选取待优化、多功能机组容量选择方法局限性大等问题。并结合实际工程案例,揭示了ASHP设计选型不当问题及其影响,测试结果表明,设计选型超配严重影响了机组的运行性能与应用效果,造成机组频繁启停,COP低下。在最后,本文还针对现有设计选型问题提出以下改进措施:

(1) 准确计算机组容量: 给出准确可靠的温度修正系数与不同地区结除霜损失系数推荐值,准确计算机组性能损失;

(2) 合理选取平衡点温度: 优化现有方法不足,针对不同地域不同机组给出最佳平衡点温度值,并针对ASHP与不同形式辅助热源的优化匹配进行研究;

(3) 提升机组部分负荷性能: 通过选择制热量可调节的变频机组、多压缩机机组或多台机组,以适应建筑部分热负荷需求,达到高效利用的目的。

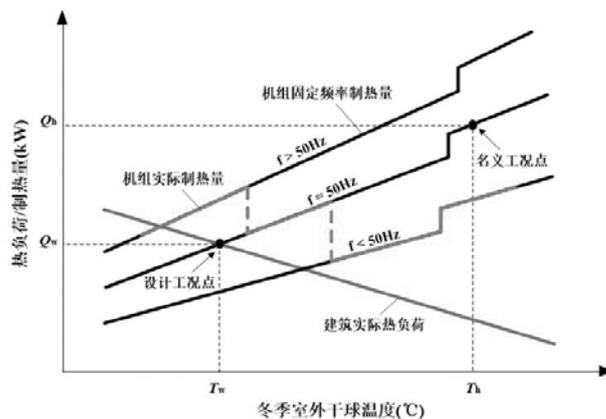


图 13 建筑热负荷与变频机组制热量的变化曲线

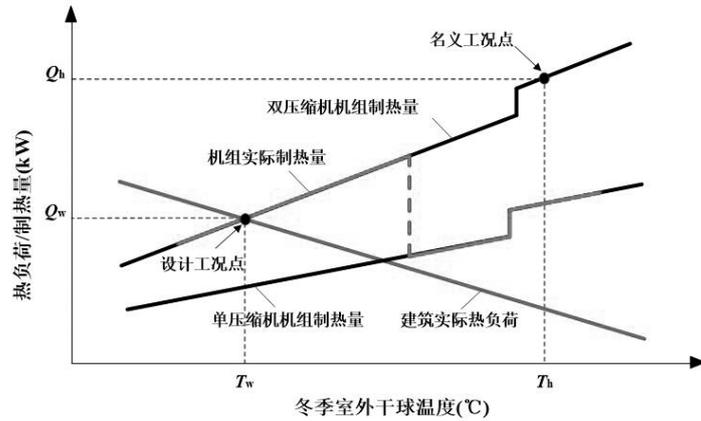


图 14 建筑热负荷与多压缩机机组制热量的变化曲线

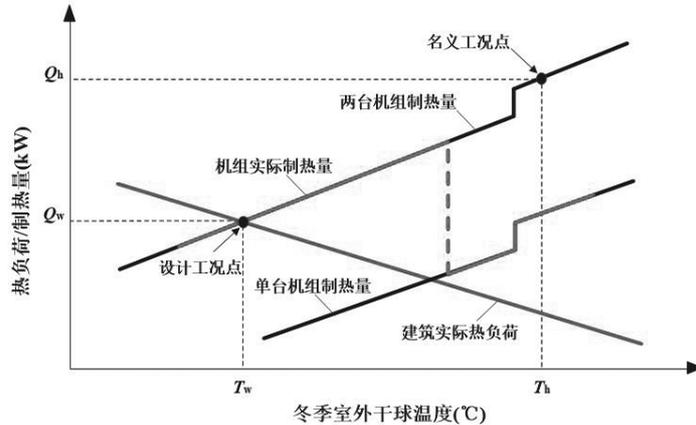


图 15 建筑热负荷与多台机组制热量的变化曲线

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]. 建筑科技, 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, 2010:2.
 [3] 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.
 [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] GB 12021.3—2010, 房间空气调节器能效限定值及能源效率等级 [S].
 [6] 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.
 [7] 李道平, 曲本连, 朱风雷, 等. 低温热泵机组在“煤改电”应用中的评价要求分析和改进 [J]. 制冷与空调,

2017, 17(3):81-84.
 [8] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008:2351-2355.
 [9] 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.
 [10] 徐邦裕, 陆亚俊, 马最良. 热泵 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988:55-58.
 [11] 姜益强, 姚杨, 马最良. 空气源热泵供热最佳经济平衡点的探讨 [J]. 暖通空调, 2001, 31(3):39-41.
 [12] 殷民. 比负荷系数法—选用风冷热泵机组的新方法 [C]. 全国暖通空调制冷 1998 年学术年会文集, 1998, 293-297.
 [13] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.

北京某教学楼空气源热泵供暖系统现场测试

傅旭辉¹, 李俊¹, 周超辉¹, 倪龙¹, 董重成¹, 姚杨¹, 王军², 黄勇², 散俊松², 刘东²

(1. 哈尔滨工业大学, 哈尔滨 150090; 2. 丹佛斯自动控制管理(上海)有限公司, 北京 100026)

[摘要] 2016~2017 供暖季, 对北京某教学楼空气源热泵供暖系统进行了现场测试。该教学楼分为 A、B 区, 供暖面积和热负荷接近, 空气源热泵系统形式和布置相同。区别在于 A 地板辐射供暖末端的分集水器处均安装了温控器 + 动态压差平衡型电动调节阀, 供回水主干路上安装了压差旁通阀。现场测试表明, 空气源热泵 + 地板辐射供暖系统在该教学楼能达到良好的供暖效果, 机组平均 COP 达 3.72。测试期间, 带室温控制的空气源热泵系统比单一空气源热泵节能 35.7%。

[关键词] 空气源热泵; 室温控制; 地板辐射供暖; 供暖效果; 节能率

0 引言

空气源热泵供暖作为一种清洁的供暖形式^[1], 在我国的北方, 特别是京津冀地区具有良好的应用前景^[2]。随着国家“煤改清洁能源”政策的推广, 空气源热泵逐渐在寒冷地区普及, 为满足市场需求, 保证供暖系统在室外气温较低的时间段内, 能够高效稳定运行, 大量低温型空气源热泵产品被研发出来^[3-5], 并在低温工况下的性能系数方面有了很大提高^[6]。然而, 在实际应用中空气源热泵运行工况常常偏离名义和低温工况, 存在运行性能远低于铭牌性能的实际问题^[7]。因此, 若要了解空气源热泵供暖系统在整个供暖期的运行状况, 还需要大量的现场测试数据作支撑。

随着热计量的推行, 温控器逐渐应用于常规的供暖系统^[8], 节能的同时, 也保证室内环境的热舒适性, 克服了之前用户难以调控供热量, 房间温度过高的难题^[9-10]。而将温控器应用到空气源热泵供暖系统中, 温控器对空气源热泵的供暖效果、机组性能以及节能性是否会产生影响, 目前国内外没有相关的研究。

本研究以建筑供暖为研究对象, 通过室温控制结合水力平衡措施减少室内供热量, 以此降低空气源热泵的能耗, 达到节能减排的目的。通过北京某学校建筑现场实测的数据用量化的方法对带室温控制的空气源热泵 + 地板辐射供暖系统作供暖效果、机组性能、节能性和环境保护分析。

1 工程概况

测试地点位于北京市顺义区, 供热对象为教学楼, 建筑平面图见图 1。供暖区域分为 A、B 两区, 分别采用了一套空气源热泵 + 地板辐射供暖系统, 热源均采用某品牌喷液型低温空气源热泵, 额定制热量均为 90.0kW, 两套系统彼此独立, 其中, A 区供暖原理如图 2 所示。地板辐射供暖末端的分集水器处均安装了温控器 + 动态压差平衡型电动调节阀 (后简称调节阀)。温控器能根据温度 - 时间设计值和室温自动控制供热阀门的开断, 以达到控制室温 and 节能的目的; 调节阀集压差控制器与电动调节阀为一体, 对供暖末端设备进行温度控制和有持续的自动水力平衡的作用。由于温控器的开闭作用导致系统流量变化, 因此需通过调节阀稳定各房间支

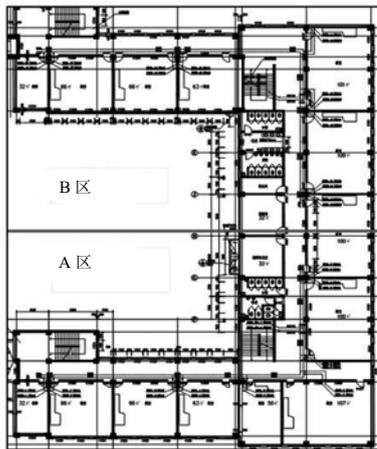


图 1 建筑平面图

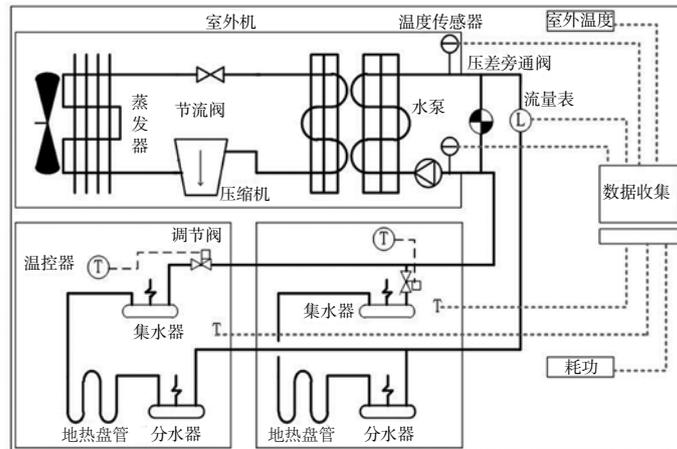


图 2 供暖系统原理图

路流量,其中调节阀根据设计流量设定开度。在供回水主干路上安装了压差旁通阀,用于供热水系统的压差旁通控制,从而保护系统的正常运行。B区供暖原理同图1,但未安装温控器、调节阀以及压差旁通阀。A区建筑面积为 1722m^2 ,根据围护结构参数,计算得到热指标为 $61.6\text{W}/\text{m}^2$,B区建筑面积为 1615m^2 ,热指标为 $56.9\text{W}/\text{m}^2$,A区和B区建筑面积和热指标接近,系统形式和布置相同,具有可比性。

根据现场调研结果,按该教学楼教学时间设定温控器的预设温度。该教学楼周一至周五8:00~21:30为教学时间,其余时间处于无人状况,综合考虑地板辐射供暖的房间预热性,设定温控器房间温度预设值为:周一到周五5:30~22:30及22:30~5:30设定温度分别为 21°C 及 12°C ,周末全天设定温度为 12°C 。

机组出水温度根据学校教学日历设定,设定情况为:阶段1(12月15日至次年1月23日),教学期间,需保证供暖需求,机组出水温度为 35°C ;阶段2(1月24日至2月19日),寒假期间,仅需防冻,机组出水温度为 20°C ;阶段3(2月20日至3月15日),教学期间,恢复供暖,机组出水温度调回 35°C 。

测试了系统的供热量、耗电量及室内外温度。在热泵机组附近各设1个温度传感器,测试室外温度波动,测试精度为 $\pm 0.3^\circ\text{C}$;在供回水总干管处各设1个PT1000铂电阻温度传感器,测试系统供回水温度,测试精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$;各房间根据规范^[11]按面积大小分别设置1~3个PT100铂电阻温度传感器,测试房间室内温度,测试精度为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 。系统供水管处设电磁流量计,测试精度0.5级。电表测试精度1级。测试周期均为5mins,所有仪器事先标定,保证测试数据的准确性和可信度,所有的温度及系统流量和耗电量测试数据由电脑自动采集和存储,数据采集原理见图2。供热量和COP的相对误差分别为 $\pm 0.8\%$ 和 $\pm 1.8\%$ 。

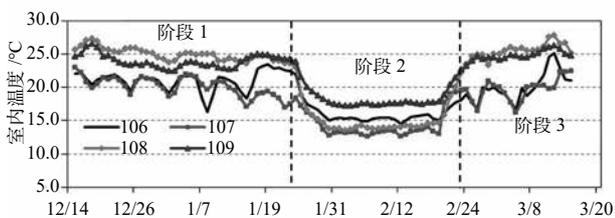


图3 测试房间室内温度波动图

2 现场测试结果分析

2.1 室温需求

图3显示了受测试房间12月15日至次年3月15日室内温度波动情况。106和107房间属于A区系统,108和109房间属于B区系统。

阶段1和阶段3,该教学楼正常教学,系统出水温度 35°C ,A区系统房间温度波动范围是 $16.4\sim 25.2^\circ\text{C}$,低温时段出现在周末,与温控器温度预设值相吻合,而高温时段主要出现在供暖末期,从整体上看室温以7天为一个周期呈周期性分布;B区系统房间温度波动范围是 $22.5\sim 27.8^\circ\text{C}$,室温波动性小。

阶段2时,学校放假,只需满足防冻需求,系统出水温度 20°C ,A区系统室温为 $12.6\sim 21.9^\circ\text{C}$,B区系统室温为 $13.6\sim 23.8^\circ\text{C}$,两个系统大多数时间室温均维持在 15°C 左右。

整体上该供暖系统的供暖效果满足我国寒冷地区室内温度 $18\sim 24^\circ\text{C}$ 的设计要求^[12],在温控器的调节下,A区系统的室温要低于B区系统,且更满足室温设计要求。

2.2 供热量

图4为测试期间A、B区系统逐日供热量波动图。整体上,日供热量与室外温度成负相关关系,室外温度升高,供热量减少,体现了空气源热泵良好的节能性。阶段1和阶段3的日供热量大于阶段2,这与机组出水温度由 35°C 变为 20°C 相吻合。在整个运行阶段,A区的供热量小于B区,特别是周末,供热量下降明显,说明温控器发挥了调控供热量的作用,能进一步发挥空气源热泵的节能性。

2.3 耗电量

在空气源热泵+地板辐射供暖系统上引入室温控制措施,主要是希望达到“按需供热”的目的,提高系统的节能性。从耗电量可以直观地看出引入温控措施后的节能效果,为消除供暖面积和热负荷略微差异的影响,引入单位面积耗电量。统计结果见表1,耗电量波动图见图5。

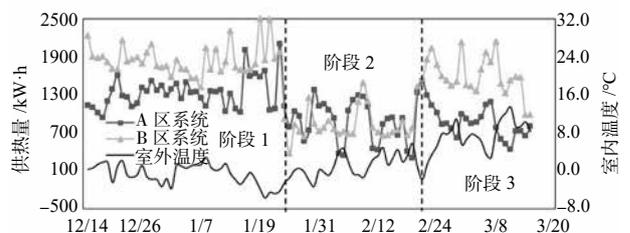


图4 机组供热量波动图

从图 5 发现，整体上，热泵机组耗电量与室外温度负相关，室外温度越低，耗电量越大。阶段 1 和阶段 3 与阶段 2 相比，热泵机组出水从 35℃ 降至 20℃，耗电量下降明显，阶段 2 的日耗电量约为阶段 1 和 3 的 1/3。阶段 1 时，A 区系统的耗电量显著低于 B 区系统；阶段 2 时，工作日 A 区系统与 B 区系统的耗电量相差并不明显，但周末 A 区系统的耗电量明显低于 B 区系统。

结合表 1，加入温控措施后，很好解决了之前

存在的供热过量的问题，大大降低了耗电量，阶段 1 和阶段 3，机组正常供暖，节能率为 36.8%；阶段 2，为防冻运行工况，节能率略有下降，为 28.6%。整个测试阶段，节能率为 35.7%。

2.4 机组能效比

图 6 为测试期间 A、B 区系统日均 COP 波动图。阶段 1 与阶段 3，A 区系统日均 COP 为 3.21~8.29，B 区系统日均 COP 为 2.70~5.98，A 区系统的 COP 波动程度大于 B 区系统，其主要原因是周末，供热

表 1 单位供暖面积耗电量统计表

系统	阶段 1+ 阶段 3		阶段 2		总测试期间	
	总耗电量 / (kW·h/m ²)	单位面积耗电量 / (kW·h/m ²)	总耗电量 / (kW·h/m ²)	单位面积耗电量 / (kW·h/m ²)	总耗电量 / (kW·h/m ²)	单位面积耗电量 / (kW·h/m ²)
A 区	20175	11.7	3493	2.0	23668	13.7
B 区	29846	18.5	4591	2.8	34437	21.3
节能率	36.8%		28.6%		35.7%	

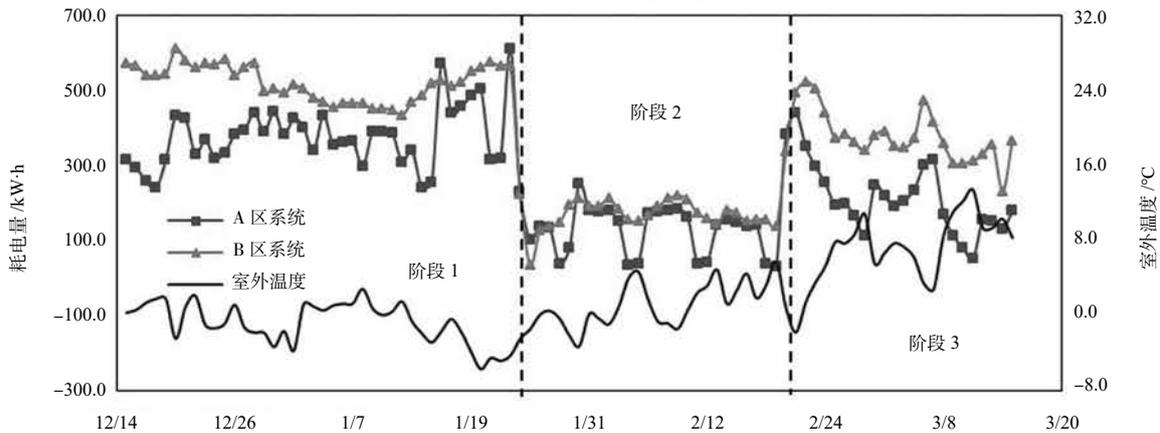


图 5 机组耗电量波动图

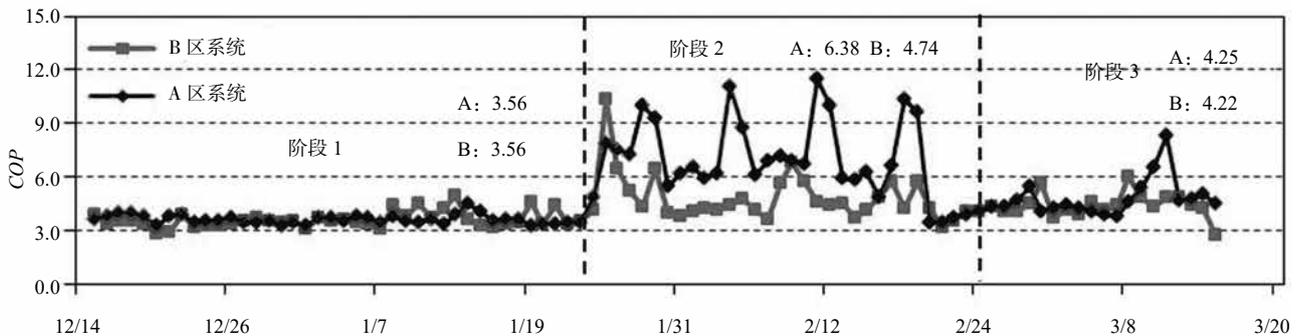


图 6 日均 COP 波动图

需求下降(房间温度预设 12°C), 热泵机组运行时间减少, 热泵机组耗电量下降, 但室内侧的循环水泵仍在运行, 房间与地热盘管的换热仍在持续, 室内侧热循环消耗的热量有部分来自于之前工作日剩余热量, 此时的 COP 会上升; 而 B 区系统供热需求维持不变, COP 变化幅度相应较小。但整个阶段 1 与阶段 3, 平均 COP A 区系统与 B 区系统分别为 3.72 和 3.75, 无明显差距, 说明加入室温控制和水力平衡调控手段后在出水温度 35°C 下对热泵机组的性能无显著影响。

阶段 1 与阶段 3, 机组出水温度均为 35°C, 但阶段 1 的平均 COP 低于阶段 3, A 区系统分别为 3.56 和 4.25, B 区系统分别为 3.56 和 4.22。原因为阶段 1 室外温度(温度范围 -5.64~2.87°C, 均温 -0.70°C) 低于阶段 3(温度范围 -1.73~13.40°C, 均温 7.22°C), 在出水温度 35°C 的情况下, 室外温度的提高, 有利于蒸发器侧的换热。

阶段 2 时 A 区和 B 区系统的平均 COP 值均高于阶段 1 和阶段 3 时, 分别为 6.38 和 4.74, 其中 A 区系统提升更为明显, 特别周末平均 COP 超过 10。原因为阶段 2 时, 热泵机组出水 20°C, 有利于冷凝器侧的换热进行; A 区系统带有室温控制, 周末大部分温控器关闭, 建筑侧耗热量的降低造成机组长时间停机, 但水泵仍继续运行, 而由于室温较低(图 3 阶段 2), 室内侧的换热仍持续进行, 出现了日平均 COP 高的情况。例如, 1 月 28 日(周六)供热量是 1 月 27 日(周五)的 0.59 倍, 但机组负荷仅为 0.32 倍, 故出现了周末日平均 COP 偏高的情况, 周末的部分热量是工作日所制得。对于 B 区系统, 并无工作日与周末的区别, 负荷率变动幅度不大, 故图 6 中 B 区系统日均 COP 变动幅度相对较小。

3 结论

(1) 低温热泵机组在北京地区的运行性能良好, 供暖效果优。带有室温控制 A 区系统供暖效果要优于无室温控制的 B 区系统, 其室温分别为 16.4~25.2°C 和 22.5~27.8°C, B 区系统室内环境偏热。室温控制的空气源热泵能根据用户需求向室内提供热量, 达到“按需供热”的目的。

(2) 在出水温度 35°C 下, A 区系统和 B 区系统的日平均 COP 分别为 3.21~8.2 和 2.70~5.98; 出水温度 20°C 下, A 区系统和 B 区系统的日平均 COP 分别为 6.38 和 4.74。在保证供暖效果的前提下, 降低出水温度是一种有效的提升机组性能的手段。A 区系统带有室温控制, 周末负荷率低, 日均 COP 提升明显, 但在整个出水温度 35°C 运行条件下, A 区系统和 B 区系统的平均 COP 分别为 3.72 和 3.75,

说明长时段内, 室温控制其实对机组 COP 并无影响, 机组 COP 主要取决于机组本身性能、室外温度和出水温度。

(3) 机组 COP 与室外环境密切相关, 环境温度低, 机组 COP 下降明显, 所以研究加入热存储技术对空气源热泵供暖性能的影响是十分必要的。

(4) 空气源热泵的应用策略很重要, 如果利用不好, 会大大降低空气源热泵节能减排的优势。带有室温控制的空气源热泵大大降低了耗电量, 在无人时段通过降低室内供热量来减少了空气源热泵的运行时间。A 区系统在建筑面积和热指标略大于 B 区系统的前提下, 仍比 B 区系统节能 35.7%。

参考文献

- [1] Xianting Li, Wei Wu, Xiaoling Zhang. Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 48: 317-324.
- [2] 王洋浩, 王志华, 郑煜鑫. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望. 制冷学报, 2013, 34(5): 47-54.
- [3] 王林军, 刘伟, 张东. 寒冷地区低温空气源热泵辐射供暖实验研究[J]. 2016, 28(1): 77-82.
- [4] Ali Hakkaki-Fard, Zine Aidoun, Mohamed Ouzzane. Applying refrigerant mixtures with thermal glide in cold climate air-source heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62: 714-722.
- [5] F. Busato, R.M. Lazzarin, M. Noro. Two years of recorded data for a multisource heat pump system: A performance analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2013(57): 39-47.
- [6] 张明圣, 陈涛, 张秀平. 国内外空气源热泵产品相关标准和进展[J]. 制冷与空调, 2014, 14(8): 93-101.
- [7] 王伟, 刘景东, 孙育英. 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.
- [8] 齐承英, 高俊茹, 方立德. 新型智能供热计量控制系统[J]. 暖通空调, 2004, 34(10): 103-105.
- [9] 杜涛, 黄珂, 周志华. 中国北方城镇居住建供暖能耗现状与节能潜力分析[J]. 暖通空调, 2016, 46(10): 75-81.
- [10] 顾吉浩, 李广苏, 齐承英. 基于通断时间面积法的居住建筑供暖能耗分析[J]. 暖通空调, 2015, 45(1): 47-49.
- [11] 住房和城乡建设部. 公共建筑节能检测标准 JGJ/T 177-2009[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [12] 住房和城乡建设部. 民用建筑供热通风与空调调节设计规范 GB 50736-2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

多功能空气源热泵系统制热性能实验研究

董建锴¹, 黄 顺¹, 姜益强¹, 姚 杨¹, 张欣然²

(1. 哈尔滨工业大学市政环境工程学院, 哈尔滨 150090; 2. 中国航空规划设计研究总院有限公司, 北京 100120)

[摘 要] 为了对热泵空调器进行冷凝热回收, 本文提出了一种新型多功能空气源热泵系统。通过实验对该系统在供热兼制热水模式下系统性能进行分析。研究结果显示: 在采取制热水优先策略的情况下, 该系统平均 COP 为 3.3; 室内平均温度在 20°C 以上, 达到冬季室内供热的温度标准。本文所设计的多功能空气源热泵系统具有广阔的市场前景。

[关键词] 多功能空气源热泵系统; 供热兼制热水; 生活热水; 实验研究

0 引言

目前, 我国城镇住宅生活热水总能耗成为继空调系统能耗之后的第二大建筑能耗^[1]。通常采用电或燃气来制取生活热水, 这种消耗高品位能来得到低品位能的做法不符合节能环保和可持续发展的要求。家用生活热水温度一般都在 40°C~45°C 左右, 而压缩机的排气温度一般都高于这个温度。因此, 可以将家用热泵空调器和热水器集成在一起, 在冬季利用热泵吸收室外空气的热量, 为室内供热或加热生活热水。

国内外已经有很多针对此技术原理的研究。国外早期研究主要针对空调冷凝热回收装置原理的可行性及经济性分析^[2-4], 随后研究深入到热回收技术对系统性能的影响上, 主要采用实验和模拟两种研究方法。通过实验, 重点研究热回收技术对系统稳态性能的影响上, 包括系统 COP、能耗及系统匹配等^[5-7]。数值模拟主要通过建立系统主要设备的数学模型, 包括压缩机、蒸发器、冷凝器和热水箱等, 进一步对整个多功能系统性能进行模拟研究, 并和常规系统或实验数据进行对比分析等^[8-10]。在国内, 针对家用空调冷凝热回收的研究起步比较晚。华中理工大学的吴小平设计了两方案, 利用热泵热水器对夏季空调冷凝热进行回收^[11]。一是把热泵热水器的冷凝器直接放在储水箱内来加热自来水, 二是水箱中的冷水通过中间介质间接吸收冷凝器的热量。清华大学石文星等人提出了一种新型的热泵系统方案^[12], 这种新型系统可以在夏季利用空调冷凝热加热生活热水, 并且能够全年运行。此后, 各大学分别对此展开了实验和模拟研究^[13-18]。国外对冷凝热回收制取热水的方案研究开展较早, 系统设计也比较成熟, 而且还有相关的规范指导, 不过近几年关于此方面的研究却很少, 反而不如国内的多。

虽然国内外对家用空调冷凝热回收制取热水的研究很多, 但该系统仍然存在着一些问题。目前现有的空调热水系统在冬季运行时, 因为功率不足,

常常不能同时满足供热和制取热水的双重需求。且在不需制取热水时也无法实现优先供热, 在一定程度上增加了系统的能耗。本文基于此问题, 提出了一种新的解决方法, 即采用一大一小两个压缩机来避免冬季功率不足的问题, 同时对板式换热器设置旁通管道, 用户可以通过调整旁通阀门选择优先制热水或者优先供热。本文首先介绍了多功能空气

源热泵系统制热循环原理, 之后讨论了测点的布置和实验方案, 最后对实验结果进行了分析。本文研究工作将为优化设计多功能空气源热泵系统, 解决冬季供热兼制热水功率不足以及制热水优先或者供热优先等问题提供有益参考。

1 实验台介绍

1.1 多功能空气源热泵系统制热循环原理

相对于传统的多功能空气源热泵系统, 本系统采用一大一小两个压缩机和旁通板式换热器。系统在冬季供热兼制热水模式运行时, 两台压缩机共同运行, 通过部分旁通板式换热器, 调整制冷剂流经板式换热器和直接进入室内机的比例, 使一部分制冷剂在板式换热器中与水换热, 另一部分直接进入室内与室内空气换热, 这样可以解决冬季供热兼制热水同时进行功率不足的问题。同时, 用户可以通过调整板式换热器的旁通阀门来选择制热水优先或者供热优先。其实验原理如图 1 所示。

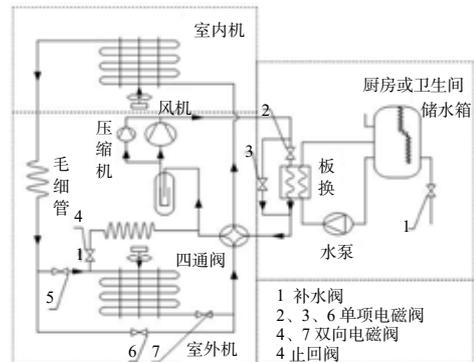


图 1 多功能空气源热泵系统制热循环原理图

制冷剂从压缩机中流出,在板式换热器中放热,再流经四通换向阀,在室内机继续与室内空气冷凝放热,然后经过毛细管节流,在室外机蒸发吸热,最后通过气液分离器回到压缩机,保证室内温度和热水供应同时满足要求。室内外风机均开启。

1.2 测点布置及测试仪器

多功能空气源热泵系统制热性能测试实验的测点布置如表 1 所示。

表 1 实验测点布置表

测试内容	序号	位置
温度	T1	压缩机总排气口
	T2	板式换热器制冷剂入口
	T3	板式换热器制冷剂出口
	T4	室外机冷凝器进口
	T5	室外机冷凝器出口
	T6	毛细管前
	T7	毛细管后
	T8	室内机与四通阀之间
	T9	压缩机总吸气口
	T10	板式换热器进水口
	T11	板式换热器出水口
	T12	水箱出水口
	T13~T15	室内机送风
	T16~T18	室内机回风
T19~T21	室外机出风	
T22~T24	室外机进风	
压力	P1	压缩机总排气口
	P2	压缩机总吸气口
水流量	L	水泵入口处

温度采用 Pt1000 铂电阻测量,其测温范围为 $-50^{\circ}\text{C}\sim 400^{\circ}\text{C}$,精度为 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。系统压力采用压力传感器测量,其最大工作压力为 3.3MPa,操作温度范围为 $-40^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$,精度为 1 级。水流量用水表进行测量,其量程为 $0\sim 106\text{m}^3$,精度为 $\pm 0.0001\text{m}^3$ 。

1.3 实验方案介绍

为了模拟空气源热泵空调冬季使用环境,并防止室外机结霜,控制室外机所处小室环境温度为 $8^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$,湿度 20% 左右。多功能空气源热泵系统采用 1.5 匹家用热泵型空调器,搭配 495W 的小压缩机和 100L 储水式电热水箱,满足家庭成员洗澡需要。制取热水时,开启一大一小两台压缩机,在制取热水结束后关闭水泵,并改用一台大压缩机运行,系统就从供热兼制热水模式转换成普通冬季供热模式,实现一机多用。

本实验为尽快制取热水并验证室内供热温度是否达到规范要求,所以采取不调整旁通阀,而是使制冷剂全部流经板式换热器后再进入室内机继续放热。通过对各测点进行温度或压力的测量,研究该系统的 COP、送回风温度、热水水温、压缩机吸气温度及压力的变化特性,从而反映出该系统的启动特性、运行特性及其节能性等。

2 实验数据及分析

2.1 系统 COP

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下总 COP 随时间变化情况如图 2 所示。系统总共用时 59.4min,平均制热水功率 3108W。启动时间约 8min。之后系统 COP 迅速上升至 3.0,且总体 COP 基本都维持在 3.2 以上,并保持平滑稳定。在 30min 后有缓慢上升的趋势,最后超过 3.5。这说明系统都是在效率较高的情况下运行的。系统供热兼制热水

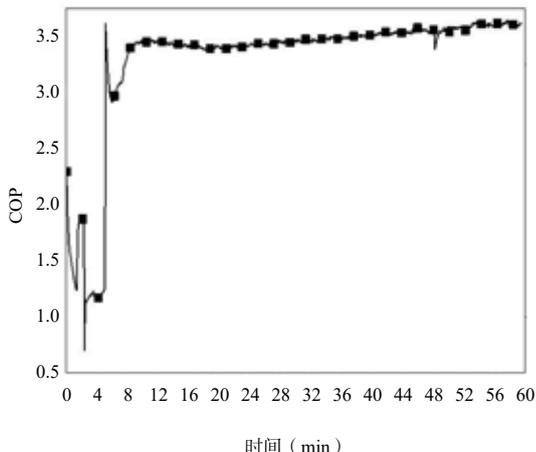


图 2 供热兼制热水模式系统总 COP 变化图

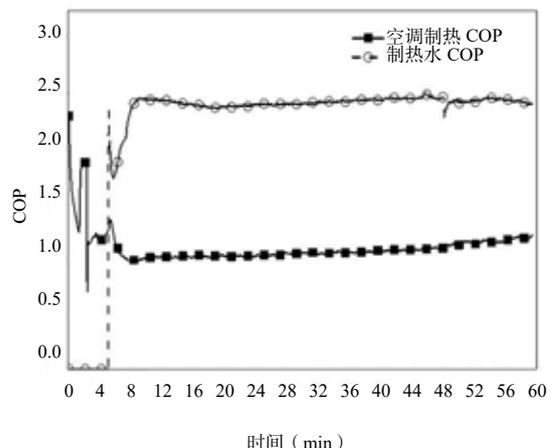


图 3 供热 COP 和制热水 COP 变化图

平均 COP 为 3.3, 相当于普通热泵空调或热泵热水器的正常 COP。

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下供热和制热水单独 COP 随时间变化情况如图 3 所示。在启动后开启水泵, 制热水 COP 急剧上升至 2.4 左右, 并保持基本平稳, 在 45min 后开始缓慢下降。而空调制热 COP 明显低于制热水 COP, 只有 1.0 左右, 不过在 45min 以后有持续上升。这是因为本实验采用的是让制冷剂完全流过板式换热器再进入室内机放热, 而没有部分制冷剂旁通, 其目的是测试在快速制取热水的同时室内能否正常供热。

2.2 室内机送、回风温度变化

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下室内机送风温度随时间变化如图 4 所示。启动后, 送风温度逐渐升高, 且上升速率逐渐加快, 前 40min 只从 24.6°C 上升到 26.0°C, 而后 15min, 送风温度

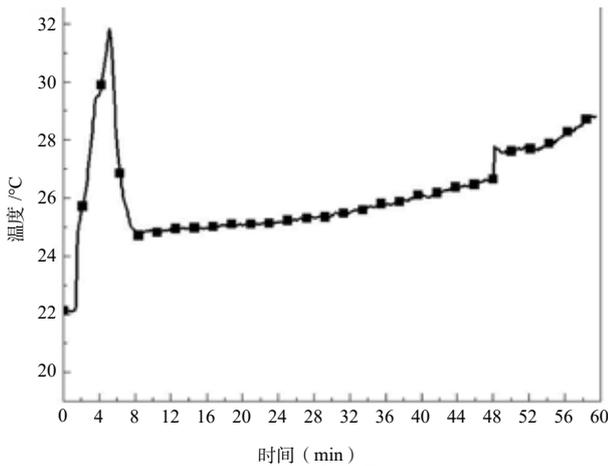


图 4 供热兼制热水模式室内机送风温度变化图

快速上升, 到制热水结束时, 送风达到 29.0°C。在热水温度达到 36.0°C 后, 送风温度明显升高。

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下室内机回风温度随时间变化情况如图 5 所示。室内机平均回风温度是室内机送风与室内空气经过充分混合后的空气温度, 代表了室内的平均温度。同样的, 启动后, 先经过一个平缓的上升, 40min 后, 室内平均温度快速上升。但是回风平均温度曲线小波动较多, 没有送风曲线平滑。这是因为送出的风要与室内空气混合形成回风, 可能存在混合不均匀形成小波动, 但总体温度是上升的趋势。而且都在 20°C 以上, 达到冬季室内供热的温度标准。

2.3 压缩机吸、排气温度及水箱平均温度

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下压缩机吸、排气温度及水箱平均温度随时间变化如图 6 所示。

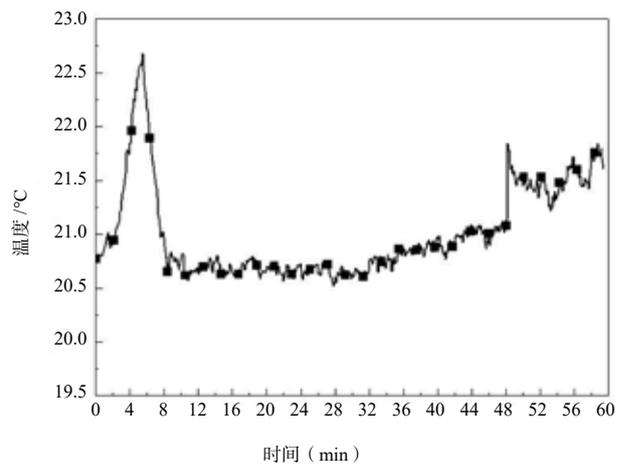


图 5 供热兼制热水模式室内机回风温度变化图

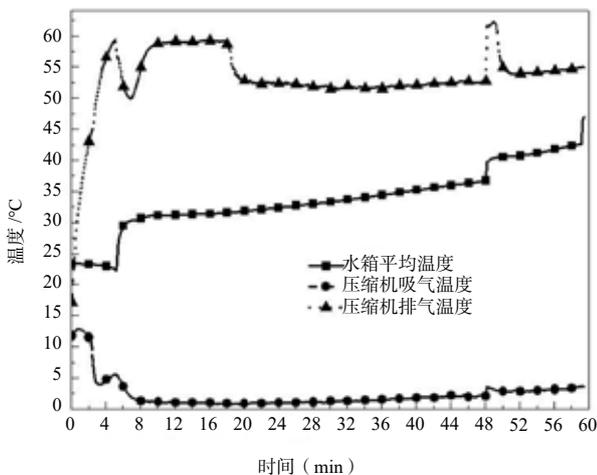


图 6 压缩机吸、排气温度及水箱平均温度变化

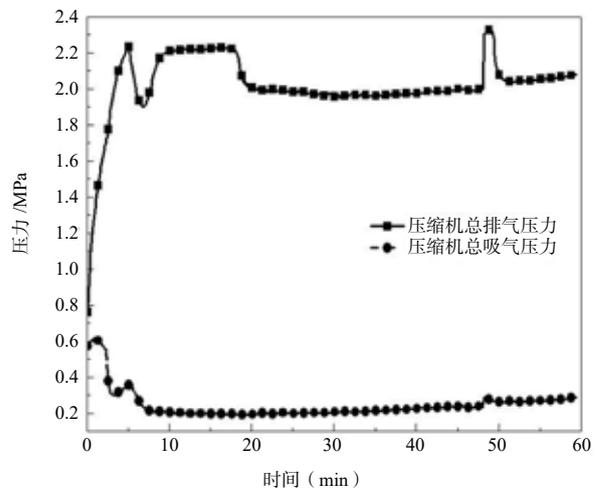


图 7 压缩机总吸、排气压力变化图

在启动段之后,热水温度很快上升到 30.0°C,然后平稳上升,直到实验结束,可超过 45.0°C。压缩机排气温度基本在 52.0°C~60.0°C 之间,起初较高,而吸气温度在 1.0°C~5.0°C 之间,起初较低,后来缓慢上升,这是由于刚开始供热兼制热水时进水温度较低,系统负荷较大,后来水箱中水温逐渐升高,系统只要负担供热负荷和少部分热水负荷。

2.4 压缩机吸、排气压力

多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式下压缩机总吸、排气压力如图 7 所示。排气压力基本在 2.00MPa~2.20MPa 之间。而吸气压力基本稳定在 0.20MPa 左右,稍微低于正常热泵空调器的吸气压力。这是因为采用了两个压缩机,使压缩比增大,可能降低了蒸发压力,而且改造试验台时制冷剂多次充灌,制冷剂不纯也可能导致压缩吸气压力降低。

3 实验结论

本文主要针对多功能空气源热泵系统在供热兼制热水模式工况下采取制热水优先策略进行实验测试并进行数据分析,得到以下结论:

该多功能空气源热泵系统实现了家用热泵空调与热水器的一体化,一机多用,节省了空间。既可以集成安装,也可由原来单独的家用空调和热水器改造而成,适用于城市一般家庭中。

该系统制热水结束总共用时 59.4min,平均制热水功率 3108W,制热兼制热水平均 COP 为 3.3,相当于普通热泵空调或热泵热水器的正常 COP。

压缩机排气温度基本在 52.0°C~60.0°C 之间,而吸气温度在 1.0°C~5.0°C 之间,略微低于普通热泵空调器的吸气温度。

在启动段之后,送风温度逐渐升高,且上升速率逐渐加快。室内平均温度在 20.0°C 以上,达到冬季室内供热的温度标准。

参考文献

- [1] 马最良,姚杨,姜益强. 哈尔滨工业大学热泵研究工作的回顾 [J]. 制冷空调与电力机械, 2004, 25(3):1-6.
- [2] Healy C T, Wetherington Jr T I. Water Heating by Recovery of Rejected Heat From Heat Pump[J]. ASHRAE Journal, 1965, 4:68-74.
- [3] Mason R S, Bierenbaum H S. Energy Conservation through Heat Recovery Water Heating [J]. ASHRAE Journal. 1977, August:36-40.
- [4] Perlman M. Heat Pump Water Heater—a Better Water Heating Approach [J]. ASHRAE Transactions. 1984, 90(1B):191-205.
- [5] Goldschmidt V W. Desuperheater Water-Heater and Air-to-Air Heat pump System: Representative Performance Data [J]. ASHRAE Trans, 1990, 96(Part 2):417-21.
- [6] Lee A H W, Jones J W. Performance Data for a Desuperheater Integrated to a Thermal Energy Storage System [J]. Energy Engineering. 1995, 92(1):6-25.
- [7] Chaiwongsa P, Duangthongsuk W. Hot Water Making Potential Using of a Conventional Air-Conditioner as an Air-Water Heat Pump[J]. Procedia Engineering, 2011,8: 165-170.
- [8] Baxter V D. Comparison of Field Performance of a High-Efficiency Heat Pump with and without a Desuperheater Water Heater [J]. ASHRAE Transactions. 1984, 90(2):180-190.
- [9] Bong T Y, Hawlader M N A, Mahmood W. The Prospect of Incorporating Desuperheaters to Room Air-Conditioners for Tropical Application [J]. ASHRAE Transactions, 1988, 94(1):340-349.
- [10] Toh K C, Chan S K. Thermosiphon Heat Recovery from an Air-Conditioner for a Domestic Hot Water System[C]. The 1993 Winter Meeting of ASHRAE Transactions. Part 1, Chicago, IL, USA, 01/23-27/93. 1993:259-264.
- [11] 吴小平,郑冷. 家用热泵热水装置的试验研究 [J]. 制冷, 1998 (3): 1-5.
- [12] Shi W X, Shao S Q, Wang B L, et al. Thermodynamics analysis and thermoeconomics evaluation on heat recovery inverter air-cooling heat pump with domestic hot water[C]. Proceedings of the seventh International Energy Agency conference on heat pump technologies. 2002,2: 889-94.
- [13] 季杰,裴刚,何伟. 空调-热水器一体机制冷兼制热水模式的性能模拟和实验分析 [J]. 暖通空调, 2003, 33(2):19-23.
- [14] Yi X W, Lee W L. The Use of Helical Heat Exchanger for Heat Recovery Domestic Water-Cooled Air-Conditioners [J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(2):240-246.
- [15] 陈则韶,李志宏,史敏等. 冷暖空调热水三用机的功能控制 [J]. 流体机械, 2009, 37(3):69-72.
- [16] 王洪磊. 带热水供应的热泵空调器实验研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2011.
- [17] 江乐新,钟杰,黎恢山. 空调热水一体机制热兼制热水性能研究 [J]. 热科学与技术, 2010,9(004): 364-368.
- [18] 周建勇. 复合冷凝/蒸发四功能热泵热水空调机组性能研究 [D]. 湖南大学, 2010.

宝鸡石鼓·天玺台、太阳市地源热泵能源站供能系统项目分析与探讨

李 骥, 李锦堂, 冯晓梅, 阳 春, 乔 鏢

(中国建筑科学研究院, 北京 100013)

[摘要] 本文对宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目进行分析, 对全绿色建筑设计、地源热泵系统设计、施工工艺要点、预制冷站技术、EMC 经济模式等进行了系统、详细介绍。此外, 对本项目地源热泵系统进行了现场测试, 分析评估系统运行性能。以为从业人员提供一定的参考和帮助。

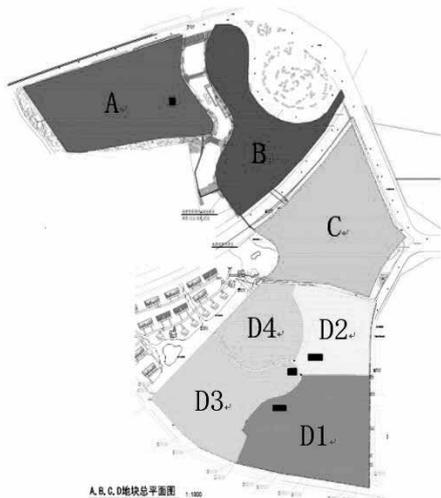
[关键词] 绿色建筑; 地源热泵; 集成冷站; 测试评估

0 引言

项目名称为宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目, 打造全国顶级的绿色三星建筑群及地源热泵利用建筑群。

宝鸡石鼓·太阳市项目: 为高端综合休闲娱乐区, 分为 A 区、B 区、C 区三个地块。其中: A 区(已建成)总建筑面积 8.9 万 m^2 , 分为天膳坊、天宝城、个人艺术中心及酒吧街四个功能区; B 区陈仓老街总建筑面积约 7 万 m^2 , 为开放式生态文旅集中体验区; C 区石鼓广场总建筑面积约 11.7 万 m^2 , 为精品酒店、一站式商业体验购物中心。

宝鸡石鼓·天玺台项目总建筑面积约 63 万 m^2 , 建筑业态为居民住宅, 项目分四期(D1、D2、D3、D4)建成, 定位为三星级绿色建筑。采用地源热泵提供中央空调供冷/供暖, 营造宝鸡顶级的豪华人居典范。



备注: 图中黑色方块表示能源站; C 地块能源站方位尚未确定。

图 1 项目地块区位示意图

石鼓·天玺台、石鼓·太阳市项目总建筑面积约 90 万 m^2 , 总采暖面积约为 66.8 万 m^2 , 其中商业采暖面积约为 19.3 万 m^2 , 居住建筑采暖面积约为 47.4 万 m^2 。项目总空调供冷面积约为 48.5 万 m^2 , 其中商业供冷面积约为 19.3 万 m^2 , 居住建筑供冷面积约为 29.2 万 m^2 , 部分商业有生活热水需求。

项目冬季拟采用地源热泵+燃气锅炉的供热方案; 夏季拟采用地源热泵供冷的方案。区域总设计空调冷负荷为 22.68MW, 总设计供热负荷为 31.53MW, 生活热水设计热负荷为 0.94MW。规划建设 5 座能源站(A、C、D1、D2、D3)。

1 全绿色建筑设计

本项目居住建筑采用全绿色建筑设计, 项目一期、三期工程分别于 2014 年 6 月、2015 年 10 月获得三星级绿色建筑设计标识证书(证书编号 NO.RD32702、NO.RD32703), 参评建筑面积约为 50 万 m^2 。项目主要创新点:

(1) 室外绿化面积大, 一期、三期室外透水地面面积比均达到 70% 以上;

(2) 充分利用地下空间, 一期、三期工程地下建筑面积与建筑占地面积比例分别为 271.4%、394.7%;

(3) 废弃场地利用, 合理选用废弃砖厂进行建设, 节约土地资源;

(4) 地源热泵技术, 住户可再生能源使用率为 100%;

(5) 采用雨水回渗与集蓄利用等非传统水源利用技术;

(6) 高强度钢使用, 作为主筋的使用比例大于 70%;

(7) 可再生循环材料使用, 可再生循环材料使用量占建筑材料总重量的比例超过 10%;

(8) 采用多种成套化的装修设计方

2 成孔工艺

本项目采用浅层地温能作为主要能源形式，为区域内建筑进行供热供冷，规划打井共 6600 个，各地块埋管换热器打井进度如表 1 所示：

表 1 各地块埋管换热器建设进度

地块编号	埋管换热器数量	打井进度
A	不布置	--
B	不布置	--
C	2000	已完成
D1	1700	已完成
D2	1050	已完成
D3	1200	在建
D4	650	未建
总数	6600	

2.1 现场勘察

现场勘察是施工环节的第一步。在埋管换热器施工之前，应对现场情况、地质资料进行准确详实的勘察与调研。

根据现场勘察，制定施工方案。精心的规划将会大大减少安装的时间和成本。为顺利完成地热换热器埋管的安装奠定基础。

2.2 钻孔设备

针对该工程地质状况和场地的大小，埋管换热器钻孔施工采用车载机钻水 -400 型，及与其相对应的泥浆泵配合使用，进行钻孔施工，以加快施工进度按期完工。

2.3 下管

等钻孔孔壁固化后，立即将焊接完毕、打压合格并注满清水、上好管卡的 U 型管垂直的放入开钻完成的钻孔内。

钻孔深度及孔内地下水（或泥浆）水位较浅时，宜采用人工下管。当下管较困难时，可采用机械辅助下管。

下管时应注意保持管道与钻孔的同心度，减少管材、管件与钻孔的摩擦，U 型管下部端头应设保护装置。

下管结束后，立即进行管道打压，确认无泄漏方可进行回填。

打压合格后要对 U 型管端口采取有效的临时封堵措施。

2.4 钻孔回填

回填是埋管换热器施工过程中的重要的环节，即在钻孔完毕、U 型管下管后，向钻孔中注入回填材料。回填材料的选择以及正确的回填施工对于保证埋管换热器的性能有重要的意义。

2.5 水平集管连接

水平埋管地沟结构应综合考虑地上和地下障碍物、地表坡度、沟转向半径限制、回填和复原要求等因素。

水平集管连接分为热熔连接和电熔连接两种方式。由于热熔连接会引起缩径现象、增加管道局部阻力、降低管件强度；本项目 $\Phi \leq 63\text{mm}$ 的管材全部采用电熔连接。

2.6 检验和验收

埋管系统安装完成后，应按照标准规范等^[1]要求，由专业检测机构来工地现场做试验鉴定，并提供检验与验收报告。

3 能源总线^[2]

本项目区域内共设置 5 个能源站，分别位于 A 地块（供 A、B 分区）、C 地块（供 C 分区）、D1 地块（供 D1 分区）、D2 地块（供 D2 分区）、D3 地块（供 D3、D4 分区）。

区域内共规划布置 6600 个钻孔，分别位于 C 地块、D1 地块、D2 地块、D3 地块和 D4 地块。区域内冷负荷完全由埋管承担，热负荷由埋管和辅助燃气锅炉承担；辅助热源集中设置在 D3 能源站内。

本项目，埋管分区较多，通过设置埋管侧分集水器，不同分集水器间进行联通，实现各地块埋管间互联互通，进而最大可能的保证地下冷热平衡。埋管侧联通方案如下图所示，C 能源站、D2 能源站、D3 能源站内均设置地源侧分集水器，A 能源站和 D1 能源站内无地源侧分集水器。

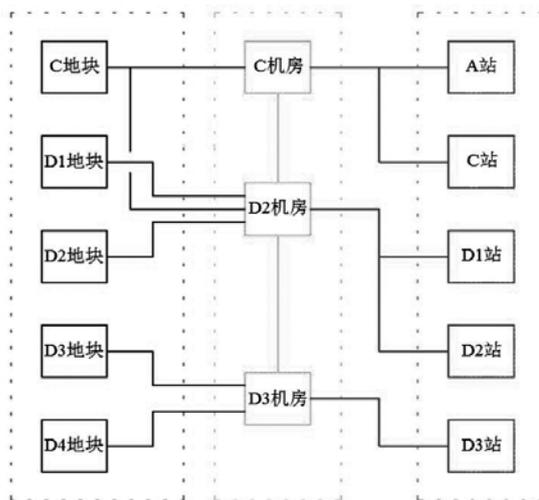


图 2 区域内埋管侧联通方案
埋管侧互联互通方式如下：

(1) 由 C 地块埋管向 C 机房分集水器供水；

C 机房地源侧分集水器向 A 能源站和 C 能源站热泵机组供冷却水。

(2) 由 C 地块地埋管、D1 地块地埋管、D2 地块地埋管向 D2 机房地源侧分集水器供水；D2 机房地源侧分集水器向 D1 能源站、D2 能源站热泵机组供冷却水。

(3) 由 D3 地块地埋管、D4 地块地埋管向 D3 机房地源侧分集水器供水；D3 机房地源侧分集水器向 D3 能源站热泵机组供冷却水。

(4) C 机房地源侧分集水器与 D2 机房地源侧分集水器设置联通管，实现地埋管分区互联互通。

(5) D2 机房地源侧分集水器与 D3 机房地源侧分集水器设置联通管，实现地埋管分区互联互通。

通过上述地埋管侧互联互通方案，对整个项目区域地下换热过程进行 10 年的逐时动态模拟计算，得到地埋管换热器逐时进出口水温及地下岩土逐时温度变化，如下图所示。经过 10 年的连续运行，地下岩土温度有小幅度的下降，地下岩土冷热平衡性较好。整个系统能够实现冬夏季稳定、高效运行。

本项目建设规模大，钻孔数目较多，通过采用能源总线设计思想，随着项目建设进度，分期建设

能源站，并通过各能源站之间互联互通、协同调配，可实现可再生能源的最大化利用。在后期的能源站建设过程时，综合考虑整个项目冷热负荷情况、调峰冷热源配置情况，通过地埋管侧互相调配，进而实现整个区域各个能源站的地埋管侧冷热平衡，保证了整个项目的冷热平衡。

4 集成冷站

传统冷冻站，通常是由建设单位根据设计院的初步设计进行冷冻站主体设备的采购，然后由机电安装公司在现场安装的暖通工程。传统冷冻站往往存在以下问题：

(1) 传统冷冻站是一项责任主体分散的工程项目，各方只对自己工程内容负责，缺乏系统工程思想，整体性能无法保证。

(2) 传统冷冻站由于在现场施工，施工作业占地面积较大、不同专业交叉作业时间很长、业主现场协调管理难度很大。

(3) 传统冷冻站一般采用独立、简单的控制方式，各个主耗电设备的控制缺乏关联性，节能效果不明显。

集成冷冻站是以高效节能的关联预测控制系统

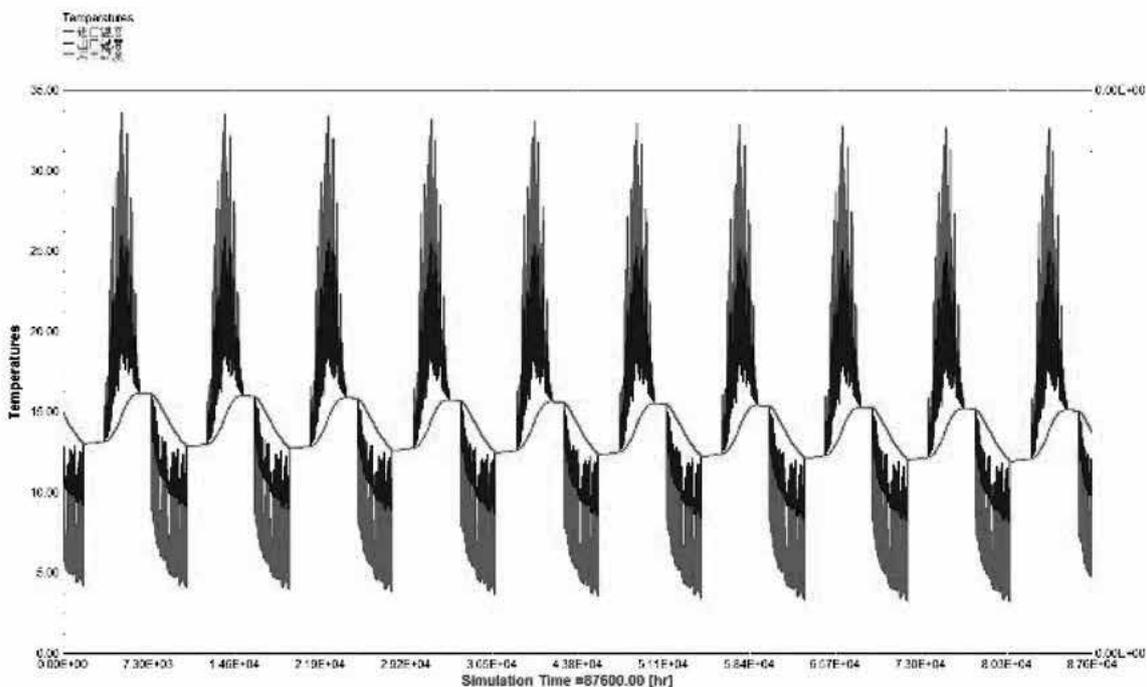


图3 地埋管进出水温度以及岩土温度 10 年热平衡模拟

为核心，在设计院初步设计的基础上，开展二次深化设计和三维仿真，对设备进行参数优化，通过工厂预制、模块运输、现场拼装而形成的机电一体化系统级产品。多模块集成的产品更便于拆卸、吊装和运输。高效、节能、节省空间、操作方便、容易控制设备在工厂进行预制生产，避免了现场施工繁杂的困扰。

- (1) 从分散责任主体到系统集成商单一责任主体；
- (2) 从工程项目到系统产品；
- (3) 从项目现场施工到工厂预制生产；
- (4) 从独立控制到关联控制、引入全变频控制技术。

本项目能源站设计采用集成冷冻站技术，能源站设计主要创新点如下：

- (1) 本集成冷冻站采用模块化设计技术，在制造厂集成生产制造、安装调试合格后分模块发运，到项目现场后模块连接、组对，现场施工周期由传统的 5~6 个月缩短为 1 个月；
- (2) 集成冷冻站系统能效比高，与常规冷冻站系统相比，可节能 30% 以上；
- (3) 采用台佳制冷剂侧切换专利技术，避免空调侧和地源侧交叉污染问题；
- (4) 节省 10% 以上用材，节省前期投资，降低维护管理费用；
- (5) 智能集成，无人值守，远程控制；
- (6) 控制系统按采集的数据自动计算、比较不

同运行策略，迭代计算系统运行能效，自适应调节水流量和温差。

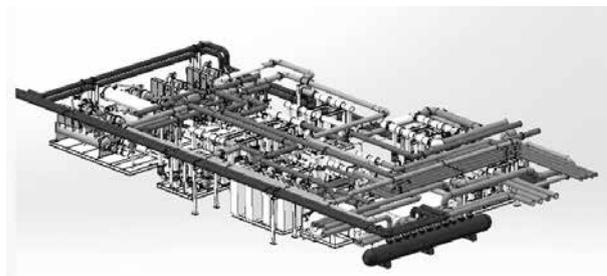


图 4 项目某能源站三维设计图

5 运行测试

中国建筑科学研究院国家空调设备质量监督检验中心作为委托评估机构，对该项目 A 区能源站地源热泵系统夏季工况运行性能进行了现场测试评估。

5.1 室外埋管水力平衡测试结果

本项目 A 机房对应的室外侧二级分集水器为 13#~24#，共 12 个。分为两组，每组 6 个并联运行（13#~18#，19#~24#）。此外，每组二级分集水器出口连接 10 路三级分集水器，每路三级分集水器连接 8 个钻孔。

因此，对室外侧埋管原始运行状态以及调试后的水力平衡情况进行测试。测试分为两方面内容：

- (1) 二级分集水器的水力平衡；
- (2) 三级分集水器的水力平衡。

由于，现场三级分集水器数目较多，难以实现

表 2 三级分集水器流量

二级分集水器编号	测试工况	二级分集水器流量 (m ³ /h)	三级分集水器流量 (m ³ /h)										流量不平衡率
			1#	2#	3#	4#	5#	6#	7#	8#	9#	10#	
16#	原始	47.2	/	7.52	/	7.03	/	8.10	/	4.75	/	7.72	41.4%
	调试 1	50.6	/	5.39	/	4.41	/	5.81	/	6.52	/	4.52	32.4%
	调试 2	52.2	/	5.13	/	5.35	/	5.41	/	6.01	/	6.55	21.7%
18#	原始	54.1	7.17	/	7.22	/	5.55	/	6.32	/	5.94	/	23.1%
	调试	/	5.70	/	5.65	/	5.50	/	6.37	/	6.10	/	13.7%
20#	原始	/	6.30	5.70	/	5.70	5.96	7.45	7.82	7.01	7.56	5.71	27.1%
	调试	40.1	/	/	/	5.41	/	/	5.78	6.03	/	/	10.3%
21#	原始	/	6.15	5.83	7.60	6.07	6.05	6.03	7.40	8.20	7.60	7	28.9%
	调试	33.2	/	3.54	/	/	/	/	/	3.62	3.66	/	3.3%
23#	原始	65.1	7.51	/	7.09	/	7.48	/	8.31	/	7.89	/	14.7%

备注：表中“原始”是指系统的初始运行情况；“调试”是指对某些三级分集水器支路阀门进行调试后的测试结果。

逐一测试。本次测试挑选典型的三级分集水器进行测试，校核其水力平衡。详见表 2。

本项目，每组二级分集水器（13#~24#）出口连接 10 路三级分集水器，每路三级分集水器连接 8 个钻孔，即每组二级分集水器的设计流量是相同的。因此，二级分集水器的流量不平衡率可用下式进行计算：

$$\text{流量不平衡率} = \frac{\max(\text{流量}) - \min(\text{流量})}{\max(\text{流量})}$$

表 3 二级分集水器

二级分集水器						
测点	13#	14#	15#	16#	17#	18#
流量 (m ³ /h)	55.3	53.0	47.1	52.2	48.5	54.1
流量不平衡率	14.8%					

表 4 二级分集水器

二级分集水器							
测点	19#	20#	21#	22#	23#	24#	
流量 (m ³ /h)	原始	84.6	76.8	60.8	80.8	86.5	77.8
	调试	74.0	65.8	69.3	68.8	67.9	76.6
流量不平衡率	14.1%						

5.2 地源热泵夏季工况测试结果

A 地块机房内共三台高效型地源热泵机组（DRSW-760-2F），由于 1# 机组处于检修状态，不具备测试条件。因此，对 2#、3# 机组的性能进行测试。

测试期间，为保证机组负荷率，采用单一机组运行，逐一测试的方式。

热泵机组性能测试期间，冷却水一次循环泵、冷冻水一次循环泵与机组一一对应开启；各末端支路冷冻水二次循环泵单台变频运行。

测试期间，地源热泵机组实际运行工况下的机组平均性能系数为 4.93，系统平均性能系数为 3.3，具体测试结果见下表 5.4，地源热泵机组用户侧和热源侧的出水回水温度变化曲线见图 5.1。

表 5 某地源热泵机组实际运行工况下制冷性能测试结果

序号	测试项目	测试结果
1	机组用户侧出水温度 /°C	7.9
2	机组用户侧回水温度 /°C	11.0
3	机组用户侧流量 / (m ³ /h)	382.9
4	机组热源侧出水温度 /°C	28.9
5	机组热源侧回水温度 /°C	24.2
6	机组制冷量 /kW	1381.5
7	机组输入功率 /kW	280.1
8	机组制冷平均性能系数 / (kW/kW)	4.93
9	系统制冷平均性能系数 / (kW/kW)	3.3

备注：1) 测试时间为 2016 年 9 月 8 日 15:00~17:30；

2) 所有测试项目为测试期间的平均值；

3) 机组制冷平均性能系数 = $\frac{\text{机组制冷量}}{\text{机组输入功率}}$ ；

4) 系统制冷平均性能系数 = $\frac{\text{系统制冷量}}{\text{总输入功率}}$ 。

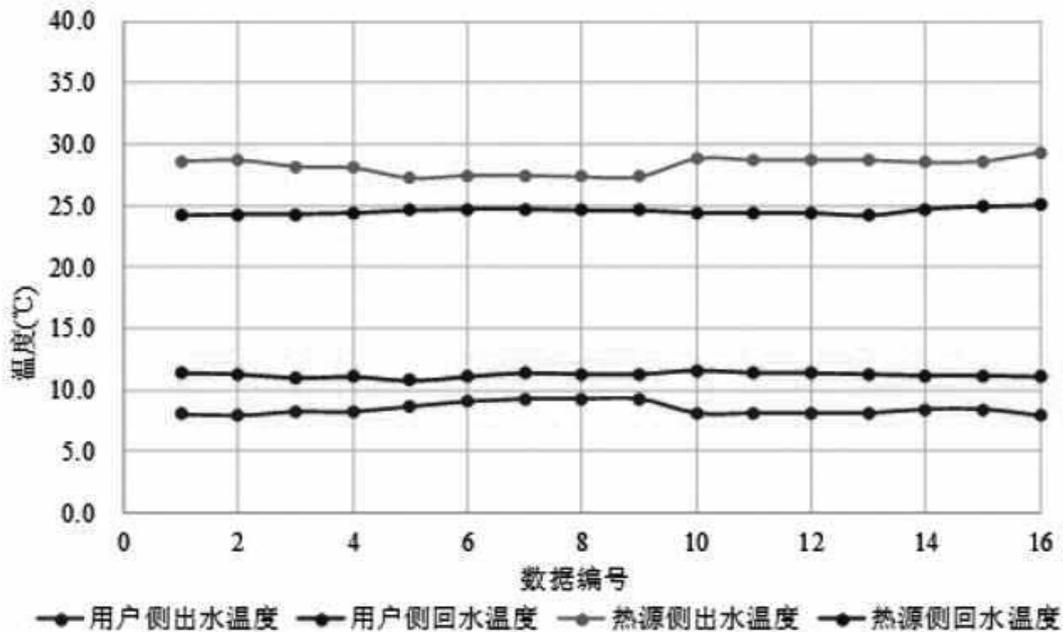


图 5 某地源热泵机组用户侧、热源侧循环介质温度变化曲线

5.3 现场测试结论

通过对宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”区域供能项目地源热泵系统运行测试和分析,得到如下结论:

(1) 本系统中除 1# 热泵机组因测试期间正在维修无法进行测试,其余设备在测试期间均运行稳定良好;

(2) 通过对所有的二级分集水器和典型的不利的三级分集水器的测试:二级分集水器的水力平衡均能满足《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[3]的要求;80%以上的三级分集水器的水力平衡能够满足《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[3]的要求;

(3) 室外埋管目前实施部分流量和温度均能满足设计要求;

(4) 本项目地源热泵系统在测试工况,运行合理的情况下,抽测热泵系统的制冷性能系数约为 3.3。

需要说明的是,本次测试系统运行效果未达到原设计目标,主要由以下几个原因引起:

(1) 系统循环水泵运行不合理,水泵启停未能根据负荷情况进行相应调节;

(2) 测试期间,系统负荷率较低,设备并未处于最佳状态。

测试后,根据发现的问题,运行方对系统进行了系统性调试,调整、优化了系统运行策略。调试后,经运行方反馈,根据运行数据,分析发现系统运行效率得到了较大程度的提升,系统制冷平均性能系数由 3.3 提升到 3.9。

地源热泵系统工程项目,由于源侧、负荷侧运行复杂,水力平衡、地下冷热平衡等对系统运行效果影响较大。这种工程项目施工完成后,需要进行系统化的调试诊断,一方面保证系统的安全、稳定、可靠运行,另一方面充分发挥系统高效性、节能性特点。

6 模式创新

本项目能源系统工程采用合同能源管理模式。EMC(Energy Management Contracting)合同能源管理是利用减少的能源费用来支付节能项目全部成本的节能投资方式。这种模式允许用户使用未来的节能收益为工厂和设备升级,降低目前的运行成本,提高能源利用效率。

本项目末端用户不缴纳初装费(政府财政补贴 20 元/m²),非居民供暖、制冷价格均为 28 元/m²;居民住宅供暖价格为 22 元/m²,居民住宅供冷价格为 12 元/m²。居民生活热水价格为 13.5 元/吨(含税),公建生活热水价格为 16 元/吨(含税)。

本项目总投资为 13217.86 万元。在现有价格体系及计算基准下,在业主提供的达产率、使用强度和供冷热生活热水收费情况下,项目投资财务内部收益率(税后)为 10.05%,投资回收期(税后)9.48 年。

7 结语

宝鸡“石鼓·天玺台”、“石鼓·太阳市”地源热泵能源站供能系统项目,对本项目绿色建筑创新点、地源热泵系统设计、施工工艺要点、埋管侧互联互通方案、集成冷站技术、EMC 经济模式等进行了详细、系统介绍。并通过现场测试,分析评估本项目地源热泵系统运行性能、埋管侧水力平衡情况。

通过分析,得出如下结论:

(1) 能源总线技术方案可以实现能源站之间互联互通、协同调配,能实现可再生能源的最大化利用,对可再生能源的规模化应用具有重大意义;

(2) 可再生能源区域供能项目,通过合理的设计,以及后续调试及优化,能保证系统运行的高效,实现节能减排的设计目的;

(3) 结合 BIM 的集成冷冻站技术目前已经较为成熟,可以作为未来区域能源站实施的重要技术手段;

(4) 绿色建筑高星级,区域能源站集中供能等行业热点在合理规划和设计的前提下,在类似宝鸡这种非一、二线城市也能得到合理的推广和应用。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院.地源热泵系统工程技术规范(2009年版)GB50366-2005.北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [2] 龙惟定.城区需求侧能源规划和能源微网技术(上册、下册)[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [3] 中国建筑科学研究院.民用建筑供暖通风与空气调节设计规范GB 50736-2012.北京:中国建筑工业出版社,2012.

基于 TRNSYS 平台对半集中式蒸发冷却空调系统的负荷分配

张瑞雪

(中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院, 北京 100013)

[摘要] 室外气象参数对蒸发冷却空调系统运行模式和控制策略影响很大, 从而影响系统负荷分配及系统配置。为了研究逐时室外气象参数条件下半集中式蒸发冷却空调系统负荷分配问题, 本文首先介绍了半集中式蒸发冷却空调系统设计分区、运行模式、控制策略和负荷分配方法; 然后在逐时室外气象参数条件下, 以兰州某办公建筑为例, 并借助 TRNSYS 软件对蒸发冷却空调系统进行分区和负荷分配模拟计算; 最后得出: 蒸发冷却空调系统可承担 25.46% 建筑负荷, 对降低空调系统能耗具有重要意义。

[关键词] 半集中式蒸发冷却空调系统; 设计分区; 运行模式; 控制策略; TRNSYS; 负荷分配

0 前言

温湿度独立控制空调系统是降低空调能耗, 改善室内环境, 与能源结构匹配的有效途径。^[1] 黄翔^{[2][3]} 等学者借鉴传统式半集中式空调系统的理念, 提出了适用于炎热干燥地区的半集中式蒸发冷却空调系统, 其作为节能、环保的温湿度独立控制系统已经在我国西北地区得到了广泛的应用。

蒸发冷却空调系统受室外气象参数影响较大, 室外气象参数变化时, 直接影响系统运行模式和控制策略。因此, 本文针对研究较少的蒸发冷却系统动态负荷分配问题, 以兰州某办公建筑干式风机盘管加新风系统为例, 对夏季室外逐时气象参数分区进行判定, 并利用 TRNSYS 平台对不同分区蒸发冷却系统的负荷分配进行研究。

1 分析方法

1.1 蒸发冷却空调系统设计分区

我国各地区的夏季室外设计参数差异很大, 在不同的夏季室外空气设计干、湿球温度下, 所采用的蒸发冷却机组的功能段是不同的。《蒸发冷却制冷系统工程技术规程》JGJ 342-2014、《全国民用建筑工程设计技术措施—暖通空调动力(2009)》、文献^[4] 将不同的夏季室外空气状态点在 $i-d$ 图上划分成 5 个区域, 分析夏季室外设计状态点在不同分区内所应选择的蒸发冷却空调的功能段形式, 其中点 N 和 O 分别代表室内设计空气状态点、理想送风状态点(机器露点)。

1.2 蒸发冷却空调运行模式

蒸发冷却空调系统受气候影响较大, 不同地区蒸发冷却空调系统形式不同。干燥地区运行模式如图 2, 中等湿度地区运行模式如图 3。该系统由蒸发冷却空调机组、蒸发冷水机组、机械制冷机组、风

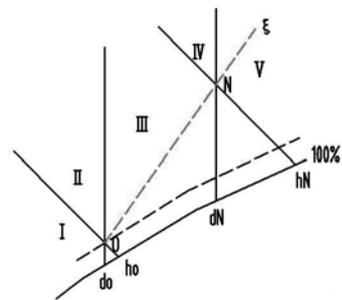


图 1 蒸发冷却空调系统设计分区

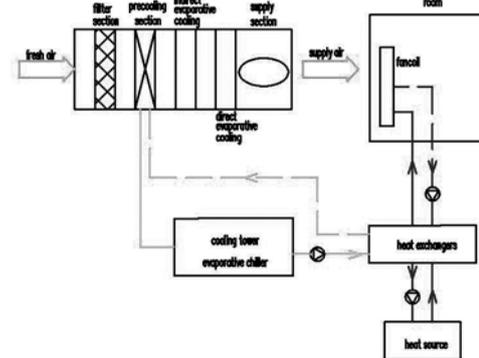


图 2 干燥地区蒸发冷却空调运行模式

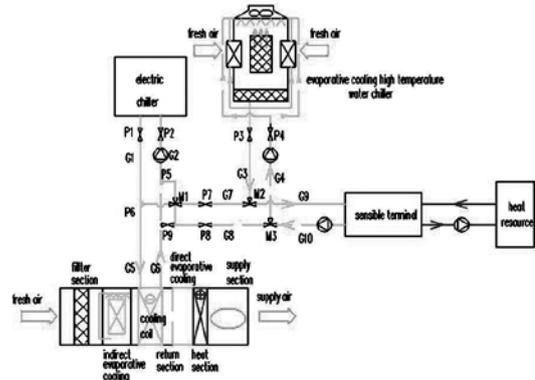


图 3 中等湿度地区蒸发冷却空调运行模式

机盘管几部分组成。系统运行时，冷源由蒸发冷水机组或与机械制冷机组联合为干工况风机盘管提供高温冷水。在蒸发冷却空调机组中，可开启间接段、表冷段、直接段功能段对室外空气进行处理。经蒸发冷却高温冷水机组降温处理后的冷水介于空气湿球温度和露点温度之间，作为系统的高温冷源，在中等湿度地区，由机械制冷辅助蒸发冷却高温冷水机组提供高温冷源，这种系统能够有效降低高品质能源消耗，提供系统能效。

1.3 蒸发冷却空调系统控制策略

蒸发冷却空调系统主要通过开启蒸发冷却空调机组不同功能段、调节水温高低来实现系统运行。

(1) 当夏季室外空气状态点 W 在 I 区，即 $h_w < h_o$ ， $d_w < d_o$ ，蒸发冷却空调机组开启直接蒸发段处理室外

空气，空气处理焓湿图、过程如表 1 (a)；

(2) 当夏季室外空气状态点 W 在 II 区，即 $h_w > h_o$ ， $d_w \leq d_o$ 时，蒸发冷却空调机组开启间接蒸发冷却段、直接蒸发段处理室外空气，空气处理焓湿图、过程表 1 (b)；

(3) 当夏季室外空气状态点 W 在 III~V 区，直接利用蒸发冷却已不能满足室内空气状态，此时需要间接段对室外空气预冷，然后开启蒸发冷却空调机组表冷段对室外空气冷却除湿，空气处理焓湿图、过程图表 1 (c)；

新风机组通过开启不同功能段来承担室内湿负荷和部分显热负荷，风机盘管承担室内设备、人员、灯光、围护结构等引起的显热负荷，系统运行模式如表 2。

表 1 空气处理焓湿图、过程图

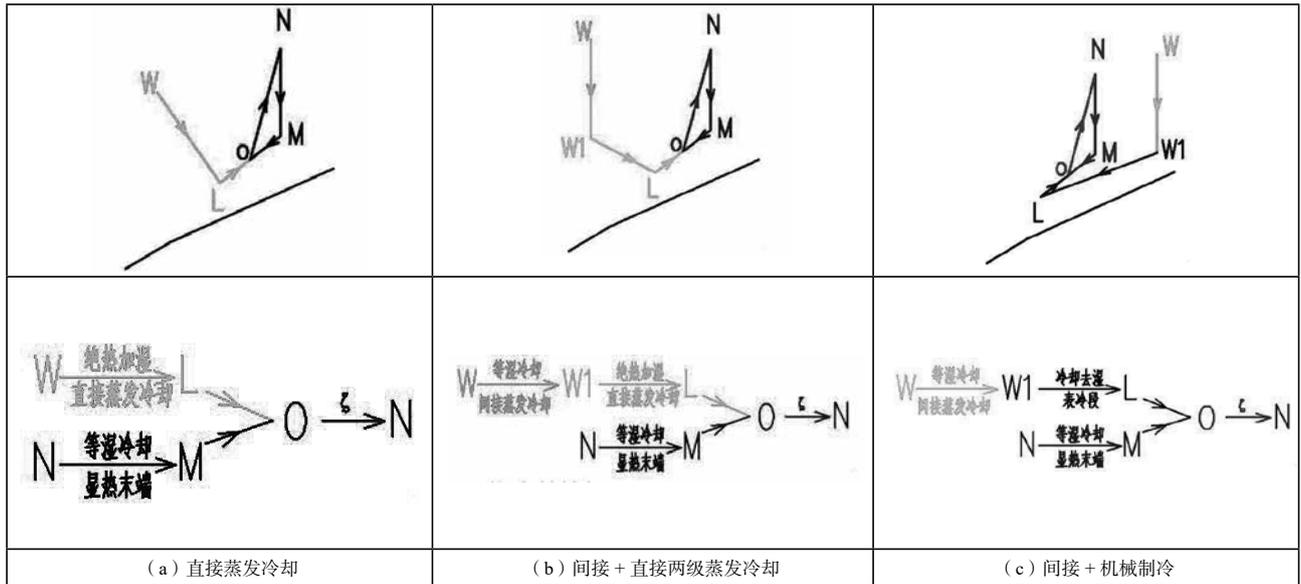


表 2 半集中式蒸发冷却系统运行模式和控制策略

序号	1	2	3	4	5	6	7	8
设备	新风机组 (蒸发冷却组合式空调机组)					冷源		末端
功能段	粗效过滤段	间接蒸发冷却段	表冷段	直接蒸发冷却段	加热段	冷却塔 (蒸发冷水机组)	机械制冷冷水机组	显热末端
i	√			√		√		√
ii	√			√			√	√
iii	√			√		√	√	√
iv	√	√		√		√		√
v	√	√		√			√	√
vi	√	√		√		√	√	√
vii	√	√	√			√		√
viii	√	√	√				√	√
ix	√	√	√			√	√	√

1.4 蒸发冷却空调系统负荷分配方法

常规空调设计一般采用设计室外空气计算参数，而蒸发冷却空调系统对于不同室外气象参数需要开启不同功能段实现系统运行策略，因此研究夏季室外气象参数不断变化时蒸发冷却空调负荷分配非常有意义。

利用 TRNSYS 软件建立兰州气候分区、办公建筑负荷分配模型（如图 4），通过夏季建筑逐时负荷、室内设计状态点参数、送风量确定送风状态点参数，然后以室内设计状态点、送风状态点按照 1.1 蒸发冷却系统设计分区方法确定送风状态点变化时蒸发冷却空调系统不同功能段负荷分配，具体负荷分配方法如下：

已知条件：

室内状态点 N ： h_N , kJ/kg； d_N , g/kg；送风量： q_m , kg/s；新风量： q_{mR} , kg/s；风机盘管风量： q_{mW} , kg/s；逐时负荷： Q_i , kW；逐时湿负荷： W_i , kg/s。

(1) 确定送风状态点 Q_i ：

$$h_{oi} = h_N - \frac{Q_i}{q_m} ; d_{oi} = d_N - \frac{W_i}{q_m} ;$$

(2) 确定新风处理状态点 L_i ：

$$d_{Li} = d_{oi} + \frac{q_{mR}}{q_{mW}} (d_{oi} - d_N)$$

① 当室外状态点处于 I 时，空气处理过程焓湿图如图 2 (a) 直接蒸发冷却，则 $h_{Li} = h_{wi}$ ；

② 当室外状态点处于 II 时：空气处理过程焓湿图如图 2 (b) 间接、直接蒸发冷却，经计算并咨询设备厂家，间接蒸发冷却效率为 75%，则 $d_{wli} = d_{wi}$ ，间接处理点 W_{li} 点焓值 h_{wli} 由 TRNSYS 干湿表程序输出，则 $h_{Li} = h_{wli}$ ；

③ 当室外状态点处于 III~V 时：空气处理过程焓湿图表 2 (c) 间接 + 机械制冷，新风处理状态点 L_i 的饱和分压力 P_{sLi} ：

$$P_{sLi} = \frac{Bd_{Li}}{0.622\phi + d_{Li}\phi} ;$$

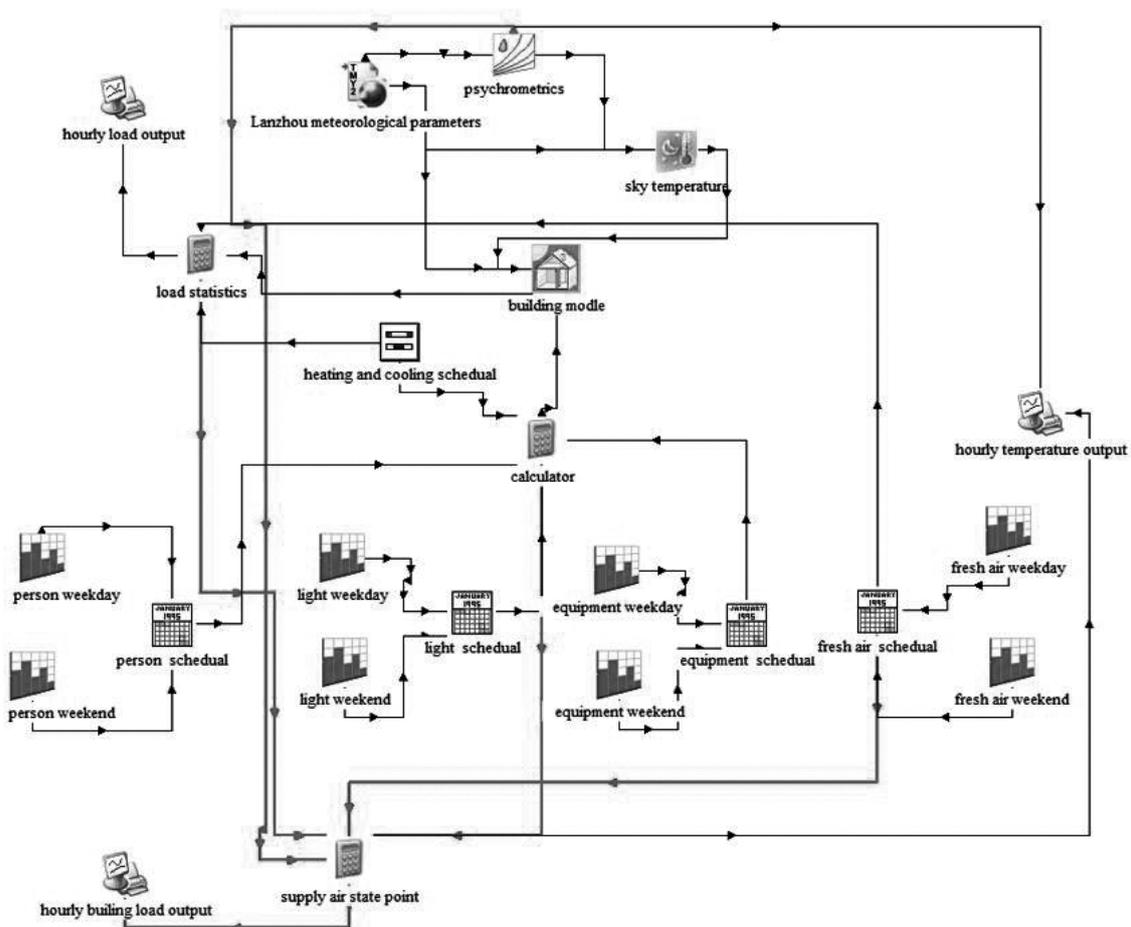


图 4 气候分区、负荷分配模型

新风处理状态点 L_i 的干球温度 $t_i^{[5]}$:

$$P_{sLi} = 6.112 \times 10^{\frac{7.45t_i}{235+t_i}};$$

根据干球温度、含湿量由 TRNSYS 干湿表程序输出 h_{Li} ;

(3) 确定风机盘管处理状态点 M_i :

$$d_{Mi} = d_N; h_{Mi} = h_{oi} + \frac{q_{mW}}{q_{mR}}(h_{oi} - h_{Li})$$

(4) 确定新风机组间接段处理状态点 W_{li} :

① 当室外状态点处于 II 时: 状态点 W_{li} 确定过程如第 (2) 第 II 方法;

② 当室外状态点处于 III~V 时: 空气处理过程焓湿图表 2 (c) 间接 + 机械制冷, 间接蒸发冷却效率为 75%, 则 $t_{wli} = t_{wi} - 0.75(t_{wi} - t_{wsi})$, $d_{wli} = d_N$, 间接处理点 W_{li} 点焓值 h_{wli} 由 TRNSYS 干湿表程序输出;

(5) 根据各状态点利用 TRNSYS 判定蒸发冷却组合式新风机组运行策略, 并逐时输出新风机组直接蒸发冷却段、间接蒸发冷却段、表冷段、风机盘管分别承担的负荷。

① 当室外状态点处于 I 时:

直接蒸发段承担负荷: $Q_{I_dec} = c_p \times q_{mR} \times (t_w - t_L)$;

风机盘管承担负荷: $Q_{I_fancoil} = q_{mW} \times (t_N - t_M)$ 。

② 当室外状态点处于 II 时:

间接蒸发段承担负荷: $Q_{II_indec} = q_{mR} \times (h_w - h_{wL})$;

直接蒸发段承担负荷: $Q_{II_dec} = c_p \times q_{mR} \times (t_{wl} - t_L)$;

风机盘管承担负荷: $Q_{II_fancoil} = q_{mW} \times (h_N - h_M)$ 。

③ 当室外状态点处于 III~V 时:

间接蒸发段承担负荷: $Q_{III-V_indec} = q_{mR} \times (h_w - h_{wL})$;

表冷段承担负荷: $Q_{III-V_coil} = q_{mR} \times (h_{wl} - h_L)$;

风机盘管承担负荷: $Q_{III-V_fancoil} = q_{mW} \times (h_N - h_M)$ 。

2 结果与讨论

2.1 蒸发冷却空调机组适用性判定

以兰州某一办公建筑为例, 该办公建筑坐北朝南, 长 40m、宽 20m、层高 3m; 该建筑共 5 层, 单层室内空调面积为 800m², 建筑空调面积 4000m²; 南北窗墙面积比为 0.4。

利用 TRNSYS 软件模拟计算空调逐时冷负荷, 如图 5。该办公建筑设计负荷为 326.00kW, 设计湿负荷为 14.17g/s, 热湿比 ζ 为 23011.79kJ/kg, 送风量为 38.82kg/s, 新风量为 5.3875 kg/s, 风机盘管风量为 33.43kg/s, 设计室外、室内、送风状态点如表 3。

兰州空调季为 5 月 15 日~9 月 30 日, 整个空调季共 3336h, 图 6 焓湿图表征了兰州地区室外空气状态点, 根据蒸发冷却空调系统设计分区, 将室外逐时气象参数与设计室内空气状态点、送风状态点参数进行比较, 在焓湿图上确定室外状态点位于 I 区、II 区、III 区、IV 区、V 区的小时数分别为 2640h、346h、10041h、244h, 占空调小时数百分比分别为 79.14%、10.37%、3.00%、1.23%、7.31%。当室外状态点位于 I 区时, 开启新风机组直接蒸发段可满足要求; 当室外状态点位于 II 区时, 开启新风机组间接蒸发段和直接蒸发段进行两级蒸发冷却; 兰州

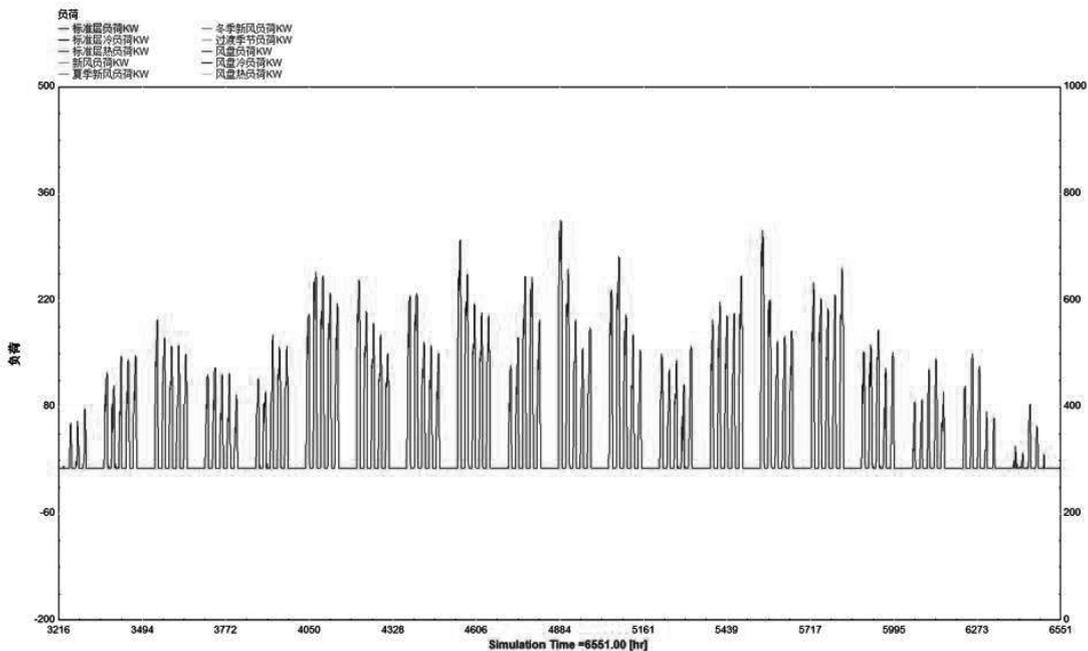


图 5 兰州某建筑逐时冷负荷

夏季使用蒸发冷却空调机组时，蒸发冷却空调机组可保证 89.51% 的时间新风满足室内通风要求，蒸发冷却空调系统夏季不保证率为 10.49%。因此有必要针对室外逐时气象参数进行分析，确定蒸发冷却不满足时空气处理策略。

表 3 室外、室内、送风状态点参数

类型	室外状态点 W	室内状态点 N	送风状态点 O
干球温度 /°C	31.2	26	18.05
湿球温度 /°C	20.1	20.33	17.67
相对湿度 / %	36%	60%	95%
含湿量 / (g/kg) (干空气)	10.16	12.64	12.48
焓值 / (kJ/kg)	57.37	58.20	49.80

表 4 兰州地区室外空气状态点分区

分区	I	II	III	IV	V
小时数 /h	2640	346	100	41	244
占空调小时数百分比 /%	79.14	10.37	3.00	1.23	7.31

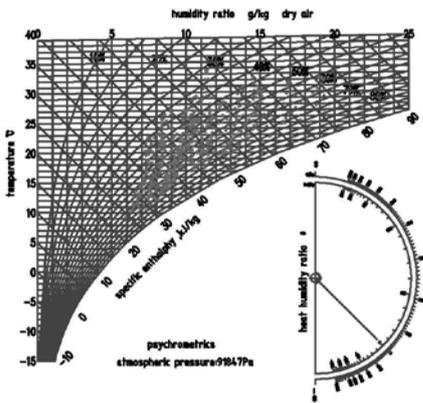


图 6 兰州地区室外空气状态点焓湿图表征

由图 6 可以看出：在设计室内状态、送风状态下，夏季室外气象参数处在 I~V 区不同气候分区中，

蒸发冷却组合式空调机组需要开启不同功能段处理室外空气。上述分析忽略了室外气象参数变化对建筑负荷的影响。但是考虑建筑负荷逐时变化时，那么送风状态点、送风量、空气处理过程等都随之变化，为了便于分析确定新风机组直接蒸发冷却段、间接蒸发冷却段、表冷段、风机盘管分别承担负荷，应按照 2.4 负荷分配方法考虑定风量情况下蒸发冷却空调负荷分配问题。

2.2 蒸发冷却空调系统负荷分配结果分析

根据 2.4 节负荷分配方法，利用逐时模拟软件 TRNSYS 对蒸发冷却组合式新风机组直接蒸发冷却负荷、间接蒸发冷却负荷、表冷器负荷、风机盘管负荷进行模拟输出，蒸发冷却空调系统不同分区负荷分配如图 7~9，负荷分配结果如表 5。

由表 5 可以看出：

(1) 室外状态点处于 I 区时，开启蒸发冷却空调机组直接段处理室外新风，风机盘管对室内回风进行处理，直接段累计承担负荷为 20023.69kW·h，累计风机盘管负荷为 34521.43kW·h，蒸发冷却空调机组承担负荷占总负荷的 18.65%；

(2) 室外状态点处于 II 区时，开启蒸发冷却空调机组间接段、直接段处理室外新风，间接段与直接段累计承担负荷为 3347.36kW·h、75.96kW·h，蒸发冷却空调机组承担负荷占总负荷的 3.19%；

(3) 室外状态点处于 III、IV、V 区时，间接、直接蒸发冷却处理不能满足送风要求，需要开启空调机组间接段、表冷段对新风进行处理，间接段累计承担负荷为 3883.92kW·h，占总负荷的 3.62%；

(4) 夏季空调季节，在室外气象参数逐时变化的情况下，不同分区利用蒸发冷却直接蒸发、间接蒸发承担总负荷为 25.46%。

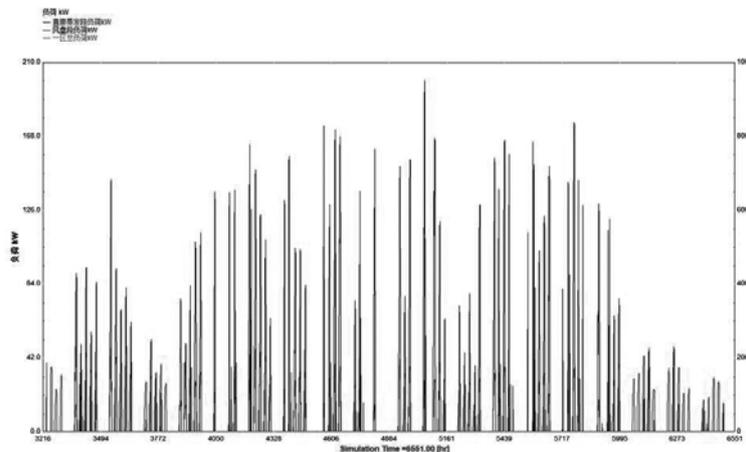


图 7 I 区逐时负荷分配

表 5 负荷分配统计表

分区	峰值负荷 / kW	累计负荷 / kW·h
I 区直接蒸发段	直接蒸发段 69.72	累计直接蒸发段 20023.69
	风机盘管 200.57	累计风机盘管 34521.43
II 区间接 + 直接蒸发段	间接蒸发段 50.24	累计间接蒸发段 3347.36
	直接蒸发段 17.47	累计直接蒸发段 75.96
III、IV、V 间接 + 表冷段	风机盘管 233.82	累计风机盘管 15028.96
	间接蒸发段 39.94	累计间接蒸发段 3883.92
	表冷段 125.79	累计表冷段 13438.61
合计	229.21	累计风机盘管 17024.51
		107344.45

3 结论

本文将兰州室外逐时气象参数划分 5 个区域，确定了不同分区蒸发冷却空调系统运行模式及控制策略，得到了蒸发冷却空调系统不同功能段承担的动态负荷，并得到以下结论：

(1) 兰州地区空调季节可以利用蒸发冷却处理室外新风，蒸发冷却空调保证率为 89.51%；

(2) 兰州地区某办公建筑直接蒸发蒸发冷却、间接蒸发冷却可承担 25.46% 的总负荷，对降低空调系统能耗具有重要意义；

(3) 兰州地区比较适合蒸发冷却空调系统应用推广。

参考文献

[1] 孙铁柱, 黄翔等. 蒸发冷却与机械制冷复合高温冷水机组水系统配比问题分析 [J]. 流体机械, 2011, 39(5):81.
 [2] 黄翔, 张天伟等. 蒸发冷却空调系统自动控制方案的探讨 [J]. 暖通空调, 2003, 33(4)109-112.
 [3] 屈元, 黄翔, 狄育慧. 西北地区半集中式蒸发冷却空调系统的设计 [J]. 西安工程科技学院学报, 2003(2):158-161.
 [4] 张丹, 黄翔等. 蒸发冷却空调系统的设计原则与设计方法的研究 [J]. 制冷与空调 2008, 4(8)18-24.
 [5] 周西华. 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)332.

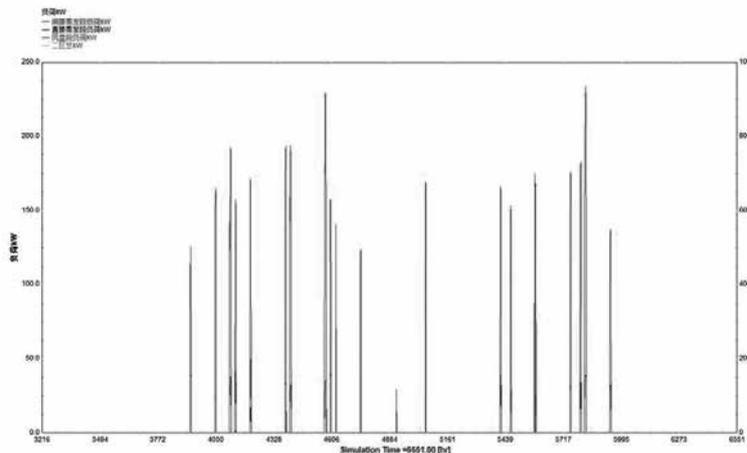


图 8 II 区逐时负荷分配

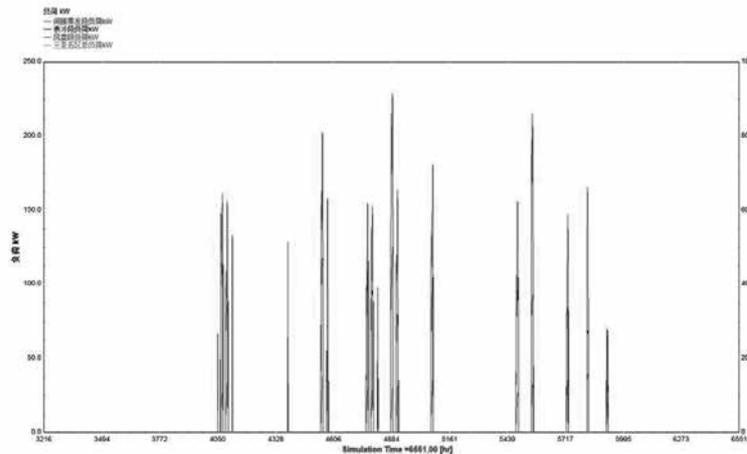


图 9 III、IV、V 区逐时负荷分配

变流量双级压缩空气源热泵系统

赵瑞昌, 杨永安

(天津商业大学, 天津市制冷技术工程中心, 天津 300134)

[摘要] 单级压缩空气源热泵系统随着蒸发温度的降低, 蒸发压力也在不断降低, 压力比不断增大, 导致压缩机的排气温度不断升高, 容积效率下降, 输气量减少, 制冷量不断降低。因此, 在蒸发温度低于 -20°C 工况下, 通常需要采用双级压缩制冷循环来满足实际需求。实验表明, 当冷凝温度为 30°C , 蒸发温度为 $-20^{\circ}\text{C}\sim-35^{\circ}\text{C}$ 的变化区间, 低高压级压缩机理论输气量比 ε 在 1.25~3.33 范围时, 系统的制热量随着 ε 的增加逐渐减小, 最大制热性能系数可比常规定流量机组 (2:1) 最大提高 7%, 比机组耗功降低 8%, 比 3:1 配组双级压缩最大高 2.32%。此外, 蒸发温度越低, 最佳 COP 下的低高压压缩机理论输气量之比不断变大。

[关键词] 空气源热泵; 双级压缩; 性能系数; 制热量

0 引言

热泵技术是近年来在全世界倍受关注的新能源技术, 是一种能从自然界的空气、水或土壤中获得低位热能, 经过电能做功, 提供可被人们所用的高位热能的装置。现在常见的类型主要有地源热泵、水源热泵、空气能热泵、空气源热水器几种; 其不仅安全环保、节能高效, 而且还能够一机多用, 加上国家最近对“煤改电”政策的大力推广而广泛应用于市场。

在中国北方或其它寒冷地区, 当室外环境温度很低时, 热泵机组在运行时室外机蒸发器经常结霜, 这容易降低系统运行性能系数, 严重时会导致故障。因为当外界温度很低时, 蒸发温度必须很低, 压缩机的压缩比升高, 系统内工质循环量减少, 同时混合在制冷剂中的润滑油的粘度降低, 这都是导致机组不能正常运行的原因, 即使能够工作, 其制热量也会降低, 制热 COP 很小。

Kwon O^[1] 等通过单级压缩与双级压缩制热系统性能的对比, 发现双级压缩热泵系统具有更好的节能性。Zubair S M^[2] 等人通过热力学第一定律研究了中间压力对双级压缩制冷系统的影响, 通过改变中间压力可以提高制冷循环性能。Ouadha^[3] 通过热力学第二定律研究了中间压力对双级压缩制冷系统的影响, 通过调整中间压力使系统性能系数得到提高。盛健^[4] 等通过实验发现蒸发温度越高, 系统制热 COP 越大; 在相同的蒸发温度时, 系统制热 COP 会在随着中间压力的升高呈现先升高后降低的趋势, 并在一个范围内保持最大。王伟等人^[5] 通过实例分析得出蒸发温度在 -30°C 运行时, 机组的制热 COP 仍大于 2。张华^[6] 等人指出在空调中应用两级压缩空气源热泵机组不仅能提升制热量, 而且性能系数也高, 尤其是在变工况下运行性能优势越明显。

基于国内外学者的理论研究成果, 了解现在工

程常用到双级压缩制冷循环机组的缺陷, 为此, 应用变频压缩机, 搭建变制冷剂流量双级压缩热泵实验台, 采用一次节流中间不完全冷却循环形式, 对于不同的工况, 开展变制冷剂流量双级压缩热泵系统, 验证变制冷剂流量循环的优越性。

1 双级压缩系统的工作原理

1.1 一次节流中间不完全冷却的双级压缩制冷循环

一级节流中间不完全冷却的双级压缩制冷循环的工作过程是: 从冷凝器出来的高温高压制冷剂液体分为两部分: 一部分经过节流阀节流后进入中间冷却器“蒸发吸热”, 然后与中间冷却器的制冷剂混合; 另一部分经过制冷剂液体在中间冷却器内过冷, 放出热量后经过节流阀节流降压, 然后流入到蒸发器。当制冷剂从蒸发器出来后进入低压级压缩机进行压缩, 压缩到中间压力的制冷剂过热蒸气和从中间冷却器过来的饱和蒸气混合后进入高压级压缩机进行二次压缩。然后高压级压缩机进行压缩并排出过热蒸气, 进入到冷凝器冷却成液体, 完成一个循环。

8-1 为工质在蒸发器中定压气化吸热, 低压低温液体变为低温低压气体。

1-2 为工质在低压级压缩机定熵压缩, 由蒸发压力压缩至中间压力。

2-3 为压缩后的过热蒸气与中间冷却器出来的干饱和蒸气混合。

3-4 为工质在高压级压缩机定熵压缩, 由中间压力压缩至冷凝压力。

4-5 为工质在冷凝器中凝结放热, 高温高压的制冷剂蒸气凝结放热。

5-7 为高温高压的制冷剂饱和液在中间冷却器定压过冷。

7-8 为工质由过冷液体节流至蒸发压力, 节流前后焓值不变。

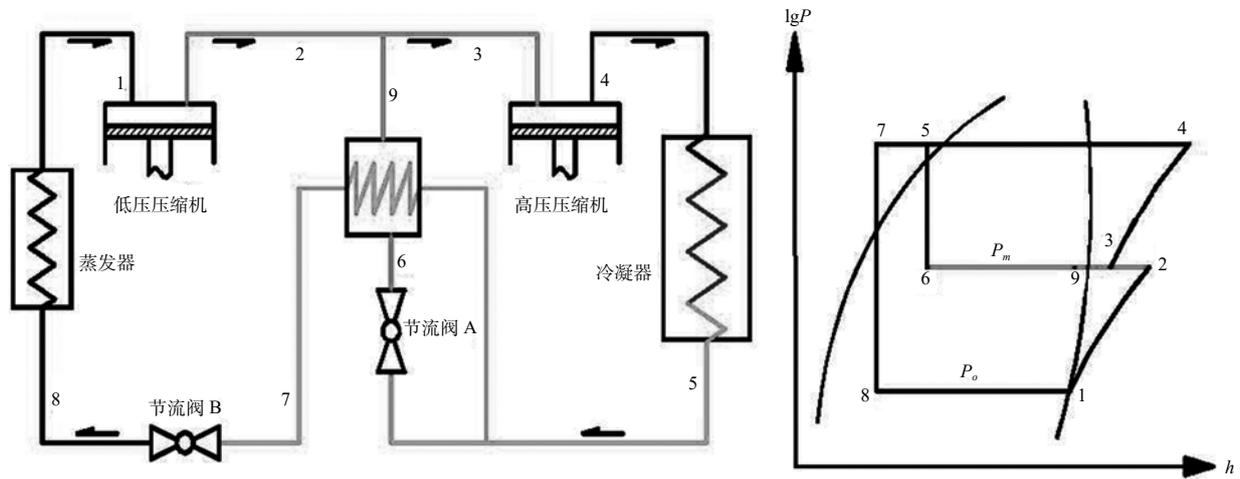


图 1 一次节流中间不完全冷却系统图和压焓图

5-6 为部分工质节流至中间压力进入中间冷却器。

6-3 为节流进入中间冷却器后蒸发吸热，为进入蒸发器的制冷剂提供冷。

1.2 一次节流中间不完全冷却的双级压缩制热循环理论计算

详见表 1、2。

2 实验分析

采用变频压缩机搭建变制冷剂流量双级压缩制冷系统实验台，以 R410A 为制冷剂，冷凝温度，蒸

发温度，蒸发温度温差选取 5℃，本次选取一次节流中间不完全冷却的双级压缩循环进行实验。

2.1 中间压力（中间温度）与低高压级输气量之比的变化关系

中间压力和中间温度是双级压缩热泵系统中最重要控制参数，图 2 和图 3 反应的是中间压力和中间温度随低高压级压缩机输气量之比的实验结果。从图中可以看出，中间压力和中间温度随低高压级压缩机输气量之比的增大而增大。对于固定的蒸发温度，中间温度和中间压力近似与低高压压缩机输

表 1 一次节流中间不完全冷却循环理论计算公式

变量	公式	单位	编号
单位制冷量	$q_0 = h_1 - h_8$	kJ/kg	(2-1)
单位容积制冷量	$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_8}{v_1}$	kJ/m ³	(2-2)
低压级压缩机理论比功	$W_{OD} = h_2 - h_1$	kJ/kg	(2-3)
低压级压缩机质量流量	$qmD = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_8}$	kg/s	(2-4)
低压级压缩机轴功率	$PeD = \frac{qmD W_{OD}}{\eta_{kD}} = \frac{Q_0}{\eta_{kD}} \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_8}$	kW	(2-5)
低压级压缩机实际输气量	$qv_{sD} = qmD v_1 = \frac{Q_0 v_1}{h_1 - h_8}$	m ³ /s	(2-6)
低压级压缩机理论输气量	$qv_{nD} = \frac{qv_{sD}}{\lambda_D} = \frac{Q_0}{\lambda_D} \frac{v_1}{h_1 - h_8}$	m ³ /s	(2-7)
高压级压缩机理论比功	$W_{OG} = h_4 - h_3$	kJ/kg	(2-8)
中冷器平衡方程	$q_{mG} h_5 = (q_{mG} - q_{mD}) h_9 + q_{mD} h_7$		(2-9)
高、低压压缩机质量流量之比	$\frac{q_{mG}}{q_{mD}} = \frac{h_9 - h_7}{h_9 - h_5}$		(2-10)

表 2 一次节流中间不完全冷却循环理论计算公式

变量	公式	单位	编号
能量平衡方程式	$q_{mG} h_3 = (q_{mG} - q_{mD}) h_9 + q_{mD} h_2$		(2-11)
高压级压缩机理论比功	$W_{OG} = h_4 - h_3$	kJ/kg	(2-12)
高压级压缩机轴功率	$P_{eG} = \frac{q_{mG} W_{OG}}{\eta_{kG}} = \frac{Q_0}{\eta_{kG}} \frac{h_2 - h_7}{h_1 - h_7} \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_5}$	kW	(2-13)
高压级压缩机实际输气量	$qv_{sG} = q_{mG} v_3 = \frac{Q_0}{\eta_{kG}} \frac{h_2 - h_7}{h_1 - h_7} \frac{v_3}{h_3 - h_5}$	m ³ /s	(2-14)
冷凝器热负荷	$Q_k = q_{mG} (h_4 - h_5)$	kW	(2-15)
理论循环制热系数	$\varepsilon = \frac{Q_k}{P_{eG} + P_{eD}} = \frac{q_k q_{mG}}{q_{mG} W_{OG} + q_{mD} W_{OD}} = \frac{q_k}{\frac{q_{mG}}{q_{mD}} W_{OG} + W_{OD}} = \frac{h_4 - h_5}{\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} (h_4 - h_3) + (h_2 - h_1)}$		(2-16)
实际循环制热系数	$\varepsilon_s = \frac{Q_k}{P_{eG} + P_{eD}} = \frac{q_k q_{mG}}{q_{mG} W_{OG} + q_{mD} W_{OD}} = \frac{h_4 - h_5}{\frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_5} \frac{h_4 - h_3}{\eta_{kG}} + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{kD}}}$		(2-17)

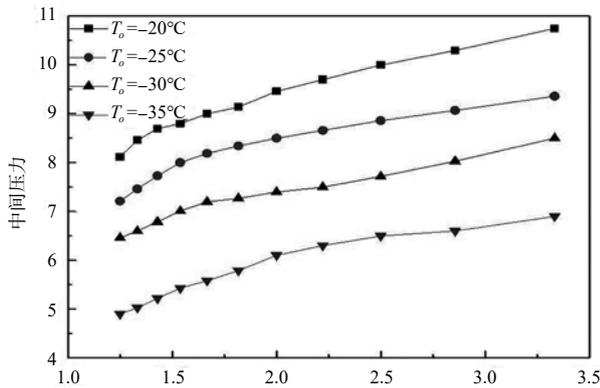


图 2 中间压力随 ξ 的变化

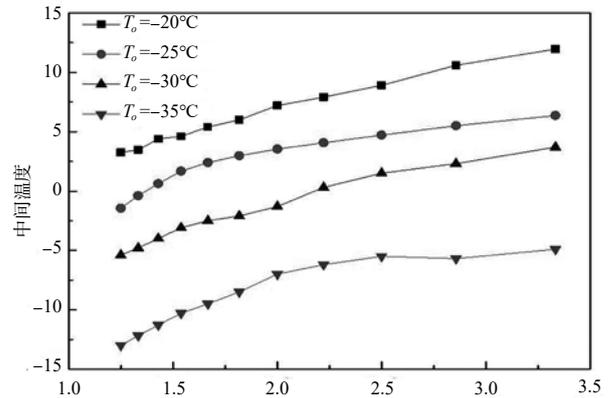


图 3 中间温度随 ξ 的变化

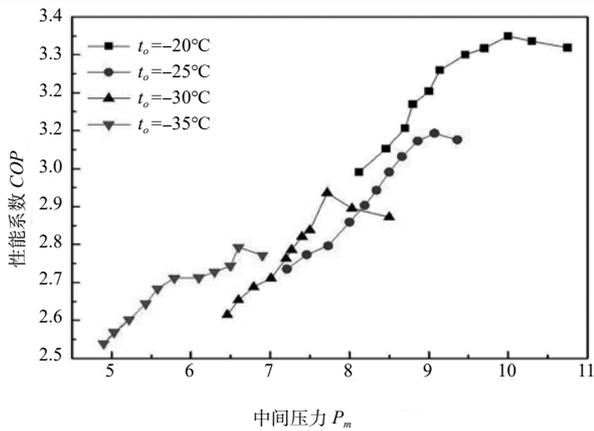


图 4 系数 COP 随中间压力的变化

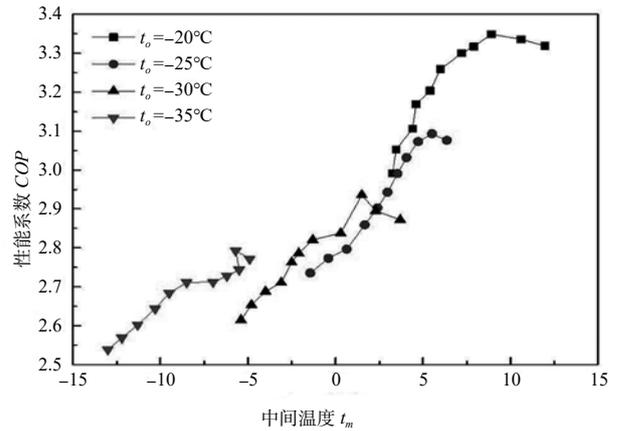


图 5 系数 COP 随中间温度的变化

气量之比成线性关系。当低高压级压缩机输气量之比一定时，随着蒸发温度的不断升高，系统的中间温度和中间压力也不断升高。高压级压缩机频率均匀增加，高压级吸排气量增加，制冷系统的制冷剂流速加快，低压级压缩机保持运行频率不变，压缩机排气量保持不变，导致中间冷却器的压力降低。中间冷却器排出的是制冷剂饱和蒸汽，中间温度和中间压力为固定对应参数，所以中间压力降低，导致中间温度降低。

2.2 中间压力（中间温度）与性能系数 COP 的变化关系

图 4 和图 5 表示的是系统的性能系数 COP 随中间温度和中间压力变化的关系图，由于是在气液两相区所以温度和压力是一一对应的关系。当蒸发温度一定时，系统的性能系数 COP 随中间温度（中间压力）的变化呈现先增大后减小的趋势。不同蒸发温度下的最佳 COP 值都对应着一个最佳的中间温度（中间压力）。所以一次节流中间不完全双级压缩

热泵系统存在机组运行的最佳 COP，并非中间压力越大越好。随着蒸发温度的不断升高，系统的最佳 COP 值也不断地增大。

2.3 性能系数 COP 与低高压压缩机输气量之比的关系

性能系数是热泵系统的综合指标，图 6 反应的是热泵系数性能系数 COP 与低高压级压缩机排气量之比的变化关系。蒸发温度越低，制热系数越小，相比与固定输气量双级压缩热泵系统的 COP 提高越多。压缩机的排气量与电机的转数成正比，当高压级压缩机频率从 30Hz 到 80Hz 逐渐增加时，低高压排气量对应为 3.33 ~ 1.25，可得出蒸发温度和冷凝温度恒定时，制冷系数 COP 随着低高压级压缩机输气量之比的提高是先增大后减小，存在最优值。在蒸发温度分别为 $T_o = -20/-25/-30/-35^\circ\text{C}$ 时，最佳制冷系数依次为 $\text{COP} = 3.374/3.092/2.997/2.823$ ，相比于固定输气量之比 $\xi = 2:1$ 时，COP 依次提高 1.63%，4.11%，4.43%，5.1%；相比于 $\xi = 3:1$ ，COP 依次提

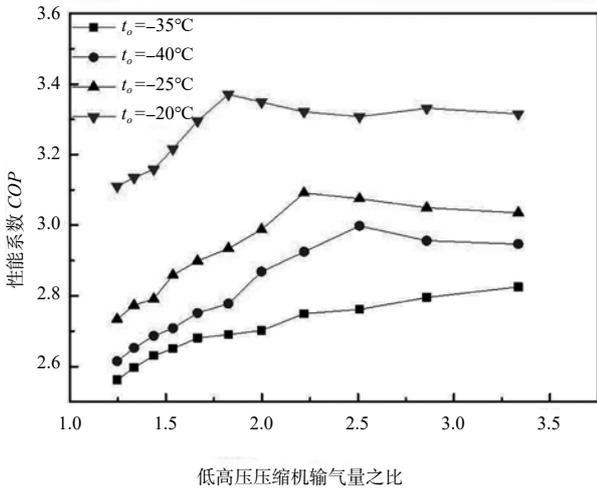


图 6 性能系数 COP 随 ϕ 的变化

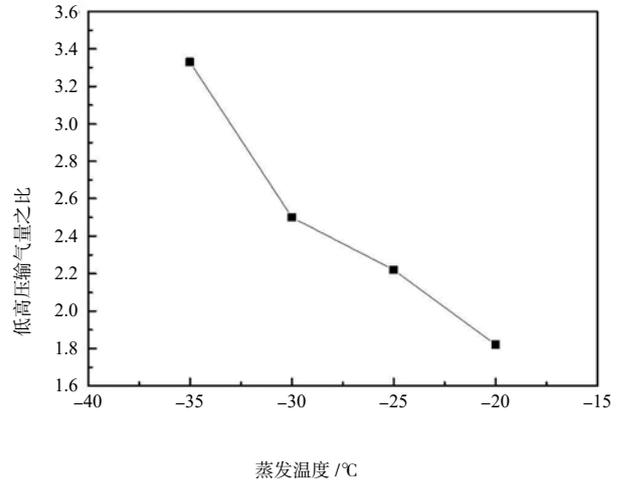


图 7 最佳 COP 下低高压输气量之比与蒸发温度的关系

高 1.93%, 1.37%, 2.99%, 3.4%，可以看出蒸发温度越低对应的 2:1 配组双级压缩制热性能系数增大越多，而相应的对 3:1 匹配的 COP 增大在减少。

2.4 最佳 COP 下低高压压缩机输气量之比与蒸发温度的关系

对于固定的冷凝温度和蒸发温度，随着高低级压缩机排气量之比的不断增大，制热系数存在最大值，也就是说最大的 COP 存在对应的最佳低高级压缩机排气量之比。由图 7 可以看出当冷凝温度不变时，随着蒸发温度的降低，在该工况保持机组最大 COP 运行时，低高压级排气量之比的变化趋势是不断增大的。

3 总结

单级压缩热泵系统的蒸发温度降低，蒸发压力也会在不断降低，压力比不断增大，导致压缩机的排气温度不断升高，容积效率下降，输气量减少，系统性能系数下降等一系列问题，为解决低温下系统运行性能差的问题，所以采用双级压缩热泵循环来满足实际需求。

双级压缩热泵机组的低高压级压缩机输气量比大多为 2:1（或 3:1）的定频双级压缩热泵系统，中间压力和高低压排气量相对固定。当系统工况或负荷变化时，不能达到系统的最佳性能系数，与此同时，为维持所需温度，定频双级压缩热泵系统通常

通过开停机来实现温度恒定，造成压缩机频繁启停，耗电量增加，降低了热泵系统的寿命，所以需采用变频双级压缩热泵系统来解决压缩机频繁启停所造成的耗电量大的问题，并且采用变频压缩机可以实现系统在最佳 COP 下运行。

参考文献

- [1] Kwon O, Cha D, Park C. Performance evaluation of a two-stage compression heat pump system for district heating using waste energy[J]. Energy, 2013, 57(3):375–381.
- [2] Zubair S M. Design and rating of a two-stage vapor-compression refrigeration system[J]. Energy, 1998, 23(10): 867–878.
- [3] Ouadha A, En-nacer M, Adjout L, et al. Exergy analysis of a two-stage refrigeration cycle using two natural substitutes of HCFC22[J]. International Journal of Exergy, 2005, 2(1):14–30.
- [4] 盛健, 吴兆林, 周志钢, 李生飞. 高低压级流量比对双级压缩热泵影响 [J]. 低温与超导, 2011, v.3904:35–39.
- [5] 王伟, 金苏敏, 陈建中. 用于低温环境下的双级压缩风冷热泵热水器 [J]. 流体机械, 2005, 09:62–66.
- [6] 张华, 徐世林. R410A 双级压缩热泵空调器的特性分析 [J]. 节能技术 2008, 12.

低负荷率情况下地源热泵系统的性能测试研究

白晓清

(上海同济检测技术有限公司, 上海 200092)

[摘要] 本文以上海市某酒店地源热泵机组及系统为研究对象, 依据上海市 DG/TJ08-2162-2015《可再生能源建筑应用测试评价标准》对该系统制冷工况和制热工况进行了能效测试。在实测数据的基础上, 计算了该机组及系统在制冷工况和制热工况下的制热性能系数及能效比, 对机组和系统进行了能效评估。研究表明, 对于低负荷率运行的工况, 地源热泵系统并不能达到所要求的能效水平, 评估体系有待完善; 高效节能的地源热泵由于运行管理水平差, 造成小温差大流量等严重能源浪费现象, 地源热泵系统等可再生能源的后评估体系有待进一步研究和完善。

[关键词] 节能; 研究

0 引言

为建设资源节约型和环境友好型社会, 我国鼓励采用可再生能源利用与建筑一体化建设。可再生能源主要包括太阳能和地热能、风能、水能、生物质能、海洋能等非化石能源。上海市可再生能源应用主要集中在太阳能和地热方面^[1]。国内学者对地源热泵系统等做了很多研究和分析^[2-3], 我国也出台了相应的国家标准^[4], 很多省市结合当地实际情况, 制订了相应的地方标准。本文以上海市某酒店地源热泵机组及系统为研究对象, 依据上海市 DG/TJ08-2162-2015《可再生能源建筑应用测试评价标准》对该系统制冷工况和制热工况进行了能效测试^[5]。在实测数据的基础上, 分别计算了该机组及系统在制冷工况和制热工况下的制热性能系数及系统能效比, 进而对机组和系统进行了能效评估研究。

1 工程概况

该工程位于上海市, 总建筑面积为 20000m², 其中酒店面积 14404.6m²。总冷负荷为 1700kW, 总热负荷为 920kW, 单位建筑面积空调冷负荷为 85W/m², 单位建筑面积空调热负荷为 46W/m²。采用地埋管式地源热泵空调系统, 空调主机设于地下一层冷热源机房内。该系统夏季制冷工况是 7/12℃ 的冷冻水通过风机盘管对室内供冷, 同时把从室内带出来的热量通过地埋管释放到土壤中; 冬季制热工况时地埋管中的冷冻水从土壤中吸取热量, 产生 45/40℃ 的热水供应室内采暖使用。热泵空调系统主要有水冷螺杆式冷水机组、冷冻水循环水泵和冷却水循环水泵, 设备具体参数见表 1。

表 1 设备参数

设备名称	数量/台	参数
水冷螺杆式冷水机组	2	名义制冷量 983kW, 名义制热量 1100kW
冷冻水循环水泵	3	额定流量 L=200m ³ /h, 扬程 H=40H ₂ O, 额定功率 37kW
冷却水循环水泵	3	额定流量 L=240m ³ /h, 扬程 H=42H ₂ O, 额定功率 45kW



图 1 机房设备



图 2 现场检测

2 检测和测评方案

2.1 检测和测评依据

该项目的检测测评依据有《可再生能源建筑应用测试评价标准》DG/TJ 08-2162—2015, 《公共建筑节能标准》DBJ-107—2007, 以及该项目的各种审批文件、竣工图纸和有关运行记录等。《可再生能源建筑应用测试评价标准》对地源热泵的检测及能效都做出了详细的解释, 包括工程手续及资料的完整性确认、形式检查规定、评价指标、检测条件、检测方法、检测内容和评价方法等。

2.2 检测和测评内容

根据《可再生能源建筑应用测试评价标准》相关规定, 制定检测方案:

(1) 热泵机组性能检测主要内容包括: 制冷和制热工况下, 热泵机组及系统的供水温度、回水温度、水流量; 用户侧的供水温度、回水温度、水流量; 热泵机组及其他系统设备耗电量和输入功率; 室内和室外的空气温度和相对湿度。

(2) 能效评估包括：制冷和制热工况下，热泵机组及系统的制热性能系数和能效比。

2.3 检测和测评仪器设备

制冷和制热工况下，热泵机组及系统的参数检测所使用的主要仪器设备见表 2，仪器设备检定校准都在有效期内且符合准确性等级要求。

表 2 主要仪器设备一览表

序号	检测仪器名称	量程范围	检定误差 / 不确定度
1	电能质量分析仪	电压：(20~1730) V、 电流：选配电流	1%
2	超声波流量计	(0.03~12.2) m/s	0.52%
3	安捷伦温度巡检仪	(-100~300) °C	$U=0.2^{\circ}\text{C}(k=2)$

2.4 测试条件

依据标准，地源热泵空调系统的检测分为长期测试和短期测试，鉴于大部分工程不具备长期监测的条件，因此在实际评价中都采用短期测试。如果采用短期测试，要求机组性能测试的时间不少于 2h，并且在运行工况稳定后 1h，要求宜在机组负荷达到机组额定值的 80% 以上。热泵系统性能测试的时间不少于 4d，宜在系统供冷（供热）运行后 15d 后进行，要求宜在系统负荷率达到 60% 以上进行。但是，实际上由于种种原因，很多项目竣工后 2~3 年内都达不到这种运行负荷状态，本项目就是其中的一例。

3 检测记录及数据分析

3.1 检测条件

本项目地源热泵空调系统的检测时，由于酒店入住率很低，从开始营业至今开启一台热泵机组就足以满足甚至超过实际要求，所以无法达到标准中要求系统负荷率要达到 60% 和机组负荷达到机组额定值的 80% 以上的要求。

3.1.1 制热工况

(1) 酒店地源热泵空调系统检测日期：

2015.12.22~2015.12.25 和 2016.1.6~2016.1.8 共计 110 小时。由于酒店入住率并不高，检测期间 1 台热泵机组运行，1 台冷冻水循环水泵，1 台冷却水循环水泵。机组检测时长为 48 小时。

(2) 室外温度：2015.12.22~2015.12.25 检测期间，室外最高温度 13°C，最低 7°C；2016.1.6~2016.1.8 检测期间，室外最高温度 9°C，最低 4°C。

(3) 室内温度。

表 3 室内温度测试结果

房间编号	室内平均温度 /°C	室内相对湿度 /%
801	20	45
901	21	42
1003	20	42

3.1.2 制冷工况

(1) 酒店地源热泵空调系统检测日期：2015.9.6~2015.9.10，共计 110 小时。检测期间开机 1 台冷水机组，1 台冷冻水循环水泵，1 台冷却水循环水泵。机组检测时长为 48 小时。

(2) 室外温度

2015.9.6~2015.9.10 检测期间，室外最高温度 31°C，最低 21°C。

(3) 室内温度

酒店抽测 3 间客房的温度效果，抽测结果表明达到设计要求。

表 4 室内温度测试结果

房间编号	室内平均温度 /°C	室内相对湿度 /%
801	25	62
901	26	63
1001	26	62

3.2 检测结果

3.2.1 制热工况

(1) 地源热泵机组

制热工况下地源热泵机组检测记录结果见表 5。

表 5 制热工况下地源热泵机组检测记录结果

序号	测试项目	检测结果
1	用户侧进口温度 /°C	42.8
2	用户侧出口温度 /°C	44.0
3	地源侧进口温度 /°C	17.2
4	地源侧出口温度 /°C	15.8
5	地源侧流量 /(m^3/h)	110
6	用户侧流量 /(m^3/h)	124
7	机组输入功率 /kW	78.57
8	机组制热量 /kW	171.35
9	制热性能系数	2.18

(2) 地源热泵系统

制热工况下地源热泵系统检测记录结果见表 6。

表 6 制热工况下地源热泵系统检测记录结果

序号	测试项目	检测结果
1	用户侧进口温度 /°C	43.5
2	用户侧出口温度 /°C	44.7
3	地源侧进口温度 /°C	17.3
4	地源侧出口温度 /°C	16.0
6	用户侧流量 /(m^3/h)	125
7	机组累计耗电量 /($\text{kW}\cdot\text{h}$)	3792
8	空调水泵累计耗电量 /($\text{kW}\cdot\text{h}$)	960
9	地源水泵累计耗电量 /($\text{kW}\cdot\text{h}$)	421
10	系统累计制热量 /($\text{kW}\cdot\text{h}$)	8225
11	制热性能系数	1.59

3.2.2 制冷工况

(1) 地源热泵机组

制热工况下地源热泵机组检测记录结果见表7。

表7 制冷工况下地源热泵机组检测记录结果

序号	测试项目	检测结果
1	用户侧进口温度 /°C	9.2
2	用户侧出口温度 /°C	11.0
3	地源侧进口温度 /°C	29.3
4	地源侧出口温度 /°C	26.7
5	地源侧流量 / (m ³ /h)	181.1
6	用户侧流量 / (m ³ /h)	148.7
7	机组输入功率 /kW	56.5
8	机组制冷量 /kW	309.3
9	机组制冷能效比	5.5

(2) 地源热泵系统

制热工况下地源热泵系统检测记录结果见表8。

表8 制冷工况下地源热泵系统检测记录结果

序号	测试项目	检测结果
1	用户侧进口温度 /°C	9.0
2	用户侧出口温度 /°C	10.3
3	地源侧进口温度 /°C	27.6
4	地源侧出口温度 /°C	25.7
6	用户侧流量 / (m ³ /h)	165.9
7	机组累计耗电量 / (kW·h)	5562.1
8	水泵累计耗电量 / (kW·h)	3272.5
9	系统累计制冷量 / (kW·h)	26174.5
10	系统制冷能效比	3.0

3.3 数据计算分析

3.2.1 热泵机组制冷能效比, 制热性能系数

$$EER_{\text{sys}} = \frac{Q}{N_i} \quad (1)$$

$$\text{COP} = \frac{Q}{N_i} \quad (2)$$

$$Q = \frac{V\rho c\Delta t_w}{3600} \quad (3)$$

式中: EER 为热泵机组的制冷能效比; COP 为热泵机组的制热性能系数; Q 为测试期间机组的平均制冷(热)量(kW); N_i 为测试期间机组的平均输入功率(kW); V 为热泵机组用户侧平均流量(m³/h); Δt_w 为热泵机组用户侧进出口介质平均温差(°C); ρ 为冷(热)介质平均密度(kg/m³); c 为冷(热)介质平均定压比热(kJ/(kg·°C));

结合表5中检测数据, 根据式(1)可以算出制热工况下该热泵机组的能效比为2.18; 结合表7中检测数据, 根据式(2)制热工况下COP为热泵机

组的制热性能系数为5.5.

3.2.2 热泵系统制冷能效比, 制热性能系数

$$EER_{\text{sys}} = \frac{Q_{\text{sc}}}{\sum N_j + \sum N_i} \quad (4)$$

$$\text{COP}_{\text{sys}} = \frac{Q_{\text{SH}}}{\sum N_j + \sum N_i} \quad (5)$$

$$Q_{\text{sc}} = \sum_{i=1}^n q_{ci} \Delta T_i \quad (6)$$

$$Q_{\text{SH}} = \sum_{i=1}^n q_{hi} \Delta T_i \quad (7)$$

$$Q = \frac{V_i \rho_i c_i \Delta T_i}{3600} \quad (8)$$

式中: EER_{SYS} 为热泵系统的制冷能效比; COP_{SYS} 为热泵系统的制热性能系数; Q_{SC} 为系统测试期间的累计制冷量(kW·h); Q_{SH} 为系统测试期间的累计制热量(kW·h); $\sum N_i$ 为系统测试期间, 热泵机组的累计消耗功率(kW·h); $\sum N_j$ 为系统测试期间, 水泵累计消耗功率(kW·h); $Q_{C(i)}$ 为热泵机组第*i*时段平均制冷(热)量(kW·h); V_i 为*i*时段用户侧的平均流量(m³/h); ΔT_i 为热泵系统第*i*时段用户侧进出口介质的平均温差(°C); ρ_i 为第*i*时段冷媒介质平均密度(kg/m³); c_i 为第*i*时段为冷(热)介质平均定压比热(kJ/(kg·°C)); ΔT_i 第*i*时段持续时间(h); n 为热泵系统测试期间采集数据组数

结合表6中检测数据, 可以算出该热泵系统的制冷能效比为1.59; 结合表8中检测数据, COP为3.0.

4 系统评价分析

(1) 按照地源热泵标准中的评价方法, 要对地源热泵系统进行常规能源替代量计算评价环境效益评价和经济效益评价, 但是宜在系统负荷率达到60%以上进行, 而热泵机组的性能测试宜在机组负荷达到机组额定值的80%以上。实际上由于种种原因, 很多项目竣工后2~3年内都达不到这种运行负荷状态, 尤其是示范工程中不发这种情况存在。

(2) 该项目最初设计制热性能系数COP为6.3, 根据实际运行条件下的测试结果, 严重偏离标准所要求的机组测试80%和系统测试60%的负荷率的要求。该系统无法判断是否满足要求。

(3) 在该实际案例中, 该项目已经竣工3年, 酒店入住率不高, 制冷工况是在负荷率为单机容量31.5%的条件下进行的; 制热工况是在负荷率为单机容量的15.8%条件下进行的, 该项目地源热泵系统的制冷能效比为1.59, 为3.0。

(4) 借鉴《公共建筑节能标准》GB-50189-2015, 基于大量调查和数据分析的基础上, 冷水机组综合部分负荷性能系数IPLV公式进行了更新, 赋

予 100% 负荷时 1.2% 权重、75% 负荷时 32.5%、权重 50% 负荷时 39.5% 权重和 25% 负荷时 26.3% 权重。在今后制定地源热泵等可再生能源应用相关标准中的评价方法中，是否需要引入综合部分负荷性能系数 IPLV 值得进一步研究。

4 结语

本文以上海市某酒店地源热泵机组及系统为研究对象，依据上海市相关标准对该系统制冷工况和制热工况采用短期能效测试方案进行了测试。通过对检测数据和机组及系统在制冷工况和制热工况下的能效比及制热性能系数分析研究，总结如下：

(1) 《可再生能源建筑应用测试评价标准》DG/TJ 08-2162-2015 要求系统性能测试宜在系统负荷率达到 60% 以上进行、热泵机组的性能测试宜在机组负荷达到机组额定值的 80% 以上，这些要求在实际中不一定能够达到，在一些可再生能源示范项目中验收验证无法评估。

(2) 在该项目中，发现实际运行工况下大流量小温差的现象不仅存在，而且十分严重。本项目检测实例表明，无论是制冷工况还是制热工况下，温差基本上是 1℃ 左右，和设计温差 5℃ 存在相当大的差异。说明初始设计即使是非常节能的，如果没有后继节能运行意识和相应的操作训练以及监督，

这些努力都是无用功。

(3) 对地源热泵系统的评价体系，尚需进一步研究。要得到更为准确全面的数据，建议对系统参数进行长期监测，能够对系统整体运行情况进行有效评。

参考文献

- [1] 黄菊文, 罗兰等. 上海市公共机构可再生能源利用现状分析 [J]. 上海节能. 2015 (7):351-355.
- [2] 刘东, 王亚文等. 可再生能源建筑应用示范项目的能效测评最优化方法研究 [J]. 建筑科学. 2012, 28 (12):45-50.
- [3] 李怀, 徐伟, 吴剑林, 于震, 肖龙. 基于实测数据的地源热泵系统在某近零能耗建筑中运行效果分析 [J]. 建筑科学. 2015, 31(6):124-130.
- [4] GB/T 50801—2013 可再生能源建筑应用工程评价标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.
- [5] 上海建筑科学研究院上海市建筑建材业市场管理总站. DG/TJ 08-2162-2015 可再生能源建筑应用测试评价标准 [S]. 上海: 同济大学出版社, 2015.
- [6] 中国建筑科学研究院. JGJ/T 177—2009 公共建筑节能检测标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [7] 中国建筑科学研究院. GB/T-50189—2015 公共建筑节能标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.

北京地区空气源热泵供暖的分析

胡繁昌, 胡文举, 张 帅, 杨 茜

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 随着环保意识的日益增强, 农村冬季供暖问题逐渐成为了人们关注的对象。老式的燃煤锅炉不仅取暖效果差, 而且污染大。本文提出用空气源热泵加散热器的供暖模式来代替原有的锅炉供暖。通过理论分析和实际测试两个方面来研究这一模式的实际操作性, 测试对象为北京海淀某农宅, 使用空气源热泵作为热源。得出室外温度变化曲线、机组进出口水温变化曲线、机组 COP 变化曲线。经过分析, 该模式实际上是可行的, 运行效果良好。

[关键词] 供暖; 空气源热泵; 散热器; 测试

0 引言

随着我国人民居住条件的改善, 对生活热水的需求量迅速上升。环境保护意识的增强, 促进了空气源热泵热水器的发展。这种以生产 55℃ 生活热水为目的的产品, 在我国广东、浙江一带发展很快, 并且有逐渐向北方发展的趋势。随着南方冬季采暖问题的提出, 有的厂家开始研究和生产在冬季用于房间采暖的空气源热泵热水系统。而这一趋势, 也在影响着华北寒冷地区的冬季采暖。^[1]

近几年来, 我国多地遭遇严重雾霾天气, PM_{2.5} 持续“爆表”, 北京地区尤为严重。雾霾中的可吸入颗粒物进入人体呼吸道后, 可能引发人体呼吸道和心血管疾病, 严重者甚至会导致死亡。而空气源热泵是一种高效的清洁能源, 以电能驱动, 可将低品位能源转换为高品位能源, 具有高效节能、绿色环保、安全可靠等优点。^[2] 北京农村“煤改电”的工作中, 空气源热泵作为一种清洁能源被大力推广。

如今“节能减排”已经成为全社会高度关注的话题, 农村地区的节能潜力很大。以农村每户为单位来看农村住宅能耗的变化, 没有明显的变化。目前, 北方农村地区普通农村住宅采暖系统大都仍采用燃煤锅炉+室内暖气片或者电锅炉+室内暖气片的系统形式, 由一家一户的小型燃煤炉或电锅炉生产高温热水, 然后输送给室内暖气片, 以满足室内温度条件需求。目前在原有基础上进行供热系统的改造是非常困难的。如果采用由电驱动的空气源热泵直接取代燃煤锅炉, 而且室内采暖系统不改造或只进行尽可能少的改造, 将是一个非常经济、极易推广的北方地区燃煤锅炉供暖热源替代方案, 将很好的改善北京地区的空气问题。^[3]

1 研究情况

1.1 研究对象参数

该测试农宅位于北京海淀郊区, 其室外设计温度为 -9℃, 室内设计温度为 18℃, 农宅的建筑平面

如图 1 所示, 此次的模拟对象以该农宅的客厅为主, 客厅的整体尺寸是 6m×4.5m×3m, 北墙与室外相连, 西墙东墙与采暖房间相连。围护结构为普通混凝土, 墙面内粉刷, 东西两侧为卧室, 墙体厚度约 370mm, 外墙贴有约 50mm 的保温板, 门窗皆采用铝合金材料, 建筑整体保温性能良好, 并且在建筑顶部装有玻璃顶棚, 用空气源热泵作为热源。

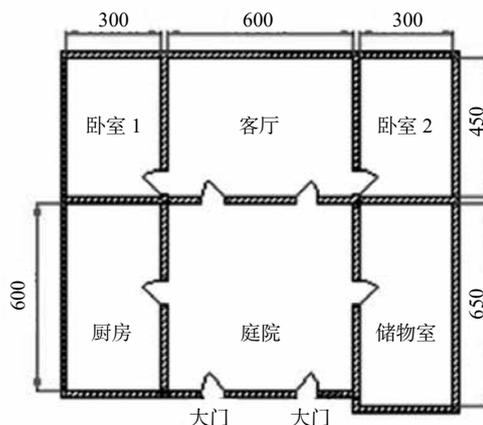


图 1 农宅建筑平面图

1.2 空气源热泵的理论分析

空气源热泵热水器(机组)是运用逆卡诺循环原理, 通过热泵做功使热媒(冷媒)产生物理相变(液态-气态-液态)利用往复循环相变过程中不间断吸热与放热的特性, 由吸热装置(蒸发器)吸取低温热源空气中的热量, 通过专用热水换热器(冷凝器)向冷水中不断放热, 使水逐渐升温, 达到制热水的目的。制热过程中的电热能量转换效率最高可达 450% 以上。热泵只需要消耗一小部分的电能满足空气压缩机和风机等设备做功, 就可将处于低温环境空气中的热量转移到高温环境下的热水。空气源热泵热水器一般由压缩机、冷凝器、蒸发器、节流装置、过滤器、储液罐、单向阀、电磁阀、冷凝压力调节阀、储水箱等几部分组成。^[4]

冬季供暖时,工质经过蒸发器,从室外空气中吸收热量,工质蒸发后经过压缩机压缩,变成高温高压气体,在冷凝器中向热水放出热量,经节流阀节流后再次进行循环。制取的热热水进入室内散热器系统进行循环,不断向室内释放热量,从而对建筑物取暖。其工作原理图见图 2。

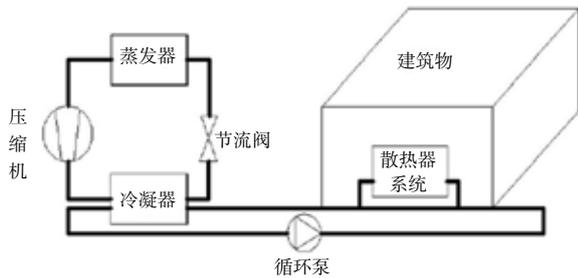


图 2 空气源热泵供暖原理图

1.3 热源选择

该测试农宅中采用热源的是清华同方人工环境有限公司研发制造的分体式强热型空气源热泵机组,型号为 HSYR-DG-15C(D)E,机组的名义制热量为 14.2kW,机组内置 1 台循环水泵,额定流量为 2m³/h,额定扬程为 12m,水泵额定功率为 400W。室内采暖的热媒仍然为热水,由于低温空气源热泵能提供的水温不超过 50℃,属于低温热水。

1.4 散热器分析

由于低温空气源热泵提供的水温温度不超过 50℃,根据空气源热泵低温水的特性和用户热负荷的需要,不改变散热器类型情况下应当增加散热器片数。散热器的散热量应当满足室内的热负荷需求。^[5]

$$Q = KF(t_{pj} - t_n) \quad (1)$$

该式中, Q 为散热器散热量(W); K 为散热器传热系数(W/(m²·K)); F 为散热面积(m²); t_{pj} 为散热器进口水的平均温度(°C); t_n 为室内温度(°C)。

本次测试中,在六个房间、室外以及进出口水处分别布置测点,并且安装了温度记录仪,每 10min 记录一次数据,记录仪精度为 ±0.3℃。为了研究测试期内空气源热泵—散热器供暖系统供热性能及其对室内环境的影响,分别采用热量表、电量测量仪和温度传感器对系统的供热量、机组耗电量及室内外温度进行测量。所选择热量表型号为 JYRL-25,

精度 2 级,每隔 1h 记录一次数据,可自动测量水流量、供回水温度、瞬时热量及总热量。耗电量采用 W400 型智能电量测量仪测量,精度 ±0.4%,每隔 1h 记录一次数据。^[6]

2 测试结果及分析

2.1 室外温度变化

测试期间,该地的室外温度波动见图 3,从图 3 中可以看出,测试时期为北京地区冬季最冷时段。实测最高温度为 19.3℃,最低温度 -10.4℃,查询北京市气象台提供的数据,测试期间最低温度为 -8℃,最高温度为 12℃。并且通过对比可知二者的变化趋势大致相同,但实测的温度普遍高于气象台提供的数据,这可能与现场室外温度测试仪器的摆放位置距离建筑物的远近、遮阳方式等因素有关。气象台发布的室外温度由建于空旷场地的气象观测站测得,使得二者之间数值不一致,故实验测试过程的数据更高些。

2.2 机组进出口水温变化

室外温度与机组进出口水温测试结果见图 4。从图 4 的供回水温度变化曲线图可以看出,随室外温度的变化,供回水温度的变化很小。通过对比清华同方人工环境有限公司在北京密云司马台新村冬季采暖项目,供回水温度变化很小的原因是系统采用了控制回水温度范围的控制策略,回水的温度范围可根据住户的舒适度要求自行设定上下限,因此,该系统通过间歇运行可以保持回水温度随室外温度变化的波动性较小。

2.3 机组 COP 变化

室外温度与机组 COP 值测试结果见图 5。根据图 5 可以看出,整个测试期间供回水温差基本都维持在 1~2℃ 之间,存在着“小温差”运行的问题,这样的运行不节能,会造成实际水流量比需要的水量大,使水系统的电耗大大增加。出现这样的原因一般是水泵选型不当造成的。图 5 中出现两次明显的供水温度变化,是由于对机组回水水温进行调控所产生的。

3 结论

本文结合北京市农宅采暖现状,提出空气源热泵代替燃煤锅炉并增加末端散热器片数的供暖方式,建立某农宅的建筑模型,通过理论分析和实际测试两个方面来研究这一方案的可行性,经过分析,该方案理论上是可行的,并且实际运行效果良好,满足农村住宅的室内温度环境的需要。改造后的空气源热泵—散热器供暖系统基本上能满足室内热舒适环境的要求,房间温度大部分时间保持在 16~18℃;与传统散热器供暖系统相比,空气源热泵—

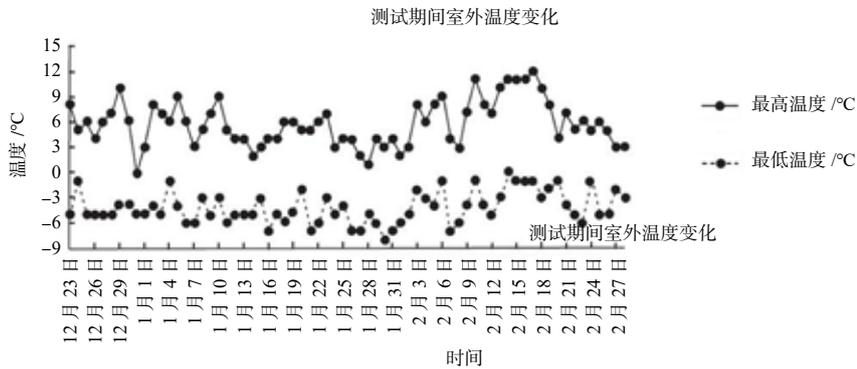


图3 测试时间的北京地区室外温度统计图

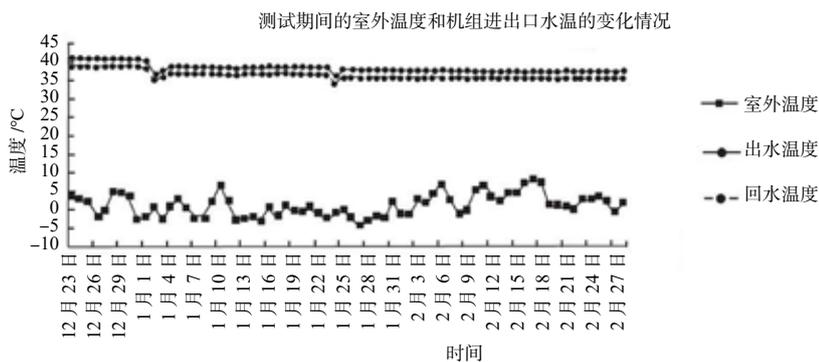


图4 测试时间的室外温度与机组进出口水温的对比统计图

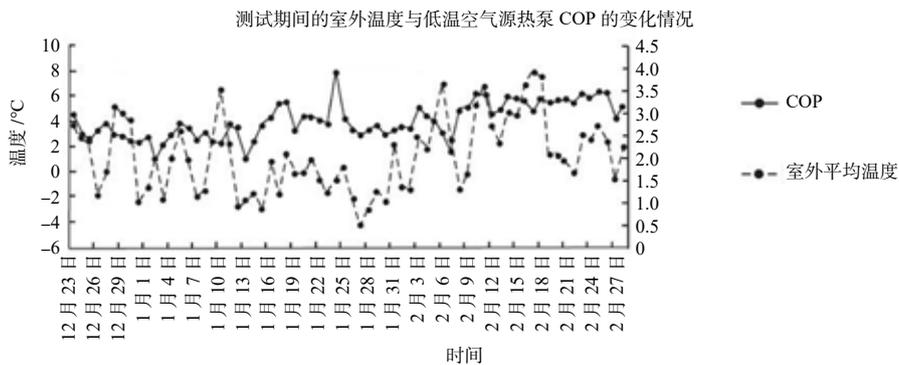


图5 测试时间的室外温度与机组运行 COP 统计图

散热器系统供回水温度低,散热器和水换热温差小,供回水温差小,需要较大的室内换热面积,循环水泵耗电较多;在测试期内,虽然采用水泵不间断运行控制策略降低了供暖系统的 COP,但是经调试优化后,系统的 COP 维持在 2.5 以上且随着室外温度的升高而升高,比原电供暖系统具有很大的节能优势。

参考文献

- [1] 李素花,代宝民,马一太. 空气源热泵的发展及现状分析 [J]. 制冷技术, 2014,(01):42-48.
- [2] 王建民. 基于北京地区的空气源热泵能耗分析及节

能改造 [D]. 天津: 天津大学, 2012.

- [3] 杨茜,李德英,张帅,王梦圆. 北京农村空气源热泵散热器供暖系统的应用 [J]. 建筑节能, 2015(11):100-104.
- [4] 耿浩,慈鹏. 空气源热泵热水机组工作原理及特点 [J]. 科技传播, 2011(09):72+157.
- [5] 贺平,孙刚,王飞. 供热工程 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [6] 张帅,胡文举,李德英,杨茜,王梦圆. 空气源热泵-散热器供暖系统用于北京地区某农村住宅的实测分析 [J]. 暖通空调, 2015(08):80-83+79.

低温空气源热泵的现状与发展

李 丹, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 热泵作为一种节能技术受到了世界各国的普遍重视, 而空气源热泵可从环境大气中吸取丰富的低品位能量, 使用方便, 安装费用较低, 因此, 空气源热泵成为热泵诸多型式中应用最为广泛的一种。但是, 空气源热泵的应用范围受到气候条件的约束。国内外学者针对这样的问题提出了不同的解决方案。本文介绍了空气源热泵的主要分类和低温空气源热泵所面临的问题及解决方法, 通过对比分析总结热泵节能的方式, 对更好地促进空气源热泵技术的发展具有积极意义。

[关键词] 空气源热泵; 寒冷地区; 除霜; 解决方案

0 引言

空气源热泵作为一种以空气为低温热源, 通过少量高位电能驱动, 将空气中的低位热能提升成高位热能加以利用的装置。具有高效节能, 环保无污染等特点。此外, 空气源热泵热水器作为空气源热泵的一种新兴产品, 被认为是减少 CO₂ 排放和降低对化石燃料依赖程度最具有发展潜力的环保产品。随着室外气温的不断下降, 室内采暖热负荷会不断增加, 同时传统空气源热泵将会产生结霜等问题^[1]。而空气源热泵结霜对热泵运行有两个主要影响:

(1) 大量霜积聚将使蒸发器传热性能减弱;

(2) 结霜阻碍了室外盘管间的气体流动, 风机能量损耗增加。

因此, 随着室外换热器壁而霜层的增多, 室外换热器蒸发温度下降、机组制热量减少、风机性能衰减、输入电流增大、供热性能系数降低, 严重时压缩机会停比运行, 以致机组不能正常工作。因此, 周期性除霜成为空气源热泵正常运行所必须采取的手段。

本文主要介绍以上提及的针对寒冷地区空气源热泵的解决方案, 并做出分析比较, 这对于更好地促进空气源热泵技术的发展具有积极的意义。

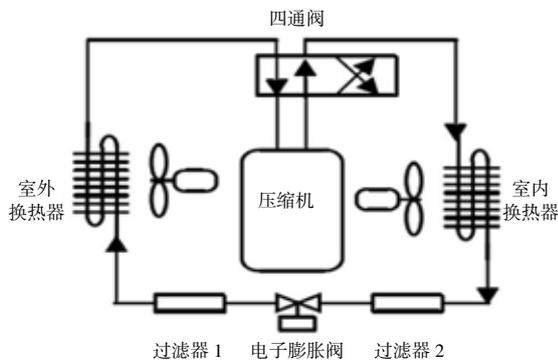


图1 空气-空气型空气源热泵原理图

1 空气源热泵的主要分类

1.1 空气-空气型空气源热泵

空气-空气型空气源热泵原理图见图1。它是在单冷型的空调器基础上发展的, 一般来说, 其作为夏季空调器的功能较好, 热泵功能是辅助型的。通常是用四通阀转换夏季空调工况和冬季供热工况, 四通阀也可兼用于冬季除霜工况^[2]。

1.2 空气-水型空气源热泵

空气-水型空气源热泵原理图见图2。与空气-空气型热泵相同, 空气-水型热泵一般也是用四通阀转换夏季空调工况和冬季供热工况, 四通阀也可兼用于除霜工况。它们的主要区别是室内换热器, 不是风冷式而是循环水式。

2 低温空气源热泵的现状与发展

空气源热泵应用于寒冷地区冬季制热时, 系统制热量随着室外温度的降低而迅速下降。同时, 随着吸气压力的降低, 压缩机压力比迅速升高, 导致排气温度急剧上升。解决空气源热泵的低温适应性, 主要应从以下几方面着手研究: 增加低温工况下系统工质循环量、控制机组排气温度、优化机组压缩机内部的工作过程、选用适用于大工况范围的制冷剂^[3]。针对空气源热泵在低温环境出现的弊端, 众

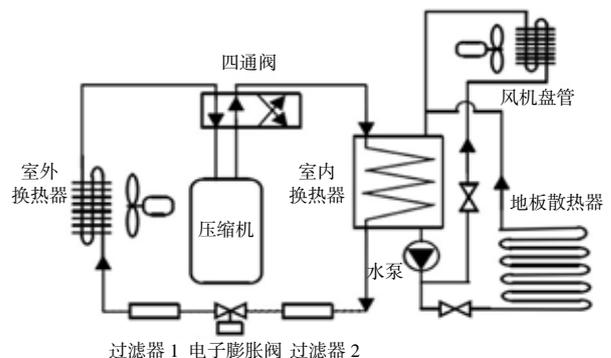


图2 空气-水型空气源热泵原理图

多学者对其进行了大量的研究,使得机组的稳定性、制热性能和 COP 等都有了很大的提高。主要包括以下几个方面^[4-8]:

2.1 补气增焓热泵系统

补气增焓技术能够较好地改善低温环境下压缩制冷循环的效率,降低压缩机排气温度,提高制冷设备的效率以达到节省能源的目的。采用喷液冷却的压缩机、引入辅助换热器和性能优良混合工质对单级压缩空气源热泵系统的低温适应性有了一定的提高,但仍然无法从根本上解决压缩比大和排气温度高的问题,系统的可靠性也没有得到本质提高,对于补气增焓技术有待于进一步的研究。

2.2 双级压缩热泵循环系统

双级压缩式热泵循环系统通过中间压力补气方式来提高系统低温下的性能,同时可以有效的降低排气温度过高,压比过大等带来的一系列可靠性问题。但对于双级压缩而言,仍存在许多急需解决的问题:如注油量,油平衡及油迁移,系统的控制策略,变频压缩低高压级的合理的输气量比,最佳中间压力的变化等问题。

2.3 复叠式空气源热泵系统

复叠式循环是将一种中、高温制冷剂与一种低温制冷剂相结合,以满足系统在温跨较大时,能效比低、单台压缩机的压缩比大等要求,其最大的优点是两种工质均在最佳的温度范围内工作。目前,对于复叠式循环的研究,主要停留在利用热力学理论循环方法,以制冷效率为目标,选取最佳中间冷凝温度和其他相关设计参数,对于制热方面的研究仍处于实验阶段,尚缺乏基础理论性以及指导方向性的研究。

2.4 空气源热泵的除霜技术

除霜可以有很多方法实现:停机除霜,电加热除霜、热气旁通除霜、逆循环除霜等。其中,逆循环除霜是目前最常用的除霜方式。逆循环除霜是通过使用四通换向阀,使制冷剂流向改变,将制热过程转换为制冷过程。在除霜期间,压缩机排出的过热状态制冷

剂蒸汽被送进室外盘管进行融霜。当融霜完成后,热泵运行再次逆转,重新开始供热。这种方法无需附加任何设备,只需在需要除霜时调节四通换向阀即可。

逆循环除霜是一个复杂的过程,只持续几分钟的瞬态循环可能会导致制冷剂温度、金属盘管温度、空气温度和其他因素的变化。

逆循环融霜过程的能量主要来自于储存在室内金属盘管的能量和对压缩机输入的功,但对于快速

除霜是不足的。在此情况下,除霜能量供给不足,除霜时间延长,并由此带来一系列的运行问题。另一方面,除霜过程中,对室内无热量供给,导致室内温度降低,影响室内人员的热舒适。

尽管除霜过程本身可能会引出很多问题,如:

(1) 需要额外热量来融霜而降低了热泵的 COP;

(2) 除霜过程中热泵机组会中断供热,降低了室内舒适度;

(3) 由于额外辅助加热元件而增加了设备投资,降低了设备可靠性等。但除霜可使热泵机组重新回到额定工况运行,其利大于弊。因此,国内外许多专家学者对此进行了深入研究。纵观国内外研究现状,人们对空气源热泵的除霜有了很大的改进,但是在实际运行中常规除霜性能仍难以令人满意,除霜过程的稳定性与可靠性也远没有解决。究其原因,所做研究在特定实验条件下,其应用是否具有广泛性还需要进一步研究。此外,融霜机理十分复杂,从传热传质的机理上揭示蒸发器的除霜过程有待于进一步的深化和完善。因此,如何从根本上解决除霜问题,成为今后研究的重点方向。

2.5 空气源热泵中新型工质的替代

由于 R22 具有对臭氧层的破坏作用及温室效应,使全世界空调和热泵行业面临严峻的考验,研究开发、寻找新型环保制冷剂替代传统的高 ODP、高 GWP 值的制冷剂是一项急需研究的课题。目前对空气源热泵研究的新型制冷工质主要有 CO₂, R32, 8407C 和 R410A, 8290 等。绿色环保天然工质二氧化碳以其优良的热物性成为热泵系统中合成工质最有潜力的替代物之一,在热水器应用方面尤为突出。

吴华根等^[4,5]认为,与使用 R22 相比,使用 R134a 会导致样机制热量、COP 和功耗降低。且 R134a 属于中压制冷剂,8404 在膨胀过程中要损失更多的蒸发比焓以冷却通过膨胀阀的液体,使制热量受到更大的影响,两者均非 R22 的理想替代工质。而 8407 C 与 R22 的工作范围和制热量基本相当,是 R22 比较理想的替代工质。但是,作为非共沸制冷剂,8407 C 在传热表面上的传质阻力会增加,从而可能造成蒸发、冷凝过程的换热效率降低。

以上研究推动了空气源热泵系统在寒冷地区的应用,纵观国内外学者的研究,采用补气增焓技术、双级压缩系统或复叠式制冷系统是解决空气源热泵低温适应性的有效途径,不过尚处于理论和实验研究阶段。同时由于系统过于复杂及成本因素,目前尚未有真正意义上的补气增焓热泵、双级压缩式或复叠式泵产品。因此,如何进一步提高空气源热泵

的低温适应,利于产品的推广应用是亟待解决问题。

2.6 相变材料与热泵技术的结合

蓄热技术是提高能源利用效率和保护环境的重要技术,可用于解决热能供给与需求失配的矛盾。华南理工大学、哈尔滨工业大学,等在蓄热型热泵做了大量的研究工作,蓄热型热泵经常处于满负荷运行,有利于系统高效能运行,因此,将相变储能技术与热泵技术相结合,充分发挥各自的优势,可以有效地提高设备在低温环境下的性能系数。

3 空气源热泵空调系统的节能措施

3.1 选用高效率低能耗的压缩机

由空气源热泵空调系统的分析可以看出:压缩机的损失占机组能耗的20.5%,这是区为压缩机进行的是不可逆绝热压缩过程,由于不可逆引起了损失,从而导致转化为。由此在该系统中压缩机节能尤为重要。这就要求在设计空气源热泵空调系统时应选择热效率高的压缩机,如螺杆式压缩机或涡旋式压缩机等。升压比较大时还应采用双级压缩,减少损。双级压缩过程分两个阶段进行,来自蒸发器的气态工质先在低级压缩机中压缩,当被压缩到中间冷却器的中间压力时,便进入中间冷却器冷却,然后再进入高级压缩机压缩到冷凝压力,双级压缩由于采取了中间冷却,高压级的排气温度不致过高,进而减小了压缩机的损失^[9]。

3.2 选用换热效率高的冷凝器

冷凝器的损失接近总能耗的30%,这主要是由于制冷剂与空气之间的温差较大造成的,所以应当减小传热温差。从传热过程可知,对于一定的热负荷而言,要减小传热温差,必须增大传热面积和传热系数,而传热面积的增大受到冷凝器体积和质量的限制,所以只能增大传热系数。增大传热系数可采取如下措施:

- (1) 提高管内水流速;
- (2) 采用高翅化系数的螺纹管;
- (3) 减小水垢和油垢热阻,或者采用新型的板式热交换器,以提高其传热系数和传热效率,使其体积和质量大大减小。

3.3 对节流阀前液体采取过冷措施

由于对节流阀前液体采取过冷措施,所以节流阀损失所占比例不到10%。节流阀中制冷剂进行的是不可逆绝热节流过程,采取过冷措施后,既可以减少节流损失,又可提高热效率。

3.4 减小蒸发器换热损失

蒸发器的损失相对来讲较小(10.32%),主要是载冷剂的冷量得以利用。蒸发器的损失也是制冷剂与冷冻水之间的温差传热引起的。减小这部分损

失也是尽量减小制冷剂与冷冻水之间的传热温差,提高其传热系数,或者采取新型板式换热器。

3.5 其他方面的措施

除了上述的措施外,热泵机组所处环境的通风情况也是热泵机组能否高效运行,甚至是能否正常运行的重要的条件。通风良好的标准是:进入热泵的空气为环境空气,而热泵排出的气流又能及时排走、排远,热泵机组排气与吸气不短路。为实现这一目标应努力确保热泵与女儿墙的距离,或女儿墙上开足够面积的进风口;其次热泵与热泵间也应有一定的距离,一般在3m以上。为了美观及布置方便,热泵机组大多对齐并列布置,为改善通风,热泵机组可错列。

4 结论

空气源热泵作为一种高效节能、绿色环保装置,受到越来越多的关注,但在实际推广使用的过程中,低温环境下影响了系统可靠性和制热性能,制约了空气源热泵的推广应用^[10]。通过从补气增焓技术、双级压缩系统、复叠式热泵系统、空气源热泵除霜技术、新型工质替代方面对国内外学的研究进行了总结,分析了低温环境下系统所存在的弊端,并对其系统的优缺点做了简要剖析。指出上述系统对空气源热泵系统的低温适应性有一定的改善,但也存在一些不足之处。本文总结了空气源热泵除霜过程是实验与理论研究进展,着重介绍了延缓除霜手段和改进空气源热泵除霜过程方法的研究现状^[11]。从目前的研究进展可以得到以下几点结论:

(1) 对于除霜的研究很多,空气源热泵除霜系统运行特性研究与模拟方面已取得很大成就。但融霜过程中,室外换热器传热质过程非常复杂,现有的系统动态模型较为简化,还很不完善。因此,建立全而完整的室外换热器的系统动态模型是今后研究的一个方向。

(2) 融霜过程中能量分配的研究。目前已有一些关于能量分配的研究,但多是在特定实验条件下得到的,没有广泛适用性。将来可以在融霜能量分配上进行更多的实验和理论研究,提高除霜过程中的除霜效率。

(3) 延缓结霜。现有文献从室外环境、机组本身特性来研究防比和延缓结霜的可能性。但由于受到应用条件、效率、技术和经济等方面的制约,有待于进一步的研究。

(4) 改进空气源热泵除霜方式。尽管研究人员提出了多种改善空气源热泵系统除霜方式,但多数系统结构复杂,控制难度大,因此,需要继续探寻满足经济性、有效性、实用性的除霜方式。同时,

这些方法也为改善除霜方式提供了一些新思路。此外, 通过从新型工质替代问题, 相变材料与热泵系统的结合, 新型热泵系统的开发对今后的发展提出展望。指出寻找高效、环保低温制冷剂尤为迫切, 相变材料与热泵系统的结合有助于解决热能供给与需求失配的矛盾, 提高空气源热泵的低温适应性。进行了能量分析支出了压缩机和冷凝器损失最大。因此, 应该选用高效率的压缩机, 应采用强化传热措施, 提高传热系数, 减小传热温差来减小冷凝器损失。同时还应注意改善热泵机组的周围环境。相信随着对低温空气源热泵可靠性的深入研究, 必将提高其运行性能, 减轻城市环境污染, 为创造性地实现我国“节能减排”目标, 以及建设科研创新型国家探索道路。

参考文献

- [1] 李素花, 代宝民, 马一太. 空气源热泵的发展及现状分析 [J]. 制冷技术, 2014(1):42-48.
- [2] 王泮浩, 王志华, 郑煜鑫, 郝吉波. 低温环境下空气源热泵的研究现状及展望 [J]. 制冷学报, 2013(5):47-54.
- [3] 杜伟. 低温气候空气源热泵系统设计研究 [D]. 大连理工大学, 2013.
- [4] 董建锴. 空气源热泵延缓结霜及除霜方法研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2012.
- [5] 王伟, 张富荣, 郭庆慈, 肖婧, 赵耀华. 空气源热泵在我国应用结霜区域研究 [J]. 湖南大学学报 (自然科学版), 2009(S2):9-13.
- [6] 俞丽华, 马国远, 徐荣保. 低温空气源热泵的现状与发展 [J]. 建筑节能, 2007(3):54-57.
- [7] 饶荣水, 谷波, 周泽, 申建军, 孔波. 寒冷地区用空气源热泵技术进展 [J]. 建筑热能通风空调, 2005(04):24-28+81.
- [8] 巨永平, 张永铨, 吕灿仁, 刘耀浩. 空气源热泵的节能效果及经济可行性分析 [J]. 天津大学学报, 1996(05):105-112.
- [9] 马最良, 杨自强, 姚杨等. 空气源热泵冷热水组在寒冷地区应用的分析 [J]. 暖通空调, 2001, 31(3):28-31.
- [10] 安青松, 马一太. 空气源热泵系统最低工作温度的研究 [J]. 暖通空调, 2007, 37(11):49-52.
- [11] 陈颖. 热泵型空调器结霜除霜的判定 [J]. 暖通空调, 2001,(6)

地源热泵的应用及市场展望

李 赞, 李德英, 聂金哲

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 我国传统能源面临的紧缺危机越来越凸显, 热泵作为一种通过消耗少量高品位能源, 把低品位热量上升为高品位热量的特殊装置而受到了人们的青睐。本文首先介绍我国地源热泵的发展背景, 并全面阐述了地源热泵系统分类、系统技术等, 从而阐述了地源热泵技术在中国发展趋势。

[关键词] 地源热泵; 供热技术; 节能减排; 展望

0 引言

目前, 能源问题、环境问题是国际上面临的两大问题。要解决这两大问题除使能源有效利用外, 还应开发新型能源。因此许多国家正在积极开发清洁能源和可重新使用能源, 如太阳能、地热能、核能、风能等等, 作为世界上人口最多的发展中国家, 我国能源的开发利用面临着经济发展和环境保护的巨大压力, 能源已经成为我国可持续发展的关键。

地源热泵 (Groundsourceheatpump) 也称为地热泵 (Geothermalheatpump), 它是以地热能 (土壤、地下水、地表水、低温地热水和污水) 作为热泵夏季制冷的冷却源、冬季供暖供热的低温热源, 同时是实现供暖、制冷和生活用水的一种系统。它用来替代传统的用制冷机和锅炉进行空调、供暖和供热的模式, 是改善城市大气环境和节约能源的一种有效途径, 也是国内地热能利用的一个新发展方向^[1]。近年来, 地源热泵技术已经成为国内建筑节能及暖通空调界的热门研究课题, 并规模化应用于工程实践, 逐渐向市场化、产业化发展。

地源热泵技术在中国应用时间不长, 但推广应用速度非常快, 几乎以每年 20% 以上的速度增长, 尤其在上海世博场馆中大面积推广, 取得了很好的节能效果。随着该技术的推广应用和深入研究, 我国已掌握了地源热泵的全套技术, 并在浅层地热能勘查评价规范、钻孔热反应测试技术、高效地下热交换井以及太阳能与地源热泵技术的联合应用等方面都取得了一些新进展, 这些成果的取得将为实现我国 2050 年的节能减排目标提供技术保障。

1 中国地源热泵技术应用

目前, 我国每年使用地源热泵系统的项目已超过 2000 个, 建筑面积近 8000 万 m^2 。其中, 北京市的地源热泵项目已达 700 多个, 建筑面积达 1800 万 m^2 ; 河北省达到 920 万 m^2 ; 辽宁省沈阳市达到 3400 万 m^2 ^[2]。另外, 山东、天津、甘肃、江苏、内蒙古、吉林、江西等省 (市、区) 采用地源热泵为城市建筑供暖和制冷的面积迅速增加。资料显示, 2005 年我

国地源热泵应用面积为 3000 万 m^2 , 2007 年应用面积达到 7000 万 m^2 , 而地源热泵系统在城市示范工程中的单体规模已达 80 万 m^2 。2008 年, 我国热泵行业的年销售额超过 50 亿元, 并连续多年实现 20% 以上的持续增长, 仅 2008 年我国使用该技术, 实现二氧化碳减排 1987 万吨^[3]。预计到 2020 年全国利用地源热泵供暖和制冷面积将达到 2 亿 m^2 , 到 2030 年预计为 4 亿 m^2 , 到 2050 年将达到 10 亿 m^2 。

2010 年上海世博场馆和 2008 年的北京奥运会场馆为我国地源热泵技术应用最成功的典型。2010 年上海世博会主题是“城市, 让生活更美好”, 为体现世博会节能环保的理念, 在世博能源规划中, 夏季供冷系统优化集成了江水源热泵、水 (冰) 蓄冷技术和地源热泵技术, 冬季供热则集成了江水源热泵和天然气锅炉的技术组合。世博场馆采用热泵技术的总建筑面积达 86.8 万 m^2 , 其中, 世博轴采用了江水源热泵与地源热泵技术, 建筑面积为 24.8 万 m^2 ; 世博中心采用了江水源热泵与冰 / 水蓄冷技术, 建筑面积为 14 万 m^2 ; 世博演艺中心采用了江水源热泵与冰蓄冷技术, 建筑面积为 8 万 m^2 ; 浦西新能源中心采用了江水源热泵技术, 建筑面积为 40 万 m^2 。“世博轴”位于黄浦江边, 地下地上各 2 层, 占地面积 13.6 万 m^2 , 总建筑面积 24.8 万 m^2 , 是世博园区最大的单体项目和世博园区的标志性建筑之一, 也是世博会的入园主通道与核心区域。该建筑的空调系统由同济大学和南京丰盛新能源科技股份有限公司作为技术支持和承建单位, 采用了江水源热泵结合土壤源热泵的复合系统, 实现空调冷热源 100% 采用可再生能源。该空调系统中江水源热泵承担 2/3 负荷, 土壤源热泵承担 1/3 负荷。江水源热泵系统采用 3 台 1000 冷吨的单冷离心机组, 土壤源热泵系统采用了 5 台 350 冷吨螺杆机组, 总装机容量 4750 冷吨。经过测算, 每年可节约运行费用约 530 万元, 节能率约 40%, 可节约电 660 万 $kW \cdot h$, 相当于节约煤炭 2640t, 节水 26400t, 减少 5440t 二氧化碳的排放量。土壤源热泵根据项目所在地的岩土热物性实验结果, 因地制宜的利用了

6000 根建筑桩基布置土壤换热器形成能源桩,这一技术创新性的将建筑桩基与空调系统结合起来,节省了投资和土地,达到了运行高效节能^[4]。

2 土壤热交换器地源热泵

土壤热交换器地源热泵是利用地下岩土中热量闭路循环的地源热泵系统。通常称之为“闭路地源热泵”,以区别于地下水热泵系统,或直接称为“地源热泵”。它通过循环液(水或以水为主要成分的防冻液)在封闭地下埋管中的流动,实现系统与大地之间的传热。地下耦合热泵系统在结构上的特点是有一个由地下埋管组成的地热换热器。地热换热器的设置形式主要有水平埋管和垂直埋管两种。现场可用的地表面积是选择地热换热器形式的决定性因素。竖直埋管的地热换热器可以比水平埋管节省很多土地面积,因此更适合中国地少人多的国情。管沟或竖井中的热交换器成并联连接,再通过集管进入建筑中与建筑物内的水环路相连接。在液体温度较低时,系统中需加入防冻液,北方地区应用时应特别注意^[5]。

3 地下水地源热泵

地下水源热泵的热源是从水井或废弃的矿井中抽取的地下水。经过换热的地下水可以排入地表水系统,但对于较大的应用项目通常要求通过回灌井把地下水回灌到原来的地下水层。水质良好的地下水可直接进入热泵换热,之后将井水回灌地下,这样的系统称为开式系统。由于可能导致管路阻塞,更重要的是可能导致腐蚀发生,通常不建议在地源热泵系统中直接应用地下水。开式系统在适当的地下水条件和建筑物参数下是一个有吸引力的选择方式,但必须谨慎的使用。

实际工程中更多采用闭式环路的热泵循环水系统,即采用板式换热器把地下水和通过热泵的循环水分隔开,以防止地下水中的泥沙和腐蚀性杂质对热泵的影响。通常系统包括带潜水泵的取水井和回灌井。板式热交换器采取小温差换热的方式运行,根据温度和地下水深度的不同,可以在很大程度上抵消开式系统在性能上的优势。由于地下水温常年基本恒定,夏季比室外空气温度低,冬季比室外空气温度高,且具有较大的热容量,因此地下水热泵系统的效率比空气源热泵高,COP 值一般在 3~4.5,并且不存在结霜等问题。最近几年地下水源热泵系统在我国得到了迅速发展。

4 地表水地源热泵

地表水地源热泵系统由潜在水面以下、多重并联的塑料管组成的热交换器,取代了土壤热交换器,与土壤热交换地源热泵一样,它们被连接到建筑物

中,并且在北方地区需要进行防冻处理。

地表水热泵系统的一个热源是池塘、湖泊或河溪中的地表水。在靠近江河湖海等大量自然水体的地方,利用这些自然水体作为热泵的低温热源是值得考虑的一种空调热泵型式。热泵与地表水的换热可采用开式循环或闭路循环的形式。开式循环是用水泵抽取地表水在换热器中与热泵的循环液换热后再排入水体。但水质较差时在换热器中会产生污垢,影响传热,甚至影响系统的正常运行。更常用的地表水热泵系统采用闭路循环,即把多组塑料盘管沉入水体中,热泵的循环液通过盘管与水体换热,可以避免水质不良引起的污垢和腐蚀问题。在实际工程中,有大量的应用特性可以帮助我们决定以上系统中的哪一种形式最适宜选择。其中包括可用地下水含量、可用地表水面积、现场土地面积、潜在热回收能力、建筑物高度和规模、机房面积和当地规划要求等。

5 结语

随着国家对可再生能源应用以及建筑节能的不断重视,地源热泵这项技术必将引起政府更高层次的重视,地源热泵的使用将保持快速增长趋势,总量持续增长,技术含量不断提高,热源类型不断增加,产业规模持续扩大,市场价格逐渐降低,为节能减排的贡献率不断增加。

目前,世界各国都比以往更加关注能源、环境与可持续发展问题,而以燃煤为主的能源结构已经造成了极为严重的大气污染。因此,要实现经济的可持续发展,必须尽可能多的利用清洁的可再生能源,必须加大节能力度,所以地源热泵系统是一个很好的选择;一方面,经过多年的研究,地源热泵系统在技术上已经趋于成熟,而且经过示范和时间,确认了地源热泵系统具有节能环保、自然资源再利用、舒适安全、性能稳定、清洁、使用灵活等很多优点。为了改变能源结构形式,实现能源及环境可持续发展,发展地源热泵系统势在必行。

参考文献

- [1] 朱照华. 地源热泵研究 [D]. 重庆: 重庆建筑大学. 2000.
- [2] 浅层地热能引领节能新潮流 [J]. 中国建设信息: 供热制冷. 2010,(2).
- [3] 李元普. 我国地源热泵技术发展现状与趋势 [J]. 中国建设信息: 供热制冷. 2009,(5).
- [4] 马宏权, 龙惟定. 世博园区江水源热泵技术应用 [J]. 建设科技. 2010,(12):58-64.
- [5] 张文丽. 新型能源在供热方面的应用 [J]. 中国科技博览, 2012(37):546-546.

关于供热系统加装喷射泵的节能效果研究

刘方舟

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 为满足末端用户的需要, 传统的供热系统一般采用“大流量、小温差”的运行方式。然而, 这也会造成一定的水力不平衡损失。现计划喷射泵供热系统, 将喷射泵安装在各支管入楼处, 利用喷射泵静压与动压的转化功能, 将楼内部分供热回水引入至其供水管中进行混水, 这样可以降低输入流量, 同时提高供回水温差, 减少不必要的过热损失, 起到节能的作用。

[关键词] 喷射泵; 节热; 节电

0 引言

供热系统中, 由于管段压力的损失, 通常会出現末端用户热量不足, 系统水力稳定性差等问题。常用的大流量运行方式可以解决末端供热不足的问题, 但同时也造成了很大的热量和电能浪费。通过加装喷射泵可以在一定程度上缓解这些能源浪费的问题。

1 传统供热系统

总体来讲, 传统供热系统采用的是质量流量调节, 即在调节温度的同时, 对循环流量也进行了调节。两者共同作用, 保证热用户获得所需要的热量。传统供热系统的运行方式会使供暖系统近端用户较热, 末端较冷。同时还会产生大量的过热损失。除此之外, 由于大流量运行, 会造成循环泵消耗的电功率大幅度增加, 带来不小的电能消耗。

具体来讲, 传统供热系统存在以下问题:

1.1 “大流量小温差”运行模式难以改变

一方面, 热用户楼内系统因设计、施工、操作、调试及经济等方面的原因, 造成水力不平衡, 目前还无有效的技术手段予以解决, 为了缓解热用户楼内冷热不均的现象, 降低供热系统的热耗, 传统供热系统不得不采用“大流量小温差”运行模式, 实际供回水温差一般为 $10^{\circ}\text{C}\sim 15^{\circ}\text{C}$ 。另一方面, “大流量小温差”运行模式, 系统水力稳定性差、抗干扰能力差, 不利于楼间的水力平衡, 且大大增加了循环泵的电耗。如减少流量增大温差, 则浪费的热能将大于节省的电能; 反之, 浪费的电能将大于节省的热能。故在现有技术条件下, 对传统供热系统而言, 采用某种程度的“大流量小温差”运行模式是其必然的、无奈的选择。

1.2 “静态水力平衡”难以实现

静态是指供热工况(如温差、温度、压力、流量等)不变的状态。系统试运行(未供热)时, 系统可能在“静态”下运行。

传统的供热系统, 因其运行模式为“大流量小温差”, 热用户“远”、“近”差别明显, 系统水力稳定性差, 热用户相互耦合、相互干扰、相互影响。即使在“静态”下, 且测试精度为100%, 经过反复、多次、细心的调试后, 也只能勉强达到“大体”水力平衡; 而且供热单位或平衡阀厂家通常不可能对整个系统进行反复、多次、细心的调试。正是由于其水力稳定性差、调试难度大, 所以传统供热系统“静态水力平衡”难以实现。

1.3 “动态水力平衡”难以实现

动态是指供热工况(如温差、温度、压力、流量等)发生改变的状态。正常供热时, 系统基本上都是在“动态”下运行。

传统的水力平衡调节技术(阀门节流), 因其根植于“系统阻力不变”, 然事实上, 在“动态”下, 热用户楼内系统的阻力是变化的(主要是自然循环动力变化引起的), 楼间及户间的阻力比例关系、系统供回水压线、循环泵工作点均会发生改变, 这种多层次、累计叠加的影响很大。故严寒期常常出现近端过热而远端不热的现象, 供热单位一般采用初末寒期开小泵(少数泵或低频)、严寒期开大泵(多数泵或高频)的措施来解决此问题, 此措施虽能解决远端不热的问题, 但同时也加剧了近端的过热度。传统水力平衡调节技术不能适应系统的“动态”变化, 抗干扰能力差, 这是其先天不足造成的, 也是其本身无法逾越的技术屏障, 故其只能对系统进行“粗调节”, 传统供热系统“动态水力平衡”无法实现。

1.4 无法满足多样化热用户的不同需求

一方面, 采暖方式已呈现多样化, 如暖气片采暖、地板采暖、空调暖风采暖等; 另一方面, 围护结构也呈现多样化, 有未节能建筑、一步节能建筑、二步节能建筑、三步节能建筑等。在同一供热系统中, 多样化热用户同时存在, 而目前传统的水力平衡调

节技术,因其无法提供不同的供水温度,故根本不能、也无法满足多样化热用户的不同需求,故无法实现按需供热。

1.5 无效电耗不可避免

传统供热系统采用“大流量小温差”运行模式,在某种程度上能自动缓解供热系统冷热不均的现象,降低供热系统的热耗。同时,也大大增加了循环泵的电耗,因为在系统阻力不变、电机功率因数不变的前提下,循环泵的电耗与其流量的三次方成正比。

传统的水力平衡调节技术,阀门本身全开时就有一定的阻力(如散热器温控阀阻力系数 ζ 达18.0左右, DN15 闸阀阻力系数 ζ 为1.5),且调节时,均不同程度地关小阀门,形成大阻力元件,造成现有管道资源的巨大浪费,增加了循环泵的无效电耗。

2 加装喷射泵的新系统

新系统在各个热用户入楼处加装一个喷射泵,喷射泵工作原理为:利用喷射泵静压与动压的转化功能,将楼内部分供热回水引入至其供水管中进行混水,达到热网干管“小流量,大温差”、楼内系统“大流量,小温差”运行的状态。

这样,既减少混水换热站之前的热网压降,又增大了热用户楼内系统压降,大大提高了供热系统的水力稳定性,调试简单,抗干扰能力强(供热工况变化时基本不受影响),同时能有效缓解热用户楼内系统冷热不均的现象。该供热系统克服了传统水力平衡调节技术的先天不足,突破了传统水力平衡调节技术本身的技术屏障,解决了现有供热系统存在的问题,大大降低了现有供热系统的能耗。

2.1 喷射泵系统节电原理

喷射泵供热系统,由于喷射泵本身要消耗一定的扬程,使系统阻力系数 S 发生变化,当循环泵运行流量是原运行流量的1/2时,循环泵运行扬程基本不变,故喷射泵供热系统与传统供热系统循环泵相比,节电率可以达到50%。

2.2 喷射泵系统节热原理

喷射泵供热系统,水力稳定性非常高,热用户已无“远”、“近”之分,故调试简单,基本上能彻底解决楼间的水力不平衡问题,且能消除不必要的过热损失,实现楼间节热;喷射泵供热系统,热

用户楼内采用“低温大流量小温差”运行模式,且喷射泵本身具有自动调节功能和自动补偿功能,能有效适应系统的“动态”变化,故可缓解楼内的水力不平衡问题,实现楼内节热。

3 具体运行方案

在热用户供水干管上加装一个锁闭闸阀,喷射泵跨接在锁闭闸阀两端,并在喷射管上加装Y型过滤器;加装喷射泵的系统运行时,将与喷射泵相连的三个球阀打开,将供水干管上的锁闭闸阀关闭;原供热系统运行时,将与喷射泵相连的三个球阀关闭,将供水干管上的锁闭闸阀打开。

4 喷射泵系统运行优势

(1) 水力稳定性非常高,调试简单,可彻底根除楼间不平衡问题;

(2) 能有效地适应系统的“动态”变化,抗干扰能力强,可缓解楼内垂直不平衡问题,且能兼容散热器温控阀,实现按需供热;

(3) 能提供不同的供水温度,可满足多样化热用户的不同需求。最大限度地利用了现有的管道资源,消除了无效电耗的消耗;

(4) 可与循环泵变频技术有机结合,实现分阶段改变流量的质调节运行模式;

(5) 技改后,根除了系统的水力失调,减少了大部分热量的无效浪费,平均了各楼宇的室温,从而提高了用户的居住舒适度和满意度,大大降低了供暖纠纷,提升了用户缴费的积极性;

(6) 创造一定的社会价值,通过技改,减少了石化能源的浪费,降低了污染物的排放量,减轻了大气污染的程度,为社会做出一定的环境贡献。

参考文献

- [1] 王毅,杨婷,王玲玲.热水供热系统的水力平衡与水力稳定性[J].大连大学学报,2003,(06):41-45.
- [2] 余贵,集中供热系统“大流量、小温差”现象分析[J].科技情报开发与经济,2011,(15):201-203.
- [3] 王明娟,刘岩松,浅谈供暖“大流量,小温差”现象[J],低温建筑技术,2003,(02):59-60.
- [4] 胡文举,那威,李德英,魏志刚,史永征,曾喜平,分布组合式喷射泵供热系统水力稳定性研究与应用[J],区域供热,2013,(04):15-18.

关于热泵技术在低能耗建筑中应用的探讨

冯 硕, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘 要] 随着人类社会的发展和人民生活水平的提高, 环境污染和能源短缺的问题也愈发严重。具有实现节能减排效果的热泵技术和低能耗建筑在这种大背景下备受关注。本文对低能耗建筑以及热泵技术进行简单介绍, 对空气源热泵、地源热泵和水源热泵对建筑节能的作用进行分析, 并总结和分析了国内外专家学者的研究现状, 为完善热泵技术在低能耗建筑中的应用打下了坚实的基础, 以期促进热泵技术的发展。

[关键词] 热泵; 低能耗建筑; 节能减排

0 引言

我国目前是世界上经济发展最快的国家之一, 能源消耗和环境污染已成为制约国民经济发展的瓶颈。在能源消耗的众多形式中, 建筑能耗在我国能源总消费量中所占比例逐年上升, 已经从20世纪70年代末10%上升到现在的27.6%, 而采暖、空调、通风的能源消耗又占其中的60%左右^[1]。如何降低建筑能耗, 实现节能减排, 已成为建筑行业不可避免要面对的问题。

低能耗建筑作为一种新型建筑, 它可以通过最优化的建筑节能设计, 采用先进的节能材料和节能技术使得建筑物的建筑能耗降到最低水平, 再采用可再生能源补充所需能量, 以实现建筑物采暖, 而不用常规能源即“零能耗”的目标。显然, 零能耗是降低建筑能耗的理想状态。低能耗建筑设计的实现是通过建筑物理的全系统优化设计来实现的, 它包括以下几个子系统: 外墙子系统、屋面子系统、外窗及遮阳子系统和低能耗采暖制冷及健康新风子系统。在西方国家, 低能耗建筑已经非常普遍, 并正在向零能耗住宅努力, 发达国家各国政府都在致力于这方面的工作。在欧洲, 目前普遍使用的是高舒适低能耗住宅, 某些品质卓越的住宅, 甚至不用暖气和空调设施, 就能让房间中保持20°C~26°C的舒适温度^[2]。

同时, 热泵技术作为一种能有效降低常规能源能耗, 提高电能利用率的建筑节能新技术也备受关注。热泵技术的本质与制冷机原理相同, 其工作原理是通过电能驱动压缩机, 使工质循环反复发生物理相变过程, 分别在蒸发器中气化吸热、在冷凝器中液化放热, 使热量不断得到交换传递, 并通过阀门切换使机组实现制热或制冷功能^[3]。与其他常规方式相比, 热泵系统具有节能、环保、经济、运行可靠的优势, 其经济效益和社会效益显著, 适用于同时具有供热和制冷需求的用户, 能有力地促进建

筑节能工作的开展, 有效解决建筑物供热、采暖、制冷空调等能耗问题。

1 空气源热泵

1.1 空气源热泵系统

空气源热泵, 作为热泵技术的一种, 有“大自然能量的搬运工”的美誉, 有着使用成本低、易操作、采暖效果好、安全、干净等多重优势。以无处不在的空气中的能量作为主要动力, 通过少量电能驱动压缩机运转, 实现能量的转移, 无需复杂的配置、昂贵的取水、回灌或者土壤换热系统和专用机房, 能够逐步减少传统采暖给大气环境带来的大量污染物排放, 保证采暖功效的同时实现节能环保的目的。

空气源热泵是由电动机驱动的, 利用蒸汽压缩制冷循环工作原理, 以环境空气为冷(热)源制取冷(热)风或者冷(热)水的设备, 主要零部件包括用热侧换热设备、热源侧换热设备及压缩机等。空气能(源)热泵利用空气中的热量作为低温热源, 经过传统空调器中的冷凝器或蒸发器进行热交换, 然后通过循环系统, 提取或释放热能, 利用机组循环系统将能量转移到建筑物内, 满足用户对生活热水、地暖或空调等需求。空气源热泵系统原理图如图1所示。

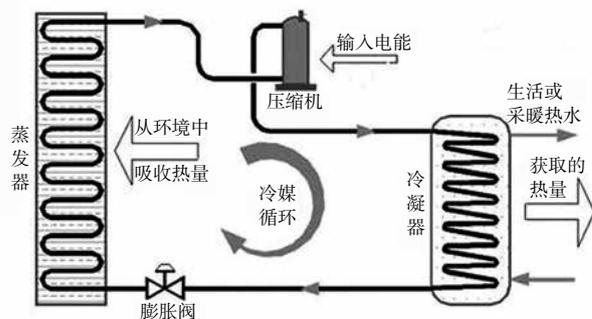


图1 空气源热泵系统原理图

1.2 空气源热泵系统的优点

(1) 用途广泛、四季无忧

空气源热泵既能在冬季制热,又能在夏季制冷,能满足冬夏两种季节需求,而其他采暖设备往往只能冬季制热,夏季制冷时还需要加装空调设备。

(2) 安全运行、保护环境

空气源热泵采用热泵加热的形式,水、电完全分离,无需燃煤或天然气,因此可以实现一年四季全天 24 小时安全运行,不会对环境造成污染。

(3) 使用灵活、没有限制

相比太阳能、燃气、水地源热泵等形式,空气源热泵不受夜晚、阴天、下雨及下雪等恶劣天气的影响,也不受地质、燃气供应的限制。

(4) 节能科技、省电省心

空气源热泵使用 1 份电能,同时从室外空气中获取 2 份以上免费的空气源,能生产 3 份以上的热能,高效环保,相比电采暖每月节省 75% 的电费,为用户省下如此可观的电费,很快就能收回机器成本。

1.3 国内外专家学者的研究现状

颜浩^[4]通过对空调、采暖、生活热水的需求性分析,指出空气源热泵在运用了热回收、数码涡旋等技术后,其节能、环保和经济性能有了显著的改善,不仅可广泛用于长江流域,即使在我国寒冷地区也具备了应用这种先进的节能技术和设备的可能性。空气源热泵在建筑节能中完全是可以大有作为的。

建议适宜地区的各级政府积极宣传、推广、应用空气源热泵,促进我国的节能减排目标早日实现。

苏海智、冯竹建^[5]将义乌大酒店热泵暖通及热水改造工程与其他几种常规能源的系统做了对比,详细分析空气源热泵应用的节能效益和环保效益。经分析研究得出:采用空气源热泵系统后,整个系统运行费用最低,各种污染物排放量最少。热泵空调系统应用对于推动既有建筑节能改造具有重要意义,值得大范围推广。

2 地源热泵

2.1 地源热泵系统

地源热泵技术是一种利用地下浅层地热资源,实现向建筑物提供采暖、制冷和生活热水的高效节能环保型技术。其基本思路就是通过少量高位能源,将浅层热能转移为高位热能,在冬天供暖、夏天制冷。

地源热泵系统主要由室外地源换热系统、热泵机组和室内空调末端系统 3 部分组成^[6]。冬季通过热泵把大地中的热量升高温度后对建筑供热,同时使大地中的温度降低,即蓄存了冷量,供夏季使用;夏季通过热泵把建筑物中的热量传输给大地,对建筑物降温,同时在大地上蓄存热量以供冬季使用。这样在地源热泵系统中大地起到了蓄能器的作用,进一步提高了系统全年的能源利用效率^[7]。

地源热泵系统原理图如图 2 所示。

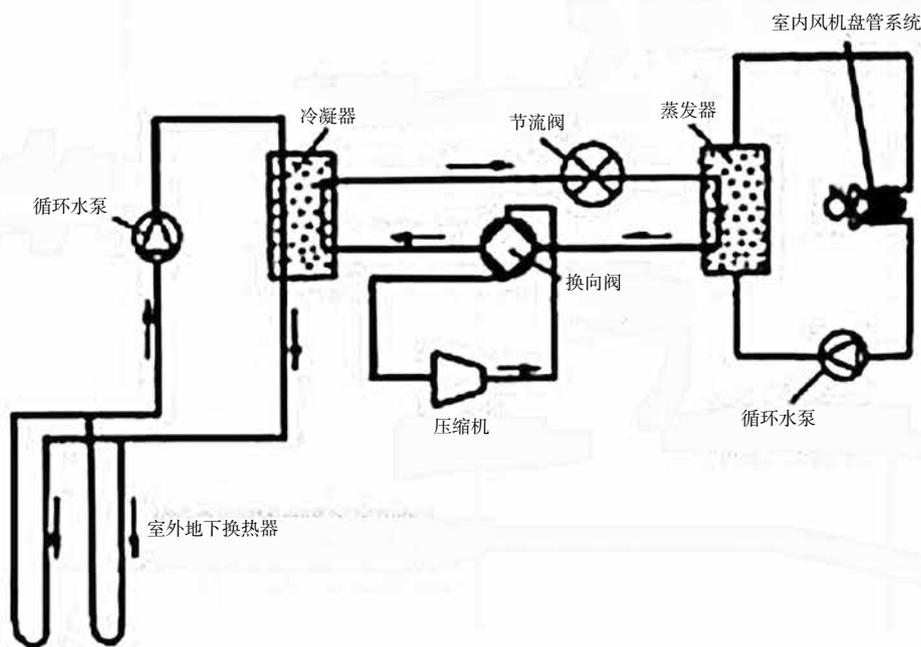


图 2 地源热泵系统原理图

2.2 地源热泵系统的优点

(1) 属可再生能源利用技术

太阳能是取之不尽的可再生绿色能源，地表浅层相当于一个巨大的太阳能集热器，它收集了47%的太阳能，比人类每年利用能量的500倍还多。地源热泵在冬季就是利用这种储存于地表浅层的无限的能源作为热源；在夏季则以地表浅层恒定的地能温度作冷源，只需小功率的压缩机就可实现能量转换的空调系统。

调研结果表明，使用地源热泵技术比风冷热泵节能40%，比电采暖节能70%，比燃气炉效率提高48%，所需制冷剂比一般空调减少50%是真正意义上的高效节能^[8]。

(2) 属经济可靠的节能技术

地表浅层地热资源的温度一年四季相对稳定，冬季比环境空气温度高，夏季比环境空气温度低，是很好的热泵热源和空调冷源，这种温度特性使得地源热泵比传统空调系统运行效率要高40%，同时可以节省运行费用40%左右^[7]。此外，地能温度较恒定的特性，使得热泵机地源热泵系统一机多用、系统紧凑，省去了锅炉房和冷却塔，节省建筑空间，也有利于建筑物的美观。如上所述，地源热泵系统的另一个显著的特点是大大提高了一次能源的利用率，地源热泵比传统空调系统运行效率要高40%~60%。另外，地源温度有恒定的特性，使得热泵机组运行更可靠、稳定，整个系统的维护费用也较锅炉制冷机系统大大减少，保证了系统的高效性和经济性。在建筑供热空调中采用热泵技术，可以有效地提高一次能源利用率，减少温室效应气体CO₂和其他燃烧产生的污染物的排放，是一种可持续发展的建筑节能新技。

(3) 运行稳定可靠且使用寿命长

传统的空调系统不论是水冷还是风冷，换热环境均为大气，由于它的换热器必须置于暴露的空气中，故不可避免地受到环境条件变化的影响，降低换热效率和使用寿命，并且影响了建筑物的外观；而地源热泵以土壤作为热源的主要优点在于土壤温度的相对稳定，基本不受外界环境的影响；埋管热交换器不需要除霜，减少了结霜和除霜的能耗；热泵系统设计简单，运动部件比常规系统少，且安装在室内，自动控制程度高，可无人值守；系统安全无燃烧设备，不存在爆炸、燃烧的隐患；由于系统不暴露在风雨中，因而维护简便；地源热泵系统的供冷、供热平稳，降低了停、开机的频率和空气过热和过冷的峰值；把地源热泵换热器埋于地下，也不会破坏建筑物的外观。

2.3 国内外专家学者的研究现状

涂锋华、赵军^[9]等在提供同样供热量的情况下，将研制成功的一种开环地源热泵系统与燃油锅炉系统对比，由经济参数分析得出地源热泵与燃油锅炉和燃气锅炉相比，在建筑节能和环保中的效果非常明显，但是初投资比较高。怎样降低机组的初投资以及怎样改进地源热泵机组的性能，将是建筑行业需要努力的方向。

刁乃仁、方肇洪^[10]对地源热泵的技术特征、适用范围和经济性进行了详细的介绍，把热泵供热与锅炉直接燃烧供热进行对比分析，得出在建筑供热空调中采用热泵技术可以有效地提高一次能源利用率，减少温室效应气体CO₂和其他燃烧产生的污染物的排放。

罗迎宾、梁路军^[11]等通过对常州地区某办公楼地源热泵项目的设计与运行分析，将地源热泵系统与传统风冷热泵系统、冷水机组+燃气锅炉系统2种模式进行经济性比较，地源热泵系统初投资比风冷热泵系统、冷水机组+燃气锅炉系统分别高出20%和7.15%，但每年节约运行成本分别为49.4%和34.5%；今后每年节约运行费用约41万元和20万元，减少折合标煤量约180t和90t，相当于减少CO₂的排放量约472t和236t。因此，在建筑中使用地源热泵系统，不仅具有极大的经济性价值，同时还具有重大环保、减排的社会意义。

3 水源热泵

3.1 水源热泵系统

水源热泵机组是以水为热源的可进行制冷或者制热循环的一种热泵型整体式水-空气式或水-水式空调装置，制热时以水为热源而在制冷时以水为排热源。其采用循环流动于共用管路中的水、从水井、湖泊或河流中抽取的水或在地下盘管中循环流动的水为冷(热)源，制取冷(热)风或冷(热)水的设备，包括一个使用侧换热设备、压缩机、热源侧换热设备，具有单制冷或制冷兼制热功能。

水源热泵技术的工作原理就是：通过输入少量高品位能源，实现低温位热能向高温位转移。水体分别作为冬季热泵供暖的热源和夏季空调的冷源，即在夏季将建筑物中的热量“取”出来，释放到水体中去，由于水源温度低，所以可以高效地带走热量，以达到夏季给建筑物室内制冷的目的；而冬季，则是通过水源热泵机组，从水源中“提取”热能，送到建筑物中采暖^[12]。

3.2 水源热泵系统的优点

水源热泵与常规空调技术相比，有以下优点：

(1) 高效节能

水源热泵机组可利用的水体温度冬季为 $12^{\circ}\text{C}\sim 22^{\circ}\text{C}$ ，水体温度比环境空气温度高，所以热泵循环的蒸发温度提高，能效比也提高。夏季水体为 $18^{\circ}\text{C}\sim 35^{\circ}\text{C}$ ，水体温度比环境空气温度低，所以制冷的冷凝温度降低，使得冷却效果好于风冷式和冷却塔式，机组效率提高^[13]。

(2) 运行稳定可靠

水体的温度一年四季相对稳定，其波动范围远远小于空气变动，是很好的热泵热源和空调冷源，水体温度较恒定的特性，使得热泵机组运行更可靠、稳定，也保证了系统的高效性和经济性。不存在空气源热泵冬季除霜等问题。

(3) 环保效益显著

水源热泵机组供热时省去了燃煤、燃气、燃油等锅炉房系统，无燃烧过程，避免了排烟、排污等污染；供冷时省去了冷却水塔，避免了冷却塔的噪音、霉菌污染及水耗。所以，水源热泵机组运行无任何污染，无燃烧、无排烟，不产生废渣、废水、废气和烟尘，不会产生城市热岛效应，对环境非常友好，是理想的绿色环保产品。

(4) 应用范围广

水源热泵系统可供暖、空调，还可供生活热水，一机多用，一套系统可以替换原来的锅炉加空调的两套装置或系统。特别是对于同时有供热和供冷要求的建筑物，水源热泵有着明显的优点。不仅节省了大量能源，而且用一套设备可以同时满足供热和供冷的要求，减少了设备的初投资。其总投资额仅为传统空调系统的60%，并且安装容易，安装工作量比传统空调系统少，安装工期短，更改安装也容易。

3.3 国内外专家学者的研究现状

白雪莲、刘宁毅^[14]等以实际工程为例，研究了地表水水源热泵空调系统设计中的具体问题。结合工程具体情况，探讨了在应用水源热泵技术的同时，将集中供冷供热技术、二次泵技术、变流量技术等其他多项节能技术综合应用，不但能更有效地发挥水源热泵技术的优点，并能大大提高空调系统的能效。对常规空调系统形式与水源热泵空调系统形式进行了技术经济比较，结果表明该工程水源热泵技术与其他节能技术综合应用可减少全年运行能耗约46%。

郑峰^[12]通过对水源热泵系统与燃气锅炉系统进行经济比较，结果表明，水源热泵系统的设备投资和运行费用均较低且运行良好。在实际使用过程中，夏季蓄热水箱设定温度为 46°C ，冬季和过渡季节设定温度为 54°C ，系统在制备生活热水的同时，空调供冷或供热的运行情况良好。对于宾馆、学校、

办公楼等既需要空调又需要供应热水的场所，在具备水源的条件下提倡使用水源热泵系统，该系统环保、节能且无污染。

4 结语

建筑节能是解决我国今后能源紧缺问题的有效途径之一，包括建筑本身的节能和供暖系统的节能。建筑本身的节能要求我们必须发展低能耗建筑技术，我国应该立足国情加以选择，采用关键技术设备引进，加速我国的节能建筑产业的发展。热泵技术可以有效地实现供暖系统的节能，在实际运用中要根据各地的气候特点和环境条件考虑到容易取得、投资少、无腐蚀、热容量大、热泵安装使用方便、运行时工况稳定等条件因地制宜来选择热泵的热源并确定热泵类型。将热泵技术应用到低能耗建筑中，这在建筑节能领域，必将发挥越来越大的作用。

参考文献

- [1] 贾洁, 郑宝华. 建筑节能的发展方向——低能耗建筑技术[J]. 建筑节能, 2006,(05):16-18.
- [2] 刘静君, 陈滨, 王艳红. 低能耗建筑的技术经济性浅析[J]. 能源技术, 2006,(01):16-19.
- [3] 范亚云, 夏朝凤, 兰青, 李军凯. 热泵技术与建筑节能[J]. 建设科技, 2003,(12):40-41.
- [4] 颜浩. 空气源热泵在建筑节能中大有作为[J]. 建筑节能, 2008,(11):54-60.
- [5] 苏海智, 冯竹建. 空气源热泵工程节能案例分析[J]. 电力需求侧管理, 2015,(02):29-31.
- [6] 王长贵. 开发利用新能源和可再生能源的重大意义[J]. 太阳能, 2000,(04):6-7.
- [7] 胡柏. 地源热泵系统与建筑节能[A]. 中国环境科学学会. 2008中国环境科学学会学术年会优秀论文集(上卷)[C]. 中国环境科学学会, 2008:5.
- [8] 仇安娜, 唐远明. 环保节能地源热泵技术应用研究[J]. 环境保护与循环经济, 2008,(12):34-37.
- [9] 涂锋华, 赵军, 朱强, 马一太, 郑宗和, 宋佳钊. 对地源热泵在建筑节能和环保中的效果分析[J]. 天津电力技术, 2001,(Z1):58-59+63.
- [10] 刁乃仁, 方肇洪. 地源热泵——建筑节能新技术[J]. 建筑热能通风空调, 2004,(03):18-23.
- [11] 罗迎宾, 梁路军, 季柳金. 地源热泵在建筑节能领域的应用[J]. 建筑节能, 2008,(09):56-58.
- [12] 郑峰. 水源热泵技术在节能建筑中的应用[J]. 建筑节能, 2007,(06):10-12.
- [13] 薛岷. 水源热泵在建筑节能中的应用与分析[J]. 供热制冷, 2014,(02):64-66.
- [14] 白雪莲, 刘宁毅, 林真国. 水源热泵综合节能技术的工程应用分析[J]. 制冷与空调, 2012,(01):12-17.

寒冷地区某办公楼地源热泵空调系统运行分析

王欣, 李德英

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 结合寒冷地区某办公楼地源热泵项目, 介绍了浅层地热地质条件的测试结果。土壤热平衡分析结果表明, 如果地源热泵机组全年向岩土体排热量为 1.425TJ, 经过一个制冷季和一个供暖季后, 岩土体温度升高幅度为 0.30℃。运行数据分析结果表明, 地源热泵冷凝器与蒸发器进出口温差在运行过程中通常小于设计温差, 造成水泵能耗偏高, 建议采用定温差、水泵变频调节的控制方式。

[关键词] 地源热泵; 空调系统; 热平衡; 定流量系统; 节能; 办公建筑

0 引言

根据地热能换热形式的不同, 地源热泵系统分为地埋管地源热泵系统、地下水地源热泵系统和地表水地源热泵系统。其中地下水地源热泵系统和地表水地源热泵系统由于受到使用条件和环境保护的限制很难推广, 地埋管地源热泵系统则应用广泛。地埋管换热器又分为水平式和竖直式, 由于水平埋管式占地面积大并且不能较好地利用地热能, 因此竖直埋管式得到了更为普遍的应用。国内近些年陆续出现了一些竖直埋管式地源热泵项目, 比如山东建筑大学学术报告厅地源热泵系统采用 25 组并联的竖直 U 形埋管组成室外换热器。虽然竖直埋管式地源热泵系统应用的可行性已经在实际工程中得到证明, 但是缺乏对实际运行数据包括如何进行热平衡以及系统节能性等各个方面的具体分析论证。本文通过寒冷地区某办公楼地源热泵系统的测试, 对地源热泵系统运行的可行性和节能性进行分析, 为竖直埋管式地源热泵空调系统的设计提供理论依据。

1 工程实例

1.1 工程概况

寒冷地区(北京市)某办公楼项目占地 7469.37 m², 办公楼建筑而积 36350.07m², 其中地下 13716.73 m², 地上 22633.34m²。工程空调系统夏季冷负荷为 1935.67kW, 冬季热负荷为 1353.78kW。夏季制冷供水温度为 7℃/12℃, 冬季供热供水温度为 45℃/40℃。

1.2 系统设置

该工程中地源侧采用 100m 长竖直双 U 形地埋管换热器 408 组。末端采用风机盘管加新风系统, 部分房间采用全空气系统。空调水系统为两管制定流量系统。空调系统供水水压差为 0.32MPa, 定压值为 0.35MPa。

工程中设计冷热负荷相差较大, 导致冬夏季循环水流量相差也较大, 故选用两套水泵系统, 冬夏季各用一套。水泵设置如表 1 所示。从中可以看出:

夏季空调侧流量为 391m³/h, 电动机功率为 74kW; 地源侧流量为 468M³/h, 电动机功率为 110kW。冬季空调侧流量为 440m³/h, 电动机功率为 110kW; 地源侧流量为 334.4m³/h, 电动机功率为 74kW。

表 1 水泵设置

	季节	单台流量/(m ³ /h)	配置情况	电动机功率/kW
空调侧	夏季	195.5	两用一备	37
	冬季	220	两用一备	55
地源侧	夏季	234	两用一备	55
	冬季	167.2	两用一备	37

2 浅层地热地质条件测试

地埋管地源热泵应用中非常重要的参数是土壤温度, 目前国内外许多专家、学者的研究成果表明: 地下 5m 以下的土壤温度全年基本不受外界气温影响。

在工程建设前进行可行性和适宜性分析, 确定项目所在地的适宜埋管深度及该范围内的地层热物性参数。钻了两个深度 100m 的地层勘探孔, 采用双 U 形埋管方式, 埋管深度为 100m, 测试时间为 48h, 地温测量工作具体参数见表 2。

表 2 地温测量

测量仪器	高精度温度传感器 (Pt100)
布点原则	地下 20m 以内, 1 个 /m; 地下 20m 以下 1 个 /5m
测量点数	35

在完成现场成孔、下管、回填工作并静置 Za 后, 完成了测试孔内的地温测试工作, 具体测量结果如图 1 所示 (测试结束时刻为 2010-03-18T10:39, 室外温度为 2.7℃)。

从图 1 可以看出, 受地而空气温度波动影响, 地表下浅层温度变化较大, 深层温度不受地而空气温度波动的影响, 总体上随深度增加而升高。对图 1 中相对稳定的温度实测值 (深度 20~95m) 进行计算可得, 其地温梯度为 2.3℃/100m。

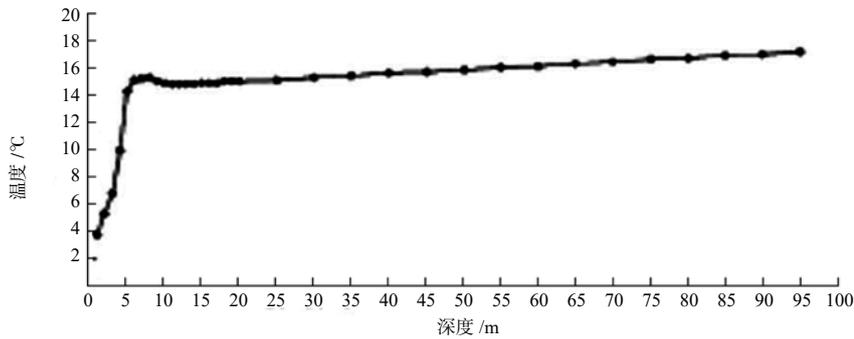


图1 测试孔地温随深度变化曲线

地埋管地源热泵系统的埋管基本处于地下 2m 以下, 根据上述测量的地温数据, 选取 PE 管内 2m 以下的实测温度进行加权平均可得, 该场地 2~100m 的原始地温可取值为 15.48°C。

3 土壤热平衡

地埋管地源热泵周期运行后土壤温度出现上升或下降是土壤热量收支失衡的两种后果, 都对系统持续稳定运行不利。

土壤的热平衡是个复杂多变的过程, 地埋管换热器周围土壤温度的变化总是由内向外逐层传递, 任何一点的逐时温度主要由冬夏季两条周期性变化的日平均温度波的相位和波幅叠加决定, 同时受空调间歇运行造成的多条逐时温度波变化影响, 另外还与分层地质差异、多变地下水含量与流速等诸多微观因素有关。本文中的热平衡是指在无地下水流动情况下的热平衡。

为了防比地源热泵热失衡问题的发生, 进行了地质热物性试验, 经分析计算, 该工程计算场区浅层 (100m 以内) 地热静态储量为 4.75TJ/°C (岩土体每变化 1°C 释放或吸收的热量, 数据由项目勘察评估报告提供)。

根据工程场区所在地浅层地热地质条件, 结合地源热泵系统室外热源部分应用空间条件和系统年排热、取热量, 可按式 (1) 计算年度供冷、供暖季后地层平均温度变化。

$$\Delta t = \frac{\Delta Q_{\text{年}}}{Q_u}$$

$$\Delta Q = Q_{\text{排}} - Q_{\text{取}} = t_{\text{冷}} Q_{\text{冷}} \left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{\text{冷}}}\right) - t_{\text{热}} Q_{\text{热}} \left(1 - \frac{1}{\text{COP}_{\text{热}}}\right)$$

式 (1), (2) 中 Δt 为地层平均温度变化 (°C); $\Delta Q_{\text{年}}$ 为系统年排热量与取热量之差, 按运行时间累计 (kJ); Q_u 为温度变化 1°C 地层能够释放的热量, kJ/°C; $Q_{\text{排}}$ 为夏季向土壤排放的热量 (kJ); $Q_{\text{取}}$ 为冬季取自土壤的热量 (kJ); $t_{\text{冷}}$ 为夏季运行时间 (s); $Q_{\text{冷}}$ 为夏季设计总冷负荷 (kW); $t_{\text{热}}$ 为冬季运行时

间 (s); $Q_{\text{热}}$ 为冬季设计总热负荷 (kW); $\text{COP}_{\text{冷}}$ 为设计工况下热泵机组的制冷性能系数; $\text{COP}_{\text{热}}$ 为设计工况下热泵机组的供热性能系数。

地源热泵系统机组的制冷、制热性能系数分别为 $\text{COP}_{\text{冷}}=5, \text{COP}_{\text{热}}=4$, 地埋管地源热泵系统完全承担建筑空调冬季负荷 1353.78kW 和夏季负荷 1935.67kW。若系统冬季运行时间按 120d 计, 夏季运行时间按 100d 计, 且每天运行 10h, 运行负荷系数取 0.7, 则运行一个供冷、供暖季后的累计热聚集 $\Delta Q_{\text{年}} = Q_{\text{排}} - Q_{\text{取}} \approx 2.78 \times 10^9 \text{kJ}$ 。拟建场区可利用面积为 13671m², 浅层 (100m 以内) 地热静态储量为 4.75TJ, 经过一个供冷、供暖季后, 岩土体温度变化 $\Delta t \approx 0.58^\circ\text{C}$ 。

地埋管区域岩土体温度升高将会影响地埋管地源热泵系统的长期使用, 多年以后, 地源热泵系统效率会显著降低。为了保证地源热泵系统的长期高效运行, 同时也考虑到地源热泵系统运行间隔期地层温度恢复和大地热流作用, 在不影响地源热泵系统长期运行效率的前提下, 经过一个供冷、供暖季后, 岩土体温度升高幅度不宜超过 0.30°C (数据由项目勘察评估报告提供)。按照此种情况反推, 在满足空调冬季负荷 (1353.78kW) 时, 岩土体冷热基本平衡 J 隋况下, 地源热泵系统可承担建筑空调夏季负荷 1486.56kW, 剩下的 449.11kW 冷负荷需要通过其他方式承担。此时, 选用的地源热泵机组全年向岩土体排热量为 1.425TJ, 经过一个供冷、供暖季后, 岩土体温度升高幅度为 0.30°C。

上述分析表明, 在寒冷地区办公建筑采用地源热泵系统时需进行热物性测试及冷热负荷与岩土温升计算, 以保证运行效果。

4 运行数据分析

该工程地源热泵空调系统于 2012 年 12 月正式投入使用。运行时间为 08:00~18:00, 运营人员每 2h 记录一次运行数据, 每天有 5 组数据, 包括: 地源侧流量、空调侧流量、冷凝器进水温度、蒸发器出

水温度、地源侧集分水器温度、空调侧集分水器温度、地源侧循环泵电流以及空调侧循环泵电流等，分析时取每天数据的算术平均值，数据截至2014年7月。

4.1 地源侧换热量与室外温度的关系

该地区冬季空调室外计算温度为 -9.9°C ，笔者收集了2013年12月室外气象参数，并对比了同期室外最低温度与地源侧换热量的关系。

实际运行数据中有地源侧水流量以及地源侧供回水温差，计算得到的地源侧换热量结果如图2所示。从中可以看出，一般情况下地源侧换热量与室外温度成反比，同时也与建筑使用情况有关，如26日与19日，前者室外温度较低，其地源侧换热量却较小，原因在于前者的使用房间数减少使得热负荷变小。

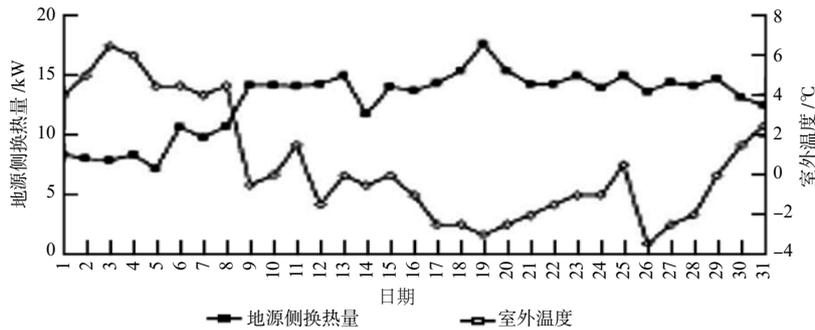


图2 2013年12月室外温度与地源侧换热量的关系

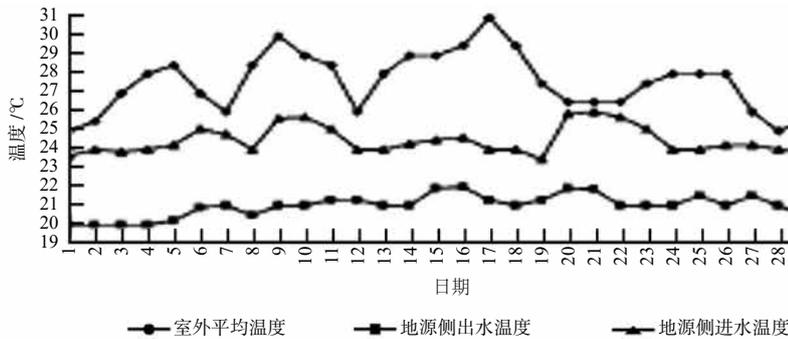


图3 2013年8月室外平均温度与地源侧进、出水温度对比

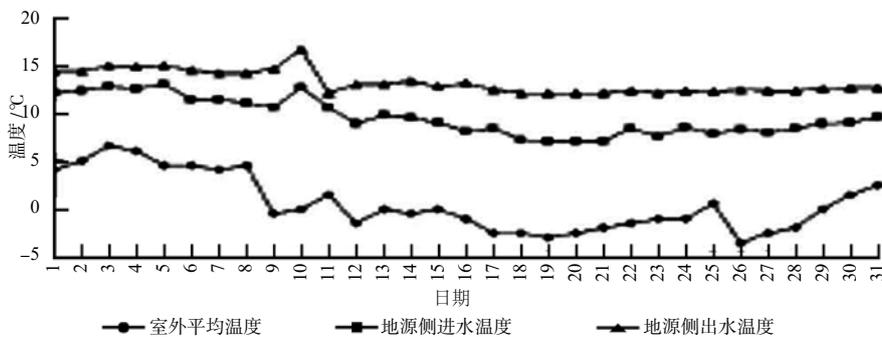


图4 2013年12月室外平均温度与地源侧进、出水温度对比

4.2 室外平均温度与地源侧进、出水温度的关系

2013年8月的室外平均温度与同期地源侧进、出水温度的对比结果如图3所示。从中可以看出，一般情况下地源侧进、出水温度与室外平均气温同步变化，且变化幅度小于室外平均气温的变化幅度，另外也与建筑使用情况有关。

2013年8月的平均室外温度为 27.26°C ，而地源侧平均水温为 22.68°C ，因此夏季工况地源热泵系统优于空气源热泵系统。

2013年12月的室外平均温度与同期地源侧进、出水温度的对比结果如图4所示。从中可以看出，地源侧进、出水温度与室外平均气温同步变化，且变化幅度小于室外平均气温的变化幅度。

2013年12月平均室外温度为 0.56°C ，而地源

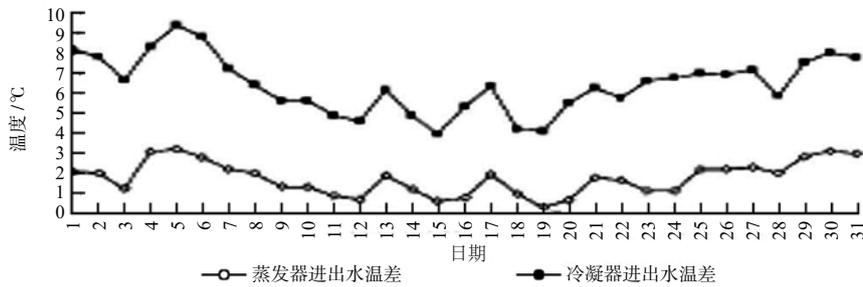


图5 2013年12月蒸发器与冷凝器进出水温差对比

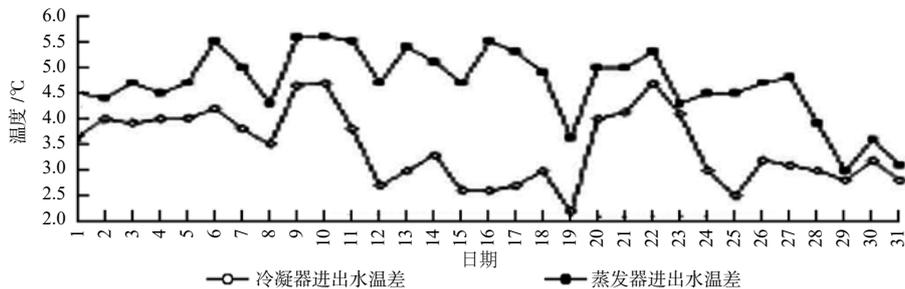


图6 2013年8月蒸发器与冷凝器进出水温差对比

侧平均水温为 6.25°C ，因此冬季工况时地源热泵系统远远优于空气源热泵系统。

4.3 蒸发器进出水温差、冷凝器进出水温差与设计温差的关系

图5、6分别显示了2013年12月和8月蒸发器与冷凝器进出水温差的对比。从图5、6可以看出，无论冬季还是夏季，蒸发器与冷凝器进出水温差都同步变化，且80%以上时间实际温差都小于设计温差。

2013年12月蒸发器进出水平均温差为 1.64°C ，冷凝器进出水平均温差为 4.56°C ，设计温差均为 5°C ，这样冷凝器水泵浪费了8.8%的电能，冷凝器水泵功率为 110kW ，按运行1个月(31d，每天运行10h，电价 $1\text{元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$)进行计算，仅仅12月就浪费了2728元电费；蒸发器水泵浪费了67%的电能，蒸发器水泵功率为 74kW ，12月浪费了15370元电费。

2013年8月，冷凝器进出水平均温差为 3.5°C ，蒸发器进出水平均温差为 4.68°C ，设计温差均为 5°C ，冷凝器水泵浪费了30%的电能，8月浪费了10230元电费；蒸发器水泵浪费了6.4%的电能，8月浪费了1468元电费。由以上分析可以看出，在地源热泵系统中定流量运行存在着较大的浪费，建议采取定温差方式运行。

5 结论

(1) 浅层岩土体温度受室外空气温度影响较大，深层岩土体温度受室外空气温度影响较小，寒冷地区冬季土壤温度维持在 15.48°C 左右；

(2) 寒冷地区办公建筑采用地源热泵系统时，需进行冷热负荷平衡计算，必要时采取辅助冷热源形式；

(3) 地源侧换热量随着室外温度的变化而变化，且与建筑使用情况有关；

(4) 寒冷地区地源热泵系统冬、夏季工况均优于空气源热泵系统；

(5) 地源热泵冷凝器与蒸发器进出水温差在运行过程中通常小于设计温差，造成水泵能耗偏高。建议采用定温差、水泵变频调节的控制方式。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院 .GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范 [S]. 2009年版.北京:中国建筑工业出版社, 2009.
- [2] 吕悦, 杨立平, 周沫, 等. 国内地源热泵应用情况查报告 [J]. 工程建设与设计, 2005(6):5-10.
- [3] 胡映宁, 李常春, 土小纯, 等. 套管式地理管换热器换热性能实验研究 [J]. 暖通空调, 2011, 通1(9):100-105.
- [4] 马宏权, 龙惟定. 地理管地源热泵系统的热平衡 [J]. 暖通空调, 2009, 39(1):102-106.
- [5] Diao Nairen, Cui Pink Fang ZhaoHong. The thermal resistance in a borehole of geothermal heat exchangers[C]//Proc 12th International Heat Transfer Conference. France, 2002.
- [6] Michel A B. Ground-coupled heat pump system simulation[C]// ASHRAE Trans, 2001, 107(1):605-616.

热泵技术发展及行业应用

韩京彤

(北京建筑大学, 北京 100044)

[摘要] 将热泵技术按照冷热源的选择不同而进行分类, 并对各自的运行原理加以分析, 相互之间进行比较, 得到各个形式的热泵的优缺点。除此之外, 通过传统的供热和制冷方式进行各方面的比较, 论述热泵技术的先进性, 并从该技术对于人类生活带来的改变的角度出发, 论述其在建筑行业中的应用。最后分析了热泵技术在工农业生产中的应用以及该技术对这些行业的发展乃至社会的进步所起到的作用。

[关键词] 热泵技术; 能量; 太阳能供暖

0 引言

热泵, 是一种使热量从低位热源流向高位热源的装置。通俗的来讲, 热泵就是被用来将低温物体的热能传递到高温物体中, 然后高温物体来加热水或采暖, 使热量得到充分应用。由此可见, 热泵运行需要消耗一定量的高位能。不过, 它所供给的热量是远远大于消耗的能量的, 二者的比值一般可以到 2 到 5, 甚至更高。所以说, 热泵实质上是一种热量提升装置。

除了节能, 热泵还具有环保, 冷暖联供等优势, 因而其应用十分广泛, 对于人们生活所起到的作用也越来越明显。基于上述内容, 本文将围绕热泵的优势和先进性以及他在建筑行业中发挥的巨大作用等方面展开论述。

1 热泵的分类及各自特点

1.1 水源热泵

水源热泵是利用地球水所储藏的太阳能资源作

为冷、热源, 并进行热转换的空调技术。顾名思义, 其工作原理就是在夏季将建筑物中的热量转移到水源中; 而在冬季, 则从温度相对恒定的水源中提取热量用于供暖。由此可见, 水源热泵的制冷和制热过程所利用的是清洁的可再生能源, 充分做到了节能, 这是其一大优势。除此之外, 在一年四季的变化过程中, 水体的温度波动范围要远远小于空气, 这也在一定程度上决定了其运行比较稳定。加之可以做到一机多用, 替代锅炉和空调两套装置, 以及自身运行过程不会造成任何污染(如图 1), 水源热泵近年来的应用范围越来越广, 对老百姓生活发挥的作用越来越大。

1.2 空气源热泵

空气源热泵是以电能驱动的, 利用蒸汽压缩制冷循环的工作原理, 通过冷凝器, 蒸发器, 循环系统等将空气中的热量转移到建筑物中, 满足用户需求。由于冬季北方大多仍采用传统方式供暖, 所以

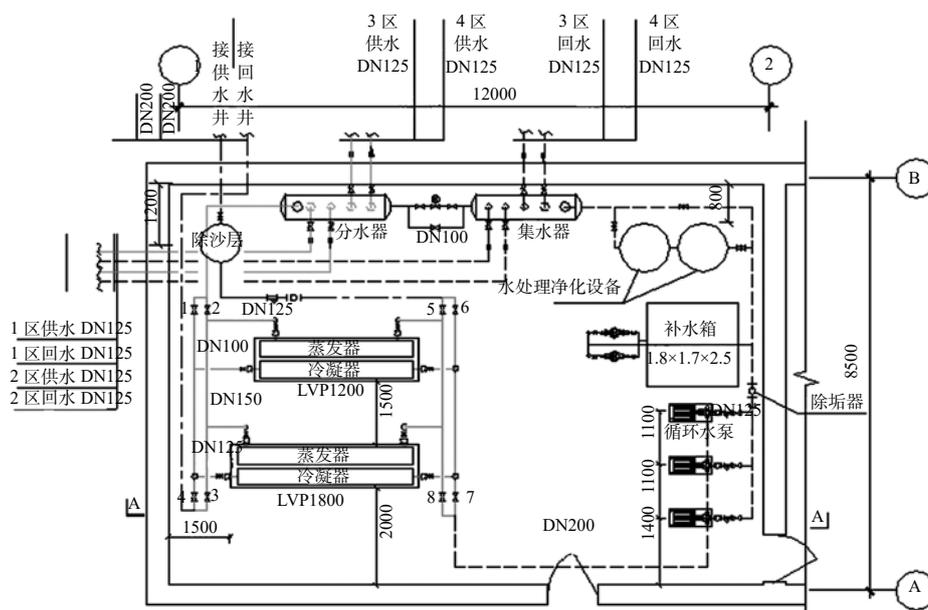


图 1 (夏天 1,3,5,7 阀门关, 2,4,6,8 阀门开; 冬天 2,4,6,8 阀门关, 1,3,5,7 阀门开)

空气源热泵现在主要应用于夏季的制冷中。

空气源热泵的主要优势是系统的冷热源合一，并且不需要专门的锅炉房和冷冻机房，既增加了建筑的有效使用面积，同时也在一定程度上减少了烟气的排放，也就减少了对环境的污染。当然，由于一年四季的空气温度变化比较大，空气源热泵机组的工作效率可能会随着冬季温度的降低而有所下降。这也是空气源热泵目前存在的一大问题。

1.3 地源热泵

地源热泵是以大地为热源对建筑物进行供热制冷的技术，冬季通过热泵将大地中的低位热能提升对建筑物供暖，同时将冷量储存起来，以备夏季使用；夏季则通过热泵将建筑物内的热量转移到地下对建筑物进行降温，同时蓄存热量，以备冬季使用。

地源热泵通常采用土壤，地下水，或地表水作为冷热源，冬季从土壤，地表水或者地下水中取热对建筑物供暖，夏季放热起到制冷作用。除此之外，地源热泵的运行安全可靠，费用低，环保作用也很明显。不过其在冬夏两季向大地取热量和排热量的不平衡性在一定程度上限制了它的发展。其流程图如图 2。

1.4 复合型热泵

从上述的三种热泵形式可以看出，热源单一的热泵都普遍存在着一定的局限性，而且对于低位能量的利用也存在着缺失的情况。由此可以看出，如果我们将几种热泵形式结合起来，就可以在某种程度上增加能量的利用效率。在利用太阳能热源的基础上，常用的复合型热泵有以下几种：太阳-空气源热泵系统，太阳-水源热泵系统，空气-空气热泵机组，空气-水热泵机组，水-空气热泵机组，水-水热泵机组，空气回热热泵，热电冷三联产复合热泵，土壤-水源热泵系统等。^[1]

1.5 其他热泵形式

喷射式热泵，吸收式热泵等热泵系统也是先进

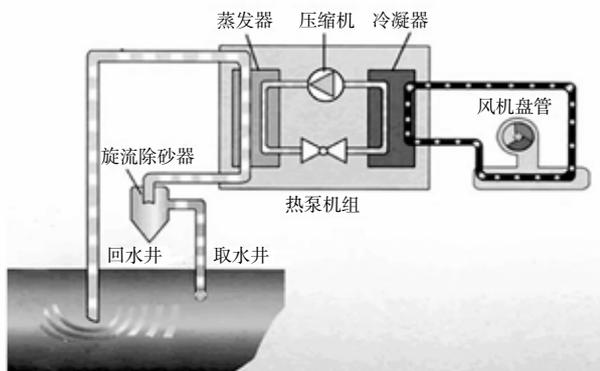


图 2 地源热泵的运行流程图

热泵技术的体现。其中吸收式热泵是回收利用低位热能的有效装置，具有节约能源、保护环境的双重作用。其中以溴化锂吸收式热泵的应用最为广泛。其机组外形图如图 3。

2 热泵技术带来的改变

随着科学技术的飞速发展，人类的生活水平也在不断地提高。然而生活质量的提高，也伴随着对能源的巨大消耗以及生态环境的不断恶化。而热泵技术自身的力量虽然很小，还不能从根本上解决这些问题，但对于环保和节能的贡献依然不可忽视。

2.1 对于环境的保护作用

传统供热方式需要通过化石燃料的燃烧产生热量进行供暖。燃烧的过程中，也就不可避免地产生二氧化碳，二氧化硫，以及一些粉尘等颗粒污染物。其中，二氧化碳的大量产生更是直接导致了温室效应的加剧，并在一定程度上加速了全球变暖的进程。

具体来讲，热力电厂排放的循环冷却水所携带的热量对水环境热影响是很大的。因此，对其产生的热能进行回收，既是电力行业节约能源，提高效率的重要一环，也是保护水域环境，避免增温带来危害的不可或缺的步骤。而热泵技术的运用恰恰是热能回收利用的一个重要途径。以污水源热泵为例，它是城市污水作为提取和储存能量的冷热源，在热泵机组内通过制冷剂的循环以及电能的消耗，向城镇居民建筑进行供冷供热。这种技术可以在很大程度上吸收和利用了工业废水和生活污水，并对其加以利用，造福人类的生活。同时伴随着污水源热泵技术的进步，二氧化碳和许多氮氧化物，硫化物的排放都得到了抑制，可谓对于环境保护做出了巨大的贡献。

2.2 热泵的节能作用

根据热力学第一定律以及热泵自身的运行特点，可以发现，热泵是从外界吸收一部分有用的能量 E ，同时再从低温热源吸收能量 Q_c 。（以汽化潜热或凝结

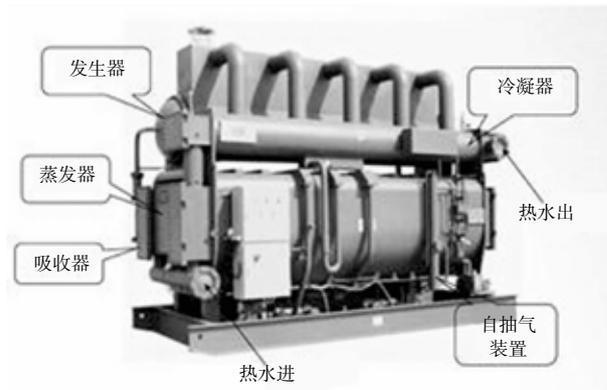


图 3 溴化锂吸收式热泵机组外形图

热的形式),然后将二者一起输送至高温热源。假定高温热源获得的能量为 Q_h ,则有:

$$Q_h = Q_c + E$$

热泵的能量传递过程示意图详见图4。

性能系数COP是指输出能量与输入的有用能量之比,则有:

$$\text{COP} = Q_h / E$$

一般的压缩式热泵,性能系数值都大于1,其数值范围普遍为2到5,理论值甚至可以达到8以上。也就是说,输入一份有用能,可以得到2到5倍甚至更高的热能输出。由此可见,热泵的节能效果十分明显。例如,电动热泵用于暖通空调,在向用户供应相同热量情况下,与燃油锅炉比可以节省40%左右的燃烧,节能效果显著。^[2]

2.3 从供暖和制冷效果上看热泵技术的先进性

正如论述开头提到的水源热泵及其示意图(如图1),目前的热泵冷热水机组往往可以通过四通换向阀的切换,实现一机多用,既可用于制冷,也可用于供热。当前世界环保和节能形势的严峻性,也使得对于新型环保高效的热泵工质的研究进入了一个重要阶段。环保高效的热泵工质蒸发潜热将非常大,单位容积制冷量相当高,并且具有良好的运输和传热特性。由此可见,热泵的供热和制冷效果也会有一个明显的提升。^[3]

3 热泵技术与太阳能的结合

在我国许多光照比较充足的地方,利用太阳能

进行供热的方法已经十分普遍。不过,太阳能资源的利用也存在着一个很大的问题,那就是受天气和气温等因素的影响,太阳能供热系统并不能保证每天都稳定运行,并且无多建筑屋顶的空间并不充足。而通过采用热泵热水机组作为太阳能热水器的辅助热源,可以最大程度的解决这个问题。这是由于热泵热水机组的节能效果显著,占地面积小。而且在当今国家建设部和整个太阳能行业提倡太阳能与建筑结合,不允许不规范安装的太阳热水器破坏城市景观的情况下,热泵技术与太阳能利用相结合无疑是最好的选择。这种结合既可以在充分利用太阳能资源的基础上,达到节能和环保的效果,而且其对于环境的适应力好,也具有很大的开发空间。^[4]

4 热泵技术在工农业中的应用

随着热泵技术的不断发展,其在工业和农业发展中也开始起到一定的作用。首先,热泵在运行过程中能够有效地回收热湿空气中的低品位热能,并除去热湿空气中的部分水蒸气,由此可见,热泵可以在一定程度上起到干燥设备的作用,它的干燥效果甚至可以在传统干燥方式的基础上有一定的提高。现在很多木材厂便采用电驱动高效热泵干燥机来达到工厂节能的目的。不仅是木材,许多谷物,果蔬的干燥都应用了热泵技术。除此之外,也有许多石化厂采用蒸汽喷射式热泵,用于回收生产过程中产生的余热,具有不错的经济效益。^[5]

5 结语

热泵技术的发展,对于整个世界的进步,人类生活水平的提高,都起到了不可忽视的作用。不管是在工业上,农业上,还是在与我们生活最密不可分的建筑物上。虽然热泵还存在着性能系数COP受气候影响大,机组造价高,寿命还不够长等制约其发展的因素,但是这种技术还是存在着很大的发展潜力的。

参考文献

- [1] 李德英, 供热工程[M], 中国建筑工业出版社, 2004.
- [2] 贺益英, 生态环境保护与热泵技术[A], “水电开发与绿色未来”首届新华论坛[C], 2003.
- [3] 彭金梅, 罗会龙, 崔国民, 李超, 刘显瑞, 热泵技术应用现状及发展动向[J], 昆明理工大学学报(自然科学版), 2012(5).
- [4] 范亚云, 夏朝凤, 李军凯, 韦小岩, 宋洪川, 热泵技术在太阳能利用中的实验研究[J], 太阳能学报, 2002(5).
- [5] 李先瑞, 郎四维, 热泵的现状与展望[J], 北京节能, 1994(4).

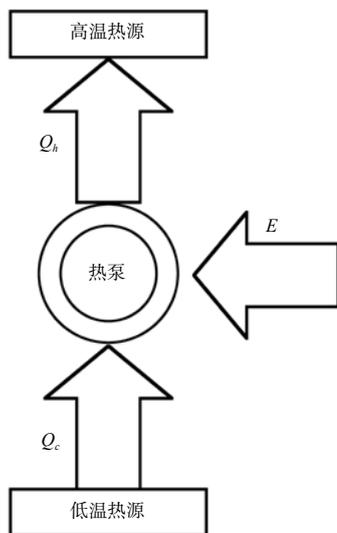


图4 热泵的能量传递过程示意图

空气源热泵溶液除霜及冷冻再生系统的可行性研究

孙家正, 杨 剑, 余延顺

(南京理工大学, 能源与动力工程学院, 江苏 南京 210094)

[摘 要] 针对空气源热泵现有除霜方法的不足, 提出了一种基于溶液除霜和溶液冷冻再生的空气源热泵机组。分析了溶液除霜和溶液冷冻再生的原理, 设计了空气源热泵溶液除霜及冷冻再生机组系统, 确定了除霜溶液的种类及应用浓度范围, 并搭建了实验台。通过试验验证系统的可行性, 结果表明: 在一个结/除霜周期内, 本文提出方法的平均 COP 较常规逆循环除霜法的平均 COP 提高了 6.3%, 并实现机组除霜过程不停机。

[关键词] 空气源热泵; 结霜; 溶液除霜; 冷冻再生

0 引言

空气源热泵因良好的节能与环保特性, 在我国夏热冬冷地区应用广泛。但受限于室外空气参数, 热泵机组冬季制热运行时, 室外换热器结霜会导致换热器传热恶化, 使机组供热稳定性和可靠性降低。针对空气源热泵结霜除霜问题, 国内外学者做了大量的研究工作, 如逆循环除霜^[1]、热气旁通除霜^[2]以及蓄能除霜^[3-4]等。逆循环除霜和热气旁通除霜均存在除霜时能量来源不足, 效率低, 系统稳定性差的缺点^[5]。蓄能除霜虽然解决了除霜能量来源不足的问题, 有效地提高了室内热舒适度^[6], 但结霜时系统制热量衰减、除霜时不能供热的缺点依然存在。另有学者从抑制结霜的思路出发, 提出了无霜型空气源热泵^[7-8]。其共性是利用除湿溶液或吸附材料对进入室外换热器的空气进行除湿, 降低空气露点温度, 以达到热泵运行无霜的目的。但对于除湿材料采用的加热再生方式^[9], 会消耗机组的有效供热量。

针对以上各除霜方式的问题, 文献^[10]提出了一种冷冻再生的溶液除霜型空气源热泵机组, 采用盐溶液喷淋的方式对热泵机组室外换热器进行除霜, 并运用冷冻方式对除霜后的稀溶液进行再生, 实现机组除霜不停机、除霜过程零能耗、简化除霜判据, 相比加热再生方式, 冷冻再生基本不消耗额外热量, 可有效地提高热泵机组的制热性能与运行可靠性。

1 溶液除霜与冷冻再生原理

1.1 溶液除霜原理

化学势判据指出, 在等温等压并与外界无功量传递条件下, 系统自发变化方向为某物质从化学势较大的相流向化学势较小的相, 直至该物质在两相中的化学势相等为止^[11]。

对于稀溶液, 其中溶剂 A 的化学势为:

$$\mu_A(sln, T, p) = \mu^* A(l, T, p) + RT \ln x_A \quad (1)$$

式中, $\mu^* A(l, T, p)$ 为标准状态下, 纯溶剂 A 的化学势; sln 表示含有溶剂 A 的溶液; l 表示液态的溶

剂 A ; T 、 p 分别为溶液的温度与压力; x_A 为溶液中溶剂 A 的摩尔质量分数。

设纯溶剂 A 的凝固点为 T_f , 则在凝固点 T_f 时, 固液两相中溶剂 A 的化学势满足:

$$\mu_A(s, T_f, p) = \mu_A(l, T_f, p) \quad (2)$$

式中, s 表示固态的溶剂 A 。由于溶液中存在溶质, 则 $x_A < 1$, $RT_f \ln x_A < 0$, 由式 (1) 可知, 在同温同压下, 溶液中溶剂 A 的化学势与纯溶剂 A 的化学势存在如下关系:

$$\mu_A(sln, T_f, p) < \mu_A(l, T_f, p) = \mu_A(s, T_f, p) \quad (3)$$

即当体系处于凝固点温度且固液相压力相等时, 溶液中溶剂 A 的化学势低于纯固相 A 的化学势。此时如果将纯固相 A 放入含有溶剂 A 的溶液中, 物质 A 将从 μ_A 较大的相流向 μ_A 较小的相, 直至化学势相等, 即固体溶剂会自发地溶解于溶液, 直至系统变为均相。

因此, 对空气源热泵系统的溶液除霜过程, 因霜层 (固相) 中水的化学势大于盐溶液中水 (液相) 的化学势, 当盐溶液喷淋至换热器霜层表面时, 霜层中的水会自发地向溶液 (液相) 中转移, 以此实现除霜, 如图 1 所示。

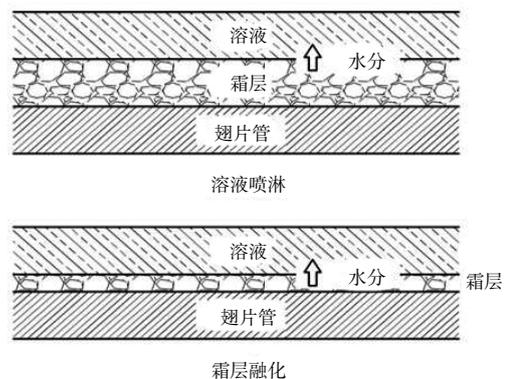


图 1 溶液除霜过程示意图

1.2 溶液冷冻再生原理

在热力学系统中，通常将物理化学性质完全均匀的部分称为一个相。在相平衡时，自由度与组分数及相数之间存在一定的关系，称为相律^[12]。对于常压下二元水盐体系，由相律可得：

$$f = 3 - \varphi \quad (4)$$

式中， f 为自由度， φ 为相数。二元水盐体系（温度—质量分数）相图如图 2 所示。

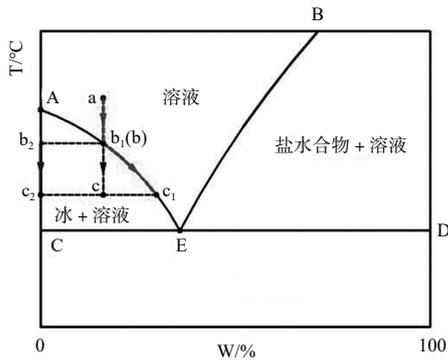


图 2 二元水盐体系相图

溶液再生前，设定其状态点为 a ，为纯液相态，体系自由度为 2，溶液状态可在曲线 AEB 以上区域

内任意变动。当溶液降温，体系温度下降，液相溶液浓度保持不变。当温度降低至其对应凝固点温度时，即 b 点，则开始出现新的相态（冰析出），体系的自由度降为 1。此时若对体系继续降温，要维持相平衡状态，则体系中溶液的状态点只能沿结冰曲线 AE 向 E 点移动，溶液中的水不断以冰形式析出，体系中剩余液态溶液浓度不断上升。当温度降至某值时，停止对溶液体系的降温，则体系终了状态点为 c ，即冰和溶液两相共存状态，此时去除体系中的冰，即可得到高浓度溶液，实现溶液的冷冻再生。

2 空气源热泵溶液除霜与冷冻再生系统

2.1 系统原理及运行模式

基于上述理论与构想，设计了基于溶液除霜与冷冻再生空气源热泵系统，原理如图 3 所示。在热泵机组室外换热器表面结霜后，采用较高浓度盐溶液对室外换热器表面进行喷淋，因喷淋溶液中水的化学势低于霜层中水的化学势，溶液与霜层接触时，霜层中的水会自发向溶液中转移，实现融霜；除霜后的稀溶液利用系统设置的冷冻再生换热器进行冷冻再生；溶液冷冻再生完成后，将再生换热器切换为过冷器，利用过冷热进行脱冰。由此实现空气源热泵除霜不停机、不换向，连续供热运行，并实现除霜过程零能耗。

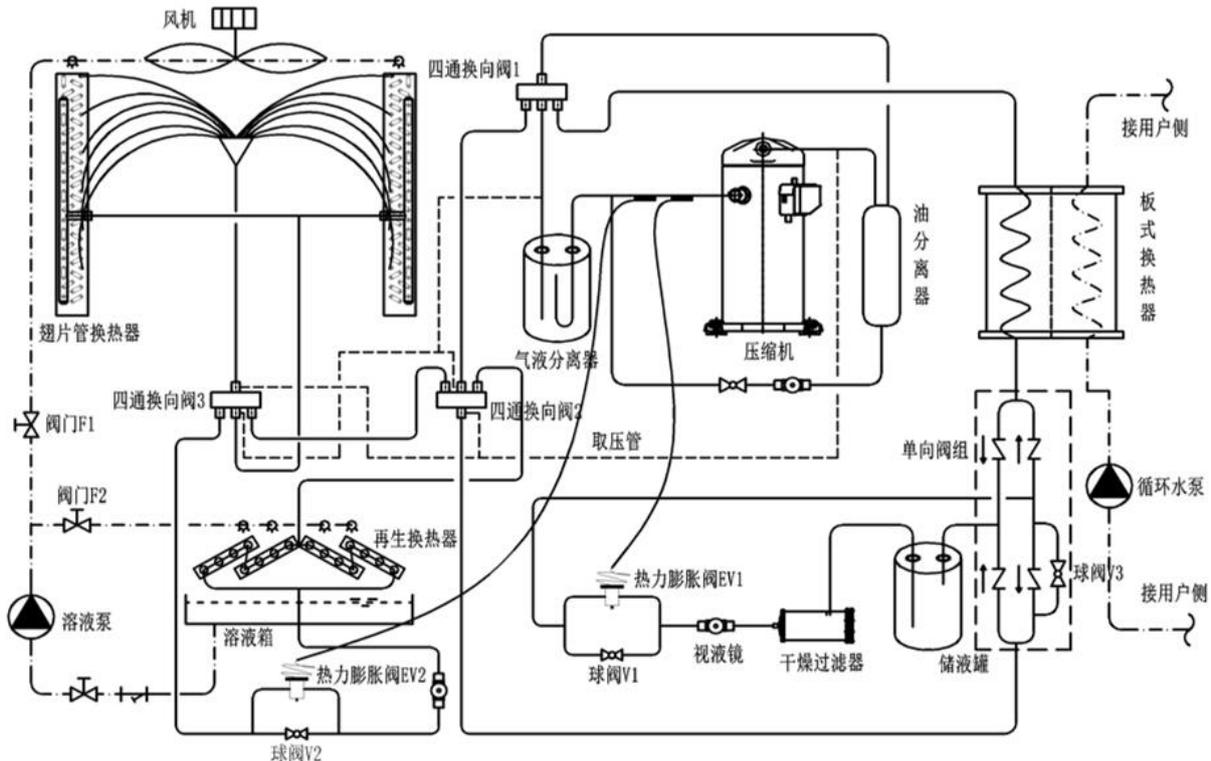


图 3 冷冻再生型溶液除霜空气源热泵机组原理图

该机组可实现制冷、制热、制热融霜、冷冻再生、制热脱冰五种模式的切换：

(1) 制冷模式：四通换向阀 1 切换至制冷模式，V2 开启，V1 关闭，热力膨胀阀 EV1 作为节流装置。室外翅片管换热器及再生换热器作为冷凝器，水侧板式换热器为蒸发器，为用户提供冷冻水。

(2) 制热模式：四通换向阀 1 切换至制热模式，V2 开启，V1 关闭，热力膨胀阀 EV1 作为节流装置。再生换热器置于翅片管换热器上游，充当蒸发器功能，水侧板式换热器为系统的冷凝器，为用户提供热水。

(3) 制热除霜模式：对于制冷剂循环部分，其管路连接同制热模式。当达到除霜要求时，阀门 F1 开启，F2 关闭，启动溶液循环泵，将溶液箱中的浓溶液通过喷淋装置喷淋至室外翅片管换热器表面，完成除霜。

(4) 冷冻再生模式：溶液再生运行时，通过四通换向阀 2 的切换，将再生换热器置于室外翅片管换热器下游，共同作为蒸发器。开启阀门 F2、关闭阀门 F1，启动溶液循环泵，将溶液箱内的稀溶液通过循环泵喷淋至再生换热器表面，溶液中的水分不断凝固析出，浓度升高，完成再生过程。

(5) 制热脱冰模式：溶液冷冻再生完成后，溶液中析出的水分以冰的形式附着于再生换热器的表面。此时关闭 V2，开启 V1，则热力膨胀阀 EV2 作为节流机构，将再生换热器置于冷凝侧，利用液体制冷剂的过冷热将冰层基部融化，使冰层从换热器表面脱落，实现脱冰。

2.2 除霜溶液及浓度范围的确定

根据系统特点，适用于该系统的除霜溶液特性为：

- (1) 良好的水溶解性；
- (2) 腐蚀性小；
- (3) 热导率高、黏度低，便于输送和再生；
- (4) 无挥发性、无毒；
- (5) 单价相对较低。

根据上述条件，尽管氯化锂、氯化钙溶液等已经广泛用作载冷剂、除湿剂，但由于这类溶液会引起翅片与铜管连接处的电化学腐蚀，不适用于本系

统。另外乙二醇、丙三醇溶液等有机类溶液在开放性的环境中具有一定挥发性，对于本系统也不太适用。G.A. Longo 等^[13-14]通过长期研究发现，甲酸盐溶液与氯化锂溶液或溴化锂溶液相比，其吸湿性能较弱，但再生性能良好，且腐蚀性大大减小。综合考虑本文选用甲酸钠溶液。

除霜溶液浓度范围确定主要考虑如下因素：

(1) 停机时，溶液冰点低于环境温度，保证溶液箱不冻结；

(2) 除霜时，溶液结冰点温度低于室外翅片管换热器表面温度，保证除霜时溶液在其表面不结冰；

(3) 再生时，溶液所能达到的浓度上限受到机组蒸发温度的限制。溶液在凝固过程中会发生过冷现象，甲酸钠溶液浓度与冰点之间的对应关系如图 4 所示。

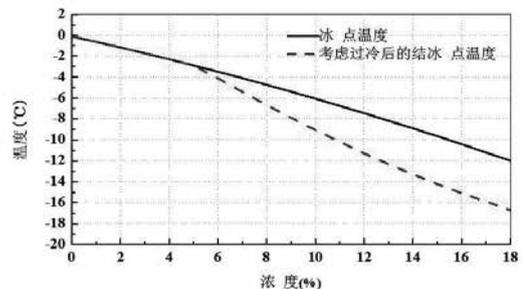


图 4 甲酸钠溶液浓度与冰点对应关系图

设定在结霜工况下，机组蒸发温度与环境温度差值为 8℃，翅片管换热器表面温度与蒸发温度差为 2℃，考虑除霜后稀溶液的冰点加上过冷度恰好等于翅片管换热器表面的温度，之后该过冷后的稀溶液喷淋至再生换热器表面，温度迅速恢复至无过冷状态下的冰点温度，开始进行再生。再生过程同样考虑再生换热器表面温度与蒸发温度差为 2℃。根据甲酸钠溶液浓度与结冰点温度的对应关系，表 1 给出了不同环境温度下甲酸钠溶液的应用浓度范围。

由表 1 可见，当环境温度在 -5℃~2℃ 之间时，其应用浓度范围是 5.9%~16.7%，环境温越低，应用溶液浓度越高。实际应用中，溶液应用浓度范围应根据实时检测环境温度与翅片表面温度进行控制。

表 1 甲酸钠溶液的应用浓度范围

环境温度 T_0 (°C)	设计蒸发温度 T_e (°C)	T_0 为冰点温度对应溶液浓度 (%)	蒸发器表面温度 T_1 (°C)	T_1 为冰点温度对应溶液浓度 (%)	再生换热器表面温度 T_2 (°C)	T_2 为冰点温度对应溶液浓度 (%)	应用浓度范围 (%)
2	-6	—	-4	5.9	-4	6.8	5.9~6.8
0	-8	—	-6	7.5	-6	9.9	7.5~9.9
-2	-10	3.5	-8	9.1	-8	12.8	9.1~12.8
-5	-13	8.4	-11	11.7	-11	16.7	11.7~16.7

3 测试结果及分析

根据图 3 所示原理搭建了基于溶液除霜与冷冻再生技术的空气源热泵系统试验台，机组设计制热量 9.22kW，制冷工质 R22，涡旋压缩机理论排气量 9.0m³/h，输入功率为 2.94kW；室外翅片管式换热器共 2 片，风向管排数 3 排，迎风管排数 32 排，8 回路并联布置，管簇正三角形叉排布置；再生换热器采用翅片管式并加大翅片间距为 6mm，总换热面积 7.7m²，如图 5 所示。



针对样机，对其在典型工况下的性能进行了测试，测试工况为：室外干球温度 2℃，相对湿度 85%，机组进水温度 40℃，水流量 1.6m³/h。开机运行 115min 后，喷淋浓度为 7.8% 的甲酸钠溶液进行除霜，除霜时长 5min，除霜结束后溶液浓度为 6.8%，之后进行冷冻再生。冷冻再生过程中溶液浓度、温度、机组吸、排气压力、制热量和 COP 随时间的变化关系如图 6~10 所示。

由图 6~10 可知，溶液再生的总时长约为 50min，其中溶液显热降温阶段时长为 15min，该时段内机组的各项参数变化较为剧烈，在显热降温阶段，溶液温度由最初的 1.8℃ 降至冰点温度 -4.0℃ 左右，在此过程中再生换热器开始出现部分结冰现象。同时机组的吸气压力由开机时的 5.33bar 快速降低至 3.25bar，排气压力则由 5.41bar 上升至 18.88bar 而后又缓降至 17.83bar。

溶液析冰阶段时长为 35min，该时段因结冰过程释放大量潜热，再生换热器的换热情况有所好转，

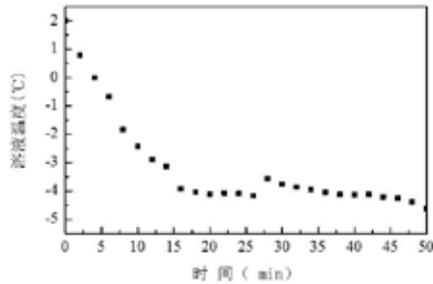


图 6 冷冻再生过程中溶液温度变化

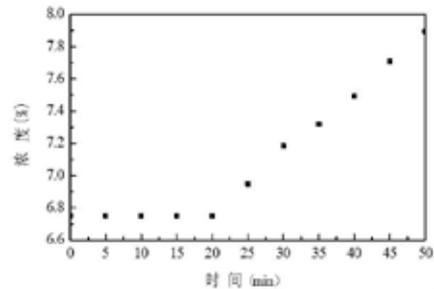


图 7 冷冻再生过程中溶液浓度变化

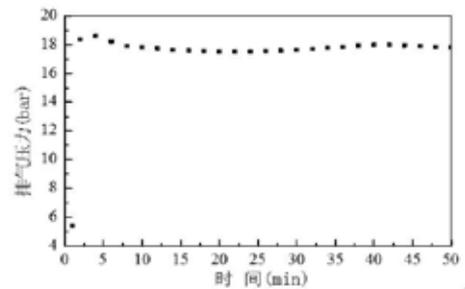
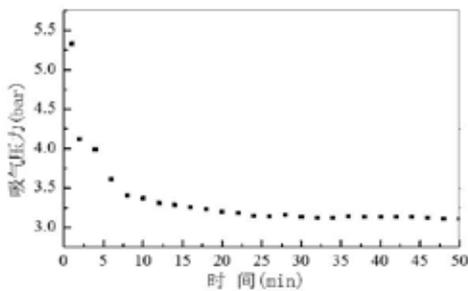


图 8 冷冻再生过程压缩机吸、排气压力变化

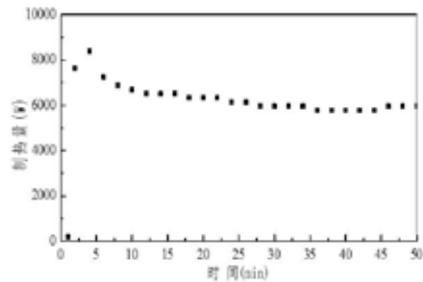


图 9 冷冻再生过程机组制热量变化

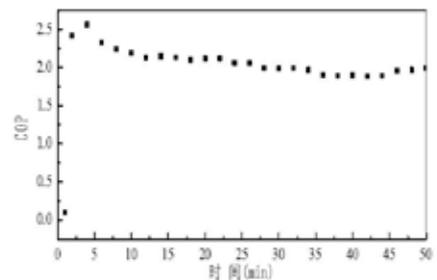


图 10 冷冻再生过程中机组 COP 变化

机组各项性能参数变化趋于平缓。根据相平衡理论,此时溶液的温度应该等于溶液在该浓度下的冰点温度,但由于溶液箱内的温度分布的不均匀性以及过冷现象的存在,结冰现象发生后溶液的温度并不严格等于其冰点温度,但从总体趋势上也随着结冰过程的进行而缓慢下降,而由于溶液温度的缓慢下降,机组的吸排气压力在该阶段也缓慢降低。机组制热量和 COP 的变化规律基本一致,在前 10min 内,制热量迅速升至 8745W 后又降至 6698W,之后由于机组吸气压力的逐渐下降,机组的制热量逐渐降低至 5768W,机组 COP 的变化趋势基本与其一致,由开机阶段的最高值 2.56 逐渐衰减至 1.95。

在该实验工况下,在一个结/除霜周期内,机组采用溶液除霜及冷冻再生法时,各阶段的制热量、输入电量及机组的平均能效如表 2 所示,其中输入电量包括机组压缩机、风机及溶液泵的输入电量。

表 2 溶液除霜及冷冻再生热泵系统周期内性能统计表

工况	运行时间 (min)	总制热量 (kJ)	总输入电量 (kJ)	平均能效 COP _e
结霜	115	5.79×10^4	2.10×10^4	2.54
溶液除霜	5	2.52×10^3	1.03×10^3	
冷冻再生	50	1.86×10^4	9.03×10^3	
脱冰	10	4.26×10^3	1.80×10^3	

表 3 热泵机组逆循环除霜周期内性能统计表

工况	运行时间 (min)	总制热量 (kJ)	总输入电量 (kJ)	平均能效 COP _e
结霜	115	5.79×10^4	2.10×10^4	2.39
除霜	15	-3.75×10^3	1.69×10^3	

而针对本机组,采用逆循环除霜法时,在 2°C/85% 的环境条件下,其在一个完整的结霜/除霜周期内的平均 COP 为 2.39,如表 3。从平均能效比的角度来看,在一个完整的结霜/除霜周期内,采用溶液除霜并进行冷冻再生的方式较逆循环除霜法综合能效提升约 6.3%,制热量。

5 结论

空气源热泵溶液除霜及冷冻再生机组系统克服了现有除霜方法不能连续供热,除霜效率低、能耗高等缺点,实现连续供热,且稀溶液采用冷冻再生法,再生能耗大大降低,实现了空气源热泵机组高效连续地供热运行。今后尚需研究热泵样机的全工况性能参数,结合不同地区的气象参数以及需求侧的负荷特征,探究机组的最佳控制运行策略,从而指导该机组系统在实际工程应用时能够实现安全可靠地运行。

参考文献

- [1] 顾泽波, 黄东, 袁秀玲. 空气源热泵冷(热)水机组的逆循环除霜性能研究 [J]. 制冷与空调, 2008,8(3):40-43.
- [2] 罗鸣, 谢军龙, 沈国民. 风冷热泵机组中的热气除霜方法 [J]. 节能, 2003(5):12-14.
- [3] 韩志涛, 姚杨, 马最良, 姜益强. 空气源热泵蓄能热气除霜新系统与实验研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(6):901-903.
- [4] Hu Wenju, Jiang Yiqiang, Qu Minglu, Ni Long, Yao Yang, Deng Shiming. An experimental study on the operating performance of a novel reverse-cycle hot gas defrosting method for air source heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2011(31):363-369.
- [5] Huang Dong, Li Quanxu, Yuan Xiuling. Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump [J]. Applied Energy, 2009(86):1697-1703.
- [6] Qu Minglu, Liang Xia, Deng Shiming, Jiang Yiqiang. Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps [J]. Building and Environment, 2010(45):2354-2361.
- [7] 姚杨, 姜益强, 高强. 无霜空气源热泵系统初步实验研究 [J]. 建筑科学, 2012,28(2):198-199.
- [8] 王志华, 王泮浩, 郑煜鑫, 李晶超, 郇超, 王志洋. 一种新型无霜空气源热泵热水器实验研究 [J]. 制冷学报, 2015, 36(1):52-58.
- [9] 付慧影. 无霜空气源热泵系统除湿溶液再生方式及特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [10] 余延顺, 孙成龙, 孙家正, 赵跃. 一种冷冻再生的溶液除霜型热泵机组 [P]. 专利号 201510218768.0.
- [11] 傅献彩, 沈文霞, 姚天扬, 侯文华. 物理化学(第五版)上册 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [12] 朱文涛. 基础物理化学(上册) [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [13] G.A. Longo, A. Gasparella. Experimental and theoretical analysis of heat and mass transfer in a packed column dehumidifier/regenerator with liquid desiccant [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005(48):5240-5254.
- [14] Giovanni A. Longo, Andrea Gasparella. Three years experimental comparative analysis of a desiccant based air conditioning system for a flower greenhouse: Assessment of different desiccants [J]. Applied Thermal Engineering, 2015(78):584-590.

铝排管冷库融霜热泵技术应用

仇鑫明, 罗小星

(上海佳江机电工程有限公司, 上海 201901)

[摘要] 本文主要介绍了铝排管作为蒸发器, 通过采用热泵技术, 使冷库排管融霜处于最佳节能状态的技术介绍。

[关键词] 热泵; 制冷; 融霜; 节能

0 引言

上海西郊国际农产品批发市场有多台 7500 (长) × 7400 (宽) × 4000 (高) 肉类冷库需改建, 根据业主要求, 我司设计方案是采用铝排管作为蒸发器和热泵机组作为热氟融霜风冷压缩冷凝机组。由于采用热泵技术, 使冷库排管融霜处于最佳节能状态。

1 热氟融霜风冷热泵压缩冷凝机组制冷系统图

肉类冷库温度控制范围 $-20^{\circ}\text{C} \sim -16^{\circ}\text{C}$, 根据冷库的面积选用 15 匹低温压缩机, 对应在冷凝温度 40°C , 蒸发温度 -26°C , 其制冷量 14kW。由于采用热泵技术进行热氟融霜对风冷压缩冷凝机组增加了

以下器件:

(1) 由于采用铝排管作为蒸发器, 为了保证系统正常的运行, 对系统的气液分离器容积进行了加大, 采用 70L 的气液分离器。

(2) 由于采用铝排管作为蒸发器, 考虑到铝排管回油比较慢的特性, 对系统中加装了 18L 的储油罐。并且为保证压缩机曲轴箱的冷冻油油位处于正常值 (油镜 1/3~2/3), 加装了机械式油位平衡阀。

(3) 考虑到冬季压缩冷凝机组运行, 冷凝压力过低, 引起制冷量减少, 并且耗电。对机组的冷凝风机采用两个高压控制器来控制冷凝风机的关停,

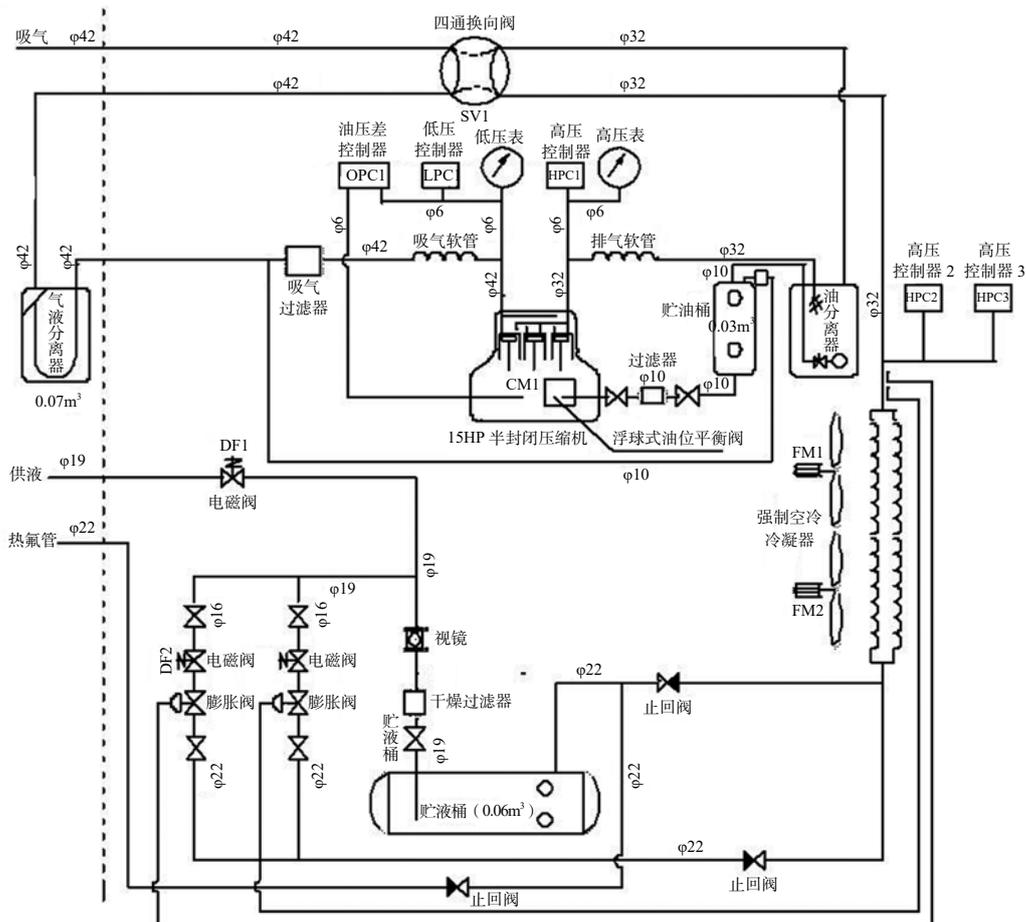


图 1 热氟融霜风冷热泵压缩冷凝机组制冷系统图

保证冷凝压力 ≥ 1.0 兆帕（表压），使机组的运行处于最大的 COP 值。

（4）考虑到风冷压缩冷凝机组处于热泵循环，加大了储液器的容积（60L），以保证处于不同的工况下制冷剂能正常的供液。

（5）由于采用热泵技术，对铝排管气密性试验的压力为 2.5 兆帕（表压）。

（6）考虑到热泵融霜过程中风冷热泵压缩冷凝机组，室外换热器其低压会低于 0 兆帕（表压），故在电路上设计当风冷热泵压缩冷凝机组运行时机组的低压控制器短接，以保证机组处于热氟融霜运行正常运行中。

2 铝排管制作图

排管制作技术要求（见图 2）：

（1）采用 $\Phi 32 \times 2$ 铝管翅片钝化铝合金材料制作。

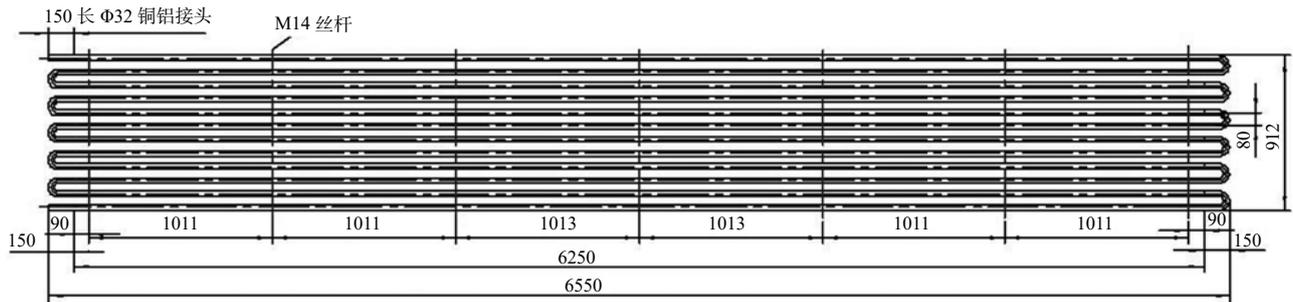


图 2 铝排管制作图

（2）固定丝杆采用 M14 丝杆和 M14 螺帽，固定铝管不得有毛刺。

（3）U 型管铝管焊接光滑、美观。

（4）排管制作完成必须进行气密性试验，气密性试验压力 2.5MPa，保压 24 小时不漏。

（5）每片铝排管蒸发面积 27.51 平方米。

3 制冷系统安装立面图

整个冷库系统采用 6 片 6550×912 的铝排管组成蒸发器（每片铝排管蒸发表面积 27.51m²），每片铝排管采用一个热力膨胀阀供液（一般讲每路供液不应超过 80m），为了保证供液以及回气的平衡均匀，加大供液集管管径，液集管管径为 $\phi 28$ 的铜管，加大吸气集管管径，吸气集管管径尺寸为 $\phi 67$ 的铜管。（图 3）

由于风冷热泵压缩冷凝机组安装高于铝排管，

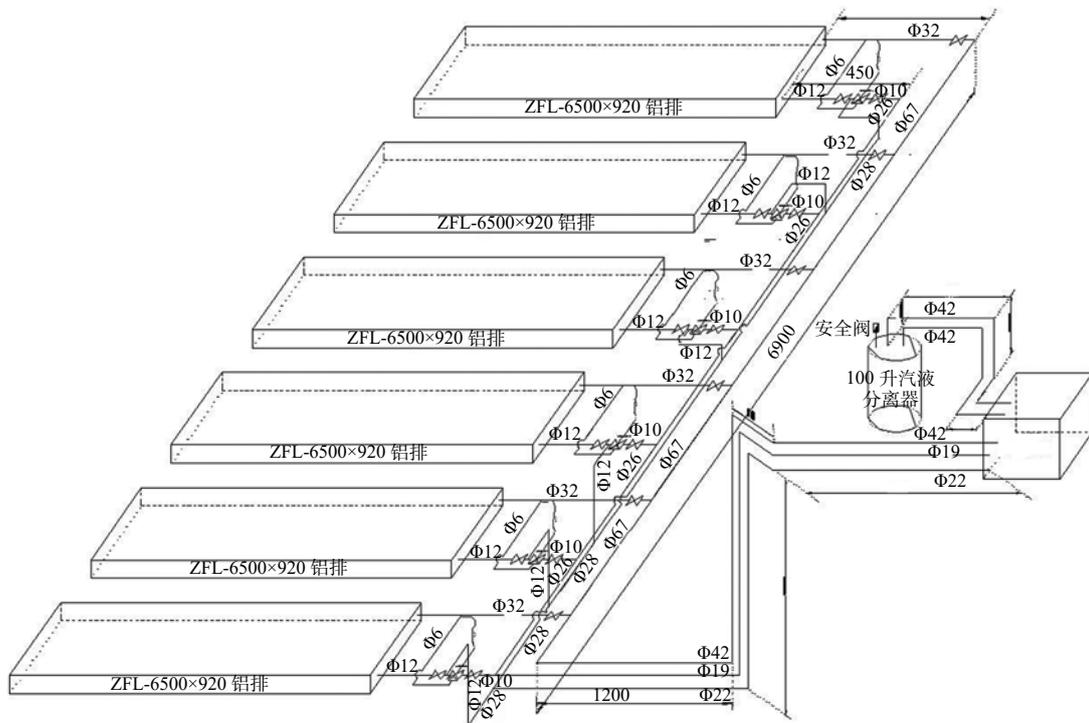


图 3 制冷系统安装立面图

故在每路铝排管回气安装了集油管，以保证铝排管的回油。

4 风冷热泵压缩冷凝机组控制图

详见图 4。

5 热氟融霜冷库控制图

详见图 5。

6 结论

从 2016 年 9 月 30 日 7 套冷库采用热氟融霜热泵风冷机组运行至今，冷库库内温度恒定

在 $-18^{\circ}\text{C}\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，平均每个月化霜两次（手动），化霜时间在 30min。节能明显，并且方便。下一步工作考虑自动融霜，其思路如下在室内盘管上安装两个位置相差温度传感器检测霜层厚度，当达到 10mm 以上霜层，就自动化霜。或者报警人为化霜，保证库内盘管传热系数处于最大值，制冷量也大，用电量下降，提高了机组 COP 值，使冷库运行处于最佳节能。

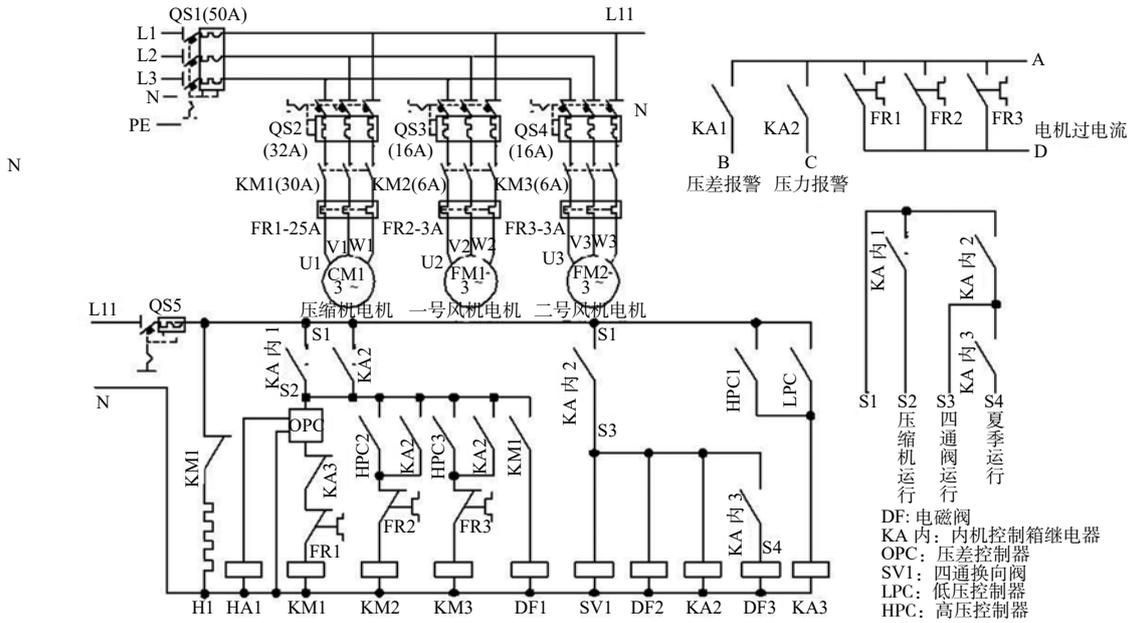


图 4 风冷热泵压缩冷凝机组控制图

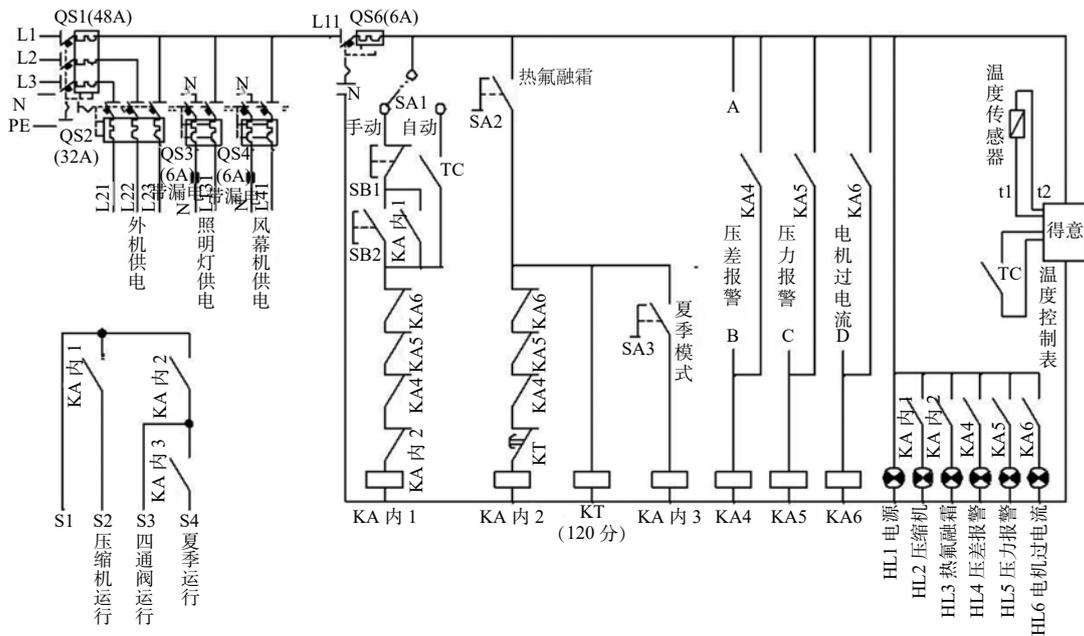


图 5 热氟融霜冷库控制图

能源塔波纹填料间气液两相热质交换模拟研究

吴慧华, 曹琳

(南京理工大学能源与动力工程学院, 江苏 南京 210094)

[摘要] 能源塔吸热过程的实质是塔内波纹填料间液相降膜与气相逆流接触发生热质交换, 本文分析了波纹填料间气液两相热质交换过程, 建立了波纹填料间气液两相逆流接触热质交换模型, 模拟了不同气液相入口参数时填料间气液两相热质交换过程, 分析了气液相入口参数对热质交换性能的影响, 并探究了气液相入口参数对热质交换过程的影响机制, 从提高能源塔气液相传热量以及减缓溶液稀释的角度出发, 通过比较寻求提高能源塔运行性能有效途径。

[关键词] 波纹填料; 气液两相; 热质交换; 数值模拟

0 引言

随着经济不断发展与人民生活水平的日益提高, 人们对建筑热环境的舒适性要求不断提高, 冬季供暖需求不断增大。传统热源在应用中存在冬季制热效率低、水土资源限制等问题, 能源塔结合热泵系统能较好规避传统热源存在的问题, 并显现出了巨大的节能潜力^[1,2], 被广泛应用于实际工程中。能源塔实现节能的关键问题是吸热效率的提高, 其吸热过程的实质是塔内波纹填料间液相降膜与气相逆流接触并进行热质交换过程。吴加胜、文先太^[3-8]等人针对能源塔热质交换过程进行的模拟研究均以能源塔整体作为研究对象, 简化气液两相流动过程, 忽略了两相流内部的传热传质过程。事实上, 发生在填料间的液相降膜与气相接触发生热质交换的过程在多种设备中均有应用, 杨新飞^[9]、王世政^[10]、程友良^[11]、许媛媛^[12]、王维^[13]等对降膜蒸发器、电厂冷却塔、精馏塔等设备内气液相流动与热质交换过程进行了模拟研究, 发现流动与热质交换过程存在耦合关系, 填料结构以及入口参数对两相流动产生影响并间接影响热质交换过程。为深入研究能源塔内气液两相热质交换的性能, 本文利用 FLUENT 软件, 采用 VOF 模型对能源塔内波纹填料间气液两相逆流热质交换过程进行了数值模拟, 分析了两相入口参数对热质交换性能的影响, 研究结果可为提高能源塔吸热性能提供理论指导。

1 气液两相传热传质模型建立与求解

1.1 物理模型

能源塔内波纹填料间液相降膜与气相逆流接触热质交换过程物理模型如图 1 所示, 以能源塔内两片波纹填料间的气液两相作为研究对象, 假设流体在填料宽度方向上均匀分布, 将实际上的三维流动简化为以两侧填料壁面和填料顶部底部进出口为边界二维模型。两侧填料为波纹形, 高度 H 为 1200mm, 两片填料间距 D 为 20mm, 填料结构局部

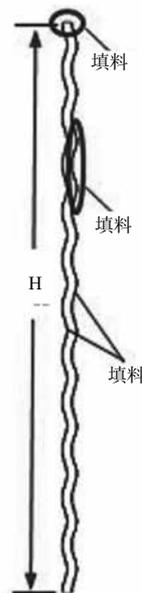


图1 物理模型

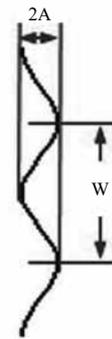


图2 填料局部波纹结构



图3 填料顶部进出口边界

放大如图 2, 填料壁面近似为正弦波形, 波高为 A , 波长为 W 。两片填料间溶液从填料顶端流入沿着两侧填料壁面以液膜的形式向下流动, 空气逆向从填料底部流入在两侧液膜间向上流动, 填料顶部气液相进出口如图 3 所示。沿着两侧填料壁面向下流动的液膜与逆流的热湿空气在直接接触过程中由于温差、水蒸气分压力差产生气液两相间以及气液相内部传热传质。

1.2 数学模型

由于气液相界面未知, 采用 VOF 模型对气液相界面进行求解追踪, 引入参数 α_i 表示网格单元中的相体积分, 本文以填料间气液两相为模拟研究对象, 分别以 α_L 、 α_G 表示网格单元内液相体积分和相体积分, 网格单元的密度 ρ 和粘度 μ 由气液两相共同决定。

$$\rho = \rho_L \alpha_L + \rho_G \alpha_G; \mu = \mu_L \alpha_L + \mu_G \alpha_G \quad (1)$$

基于 VOF 模型, 针对能源塔内波纹填料间液相降膜与气相逆流接触的热质交换过程, 建立非稳态层流热质交换流模型, 控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = \nabla(\alpha_G \rho_G D_v \nabla W) \quad (2)$$

动量平衡方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + F_x \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + F_y \quad (4)$$

能量平衡方程:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho E u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho E v)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nabla(k_e \nabla T) + E_w \nabla(\alpha_G \rho_G D_v \nabla w) + S_Q \quad (5)$$

相体积分数连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho_L \alpha_L)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_L \alpha_L u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_L \alpha_L v)}{\partial y} = -S_m \quad (6)$$

水蒸气输运方程:

$$\frac{\partial(\rho_G \alpha_G w)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho_G \alpha_G w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_G \alpha_G w v)}{\partial y} = \nabla(\alpha_G \rho_G D_v \nabla w) S_m \quad (7)$$

式(7)中, ρ 、 μ 为平均密度与平均粘度; k_e 为平均导热系数, D_v 为水蒸气扩散系数, w 为湿空气中水蒸气质量分数, F_x 、 F_y 分别为动量源项, S_m 为质量源项, S_Q 为能量源项。

对于波纹填料间液相降膜与气相逆流接触流动过程中界面处相间剪应力、填料壁面粘附力、表面张力和重力产生的作用, 以动量源项 F 的形式在控制方程中予以体现, 动量源项包括重力源项、气液剪应力源项和表面张力源项三部分。

以压降模型表示气液剪应力源项, 如式(8):

$$F_{LG} = \frac{dP}{dy} = \alpha_e f_{LG} \rho_G (u_G - u_L) |u_G - u_L| \quad (8)$$

式(8)中, f_{LG} 为曳力系数。

壁面粘附力作用实质是由于表面张力而产生的固液间作用力, 可以表面张力的形式表示为动量源项, 以固液接触角修正固体壁面附近液面曲面法向量, 如式(10)。

$$\hat{n} = \hat{n}_w \cos \gamma_w + \hat{t}_w \sin \gamma_w \quad (10)$$

式(10)中, \hat{n}_w 、 \hat{t}_w 分别为壁面处液面的单位法向量和单位切向量; γ_w 为固液接触角。

对于液膜表面的蒸发或凝结过程引起的相间传质, 以质量源项的形式在水蒸气输运方程和相体积分数连续性方程中表示。以液膜表面饱和蒸气压和湿空气水蒸气分压力差作为传质动力, 根据水蒸气质量分数与水蒸气分压力间的关系, 以水蒸气质量分数差值表示质量源项。

$$S_m = \text{sign}(\alpha_L) \rho_G D_v (w_s - w) / \Delta x \quad (11)$$

式(11)中, w 为微元气相水蒸气质量分数, w_s 为液膜表面饱和蒸气压对应的水蒸气质量分数。

由于蒸发或凝结过程引起的相间潜热传热以能量源项的形式在能量平衡方程中表示。

$$S_Q = -S_m \times r_w \quad (12)$$

式(12)中, r_w 为水的汽化潜热值, 忽略温度的影响, 取常数 2501 kJ/kg。

1.3 模型求解

如图 1 和图 3 所示, 计算区域边界包括上下边界和两侧壁面边界。通过控制液相进口厚度将上边界划分为液相进口边界和气相出口边界, 液相进口边界边界定义为速度入口边界, 气相出口边界定义为压力出口边界; 由于液膜出口厚度未知, 下边界即气相进口边界定义为压力入口边界; 两侧壁面边界定义为无滑移绝热壁面边界。

本文采用 FLUENT 流体力学软件进行模拟计算, 根据本模型壁面形状特点, 保证计算精度同时又能提高计算速度, 采用了非均匀结构化贴体网格。控制方程中源项通过 UDF 用户自定义函数编程实现, 离散求解过程, 时间格式采用隐式格式离散, 动量方程的对流项采用一阶迎风格式离散; 压力项采用 PRESTO 算法求解, 压力速度耦合方式采用 PISO 算法。模拟计算中对气液相界面采用 Geo-Reconstruct 界面重构法进行追踪。

2 模拟结果与分析

基于建立的数学模型, 采用 10% 浓度的氯化钙溶液作为液相流体, 模拟了不同入口参数下溶液与空气逆向流动接触的热质交换过程。气液两相入口参数如表 1 所示。

表 1 case1 气液两相入口参数

算例	液相入口		气相入口		
	流量 / (kg/s)	温度 / °C	流量 / (kg/s)	温度 / °C	水蒸气质量分数 / %
case1	0.0587	0	0.0922	7	0.4926

2.1 气液相热质交换过程及特点

表 1 工况下气液两相流动及热质交换过程稳定时，气液两相温度分布与气相水蒸气质量分数分布如图 4 所示。低温溶液由填料顶部贴填料两侧壁面以液膜形式向下流动，温度较高的湿空气从填料底部流入与低温溶液直接接触进行热质交换，由填料顶部流出。湿空气的温度与水蒸气质量分数沿流动方向不断减小；同一高度截面上，两片填料间距中心的湿空气温度与水蒸气质量分数较大，越贴近两侧填料壁面，湿空气的温度与水蒸气质量分数越小。分析温度场模拟结果还可知，由气液两相界面往两侧壁面液相温度逐渐降低。

由于填料表面溶液液膜厚度较小，液相温度分布难以在图 4 显示，气液两相温度随填料高度变化曲线如图 5 所示。任一高度上，以壁面节点温度表示液相温度，以两片填料间距中心节点温度表示气相温度，可以看出，液相以较低入口温度从高度为 1.2m 的填料顶部流入，随着填料高度减小液相温度不断上升；温度较高的气相从高度为 0m 的填料底部流入，在入口段保持温度不变，之后随着填料高度增大气相温度不断减小。

模拟结果显示，填料底部气液两相温差较大，随填料高度增大气液两相温差不断减小。低温液相

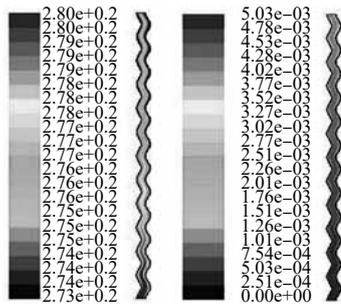


图 4 两相温度分布与气相水蒸气质量分数分布

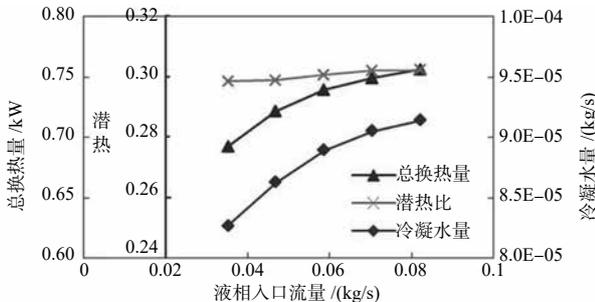


图 6 传热传质量和潜热比随液相入口流量的变化

从填料顶部流入，与经过完全热质交换后温度降低的热湿空气接触，两相温差较小，随着壁面向下流动气液两相温差不断增大，气液两相显热传热作用不断增强。由于气液两相潜热传热随填料高度的下降不断增大，因此液相在自上而下的流动过程中气液两相传热量不断增大，液相温度上升速度不断增加。气相在至下而上的流动过程中，气液两相传热量不断减小，温度的下降速度不断减小。

2.2 气、液相入口流量对热质交换的影响分析

图 6 所示，气液两相换热总量与冷凝水量都随液相流量增加而增大，但增长速度逐渐减小。当液相入口流量从 0.0352kg/s 增大到 0.0822kg/s 时，流量增大了 130%，气液两相换热总量增大了 9.2%，冷凝水量增大了 10.5%，但显热比稳定地保持在 30% 左右。

传热传质量及潜热比随液相入口流量的变化表明，当液相进口流量增大时，气液两相直接接触热质交换过程中换热量一定时，液相温升减小，气液两相温差变大，以气液两相温差为动力的显热传热增大。液相温升减小，温度较低的液相表面水蒸气分压力较小，传质动力水蒸气分压力差增大，气液两相间传质量和潜热传热量增大。因此气相两相间传热传质量增大，气相温度以及水蒸气质量分数减小。随着液相进口流量增大，其对液相温升的影响减小，因此气相两相间传热传质量增大速度减小，气相温度以及水蒸气质量分数下降幅度减小。

图 7 所示，气相入口流量在 0.0459kg/s-0.1044kg/s

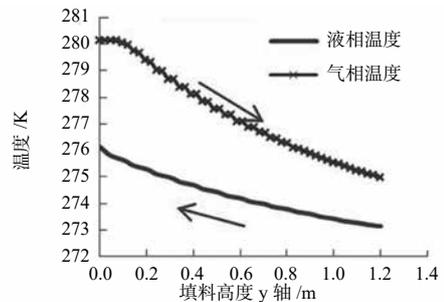


图 5 气液两相温度变化曲线

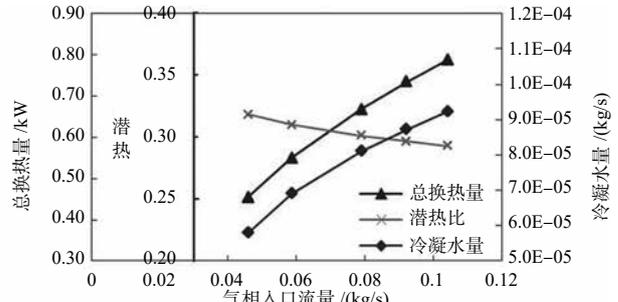


图 7 传热传质量和潜热比随气相入口流量的变化

范围内变化时,气液两相换热总量与冷凝水量随气相相流量增加而增大,但增长速度逐渐减小。当气相入口流量从 0.0459kg/s 增大到 0.1044kg/s 时,流量增大了 127%,换热总量增大了 73%,冷凝水量增大了 60%,潜热比随着气相流量增大从 31.8% 降低至 29.3%。

传热传质量及潜热比随气相入口流量的变化表明,当气相进口流量增大时,气液两相直接接触热质交换过程中气相温降减小,与气相流量较小时相比气相温度较高,在液相入口温度一定时,气液两相温差增大,以气液两相温差为动力的显热传热增大。同样气相进口流量增大时,气相水蒸气质量分数降幅减小,且由于气相温降减小,气相水蒸气分压力较气相进口小流量时高,气液相水蒸气分压力差、气液两相间传质量以及潜热传热量增大。随着气相进口流量不断增大,气相温降和水蒸气质量分数降幅减小的速度变缓,显热与潜热传热量增幅减小。由于气相中水蒸气处于非饱和状态,随着气相流量增大,水蒸气分压力增幅小于气相温度的增幅,在液相入口状态不变时,相间水蒸气分压力差增幅小于两相温差增幅,因此潜热传热量增幅小于显热传热量增幅,且潜热比随气相流量增大而不断减小。

2.3 气、液相入口温度对热质交换的影响分析

图 8 所示,气液两相间总换热量与冷凝水量随液相入口温度上升而减小,液相入口温度每升高 1°C,总换热量下降约 15%,且潜热比随液相入口温度上升而减小。

由气液相间传热传质量与潜热比随液相入口温度的变化趋势可看出,相对于液相入口流量的变化,液相入口温度的变化对填料表面气液两相间传热传质的影响较为显著。气相入口参数不变时,液相入口温度升高,气液间温差减小,以温差作为动力的显热传热量减小,同时随着液相入口温度升高,液膜表面水蒸气分压力增大,气液两相水蒸气分压力差减小,以水蒸气分压力差作为动力的传质量与潜

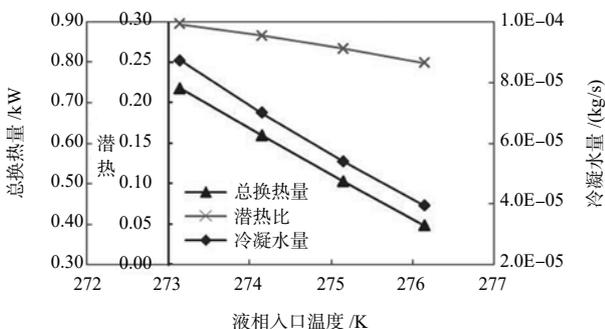


图 8 传热传质量和潜热比随液相入口温度的变化

热传热量减小,显热传热与潜热传热共同作用导致气液两相间传热量明显减小。

图 9 所示,维持相对湿度 80%,随着气相入口温度增大,气液两相换热总量与冷凝水量都随之增大,且增长速度逐渐增大。当气相入口温度从 4°C 上升到 10°C 时,气液两相换热总量增大了 214%,冷凝水量增大了 459%,潜热比从 20.0% 增大到 35.6%,气相入口温度较小时潜热比增速较大,随着气相入口温度上升,潜热比增速减小。

由传热传质量与潜热比随气相入口温度的变化可以看出,气相入口温度上升时气液两相间传热传质量明显增大,气相入口温度的变化对填料表面气液两相间传热传质有着较大影响。气相入口温度上升时,由于入口保持 80% 的相对湿度,因此气相入口水蒸气质量分数也同步增大,液相入口参数不变时,气液两相间温差以及水蒸气分压力差增大,以温差作为动力的显热传热量与以水蒸气分压力差作为动力的传质和潜热交换量增大,因此两相间传热传质量随气相入口温度上升显著增大。随着两相间水蒸气分压力差较大,水蒸气分压力差增速减小,潜热比增速减缓。因此潜热比随气相入口温度上升而增大,但潜热比增大速度随气相入口温度上升而减缓。

2.4 气相入口相对湿度对热质交换的影响分析

图 10 所示,相对湿度在 60%~100% 范围变化,对应气相入口水蒸气质量分数的变化范围为 0.37%~0.62%,随着气相入口水蒸气质量分数增大,气液两相换热总量与冷凝水量都随之增大。当气相入口水蒸气质量分数从 0.37% 上升到 0.62% 时,气液两相换热总量从 0.50kW 增大到 0.94kW,冷凝水量从 -5.7×10^{-6} kg/s 增大到 1.88×10^{-4} kg/s,潜热比从 -2.9% 增大到 50.0%,但潜热比增大速度减缓。

当气相入口水蒸气质量分数小于液相出口液膜表面水蒸气质量分数时,随着湿空气向上流动,气液相界面先发生蒸发过程随后发生水蒸气冷凝过程,

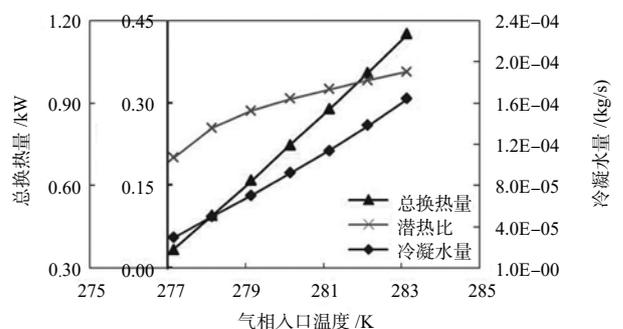


图 9 传热传质量和潜热比随气相入口温度的变化

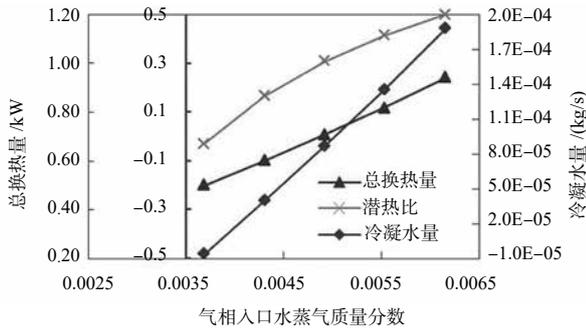


图 10 传热传质量和潜热比随气相入口相对湿度的变化

但整个气液两相传质过程的传质方向取决于气相入口水蒸气质量分数与液相入口液膜表面水蒸气质量分数的大小，当相对湿度为 60% 时，水蒸气质量分数为 0.37%，冷凝水量与潜热传热量均为负值，气液相间总换热量小于忽略传质过程时气液两相间的总换热量。

随着气相入口相对湿度增大，水蒸气质量分数增大，传质驱动力水蒸气分压力差增大，气液相间传质量即冷凝水量与潜热传热量不断增大，气液相间总换热量增大，液相出口温度上升。但随着液相出口温度升高，气液相间显热传热驱动力两相温差减小，两相间显热传热量减小，气相降温减小，气相出口温度上升。但潜热传热量增大的幅度大于显热传热量减小的幅度，因此随气相入口水蒸气质量分数增大，气液两相间总换热量增大，潜热比增大。

3 小结

本文对能源塔波纹填料间气液两相逆流直接接触热质交换过程进行了模拟研究，分析了气液两相入口参数对两相间传热传质量及潜热比的影响，探究了各因素对气液两相热质交换过程的影响机制，主要结论如下：

(1) 液相入口流量变化通过降低热质交换液相升温间接的对热质交换性能有着较小的影响，相比之下，液相入口温度变化产生的影响较为明显，随着液相入口温度减小，气液相间总传热量与潜热传热量及潜热比明显增大。

(2) 与液相入口流量变化产生的影响相比，气相入口流量增大对提高气液两相间传热传质量效果较显著，且随气相入口流量增大，两相热质交换潜热比减小。

(3) 保持气相入口 80% 的相对湿度，提高气相入口温度；或保持气相入口温度不变，提高气相入口相对湿度，对提高两相间换热量效果显著，但潜热比也明显增大，甚至牺牲了部分显热传热量。

(4) 从提高能源塔气液两相传热量以及减缓溶液稀释的角度出发，增大气相入口流量是提高能源塔性能的较好方法。

参考文献

- [1] 陈伟, 王靖华, 屈利娟, 王小红. 空气源和能源塔热泵热水系统的运行效益比较与分析 [J]. 给水排水, 2012, 38(8): 82-86.
- [2] 贾雪迎, 梁坤峰, 王林, 袁争印, 任岷乐. 带有能源塔的自复叠热泵系统及其热力分析 [J]. 制冷技术, 2015, 43(8): 77-82.
- [3] Tan KX, Deng SM. A method for evaluating the heat and mass transfer characteristic in a reversibly used water cooling tower for heat recovery [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(5): 552-561.
- [4] Tan KX, Deng SM. A numerical analysis of heat and mass transfer inside a reversibly used water cooling tower [J]. Building and Environment, 2003, 38(1): 91-97.
- [5] 文先太, 梁彩华, 张小松, 周晓林, 张跃. 热源塔液气比优化分析与实验研究 [J]. 东南大学学报 (自然科学版), 2011, 41(4): 767-771.
- [6] Wen X, Liang C, Zhang X. Experimental study on heat transfer coefficient between air and liquid in the cross-flow heat-source tower [J]. Building and Environment, 2012, 57: 205-213.
- [7] Wu JS, Zhang G, Zhang Q, Zhou J, Guo Y, Shen W. Experimental investigation of the performance of a reversibly used cooling tower heating system using heat pump in winter [J]. IEEE, 2011: 3422-3425.
- [8] Wu JS, Zhang G, Zhang Q, Zhou J, Wang Y. Artificial neural network analysis of the performance characteristics of a reversibly used cooling tower under cross flow conditions for heat pump heating system in winter [J]. Energy and Buildings, 2011, 43(7): 1685-1693.
- [9] 杨新飞, 郭延柱, 任丽, 王海蕊, 于朋玲. 降膜蒸发器传热传质与流动过程数值模拟 [J]. 山东建筑大学学报, 2016, 31(1): 14-18.
- [10] 王世政, 牛润萍, 刘斌. 平板降膜除湿场协同性分析 [J]. 建筑科学, 2017, 33(2): 83-88.
- [11] 程友良, 杨星辉, 韩富强. 正弦波形填料基底上液膜的研究及热经济性分析 [J]. 动力工程学报, 2015, 3: 230-236.
- [12] Xu YY. Computational Approach to Characterize the Mass Transfer between the counter-current Gas-Liquid Flow [J]. ChemEngTechnol, 2009, 32: 1227-1235.
- [13] 王维. 盐水降膜与空气逆流直接接触传热传质数值研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2011.

热泵系统换热效率降低应对方法浅析

陈雷昕, 张婷婷

(上海翱途流体科技有限公司, 上海 201100)

[摘要] 本文从气体和杂质两个着眼点出发, 分析了空调系统中气体和污垢杂质的成因以及对热泵换热效率的影响, 并提供了相应的解决办法。

[关键词] 效率; 节能; 排气; 除污

0 引言

中国是世界上能源需求增长最快的国家, 仅次于美国。我国建筑能耗目前已占到全社会一次能源消耗总量的 30% 左右, 建筑能耗已经是必须引起高度重视的领域。与同等气候条件的西欧或北美等发达国家相比, 建筑能耗要高 2~3 倍。因此, 大力推进建筑节能改造是实现节能减排的重要举措之一。

地源热泵是一种利用浅层地热资源(地下水、土壤或地表水等)的既可供热又可制冷的高效节能空调系统, 是一种高效利用可再生能源的建筑节能技术。

冷凝器、蒸发器是热泵的重要组成部分, 其换热效率将会直接影响到热泵的热交换效率。本文将从气体和杂质两个着眼点出发, 探讨一下空调系统中气体和杂质对热泵热效率的影响以及解决办法。

1 空气成分分析及其对热泵的危害

空气问题主要表现为两种形式:

一种是空气中的部分气体能够以游离状态或溶解状态存在于系统中, 对系统内各种管路材质等造成腐蚀, 常见于氧气。另一种是其在水中的溶解度超过其限制, 在水中聚积后以气泡气团形式参与系统介质循环, 常见于氮气。

空气按重量百分比来分, 主要是由 75.5% 氮气、23.3% 的氧气、1.3% 氩气、0.046%~0.40% 二氧化碳

组成, 此外还有 0.01% 左右的惰性气体。

其中氧气是铁质材料腐蚀的主要原因。实际测量显示(见图 1)在铁质材料使用比例较高的系统中, 几乎所有的氧含量测量值(也包括开式循环系统)都低于市政自来水的氧自然浓度的 11mg/L, 而理论控制的极限值应为 0.1mg/L。可见氧气的化学性质非常活泼。在空调闭式循环系统中, 由于腐蚀反应, 氧气几乎完全消耗掉了。而在开放式的循环水系统中, 因为腐蚀反应, 使系统中氧含量降低成为不饱和状态, 空气中的氧就会不断溶入水系统中以补充水中的溶解氧, 因此系统腐蚀会不断加剧。空调系统中如果存在气体会对热泵本体、管网及各部位造成不同的腐蚀, 特别是在疏松的污垢下、水渣聚积处、缝隙处以及应力不平衡点发生腐蚀, 造成点蚀。对金属强度的损坏十分严重, 是影响系统安全及寿命的重要因素, 影响系统运行的安全稳定性。

为了避免或减少氧气进入空调或暖通系统中, 最好且最本质的做法就是采用封闭式循环系统, 将系统循环水与大气完全隔绝。

氮气——作为空气的另一主要成分之一, 与氧气相反, 是化学性质很稳定的气体, 不会因为腐蚀反应而消耗。在供热系统中氮气的聚集浓度最高可达 50mg/L, 这相当于市政自来水的氮气自然浓度的 280%。故在此浓度下, 氮气早已达到饱和溶解度,

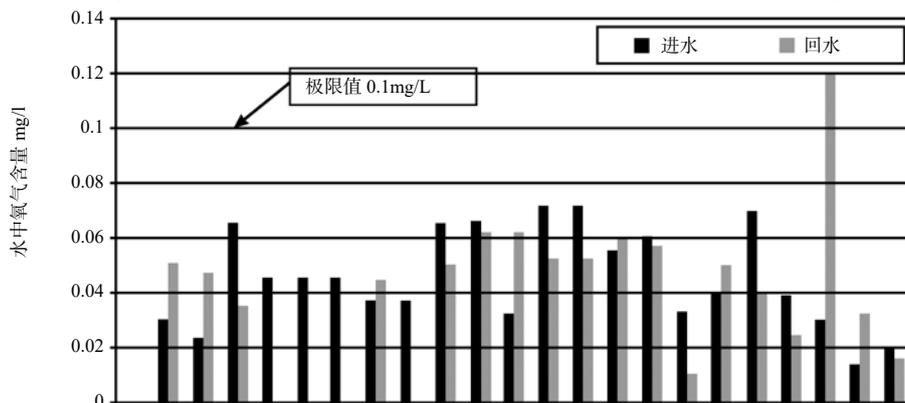


图 1 不同系统循环水中氧含量测量值

不能完全溶解在水中。系统管道中存在的大量这些气体随水流动时,因管道坡度、管壁粗糙度变化以及管路的复杂程度不断分散聚合,会引起气体两端压差发生变化,体积变大形成气团,这些气团不止会造成气堵、气塞、阻碍系统介质循环,引起循环中断,还会造成气鸣、引起水锤效应,加速系统设备、阀门等的磨损,严重者会引起管道爆裂。水泵内部有气体会引起水泵气蚀,导致损坏。

除了氮气以外,其余气体如惰性气体等对循环水系统的影响与氮气类似,只是其含量较之氮气要低得多,所以可以并称为氮气问题。

此外,由于空气的导热系数非常低(见表1),管道、热泵、热交换器、盘管内存在气体会使热交换器或系统局部区域不热,影响换热效率、增加能耗、降低空调或暖通系统运行的热经济性。

表1 不同材料的导热系数

	导热系数 W/(m·K)
碳钢	40~70
铜	370~420
干空气	2.552

2 相应的排气方法及措施

(1) 在首次充水阶段,应考虑尽可能地使系统内的气液两相流保持在层状流或波状流而非段塞流或团状流,以便于使气体能够从管道内排空。可行的方法是在充水阶段时采取小流量充水,在充水后维持系统低流速运行一段时间,帮助排气。还可以选择特殊结构的微泡排气装置,利用内部的特殊的螺旋结构改变流经排气装置的流态,将进入装置内部的段塞流和团状流转变为层状流或波状流,使气体快速排出。

(2) 采用密闭式循环系统,使循环水与大气完全隔绝,避免了因不断的复氧引起的系统设备、管路等各部件腐蚀不断加剧。

(3) 在日常运行阶段,考虑到更多的是溶解在水中的气体,可采用真空排气装置。根据亨利定律中气体的溶解度与压力的关系,在真空环境下,气体的溶解度为零。真空排气装置可大幅减少系统中游离气体和溶解气体,目前在很多循环系统中大量使用。

(4) 针对运行管理方面,应加强管理,尽量避免需要紧急停泵和关闭阀门的情况出现。加强对于定压设备的现场管理,避免气压罐氮气压力不足、罐内液位过低、甚至隔膜破裂的现象。

3 结垢对热泵换热效率的影响

垢分为水垢和污垢。水垢系指水中的难溶盐类

经浓缩后浓度升高,超过其饱和度而析出的沉积物,如碳酸钙等。污垢系指水中的污泥、颗粒物、腐蚀铁锈产物、生物黏泥等,同样也会换热壁上沉积。污垢杂质主要是通过以下途径进入系统的:

- (1) 补充水中泥沙、颗粒杂质等;
- (2) 空气中的灰尘、沙土等;
- (3) 腐蚀产物;
- (4) 微生物新陈代谢产生的生物黏泥;
- (5) 化学作用,如采用含磷药剂可能会生成磷酸盐水垢。

因腐蚀产生的锈渣和微生物黏泥等很容易堵塞换热管,使机组运行效果下降,同时腐蚀的存在又使设备使用寿命大大降低。沉积于换热管壁的水垢会使热泵的换热效率降低,同时会使日常运行时的用电量增大。系统管路中的污垢杂质也会大大增加能源消耗。水垢的导热系数非常低(见表2)

表2 不同垢类组成的导热系数

	导热系数 W/(m·K)
碳钢	40~70
铜	370~420
碳酸盐类水垢	0.4~0.7
硅酸盐类水垢	0.2~0.5
磷酸盐类水垢	0.6~0.8
生物黏泥(水分占90%左右)	0.08~0.1
三氧化二铁(腐蚀产物)	3~7
四氧化三铁(腐蚀产物)	1~2

4 相应的除污手段

(1) 在热泵前端增加相应除污措施,可选择特殊结构的微米级除污装置,利用其内部特殊的螺旋结构改变流经除污装置的流态,将进入装置内部的段塞流和团状流转变为层状流或波状流,快速分离水中杂质,使杂质在除污装置底部沉积,不增加系统沿程阻力。最小可去除 $5\mu\text{m}$ 颗粒杂质。

(2) 在热泵前后加装自动在线胶球清洗除污装置,通过发球装置将胶球投放到循环系统中,胶球经过换热管,擦洗掉换热管内壁的污垢,而后在出口处通过收球装置进行回收,回到发球装置中。此为一次收发循环,通过装置程序可设定收发的频次,定期收发以保证换热管内壁清洁,使热泵始终处于很高的换热效率。

5 结语

空调系统中对气体和污垢杂质的去除对提高一次能源利用率,节约能源消耗,实现节能减排意义重大。

基于跨季节蓄热的太阳能供暖系统的优化

王莲莲, 刘学来, 李永安

(山东建筑大学, 山东 济南 250101)

[摘要] 本文以济南寒冷地区的典型气象参数为依据, 通过建立标准的建筑模型, 对供暖面积与太阳能集热器面积、蓄热水箱体积之间的匹配进行了分析。随后, 从保温层厚度方面出发, 研究了三者之间的数量关系。研究表明, 选择合适的保温层厚度, 不仅会减少蓄热水箱的全年热损失, 而且会使集热器面积与蓄热水箱之间的匹配达到最优。绘制出了供暖面积与集热器面积、蓄热水箱体积之间的拟合曲线图, 为研究在相同保温层厚度下的供暖面积提供了一种有参考价值的方法。

[关键词] 跨季节蓄热的太阳能; 供暖面积; 蓄热体体积; 集热器面积; 优化匹配

0 引言

跨季节蓄热的太阳能技术已相对成熟, 但仍然存在着许多问题, 在跨季节蓄热的太阳能系统中, 存在着集热器和水箱不匹配的问题, 造成了能量不能合理有效的得到利用。传统的计算集热器面积与水箱体积的方法是先收集几个月的热量, 按照规范提供的容积选择范围来选择集热器的采光面积^[1], 为 1400~2100L/m²。这种方法会使得蓄热水箱的体积与集热器的面积过度的不匹配, 从而导致许多故障。同时会改变水箱内的蓄热状态^[2], 在水箱体积过小的情况下, 会使得水箱内水温高于 85°C 而汽化, 严重影响蓄热效果。若水箱体积过大, 水温过低, 无法满足直供水温的条件, 就会增加辅助热源用量, 造成能量的浪费。

国内外有许多学者就集热器面积和水箱体积方面给出了一定的优化。Mo. Chung 等人利用 Trnsys 模拟^[3], 研究出了最佳水箱容积、集热器面积和太阳能保证率之间的关系; 张时聪、姜益强等人对哈尔滨一栋示范楼做数值模拟^[4], 得到了在哈尔滨地区与 100m² 的集热器相匹配的地下水池半径推荐值; 王选设计了太阳能蓄热供热系统优化设计软件^[5], 通过输入相关的条件, 从而给出推荐蓄热水箱蓄集热比。他们从不同的角度研究了集热器面积与蓄热体体积之间的关系, 对跨季节太阳能蓄热技术的完善有重要的意义。

本文主要研究建筑的供暖面积、集热器面积、蓄热水箱体积之间的具体关系, 就寒冷地区济南的气象条件为基础, 以济南某小学建筑作为一个结构单元, 通过计算比较, 给出了集热器面积与蓄热水箱体积之间关系的一种计算方法, 避免了由于传统的计算方法造成的集热器面积与水箱体积过度不匹配, 而造成的能量浪费。同时, 从蓄热水箱的保温层厚度方面出发, 给出了三者之间的关系。为集热

器面积、蓄热体体积的选择提供了一种方法。

1 系统的组成及工作原理

设计的系统由太阳能集热器、蓄热装置、辅助热源、末端等几部分组成。工作原理为在非供暖季, 建筑不需供热, 集热器只需把太阳能收集起来, 储存在蓄热装置中; 在供暖季, 太阳能集热器一方面收集太阳能供给建筑, 同时, 将蓄热装置中的热量也供给建筑。若此时还不能满足建筑的热负荷, 就需要借助辅助热源来满足建筑的供暖需求。图 1 是跨季节太阳能供暖系统的工作流程图。

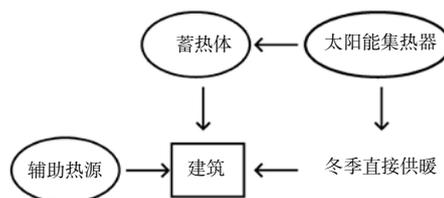


图 1 跨季节太阳能供暖系统运行的工作流程图

2 热负荷、集热器面积、蓄热体体积三者的关系

2.1 热负荷分析

建筑热负荷的消耗与建筑的围护结构、当地的气候条件有密切关系。济南地区属于寒冷地区, 冬季的供暖期为 120 天, 即 11 月 15 日至 3 月 15 日。根据《供暖通风设计手册》济南地区小学建筑的采暖热指标为 58W/m²。

本设计通过利用标准建筑模型来分析跨季节太阳能系统的集热器面积和蓄热体体积之间的匹配关系和系统的经济性, 下面选取标准建筑进行热负荷的估算。以建筑面积为 500m² 的建筑为标准单元结构, 分别选定采暖面积为 1000m²、1500m²、2000m²、2500m²、3000m² 的建筑为研究对象, 分析跨季节太阳能供暖系统在对不同供暖面积下, 最佳蓄热体体积与集热器面积之间数量关系。不同供暖面积下的建筑冬季供暖所需总的热量如下表 1 所示。

[基金项目] 山东建筑大学博士基金 (1224021); 建设部发展计划 (939212)。

表 1 不同面积的建筑冬季供暖所需总热量

序号	1	2	3	4	5
采暖面积 (m ²)	1000	1500	2000	2500	3000
采暖季总需热量 (GJ)	601.344	902.016	1202.688	1503.360	1804.032

2.2 蓄热体体积的设计计算

跨季节太阳能蓄热系统根据蓄热介质可分为显热蓄热、潜热蓄热和化学蓄热。在实际工程中,应用最多还是显热蓄热。显热蓄热分为四种:热水蓄热、砾石-水蓄热、埋管蓄热、含水层蓄热^[6]。选择哪种蓄热方式,应该因地制宜,根据当地的气候条件,系统形式等因素来决定。在这四种蓄热方式中,用的较多的蓄热介质是水、土壤、砂砾。由于水资源的匮乏和初投资比较大等问题,所以蓄热介质中最常用的是土壤和砂砾。

根据济南地区的实际情况,选择土壤和砾石的混合介质作为本系统的蓄热介质(土壤具有传热、隔热、储热的功能,是良好的传热材料和储热材料)。该蓄热体的热容量约为水的 0.65 倍,(每立方米蓄热介质的热容量为 2800kJ/m³·°C)^[7]。蓄热体的温度范围为 15°C~65°C。若采暖季所需总热量全部由蓄热装置提供,则不同供暖面积所需蓄热介质总体积(暂不考虑蓄热体的蓄热损失),详见表 2。

表 2 提供全部热量时蓄热体总体积

序号	1	2	3	4	5
采暖面积 /m ²	1000	1500	2000	2500	3000
采暖季总需热量 /GJ	601.344	902.016	1202.688	1503.360	1804.032
蓄热体总体积 /m ³	4295.31	6442.97	8590.63	10738.29	12885.94

在冬季供暖期,建筑供暖所需热负荷大部分由太阳能集热器直接供给,只有不足部分的热量由蓄热体提供,所以蓄热体的体积可以进一步得到优化。

2.3 集热器面积的设计计算

集热器是系统的主要热源,不仅在供暖季直接给建筑供热,而且在非供暖季,向蓄热体提供热量,合理的计算集热器面积对整个系统是至关重要的。

济南地区属于太阳能丰富的三类地区,该小学在夏季最炎热时期放两个月的暑假,而冬季的寒假时间则比较短,显而易见,供暖时间远大于供冷时间,可以将夏季多余的热量存储起来以供冬季使用,所以采用跨季节蓄热的太阳能系统是正确的选择。

根据济南地区典型气象年的数据可以得到倾角等于当地纬度倾斜面上的太阳辐射的月总辐射量(图 2 根据国家气象中心气象信息中心气象资料室提供的数据资料绘制)。

济南地区纬度倾斜面上的太阳辐射的月总辐射量

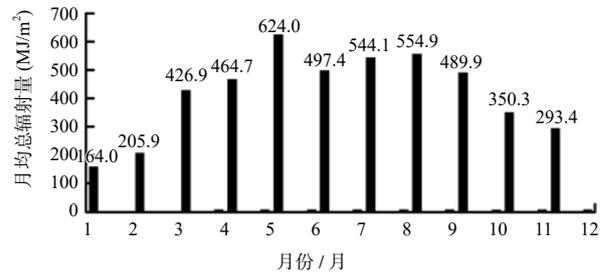


图 2 济南地区纬度倾斜面上的太阳辐射的月总辐射量

在 4 至 10 月份为非采暖季,太阳的月总辐射量 500MJ/m² 以上,而在采暖季的 11 月至 3 月,太阳的月总辐射量约为 264.41MJ/m²。此系统主要是将非采暖季的太阳辐射量通过蓄热体蓄存起来。在采暖季,太阳辐射不能满足采暖需求时,可将蓄热体中的热量加以利用。

11 月至 3 月的太阳能月总辐射量为 1322.04MJ/m²,4 月至 10 月的太阳能月总辐射量为 3525.28MJ/m²。在不考虑系统热损失的情况下,假定太阳能集热器的集热效率为 50%,根据建筑的总需热量得出不同采暖面积下的太阳能集热器的面积,如下表 3。

表 3 太阳能集热器的面积

序号	1	2	3	4	5
采暖面积 /m ²	1000	1500	2000	2500	3000
采暖季总需热量 /GJ	601.344	902.016	1202.688	1503.360	1804.032
所需集热器面积 /m ²	252	380	507	633	760

根据以上数据分析,建筑的采暖面积、蓄热体体积、集热器的面积之间关系约为 4:17:1,这是在不考虑系统的热损失的情况下得出的。但是在实际的工程中,要考虑到内容要比这复杂的多。不仅要考虑到管道热损失,还要考虑蓄热体的保温层厚度,蓄热体的保温层厚度不同也会直接影响到蓄热体体积和集热器的面积的变化。

3 保温层厚度的选择

蓄热体周围要做保温措施,合理的保温措施会减少热量的损失,保证系统的高效性。保温措施包括保温材料的选择、厚度的选择。这里重点介绍在不同的保温层厚度下,热负荷、集热器面积、蓄热体体积之间的关系。本实验选择的保温材料为建筑保温材料岩棉板,岩棉板的导热系数为 0.036W/(m·°C),蓄热体内部的平均温度为 40°C,蓄热体外表面土壤的平均温度为 15°C^[7]。保温层的厚度选择为 50mm、100mm、200mm,相对应的 50mm 厚的

保温材料单位面积上的热损失为 $18\text{W}/\text{m}^2$ ，100mm 厚的保温材料单位面积上的热损失为 $9\text{W}/\text{m}^2$ ，而 200mm 厚的保温材料单位面积上的热损失为 $4.6\text{W}/\text{m}^2$ 。

3.1 保温层的厚度为 50mm

假设采暖期总的供热量为 Q ，集热器的集热面积为 A ，蓄热体的长宽高均为 b ，根据前面的分析可得出，采暖期总的供热量等于采暖季集热器的直接供热量乘以集热器的面积与蓄热体单位体积的蓄热量乘以蓄热体体积的和：

$$Q = 661.02\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A + 140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3$$

集热器在非采暖季蓄存的热量等于蓄热体在非采暖季蓄存的热量和蓄热体的全年热损失之和：

$$\begin{aligned} &1762.64\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A \\ &= 140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3 + 3405.9\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot b^2 \end{aligned}$$

$661.02\text{MJ}/\text{m}^2$ 为集热器在供暖季单位面积上的吸热量； $140\text{MJ}/\text{m}^3$ 为蓄热体单位体积上的蓄热量； $1762.64\text{MJ}/\text{m}^2$ 为集热器在非供暖季单位面积上的吸热量； $3405.9\text{MJ}/\text{m}^2$ 为保温层厚度为 50mm 的全年热损失之和（蓄热体的热损失只跟蓄热体的外表面积有关）。

根据上述两式，可以得出不同采暖面积下，热负荷、蓄热体体积、集热器面积之间的关系。（考虑到管道的热损失，可以将集热气的面积附加 5%）如下表 4 所示。

表 4 跨季节太阳能蓄热系统评价

序号	采暖面积 (m ²)	采暖季总需热量 (GJ)	蓄热体总体积 (m ³)	集热器面积 (m ²)
1	1000	601.344	2021	506
2	1500	902.016	3032	759
3	2000	1202.688	4043	1011
4	2500	1503.360	5053	1264
5	3000	1804.032	6064	1517

根据上表分析可得，蓄热体的热损失比较大，损失的热量约为蓄热量的二倍，为了较少系统的热损失，就需要增加保温层的厚度。同时，我们也可以得出，采暖面积、蓄热体体积、集热器面积之间的关系约为 2:4:1。详见图 3。

由所得的建筑采暖面积、集热器面积、蓄热体体积的各对应数值，将三者进行拟合，如图 3 所示，得到采暖面积与蓄热体体积之间的拟合曲线为：

$$Y = -3 \times 10^{-0.7} \times x^2 + 2.0225x - 1.2$$

采暖面积与集热器面积之间的拟合曲线为：

$$Z = 3 \times 10^{-0.7} \times x^2 + 0.5043x + 1.6$$

有这两条拟合曲线，可以求出当保温层厚度为 50mm 时，其他面积下各自对应的集热器面积、蓄热体体积。

3.2 保温层厚度为 100mm

当保温层的厚度为 100mm 时，前述的两个公式改为：

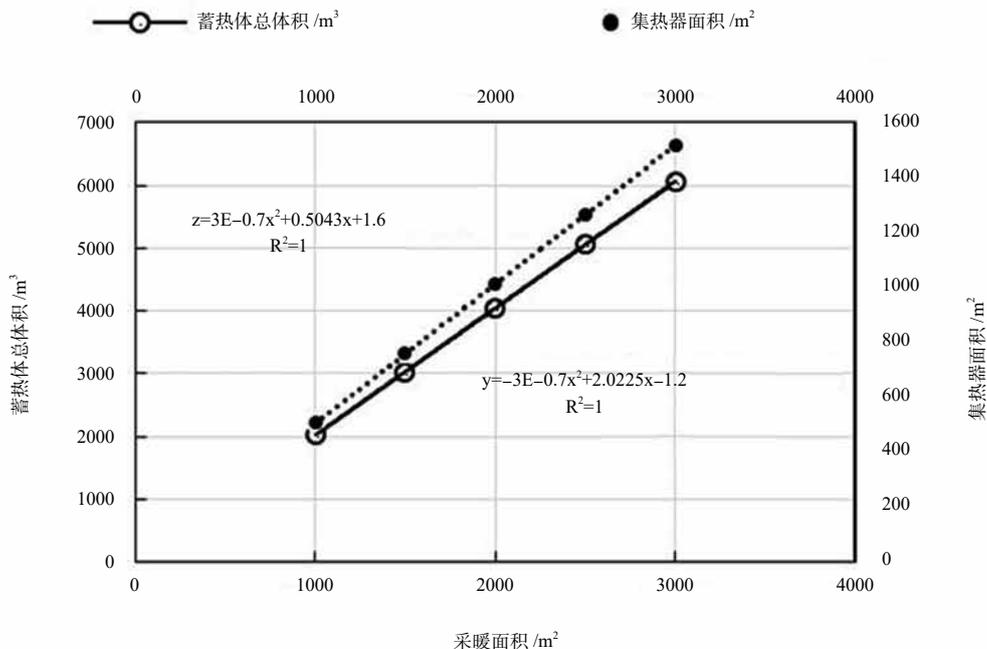


图 3 保温层 50mm 时采暖面积、蓄热体体积、集热器面积之间的拟合曲线

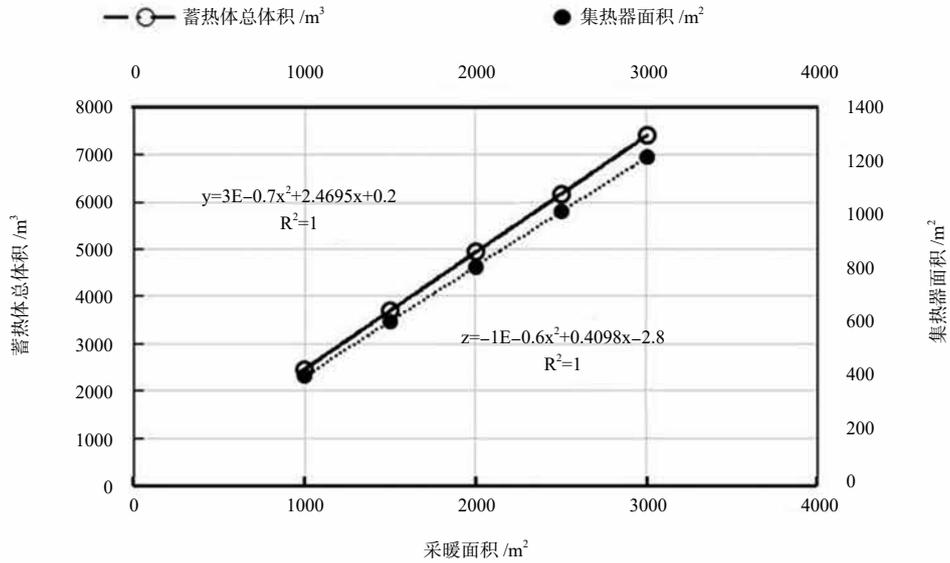


图 4 保温层 100mm 时采暖面积、蓄热体体积、集热器面积之间的拟合曲线

$$G=661.02\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A + 140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3$$

$$1762.64\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A$$

$$=140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3 + 1778.16\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot b^2$$

根据这两个公式，可以得出不同供暖面积下的蓄热体体积、集热器面积。如下表 5 所示。

表 5 跨季节太阳能蓄热系统评价

序号	采暖面积 (m ²)	采暖季总需热量 (GJ)	蓄热体总体积 (m ³)	集热器面积 (m ²)
1	1000	601.344	2470	406
2	1500	902.016	3705	609
3	2000	1202.688	4940	812
4	2500	1503.360	6176	1015
5	3000	1804.032	7411	1218

从图表中可以计算出，当保温层的厚度为 100mm 时，蓄热体的全年热损失约等于蓄热体在非供暖季蓄存的热量，相比于保温层的厚度为 50mm 时，蓄热体的热损失和集热器面积都减少了，而蓄热体体积增大了，提高了蓄热系统的热效率。详见图 4。

当保温层厚度为 100mm 时，由不同的采暖面积，得到三者之间的拟合曲线图，见图 4，采暖面积与蓄热体体积之间的拟合曲线为：

$$Y=3 \times 10^{-0.7} \times x^2 + 2.4695x + 0.2$$

采暖面积与集热器面积之间的拟合曲线为：

$$Z=-1 \times 10^{-0.6} \times x^2 + 0.4098x - 2.8$$

有这两条拟合曲线，可以求出当保温层厚度为 100mm 时，其他面积下各自对应的集热器面积、蓄热体体积。

3.3 保温层厚度为 200mm

当保温层的厚度为 200mm 时，相对应的公式改为：

$$G=661.02\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A + 140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3$$

$$1762.64\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot A$$

$$=140\text{MJ}/\text{m}^3 \cdot b^3 + 876.33\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot b^2$$

由上述两式可以得出不同采暖面积下的集热器面积的值，如下表 6 所示。

表 6 跨季节太阳能蓄热系统评价

序号	采暖面积 (m ²)	采暖季总需热量 (GJ)	蓄热体总体积 (m ³)	集热器面积 (m ²)
1	1000	601.344	2776	338
2	1500	902.016	4163	507
3	2000	1202.688	5551	676
4	2500	1503.360	6939	845
5	3000	1804.032	8327	1014

从图表中可以看出，当保温层的厚度为 200mm 时，会使得蓄热体的热损失进一步减少，相应的集热器面积也减少，但是蓄热体的体积会继续增大。若保温层厚度过大，会使得系统的初投资大大增加，综合考虑，保温层的厚度不宜过大。根据实际情况选择合适的保温层厚度，不仅可以减少系统的热损失，而且会使得初投资比较小，增加系统整体的效

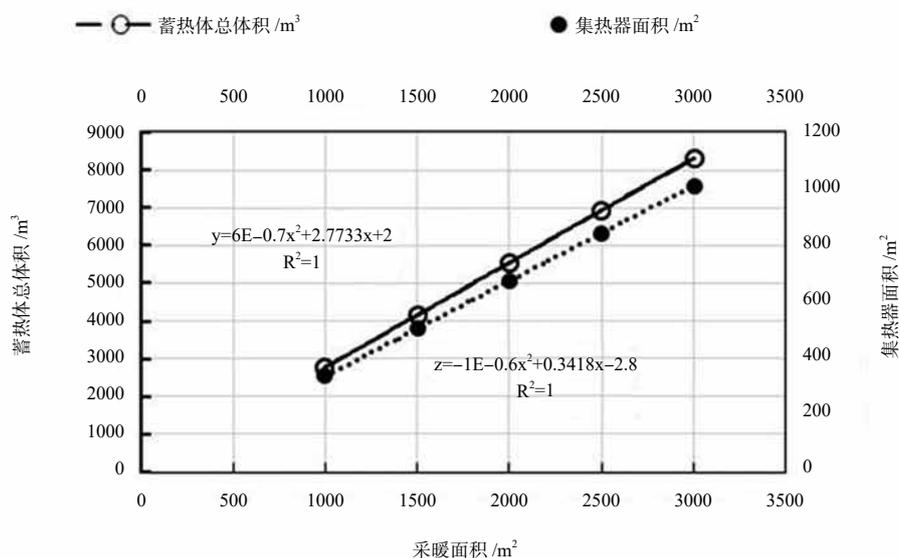


图5 保温层 200mm 时采暖面积、蓄热体体积、集热器面积之间的拟合曲线

益性。详见图 5。

当保温层厚度为 200mm 时,由不同的采暖面积,得到三者之间的拟合曲线图,见图 5,采暖面积与蓄热体体积之间的拟合曲线为

$$Y=6 \times 10^{-0.7} \times x^2 + 2.7733x + 2$$

采暖面积与集热器面积之间的拟合曲线为:

$$Z=-1 \times 10^{-0.6} \times x^2 + 0.3418x - 2.8$$

有这两条拟合曲线,可以求出当保温层厚度为 200mm 时,其他面积下各自对应的集热器面积、蓄热体体积。

4 结论

通过以上对跨季节太阳能蓄热系统的供暖面积、热负荷、蓄热体体积、集热器面积的计算分析可得如下结论:

(1) 在太阳能比较丰富的地区,如济南地区,非供暖季的太阳能月总辐射量为 3525.28MJ/m²,若不能充分利用,则会被浪费。将非供暖季的太阳能热量通过集热器、蓄热体等装置得到充分的利用,来满足冬季供热量的不足,这既有经济效益,又具有一定的环保效益。

(2) 根据当地的实际状况来选择合适的保温层厚度,在不同的保温层厚度下,相同的供暖面积对应不同的集热器面积,蓄热体体积。同时,在保温层厚度为 50mm、100mm、200mm 时,分别对应的热损失为 3405.9MJ/m²、1778.16MJ/m²、876.33MJ/m²。蓄热体的热损失不同,会直接影响到系统的整

体经济性。

(3) 通过给出保温层厚度为 50mm、100mm、200mm 下供暖面积、集热器面积、蓄热体体积三者之间拟合曲线图,在相应的保温层厚度下,不仅可以合理的匹配三者之间的数量关系,而且也给在其他的保温层厚度下,匹配三者之间的关系,提供了一种方法。

参考文献

- [1] 刘美杉,李祥立等.跨季节蓄热太阳能集中供热工程与优化综述[J].建筑热能通风空调,2015,34(6):26-30.
- [2] 王磊,袁磊,朱长鸣,等.主动式太阳能供暖系统全过程调试必要性研究[J].暖通空调,2012,42(2):53-5606.
- [3] Mo Chung, Jun-Un Park, Hyung-Kee Yoon. Simulation of a central solar heating system with seasonal storage in Korea [J]. Solar Energy, 1998,64:163-178.
- [4] 张时聪,姜益强,姚杨.太阳能季节性地下水池蓄热供热系统的模拟研究[J].太阳能学报,2008,(1):40-45.
- [5] 王选.太阳能热水蓄热采暖系统优化设计研究[D].北京:中国建筑科学研究院,2010.
- [6] 韩旭,卢铁江等.跨季节蓄热太阳能供暖系统的技术进展[J].制冷与空调,2012.26(3):288-233.
- [7] 常立存.跨季节太阳能供暖系统设计,西安建筑科技大学,2013.

夏热冬冷地区地源热泵系统节能性分析

严伟¹, 赵先明²

(1. 杭州大湛机电科技有限公司, 杭州 310019; 2. 杭州清稞节能环保科技有限公司, 杭州 310019)

[摘要] 当下, 地源热泵技术作为一项可再生能源技术在夏热冬冷地区大力推进。本文针对夏热冬冷地区的气候特点, 从一次能耗的角度, 对比分析了地源热泵系统与冷水机组加锅炉、风冷热泵三种空调冷热源的节能效果, 可为夏热冬冷地区合理应用地源热泵技术提供参考。

[关键词] 建筑节能; 地源热泵; 夏热冬冷; 设计方法; 一次能耗分析

0 引言

由于浅层地层温度常年基本稳定, 接近当地气象年平均温度, 冬季浅层地层温度比室外环境空气温度高, 夏季浅层地层温度比室外环境温度低。理论上, 地源热泵机组的能效应高于空气源热泵。此外, 地源热泵机组加装冷凝热回收装置后可实现一机多用, 既可夏季供冷、冬季供热、全年供应生活热水, 在需要时还可同时供冷、供热、供生活热水, 做到能量总体平衡^[1-2]。作为空调冷热源的地源热泵系统, 消耗电能, 利用部分浅层地层的蓄热能(可再生能源的一种)给空调系统提供热水和冷冻水。系统的节能效果应体现在最终的一次能源总消耗量上。

为了说明问题, 我们从一次能耗的角度, 将地源热泵系统与冷水机组加锅炉、风冷热泵三种空调冷热源作对比节能性分析。

1 制冷工况节能性分析

制冷工况时, 耗电可分为三部分:

- (1) 向系统外散热装置的耗电;
- (2) 冷却水循环系统的耗电;
- (3) 制冷系统制冷机的耗电。

由这三部分耗电总量分摊到单位制冷量, 就可计算得到整个冷源的综合制冷性能系数(SCOP)。在新修订的《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2015)中, 明确了各类冷源的综合制冷性能系数(SCOP)限值, 详见表1。

对于地源热泵系统来讲, 由于冷却水循环系统的耗电比传统的冷却塔冷却水系统的耗电要高, 并且地源热泵机组制冷工况时的单机COP也低于水冷冷水机组的COP。因此该系统的综合制冷性能系数也较水冷冷水机组低。在《可再生能源建筑应用工程评价标准》GB/T 50801中地源热泵系统性能级别划分详见表2^[4]。

综上所述, 在夏热冬冷地区冷源的综合制冷性能系数汇总详见表3。

表1 冷源的综合制冷性能系数(SCOP)限值^[3]

类型		额定制冷量(kW)	综合制冷性能系数(W/W)					
			严寒A、B区	严寒C区	温和地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
水冷	活塞式/涡旋式	< 528	3.3	3.3	3.3	3.3	3.4	3.6
		> 528	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6	3.7
	螺杆式	528~1163	4	4	4	4	4.1	4.1
		≥ 1163	4	4.1	4.2	4.4	4.4	4.4
		< 1163	4	4	4	4.1	4.1	4.2
	离心式	1163~2110	4.1	4.2	4.2	4.4	4.4	4.5
		≥ 2110	4.5	4.5	4.5	4.5	4.6	4.6
≤ 50		2.60	2.60	2.60	2.60	2.70	2.80	
风冷或蒸发冷却	活塞式/涡旋式	> 50	2.80	2.80	2.80	2.80	2.90	3.00
		≤ 50	2.70	2.70	2.70	2.80	2.90	2.90
	螺杆式	≤ 50	2.70	2.70	2.70	2.80	2.90	2.90
		> 50	2.90	2.90	2.90	3.00	3.00	3.00

[基金项目] 浙江清华长三角研究院杭州分院“绿色人居环境研究中心”产学研一体化平台搭建。

表 2 地源热泵系统性能级别划分^[4]

工况	1 级	2 级	3 级
制冷能效比	$EER \geq 3.9$	$3.9 > EER \geq 3.4$	$3.4 > EER \geq 3.0$

表 3 夏热冬冷地区冷源的综合制冷性能系数汇总

冷源形式	综合制冷性能系数	
水冷螺杆式	3.6	制冷量 < 528kW
	4.1	制冷量 528~1163kW
	4.4	制冷量 ≥ 1163 kW
水冷离心式	4.1	制冷量 < 1163kW
	4.4	制冷量 1163~2110kW
	4.6	制冷量 ≥ 2110 kW
风冷热泵制冷工况	2.90	活塞式、制冷量大于 50kW
	3.00	螺杆式、制冷量大于 50kW
地源热泵制冷工况	3.9~3.4	取 2 级

表 4 热源制热性能系数汇总表

热源型式	制热性能系数
锅炉	0.88
风冷热泵	以电计取 2.9~3.0, 折算为标煤计为 1.08~1.12
地源热泵	取 2 级, 以电计取 3.0~3.5, 折算为标煤计为 1.12~1.30

2 制热工况节能性分析

制热工况时, 锅炉耗用燃料、热泵耗用电量均折算成标煤进行比较。燃料热值按低位发热量计算, 电耗以 0.33kgce/kW·h 推算 (发电效率 37.23%)。

锅炉作为热源时, 其效率规定为 88%, 则热源的制热性能系数为 0.88; 热泵的 COP 均乘以 0.3723 计入^[5]。

综上所述, 热源的制热性能系数汇总详见表 4。

综合制冷工况和制热工况的对比分析结果, 可知:

(1) 地源热泵系统优于空气源热泵系统, 相比之下节能明显。

(2) 地源热泵系统在制热工况时由于吸收了浅层地层的低温热, 系统的制热性能系数最高, 是锅炉供热系统的 1.27~1.48 倍。在制冷工况时, 由于对系统外散热部分的冷媒输配耗能大, 地源热泵系统的电耗比水冷式冷水机组制冷系统的要大。因此, 对于具体工程要作全年负荷变化计算和一次能耗分析后再做定论。

3 结论及建议

本文针对夏热冬冷地区的气候特点, 从一次能耗的角度, 将地源热泵系统与冷水机组加锅炉、风冷热泵三种空调冷热源作对比节能性分析, 主要结

论和建议如下:

(1) 地源热泵系统优于空气源热泵系统, 其全年运行能耗较低、节能量明显。

(2) 在制热工况时, 地源热泵系统与锅炉供热系统相比一次能耗低, 节能显著; 而在制冷工况时, 地源热泵系统综合制冷性能系数低于常规的水冷冷水机组。因此, 具体工程应根据负荷分布特性, 进而作一次能耗分析计算后取优。

参考文献

- [1] 徐伟, 邹瑜, 徐宏庆等. 《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范技术指南》[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012: 468-474.
- [2] 唐峰, 胡吉士. 浙江地区地源热泵系统适应性研究和设计方法 [J]. 建筑节能, 2014, 12(4): 25-30.
- [3] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2015) [S]. 北京: 2016.
- [4] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 《可再生能源建筑应用工程评价标准》(GB/T 50801-2013) [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [5] 中华人民共和国建设部. 《地源热泵系统工程技术规范》GB 50366-2005 (2009 版) [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

制冷剂雾化的节流及分液特性探讨

陈 杰, 余延顺

(南京理工大学能源与动力工程学院, 江苏 南京 210094)

[摘要] 为解决制冷系统蒸发器液相冷媒分配不均并提高蒸发器内液体制冷剂的换热性能, 本文创新性地提出采用雾化喷嘴代替节流阀的雾化节流的方案, 并采用 CFD 方法分析了系统蒸发、冷凝温度、阀前过冷度对制冷剂雾化的节流和分液特性的影响。结果表明, 所论节流雾化喷嘴在蒸发温度 5~15°C、冷凝温度 45~55°C、过冷度 0~8K 范围内喷嘴出口流量在 4.125 至 5.230g/s 之间波动, 整个节流特性受冷凝温度影响较大; 蒸发、冷凝温度和过冷度均会对制冷剂液滴流量和速度及气流扰动等因素产生较大影响进而导致分液特性的较大波动, 其中蒸发温度和过冷度的升高能在很大程度上促进分液均匀, 均匀性最佳能提高 93%, 最大流量偏差最高下降 95%; 冷凝温度升高过多使得雾化流场速度衰减减弱, 破碎长度增加达 40%, 并且气流扰动加剧, 导致分液均匀性急剧恶化而影响蒸发盘管换热。

[关键词] 分配不均; 雾化; 节流特性; 分液特性

0 引言

在风冷热泵系统中, 常采用节流阀与分液头配合作为制冷剂节流与分配机构, 虽然节流阀具有较好的流量调节特性, 并通过分液头使节流后低压气液两相工质分配至蒸发器各并联支路, 但受分液头结构及布置方式、蒸发盘管阻力特性、蒸发器布风均匀性(或蒸发盘管换热均匀性)^[2]等因素的影响, 使蒸发器各并联支路气液两相工质分配不均, 造成蒸发盘管面积未能得到充分利用, 严重影响蒸发器的换热性能。Yang Zou 等^[1], Martin Ryhl 等^[2,8]指出, 热泵系统中因蒸发器两相冷媒分配不均可能导致制冷(热)能力衰减达到 30%~50%, COP 衰减可达 13%~43%; 另一方面, 采用节流阀节流后工质为气液两相流, 液态制冷剂在蒸发盘管内依次出现气泡流、层状流、层状波纹流、块状流、环状流、雾状流和过渡流, 各阶段的换热效率存在较明显的差异^[3,4]。不同的蒸发换热机理及不佳的流型也使换热强度受到影响。

鉴于此, 本文首次提出采用雾化喷嘴替代传统节流阀的雾化节流方案, 即通过雾化喷嘴对冷凝器冷凝后的高压液体制冷剂进行节流并雾化为低压微小液滴, 直接分配至蒸发器各并联换热支路, 通过雾化的气液两相微小液滴分配, 以期改善热泵系统制冷剂分配不均的问题, 同时采用雾化液滴在蒸发盘管内沸腾换热, 达到强化制冷剂侧蒸发换热的目的。基于上述构想, 本文采用 CFD 方法对制冷剂雾化的节流和分液特性进行了模拟, 分析了蒸发温度、冷凝温度、过冷度等参数对雾化喷嘴流量、轴向速度及分液均匀性的影响, 以为雾化喷嘴的应用提供理论借鉴。

1 制冷剂雾化节流特性的数值模拟

工质雾化的机制在于喷射表面波的发展和气体的扰动作用, 分初级(一次)雾化和次级(二次)雾化, 一次雾化为连续射流液体表面开始形成液滴与液丝的过程, 是控制液体向气体的初始弥散; 二次雾化则为受加热或气动力作用发生在弥散液滴和液丝上的雾化^[9-11]。本文中采用雾化喷嘴替代节流机构, 如图 1, 对冷凝后的高压过冷液体雾化并节流, 节流雾化后的制冷剂进入雾化腔, 呈弥散态雾状微小液滴进入蒸发器吸热气化, 实现均匀分配并改善管内蒸发换热性能。由于雾化喷嘴的流量和雾化流场的轴向速度对分液机构设计和分液效果至关重要, 所以本文对其分析来考察制冷剂雾化节流的特性。

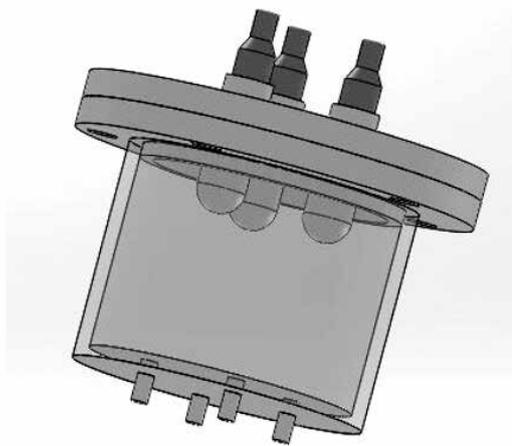


图 1 雾化节流机构结构示意图

1.1 仿真模型

基于上述构想，为采用 CFD 技术对雾化喷嘴的节流特性进行模拟，对模型做如下简化：

(1) 因液态冷媒流经喷孔时间极短，忽略喷嘴内部因空化现象产生的微量闪发蒸汽，假设液态冷媒流经喷孔为单相流动；

(2) 在喷嘴出口瞬间，速度迅速增大，雾束周围制冷剂气体不断被卷入，导致喷嘴出口压力进一步降低，液体迅速破裂，在液滴与液滴及与环境之间的相互作用使液滴进一步碎裂形成最终雾化^[10,11]，假设冷媒在喷孔出口雾化过程迅速闪发，达到节流后两相状态。

在上述简化条件下，建立如下单个喷嘴中制冷节流雾化过程的数学模型。

① 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

② 动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = \nabla \cdot (\eta \nabla u) - \frac{\partial P}{\partial n} + S \quad (2)$$

③ 体积分数方程

$$\frac{\partial (a_i \rho_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (a_i \rho_i \vec{u}_i) = -\nabla \cdot (a_i \rho_i \vec{u}_i) + S \quad (3)$$

其中源项 S 中包含制冷剂闪发过程的描述。

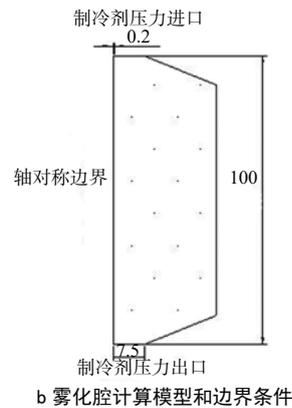
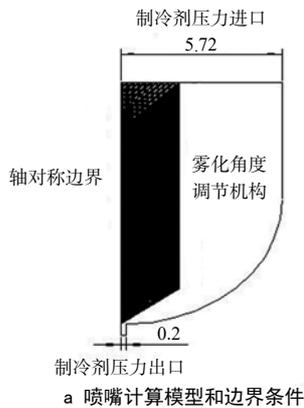
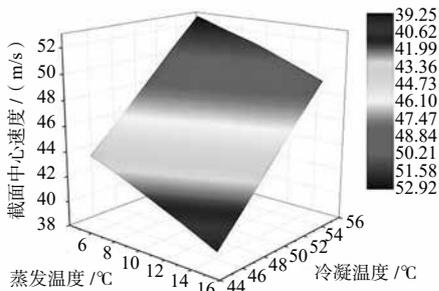
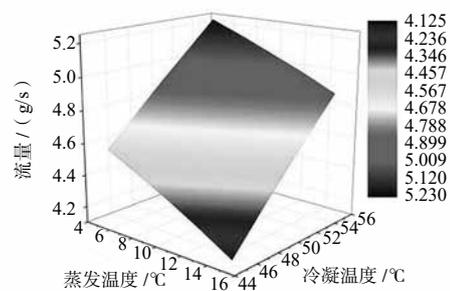


图 2 计算模型和边界条件



a 蒸发温度和冷凝温度对喷嘴出口流量的影响



b 蒸发温度和冷凝温度对喷嘴出口最高速度的影响

图 3 蒸发（冷凝）温度对喷嘴出口流量和最高速度的影响

④ 边界条件

喷嘴进出口边界为压力边界，并与冷凝和蒸发压力对应，雾化腔进出口边界分别为速度及压力边界，并将单个喷嘴整个雾化过程简化为轴对称模型进行计算，如图 2 (a) 和 2 (b) 所示，并根据文献^[7,11]将模型 2 (a) 所计算出的喷嘴出口速度分布拟合为五次多项式作为模型 2 (b) 雾化腔进口速度。

基于上述模型，采用 CFD 仿真技术对单个雾化喷嘴的节流特性进行了模拟计算，分析了蒸发温度、冷凝温度、过冷度等对雾化喷嘴节流特性的影响。

1.2 喷嘴雾化节流特性分析

本文通过分析雾化喷嘴出口流量和雾化流场轴向速度来考察制冷剂雾化的节流特性，为分析蒸发温度、冷凝温度及过冷度的影响，计算了单个喷嘴的雾化节流特性，计算条件为：制冷工质为 R22，喷嘴孔径 4mm，长径比为 1.25。蒸发温度 5~15°C、冷凝温度 45~55°C、过冷度 0~8K。

1.2.1 雾化喷嘴出口速度及流量

在雾化喷嘴结构一定条件下，蒸发温度、冷凝温度是影响喷嘴出口速度及流量的重要因素，并且喷嘴出口速度和流量对整个雾化节流机构的设计至关重要，为此，本文计算了雾化喷嘴在上述计算条件下，雾化喷嘴出口最高速度（出口截面中心速度）^[7]及流量随蒸发温度和冷凝温度的变化规律，结果如

图 3 所示, 计算结果表明过冷度影响较小, 所以忽略该因素影响。

图 3 (a) 为蒸发温度及冷凝温度对喷嘴出口流量的影响。由图可见, 喷嘴出口流量随蒸发温度的降低及冷凝温度的升高近似呈线性增加, 并且冷凝温度升高导致的线性增长率是蒸发温度降低的两倍, 显然冷凝温度对流量的影响显著大于蒸发温度。在计算范围内, 喷嘴流量在 4.125~5.230g/s 之间变化; 图 4 (b) 为不同蒸发及冷凝温度下喷嘴出口最高速度。喷嘴出口最高速度受蒸发温度及冷凝温度的影响与图 4 (a) 类似, 速度变化受冷凝温度的影响较大, 在计算范围内最高速度变化范围为 39.25m/s~52.95m/s。由此表明, 对于结构一定喷嘴, 冷凝温度相较于蒸发温度对喷嘴雾化的节流特性具有较大的影响。

1.2.2 雾化流场轴向速度

射流雾化的外流场可以分为初始段, 基本段和扩散段, 这三阶段内, 流体流束变宽, 流速急速衰减, 形成锥形区域, 完成气液两相相互掺杂并形成雾化^[7,10-13]。模拟表明, 计算范围内均能保证雾化外流场中 90% 左右的两相冷媒处于低于 3m/s 的低速段, 说明模拟运行工况下均能够雾化完全。为了减少离散相液滴碰壁对分液效果的影响, 并设计合理雾化腔尺寸, 本文考察了节流特性中流场中另一要素: 轴向速度, 如图 4-6 所述。

由图 4 可见, 喷雾轴向速度随轴向长度近似呈指数规律降低, 在轴向 0.05m 长度之内衰减至低速稳定区域 (速度低于 3m/s), 雾化完全; 并在冷凝温度 50°C, 过冷度 4°C, 蒸发温度在 5°C 到 15°C 的变化范围内, 随蒸发温度升高, 速度衰减加快, 如图 5。在蒸发温度 10°C, 过冷度 4°C 时, 冷凝温度在 45°C 到 55°C 的计算范围内, 随冷凝温度升高, 速度衰减减缓, 当冷凝温度 55°C 时, 速度衰减至 3m/s 以内, 需要 0.07m 左右的轴向长度, 增加了 40%, 很显然速度衰减减弱, 容易产生液滴速度过快而冲击壁面

的现象。图 6 为冷凝温度 50°C, 蒸发温度 10°C 时, 过冷度对喷雾轴向速度影响的计算结果, 不难发现, 相较于蒸发温度和冷凝温度, 不同过冷度情况下轴向速度衰减曲线变化很小, 说明过冷度对轴向速度的影响基本可以忽略。不难发现冷凝温度对流量及轴向速度衰减的影响相较于蒸发温度和过冷度要更大, 而轴向速度变化导致的制冷剂雾化破碎长度的改变与雾化腔的尺寸和雾化的分液特性密切相关, 下文进一步分析。

2 雾化节流后分液特性的数值模拟

2.1 仿真模型

模拟选取 KF-18GW 型房间空调器, 其额定制冷量 1800W, 制冷剂为 R22^[6], 蒸发温度 10°C, 冷凝温度 50°C 时流量为 11.43g/s, 根据节流特性中流量的计算, 选用三个喷嘴进行节流能够匹配流量, 将节流机构初步设计为图 1 所示结构, 制冷剂经过图 1 所示的三个喷嘴进入长 0.1m 的雾化腔雾化后, 分为四支路进入蒸发盘管蒸发换热。

根据节流特性中轴向速度分析结果, 雾束经过 0.07m 左右的发展, 所有雾滴均已处于低速稳定状态, 表明已经雾化完成。为了简化物理模型用于模拟计算, 所以本文假设经过轴向距离喷嘴出口 0.07m 径向截面的均为节流闪发的冷媒气体和雾化后的稠密离散相雾滴的均匀混合物。因此, 本文简化物理模型, 取雾化腔轴向距离喷嘴出口 0.07m 之后的部分进行模拟计算, 并分区进行结构化网格划分, 如图 7, 采用欧拉两相流和稠密离散相模型 (DDPM)^[15] 进行计算, 同时假设气液两相冷媒分液过程和外界是绝热的。在上述条件下, 建立分液过程的数学模型。

两相冷媒分液过程中, 其中两相流连续性方程与式 (1)~(3) 相同, 冷媒液滴的运动轨迹通过拉格朗日法计算, 进出口边界条件分别设为流量入口和压力出口, 其他边界条件设为绝热壁面边界条件。

2.2 雾化节流后分液特性分析

为了分析蒸发温度、冷凝温度、过冷度对制冷

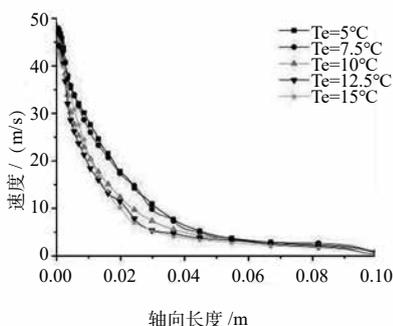


图 4 蒸发温度对喷雾轴向速度的影响

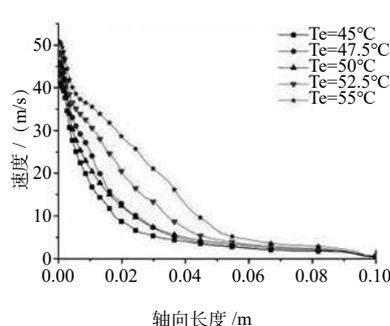


图 5 冷凝温度对喷雾轴向速度的影响

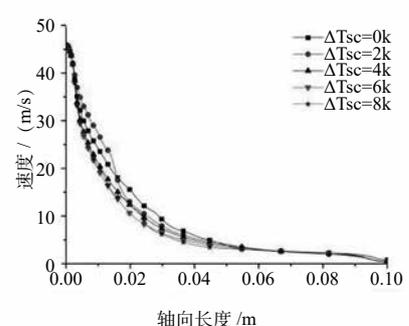


图 6 过冷度对喷雾轴向速度的影响

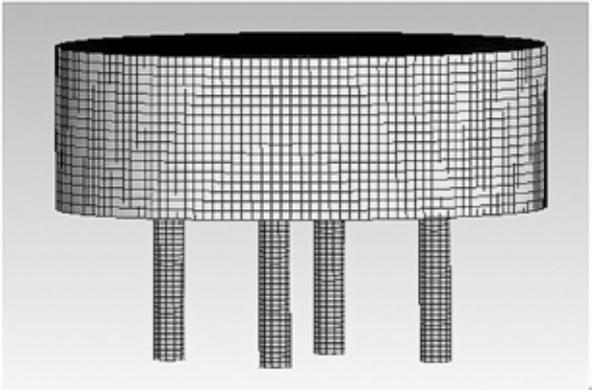


图7 网格划分

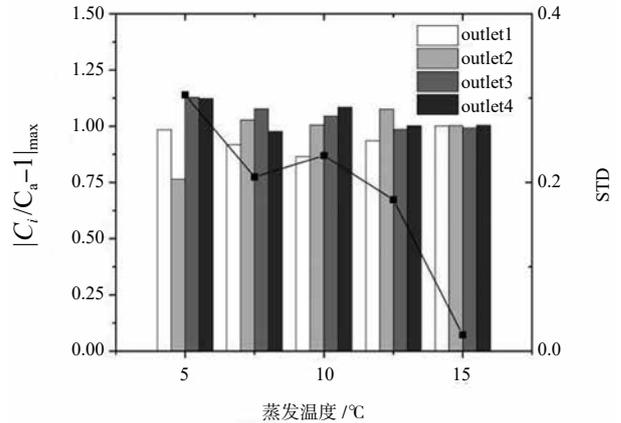


图8 蒸发温度对冷媒分液性能的影响

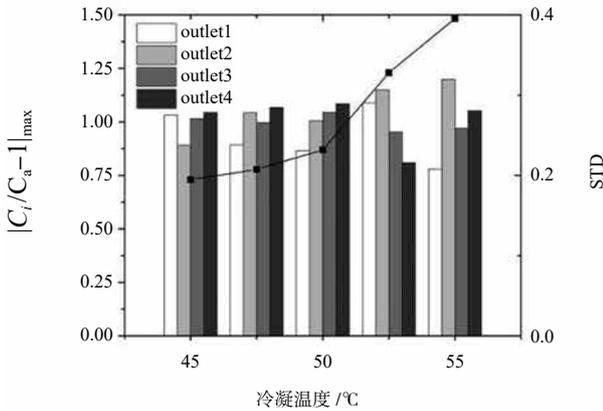


图9 冷凝温度对冷媒分液性能的影响

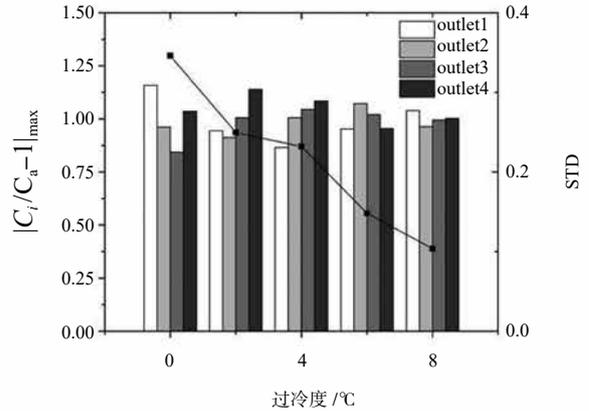


图10 过冷度对冷媒分液性能的影响

剂分液特性的影响，同样选取计算范围为蒸发温度 5~15°C、冷凝温度 45~55°C、过冷度 0~8K，选取两个指标来评判分液特性，其一为各支路的最大离散相浓度（流量）偏差 $|C_i/C_a-1|_{\max}$ ，其中：

$$C_i/C_a = \frac{C_i}{\sum_{j=1}^n C_j/n} \quad (4)$$

其中， C_i 是分液器第 i 支路出口离散相浓度， C_a 为出口平均离散相浓度， $|C_i/C_a-1|_{\max}$ 越小，表示所有支路的最大离散相流量偏差越小。

另一指标是各出口离散相浓度（流量）的标准差 STD，它能够很好反映所有支路离散相流量与平均流量的偏离程度，也就是分液均匀性。

冷凝温度 50°C，过冷度 4°C 时， C_i/C_a 和 STD 随蒸发温度的变化情况如图 8，蒸发温度升高时，一方面由于速度衰减加快，直接冲击壁面的液滴数量减小，另一方面节流后两相冷媒干度减小，气相扰动减弱，使得分液均匀性稳步提升，计算范围内，STD 由

0.30 降至 0.02，减小了 93%；同时 $|C_i/C_a-1|_{\max}$ 从 0.24 下降至 0.01，最大离散相流量偏离程度显著减小。但也不难看出，蒸发温度较低时，升高蒸发温度对分液均匀性影响复杂，可能引起分液均匀性的波动或是提升效果不佳。蒸发温度 10°C，过冷度 4°C 时，冷凝温度对冷媒分液特性的影响如图 9，冷凝温度升高，轴向衰减变缓，可能发生雾化液滴速度过快而部分直接冲击雾化腔底面的情况，导致出口总离散相浓度下降，同时气流扰动加剧，出口不均匀性也迅速恶化，随着冷凝温度升高， $|C_i/C_a-1|_{\max}$ 由 0.11 增加至 0.22，最大离散相流量偏差出现一定增加，但 STD 不断加速增大，从 0.19 增加至 0.40，表明冷凝温度升高对出口分液均匀性影响巨大，各支管流量偏差均产生较大波动。

图 10 是蒸发温度 10°C，冷凝温度 50°C 时，过冷度对分液特性的影响，过冷度升高，STD 由于节流后干度减小，液相流量增加，出现了一定幅度降低，几乎线性下降了 70%， $|C_i/C_a-1|_{\max}$ 也从 0.16 下降至

0.04, 下降明显。

根据文献^[15]实验结果, 4°C 蒸发温度左右时, 使用 R410A 的压降式分液头分液最大流量偏差一般为 0.13~0.142, 离心式分液头一般为 0.195~0.216, 储液式分液头一般为 0.017~0.09。模拟结果显示, 未进行结构优化的情况下, 雾化节流的分液均匀性在大部分模拟运行工况下达到了压降式分液头的水平, 甚至在某些运行工况下能达到储液式分液头的水平, 显示了雾化节流在分液方面具有的较大潜力, 但雾化节流后的分液过程中, 蒸发、冷凝温度和过冷度均会对液滴速度及气流扰动等因素会产生较大影响, 从而导致分液特性波动较大。

3 结论

为改善蒸发器供液分配的均匀性并提高蒸发盘管内制冷剂蒸发换热性能, 本文提出了一种喷嘴雾化节流的新型节流方式, 文中首先对雾化的节流特性进行分析, 再利用雾化节流特性分析结果对制冷剂雾化分液模型进行简化, 最终计算得出如下结论:

(1) 在模拟的空调运行范围内, 制冷剂雾化均能保证 90% 左右的两相流体处于 3m/s 以下的低速区域, 并且节流特性受冷凝温度的影响相比蒸发温度要大, 而过冷度的影响几乎可以忽略, 具体表现为: 雾化喷嘴出口流量及最高流速与蒸发温度、冷凝温度近似呈线性关系, 但冷凝温度变化引起的线性变化率约为蒸发温度的 2 倍左右; 降低冷凝温度比提高蒸发温度更能促使轴向速度衰减变慢, 使得破碎长度增加, 最大可达 40%。

(2) 本文初步设计的制冷剂雾化节流机构在模拟的工况范围内出口离散相浓度标准差和最大离散相流量偏差最小可达 0.02 和 0.01, 达到了储液式分液头的分液水平; 最大可达 0.4 和 0.24 左右, 波动较大并且分液效果不理想。模拟显示大部分运行工况下雾化节流机构分液特性均能达到压降式和离心式分液头的分液水平, 显示出雾化节流在分液均匀性上的巨大潜力, 但雾化节流后的分液过程中, 蒸发、冷凝温度和过冷度均会对液滴流量和速度及气流扰动等因素产生较大影响进而影响分液特性, 蒸发温度和过冷度升高, 分液均匀性最多提升 93% 和 70%, 而冷凝温度升高则使均匀性加剧恶化, 表明需要后续对该分液结构进一步优化。

参考文献

[1] Yang Z, Hrnjak P S. Effects of fluid properties on two-phase flow and refrigerant distribution in the vertical header of a reversible microchannel heat exchanger-Comparing R245fa, R134a, R410A, and R32[J]. Applied Thermal Engineering, 2014,70(1):966-

976.

[2] Kaern M R, Brix W, Elmegaard B, et al. Compensation of flow maldistribution in fin-and-tube evaporators for residential air-conditioning[J]. International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid, 2011, 34(5):1230-1237.

[3] Ahmad M, Berthoud G, Mercier P. General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2009, 52(1-2):442-450.

[4] 胡海涛. R410A-润滑油混合物管内流动沸腾换热和压降特性的研究 [D]. 上海交通大学, 2008.

[5] Yoshioka S, Kim H, Kasai K. Performance Evaluation and Optimization of A Refrigerant Distributor for Air Conditioner[J]. Journal of Thermal Science & Technology, 2007, 3(1):68-77.

[6] 石文星, 王宝龙, 邵双全. 小型空调热泵装置设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.

[7] 朱辉. 高压微细雾化喷嘴雾化特性研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2015.

[8] Michael A F. Effect of Conical Distributors on Evaporator and System Performance[D]. Urbana, Illinois. University of Illinois at Urbana-Champaign.

[9] 周建钊, 徐肖攀, 朱自成, 等. 基于 ICEM CFD 与 ANSYS FLUENT 的热力射流喷嘴流场分析 [J]. 机床与液压, 2014, 42(17):157-160.

ZHOU Jianzhao, XU Xiaopan, ZHU Zicheng, et al. Fluid Field Analysis of the Thermal Water-jet Nozzle Based on ICEM CFD & ANSYS FLUENT[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014, 42(17):157-160.

[10] 文华. 基于 CFD 柴油机喷雾混合过程的多维数值模拟 [D]. 重庆大学, 2004.

[11] 曹建明. 喷雾学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.

[12] Xue Q, Battistoni M, Powell C F, et al. An Eulerian CFD model and X-ray radiography for coupled nozzle flow and spray in internal combustion engines[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2015:77-88.

[13] Suh H K, Lee C S. Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(4): 1001-1009.

[14] 容亮湾. 非结构化网格上的稠密颗粒两相流数值模拟 [D]. 中山大学, 2010.

[15] 韩清. 制冷剂分液器性能研究 [D]. 上海交通大学, 2014.

蓄能互联热泵系统的理论与实践

陈建平, 白 杨, 余承霖

(法凯沫玛冷暖设备(杭州)有限公司, 杭州 311118)

[摘要] 本文针对寒冷区域水地源热泵和空气源热泵采暖的一些使用条件限制和技术限制, 阐述了蓄能互联热泵系统的原理、系统构成和技术特性、节能运行策略、工程应用效果。通过相变蓄能技术的介入, 扩展了水源热泵和空气源热泵的使用范围和条件, 并最大限度的利用昼夜气温的变化、“峰谷”电价差以及其它无偿能源等各种有利因素, 实现多种可再生能源综合利用, 构建可靠稳定、节能省钱的采暖/供冷系统。

[关键词] 蓄能互联热泵系统; 清洁采暖; 节能降霾; 空气源动力模块; 水水热泵; 相变蓄能; 节能优化控制

0 引言

我国大部分地区属于严寒及寒冷区域, 冬季采暖是必需的生活方式。长期以来一直依靠燃煤、燃油、燃气等传统石化能源采暖, 随着经济的发展, 城市规模的扩大, 这些传统的采暖方式的不足越来越突出, 已不能适应可持续发展的要求。据统计, 燃煤采暖已经成为冬季城市雾霾形成的罪魁祸首。2016年12月, 习近平总书记围绕百姓关切的6件民生大事发表重要讲话, 其中特别强调了“推进北方地区冬季清洁取暖, 关系北方地区广大群众温暖过冬, 关系雾霾天能不能减少, 是能源生产和消费革命、农村生活方式革命的重要内容”。在《地热能开发利用“十三五”规划》及国务院《大气污染防治行动计划》等政策中, 不断要求加快调整能源结构, 增加清洁能源供应, 大力推进地热能、空气能、太阳能等可再生能源技术采暖供冷。

在我国严寒地区及寒冷地区, “推进清洁采暖, 减少雾霾天气”的任务重大, 然而现有的采暖空调技术都具备各自的技术优势, 也存在一些技术限制和使用瓶颈, 比如, 水源热泵系统投资小、运行稳定, 但在水资源匮乏地区, 取水或打井均不被允许; 而土壤源热泵系统存在成本高、占地面积大、容易造成冷堆积、换热量衰减等问题; 相比之下空气源热泵供暖运用更加广泛, 但其低温环境能效低、高压

缩比运行故障率高, 为满足最大热负荷要求而配置容量大造成投资大、闲置率高, 发展受到一定制约。

探索可持续发展的清洁采暖技术具有非常现实且重要的意义, 也成为各界普遍关注的热点问题。蓄能互联热泵系统, 利用空气能和相变蓄能技术耦合水水热泵系统, 打造“不打井、不埋管”的清洁采暖系统, 能够实现暖气片供暖, 蓄能平台使压缩机的压缩比降低近一半, 有效解决了极端寒冷天气压缩机容易故障损毁的难题, 蓄能互联热泵系统运行更加稳定可靠、大大节省维护费用、运行节能, 还可利用峰谷电价差节约电费。蓄能互联热泵系统是政府禁止打井、埋管成本高、空气源热泵不稳定的不利条件下, 开创了“清洁采暖、节能降霾”的新思路。

1 系统概述

蓄能互联热泵系统, 将空气源热泵、水源热泵的优势通过相变蓄能模块有效组合, 是成熟的蓄能技术和热泵技术的综合利用! 通过蓄能模块的介入, 拓展了水源热泵和空气源热泵的使用条件, 克服各自的限制和性能弱点, 最大限度利用自然能源(昼夜气温的变化)、“峰谷”电价差以及其它无偿能源等各种有利外界因素, 实现多能互补、综合利用, 构建可靠稳定、节能省钱的采暖/供冷系统。系统原理如图1所示。

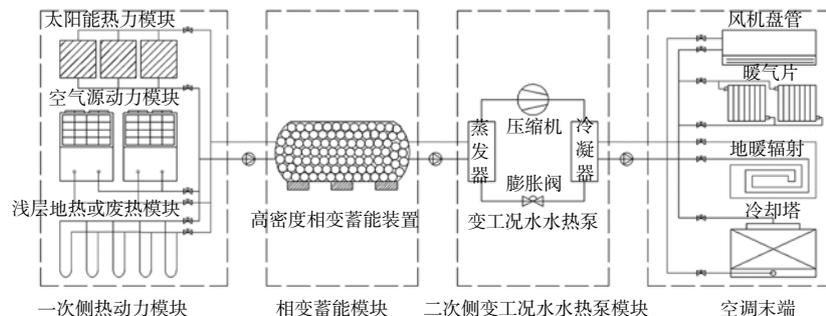


图1 蓄能互联热泵系统原理图

蓄能模块不仅可提升空气源热泵动力模块的运行效率、运行可靠性和寿命,还提供利用各种其它免费能源的可能性,如太阳能、废气、废水等,做到多能互补、综合利用,最大限度的实现低成本环保。在峰谷电价差显著的地区,蓄能模块在冬季制热工况下,起到均流调节作用,有效保障极端天气状况的热负荷需求;在夏季制冷工况下实现夜间谷电蓄冷、白天高峰时段放冷,降低系统的运行费用。

蓄能互联热泵系统突破了水地源热泵的使用限制,解决了水资源匮乏、政府禁止取水打井、地埋管系统成本高占地大且冷堆积的弊病!

2 系统构成及性能特点

蓄能互联热泵系统由一次侧空气源动力模块、二次侧变工况水水热泵和相变蓄能模块组成,通过一次侧空气源动力模块和相变蓄能的技术耦合,实现空气中所蕴含的低品位热能的采集和储存,为二次侧水水热泵系统提供有效热源。相变蓄能模块充分发挥了相变蓄能、冷热均流和调节蓄放的功能,采用高密度相变储能溶液(Phase Change Material PCM)灌装的蓄能球,相变温度为 5°C ,单位体积储能密度高达 $69.1\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$,相变蓄能球采用超声波熔焊密封,预留空腔吸收相变膨胀,全面确保系统的稳定性和耐久性。相变蓄能材料由固态转变成液态过程中吸收相变融化潜热,进行逆过程时释放相变凝固潜热。

在环境温度过低时,一次侧空气源动力模块处

于全面自我保护、无法运行的状态下,蓄能模块为水水热泵系统提供相变热能,二次侧水水热泵主机具备变工况恒定水温输出的适应调节能力,源侧热源温度在 0°C 至 25°C 之间变化时设备保持稳定运行。

经过实测和对比,蓄能互联热泵相较常规的空气源热泵供暖空调系统,投资最高可减少32%、相应的配电功率减少29%、运行能耗节电21%。与土壤源地埋管热泵系统初投资相比减少54%。具备经济上“可行”和技术上“可靠”的推广运用条件,系统不仅一次投资省、配电省、运行费用省、维护费用省,而且可靠性提升、压缩机寿命提高、能解决极端天气供暖问题、能实现温度高、温差大、流量小的传统暖气片方式的供暖!

3 技术分析

3.1 一次侧空气源动力模块技术分析

常规空气源热泵系统环境温度 0°C 以上时供热良好,但当环境温度低于 0°C 时制热能力随环境温度变化而迅速衰减,造成效率降低。低温环境运行时,空气侧换热器容易结霜,霜层增加了导热热阻,降低了换热器的传热系数,使流过换热器的空气流量降低,随着霜层的增厚,将出现蒸发温度下降,制热量下降,风机性能衰减,影响制热效率,严重时出现停机,使机组不能正常工作。不同出水温度和环境温度条件下压缩机的制热量/制冷量如下表1和表2(美国谷轮压缩机性能参数)所示。

普通空气源热泵尤其是在低温、超低温环境运

表1 制热工况性能参数

环境温度	-20°C		-15°C		-10°C		-5°C		0°C		7°C		10°C	
	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)	热量 (kW)	功率 (kW)
10°C	38.94	8.84	46.3	8.9	53.6	9	60.54	9.14	67.08	9.28	74.9	9.5	77.6	9.6
15°C	36.66	10.06	44.12	10.12	51.6	10.2	58.9	10.32	65.8	10.46	74.68	10.68	77.76	10.76
20°C	35.28	11.38	42.72	11.42	50.3	11.5	57.8	11.6	65.32	11.72	74.9	11.9	78.58	11.98
25°C	34.66	12.86	41.98	12.88	49.52	12.92	57.22	13.02	65.12	13.12	75.66	13.26	79.72	13.32
35°C	35.3	16.52	41.8	16.48	49	16.46	56.88	16.48	65.1	16.52	77.4	16.58	83	16.6
40°C	36.5	18.84	42.44	18.74	49	18.7	56.58	18.68	64.8	18.66	77.6	18.66	83.66	18.66
45°C	38.18	21.5	43.2	21.4	49.2	21.3	56	21.2	64	21.2	76.9	21	83.3	21.1
50°C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74.6	24	80.9	23.9
55°C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	76.4	27.2

表2 制冷工况性能参数

环境温度	20°C		25°C		30°C		35°C		40°C	
	冷量 (kW)	功率 (kW)								
7°C	76.4	13.2	72.4	14.58	68.6	16.08	64.6	17.76	60.2	19.62

行时,系统蒸发温度降低,压缩机的吸气比容增大,而压缩机理论输气量不变的,进入压缩机制冷剂的体积流量减少。蒸发温度过低,为生产较高温度热水,冷凝温度及冷凝压力几乎不变,压缩机高低压比差继续增大,必然引起排气温度过高,甚至超出压缩机本身允许的工作温度范围(见图2所示的普通涡旋压缩机运行包络线示意图),此时压缩机压比增大,导致输气系数下降,压缩机制冷剂的循环流量减少,压缩机的耗功增大,制热量降低,性能系数降低。另外,蒸发温度过低时,压缩机压缩比增大引起排气温度快速升高,使润滑油黏度急剧下降,影响压缩机润滑,系统还会出现回液、回油不正常,内泄露问题显现。低温环境运行导致压缩机频繁起停,系统无法正常工作,严重时烧坏压缩机。

相比普通空气源热泵,现有超低温空气源热泵,采用补气增焓技术,采用增气补焓压缩机、过冷却器及电子膨胀阀形成的经济器,增加了冷凝器中的制冷剂流量,加大了主循环回路的焓差,从而扩大了压缩机的使用边界(见图3所示的增气补焓涡旋压缩机运行包络线示意图)。即便如此,超低温空气源热泵在45℃出水工况下,压缩机仍处在临界点运行(如图3蓝色工况点),环境温度低于-7℃时,压缩机在临界点运行,故障率增高,控制不当容易烧毁压缩机,增加维修风险。

在蓄能互联热泵系统中,一次侧空气源动力模块,在低温环境中只需向相变蓄能模块提供不高于25℃的低品位热能,当极端天气状况,相变蓄能材料放热凝固后,在避过几小时低于-20℃的极端气温,一次侧动力模块就可为蓄能模块的补充能量,溶解凝固潜热进行储能。在蓄能互联热泵系统中,即便是普通空气源热泵在15℃的出水工况下,压缩机也始终处在安全、高效、稳定的运行区间(见图4普通涡旋压缩机运行包络线红色工况点)。

在蓄能互联热泵系统中,以R22为例,空气源热泵压缩机吸排气压力在不同的环境温度、出水温度条件下,其对应的压缩比的变化见图5。

显然可见,蓄能互联热泵系统在-20℃低温环境运行时,其压缩比仅为12.625,与常规空气源热泵压缩机压缩比28.391相比,降低55.5%,使得设备可靠性大幅提升,故障率降低,后期维修费用极低。

3.2 相变蓄能模块的技术指标

相变蓄能模块利用载冷剂的显热和相变储能材料的潜热储存和释放能量,其最大的优势是高蓄能密度,并且能够在恒定相变温度下储能与释能,5℃相变材料在蓄能互联热泵系统中的温度变化规律见图6。

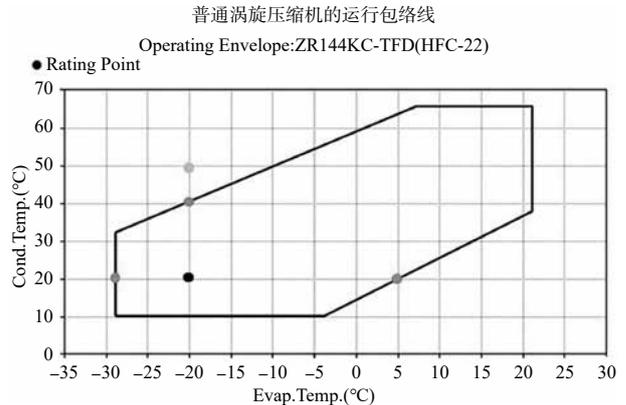


图2 普通涡旋压缩机运行包络线示意图

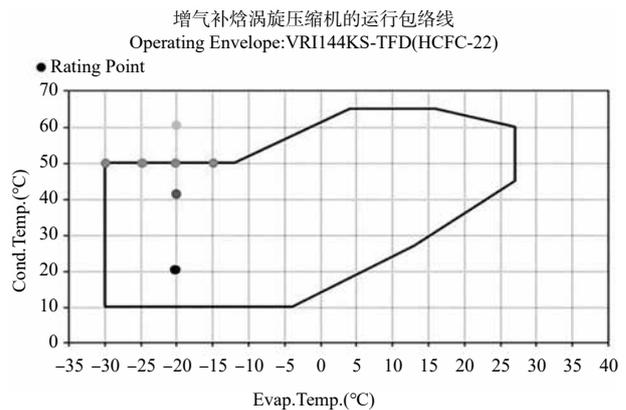


图3 增气补焓涡旋压缩机运行包络线示意图

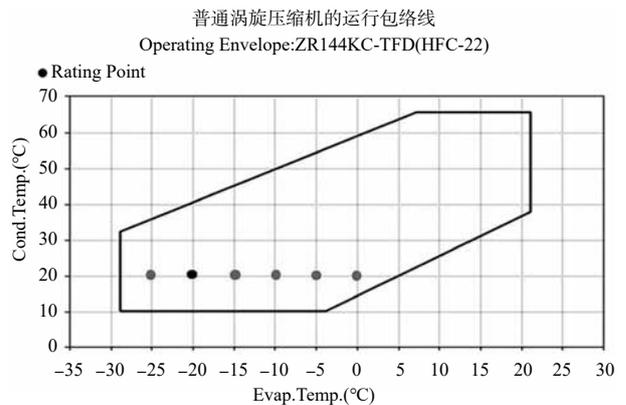


图4 普通涡旋压缩机低温环境稳定运行包络线示意图

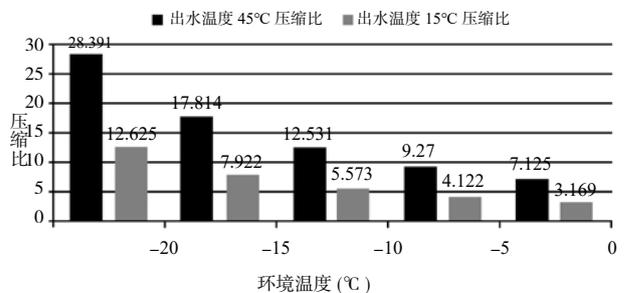


图5 涡旋压缩机压缩比变化图

相变蓄能模块由蓄能球（见图 7）、蓄能罐（见图 8）、载冷剂组成。

蓄能球具有全国独家配方和原装生产工艺，使用 1.5mm 厚高密度聚合烯烃材料（HDPE）球壳，直径 98mm，内注高密度相变储能溶液，单位体积储能密度高达 $69.1\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$ ，预留空腔用于吸收相变膨胀，超声波熔焊密封，预留空腔吸收相变膨胀，球状体换热面积大、表面光滑不易结垢或附着杂物。技术参数见表 3。

蓄能罐中充填蓄能球及载冷剂，罐体可设计为卧式、立式或方形，可根据场地条件设计，可在现场焊制，在室外、室内或地理安装。罐体可采用普通 Q235B 钢，内表面用环氧树脂处理，整体式发泡保温。决定蓄能模块技术性能的主要因素还有布水器和系统流程。不同形式的蓄能罐都设计有专用的

布水器，使载冷剂沿着容器分层均匀流动，载冷剂进口为底部扩散器，以保证罐内自然分层，并且保障通过蓄能罐的压降为 0.025Mpa （相当于需要 2.5 米水柱的压降），采用方槽必须为常压。

3.3 二次侧变工况水热泵模块的选型计算

通过一次侧空气源动力模块或其它低品位可利用热能与相变蓄能模块的技术耦合，创造了一个可靠稳定、可再生、可循环利用的人工热源，温度介于 0°C 至 25°C 之间。二次侧水热泵主机从人工热源提取低品位热能，工质在蒸发器吸收热量成为温低压制冷剂蒸气，压缩机吸气并做功，将高温高压蒸气排入冷凝器释放热量，温度降低并凝结成液体，从冷凝器排出的高压制冷剂液体经过节流阀，成为低温低压下的湿蒸气，再次进入蒸发器吸收载冷剂的热量而气化，往复循环，其卡诺循环示意如图 9。

表 3 AC.05 型蓄能球技术参数表

型号	相变温度 $^\circ\text{C}$	潜热 Q_l $\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^3$	固态显热 Q_{ss} $\text{kW}\cdot\text{h}/^\circ\text{C}$	液态显热 Q_{sl} $\text{kW}\cdot\text{h}/^\circ\text{C}$	凝固速度 K_{ver} $\text{kW}/^\circ\text{C}$	熔解速度 K_{vfu} $\text{kW}/^\circ\text{C}$	重量 g	毒性 LD50 值 in mg/kg a	温度限制 $^\circ\text{C}$
AC.05	5	48,4	0,7	1,1	1,6	2,2	558	85.000	+60 $^\circ\text{C}$

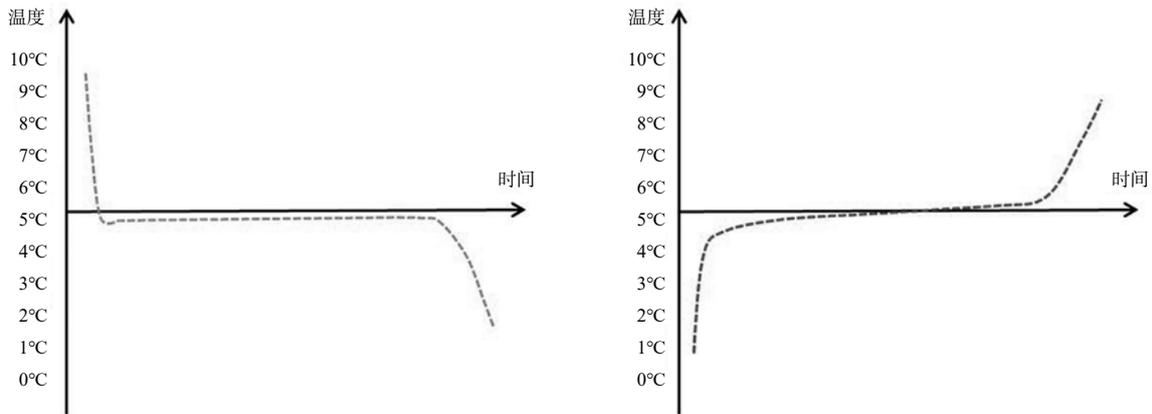


图 6 储能与释能温度变化曲线



图 7 相变蓄能球

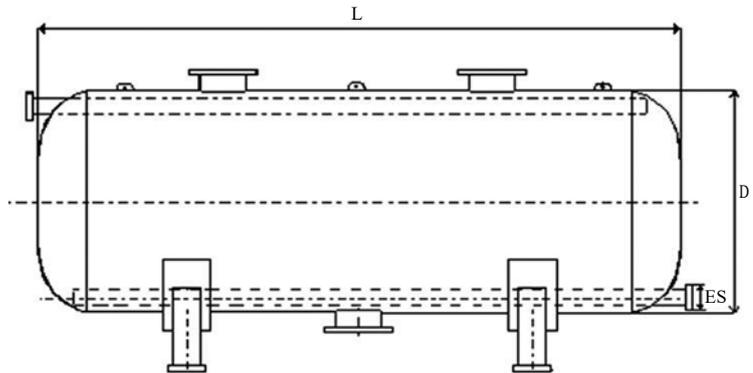


图 8 卧式蓄能罐

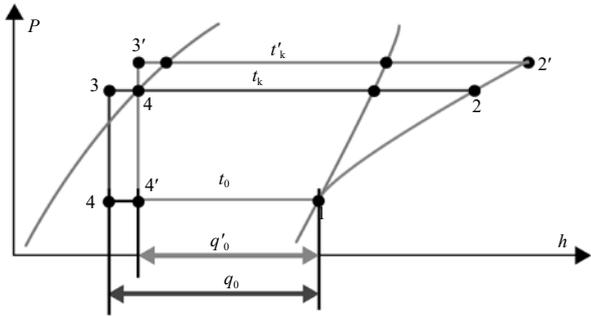


图9 蓄能互联热泵系统卡诺循环示意图

以水水热泵（压缩机为汉钟 RC2-580A-H 制冷剂为 R134a）COP 值为参考示例进行蓄能互联热泵系统的能效计算。水水热泵：15℃ 进水 /45℃ 出水，COP 为 4.69；常规空气源热泵：-20℃ 环境温度 /45℃ 出水，输入功率 21.5kW，制热量 38.18kW，COP 为 1.78。

蓄能互联热泵（COP）计算如下：

如果需要提供 38.18kW 的热量，二次侧变工况水水热泵模块输入功率 $P_2=38.18\text{kW}\div 4.69=8.14\text{kW}$ ，则在环温 -20℃ 时，蓄能互联热泵系统需要由空气源动力模块提供热量（温度 15℃） $Q=38.18\text{kW}-8.14\text{kW}=30.04\text{kW}$ 。一次侧空气源热泵模块输入功率为 $P_1=30.04\div 3.63=8.27\text{kW}$ 。

一次侧动力模块和二次侧热泵模块共计输入功率 $P=P_1+P_2=8.27\text{kW}+8.14\text{kW}=16.41\text{kW}$ ，则蓄能互联热泵 $\text{COP}=Q\div P=38.18\text{kW}\div 16.41\text{kW}=2.33$ 。

在同等条件下（环温 -20℃），空气源热泵即使可以正常工作，其 COP 也仅为 1.78，也就是蓄能互联热泵在 -20℃ 的环温条件下，制热效率提升了 30.9%。

（注：上述按昼夜温差 10℃ 计算，提升的蒸发温度将导致设备效率增加 30%，未考虑蓄能互联热泵昼夜温差的蓄放调节；在系统中两台循环水泵功耗一般占水水热泵主机功耗的 18%，由于计算篇幅过长，在此做简单平衡抵消处理，将另文分析）

3.4 节能优化控制

蓄能互联热泵供暖供冷系统，采用空气能或自然界其他免费的低品位热能实现冷热源的配置。从节能和降低系统运行费用的角度出发，设计与“多能利用”相适应的运行策略，做好季节环境温度和末端负荷波动变化情况下的互补调节，实现系统最优运行。

基于对节能运行策略的模拟研究，正在研究开发节能诊断监控平台，最终能实现系统各设备运行数据的采集、分析、远程数据交互等功能，能进行供能系统的节能诊断分析，通过控制管理实现最大化节能优化。系统平台还可以兼具远程控制设备起停、参数设置、报警提示等功能，全面保障系统供暖供冷稳定运行，达到无人值守、自动控制的目的。

4 实际应用 —— 技术的可靠性和经济性验证

首例蓄能互联热泵系统项目 —— 国家电网兰州供电公司建西 110KV 变电站家属楼暖气片供暖改造项目（见图 10），建筑面积约为 2000m²，为 5 层老式建筑，共有住户 30 家。采暖方式为老式铸铁暖气片，部分住户自行安装新款暖气片。2016 年由于无法继续采用锅炉供暖且无法接入市政热网、又不具备打井取水和地理管敷设条件，决定试用法凯涑玛蓄能互联热泵系统（见图 11）。2016 年 10 月 24 号，该项目投入使用（见图 12、图 13、图 14、图 15、图 16、图 17）。经过一个采暖季的实践表明：系统运转良好，用户非常满意，并得到了相关领导的高度认可。



图 10 项目所在地



图 11 蓄能互联热泵机房



图 12 一次侧空气源动力模块

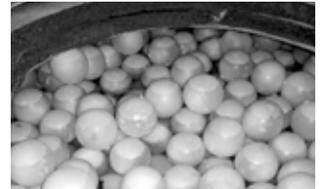


图 13 相变蓄能模块



图 14 二次侧高温热泵机组



图 15 供水温度 60℃



图 16 暖气片表面温度 54.7℃



图 17 节能诊断数据采集仪

网页对话框

用户名称: 兰州供电局电力物资有限公司 | 计费周期: 4265800020 | 账单年月: 2017.01 | 账单状态: 正常

合计电量: 9176.25 | 基本电费: 415.00 | 基本电费: 0.00 | 电费: 8619.25

序号	电表名称	电表编号	电表地址	上月电量	本月电量	本月电费	电表类型
1	0000014800204	0000014800204	暖气4号3	403.44	714.6	46	单相
1	0000014800204	0000014800204	暖气4号2	470.74	304.84	46	单相
1	0000014800204	0000014800204	暖气2号3	478.54	243.41	40	单相

网页对话框

用户名称: 兰州供电局电力物资有限公司 | 计费周期: 4265800020 | 账单年月: 2017.02 | 账单状态: 正常

合计电量: 19908.44 | 基本电费: 398.08 | 基本电费: 0.00 | 电费: 8619.36

序号	电表名称	电表编号	电表地址	上月电量	本月电量	本月电费	电表类型
1	0000014800204	0000014800204	暖气4号3	403.44	403.44	46	单相
1	0000014800204	0000014800204	暖气4号2	470.74	304.84	46	单相
1	0000014800204	0000014800204	暖气2号3	478.54	243.41	40	单相

图 18 电量及电费月结清单 (2016 年 12 月、2017 年 1 月)

运行能耗及费用情况 (见图 18): 12 月运行电耗 18629kW·h, 电费 8363 元, 1 月份运行电耗 21070kW·h, 电费 9176 元, 2 月份运行电耗 19908kW·h, 电费 8619 元。以此计算, 月均采暖费用为 4.35 元/m², 采暖季按 5 个月计算, 采暖费 21.79 元/m², 相比原来锅炉热力管网收费 25 元/m², 暖气片采暖费减少 13%。

兰州供电公司家属楼暖气片改造项目的成功实施, 实践验证了蓄能热泵系统的可行性、经济性, 能够在旧暖气片供暖系统的改造中提供 60℃ 热水且稳定运行。

5 结论

我国北方供暖方式中, 城市主城区集中供热 (城市供热管网) 占主导地位, “污染程度” 最高的燃煤小锅炉和散烧煤遍及广大周边城镇及农村地区, 天然气锅炉等占小幅比例, 电锅炉、热泵等电采暖占有率仍然不高。燃煤取暖, 不仅大量消耗煤炭资源, 还排放大量废气、废物, 污染空气和环境。近年来, 一到冬季采暖时期, 雾霾指数、天数就会爆表。在“铁腕治霾”的背景下, “十三五”时期将不断加强节能减排和大气污染治理, 强化建筑节能、推进农业农村节能、加强公共机构节能, 重点污染地区燃煤小锅炉淘汰力度将加大, 提倡“煤改电”空气能热泵采暖、大力开发地热能等清洁供暖替代燃煤锅炉, 已成为治理雾霾和调整能源结构的主要措施。现有的各种采暖技术都存在各自的适用范围和条件, 政府低电价补贴等方式对空气能采暖的扶持不可能长期持续, 也不能切实保障低环温可靠采暖。蓄能

热泵系统, 通过综合技术创新有效地突破了单一技术运用的客观限制, 使得常规空气源热泵的使用边界扩大、稳定性增强、投资减少、故障率降低, 使北方寒冷地区因水资源匮乏或政府禁止打井取水或“成本高、占地大、冷堆积严重”而无法使用水地源热泵、埋管热泵系统的项目有了新的技术选择。相信蓄能热泵系统必将为习主席提倡的“清洁采暖、减少雾霾”的要求做出贡献。

参考文献

- [1] 刁乃仁, 方肇洪. 埋管地源热泵技术 [M], 高等教育出版社, 北京, 2006.
- [2] 刘悦, 张云辉. 热泵原理及其国内外发展 [J], 科技信息, 2008,(8):28.
- [3] 杨涌泉, 寿青云. 空气源热泵机组运行故障分析 [J], 制冷与空调, 2008,02(2):49.
- [4] 石文星, 田长青, 王森. 寒冷地区用空气源热泵的技术进展 [J], 流体机械, 2003,31(增刊):45-46.
- [5] 马最良. 替代寒冷地区传统供暖的新型热泵供暖方式的探讨 [J], 暖通空调新技术, 2001,(3):31-34.
- [6] 赵庆珠. 蓄冷技术与系统设计 [M], 中国建筑工业出版社, 北京, 2012.
- [7] 孙甲朋, 周孝清, 吴会军. 有机相变蓄冷材料中纳米石墨添加剂性能实验研究 [J], 科技情报开发与经济, 2012,22(1):119-121.
- [8] 刘瑞芝, 李汛, 郑宗和, 赵力. 蓄冰球内固定融化问题的理论与实验研究 [J], 工程热物理学报, 2001,(4):469-472.

自然冷源过冷 / 过热对热泵系统性能影响的实验研究

黄成达, 许树学, 崔增艳, 姜明健

(北京工业大学环境与能源工程学院, 北京 100124)

[摘要] 提高空调系统的能效水平对于节能减排和实现可持续发展具有重要意义。本文建立了一种利用自然冷源实现过冷/过热的热泵系统, 搭建了试验台。对以 R32 为工质的蒸气压缩式制冷热泵实验台进行了实验, 研究在过冷, 过热, 及普通工况下, 排气温度, 制热量、制热 COP 等性能的变化规律。

[关键词] 热泵; 过冷度; 过热度; COP

0 引言

能源是经济进步、社会发展和提高广大人民群众生活质量的重要物质基础, 空调是人类生活和工作环境不可或缺的重要组成部分^[1]。据文献记载, 全球平均建筑能耗占到总能耗的 37% 左右, 我国建筑能耗约为总能耗的 40%^[2], 且呈现刚性增长趋势^[3]。在建筑总能耗中, 空调系统耗能所占比重最大。据不完全统计, 我国民用建筑暖通空调的能耗占到建筑能耗的 55% 以上^[4]。对于我国, 能源本身储量很有限, 人均能源很少, 不合理的能源利用对环境造成的污染也越来越严重。因此, 节能与减排已成为我国转变经济模式和实现可持续发展的共识。中国作为一个负责任的大国, 承诺到 2020 年单位 GDP 减排 40%~45%^[5]。

近年来, 针对提高制冷和制热能效的研究很多。过冷技术被广泛地运用在中低温领域的蒸汽压缩制

冷系统里^[6]。过冷方法大致有以下几种: 环境冷却过冷、吸气管道过冷以及使用外部机械过冷^[7]。也得到了一些重要的成果, 达到了节约能源的效果。制冷空调技术为人类提供了舒适的生产、生活环境, 但同时也带来了能源消耗的增加、温室效应等危害。面对传统制冷工质淘汰期限日益临近, 我国依据国情提出采用 R32 的制冷剂替代方案。本文针对以 R32 为制冷工质的热泵系统, 引入过冷/过热器进行了理论分析和实验研究。

1 系统的工作原理

系统的工作原理如图 1 所示。

与单级不同之处是增加过冷或过热装置。不管是过冷运行还是过热运行, 其冷源均来自低温端。当过冷运行时, 从低温端引入一部分冷源对液体过冷, 当过热运行时, 从低温端引入部分冷源进行蒸发器过热。

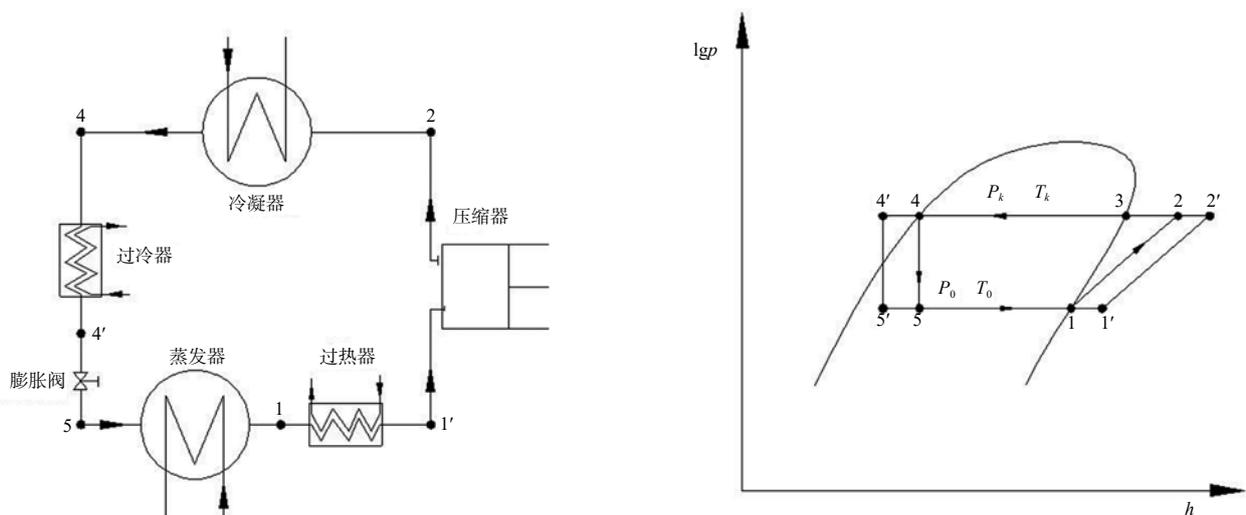


图 1 过冷 / 过热循环原理图和 lgp-h 图

图 2 所示为利用自然冷源过冷 / 过热的热泵系统实验装置图。

系统包括: 1- 涡旋压缩机, 2- 油分离器, 3- 温度 - 压力表, 4~7- 过热 - 过冷器, 5- 蒸发器, 6- 节流阀, 8- 干燥过滤器, 9- 视镜, 10- 冷凝器, 12- 冷却水流量计, 13- 冷却水循环泵, 14- 冷却水箱, 15- 电加热器, 16- 冷冻水箱, 17- 冷冻水循环泵, 18- 冷冻水流量计。

系统运行时, 从冷冻水端引入一部分冷冻水冷却制冷剂液体, 以此实现过冷循环; 当从冷冻水端引入一部分冷源对蒸发器出口的制冷剂进行再热时, 即可实现自然冷源的过热循环。

2 计算模型

计算过程条件:

- (1) 系统在稳态条件下运行;
- (2) 冷凝温度取值范围从 40~55°C, 蒸发温度取值范围从 -10~5°C;
- (3) 忽略制冷剂在管路及换热器内的流动损失和热损失;
- (4) 压缩机效率设为 0.8; 吸气过热度 5°C;

① 无过冷 / 过热的热泵循环

单位质量制冷量:

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \quad (1)$$

单位容积制冷量:

$$q_{zv} = (h_1 - h_5) / v_1 = q_0 / v_1 \quad (2)$$

理论比功:

$$W_0 = h_2 - h_1 \quad (3)$$

指示比功:

$$W_i = W_0 / \eta_i \quad (4)$$

冷凝器单位热负荷:

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (5)$$

制冷循环的性能系数:

理论值:

$$\text{COP}_0 = \frac{q_0}{W_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

指示值:

$$\text{COP}_i = \frac{q_0}{W_i} \quad (7)$$

制热量 Q_{heat} :

$$Q_{\text{heat}} = cm\Delta t = \rho v \Delta t \quad (8)$$

式中: c 为水的比热容, J/(kg·K); ρ 为水的密度,

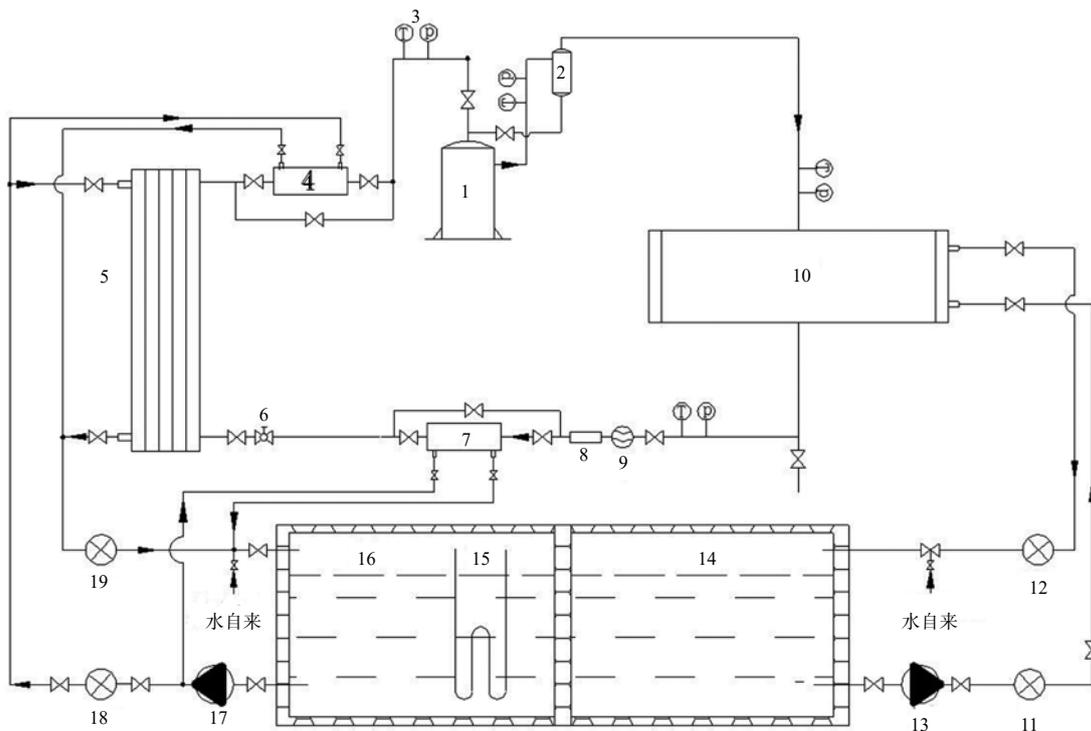


图 2 实验装置示意图

kg/m³; v 为水单位时间内的体积流量, m³/s。

Δt 为冷却水进出口温差为:

$$\Delta t = t_{m-out} - t_{m-in} \quad (9)$$

式中: t_{m-in} 为冷却水进口平均温度, °C; t_{m-out} 为冷却水出口平均温度, °C。

制热 COP_{heat} 循环的性能系数

$$COP_{heat} = \frac{Q_{heat}}{W_0} \quad (10)$$

② 带过冷的热泵循环

单位质量制冷量:

$$q_{sub} = h_1 - h_5 = h_1 - h_4 \quad (11)$$

单位容积制冷量:

$$q_{zv} = (h_1 - h_5) / v_1 = q_0 / v_1 \quad (12)$$

理论比功:

$$W_{sub} = W_0 = h_2 - h_1 \quad (13)$$

指示比功:

$$W_i = W_0 / \eta_i \quad (14)$$

冷凝器单位热负荷:

$$q_k = h_2 - h_4 = (h_2 - h_4) + (h_4 - h_4) \quad (15)$$

过冷器单位热负荷:

$$q_{gl} = (h_4 - h_4) \quad (16)$$

循环的性能系数

理论值:

$$COP_{sub} = \frac{q_{sub}}{W_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = COP_0 + \frac{h_5 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (17)$$

指示值:

$$COP_i = q_{sub} / W_i \quad (18)$$

与无过冷的制冷循环相比, 过冷循环的制冷量增加了 $m_0(h_5 - h_5)$

$$COP \text{ 提高: } \frac{h_4 - h_4}{h_2 - h_1}$$

制热量 Q_{heat} :

$$Q_{heat} = cm\Delta t = cpv\Delta t \quad (19)$$

制热 COP_{heat} 循环的性能系数:

$$COP_{heat} = \frac{Q_{heat}}{W_0} \quad (20)$$

③ 带过热的热泵循环

单位质量制冷量:

$$COP_{heat} = (h_1 - h_5) = (h_1 - h_5) + (h_1 - h_1) \quad (21)$$

单位容积制冷量:

$$q_{zv} = (h_1 - h_5) / v_1 = q_0 / v_1 \quad (22)$$

理论比功:

$$W_{supheat} = h_2 - h_1 \quad (23)$$

指示比功:

$$W_i = W_{supheat} / \eta_i \quad (24)$$

冷凝器单位热负荷:

$$q_k = (h_2 - h_4) \quad (25)$$

过热器单位热负荷:

$$q_{gr} = (h_1 - h_1) \quad (26)$$

循环的性能系数:

理论值制冷 COP_{supheat}:

$$COP_{supheat} = \frac{q_{supheat}}{W_{supheat}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (27)$$

指示值:

$$COP = q_{supheat} / W_i \quad (28)$$

制热量 Q_{heat} :

$$Q_{heat} = cm\Delta t = cpv\Delta t \quad (29)$$

制热 COP_{supheat} 循环的性能系数:

$$COP_{supheat} = \frac{Q_{supheat}}{W_{supheat}} \quad (30)$$

3 实验结果与分析

以 R32 为工质进行实验研究, 分析比较单级模式、带过冷模式及过热模式的性能。为了更好的评价样机系统的性能, 本实验对仪表仪器进行了标定。开机过程如下: 首先接通控电柜电源, 启动并调整冷却水系统, 待水系统调试好后开启压缩机, 同时开启数据采集系统。实验过程中, 待工况稳定一段时间后, 先做单级压缩循环实验。待机组在实验设定工况下稳定运行一段时间后, 再分别开启过冷或过热。需直接测量的参数包括: 吸气温度、压力、排气温度、压力、冷凝器进出口温度及压力、冷却水进出口温度、冷却水流量、过冷温度及压力、压

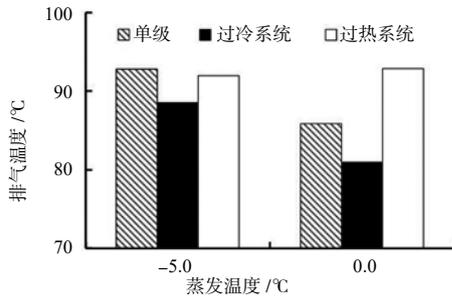


图3 排气温度随蒸发温度的变化

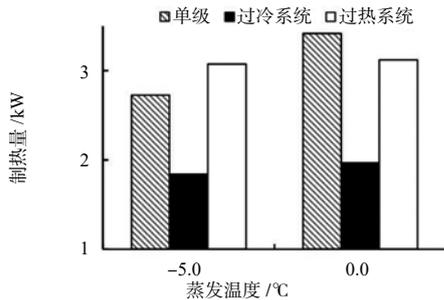


图5 制热量随蒸发温度的变化

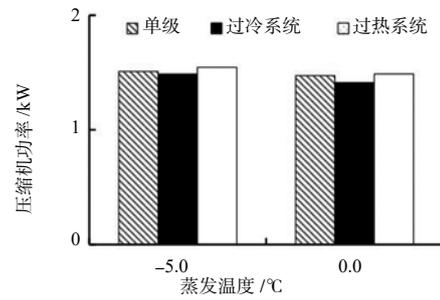


图4 压缩机功率随蒸发温度的变化

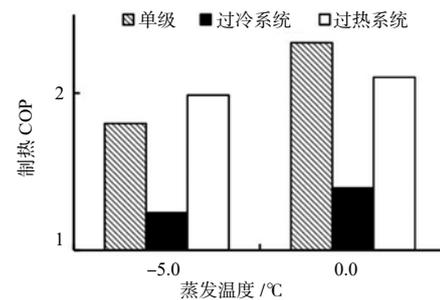


图6 制热 COP 随蒸发温度的变化

压缩机功率。需间接测量的量为：冷却水进出口温差 Δt 、制热量 Q 、制热 COP。

图3所示为排气温度随蒸发温度的变化。由图3可以看出蒸发温度越低排气温度越高，在蒸发温度 -5°C 和 0°C 时候，过冷的排气温度分别降低 4.5% 和 5.6%。在蒸发温度 -5°C 时，过热的排气温度降低 2~3 $^{\circ}\text{C}$ ，但在蒸发温度 0°C 过热的排气温度增高 7 $^{\circ}\text{C}$ 。

图4所示为压缩机功率随蒸发温度的变化。从图4可看出，在蒸发温度 -5°C 和 0°C 时候，过冷的压缩机功率比单级压缩机降 1.4% 和 4.1%，过热的压缩机功率增加 2.41% 和 0.9%。

图5所示为制热量随蒸发温度的变化。由图5可看出，过冷后制热量降低比较大，在蒸发温度 -5°C 和 0°C 过冷的制热量分别降低 32.44% 和 42.36%；但在蒸发温度 0°C 时，过热的制热量降低了 8.61%，在蒸发温度 -5°C 时，制热量提高了 11.31%。

图6所示为制热 COP 随蒸发温度的变化。由图6可看出，过冷的制热 COP 度降低 31.41% 和 39.8%，过热的时候制热 COP 在蒸发温度为 -5°C 时提高约 9.9%，在蒸发温度为 0°C 时相对降低约 9.4%。

4 结论

本文实验研究了自然冷源过冷 / 过热对热泵系统性能影响，得出的结论如下：

(1) 过冷对系统排气温度降低较明显，非常适合比如 R32 这种排气温度较高的制冷剂在制热运行

的场合。

(2) 过冷后的制热量会降低，压缩机功率也会降低，但制热 COP 降低的更加明显。

(3) 过热提高或降低制热量，也会产生对制热 COP 的提升或降低。

参考文献

- [1] 谢英柏. 燃气机热泵总能系统的理论分析与试验研究 [D]. 保定: 华北电力大学博士论文, 2002.
- [2] 张志莹. 建筑节能是实现建筑业可持续发展的必由之路 [J]. 中国工程咨询, 2006, (7):18-19.
- [3] 蔡伟光. 中国建筑能耗影响因素分析模型与实证研究 [D]. 重庆: 重庆大学博士学位论文, 2011.
- [4] 郎四维. 中国建筑环境设备发展动向 [J]. 上海, 2003. 中日建筑环境设备高级论坛论文集. 2003: 27-50.
- [5] 杜晓通. 建筑物能效优化研究 [D]. 山东: 山东大学, 2012.
- [6] Qureshi B A, Zubair S M. Mechanical sub-cooling vaporcompression systems — current status and future directions International Journal of Refrigeration[J]2013.
- [7] Bilal Ahmed Qureshi, Syed M Zubair. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. International journal of refrigeration [J]. 2012(35):47-57.

单螺杆热泵压缩机的研发

吴玉庭, 雷 标, 郭志宇, 智瑞平, 王伟鹏, 王 伟, 马重芳

(北京工业大学传热强化与过程节能教育部重点实验室及传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124)

[摘 要] 本文介绍了单螺杆制冷压缩机的工作原理及技术优势, 并介绍了北京工业大学在单螺杆制冷压缩机技术上的突破。北京工业大学研发了两种型号 5 级精度机床, 可实现 42~500mm 的螺杆低成本高精度批量加工。提出了注塑加工及切削加工两种星轮加工工艺, 完成了模具动模芯和定模芯的设计, 并以单螺杆作为刀具实现星轮齿面的二次包络加工, 在此基础上, 研制了星轮专用加工机床。研发了螺杆直径只有 42mm 的世界最小单螺杆制冷压缩机, 最大 COP 达到了 2.4, 开发了 147mm 和 200mm 的单螺杆水源热泵压缩机, 制热 COP 达到 4.2 以上, 实现了螺杆直径 117mm 的空气源热泵用单螺杆压缩机和螺杆直径 90mm 的汽车热泵用单螺杆制冷压缩机制造, 完成了 117 复合滑阀补气型单螺杆空气源热泵压缩机设计。

[关键词] 单螺杆热泵压缩机; 螺杆星轮; 加工技术; 样机研发

0 引言

热泵 (Heat Pump) 是一种以消耗少量电能或燃料能为代价将大量低温热能变为高温热能的一种装置, 按照热泵的工作原理可分为蒸汽压缩式热泵、吸收式热泵和吸附式热泵等, 其中蒸汽压缩式热泵是目前的主流技术^[1]。热泵消耗 1kW 的电能或燃料热能, 可得到数 kW 的高温热能, 而电加热器和锅炉消耗 1kW 的电能或燃料热能只能得到小于 1kW 的高温热能, 而且热泵在夏季还可反向运行实现制冷, 电加热器和锅炉都无法实现制冷。因此热泵作为一种建筑和工业节能技术已在全世界得到了广泛的关注和应用。

热泵可实现冬季供暖, 夏季空调和全年提供生活热水, 是一种高效节能环保的建筑供能装置。国家和地方均把热泵做为“十一五”、“十二五”的建筑节能技术进行示范和推广, 并出台了相应的激励政策。到 2014 年年底, 全国已有 3.6 亿 m² 建筑使用了水源热泵供暖空调系统^[2], 空气源热泵热水器的销售额已达 73.9 亿元。目前雾霾频发, 是节能减排首要解决的问题。传统采暖方式造成了巨大的环境污染和巨大的能源浪费。实现供暖技术的创新, 是破解上述难题的路径。采用热泵取代燃煤锅炉进行供暖和提供生活热水, 将成为推进冬季供暖模式革命性变革, 解决雾霾问题的一项主要技术途径^[3]。

制冷压缩机是蒸汽压缩热泵的心脏, 被称为热泵的主机, 是热泵的核心关键技术^[4]。户用小型热泵用的滚动转子压缩机已在美的、格力、庆安制冷

等公司实现了大批量生产, 目前市场上销售的户用热泵的压缩机基本上都是国产的, 而大中型热泵使用的涡旋压缩机、双螺杆压缩机、单螺杆压缩机和离心式压缩机基本上都依靠进口。我国的大中型热泵机组制造厂有数十至上百家, 压缩机都是采用谷轮公司的涡旋压缩机、德国比泽尔的双螺杆压缩机等。

单螺杆制冷压缩机具有结构简单、运动部件少、受力平衡、寿命长、振动噪音低、压比高等一系列优点, 被公认是制冷压缩机的高端技术^[5-7]。北京工业大学传热强化与过程节能教育部重点实验室经过二十余年的研究, 攻克了单螺杆制冷压缩机螺杆和星轮关键部件的加工技术, 研制了两种规格的专用机床, 实现了从 1kW 到 2000kW 制热量单螺杆制冷压缩机关键部件螺杆和星轮的大批量高精度低成本加工技术, 并且成功研制了六种型号的单螺杆制冷压缩机。本文将系统介绍北京工业大学在单螺杆热泵压缩机的研发进展。

1 单螺杆热泵压缩机的原理及优势

1.1 技术原理

单螺杆热泵压缩机采用半封闭结构 (如图 1 所示), 一个螺杆和两个对称配置的平面星轮组成啮合副 (如图 2 所示), 螺杆和电机同轴连接, 螺杆、星轮和电机共同封装在一个壳体内。螺杆的螺旋槽、壳体内壁和星轮齿侧和齿顶构成封闭容积。星轮的作用相当于活塞式压缩机的活塞, 带螺旋槽的螺杆相当于活塞式压缩机的缸体。单螺杆压缩机的工作原理是电机通电驱动螺杆转动, 然后由螺杆带动星轮旋转, 气体由吸气腔进入螺旋槽内, 随着星轮旋转, 封闭容积逐渐减少, 气体受到压缩, 压缩终了的气体通过排气口和排气腔排出^[7]。

[基金项目] 国家重点研发计划项目 (2016YFC0700403)。

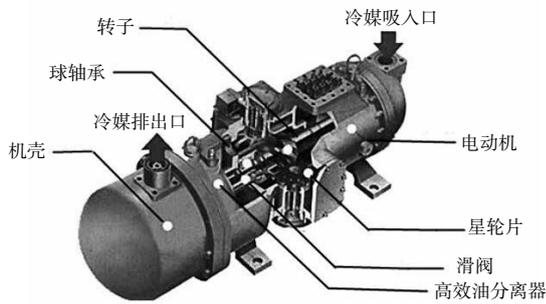


图1 单螺杆热泵压缩机的基本构成图



图2 单螺杆热泵压缩机的关键部件

1.2 技术优势

单螺杆压缩机是容积式压缩机的顶级产品，具有容积效率高、噪音低、振动低，寿命长，可靠性高的优点，代表了压缩机的最高水平，是双螺杆压缩机升级换代的理想产品。单螺杆压缩机具有以下优点：

(1) 结构简单，运动部件少。单螺杆压缩机与活塞式压缩机相比结构非常简单，只有三个运动部件，即转子、星轮和滑阀。与双螺杆相比，单螺杆压缩机使用的金属材料少，降低了成本。

(2) 受力平衡，易于维修。单螺杆压缩机的主轴的运行处于完全平衡的状态（如图3所示），既无轴向力又无径向力，因而大大提高了可靠性。相比之下，双螺杆压缩机螺杆存在巨大的轴向力和径向力，工作条件十分苛刻。

(3) 容积效率高。单螺杆压缩机没有双螺杆压缩机的三角泄露区（如图3所示），具有比其它机型更高的容积效率，最高可达到96%。而双螺杆压缩机存在三角泄露区，其容积效率最高只能达到88%。

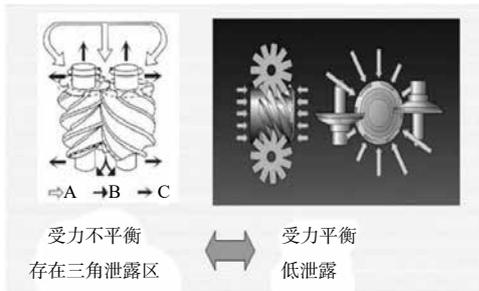


图3 单螺杆和双螺杆的比较

(4) 摩擦副合理。螺杆星轮受力平衡，可以分别以金属和特殊非金属材料形成合理的摩擦副，使工作更加可靠，振动噪音进一步降低，同时也降低了对润滑性的要求，甚至可以以水带油作为润滑剂。

(5) 使用寿命长。具有比其它机型更长的使用寿命，比双螺杆高出一倍以上，可达10万小时，使用寿命20年。

(6) 运转平稳，噪音低。单螺杆压缩机运转时，几乎感觉不到振动。而活塞式压缩机在运转时会产生大幅度的低频振动，双螺杆式压缩机则会产生小幅度的高频振动。在同样的电机输出功率及同样负荷情况下，噪音比双螺杆机型低10~15分贝。

(7) 可靠性高，维护费用低。由于其合理的主机结构，单螺杆技术比活塞式或双螺杆及涡旋式压缩机具有更高的可靠性。十年期内单螺杆压缩机的维护费用只是双螺杆压缩机的30%，十五年内单螺杆是双螺杆的50%。

(8) 部分负荷下的效率高。在75%负荷下单螺杆比双螺杆节省5%的能耗，在50%负荷下单螺杆比双螺杆节省10%的能耗，在25%负荷下单螺杆比双螺杆节省20%的能耗。

2 单螺杆热泵压缩机螺杆和星轮核心加工技术的突破

螺杆和星轮是单螺杆压缩机和膨胀机的关键部件。螺杆和星轮的三维啮合表面的设计和加工是单螺杆的技术难点，不可能用常规机床制造螺杆和星轮，不可能用常规的三维坐标仪测量螺杆和星轮的复杂三维曲面。由于该项产品的核心加工工艺具有巨大的难度，国际上只有可数的几家公司拥有生产该项产品的成熟技术，并对其核心技术严密封锁。

北京工业大学智瑞平博士通过对单螺杆与星轮的空间啮合运动关系的深入分析，基于齿轮啮合原理，建立了CP型、PP型、CC型和PC型单螺杆转子螺槽和星轮齿面的型线数学模型。此数学模型可以促进单螺杆能量转换装置的三维模型设计，可以用来研究单螺杆转子和星轮的加工方法，有助于缩短设计和加工周期。

基于CP型单螺杆转子与星轮片的相对运动关系，基于啮合原理，将啮合副的运动关系转化为车刀与单螺杆的啮合运动关系，提出了利用简单星轮单齿作为刀具实现单螺杆一次包络的加工方法，这种方法确保了螺槽的分度误差，保证了啮合副的精度。在此基础上成功研制了两种型号的螺杆加工专用机床，包括1台5级高精度I型专用机床，该机床可加工的螺杆和星轮范围 $\phi 42\sim 200\text{mm}$ ，加工的单螺杆压缩机的排气量在 $0.1\sim 6.8\text{m}^3/\text{min}$ 之间，具备了年产3000套单螺杆关键部件的生产能力；1台5级

高精度 II 型专用机床, 该机床可加工的螺杆和星轮范围 $\phi 200\sim 500\text{mm}$, 加工的单螺杆压缩机的排气量在 $6.8\sim 60\text{m}^3/\text{min}$ 之间, 具备了年产 2000 套单螺杆关键部件的生产能力。利用两种型号专用机床可实现 $42\sim 500\text{mm}$ 螺杆的低成本高精度批量加工, 加工的各种直径螺杆见图 4。北京工业大学可加工螺杆和星轮的直径范围在国际单螺杆企业中最宽的, 特别是可以加工 $\phi 42\sim 147\text{mm}$ 的螺杆和星轮, 突破了国内外没有直径 150 毫米以下单螺杆技术产品的局面。

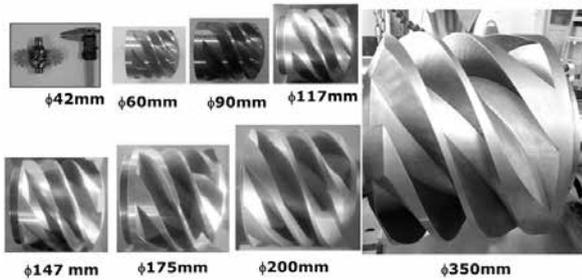


图 4 利用两种型号的专用机床加工的各种直径的螺杆

基于 CP 型单螺杆与星轮齿面的相对运动关系, 提出了星轮批量加工的两种工艺。一是注塑工艺, 基于 CP 型星轮齿面的数学模型模型和由点到线、再由线到面的原理, 利用三维软件 Pro/E 建立了二次包络齿面的星轮片三维模型, 从而完成模具动模芯和定模芯的设计, 利用注塑机即可完成星轮片的批量加工, 如图 5 所示。二是切削加工工艺, 依据啮合原理, 提出了利用单螺杆作为刀具实现星轮齿面的二次包络加工方法, 保证了每一转角上都有一条接触线与螺杆齿面接触, 确保了良好的气密性; 消除了星轮齿的分度误差, 保证了啮合副的精度。在此基础上, 研制了星轮加工专用机床。

基于 PP 型型线数学模型, 通过对原有 CP 型专用机床的改进, 在国际上首次成功试制了左旋和右旋对称布置的 PP 型单螺杆转子。

3 单螺杆热泵压缩机的研发

建立了 CP 型、PP 型、CC 型和 PC 型单螺杆螺槽容积的数学模型, 给出了决定单螺杆能量转换装置进气口和排气口位置的展开螺旋线公式。基于螺

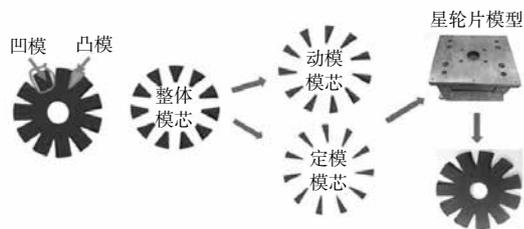


图 5 CP 型星轮星轮片注塑工艺

槽容积数学模型, 分析了星轮齿倾斜角、星轮齿宽、啮合中心距和星轮齿长对螺槽容积和内容积比的变化规律。提出了复合滑阀的单螺杆热泵压缩机的变工况调节机构, 实现了单螺杆热泵压缩机容量和内容积比的同时调节。

成功研制了螺杆直径只有 42mm 的世界最小单螺杆热泵压缩机, 转速高达 8000 转 / 分, 最大制冷量达到了 2.25kW, 最大 COP 达到了 2.4。成功研发了螺杆直径 147mm 和 200mm 的单螺杆水源热泵压缩机, 通过了清华同方人工环境公司和美国艾默生环境优化公司的单螺杆压缩机性能测定, 制热 COP 达到了 4.2 以上, 147mm 单螺杆压缩机已经生产了 10 余台样机。成功研发了螺杆直径为 117mm 的空气源热泵用单螺杆压缩机和螺杆直径 90mm 的汽车热泵用单螺杆制冷压缩机, 完成了 117 复合滑阀补气型单螺杆空气源热泵压缩机的设计。研制的各种单螺杆热泵压缩机样机如图 7 所示。

4 结论

(1) 单螺杆热泵压缩机是容积式压缩机的顶级产品, 具有容积效率高、噪音低、振动小、寿命长、可靠性高等优点, 代表了压缩机的最高水平, 是双螺杆压缩机升级换代的理想产品。

(2) 北京工业大学在单螺杆热泵压缩机螺杆与星轮核心加工技术上取得了突破, 基于齿轮啮合原理, 建立了 CP 型、PP 型、CC 型和 PC 型单螺杆转子螺槽和星轮齿面的型线数学模型。提出了利用简单星轮单齿作为刀具实现单螺杆一次包络的加工方法, 这种方法确保了螺槽的分度误差, 保证了啮合副的精度。研制成功了 5 级高精度 I 型、II 型两种型号的螺杆加工专用机床, 可实现 $42\sim 500\text{mm}$ 螺杆低成本高精度批量加工, 并突破了国内外没有直径 150mm 以下单螺杆技术的局面。并在国际上成功试制了左旋和右旋对称布置的 PP 型单螺杆转子。提出了星轮批量加工的两种工艺, 一是注塑工艺, 并完成了模具动模芯和定模芯的设计, 二是切削加工工艺, 提出了利用单螺杆作为刀具实现星轮齿面的二次包络加工方法, 在此基础上研制了星轮专用加工机床。

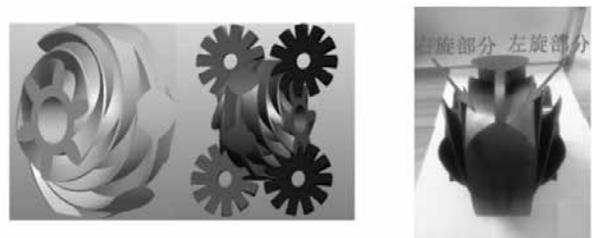


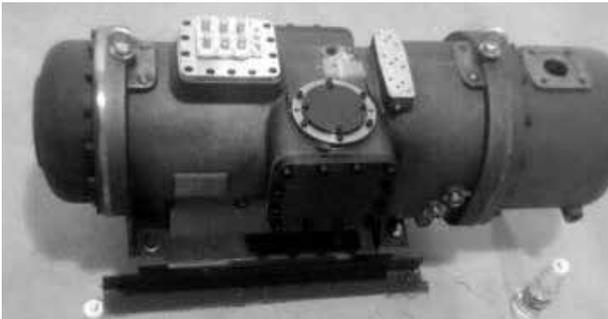
图 6 PP 型螺杆三维模型及加工制造的 pp 型螺杆



Φ42mm 螺杆的单螺杆热泵压缩机



Φ90mm 螺杆的汽车热泵单螺杆制冷压缩机样机



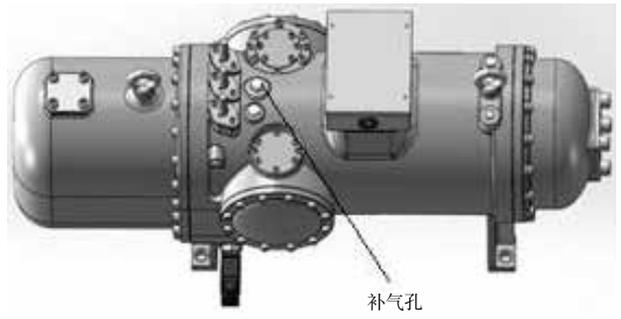
Φ147mm 螺杆水源热泵单螺杆制冷压缩机样机



Φ200mm 螺杆的水源热泵单螺杆制冷压缩机



Φ117mm 螺杆空气源热泵单螺杆制冷压缩机



复合滑阀补气型 117mm 单螺杆空气源热泵压缩机三维设计图

图 7 研制的各种单螺杆热泵压缩机样机

(3) 北京工业大学已成功研发螺杆直径只有 42mm 的世界最小单螺杆热泵压缩机，转速高达 8000 转 / 分，最大制冷量达到了 2.25kW，最大 COP 达到了 2.4。成功研发了螺杆直径 147mm 和 200mm 的单螺杆水源热泵压缩机，制热 COP 达到了 4.2 以上。提出了复合滑阀单螺杆热泵压缩机的变工况调节机构，实现了单螺杆热泵压缩机容量和容积比的同时调节。成功研发了螺杆直径为 117mm 的空气源热泵压缩机和螺杆直径 90mm 的汽车热泵用单螺杆制冷压缩机，完成了 117 复合滑阀补气型单螺杆空气源热泵压缩机的设计。

参考文献

[1] 陈东, 谢继红主编. 热泵技术及其应用 [M]. 化学工业出版社, 2008.

[2] 地热“十三五”：仍以浅层地热能为主 http://www.360doc.com/content/15/0917/09/1369622_499676674.shtml.

[3] 2016 中国空气源热泵产业发展报告 <http://www.docin.com/p-1591540634.html>.

[4] 周雷, 林强, 金光熹等. 单螺杆制冷压缩机气量调节装置的经济型分析 [J]. 流体机械, 1998(10):49-53.

[5] 邓定国, 束鹏程主编. 回转压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982

[6] 熊则男, 乔宗亮编著. 回转式压缩机与泵—共轭件啮合动态测试 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.

[7] 郁永章, 姜培正, 孙嗣莹主编. 压缩机工程手册 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2012.

补气型复合滑阀单螺杆空气源热泵压缩机的计算分析与设计

刘闪威, 鹿院卫, 雷 标, 智瑞平, 吴玉庭, 马重芳

(北京工业大学环境与能源工程学院传热强化与过程节能教育部重点实验室及传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124)

[摘要] 空气源热泵以其电热转换效率高、环保、系统简单和投资小的优势, 被认为是北方煤改电供暖的主要技术途径之一。但低温下空气源热泵工况变动较大, 热泵的制热量和 COP 都衰减严重, 限制了空气源热泵技术的发展与应用。本文提出以补气增焓和复合滑阀耦合的空气源热泵单螺杆压缩机技术方案, 可解决空气源热泵低温性能差和变工况产生过压缩或欠压缩损失等技术问题。计算分析了单螺杆压缩机的最佳补气位置及内容积比和容量百分比随复合滑阀位移的定量关系, 在此基础上做了空气源热泵单螺杆压缩机的整机设计, 为 20 匹至 500 匹空气源热泵系统设计提供了解决方案, 对促进中型空气源热泵技术的大规模应用具有重要意义。

[关键词] 单螺杆压缩机; 空气源热泵; 补气增焓; 复合滑阀

0 引言

以燃煤为基础的供暖方式会造成严重的环境污染与能源浪费。空气源热泵按照逆卡诺循环原理, 以周围环境为低温热源, 吸收环境中的热能, 将之输送到室内环境中, 具有节能、环保等优点, 已成为热泵诸多形式中应用最为广泛的一种。但是空气源热泵的应用却受到气候环境条件的约束, 一方面在低温工况下, 环境的温度、湿度等波动较大, 导致蒸发压力随环境温度变化而变化, 进而导致压缩机工况变化十分剧烈, 如果压缩机的内容积比按照某一特定的工况设计时, 当实际工况偏离设计工况时, 会引起明显的过压缩或欠压缩损失, 因此需要适当的调节机构对其进行调节。另一方面在较低的环境温度下, 空气源热泵系统蒸发压力低, 系统吸气量下降, 并且压缩机压比增大, 排气温度迅速升高, 制热量和 COP 都衰减严重。

针对以上局限性, 国内外专家、学者提出了不同的解决方案, 包括: 带中间冷却器或经济器的二级压缩热泵系统; 以提高润滑油流量来冷却压缩机的热泵系统; 采用变频技术、辅助加热器、复叠式蒸汽压缩热泵系统以及双级耦合热泵系统等^[1]。其中补气增焓技术是提高空气源热泵低温性能的一个重要技术途径, 而补气型压缩机是补气增焓系统的关键设备之一, 近年来, 国内外众多学者针对补气增焓技术, 对补气型活塞压缩机^[2], 补气型滚动转子压缩机^[3-5], 补气型涡旋压缩机^[6-7], 补气型双螺杆压缩机^[8-10]等方面做了大量的研究工作, 研究结果表明, 采用补气增焓技术能有效提高空气源热泵的低温制热性能。为提高压缩机对变工况的适应性,

[基金项目] 国家重点研发计划项目(2016YFC0700403)。

一些研究者将采用了滑阀调节机构的单螺杆或双螺杆压缩机引入水源冷热水机组进行研究, 取得了良好的效果^[11], 但将可调内容积比压缩机引入空气源热泵的研究尚未见公开文献, 而空气源热泵急需合适的调节机构对压缩机的内容积比进行调节, 以适应剧烈变化的工况需求。

目前市场上采用补气增焓的涡旋压缩机技术已经非常成熟, 但其仅适用于 20 匹以下的空气源热泵系统, 20 匹以上的涡旋压缩机空气源热泵系统多采用模块机组, 但其系统复杂, 因此, 急需开发适用于大中型空气源热泵系统的压缩机。

针对以上提出的问题, 本文利用单螺杆压缩机本身的技术优势, 创新性的将补气型单螺杆压缩机应用到空气源热泵中, 对补气型单螺杆压缩机空气源热泵技术开展理论及实验研究工作, 分析提高空气源热泵低温制热性能。针对环境温度变化较大的弊端, 本文提出一种复合滑阀结构, 能够同时对容量和压缩机内容积比进行调节, 能够有效的提高空气源热泵的变工况适应性。

1 单螺杆压缩机的原理及优势

制冷压缩机是空气源热泵的心脏, 是热泵的核心技术。单螺杆压缩机由一个螺杆和两个对称布置的平面星轮组成啮合副, 安装在压缩机壳体内。当动力传送到螺杆上, 由螺杆带动星轮旋转, 气体由吸气腔进入螺旋槽内, 随着星轮旋转, 封闭容积逐渐减少, 气体压缩, 压缩终了的气体通过排气口排出, 其结构和原理如图 1-1 所示。

其中两个星轮和一个螺杆相啮合并对称布置, 使得单螺杆压缩机的主轴运行完全处于平衡状态, 如图 1-2 所示。

该结构既无轴向力又无径向力,具有结构简单、受力平衡、寿命长、振动噪音低及容积效率高等一系列优点,尤其单螺杆压缩机具有单级压比高的优点,使其更适用于低温空气源热泵系统中。

2 补气型空气源热泵单螺杆压缩机的优势及其补气位置分析

2.1 补气增焓技术原理

补气增焓技术是指以补气增焓压缩机为基础,通过中间压力吸气孔吸入一部分中间压力的气体,与经部分压缩的冷媒混合后再压缩,实现以单台压缩机实现两级压缩,增加了冷凝器中的制冷剂流量,加大了主循环回路的焓差,从而大大提高压缩机的效率,同时有效的降低了排气温度,提高了热泵系统的制热量和 COP。由于压缩过程为准二级压缩压比增大,更有利于低温工况的运行。使用补气增焓技术的空气源热泵系统的主要形式有带经济器的热泵系统和带闪发器的热泵系统。

以带经济器的热泵系统为例,其系统原理及压焓图如图 2 所示。经蒸发器出来的制冷剂气体 1 进入压缩机,在被压缩到状态 2' 时,开始与过冷器出

来的状态 6 的补气气体混合,进而被混合压缩到状态 2,而后制冷剂被压缩到状态 3 排出压缩机进入冷凝器,经冷凝器出来的气体一路经过冷器进入膨胀阀及蒸发器,另一路经膨胀阀及过冷器进入压缩机,完成整个循环过程。整个压缩过程可分为三个阶段。

(1) 一级内压缩过程。来自蒸发器压力为 P_1 , 比容为 v_1 的制冷剂气体进入容积为 V_1 的转子齿槽,被绝热压缩到容积为 V_2 , 的中间补气点,压力上升到 P_2 , 其内压缩比为 $\varepsilon_1=V_1/V_2$ 。

(2) 中间补气过程。来自中间经济器来压力为 P_6 的补气气体与 2' 点的气体在压缩机内混合,使齿槽内的压力瞬时升到 P_2 。如图 2-1 所示,容积为 V_2 之后,压缩齿槽与补气孔口脱离,完成补气过程。该过程具有绝热充气 and 旋转压缩的综合过程,其补气压差,补气孔口面积,补气质量流率以及齿间工质数量等状态参数都在不断变化。

(3) 二级压缩过程。当补气过程结束后,状态为 P_2 、 V_2 的气体被继续压缩到容积为 P_3 、 V_3 的状态,内压缩比为 $\varepsilon_2=V_2/V_3$ 。

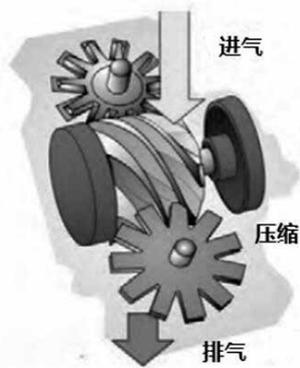


图 1-1 单螺杆压缩机基本结构原理

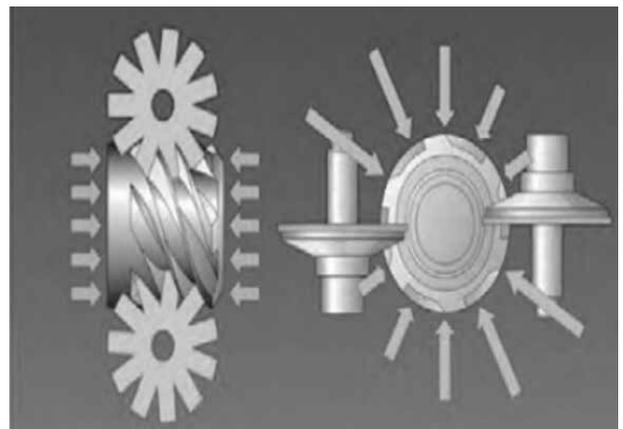


图 1-2 单螺杆压缩机受力平衡

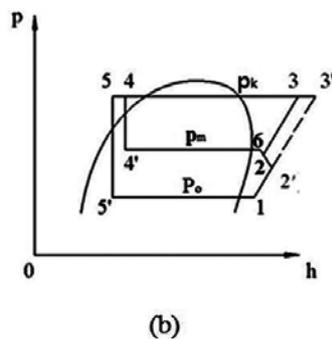
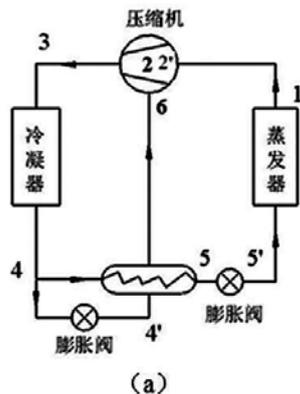


图 2 带经济器的补气增焓热泵系统原理图 (a) 和压焓图 (b)

2.2 补气增焓技术分析

由于在高转速下补气过程很短，因此可假定补气过程为等容绝热混合过程，则根据变质量热力学第一定律可导出方程 (1)：

$$h_6(m_2-m_{2'})=m_2u_2-m_{2'}u_{2'} \quad (1)$$

式 (1) 中， m_2 、 $m_{2'}$ 为状态点 2, 2' 点压缩齿槽内的气体质量 (kg)； u_2 、 $u_{2'}$ 为相应状态点的气体内能 (J/mol)。

定义 a_2 为从经济器处获得的相对于蒸发器单位质量的补气量，则有：

$$a_2 = \frac{h_4-h_5}{h_6-h_4} \quad (2)$$

根据质量守恒定律、能量守恒定律以及非稳态流热力学系统的气体微分状态方程，经积分推导可得到中间补气过程的比压缩功表达式：

$$W_{2'-2} = \frac{P_2 v_2 (1+a) - P_2 v_{2'}}{k-1} \times 100 - \frac{k R a T_2}{k-1} \quad (3)$$

热泵系统主要性能指标 COP 为：

$$COP = \frac{Q_k}{W} \quad (4)$$

制热量为：

$$Q_k = q_{mk}(h_3-h_4) \quad (5)$$

压缩功耗为：

$$W = q_{mk}(h_3-h_2) + q_{m0}(h_{2'}-h_1) + q_{m0}w_{2'-2} \quad (6)$$

式 (6) 中， q_{mk} 为蒸发器的制冷剂流量 (kg/s)； q_{m0} 为冷凝器的制冷剂流量 (kg/s)； v_2 为 2 点的制冷剂比容 (m³/kg)； R 为制冷剂的气体常数 (kJ/(kg·K))； k 为制冷剂的等熵指数； T 为制冷剂温度 (K)； P

为制冷剂压力 (kPa)； a 为相对补气量 (单位时间补气量与蒸发器中主路制冷剂流量的比值)； h 为制冷剂焓值 (kJ/kg)。

2.3 结果分析

(1) 补气型空气源热泵单螺杆压缩机的优势分析

本文以空气源热泵用螺杆直径为 117mm 的单螺杆压缩机为例，对补气型单螺杆压缩机进行相关分析计算。单螺杆压缩机螺杆和星轮常用组合为螺杆头数， $Z_1=6$ ，星轮齿数， $Z_2=11$ ；螺杆直径与星轮直径相等， $d_1=d_2=117\text{mm}$ ；中心距 $A=0.8d_1$ ，相关概念及参数可参阅文献 [12]。制冷剂为 R22，取定压缩机运行工况参数：冷凝温度为 45℃，过冷度 5℃，蒸发温度在 -25℃~0℃ 之间，过热度 10℃。绝热效率为 75%，压缩机的容积效率为 80%。通过计算得到补气型与未补气型单螺杆压缩机热泵系统的制热量及 COP 的对比关系，如图 3 和图 4 所示。

空气源热泵系统在相同蒸发温度下，带补气增焓系统的制热量及 COP 值都比未补气系统有明显的提高。且在较低蒸发温度下补气系统的制热量比未补气系统提高幅度较大，当蒸发温度提高时，补气性能减弱，随着蒸发温度的升高制热量和 COP 都逐渐升高。这说明低温条件下补气增焓系统可有效提高空气源热泵的性能。

(2) 补气型空气源热泵单螺杆压缩机补气位置分析

同样以螺杆直径为 117mm 的单螺杆压缩机为例，取定压缩机运行工况参数：冷凝温度 $t_c=50^\circ\text{C}$ ，蒸发温度分别为 $t_e=-25^\circ\text{C}$ 与 $t_e=-10^\circ\text{C}$ ，冷凝器出口过冷度 5℃，对其分析计算。

由图 2 可知，一级内压缩终了时，补气孔与螺

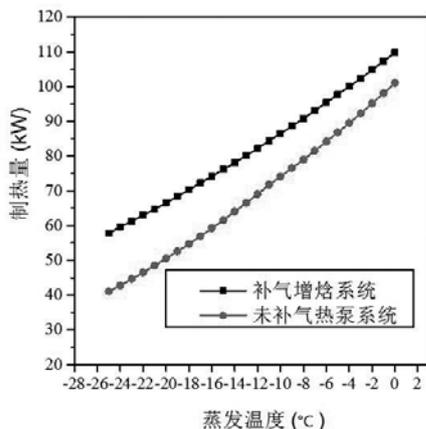


图 3 补气系统与未补气系统的制热量对比

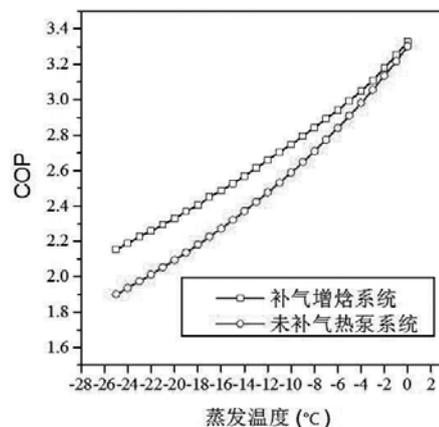


图 4 补气系统与未补气系统的 COP 对比

槽相通,此时开始补气,而补气位置的不同,所需要的补气量以及补气压差等状态参数也会不同,通过分析计算可得单螺杆压缩机空气源热泵系统主要性能参数随补气位置的变化关系。图5为补气孔与星轮齿前、后螺旋线位置关系,图中是以星轮平面上对称布置的两个星轮圆心连线所在的直线为X轴,以螺杆外缘与星轮面交线的轴线方向为Y轴的平面坐标,图中所示补气孔位置为螺槽刚封闭时,即开始补气。由图6为制热量随补气位置压比 P_2/P_1 的变化关系,得出若蒸发温度相同,则随着补气位置压比增加,系统的制热量小幅减小,而在相同补气位置处蒸发温度升高,系统制热量有明显的提高。

图7为COP随补气位置压比的变化关系,得出蒸发温度相同,则随着补气位置压比 P_2/P_1 的增加,系统的COP逐渐减小,在相同补气位置处蒸发温度升高,系统COP有明显的提高。图8为经济器处产生的相对补气量随补气位置压比的变化曲线,可以看出相同蒸发温度下,相对补气量会随补气压比的

增加而逐渐减小,同时相同补气位置处蒸发温度越低,则相对补气量会越多。

由以上分析可得出,对于单螺杆压缩机,在螺槽制冷剂被压缩过程中,应尽早补气,因此其最佳补气位置应在单螺杆压缩机螺槽刚封闭时开设补气孔,可有效提高系统制热量。

3 单螺杆压缩机复合滑阀的设计与调节特性计算

3.1 复合滑阀结构及工作原理

传统的单螺杆制冷压缩机,水冷机组一般设置内容积比为2.2;风冷或热泵机组一般设置内容积比为3.0,当机组运行工况改变时,压缩机外压比将发生变化,此时若内容积比不变的话,压缩机将产生过压缩或欠压缩,运行效率降低,由于环境的变化,也要经常需要对压缩机进行容量调节使其处于部分负荷下运行,以减小能源消耗。利用滑阀调节机构可对压缩机的容量和内容积比进行调节,以适应变工况的需求。常见的容量调节滑阀及内容积比调节滑阀如下图9、10所示。

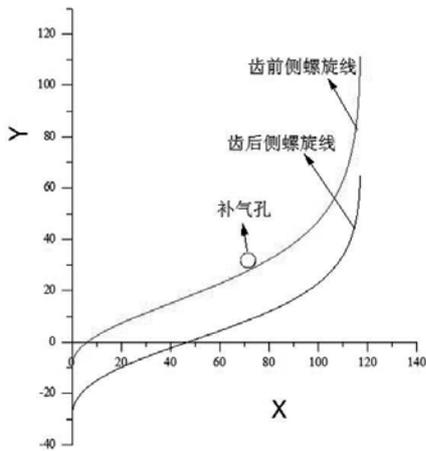


图5 补气孔与螺杆螺旋线关系

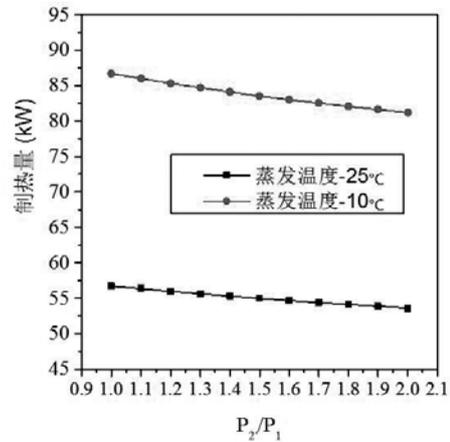


图6 制热量随补气位置压比的变化

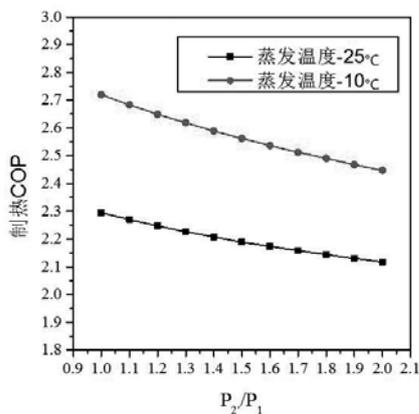


图7 COP随补气位置压比的变化

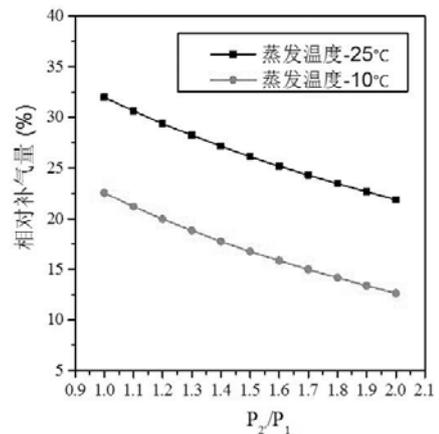


图8 相对补气量随补气位置压比的变化

若同时对容量和内容积比进行调节,需安装内容积比调节滑阀和容量调节滑阀,典型的双滑阀机构如图 11 所示,该双滑阀机构由二套滑阀平行安装,分别由两套不同的机械机构来驱动,保证两滑阀移动时互不相互干扰,但其系统复杂,内泄露增加,整机可靠性降低。为了利用单滑阀结构同时进行容量和内容积比调节,可利用复合滑阀结构,该复合滑阀结构如图 12 所示,该图中,复合滑阀系统由滑块 1 和滑块 2 组成。当复合滑阀作为内容积比调节滑阀使用时,滑块 2 在某种机械装置(如弹簧)作用下,和滑块 1 紧密贴合,二者在驱动装置带动下整体轴向移动,单滑块 1 右端面始终位于螺杆右侧,这时复合滑阀的结构、功能和内容积比调节滑阀一致。可实现内容积比调节滑阀的全部功能。如果滑阀作为容量调节滑阀使用时,滑块 1 和滑块 2 分离,驱动装置仅带动滑块 1 移动,滑块 1 和滑块 2 之间空隙为螺槽内气体旁通通道,螺槽内气体可从旁通通道流出,滑块 1 在驱动装置带动下轴向移动时,压缩过程开始时螺杆转角随之改变,从而实现容量调节。

3.2 空气源热泵单螺杆压缩机复合滑阀调节特性及计算结果分析

低温空气源热泵在夏季和冬季的运行工况范围较大,无论是欠压缩还是过压缩,都会使系统功耗增加。该复合滑阀安装在气缸壁上的半圆型槽孔内,在单螺杆压缩机内为对称布置。当滑阀向排气端移动过程中,排气三角口逐渐减小,对应的内容积比

逐渐增大。通过理论计算可得内容积比和基元容积以及容量等参数随滑阀位移的关系。

本文以螺杆直径 117mm 的单螺杆压缩机进行分析计算。图 13 及图 14 中滑阀位移坐标参看图 3 中的 Y 坐标, Y 坐标方向即是滑阀移动方向,其中 Y 坐标正方向即是压缩机排气端方向。图 13 可以看出,压缩机基元容积随滑阀向排气端移动过程中逐渐减小,而内容积比随滑阀向排气端移动过程逐渐增大。图 14 得出,当出现旁通口时,随着滑阀向排气端移动其容量百分比逐渐减小。因此该复合滑阀结构引入空气源热泵单螺杆压缩机,可同时对容量及内容积比进行调节,能够满足空气源热泵变工况的需求。

4 复合滑阀与补气耦合的空气源热泵单螺杆压缩机设计

目前,北京工业大学教育部重点实验室,已设计出螺杆直径 117mm,驱动功率 27kW,适用于空气源热泵的单螺杆压缩机。该压缩机复合滑阀与补气耦合,主要结构如图 15 和图 16 所示。考虑到加工及与星轮轴的干涉等方面原因,滑阀弧度选取为 11.1 度。滑阀移动过程中综合考虑环境工况,内容积比调节范围定为 14,根据图 13 和 14 计算,滑块 1 底端两端控制点长度定为 36.5mm,滑块 2 底端两端控制点长度为 28mm,滑阀总长为 64.5mm。该耦合设计下,复合滑阀在低温变工况下可作内容积比进行调节,同时不同工况下补气量可由补气系统中的膨胀阀控制,当在部分负荷下滑块 1、2 分离,负荷滑阀作为容量调节使用。

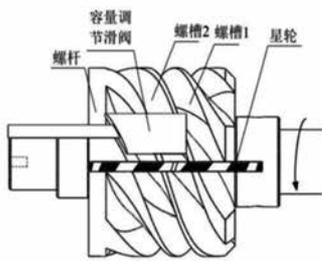


图 9 容量调节滑阀

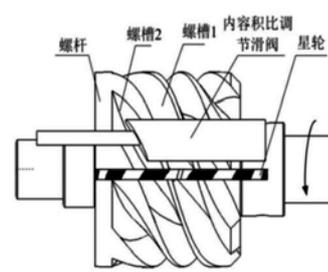


图 10 内容积比调节滑阀

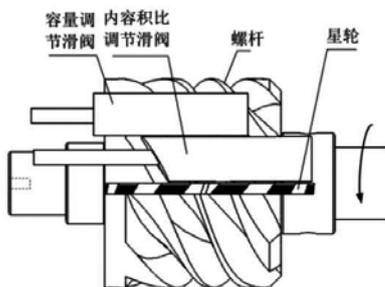


图 11 典型的双滑阀结构

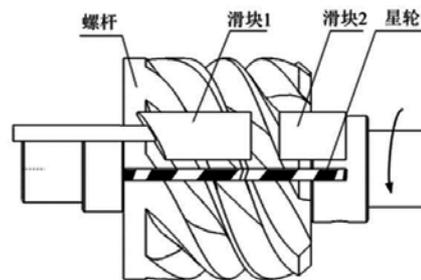


图 12 可同时对容量及内容积进行调节的复合滑阀结构

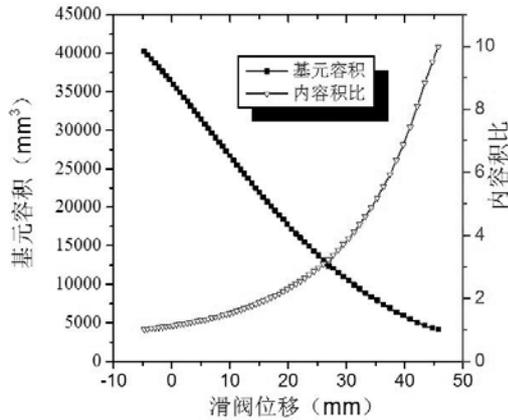


图 13 基元容积与内容积比与滑阀位移关系

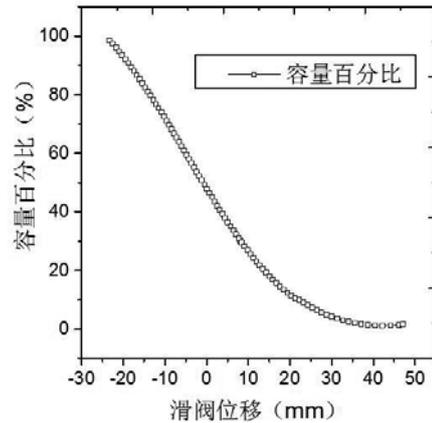


图 14 容量百分比随滑阀位移的关系

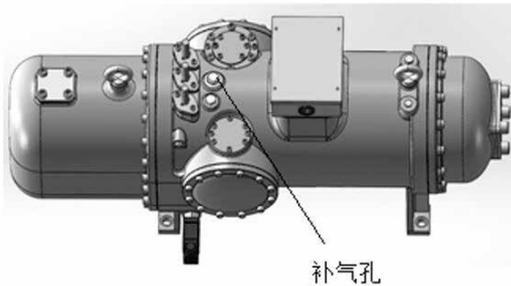


图 15 空气源热泵用补气型单螺杆压缩机

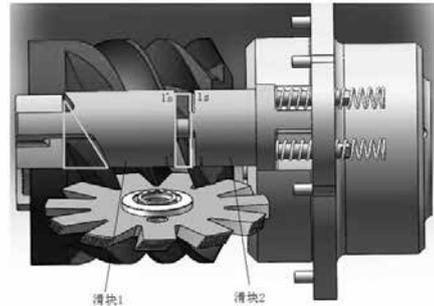


图 16 117mm 复合滑阀结构

5 结论

将补气型单螺杆压缩机应用到空气源热泵中，可有效提高空气源热泵的低温性能。对补气型单螺杆压缩机进行分析计算，得到了系统制热量、COP 及相对补气量随补气位置的变化关系，计算表明单螺杆压缩机的补气位置应在单螺杆压缩机螺槽刚封闭时开设补气孔，此时可以有效提高系统制热量。复合滑阀结构可同时对压缩机容量和内容积比进行调节，使空气源热泵同时适用于冬季中低温供热以及夏季制冷。

参考文献

- [1] 俞丽华, 马国远, 徐容保. 低温空气源热泵的现状与发展 [J]. 建筑节能, 2007, 35 (3): 54-57.
- [2] 林颖, 李文林. R22/R142b 用于带中间补气压缩机冰箱的试验研究 [J]. 制冷, 1994, 48(03): 13-17.
- [3] Yan G, Jia Q, Bai T. Experimental investigation on vapor injection heat pump with a newly designed twin rotary variable speed compressor for cold regions [J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 62: 232-241.
- [4] Wang B, Liu X, Shi W. Comparative research on air conditioner with gas-injected rotary compressor

through injection port on blade [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 67-75.

- [5] Liu X, Wang B, Shi W, et al. A novel vapor injection structure on the blade of a rotary compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 100: 1219-1228.
- [6] 张剑飞, 秦妍, 秦海杰. 涡旋式压缩机中间补气技术 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(02): 22-24+30.
- [7] 高飞, 刘忠赏. 中间补气 DC 变速涡旋压缩机的试验研究 [J]. 制冷与空调, 2015, 15(02): 82-84+78.
- [8] 孙超, 陈焕新, 谢军龙等. R134a 应用于中间补气螺杆压缩机制冷系统的数值分析与研究 [J]. 压缩机技术, 2012, 2012(03): 11-15.
- [9] 杨丽, 王文, 白云飞. 经济器对压缩机制冷循环影响分析 [J]. 制冷学报, 2010, 31(04): 35-38+56.
- [10] 赵华. 螺杆式压缩机用经济器的控制方式及其试验验证 [J]. 制冷与空调, 2016, 16(06): 67-69.
- [11] 马一太, 刘忠彦, 李敏霞. 可变内容积比螺杆式压缩机的性能分析 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(06): 15-18+23.
- [12] 孙光三. 单螺杆压缩机主要几何关系的研究 [J]. 西安交通大学学报, 1981, 15(5): 21-31.

水源热泵用单螺杆压缩机的研发与性能试验

吴玉庭, 王伟棚, 雷 标, 刘闪威, 郭志宇, 智瑞平, 马重芳

(北京工业大学传热强化与过程节能教育部重点实验室及传热与能源利用北京市重点实验室, 100124)

[摘要]本实验室研制出第一代水源热泵用单螺杆制冷压缩机, 并对其进行了国家标准热泵系统性能试验, 得出其名义工况制冷性能系数为 4.08, 名义工况制热性能系数为 3.17。并单独进行了压缩机性能测试, 得出其最佳工作压比为 2.3-2.5, 等熵效率可达 58% (总效率, 包括变频器功率损失), 具有较好的工作性能。针对第一台样机存在的问题, 对第二代样机进行了结构优化, 此台样机采用本实验室自主创新的复合滑阀能量调节机构, 准备进行压缩机性能测试。

[关键词] 水源热泵; 单螺杆压缩机; 性能试验

0 引言

“节能、环保”是当今世界的主流, 节能型建筑体系是今后建筑发展的重要方向。当下我国面临着巨大的能源压力。一方面, 要保持较高速度的经济增长; 另一方面, 又必须考虑环保和可持续发展问题。因此必须提高能源利用率和调整能源结构。我国目前建筑采暖方式多数是分散的燃煤锅炉供热, 造成了巨大的环境污染和能源浪费, 水源热泵技术正好可以弥补传统供热方式的不足, 与常规空调相比, 水源热泵空调节能大约 50%^[1]。

水源热泵工作依据逆卡诺循环原理, 采用电能驱动, 通过制冷剂把地下水、湖水、江水、城市污水、海水和工业废水等低品位热能予以吸收, 提升为可用的高品位热能对水进行加热, 达到节约部分高品位的目的^[2]。其包括地下水源热泵和地表水源热泵。水源热泵技术是一种介于中央空调和分散空调之间的优化空调能源方式, 具有中央空调合理利用能源, 设备能效系数高, 运行成本低、环保、安全和可靠等优点。又具有分散空调调节灵活, 方便, 便于管理和收费等优点^[3]。

制冷压缩机作为蒸汽压缩式热泵机组的核心部件, 具有极为重要的作用。而单螺杆制冷压缩机又以理想的力平衡性、运行平稳、单机容量大等特点, 广泛应用在制冷、空调行业^[4]。压缩机能效的高低直接影响到整个机组的工作性能。目前国内大中型热泵中使用的单螺杆制冷压缩机基本上都依靠进口, 实现自主产品的突破具有十分重要的意义。

1 单螺杆压缩机工作原理及优势

1.1 工作原理

单螺杆压缩机由一个螺杆和两个对称配置的平面星轮组成啮合副, 安装在压缩机机壳中。螺杆的螺旋槽、星轮齿侧、机壳内壁和齿顶构成封闭容积。星轮的作用相当于活塞式压缩机的活塞, 带螺旋槽

的螺杆相当于活塞式压缩机的缸体。单螺杆压缩机工作时, 动力通过电机传输到螺杆上, 螺杆带动星轮旋转, 气体由吸气腔进入螺旋槽内, 随着星轮的旋转, 封闭容积逐渐减小, 气体受到压缩, 温度压力逐渐升高, 最终通过排气口和排气腔排出压缩机^[5]。气体压缩过程中, 喷入一定量的润滑油, 以达到密封、冷却和润滑的目的。如图 1 为单螺杆压缩机的基本构成图。



图 1 单螺杆压缩机基本构成图

1.2 技术优势

单螺杆压缩机除具有良好的力平衡性、运行平稳及单机容量大等特点, 还有如下优点:

(1) 结构简单。单螺杆压缩机与活塞式压缩机相比结构非常简单, 只有螺杆、星轮及滑阀三个运动部件, 较之双螺杆, 金属材料用量少, 降低了成本。

(2) 容积效率高。单螺杆压缩机没有双螺杆压缩机的三角泄漏区, 相比于其它种类的压缩机具有更高的容积效率, 最高可达 96%。而双螺杆压缩机存在三角泄漏区, 其容积效率最高只能达到 88%。

(3) 摩擦副合理。螺杆和星轮受力平衡, 可以分别以金属和特殊非金属材料形成合理的摩擦副, 提高了工作可靠性, 降低了噪音, 同时也降低了对润滑性的要求。

(4) 可靠性高。由于其合理的主机结构, 单螺杆技术比活塞式或双螺杆及涡旋式压缩机具有更高

[基金项目] 国家重点研发计划项目 (2016YFC0700403)。

的可靠性。十年期内单螺杆压缩机的维护费用只是双螺杆压缩机的 30%，十五年期内的单螺杆是双螺杆的 50%。

本实验室经过多年科技攻关成功研发出单螺杆转子和星轮的展成加工工艺，使转子与星轮形成共轭曲面，达到最佳啮合，彻底解决转子和星轮的精度要求，达到长期稳定啮合关系。同时研制出了转子和星轮片的专用检测设备，使转子与星轮片啮合尺寸精度可直接测量，攻克了转子与星轮片测量方面的瓶颈。在此基础上本实验室掌握了单螺杆转子和星轮展成加工的五级高精度专用机床的设计制造技术。

2 第一代 147 单螺杆制冷压缩机的研制与性能测试

2.1 第一代 147 单螺杆制冷压缩机的研制

2.1.1 进气端法兰设计

单螺杆压缩机进气端采用轴向进气方式，如图 2 所示，进气方向为图中箭头指示方向，气体经进气滤网 2 过滤后吹向电机，经电机腔进入吸气腔。与径向进气相比，减少了进气的阻力。并且，轴向进气可以充分利用进气冷却电机，带走电机线圈的发热量，使电机运行在正常温度范围内，确保电机安全稳定运行。

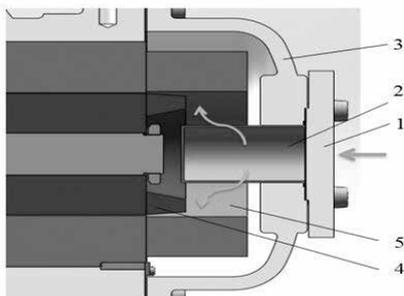


图 2 压缩机进气示意图

- 1- 法兰盘盖板；2- 进气滤网；3- 进气端盖；
4- 电机转子；5- 电机定子

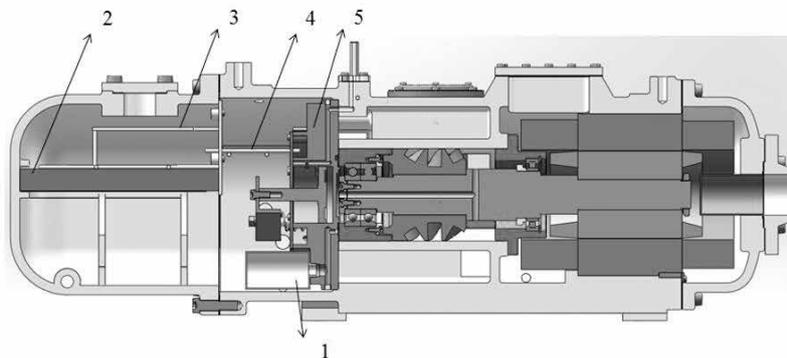


图 3 单螺杆压缩机剖面图

- 1- 油过滤器；2- 二次滤网；3- 折流板；4- 一次滤网；5- 气缸盘

为了便于进气口与进气管道连接，进气端盖 3 设计为标准法兰盘底座形式，将法兰盘标准件与管道焊接后，直接对接到压缩机进气口端盖上，用螺栓拧紧即可，不仅减少了加工件数量，同时增加了零部件的互换性。

2.1.2 润滑及油气分离系统设计

压缩机设置了润滑系统，向压缩机摩擦副（螺杆与星轮啮合副）供油，起到减少摩擦、带走磨屑及密封压缩腔的作用。采用压差供油方式，利用排气压力与压缩腔内的压差实现对压缩腔的供油，同时在压缩机内部设置了油分系统。如图 3 为单螺杆压缩机主机剖面图，主机左侧（排气侧）底部为润滑油池。油过滤器 1 浸润在油池中，经过滤后的润滑油经气缸盘 5 中设置的油道进入中间壳体壁上设置的油道，然后经喷油口喷入压缩腔。

压缩腔内的油气混合物，经压缩后通过排气三角口进入气缸盘 5，经过几次折流后从气缸盘的上方排出，然后油气混合物经一次滤网 4 和二次滤网 2 两次过滤后，绕过折流板 3 经排气口排出。

此设计对供油与油气分离系统进行了整合，减小了压缩机的体积。主轴轴承副不单独设置油道，主轴平衡孔的设置使得主轴轴承所处空间充满了油气混合物，实现轴承润滑。

2.1.3 螺杆排气侧密封方式设计

螺杆排气侧迷宫密封如图 4 所示。由于螺杆 3 为旋转部件，轴承座 1 与壳体 2 为静止件，为保证螺杆正常转动，运动件与定件之间需留有一定间隙，这样就形成了排气侧泄露通道，压缩腔内高压气体沿图中箭头所示方向泄露，为了避免气体泄露过多，在螺杆 3 排气侧及轴承座 1 处设 I、II 两道迷宫密封，即第一道（径向）迷宫密封和第二道（轴向）迷宫密封，利用制冷剂气体流经环形密封齿的一系列节流间隙与膨胀空腔时，产生节流效应而达到阻止高压气体泄露的目的。

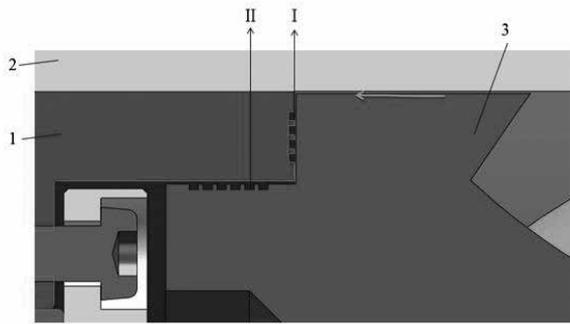


图 4 螺杆排气侧迷宫密封

1- 轴承座；2- 壳体；3- 螺杆；

I - 径向迷宫密封；II - 轴向迷宫密封

2.2 压缩机初步性能测试

本实验室所研制的水源热泵用单螺杆制冷压缩机第一代样机如图 5 所示，其螺杆直径为 147mm，理论排气量为 168m³/h。

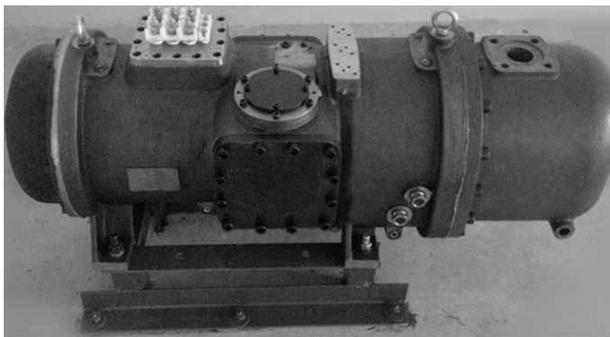


图 5 所测试第一代单螺杆制冷压缩机样机

根据最新的水源热泵机组标准 GB/T 19409—2013 中规定的冷热水性机组测试工况（表 1）进行测试，选择地下水式工况对标准制冷和标准制热进行测试。

表 1 冷热水型机组的试验工况

试验条件	使用测出水温度 / 单位制冷 (热) 量水流量	进水温度 / 单位制冷 (热) 量水流量			
		水环式	地下水式	地理管式	地表水
名义制冷	7/0.172	30/0.215	18/0.103	25/0.215	25/0.215
名义制热	45/— ^a	20/— ^a	15/— ^a	10/— ^a	10/— ^a

注：1.^a 采用名义制冷工况确定的单位制冷 (热) 量水流量。
2. 单位制冷 (热) 量单位为 m³/(h·kW)，温度单位为 °C

由于试验条件原因，表 2 是满负荷条件下标准制冷和标准制热的测试结果。

表 2 样机测试结果

项目	标准制冷工况	标准制热工况
制冷量 / 制热量 (kW)	135	152
功耗 (含变频器、控制系统) (kW)	33.1	48.1
COP	4.08	3.17
压缩机容积效率	83.9%	76.6%

由第一代样机测试结果可知，其标准制冷工况和制热工况性能系数仍有待提高，分析推测有以下原因：样机安装间隙过小，达到 0.03~0.04mm，螺杆受热变形以致摩擦损失大大增加，降低了压缩机的效率；随着压比增加，压缩机容积效率逐渐下降，说明泄漏仍是影响压缩机性能的重要因素；防止死压缩串气尺寸过小，导致排气困难，影响效率；本台压缩机是借用其它热泵系统进行机组性能测试，压缩机与系统的不匹配性比较严重，使得机组效率下降；本台压缩机设计内容积比为 2.6，制冷和制热工况可能出现过压缩和欠压缩损失。同时，本台样机加工精度较低，这可能是影响压缩机效率的重要原因。

同时，我方委托艾默生制冷有限公司对第一代样机进行了性能测试，测试结果如图 6 所示，其中等熵效率已包括变频器耗电损失，电动机损耗，机械摩擦损耗以及压缩过程中其它不可逆损失。由图 6 可知，本样机最佳工作压比为 2.3~2.5，其等熵效率可达 58%，具有较好的工作性能。

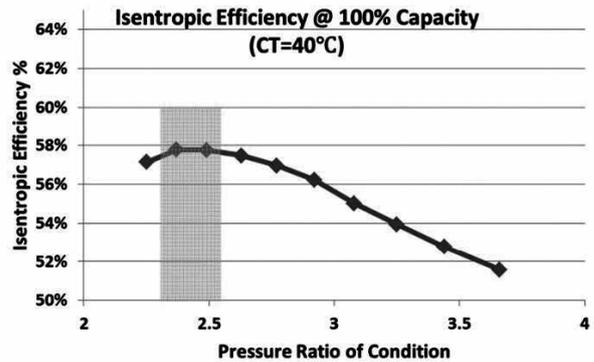


图 6 等熵效率与压比关系曲线图

3 第二代 147 单螺杆制冷压缩机的研制

3.1 气量调节机构改进设计

压缩机经改进设计将原先的单滑阀能量调节机构改为复合滑阀能量调节机构。针对不同的环境工况，单滑阀能量调节机构无法同时满足制冷和制热工况下的内容积比要求，排气会出现过压缩和欠压缩的状况，使得压缩机效率下降。而复合滑阀可同时实现容量和内容积比调节。

图 7 为复合滑阀的工作原理简图，(a) 为压缩机处于满负荷时的状态，滑块 1 和滑块 2 在机械装置的作用下紧密贴合（此处以弹簧为例），通过驱动装置拉动滑阀整体轴向移动实现内容积比的调节。如果需要压缩机在部分负荷下工作，驱动装置继续向排气端拉动滑阀，直到滑块 1 与滑块 2 分离，此时压缩机进气封闭时间推迟，实现容量调节。

3.2 油过滤器改进设计

将内置油过滤器改为外置油过滤器，如图 8 所示，以便于对油过滤器的更换，油过滤器浸润在油池当中，过滤之后的润滑油经气缸盘中的油道进入中间壳体内油道，然后经喷油口喷入压缩腔。

同时，针对第一代样机所存在的问题，我们对第二代样机进行了其它方面的优化。调整了螺杆与机壳之间的间隙，提高了压缩机各部件的加工精度。现已完成第二代样机的加工，如图 9 所示，准备采用实验室刚搭建完成的标准压缩机性能试验台进行测试。

4 结论

本文主要介绍了本实验室的两代水源热泵用单螺杆制冷压缩机的研制工作。对第一代单螺杆制冷压缩机样机进行了国家标准的热泵系统性能测试，得出其名义制冷性能系数为 4.08，名义制热性能系数为 3.17。并委托艾默生制冷有限公司进行了压缩

机性能测试，得出其最佳工作压比为 2.3~2.5，此压比范围内，总效率可达 58%，其中包括变频器功率损失，可知其具有较好的工作性能。针对第一代样机所存在的问题，进行了相应的优化设计，并完成了第二代样机的加工，即将进行性能测试。

参考文献

- [1] 刘永强, 宋元坤. 水源热泵技术发展现状与趋势—节能、环保、经济、舒适的中央空调系统 [J]. 民营科技, 2009(5):2-2.
- [2] 王生软. 水源热泵应用现状及技术分析 [J]. 河南科技, 2016(15):57-58.
- [3] 曹振华. 浅析水源热泵技术的特点及发展前景 [J]. 洁净与空调技术, 2012(1):69-70.
- [4] 周雷, 林强, 金光熹, 等. 单螺杆制冷压缩机气量调节装置的经济性分析 [J]. 流体机械, 1998(10):49-53.
- [5] 郁永章, 姜培正, 孙嗣莹. 压缩机工程手册 [M]. 中国石化出版社, 2012.

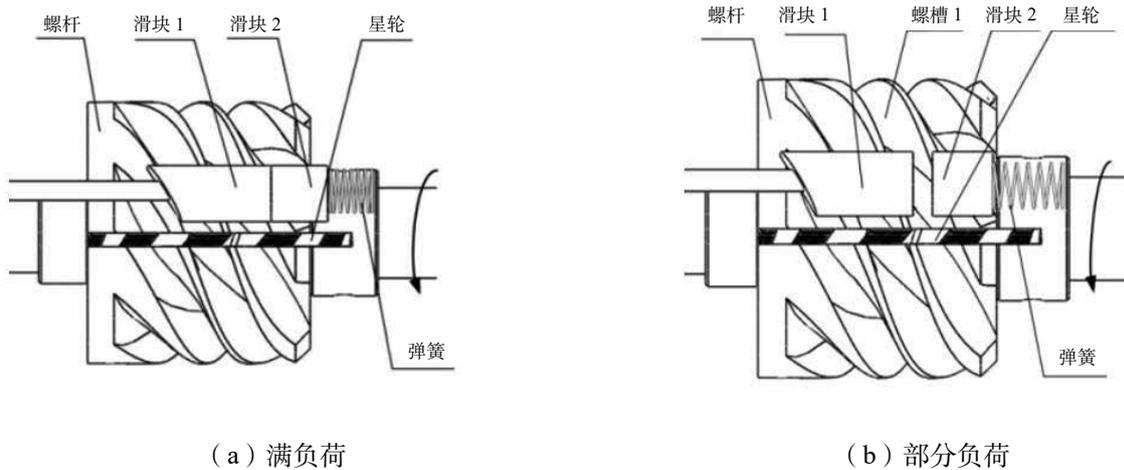


图 7 复合滑阀工作原理简图

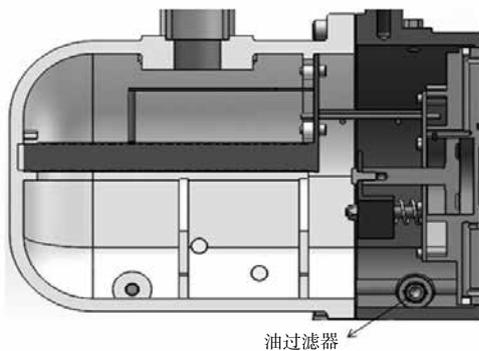


图 8 外置油过滤器示意图



图 9 第二代单螺杆制冷压缩机样机

直膨式空气源热泵墙面板供暖系统 制热性能实验研究

董建锴, 黄 顺, 姜益强, 姚 杨

(哈尔滨工业大学热泵空调技术研究所, 哈尔滨 150090)

[摘要] 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, 本文提出一种直膨式空气源热泵墙面板供暖系统。通过实验对该系统在供热模式下的性能进行分析。研究结果显示: 在整个供热周期内, 系统制热量趋于稳定至 2982.0~3040.4W 之间, 系统 COP 稳定至 2.90~3.02 之间。本文所设计的直膨式空气源热泵墙面板供暖系统具有广阔的市场前景。

[关键词] 空气源热泵; 辐射板; 强制对流换热; 辐射换热; 实验研究

0 引言

随着我国城镇化的不断发展, 建筑能耗大幅增长, 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]。在我国秦岭淮河以南冬季有供暖需求但无集中供暖的广大地区, 空气源热泵将是一种经济有效的供暖方式^[2]。而常规空气源热泵供暖过程中恶化的室内热环境问题, 已经成为制约其进一步推广应用的瓶颈。

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, 国内外学者对几种常见供暖系统进行了深入研究。常规空气源热泵供暖时室内舒适性方面存在较大问题^[3], 其中重要原因是供暖房间的垂直温度梯度过大和房间壁面辐射温度过低^[4]。张继刚^[5]模拟研究了壁挂式空调房间冬季供暖过程中室内温度场分布, 分析了送风角度、送风速度等因素对室内温度场的影响。曹必腾^[6]对比分析了落地式和壁挂式空调器制热工况下室内温度变化, 结果显示送风量和送风温度相同情况下, 送风口尺寸越大, 室内温度越高。王思慧^[7]对重庆大学学生宿舍的热泵供暖效果进行调查得知, 随着送风角度的改变, 最大垂直温差波动范围在 10.8℃ 到 17.0℃ 之间, 并且室内风场不均匀, 靠近空调位置处具有明显的吹风感。徐帮耀^[8]实验和模拟研究了低温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。Chac^[9]模拟研究了地板辐射采暖系统中盘管参数对辐射板换热性能的影响, 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。Miriel^[10]实验和模拟研究了金属

辐射板的制热性能、热舒适性及能耗, 为金属辐射板推广应用提供了有益参考。Myhren^[11]实验和模拟研究了不同进口水温下墙面辐射板换热性能变化, 以及辐射板与冷气流共同作用对室内热环境的影响。Fonseca^[12]实验研究了吊顶辐射供暖系统中, 开启通风设置时系统的换热效率能得到有效提高。曾章传^[13]实验研究了直膨式空气源热泵地板辐射采暖的室内热舒适性和系统能效, 得出该采暖方式具

有热舒适性好、节能效果好的优点。Sattari^[14]模拟分析了管径、管材、管数、地板层材料、地板层厚度等因素对冷剂式地板辐射供暖系统制热性能的影响, 得出地板层材料和地板层厚度对冷剂式地板辐射供暖系统制热性能的影响最大。

虽然国内外对几种常见供暖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: 常规空气源热泵供暖热舒适问题未能得到有效解决; 热水辐射供暖系统虽然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; 以制冷剂为媒介的辐射供暖系统目前集中在地板辐射方式, 容易造成制冷剂泄露, 以及维修管理不便等问题。此外, 虽然辐射供暖能有效提高人体热舒适性, 但制热速率较常规空气源热泵强制对流换热速率慢, 需要较长时间使室内温度达到供热要求。基于此问题, 本文提出了一种新型供暖系统——直膨式空气源热泵墙面板辐射供暖系统, 该系统保留了常规空气源热泵供暖系统与辐射供暖系统的优点。本文首先介绍直膨式空气源热泵墙面板供暖系统制热原理, 之后讨论了测点的布置和实验方案, 然后介绍了墙面辐射板的设计, 最后对实验结果进行了分析。本文的研究工作将为优化设计直膨式空气源热泵墙面板供暖系统、改善常规空气源热泵供暖室内热环境等问题提供有益参考。

[基金项目] 国家自然科学基金 (51608146)。

1 实验台介绍

1.1 直膨式空气源热泵墙面板系统制热原理

本系统是在常规空气源热泵供暖系统的基础上进行改装,将室内机换成与原系统相匹配的墙面辐射板,该辐射板能同时保证强制对流换热和辐射换热。设计和制作出墙面辐射板,其实验原理如图 1 所示。

该系统以 R410A 作为制冷剂,主要由墙面辐射板、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,通过对球阀的开关,既能实现常规供热、常规除霜、常规制冷等模式的转变,也能保证仪器的单向流通性。本文主要研究该系统的常规供热特性,相应的打开球阀 1、球阀 4、球阀 5,关闭球阀 2、球阀 3、球阀 6、球阀 7。

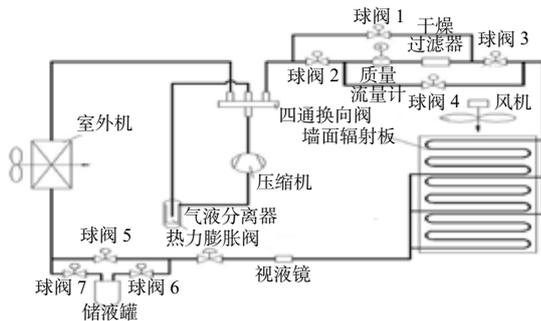


图 1 直膨式空气源热泵墙面板供暖系统原理图

1.2 测点布置及测试仪器

直膨式空气源热泵墙面板供暖系统性能测试实验的测点布置如表 1 所示。

温度采用 Pt1000 铂电阻测量,其测温范围为 $-50\sim 400\text{ }^{\circ}\text{C}$,精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。压力采用压力传感器测量,其测量范围为 $0\sim 6\text{MPa}$,工作温度范围为 $-40\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$,精度为 1 级。湿度用 Hygroflex3 湿度传感器测量,其测量范围为 $0\sim 100\%$,工作温度范围为 $-40\sim 60\text{ }^{\circ}\text{C}$,精度为 $\pm 1.5\%\text{RH}$ 。功率用功率变送器进行测量,其量程为 $0\sim 1100\text{W}$,精度为 0.2 级。流量用质量流量计进行测量,其量程为 $0\sim 200\text{kg/h}$,精度为 0.2 级。

1.3 实验方案介绍

根据国家标准^[15],室内外环境保证标准的额定制热工况,即室外机进风干湿球温度为 $7.0/6.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,辐射板进风干球温度为 $20.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。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 $7.0\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度为 $6.0\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$;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,控制室内辐射板进风干球温度为 $20.0\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$,辐射板送风量为 $551\text{m}^3/\text{h}$ 。通过对各测点进行温度、压力、功率、流量等参数的测量,

研究该压缩机吸排压力、测试小室壁面温度和辐射板表面温度、辐射板进出风温度、系统制热量、压缩机功率、系统 COP 的变化特性。

表 1 实验测点布置表

测试内容	序号	位置
温度	T1、T2	室外机制冷剂进出口
	T3、T4	压缩机吸、排气口
	T5、T6	辐射板制冷剂进出口
	T7、T8	辐射板进风口
	T9、T10	辐射板出风口
	T11~T13	辐射板三个环路进口
	T14~T16	辐射板三个环路出口
	T17~T40	辐射板表面
	T41、T42	室外机进风口
	T43、T44	室外机出风口
压力	T45~T50	测试小室内表面中心
	T51~T63	测试小室垂直方向上
	P1、P2	室外机制冷剂进出口
湿度	P3、P4	压缩机吸、排气口
	P5、P6	辐射板制冷剂进出口
	H1、H2	室外机进出风口
功率	P	设备供电入口
流量	G	辐射板制冷剂进口

2 实验数据及分析

2.1 墙面辐射板的设计

根据以热水为热媒的墙面辐射板和常规空调冷凝器的结构设计形式,设计出适合本文的强化对流和辐射复合换热的墙面辐射板。该辐射板的正面为紫铜板,背面为翅片+铜管的形式。翅片管的后面做一层保温层,避免辐射板向后面传热。铜板、翅片管以及保温层之间形成一个风道,通过送风达到强制对流换热的效果,铜板表面通过辐射和自然对流来达到换热的目的,调整风量的大小可以改变辐射板辐射换热和对流换热的比例。

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,期间系统各特性参数变化情况分析如下:

2.2 压缩机吸、排气压力

图 2 给出了压缩机吸气压力和排气压力的变化。系统启动时刻压缩机吸气压力和排气压力均为 1.29MPa 。随着温湿度控制器控制室外环境达到 $7\text{ }^{\circ}\text{C}/6\text{ }^{\circ}\text{C}$,压缩机吸气温度经过启动阶段的波动之后基本稳定在 $0.69\sim 0.73\text{MPa}$ 之间。压缩机排气压力自系统启动之后一直呈现上升的趋势,至 20min 上升至 2.80MPa 。20~90min,压缩机排气压力基本稳定

在 2.80~2.84MPa 之间。整个额定工况制热期内：压缩机平均吸气压力为 0.72MPa，最低吸气压力为 0.69MPa，最高吸气压力为 0.73MPa；压缩机平均排气压力为 2.79MPa，最低排气压力为 2.38MPa，最高排气压力为 2.84MPa。

2.3 测试小室壁面温度和辐射板表面温度

图 3 给出了辐射板表面温度和测试小室壁面温度的变化。系统启动后，辐射板表面温度迅速上升，一方面是由于系统启动前期辐射板的风机未打开，制冷剂主要给辐射板加热，另一方面是由于压缩机排气温度逐渐升高，辐射板制冷剂进口温度也跟着升高，因此辐射板表面温度也随着升高，至 20min 上升至 40.4℃，之后基本稳定在 40.4~41.2℃ 之间。壁面温度前期基本稳定在 14.3~14.6℃ 之间。随着室内电加热器的关闭，冷源对壁面冷却作用大于热源对壁面加热作用，壁面温度开始降低，至 25min 下降至 12.1℃，之后随着辐射板制热效果的增加，测试小室外冷热源再次达到一个平衡状态，壁面温度基本稳定在 11.7~12.1℃ 之间。整个额定工况制热期内：辐射板表面平均温度为 40.3℃，最低温度为 33.3℃，最高温度为 41.2℃；壁面平均温度为 12.2℃，最低温度为 11.7℃，最高温度为 14.4℃。

2.4 辐射板进、出风温度

图 4 给出了辐射板进出风温度和送风温差的变化。系统开启后 2min，辐射板进风温度高于出风温度，进出风温差为负值，主要是由于辐射板的风机未开启，室内空气通过自然对流进行换热，热空气上浮，而进风口也处在出风口的上端，从而导致进风温度高于出风温度。室内风机开启之后，随着供热的进行，辐射板进出风温度和进出风温差均随着升高：进风温度在 0min 上升至 19.7℃，之后基本稳定在 20℃±0.3℃；出风温度在 30min 上升至 32.1℃，之后基本稳定在 32.0~32.5℃ 之间；进出风温差整体变化趋势与出风温度相一致，先上升至 11.7℃，之后基本稳定在 11.7~12.9℃ 之间。整个额定工况制热期内：辐射板出风平均温度为 31.8℃，最低温度为 26.7℃，最高温度为 32.5℃；进出风平均温差为 11.8℃，最低温差为 7.0℃，最高温差为 12.9℃。

2.5 辐射板制冷剂进出口焓差及质量流量

图 5 给出了辐射板制冷剂进出口焓差和质量流量的变化。辐射板制冷剂进出口焓差经过启动阶段的波动之后，在 0min 时达到 176.4kJ/kg，之后呈现上升的趋势，至 25min 时上升至 195.4kJ/kg，之后基本稳定在 195.4~197.0 kJ/kg 之间。制冷剂的质量流量经过启动阶段的波动之后，在 0min 时达到

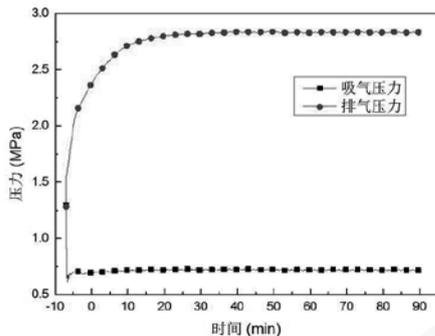


图 2 压缩机吸排气压力

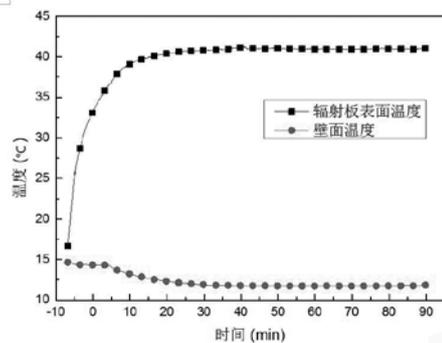


图 3 辐射板表面温度和测试小室壁面温度

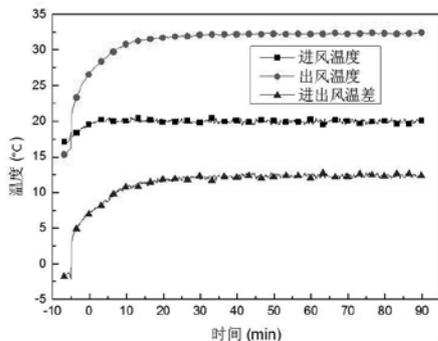


图 4 辐射板进出风温度

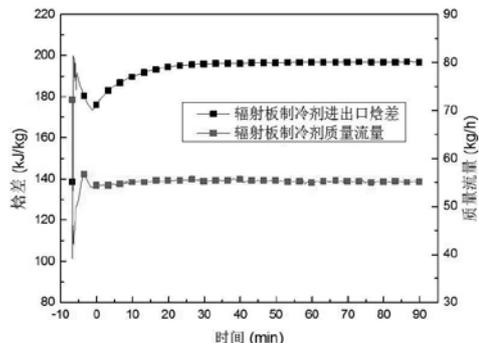


图 5 辐射板制冷剂进出口焓差和质量流量

54.4kg/h, 之后呈现微小的上升趋势, 至 6min 时上升至 55.1 kg/h, 之后基本稳定在 54.6~55.8 kg/h 之间。整个额定工况制热期内: 辐射板制冷剂进出口焓差平均值为 194.6kJ/kg, 最低值为 176.4 kJ/kg, 最高值为 197.0 kJ/kg; 制冷剂质量流量平均值为 55.2kg/h, 最低值为 54.3kg/h, 最高值为 55.8kg/h。

2.6 系统制热量

图 6 给出了系统制热量的变化。该制热量是通过辐射板制冷剂侧的焓差法计算得出。系统制热量经过启动阶段的波动之后开始下降, 从 2848.9W 降至 2598.3W。在 0min 前, 系统制热量维持比较高的水平, 主要是由于模拟室外环境小室温度比较高, 测试小室温度较低, 特别是辐射板表面温度较低, 导致系统蒸发温度较高、冷凝温度较低, 由压焓图分析可知系统制热量较高。随着温湿度控制器控制室内外环境达到标准的额定工况, 室外环境温度降低, 室内环境温度升高, 系统的制热量也相应地降低。室内外环境温度达到标准的额定工况后, 随着压缩机的排气温度逐渐升高, 系统制热量也跟着上升, 至 25min 时上升至 3016.7W。之后因压缩机排气温度基本稳定, 系统制热量基本稳定在 2982.0~3040.4W 之间。整个额定工况制热期内: 系统制热量平均值为 2984.5W, 最小值为 2665.9W, 最大值为 3040.4W。

2.7 辐射板空气侧换热量

图 7 给出了辐射板空气侧制热量、强制对流换热量、辐射换热量、自然对流换热量和辐射板蓄热量的变化, 其中辐射板空气侧制热量为强制对流换热量、辐射换热量、自然对流换热量和辐射板蓄热量之和。开启室内风机后, 强制对流换热量逐渐上升, 在 25min 时上升至 2319.2W, 之后基本稳定在 2319.2~2562.6W 之间, 整体变化趋势与图 4 中进

出风温差的变化趋势相一致。辐射换热量主要受辐射板表面温度和壁面温度的影响, 系统启动之后, 随着辐射板表面温度的升高以及壁面温度的降低, 辐射换热量迅速升高, 从系统启动时的 71.1W 上升至 20min 时的 523.8W。之后, 因辐射板表面温度和测试小室壁面温度趋于稳定, 辐射板的辐射换热量基本稳定在 523.8~558.8W 之间。辐射板自然对流换热量主要受辐射板表面温度和室内空气温度的影响, 前期由于辐射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, 因辐射板表面温度和室内空气温度趋于稳定, 辐射板自然对流换热量基本稳定在 346.2~371.5W 之间。辐射板蓄热量主要受辐射板表面温度和辐射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, 辐射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, 因辐射板表面温度和辐射板制冷剂进出口温度趋于稳定, 辐射板蓄热量基本稳定在 0W 左右。辐射板空气侧制热量主要受辐射板强制对流换热量、辐射换热量、自然对流换热量及其蓄热量的影响, 0min 时为 2296.7W, 之后呈现上升的趋势, 至 25min 时上升至 3267.4W, 之后基本稳定 3175.9W~3357.7W 之间。当辐射板制冷剂侧制热量和空气侧制热量趋于稳定值, 两者的相对误差范围在 5.2%~16.8% 之间, 说明辐射板制热量符合实验精度要求。整个额定工况制热期内: 强制对流换热量平均值为 2345.1W, 最小值为 1390.4W, 最大值为 2562.6W; 辐射换热量平均值为 525.3W, 最小值为 357.6W, 最大值为 558.8W; 自然对流换热量平均值为 348.3W, 最小值为 189.4W, 最大值为 371.5W; 辐射板蓄热量平均值为 31.5W, 最小

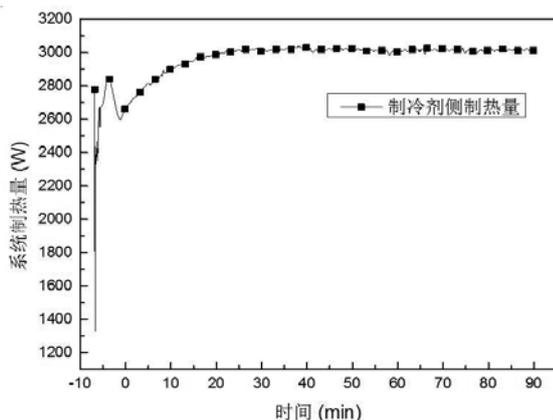


图 6 辐射板制冷剂侧制热量

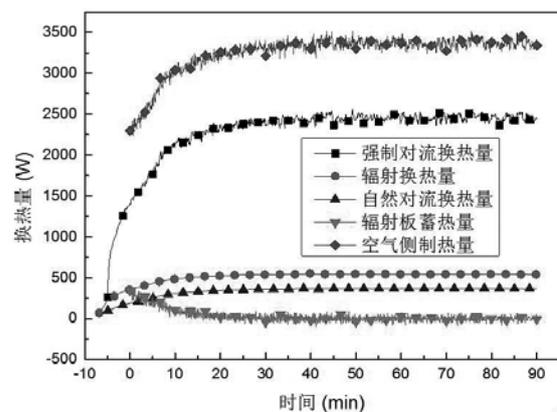


图 7 辐射板空气侧换热量

值为-97.4W,最大值为381.1W;系统制热量平均值为3249.8W,最小值为2238.8W,最大值为3518.4W;辐射板制冷剂侧制热量和空气侧制热量相对误差平均值为10%,最小值为0%,最大值为16.9%。

2.8 压缩机功率和系统 COP

图8给出了压缩机功率和系统COP的变化。随着压缩机排气压力逐渐升高,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。之后因压缩机的吸气压力和排气压力趋于稳定,压缩机的功率也基本稳定在831.6~854.3W之间。由于风机功率基本保持不变,系统COP主要受制热量和压缩机功率影响。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2.90~3.02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2.8~3.0时,热泵供暖比集中供暖节能,该系统在额定工况下COP最小值为2.90,平均值为2.97,均大于2.8,因此该热泵系统供暖相比集中供暖更加节能。

3 结论

本文主要针对直膨式空气源热泵墙面板供暖系统在额定工况下的制热性能进行了实验测试并进行了数据分析,得到以下结论:

(1)压缩机排气压力稳定在2.80~2.84MPa之间,吸气压力稳定在0.69~0.73MPa之间;

(2)辐射板表面温度稳定在40.4~41.2°C之间,出风温度稳定在32.0~32.5°C之间;

(3)辐射板制冷剂侧制热量稳定在2982.0~3040.4W之间,空气侧制热量稳定在3175.9W~3357.7W之间,两

者相对误差在5.2%~16.8%之间,满足实验精度要求;

(4)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,相比集中供暖系统更加节能。

参考文献

- [1] 江亿. 中国的建筑节能-现状、问题和解决途径[R]. 清华大学建筑节能研究中心, 2009, 13-15.
- [2] 范凤敏. 空气源热泵采暖崛起[J]. 制冷与空调, 2014, 3:11-12.
- [3] 贾庆贤, 杨九铭, 赵夫峰. 家用空调器舒适性问题探讨[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(3):63-66.
- [4] 王怡. 冬季集中供暖房间和空调房间热环境调查分析[J]. 暖通空调, 2002, 32(3):18-19.
- [5] 张继刚. 壁挂式空调房间内流场温度场特性与人体热舒适的研究[D]. 山东大学硕士学位论文, 2007:52-55.
- [6] 曹必腾. 落地式和壁挂式空调制热对典型办公室热湿环境影响研究[D]. 安徽建筑大学硕士学位论文, 2014:56-60.
- [7] 王思慧, 王泽剑, 梁瑜萌, 卢军. 关于重庆大学学生寝室空调冬季运行情况的研究[J]. 制冷与空调, 2014, 28(5): 585-588.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Miriel J, Serres L, Trombe A. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(16): 1861-1873.
- [11] Myhren J A, Holmberg S. Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating[J]. Energy and Buildings, 2008, 40:524-536.
- [12] Fonseca N, Cuevas C, Lemort V. Experimental analysis of radiant ceiling systems coupled to its environment[J]. 2010:1-8.
- [13] 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.
- [14] Sattari S, Farhanieh B. A parametric study on radiant floor heating system performance[J]. Renewable Energy, 2006, 31(10): 1617-1626.
- [15] GB/T 7725-2004, 房间空气调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.

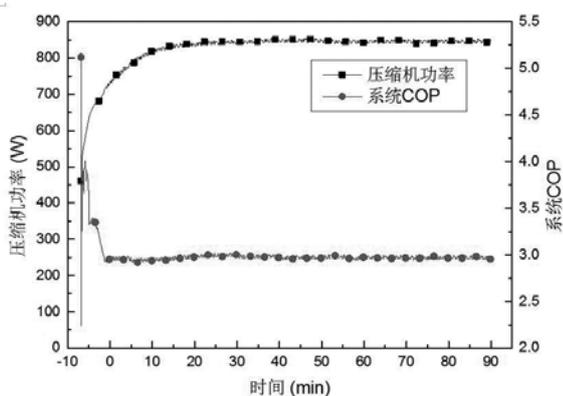


图8 压缩机功率和系统COP

清洁取暖—空气源热泵直膨式辐射供暖技术

李 杰, 杜永恒

(河南省建筑科学研究院有限公司, 河南 郑州 450000)

[摘要] 持续严重的雾霾污染、越来越不容忽视的空气污染治理以及“宜电则电”、“宜气则气”的指示, 使得空气源热泵直膨式辐射供暖这种清洁取暖技术以其高效、节能、环保、舒适的特点获得更广阔的发展空间。在各方努力下, 该技术将不断趋于成熟、节能效果更加显著、使用方式更加灵活、应用范围更加广泛, 将对全社会节能减排工作做出更大贡献。

[关键词] 清洁取暖; 空气源热泵; 辐射供暖; 以电代煤

0 引言

为贯彻落实国家能源结构调整和大气环境治理的相关政策, 推广普及可再生能源取暖技术, 实现清洁能源电能替代, 提高可再生能源在区域能源消费中的比重, 在摒弃蜂窝煤、土暖气等传统的低效采暖模式的同时, 应大力发展空气源热泵、地源热泵、蓄热电锅炉、碳晶供暖等电驱动采暖模式。而空气源热泵直膨式辐射供暖技术以其系统简单、节能高效、舒适度高、适用范围广等优势, 可作为推动清洁取暖工作的首选技术。

1 系统特点

空气源热泵直膨式辐射供暖系统是以电能驱动、空气源热泵提供热源、冷剂直接通过敷设于地面(或墙面和顶板)的盘管散热进行供暖的高效采暖系统。系统工作时, 冷剂通过空气源热泵(以下简称热泵机), 降压蒸发吸收低品位热能(空气热能), 经压缩机压缩为过热气体, 进入末端盘管进行冷凝放热并液化, 液化后的低温冷剂进入膨胀阀降压, 并

进入蒸发器继续吸收低品位热能, 如此循环工作。

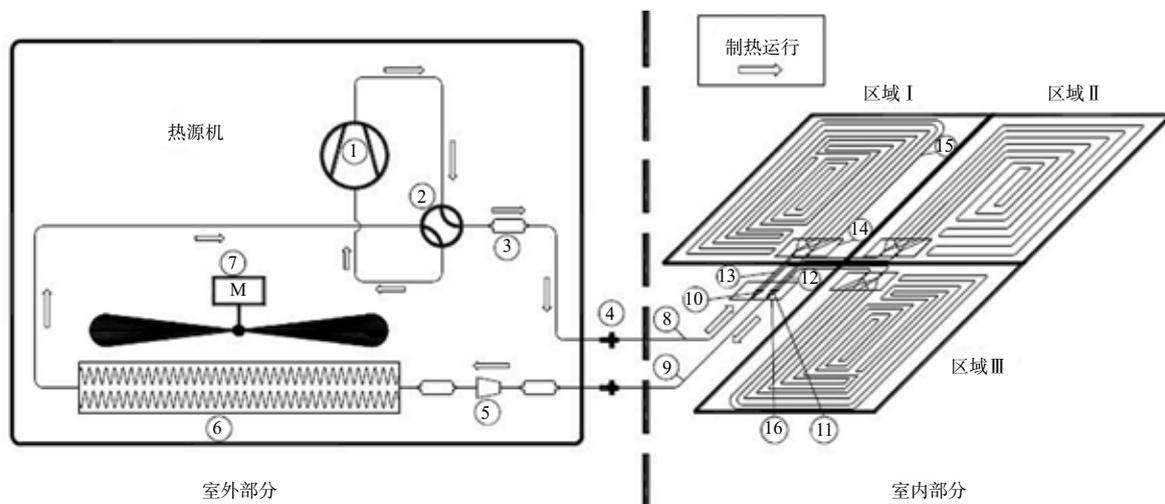
(1) 简单

由图 1 可以看出, 整个空气源热泵直膨式辐射供暖系统构造简单, 整个毛细盘管末端及附件可看作冷凝器, 高压高温的气态制冷剂进入末端系统, 液化放热进行供暖。系统减少了常规空调系统中冷凝器与末端的二次换热装置及附件, 运行维护简单。

(2) 低温

根据空气源热泵直膨式辐射供暖系统的实际工程经验及毛细盘管地板辐射的传热计算结果, 供暖工况下, 热泵的冷凝温度为 35~40℃, 为低温供暖; 常规的风冷式机组的冷凝温度为 50℃, 水冷式机组的冷凝温度则在 45℃左右, 以风机盘管为末端的空调系统冷凝温度则高达 60℃。

当使用空气源热泵与不同的末端系统组合时, 在蒸发温度相同的条件下, 冷凝温度越低, 机组运行效率越高, 因此以空气源热泵直膨式辐射供暖系统为代表的低温供暖是一项值得推广的清洁取暖技术。



1- 压缩机; 2- 四通阀; 3- 过滤器; 4- 截止阀; 5- 膨胀阀; 6- 换热器; 7- 电机及风扇; 8- 输气连接管; 9- 输液连接管; 10- 分集气器; 11- 分集液器; 12- 输配液管; 13- 输配气管; 14- 分检修盒; 15- 毛细盘管; 16- 主检修盒

图 1 空气源热泵直膨式辐射供暖系统

(3) 舒适

空气源热泵直膨式辐射供暖系统的末端采用地板辐射供暖，热量主要以辐射形式进行传递，热量散发均匀，且自下而上传递，供暖区域形成一个下暖上凉的温度场，热量主要集中在人体活动的区域，符合人体生理需求曲线；而普通的采暖方式，通常为通过对流换热，气流掠过人体，带走皮肤水分，同时降低功能区空气湿度，给人干热的不舒适感。山东建筑大学的李永斌等人使用 COMSOL 软件对使用空气源热泵直膨式辐射供暖系统的某功能区进行了舒适性分析，结果显示：在室外温度为 0℃，室内设计温度为 18℃，地面温度为 26℃ 的设定条件下，房间温度在 19~21℃ 范围内^[2]，且房间空气流速低至 0.1m/s，完全符合要求，可见使用空气源热泵直膨式辐射供暖系统能够满足人们冬季采暖需求的舒适性。

(4) 供冷

由空气源热泵直膨式辐射供暖系统的工作原理可知，通过调整四通换向阀，该系统亦可以进行夏季供冷，可结合新风系统或除湿系统同时使用，原理见图 2；也可以使用空调室内机作为末端，通过制冷剂换向器进行夏季供冷，原理见图 3。

2 与其他系统比较

(1) 节能

由空气源热泵直膨式辐射供暖系统的工作原理可知，只需少量电能驱动压缩机、膨胀阀、电机和风扇等，系统即可开机运行，相较于其他采暖系统

经济性较好。以寒冷地区总建筑面积为 207.4m² 的某农村两层住宅为例，对初投资费用、采暖季运行费用、费用年值等将空气源热泵直膨式辐射供暖系统、区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖、空气源热泵低温热水地板辐射供暖、空气源热泵风机盘管送风供暖等几种采暖方式进行对比^[1]，详见表 1。

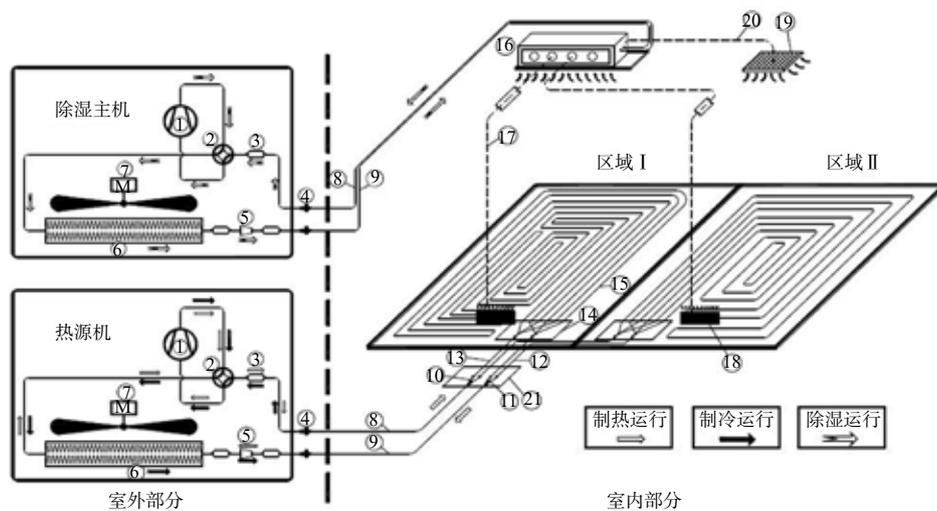
表 1 几种采暖方式经济性比较

采暖方式	空气源热泵直膨式辐射供暖系统	区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖系统	空气源热泵低温热水地板辐射供暖系统	空气源热泵风机盘管送风供暖系统
初投资 (元/m ²)	124.95	139.92	142.5	187.4
采暖季运行费用 (元/m ²)	13.88	10.22	18.59	18.87
费用年值 (元/m ²)	27.65	24.33	34.39	49.37

由表 1 可以看出，几种采暖方式中空气源热泵直膨式辐射供暖系统的初投资费用最小，区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖系统的运行费用及费用年值最小。综合比较单位面积初投资和运行费用，经济性最好的是区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖系统，其次为空气源热泵直膨式辐射供暖系统。但是单独比较不同供暖方式的经济性并不能全面评价最佳供暖方式，可结合单位供暖面积所需煤耗量来综合评价节能性最好的供暖方式，详见表 2。

表 2 几种采暖方式的折合耗标煤量比较

采暖方式	空气源热泵直膨式辐射供暖系统	区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖系统	空气源热泵低温热水地板辐射供暖系统	空气源热泵风机盘管送风供暖系统
折合标准煤 (kg/ce/m ²)	2.64	8.9	3.7	3.88



1- 压缩机；2- 四通阀；3- 过滤器；4- 截止阀；5- 膨胀阀；6- 换热器；7- 电机及风扇；8- 输气连接管；9- 输液连接管；10- 分集气器；11- 分集液器；12- 输配液管；13- 输配气管；14- 检修盒；15- 毛细盘管；16- 除湿机或新风机；17- 送风管；18- 送风口；19- 回风口；20- 回风管；21- 检修盒；

图 2 直膨式辐射供暖供冷系统原理图

由表 2 可以看出, 经济性最好的区域燃煤锅炉供热的地板辐射供暖系统标准煤耗量较大, 使用过程中会产生较多的环境污染物, 因此从环保效益角度出发, 不推荐该系统的使用。几种采暖方式中, 空气源热泵直膨式辐射供暖系统不仅有较好的经济性, 而且使用可持续清洁能源来提供热源, 发展前景很好。

(2) 环保

空气源热泵直膨式辐射供暖系统在使用过程中, 只需投入部分电力驱动热泵机组即可, 无需电力增容, 也不产生任何污染物排放; 此外, 由于该系统换热效率高, 在相同的热负荷需求下, 标准煤耗量最少。数据显示, 空气源热泵直膨式辐射供暖系统与燃煤供暖系统相比较, 每个采暖季单位供暖面积能减少排放 CO_2 33.8kg、减少排放 SO_2 274g, 减少排放粉尘 137g, 减少排放 NO_x 20g。按照中国农村能源行业协会的调研数据, 我国 1.6 亿农户中, 共有 6600 万户使用散煤供暖, 炉具保有量为 1.2 亿台, 以每户面积 80m^2 , 10% 的用户改用该系统, 总的减排量见表 3。

表 3 空气源热泵直膨式辐射供暖较燃煤供暖的减排量

排放类型	单位面积减排量 /kg	总减排量 /t
CO_2	33.8	17846400
SO_2	0.274	144672
粉尘	0.137	72336
NO_x	0.02	10560

由表 3 可以看出, 10% 的散煤供暖用户改用空气源热泵直膨式辐射供暖系统供暖的污染物减排量

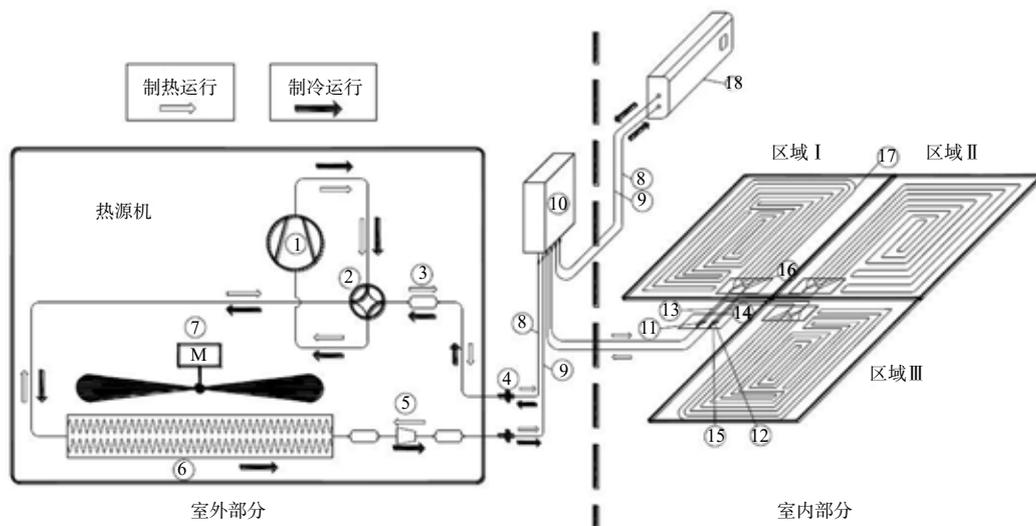
非常可观, 这对改善空气质量、减少雾霾扬尘天气意义重大。

3 总结

空气源热泵直膨式辐射供暖技术是一项高效利用可再生能源的方法, 是实现国家“以电代煤”、“清洁取暖”, 实现节能减排目标, 改善环境污染, 提高空气品质的重要技术途径。具有节能环保、能源利用率高、经济性较好、符合人体热舒适度等优势, 可以在市政热网没有覆盖的城区、县市、乡镇和农村等地区积极推广该技术。

参考文献

- [1] 杜彦. 空气源热泵直接地板辐射供暖系统运行方式及经济性研究 [D]. 太原理工大学, 2015.
- [2] 李永斌, 庄兆意. 空气源热泵无水地暖系统经济性舒适性分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2017(01):45-48.
- [3] 空气源热泵无水地暖系统产品研发成功节能超过 50% [J]. 黑龙江科技信息, 2014(01):17.
- [4] 张寅, 王璜, 陈启, 李海平. 空气源热泵 - 地板供暖系统测试分析 [J]. 暖通空调, 2014(12):45-48.
- [5] 李哲, 田琦, 郭卫强. 华北地区空气源热泵无水地板采暖系统节能经济性研究 [J]. 科学技术与工程, 2014(02):228-232.
- [6] 曾章传, 吴锦京, 魏新利. 空气源热泵直接地板辐射采暖系统实验研究及热力性能分析 [J]. 太阳能学报, 2011(08):1151-1157.
- [7] GBT 19232-2003, 风机盘管机组 [S]. 北京: 邹月琴, 李成孝, 钱荣华, 2003.



1- 压缩机; 2- 四通阀; 3- 过滤器; 4- 截止阀; 5- 膨胀阀; 6- 换热器; 7- 电机及风扇; 8- 输气连接管; 9- 输液连接管; 10- 制冷剂换向器; 11- 分集气器; 12- 分集液器; 13- 输配气管; 14- 输配液管; 15- 16- 检修盒; 17- 毛细盘管; 18- 空调室内机

图 3 直膨式辐射供暖空调供冷系统原理图

土壤分层条件下埋管地源热泵系统 动态运行性能研究

胡洪昊, 韩宗伟, 李 彪, 白晨光

(东北大学冶金学院, 辽宁 沈阳 110819)

[摘要] 建立了土壤分层条件下的三维管群换热模型, 编制程序将地上热泵机组的动态运行性能和地下土壤换热动态性能进行耦合。研究了土壤分层条件下地源热泵系统的动态运行性能, 研究表明: 分层土壤第一年供暖季系统平均 COP 为 2.75, 第二年为 2.68, 引入太阳能补热, 第二年供暖季系统平均 COP 提高至 2.79; 第一年供冷季运行结束之后, 补热情况比无补热情况土壤平均温度高出 0.7K, 第二年, 补热情况比无补热高出 0.9K, 有效的提高了系统性能。并且土壤各层温度场对系统 COP 的影响将随运行时间变长而增大。

[关键词] 地源热泵; 管群换热; 动态耦合; 土壤分层; 土壤热失衡

0 引言

地源热泵是以浅层大地土壤为冷热源, 对建筑进行供暖或制冷的高效节能空调系统, 被国际上公认为最具发展潜力的采暖空调技术之一。地源热泵技术在我国也得到了快速的发展, 并被国家列为可再生能源利用专项技术支持与资助的重点领域之一。

长期以来, 地源热泵的研究主要以解析法为主, 目前为止, 已经提出的埋管换热器的传热模型有 30 余种^[1]。而采用解析法的传热模型主要有: Ingersoll 模型、Kavanaugh 模型、IGSHPA 模型、Hart 模型、Couvillion 模型和 V.C.Mei 模型。近年来, 由于计算机的快速发展, 数值解法得到了广泛使用。V.C.Mei 和 Emerso^[2] 提出了垂直 U 型埋管的二维瞬态热平衡模型, 考虑了系统周期性运停及埋管周围土壤冻结对埋管与土壤之间传热的影响。Cenk, Yavuzturk 等人在极坐标系下建立了二维瞬态热平衡模型^[3], 将 U 型埋管的两根圆管分别采用非圆管近似代替对模拟区域进行网格划分。T-K.Lei 在双柱坐标系下建立了单 U 型埋管的二维瞬态热平衡传热模型^[4], 仅考虑在径向的传热过程, 忽略轴向热传导。近年来一些学者建立了 U 型埋管瞬态三维传热模型, 直接用有限元法或有限体积法对热量平衡建立节点离散方程进行数值计算。在国内, 刁乃仁^[5-7] 等人讨论了钻孔内部传热问题, 抛弃不符实际的假设, 对以往一维、二维模型进行改进, 采用准三维模型, 在已知传热量、孔壁温度和钻孔内热阻时, 可确定埋管进出口温度。东南大学的施明恒、陈振乾等建立了垂直 U 型埋管换热器与土壤之间准三维热渗耦合模型, 探讨了地下水渗流对埋管换热器与土壤间换热特性的影响^[8]。陈晓春、王蕊等在管群

换热模拟法的基础上, 提出了新的模拟方法 - 土壤内热源法, 分析了埋管换热器在长期运行工况下土壤温度场的变化^[9]。张永等分析了不同管井水平间距、系统冬夏季不同的运行天数、热泵系统长期和短期运行、不同埋管类型等不同工况对埋管换热器周围土壤温度场的影响, 以提供冬、夏季节的运行时间分配和管井水平间距等方面的基础数据^[10]。华北电力大学的高元建立了地下 U 型埋管的三维模型, 对不同运行工况、埋管管群不同布置形式和不同土壤热物性参数等因素进行研究, 提出了优化 U 型管换热的方法^[11]。

从文献调研可知, 目前国内外对地源热泵系统的研究中, 将建筑负荷、热泵机组和埋管换热器结合起来进行动态计算和分析的较少, 且对于地下土壤部分的模拟研究太过于简化, 忽略了地下土壤分层的影响。本文以哈尔滨某典型建筑为对象, 通过编译 UDF 程序, 同时利用 ICFM CFD 建立高度还原的地下三维管群模型, 分析地源热泵系统的全年运行性能。

1 系统数理模型模型建立

1.1 机组变工况性能模型

由于热泵机组的能效比受冷凝器(蒸发器)进出口水温影响, 所以有必要引入机组的动态能效比来进行地下换热器的仿真计算, 使得计算结果更加准确。

通过 DeST 模拟结果分析得出, 某哈尔滨典型建筑的最大热负荷为 51.4kW, 为满足该最大热负荷, 本文选择格力的 SSD580DWT 地源热泵机组, 额定制冷量为: 60kW, 制冷输入功率: 11.7kW, 额定制热量为: 53kW, 制热功率为: 15.5kW。

地源热泵机组为常规的水/水热泵机组, 在流量不变的条件下, 其性能主要受蒸发器和冷凝器侧

[基金项目] 国家自然科学基金项目(51406030); 中央高校基本科研业务费项目(N162504005)。

流体进口温度影响。计算过程中假定在供暖工况下冷凝器进水温度 T_{ci} 为 40°C ，在供冷工况下蒸发器进水温度 T_{ei} 为 12°C 。

$$q_h = q_{hd} \cdot (a_1 T_{ei} + b_1) \quad (1)$$

$$P_h = P_{hd} \cdot (c_1 T_{ei} + d_1) \quad (2)$$

$$q_c = q_{cd} \cdot (a_2 T_{ci} + b_2) \quad (3)$$

$$P_c = P_{cd} \cdot (c_2 T_{ci} + d_2) \quad (4)$$

式中： q_h 为机组制热量 (kW)； q_c 为机组制冷量 (kW)； q_{hd} 为额定制热量 (kW)； q_{cd} 为额定制冷量 (kW)； P_h 、 P_c 为耗电量 (kW)； P_{hd} 、 P_{cd} 为额定耗电量 (kW)； T_{ei} 、 T_{ci} ：埋管出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)。

据能量守恒原理，供冷工况下，热泵机组的埋管入口温度可按下式计算：

$$T_{in,c} = T_{out,c} + \frac{q_c + P_c}{c\rho S v} \quad (5)$$

式中： $T_{in,c}$ 、 $T_{out,c}$ 为埋管进出口温度 (K)； c 为流体比热容 (kJ/(kg·K))； ρ 为流体密度 (kg/m³)； S 为埋管总横截面积 (m²)； v 为管内流速 (m/s)。

制热工况下，热泵机组的埋管入口温度可按下式计算：

$$T_{in,h} = T_{out,h} + \frac{q_h + P_h}{c\rho S v} \quad (6)$$

式中： $T_{in,h}$ 、 $T_{out,h}$ 为埋管进出口温度 (K)。

1.2 管群模型的建立

夏季埋管循环总流量，可按下式确定：

$$G_1 = \frac{3600 Q_g}{\rho c \Delta T} = \frac{3600(Q_c + N)}{\rho c \Delta T} \quad (7)$$

式中： G_1 为夏季埋管系统总流量 (m³/h)； Q_g 为夏季埋管换热器总放热量 (kW)； Q_c 为土壤源热泵机组夏季总制冷量 (kW)； N 为夏季土壤源热泵系统机组总耗功率 (kW)； ρ 为循环介质的密度 (kg/m³)； c 为循环介质的比热容 (kJ/(kg· $^{\circ}\text{C}$))； ΔT 为热泵机组冷凝器进出口温差 ($^{\circ}\text{C}$)。

冬季埋管循环总流量，可按下式确定：

$$G_2 = \frac{3600 Q'_g}{\rho c \Delta T} = \frac{3600(Q_h - N)}{\rho c \Delta T} \quad (8)$$

计算可得

$G_1 = 7.769 \text{ m}^3/\text{h}$ ， $G_2 = 7.825 \text{ m}^3/\text{h}$ ；依据经验，埋管换热系统的总流量一般取 G_1 和 G_2 中的较大者，此处取 $7.825 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

钻孔数量可由下式确定：

$$A = \frac{G_2}{3600 v} \quad (9)$$

$$A = \frac{4A}{\pi d_i^2} \quad (8)$$

式中： A 为埋管断面面积 (m²)； n 为埋管换热器钻孔个数 (个)； d_i 为埋管内径 (mm)。

计算可得： $n = 8.719$ ，取整 $n = 9$ 。

所以建立了 3×3 的三维顺排管群模型，采用垂直单 U 型地下埋管换热器，管群共有 9 个钻孔，钻孔深度为 50m，钻孔外边界间距为 4m，钻孔直径为 0.3m，埋管换热器采用直径为 32mm 的 PE 管，管内介质流速为 0.31m/s，埋管两支管管心间距为 0.11m。

管群布置示意图如下。

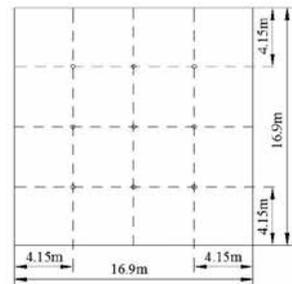


图 1 管群水平面示意图

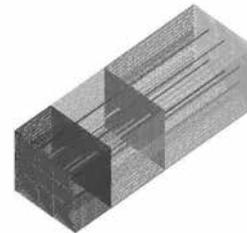


图 2 三维管群模型网格划分图

整个模型计算域为一个 $16.9\text{m} \times 16.9\text{m} \times 50\text{m}$ 的长方体，在 ICEM CFD 中构建了全结构化地下三维管群模型，总网格数约 414 万，网格划分情况如图 2 所示。

地下埋管参数和土壤物性见表 1。

表 1 地下埋管参数和土壤物性

名称	参数	名称	参数
钻孔数量	9	埋管深度 /m	50
管径 /m	0.032	埋管管材	PE
支管管心距离 /m	0.11	管内换热介质	氯化钙水溶液
钻孔直径 /m	0.3	分层土壤类型	黏土 (0-10m)
钻孔间距 /m	4.3		砂土 (10-25m)
管入口流体流速 /m·s ⁻¹	0.31		砂岩 (25-50m)

2 土壤分层条件下地源热泵运行特性

2.1 土壤温度场分析

本文选取了几个具有代表性的位置，分别选取深度为 8m、20m、40m 的土壤水平切面来分析不同深度土壤间的温度场差异。在每个深度剖面上，选

取如下图所示的三个监测点，来分析同一深度下不同位置的温度场差异。

如图 3 所示，点 1 为 #1 和 #2 的中点，点 2 为 #2 和 #5 的中点，点 3 为 #5 和 #1 的中点。

图 4 给出了 40m 深度上的三个监测点在第一个运行周期的温度变化情况，当系统开始供冷时，点 2 温度最先上升且上升幅度最大，点 1 温度随后上升，点 3 温度最后上升。这是因为点 2 与点 1 距离热源较近，最先感受到温度变化，点 3 距离热源较远，温度在土壤中的传递出现了延迟。

图 5 给出了第一个运行周期内不同深度点 2 温度变化曲线，由图可知，40m 深度的点 2 温度最先上升，且最大值最大，在 156d 达到 282.6K；20m 深度的点 2 温度随后上升，在 164d 温度最大值为 282.4K；8m 深度的点 2 温度最后上升，在 190d 为 282.3K。这是因为第三层土壤导热系数最大，热扩散率最大，热量可以很快的从埋管周围传递出去。所以 40m 深的点 2 最先感受到温度变化，且上升幅度最大，其他深度的点 2 同理。

第一年结束时，8m 深点 2 温度为 276.8K，20m 深点 2 温度为 276.0K，40m 深点 2 温度为 275.6K。可见，8m 深偏离土壤初始温度最小，这主要是因为第一层土壤导热性能最差，热量传到点 2 难度最大。而第三层土壤传热性能最好，所以 40m 深点 2 受埋

管温度影响最明显。由埋管结构易知，供冷季时管内流体温度随着深度增加而减小，但由于本文土壤导热性能随着深度增加而增大，两个影响因素中，土壤导热性能更加影响温度的传递效果。

图 6 记录了均匀土壤和分层运行两个周期的土壤温度场平均温度变化，容易得到，第一年分层土壤温度最高值达到 281.8K，第二年分层土壤温度最高达到 280.5K，降低了 1.3K；第一年结束时分层土壤整体温度为 277.8K，相比土壤初始温度降低了 2.5K，第二年结束时分层土壤整体温度为 277.3K，相比土壤初始温度降低了 3.0K。这主要是由于哈尔滨地区冷热负荷不平衡，从土壤中的取热量远大于排热量，导致运行结束时土壤整体温度降低。可以预见，长时间运行后，土壤温度场将严重失衡，进而导致热泵系统运行性能极差。

第一年结束时，分层土壤平均温度较均匀土壤温度高 0.16K，第二年结束时，分层土壤平均温度较均匀土壤温度高 0.13K，在供冷季中期和供暖季中期两种模型下的土壤温差最大，第一年供冷季最大温差为 0.16K，供暖季最大温差为 0.24K。这主要是因为当负荷较低时，埋管吸收或排出的热量，能在土壤中及时传递，但当负荷较大时，分层土壤中不同层的土壤导热能力不同，导热系数小的层中，热量或冷量在埋管周围集聚，使温度场在轴向分布上产

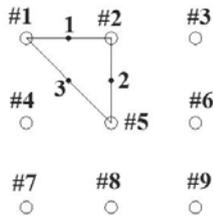


图 3 监测点位置示意图

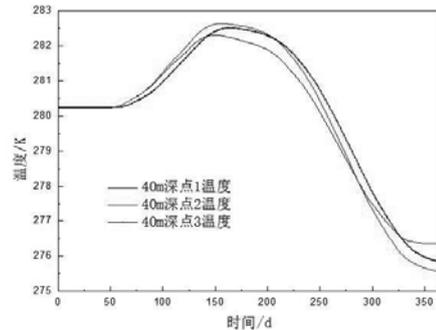


图 4 不同位置监测点的温度变化

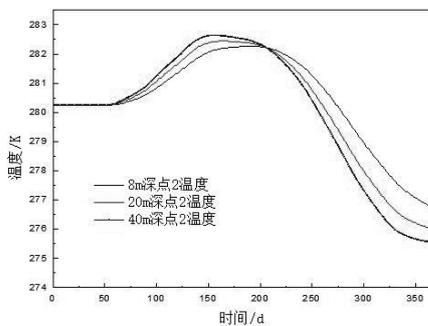


图 5 不同深度中监测点的温度变化

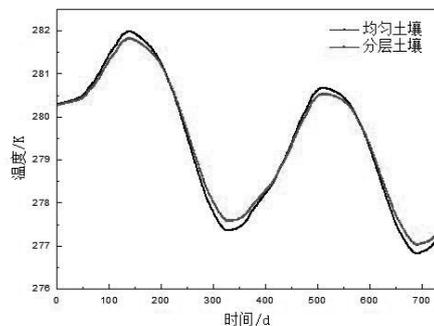


图 6 土壤区域整体温度随时间变化

生较大差异。可以预见,在本文的土壤物性设置前提下,该系统运行若干年后,分层土壤的地下温度场更加适宜土壤源热泵的运行。

2.2 机组运行特性分析

图 7 给出了两个运行周期内地埋管换热器的进出口流体日平均温度变化曲线,可以看出,在供冷阶段,由于负荷不是很连续,导致进出口温度不是很平稳;在供暖阶段,除了在个别时间出现较大变化,无论是上升阶段还是下降阶段,其整体变化均比较平稳。此外,第二年的进出口温度相较第一年都出现不同程度的减小,第一年供冷季进口最高温度为 292.0K,第二年最高温度为 289.8K,降低了 2.2K;第一年供暖季进口最低温度为 264.0K,第二年最低温度为 263.2K,降低了 0.8K。

图 8 给出了分层土壤下第一年供暖期土壤源热泵机组的 COP 变化曲线,可以看出,当热负荷增大时,机组 COP 相应减少。热负荷减小时,机组 COP 相应增大。供暖中期热负荷最大,机组 COP 较低,最小值为 2.786,在供暖初期和末期热负荷较小时,机组 COP 较高,最大值 3.834。这主要是由于供暖初期,土壤温度较高,埋管换热器换热性能好,随着埋管取热的进行,土壤温度下降,埋管周围逐渐出现冷量堆积,温度梯度变大,埋管从土壤中继续取得较大热量的难度变大,埋管的换热性能随之下

降。此外,供暖初期的机组 COP 大于供暖末期的性能系数,这是因为在供暖末期,虽然室内热负荷较小,但经过一个供暖季之后,土壤的整体温度相较于供暖季初期,还是有所下降,供暖末期的土壤温度低于供暖初期土壤温度。

图 9 给出了分层土壤和均匀土壤的供暖期土壤源热泵系统 COP 变化情况,可以看出,供暖中期,室内负荷需求较大且稳定,埋管周围土壤温度持续降低,导致系统 COP 在这个时期处于较低水平,分层土壤第一年供暖季系统平均 COP 为 2.75,第二年供暖季系统平均 COP 为 2.68,第二年的供暖季系统 COP 整体比第一年低,这主要是由于哈尔滨地区冷热负荷不均,系统从土壤中吸取的热量比排入的多,随着运行年限的增长,在供暖季土壤温度持续下降,进而影响埋管换热器换热效果,使系统 COP 降低。均匀土壤第一年供暖季系统平均 COP 为 2.75,与分层土壤差异很小,这主要是因为均匀土壤的导热系数是分层土壤的加权平均,并且系统模拟运行年限较短,差异没有在系统平均 COP 上显现出来。

表 2 供暖季系统 COP 最大值

土壤类型	第一年供暖季最小系统 COP	第二年供暖季最小系统 COP
分层土壤	2.34	2.24
均匀土壤	2.32	2.22

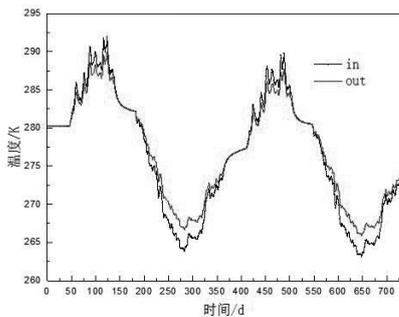


图 7 两个运行周期的进出口温度

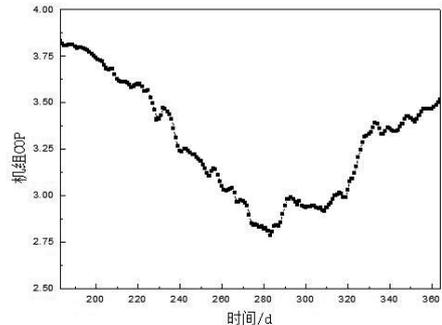


图 8 供暖期机组的 COP 变化曲线

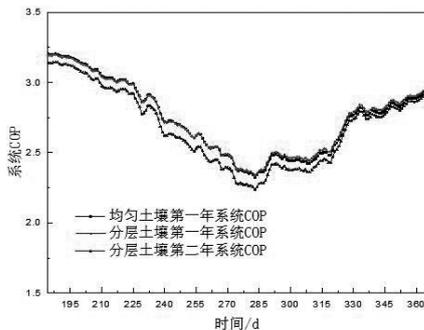


图 9 两个供暖期系统的 COP 变化曲线

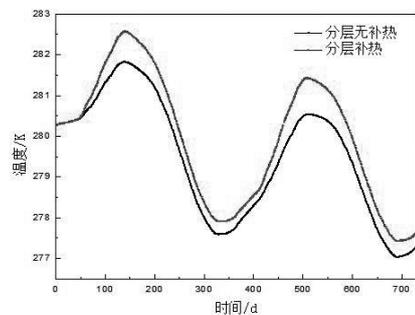


图 10 有无补热土壤区域整体温度对比

2.3 补热对土壤热平衡的影响

由上文可知,由于哈尔滨地区冬夏负荷严重不平衡,当系统运行年限增长时,土壤温度场将严重失衡,埋管换热效果会越来越差,系统运行性能降低,为了缓解或解决这种问题的出现,本文在供冷季加入太阳能补热。为考察在分层土壤模型下,进行太阳能补热后,地下温度场和机组的运行情况,将太阳能蓄热与建筑的冷负荷进行叠加,对分层土壤的补热情况进行了模拟。

从图 10 得到,第一年供冷季运行结束之后,补热比无补热高出 0.7K,第二年供冷季运行结束之后,补热比无补热高出 0.9K;第一年运行结束之后,补热比无补热高出 0.28K,第二年运行结束之后,补热比无补热高出 0.33K。可见,由于在夏季加入了太阳能补热,有效减缓了土壤温度下降速度,但由于只在夏季补热,并且选用的太阳能集热板面积偏小,导热补热后对土壤温度场的改善也很有限,土壤温度依然呈逐年降低趋势。

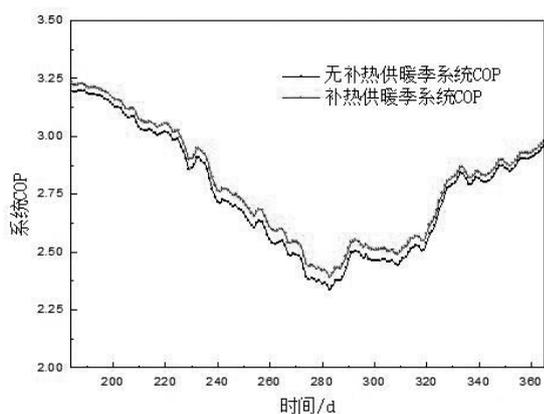


图 11 有无补热供暖期土壤源热泵机组的 COP 变化曲线

图 11 给出了分层土壤在有无补热供暖期土壤源热泵机组的 COP 变化曲线,分析得到,经过夏季太阳能补热后,土壤源热泵机组的 COP 得到显著提升,无补热情况供暖季系统平均 COP 为 2.75,补热情况下暖季系统平均 COP 为 2.79。

3 结论

本文建立了考虑室内负荷变化和机组性能变化的地下土壤分层地源热泵三维模型,通过编译程序将地上机组部分和地下埋管换热器耦合,进而实现了地源热泵系统的动态仿真分析。分析了土壤分层情况下地源热泵的运行状况,得到了以下结论:

(1) 第一年运行结束时,分层土壤整体平均温度较均匀土壤温度高 0.16K,第二年运行结束时,分层土壤整体平均温度较均匀土壤温度高 0.13K;分

层土壤第一年供暖季系统平均 COP 为 2.75,第二年供暖季系统平均 COP 为 2.68。不同层之间的土壤导热能力不同,对土壤温度场和埋管换热能力都有较大影响。在地质结构复杂且运行时间较长时,均匀土壤换热模型存在较大误差,应采用分层换热模型,提高模拟精度。

(2) 引入太阳能补热,第一年供冷季运行结束之后,补热情况比无补热土壤平均温度高出 0.7K,第二年供冷季运行结束之后,补热比无补热高出 0.9K。无补热情况供暖季系统平均 COP 为 2.75,补热情况下暖季系统平均 COP 为 2.79,系统平均 COP 得到很大的提高。

参考文献

- [1] ASHRAE. 地源热泵工程技术指南 [M]. 北京: 机械工业出版社. 1993.120-122.
- [2] Li Z, Zheng M. Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5-6).
- [3] Cenk Y, Jeffrey D S, Simon J R. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical u-tube ground heat exchangers [J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105:465.
- [4] 李丽梅. 埋地换热器土壤内热湿迁移与地表能源特性研究 [D]. 天津大学, 2006.
- [5] 刁乃仁, 曾和义, 方肇洪. 垂直 U 型管地热泵换热器的准三维传热模型 [J]. 热能动力工程, 2003, 04:387-390.
- [6] WANG Yan, DIAO Nai-ren, WANG Jing. Numerical Simulation on Thermal Influencing Radius of U-tube Ground Heat Exchange [J]. BUILDING ENERGY & ENVIRONMENT, 2011, 30(3):46-49.
- [7] 朱大龙, 刁乃仁, 赵媛媛, 李政. 集群埋管换热器的传热分析 [J]. 节能, 2015(10):30-37.
- [8] 杨卫波, 陈振乾, 施明恒. 垂直 U 型埋管换热器准三维热渗耦合模型及其实验验证 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(3):383-389.
- [9] 陈晓春, 王蕊, 宋胡伟, 等. 埋管地源热泵中长期数值模拟的土壤内热源法 [J]. 暖通空调, 2012, 42(5):63-67.
- [10] 张永, 缪小平, 朱正亮. 地源热泵垂直埋管周围土壤温度场数值模拟及分析 [J]. 洁净与空调技术, 2010(4):20-23.
- [11] 高元. 地源热泵系统变工况运行对土壤温度场影响的研究 [D]. 华北电力大学(保定), 华北电力大学, 2011.

多热源耦合热泵系统在严寒地区的运行性能研究

白晨光, 韩宗伟, 李 彪, 胡洪昊

(东北大学冶金学院, 辽宁 沈阳 110819)

[摘要] 为了解决单一热源热泵低温适用性差和冷热负荷不匹配等问题, 提出了一种将空气能, 土壤能, 太阳能互补利用的多热源耦合热泵系统, 并以哈尔滨地区为例, 对该系统进行了数值模拟, 结果表明: 系统 COP 在夏季最高可达 17.5, 系统全年综合 COP 值为 3.19, 土壤热不平衡率为 0.71%。可见, 该系统是一种适用于严寒地区的高效热泵系统。

[关键词] 热泵技术; 多热源耦合; 数值模拟; 运行性能;

0 引言

随着全球经济的迅猛发展, 建筑总量和人们对舒适度的要求也持续升高, 所以为住宅和公共建筑提供供热空调服务就成了一项必不可少的措施, 其消耗的能源总量也持续增加。据统计在发达国家, 供热空调能耗约占社会总能耗的 25%~30%, 而且仍在以 4%~5% 的速度增长^[1]。在我国, 建筑能耗占社会总能耗的 25% 左右^[2]。在我国北方一些严寒地区, 冬季温度低, 供暖期长, 其供暖能耗占建筑总能耗的比例更大, 因此, 用性能更好的可再生能源热泵来代替传统的供热机组能起到明显的节能减排效果。

针对严寒地区热泵供暖空调系统应用技术, 国内外研究人员进行了大量研究工作。这些研究主要针对以下两个问题: (1) 空气源热泵系统的低温适应性问题; (2) 严寒地区地源热泵系统热平衡问题。

首先, 为了提高空气源热泵的低温适应性, 各国学者从“设备”层面做了大量的研究工作, 主要有: (1) 改进制冷循环部件性能 (如采用变频压缩机^[3,4]、增加室外换热器面积^[5,6]、改进换热器结构^[7]等); (2) 热泵循环的改进与优化控制 (如采用补气增焓技术^[8-10]、双级压缩技术^[11-13]、复叠式循环^[14,15]等); (3) 采用新型制冷剂^[16,17]; (4) 采用先进控霜技术^[18-20], 上述研究使得空气源热泵低温制热性能及可靠性得到较大程度的改善, 但受热源属性限制, 空气源热泵系统的负荷匹配性和低温适应性仍无法满足供暖需求。为此, 一些学者从系统集成方面做了大量研究。马最良等提出了将空气/水热泵和水/水热泵通过中间水环路耦合的双级耦合热泵系统, 该系统可根据室外温度实现单、双级交替运行, 改善了机组的运行工况^[21,22]。由于在现有技术条件下, 进一步提升单一空气源热泵系统低温制热性能困难较大, 一些学者尝试将空气与其它热源进行耦合作为热泵系统低温热源。周光辉等在水冷套管式蒸发

器上增加翅片, 实现了太阳能和环境空气热能的综合利用, 通过实验测试可知, 复合热源热泵的冬季低温供热性能明显优于单一空气源热泵^[23,24]。陈雁等利用太阳能空气集热器改善空气源热泵低温适应性, 并对该系统进行了模拟分析, 结果表明提高低温热源 (空气侧) 的温度比降低供水温度对提升空气源热泵的节能性更有效^[25]。上述研究表明, 将太阳能与环境空气热能耦合作为热泵的热源, 可以有效改善单一空气源热泵性能, 但研究中采用太阳能短期蓄热或未采用蓄热措施, 而且环境空气热源与太阳能在时间分布上存在同向性, 所以实际中太阳能很难改善空气源热泵的运行性能。

近年来, 在保持地源热泵土壤热平衡方面, 采用太阳能季节性蓄热的地源热泵系统逐渐得到重视, 毕月虹进行了太阳能热泵和土壤源热泵交替运行供暖的性能实验研究, 结果表明太阳能热泵和土壤源热泵交替运行中, 二者可相辅相成^[26]。V Trillat-Berdal 等利用太阳能辅助土壤源热泵对建筑面积为 180 m² 的住宅进行了供热实验研究, 结果表明, 该热泵系统有助于保证土壤热平衡, 运行期间平均供暖 COP 为 3.75^[27]。Onder Ozgener 研究了太阳能与土壤源热泵系统联合运行的性能, 结果表明这种组合可降低土壤源热泵系统的设计容量, 提高了热泵性能系数^[28]。Farzin M. Rad 等对太阳能复合埋管地源热泵系统在加拿大寒冷地区应用进行了可行性研究, 研究表明相比单一地源热泵系统, 可减少的埋管长度与集热器面积的比例为 7.64m/m², 复合系统的经济性优于单一地源热泵系统^[29]。上述研究表明, 太阳能与地源热泵的结合提高了系统的运行性能和可靠性。但是由于太阳能流密度低, 单纯通过太阳能蓄热解决严寒地区地源热泵热平衡问题, 需要较大的集热面积, 由于集热器价格较高, 使其应用价值大大降低。

基于上述背景, 本文在充分考虑严寒地区建筑空调负荷全年分布特性以及空气、太阳能、土壤热

[基金项目] 国家自然科学基金项目 (1406030); 中央高校基本科研业务费项目 (N162504005)。

源的能量输出特性基础上,提出了基于季节性蓄热的多热源耦合热泵系统。通过建立数学模型对系统的全年动态运行性能进行分析,研究结果对于在严寒地区构建高效热泵系统、开发高效热泵制热机组提供一定参考。

1 多热源耦合热泵系统原理说明

图1为多热源耦合热泵系统的系统原理图,如图所示,该系统主要由地源热泵机组、双热源蒸气压缩复合分离式热管热水机组、地理管换热器、空调末端装置、循环泵及管路附件等组成,其中双热源复合制热机组由集热/蒸发器、水冷冷凝器、压缩机、节流装置、气液分离器、闪发器等部件构成,可根据需要在蒸气压缩式热泵循环和分离式热管自然循环之间任意切换,其中双热源复合热泵采用中间补气的准双级压缩热泵循环提高其低温制热性能。在分离式热管自然循环模式下,集热/蒸发器内制冷剂吸热气化后,气态制冷剂由上升管进入水冷冷凝器,被冷凝成液体后靠重力的作用流回风冷蒸发

器完成热管自然循环。系统在运行时可以实现六种不同的运行模式,各模式运行原理如表1所示:

(1) 双热源复合热泵供暖模式

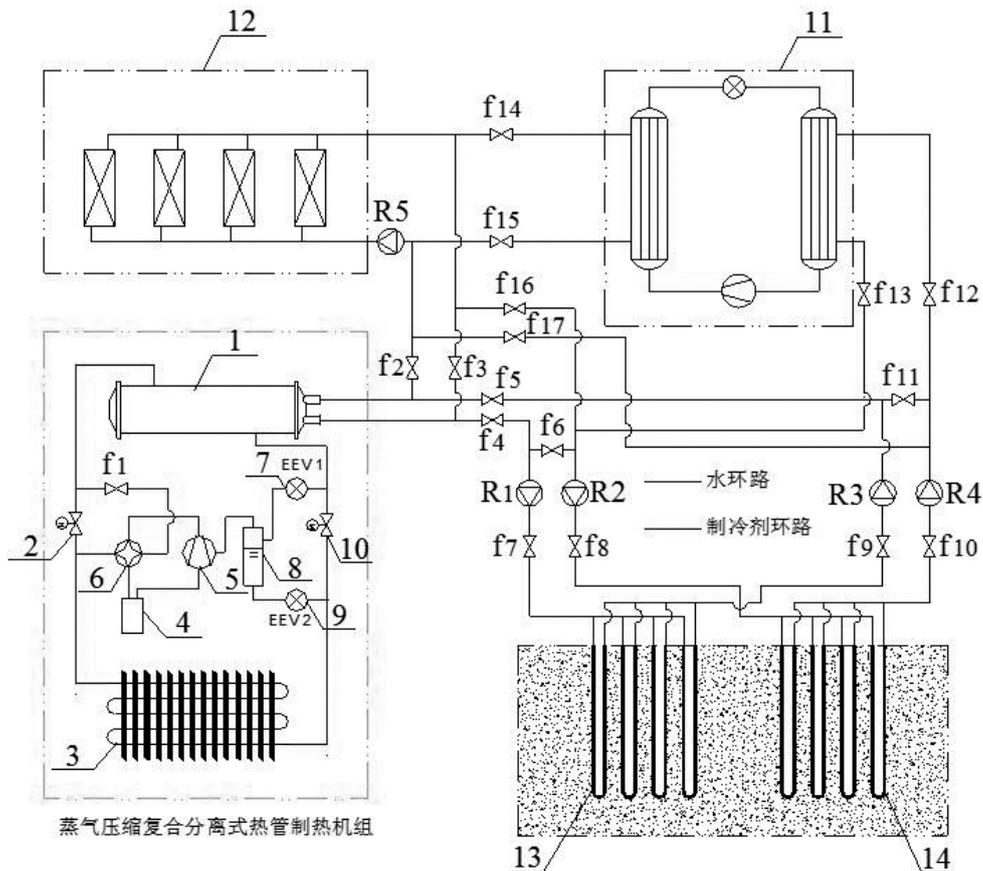
在供暖期,当温度较高或太阳辐射较强的时候,系统以双热源(太阳能和空气能)复合热泵供暖模式运行。此时由于太阳能与空气能互为补充,使系统更易于满足供暖需求,同时也改善了空气源热泵系统存在的低温适应性差的问题。

(2) 地源热泵供暖模式

在供暖期,当环境温度低且太阳辐射强度又很弱的时候,系统以地源热泵供热模式运行。此时双热源复合热泵机组无法高效运行,由于地源热泵避免了空气源热泵结霜的问题具有很好的低温适应性,是优良的冬季供暖方式,所以利用热泵技术将土壤中储存的大量热能合理利用为建筑供暖。

(3) 双热源复合热泵联合地源热泵供暖模式

在供暖期,当双热源复合热泵机组可以高效运行,但是提供的热负荷无法满足供暖需求时,系统



1- 水冷冷凝器 2- 电磁阀 3- 集热/蒸发器 4- 气液分离器 5- 压缩机 6- 四通换向阀 7- 一级节流阀 8- 经济器 9- 二级节流阀 10- 电磁阀 11- 地源热泵机组 12- 空调末端装置 13- 蓄热系列土壤换热器 14- 供冷系列土壤换热器 f1~f17- 转换阀 R1~R5- 循环泵
图1 多热源耦合热泵供暖空调系统示意图

表 1 不同模式阀门开启情况

模式	f1	f2	f3	f4	f5	f6	f7	f8	f9	f10	f11	f12
1	√	√	√	×	×	×	×	×	×	×	×	×
2	×	×	×	×	×	√	√	√	√	√	√	√
3	√	√	√	×	×	√	√	√	√	√	√	√
4	×	×	×	√	√	×	√	×	√	×	×	×
5	×	×	×	√	√	×	√	√	√	√	×	×
6	×	×	×	√	√	×	√	√	√	√	×	√
模式	f13	f14	f15	f16	f17	R1	R2	R3	R4	R5	2	10
1	×	×	×	×	×	×	×	×	×	√	×	×
2	√	√	√	×	×	√	√	√	√	√	×	×
3	√	√	√	×	×	√	√	√	√	√	×	×
4	×	×	×	×	×	√	×	√	×	×	√	√
5	×	×	×	√	√	√	√	√	√	√	√	√
6	√	√	√	×	×	√	√	√	√	√	√	√

以双热源复合热泵联合地源热泵供暖模式运行。这样既能保证双热源复合热泵机组高效运行，又能减少从土壤中的吸热量，有助于保持土壤热平衡。

(4) 分离式热管土壤蓄热模式

在过渡期，建筑无供暖和供冷需求，当环境温度较高或太阳辐射较强时，系统以分离式热管土壤蓄热模式运行。此时系统可以将空气能和太阳能转化并储存在土壤中，整个过程由两个循环泵和风机驱动，耗电少，但对保持土壤的热平衡有着重要的作用，有助于系统的长期高效运行。

(5) 土壤直接供冷 - 分离式热管土壤蓄热模式

在严寒地区，由于系统在供暖期从土壤中吸热量较大，土壤的温度较低，所以在供冷期，当所需冷负荷较小时，系统以土壤直接供冷 - 分离式热管土壤蓄热模式运行。此时，系统用土壤中储存的冷量为建筑供冷，减少了压缩机的工作时间，代之以循环泵来驱动机组工作，减小了系统的功耗。同

时利用分离式热管吸收空气能和太阳能为土壤蓄热，有利于保持土壤的热平衡。

(6) 地源热泵供冷 - 分离式热管土壤蓄热模式

在供冷期，当所需冷负荷较大，且利用土壤直接供冷的方式无法满足供冷需求时，系统以地源热泵供冷 - 分离式热管土壤蓄热模式运行。此时系统在利用地源热泵为建筑室内供冷的同时，其自身和分离式热管都通过地理管换热器实现了为土壤蓄热的功能。

2 模拟运行结果分析

为了考察多热源耦合热泵系统在严寒地区的运行性能，本文借助已建立的数学模型，对其进行了数值模拟分析。其中双热源复合热泵的关闭温度为 -20°C 时，选择分离式热管的开启温差为 12°C。

以典型严寒地区哈尔滨的一栋办公建筑为对象，利用 DeST 计算软件对该建筑的全年冷、热负荷进行了计算，得出该建筑供暖期的最大热负荷为

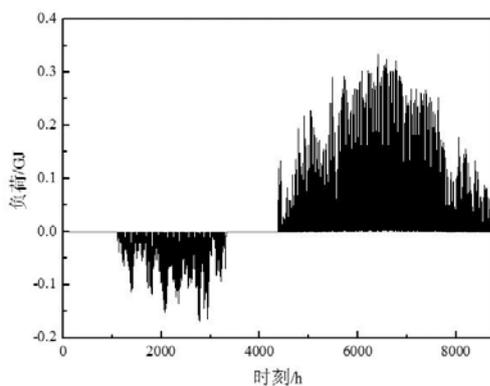


图 2 建筑室内全年逐时负荷变化情况

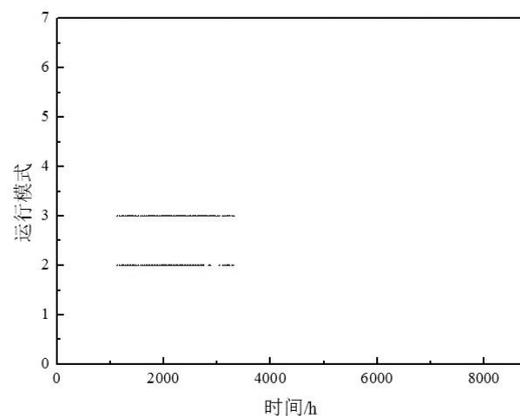


图 3 系统全年运行模式变化情况

92.8kW, 累计热负荷为 283.4GJ, 供冷期的最大冷负荷为 46.8kW, 累计冷负荷为 70.1GJ。

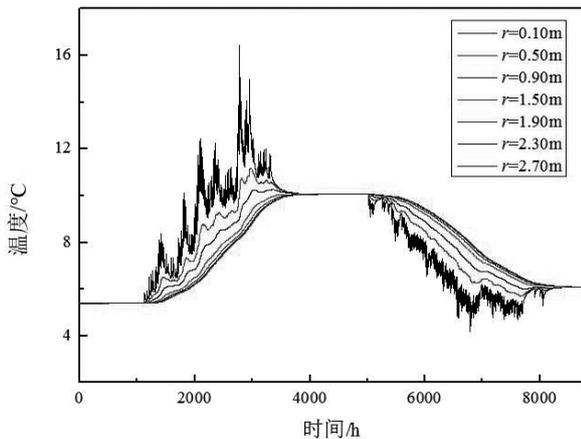
图 2 为目标建筑室内全年逐时冷热负荷变化情况, 从图中可以看出, 严寒地区全年冷热负荷差距很大, 出现严重的不平衡现象。

图 3 为多热源耦合热泵系统的全年运行模式变化情况, 从图中可以看出, 在过渡期, 系统以模式 4 运行, 运行时间为 2290h; 在供冷期, 两种供冷模式(模式 5、6)交替运行, 供冷初末期, 冷负荷较小, 此时系统主要以模式 5 运行, 供冷中期, 冷负荷增加, 模式 5 无法满足供冷需求, 于是系统主要以模式 6 运行, 在整个供冷期, 模式 5 运行 472h, 模式 6 运行 201h; 在供暖期, 三种供暖模式(模式 1、2、3)交替运行, 供暖初末期, 环境温度较高, 热负荷较小, 系统先以模式 1 运行, 随着热负荷的增加, 模式 1 难以满足建筑的供暖需求, 此时系统主要以模式 3 运行, 当环境温度下降到一定程度, 以至于

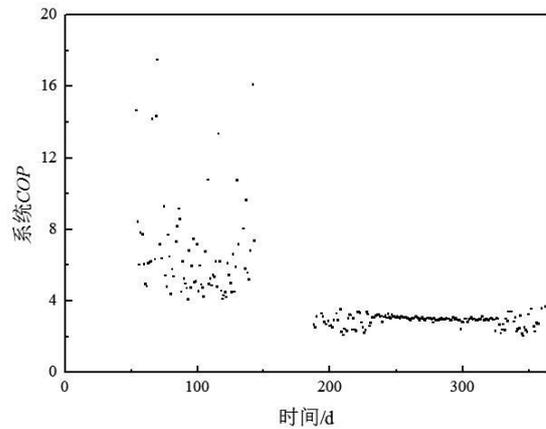
双热源复合热泵系统难以高效运行时, 系统主要以模式 2 运行, 在整个供暖期, 模式 1 运行 1135h, 模式 2 运行 190h, 模式 3 运行 731h。

从图 4 (a) 可知, 利用该系统建筑室内温度在冬季维持在 18~22°C 之间, 在夏季维持在 24~28°C 之间, 可以满足室内环境的舒适性要求。又从图 4 (b) 系统日平均 COP 变化情况来看, 由于夏季使用了土壤直接供冷, 无压缩机耗电, 所以该系统夏季的 COP 值最大可达 17.5, 最小为 4.06, 平均值为 6.7, 冬季系统的平均 COP 值为 2.9, 其中日平均 COP 等于日供暖(冷)量与日供暖(冷)量和蓄热耗电量总和的比值。

图 5 (a)、(b) 和图 6 (a)、(b) 分别为系统蓄热系列和供冷系列在距离地面 40m 深内部、外部埋管换热器周围土壤温度场的变化情况。从图中可以看出, 埋管换热器周围土壤温度场的各个位置在运行一年后基本恢复, 均能维持土壤的热平衡。

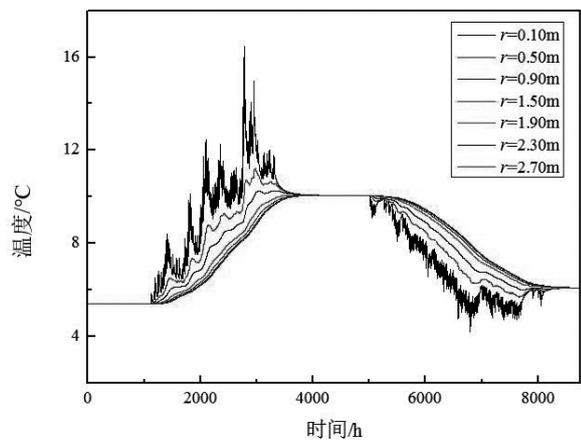


(a) 建筑物全年室内温度

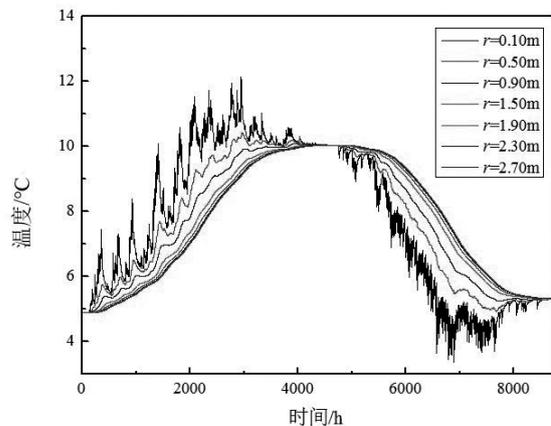


(b) 系统平均 COP 变化情况

图 4

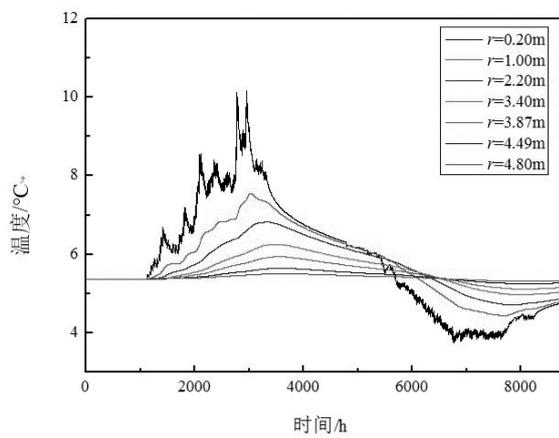


(a) 供冷系列内部埋管土壤温度场全年变化情况

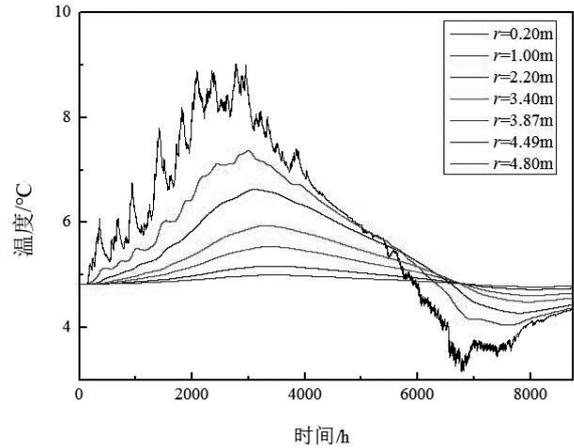


(b) 蓄热系列内部埋管土壤温度场全年变化情况

图 5



(a) 供冷系列外部埋管土壤温度场全年变化情况



(b) 蓄热系列外部埋管土壤温度场全年变化情况

图 6

表 2 多热源耦合热泵系统全年运行模拟结果

各运行模式能耗情况					
模式 1		模式 2		模式 3	
供热量 /GJ	62.85	供热量 /GJ	40.74	供热量 /GJ	180.04
耗功率 /GJ	25.73	耗功率 /GJ	13.11	耗功率 /GJ	57.66
COP ₁	2.44	COP ₂	3.11	COP ₃	3.12
模式 4		模式 5		模式 6	
蓄热量 /GJ	64.03	供冷量 /GJ	47.93	供冷量 /GJ	22.49
耗功率 /GJ	6.38	耗功率 /GJ	2.30	耗功率 /GJ	5.36
COP ₄	9.92	COP ₅	20.85	COP ₆	4.20
系统整体能耗情况					
总供热量 /GJ	283.45	供暖平均 COP	2.92	注：模式 1- 双热源复合热泵供暖；模式 2- 地源热泵供暖；模式 3- 双热源复合热泵 - 地源热泵联合供暖；模式 4- 分离式热管蓄热；模式 5- 土壤直接供冷；模式 6- 地源热泵供冷。	
总热负荷 /GJ	283.44	供冷平均 COP	9.20		
总供冷量 /GJ	70.42	总取热量 /GJ	129.34		
总冷负荷 /GJ	70.10	总蓄热量 /GJ	130.26		
综合 COP	3.19	土壤不平衡率	0.71%		

表 2 为多热源耦合热泵供暖空调系统全年运行的模拟结果，系统平均供暖 COP 为 2.92，平均供冷 COP 为 9.20，平均蓄热 COP 为 9.92，全年综合 COP 为 3.19，土壤不平衡率为 0.71%。

3 结论

文本提出了一种将太阳能、空气能、土壤能三种可再生能源互补利用的多热源耦合热泵系统，并结合系统图对其进行了原理说明。此外，以哈尔滨地区某建筑为对象对该系统进行了全年的模拟运行计算，结果显示：该系统夏季的 COP 值变化幅度较大，其中最大值为 17.5，最小值为 4.06，平均值为 6.7；冬季系统的 COP 值变化幅度较小，主要集中在 3.0 左右，平均值为 2.9；蓄热平均 COP 为 9.92，全年综合 COP 为 3.19，土壤的热不平衡率为 0.71%。

参考文献

- [1] 蒋能照, 刘道平. 水源·地源·水环热泵空调技术及应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010. 1.
- [2] 侯晓侠. 长江中下游地区冬季太阳能 - 土壤源热泵系统的研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2005. 4.
- [3] 田长青, 石文星, 王森. 用于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵的研究 [J]. 太阳能学报, 2004, 25(3): 388-393.
- [4] 邓荣基, 陈波. 带闪蒸器的家用变频空气源热泵试验研究 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(6): 73-75.
- [5] 陈文俊, 闫志恒, 卢志敏. 空气源热泵系统低温制热量改善途径实验分析 [J]. 制冷学报, 2009, 30(2): 49-54.
- [6] 王洋, 江辉民, 马最良. 增大蒸发器面积对延缓空

- 气源热泵冷热水机组结霜的实验与分析 [J]. 暖通空调, 2006, 36(7): 83–87.
- [7] 刘川, 郭宪民, 杨宾. 使用条缝翅片管换热器的空气源热泵机组除霜特性研究 [J]. 流体机械, 2009, 37(2):52–56.
- [8] Xu Shuxue, Ma Guoyuan. Research on air-source heat pump coupled with economized vapor injection scroll compressor and ejector[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7):1587–1595.
- [9] Jaehyeok Heo, Min Woo Jeong, Changhyun Baek, etc. Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(2): 444–453.
- [10] Neil J. Hewitt, Ming Jun Huang, Mark Anderson, etc. Advanced air source heat pumps for UK and European domestic buildings[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(17–18): 713–719.
- [11] Xu Shuxue, Ma Guoyuan. Experimental study on two-stage compression refrigeration/heat pumps system with dual-cylinder rolling piston compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62(2): 803–808.
- [12] 金旭, 王树刚, 张腾飞, 等. 变工况双级压缩中间压力及其对系统性能的影响 [J]. 化工学报, 2012, 63(1): 96–102.
- [13] Younghwan Ko, Sangkyoung Park, Simon Jin, etc. The selection of volume ratio of two-stage rotary compressor and its effects on air-to-water heat pump with flash tank cycle[J]. Applied Energy, 2013, (104): 187–196.
- [14] Wang Bingming. Experimental investigation on the performance of NH_3/CO_2 cascade refrigeration system with twin screw compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(7):1358–1365.
- [15] Bhattacharyya S, Garaia A, Sarkar J. Thermodynamic analysis and optimization of a novel NCO-CO₂ cascade system for refrigeration and heating[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5):1077–1084.
- [16] Ali Hakkaki-Fard, Zine Aidoun, Mohamed Ouzane. Applying refrigerant mixtures with thermal glide in cold climate air-source heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62(2):714–722.
- [17] Ki-Jung Park, Yun-Bo Shim, Dongsoo Jung. A ‘drop-in’ refrigerant R431A for replacing HCFC22 in residential air-conditioners and heat pumps[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(7):1671–1675.
- [18] Qu Minglu, Xia Liang, Deng Shiming. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump — Part I: Experiments[J]. Applied Energy, 2012, 91(1): 122–129.
- [19] Ji Young Jang, Heung Hee Bae, Seung Jun Lee, etc. Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting and improvement of energy efficiency[J]. Applied Energy, 2013, (110): 9–16.
- [20] Yiqiang Jiang, Jiankai Dong, Minglu Qu, etc. A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2278–2288.
- [21] W. Wang, Z. Ma, Y. Jiang, etc. Field test investigation of a double-stage coupled heat pumps heating system for cold regions[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(5): 672–679.
- [22] 马最良, 姚杨, 姜益强. 双级耦合热泵供暖的理论与实践 [J]. 流体机械, 2005, 33(9): 30–33.
- [23] 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.
- [24] Yin Liu, Jing Ma, Guanghui Zhou. The coupling performance of a solar-air heat pump[J]. Procedia Engineering, 2011, (15): 4058–4062.
- [25] 陈雁, 孙德胜. 空气源热泵—太阳能组合系统在寒冷地区运行特性的模拟研究 [J]. 暖通空调, 2011, 4(7): 123–127.
- [26] Yuehong Bi, Tingwei Guo, Liang Zhang, etc. Solar and ground source heat-pump system[J]. Applied Energy, 2004, 78(2): 231–245.
- [27] V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Fraisse. Experimental Study of a Ground-Coupled Heat Pump Combined with Thermal Solar Collectors[J]. Energy and Buildings, 2006, 38(12): 1477–1484.
- [28] Ozgener O, Hepbasli A. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system[J]. Energy and Buildings, 2005, 37(1): 101–110.
- [29] Farzin M. Rad, Alan S. Fung, Wey H. Leong. Feasibility of combined solar thermal and ground source heat pump systems in cold climate, Canada[J]. Energy and Buildings, 2013, (61): 224–232.

川西藏区结霜时空频率分布特征

刘优优, 王智伟, 赵 健, 魏 鹏, 孙婷婷

(西安建筑科技大学, 陕西 西安 710055)

[摘要]针对川西藏区地域跨度大、供暖周期长, 空气源热泵结霜频率在时间和空间分布差异性大的特点, 以结霜总量为划分指标将川西藏区各县市划分为五类地区, 以室外日平均温度为依据将供暖周期划分为三个时期。划分结果表明: 川西藏区不同地区结霜严重性差异明显, 结霜现象由南往北依次加重; 同一地区以时间为序列, 结霜呈两头严重中间轻的“U”型分布, 此分布特点表明结霜严重的气候条件为温和、高湿; 以日为周期, 呈现夜晚结霜严重, 白天结霜较轻的分布特征。

[关键词]川西藏区; 空气源热泵; 结霜的时空分布

0 引言

空气源热泵由于其节约能源、无污染、安装和使用灵活便捷等优点^[1], 得到广泛的应用。然而空气源热泵在冬季供暖时, 室外换热器表面易结霜, 对其制热性能造成很大的影响。室外的气象条件(包括温度、相对湿度等)对空气源热泵的结霜现象有重要的影响, 不同地域以及不同时间其气象条件存在明显差异, 从而导致结霜现象在不同地域、不同时间亦存在差异性。结霜的差异性导致同一型号的机组在不同地区以及不同时期应用时, 要求其除霜频率、除霜控制策略等都不同, 而现有机组并未考虑结霜地域性和时间分布的不同, 使空气源热泵机组在实际应用时易造成误除霜事故。王伟^[2]等对我国 18 个城市空气源热泵的结霜区域进行研究, 分析了空气源热泵在我国不同地区应用的结霜程度, 而川西藏区并不在研究范围内。同时, 相关文献并没有研究同一地区不同时期空气源热泵结霜的差异性。川西藏区以典型的低温高湿高海拔气候著称, 但其海拔范围大, 地域广, 空气的温湿度条件存在很大差异, 且其不同县、市的供暖期天数也不尽相同, 从而在川西藏区不同县、市以及供暖的不同时期, 空气源热泵的结霜量以及结霜速率均存在很大的差异。因此研究川西藏区结霜的空间分布和时间分布, 对提出有针对性的抑霜策略, 研发适于川西藏区不同地区和不同时期的空气源热泵机组, 减少误除霜率有重要意义。

为研究川西藏区空气源热泵结霜的时间和空间分布特征, 以结霜总量为划分指标将川西藏区各县市划分为五类地区, 以红原县为例并以室外温度为指标将供暖周期划分为三个时期, 并分析五类地区和三个时期内空气源热泵的结霜分布特征。

1 川西藏区气象分布特性

川西藏区涵盖 3 个自治州, 35 个县, 海拔高度跨度大, 从海拔最低的石棉县到海拔最高的石渠县, 跨度达 3000 米。不同地区的温湿度条件差异明显, 选取海拔高度不同的六个地区: 宝兴(1010m)、茂县(1590m)、金川(2169m)、马尔康(2664m)、九龙(2925m)、红原(3492m), 其供暖期的平均温湿度参数分布见图 1。

从图 1 可以看出高海拔的红原县低温高湿的气候特征明显, 平均相对湿度与理塘相比, 高出 30% 左右, 平均干球温度与较温和的九龙相比, 将近下降 4℃。随着海拔高度的下降, 气候特征逐渐由低温高湿转变为温和高湿和温和中湿, 而不同的气象特征对霜层形成的影响是十分巨大的。

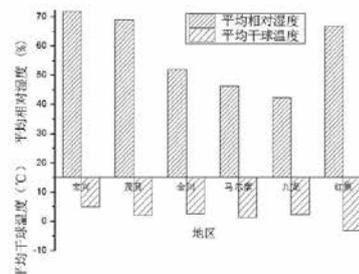


图 1 不同地区供暖期的平均温湿度分布

2 结霜时空划分

川西藏区不同地区、不同时间环境参数差异明显, 导致在不同地区、不同时间应用空气源热泵结霜具有差异性, 因此需对川西藏区结霜进行时间和空间划分。

2.1 空间划分

2.1.1 区划指标

空间划分以各行政市、县为划分基本单元, 每个基本单元结霜速率和结霜时间可由供暖期结霜总量来表征, 因此以各单元供暖期结霜总量为区划指标, 对川西藏区结霜分布进行空间划分。

[基金项目]“十三五”国家重点研发计划课题(2016YFC0700403); 国家青年基金项目(51408457)。

2.1.2 区划方法

首先，将川西藏区无供暖期的地区划分为第 V 类地区。

其次，计算川西藏区其余各地区供暖期的环境参数在分区域结霜图谱^[3]中重霜区、一般结霜区、轻霜区的小时数，分别记为 h_1 、 h_2 、 h_3 。对于有典型气象年数据的地区，根据该地区的典型气象年数据^[4]进行统计；对于无典型气象年数据的地区，需先利用五日滑动平均法^[4]，根据 1981~2010 年的累年日平均温度，计算该地区的供暖期日数 d 及供暖期起止日期；再根据测试数据统计其在各结霜区域的小时数。具体方法为，根据 2017 年 1 月 15 日~5 月 7 日的测试数据统计该地区采暖期在结霜图谱重霜区、一般结霜区、轻霜区所占百分比 x_1 、 x_2 、 x_3 ，则各地区供暖期的环境参数各结霜区域小时数分别 $h_1=24 \times d \times x_1$ 、 $h_2=24 \times d \times x_2$ 、 $h_3=24 \times d \times x_3$ 。

第三，通过结霜图谱获得各基本单元供暖期环境参数在重霜区、一般结霜区、轻霜区的平均结霜速率，分别记为 v_1 、 v_2 、 v_3 。在结霜图谱上，筛选落在不同结霜区域的环境工况点，并计算该区域内所有工况点的温、湿度平均值，然后利用冷平板结霜特性预测模型^[5]得出该区域平均温度、平均相对湿度条件下的结霜速率，作为该区域平均结霜速率。

第四，利用公式 (1) 计算川西藏区各地区供暖期的结霜总量。

$$H_1 = h_1 \times v_1 + h_2 \times v_2 + h_3 \times v_3 \quad (1)$$

第五，利用 k-mean 聚类，将川西藏区除第 V 类地区外的各地区按结霜量由大到小划分为 I、II、III、IV 类。

2.2 时期划分

2.2.1 划分依据

供暖期的计算，是以日平均温度为计算基本单位进行的，可以认为日平均温度可衡量一段时期的冷暖水平，因此以日平均温度为结霜时期划分的依据。

2.2.2 划分方法

根据五日滑动平均法^[4]，川西藏区所有地区供暖中，任意连续五日的日平均温度平均值都大于 -13°C ，故将区间 $(-13, 5]$ 等分为三个小区间，则 -7°C 、 -1°C 作为时期划分的临界点。供暖期时期划分具体方法如下：

(1) 该地区采暖期中任意连续五日的日平均温度的平均值等于或低于 -7°C 的最长一段时期为时期一。

(2) 该地区任意连续五日的日平均温度的平均

值等于或低于 -1°C 的最长一段时期除去时期一的剩余时间为时期二。其中离供暖期开始时间较近的时期为前时期二，离供暖期结束较近的时期为后时期二。

(3) 最终供暖期中剩余的时间期为时期三，其中供暖期开始的时期为前时期三，供暖期结束的时期为后时期三。

以红原县为例，整个供暖期的时期划分如图 2。图 2 表明，时期的划分在结构上呈现准对称分布，其中温和高湿的时期三所占比例最大，约为整个采暖季的 43%。

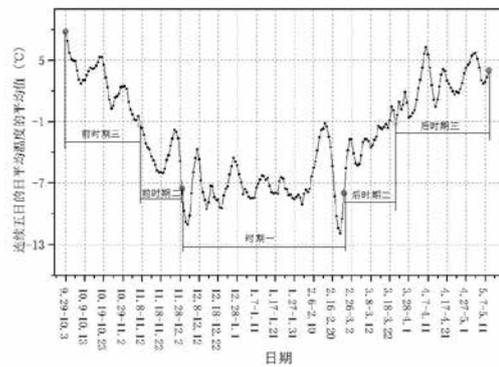


图 2 采暖期的时期划分

2.3 时刻划分

日周期不同时刻的室外温度、相对湿度差异大，呈现白天温度高、相对湿度低而夜晚温度低、相对湿度高的此消彼长的特点。不同时刻温、湿度的差异造成昼夜结霜频率差异，因此分别研究三个时期的结霜时刻分布特征。

3 结霜时空分布特征

3.1 空间分布特征

以不同地区供暖期的结霜总量为区划指标，对川西藏区所有县市进行区域划分，划分结果分为五类，空间位置上的区划结果见图 3。图 3 显示，空间分布上川西藏区由北向南结霜严重性逐渐减小，结霜最严重的地区主要集中在高海拔的北部和相对湿度较大的康定地区，中西部地区的大部分城市结霜相对较轻，在川西藏区的最南端，由于空气的平均温度较高，日平均温度小于等于 5°C 的天数为 0，不需要供暖。

具体的区划结果见表 1。从表 1 可以看出，I-IV 类地区供暖期结霜总量平均值分别达到 L3500mm、L2000mm、L1000mm、L200mm。其中 III 类地区包含的县/市几乎占了整个川西藏区的一半，不同种类的地区在数量上也呈现出“两头小，中间大”的分布特征。

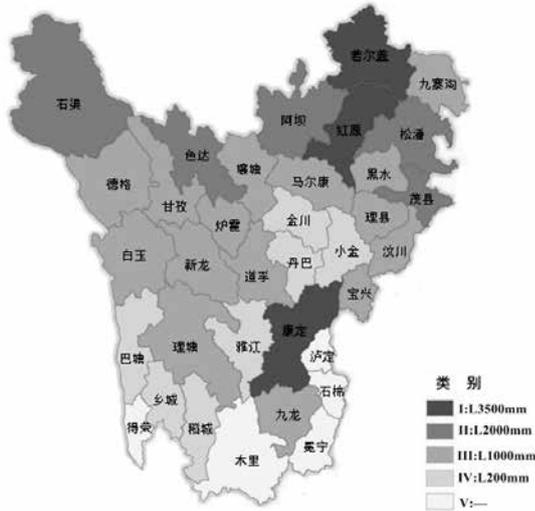


图3 结霜总量指标川西藏区区划
表1 以结霜总量为指标的地区分类

地区分类	地区	结霜量区间/mm	平均值/mm
I	红原、康定、若尔盖	[3096, 3942]	3524
II	茂县、色达、阿坝、石渠、松潘	[1870, 2625]	2129
III	壤塘、甘孜、理县、理塘、道孚、九寨沟、马尔康、九龙、炉霍、新龙、白玉、德格、汶川、宝兴	[657, 1460]	984
IV	金川、稻城、小金、丹巴、乡城、雅江	[0, 389]	178
V	得荣、泸定、冕宁、木里、石棉	—	—

3.2 时期分布特征

川西藏区平均温度水平低，供暖期涵盖时间跨度大，因此温湿度变化十分明显，以红原县为例，不同时期的平均温湿度水平见表2。

表2 红原县不同时期平均温湿度水平

时期名称	平均温度/°C	平均相对湿度/%
时期一	-7.2	60.6
时期二	-3.4	63.4
时期三	2.8	74.0

表2表明，三个时期日平均温度和日平均相对湿度平均值为时期三>时期二>时期一，时期一的主要气候特点是“低温高湿”，该时期主要分布在供暖季的中部，而时期三的“温和高湿”特点最为显著，主要分布在供暖期的初期和末期。分别计算不同时期、不同气候特点下的平均结霜速率，按供暖期时间序列，不同时期的平均结霜速率分布见图4。

图4表明，按供暖期时间序列，不同时期空气源热泵的平均结霜速率近似呈对称“U”型分布，结霜的严重性先由重变轻，再由轻变重。属于“温和高湿”气候特征的时期三结霜速率明显偏高，因此，结霜真正严重的气候特点并不是所谓的“低温高湿”，而是“温和高湿”。根据结霜时期的“U”型分布特征，应重点防范供暖期初期和末期的结霜现象。

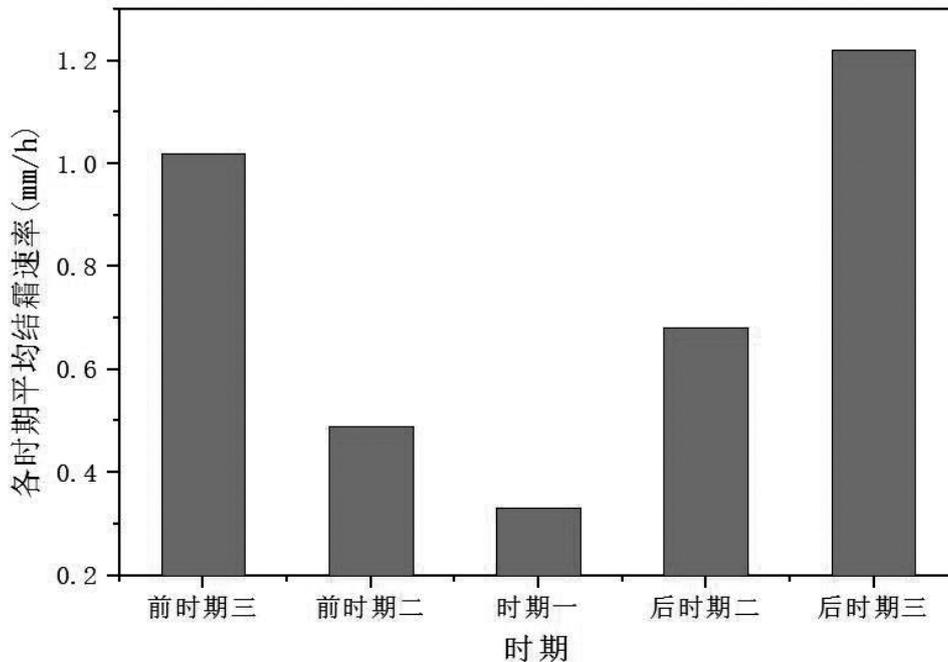
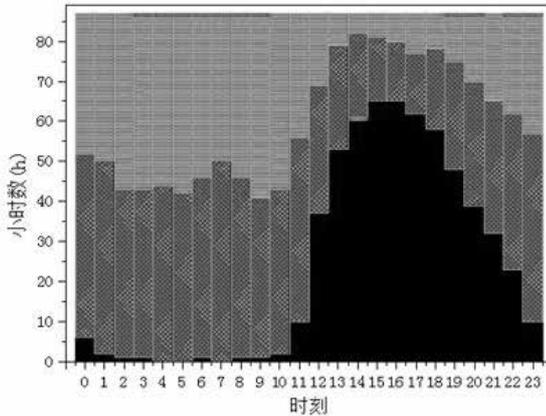
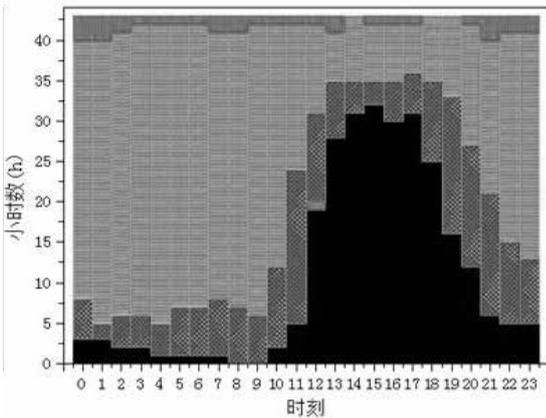


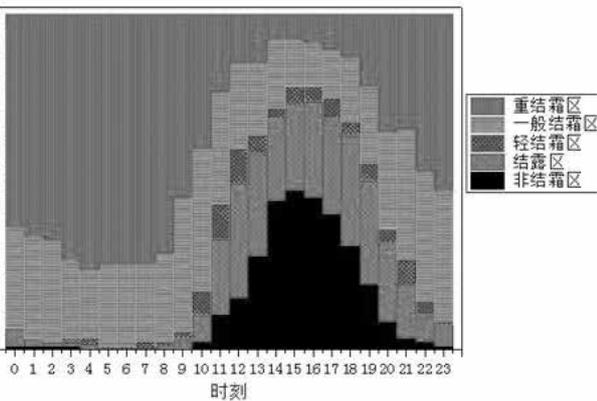
图4 红原县不同时期的平均结霜速率分布



(时期一)



(时期二)



(时期三)

图5 红原县温和、过渡、低温时期各时刻温湿度参数在结霜图谱各区域中所占小时数

3.3 时刻分布特征

川西藏区海拔高，空气稀薄，昼夜温差较大，以红原地区为例，统计其各个时期在一天24小时中，在各结霜区域的分布小时数，统计的结果见图5。

由图5可知，结霜频率随时刻的变化近似呈正态型分布，白天无结霜频率占主导，结霜逐时分布近似正态型分布；夜间结霜频率较高占主导，结霜严重的时间段主要集中在两端。特别是在时期三，夜晚的重霜区比列急剧增大。

4 结论

(1) 川西藏区按结霜程度由强到弱划分为I、II、III、IV类地区，空间分布规律呈现为由北往南结霜依次减弱。I-IV类地区供暖期总结霜量平均值依次达到L3500mm、L2000mm、L1000mm、L200mm。

(2) 以日平均温度为依据，可将供暖期划分为时期一、前后时期二和前后时期三。结霜时期分布按时间序列呈现重、较重、轻、较重、重的“U”型分布特征，开始供暖和结束供暖时的时期三结霜相对较重，处于供暖期中间的时期一结霜相对较轻。结霜严重的环境条件为温和、高湿，而不是低温、高湿。

(3) 按供暖日时间为序列，白天无结霜频率占主导，结霜逐时分布近似正态型分布；夜间结霜频率较高占主导，结霜严重的时间段主要集中在两端。

参考文献

- [1] Liang C H, Zhang X S, Li X W, et al. Control strategy and experimental study on a novel defrosting method for air-source heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(8-9):892-899.
- [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(自科版), 2009(s2):9-13.
- [3] Zhu J H, Sun Y Y, Wang W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90:782-791.
- [4] 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]. 中国建筑工业出版社, 2005.
- [5] 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.

热泵技术在移动空调上的应用研究

魏子栋, 周 祥, 王智超

(广东美的制冷设备有限公司, 广东 528311)

[摘 要] 针对于移动空调在制热方面的需求, 本文对热泵技术在移动空调上的应用进行了研究, 从制热效果和制热能效上对移动空调的两种制热技术电加热技术和热泵技术进行对比分析, 得出热泵技术相对于电加热技术制热的节能性和优越性, 最后对热泵技术在移动空调上的化霜方法进行了探究。

[关键词] 热泵技术; 移动空调; 电加热; 化霜方法

0 引言

移动空调由于其可移动性、一体性和使用方便等特点近年来得到了广泛的应用, 特别是户外等一些特殊环境^[1]。随着对移动空调的需求越来越高, 制热也成为移动空调一项基本的功能, 移动空调的制热主要分为热泵和电加热, 其中热泵技术充分利用了空气中的低温热能, 通过提供少量的电能可以得到几倍的高温热能, 具有很大的节能性和高效性^[2], 研究热泵技术在移动空调上的应用具有十分重要的意义。

1 电加热技术

空调辅助电加热技术是一种直接采用电能转化为热能的技术, 主要通过对电加热装置进行直接通电产生热能从而对流动的空气、液体等介质进行加热和升温。一般采用风机等装置均匀的带走电热装置所产生的热量从而对室内进行升温, 其加热效率高、速度快, 在空调上一般作为辅助加热方式。

移动空调的电加热采用的是 PTC 半导体发热陶瓷, 其电阻值会随着室内温度的降低而减小, 从而使得制热量增加。图 1 是移动空调上的电加热装置, 一般安装于换热器的表面, 直接通电启动电加热模式便可进行电加热制热, 满足用户需求。

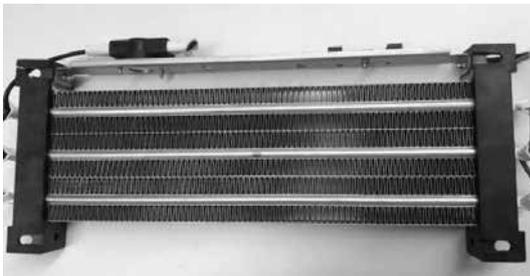


图 1 移动空调上电加热装置

2 热泵技术

热泵技术是一种从自然界中的水、空气或者土壤中获得到低位热能转化成室内的高位热能的一种节能技术, 通过对低位热源中热能的转移来提供可以被人们利用的高品位热能。

移动空调的热泵制热技术是通过安装四通阀装置将普通的制冷过程转变为制热过程, 其主要由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器组成, 其工作原理是压缩机将低温低压的制冷剂进行压缩成高温高压的制冷剂气体在冷凝器中进行散热后节流经过蒸发器降温回到压缩机, 完成一个制冷循环, 其中冷凝器中通过风机进行散热完成了对室内的升温制热过程, 相当于把室外侧的低温热能转化成室内侧的高温热能。

图 2 是热泵移动空调制热原理, 与普通的单冷移动空调相比较主要多了一个四通阀装置, 并且在设计中加入了辅助毛细管。

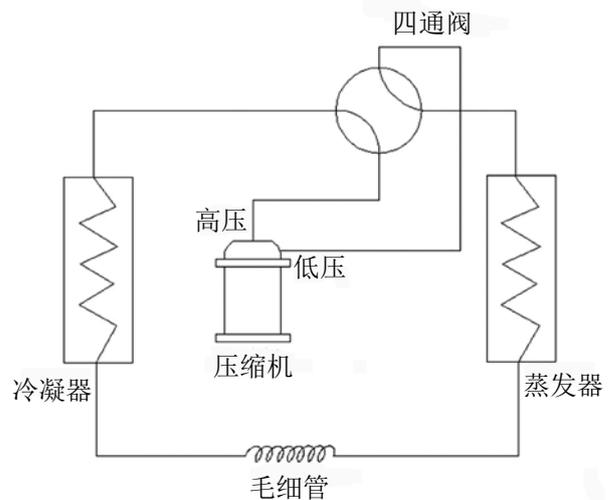


图 2 移动空调热泵技术原理

3 电加热和热泵技术的比较分析

3.1 移动空调制热实验

为了更好的对热泵技术和电加热技术在移动空调上进行制热比较, 本文取国内某知名厂家生产的带电加热的热泵移动空调进行制热实验, 实验对象如图 3 所示。



图 3 热泵移动空调

制热实验采用欧洲标准工况室内干球温度为 20/12℃，测试方法采用空气焓差法进行测试，实验条件如表 1 所示。

表 1 移动空调制热实验相关参数

实验条件	具体参数
干球温度 /℃	20
湿球温度 /℃	12
实验电源	230/50
实验方法	空气焓差法
风量 / (m ³ /h)	400
冷媒种类	R410A

3.2 实验比较

表 2 是该移动空调制热过程中的制热能力和功率参数，其中电加热制热实验采用不同热阻段的电阻丝进行实验，热泵制热采用不同能力段的移动空调进行实验，电加热技术和热泵技术采用同样的系统和风量参数，其中移动空调热泵制热通过毛细管和冷媒微调使得系统最优。

由表可知，移动空调两种制热方法中电加热直接采用电能进行转换，平均能效只有 0.95，而热泵

技术平均能效能够达到 2.62，是电加热技术的 2.8 倍，具有高效、高制热量的优点。

4 热泵技术结霜的解决措施

移动空调进行制热时，蒸发器温度较低容易出现结霜现象影响制热效果，移动空调常见的除霜方法如下：

(1) 四通阀化霜

四通阀化霜是指在蒸发器表面出现结霜时，四通阀工作，使得冷媒直接进入结霜的蒸发器对其进行升温化霜，从而达到化霜的目的，优点在于化霜过程中压缩机无需停机，且冷媒化霜，化霜干净且速度快。

(2) 风机化霜

风机化霜时压缩机进行停机，风机继续运行，通过空气流对结霜的蒸发器进行自然化霜，化霜完成后，压机启动继续制热，优点在于化霜装置简单，成本低，但是化霜速度较四通阀化霜慢，压缩机频繁启动有损害。

5 结论

本文对热泵在移动空调上的应用进行了研究，得出以下结论：

(1) 对移动空调的两种制热技术电加热技术和热泵技术进行试验研究，得出热泵技术平均能效能够达到 2.62，是电加热技术的 2.8 倍，具有高效、高制热量的优点。

(2) 移动空调热泵化霜主要有四通阀化霜和风机化霜两种化霜方法，四通阀化霜效率高，压缩机不用停机，风机化霜装置简单，成本低。

参考文献

- [1] 浅谈 GB/T 22257—2008《移动式空调器通用技术要求》[J]. 张桃, 陈政. 家电科技. 2009(05).
- [2] 热泵技术应用现状及发展动向 [J]. 彭金梅, 罗会龙, 崔国民, 李超, 刘显瑞. 昆明理工大学学报(自然科学版). 2012(05).

表 2 移动空调制热实验

制热实验	出风温度 /℃	制热量	功率 /W	能效
电加热 1#	38.5	915	950	0.96
电加热 2#	41.2	1239	1300	0.95
电加热 3#	40.8	1375	1500	0.92
电加热 4#	42.0	1766	1800	0.98
热泵 1#	43.6	2841	1072	2.65
热泵 2#	42.1	3246	1278	2.54
热泵 3#	43.5	3321	1225	2.71
热泵 4#	44.1	3512	1356	2.59

地能热宝—— 为农村农户服务的电高效替煤自采暖产品

刘宝红

(恒有源科技发展集团有限公司, 北京 100093)

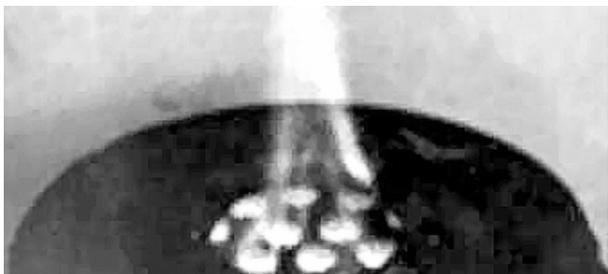
[摘要] 地能热宝是一种末端设备为小功率、可分间配置和电计量的地能热泵系统简称, 是地能无燃烧为建筑物智慧供暖的电高效替煤自采暖系统。为农村农户供暖、制冷及提供日常生活热水, 提高百姓生活品质。在“推进北方地区冬季清洁取暖”和“坚决打好蓝天保卫战、全面实施散煤综合治理”的紧迫任务下, 本文从地能热宝与其他系统的工作原理、能源利用效率、系统电配置、系统投资与运行费用以及 2016 年 11 个项目监测数据出发, 分析地能热宝是最适合为农村农户服务的电高效替煤自采暖产品。

[关键词] 地能热宝; 地能热泵; 自采暖; 电高效替煤; 煤改电; 清洁取暖; 供暖; 制冷; 生活热水

0 引言

北方冬季过于寒冷, 供暖是老百姓的生活必需品, 供暖效果的保证是国计民生问题。而现有农村仍大量采用燃煤炉烧煤自采暖, 效率低、污染严重、安全性不好、容易煤气中毒, 且房间灰尘较大。这种落后的燃烧供暖方式带来了能源问题和环境危机, 特别是北方冬季雾霾天气频发的危害, 深深影响了百姓的生活。

烧 1 吨散煤的大气污染物排放量是电煤的 10 倍以上, 是同等工业燃煤排放的数十倍, 其“威力”不容忽视。北京城乡结合部和农村每个采暖烧近 400 万吨散煤, 这些散煤的排放相当于全市依然有 30 个大型燃煤电厂在运转。2016 年, 北京已经把治理农村散煤列为了大气污染治理三大战役之首!



除了北京, 2014 年河北省民用散煤消耗量高达 2800 万吨, 其中农村地区占 75%, 主要用于家庭取暖和养殖种植保温。一个取暖季, 仅河北就有如此规模的散煤燃烧, 扩大到京津冀区域, 乃至整个北方地区, 数量就更为惊人。

2016 年 12 月 21 日举行的中央财经领导小组第十四次会议上习近平总书记强调, 推进北方地区冬季清洁取暖, 关系北方地区广大群众温暖过冬, 关系雾霾天能不能减少, 是能源生产和消费革命、农村生活方式革命的重要内容。李克强总理在 2017 年的两会政府工作报告中提出, 坚决打好蓝天保卫战, 将全面实施散煤综合治理, 推进北方地区冬季清洁取暖。完成以电代煤、以气代煤 300 万户以上, 全部淘汰地级以上城市建成区燃煤小锅炉。加大燃煤电厂超低排放和节能改造力度, 东中部地区要分别于今明两年完成, 西部地区于 2020 年完成。

农村地区建筑替散煤急需清洁、安全、使用方便、经济的供暖产品!

1 地能热宝介绍

地能热宝是一种末端设备为小功率、可分间配置和电计量的地能(浅层地热能简称)热泵系统简称, 设备研发和系统集成融入供暖理念, 是热有保证、冷兼有、生活热水可选配的特种供暖热泵系统。通常消耗 1kW·h 的能量, 用户可以得到 4kW·h 以上的热量或冷量, 是地能无燃烧为建筑物智慧供暖的电高效替煤自采暖系统。为农村农户供暖、制冷及提供日常生活热水, 提高百姓生活品质。

2 与其它供暖方式相比较

相当于农村农户自采暖的“地能热宝”, 是继承了我国“省着用”的节俭传统, 利用地能无燃烧为建筑物智慧供暖的电高效替煤自采暖系统(采暖兼有

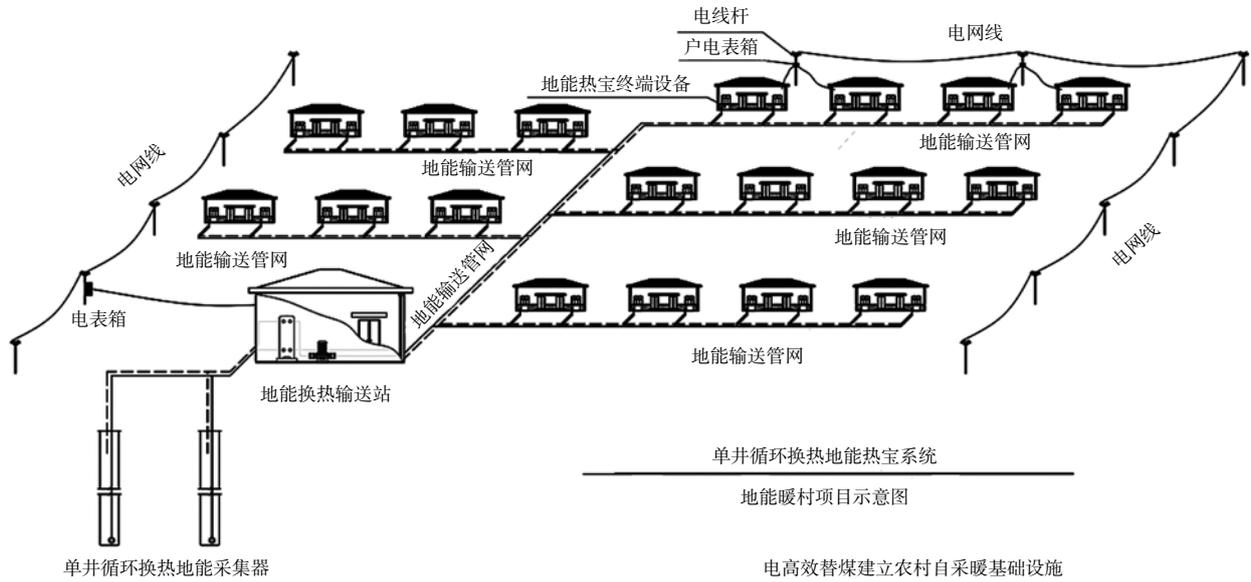


图 1 地能暖村项目示意图

制冷)。其特点是源头控制、重点保证、独立计量、谁省归谁。在供热总量保证的前提下可简单复制，操作简便，有利于行为节能下的差异化使用，最大限度满足农村农户的个性化需求，减少运行成本。

(1) 系统工作原理及目前可实施情况对比
目前，全国供暖能耗占全国总能耗 10% 以上，

如果全国供暖利用浅层地能，全国供暖耗能 6% 以上是可再生地能，详见表 1。

(2) 系统电容量配置对比(以 260m² 户型为例，详见表 2)

(3) 系统建设初投资对比(以 260m² 户型为例，详见表 3)

表 1 系统工作原理及目前可实施情况对比

比较项目	以可再生浅层地能替代能源为主方式供暖	以电能二次能源直热(蓄能)和节能电方式供暖		以煤、气等一次化石能源燃烧换热方式供暖	
	地能无燃烧为建筑物智慧供暖	电暖器	空气能热泵 + 电辅热	天然气锅炉	散煤燃烧
消耗的主要能源及能源利用效率	可再生低品位浅层地能，建筑物供暖能耗 60% 以上是可再生浅层地能，二次能源效率高于 300%，一次能源效率高于 111%。	高品位电能，二次能源效率低于 100%，一次能源效率低于 40%。	低品位的空气能 + 高品位电能，二次能源效率低于 200%，一次能源效率低于 80%。	一次矿物质化石能源天然气，一次能源效率低于 60%。	一次矿物质化石能源煤炭，一次能源效率低于 50%。
系统工作原理	1 份花钱的电能可以搬运 3 份以上浅层地能。供暖兼有制冷。	电能直接转换成热能。单供暖。	在国家规定的供暖区 1 份花钱的电能可以平均搬运空气中 2 份的低品位的空气能。	天然气燃烧	散煤燃烧
目前可实施情况	地能采集温度恒定，不受室外气温影响，保证供暖且效率高。	电网扩容量大，配电无法保证供热总量。	最恶劣气候时，不能满足国家要求的最基本温度保证。必须保证电辅热足够的配电容量。	天然气管网覆盖难度大，属高品位战略能源，需注意用气安全及低空排放。	淘汰

表 2 系统建设初投资对比

比较项目	系统供热量 /kW	配电功率 /kW
地能热泵	28	9
电暖器	28	48~67
空气能热泵 + 室内末端设备	28	14 (不含电辅热)
天然气锅炉	24	9 (分体空调)

表 3 系统建设初投资对比

比较项目	电网(天然气)扩容改造(元/户)	户内设备及电气(元/户)	建设初投资合计(元/户)
地能热泵	20000	80100	100100
电暖器	35000	40050~80100	75050~115100
空气能热泵 + 室内末端设备	35000	69420	104420
天然气锅炉	30500~90500	17381	47881~107881

(4) 自采暖系统运行费用对比 (以 260m² 户型为例, 详见表 4)

(5) 系统折合一次能源对比 (以 260m² 户型为例, 详见表 5)

地能热宝是对原有电网新需求最低、初装费用最低、运行费用最低、总体耗能最低、受环境影响最低、使用区域零排放的“五低一零”技术。

3 地能热宝与空气源热泵暖村工程跟踪监测

在北京 2016 年电替煤工程中, 调研持续跟进监测 6 个地能热宝供暖项目和 5 个空气源热泵供暖项目。

(1) 地能温度、空气源机组的空气能温度监测
2016 年七王坟村项目温度监测图详见图 2。

图 2 中监测 2016 年 1 月 24 日启动地能热宝为七王坟新建房子供暖, 1 月 25 日时室内温度满足供

暖温度 18℃ 需求, 同时监测了地能供给温度、室外空气能温度、室内多个房间温度的平均温度。监测数据表明地能供给温度稳定在 14℃ 左右提供热源, 室外空气能温度在 -15~2℃ 区间随天气因素等影响提供热源为变化状态, 室内供暖温度在 18~23℃ 区间能满足要求。地能供给温度与室内供暖温度(20℃)温差约 6℃, 空气能与室内供暖温度(20℃)温差为 18~35℃ 区间变动, 最大到 35℃ 差值。说明空气源的热源温度是变化的, 室外温度越低温差越大也越难提取出相同的热量。因此, 工程地最低室外温度应是空气源热泵的选型配置工况点, 否则严寒天气会有供热衰减不能满足供暖温度需求的隐患。

(2) 暖村工程用户电费及峰谷电量监测

2016 年北京四区县地能热宝供暖监测电费图详见图 3。

表 4 自采暖系统运行费用对比

比较项目	用户自己支付费用 (元/采暖季)	政府补助 (元/采暖季)	运行费用合计 (元/采暖季)
地能热宝	2150~5864	0 (低谷电 0.3 元)	2150~5864
	1764~4810	1054 (低谷电 0.1 元)	
电暖器	10680	2000	12680
空气能热泵 + 室内末端设备	8900	2000	10900
天然气锅炉	7476	1870	9346
以往散煤	7200	0	7200
优质燃煤替代后	8120	3200	11320

表 5 自采暖系统运行费用对比

比较项目	年耗电量 (kW·h)	年耗气量 (m ³)	折合一次能源 (吨标煤)
地能热宝	14029	-	4.91
电采暖	36026	-	12.6
低温空气能热泵 + 地板采暖	21314	-	7.46
天然气壁挂炉 + 地板采暖	-	4739	6.3
燃煤	-	-	5.73

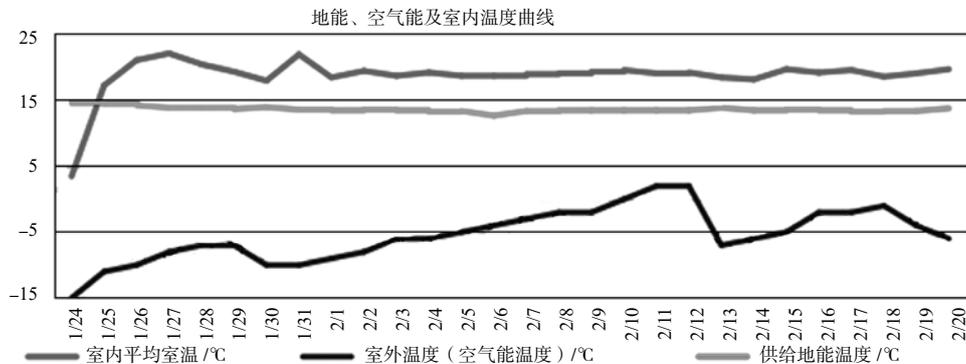


图 2 2016 年七王坟村项目温度监测图

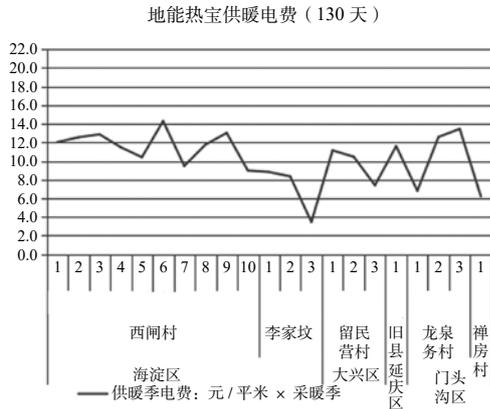


图3 2016年北京四区县地能热泵供暖监测电费图

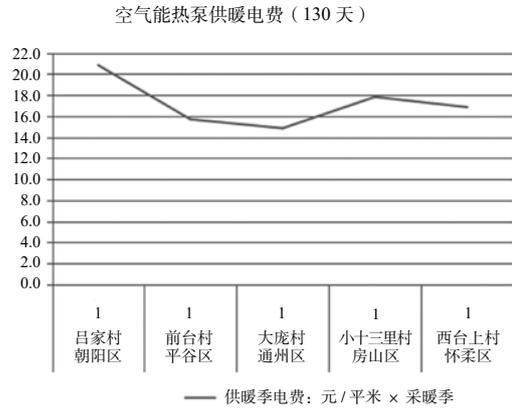


图4 2016年北京五区县空气源热泵供暖监测电费图

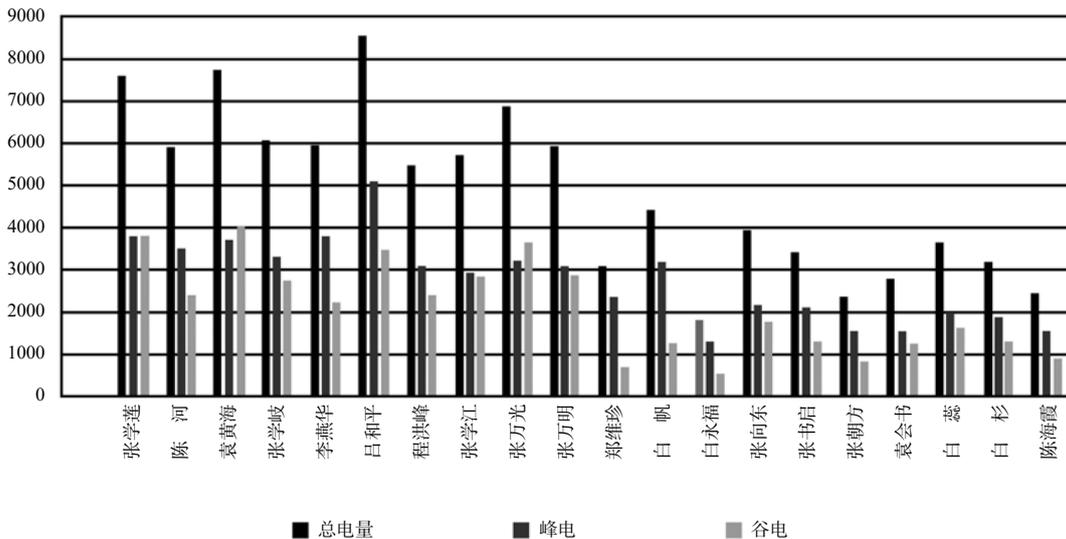


图5 2016年北京四区县地能热泵耗电峰谷电量份额

2016年北京五区县空气源热泵供暖监测电费图详见图4。

2016年北京四区县地能热泵耗电峰谷电量份额详见图5。

监测数据小结:

地能热泵系统供暖费用平均 11.02 元/平米·采暖季, 对应耗电量 39.34kW·h/平米·采暖季;

空气源热泵系统供暖费用平均 15.7 元/平米·采暖季, 对应耗电量 50.2kW·h/平米·采暖季;

空气源热泵较地能热泵系统耗电高 21.7%;

李家坟白永福家为费用最低用户, 家庭为老 2 口常住, 常开 2 间房地能热泵末端设备 (2 卧室), 白天外出时还关闭机组, 为典型人在哪屋开哪屋设备使用者, 人离开时关闭设备省着用, 符合农户“省着用”的优良美德;

监测 20 户用户中, 15 户谷电量与峰电量比值 >0.6, 利于电网的平衡。

4 结语

地能热泵供暖能源为温度相对恒定的浅层地能, 不受寒冷天气影响强供暖有保证。设备为小功率配置而且配电需求最低利于电网的投资和平衡。末端为暖风形式供暖, 升温快、可“省着用”更适合农村建筑围护结构差、可差异化供暖的特殊需求, 供暖费用较燃煤费用低能“用得起”。产品为暖保证、冷兼有生活热水可选配, 能有效解决农村农户冬不暖夏不凉没有生活热水的难题。

从能源温度品位和工程实践应用的角度来说, 能证明地能热泵是最适合为农村农户服务的电高效替煤自采暖产品。

闭式热源塔热泵应用于北方冬季工况的实验研究

李浩¹, 梁兆惠², 李敏霞¹, 赵军¹, 赵力¹

(1. 中低温热能高效利用教育部重点实验室(天津大学), 天津 300192; 2. 北京航天石化技术装备工程有限公司, 北京 102600)

[摘要]近年来,北方地区“煤改电”的政策促进空气源热泵的普及,但始终没能有效的解决实际运行中抑霜和除霜的问题。热源塔热泵能够在一定程度上抑制霜的生成,并在我国南方地区成功应用,但是否适用于在北方寒冷气候条件下的运行亟待验证。本研究关注北方寒冷气候下的空气取热技术,在天津地区建设了一套闭式热源塔供热系统,并在2016-2017供暖季进行了实际运行测试,对比了结霜与非结霜工况下系统的运行性能。对促进热源塔在寒冷地区的应用具有一定的指导意义。

[关键词]热源塔热泵; 结霜; 低温; 实验研究

0 引言

闭式热源塔热泵技术可以很好地适应我国南方地区夏季冬季温度、湿度偏高的气候特点,是针对我国南方地区的气候特征而设计的新型热泵技术^[1]。热源塔按照空气与载热流体接触方式,分为开式热源塔和闭式热源塔。由于开式热源塔在应用中不仅存在作为系统防冻液的盐溶液的漂失,而且对开式热源塔的金属及周边环境腐蚀严重,在实际工程中,闭式热源塔逐渐取代开式热源塔。

闭式热源塔引入中间载热流体,降低空气与翅片管冷壁面的温差,因此减小了结霜的概率。同时,采用的低温宽带换热器是翅片管式结构,所谓宽带,有两层含义:其一,增加了铝箔翅片的间距,可抑制其冬季运行时结霜现象;其二,增加了铝箔翅片的单片宽度,保证了与空气之间的换热面积。

闭式热源塔的换热过程涉及传热、传质和气液两相流,其性能受工艺和结构参数的影响太多,如管内溶液流量、空气质量流量、盘管的尺寸、管型、管间距等。目前对于热源塔吸热性能的研究主要是通过数值模拟,黄从健^[2]用经典4阶Runge-Kutta方法,计算得到顺流式下,热源塔底部换热强度大且随热源塔高度升高而减小,逆流式下,随热源塔高度变化换热强度几乎不变;载热流体出口温度随翅片间距减小而减小,随管径和风速增加而增加,但增加幅度逐渐减小。潘科^[3]通过数值模拟,对上海冬季工况下闭式热源塔的吸热能力进行了模拟。研究表明:在冬季工况下,上海地区闭式热源塔的换热能力主要受湿球温度的影响。当相对湿度低于50%时,闭式热源塔以干工况运行,理论防霜区时间占整个供暖期的67%。贺志明^[4]通过模拟方法得到了喷淋工况下的闭式热源塔内喷淋溶液、载热流体、空气焓值的分布,结果表明:塔内空气焓值呈线性分布,翅片换热器上半部分换热效果比下半部

分好,塔的中部位置附近最先出现结霜现象,空气干球温度高于5.1℃,相对湿度高于75%,闭式热源塔热泵系统没有结霜风险。李念平^[5]从运行稳定、投资、年综合运行费用方面,对比分析了闭式热源塔热泵与空气源热泵作为冷热源方案的经济性,结果表明适于南方冬季低温高湿地区推广使用。

除理论研究外,已有相关文献报道了热源塔技术在南方地区的成功应用^[1]。热源塔热泵机组虽然能够很好地适应南方冬季的气候,但未见在北方气候条件下的实际应用情况,只有苏占航^[7]、张文征^[8]对开式热源塔在北方工况下的运行进行了实验研究。为了研究闭式热源塔热泵对寒冷气候条件的适应情况,研究其在低温工况下的结霜特性及运行特性,在天津滨海地区建立了闭式热源塔热泵供暖示范系统,并在2016年12月22日至2017年3月2日之间对机组性能进行了测试。

1 系统介绍

闭式热源塔按闭式结构工作,通过宽带翅片管换热器内的载热流体与换热器外的空气进行间接热交换,吸收空气中的热量,与空气源热泵系统冬季工况下工作原理不同的是,闭式热源塔热泵系统采用了二级循环,降低了与空气直接接触的换热盘管的表面温度,从而降低了盘管表面结霜的几率,提高了系统运行的效率。

闭式热源塔热泵机组如图1所示,该热泵机组在-12℃时的额定制热功率80kW,载热流体选用40%浓度的乙二醇溶液。测试工况内包括了雨、雪、雾、霾等恶劣条件,2017年1月23日出现测试期最低温度为-8.7℃。为了能够在低温工况下测量空气的湿度,本研究中采用露点仪测量干球温度在0℃以下工况的露点温度,以此来计算空气相对湿度。

空气在翅片管表面结露或者结霜的情况下,空气流量发生改变,同时空气的潜热放热量难以准确

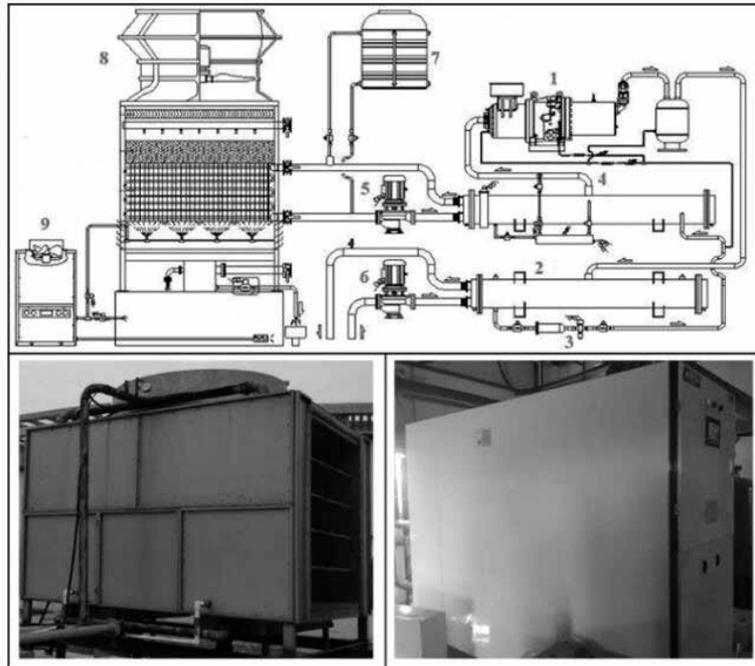


图 1 热源塔热泵机组现场图片

1. 压缩机; 2. 冷凝器; 3. 膨胀阀; 4. 蒸发器; 5. 溶液泵; 6. 负荷泵; 7. 膨胀罐; 8. 闭式热源塔; 9. 溶液浓缩装置



图 2 热源塔空气进口温度测点布置图

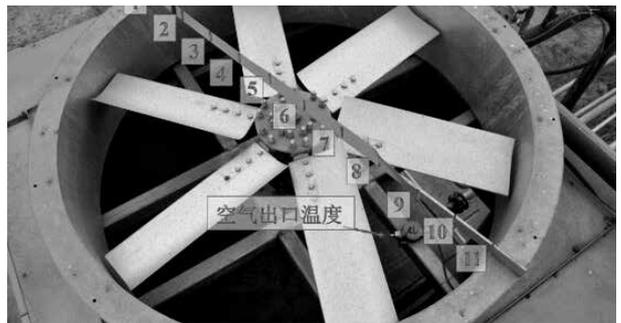


图 3 热源塔空气出口温度测点及流量测点布置图

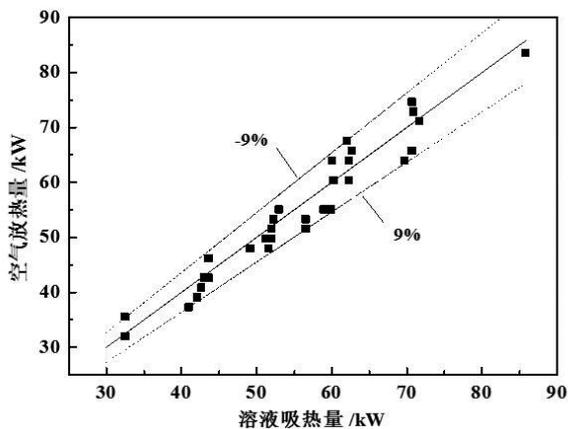


图 4 闭式热源塔热平衡计算结果

测量, 因此采用测量非结霜工况下热源塔内空气侧放热量与载热流体的吸热量来计算热平衡, 使用热线风速仪测量空气流量, 在热源塔顶部出口处沿直径方向测量 11 个点的风速, 如图 3 所示, 计算环形面积内的风量, 测三组取平均值, 得到非结霜工况下空气流量为 17.77 kg/s。热平衡的计算结果如图 4 所示, 空气放热量与载热流体的吸热量之间的偏差不超过 9%。

2 测试结果

2.1 结霜与非结霜工况下热源塔内空气与载热流体温度变化对比

已有相关成果研究了闭式热源塔在供热季的运行特性, 但极少在测试中观测到结霜工况, 原因是在南方冬季运行中, 空气温度较高, 结霜工况较少。本研究测试期内观测到闭式热源塔出现严重结霜,

对比非结霜工况与结霜工况下热源塔内空气与载热流体温度变化。

如图 5 所示为载热流体吸热过程中空气与溶液的温度变化。图 5a 为非结霜工况，在空气与溶液进口温度恒定的情况下，热源塔出口的温度到基本维持恒定。如图 5b 所示，在结霜工况下，空气出口温度随着运行时间逐渐降低，随着霜层增厚，空气流动变窄，空气流量降低，使得空气进出口温差逐渐增大。此外，载热流体进出口温差降低反映了随着霜层的增厚，吸热量逐渐减小。图 6 为运行过程中最外层翅片管霜层逐渐增厚，但是在运行结束的时候，霜层并未完全阻塞空气流动，这也保证了在结霜工况下的吸热量。

2.2 结霜与非结霜工况下载热流体吸热量与系统 COP 变化对比

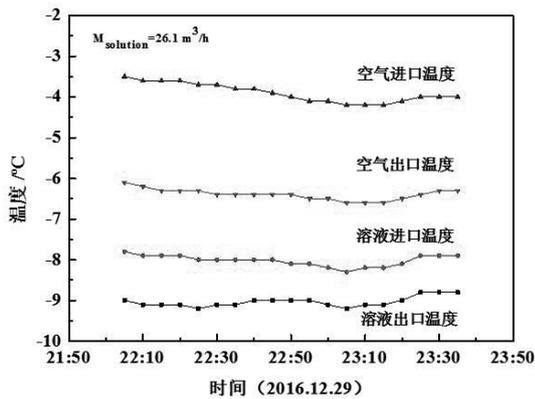
2016 年 12 月 27 日与 2017 年 1 月 4 日两天测试时间内，空气干球温度基本相同，相对湿度相差较大，12 月 27 日由于雾霾的影响，相对湿度为

100%，闭式热源塔出现了较为严重的结霜。在冷却水流量、载热流体流量基本相同的工况下，对比结霜与非结霜工况下载热流体的吸热量与系统 COP。

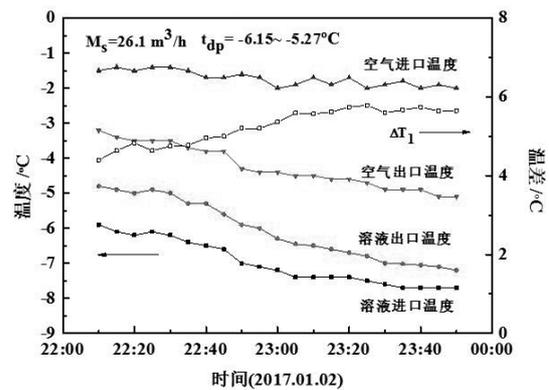
表 1 测试的运行工况

测试时间	2016.12.27	2017.01.14
天气	雾霾	晴
干球温度 /°C	-3.9 ~ -5.0	-3.8 ~ -4.7
露点温度 /°C	-3.9 ~ -5.0	-12.57 ~ -15.11
相对湿度 /%	100%	36.8~47.4%
冷却水流量 / (kg/s)	20.0	20.0
载热流体流量 / (kg/s)	25.31~26.32	25.35~25.95

结霜工况下，随着热泵的运行，热源塔翅片管表面霜层逐渐增厚，热源塔热泵系统 COP 逐渐降低，在实验末期 COP 降低到 2.05，如图 7 所示。热泵系统 COP 的降低，一方面是由于冷凝温度的升高，另一方面则是由于霜层增厚导致的载热流体吸热量减少，如图 8 所示。



(a) 非结霜工况



(b) 结霜工况

图 5 热源塔内温度变化

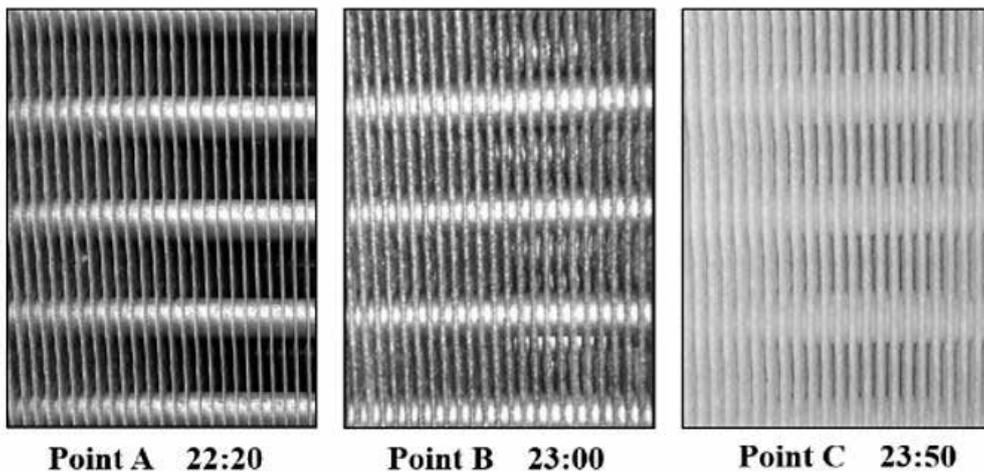


图 6 运行过程中结霜状况 (2017.01.02)

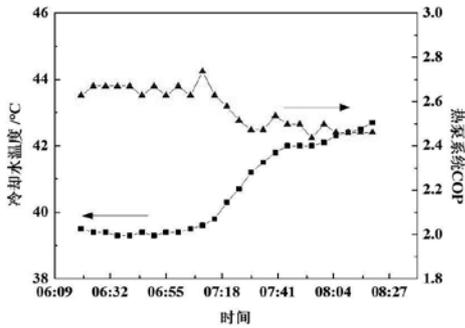


图9 非结霜工况冷却水温度对热泵 COP 的影响

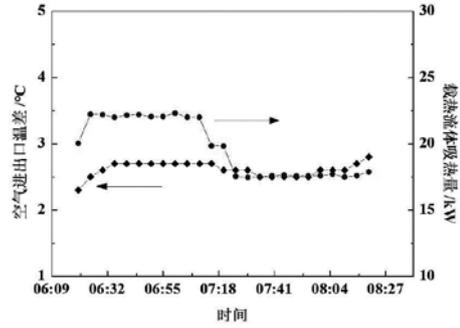


图10 非结霜工况空气侧温差与吸热量的变化

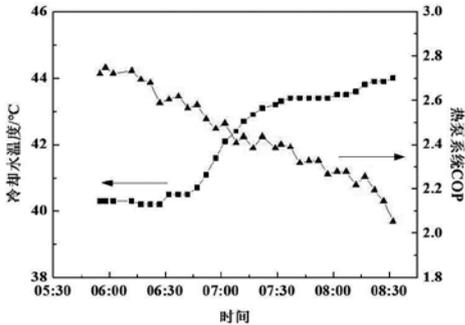


图7 结霜工况冷凝水温度对热泵 COP 的影响

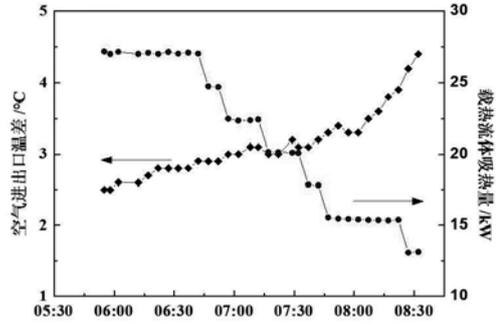


图8 结霜工况空气侧温差与吸热量的变化

比较非结霜工况下的运行结果，如图9所示，随着冷却水温度的升高至42.5℃，热源塔热泵COP降低但是仍然可以维持在2.5，非结霜工况下空气进出口温差基本维持恒定，如图10所示，载热流体吸热量在实验后半阶段降低，主要是由于制热量不变而输入电量增大。

测试结果显示，非结霜工况下，随着冷却水温度升高，热泵系统COP有所下降，但基本可以维持稳定。因此，在结霜工况下，COP的持续降低是由于霜层的厚度增加引起的吸热量减少造成的。

3 结论

本研究关注北方寒冷气候下的空气取热技术，在天津地区建设了一套闭式热源塔供热系统，并在2016-2017供暖季进行了实际运行测试，对比了结霜与非结霜工况下系统的运行性能。实际运行的结果表明：

(1) 闭式热源塔宽翅片间距的设计能够确保在结霜工况下一定的空气流量流过热源塔，从而保证载热流体的吸热量，延长热泵在无需除霜操作的情况下的运行时间。

(2) 热源塔中采用中间载热流体从空气中吸热，并没有提高热泵系统在非结霜工况下的性能，但是能够降低翅片管结霜的概率。

(3) 随着霜层厚度的增加，热泵系统COP逐渐降低至2.05。

参考文献

- [1] 张晨, 杨洪海, 刘秋克, 等. 闭式热源塔用作空调冷热源的分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2009, 28(6):71-73.
- [2] 黄从健, 李念平, 申小杭, 等. 冬季干工况下闭式热源塔传热特性分析 [J]. 安全与环境学报, 2013(6):96-100.
- [3] 潘科, 周亚素, 王宇彤, 等. 上海冬季工况下闭式热源塔吸热能力模拟分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2016, 35(6):14-17.
- [4] 贺志明, 李念平, 成剑林, 等. 喷淋工况下闭式热源塔传热特性 [J]. 土木建筑与环境工程, 2015, 37(1):35-39.
- [5] 章文杰, 李念平, 王丽洁. 热源塔热泵系统相变潜热的应用研究 [C]// 2011 中国制冷学会学术年会. 2011:58-61.
- [6] 李念平, 张鼎, 成剑林, 等. 热源塔热泵空调系统经济性分析 [J]. 深圳大学学报理工版, 2015, 32(4):404-410.
- [7] 苏湛航. 开式热源塔热泵系统在北方冬季工况下的性能研究 [D]. 天津大学, 2010.
- [8] 张文征. 太阳能热源塔热泵系统的应用基础研究 [D]. 天津大学, 2010.

武汉某写字楼地源热泵系统设计与实施

胡先芳, 雷建平, 周敏锐, 陈焰华

(中信建筑设计研究总院有限公司, 武汉 430014)

[摘要] 地源热泵工程实施的重点和难点是地下埋管换热器的设计和施工, 本文通过对武汉某写字楼地源热泵系统实施与设计的差异及产生差异的原因进行了剖析, 对施工阶段出现的主要问题进行了分析和总结, 对地源热泵系统设计和施工中三类常见问题给出了相应的实施建议, 对同类工程项目的设计和施工具有一定的参考意义。

[关键词] 地源热泵; 实施偏差; 交叉施工; 水力平衡; 预制检查井

1 项目概况

1.1 用地概况

本项目位于武汉市汉阳区四新片区, 总占地面积 33800m², 包含一栋写字楼和一栋配套体育馆, 其中写字楼用地面积 12500m², 体育馆用地面积 5500m², 车道用地面积 5800m², 室外雨水回收区用地面积 5000m², 剩余室外绿化面积约 5000m², 各功能区分布详图 1 所示。

1.2 建筑物概况

写字楼总建筑面积 95120m², 其中地上 21 层, 建筑面积 70000m², 地下 2 层建筑面积 25120m², 建筑高度 88.2 米, 1~3 层为裙房, 4~21 层为塔楼。地下室主要为车库和设备用房, 一层为餐厅和展示厅, 二层为中庭、展厅和多功能大会议厅, 三层为会议室, 四层为图书馆和监控室, 五层为档案室, 6~21 层为办公室 (包含少数会议室)。

体育馆建筑面积 8330m², 共三层, 其中地下二层, 主要为游泳馆、羽毛球室和健身房, 地上一层为接待室。

2 地源热泵系统设计

2.1 冷热负荷

采用集中空调的区域为写字楼, 冷热负荷计算结果如表 1 所示, 修正后的空调冷负荷^[1]计算值为 6375kW, 空调热负荷计算值为 3599kW。

2.2 冷热源

经过前期勘察调研和方案比较, 结合写字楼的定位, 本项目采用集中空调系统, 冷热源采用地源热泵 + 常规冷水机组, 按照冬季热负荷配置地源热泵系统, 夏季不足的冷负荷由常规离心机组 + 冷却塔进行补充。

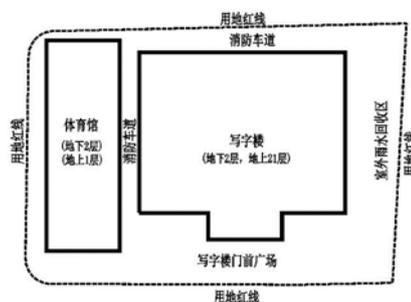


图 1 项目概况

(1) 集中空调系统冷热源采用 1 台单机制冷量为 3135kW 的离心式冷水机组、3 台单机制冷量 1116kW/ 制热量 1316kW 的螺杆式地源热泵机组, 共同负担写字楼空调末端的冷热负荷。冷热源机房设置在写字楼地下二层东北角处。

(2) 离心式冷水机组配置 3 台单台处理水量 300m³/h 的方型横流超低噪声冷却塔, 冷却塔设置在写字楼北面的绿化带中。

(3) 空调水系统为一次泵变流量系统, 夏季空调供回水温度为 7/12℃, 冬季空调供回水温度为 45/40℃。

(4) 地埋管水系统按一次泵变流量系统设计, 其地埋管水系统设一组泵, 对应地源热泵机组, 冷却水系统配置一组泵, 对应离心机组 + 冷却塔系统。

2.3 土壤换热器

土壤换热器设计是按冬季从土壤中的吸热量进行^[2], 为保证土壤热平衡, 地埋管换热器在夏季不足部分由冷却塔来补充散热, 根据设计中埋设的土壤换热器温度传感器监测的温度变化情况确定冷却塔的运行策略。

表 1 负荷计算

负荷类型	空调区冷负荷	总冷负荷系数 W/m ² /°C	昼夜温差 /°C	单位面积附加系数 /(W/m ²)	建筑面积 /m ²	附加负荷 /kW	水泵功耗 /kW	末端及其他 /kW	总负荷 /kW	单位面积指标 /(W/m ²)
冷负荷	5548	2.84	2.4	6.82	70000	477	175	175	6375	91.07
热负荷	3599	-	-	-	-	-	-	-	3599	51.41

换热器设计冬季最大吸热量为 3380kW，由于场地限制(如图 1 所示)，本工程土壤换热器采用工程桩内埋管及垂直钻孔埋管相结合的方式，采用水为循环介质。

工程桩为泥浆护壁钻孔灌注桩，桩径为 800mm，写字楼有效桩长约为 40 米(可埋管长度 38.5 米)，西侧的体育馆有效桩长约为 30 米(可埋管长度 28.5 米)，在可利用的桩内设“双 U 型”埋管，每两根桩内的“双 U”串联为一个独立的环路，共 549 根桩(281 个环路)，工程桩内埋管冬季单位桩长设计吸热量 65W/m，最大吸热量 1241kW(夏季设计最大排热量 1718kW，90W/m)，施工单位进场完成工程桩内埋管施工后，应取不少于两个环路作桩埋管的换热量测试，并提交测试数据。

垂直埋管群布置在写字楼、体育馆地下室结构板下，其型式为双 U 型管，设计有效深度为 90m，钻孔间距为 5m×5m，钻孔直径为 150mm，依据“热物性测试报告”，单位井深冬季吸热量按 45W/m 设计(夏季排热量按 60W/m 设计)。管群分布于写字楼以及体育馆结构板下，共分写字楼地下室北区、写字楼地下室南区、体育馆地下室 3 个埋管区，设计总钻孔数初定为 530 孔，其中写字楼地下室北区 120 孔、写字楼地下室南区 150 孔、体育馆地下室 260 孔，项目各分区钻孔及换热量如下表 2 所示。

2.4 地源侧水系统形式

各类埋管按单孔、桩的形式与各类二级分集水器相连，桩埋管二级分集水器侧按异程式系统设计，

二级分集水器位置按区域就近布置。

图 2 是写字楼地下室埋管区施工分区示意图，A、B 施工分区为写字楼地下室埋管北区，C、D 施工分区为写字楼地下室埋管南区，为了保证各区埋管换热器之间水力平衡，埋管二级分集水器侧采用同程式系统设计，二级分集水器位置分别位于写字楼和体育馆两侧，其中左侧为分水器，冷却水从分水器流经埋管换热器后，汇集至右侧的集水器，然后流入地源热泵机组。

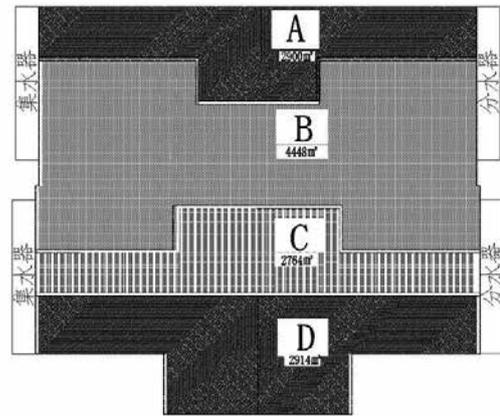


图 2 设计阶段埋管换热器施工分区

3 系统实施与设计的偏差

3.1 地质状况引起的偏差

3.1.1 钻孔深度与钻孔数

项目在实施的过程中，由于部分区域地下出现溶洞，平均钻孔深度只有 68.5 米(有效埋管深度 67

表 2 设计阶段钻孔及换热量统计

区域	铺设位置	钻孔形式	孔数	孔深/m	延米取热量 W/m	延米散热量 W/m	取热量/kW	散热量/kW
1	写字楼底部桩基	桩埋 W 形	345	38.5	65	90	863	1195
2	体育馆底部桩基	桩埋 W 形	204	28.5	65	90	378	523
3	写字楼地下室北区	地埋双 U	150	90	45	60	608	810
4	写字楼地下室南区	地埋双 U	120	90	45	60	486	648
5	体育馆地下室	地埋双 U	260	90	45	60	1053	1404
合计		桩 549/地 530		-	-	-	3388	4581

表 3 实施阶段钻孔及换热量统计

区域	铺设位置	钻孔形式	孔数	孔深/m	延米取热量 W/m	延米散热量 W/m	取热量/kW	散热量/kW
1	写字楼底部桩基	桩埋 W 形	345	38.5	65	90	863	1195
2	体育馆底部桩基	桩埋 W 形	204	28.5	65	90	378	523
3	写字楼地下室北区	地埋双 U	116	67	45	60	350	466
4	写字楼地下室南区	地埋双 U	144	67	45	60	434	579
5	体育馆地下室	地埋双 U	252	67	45	60	760	1013
6	室外绿化带	地埋双 U	198	67	45	60	597	796
合计		桩 549/地 710		-	-	-	3382	4573

米)，达不到设计深度 90 米，为了保证埋管换热量，需增加钻孔数量，经现场考察，写字楼南侧现为施工材料堆放区，规划设计为广场（绿化带），面积约为 5000m²，在此区域新增钻孔 198 个，平均钻孔间距约 5 米。

3.1.2 检查井结构

图 3 是地源热泵二级分集水器检查井现场实施环境，可以看出检查井所处地层以黏土为主，因为施工时间赶上梅雨季节，土质较松软，而且现场操作空间狭小，使得后期采用大型机械夯实垫层土壤变得十分困难，为了防止检查井后期发生浮升或是沉降，通过与结构专业进行论证计算，在检查井底部增加 500mm 厚的钢渣混凝土配重，同原始设计相比，检查井的深度增加了 500mm。



图 3 地源热泵检查井现场实施场景

3.2 施工条件引起的偏差

3.2.1 交叉施工引起的偏差

(1) 由于地质情况较为复杂，前期施工对埋管换热器钻孔难度估算不足，换热器施工工期拉长，为了确保整体工程按时完工，地下室结构底板和位于结构底板下的埋管换热器需要同时施工，因此将施工分区调整为图 4 所示，同图 2 相比，埋管二级分集水器侧由设计阶段的同程式系统变更为实施阶段的异程式系统，为了维持水力平衡，通过调

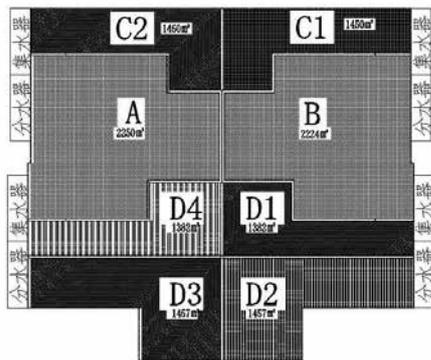


图 4 实施阶段埋管换热器施工分区

整换热器连接二级分集水器之间的水平埋管管径，尽量使各环路之间的水力不平衡率控制在可调范围类（小于 15%），图 5 是 D1 区和 D2 区水平埋管管径分区，钻孔内垂直埋管管径为 De25，连接垂直埋管的水平埋管供、回水管径在 De32 和 De40 之间调整，最利环路和最不利环路阻力详表 4 和表 5 所示，可以看出，各环路之间的不平衡率基本控制在 ±15% 范围内，对于少数超过 15% 的环路，将其连接在不同的二级分集水器上，通过调整设置于二级分集水器与一级分集水水平连管上的静态平衡阀来达到水力平衡^[3]。

(2) 连接二级分集水器与一级分集水之间的水平干管采用直埋管，管线主要集中在写字楼北边的消防车道下，车道宽 7 米，给排水室外管线也主要集中于此，在直埋管敷设阶段，写字楼地下室同步施工，由于车道边线离规划红线距离较近，项目大基坑支护占据了一部分车道宽度，造成直埋管敷设宽度变窄，管线敷设形式从设计阶段的单层敷设、供回并行，调整为实施阶段的双层敷设，上层供水，下层回水的形式，上下层之间错开一定距离，便于后期下层管线检修。

3.2.2 施工场地引起的偏差

通过第 2.4 节的描述可知，体育馆地下室底板下的埋管换热器二级集水器位于体育馆西侧，从图 1 可以看出，体育馆地下室西侧边线离规划红线距离较小，设计宽度为 3 米，而检查井与体育馆地下室同步施工，现场实测地下室外墙支护距离西侧边坡支护距离仅为 1.9 米，检查井宽度为 1.8 米，如果采用现场支模现浇的方式，现场不具备实施条件，通过调研论证，将检查井由设计阶段的现浇方式调整为采用预制水泥管，如图 6 所示，预制水泥管检查井的使用不仅保证了施工进度，而且有效降低了现场施工难度，比较适用于施工场地狭小的埋管区域。

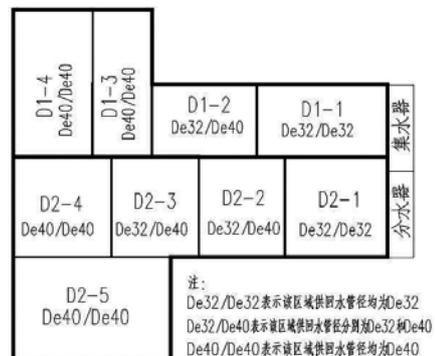


图 5 D1 和 D2 区水平分集水管径分区

表 4 D1 区各环路不平衡率核算

分区	环路阻力 (kPa) 不平衡率 (%)		D1-1		D1-2		D1-3		D1-4	
			最短	最长	最短	最长	最短	最长	最短	最长
			26.99	33.36	29.82	34.11	29.21	30.94	29.73	32.51
D1-1	最短环路	26.99	0.00%							
	最长环路	33.36	23.59%	0.00%						
D1-2	最短环路	29.82	10.50%	-10.59%	0.00%					
	最长环路	34.11	26.38%	2.25%	14.37%	0.00%				
D1-3	最短环路	29.21	8.22%	-12.44%	-2.06%	-14.37%	0.00%			
	最长环路	30.94	14.64%	-7.24%	3.75%	-9.29%	5.93%	0.00%		
D1-4	最短环路	29.73	10.16%	-10.86%	-0.30%	-12.83%	1.80%	-3.91%	0.00%	
	最长环路	32.51	20.44%	-2.55%	9.00%	-4.70%	11.29%	5.06%	9.33%	0.00%

表 5 D2 区各环路不平衡率核算

分区	环路阻力 (kPa) 不平衡率 (%)		D2-1		D2-2		D2-3		D2-4		D2-5	
			最短	最长	最短	最长	最短	最长	最短	最长	最短	最长
			27.12	31.87	28.81	31.99	31.99	35.39	29.27	31.46	29.69	33.02
D2-1	最短环路	27.12	0.00%									
	最长环路	31.87	17.48%	0.00%								
D2-2	最短环路	28.81	6.20%	-9.60%	0.00%							
	最长环路	31.99	17.93%	0.38%	11.04%	0.00%						
D2-3	最短环路	31.99	17.93%	0.38%	11.04%	0.00%	0.00%					
	最长环路	35.39	30.48%	11.07%	22.86%	10.65%	10.65%	0.00%				
D2-4	最短环路	29.27	7.89%	-8.16%	1.59%	-8.51%	-8.51%	-17.31%	0.00%			
	最长环路	31.46	15.99%	-1.27%	9.21%	-1.64%	-1.64%	-11.11%	7.50%	0.00%		
D2-5	最短环路	29.69	9.47%	-6.82%	3.07%	-7.17%	-7.17%	-16.11%	1.46%	-5.62%	0.00%	
	最长环路	33.02	21.74%	3.63%	14.63%	3.23%	3.23%	-6.70%	12.83%	4.96%	11.21%	



图 6 预制水泥管检查井现场实施场景

4 结语

地源热泵系统的设计和和实施是一项复杂的系统工程,地质状况的多样性、交叉施工的复杂性、施工场地的局限性、施工时段气候的不可测性等都会对项目的实施造成不可预料的影响,本文对武汉地区某写字楼地源热泵系统实施与设计的差异、产生差异的原因进行了分析,对施工阶段出现的主要问题进行了分析总结,对工程实施中三类常见问题给出如下建议:

(1) 地源热泵系统在设计阶段应充分考虑施工工序、交叉施工对系统设计的影响,对于埋管面积狭小的区域,土建结构和埋管换热器同步施工所

产生的矛盾尤为突出,在设计之初就应提出相应解决方案,避免后期系统埋管形式变更;

(2) 埋管二级分集水器侧环路在无法使用同程式系统时,可以通过调整换热器连接二级分集水器之间的水平埋管管径,使各环路之间的水力不平衡率控制在可调范围类;

(3) 对于地源热泵二级分集水器检查井施工场地比较狭小的空间,可以采用预制水泥管检查井或装配式混凝土检查井^[4],不仅可以加快施工进度,而且有利于降低现场施工难度。

参考文献

[1] 林坤平,徐宏庆. 办公建筑间歇冷负荷系数的简化计算方法 [J]. 暖通空调,2008,38(9):20-25.
 [2] 陆耀庆. 实用空调设计手册(第二版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2008,2394-2406.
 [3] 秦继恒,安爱明. 空调水系统水力平衡调节 [J]. 暖通空调,2012,42(9):100-104.
 [4] 金斐斐. 装配式混凝土检查井钻孔埋管施工技术应用 [J]. 工程技术(文摘版),2017,18(3):00052-00052.

地下水群井抽灌井间距取值分析

於仲义, 陈焰华, 雷建平, 胡磊

(中信建筑设计研究总院有限公司, 湖北 430014)

[摘要] 基于武汉市第四系全新统孔隙承压水含水层的水文地质条件, 利用建立的地下水渗流和热迁移耦合数学模型, 在保持抽水井之间的间距不变的情况下, 变换抽灌井数比和不同布井方式, 对在制冷期内的不同热源井布局进行运行模拟, 分析不同抽灌井之间的井间距时抽水井温度变化规律, 获取地下水源热泵抽水井周围存在多口能直接影响抽水的回灌井时存在 33m~66m 的最小井间距值, 为相关的实际工程应用提供设计参考和优化依据。

[关键词] 孔隙承压水含水层; 地下水渗流; 热迁移; 布井方式; 抽灌井间距

0 引言

地下水地源热泵以其水温相对恒定、运行稳定和节能环保的优势, 已成为可再生能源利用的主要技术之一。依托地下含水层, 构筑抽水、回灌井群提取地下水中的冷热量, 通过热泵主机解决冬季供暖、夏季制冷的需求。目前, 国内外对热泵制冷制热性能的研究和开发利用已达到较为成熟的水平, 研究焦点逐渐转向地下水资源科学利用, 但大多集中在同井及对井抽灌系统^[1]。在实际工程中, 常涉及到群井的抽灌系统, 井群附近的热量迁移和水动力循环更加活跃, 含水层热流变也更加复杂, 导致热泵运行期间发生热贯通现象, 降低了运行效果, 影响运行稳定性^[2]。

群井之间的间距大小是直接影响着地下水地源热泵热贯通程度的重要因素, 应合理确定抽、灌井间的井距, 调整抽、灌井间的相对位置, 以利于地下水地源热泵节能安全运行。本文通过建立地下水渗流和热迁移耦合的数学模型, 针对武汉市第四系全新统孔隙承压水含水层的水文地质条件, 在其他条件相同的情况下变换抽灌井数比和不同布井方式, 对在制冷期内的不同热源井布局进行运行模拟, 分析不同井间距时抽水井温度变化结果以获取地下水源热泵较为合适的最小井间距范围值, 为相关的工程应用提供理论参考依据。

1 地下水热运移模型

1.1 数学模型

地下水地源热泵供冷供热用地下水抽灌过程是水在多孔介质中的流动和传热过程。根据典型单元体内流体和多孔介质的能量守恒定律, 主要考虑固、液体、两相介质中热传导、热对流和热弥散过程以及源项的作用, 推导出地下水渗流和热迁移耦合数学模型^[3]。

对于地下水渗流过程:

$$n\rho_0\beta_P\frac{\partial P}{\partial t}+n\rho_0\beta_T\frac{\partial T}{\partial t}+\rho a_b\frac{\partial P}{\partial t}=\nabla\left[\frac{\rho k}{\mu}(\nabla P+\rho g)\right]+q\rho^* \quad (1)$$

对于热迁移过程:

$$n\rho_0\beta_Pc_fT\frac{\partial P}{\partial t}+n\rho_0\beta_Tc_fT\frac{\partial T}{\partial t}+\rho a_b c_f T\frac{\partial P}{\partial t}+n\rho c_f\frac{\partial T}{\partial t}-\rho_s c_s T a_b\frac{\partial P}{\partial t}+(1-n)\rho_f c_f\frac{\partial T}{\partial t}=\nabla[(n\lambda_f+(1-n)\lambda_s)\bar{I}\nabla T]+\nabla[(n\bar{D}_H\nabla T]-\nabla(n\rho c_f\bar{v}T)+q_H+q\rho^*c_fT^* \quad (2)$$

式中, P 为流体压力 (Pa); T 为流体温度 ($^{\circ}\text{C}$); t 为时间 (s); ρ_0 为参考压力和温度下的流体密度 (kg/m^3); ρ 为流体密度 (kg/m^3); ρ^* 为流体源项密度, kg/m^3 ; k 为多孔介质的渗透张量 (m^2); μ 为动力粘度系数 ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$); n 为孔隙率; q_H 为热源强度 (W/m^3); 其他参数详见文献^[3]。

1.2 模拟对象条件

根据武汉地区水文地质条件和地形地貌, 模拟区设定为规则的矩形水文地质单元, 为松散岩类孔隙承压水, 且含水层水平无限均匀延展。假设模拟区内地下水径流对地下水地源热泵运行过程中的影响可以忽略, 存在抽水和回灌两种方式, 抽出的水全部回灌到含水层中。根据岩性及水文地质条件, 上、下边界均为隔水边界, 无越流; 四周边界为定水头及定温度边界。模拟范围为 $1000\text{m}\times 1000\text{m}$, 根据实际计算能力, 将模型在平面上进行密度较高的等距网格划分, 垂向上划分 10 层, 共划分约为 13 万个节点。

1.3 基本参数

根据武汉地区水文地质勘察、抽水试验及回灌试验的经验数据，确定含水层的厚度为 35 米，取水井深 53m（粉砂层厚度 12m，中粗砂层厚度 23m），井半径为 300mm，花管长 23m，位置为地表面下 -26m~-3m，含水层渗透系数为 15.3m/d，影响半径取最大值为 170m，进行边界条件设置^[4]。在模拟中选择丰水期（仅考虑制冷工况）初始水头为 20m，初始温度均为 18.5℃，制冷期回灌水温为 25℃，运行时间均在 10 小时以内。

2 不同抽灌方案的地下水温度变化

2.1 地下水抽灌方案

地下水抽灌井总体平面布局方式如图 1 所示，抽水井之间的间距保持为 60m，回灌井和抽水井之间的间距可调。

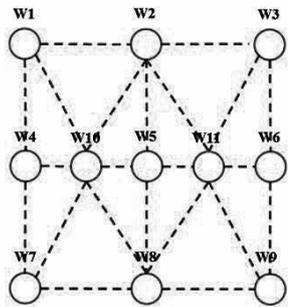


图 1 地下水抽灌井总体平面布局

根据不同抽灌井数量选取不同的抽灌井量和布局方式，制定不同抽灌方案（表 1 所示），并通过不断调整抽灌井间的距离，在 7 月、8 月、9 月的制冷工况下获取抽水温度与最小间距之间的关系变化曲线，以此确定井间距的范围。

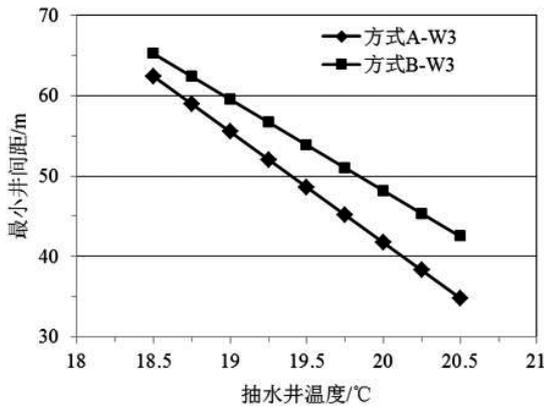


图 2 Case1 工况下抽水温度对井间距要求

表 1 不同回灌比和布井方式的模拟方案

方案	抽灌井数	布井方式		单井抽/灌量 (m ³ /d)
Case1	一抽二灌	A	W1、W2 灌，W3 抽	800/400
		B	W1、W5 灌，W3 抽	
Case2	二抽三灌	A	W4、W5、W6 灌，W2、W8 抽	800/535
		B	W2、W5、W6 灌，W4、W8 抽	
Case3	二抽四灌	A	W1、W2、W4、W5 灌，W3、W6 抽	800/400
		B	W2、W3、W4、W5 灌，W1、W6 抽	
		C	W1、W3、W4、W5 灌，W2、W6 抽	
Case4	三抽五灌	A	W2、W7、W9、W10、W11 灌，W1、W3、W8 抽	800/480
		B	W7、W8、W9、W10、W11 灌，W1、W2、W3 抽	

2.2 抽灌井布置方式和井间距对抽水温度变化影响

2.2.1 Case1 工况

图 2 为 Case1 工况下抽水井最小井间距在对应抽水温度下的变化规律。在给定的抽水温度变化幅度范围内方式 B 对最小井间距的需求值要高于方式 A。抽水井温度变化在 0.5~2.0℃ 的前提下，方式 A 的井间距范围为 55~35m，方式 B 的井间距范围为 43~60m。依据此种方式，方式 A 场地井间连线长度最少需要 70m，对于场地规模较小的条件来说，一般较难达到需求；方式 B 仅需要 43m 的距离即可满足要求，考虑到热贯通而对抽水井出水温度的影响程度明显增大，最小井间距的范围应尽量放大，一般不能低于 45m。

2.2.2 Case2 工况

图 3 为 Case2 工况下抽水井在满足抽水温度要求时所需要最小井间距。由于热源井的抽水回灌井布置均匀，在方式 A 和方式 B 的情况下各个抽水

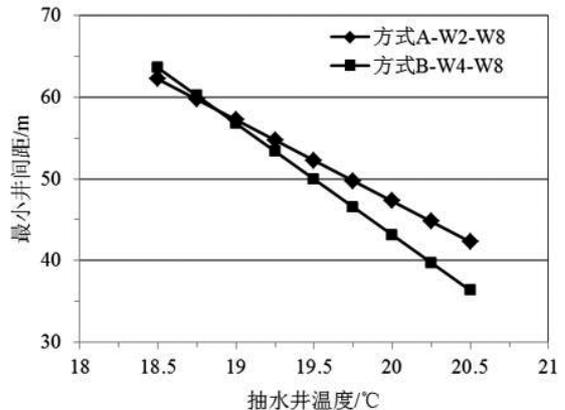


图 3 Case2 工况下抽水温度对井间距要求

井的最小井间距要求变化是一样的，均是随着抽水温度的增加而减小。在井间距小于 50m 时，井水温度变化幅度非常明显，原因在于两抽水井间存在相互的干扰，导致抽水井与回灌井间水力梯度增大，流速加快，使回灌水在较短时间内即进入抽水井，影响抽水井出水温度。方式 A 抽水井温度变化在 0.5~2.0°C 之间时最小井间距范围为 57~42m，方式 B 抽水井温度变化在 0.5~2.0°C 之间时最小井间距范围为 36~57m，方式 B 的最小井间距要求基本上要小于方式 A，说明 Case2 工况的 B 方式热源井布局更优化。

2.2.3 Case3 工况

图 4 为 Case3 工况下抽水井最小井间距在对应抽水温度下的变化规律。

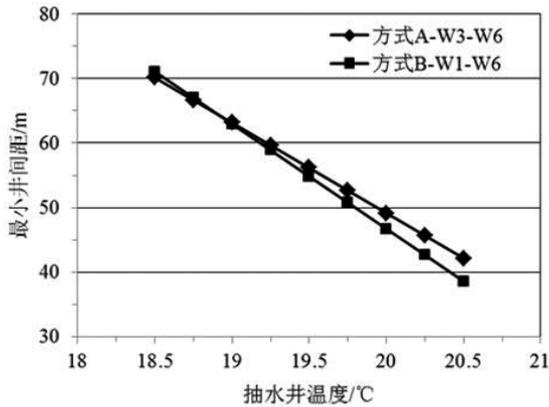
从图 4 中可以看出，方式 A 和方式 B 由于抽水井的布局对称，2 个抽水井的出水温度受影响的程度一致，而方式 C 由于抽水回灌井的不对称设置，W2 和 W6 位置对最小井间距要求不一致，其中 W2

由于处在各热源井中间，受影响的程度较大，出水温度相对上升较大，需要更大的井间距。方式 A 抽水井温度在 0.5~2.0°C 内变化时，井间距范围为 63~42m，要略高于方式 B 的最小井间距 63~39m 的要求。方式 C 由于 W2 抽水井受周围 W1、W3、W5 三口回灌井的影响，温度变化较快，抽水井温度在 0.5~2.0°C 之间变化的最小井间距范围为 64~47m，而影响 W6 的只有 W3 和 W5 两口回灌井，受影响程度略低，相应的最小井间距范围为 63~39m。随着井间距范围增大到接近于抽水井的热影响半径，两井的受影响程度趋于一致。因此，若采用此布井方式，其 W2 与周围井的间距应该根据场地条件适当的加大，以减小在运行过程中回灌水对抽水井的影响。

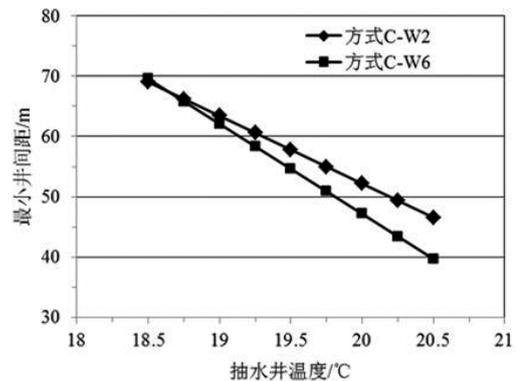
2.2.4 Case4 工况

图 5 为 Case4 工况下抽水井在满足抽水温度要求时所需要最小井间距。

从图中可以看出，最小井间距最随着抽水温度的降低而增大，直至增大到热源井的热影响半径。

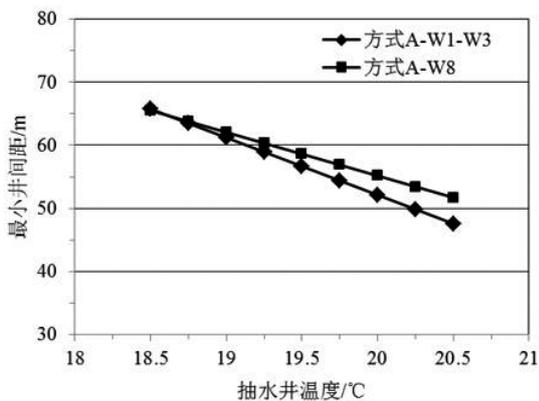


(a) 方式 A 和 B

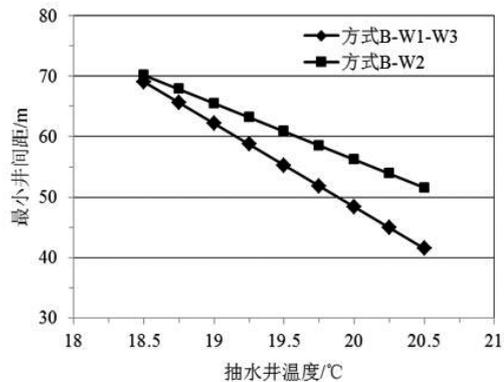


(b) 方式 C

图 4 Case3 工况下抽水温度对井间距要求



(a) 方式 A



(b) 方式 B

图 5 Case4 工况下抽水温度对井间距要求

方式 A 和方式 B 中的 W1、W3 位置布局对称, 最小井间距的要求变化一致, 方式 A 中的抽水井 W8 对最小井间距的要求高于抽水井 W1、W3, 方式 B 中抽水井 W2 对最小井间距的要求也要高于抽水井 W1、W3。对于方式 A, 由于 W8 抽水井受周围回灌井 W7、W9、W10 和 W11 的影响, 温度变化较快, 抽水井温度在 0.5~2.0°C 范围内最小井间距范围为 62~52m, 而 W1 和 W3 两口抽水井最小井间距范围为 61~47m。对于方式 B, 由于 W2 抽水井受周围 W10、W11 回灌井的直接影响, 在出水温度变化幅度为 0.5~2.0°C 时最小井间距范围为 66~52m, 而 W1 和 W3 抽水井的最小井间距范围为 62~41m。三口抽水井都在受到回灌井影响的同时也受到旁边抽水井的影响, 且抽水井周围直接影响抽水井的回灌井数相对较少, 所以温度变化趋势比上一种布井方式均明显减缓。随着最小井间距范围增大到接近于回灌井的热影响半径, 3 口抽水井受影响的程度趋于一致。因此, 若采用此布井方式, 方式 A 中 W8、方式 B 中 W2 与周围井的间距应根据场地条件考虑适当加大。

3 结语

抽水井周围存在两口或两口以上能直接影响抽

水的回灌井时, 均存在最小间距值。抽水、回灌井的间距取值小于此数值会出现抽水井出水温度变化幅度突然加快的现象, 导致地源热泵系统运行效率降低。综合以上几个不同的群井布置方案的模拟运行分析, 可知最小间距值为 35m, 合理的井间距范围在 35~66m。考虑到在实际工程中常存在地下水径流, 在此范围内更有利于取水回灌, 可根据水文地质条件和场地使用条件的限制, 具体问题具体分析, 以使群井的布置合理和优化。

参考文献

- [1] 高青, 周学志, 江彦, 等. 地能利用过程抽灌井区热贯通及其定量分析 [J]. 应用基础与工程科学学报, 2012, 20(3):447-455.
- [2] 倪龙, 马最良. 地下水地源热泵回灌分析 [J]. 暖通空调, 2006, 36(6):84-90.
- [3] 张杰. 地下水源热泵对地温场的研究影响 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2011.
- [4] 周建伟, 杨涛, 谢先明. 地下水源热泵工程运行合理性模拟与分析——以武汉市美术馆工程为例 [C]. // 地温资源开发与地源热泵技术应用论坛, 2008:186-194.

武汉某项目地源热泵复合式全变频能源站设计

马利英, 雷建平, 於仲义

(中信建筑设计研究总院有限公司, 武汉 430014)

[摘要] 通过对武汉某项目一期空调负荷计算及系统用能特点的分析, 提出了一种埋管地源热泵与高电压冷水机组复合式集成能源站系统, 既能满足实际需求又可减少污染物排放。介绍了高电压离心式冷水机组及地源热泵配置、全变频控制系统的特点、用户侧二级泵水系统的设计、埋管区设计, 并对土壤换热器热平衡进行了计算及模拟分析。

[关键词] 土壤源热泵; 高电压离心式冷水机组; 复合式系统; 全变频集成能源站; 二级泵系统

1 工程概况

该项目位于武汉市汉阳四新组团, 其中 1 号能源站的供能范围为: 博览中心 23.7 万 m² 展厅区、2.55 万 m² 商业区及“二期工程”国际会议中心 (8.34 万 m²)。展馆建筑层数为 2 层, 一层包括为展馆服务的车库、商业、人行快速通道、设备用房; 外环 1 区~6 区、7 区~12 区为车库, 内环 13~19 区为商业用房, 二层为 12 个展厅及其登录厅。国际会议中心建筑层数为 6 层, 由 33 个会议厅和 1 个大宴会厅构成。包含会议厅、宴会厅、休息厅 (含走道)、接待室、门厅在内的空调区域建筑面积为 5.5 万平方米。1 号能源站为集中空调系统提供冷源、并同时为商业区及国际会议中心的集中空调系统提供热源。会议中心按绿色三星标准设计, 1 号能源站采用埋管的地源热泵系统, 通过地源热泵供热、地源热泵与全变频高压离心机同时供冷。

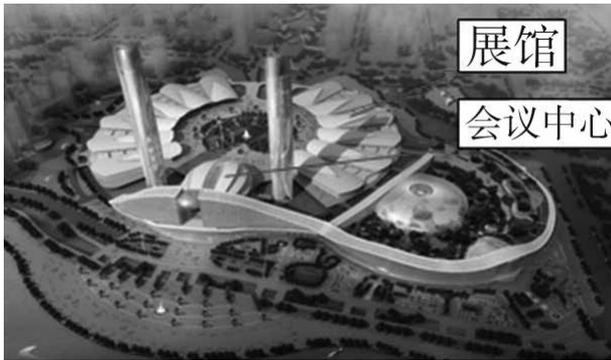


图 1 武汉国际博览中心核心区鸟瞰效果图

2 空调负荷计算分析及设计装机容量

对能源站供能区域的建筑进行了空调冷负荷的逐项逐时计算, 总冷负荷为 55900kW, 计算总热负荷为 6160kW。结果如下表 1 所示。考虑到展馆的同时使用系数, 及展览高峰时段一般在不太炎热的五、六月份及九、十月份, 而五月份空调系统的峰值冷负荷约为最炎热七月份的 49%、十月份空调系统的峰值冷负荷约为最炎热七月份的 42%。综合考虑展馆使用功能及长期发展的需求, 空调系统冷负荷按计算总冷负荷的 60% 确定, 能满足展览高峰期时所有 12 个展馆同时使用的需求, 按此原则确定的空调系统冷量可满足在最炎热的七月份能同时投入 7 个展馆布展。考虑到展馆区与国际会议中心的冷热源中心公用合建为 1 号能源站, 国际会议中心的集中空调冷热源装机容量按 70% 的同时使用系数确定。

按照上述原则确定的 1 号能源站的设计装机冷负荷为 35510kW, 装机热负荷为 6160kW。

3 号能源站冷热源系统设计

3.1 能源站主机配置设计

1 号能源站设在展馆 7 区的一层冷冻机房处, 根据业主要求, 展厅部分按单冷式系统设计, 商业区及国际会议中心按冷暖双制式系统设计。热源由埋管地源热泵机组提供, 冷源由地源热泵机组及水冷离心式冷水机组共同提供。

通过冷热源方案比选^[1]能源站内设 4 台 10kV 高电压离心式冷水机组, 单台制冷量为 7384kW (2100RT), 同时预留了一台机组的安装机位; 机房

表 1 空调负荷及装机容量表

序号	空调区域	空调区建筑面积 / 万 m ²	计算冷负荷 / kW	计算热负荷 / kW	同时使用系数	装机冷负荷 / kW	装机热负荷 / kW
1	展厅	23.7	42800		0.6	25680	-
2	商业	2.55	2200	1160	1	2200	1160
3	会议中心	8.34	10900	5000	0.7 (冷) 1 (热)	7630	5000
4	合计	34.59	55900	6160		35510	6160

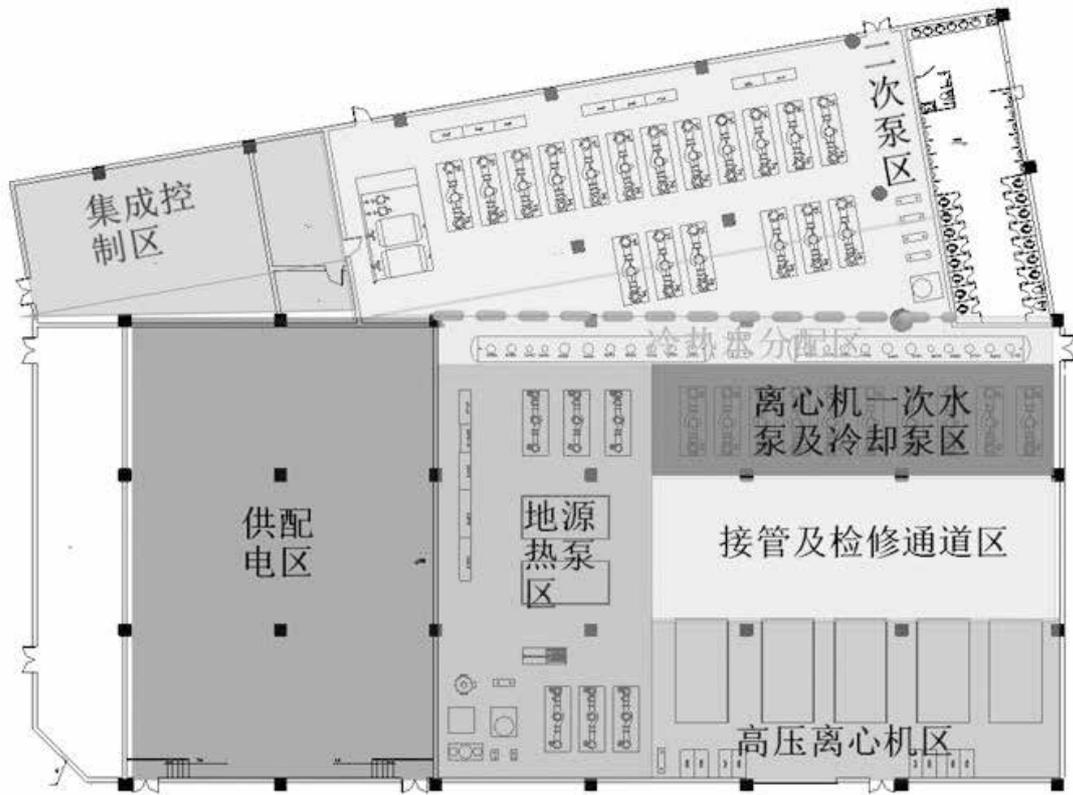


图 2 冷热源机房平面布置图

内另设 2 台离心式地源热泵机组 (380V), 单台制冷量为 2989kW(850RT), 制热量为 3080kW, 制冷装机总容量为 35514kW, 制热装机总容量为 6160kW。

冷热源机房内设一台板式换热器, 与埋管系统和热泵机组的蒸发器形成并联环路, 在热泵机组冬季供热时, 关闭部分埋管环路, 以蒸发器的低温出水为一次冷冻水, 通过板式换热器交换, 产生免费的二次冷冻水为国际会议中心的内区制冷提供冷源。

3.2 空调水系统设计

空调水系统采用二级泵变流量系统, 一级泵系统按冷水机组与热泵机组分别设置, 为两个并联的系统, 其中热泵机组的一次泵冬夏兼用; 二次泵系统共分 8 个环路, 1~3 号展厅、4~6 号展厅、13~16 区的办公及商业、16~19 区的办公及商业、7~9 号展厅、10~12 号展厅、国际会议中心外区和内区各为一个环路, 其中国际会议中心和展馆 13~19 区 4 个环路的二次泵兼作冬季供热的空调热水泵。夏季供回水温度为 6/13℃, 冬季空调供回水温度为 40/45℃。

埋管水系统按一级泵变流量系统设计; 埋管水系统设电刷式自清洗过滤器, 同时设两台真空脱气机。

离心式冷水机组配超低噪音横流式冷却塔, 按 4 组设计, 经与业主协商, 冷却塔群设在冷冻机房附近的 7 米高架上。与热泵机组配套的埋管换热器共分 4 个回路。热泵机组同时配超低噪音横流式冷却塔, 按 2 组设计, 其容量按热泵机组制冷时的散热量确定, 夏季制冷季节, 冷却塔与埋管换热器交替运行, 控制机组向土壤的排热量, 保证土壤温度场的平衡。

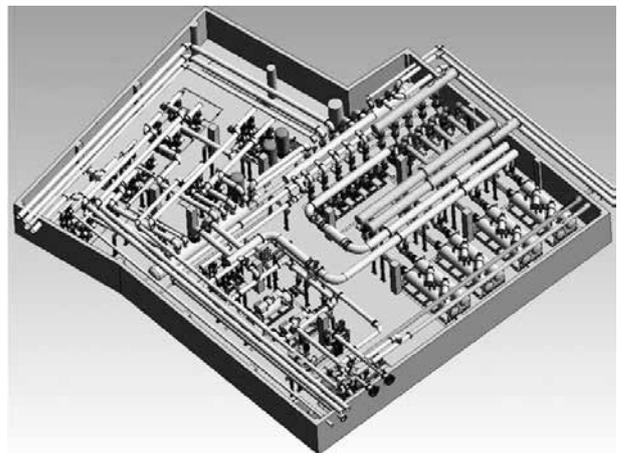


图 3 集成能源站 BIM 模型图

4 室外埋管换热系统设计

4.1 土壤热平衡

武汉地处夏热冬冷的建筑气候分区,夏季和冬季的空调冷热负荷相差较大,根据详细负荷计算结果,峰值冷热负荷相差 4960kW。这种全年空调冷、热负荷平衡严重失调,如果仅使用埋管地源热泵系统提供冷热量,排入到土壤中的冷热量会相差更大,应采用设置辅助冷却源(冷却塔)的复合式地源热泵空调系统,来维持土壤温度在正常波动范围内。

本项目设计的埋管长度按冬季工况确定,为保证地下土壤的热平衡,确保空调系统长年有效地运

行,地源热泵设置辅助冷却塔。

4.2 埋管换热系统设计

埋管换热系统设计埋管长度按冬季空调负荷确定,根据埋管换热器的换热能力,换热器设计冬季最大吸热量为 5000kW,采用垂直钻孔埋管的方式,以水为循环介质。垂直埋管井群布置在展馆中心庭院下,其型式为双 U 型,设计有效深度为 100m,钻孔间距为 5m×5m,钻孔直径为 150mm;管群分为 4 个埋管区,设计总钻孔数为 1196 孔,各区钻孔数分别为 A 区 388 孔、B 区 210 孔、C 区 388 孔、D 区 210 孔;总有效井深为 119600m。双 U 埋管对应的夏季设计总换热能力为 6480kW。

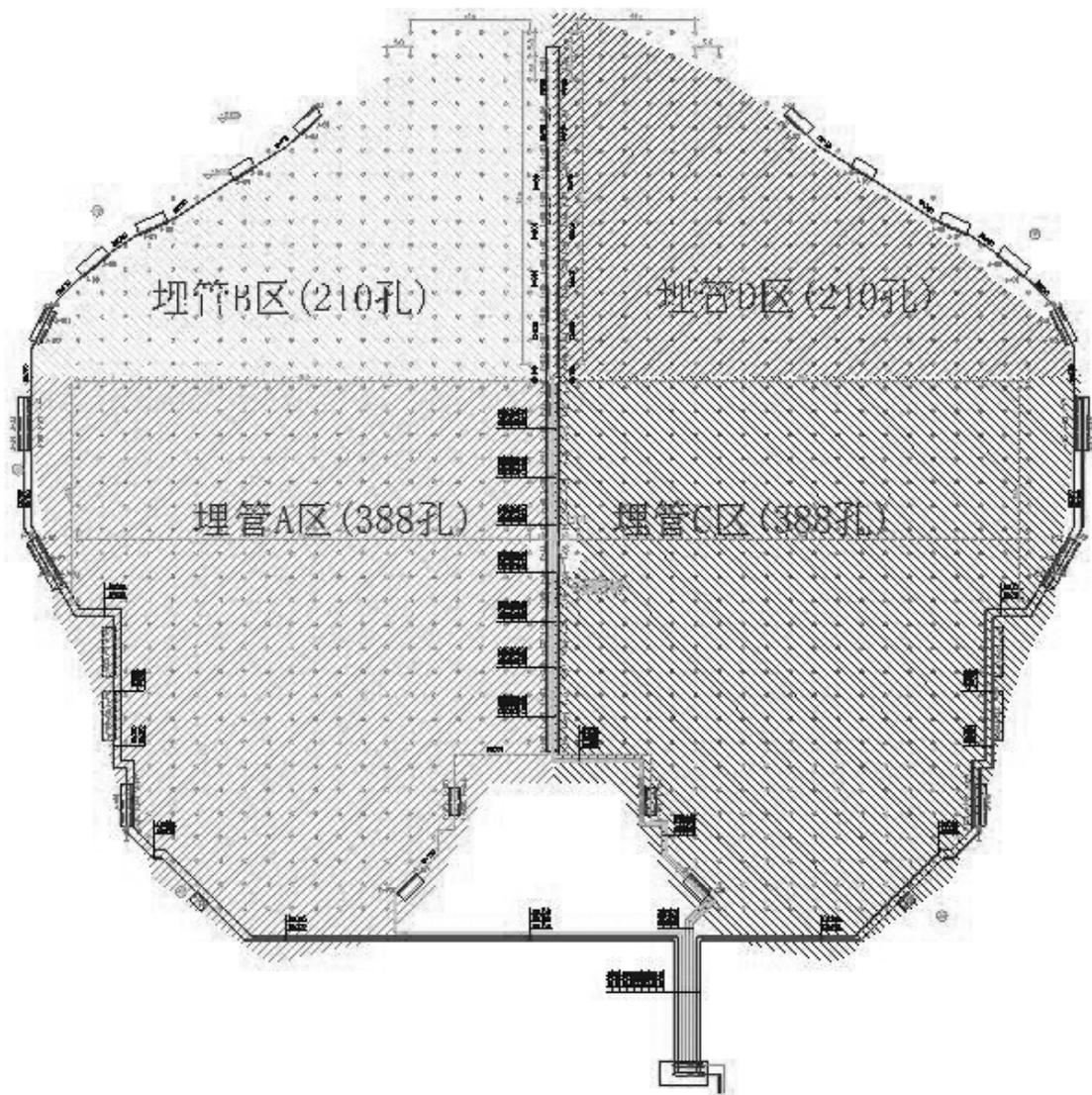


图 4 埋管分区布置图

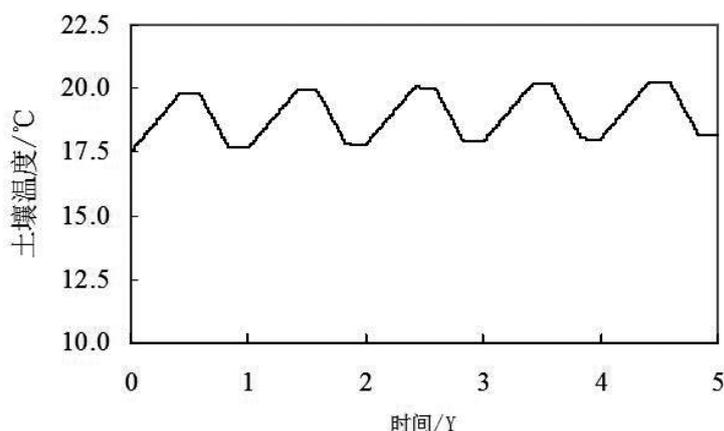


图5 多年运行工况土壤平均温度变化

4.3 土壤换热器热平衡计算模拟分析

诸多工程实践表明,短时间运行对地理管换热能力影响较小,能够满足设计要求,而长时间的运行则由于土壤温度的变化会导致地理管换热能力衰减,甚至能够完全丧失换热能力^[2,3]。因此,需要根据各分区钻井布置情况和地源热泵系统实际的运行情况对地理管长时间运行换热能力变化规律进行分析。将表1中的典型负荷作为设计工况,对于设计负荷条件下,地源热泵系统的地理管能否实现稳定运行取决于土壤温度累积效应或恢复情况。因此,需要对地源热泵系统地下埋管换热器的设计负荷进行基本的匹配性检验,即通过长期模拟计算观测土壤温度的变化情况。

在地理管冷热负荷不平衡率为10%情况下,5年中土壤平均温度年变化曲线如图5所示。从图中可以看出,土壤每年终温是呈上升趋势,但总体上升幅度不大,5年运行期满后,土壤平均温度升高了约0.88°C,地理管换热效率受到的影响较小,基本可以达到设计要求。

5 全变频能源站控制系统

冷热源系统采用“全变频集成式冷冻站”设计,空调水采用二级泵变流量系统,冷却水采用一级泵变流量系统。

冷热源系统控制:本项目全变频自控系统运用智能的数学模型和算法^[4],实时协调冷冻站内各子设备的运行模式,调整其运行频率,实现全自动化操作:控制系统的电脑芯片中保存了冷水机组、水泵和冷却塔风机的“最高效率运行曲线”,随着系统负荷的变化而主动调整系统的供冷量,并实时比较系统的总综合效率线是否接近“最高效率运行曲线”,并向冷水机组、水泵和冷却塔风机发出控制指令,使整个系统的部分负荷时的性能系数值最大化。

控制系统对冷却塔风机和冷却水泵的转速调节采用按“系统冷量需求”来控制,系统给冷冻机提供一个用以控制其运行的冷冻水输出温度设定点,冷水机组、冷却塔风机的转速和水泵转速根据“相等边际性能原则”来改变,使整个系统的能耗最低。

冷却塔与地理管复合式系统运行控制策略:

(1) 设定热泵主机冷凝器进(出)口温度超过设定值时开启冷却塔;

(2) 热泵冷凝器进(出)口流体温度与室外湿球温度之差超过设定值时开启冷却塔。

(2) 制冷季初终期优先使用冷却塔、检测年土壤温度升高率确定冷却塔使用频率。

6 结语

项目经过5年的运行期,节能效果显著,本项目根据负荷特点及周边资源情况,采用可再生能源及常规电制冷复合式全变频集成能源站系统,提高了系统运行效率,降低了初投资,减少了碳排放。考虑到项目间歇使用附加负荷大,高大空间供热预热时间长所造成的能源浪费,1号能源站预留了同2号能源站联络的通道,通过与2号能源站的联通达到资源共享、节能减排的目标。

参考文献

- [1] 於仲义, 雷建平, 陈焰华, 等. 武汉某博览中心一期供热供冷能源系统应用分析[J]. 武汉勘察设计, 2012, 2(02):24-27.
- [2] 武汉市建筑设计院. 武汉国际博览中心展馆及会议中心空调能源中心方案咨询报告[R]. 2009.
- [3] 高青, 李明, 闫燕. 群井地下换热系统初温和构造因素影响传热的研究[J]. 热科学与技术, 2005, 4(01):34-40.
- [4] 马利英, 陈焰华. 冷冻站变流量节能控制方法回顾与分析[J]. 暖通空调, 2009, 39(6):67-3.

2017年全国供暖技术学术年会征文通知

一、年会介绍

供暖技术发展是提高人们生活和工作环境的关键，利用清洁能源供暖是当前国家治理环境污染、改善大气质量的重要举措。根据学会两委会工作安排，供暖专业委员会拟定于2017年8月在天津市召开“2017年全国供暖技术学术年会”，年会主题为“清洁供暖 技术先行”。年会将设大会报告、主题演讲、专题研讨、项目参观等交流活动。现年会筹备工作正式启动，欢迎各设计、科研、院校和企业等单位的相关人士积极参加并踊跃投稿。

二、征文范围

- 清洁供暖技术
- 电供暖技术
- 蓄热供暖技术
- 南方供暖应用技术
- 煤改电供暖应用技术
- 供暖优化设计技术
- 供暖设备与系统节能
- 新能源供暖设计及应用案例等。
- 集中供热技术
- 工业余热供暖技术
- 空气源热泵供暖技术
- 工业建筑供暖技术
- 煤改气供暖应用技术
- 供热系统控制与运行
- 燃煤热电厂低排放改造技术

三、征文要求

1. 论文要求：具有先进性、科学性、实用性，观点明确、论证充分；
2. 论文格式：标题三号、正文五号、图表全框线、单倍行距，摘要300字内，论文不宜超过6000字；
3. 请作者注明通讯地址、邮编、联系电话、传真、电子邮箱；
4. 截止日期：2017年6月30日；
5. 论文将由《建筑环境与能源》出版会议论文集。

四、会议时间和地点

1. 会议时间：2017年8月 会议地点：天津市
2. 具体时间和地点另行通知，具体会议筹办进展请关注学会官网中国暖通空调网 www.chinahvac.com.cn 和学会公众号 CCHVAC。

五、年会筹备及联系方式

本次年会论文征集由哈尔滨工业大学市政环境工程学院负责，会议由学会秘书处负责。

征文联系人：周志刚 15945180319 董重成 13904806298
邮箱：hit_zzg@163.com
会议联系人：才隽 18600023245 杜国付 18618460186
邮箱：chvac2008@sina.com

二〇一七年三月十五日

建筑环境与能源

Building Environment & Energy

主办

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

支持

中国建筑学会暖通空调分会

中国制冷学会空调热泵专业委员会

中国建筑节能协会暖通空调专业委员会

中国建筑节能协会地源热泵专业委员会



聚焦 建筑环境与能源 推动 行业技术进步与发展



建筑环境与能源官方微信

联系方式:

地址: 北京市朝阳区北三环东路30号

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

邮编: 100013

电话: 010-64693285

传真: 010-64693286

邮箱: beaebjb@163.com



学会官方微信

学会/专委会秘书处

地址：北京市北三环东路30号中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

= > = : C A B > D ? ? A \$ \$ C A C F @ ? E B \$ \$
Q p u n p ? = = E M € v { n ; p l z \$ \$ \$ \$ \$ _