



重庆村镇空气源热泵供暖系统夜间性能实测分析

刘猛¹, 薛凯¹, 周宇², 李聪²

(1. 重庆大学 城市建设与环境工程学院, 绿色建筑与人居环境营造国际合作联合实验室,

国家级低碳绿色建筑国际联合研究中心, 重庆 400045;

2. 重庆建工新农村投资有限公司, 重庆 402160)

摘要:针对重庆山地村镇迫切的供暖需求, 选取该地区典型村镇搭建了空气源热泵供暖系统实验平台, 分析了空气源热泵系统性能影响因素, 并从供回水温度、系统耗电量、供热量、性能系数 COP 等角度对运行过程中的阶段特性(启动、稳定运行及全阶段)进行阐述, 发现系统在 3 个阶段特点差异很大: 启动阶段初始温度对 COP 影响较为明显, 除霜时系统性能下降 25%; 稳定阶段特性与初始温度无关, 室外条件较好时, 降低设定温度, COP 提高明显; 总体来看, 启动阶段 COP 最高, 全阶段次之, 稳定阶段 COP 最低。

关键词:村镇; 空气源热泵; 供暖; 建筑节能

中图分类号: TU831.1; TU832.1; TU833.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2015)06-0087-11

Nighttime performance analysis of air source heat pump heating system in Chongqing rural residential

Liu Meng¹, Xue Kai¹, Zhou Yu², Li Cong²

(1. Faculty of Urban Construction and Environmental Engineering; Joint International Research Laboratory of Green Building and Built Environment, Ministry of Education; National Centre for International

Research of Low-carbon and Green Buildings, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China;

2. Chongqing Construction of New Countryside Investment Co, Ltd, Chongqing 402160, P. R. China)

Abstract: According to the urgent requirements for the winter heating in a rural residential in Chongqing, it has set up air-source heat pump heating system experiment platform. From the perspective of supply and return water temperature, power consumption, heat supply and coefficient of performance (COP), it has analyzed the system performance factors and phase characteristics (including starting, stable operation and whole stage) during operation, and the system has been very different characteristics in this three stages. Primarily, the initial temperature of the starting phase has obviously influenced COP of the system and when defrosting, it has a 25% drop in performance of the system. For stable operation of the stage, the performance and the initial temperature are not related. Reducing the set temperature, the COP has increased significantly, when there has been a good outdoor condition. Overall, COP in starting stage is the

收稿日期: 2015-08-11

基金项目: 国家“十二五”科技支撑计划重大项目(2013BAJ11B05)

作者简介: 刘猛(1979-), 男, 教授, 博士, 主要从事绿色建筑技术、建筑节能研究, (E-mail) liumeng2033@126.com.

Received: 2015-08-11

Foundation item: National Key Technology Research and Development Program of the Ministry of Science and Technology of China During the “12 th Five-Year Plan” (No. 2013BAJ11B05)

Author brief: Liu Meng(1979-), professor, PhD, main research interests: green building technology and building energy conservation, (E-mail) liumeng2033@126.com.

highest, then the whole stage, and COP of stable operation is lowest.

Key words: rural; air source heat pumps; heating; building energy conservation

从“十二五”开始,中国的能源政策从提高能效逐步转向总量控制。从碳排放总量和能源供应量的约束角度,中国建筑能耗总量应该在 2.93×10^8 kJ 以内^[1]。生理学家发现,当冬季温度较低时,死亡人数与气温之间存在明显负相关性^[2]。在南方地区,由于冬季室外空气温度、地下温度都高于北方地区,所以非常适合作为各类分散式热泵的供暖热源^[3-4]。到目前为止,热泵技术已成为应用于供暖领域最成功的技术之一^[5]。空气源热泵由于不受水源和建筑地理条件的限制,冬夏共用,设备利用率高等特点^[6],发展越来越成熟。

根据逆卡诺循环制热系数定义,当蒸发温度不变时,制热系数随冷凝温度升高而降低,当冷凝温度不变时,制热系数随蒸发温度升高而升高。对于空气源热泵热水系统,环境温度(空气温度)和蒸发温度具有正相关性,热水温度和冷凝温度具有正相关性,而针对夏热冬冷地区的热泵空调器在冬季结霜工况测试中,大约有 1/3 的供热期受热泵结霜的影响不能正常制热^[7],山地城市中海拔会影响干球温度,随着海拔的升高使得热泵性能变差^[8]。此外,研究发现,对于冷凝盘管来说,当盘管做成“L”型时可获得更佳的换热效果^[9],而垂直单回路的结构会导致水箱内出现了明显的分层^[10];实验中发现,当沉浸式冷凝器的盘管布置有肋片时,在环境温度为 24 °C、水温为 27 °C 时热泵的性能系数 COP(即在额定工况和规定条件下,热泵制热量与有效输入功率之比)为 2.4^[11];将热泵热水系统和常规空调结合实现多功能时,其制冷和制热能效比平均可达 3.5^[12];另外,空调热泵的冷凝废热可以通过在压缩机和冷凝器之间布置过热换热器来实现,为水箱容积和管道输送策略提出了建议^[13]。

重庆地区地处西南,山地特征明显、居住较为分散,由于海拔及微气候的影响,村镇热湿状况与城区存在很大差距,利用空气源热泵供暖仍存在很多不确定性,分析热泵在该地区的供暖性能变得尤其重要。

1 气象数据与供暖需求

通过微型气象站采集空气源热泵运行的环境条件,如图 1。

选取该地区典型冬季连续一个月(2015-01-08—2015-02-08)的逐时气象数据进行分析,可知平

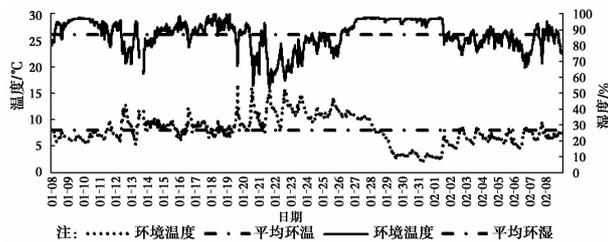


图 1 逐时气象参数

Fig. 1 Hourly weather data

均温度为 7.9 °C,最高温度达 16.7 °C,最低温度达到 2.2 °C,平均相对湿度达到 87% 以上,天气状态好时,昼夜温差较大,阴雨天气,昼夜温差起伏不大。山地村镇平均温度比主城(10.2 °C)低约 2.3 °C,供暖需求比城区更迫切。

空气源热泵供暖基本工作在夜间(晚上 20:00—次日凌晨 6:00),为此对夜间运行时间段气象数据(如图 2)进行分析。图 2 反映了测试期间(2015-01-08—2015-02-08)白天与夜间的平均温度及温度波动(最高温与最低温之差)对比情况,夜间日平均气温为 7.6 °C,略低于白天(8.3 °C),而从温度波动角度来看,夜间平均波动为 2.2 °C,最大为 4 °C(晴天),最小为 0.7 °C(阴雨天),而白天温度波动为 3.5 °C,最大波动达 9.1 °C,整体来看,夜间温度要稳定得多。

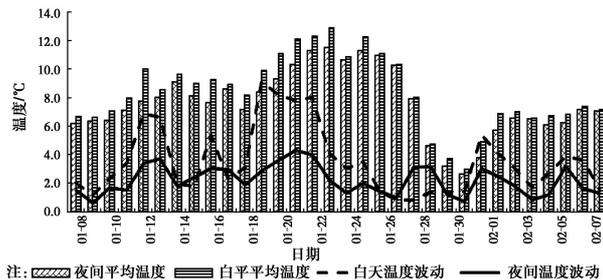


图 2 测试期间白天与夜间的平均温度及温度波动

Fig. 2 Daytime and nighttime average temperature and temperature fluctuations during the test

另一方面,重庆旅游人数逐年攀升,尤其是乡村旅游,给人们生活水平带来很大改善,如图 3。同时,随着道路交通等基础设施的不断完善,大大推动了重庆地区旅游产业的发展,然而,该地区冬季潮湿阴冷的状况依然很普遍,旅游住宿、热水使用等方面,游客抱怨时有发生,给旅游产业的进一步发展带来一定阻力。此外,现有供暖设施落后,主要以电暖

器、柴薪、煤球为主^[14],使得一方面需求远远得不到满足,另一方面这些较为原始的供暖方式污染严重,给人体健康带来潜在危害。

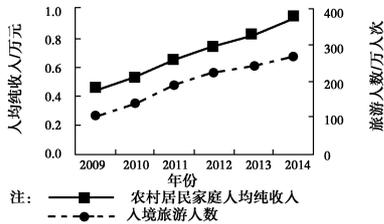


图3 重庆农村发展现状

Fig. 3 Countryside development status in Chongqing

基于该地区严峻的供暖现状,通过搭建试验台,

实际测试了空气源热泵在该地区的运行特点,分析空气源热泵运行性能的影响因素。

2 实验平台简介

实验平台位于重庆市某山地村镇,建筑类型为一典型2层建筑,实验房间为该农家乐2层一间卧室,面积为18.24 m²,朝向为西,1面内墙,3面外墙,邻室和楼下房间均不供暖,建筑围护结构参数见表1。选取的毛细管网标准规格为1.2 m×3.8 m,共选择4片相同规格的毛细管网铺设在地板下面。图4为建筑2层平面图。

表1 围护结构参数

Table 1 Building envelope parameters

外墙	内墙(南)	外窗(西、东)	屋顶	门	楼板
内表面抹灰的240 mm红心砖墙	双面抹灰的240 mm红心砖墙	铝合金3 mm普通浅色玻璃	25 mm厚粘土瓦+10 mm门厚空气层+5 mm厚屋面毛毡	松木门	20 mm厚水泥砂浆+80 mm厚钢筋混凝土+20 mm水泥砂浆

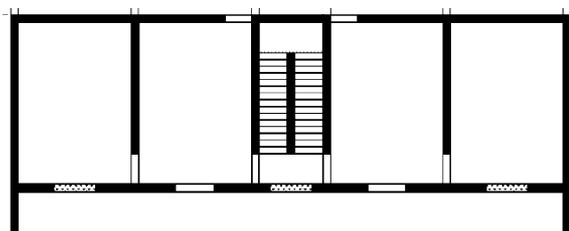


图4 建筑2层平面图

Fig. 4 Building plan of 2-floor

图5为空气源热泵供热系统图,供暖系统主要包括空气源热泵主机、热泵内机、缓冲水箱以及毛细管辐射采暖末端。

测试中系统参数、主要仪器、测点及技术参数见表2和表3。

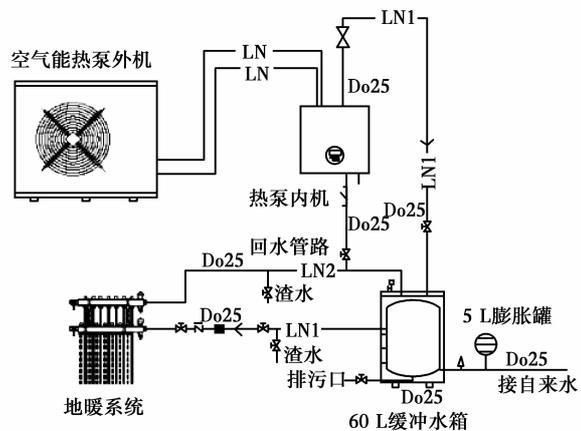


图5 空气源热泵供热系统图

Fig. 5 Air-source heat pump system of FIG

表2 热泵机组参数

Table 2 Heat pump parameters

冷媒	电源	制热能力/W	制冷能力/W	制热输入功率/W	制冷输入功率/W
R410A	220-240 V/ 50 Hz/1 PH	3 400~9 800	2 600~8 000	1 050~2 810	1 100~3 500
制热能效比	制冷能效比	压缩机类型	压缩机数量/台	风扇类型	风扇数量
2.6~4.5	2.3~3.2	双转子	1	轴流	1
风扇风量/(m ³ ·h ⁻¹)	风扇输入功率/W	空气侧换热器类型	空气侧换热器管径/mm	空气侧换热器表面积/m ²	水侧换热器类型
2 800	160	内螺纹铜管-亲水铝片	9.525	0.705	高效率壳管式换热器
水侧换热器水 降压/kPa	水侧换热器 连管/mm	水侧换热器额定水流 量/(m ³ ·h ⁻¹)	水泵全扬程/m	水泵最大流 量/(m ³ ·h ⁻¹)	水泵输入功率/W
60	19.05	1.7	7.8	6	151

表 3 主要仪器、测点及技术参数表

Table 3 The main instrument, measuring point and the technical data sheet

测试仪器	功能	技术参数
热量表	布置于末端供回水管上,用于测试系统供热量、供回水温度及流量	$\pm 0.1^\circ\text{C}$, 量程 $0\sim 100^\circ\text{C}$; 累计流量精度 $\pm 10\text{ L}$; 热量精度 $\pm 0.01\text{ kW}\cdot\text{h}$; 口径 DN20, M-BUS, 188 协议
PT100 铂电阻	用于测试水箱温度, 紧贴水箱表面	$\pm 0.1^\circ\text{C}$, 量程 $0\sim 100^\circ\text{C}$, 三线制, 三线制 PT100 传感器, DC24V, RS-485, Modbus
单相导轨式电能表(4P)	用于测试热泵系统的耗电量及瞬时功率	单相电能表, $\pm 0.01\text{ kW}\cdot\text{h}$, 电流量程 40 A , RS-485, TL645-1997
无线能耗数据采集箱	用于热量表、铂电阻等仪器数据的采集	内置 1 台 DED-BA-E7101-2 数据采集器, 1 台 GPRS 无线传输模块; 2 路 485, 1 路 M-BUS 采集接口, 采集间隔 15 min , 采集箱 AC220V 供电
微型气象站	布置于测试地点附近, 用于室外温度、相对湿度的采集	温度范围: $-50\sim 80^\circ\text{C}$, 精度 0.1°C , 相对湿度: $0\sim 100\%$, 精度 1%

实验开始前,先用水银温度计对各个温度测点进行标定,测试时间在 2015 年 1 月至 2015 年 2 月。测试方案如表 4。

表 4 测试方案表

Table 4 Test program table

设定供水温度/ $^\circ\text{C}$	开机时间	关机时间	运行时长/h	工况数/d
35	20:00	6:00	10	9
40	20:00	6:00	10	11
45	20:00	6:00	10	4

注:设定出水温度为冷凝器出水温度,即系统供水温度

采用数据采集仪对数据进行自动记录,时间间隔为 15 min ,测试参数主要包括供回水温度、流量、供热量、耗电量、室外温湿度、水箱温度等。

3 数据分析

空气源热泵夜间供暖的整个运行过程,按照供

水温度是否达到设定温度将其分为启动阶段与稳定运行阶段。空气源热泵系统性能分析主要包括系统供回水温度、系统耗电量、供热量以及系统 COP 等的分析。

3.1 启动阶段

由气象数据可知,重庆地区冬季夜间热泵运行平均温度约为 7.9°C ,空气源热泵大部分运行在 $5\sim 10^\circ\text{C}$ 的环境下,为此,统计室外温度在此范围内系统启动阶段情况,如图 6~8,初始温度为 10°C 、 20°C 、 30°C ,设定温度分别为 35°C 、 40°C 、 45°C 时,启动阶段供回水温度以及耗功量的变化情况,此外,当环境露点温度小于 4°C 时,系统室外机出现结霜现象,大大影

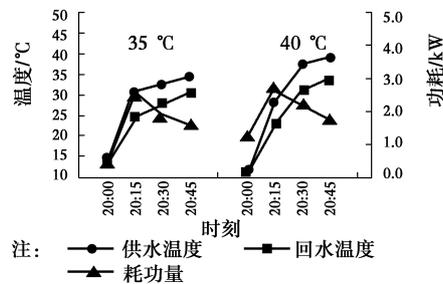


图 6 初始温度为 10°C 供回水温度、耗功量的变化情况
Fig. 6 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water initial temperature of 10°C

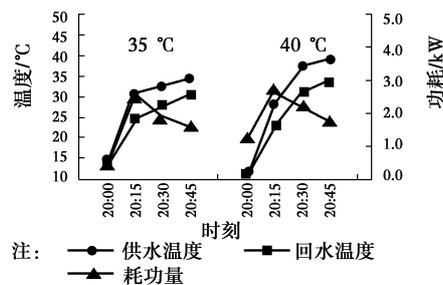


图 7 初始温度为 20°C 供回水温度、耗功量的变化情况
Fig. 7 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water initial temperature of 20°C

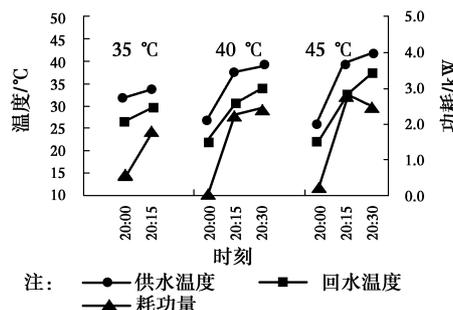


图 8 初始温度为 30°C 供回水温度、耗功量的变化情况
Fig. 8 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water initial temperature of 30°C

响系统启动情况。对于加热时间来说,受初始温度以及设定温度之间的温度差的影响,冬季空气源热泵各工况来下大部分启动时间在 45 min 以内。

从供回水温度来看,启动之后,供水温度会快速上升至设定温度,由于末端负荷的影响,回水温度较低,较供水温度稳定有一定时间的滞后,整个启动阶段,供回水温差由小变大再变小。开机之后,供回水温度相差不大,供水温度甚至会低于回水温度,这是由于管路中“死水”的存在,对供水温度造成了一定影响,使得开始时,回水温度有可能高于供水温度,随着热泵平稳启动,供水温度迅速上升,供回温差逐渐加大。然而,随着供水温度进一步上升,冷凝温度就会提高,系统性能下降,供水温度提升变慢,功耗降低,当供水温度达到设定温度,耗功量逐渐稳定,由于回水温度有一定滞后性,所以回水温度仍有上升趋势。此外,当起始温度提高至 30 °C 之后,可见启动时间大大缩短,水温迅速达到设定温度,供回水温差与初始温度 10 °C 相比时,变化差别不大,接近设定温度时,温差减小。

从功耗角度看,各个启动阶段,系统均会在启动 15 min 后,功耗达到最大,这是由于启动的第 1 个阶段,水温最低,压缩机处于高负荷状态。随着供水温度的增加,功耗逐渐降下来。当初始温度由 10 °C 提高至 30 °C 后,最大功耗将有所降低,对于不同设定温度,平均下降 20%。

为了研究系统启动阶段特性,定义启动阶段 COP 为启动阶段总供热量与启动阶段总耗电量之比。图 9 为启动阶段不同初始温度与设定温度下,系统的耗电量、供热量与启动 COP 情况。

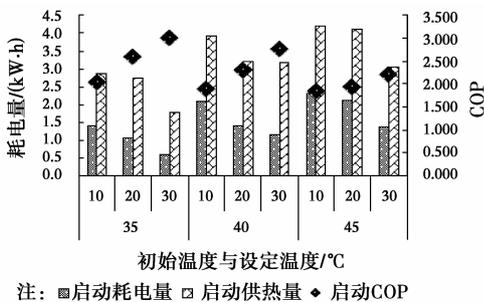


图 9 不同初始温度与设定温度下,启动耗电量、供热量与 COP 变化图

Fig. 9 The start power consumption, heat supply and COP in different initial temperature and set temperature

首先从耗电量角度来看,初始温度为 10 °C 时,35 °C 供水的耗电量 1.4 kWh,分别为 40、45 °C 的

68%、61%;而当初始温度提高为 30 °C 时,就只有 0.59 kWh,分别为 40、45 °C 的 51%、43%,初始温度的提高,使得耗电量下降较初始温度 10 °C 时更明显。

对于供热量来说,是通过供回水温度以及流量计算得来,随着初始温度以及设定温度的变化趋势与耗电量一致,但是下降幅度与耗电量不同,两者直接影响着启动 COP。

为此,从启动 COP 角度分析,初始温度为 10 °C 时,35 °C 设定温度 COP 约为 2.0;提高设定温度至 40、45 °C,COP 分别下降 8%、10%,而当初始温度至 20、30 °C,35 °C 供水启动 COP 则将升高 27%、48%,COP 提升效果很明显。即不同设定温度下,启动 COP 与初始温度呈正相关,且初始温度对 COP 的影响较设定温度更加明显。起始温度的提高,使得启动阶段温度提升减小,可以使热泵快速启动,使得供热量与耗电量均呈下降趋势,由图 9 可知,电量下降的速度等于或大于热量下降的速度时,系统 COP 呈现出升高的趋势。

此外,影响启动阶段 COP 的因素还有室外温度。图 10 所示为固定初始温度在 20 °C 左右,不同室外温度与设定温度下,启动阶段系统的耗电量、供热量与启动 COP 情况。

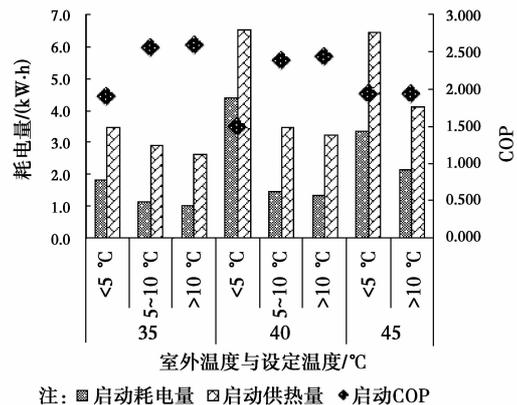


图 10 不同室外温度与设定温度下,启动耗电量、供热量与 COP 变化图

Fig. 10 The start power consumption, heat supply and COP in different outside temperature and set temperature

室外温度小于 5 °C 时,35 °C 供水的耗电量为 1.823 kWh,设定温度提高至 40 °C,耗电量将急剧升高,增加了一倍多,主要是在温度很低时,热泵系统室外机结霜,可以预见的是,设定温度继续升高,耗电量将进一步加大。而当室外温度提高至 10 °C 以上,35 °C 时耗电量为 1 kWh,设定温度提高至 40、

45℃时,分别增加了 0.3 倍与 1.1 倍。即,室外温度增加后,提高设定温度,耗电量增加变缓。供热量同样是在趋势上与耗电量保持一致。在结霜条件下,供热量也会急剧增加,与耗电量共同作用,使得 COP 下降很剧烈。

从启动阶段 COP 角度分析,当设定温度为 35℃时,室外温度小于 5℃时,COP 为 1.898,设定温度提高,系统可能会结霜,COP 下降了 22%,当室外温度提高至 5~10℃,35、40℃时 COP 上升很明显,分别提高 35%、60%,而随着室外温度的继续提高,35、40℃的 COP 升高变得很缓慢,仅上升 1%、2%。所以,空气源热泵应避免进入结霜区,即室外温度保持大于 5℃,且设定温度不超过 40℃,而在非结霜区,设定温度的影响略大于室外温度对系统性能的影响。

图 11 为测试期间夜间露点温度变化情况,露点温度基本小于 10℃,平均约为 5.7℃,且温度波动与天气条件有关,天气条件好时,可达 3.5℃,对于大部分阴雨天,露点波动不大,实验中发现,当露点温度小于 4℃时,室外盘管基本会出现霜层,末端负荷越大,结霜量越大。

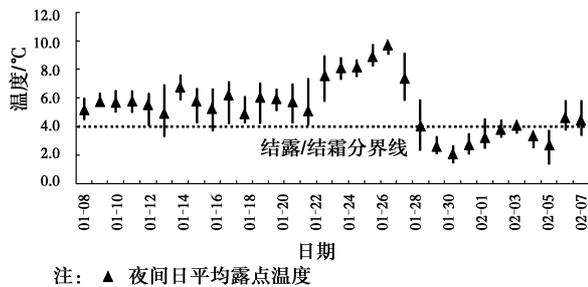


图 11 测试期间夜间露点温度变化情况
Fig. 11 During the night the dew point temperature change of the test

当达到一定条件,热泵进行除霜,此时,热泵切换为制冷模式,室外风机停转,四通换向阀反转,温度较高的制冷剂会流向室外换热盘管表面,进行融霜,如图 12 所示。从图 12 可以看出,热泵供回水温度以及电功率出现明显的下降,供水温度在除霜时下降很明显,接近回水温度,一方面使得启动阶段时间延长,耗电量大大增加,另一方面四通换向阀反转给压缩机的稳定性造成一定影响。

图 13 所示为除霜过程与非除霜过程运行时间、启动能耗、供热量以及 COP 的变化情况,从运行时间上看,除霜模式下,运行时间约为不除霜时的 2

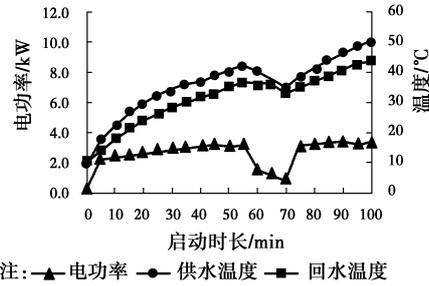


图 12 热泵结霜工况
Fig. 12 The operation of pump frosting condition

倍,启动能耗约为不除霜时的 2.1 倍,启动供热量约为 1.6 倍。对于 COP 来说,除霜模式下,COP 不到 1.5,性能下降了约 25%。恶劣条件下结霜的存在使得系统运行性能大大降低。

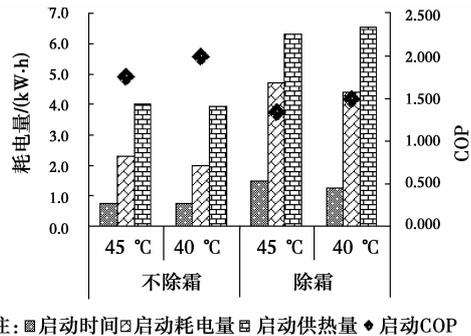


图 13 除霜工况与非除霜工况对比图
Fig. 13 The difference between defrost conditions and non-defrost condition

李腊芳^[7]采用冬夏两用分体式热泵(额定制热量 3.5 kW)针对夏热冬冷地区空气源热泵进行了除霜实测,发现室外温度低于 5℃时,COP 平均约为 1.23,较本实验略低,在气象条件相差不大的条件下,主要是本实验采用制热能力更大(10 kW)的机组,融霜时间更短,并且结构上采用水作为载冷剂,消耗能量更少。

3.2 稳定运行阶段

热泵在供水温度达到设定温度后,进入稳定运行阶段,时间占整个夜间的 90% 以上。稳定阶段近似保温阶段,首先热泵压缩机运转,将供水温度加热至设定温度,而后自动停机,室外风机停止运转,但供热过程不会停止,水泵持续不断向室内供热,直到供水温度下降至热泵重新启动设定的温度值时,室外机又开始启动,达到设定温度又自动停机,周而复始的进行下去,直至凌晨 6:00,到达停机时间。所以,整个稳定运行过程与进水温度的高低没有关系,

只与该阶段室外温度以及设定温度有关。

图 14~16 为不同设定温度下,系统稳定阶段供回水温度及耗功量的变化情况。由图 14~16 可见,室外温度在整夜变化不大,供回水温度变化同步,且波动不大,但是随着供水温度的升高有上升趋势,35、40、45 °C 对应的平均温差分别为 1.8、2.1、2.4 °C,主要是设定温度提高后,供热量增加,在流量变化不大的情况下,供水温差有所增加。从耗功量角度来看,设定温度越高,需要提升的温度越高,耗功量相应加大。

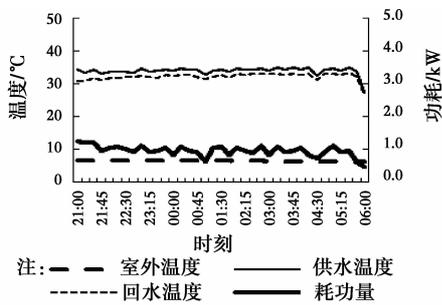


图 14 设定温度 35 °C, 供回水温度及耗功量的变化图

Fig. 14 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 35 °C

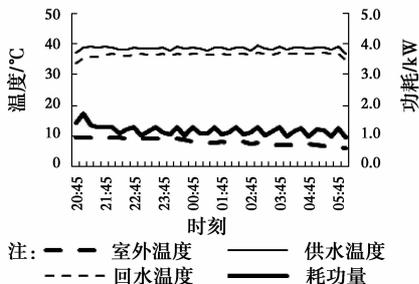


图 15 设定温度 40 °C, 供回水温度及耗功量的变化图

Fig. 15 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 40 °C

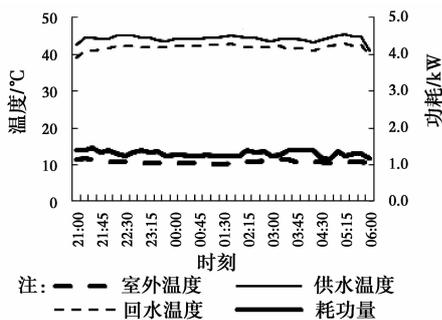


图 16 设定温度 45 °C, 供回水温度及耗功量的变化图

Fig. 16 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 45 °C

图 17 为不同设定温度下供回水温差的变化情况。由图 17 可以看出,同一设定温度下,供水与回水温度在不同室外条件下相差不大,但是均没有达到设定温度,这与管路沿程热损失有关。从供回水温差来看,设定温度为 45 °C 时,供回水温差要高于 35 °C 与 40 °C 时,设定温度越高,提供给末端热量越多。

定义稳定阶段 COP 为稳定阶段总供热量与总耗电量之比。由于稳定阶段耗电量与起始温度无关,将相似工况下耗电量与稳定 COP 进行平均,得到耗电量、供热量与稳定 COP 随室外温度及设定温度的变化情况,如图 18 所示。

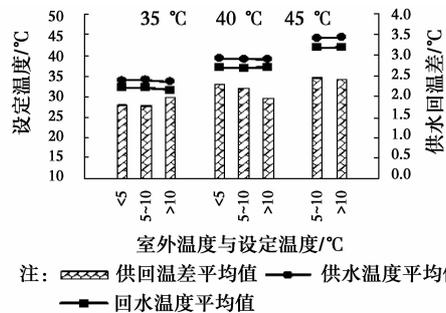


图 17 不同室外温度与设定温度下, 稳定供回水温度变化图

Fig. 17 The stable supply/return temperature in different outside temperature and set temperature

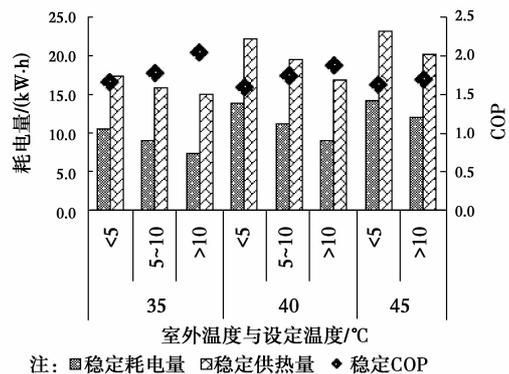


图 18 不同室外温度与设定温度下稳定耗电量、供热量与 COP 变化图

Fig. 18 The stable power consumption, heat supply and COP in different outside temperature and set temperature

从耗电量来看,当设定温度为 45 °C 时,室外温度处于 5~10 °C,耗电量为 14.3 kWh,随着设定温度的降低,耗电量减小,在 40 与 35 °C 时,分别降低至 11.2、9.0 kW · h,减小了 22% 与 37%。当室外条件逐渐变好至 10 °C 以上时,设定温度 45 °C,耗电

量减小为 12 kW·h,降低设定温度对耗电量的影响略有增强,分别减小了 25%和 38%,耗电量减小幅度略有增强。即室外温度提高时,降低设定温度对耗电量的降低有一定加强作用。

对于供热量来说,与耗电量趋势一致,但是供热量下降趋势没有耗电量大。

从稳定阶段 COP 角度来看,当设定温度为 45℃时,室外温度在 5~10℃,稳定 COP 为 1.628,随着设定温度的降低,COP 提高,在 40 与 35℃时,分别提高至 1.746 与 1.771,提高了 7%与 9%。当室外条件逐渐变好至 10℃以上时,设定温度 45℃,COP 提高为 1.693,降低设定温度对 COP 的增强效果明显,分别增加了 11%和 20%。即室外温度提高时,降低设定温度对 COP 的提升有明显加强作用。由于时间上远远大于启动阶段,所以耗电量远远大于启动阶段耗电量,COP 总体上来说较启动阶段低,稳定阶段 COP 的改善更值得关注。

3.3 全阶段

全阶段综合了启动阶段以及稳定运行阶段,从晚上 20:00 开机,直到次日早上 6:00 关机,系统连续运行 10 h。由于全阶段中有 90% 以上的时间系统处于稳定运行工况,所以初始温度对全阶段性能的影响可忽略不计。

如图 19~21,为不同设定温度(35、40、45℃)下的系统供回水温度以及耗功情况,启动阶段最大功耗约为稳定阶段的 3 倍。热泵系统的稳定以供水温度稳定为准,室内房间的稳定以供回水温差的稳定为准。可知,夜间 20:00 开机,不论设定温度为多少,系统基本上在 2 h 以后供回水温差维持不变,室内达到稳定状态。即达到稳定状态的时间,与设定温度的高低没有关系。供回水温度的其他分析见前文。

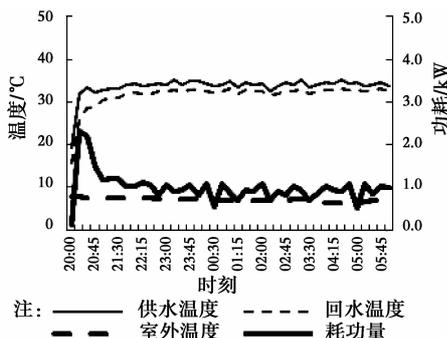


图 19 设定温度 35℃,供回水温度及耗功量的变化图
Fig. 19 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 35℃

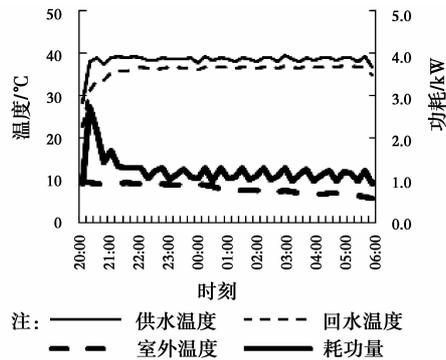


图 20 设定温度 40℃,供回水温度及耗功量的变化图
Fig. 20 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 40℃

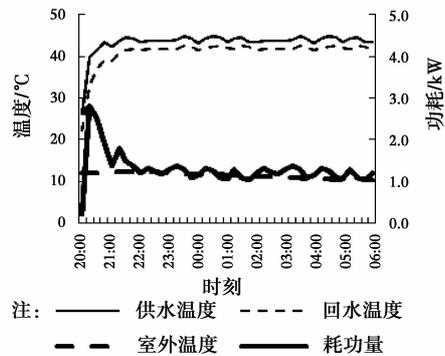


图 21 设定温度 45℃,供回水温度及耗功量的变化图
Fig. 21 The variation of supply and return water temperature, power consumption when the water set temperature of 45℃

将相似工况下全阶段耗电量、供热量与 COP 进行平均,得到耗电量、供热量与 COP 的变化情况,如图 22~24 所示。

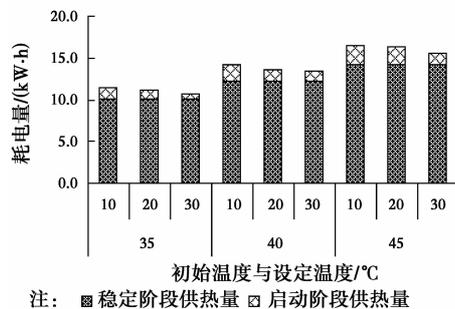


图 22 不同初始温度与设定温度下全阶段耗电量变化图
Fig. 22 The whole stage power consumption in different initial temperature and set temperature

对于全阶段耗电量与供热量来说,包括启动阶段与稳定阶段,由于稳定阶段与初始温度无关,耗电量、供热量相差不大,所以采用平均耗电量与平均供热量进行分析,不同设定温度下耗电量分别为 10、

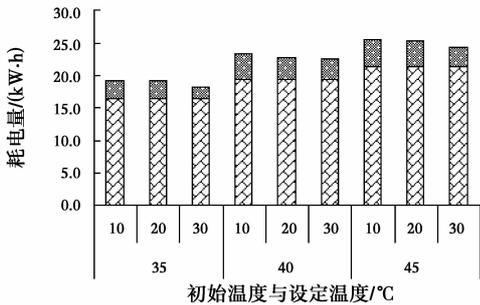


图 23 不同初始温度与设定温度下全阶段供热量变化图

Fig. 23 The whole stage heat supply in different initial temperature and set temperature

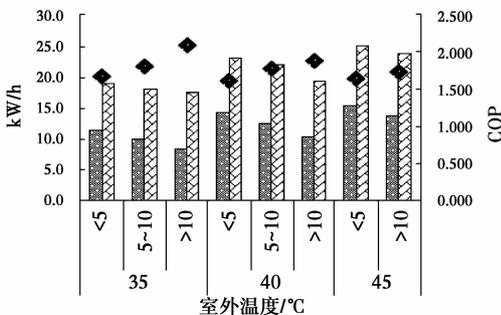


图 24 不同室外温度与设定温度下全阶段耗电量、供热量与 COP 的变化图

Fig. 24 The whole stage power consumption, heat supply and COP in different outside temperature and set temperature

12、14 kW · h, 供热量分别为 16.4、19.5、21.3 kW · h。启动阶段耗电量与供热量约占到全阶段的 10%左右,这与付详钊等^[15]采用制热能力 10.5 kW 的空气源热泵机组针对重庆某 150 m²住宅进行的冬季地板供暖实测分析,启动阶段能耗占总能耗的 9.5%的结论相近。

从 COP 角度来看,由于全阶段 COP 为启动与稳定阶段的供热量之和与耗电量之和的比值,又由于启动阶段 COP 总体上高于稳定阶段,所以,全阶段 COP 比稳定阶段 COP 略有提高,但总体上还是低于文献^[16]空气源热泵系统(制热能力 13 kW)的 COP,约为 2.4,对比发现,在机组相差不大的情况下,主要是气象参数的影响,重庆地区与郑州相比,室外温度相差不大时,由于重庆冬季湿度 90%,远远大于郑州,除霜时间较长,融霜能量较大,COP 会略低一些。重庆地区对空气源热泵运行中结霜的考虑更加迫切。

热泵冬季夜间运行过程中,为了维持室内一定

温度,需要满足供热量等于耗热量,耗热量主要包括两部分,即围护结构对流换热量以及由于气密性差异所带来的冷风渗透耗热量。该实验台与文献^[14]为同一试验台,根据其实验可知,供水温度在 35 °C 以上时,室内均能达到 16 °C 以上,对于设定温度为 40 °C 时,整夜供热量可达 23.115 kW · h,稳态计算得供暖整夜通过围护结构基本耗热量见图 25,图中耗热量单位为 W。

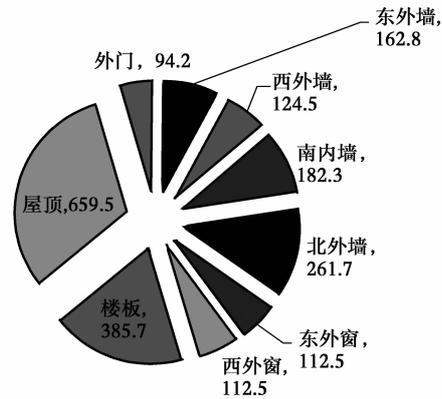


图 25 围护结构基本耗热量(单位:W)
Fig. 25 Building envelope basic heat loss

此外,由于渗透所带来的冷风渗透耗热量可采用式(1)计算。

$$Q = 0.278L\rho_w C_p(t_N - t_w) \quad (1)$$

式中: L 为风量, m³/h; 0.278 为单位换算系数; ρ_w 为供暖室外计算温度下的空气密度, kg/m³; C_p 为冷空气的比定压热容, kJ/kg · °C; t_N 为供暖室内设计温度, °C; t_w 为供暖室外设计温度, °C。

由此可估算出房间换气次数约为 1.4 h⁻¹, 建筑气密性能远低于城镇建筑 0.5 h⁻¹ 的性能水平。图 26 为全阶段早上 6:00 供热停止后, 供水温度、室内温度以及室外温度的变化情况。

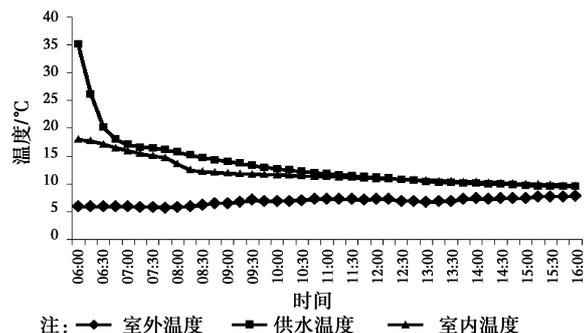


图 26 供水温度、室内温度以及室外温度的变化情况
Fig. 26 The variety in water temperature, indoor temperature and outdoor temperature

由图 26 可以看出,停止供热后,供水温度会迅速下降,这与室外气象条件恶劣以及管路保温性能差有很大关系,而对于室内温度来说,供热停止就呈现下降趋势,一方面与围护结构的蓄热性能很差有关,重庆村镇围护结构热惰性指标均较低,热稳定性较差;另一方面,围护结构气密性不足所带来的冷风渗透耗热量也是导致室内温度同步下降的原因,该地区应重点考虑。

4 结 论

通过对重庆山地村镇空气源热泵供暖系统性能测试,得到以下结论及建议:

1)对于启动阶段来说,受室外温度、初始温度以及设定温度的影响。其中,冬季大部分启动时间在 45 min 以内;起始温度提高,启动时间将大大缩短,最大功耗平均下降 20%,且初始温度对 COP 的影响较设定温度更加明显。

2)当露点温度小于 4 ℃时,室外盘管结霜,除霜模式下,系统 COP 不到 1.5,性能下降了约 25%。而提高初始温度可以减少系统的启动负荷,缩短系统启动时间,恶劣条件下,还能防止室外盘管的结霜,提高了性能的同时,也提高了系统的稳定性。

3)对于稳定运行阶段,时间占整个夜间的 90% 以上,从而弱化了初始温度对该阶段性能的影响;而室外温度提高时,对 COP 的提升则有明显加强作用。

4)全阶段综合了启动阶段以及稳定运行阶段,其中,启动阶段耗电量与供热量约占到全阶段的 10% 左右,全阶段 COP 比稳定阶段 COP 略有提高,但总体规律与稳定阶段近似,围护结构热稳定性差以及冷风渗透的影响使得房间蓄热能力很差,在该地区应重点考虑。

5)结合重庆山地村镇的特点,可从主动、被动两方面来对热泵运行性能进行因地制宜的优化,被动策略包括提高系统自身保温性能(水箱、管路等)及围护结构保温性能,减少热损失,主动策略主要针对启动阶段,可以将冬季有限的太阳能资源或沼气资源等与空气源热泵复合来预先加热初始水温,此外利用热泵本身,将启动时刻与启动温度提前至室外天气条件好、运行效率高的白天,对热泵系统进行调控,都可以有效解决热泵系统启动阶段效率低时间长的劣势。

参考文献:

- [1] 江亿,彭琛,燕达. 中国建筑节能的技术路线图[J]. 建设科技, 2012(17):12-19.
Jiang Y, Peng C, Yan D. Technology roadmap of building efficiency in China [J]. Construction Science and Technology, 2012(17):12-19. (in Chinese)
- [2] 龙惟定. 夏热冬冷地区住宅供暖问题刍议[J]. 暖通空调, 2013(6): 42-49.
Long W D. Comment on residential building heating in hot summer and cold winter zone [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2013(6): 42-49. (in Chinese)
- [3] 江亿. 南方不适合集中供暖[J]. 中国经济和信息化, 2013(Z1):102.
Jiang Y. Central heating is not suitable in the south of China [J]. China Economy & Informatization, 2013 (Z1):102. (in Chinese)
- [4] 龙惟定. 同济大学教授龙惟定谈南方供暖[J]. 制冷与空调, 2013, 13(2): 35.
Long W D. Professor Long Weiding of Tongji University talk southern heating [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2013,13(2): 35. (in Chinese)
- [5] 马最良,刘永红. 在中国应用电动热泵站的经济评价(一)——热泵站的节能效果[J]. 哈尔滨建筑大学学报, 1995(3):71-76.
Ma Z L, Liu Y H. Economic evaluation of motor-driven heat pump station used in china (I)-the economic effect of heat pump station [J]. Journal of Harbin University of Civil Engineering and Architecture, 1995(3): 71-76. (in Chinese)
- [6] 范存养,龙惟定. 空气热源热泵的应用与展望[J]. 暖通空调, 1994(6): 20-24.
Fan C Y, Long W D. The application and prospect of air source heat pumps [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 1994(6): 20-24. (in Chinese)
- [7] 李腊芳. 空气源热泵结霜工况下高效能运行研究[D]. 重庆: 重庆大学,2013.
Li L F. Study on high-performance of air source heat pump under frosting conditions [D]. Chongqing: Chongqing University, 2013. (in Chinese)
- [8] Meyer J P, Greyvenstein G P. Influence of height above sea level on the COP of air-source heat pumps used for water heating [J]. Heat Transfer Engineering 1993, 14(4): 44-50.
- [9] Gao Z M, Mei V C, Chen F C, et al. CFD solution and

- experimental testing of buoyancy-driven convection caused by condensers immersed in a water tank of HPWH [J]. American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES, 2003, 43: 33-38.
- [10] Mei V C, Chen F C, Domitrovic R E, et al. A study of a natural convection immersed condenser heat pump water heater [J]. ASHRAE Transactional, 2003, 109 (part 2): 3-8.
- [11] Sloane B D, Krise R C, Kent D D, et al. Demonstration of a heat pump water heater [R]. ORNL/Sub-7321/3, 1979.
- [12] Ji J, Pei G, Chow T T, et al. Performance of multi-function domestic heat-pump system [J]. Applied Thermal Energy, 2005, 80: 307-326.
- [13] Cook R E. Water storage tank size requirements for residential heat pump/air conditioner desuperheater heat recovery [J]. ASHRAE Transactional, 1990, 96 (part 2): 715-719.
- [14] 刘猛,粟珩,张会福. 重庆中海拔村镇住宅毛细管供暖性能实测分析[J]. 土木建筑与环境工程, 2014, 36 (Sup1): 75-78.
- Liu M, Su H, Zhang H F. Capillary floor radiant heating system of rural residential building in Chongqing [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2014, 36 (Sup1): 75-78. (in Chinese)
- [15] 付祥钊,林真国,王勇. 空气源热泵与地板供暖联合运行实验研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 100-104.
- Fu X Z, Lin Z G, Wang Y. Experimental research on combined air-source heat pump and floor heating systems [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2005, 35(2): 100-104. (in Chinese)
- [16] 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学性能分析[J]. 太阳能学报, 2011, 32(8): 1151-1157.
- Zeng Z C, Wu J J, Wei X L. Experimental study and analysis of thermal performance on air-source heat pump direct radiant floor heating system [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2011, 32(8): 1151-1157. (in Chinese)

(编辑 胡英奎)