

# 空气-土壤双热源热泵系统运行分析

张晓明<sup>1</sup>,李通禹<sup>1</sup>,陈柏龙<sup>2</sup>

(1. 沈阳建筑大学市政与环境工程学院,辽宁 沈阳 110168;2. 哈电(大连)  
电力设计有限责任公司,辽宁 大连 116000)

**摘要** 目的 解决土壤源热泵在我国严寒地区长期运行导致该地区的土壤热失衡现象以及空气源热泵在严寒地区运行效率低下的问题。**方法** 以沈阳市某办公建筑为例,利用 DEST 软件模拟该建筑的全年逐时冷、热负荷以及沈阳地区室外温度变化,以土壤热平衡为计算依据,计算土壤中的吸热与释热的热量差值以及空气源热泵的补热量。**结果** 设计了空气-土壤双热源热泵系统,且在我国严寒地区供暖运行工况下,得出了使用双热源热泵系统时室外最佳温度切换点的计算原理及方法,以及在沈阳地区切换使用空气-土壤双热源热泵系统的室外最佳温度点为 $-8^{\circ}\text{C}$ 。**结论** 空气-土壤双热源热泵系统各自在高效率期间内正常运行,可以有效地解决严寒地区的土壤热失衡现象,更加高效节能。

**关键词** 空气-土壤双热源热泵系统;土壤热平衡;最佳温度切换点;高效节能

中图分类号 TU201 文献标志码 A

## Performance Analysis of Air-soil Dual Heat Source Heat Pump System

ZHANG Xiaoming<sup>1</sup>, LI Tongyu<sup>1</sup>, CHEN Bailong<sup>2</sup>

(1. School of Municipal and Environmental Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168;  
2. Harbin Electric (Dalian) Electric Power Design Co. Ltd., Dalian, China, 116000)

**Abstract:** To solve problem of soil heat imbalance caused by ground source heat pumps' long-term operation, low operating efficiency of air source heat pumps in severe cold areas in China, performance of air-soil dual heat source heat pump system is studied. An office building in Shenyang taken as an example, the year-by-year cold and heat load and outdoor temperature changes of this building in Shenyang area was simulated by DEST software. Based on the soil heat balance, the difference between the heat absorption and heat release in the soil, and the supplementary heat of the air source heat pump were calculated. The calculation principle and method of the optimal outdoor temperature switching point for dual heat source heat pump systems are obtained under the operating conditions of heating in

收稿日期:2020-08-27

基金项目:国家自然科学基金项目(51778376)

作者简介:张晓明(1964—),男,教授研究员级高级工程师,主要从事地源热泵与节能技术方面研究。

severe cold areas in China. The best outdoor temperature is  $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$  for the switching point to use air-soil dual heat source heat pump systems in Shenyang area. The air-soil dual heat source heat pump system operates normally during the high efficiency period, which can effectively solve the soil thermal imbalance in severe cold areas and be more efficient and energy-saving.

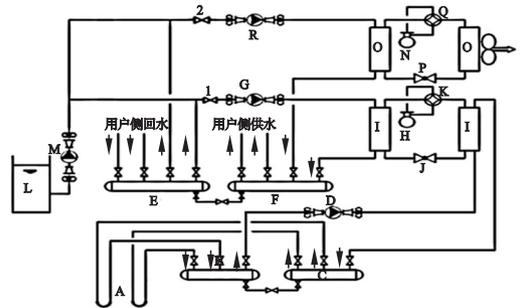
**Key words:** Air-soil dual heat source heat pump system; soil heat balance; optimal temperature switching point; energy efficient

近年来空气源热泵作为新型的节能环保设备,在我国制冷空调领域备受关注。空气源热泵高效节能、环保无污染,只需用空气作为高(低)温热源就可以实现夏天制冷冬天制热,是一个前景非常好的环保产品。但是,在严寒地区低温环境下空气源热泵的运行有一定的局限性,尤其是在我国北方冬季,室外环境温度通常可以达到零下 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,空气源热泵在这个环境温度下运行时常常会出现因蒸发器表面结霜影响换热以及除霜带来的机组制热性能系数下降,严重时可能会导致机组无法进行热交换乃至正常的运行。另外,因为热负荷大,需要供暖的热水温度高导致升压比增大、排气温度过高,致使机组制热性能系数下降<sup>[1-2]</sup>。自20世纪80年代,当发现土壤作为热泵系统的冷热源更加优于周围环境的空气时,在各地土壤资源允许的情况下,土壤源热泵在我国的应用面积迅速增加,特别是用于北方地区建筑的供暖<sup>[3-4]</sup>。但土壤源热泵在实际运行时也存在一定的问题。由于地埋管换热器受土壤热物性质影响较大,长期连续运行时,热泵机组的冷凝温度或蒸发温度受土壤温度变化影响而发生较大的波动。部分地区建筑的冷、热负荷相差较大直接导致埋管热交换器一年四季从土壤中的总吸热量与总释热量不一致,从而影响土壤中的热平衡。笔者利用空气源热泵和土壤源热泵各自运行的优点,设计新的空气-土壤双热源热泵系统,使其能在各自高效率期间内正常运行,以达到更加节能的效果。

## 1 空气-土壤双热源热泵系统结构

根据不同室外温度下空气源热泵和土壤

源热泵的运行特点,以及各自运行的高效率区间,笔者设计了空气-土壤双热源热泵系统(见图1)。空气-土壤双热源热泵系统是由单独的空气源热泵系统和单独的土壤源热泵系统组成,通过温控阀门设置,来相互切换运行。通过减少土壤源热泵从土壤中的取热来维持土壤热平衡,但又为了满足建筑物所需能耗,所以使用空气源热泵来分担部分建筑能耗,这部分能耗即为空气源热泵需向建筑物的补热。



A. 地埋管换热器; B. 土壤侧集水器; C. 土壤侧分水器; D. 土壤侧水泵; E. 用户侧集水器; F. 用户侧分水器; G. 用户侧水泵; H. 土壤源热泵压缩机; I. 土壤源热泵冷凝器/蒸发器; J. 土壤源热泵节流装置; K. 四通换向阀; L. 补水箱; M. 补水泵; N. 空气源热泵压缩机; O. 空气源热泵冷凝器/蒸发器; P. 空气源热泵节流装置; Q. 四通换向阀。

图1 空气-土壤双热源热泵系统图

Fig. 1 Air-soil dual heat source heat pump system diagram

从图1可知,该系统主要分为空气源热泵系统和土壤源热泵系统两部分。整个系统是通过温控阀门1、2来控制两个系统的运行,当土壤源热泵系统运行时,开启阀门1,关闭阀门2;当空气源热泵系统运行时开启阀门2,关闭阀门1。该系统可在冬、夏两季来进行空调供暖,冬、夏季工况的转换通过各

自的四通换向阀来实现。笔者通过优化该系统运行,可消除土壤热失衡现象以及解决空气源热泵低温环境效率低下等问题,从而达到实际的节能效果。

## 2 建筑能耗模拟

以沈阳地区的某办公建筑为例,该办公建筑共5层,每层层高为4 m,总建筑空调面积为5 040 m<sup>2</sup>。根据 DEST 软件模拟出典型年沈阳市全年室外逐时干球温度(见图2)以及沈阳市全年最冷月温度分布曲线图(见图3)。由图2、图3可知,沈阳地区全年最冷月份出现在1月份,其中日最高气温为4.31℃,日最低气温为-23.4℃。

沈阳地区供暖时间为11月1日至次年的3月31日,共151 d,且要求供暖期室内温度达18℃<sup>[5]</sup>,建筑物全年逐时冷热负荷如图4所示。

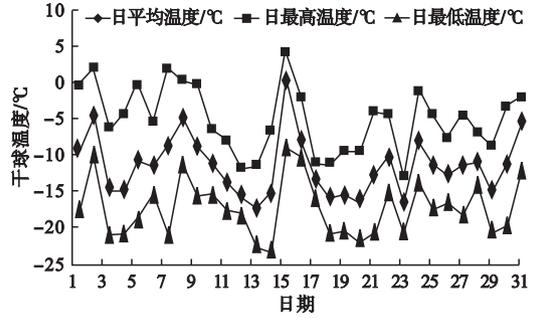


图3 沈阳市全年最冷月1月份温度分布

Fig. 3 Temperature distribution of the coldest month in Shenyang in January

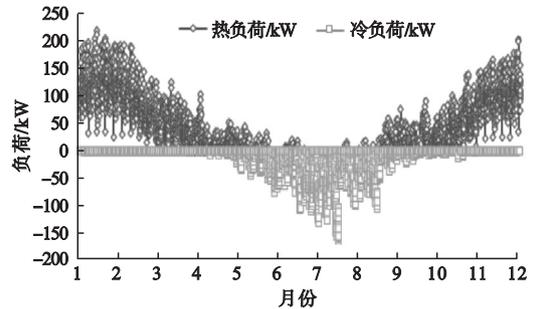


图4 建筑物全年逐时冷热负荷分布

Fig. 4 Hourly cooling and heating load distribution of buildings throughout the year

根据 DEST 软件对该建筑物能耗模拟结果可知,该建筑的全年累计热负荷约为870 128.09 kW·h,累计冷负荷约为402 015.70 kW·h。累计热负荷比累计冷负荷要大,则可知供暖季的热量要远大于供冷季的冷量。建筑负荷统计如表1所示。

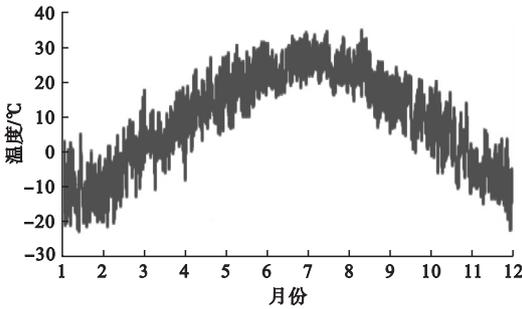


图2 沈阳市全年温度分布

Fig. 2 Annual temperature curve of Shenyang

表1 全年累计建筑负荷统计

Table 1 Annual cumulative building load statistics

总建筑空调面积/m <sup>2</sup>	最大热负荷/kW	最大冷负荷/kW	累计热负荷/(kW·h)	累计冷负荷/(kW·h)	最大热负荷指标/(W·m <sup>-2</sup> )	最大冷负荷指标/(W·m <sup>-2</sup> )
5 040	814.67	813.69	870 128.09	402 015.70	161.64	161.45

## 3 空气-土壤双热源热泵系统运行分析

### 3.1 土壤源热泵热平衡分析

根据建筑能耗模拟结果,建筑的热负荷峰值为826.41 kW,冷负荷的峰值为924.11 kW。根据全年最大冷、热负荷,土壤源热泵

系统的热泵机组选为HSBLR-D840水源热泵双螺杆压缩机机组<sup>[6]</sup>,依据压缩机的技术参数可求出机组的制冷能效比(EER)为5.02,制热能效比(COP)为3.99。

以土壤热平衡为计算依据,可根据建筑物全年累计冷、热负荷及土壤源热泵机组的能效比计算土壤源热泵单独运行时从土壤侧

的吸热量和放热量<sup>[7-8]</sup>:

$$Q_1 = \text{建筑冷负荷} \times \left(1 + \frac{1}{EER}\right). \quad (1)$$

$$Q_2 = \text{建筑热负荷} \times \left(1 + \frac{1}{COP}\right). \quad (2)$$

式中: $Q_1$ 为土壤放热量,GJ; $Q_2$ 为土壤吸热量,GJ。

根据式(1)和式(2)可计算出只有土壤源热泵系统运行时,夏季向土壤中的放热量为1 735.41 GJ,冬季从土壤中的吸热量为2 341.79 GJ。从土壤中的吸热量要远大于向土壤中的放热量,差值为606.38 GJ,即单独土壤源热泵系统运行时从土壤中的提取的热量要比向土壤中释放的热量多出606.38 GJ。要保证模拟建筑物中所需能耗不变即保证正常的供暖空调,笔者采用减少从土壤中取热的方法,用空气源热泵系统来补热,分担一部分建筑能耗,从而维持土壤热平衡。

### 3.2 空气源热泵模拟及热量分析

通过建立空气源热泵系统中各部分的数学模型,由MATLAB软件计算得出空气源热泵在不同室外温度下的性能参数,最终来完成空气源热泵系统的模拟运行,制冷剂采用R22。模拟室外环境温度取为-15~10℃,机组进、出水的温度为40~45℃,蒸发温度通常比室外环境温度低8~10℃,冷凝温度比进、出口水温高4~7℃,平均传热温差为15~17℃<sup>[9-10]</sup>。室外空气温度对排气温度、COP值的影响模拟如图5所示。

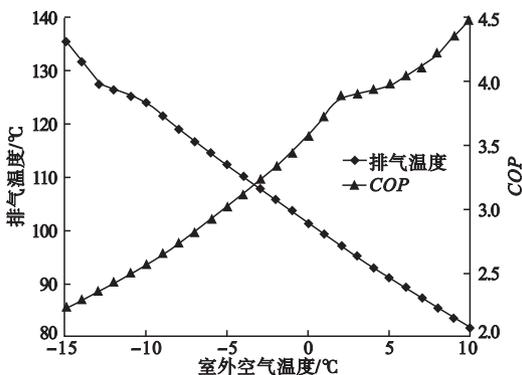


图5 室外空气温度对排气温度、COP值的影响

Fig. 5 The influence of outdoor air temperature on exhaust temperature and COP value

通过图5模拟结果可知,空气源热泵的COP与室外空气温度成正比,即室外温度越高空气源热泵系统的COP值也越高;压缩机的排气温度与室外空气温度成反比;即随着室外空气温度的升高,压缩机的排气温度逐渐减小。由于R22制冷剂的压缩机排气温度界限值为130℃<sup>[11]</sup>,在室外温度为-14℃时,排气温度为131.52℃,因此,为了使空气源热泵系统达到理想的工作状态,理论上室外温度应控制在-13℃以上。

为保证土壤热平衡则需要从土壤中的吸热量减少606.38 GJ。而根据式(2)的逆向应用可知减少的606.38 GJ热量可向模拟建筑提供808.51 GJ的热量。为保证建筑物所需能耗不变,则需要空气源热泵向建筑物提供808.51 GJ的热量,而这部分热量即为空气源热泵的补热量。但在实际运行当中,土壤热量有一定的自身恢复能力,土壤的热不平衡率应控制在20%以下<sup>[12-13]</sup>,即为合理运行。结合土壤自身的热量恢复能力,笔者采取控制热不平衡率在10%左右,来确定空气源热泵的补热量。以模拟建筑物冬季运行工况为例,最终确定空气源热泵的补热的热量为727.66 GJ。

### 3.3 沈阳地区使用的室外最佳温度结合点

确定室外最佳温度结合点需考虑空气源热泵系统的补热量是否满足室外某一温度范围内的建筑累计热负荷以及在最佳温度结合点时空气源热泵是否正常运行。根据DEST气象参数的模拟结果,统计冬季工况室外不同室外温度出现的时间,计算冬季室外不同温度下的建筑累计热负荷(见表2)<sup>[14-17]</sup>。

$$Q = \frac{18 - t_a}{18 - t_0} \cdot q_f \cdot A. \quad (3)$$

式中: $Q$ 为建筑热负荷,W; $t_a$ 为室外空气温度,℃; $t_0$ 为冬季供暖室外计算干球温度,沈阳地区取为-16.9℃; $q_f$ 为单位面积建筑热指标, $w/m^2$ ;A为建筑面积, $m^2$ 。

表2 冬季室外不同温度下的累计建筑热负荷

Table 2 Cumulative building heat load at different outdoor temperatures in winter

温度/℃	时间/h	热负荷统计/(kW·h)	温度/℃	时间/h	热负荷统计/(kW·h)
18	0	0	-1	172	15 574.03
17	3	0.85	-2	160	15 712.09
16	7	6.05	-3	166	18 123.20
15	5	10.83	-4	145	17 505.70
14	5	20.22	-5	165	21 921.83
13	18	116.97	-6	164	23 304.73
12	17	147.30	-7	157	24 370.24
11	31	376.05	-8	150	25 344.41
10	44	711.65	-9	158	27 488.94
9	49	1 018.98	-10	153	29 113.58
8	53	1 301.15	-11	117	24 499.55
7	51	1 539.29	-12	125	28 160.45
6	72	2 620.22	-13	119	28 235.10
5	102	4 212.80	-14	98	24 908.29
4	135	6 550.55	-15	85	23 089.41
3	111	6 251.60	-16	61	17 671.20
2	140	9 057.56	-17	60	18 195.95
1	147	10 465.73	-18	66	20 587.45
0	180	14 504.80	-19	39	12 503.25

根据式(1)、式(2)及式(3)可知空气源热泵若要分担一部分建筑能耗,即需要向建筑物补热的热量为 202 143.95 kW·h,由表2计算建筑热负荷结果可知,室外温度在-8℃以上时,累计热负荷为 195 424.15 kW·h。在考虑土壤自身热恢复能力的前提下,说明在室外温度-8℃以上时,空气源热泵向建筑物提供的热量可以满足建筑物所需负荷要求。已知空气源热泵压缩机排气温度应控制在 130℃以下,空气源热泵在室外温度-8℃运行时符合排气温度要求,即空气源热泵在这个温度条件下可以正常安全运行。所以依据土壤热平衡,最终确定空气-土壤双热源热泵系统在所模拟的办公建筑中切换使用的室外最佳温度结合点为-8℃。

## 4 结 论

(1)根据土壤热平衡求出土壤源热泵系统运行的吸热量和释热量的差值;求出空气源热泵系统的补热;根据冬季室外不同温度下的建筑累计热负荷,统计出在室外一定温度范围内空气源热泵的补热可满足建筑所需能耗,该温度范围内的界限值即为室外最佳温度切换点。

(2)沈阳地区模拟的办公建筑使用空气-土壤双热源热泵系统的室外最佳温度切换点为-8℃。

(3)空气-土壤双热源热泵系统运行高效节能,有效地缓解了严寒地区土壤的热失衡,一定程度上解决了空气源热泵在严寒地

区效率低下的问题。

## 参考文献

- [1] 柴沁虎,马国远. 空气源热泵低温适应性研究的现状及进展[J]. 能源工程,2002(5):25-31.  
(CHAI Qinhu, MA Guoyuan. State of knowledge and current challenges in the ASHP developed for the cold areas [J]. Energy engineering, 2002(5):25-31.)
- [2] ZHANG N, SHA L, ZHAN Z. Development trend of scroll compression heat pump systems [J]. Mechanical engineering & technology, 2013(2):55-59.
- [3] 孙婷婷. 双级耦合热泵在北方地区高层建筑中应用的模拟分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.  
(SUN Tingting. Simulation and analysis for applying double coupling heat pump system in high rise buildings in northern China [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.)
- [4] LIS H, YANG W H, ZHANG X S. Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system [J]. Applied thermal engineering, 2009, 29(17):3679-3680.
- [5] 张曦. 沈阳地区某高校既有建筑节能改造及分析[D]. 沈阳:沈阳建筑大学,2019.  
(ZHANG Xi. Energy-saving renovation and analysis of existing buildings in a university in Shenyang [D]. Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2019.)
- [6] 彭国雄. 创新不等于放心:访大庆华氏电磁热泵技术开发有限责任公司董事长张志华[J]. 建设科技,2005(18):34.  
(PENG Guoxiong. Innovation is not equal with safety: Interview with Zhang Zhihua, chairman of Daqingfahrenheitelectromagnetic heat pump technology development Co., Ltd. [J]. Construction science and technology, 2005(18):34.)
- [7] 赵歧华. 在国家标准和规范里应统一正确使用 COP 和 EER [J]. 建筑与预算, 2014(3): 62-65.  
(ZHAO Qihua. COP and EER should be used uniformly and correctly in national standards and codes [J]. Construction and budget, 2014(3):62-65.)
- [8] 张昌. 热泵技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2012.  
(ZHANG Chang. Heat pump technology and application [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2012.)
- [9] 闫全英,刘迎云. 热质交换原理与设备[M]. 北京:机械工业出版社,2006.  
(YAN Quanying, LIU Yingyun. The principle and equipment of heat and mass exchange [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2006.)
- [10] 江燕涛,何理. 环境温度对采用电子膨胀阀的风冷热泵冷(热)水模块机组性能的影响[J]. 化工学报,2011(9):2476-2483.  
(JIANG Yantao, HE Li. Influence of ambient temperature on performance of modular air-cooled chilled(hot) water units with electronic expansion valve [J]. CIESC journal, 2011(9): 2476-2483.)
- [11] 李丹,李德英,张帅,等. R417A 和 R22 混合制冷剂应用于低温空气源热泵的试验研究[J]. 流体机械,2018,46(9):84-88.  
(LI Dan, LI Deying, ZHANG Shuai, et al. Experimental research on application of R417A and R22 refrigerant mixture in low temperature air source heat pumps [J]. Fluid machinery, 2018, 46(9):84-88.)
- [12] 张宇晨. 北方某工程地理管全年冷热不平衡问题的解决方案[J]. 节能,2015,34(2):42-45.  
(ZHANG Yuchen. Solution to the year-round imbalance of cold and heat for buried pipes in a northern project [J]. Energy conservation, 2015, 34(2):42-45.)
- [13] YOU T, WANG B L, WU W, et al. A new solution for underground thermal imbalance of ground-coupled heat pump systems in cold regions [J]. Heat compensation unit with thermosyphon, 2014, 64(1/2):283-292.
- [14] 张晓明,刘晓畅,李洪波. 基于 Matlab / Simulink 的液压式风力致热系统仿真研究[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2021, 37(1):147-155.  
(ZHANG Xiaoming, LIU Xiaochang, LI Hongbo. Simulation of hydraulic wind-heating system based on matlab/Simulink [J]. Journal of Shenyang jianzhu university ( natural science), 2021, 37(1):147-155.)
- [15] 王敏. 空气-土壤复合热源热泵系统循环性能研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2014.  
(WANG Min. Study on cycling performance of air-ground compound source heat pump system [D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology, 2014.)
- [16] 杨铭. 改善空气源热泵低温适应性的技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.  
(YANG Ming. Research on the technology improving the adaptability of ASHP under low temperature conditions [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.)
- [17] CHEN H B, CHU C H, WANG X C, et al. A study on low-carbon standards for residential buildings in northern heating zone of china [J]. China's population, resources and environment, 2013, 23(2):58-65.  
(责任编辑:徐玉梅 英文审校:唐玉兰)