

文章编号: 1671-6612 (2019) 05-550-06

邢台地区低温空气源热泵系统适用性研究

鲍玲玲 王子勇 赵阳 苏秀 荣雅静

(河北工程大学能源与环境工程学院 邯郸 056038)

【摘要】 介绍了低温空气源热泵系统的原理和适用情况,对低温空气源热泵系统在不同运行控制策略下的经济性和供热特性进行了分析,结果显示在满足采暖需求的条件下,不同运行控制策略对系统的运行费用有明显影响,得出了不同运行时长、不同入住率时系统经济效益平衡点;分析并对比了6种典型供热方式的节能性,结果表明在相同的供热条件下,低温空气源热泵系统在节能方面具有明显优势,其单位供热面积年标准煤消耗量为 $9.15\text{kgce}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$,是传统燃煤锅炉能源消耗量的55%~66%,一次能源利用率略低于燃煤热电联产,证实采用低温空气源热泵系统在邢台地区冬季供暖可行。

【关键词】 低温空气源热泵; 供暖; 经济性分析; 节能性;

中图分类号 TU833 文献标识码 A

Suitability Analysis of Low Temperature Air Source Heat Pump Applied in the Region of Xingtai

Bao Lingling Wang Ziyong Zhao Yang Su Xiu Rong Yajing

(College of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, HanDan, 056038)

【Abstract】 The principle and application of the low temperature air source heat pump system are introduced. The economics and heating characteristics of the low temperature air source heat pump system under different operation control strategies are analyzed. The results show that under the condition of satisfying the heating demand, different operation control strategies have a significant impact on the operating cost of the system, and the daily working times of the system that meets the balance of economic benefits at different occupancy rates are obtained; Analyses and compares energy consumption of 6 typical heating systems. The results show that under the same heating conditions, the low temperature air source heat pump system has obvious advantages in energy saving. The annual standard coal consumption per unit heating area is $9.15\text{kgce}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$, which is 55%~66% of the energy consumption of traditional coal-fired boilers. the primary energy efficiency of which is slightly lower than of coal-fired cogeneration, which proves that the use of the low temperature air source heat pump system is feasible in winter in the region of Xingtai.

【Keywords】 Low temperature air source heat pump; Heating; Economic analysis; Energy saving

0 引言

我国北方寒冷地区冬季采暖多数采用燃煤集中供热的方式,同时也存在一些分散区域燃煤锅炉房和个人用的电加热器和小型燃煤、燃油、燃气锅

炉等传统的取暖方式。这些方式受到能源与环境各方面的制约,一些利用太阳能、空气能、地热能进行采暖的方式受到关注。其中空气源热泵与水源和地源热泵相比,无需配置复杂的取水、回灌或土壤

基金项目:河北省高等学校科学技术研究项目(项目编号:ZD2018088)

作者简介:鲍玲玲(1982.2-),女,博士,副教授,E-mail:lingling5934@163.com

通讯作者:王子勇(1991.10-),男,在读硕士研究生,E-mail:291700513@qq.com

收稿日期:2018-09-20

换热系统和专用机房, 安装使用方便, 在世界范围内尤其是欧美、日本等地区得到了广泛的应用, 在我国长江流域及以南地区应用也较为广泛, 主要用于夏季空调、冬季采暖和热水场合^[1]。针对空气源热泵在北方寒冷地区面临的制热能力衰减、制热效率低、排气温度高以及在一些湿度大的地区出现频繁结霜的问题, 国内外的研究人员研发了低温空气源热泵, 突破了低温的瓶颈, 可以成功应用与不低于-20℃的环境中。为了促进低温空气源热泵在北方供暖地区的推广和应用, 需要对低温空气源热泵应用于北方供暖地区的经济性、节能性以及适宜性进行研究。

空气源热泵是以室外环境空气中的热量(冷量)作为辅助热源(冷源)进行制冷和供热的空调形式, 它通过消耗少量电能把空气中的低位热能提升为高位热能加以利用, 随着国内节能减排政策的不断加大, 以及夏热冬冷地区冬季供暖等的迫切需求, 空气源热泵以它环保、高效的能量供给方式在低位能源利用方面具有明显的竞争优势。为了减少冬季燃煤污染、改善空气质量, 在国家、省、市有关“清洁供暖”、“煤改电”等相关政策的推动下, 本文针对邢台地区某综合建筑低温空气源热泵改造项目为例研究了低温空气源热泵方案的经济性和节能性问题。

1 项目背景

本项目包含 8 栋 33 层住宅楼及其附属商业裙楼等, 总建筑面积为 34.4 万 m²。本项目原采用集中供热方式采暖, 住宅区末端采用地板辐射供暖, 商业区采用散热器供暖。因城市环保要求, 集中供热将不能满足供暖需求, 故将原系统的热源改造为低温空气源热泵系统。

2 改造方案及设备选型

住宅楼末端仍采用原有的热水地板辐射供暖, 故按照供暖系统改造, 商业区末端将原设计中的散热器改为风机盘管形式以便冬季采暖夏季供冷, 则按照空调系统设计改造。本项目中住宅区供暖热指标按照 40W/m² 计算, 住宅区面积为 22 万 m², 其热负荷为 8800kW, 商业区供暖热指标按照 70W/m² 计算, 商业区面积为 3 万 m², 热负荷为 2100kW^[2]。

因住宅区和商业区的供暖供冷需求不同, 同

时为提高系统运行效率, 降低运行能耗, 根据其负荷及运行特性分区设置冷热源供应系统。住宅区空气源热泵选型按照其热负荷计算, 商业区则按其冷负荷计算, 由于热泵机组性能受室外空气温度影响较大, 因此住宅区机组选择应参照该地区采暖室外计算温度-5.5℃, 商业区应参照夏季空气调节室外计算干球温度 32.9℃^[3]。在本项目中所采用的某型号低温空气源热泵机组在环境温度为-7.6℃的工况下, 单台制热量为 112kW, 输入功率为 42.39kW; 夏季环境温度为 35℃的工况下, 单台制冷量为 140kW, 输入功率为 40.62kW, 由此住宅区采用 80 台, 商业区采用 20 台该型号低温空气源热泵机组。

3 投资分析

3.1 集中供暖初投资

集中供暖初投资包括热力入网费、施工费用、用户热表费、热力站建造等费用, 总初投资约为 2805 万元, 每米成本约 112 元, 明细如表 1 所示。

表 1 集中供暖系统初投资明细表

Table 1 Central heating system initial investment schedule

统计项目	金额(万元)	单价
入网费用	1750	70 元/m ²
施工费用	625	25 元/m ²
用户热表	230	1000 元/户, 共 2300 户
热力站	200	200 m ² 热力站

3.2 低温空气源热泵系统初投资

低温空气源热泵系统投资主要包括空气源热泵机组、水泵、管线及控制系统等费用。采用热泵机组 100 台, 价格 12 万/台, 水泵及管线等费用共计 300 万。得到低温空气源热泵系统总投资约 1500 万元, 每米成本约 60 元, 较集中采暖系统初投资低 1305 万元, 每米成本低 52 元, 明细见表 2 所示。

表 2 低温空气源热泵系统初投资明细表

Table 2 Low temperature air source heat pump system initial investment schedule

统计项目	金额(万元)	单价
热泵机组	1200	12 万/台, 共 100 台
泵房及管线	300	包括循环泵, 定压补水, 控制系统等

4 经济性分析

设备每天运行时间对运行费用有较大的影响，运行能耗主要由低温空气源热泵及水泵两项能耗构成。而运行能耗受设备运行时间、入住率及设备开启策略等影响较大，分析中重点考虑了在设备运行时间和用户入住率共同影响下的能耗情况，根据假设情况，考虑了在 30%、50%、70%、90%的入住率下设备每天运行若干小时的运行费用进行分析，并进行成本核算，找到不同设备运行时间条件下保证盈利的用户入住率。

由于住宅区和商业区的采暖费用收缴情况、电价及系统运行时间不同，因此需要分别进行经济性分析。该项目设计冬季供暖时间为 120 天，夏季商业供冷时间为 90 天。电费收取标准为住宅区为 0.52 元/kWh，商业区为 1 元/kWh。

4.1 住宅区经济性分析

住宅区以 70%入住率为例，计算分析了低温空气源热泵系统运行时长在 12h~14h 时的运行费用以及热费收缴盈利情况。该地现行住宅用户采暖费收取标准为 18.9 元/m²。

运行费用计算过程如下：

$$R = (P_{Kd}\alpha + P_{BZ})HD_n\beta + M_1 + M_2 + M_3 \quad (1)$$

式(1)中： R 为采暖季运行费用，元； P_{Kd} 为低温空气源热泵采暖季输入功率，kW； P_{BZ} 为住宅区循环水泵采暖季输入功率，kW； α 为用户入住率； H 为低温空气源热泵系统日运行时长，h； D_n 为采暖季天数，天； β 为电价， β 取=0.52 元/kWh； M_1 为工人费用，按 4500 元/(人·月)收取，住宅区需两名工人； M_2 为系统维护保养费用，按 2 万元/年收取； M_3 为低温空气源热泵机组折旧费用，机组使用寿命按 15 年计算。

由表 3 可知，当住宅区在采暖季入住率为 70%的情况下，低温空气源热泵机组全天运行 12h 和 13h 时为盈利状态，当机组全天运行 14h 时呈亏损状态。

同理，当入住率改变时，低温空气源热泵系统运行费用计算方法与表 3 相同。图 1 给出了住宅区采暖季入住率在 30%、50%、70%、90%下的经济性分析，显示出了不同入住率下当机组设备运行时长在 5h~15h 时的运行费用与采暖收缴热费的对比情况。

表 3 住宅区在 70%入住率情况下的运行费用

Table 3 Operating costs in the residential area at 70% occupancy rate

统计项目	数额		
入住率	70%		
热泵荷载 (kW)	2374		
水泵荷载 (kW)	265		
采暖天数 (天)	120		
工人工资 (万元)	3.6		
维修及保养费用 (万元)	2		
设备折旧费 (万元)	64		
采暖收取费用 (万元)	291.82		
日运行时间 (h)	12	13	14
住宅区运行费用 (万元)	267.20	283.66	300.13
每平方米运行费用 (元)	12.11	12.86	13.61

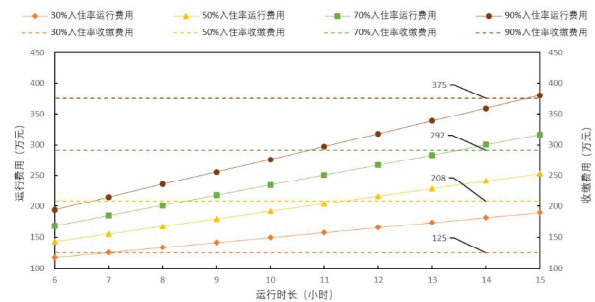


图 1 住宅区运行费用

Fig.1 The operating cost of residential area

从图 1 可以看出住宅区在入住率分别为 30%、50%、70%、90%的情况下，运行时长分别在小于 7h、11.2h、13.5h、14.7h 时无法保证盈利。

为了方便对比分析，利用公式(2)计算出不同运行时间条件下满足收支平衡的入住率，计算结果如图 2 所示。

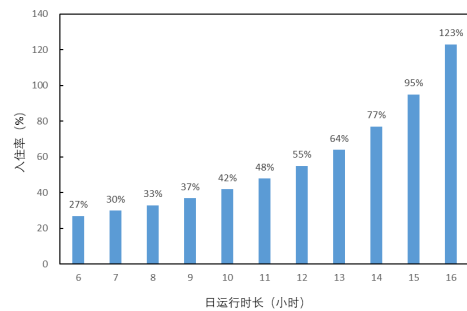


图 2 住宅区特定运行时间下满足收支平衡的入住率

Fig.2 Occupancy rate that meets break-even at a specific operating time in a residential area

$$\alpha = \frac{P_{BZ}HD_n\beta + M_1 + M_2 + M_3}{\gamma S_Z - P_{Kd}HD_n\beta} \quad (2)$$

式 (2) 中: γ 为住宅区用户采暖费用单价, 取 $\gamma=18.9$ 元/m²; S_Z 为住宅区供暖面积, m²。

图 2 中可以看出, 在低温空气源热泵机组运行时长在 6h~16h 的情况下, 保证系统运行费用和收缴费用达到平衡的入住率。图中显示, 当系统运行时间为 16h 时满足收支平衡的入住率为 123%, 说明此情况呈亏损状态, 无法满足收益。

4.2 商业区经济性分析

该地区商业用户全年采暖及供冷费用收取标准为 47 元/m², 同样以 70% 入住率为例, 计算分析了低温空气源热泵系统运行时长在 11h~13h 时的运行费用以及热费收缴盈利情况。商业区全年运行费用包括冬季采暖运行费用和夏季供冷运行费用。其运行费用计算过程如下:

$$R = (P_{Kd}\alpha + P_{BS})HD_n\beta + (P_{Kx}\alpha + P_{BS})HD_l\beta + M_1 + M_2 + M_3 \quad (3)$$

式 (3) 中: R 为采暖季运行费用, 元; P_{Kd} 为低温空气源热泵采暖季输入功率, kW; P_{Kx} 为低温空气源热泵供冷季输入功率 kW; P_{BS} 为商业区循环水泵采暖季输入功率, kW; α 为用户入住率; H 为低温空气源热泵系统日运行时长, h; D_n 为采暖季天数, 天; D_l 为供冷季天数, 天; β 为电价, 取 $\beta=1$ 元/kWh; M_1 为工人费用, 按 4500 元/(人·月) 收取, 商业区需两名工人; M_2 为系统维护保养费用, 按 2 万元/年收取; M_3 为低温空气源热泵机组折旧费用, 机组使用寿命按 15 年计算。

从表 4 可以看出, 商业区在入住率为 70% 的情况下, 低温空气源热泵机组全天运行 11h 和 12h 时为盈利状态, 当机组全天运行 13h 时呈亏损状态。

当入住率改变时, 低温空气源热泵系统运行费用计算方法与表 4 相同。图 3 给出了商业区全年入住率在 30%、50%、70%、90% 下的经济性分析, 显示出了不同入住率下当机组设备运行时长在 6h~16h 时的运行费用与全年收缴费用的对比情况。

表 4 商业区在 70% 入住率情况下的运行费用
Table 4 Operating costs in the business area at 70% occupancy rate

统计项目	数额		
入住率	70%		
夏季热泵荷载 (kW)	568		
冬季热泵荷载 (kW)	593		
水泵荷载 (kW)	63		
供冷运行天数 (天)	90		
供暖运行天数 (天)	120		
工人工资 (万元)	6.3		
维修及保养费用 (万元)	2		
设备折旧费 (万元)	16		
全年收取费用 (万元)	196.48		
日运行时间 (h)	11	12	13
商业区运行费用 (万元)	173.49	187.05	200.61
每平方米运行费用 (元)	29.05	31.32	33.59

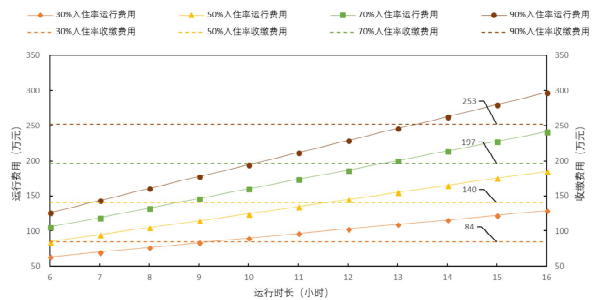


图 3 商业区运行费用

Fig.3 The operating cost of business area

从图 3 可以看出, 住宅区在入住率分别为 30%、50%、70%、90% 的情况下, 运行时长分别在大于 9.2h、11.3h、12.7h、13.2h 时无法保证盈利。

为了方便对比分析, 利用公式 (4) 计算出商业区低温空气源热泵系统在不同的日运行时间条件下满足收支平衡的入住率, 计算结果如图 4 所示。

$$\alpha = \frac{(P_{BS} \cdot H \cdot D_n + P_{BS} \cdot H \cdot D_l) \cdot \beta + M_1 + M_2 + M_3}{\gamma \cdot S_s \cdot 2 - (P_{Kd} \cdot H \cdot D_l + P_{Kx} \cdot H \cdot D_l) \cdot \beta} \quad (4)$$

式 (4) 中: γ 为商业区用户采暖费用单价, 取 $\gamma=47$ 元/m²; S_s 为商业区供暖面积, m²。

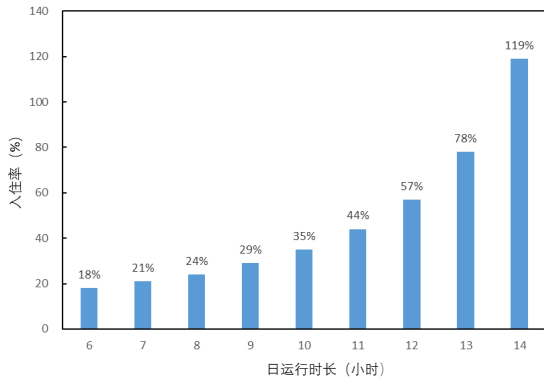


图 4 商业区特定运行时间下满足收支平衡的入住率

Fig.4 Occupancy rate that meets break-even at a specific operating time in the business area

图 4 中可以看出在低温空气源热泵机组运行时长在 6h~14h 的情况下, 保证系统运行费用和收缴费用达到平衡的入住率; 图中显示, 当系统运行时间为 14 小时时满足收支平衡的入住率为 119%, 说明此情况呈亏损状态, 无法满足收益。

综合上述分析发现在满足用户采暖需求的条件下, 系统的经济收益与入住率呈正比关系, 与运行时长呈反比关系, 得出了在不同运行时长、不同入住率情况下的系统经济收益平衡点。

5 节能性分析

在日常运行中, 空调系统的能耗约占整个建筑能耗的 60%~70%, 而空调冷热源的能耗又占整个空调系统能耗的 50%~60%^[4]。对于不同的冷热源方案, 除了初投资有差别外能耗的差别也非常大。因而, 分析空调冷热源能耗对与空调系统的节能优化有着重要的意义。

目前我国北方地区的供热方式较多, 根据供热方式的管网规模可分为分散式供热、小区集中供热、城市集中供热 3 类。其中分散式供热包括燃气壁挂炉供热、直接电供暖和空气源热泵供热等形式, 对于建筑密度低、远离集中供热管网、市政设施接入成本较高的供热建筑, 适合采用分散供热方式。小区集中供热方式是指为几个建筑、一个或几个小的社区供热的形式, 例如区域燃煤锅炉供热。城市集中供热方式是指热源和热网规模较大, 为多个较大规模的社区供热的供热方式, 包括燃煤热电联产和大型燃煤锅炉供热^[5]。本文选取燃煤热电联产供热、大型燃煤锅炉供热、区域燃煤锅炉供热、燃

气壁挂炉供热、低温空气源热泵供热、直接电供暖供热 6 种供热方式, 对其各自的能耗情况进行比较。

由于各供热方式的能源类型不同, 所以将各种供热方式的能耗量折算成一次能耗(本文采用标准煤作为一次能源)。各种供热方式的一次能耗计算公式如下:

单位供热面积年标准煤耗量^[6]:

$$m_s = \frac{m}{I_{PER}} \tag{5}$$

$$m = \frac{tq}{Q_L} \tag{6}$$

燃煤热电联供热方式一次能源利用率:

$$I_{PER} = \eta_1 \eta_2 \eta_{CHP} \eta_{cb} \tag{7}$$

大型燃煤锅炉供热方式一次能源利用率:

$$I_{PER} = \eta_1 \eta_2 \eta_{cb} \tag{8}$$

区域燃煤锅炉供热方式一次能源利用率:

$$I_{PER} = \eta_2 \eta_{cb} \tag{9}$$

燃气壁挂炉供热方式一次能源利用率:

$$I_{PER} = \eta_{gh} \tag{10}$$

低温空气源热泵供热方式一次能源利用率:

$$I_{PER} = COP_h \eta_e \eta_{enet} \tag{11}$$

直接电供暖供热方式的一次能源利用率:

$$I_{PER} = \eta_h \eta_e \eta_{enet} \tag{12}$$

式(5)~(12)中: m_s 为单位供热面积年标准煤耗量, $\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a}$; m 为单位供热面积年耗热量(以标准煤计), $\text{kgce}/\text{m}^2 \cdot \text{a}$; I_{PER} 为不同供热方式的一次能源利用率; t 为年供热时间, s ; q 为综合供暖热指标, W/m^2 ; Q_L 为标准煤低位发热量, J/kgce , 取 $29.308 \times 10^6 \text{J}/\text{kgce}$ ^[6]; η_1 为一次网热效率, 95%^[5]; η_2 为二次网热效率, 90%^[5]; η_{CHP} 为燃煤热电联产机组供热效率, 200%^[7]; η_{cb} 为燃煤锅炉供热效率, 大型燃煤锅炉取 75%, 区域燃煤锅炉取 60%^[7]; η_{gh} 为燃气壁挂炉供热效率, 90%^[5]; COP_h 为低温空气源热泵整个采暖季平均制热性能系数, 根据所选机组性能参数取平均性能系数为 3; η_e 为全国平均发

电效率, 35%^[5]; η_h 为电热转换效率, 99%^[5]; η_{enet} 为电网输送效率, 92%^[5]。

不考虑热网输送耗电损失, 根据各供热公式的一次能源利用率可由式 (5)、(6) 计算出个供热方式单位供热面积年标准煤消耗量, 计算中综合供暖热指标以节能标准住宅的平均热指标 25 W/m² 来进行计算^[7], 计算结果如图 5 所示。

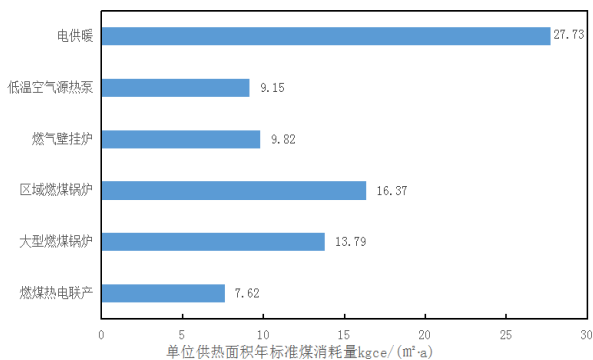


图 5 不同供热方式的一次能源消耗量

Fig.5 The primary energy consumption of different heating methods

通过图 5 可以看出, 不同供热方式单位面积的一次能源消耗量排序如下, 燃煤热电联产供热方式 < 低温空气源热泵供热方式 < 燃气壁挂炉供热方式 < 大型燃煤锅炉供热方式 < 区域燃煤锅炉供热方式 < 直接电供暖供热方式。结论表明, 低温空气源热泵的单位供热面积年标准煤消耗量为 9.15kgce/(m²·a), 采用低温空气源热泵与北方传统供热方式相比, 为燃煤锅炉能源消耗量的 55%~66%, 低温空气源热泵的一次能源利用率略低于燃煤热电联产, 是一种高效的供热方式。

6 结论

经济性分析和能耗分析对于供热供暖方式的评价和选择是十分重要的, 应通过对比各种供暖方式所涉及的供暖环节和能耗, 结合燃料特点和热源效率, 进行综合性评价。低温空气源热泵能够大大减少污染物的排放和资源的使用, 在与其他热源的对比中有着明显的优势, 设备安装方便, 运行费用底, 在居民建筑中的节能效益好, 有着很好的发展前景。从初投资、运行策略以及节能性的角度分析, 该小区采用低温空气源热泵系统理论上是可行的, 但是机组优良稳定的性能和较高的入住率以及合理的运行控制策略是决定该项目成功与否的关键, 需要从设备采购、系统设计、运行管理及维护等多方面严格把关, 从而保证项目可行。

参考文献:

- [1] 蒋爽, 杜伟, 姜红晓. 低环境温度空气源热泵的设计及其在我国寒冷地区的应用[J]. 制冷与空调, 2012, (5): 39-44.
- [2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(第 2 版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [3] GB 50736—2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范(附条文说明)[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [4] 姚文涛. 供水大厦建筑空调与节能[M]. 上海: 同济大学出版社, 1990.
- [5] 张群力, 李印龙, 刘宝山, 等. 低温空气源热泵供热方式在北方供暖地区的适宜性研究[J]. 建筑科学, 2015, (2): 140-145.
- [6] 张凤霞, 田贯三, 魏景源. 不同能源类型供热方式环保与经济性比较[J]. 煤气与热力, 2016, (10): 1-5.
- [7] 韩伟国, 江亿, 郭非. 多种供热供暖方式的能耗分析[J]. 暖通空调, 2005, (11): 106-110.