

文章编号: 1671-6612 (2022) 06-929-08

# 浙江公共建筑地源热泵系统设计优化研究

孙林娜 刘启明 许抗吾 褚 赛 魏俊辉

(北京市勘察设计研究院有限公司 北京 100038)

**【摘要】** 目前,地源热泵作为一种可再生能源技术在全国范围内广泛推广,以浙江宁波某公建能源站建设项目为引,在项目原方案基础上提出了优化后的地源热泵复合能源系统形式。通过介绍“地源热泵+冷水机组+燃油锅炉”系统、“地源热泵+冷水机组+燃气锅炉”系统、“地源热泵+冷水机组”系统及“地源热泵+辅助冷却”系统的原理,分析各系统的运行优劣及应用特点。同时提出了地源热泵应用的冷热平衡问题解决方案,并对四个系统进行初投资、运行能耗、运行费用及环保效益方面的对比,结果表明,将燃油锅炉改为燃气锅炉能够节省一定运行费用且环保效益更好,地源热泵装机越大,运行费用越低,对于浙江地区需要充分考虑冷热负荷的差异情况,若冷负荷远大于热负荷,建议设置冷水机组进行土壤冷热平衡调节,若冷负荷略大于热负荷,建议综合考虑项目具体情况,增设冷却装置进行调节。本方案通过研究浙江某一公建项目地源热泵的使用特征,为类似于本方案工况的夏热冬冷地区地源热泵系统技术应用提供一定参考价值。

**【关键词】** 地源热泵系统; 热负荷; 冷负荷; 夏热冬冷地区; 复合能源; 土壤冷热平衡

中图分类号 TU83 文献标识码 A

## The Study of Ground Source Heat Pump System Design Optimization for Public Buildings in Zhejiang Province

Sun Linna Liu Qiming Xu Kangwu Chu Sai Wei Junhui

(BGI Engineering Consultants Ltd., Beijing, 100038)

**【Abstract】** At present, ground source heat pump as a renewable energy technology is widely promoted throughout the country. In this paper, based on the construction project of a public energy station in Ningbo, Zhejiang province, an optimized form of ground source heat pump composite energy system is proposed on the basis of the original project scheme. By introducing the principles of Energy system combining ground source heat pump and chiller and oil fired boiler, Energy system combining ground source heat pump and chiller and gas fired boiler, Energy system combining ground source heat pump and chiller and Energy system combining ground source heat pump and auxiliary cooling device. Analytic the operation advantages and disadvantages and application characteristics of each system, and puts forward the application of ground source heat pump hot and cold equilibrium solutions to problems, and the four systems in initial investment, operating energy consumption, operation cost and environmental benefits of comparison, the results showed that the oil burning boiler instead of gas boiler to save operating cost and better environmental benefits, the ground source heat pump installed, the greater the operating cost is lower, For zhejiang region, the difference of cold and heat load should be fully considered. If the cold load is much greater than the heat load, it is recommended to set up a chiller to adjust the soil cold and heat balance; if the cold load is slightly greater than the heat load, it is recommended to add cooling devices for adjustment comprehensively considering the specific situation of the project. This scheme provides some reference value for the technical application of ground source heat pump system in hot summer and cold winter areas similar to the

scheme by studying the use characteristics of a public construction project in Zhejiang.

【Keywords】 ground source heat pump system; heat load; cold load; hot-summer and cold-winter zone; composite energy; soil heat and cold balance

## 0 引言

目前,地源热泵作为一项可再生能源技术在长江三角城市群大力推进,其中浙江地区已于2020年发布地源热泵应用规范文件,在浙江省的气候地域等地方特色的基础上,开展广泛和深入的调查研究<sup>[1,2]</sup>。宁波地区的第四系地层主要分布在沿海平原区,第四系厚度从西北、东南平原两侧向平原区中心逐渐增厚,由30~40m递增至100~110m<sup>[3]</sup>。本项目所在场地0~35m为淤泥质土层,地层岩性为细颗粒的粘性土、粉土和砂土,可钻性较好,场地第四系厚度约为80m。

地源热泵系统方案设计时需要项目的全年冷、热负荷特性进行分析,计算埋管系统全年总释热量、总吸热量、最大释热量和最大吸热量<sup>[4]</sup>,浙江地区建筑空调全年累计冷负荷大于全年累计热负荷,累计释热量远大于取热量<sup>[5]</sup>,而参照规范,地源热泵埋管系统的全年总释热量和总吸热量应基本平衡,对于地下水径流流速较小的埋管区域,在计算周期内,两者比值处于0.8~1.25之间<sup>[6]</sup>。为了保证土壤全年冷热平衡,办公建筑一般采用地源热泵与其他冷热源相结合的复合系统,主要包括以下三种情况:

### (1) 冷负荷远大于热负荷

设计时以热负荷决定地源热泵装机及埋管规模,由埋管数量反推埋管系统的供冷能力,供冷不足时由其他常规空调冷源补足,通过调节地源热泵与常规空调冷源开启时间,可保证土壤冷热平衡。

### (2) 冷负荷略大于热负荷

设计时以热负荷决定地源热泵装机及埋管规模,此时空调辅助冷源装机较小,只通过调节地源热泵与常规空调冷源开启时间不足以维持土壤冷热平衡,需设置辅助冷却装置,将过多释热量通过冷却装置排出。

设计时以冷负荷决定地源热泵装机,一般情况足够满足冬季热负荷需求,以热负荷决定埋管规模,通过设置辅助冷却装置,将过多的释热量排出。

综上所述,适用于浙江当地的地源热泵系统需

充分考虑土壤冷热平衡问题,保证系统运行的稳定性,否则在热堆积的情况下难以达到设计的运行工况,无法满足建筑负荷需求。本文通过对比各地源热泵复合能源组合形式,探索夏热冬冷地区地源热泵技术应用的特征及适用性。

## 1 项目概况

本项目建筑为浙江省某公共建筑,位于浙江省宁波市象山县,总建筑面积69773m<sup>2</sup>,其中地上为办公场所和部分商场,建筑面积共49450m<sup>2</sup>,地下两层为汽车库,建筑面积为20323m<sup>2</sup>。根据业主所提供资料,当地可采用燃油锅炉作为热源,本项目空调夏季设计冷负荷为6232kW,冬季设计热负荷为4523kW,冷热源为“地源热泵+冷水机组+燃油锅炉”的复合能源系统,其中地源热泵设计钻孔深度为80m,冷水机组又分为两台离心冷机及1台螺杆冷机,装机配置如表1所示,总制冷量为6315kW,总制热量为5326kW。

表1 原设计方案机组装机配置

Table 1 installation configuration of the original design scheme

设备名称	单台容量 (kW)	台数 (台)
地源热泵	制冷量	1727
	制热量	1726
离心式冷水机组	制冷量	1758
螺杆式冷水机组	制冷量	1072
燃油锅炉	制热量	1200

上述能源形式存在以下3点问题:

(1) 控制较为复杂: 机组设备包括地源热泵、冷水机组及燃油锅炉,其中冷水机组分为离心式冷机及螺杆式冷机,系统节能运行控制较为复杂。

(2) 环保效益差: 燃油不属于清洁能源,有悖于国家“双碳”政策,节能及环保效益差。

(3) 浙江省燃油价格较高,如图1所示,近三年-10号柴油价格最低为5902元/吨,系统整体运行费用较高。

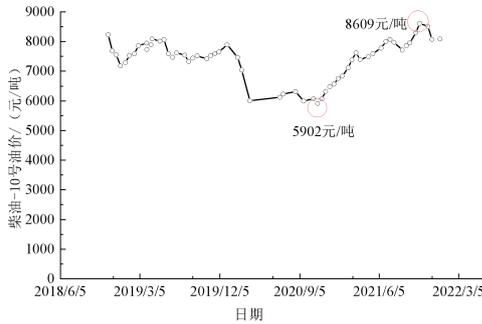


图 1 浙江省近三年-10号柴油价格变化趋势

Fig.1 Zhejiang Province in recent three years -10 diesel price change trend

### 2 优化方案分析

通过上述分析可知,本项目能源系统拥有较大的节能空间,本文重点分析系统能源形式变化对初投资及运行费用的影响,探索地源热泵系统节能方向,上述项目可优化得出以下三种能源组合形式。

#### (1) 地源热泵+冷水机组+燃气锅炉系统

由于项目原方案采用燃油锅炉的经济效益及环保效益差,将燃油锅炉更换成同等装机容量的燃气锅炉可有效减少运行成本,节能环保效益好,下述简称优化方案 1,如图 2 所示。

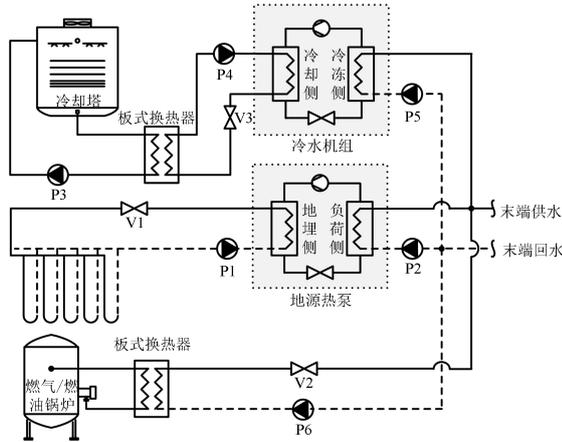


图 2 地源热泵+冷水机组+燃气/燃油锅炉系统

Fig.2 Energy system combining ground source heat pump and chiller and gas/oil fired boiler

#### (2) 地源热泵+冷水机组系统

由于本项目冷负荷大于热负荷,地源热泵系统夏季排热量远大于冬季取热量,为了解决土壤冷热平衡问题,可加入冷水机组承担部分冷负荷,此方案去掉锅炉的同时增加了部分埋孔的数量,埋孔数量按照冬季热负荷进行选择,下述简称优化方

案 2,如图 3 所示。

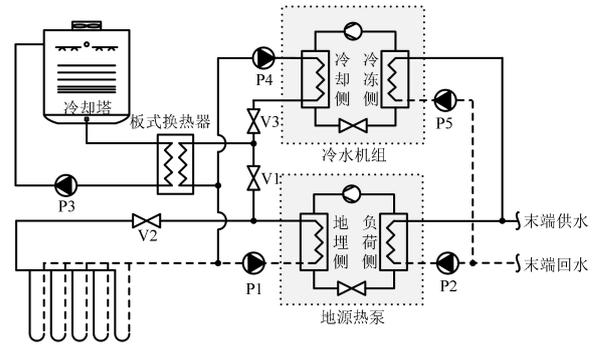


图 3 地源热泵+冷水机组系统

Fig.3 Energy system combining ground source heat pump and chiller

#### (3) 地源热泵+辅助冷却系统

根据相关规范<sup>[1,2]</sup>,浙江省推荐地源热泵与常规空调冷热源组成复合冷热源,为了节省工程造价,一般只需采用辅助冷却装置,埋管数量按照热负荷选择,冷却塔排热负荷为夏季空调冷负荷与埋管的最大供冷能力之差,充分发挥地源热泵节能优势,同时降低部分埋管初投资费用,下述简称优化方案 3,如图 4 所示。

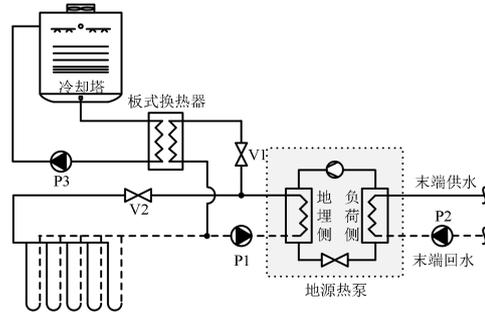


图 4 地源热泵+辅助冷却系统

Fig.4 Energy system combining ground source heat pump and auxiliary cooling device

### 3 方案对比分析

#### 3.1 参数设置

##### 3.1.1 运行时间

根据相关规范<sup>[6]</sup>,宁波供暖季自 12 月 8 日至来年 3 月 5 日止,共计 78 天,系统设计供回水温度为 45/40℃,每日早 8 时至晚 18 时按室内设计温度 18℃运行,晚 18 时至次日早 8 时低温运行。项目设计制冷期时间为 6 月 1 日至 9 月 30 日,共计 122 天,系统设计供回水温度为 7/12℃,每日早 8

时至晚 18 时按室内设计温度 26℃运行，其余时间关闭。

### 3.1.2 能源价格

燃油价格取自 2019 至 2021 三年期间的平均价格 7398 元/吨，当地燃气价格为 4.15 元/Nm<sup>3</sup>，电价按照浙江省电网销售电价表一般工商业用电价格。如表 2 所示。

表 2 浙江省工商业电价表（自 2021 年 1 月 1 日执行）

Table 2 Zhejiang industrial and commercial electricity

price table

时间段	电价 (元/kWh)	时间段	电价 (元/kWh)
0:00-1:00	0.3784	12:00-13:00	0.3784
1:00-2:00	0.3784	13:00-14:00	0.9014
2:00-3:00	0.3784	14:00-15:00	0.9014
3:00-4:00	0.3784	15:00-16:00	0.9014
4:00-5:00	0.3784	16:00-17:00	0.9014
5:00-6:00	0.3784	17:00-18:00	0.9014
6:00-7:00	0.3784	18:00-19:00	0.9014
7:00-8:00	0.3784	19:00-20:00	1.2064
8:00-9:00	0.9014	20:00-21:00	1.2064
9:00-10:00	0.9014	21:00-22:00	0.9014
10:00-11:00	0.9014	22:00-23:00	0.3784
11:00-12:00	0.3784	23:00-24:00	0.3784

根据上述设置的运行时间及能源价格，计算三种优化方案与原方案的初投资及运行费用，分析各系统在夏热冬冷地区应用的经济性及适用性。

## 3.2 结果对比分析

### 3.2.1 各方案设备装机

优化方案 1 将燃油锅炉替换成同等装机容量的燃气锅炉，其余设备装机基本一致，优化方案 2 与方案 3 的设备装机情况如表 3 所示。

表 3 优化方案 2 及方案 3 机组装机配置

Table 3 Optimize the unit installed configuration of scheme 2 and scheme 3

方案	设备名称	单台容量 (kW)	台数 (台)
优化方案 2	地源热泵	制冷量	2352.7
		制热量	2335.5
优化方案 3	冷水机组	制冷量	1584.0
		制热量	1584.0
	地源热泵	制冷量	2179.9
		制热量	2163.3

### 3.2.2 土壤冷热平衡说明

对于地源热泵而言，最不容忽视的问题便是调节土壤冷热平衡，维持系统平稳正常运行。

#### (1) 冷热平衡计算

根据建筑逐时负荷统计结果计算地源热泵系统承担冷热负荷需要向土壤取出或排入的热量，瞬时取排热量计算公式如下所示。

$$q_c = q_0 \times \left( 1 + \frac{1}{cop_c} \right) \quad (1)$$

$$q_h = q_1 \times \left( 1 - \frac{1}{cop_h} \right) \quad (2)$$

式中： $q_0$ 为建筑瞬时冷负荷，kW； $q_c$ 为向土壤释放的瞬时热量，kW； $q_1$ 为建筑瞬时热负荷，kW； $q_h$ 为从土壤取出的瞬时热量，kW。

累计取排热量计算公式如下所示。

$$Q_c = \sum_{n=1}^n q_{c_n} \quad (3)$$

$$Q_h = \sum_{n=1}^n q_{h_n} \quad (4)$$

式中： $Q_c$ 为年累计释热量，kW； $Q_h$ 为年累计取热量，kW。

土壤不平衡率计算公式如下所示。

$$\eta = \frac{|Q_c - Q_h|}{Q_c} \quad (5)$$

式中： $\eta$ 为土壤冷热不平衡率，%。

#### (2) 方案调平衡说明

原方案与优化方案 1 中均以地源热泵作为基础负荷，燃气/燃油锅炉作为调峰热/冷源，若不进行冷热平衡调节，则会出现土壤热堆积现象，不利于系统高效运行。上述两种系统在调节前的土壤不平衡率为 49.72%，如图 5 所示。通过分季节控制机组开启的方式，当室外湿球温度较低时，冷水机组优先运行，充分发挥冷却塔向低温环境排热的优势，给予埋管土壤温度恢复的时间，避免埋管周围热量堆积，其余冷负荷由地源热泵承担。调节后土壤不平衡率为 14.80%，如图 6 所示。

优化方案 2 中去掉了锅炉配置，地源热泵装机按照冬季热负荷选择，冷水机组作为补充冷源。此方案虽配有冷水机组承担冷负荷降低土壤排热量，但由于冷水机组装机较小，即使以冷水机组承担夏季基础负荷，其余时间开启地源热泵机组仍出现热堆积现象，此时土壤不平衡率为 49.6%，如图 7 所

示。为了进一步调整土壤冷热平衡, 为地源热泵机组配备冷却塔, 将多余的热量通过冷却塔排掉, 采用分阶段开启冷却塔的方式, 尽可能保证在室外湿球温度较低阶段开启冷却塔, 使其高效运行, 优化方案 2 中冷却塔在 7 月 30 日至 8 月 30 日期间关闭, 其余时间开启, 土壤不平衡率为 15.25%, 如图 8 所示。

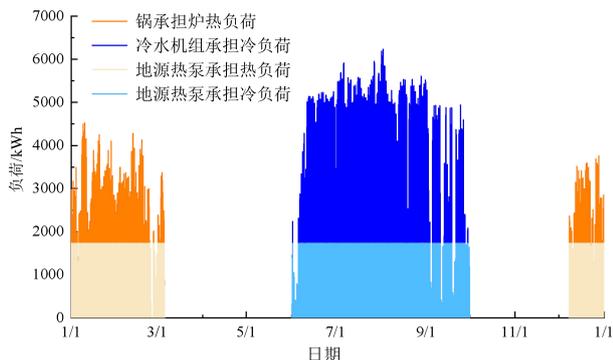


图 5 原方案与优化方案 1 土壤调平衡前示意图

Fig.5 Schematic diagram before soil balance adjustment of original scheme and optimization scheme 1

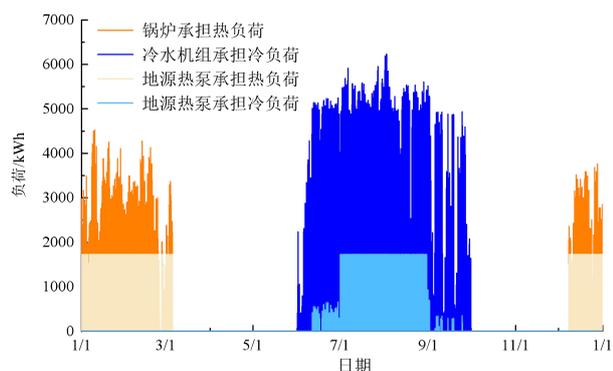


图 6 原方案与优化方案 1 土壤调平衡后示意图

Fig.6 The original scheme and optimized scheme 1 after soil regulation and balance

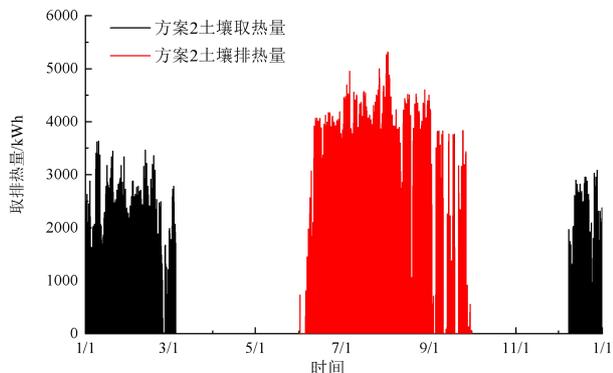


图 7 优化方案 2 土壤调平衡前示意图

Fig.7 Schematic diagram before soil balance adjustment in optimization scheme 2

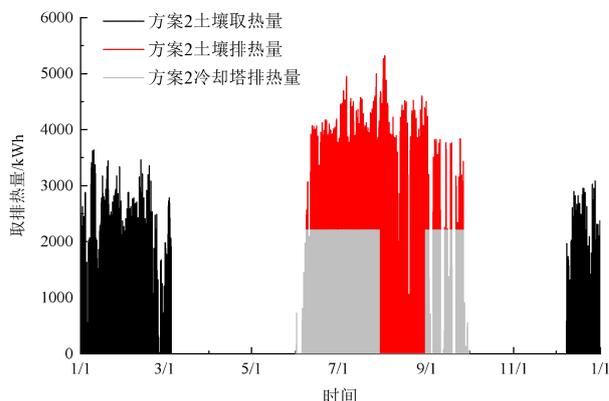


图 8 优化方案 2 土壤调平衡后示意图

Fig.8 optimization scheme 2 after soil regulation and balance

优化方案 3 也采用上述方法进行调节, 由于埋管数量根据冬季热负荷决定, 故埋管系统夏季制冷能力有限, 此时出现两种情况:

①冷却塔集中在 7 月 30 日至 8 月 26 日关闭, 期间运行过程中若埋管制冷能力不足, 则依然开启冷却塔进行排热。

②其余时间冷却塔承担基础排热量, 其余热量排入埋管系统中。

上述策略运行后的土壤不平衡率为 14.42%。

### 3.2.3 方案对比分析

#### (1) 经济效益分析

根据地源热泵装机, 各方案设计地源热泵打孔数如表 3 所示, 本方案单米吸热量为 37W/m, 单米释热量为 55W/m。

表 4 打孔数量统计

Table 4 Number of buried holes	
方案	打孔数量 (个)
原方案	490
优化方案 1	
优化方案 2	1284
优化方案 3	

#### ①初投资对比

本项目涉及的设备包括地源热泵、冷水机组、锅炉、水泵及板换等, 经测算, 各方案初投资费用如表 5 所示, 由于优化方案 2 及优化方案 3 中埋管数量较多, 故其初投资相比其他两方案费用较高。

表 5 初投资费用统计

Table 5 Preliminary investment cost statistics

方案	初投资费用 (万元)	单平米投资费用 (元/m <sup>2</sup> )
原方案	1289.14	260.69
优化方案 1	1299.99	262.89
优化方案 2	2074.53	419.52
优化方案 3	2123.16	429.35

② 运行费用对比

原方案与优化方案计算的运行能耗及运行费用分别如表 6、表 7 所示，优化方案 1 的电耗与原方案相同，由于当地燃油及燃气价格相差较大，运行费用较低。优化方案 2 与优化方案 3 相比于原方案夏季电耗降低，冬季电耗增加，运行费用显著降低。

表 6 能耗统计

Table 6 Energy consumption statistics

方案	能耗	
原方案	夏季 (万 kWh)	104.94
	冬季-电耗 (万 kWh)	36.46
	冬季-油耗 (t)	65.48
优化方案 1	夏季 (万 kWh)	104.94
	冬季-电耗 (万 kWh)	36.46
	冬季-气耗 (万 Nm <sup>3</sup> )	8.04
优化方案 2	夏季 (万 kWh)	94.63
	冬季 (万 kWh)	42.46
优化方案 3	夏季 (万 kWh)	80.65
	冬季 (万 kWh)	42.31

表 7 运行费用统计

Table 7 Operating cost statistics

方案	运行费用 (万元)	单平米运行费用 (元/m <sup>2</sup> )	
原方案	夏季	79.07	15.99
	冬季	60.44	15.27
	小计	154.59	31.26
优化方案 1	夏季	79.07	15.99
	冬季	60.44	12.22
	小计	140.03	28.21
优化方案 2	夏季	71.60	14.48
	冬季	31.32	6.33
	小计	102.95	20.82
优化方案 3	夏季	61.94	12.32
	冬季	31.30	6.33
	小计	92.23	18.65

③ 静态投资回收期

各方案初投资及运行费用如图 9 所示，相比于原方案，优化方案 1 的静态投资回收期为 0.72 年，优化方案 2 的投资回收期为 15.05 年，优化方案 3 的投资回收期为 13.26 年。

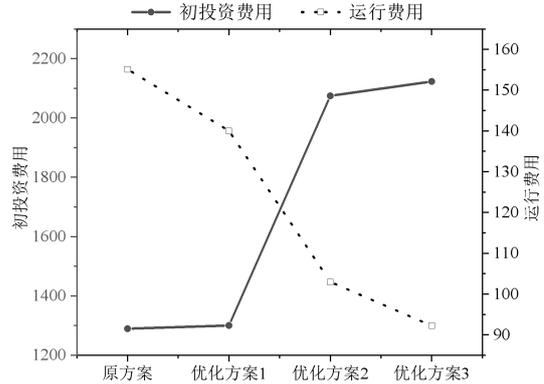


图 9 静态投资回收期分析

Fig.9 Static payback period analysis

(2) 环保效益分析

根据相关规范，新建燃油锅炉和燃气锅炉的 SO<sub>2</sub> 及氮氧化物排放限值如表 8 所示。从表中可知，使用燃气锅炉的环保效益更好，远远优于燃油锅炉。

表 8 新建锅炉污染物限值统计<sup>[7]</sup>

Table 8 Statistics of pollutant limits of newly-built boilers

污染物项目	限值 (mg/m <sup>3</sup> )	
	燃油锅炉	燃气锅炉
颗粒物	30	20
二氧化硫	200	50
氮氧化物	250	200

根据相关规范<sup>[8,9]</sup>，各方案能源折合成排放标煤量如图 10 所示，相比化石能源，地源热泵对环境影响较小，地源热泵装机越大，节能环保效益越好。

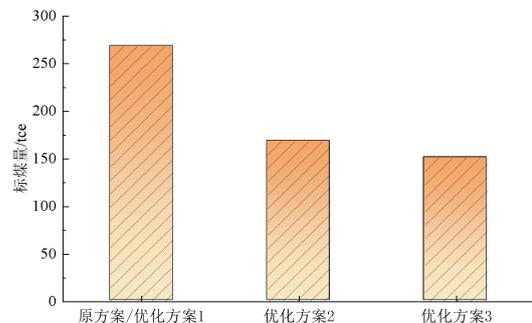


图 10 各方案排放标煤量

Fig.10 The amount of standard coal discharged by each scheme

### 3.2.4 适用性分析

#### (1) 原方案

原方案采用“地源热泵+冷水机组+燃油/燃气锅炉”系统,地源热泵设计装机较小,需要设置其他冷热源,此时冷水机组及燃油锅炉设计装机较大,从整体看,冷水机组的能效不及地源热泵,且燃油的运行单价较贵,运行费用整体高于后续增加地源热泵装机的优化方案2/3。仅适用于燃油价格较低的项目。

#### (2) 优化方案1

优化方案1采用“地源热泵+冷水机组+燃气锅炉”系统,此方案对比的目的在于判断浙江地区在同样工况下燃油和燃气的运行费用差异,计算结果显示,在同等装机条件下,燃气锅炉的运行费用低于燃油锅炉,而二者的初投资相差不大。在同时拥有燃油及燃气资源的条件下应优先采用燃气锅炉。

#### (3) 优化方案2

优化方案2采用“地源热泵+冷水机组”系统,地源热泵装机按照冬季热负荷设计,夏季冷负荷不足部分由冷水机组补足,本项目热负荷与冷负荷相差较小,冷水机组的装机较小,即使将冷水机组作为基础负荷运行时仍不能保证土壤冷热平衡,需要为地源热泵机组设置冷却塔排掉多余热量,额外增加投资费用,此方案更适用于冷热负荷差值较大,采用冷水机组即可调整冷热平衡的项目。

#### (4) 优化方案3

优化方案3采用“地源热泵+辅助冷却”系统,地源热泵系统装机按照夏季冷负荷进行设计,调整土壤冷热平衡主要靠冷却塔实现,系统形式较为简单,由于地源热泵装机依照冷负荷值,所选机组对于冬季热负荷而言装机容量过大,初投资增加,更适用于冷热负荷差值较小,冷却塔需排热量较少的项目。

整体而言,原方案与优化方案1适用于现场打孔空间有限,无法增加地源热泵装机的情况,而二者相比,若同时拥有两种热源,由于燃油锅炉的价格稍贵且环保效益差,应优先采用优化方案1。优化方案2及优化方案3适用于现场打孔空间充裕的情况,若冷热负荷差值大,应优先采用优化方案2,若冷热负荷差值小,应优先采用优化方案3。

## 4 结论

本文致力于探究夏热冬冷地区地源热泵技术应用方向,具体项目选用地源热泵系统应用形式时应充分考虑场地打孔条件,场地布孔区域面积,由此确定地源热泵孔数上限,再结合冷热负荷设计值及建筑周边能源分布情况判定项目可用的能源系统形式及各设备装机比例。具体结论如下:

#### (1) 场地布孔区域

布孔区域面积决定地源热泵的装机范围,若布孔区域较小,单一的地源热泵无法满足建筑冷热负荷需求应配套采用其他辅助冷热源,如冷水机组、锅炉等,若布孔区域足够,由于夏热冬冷地区的冷负荷大于热负荷,应根据热负荷确定埋孔数量,减少不必要的初投资费用及能源浪费。

#### (2) 土壤冷热平衡

夏热冬冷地区地源热泵应用大多存在热堆积的情况,若布孔区域不足,冬季一般以地源热泵作为基载,锅炉等辅助热源作为调峰,夏季控制地源热泵及冷水机组运行时间维持土壤冷热平衡。若布孔区域充足,由冷热负荷差值决定地源热泵系统形式,冷热负荷差值较大,可采用“地源热泵+冷水机组”的系统形式,若冷热负荷差值较小,可采用“地源热泵+辅助冷却”的系统形式。

#### (3) 能源应用分析

项目的能源应用需评估能源站建设资金及当地能源价格波动情况。本项目场地周边可用化石能源包括柴油及天然气,但由于当地油价较高且环保效益较差,测算结果显示采用天然气能够进一步降低运行费用,完全可以由燃气锅炉替代燃油锅炉。此外,地源热泵系统由于初投资较高,应用时需充分考虑当地逐时电价,电价越低,项目的静态投资回收期越短,地源热泵系统能源应用的优势越大。

## 参考文献:

- [1] GB 50366-2005,地源热泵系统工程技术规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [2] DB 33/T1194-2020,地源热泵系统工程技术规程[S].浙江:浙江省住房和城乡建设厅,2020.
- [3] 胡波.宁波地区土体空间变异性研究[D].重庆:重庆大学,2018.
- [4] 魏俊辉,褚赛,刘启明,等.基于土壤冷热平衡的复合能源系统运行策略研究[J].暖通空调,2021,51(6):82-87.

- [5] 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,(4):4-7.
- [6] 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.
- [7] GB 13271-2014,锅炉大气污染物排放标准[S].北京:中国
- 国建筑工业出版社,2014.
- [8] GB/T50801-2013,可再生能源建筑应用工程评价标准(附条文说明)[S].北京:中国环境科学出版社,2013.
- [9] GB/T2589-2020,综合能耗计算通则[S].北京:中国质检出版社,2020.

---

(上接第862页)

- [3] OPERTARO B, PRINCIPI P, FIORETTI R. Thermal performance analysis of PCM in refrigerated container envelopes in the Italian context: Numerical modeling and validation[J]. Appl Therm Eng, 2016,102:873-881.
- [4] 赵春江,韩佳伟,杨信廷,等.冷链物流研究中的计算流体力学数值模拟技术[J].农业机械学报,2015,46(3): 214-222.
- [5] 田津津,张哲,王怀文,等.蓄冷板释冷过程的数值模拟和实验研究[J].制冷学报,2016,(3):29-34.
- [6] 翁卫兵,房殿军,李强,等.冷藏运输车厢温度场均匀控制研究[J].农业机械学报,2014,(1):228-235.
- [7] 赵鑫鑫.冷藏车多温区分布优化及温度精准调控[D].济南:山东大学,2014:7-8.
- [8] 引吕宁,谢如鹤,刘广海.冷藏车开口时车内温湿度变化实验研究[J].制冷学报,2013,(2):85-89.
- [9] 谢如鹤,唐海洋,陶文博,等.基于空载温度场模拟与试验的冷藏车冷板布置方式优选[J].农业工程学报,2017, 33(24):290-298.