

文章编号：1671-6612（2025）06-898-07

# 某特大型高铁 综合交通枢纽复合式地源热泵系统设计与优化

姚景生

（中铁二院工程集团有限责任公司 成都 610031）

**【摘要】** 研究以某特大型高铁综合交通枢纽为工程案例，针对其全年冷热负荷需求大的特点，提出了复合式地源热泵系统的供能解决方案。通过热响应试验与数值模拟仿真，采用 Ansys Fluent，结合实测数据，对两种埋管布置方案进行了对比分析。研究结果表明，优化后的地埋管系统（间距 4.3m，深度 120m）在热稳定性方面表现优异，夏季持续放热时间延长 6 天，冬季持续吸热时间延长 18 天。从经济性角度评估，该方案虽然初始投资增加约 7467 万元，但年运行费用可降低 33%，静态投资回收期约为 5.5 年。研究最终确定了系统关键设计参数，为同类型综合交通枢纽复合式地源热泵系统设计提供借鉴。

**【关键词】** 复合式地源热泵；地埋管换热；数值模拟；优化设计

中图分类号 TU833 文献标志码 A

## Design and Optimization of a Composite Ground-Source Heat Pump System for a Super Large High-Speed Railway Integrated Transportation Yao Jingsheng

( China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd, Chengdu, 610031 )

**【Abstract】** This paper takes a certain super-large high-speed railway comprehensive transportation hub as an engineering case. In view of its large annual demand for cooling and heating loads, a power supply solution of a composite ground source heat pump system is proposed. Through thermal response tests and numerical simulation, using Ansys Fluent and combined with measured data, a comparative analysis was conducted on the two buried pipe layout schemes. The research results show that the optimized underground pipe system (with a spacing of 4.3m and a depth of 120m) performs exceptionally well in terms of thermal stability. The continuous heat release time in summer is prolonged by 6 days, and the continuous heat absorption time in winter is prolonged by 18 days. From an economic perspective, although the initial investment of this plan increases by approximately 74.67 million yuan, the annual operating cost can be reduced by 33%, and the dynamic investment payback period is approximately 5.5 years. The research finally determined the key design parameters of the system, providing a reference for the design of the composite ground source heat pump system of the same type of comprehensive transportation hub.

**【Keywords】** Combined ground source heat pump; Ground heat exchanger; Numerical simulation; Optimal design

## 0 引言

铁路站房的高能耗始终困扰着站房运营，这其中暖通空调系统运营能耗占比最高。为响应国家双

碳战略，推动铁路站房绿色低碳转型，积极探索大型站房暖通空调系统节能减排设计具有重要意义。而地源热泵系统做为一种重要的可再生能源空调

系统, 在铁路站房的绿色低碳转型中具有重要地位。

地源热泵系统充分利用地下土壤强大的蓄热能力作为蓄热和取热的载体, 并且地下土壤在没有外部热扰的情况下, 土壤温度常年较为稳定, 基于土壤庞大的蓄热能力, 地源热泵系统可以高效、稳定、跨季节地满足建筑的制热和制冷需求<sup>[1]</sup>。地源热泵是典型的可再生能源利用技术, 与常规的冷水机组加锅炉供冷供暖方式相比, 可减少向大气的排热量, 减缓城市“热岛”效应; 除使用少量电能以外, 不使用一次化石能源, 可减少污染物的排放和一次能源的运输成本<sup>[2]</sup>。

然而, 在地源热泵系统的长期运行过程中, 存在吸排热不平衡的问题, 导致热堆积, 从而降低了系统性能, 热不平衡问题不仅取决于冷热负荷之间的关系, 还受到地埋管管群布置方式及其规模的影响, 尤其是地源井的深度和间距<sup>[3]</sup>。对于单管系统, 即便出现冬夏冷热不平衡的情况, 由于土壤对于单管来讲是一个无限大的蓄热体, 对系统的影响是可控的。但是对于管群而言, 由于埋管连续、集中布置, 在管群内部的土壤受取放热的影响非常直接, 从而导致不均衡的取放热量更容易积聚在地埋管管群内部, 进而直接影响系统设备的正常运行。地源热泵间距过小容易产生冷热堆积, 间距过大无法充分利用土壤的蓄热能力, 岩土热响应测试虽然是对土壤换热能力的实际测试, 受限于实施条件和实施成本的限制, 岩土热响应测试无法反应管群长期的相互影响<sup>[4]</sup>。



图1 铁路站房全年冷热负荷变化情况

Fig.1 Annual variation of heating and cooling loads of railway station

交通枢纽负荷中, 包含: 侧式站房、活力空间、城市通廊、换乘通道、出租公交等候区、旅客服务等场所, 计算总冷负荷 28515kW, 总热负荷为

复合能源地源热泵系统是一种将多种能源形式结合在一起, 以实现节能与高效运行的空调系统, 一方面要保证热量供给与末端负荷需求相适应, 维持系统可靠性的同时使系统运行能耗最低; 另一方面要保证取、排热量的平衡, 保证系统长久稳定运行<sup>[5]</sup>。

本文针对高铁综合交通枢纽负荷运行特性, 提出复合式地源热泵系统优化设计方案, 并基于岩土热响应试验测试数据, 针对管群的长期运行情况进行分析与评价, 从而确定优化后的地理管形式。

## 1 工程概况

某特大型高铁综合交通枢纽位于成都市, 是以铁路为核心, 配套地铁、公交、出租车、网约车、社会车、长途等为一体的特大型综合交通枢纽, 站房主体为地下两层、地上三层, 总建筑面积 61.2 万平米。其中, 地下二层为地铁换乘层, 地下一层为停车库层, 地面一层为出站层, 地面二层为站台层, 地面三层为高架候车厅层。

高铁综合交通枢纽负荷主要由“铁路站房负荷”与“交通枢纽负荷”两大部分组成。本文利用 EnergyPlus 软件模拟计算得到项目全年负荷变化情况, 如图 1 所示。其中, 夏季设计日总冷负荷为 48673.95kW, 冬季设计日总热负荷为 25040.11kW。

铁路站房负荷中, 包含: 候车大厅、出站通道、设备用房、办公及管理用房等场所, 计算总冷负荷为 20158.95kW, 总热负荷为 12734.11kW, 冷负荷指标 213.86W/m<sup>2</sup>, 热负荷指标 135.10W/m<sup>2</sup>。

12306kW, 冷负荷指标 209W/m<sup>2</sup>, 热负荷指标 90W/m<sup>2</sup>。



图2 交通枢纽全年冷热负荷变化情况

Fig.2 Annual variation of heating and cooling loads in the transportation hub

## 2 冷热源方案设计与优化

为了优化高铁综合交通枢纽能源站设计方案，对不同冷热源形式开展对比分析工作。为了尽可能提高可再生能源利用率，根据本项目实际情况，提出两种能源站设计方案，方案一：采用地源热泵+低氮燃气热水机组+电制冷机组；方案二：采用低氮燃气热水机组+电制冷机组。通过估算初投资、年运行费用，从而确定合理的设计方案。

根据现场调研，本项目适宜敷设地源热泵埋管的区域为站房西侧及南北场咽喉区之间的绿化带（见图3），总占地面积约50000m<sup>2</sup>。基于场地规模，地源热泵系统按每延米50W的换热量标准进行设计评估，并据此确定了系统设备选型参数。同时，结合全年冷热负荷计算数据，以及成都市当期

商业用电、用气价格，本文对方案一（地源热泵系统）和方案二（常规系统）分别进行了详细的方案设计和经济性测算，具体参数如表1和表2所示。

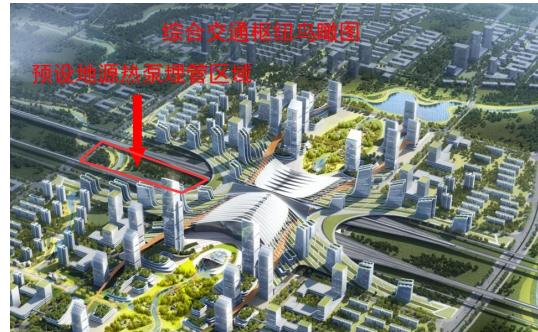


图3 地源热泵埋管区域示意图

Fig.3 Schematic diagram of ground-source heat pump buried pipe area

表1 方案一设备选型及评估情况

Table 1 Equipment selection and evaluation situation for scheme one

序号	设备名称	设备容量	用电/气负荷	设备数量 /台	设备单价 /(万元/台)	设备总价 /(万元)
1	地源热泵机组	7813kW	1221kW/台	2	859	1719
2	地源侧水泵	1574m <sup>3</sup> /h	206kW/台	2	12	25
3	荷载侧水泵	1346m <sup>3</sup> /h	176kW/台	2	11	21
4	离心式冷水机组	16688kW	2781kW/台	2	1335	2670
5	冷冻水泵	2874m <sup>3</sup> /h	376kW/台	2	23	45
6	冷却水泵	3363m <sup>3</sup> /h	440kW/台	2	26	53
7	低噪音冷却塔	4372m <sup>3</sup> /h	175kW/台	2	153	306
8	低氮燃气热水机组	4788kW	766Nm <sup>3</sup> /h/台	2	144	287
9	配套引风机	—	29kW/台	2	40	80
10	循环热水泵	412m <sup>3</sup> /h	43kW/台	2	3	5
11	地理管换热系统	按孔深110m、孔间距4m估算	—	3100孔	2.5	7750
		总投资				12961
		年总运行费用（按全年负荷波动情况计算相应设备能耗）				2720

表2 方案二设备选型及评估情况

Table 2 Equipment selection and evaluation situation for scheme two

序号	设备名称	设备容量	用电/气负荷	设备数量 /台	设备单价 /(万元/台)	设备总价 /(万元)
1	离心式冷水机组	24500kW	4083kW/台	2	1960	3920
2	冷冻水泵	4220m <sup>3</sup> /h	552kW/台	2	33	66
3	冷却水泵	4938m <sup>3</sup> /h	646kW/台	2	39	77
4	低噪音冷却塔	6419m <sup>3</sup> /h	257kW/台	2	225	449
5	低氮燃气热水机组	12600kW	2016Nm <sup>3</sup> /h/台	2	378	756
6	配套引风机	—	76kW/台	2	106	212
7	循环热水泵	1085m <sup>3</sup> /h	114kW/台	2	7	14
总投资						5494
年总运行费用(按全年负荷波动情况计算相应设备能耗)						4075

方案一(复合式地源热泵系统)的初投资较高, 达12961万元, 其中地埋管换热系统(7750万元)占比60%, 是投资增加的主要原因; 而方案二(常规冷热源方案)的初投资较低, 较方案一减少7467万元。然而, 由于地源热泵系统能效优势, 方案一的年运行费用(2720万元)显著低于方案二(4075万元), 仅为为其67%, 因此, 方案一的静态投资回收期约5.5年。综合考虑长期运行效益, 最终采用复合式地源热泵系统为综合交通枢纽供能。

### 3 地埋管换热系统热响应试验与数值模拟优化

#### 3.1 评价标准

依据《地源热泵系统工程技术规范》GB 50366-2005(2009年版)<sup>[6,7]</sup>第3.2.2A条规定, “当地埋管地源热泵系统应用建筑面积大于等于5000m<sup>2</sup>时, 应进行岩土热响应试验”; 第4.3.5A条规定, “当地埋管地源热泵系统应用建筑面积在5000m<sup>2</sup>以上, 或实施了岩土热响应试验的项目, 应利用岩土热响应试验结果进行地埋管换热器的设计, 且宜符合下列要求: ①夏季运行期间, 地埋管换热器出口最高温度宜低于33℃; ②冬季运行期间, 不添加防冻剂的地埋管换热器进口最低温度宜高于4℃”。

为了确定最佳埋管深度与埋管间距, 本文按照上述要求开展地埋管换热系统热响应试验与评价工作。在保证总埋管长度一致的前提下, 分别取两

种地埋管方案, 方案一(打井深度110m、管间距4.0m)、方案二(打井深度120m, 管间距4.3m), 并通过数值模拟计算对方案进行分析比选, 两种埋管方案换热需求如表3所示。

表3 地埋管方案对比表

Table 3 Comparison table of ground-penetrating pipe solutions

	埋管间距	埋管深度	地埋管管井数	埋管长度
方案一	4.0m	110m	2400 口	264000m
方案二	4.3m	120m	2200 口	264000m

#### 3.2 单孔热响应试验及数值模拟复现

从地埋管换热器的原理出发考虑, 在管道材料、土壤传热性能无法改变的情况下, 地埋管换热器除了受管内流动水温的影响, 还受土壤温度变化的影响。不同的地埋管深度方案, 对应不同的土壤比热容分布状态, 相同取放热量引起的温度变化也存在差异, 进而影响源侧循环水的换热。因此, 本次分析选取土壤温度变化作为评价标准, 比较不同方案之间土壤温度变化差异。在相同的土壤初始温度及相同取放热量的情况下, 土壤整体的温度变化越小, 即夏季温度上升的速度越小, 且最高温度越低, 冬季温度下降的速度越小, 且最低温度越高, 说明土壤的稳定性越高, 取放热引起的温升越小, 对于地埋管换热越有利。

并且, 土壤温度的变化也包含了地埋管换热器的影响半径问题。在土壤传热能力不变, 初始温度

相同以及取放热量相同的情况下，地埋管换热器影响半径变化速度越快，说明其温度变化越快。因此，本次分析同时选取“不同方案引起的土壤温度变化”作为评价标准，即“相同取放热量、相同土壤和管材传热性能以及相同初始土壤温度的条件下，土壤温度变化的幅度越小，地埋管方案越优”。

综合以上的分析，本次分析的评价标准如下：

(1) 在相同取放热量、相同土壤和管材传热性能以及相同初始土壤温度的条件下，夏季地埋管换热器出水温度及冬季地埋管换热器出水温度；

(2) 在相同取放热量、相同土壤和管材传热性能以及相同初始土壤温度的条件下，土壤温度变化。

本次数值模拟采用 AnsysFluent2021R1 计算平台，模拟工况的基本原则如下<sup>[8]</sup>：

(1) “恒热流法”：根据  $Q = C \times M \times (T_{\text{进口}} - T_{\text{出口}})$  保证流量和进出口温差不变，即可保证地埋管入口的输入条件为“恒热流”；

(2) “恒温度法”：作为对比分析，模拟模型入口温度为定值；

(3) 模拟采用瞬态方法，模拟时间与热响应测试一致，为 48h。

结合《成都市地源热泵系统设计技术规程》DBJ 51012-2012 第 4.2.2 条规定<sup>[9,10]</sup>，单孔换热量制冷工况按 31.5℃/26.5℃，制热工况按 5℃/10℃ 评价。数值模拟分以下四种工况模拟热响应试验单孔工况进行验证：模拟工况 1：恒定入口温度 30℃；模拟工况 2：恒定入口温度 35℃；模拟工况 3：恒定入口热流 4570W；模拟工况 4：恒定入口热流 6860W。

根据岩土热响应试验报告简化后的各土层热物理性质，单管模型分为 6 层，分别对应各层的土壤热物性参数。单管模型整个土壤取边长 6m 的正方形作为分析目标，总深 121m，其中最底部的 1m 作为缓冲层。本模型地埋管换热器底部的 U 型部分采用真实模型，不通过其他技术手段做近似处理，最大程度地体现底部换热的状态。双 U 型单管模型如图 4 所示，单孔测试工况及模拟工况结果如表 4 所示。

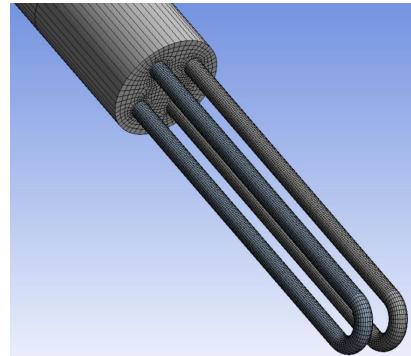


图 4 双 U 型单管模型网格划分示意图

Fig.4 Schematic diagram of grid division for the double U-shaped single pipe model

表 4 单孔测试工况及模拟工况汇总表

Table 4 Summary table of single-channel test conditions and simulation conditions

工况描述	进口温度/℃	出口温度/℃	温差/℃	单井换热量/kW	每延米换热量/(W/m)
测试工况 1	30.50	27.50	3.00	3975.82	37.80
测试工况 2	34.80	30.50	4.30	5660.20	53.90
模拟工况 1	30.00	26.61	3.39	4740	39.53
模拟工况 2	35.00	30.16	4.84	6770	56.43
模拟工况 3	29.28	26.01	3.27	4570	38.13
模拟工况 4	34.76	29.86	4.90	6860	57.13

工况结果对比：

① 测试工况 1 与模拟工况 3 进口温度偏差 4.00%，出口温度偏差 5.40%，温差偏差-9.00%，每延米换热量偏差 0.80%（以测试工况 1 为基准）；

② 测试工况 2 与模拟工况 4 进口温度偏差 0.11%，出口温度偏差 2.10%，温差偏差-13.95%，每延米换热量偏差-5.99%（以测试工况为基准）；

③ 模拟工况 1 与模拟工况 3 的每延米换热量较为接近，偏差为 3.54%；

④ 模拟工况 2 与模拟工况 4 的每延米换热量较为接近，偏差为-1.24%。

从结果对比来看，测试工况与模拟工况每延米换热量的偏差最大为 5.99%，从工程应用的角度可以接受。从模拟复现结果来看，在单孔换热工况条件下，现有的模拟设置方式与热响应测试的数据具有较高的一致性，该方式可以用于管群的模拟，用以预测不同方案的合理性。

### 3.3 管群数值模拟优化设计

管群在模型建模时，基本原则与单管模型保持

一致,采用等边三角形的方式布置测试计算模型,管中心距分别为4m与4.3m。为了观测管群长期换热效果,两种方案模拟计算均包括:夏季、过渡季及冬季三个季节,其时间跨度分别为夏季120天,过渡季60天,冬季80天,共260天。

其中,夏季持续24小时放热,当地埋管换热

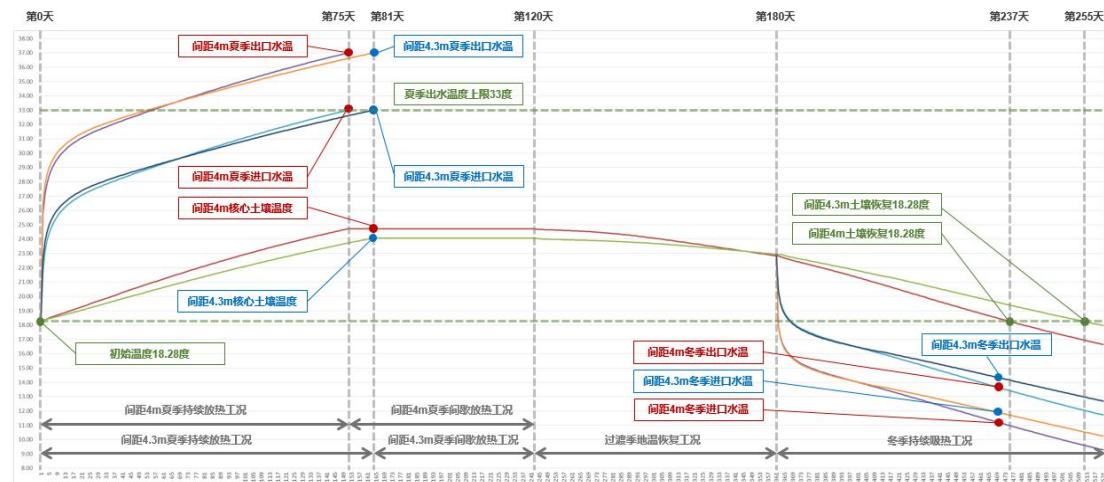


图5 地埋管换热器进出水温度及土壤平均温度曲线图

Fig.5 Curve showing the inlet and outlet water temperatures of the ground heat exchanger and the average soil temperature

可以看出,夏季持续放热工况中,以出水温度达到33℃作为评判标准,方案二(间距4.3m、孔深120m)的持续放热时长大于方案一(间距4.0m、孔深110m)6天。冬季持续取热工况中,两个方案冬季地埋管换热器进口温度均高于9℃,具有较大的安全裕量。土壤核心温度变化曲线中,方案一的土壤核心温度升降速度更快,而方案二的土壤核心温度变化较为平缓,方案二夏季土壤温度低、冬季土壤温度高,全年土壤最大温差为5.8℃,具有更好的热稳定性。

综合全年取/放热的进出口水温及地温变化情况,基于长期稳定性等综合评估,本项目最终确定

器回水温度达到33℃视为土壤无法持续提供良好的冷却能力,机组需要间歇运行;过渡季土壤及循环水自然冷却;冬季持续24小时取热,当地埋管换热器进水温度达到4℃视为土壤无法持续提供良好的制热能力,机组需要间歇运行。地埋管换热器进出水温度及土壤平均温度变化如图5所示。

采用地埋管间距4.3m、孔深120m的设计方案,该方案可有效降低土壤热失衡风险,延长地源热泵系统的使用寿命。

#### 4 能源站设计方案

根据上述研究成果,本文采用复合式地源热泵系统作为供能方案,所有冷热源设备均集中布置于铁路站区能源站内。冷源系统采用离心式冷水机组与地源热泵机组相结合的配置方式,热源系统选用低氮真空燃气热水机组,为降低系统输配能耗,冬夏季均采用大温差供水设计。具体设备选型参数包括机组容量、能效比、进出水温度等关键指标如表5所示。

表5 能源站设备选型参数表

Table 5 Equipment selection parameters for energy station

设备名称	设备参数	台数/孔数
高压离心式冷水机组	额定制冷量6100kW,供回水温度6/13℃,COP6.10,IPLV9.2,R134a	4
高压离心式冷水机组	额定制冷量3869kW,供回水温度6/13℃,COP6.10,IPLV9.2,R134a	4
低氮真空燃气热水机组	制热量3500kW,一次网供回水温度75/50℃,二次网供回水温度47/40℃,热效率104%	4
地源热泵机组	额定制冷量2989kW,夏季蒸发器供回水温度6/13℃,冷凝器供回水温度26.5/31.5℃;冬季冷凝器供回水温度47/40℃,蒸发器供回水温度10/5℃;ACOP>5.40	4
地埋管井	管长120m,夏季换热量42.58W/m,冬季换热量25.92W/m	2200

其中夏季供回水温度采用 6/13℃，温差达到 7℃；冬季一次网供回水温度采用 75/50℃，温差为 25℃；冬季二次网供回水温度采用 47/40℃，供回水温差为 7℃，可显著降低水泵能耗。系统配置充分考虑了能效提升与环保要求，地源热泵机组与离心式冷水机组的联合使用可发挥各自优势，即可提高地源热泵系统全年使用率，又可保证高峰负荷时能源供应的稳定性。系统通过智能控制系统实现各设备的优化运行和负荷分配，确保在不同工况下均能保持高效稳定运行。

## 5 结论

本文通过数值模拟与工程实践相结合的方法，利用 AnsysFluent 软件对岩土热响应试验单孔进行数值模拟复现；进而对不同地理管井间距、不同井深的地埋管管群冬夏换热状况进行数值模拟，得出如下结论：

(1) 与常规系统相比，复合式地源热泵系统初投资增加约 7467 万元，但其年运行费用降低 33%，系统静态投资回收期约 5.5 年，全生命周期成本优势显著，为大型综合交通枢纽提供了经济可行的供能方案。

(2) 通过热响应实验与模拟论证结果可以看出，采用间距 4.3m、深度 120m（方案二）的埋管形式，其夏季持续放热时间及冬季持续吸热时间均有延长，全年土壤温度波动仅在 5.8℃ 范围。因此，在保证总埋管长度的前提下，增大埋管间距、增加埋管长度、降低埋管井口数量的方案，土壤热稳定性更高。

(3) 基于负荷特征与换热特性分析结果，提出了包含设备选型和系统配置的完整能源站设计方案。集成配置了 8 台高压离心式冷水机组、4 低氮真空燃气热水机组、4 台地源热泵机组及 2200 口地埋管井，配合采用大温差供水方案，冬夏季供回水温差为 7℃，显著提升系统运行稳定性、降低运行能耗。

## 参考文献：

- [1] 路诗梦,孙建林,曾凡杰,等.零碳地热能综合利用技术研究进展[J/OL].发电技术,2025:1-14.
- [2] 马勇.地源热泵系统运行能效测评与能效影响因素的研究[D].武汉:武汉科技大学,2013.
- [3] 罗登云,田小林,邓裔麒瑞,等.地埋管地源热泵系统热失衡问题分析[J].能源与节能,2025,(4):1-3,47.
- [4] 俞强.浅层地源热泵热交换系统应用分析[J].能源与节能,2025,(5):21-25.
- [5] 赵羽,张思琦.某建筑综合体复合式能源系统方案比选[J].暖通空调,2025,55(3):40-44.
- [6] GB 50366-2005,地源热泵系统工程技术规范(2009 年版)[S].北京:中国建筑工业出版社,2009.
- [7] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [8] 阙开放.中深层 U 型地埋管长周期换热特性研究[D].西安:西安理工大学,2024.
- [9] GB 55015-2021,建筑节能与可再生能源利用通用规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2021.
- [10] DBJ 51/012-2012,成都市地源热泵系统设计技术规程[S].成都:西南交通大学出版社,2013.

(上接第 859 页)

- [11] 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.
- [12] 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.

- [13] 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.
- [14] 赵蠹蠹.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.
- [15] 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.