doi: 10.3969/j.issn.1672-6073.2025.06.010

地铁车站相变蓄冷空调系统的性能研究及经济性分析

韩　勇[1]，罗燕萍[1]，黄飞燕[2]，陈晓明[2]，张文武[1]，张　泉[3]
（1. 广州地铁设计研究院股份有限公司，广州 510010；2. 福建理工大学生态环境与城市建设学院，福州 350118；3. 湖南大学土木工程学院，长沙 410082）

摘　要：为降低地铁车站空调系统的运行费用，设计一种相变蓄冷空调系统，该系统具有制冷主机同时供冷和蓄冷、制冷主机单独供冷、蓄冷箱单独供冷、制冷主机和蓄冷箱联合供冷等 4 种运行模式。相变材料为已商业化无机材料，其相变温度为 7.5℃～8.5℃、潜热为 140 kJ/kg。相变材料封装在蓄冷板中，一系列蓄冷板分层平行安装在蓄冷箱内，水流经蓄冷板之间的通道与相变材料换热，实现冷量的储存和释放。基于历史运营数据拟合冷水机组和冷却塔的性能曲线，耦合相变蓄冷板的数值传热模型，建立相变蓄冷空调系统性能的计算模型。建立相变蓄冷空调系统的运行策略，以广州市某地铁站为研究对象，开展相变蓄冷空调系统在历史运营下的性能模拟研究，并与传统空调系统进行对比。以 2023 年 5 月 1 日为代表日，分析相变材料液相体积分数，相变蓄冷箱、冷水机组、空调末端和冷却塔的进出水温度、流量，以及系统电功率等参数随时间的变化。此外，开展相变蓄冷空调系统的经济性分析。研究发现，在当前商业分时电价下，相变蓄冷空调系统比传统空调系统可节省 8.27%的年运行费用，静态投资回收期为 6.3 年。相比于执行固定优惠电价的传统空调系统，相变蓄冷空调系统可节省 13.34%的年运行费用，静态投资回收期为 3.7 年。

关键词：地铁车站；空调系统；蓄冷；相变材料；热性能；经济性分析
中图分类号：TU83　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1672-6073(2025)06-0072-11

Performance Study and Economic Analysis of a Cold Storage Air-Conditioning System Using PCMs in a Subway Station

HAN Yong[1], LUO Yanping[1], HUANG Feiyan[2], CHEN Xiaoming[2], ZHANG Wenwu[1], ZHANG Quan[3]
(1. Guangzhou Metro Design Research Institute Co., Ltd., Guangzhou 510010; 2. College of Ecological Environment and Urban Construction, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118; 3. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082)

Abstract: To reduce the operational cost of air-conditioning systems in subway stations, a cold storage air-conditioning system using phase change materials (PCMs) is proposed. The system can operate in four modes, namely, space cooling and cold charging by chillers, space cooling by chillers, space cooling by cold discharging, space cooling by chillers and cold discharging modes. The PCM used is a commercially available inorganic material, and its phase change temperature range is 7.5℃～8.5℃ and heat of fusion is 140 kJ/kg. The PCM is encapsulated in panel containers. A series of PCM slabs are parallelly

收稿日期：2024-12-27　修回日期：2025-08-04
第一作者：韩勇，男，硕士，工程师，主要从事城市轨道交通暖通空调设计和节能研究，hanyong@gmdi.cn
通信作者：陈晓明，男，博士，副教授，主要从事相变储能技术、建筑节能技术研究，xmchen@fjut.edu.cn
基金项目：广东省城市轨道交通工程建造新技术企业重点实验室资助项目(2017B030302009)；国家重点研发计划(2023YFE0120400)
引用格式：韩勇，罗燕萍，黄飞燕，等. 地铁车站相变蓄冷空调系统的性能研究及经济性分析[J]. 都市快轨交通，2025，38(6)：72–82.
HAN Yong, LUO Yanping, HUANG Feiyan, et al. Performance study and economic analysis of a cold storage air–conditioning system using PCMs in a subway station[J]. Urban rapid rail transit, 2025, 38(6): 72–82.

arranged in the cold storage tank. The gap between the two adjacent PCM slabs serves as the flow channel for water, which exchanges heat with PCMs to store and release cold energy. The characteristics of chillers and cooling towers are modeled with the curve fitting method using the measured performance data. A dynamic computational model of the cold storage system which consists of a heat transfer numerical model of PCM slabs and the performance curves of chillers and cooling towers is built. The simulations are performed under the measured data in a subway station in Guangzhou. A control strategy is developed, then, the performance of the cold storage system is studied and compared to the conventional air-conditioning system. The variations of the melted fractions of PCMs, the inlet temperature, outlet temperature and water flow rate of cold storage tank, chillers and cooling towers, and the input power of system versus time on May 1st in 2023 are analyzed. In addition, a economic analysis of the proposed cold storage system is performed. The results show that, under the demand tariff, 8.27% annual operational cost is saved by the cold storage system over the conventional system, with a static payback period of 6.3 years. While 13.34% can be saved by the cold storage system against the conventional system under the discounted electricity tariff, with a static payback period of 3.7 years.

Keywords: subway station; air-conditioning system; cold storage; phase change materials; thermal performance; economic analysis

通风空调系统是保障地铁车站热舒适性的关键，其能耗占车站用能的 54%～71%[1]。与此同时，为了实现电力负荷的移峰填谷，我国许多城市实施了分时电价政策，谷段电价仅为平段的 1/3，而峰段电价约为平段的 2 倍。因此，寻求高效蓄能技术，实现地铁车站空调用电负荷的移峰填谷，降低空调系统的运行费用，对降低地铁的运营成本至关重要。

苏立勇[2]研究认为，在地铁车站采用大温差供水和低温送风的冰蓄冷空调技术，可使得设备系统减少约 35 万元的初投资，降低 35%的装机容量，以及降低 30%以上的设计日运营费用。黄碧琴等[3]以南方某标准地铁车站为对象，发现水蓄冷空调系统较常规空调系统全年可减少尖高峰时段运行电量 24.54 万 kWh。贺利工[4]以某城市地铁站为例，发现冰蓄冷空调系统比常规空调系统每年可节省 15.8 万元的运行费用，静态回收期为 5 年。然而，制冷主机在制冰工况下的蒸发温度比在常规空调工况下的低 8℃～10℃，导致其运行效率下降了 30%～40%，并限制了可采用的制冷主机类型[5]。

基于相变材料的相变蓄能技术有着蓄能密度大、蓄能过程中温度变化小等优点，可解决能量供需在时间和使用强度上的不匹配问题。相变材料与空调系统相结合，在夜间低谷电价时段将制冷主机产生的冷量储存在相变材料中，在白天将冷量释放出来冷却室内热环境，可实现空调用电负荷的移峰填谷，减少空调系统的运行费用和装机容量[6-8]。选取与常规单工况制冷主机相匹配且相变温度适宜的相变材料，提高制冷主机的运行效率，已成为研究的热点和方向。

ZHU 等[9]以武汉某办公建筑为研究对象，模拟发现相变蓄冷地源热泵系统可比传统地源热泵系统节约 63.8%的年运行费用和 34.2%的年费用。CHEN 等[10]开展了风冷热泵相变蓄冷空调系统的模拟研究，相变蓄冷空调系统可比传统空调系统节省 9.07%～11.28%的运行费用。

以上对相变蓄冷空调系统的研究主要集中在设计工况(恒定供水温度和(或)恒定供水流量)。然而，实际运行中，空调末端的供水温度和流量需求是随时间变化的。此外，关于相变蓄冷空调系统在地铁站应用的研究鲜有涉及。为降低地铁站空调系统的运行费用，本文设计一种相变蓄冷空调系统，基于 Matlab 编程，建立系统的性能计算模型及运行策略。开展相变蓄冷空调系统在广州市某地铁站历史运营数据下的性能模拟研究，并与传统空调系统进行对比。此外，分析相变蓄冷空调系统的经济性。

1　相变蓄冷空调系统描述

研究对象为广州市某地铁站，该站设计了 3 台额定制冷量、冷冻水流量和冷却水流量分别为 675 kW、83 m^3/h 和 137 m^3/h 的变频冷水机组，冷冻水和冷却水的最小流量均为额定流量的 60%。3 台额定水流量和风量分别为 200 m^3/h 和 110 000 m^3/h 的变频冷却塔。冷却塔风机的额定运行频率为 50 Hz，最小运行频率为 30 Hz，实测额定电功率为 6 kW。

相变蓄冷空调系统原理如图 1 所示。该系统在原有空调系统的基础上增加了相变蓄冷箱、若干阀门及管道。通过切换设备及阀门的工作状态(见表 1)，可实现 4 种运行模式：制冷主机同时供冷和蓄冷、制冷主机单独供冷、蓄冷箱单独供冷、制冷主机和蓄冷箱联合供冷。

2　相变蓄冷空调系统性能计算模型

基于 Matlab 编程，建立相变蓄冷空调系统的性能计算模型，该模型包括相变蓄冷箱、冷水机组、冷却塔、冷冻水泵和冷却水泵的子性能模型。

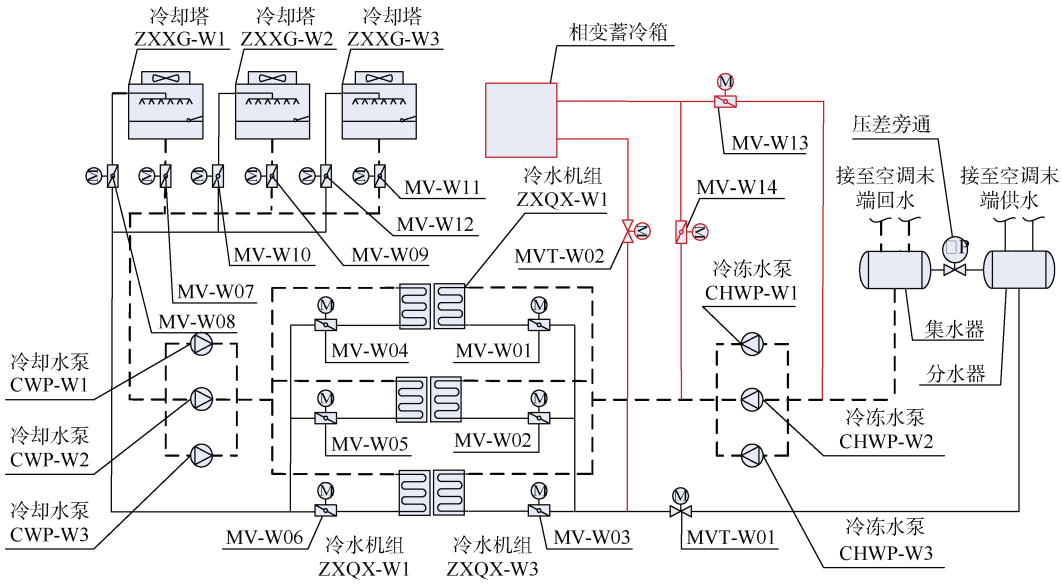


图 1　地铁站相变蓄冷空调系统原理

Figure 1　Schematic of the proposed cold storage air-conditioning system using PCMs for subway stations

表 1　不同运行模式下设备和阀门的开关状态

Table 1　On-off state of equipment and valves under various operational modes

运行模式	冷却塔	冷却水泵	冷冻水泵	冷水机组	阀门
制冷主机同时供冷和蓄冷	开	开	开	开	MV-W01～13 开，MV-W14 关，MVT-W01、02 调节
制冷主机单独供冷	开	开	开	开	MV-W01～12 开，MV-W13、14 关，MVT-W01 开，MVT-W02 关
蓄冷箱单独供冷	关	关	开	关	MV-W01～13 关，MV-W14 开，MVT-W01、02 开
制冷主机和蓄冷箱联合供冷	开	开	开	开	MV-W01～12、14 开，MV-W13 关，MVT-W01、02 调节

注：MV-W01～14 为电动开关阀，MVT-W01～02 为电动调节阀。

2.1　相变蓄冷箱的性能模型

相变材料为已商业化的无机材料，其相变温度为 7.5℃～8.5℃，潜热为 140 kJ/kg，导热系数为 0.5 W/(m·℃)，密度为 1 450 kg/m^3，比热容为 2.0 kJ/(kg·℃)(固态)、2.5 kJ/(kg·℃)(液态)。相变材料封装在高分子材料容器内，在此称为相变蓄冷板。一系列蓄冷板分层平行安装在蓄冷箱内，水流经蓄冷板之间的通道与相变材料换热，实现冷量的储存和释放，如图 2 所示。水在蓄冷和放冷过程中的流动方向相反。

蓄冷箱的结构为方形闭式不锈钢水箱，内胆为 2.0 mm 厚不锈钢板，外胆为 1.2 mm 厚彩色钢板，内胆和外胆之间填充 50 mm 厚离心玻璃棉保温。水箱两侧设进出水口，进出口设置均流孔板。

假设每层蓄冷板的水温变化一致，蓄冷板和水的传热可当作对称处理，取 1 个蓄冷单元进行计算。仅考虑水在流动方向(x 轴)的传热，相变材料在 x、y 方向的

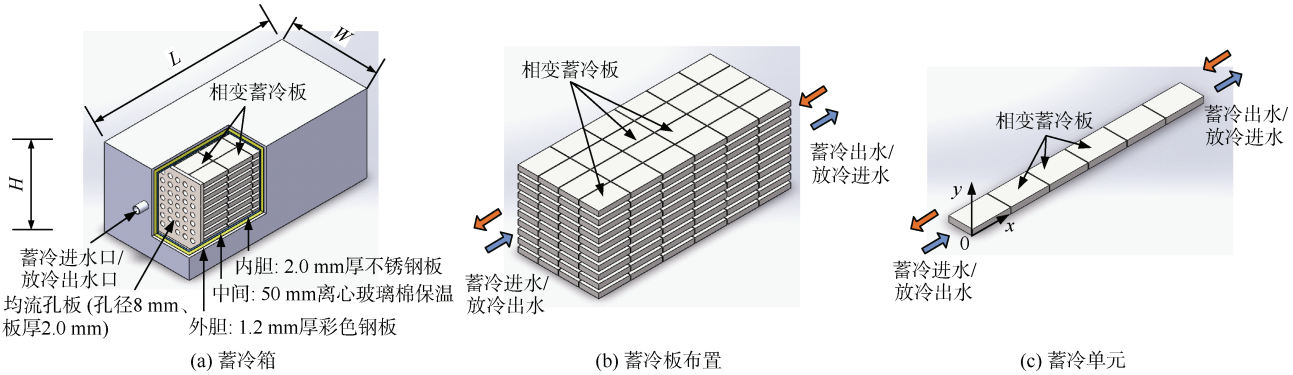


图 2　相变蓄冷箱及蓄冷板示意

Figure 2　Schematic of the cold storage tank and PCM slabs

传热。采用已建立且验证的数值计算传热模型模拟相变蓄冷板的热性能[10]。该模型假设流体处于充分发展阶段，采用一维传热模型，而相变材料忽略熔化过程中自然对流作用，采用二维传热模型。相变材料的熔化和凝固过程采用热容法模型处理。

2.2 冷水机组的性能模型

冷水机组能效比(coefficient of performance，COP)采用简化的多变量多项式回归模型(SMP 模型)[11]，冷却水出口温度采用多变量多项式拟合。基于历史运营 1 740 个样本数据，对冷水机组的数学模型进行参数辨识，所得模型为

$$\begin{aligned} C_{ch} &= 2.681\,2 + 0.001\,9Q_{che} + 1.236\,6T_{chws} \\ &\quad + 0.043\,7T_{cwi} - 0.000\,003Q_{che}^2 \\ &\quad - 0.000\,22Q_{che}T_{chws} + 0.000\,088Q_{che}T_{cwi} \\ &\quad - 0.034\,1T_{chws}T_{cwi} \end{aligned} \tag{1}$$

式中，C_{ch} 为冷水机组能效比；T_{chws} 为冷冻水供水温度，℃；T_{cwi} 为冷却水进水温度，℃；Q_{che} 为冷水机组制冷量，kW。

$$\begin{aligned} T_{cwo} &= -4.296\,8 + 2.152T_{chwr} - 2.062\,6T_{chws} + 0.119\,5V_{chw} \\ &\quad + 0.826\,1T_{cwi} - 0.031\,5V_{cw} - 0.107\,2T_{chwr}^2 \\ &\quad - 0.105\,9T_{chws}^2 + 0.000\,2V_{chw}^2 + 0.009\,3T_{cwi}^2 \\ &\quad + 0.000\,3V_{cw}^2 + 0.219\,7T_{chwr}T_{chws} + 0.006\,3T_{chwr}V_{chw} \\ &\quad - 0.015T_{chwr}T_{cwi} - 0.005\,8T_{chwr}V_{cw} - 0.005\,9T_{chws}V_{chw} \\ &\quad + 0.000\,7T_{chws}T_{cwi} + 0.006\,5T_{chws}V_{cw} - 0.002\,5V_{chw}T_{cwi} \\ &\quad - 0.000\,7V_{chw}V_{cw} + 0.000\,8T_{cwi}V_{cw} \end{aligned} \tag{2}$$

式中，T_{cwo} 为冷却水出水温度，℃；T_{chwr} 为冷冻水回水温度，℃；V_{chw} 为冷冻水流量，m^3/h；V_{cw} 为冷却水流量，m^3/h。

计算可知，模型预测和实测冷水机组 COP 的最大相对误差为 6.96%，平均相对误差为 2.85%，相关系数 R 为 0.929 6；冷却水出水温度的最大相对误差为 5.07%，平均相对误差为 0.66%，相关系数 R 为 0.978 3。冷水机组中 100 个样本实测和预测的 COP 及冷却水出水温度的对比分别如图 3 和图 4 所示。

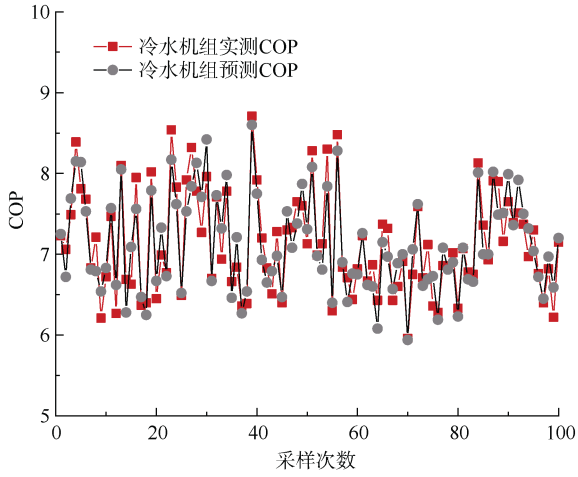


图 3 冷水机组实测和预测 COP 的对比

Figure 3 Comparison of measured and predicted COP of chillers

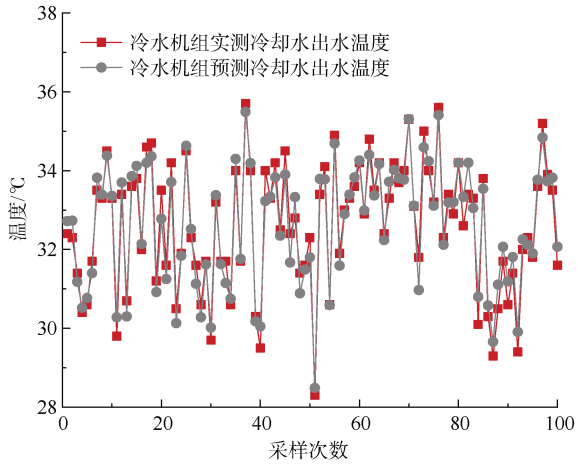


图 4 冷水机组实测和预测冷却水出水温度的对比

Figure 4 Comparison of measured and predicted outlet temperature of cooling water of chillers

2.3 冷却塔的性能模型

基于历史运营 753 个样本数据，对冷却塔的散热量模型[12]、风机功耗模型[13]进行参数辨识，所得模型为

$$Q_{ct} = \frac{2.467\,3\left(m_w\right)^{1.1113}}{1 + 0.909\,2\left(\dfrac{m_w}{m_a}\right)^{1.1113}}\left(T_{cti} - T_{wb}\right) \tag{3}$$

式中，Q_{ct} 为冷却塔的散热量，kW；m_a 为空气的质量流量，kg/s；m_w 为冷却水的质量流量，kg/s；T_{cti} 为冷却塔进水温度，℃；T_{wb} 为空气湿球温度，℃。

为简化计算，忽略冷却水管道的环境热损失。此外，假设冷却塔的最低进出水温度分别取环境湿球温度+1℃和湿球温度+0.5℃。

$$N_f = 6\times\left[0.494\,9 - 1.706\,4\left(\frac{F_a}{110\,000}\right) + 2.215\left(\frac{F_a}{110\,000}\right)^2\right] \tag{4}$$

式中，N_f 为冷却塔风机的实际电功率，kW；F_a 为冷却塔风机的实际风量，m^3/h。

计算可知，模型预测和实测的冷却塔散热量最大相对误差为 6.43%，平均相对误差为 2.35%，相关系数 R 为 0.987 9；冷却塔电功率的最大相对误差为 6.75%，

平均相对误差为 2.47%，相关系数 R 为 0.994 3。冷却塔中 100 个样本实测和预测的散热量及电功率的对比分别如图 5 和图 6 所示。

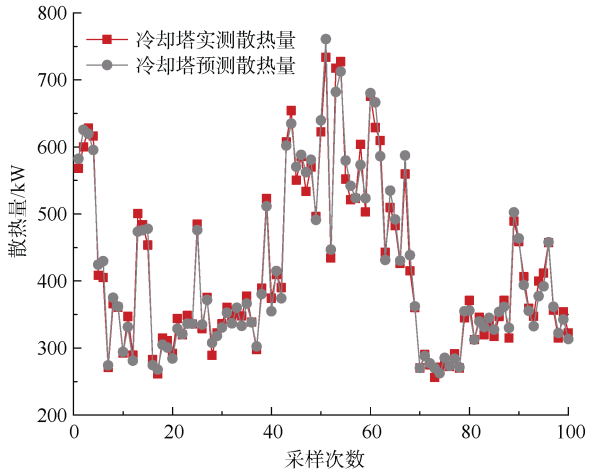


图 5　冷却塔实测和预测散热量的对比

Figure 5　Comparison of measured and predicted heat dissipating capacity of cooling towers

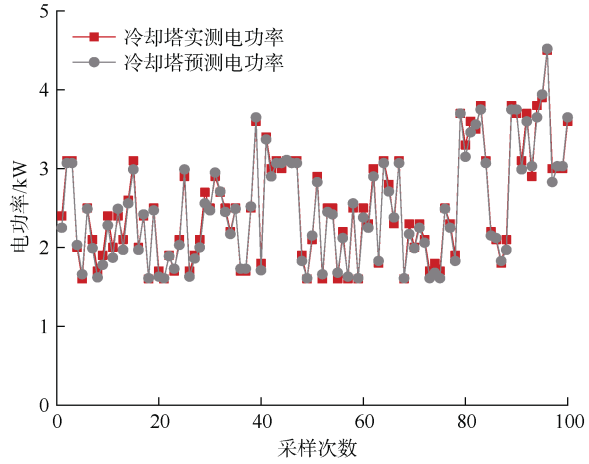


图 6　冷却塔实测和预测电功率的对比

Figure 6　Comparison of measured and predicted electric power of cooling towers

2.4　水泵性能模型

由于缺少冷冻水和冷却水的供回水压差数据，假设计算过程中冷冻水泵和冷却水泵的扬程、效率均与历史运营在相同时刻的水泵扬程、效率一样，则水泵的电功率与其流量成正比，即

$$N_{\mathrm{p}}=\frac{V_{\mathrm{w}}}{V'_{\mathrm{w}}}N'_{\mathrm{p}} \tag{5}$$

式中，N_{p} 为水泵的实际电功率，kW；N'_{p} 为水泵的历史运营电功率，kW；V_{w} 为水泵的实际流量，m^3/h；V'_{w} 为水泵的历史运营流量，m^3/h。

3　相变蓄冷空调系统运行策略

广州市的商业电价信息见表 2，相变蓄冷空调系统的运行策略如图 7 所示。图中，t 为时间，s；T_{chset} 为蓄冷温度，℃；T_{gset} 为末端供水温度，℃；T_{stwo} 为蓄冷箱出水温度，℃；T_{stwi} 为蓄冷箱进水温度，℃；$\Delta T_{\mathrm{stset}}$ 为蓄冷箱进出水温差的设定值，℃；V_{st} 为蓄冷流量，m^3/h；V_{chset} 为最小蓄冷流量，m^3/h；Q_{chset} 为目标蓄冷量，kWh；Q_{sharp} 为尖峰时段冷量需求，kWh；Q_{ch} 为蓄冷量，kWh。各运行模式同时执行如下控制：

表 2　广州市各时段商业电价

Table 2　Commercial electricity tariff in Guangzhou, China

时段		时长/h	电价/(元/kWh)
尖峰	11:00～12:00、15:00～17:00	3	1.297 1
峰段	10:00～11:00、14:00～15:00、17:00～19:00	4	1.037 7
平段	08:00～10:00、12:00～14:00、19:00～24:00	9	0.610 4
谷段	00:00～08:00	8	0.232

注：2021 年 10 月 1 日起执行，尖峰仅出现在 6～8 月。

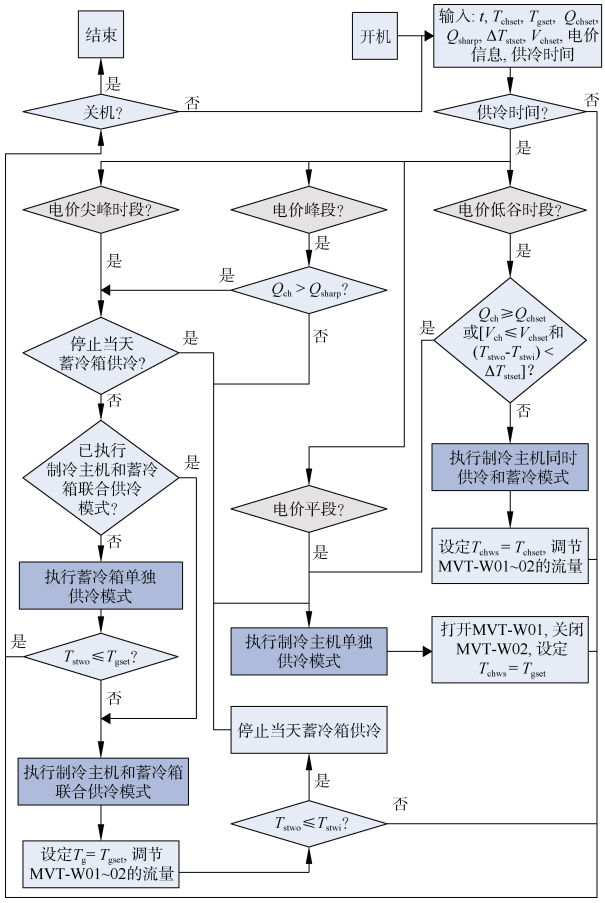


图 7　相变蓄冷空调系统的运行策略

Figure 7　Control strategy of the cold storage air-conditioning system using PCMs

1) 制冷主机同时供冷和蓄冷模式。开启冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵和冷却塔。冷水机组出水温度设为蓄冷温度，冷冻水一部分用于满足空调末端供冷，一部分用于蓄冷箱蓄冷。空调末端水流量为历史运营的冷水机组冷冻水流量。为提高蓄冷能效，蓄冷流量根据蓄冷箱的进出水温差调节，当进出水温差大于设定值时，提高蓄冷流量；反之，降低蓄冷流量。当蓄冷箱的蓄冷量满足设定值(第 2 天的峰段和尖峰负荷之和)或其蓄冷流量和进出水温差均小于设定值时，停止蓄冷。

2) 制冷主机单独供冷模式。对于传统空调系统，仅运行制冷主机单独供冷模式。由于冷水机组性能拟合曲线与实际存在误差，为保证蓄冷系统和传统系统在历史运营背景下的对比及可比性，该模式下冷水机组的冷冻水流量、冷冻水进出水温度和冷却水流量，均设置为历史运营数据，而冷却水温度、冷却塔风机运行频率则根据计算得到。

3) 蓄冷箱单独供冷模式。空调末端冷冻水流量根据其进出水温差调节，当进出水温差大于设定值时，提高冷冻水泵频率，增大冷冻水流量，反之，降低冷冻水泵频率，减小冷冻水流量。

4) 制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式。空调末端冷冻水流量根据其进出水温差调节，当进出水温差大于设定值时，提高冷冻水泵频率，增大冷冻水流量；反之，降低冷冻水泵频率，减小冷冻水流量。当末端进水温度大于供水温度需求时，增加冷水机组分配到的冷冻水流量，相应的减少蓄冷箱分配到的水流量；反之，减小冷水机组的冷冻水流量，增加蓄冷箱的水流量。冷水机组的出水温度根据当前的末端供水温度需求、蓄冷箱出水温度、冷冻水流量计算得到，最大限度发挥蓄冷箱的供冷作用，见式(6)。当蓄冷箱的水流量为 0 时，冷水机组的出水温度设置为末端供水温度需求。

$$T_{\mathrm{chws}}=\left(T_{\mathrm{gset}}\times V_{\mathrm{load}}-T_{\mathrm{stwo}}\times V_{\mathrm{dis}}\right)\Big/V_{\mathrm{chw}}-1 \qquad (6)$$

式中，T_{chws}、T_{gset} 和 T_{stwo} 分别为冷水机组出水温度、空调末端供水温度需求和蓄冷箱出水温度，℃；V_{load}、V_{dis} 和 V_{chw} 分别为空调末端、蓄冷箱和冷水机组的冷冻水流量，m^3/h。

4 结果与讨论

开展相变蓄冷空调系统在历史运营下的性能研究及经济性分析，并与传统空调系统进行对比。模拟时间为 2023 年 5 月 1 日—10 月 31 日。此外，选取 5 月 1 日作为代表日，分析系统的动态性能。

4.1 模拟条件

蓄冷板的壳体材质为 HDPE(高密度聚乙烯)，壁厚为 2.0 mm，导热系数为 0.42 W/(m·℃)。蓄冷板的长×宽×高为 600 mm×300 mm×32 mm，水流通道的高度为 6 mm。

基于土建空间特征，共设计了 252 个并联的相变蓄冷单元，每个蓄冷单元为 10 个蓄冷板沿其长度方向串联，即 1 个蓄冷单元的长×宽×高为 6 000 mm×300 mm×32 mm。蓄冷箱的体积和占地面积分别为 33.25 m^3 和 13.3 m^2。

为了保证一定的换热温差，相变材料夜间蓄冷温度取 5℃。蓄冷箱的进出水温差设定值取 0.5℃，最小蓄冷流量为单台冷水机组额定流量的 10%。空调末端及冷却塔的进出水温差设定值取供回水设计温差，即分别为 7℃、5℃。制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式，冷水机组的最低出水温度设置为 7℃。冷冻水和冷却水的最小流量变化幅度分别取 1 台冷水机组额定冷冻水和冷却水流量的 2%，冷却塔风机运行频率的最小变化幅度取 0.1 Hz。以冷水机组在整点实测的制冷量、冷冻水出水温度和流量作为所在小时的空调末端冷量、供水温度与流量的需求。以冷却塔在整点实测的出水温度作为所在小时的冷却水供水温度需求。相变材料的初始温度为冷冻水回水设计温度 14℃，时间步长取 5 s。

4.2 代表日动态性能分析

4.2.1 冷冻水侧的性能

图 8 为 5 月 1 日冷水机组在整点实测的制冷量随时间的变化。可以发现：冷水机组在各时段的制冷量差异较大；冷水机组在 3:00、5:00、10:00 和 23:00 均未开启，其制冷量为 0。对于冷水机组运行期间，制冷量的最小值出现在 2:00，为 279.2 kW；其次在 1:00，为 319.8 kW；最大值在 19:00，为 692.1 kW。计算可知，该日的累计冷量供应为 9 728.3 kWh，峰值时段的累计冷量供应为 2 735.1 kWh。

图 9 为 5 月 1 日蓄冷系统蓄冷箱进出水温度及相变材料平均液相体积分数随时间的变化。为了表达更为清晰，图中进出水温度无数据的部分代表蓄冷箱停止工作，即无蓄放冷。0:00 后为谷段，执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式，蓄冷箱进水温度为蓄冷温度 5℃。随着时间的推进，由于相变材料的温度降低，蓄冷箱的出水温度和相变材料液相体积分数均逐渐降低。8:00 时蓄冷结束，此时，相变材料的平均液相体

积分数为 0.027 32，即 97.27%的相变材料完成了凝固，蓄冷量为 836.08 kWh。随后，执行制冷主机单独供冷模式，蓄冷箱停止工作，因此，相变材料的液相体积分数几乎不变。

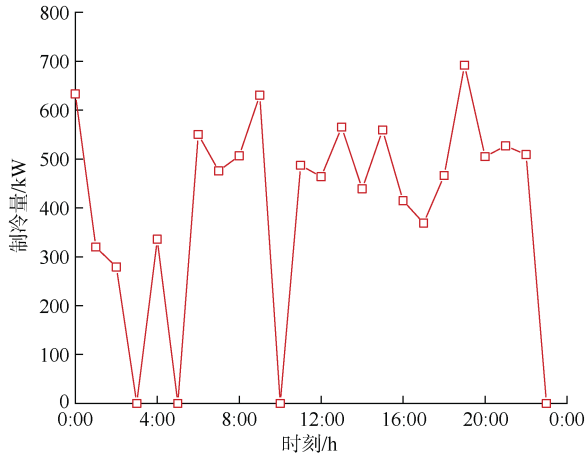


图 8　5 月 1 日冷水机组实测制冷量随时间的变化

Figure 8　Measured cooling capacity of chillers versus time on May 1, 2023

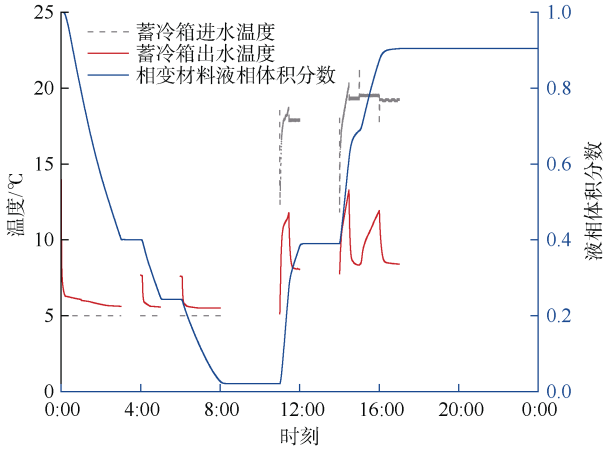


图 9　5 月 1 日蓄冷箱进出水温度及相变材料平均液相体积分数随时间的变化

Figure 9　Inlet and outlet water temperatures and average melted fraction of PCMs versus time for cold storage tank on May 1, 2023

11:00 后进入峰段，执行蓄冷箱单独供冷模式。可见，随着时间的推进，由于相变材料的温度越来越高，蓄冷箱的进出水温度和相变材料液相体积分数均升高。在 11:27:30，蓄冷箱的出水温度无法满足空调末端供水温度需求。随后，执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式。由图可见，蓄冷箱的出水温度先迅速下降后趋于平稳，但相变材料的液相体积分数仍逐渐升高。这是因为开启了冷水机组，蓄冷箱可分配到的冷冻水流量减少(见图 10)，导致其出水温度降低，但是随着放冷过程的推进，相变材料的温度和液相体积分数仍持续升高。12:00～14:00 进入平段，执行制冷主机单独供冷模式，蓄冷箱停止工作，相变材料的液相体积分数几乎不变。

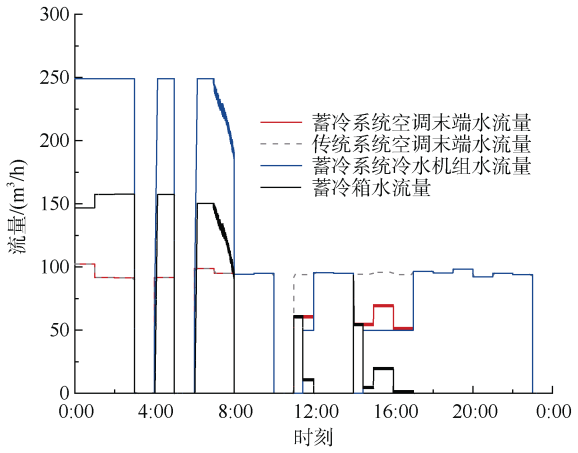


图 10　5 月 1 日冷冻水流量随时间的变化

Figure 10　Flow rate of chilled water versus time on May 1, 2023

14:00 后进入峰段，优先执行蓄冷箱单独供冷模式。可见，蓄冷箱的出水温度和相变材料液相体积分数均随着时间的推进而升高。在 14:28:50，蓄冷箱的出水温度无法满足空调末端供水温度需求，开始执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式。15:00 过后，同样的，由于末端冷量需求增大，蓄冷箱的出水温度和相变材料的液相体积分数再次急剧升高。16:00 过后，由于末端冷量需求减少，蓄冷箱的出水温度先迅速下降后趋于平稳，但相变材料的液相体积分数仍持续升高。在 17:00:05，蓄冷箱停止供冷，此时对应的相变材料液相体积分数为 0.903 98。随后，执行制冷主机单独供冷模式直至 24:00:00。

图 10 为 5 月 1 日两系统冷冻水流量随时间的变化。传统系统的空调末端水流量即为其冷水机组水流量。对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间，起初 3 台冷水机组额定流量运行；6:57:10 过后，由于蓄冷箱的进出水温差达到设定值，蓄冷流量逐渐减小，因此，冷水机组的水流量也逐渐减少。8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的空调末端水流量一样。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，冷水机组冷冻水流量为 0，空调末端水流量即为蓄冷箱的放冷流量。11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，冷水机组最小水流量运行，最大限度地

发挥蓄冷箱的供冷作用。

图 11 为 5 月 1 日两系统冷水机组冷冻水进出水温度随时间的变化。为了表达更为清晰，图中蓄冷系统冷水机组冷冻水进出水温度无数据的部分代表冷水机组停止工作。传统系统冷水机组的进出水温度为历史运营数据。对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间，冷水机组出水温度为蓄冷设定温度 5℃。8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的冷水机组进出水温度一样。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，冷水机组停机。11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，由于开启了冷水机组，蓄冷箱的水流量减少、出水温度降低，导致冷水机组的出水温度随时间的推进而逐渐升高。15:00 过后，冷量需求增大，冷水机组的出水温度随着时间的推进而迅速降低。

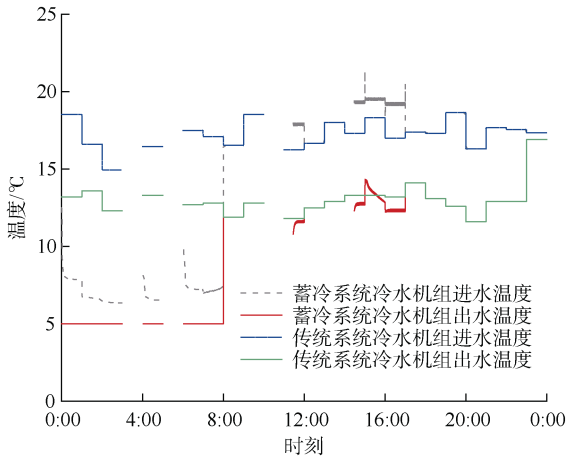


图 11　5 月 1 日冷水机组冷冻水温度随时间的变化

Figure 11　Inlet and outlet temperature of chilled water of chillers versus time on May 1, 2023

图 12 为 5 月 1 日两系统空调末端冷冻水进出水温度随时间的变化。为了表达更为清晰，图中冷冻水进出水温度无数据的部分代表空调末端无供冷需求。传统系统空调末端的进水和出水温度即为其冷水机组的出水和进水温度，为历史运营数据。对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间，空调末端的进水温度即为蓄冷温度 5℃，远低于传统系统的。8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的末端进出水温度一致。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，空调末端的进水和出水温度即为蓄冷箱的出水和进水温度。由图可见，该期间以及 11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，蓄冷系统的空调末端供水温度低于传统系统的。

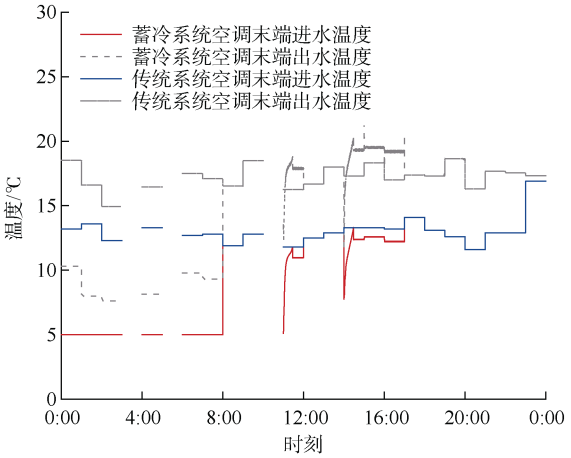


图 12　5 月 1 日空调末端冷冻水进出口温度随时间的变化

Figure 12　Inlet and outlet temperatures of chiller water of terminal versus time on May 1, 2023

4.2.2　冷却水侧的性能

图 13 为 5 月 1 日两系统冷却塔水流量随时间的变化。传统系统的冷却塔水流量为历史运营数据。对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间，其冷却塔的水流量显著高于传统系统的。8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的冷却塔水流量一样。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，冷却塔停机，因此，其水流量为 0。11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机

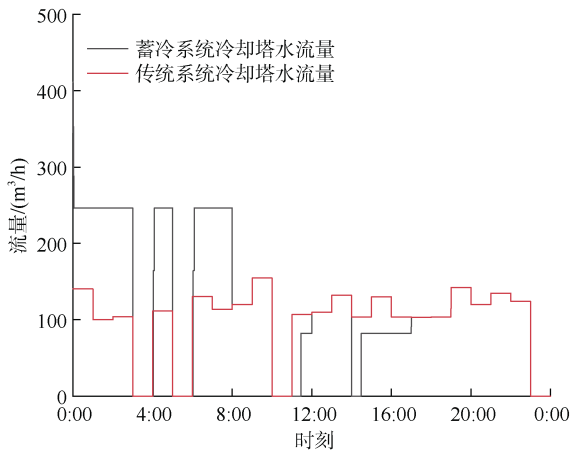


图 13　5 月 1 日冷却塔水流量随时间的变化

Figure 13　Water flow rate of cooling towers versus time on May 1, 2023

和蓄冷箱联合供冷模式期间，冷却塔最小冷却水流量运行，其值小于传统系统的。

图 14 为 5 月 1 日冷却塔进出水温度随时间的变化。为了表达更为清晰，图中蓄冷系统冷却塔进出水温度无数据的部分代表冷却塔停止工作。可见，对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间以及 11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，其进出水温度显著低于传统系统的。8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的冷却塔进出水温度一样。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，冷却塔停机。

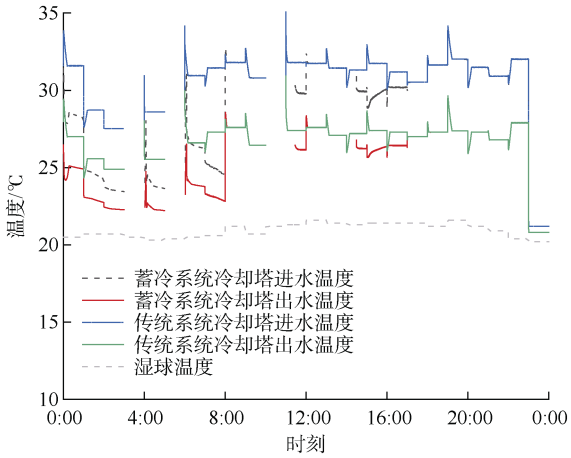


图 14　5 月 1 日冷却塔进出水温度随时间的变化

Figure 14　Inlet and outlet water temperatures of cooling towers versus time on May 1, 2023

4.2.3　系统电功率

图 15 为 5 月 1 日两系统瞬时总电功率随时间的变化。该瞬时总电功率包含了冷水机组、冷冻水泵、冷却塔和冷却水泵的瞬时电功率之和。由图可见，对于蓄冷系统，0:00～8:00 执行制冷主机同时供冷和蓄冷模式期间，由于冷水机组和冷却塔有着更高的运行流量，且冷水机组的出水温度较低(5℃)，因此，其总电功率显著高于传统系统的。此外，在该期间，随着时间的推进，由于相变材料的温度降低，冷水机组的制冷量减少，导致冷水机组的电功率逐渐降低。

8:00～10:00、12:00～14:00 及 17:00:05～24:00:00 执行制冷主机单独供冷模式期间，两系统的总电功率一样。11:00～11:27:30 和 14:00～14:28:50 执行蓄冷箱单独供冷模式期间，蓄冷系统由于仅需开启冷冻水泵，其总电功率显著低于传统系统的。11:27:30～12:00 和 14:28:50～17:00:05 执行制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，由于降低了冷水机组、冷却塔和冷却水泵的电功率，蓄冷系统的总电功率低于传统系统的。

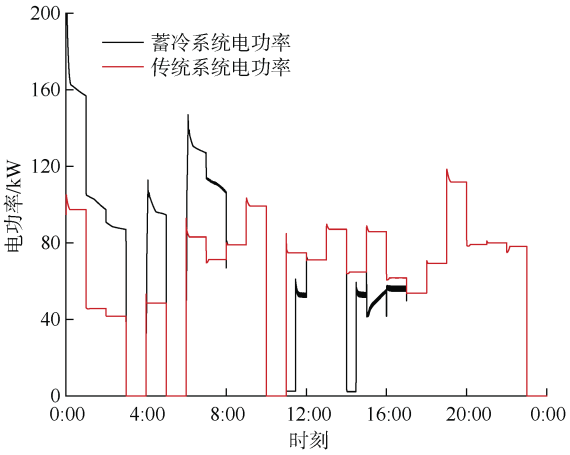


图 15　5 月 1 日系统瞬时总电功率随时间的变化

Figure 15　Instantaneous total electric power of system versus time on May 1, 2023

4.3　经济性分析

对相变蓄冷空调系统和传统空调系统在供冷期(5 月 1 日——10 月 31 日，以 5 月 1 日为第 1 d)的性能进行模拟，开展相变蓄冷空调系统的经济性分析。采用固定优惠电价，单价为 0.72 元/kWh。

两系统在供冷期的日累计供冷需求和耗电量、运行费用分别如图 16 和图 17 所示。可以发现，空调末端的日供冷需求差异较大。计算可知，全年的累计供冷需求为 2 622 290 kWh。由于夜间蓄冷的影响，蓄冷系统在每日的耗电量均高于传统系统的。蓄冷系统和传统系统的年耗电量分别为504 164 kWh和489 850 kWh，

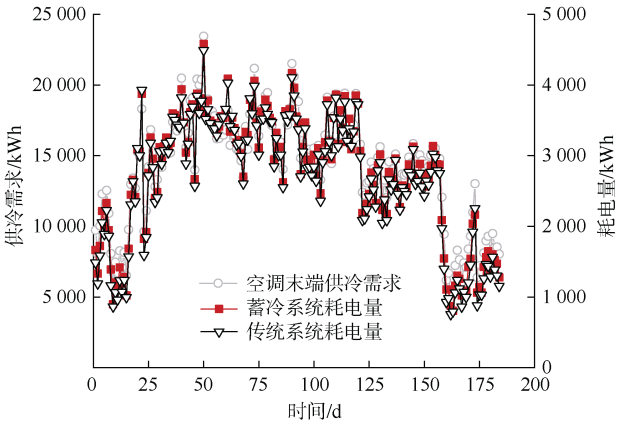


图 16　5 月 1 日～10 月 31 日系统日累计供冷需求和耗电量

Figure 16　Accumulated cold supply and electrical energy consumption of the system day by day during the cooling period

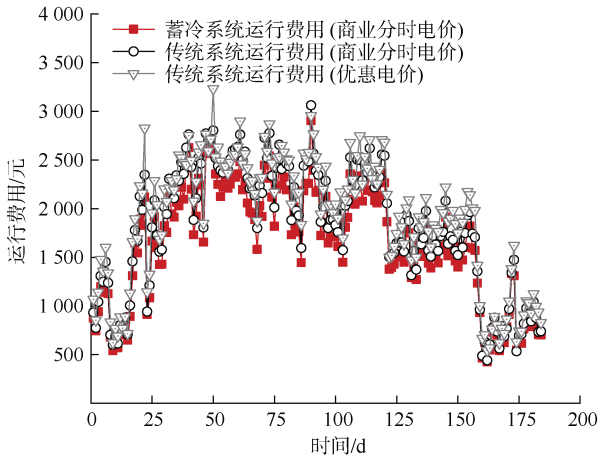


图 17　5 月 1 日～10 月 31 日系统日累计运行费用

Figure 17　Accumulated electricity charge of system day by day during the cooling period

即蓄冷系统多消耗了 2.92%的电量。在商业分时电价下，蓄冷系统和传统系统的年运行费用分别为 305 651 和 333 210 元，即蓄冷系统可节省 8.27%的年运行费用。而相比于执行当前固定优惠电价的传统系统(年运行费用为 352 692 元)，执行蓄冷系统可节省 13.34%的年运行费用。

相变材料的价格取无机盐类材料的市场价格 8 元/kg，蓄冷箱的总投资为 15.128 2 万元，见表 3。假设管道、阀门和人工等的费用为蓄冷箱的 15%。可得，蓄冷系统的新增投资为 17.397 4 万元。计算可知，在广州商业分时电价下，蓄冷系统的静态投资回收期为 6.3 年；而相比于执行固定优惠电价的传统系统，蓄冷系统的静态投资回收期为 3.7 年。

表 3　相变蓄冷箱的初投资

Table 3　Initial investment in the cold storage tank using PCMs

材料	单价	数量	初投资/万元
相变材料(含蓄冷板)	8 元/kg	18 043 kg	14.434 4
不锈钢蓄冷箱箱体(含保温材料)	200 元/m^3	33.25 m^3	0.665
均流板(冲孔板)	10 元/m^2	28.8 m^2	0.028 8
合计			15.128 2

5　结论与展望

建立相变蓄冷空调系统性能的计算模型与运行策略，基于历史运营数据，开展相变蓄冷空调系统在广州市某地铁站的运行性能研究及经济性分析，并与传统空调系统进行对比，主要结论如下：

1) 在执行蓄冷箱单独供冷模式、制冷主机和蓄冷箱联合供冷模式期间，蓄冷系统的空调末端供水温度和电功率均低于传统系统。

2) 由于夜间蓄冷的影响，蓄冷系统在每日的耗电量均大于传统系统。蓄冷系统和传统系统的年耗电量分别为 504 164 kWh 和 489 850 kWh，即蓄冷系统多消耗了 2.92%的电量。

3) 相变材料实现了空调用电的移峰填谷，相比于执行商业分时电价的传统系统，蓄冷系统可节省 8.27%的年运行费用，静态投资回收期为 6.3 年；而相比于执行固定优惠电价的传统系统，蓄冷空调系统可节省 13.34%的年运行费用，静态投资回收期为 3.7 年。

在现有工作基础上，未来可进一步开展以下研究，为地铁车站空调系统的设计提供参考：开展相变蓄冷空调系统在地铁车站的工程应用示范，并测试相关数据；综合考虑土建投资、空调系统的投资、运行和维护成本等因素，开展相变蓄冷空调系统与传统空调系统全寿命周期的经济性分析；开展地铁车站所有机电设备和牵引用电在商业分时电价和优惠电价 2 种电价形式下所产生的整体费用对比；建立电池储能的性能模型，开展地铁车站空调相变蓄冷和电池储能的经济性对比。

参考文献

[1] 张云霞，苏子怡，李晓锋. 地铁站环控系统控制方案的节能对比研究[J]. 都市快轨交通, 2024, 37(3): 57-63.
ZHANG Yunxia, SU Ziyi, LI Xiaofeng. Comparative study of energy-saving optimization control strategies of ventilation and air-conditioning systems for subway stations[J]. Urban rapid rail transit, 2024, 37(3): 57-63.

[2] 苏立勇. 冰蓄冷空调系统在地铁车站应用的可行性分析[J]. 都市快轨交通, 2005, 18(6): 21-24.
SU Liyong. Feasibility analysis on the application of the ice-storage air-conditioning system in the metro station[J]. Urban rapin rail transit, 2005, 18(6): 21-24.

[3] 黄碧琴，胡自林. 地铁车站水蓄冷空调系统经济性分析[J]. 暖通空调, 2024, 54(增刊 2): 367-370.
HUANG Biqin, HU Zilin. Economic analysis of water storage air conditioning system in subway station[J]. Heating ventilating & air conditioning, 2024, 54(S2): 367-370.

[4] 贺利工. 某城市地铁车站采用冰蓄冷系统分析[J]. 城市轨道交通研究, 2015, 18(1): 101-103.
HE Ligong. Analysis of ice storage system adopted at metro stations[J]. Urban mass transit, 2015, 18(1): 101-103.

[5] ZHAI X Q, WANG X L, WANG T, et al. A review on phase change cold storage in air-conditioning system: Materials and applications[J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2013, 22: 108-120.
[6] NAZIR H, BATOOL M, BOLIVAR OSORIO F J, et al. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: a review[J]. International journal of heat and mass transfer, 2019, 129: 491-523.
[7] FARAJ K, KHALED M, FARAJ J, et al. Phase change material thermal energy storage systems for cooling applications in buildings: a review[J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2020, 119: 109579.
[8] 李沐, 李亚溪, 李传常. 相变储冷技术及其在空调系统中的应用[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(1): 180-197.
LI Mu, LI Yaxi, LI Chuanchang. Phase-change cold storage technology and its application in air conditioning systems[J]. Energy storage science and technology, 2023, 12(1): 180-197.
[9] ZHU Na, HU Pingfang, LEI Yu, et al. Numerical study on ground source heat pump integrated with phase change material cooling storage system in office building[J]. Applied thermal engineering, 2015, 87: 615-623.
[10] CHEN Xiaoming, ZHANG Quan, ZHAI Zhiqiang, et al. Performance of a cold storage air-cooled heat pump system with phase change materials for space cooling[J]. Energy and buildings, 2020, 228: 110405.
[11] CUI Jingtan, WANG Shengwei. A model-based online fault detection and diagnosis strategy for centrifugal chiller systems[J]. International journal of thermal sciences, 2005, 44(10): 986-999.
[12] JIN Guangyu, CAI Wenjian, LU Lu, et al. A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems[J]. Energy conversion and management, 2007, 48(2): 355-365.
[13] 张青. 中央空调系统节能运行控制方法研究[D]. 南京: 东南大学, 2016.
ZHANG Qing. Research on energy-saving operation control method of central air conditioning system[D]. Nanjing: Southeast University, 2016.

（编辑：王艳菊）

（上接第 54 页）

[5] 刘为俊. 城市轨道交通 5G 公专网无线覆盖方案研究[J]. 城市轨道交通研究, 2024, 27(4): 206-210.
LIU Weijun. Research on urban rail transit 5G public-private network wireless coverage scheme[J]. Urban mass transit, 2024, 27(4): 206-210.
[6] 蒋海林, 邵颖霞, 赵红礼. 5G 通信系统在城市轨道交通车地通信中的应用分析[J]. 都市快轨交通, 2021, 34(2): 42-47.
JIANG Hailin, SHAO Yingxia, ZHAO Hongli. Application of 5G communications system in urban rail train wayside communications[J]. Urban rapid rail transit, 2021, 34(2): 42-47.
[7] 王琰. 5G 通信技术在城市轨道交通中的应用研究[J]. 铁道通信信号, 2023, 59(9): 53-58.
WANG Yan. Research on application of 5G communication technology in urban rail transit[J]. Railway signalling & communication, 2023, 59(9): 53-58.
[8] 陈琦. 基于 5G 技术的城市轨道交通车地数据转储方案研究[J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(1): 23-26.
CHEN Qi. Research on vehicle-wayside data dump scheme of urban rail transit based on 5G technology[J]. Urban mass transit, 2022, 25(1): 23-26.
[9] 中国城市轨道交通协会. 城市轨道交通车地综合通信系统(LTE-M)总体规范 第 1 部分: 系统需求: T/CAMET 04005.1—2018[S]. 北京: 中国城市轨道交通协会, 2018.
China Association of Metros. Long term evolution for metro (LTE-M)—Generic specification Part 1: System requirements: T/CAMET 04005.1—2018[S]. Beijing: China Association of Metros, 2018.
[10] 毛磊, 翟浩杰, 尹尚国. 5G 在轨道交通行业的应用探讨[J]. 移动通信, 2020, 44(1): 63-70.
MAO Lei, ZHAI Haojie, YIN Shangguo. Discussion on the application of 5G in the rail transportation industry[J]. Mobile communications, 2020, 44(1): 63-70.
[11] 程玉松, 王少波, 何丽华, 等. 5G 垂直行业全网性专用业务落地方案[J/OL]. 电信科学, 2024. doi: 10.11959/j.issn.1000-0801.2024101.
CHENG Yusong, WANG Shaobo, HE Lihua, et al. Implementation plan for full network specialized services in the 5G vertical industry[J/OL]. China Industrial Economics, 2024. doi: 10.11959/j.issn.1000-0801.2024101.
[12] 3GPP TS 23.501. System architecture for the 5G system: ETSI TS 123 501[S]. 2022.

（编辑：王艳菊）