doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.S2.042

PCM蓄冷式冷藏车冷量显示模型研究

童山虎[1,2]　姚超阳[1]　王　达[1]　田响亮[1,2]　马燕平[1]　贾连文[1]　杨相政[1]

（1. 中华全国供销合作总社济南果品研究所，济南 250220；2. 中车石家庄车辆有限公司，石家庄 051430；
3. 天津商业大学机械工程学院，天津 300134）

摘要：为了提高冷链装备的精准调控性能，建立了PCM（Phase change material）蓄冷式冷藏车实验台，研究了蓄冷板数量、开门次数、环境温度、货物量及行驶速度等因素对保冷性能的影响。实验结果表明：增加蓄冷材料、减少开门次数、降低环境温度和行驶速度，以及减少货物质量均会延长保冷时间。在上述研究因素中，行驶速度与货物质量对保冷时间的影响小于5%，为非主要因素。蓄冷材料质量从120 kg增加至220 kg时，保冷时间延长715 min；环境温度升高14 ℃时，保冷时间缩短135 min；开门1至4次会缩短保冷时间6.39%至50%。为了更好地量化多因素对保冷时间的影响，基于理论推导构建了相对误差小于9%的高精度冷量算法模型，并依托该模型开发了剩余冷量和保冷时间显示模块，为制定蓄冷式冷藏车控制策略提供了理论依据。

关键词：冷藏车；蓄冷板；保冷时间；冷量显示模型

中图分类号：TB658　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-1298(2024)S2-0411-08

PCM Cold Storage Refrigerated Truck Cold Capacity Display Model

TONG Shanhu[1,2]　YAO Chaoyang[1,3]　WANG Da[1]　TIAN Xiangliang[1,2]　MA Yanping[1]　JIA Lianwen[1]　YANG Xiangzheng[1]

(1. *Ji'nan Fruit Research Institute, All China Federation of Supply and Marketing Cooperatives, Ji'nan* 250220, *China*
2. *CRRC Shijiazhuang Co., Ltd., Shijiazhuang* 051430, *China*
3. *School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin* 300134, *China*)

Abstract: To improve the precise regulation of cold chain equipments, an experimental platform for phase change material (PCM) cold storage refrigerated trucks was established to investigate the effects of factors such as the number of cold storage plates, door opening frequency, ambient temperature, cargo load, and driving speed on the cold storage time. The experimental results showed that increasing PCM, reducing the door opening frequency, lowering the ambient temperature and driving speed, and reducing the cargo load all contributed to prolonging the cold storage time. Among these factors, the effect of the driving speed and the cargo load on the cold storage time was less than 5% impact on the cooling time, making them minor factors. When the mass of PCM was increased from 120 kg to 220 kg, the cold storage time was extended by 715 min; when the ambient temperature was increased by 14 ℃, the cold storage time was reduced by 135 min; opening the door 1 to 4 times shortened the cold storage time by 6.39% to 50%. To better quantify the influence of multiple factors on the cold storage time, a high-precision cooling capacity algorithm model with a relative error of less than 9% was developed based on theoretical derivation. Furthermore, a display module for residual cooling capacity and the cold storage time was developed by using this model, providing theoretical support for the formulation of control strategies for PCM cold storage refrigerated trucks.

Key words: refrigerated truck; cold storage plate; cold storage time; cold capacity display modelling

0　引言

由于运输过程温湿度稳定、投资费用低、低碳节能等特点，蓄冷式冷藏车是低碳冷链运输的重要装备[1-3]。保冷时间是评价蓄冷式冷藏车的核心指标，保冷时间过长会造成能源浪费，过短会造成货物腐败。车厢体的隔

收稿日期：2024-08-02　修回日期：2024-09-28

基金项目：山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目(2023TSGC0563)和山东省重点研发计划项目(2022TZXD0022)

作者简介：童山虎(1986—)，男，高级工程师，主要从事蓄冷冷链装备产品开发及管理研究，E-mail: 17698273086@163.com

通信作者：王达(1991—)，男，副研究员，博士，主要从事智慧低碳冷链装备应用研究，E-mail: wangda19910@163.com

热材料、蓄冷材料、车辆行驶速度和外界环境都会影响保冷时间，因此，研究蓄冷式冷藏车冷量显示模型，精准预测保冷时间对于指导冷链物流过程中及时决策具有重要的意义。

为了延长保冷时间，对冷藏车的保温材料、相变材料布置和开口空气幕设置进行了大量研究[4]。研究结果表明，真空隔热板具有体积小、质量轻的优点，非常适合作为低冷藏车厢体的隔热材料[5-6]。李细霞等[7]设计了一种3层复合板结构的冷藏汽车车厢和厢内冷空气导流机构，结果表明这种结构在减轻车厢质量的同时增强保冷隔热效果。夏全刚等[8]设计了一种具有蓄冷功能的冷藏车厢体模型，研究表明冷藏厢体添加复合相变材料后，可以有效提高其保冷效果。罗继华等[9]研究了客车不同车速对综合传热系数的影响，发现传热系数随着车速的增加而增加，但增长速率逐渐减小。TSO等[10]研究了受保护和未受保护的门开口的影响，测量结果表明有空气幕的冷藏车与无防护卡车相比，可减少40%的热渗透负荷。有学者研究了冷藏车开门过程对厢体内温度变化的影响[11-12]，结果表明开关门和环境温度会对厢内温度产生很大影响。沈向阳等[13]设计了一种蓄冷罐式冷板冷藏车厢，通过提高蓄冷式冷藏车的蓄冷量，来延长冷藏车运输时间。刘广海等[14]研究了冷藏车渗风模型，认为多温区冷藏车渗风量是车辆本身气密性能、车速等众多因素共同作用的结果。翟纪强等[15]研究了不同蓄冷剂质量对控温时长和箱内温度场的影响。

虽然已经针对冷藏车进行了大量研究，但多集中在单因素对保冷时间的影响分析上，缺乏多因素对保冷时间的量化分析，进而导致了保冷时间未知和信息透明化程度低的缺点[16]。为了克服上述问题，本文通过分析行驶过程中蓄冷冷藏车热量传递特性，研究蓄冷板数量、开门次数、环境温度、货物量、车速等对保冷时间的影响规律，不同应用场景、应用模式下高精度的冷量算法，建立基于蓄冷板释冷的蓄冷显示模型，以期为实现冷量、厢体相关数据参数显示和工程化应用提供理论指导依据。

1 蓄冷式冷藏车实验方案与保冷时间预测模型

1.1 蓄冷式冷藏车结构

实验采用的蓄冷式冷藏车由中车石家庄车辆有限公司提供，蓄冷板通过外部独立入口放置到车厢前部，可根据运输量和运输距离需求调整蓄冷板的数量。蓄冷板和车厢前部的厢板之间保持10 mm的缝隙作为空气流道，在冷板上部安装风机且留有出风口，下端留有进风口。在蓄冷板工作时，打开风机采用强制对流的方式加速蓄冷板的释冷量来维持车厢内的温度，蓄冷式冷藏车厢的结构如图1所示。

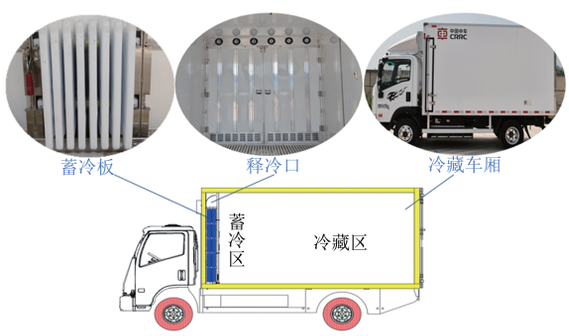


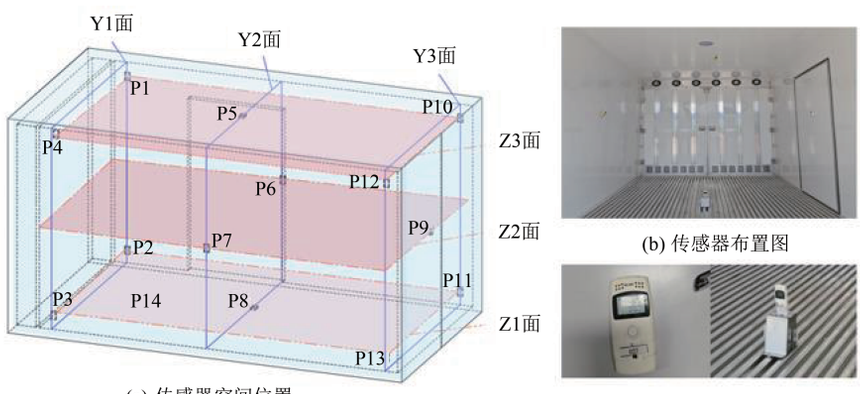
图1 蓄冷式冷藏车厢的结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of storage cold refrigerated truck

本次实验分别对冷藏与冷冻工况进行研究，因此在蓄冷板中分别充注凝固点分别为-6 ℃与-23 ℃的蓄冷材料。车厢结构参数和蓄冷材料的相变潜热如表1所示。

1.2 实验方案

如图2所示，车厢内共设置温度传感器14个，主要位于厢内8角、5面中心、进风口附近。所设置的传感器每隔5 min采集一次温度数据。将车内蓄冷板在冷冻室内进行充冷操作，当蓄冷板中的相变材料完全冻结后（过冷度为5 ℃），将其安装到车厢内的指定位置。分别测试了不同蓄冷板质量、开关门次数、环境温度、货物量、行驶速度对车厢内保冷时间的影响。当蓄冷板安装完成后，将预冷后的货物均匀放置在车厢内部，并紧闭车厢的进货门，车辆匀速运行。



(a) 传感器空间位置

(b) 传感器布置图

(c) 温度传感器

图2 温度传感器布置示意图

Fig. 2 Temperature sensor arrangement schematic

表1　蓄冷式冷藏车厢参数

Tab. 1　Carriage parameters of storage cold refrigerated truck

类型	参数
围护结构	内外玻璃钢厚度2.5 mm；聚氨酯顶部、底部厚度95 mm；其余部位厚度80 mm
厢体参数	外部尺寸4 250 mm×2 270 mm×2 300 mm；内部尺寸4 080 mm×2 100 mm×2 100 mm
厢体的材料	玻璃钢密度1.8 g/cm^3，比热容1 kJ/(kg·K)；聚氨酯密度0.04 g/cm^3，比热容1.4 kJ/(kg·K)
蓄冷材料	蓄冷剂(冷藏)相变点-6 ℃，相变潜热为285 kJ/kg；蓄冷剂(冷冻)相变点为-23 ℃，相变潜热为210 kJ/kg；比热容均为3.6 kJ/(kg·K)
单块蓄冷板质量	10 kg
风机	功率192 W；风量2 400 m^3/h

1.3　保冷时间预测模型

在建立传热模型前，需要进行一些假设[17-18]：①假设车厢不同外壁面的对流传热系数一致。②只需考虑预冷所需冷量、货物呼吸热、外部摄入的热量以及内部电机产热。③厢体超出厢内设定的温度范围时，蓄冷板内的蓄冷剂完全融化为液态。④假设冷藏车的材料的物理性质不随温度的变化而变化。保冷时间预测模型具体的计算方法如下：

车厢传热系数计算公式为[19]

$$K = 1/\left(\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{2\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_n}\right) \tag{1}$$

式中　K——冷藏车厢整车传热系数，W/(m^2·K)

a_w——冷藏车厢外表面换热系数，W/m^2

a_n——冷藏车厢内表面换热系数，W/m^2

λ_1、λ_2——冷藏车厢保温层导热系数，W/(m·K)

δ_1、δ_2——冷藏车厢不同保温层厚度，m

冷藏车厢在行驶过程中，厢体的内表面换热系数主要与车厢内的空气流速有关、外表面换热系数主要与车速有关，计算公式分别为

$$a_w=9+3.5v_p^{0.66} \tag{2}$$

$$a_n=9+3.5v_n^{0.66} \tag{3}$$

式中　v_p——冷藏车行驶速度，km/h

v_n——冷藏车厢内的空气流速，km/h

蓄冷式冷藏车的热负荷主要包括外界环境通过厢体传入的热量Q_1、通过空气与水蒸气泄漏传入的热量Q_2、冷藏车厢内货物的呼吸热Q_3、因装卸货物开关门传入车厢内的热量Q_4、冷藏车厢内部电动机的产热量Q_6、太阳辐射传入保温厢体热负荷Q_7与货物放热量Q_8[20]。外界环境通过厢体传入的热量为

$$Q_1 = K\sqrt{F_nF_w}\left(t_w - t_n\right) \tag{4}$$

式中　F_n、F_w——冷藏车厢内、外表面积，m^2

t_n、t_w——冷藏车厢内空气温度、外表面温度，K

气密性引起的渗透传热量

$$Q_2 = \frac{\beta\rho V}{3600}\left[c_p(t_k - t_n) + \gamma(\phi_w x_w - \phi_n x_n)\right] \tag{5}$$

其中　$V=(L-2\delta_1-4\delta_2)(W-2\delta_1-4\delta_2)(H-2\delta_1-4\delta_2)$

$$\beta = \frac{0.4119v_p - 2.2671}{V}$$

式中　β——冷藏车厢的漏气倍数

ρ——车厢内空气密度，kg/m^3

V——冷藏车厢内部体积，m^3

c_p——空气的定压比热容，J/(kg·K)

t_k——冷藏车厢外空气温度，K

γ——水蒸气凝结热，J/kg

ϕ_w、ϕ_n——车厢外部、内部空气相对湿度

x_w、x_n——车厢外部、内部饱和空气含湿量，g/kg

L、W、H——车厢长、宽、高，m

由于上述公式繁琐，实际计算时，本文常用如下经验公式计算Q_2[21]，系数取0.15。

$$Q_2=(0.1 \sim 0.2)Q_1$$

冷藏车厢内货物的呼吸热，本文采用的是纯净水，所以此部分的货物呼吸热为0。

$$Q_3=GE$$

式中　G——车内食品货物质量，t

E——车内货物呼吸热，W/t

因装卸货物开门传入车厢内的热量

$$Q_4=NQ_1 \tag{6}$$

式中　N——开门系数，基本不开门，取0.1~0.25；每小时开门1~2次，取0.4~0.6；每小时开门2~3次，取0.6~1；每小时开门3~4次，取1~1.5。本文取0.1

冷藏车预冷所摄入的热量

$$Q_5 = \frac{G_TC_T(t_w - t_n)}{2} = \frac{m_T(V' - V)C_T(t_w - t_n)}{2} \tag{7}$$

式中　G_T——冷藏车隔热厢体的质量，kg

C_T——冷藏车隔热厢体的比热容，J/(kg·K)

m_T——冷藏车隔热厢体的密度，kg/m^3

V'——冷藏车厢的外形体积，m^3

冷藏车厢内部电动机的产热量

$$Q_6=M\varepsilon\zeta \tag{8}$$

式中　M——电动机的额定功率，W

ε——热转化系数，全在车内取1

ζ——电动机的运行时间系数，取0.33

太阳辐射传入保温厢体热负荷的计算式为

$$Q_7=KF_y(t_w-t_n) \tag{9}$$

式中　F_y——厢体为太阳辐射面积

一般地区取$Q_7=0.1Q_1$，强日照地区取$Q_7=0.2Q_1$，本文取$0.1Q_1$。

预冷后厢体在装进的货物后，由于厢内温差货物吸收或者放出的热量

$$Q_8=cm_1(t-t_n) \tag{10}$$

式中　c——货物比热容，kJ/(kg·K)

m_1——货物质量，kg

t——车厢预冷终止温度，℃

蓄冷剂冷量计算式为[22]

$$Q_{in}=mq+mq_1 \tag{11}$$

式中 q_1——蓄冷剂固态显热，kJ/kg

q——蓄冷剂相变潜热，kJ/kg

m——蓄冷剂质量，kg

总的热量输入

$$Q_{in}=T_1(Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_6+Q_7)+Q_5+Q_8 \tag{12}$$

式中 T_1——货物蓄冷保温的时间，s

当蓄冷剂的冷量被完全消耗时，可以认为达到了最大保冷时间

$$T_1=\frac{Q_{in}-Q_5-Q_8}{Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_6+Q_7} \tag{13}$$

以上是蓄冷式冷藏车冷量显示的模型，只需把相关的试验数据代入，即可显示剩余的冷量时间。

2 结果与讨论

2.1 蓄冷模块质量

在环境温度为30 ℃时，冷藏车厢设定的冷藏温度范围分别为：12组蓄冷板冷藏车为5~7 ℃、22组为0~4 ℃，车辆行驶速度为60 km/h，货物量为860 kg。在实验开始前，将已经充冷的蓄冷板放入车厢内，当冷藏车厢的温度低于设置温度的上限时，开始将货物放入车厢内，冷藏车厢平均温降变化曲线如图3、4所示。由图可知，在前60 min，车厢内温度快速降低，这是因为蓄冷剂和厢体温度温差大，车厢内自然对流传热速率更快[23]。之后蓄冷剂慢慢降温到相变点开始融化，此时是蓄冷剂的潜热释冷，在融化过程厢体维持在一个平稳的温度范围，直到无法继续维持设定的温度，保冷时间结束。

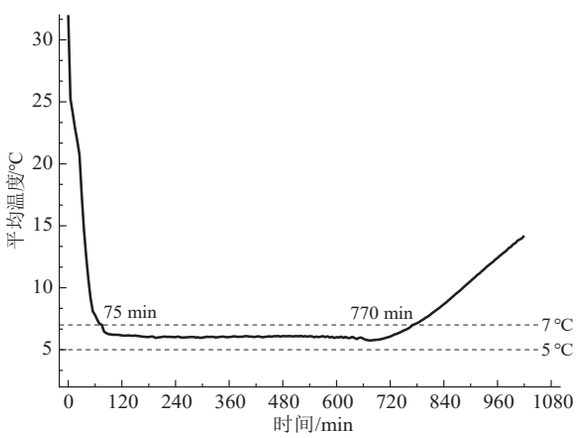


图3 12组蓄冷板冷藏车厢内平均温度变化曲线

Fig. 3 Average temperature change curve in refrigerated compartments with 12 groups of cold storage panels

从实验结果可以发现，12组5~7 ℃、22组0~4 ℃蓄冷板保冷时间分别为690 min 、1 405 min，随着蓄冷材料质量从120 kg增加至220 kg，经过75 min后厢内平均温度分别为7.01、4.42 ℃，降温速率分别为0.33、0.34 ℃/min，相对于质量120 kg速率提升3.03%。此外，蓄冷材料质量的增加使厢内空气达到更低的温度，这是因为蓄冷材料质量越大其固态显热越大，蓄冷板降温速率越慢，导致蓄冷板与厢内空气温差增大单位时间换热量增大，其次质量增加导致蓄冷量增加，有效延长了厢体保冷时长[24]。因此需要根据货物运输的距离与时间，合理地设置冷板数量，以防止冷链断链。

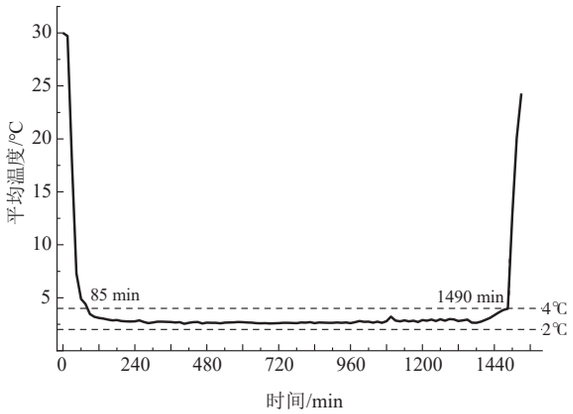


图4 22组蓄冷板冷藏车厢内平均温度变化曲线

Fig. 4 Average temperature change curves in refrigerated compartments with 22 groups of cold storage panels

2.2 开关门次数

在环境温度为38 ℃，蓄冷板为22组冷冻模式，厢内温度控制在-15~-10℃，行驶速度为60 km/h，开门时间为5 min，货物量为860 kg，开门方式为后门开半扇，分别测试开门次数0、1、2、3、4次，研究厢内温度恢复到-10 ℃以下的时间以及最后厢体的保冷时间。列举开关4次的情况，具体如图5所示，前3次开门后再次降到-10 ℃时，分别需要18、25、30 min，第4次开门后降温不能恢复到-10 ℃以下。从图6可知，随着开门次数的增加，冷藏车厢的保冷时间大幅减少，相对于不开门情况，开关门1、2、3、4次保冷时间分别缩短6.39%、15.83%、24.44%、50%，由此可见开关次数对于保冷时间有较大的影响，因此在运输过程中要尽量减少开关次数。

2.3 环境温度

在22组蓄冷板冷冻模式下，车厢温度为-18~-15 ℃，行驶过程保持速度60 km/h且不开门，装载860 kg货物，研究环境温度对保冷时间影响，具体情况如图7、8所示。从图7、8可知，环境温度为25、39 ℃时的厢体到达温度稳定时降温速率为0.42、0.46 ℃/min，环境温度升高14 ℃，厢内平均温度提高1.2 ℃，但保冷时间会缩短135 min。这是因为车厢内外温差的增大使车厢传热速率增大，单位时间内需要大的冷量来维持温度[25-26]，在蓄冷板释冷速率一定时，平均温度、保冷时间分别会随着环境温度的升高分别提高、减小。

2.4 货物量

在22组蓄冷板冷藏模式下，环境温度为30 ℃，行驶过程保持60 km/h且行驶过程不开门，车厢温度设定

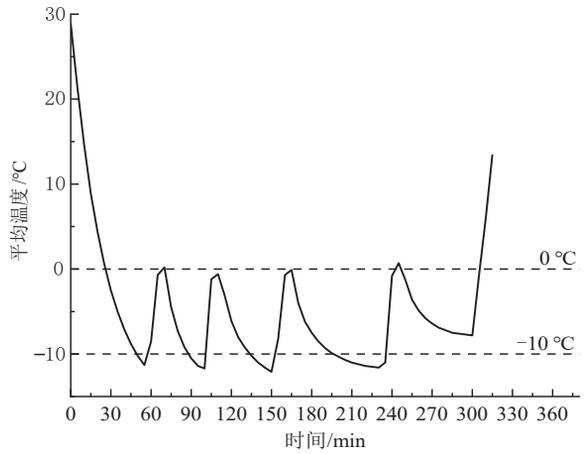


图5　4次开关门车厢内平均温度变化曲线

Fig. 5　Average temperature change curve in compartment with four door openings and closures

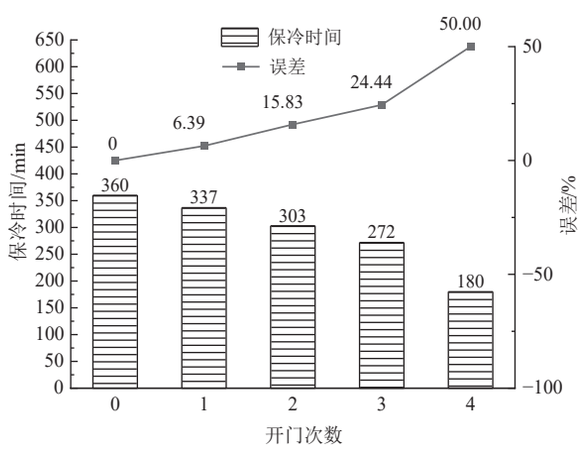


图6　不同开关门次数车厢内保冷时间和误差

Fig. 6　Cooling time and relative error in compartments with different numbers of door openings and closures

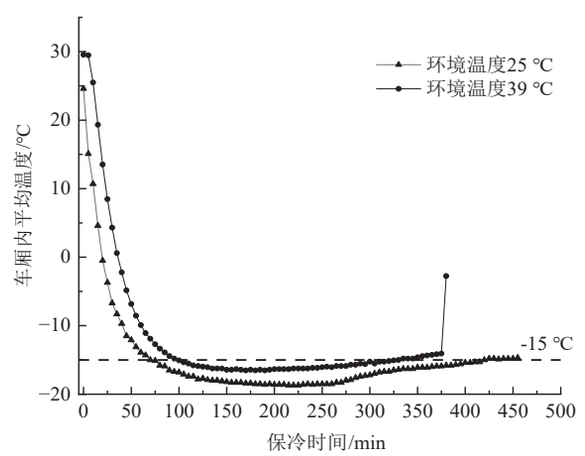


图7　不同环境温度车厢内平均温度变化

Fig. 7　Variations of average temperature in compartments with different ambient temperatures

为0~4 ℃，研究不同货物量对车厢保冷时间的影响。从图9可知，随着货物量的增加，相对于400 kg的货物，600、800 kg的货物厢体的平均温度分别增加4.2%、12.5%，保冷时间分别缩短1.6%、3.8%，这是因为货物

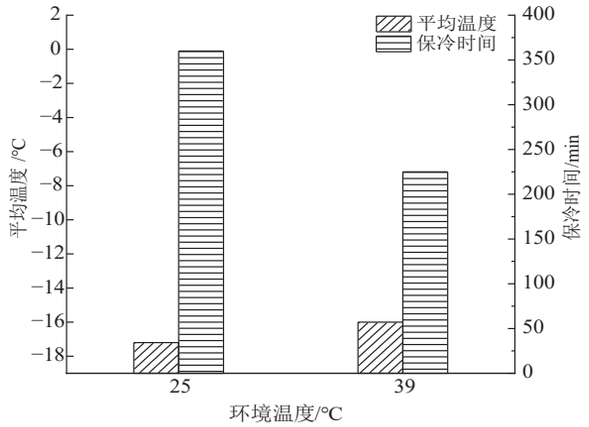


图8　不同环境温度车厢内保冷时间和平均温度

Fig. 8　Cooling time and average temperature in compartments with different ambient temperatures

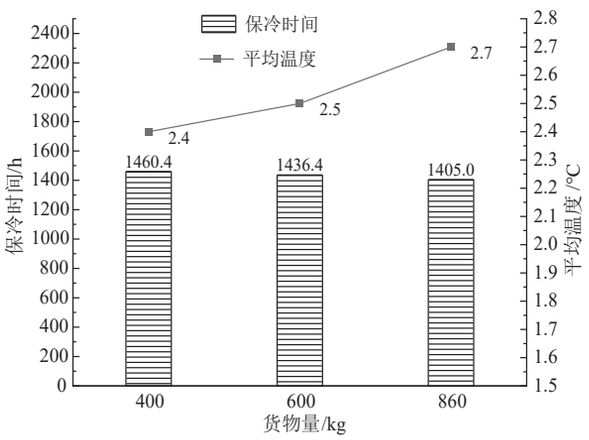


图9　不同货物量车厢内保冷时间和平均温度

Fig. 9　Cooling time and average temperature in compartments with different cargo volumes

量的增加，增加了厢体的热负荷并改变了厢体内的气流分布，进而会提高厢体的平均温度，使保冷时间缩短。

2.5　行驶速度

在22组蓄冷板冷藏模式下，环境温度为30 ℃时，车厢温度设定为0~4 ℃，货物装载量860 kg，研究行驶速度对保冷时间的影响，具体情况如图10所示。从图10可知，行驶速度40、50、60 km/h的保冷时间分别为1 420、1 412.2、1 405 min，传热系数为0.390 8、0.391 2、0.391 4 W/(m²·K)，车辆行驶速度会影响车厢外表面的对流换热系数，速度越大，总传热系数越大，随着行驶速度的增加，车厢的保冷时间也相对减小。但是从整体来看，相比于行驶速度40 km/h，50、60 km/h的保冷时间分别缩短0.56%、1.06%，影响较小，因此可以适当提高车速来扩大配送半径。

2.6　保冷时间预测模型验证

为了验证所建立的保冷时间预测模型的准确性，表2统计了保冷时间的预测值与实验值的对比。从表2中可以发现，15个工况下，蓄冷式冷藏车的保

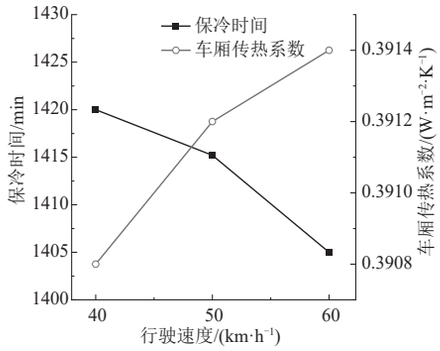


图10 不同行驶速度车厢内保冷时间和传热系数变化

Fig. 10 Variation of cooling time and heat transfer coefficient in compartments with different travelling speeds

冷时间预测值和实验值的平均误差为7.04%，最大误差为9%，可以认为所建立的保冷时间预测模型较准确。

3 冷量显示模块设计

为将本文设计的冷量显示模型运用到实际冷链运输中，给控制策略制定提供理论依据，根据冷量显示的多因素模型，开发了相关的程序软件，具体情况如图11所示。

3.1 智能监控系统方案

智能监控系统主要由温度、风速采集模块、RFID模块、GPRS模块、无线通信网络、远程监控中心组成，框架图如图11所示。系统以先进的物联网技术为基础，利用传感器和无线通信技术达到实时监控的目的，温度、风速传感器采集的数据以及RFID采集的货物装卸信息通过M-Bus总线可以在驾驶室内的显示屏上显示，同时将数据通过GPRS网络和互联网传到远端数据中心，经过相关的后台软件系统处理后，再通过GPRS网络将数据返回到车内显示屏幕上，用户和后台可以实时查看外界环境温度、厢内环境温度、运行速度、开关门次数及时间、剩余冷量和保冷时间，整个系统构成一个实时、智能的物联网，车厢实时显示图如图12所示。

表2 保冷时间的预测试与实验值的对比

Tab. 2 Comparison of predicted and experimental values of retention time at 60 km/h

因素	模式	室温/℃	车速/(km·h⁻¹)	货物量/kg	开关门次数	实测时间/min	预测时间/min	相对误差/%
蓄冷板数量	12组冷藏	30	60	860	0	690	729	5.6
	22组冷藏					1 405	1 288	8.3
开关门次数	22组冷冻	38	60	860	0	360	390	8.3
					1	337	321	4.7
					2	303	286	5.6
					3	272	260	4.4
					4	180	194	7.8
环境温度	22组冷冻	25	60	860	0	360	380	5.6
		39				225	236	4.9
货物量	22组冷藏	30	60	860	0	1 405	1 288	8.3
				600		1 436.4	1 320	8.1
				400		1 460.4	1 344	8.0
行驶速度	22组冷藏	30	40	860	0	1 420	1 290	9.0
			50			1 412.2	1 289	8.7
			60			1 405	1 288	8.3

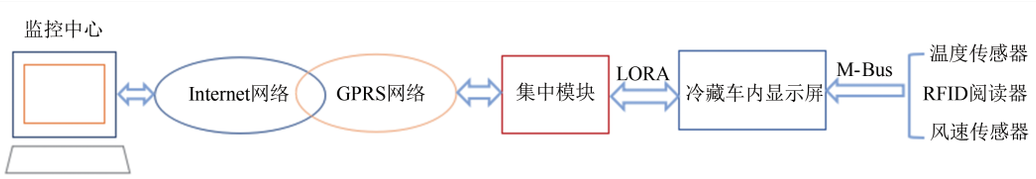


图11 冷藏车监控系统

Fig. 11 Refrigerated truck monitoring system

3.2 实现措施

硬件措施主要有：

(1)采集模块

采集模块的作用是将获取的温度、风速传感器、RFID阅读器数据发送给集中器。采集模块通过M-Bus总线采集的信息，利用LORA模块将经过核心处理芯片编码之后的数据传递给集中模块。

(2)集中模块

集中模块是将多个采集模块所采集到的数据通过GPRS传至远端数据库中，再由软件平台进行处理。集中模块上的LORA模块用于接收多个采集模块发送的数据，GPRS模块将数据通过互联网传到远程监控系统。

(3)RFID模块

RFID俗称电子标签，由一个阅读器和很多标签组成的无线系统，用于货物的信息交换、检测和跟踪。将标签号、货物相关信息录入电子标签并贴在货物上，在厢门旁装RFID阅读器，在装入或卸载货物时，货物都会被RFID阅读器识别，从标签上读取的信息通过M-Bus



图 12　22组蓄冷板冷藏车冷量显示模块

Fig. 12　22 groups storage refrigerated truck cold capacity display module

总线发送LORA模块并传到远程监控中心，远程监控系统通过传来的数据可以确定厢内货物剩余质量。

（4）监控平台中心

监控平台中使用的数据库，主要是用来存储采集来的数据，其中包括风速、温度、行驶速度、货物质量等，并将这些信息代入模型，利用智能软件计算，然后将数据进行保存并通过GPRS传输到驾驶屏幕上。后台也可以对外界环境温度、厢内环境温度、运行速度、开关门次数及时间、剩余冷量和保冷时间进行实时监测，并且可在后台长时间保存相关数据。

上述系统开发可实时指导冷链流通策略的制定，比如及时进行补冷操作或改变销售策略，保障食品运输品质。

4　结论

（1）增加蓄冷材料质量、减少开门次数、降低环境温度和行驶速度以及减少货物质量均会提高保冷时间。根据上述几种因素对保冷时间的影响效果不同，可以分为主要因素和非主要因素。

（2）蓄冷材料、环境温度和开关门次数为主要因素。当蓄冷材料从120 kg增加至220 kg，保冷时间延长715 min；随着环境温度从39 ℃降低到25 ℃，保冷时间缩短135 min；当开关门次数达到4次时，保冷时间会缩短50%，运输过程中应尽量避免开门或减少开门次数。

（3）行驶速度与货物质量为非主要因素。行驶速度从40 km/h增加到60 km/h，保冷时间仅会缩短1.06%，可通过适当的提高车速来扩大配送半径；当货物质量从400 kg增加到800 kg时，保冷时间仅缩短3.8%。

（4）基于传热学基本原理建立了PCM蓄冷式冷藏车的保冷时间预测模型。实验验证表明，建立的模型相对偏差小于9%。以经过验证的模型为基础，开发了剩余冷量和保冷时间显示模块，为PCM蓄冷式冷藏车的精准调控提供了依据。

参　考　文　献

[1] UMATE T B, SAWARKAR P D. A review on thermal energy storage using phase change materials for refrigerated trucks: active and passive approaches[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 75: 109704.

[2] 何明珂. 解读《“十四五”冷链物流发展规划》：补齐冷链物流短板，助力高质量发展[J]. 中国食品工业, 2021(24): 8－11.
HE Mingke. Interpretation of the ‘14th Five-Year Plan’ for Cold Chain Logistics Development: Making up for the short board of cold chain logistics and facilitating high-quality development[J]. China Food Industry, 2021(24): 8－11. (in Chinese)

[3] CHANDRAN R, HASANUZZAMAN M, ARICI M, et al. Energy, economic and environmental impact analysis of phase change materials for cold chain transportation in Malaysia[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105481

[4] VERIMA S, SINGH H. Vacuum insulation in cold chain equipment:a review[J]. Energy Procedia, 2019, 161: 232 - 241
[5] 吕恩利, 沈昊, 刘妍华, 等. 蓄冷保温箱真空隔热蓄冷控温传热模型与验证[J]. 农业工程学报, 2020, 36(4): 300 - 306.
[6] LORENZATI A , FANTUCCI S , CAPOZZOLI A , et al. Experimental and numerical investigation of thermal bridging effects of jointed Vacuum Insulation Panels[J]. Energy & Buildings, 2016, 111: 164 - 175.
[7] 李细霞, 吕东霖, 李长玉. 冷藏车车厢结构优化设计及关键参数分析[J]. 中国工程机械学报, 2018, 16(4): 316 - 320.
LI Xixia, LÜ Donglin, LI Changyu. Structure optimization and key parameters analysis of a refrigerated truck carriage [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2018, 16(4): 316 - 320. (in Chinese)
[8] 夏全刚, 刘宝林, 宋晓燕. 一种新型冷藏车厢体模型的设计与实验验证[J]. 制冷学报, 2014, 35(4): 108 - 112.
XIA Quan'gang, LIU Baolin, SONG Xiaoyan. Design and experimental validation of a new refrigerated vehicle body model[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(4): 108 - 112. (in Chinese)
[9] 罗继华, 杨美传, 庞会文. 基于ANSYS的客车车体传热系数的研究[J]. 铁道车辆, 2010, 48(9): 4 - 7.
LUO Jihua, YANG Meichuan, PANG Huiwen. Research on the heat transfer coefficient of passenger car-bodies based on ANSYS [J]. Rolling Stock, 2010, 48 (9): 4 - 7. (in Chinese)
[10] TSO C P, YU S C M, POH H J, et al. Experimental study on the heat and mass transfer characteristics in a refrigerated truck [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 340 - 350.
[11] TAHER M A B, KOUSKSOU T, ZERAOULI Y, et al. Thermal performance investigation of door opening and closing processes in a refrigerated truck equipped with different phase change materials[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 42: 103097.
[12] 张婧瑜, 郭域. 冷藏车开门过程厢体内温度的数值模拟和实验研究[J]. 制冷与空调(四川), 2022, 36(6): 859 - 862.
ZHANG Jingyu, GUO Yu. Numerical simulation and experimental study of temperature of refrigerated truck in opening process [J]. Refrigeration and Air Conditioning (Si Chuan), 2022, 36(6): 859 - 862. (in Chinese)
[13] 沈向阳, 韦保光, 肖杰文, 等. 蓄冷罐式冷板冷藏车厢设计及温度场分析[J]. 低温与超导, 2020, 48(6): 87 - 92.
SHEN Xiangyang, WEI Baoguang, XIAO Jiewen, et al. Design of cold storage tank type cold plate refrigerated vehicle and its temperature field analysis [J]. Cryogenics and Superconductivity,2020, 48(6):87 - 92. (in Chinese)
[14] 刘广海, 谢如鹤, 邹毅峰, 等. 多温区冷藏车气密性能影响参数理论分析与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(1): 289 - 296.
LIU Guanghai, XIE Ruhe, ZOU Yifeng, et al. Theoretical analysis and experiment of air tightness of multi-temperature refrigerated truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(1): 289 - 296. (in Chinese)
[15] 翟纪强, 宋海燕, 肖婕. EPP多温区保温箱温控效果的特性研究[J]. 包装工程, 2019, 40(1): 93 - 99.
ZHAI Jiqiang, SONG Haiyan, XIAO Jie. Characterisation of temperature control effect of EPP multi-temperature zone holding box[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(1): 93 - 99. (in Chinese)
[16] 黄莉. 相变蓄冷剂对冷链包装温控效果的影响[J]. 包装工程, 2019, 40(5): 72 - 79.
HUANG Li. Influence of phase change material on temperature control performance of cold-chain packaging[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(5): 72 - 79. (in Chinese)
[17] 陶文博. 冷板冷藏车的传热模拟及冷板布置方式优化[D]. 广州: 广州大学, 2016.
TAO Wenbo. Heat transfer simulation and optimisation of cold plate arrangement mode of cold plate refrigerated truck[D]. Guangzhou; Guangzhou University, 2016. (in Chinese)
[18] SONG H, CAI M, CEN J, et al. Research on energy saving optimization method of electric refrigerated truck based on genetic algorithm [J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 137: 62 - 69.
[19] 李锦, 谢如鹤. 冷藏车隔热厢体多目标设计优化[J]. 农业机械学报, 2015, 46(1): 224 - 230.
LI Jin, XIE Ruhe. Multi-objective optimization design of insulated compartment for refrigerated trucks [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(1):224 - 230. (in Chinese)
[20] 刘家庆. 蓄冷式冷藏车用蓄冷材料的研制及其热性能的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨商业大学, 2014.
LIU Jiaqing. Study on the development and thermal properties of storage material for cold storage vehicle[D]. Harbin:Harbin University of Commerce, 2014 . (in Chinese)
[21] 谢晶, 徐倩, 方恒和. 多温区冷藏车热负荷计算的研究[J]. 食品与机械, 2007, 23(4): 98 - 101.
XIE Jing, XU Qian, FANG Henghe. The calculation of heat load in a multi-temperature refrigeration truck[J]. Food &Machinery, 2007, 23(4): 98 - 101. (in Chinese)
[22] REDDY K , MUDGAL V , MALLICK T K. Review of latent heat thermal energy storage for improved material stability and effective load management[J]. Journal of Energy Storage, 2018, 15: 205-227.
[23] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社 2006.
[24] 王严冬, 陈永东, 邓静. 蓄冷型冷藏车动态热力特性研究[J]. 制冷技术, 2023, 43(5): 24-30.
[25] 李斌, 沈昊, 郭嘉明, 等. 无源蓄冷控温运输箱设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(9): 358 - 365.
LI Bin, SHEN Hao, GUO Jiaming, et al. Design and test of passive cold storage and temperature control transport box[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 358 - 365. (in Chinese)
[26] 朱一帆. 满载冷板冷藏车的数值模拟与实验研究[D]. 上海:上海海洋大学, 2021.
ZHU Yifan. Numerical simulation and experimental study of a fully loaded cold plate refrigerated truck [D]. Shanghai: Shanghai Ocean University, 2021. (in Chinese)