

分体式冷板冷藏车设计及温度场分析

李细霞, 肖颖, 汤云峰, 李长玉
(华南理工大学广州学院, 广州 510800)

摘要: **目的** 研究冷板冷藏汽车各关键参数的确定方法, 以及冷板布置情况对保冷效果的影响。**方法** 设计一种分体式冷板冷藏汽车, 并确定车厢结构、充冷方式、冷板尺寸及制冷机组功率。利用有限体积法分析比较预冷阶段不同冷板布置形式对车厢内温度场的影响。**结果** 经过预冷 30 min 后, 采用顶置加侧置冷板的方式时车厢中心位置温度为 2.9 °C, 采用顶置冷板方式时车厢中心温度为 10.1 °C。**结论** 采用分体式充冷方式提高了整车质量的利用系数, 且各参数确定方法及温度场分析方法可为冷板冷藏汽车的设计提供一定依据。

关键词: 冷板冷藏车; 温度场; 分体式; 制冷机组

中图分类号: TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)23-0056-06

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.23.010

Design of a Split Type Cold Plate Refrigerated Truck and Its Temperature Field Analysis

LI Xi-xia, XIAO Ying, TANG Yun-feng, LI Chang-yu
(Guangzhou College of South China University of Technology, Guangzhou 510800, China)

ABSTRACT: The work aims to study the method of determining the key parameters of cold plate refrigerated truck and the influence of cold plate layout on the cooling effect. A split cold plate refrigerated truck was designed. The structure of the carriage, the cooling mode, the size of the cold plate and the power of the refrigerating unit were determined. The finite volume method was used to analyze and compare the influence of different cold plate layouts at the pre-cooling state on the temperature field inside the carriage. After 30 min pre-cooling, the center position temperature of the carriage was 2.9 °C if the cold plate was placed at the top and side. The center temperature of the carriage was 10.1 °C if the cold plate was placed on the top. The quality utilization coefficient of the truck is improved by the split type cooling mode. The method of determining the parameters and the analysis method of temperature field can provide some basis for the design of cold plate refrigerated truck.

KEY WORDS: cold plate refrigerated truck; temperature field; split type; refrigeration unit

我国幅员辽阔, 生鲜食品在长距离运输时很有必要采取保鲜措施, 冷藏汽车具有机动灵活等特点, 是目前采用较多的一种保鲜方式^[1-7]。近年来研究人员针对冷藏汽车的结构设计、参数选择及温度场分析等做了大量的工作, 其中涉及冷板冷藏汽车研究的可总结为如下所述。

2010 年, 任俊生等分析了冷板冷藏汽车的特点并对冷板冷藏车制冷量的计算方法进行了研究^[8]。2011 年, 周丽等建立了某顶置冷板冷藏车运输过程

中传热的数学模型, 利用数值方法分析了汽车货物堆码方式对保冷效果的影响^[9]。2014 年, 张哲等利用数值模拟和实验相结合的方法研究了冷板冷藏车温度场的分布情况^[10]。2016 年, 谢如鹤等针对冷板冷藏车, 利用计算流体力学结合实验验证的方式分析了不同的冷板布置形式对空载时车厢内温度场分布情况的影响^[11]。2017 年, 谢如鹤等以冻肉为装载货物, 研究了某冷板冷藏车满载时瞬时温度的变化情况^[12]。2018 年, 徐笑锋等利用数值模拟的方法研究了环境

收稿日期: 2018-07-29

基金项目: 广东省青年创新类人才项目(2016KQNCX226); 华南理工大学广州学院质量工程项目(51JY170801)

作者简介: 李细霞(1982—)女, 硕士, 华南理工大学广州学院讲师, 主要研究方向为冷链物流中的关键技术。

通信作者: 李长玉(1981—)男, 博士, 华南理工大学广州学院副教授, 主要研究方向为传热传质。

温度对蓄冷板式冷藏汽车温度场分布的影响^[6]；黄荣鹏等利用数值模拟分析方法研究了蓄冷板位置对冷藏车保冷效果的影响^[13]。

冷板冷藏汽车制造成本低，充冷后就不再需要制冷设备，故障率极低、可靠性高，是一种比较有应用前景的冷藏运输工具。通过对以上文献分析可发现，研究冷板冷藏汽车温度场分布时采用的方法主要有数值方法和实验方法。现有文献一般都是针对既有的冷板冷藏汽车进行分析和实验，而关于冷藏汽车车厢设计以及设计的结构参数对冷藏车保冷效果影响的文献较少。文中通过设计一种分体式冷藏汽车、建立车厢结构模型、设计充冷方式及确定冷板尺寸、制冷机组功率等参数来分析冷板数量及布置形式对温度场及保冷效果的影响。此外，建立预冷阶段冷藏车传热模型，分析顶置冷板、侧置冷板、顶置加侧置冷板等 3 种情况对车厢内温度分布情况的影响。

1 结构设计及各参数选择

1.1 车厢的结构设计及工艺要求

1) 设计要求。设计的冷藏汽车根据运输货物不同，额定装载质量为 1~3 t，要求车厢具有足够的强度和刚度，车厢内外表面具有较好的耐磨性能，车厢具有较好的保温隔热性能。考虑车厢内壁可能与运输的食品类货物直接接触，其材料需选用安全环保材料。

2) 结构及工艺。根据设计要求，设计的车厢内尺寸为 4000 mm×2000 mm×1800 mm。车厢壁采用 3 层复合结构，其中外层材料采用彩钢板；中间层采用保温隔热性能较好，且密度较小的聚氨酯泡沫塑料；内层采用抗腐蚀性能较强，且抗变形能力较强的玻璃钢(纤维增强复合材料)，具体的各层结构参数见表 1。

加工过程中内外板和隔热材料由树脂胶粘接热压形成。要求整个车厢板无冷桥，且具有较好的防水性和隔热性。车厢侧壁具有固定的冷板装置，冷板可顶置或侧置。车厢门设置在尾部，采用 2 扇可对开式结构，具体车厢结构模型见图 1^[14-15]。

表 1 车厢各层参数

Tab.1 Parameters of each layer of the truck

名称	材料	厚度/mm	导热系数/(W·m ⁻¹ ·°C ⁻¹)
外壁	彩钢板	2	0.530
隔热层	聚氨酯	80	0.024
内壁	玻璃钢	2	0.470

1.2 蓄冷板冷量计算和各参数确定

冷藏汽车蓄冷板的尺寸参数由所需要的蓄冷板冷量确定，与所需的蓄冷板冷量和冷藏车的热负荷有关。冷藏车的热负荷由外部通过热传导传入车厢内的热负荷、因箱体漏气所产生的热负荷、太阳辐射引起

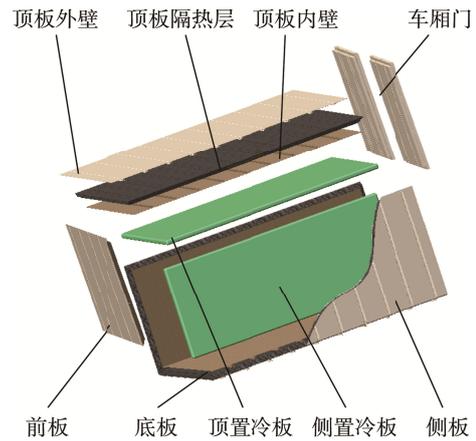


图 1 设计的车厢结构模型

Fig.1 Designed model of carriage structure

的车厢内部热负荷以及车内货物产热(例如水果蔬菜的呼吸产热)产生。可按如下流程进行计算^[8]。

1) 通过热传导传入车厢内部的热负荷 Q_1 可按式(1)计算。

$$Q_1 = K\sqrt{S_{\text{ext}} \cdot S_{\text{int}}} (t_{\text{ext}} - t_{\text{int}}) \quad (1)$$

式中： S_{ext} 为车厢外表面面积，为 43.0 m²； S_{int} 为车厢内表面面积，为 37.6 m²， t_{ext} 为车厢外部的最高温度； t_{int} 为车厢内部的最低温度，计算时取温差为 50 °C； K 为车厢当量热传导系数，可按式(2)计算。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{\delta_3}{k_3} + \frac{1}{h_2}} \quad (2)$$

式中： h_1 为车厢外板表面相对于空气的对流换热系数，计算时取 $h_1=9.3 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{°C})$ ； h_2 为车厢内板表面相对于空气的对流换热系数，计算时取 $h_2=23.3 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{°C})$ ； δ_1 ， δ_2 ， δ_3 分别为车厢外板、隔热层、车厢内板的厚度； k_1 ， k_2 ， k_3 分别为车厢外板、隔热层、车厢内板热传导系数，具体取值见表 1。代入数据计算可得 $K=0.250 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{°C})$ ，通过计算可知 Q_1 为 584.3 W。

2) 因车厢漏气引起的车内热负荷可按式(3)计算。

$$Q_2 = \alpha Q_1 \quad (3)$$

式中： α 为车厢漏气时的附加热负荷系数，计算时取 0.25，可得 Q_2 为 146.1 W。

3) 因太阳辐射引起的车内热负荷 Q_3 可按式(4)计算。

$$Q_3 = KS_{\text{son}} (t_{\text{son}} - t_{\text{ext}}) \cdot \frac{\theta}{24} \quad (4)$$

式中： S_{son} 为车厢受太阳辐射的面积，一般取车厢外表面面积的 30%~50%； t_{son} 为车厢受太阳辐射的平均温度，取 59 °C； θ 为车厢受太阳辐射的时间，取 12 h。通过计算 Q_3 为 147.4 W。

4) 货物的热呼吸产生的热负荷 Q_4 。不同的运输货物因热呼吸产生的热负荷相差较大，文中以荔枝为

例。据报道^[16]在 2~4 °C 时荔枝的呼吸热为 108 J/(kg·h)。取载货质量为 2 t 时, 计算得出 $Q_4=60$ W。

5) 车厢总热负荷 Q_{sum} 可按式 (5) 计算。

$$Q_{\text{sum}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (5)$$

通过计算可知 Q_{sum} 为 937.8 W。

6) 蓄冷板所需冷量 Q_{pla} 可按式 (6) 计算。

$$Q_{\text{pla}} = Q_{\text{sum}} \cdot \theta_{\text{ne}} \quad (6)$$

式中: θ_{ne} 为所需保冷的时间, 取 18 h。

7) 所需的冷液总量 G_{cl} 可按式 (7) 计算。

$$G_{\text{cl}} = Q_{\text{pla}} / q \quad (7)$$

式中: q 为冷液的液化潜热, 计算时取 q 为 3.35×10^5 J/kg, 通过计算得出所需冷液总量为 181.5 kg。

8) 冷板尺寸的确定。在计算出所需冷液质量之后, 可根据冷液密度计算冷板体积, 进一步确定冷板尺寸 (文中假设采用冷板顶置式)。冷板长度、宽度、厚度分别为 3.50, 1.50, 0.04 m 即可满足要求。

1.3 充冷方式设计及参数选择

蓄冷板式冷藏汽车常见的充冷方式有 2 种: 将冷板拆卸后置于充冷站充冷后再重新装入车厢内; 冷藏车中布置冷板和制冷机组, 需充冷时通电即可。第 1 种充冷方式需拆装冷板, 且在拆卸过程中冷板易磨损和损坏。第 2 种充冷方式较为方便, 但是制冷机组集成于车厢上, 导致整车质量利用系数较低, 且每台冷藏车均需配备制冷机组, 造成较大的浪费。文中采用分体式, 车厢内上壁或侧壁固定冷板, 冷板内置蒸发器, 起到给蓄冷剂充冷的作用。制冷机组和冷板分开布置, 制冷机组置于充冷站内。制冷机组的功率可按式 (8) 计算。

$$P_{\text{ne}} = \frac{Q_{\text{pla}} \eta}{\theta_{\alpha}} \quad (8)$$

式中: η 为工作效率系数, 取 1.3; θ_{α} 为预定的充冷时间, 假设预定充冷时间为 4 h, 则制冷机组所需功率为 3424.1 W。

2 空载预冷阶段温度场分析

2.1 模型建立

冷板冷藏车在装入货物之前一般需要对车厢内空气进行预冷, 预冷结束后车厢内温度基本达到平衡状态, 此时的温度场分布情况对运输过程中的保冷效果有较大影响。为研究车厢预冷阶段温度场化情况, 对车厢预冷阶段进行了物理建模。建模时需做如下简化^[11,17-18]。

- 1) 因预冷阶段一般在无阳光照射的地方进行, 所以建模时不考虑太阳辐射产热。
- 2) 假设车厢内的空气为牛顿流体。
- 3) 不考虑因温度变化而引起的厢板材料热物理

参数的变化。

计算分析时采用 $k-\varepsilon$ 模型, 控制方程可用式 (9) 表示。

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{v}\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (9)$$

式中: $\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}$ 为瞬态项; $\text{div}(\rho\mathbf{v}\phi)$ 为对流项;

$\text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi)$ 为扩散项; S_{ϕ} 为广义源项; ρ 为车厢内空气密度; ϕ 为通用变量, 在此表示车厢内空气温度; \mathbf{v} 为速度矢量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数^[10-11]。

2.2 各参数及边界条件设置

车厢内气体处于低速流动状态, 所以过程中车厢内压强和空气密度均假设变化不大 (采用 Boussinesq 假设)。空气密度取值为 1.205 kg/m³, 计算时瑞利数 $Ra=1.092 \times 10^{12}$, 将太阳辐射产热作为源项处理, 由式 (4) 知太阳辐射产生的热负荷为 147.4 W。式 (9) 中其余参数按照标准 $k-\varepsilon$ 模型默认值取值^[10-11]。

计算时冷板内蓄冷剂为水, 所以设置车厢冷板一侧的边界温度为 0 °C; 车厢上壁外侧和空气对流换热, 对流换热系数设为 7 W/(m²·°C); 车厢下壁外侧温度设为保持 25 °C 不变化; 车厢外侧空气温度设为 25 °C; 初始阶段车厢内温度以及车厢厢体各层的温度为 25 °C。车厢各层材质、空气等热物理参数按照常温 (25 °C) 情况下取值。根据式 (3) 得知车厢漏气产生的热负荷为 146.1 W。车厢壁各层物理参数取值见表 1。计算式采用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 计算步长为 1 s, 总步数为 1800 步。

2.3 计算结果及分析

为了分析比较不同冷板布置形式对预冷阶段温度场变化情况的影响, 文中计算了冷板顶置、冷板侧置、冷板顶置加侧置等 3 种情况下的温度场分布情况。

冷板两侧放置时, 经过 30 min 预冷之后车厢垂直汽车行驶方向中截面的温度分布情况见图 2 (原点表示车厢中心面右后角, 横坐标 x 表示车厢宽度方向离原点的距离, 纵坐标 y 表示车厢长度方向离原点的距离)。从图 2 可以看出, 经过 30 min 后靠近冷板一侧的温度可达到 1.1 °C, 温度沿车厢中心方向逐步升高, 在车厢中心位置, 车厢温度达到 7.1 °C。左右两侧温度分布基本对称。此外, 车上壁因直接和空气接触, 发生对流换热, 因此车厢顶部温度较车厢底部温度稍高。

经过 30 min 预冷之后, 冷板顶置时车厢垂直汽车行驶方向中截面的温度分布情况见图 3。计算时因车厢上壁布置冷板, 故设置车厢上壁的边界温度为 0 °C; 车厢两侧壁外侧和空气对流换热, 对流换热系数设为 7 W/(m²·°C); 其余参数设置同图 2 一致。从图 3 可以看出车厢上部因为和顶置的冷板距离较近,

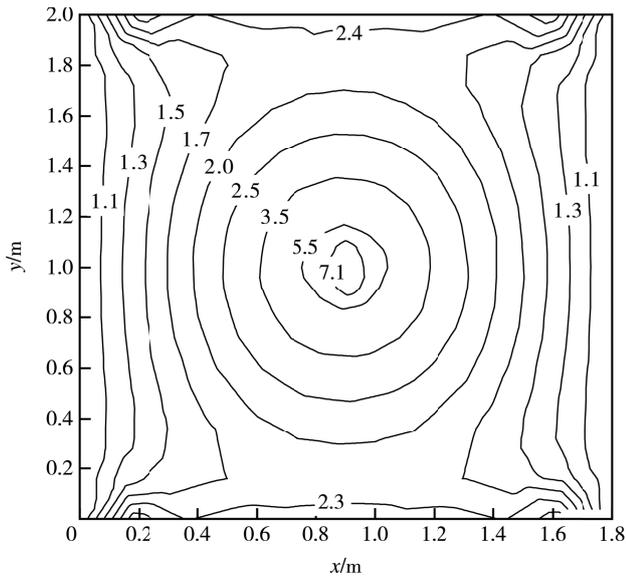


图 2 冷板侧置情况下 $\theta=30 \text{ min}$ 时刻温度场分布情况
Fig.2 Distribution of temperature field at $\theta=30 \text{ min}$
(cold plates are placed on the side)

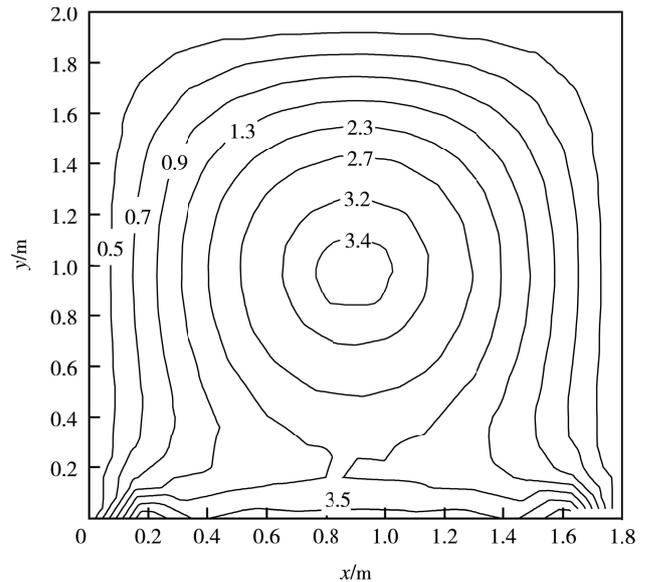


图 4 冷板侧置加顶置情况下 $\theta=30 \text{ min}$ 时刻温度场分布情况
Fig.4 Distribution of temperature field at $\theta=30 \text{ min}$
(cold plate is placed on the side and the top)

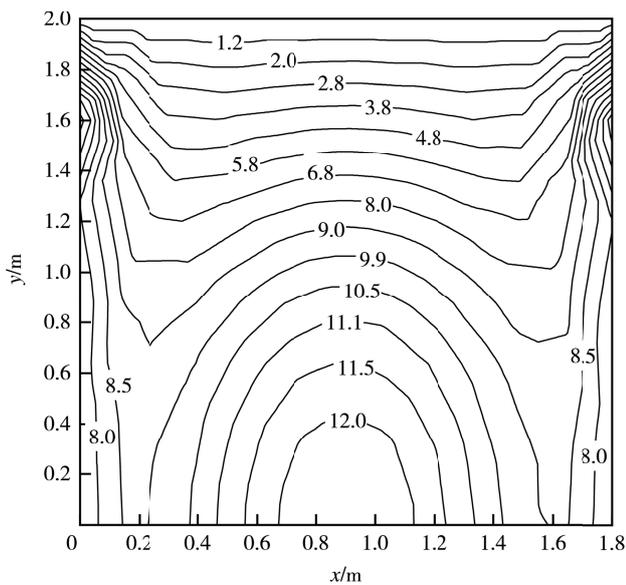


图 3 冷板顶置情况下 $\theta=30 \text{ min}$ 时刻温度场分布情况
Fig.3 Distribution of temperature field at $\theta=30 \text{ min}$
(cold plate is placed on the top)

温度最低可达到 $1.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ，温度沿厢底部和车厢中部方向逐渐升高，中下部温度可达到 $12 \text{ }^\circ\text{C}$ 。车厢两侧上部温度较低在 $2\sim 6 \text{ }^\circ\text{C}$ 之间，两侧靠近车厢底处温度较高，在 $8 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上。顶置冷板的方式制冷效果比侧置冷板差，空载预冷后车厢内最高温度相差 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右。

经过 30 min 预冷之后，冷板顶置加侧置时车厢垂直汽车行驶方向中截面的温度分布情况见图 4。计算时设置车厢上壁和两侧壁的边界温度为 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ，其余参数取值同图 2 一致。从图 4 可以看出此时温度最低可达到 $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ，温度分布较为均匀。温度较高的位置为车厢中部靠下位置，温度为 $3.4 \text{ }^\circ\text{C}$ ，此外，车厢底部位置温度也较高，达到 $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

冷板侧置、冷板顶置和冷板顶置加侧置等 3 种情况在预冷阶段时，冷藏车车厢中心位置温度随时间变化的情况见图 5。其中 A 线表示冷板顶置情况，B 线表示冷板侧置情况，C 线表示冷板顶置加侧置情况。从图 5 可以看出，经过 30 min 预冷之后车厢内的温度趋于稳定，冷板顶置加侧置方式的中心位置温度最低，保冷效果最好。

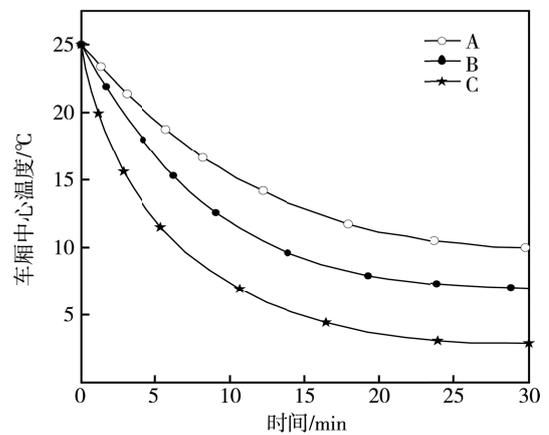


图 5 不同冷板布置形式下车厢中心位置温度变化情况
Fig.5 Temperature variation at center position of truck under different cold plate layouts

从 2.1 节的分析可知，冷板数量越多，车厢内的温度场分布越均匀，同时远离冷板位置温度逐渐升高，符合物理现象且与报道^[11]的计算与实验结果趋势一致。采用的方法可定量分析冷板数量与布置形式对车厢内温度场以及保冷效果的影响，在冷藏汽车设计时，可为冷板数量以及布置形式的选择提供一定参考。

3 结语

文中设计了一种可充冷式冷板冷藏汽车，并对其

空载预冷阶段的温度场做了分析。

1) 设计了车厢结构, 并建立了车厢的三维模型。

2) 计算了车厢工作时的热负荷情况, 确定了冷板厚度以及制冷机组功率等参数。

3) 通过数值模拟的方式定量分析了不同冷板数量以及冷板布置形式对空载预冷阶段车厢内温度分布的影响。

文中设计和分析的方法对冷板冷藏汽车设计时各参数的选择具有一定指导意义。

参考文献:

- [1] 谢晶, 邱伟强. 我国食品冷藏链的现状与展望[J]. 中国食品学报, 2013, 13(3): 1—7.
XIE Jing, QIU Wei-qiang. Recent Situation and Development of Food Chain in China[J]. Chinese Journal of Food, 2013, 13(3): 1—7.
- [2] 刘保政, 汪定伟. 冷链物品的优化储存策略[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2011, 32(2): 302—304.
LIU Bao-zheng, WANG Ding-wei. Optimal Decision on Cold-chain Storage of Goods[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2011, 32(2): 302—304.
- [3] 佟金, 王亚辉, 樊雪梅, 等. 生鲜农产品冷链物流状态监控信息系统[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(6): 1707—1711.
TONG Jin, WANG Ya-hui, FAN Xue-mei, et al. Monitoring System of Cold Chain Logistics for Farm Fresh Produce[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2013, 43(6): 1707—1711.
- [4] 杨珍花, 赖平仲, 汤洋, 等. 冷藏车多车型混合配送调度优化[J]. 系统工程, 2015, 33(10): 28—36.
YANG Zhen-hua, LAI Ping-zhong, SHANG Yang, et al. Mix Distribution Dispatch Optimization by Multi-type Refrigerated Trucks[J]. Systems Engineering, 2015, 33(10): 28—36.
- [5] 汪磊, 谢晶. 计算流体力学技术在食品冷藏链中的应用[J]. 包装工程, 2017, 38(9): 118—123.
WANG Lei, XIE Jing. Application of Computational Fluid Dynamics Technology in Food Cold Chain[J]. Packaging Engineering, 2017, 38(9): 118—123.
- [6] 徐笑锋, 章学来, 王建军. 不同环境温度下蓄冷式冷藏车温度场的模拟研究[J]. 低温与超导, 2018, 46(2): 65—69.
XU Xiao-feng, ZHANG Xue-lai, WANG Jian-jun. Simulation Study on Temperature Field of Cool Storage Refrigerated Truck under Different Ambient Temperature[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2018, 46(2): 65—69.
- [7] 邸倩倩, 王亚会, 刘斌, 等. 风速对冷藏车内温度分布的影响[J]. 食品科技, 2017, 30(5): 46—51.
DI Qian-qian, WANG Ya-hui, LIU Bin, et al. The Influence of Wind Speed on the Temperature Distribution in the Refrigerator Car[J]. Food Science and Technology, 2017, 30(5): 46—51.
- [8] 任俊生, 李爱民. 蓄冷板冷藏车的特点与制冷量计算[J]. 专用汽车, 2010, 10(8): 47—49.
REN Jun-sheng, LI Ai-min. Characteristics of Cool Storage Plate Refrigerated Truck and Calculation of Cooling Capacity[J]. Special Car, 2010, 10(8): 47—49.
- [9] 周丽, 刘佳霓, 刘杨. 堆码方式对冷板冷藏车内运输过程中温度分布的影响[J]. 武汉商业服务学院学报, 2011, 25(2): 90—93.
ZHOU Li, LIU Jia-ni, LIU Yang. Influence of Stacking Mode on Temperature Distribution in Cold Plate Refrigerator Car during Transportation[J]. Journal of Wuhan Commercial Service College, 2011, 25(2): 90—93.
- [10] 张哲, 郭永刚, 田津津, 等. 冷板冷藏汽车箱体内温度场的数值模拟及试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(S1): 18—24.
ZHANG Zhe, GUO Yong-gang, TIAN Jin-jin, et al. Numerical Simulation and Experiment of Temperature Field Distribution in Box of Cold Plate Refrigerated Truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(S1): 18—24.
- [11] 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.
XIE Ru-he, TANG Hai-yang, TAO Wen-bo, et al. Optimization of Cold-plate Location in Refrigerated Vehicles Based Simulation and Test of No-load Temperature Field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural, 2017, 33(24): 290—298.
- [12] 谢如鹤, 唐海洋, 陶文博, 等. 基于冷冻肉的冷板冷藏车的数值模拟研究[J]. 冷藏技术, 2017, 40(2): 23—26.
XIE Ru-he, TANG Hai-yang, TAO Wen-bo, et al. Numerical Simulation of Cold Plate Refrigerated Vehicle Based on Frozen Meat[J]. Journal of Refrigeration Technology, 2017, 40(2): 23—26.
- [13] 黄荣鹏, 李晓燕, 苗馨月, 等. PCM蓄冷板式冷藏车温度场数值模拟研究[J]. 冷藏技术, 2018, 41(1): 23—26.
HUANG Rong-peng, LI Xiao-yan, MIAO Xin-yue, et al. Numerical Study on the Temperature Field of Refrigerated Vehicles with PCM Cold-storage Plates[J]. Science and Technology Innovation Herald, 2018, 41(1): 23—26.

- [14] 赵义平, 阎家建, 陈丁猛, 等. 复配无卤阻燃聚氨酯泡沫塑料的制备与表征[J]. 功能材料, 2013, 16(5): 697—699.
ZHAO Yi-ping, YAN Jia-jian, CHEN Ding-meng, et al. Preparation and Characterization of Compound Halogen-free Flame Retardant Polyurethane Foams[J]. Journal of Functional Materials, 2013, 16(5): 697—699.
- [15] 刘翠娜, 张双喜, 周恒勤, 等. 便携式蓄冷保温箱结构优化[J]. 吉林化工学院学报, 2011, 28(1): 29—33.
LIU Cui-na, ZHANG Shuang-xi, ZHOU Heng-qin, et al. Structure Optimization of Portable Cold Storage Incubator[J]. Journal of Jilin Institute of Chemical Technology, 2011, 28(1): 29—33.
- [16] 王奕明, 蔡敏. 冷板冷藏车运行热负荷的分析与研究[J]. 铁道车辆, 2004, 42(4): 4—7.
WANG Yi-ming, CAI Min. Effect of the Integral Stiffness and Damping of the Track on the Dynamics Performance of the Vehicle System[J]. Science and Technology Innovation Herald, 2004, 42(4): 4—7.
- [17] LU S, LIU J, LIN G, et al. Modified Scaled Boundary Finite Element Analysis of 3D Steady-state Heat Conduction in Anisotropic Layered Media[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2017, 108(1): 2462—2471.
- [18] 赵春江, 韩佳伟, 杨信廷, 等. 基于 CFD 的冷藏车车厢内部温度场空间分布数值模拟[J]. 农业机械学报, 2013, 16(11): 168—173.
ZHAO Chun-jiang, HAN Jia-wei, YANG Xin-ting, et al. Numerical Simulation of Temperature Field Distribution in Refrigerated Truck Based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 16(11): 168—173.