

文章编号:0253-4339(2023)02-0127-10

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.02.127

# 疫苗冷藏车热性能影响因素实测研究

赵娟 张忠斌 陈萌 甘强 巩莉 宋平 邓青青

(南京师范大学能源与机械工程学院 南京 210046)

**摘要** 为研究2~8℃疫苗冷藏车内部温度场情况并优化性能,本文以3.9 m<sup>3</sup>的疫苗冷藏车为研究对象,在压缩机转速为1 800 r/min的条件下,分别对太阳辐射强度、风道结构、制冷机组开关及有无门帘4个车厢热性能影响因素进行实测研究,结合评价指标对测量时间段内温度场的均匀性、温度变化速率进行系统分析。结果表明:疫苗冷藏车分别位于平均太阳辐射强度为295.94、82.78 W/m<sup>2</sup>条件下2 h后,前者车厢内平均温度比后者高1.326℃,且制冷机组启停频率加快,能耗增大;设置风道结构可以减少车厢内局部热点,且预冷时降温速率增快0.006℃/s;打开车门120 s时间内保持制冷机组开启会加强车内气流与环境换热,对车厢温度场扰动较大,因此建议车厢门与制冷机组联动开关;车厢设置门帘可以有效阻止车厢冷空气与环境进行热量交换,有效维持车厢低温。

**关键词** 冷藏车;疫苗;热性能;温度场

中图分类号:TB61<sup>+</sup>1;U469.6<sup>+</sup>6

文献标识码:A

## Experimental Study on the Factors Influencing the Thermal Performance of Vaccine Refrigeration Vehicles

Zhao Juan Zhang Zhongbin Chen Meng Gan Qiang Gong Li Song Ping Deng Qingqing

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing, 210046, China)

**Abstract** To investigate the temperature distribution and optimize the thermal performance of a vehicle carriage for transporting refrigerated vaccines, a 3.9 m<sup>3</sup> vehicle carriage working within the temperature range of 2–8℃ is examined in this study. Four factors, namely, solar radiation intensity, air duct structure, refrigeration unit switch, and door curtain, which influence the thermal performance, are experimentally studied at a compressor speed of 1 800 r/min. The uniformity of the temperature distribution and the temperature change rate during the measurement period are comprehensively analyzed. The results show that when the vaccine refrigeration vehicle is maintained under an average solar radiation intensity of 295.94 W/m<sup>2</sup> and 82.78 W/m<sup>2</sup> for two hours, the average temperature in the carriage under the former condition is 1.326℃ higher than that under the latter. The on-off frequencies of the refrigeration units increase, and the energy consumption of the vehicle increases. The application of the air duct structure can help reduce the local hot spots in the carriage, and the rate of pre-cooling increases by 0.006℃/s. Moreover, when the carriage door is opened for 120 s, continuous operation of the refrigeration unit enhances the airflow heat exchange between the inside and outside of the carriage, which noticeably disturbs the temperature distribution in the vehicle. Therefore, closing the refrigerating unit is recommended when the vehicle door is opened. The curtain can effectively prevent cold air from exchanging heat with the environment and maintain the low temperature of the carriage.

**Keywords** refrigerated vehicle; vaccine; thermal performance; temperature field

疫苗接种是应对传染病和保护公众健康最经济有效的措施<sup>[1]</sup>,疫苗安全始终是个重要问题,在全球范围内受到广泛关注<sup>[2]</sup>。疫苗较难保存,热敏性高,且易受病毒携带<sup>[3]</sup>,大多数疫苗需处在2~8℃的环境中<sup>[4]</sup>,给疫苗冷链运输带来极大的挑战<sup>[5]</sup>。2019年,《中华人民共和国疫苗管理法》<sup>[6]</sup>明确规定:疫苗在储存、运输全过程中应当处于规定的温度环境,冷链储存、运输应符合要求。冷链控制成为疫苗运输质量安全风险监测的关键因素<sup>[7]</sup>,均匀合理的气流组

织是保证疫苗品质和降低功耗的关键和难点<sup>[8]</sup>,打造安全的疫苗供应链十分重要。疫苗冷藏车具有保温和冷藏的功能,能够满足疫苗在运输途中对温度的要求,是冷链运输中的重要工具<sup>[9-10]</sup>。多数疫苗需处于2~8℃的环境中,温度过高会使疫苗变性,过低则会使疫苗发生冻融循环<sup>[11]</sup>,两者均会使疫苗失效。

机械式冷藏车厢内采用制冷机组进行强制对流换热<sup>[12]</sup>,流场复杂,且温度场易受车辆运行速度<sup>[13]</sup>、

环境温度<sup>[14]</sup>、车厢结构<sup>[15]</sup>等因素的影响,导致车厢内温度分布不均,而疫苗在装卸过程中的温度波动也是保证疫苗安全的主要挑战<sup>[16]</sup>。因此为了更好地控制冷藏车车厢内部的温度,需要准确了解不同工况下车厢内部温度的空间分布特征<sup>[17]</sup>,以准确控制车厢内部温度,增强温度场的均匀性。C. P. Tso 等<sup>[18]</sup>研究了冷藏运输车在无门帘、有条形塑料门帘及有空气幕情况下,车门打开后的短时间内车内温度场的影响,结果表明,使用空气幕最节能。J. Moureh 等<sup>[19]</sup>通过实测和数值模拟研究了有风管送风系统对冷藏运输车通风性能和温度均匀性的影响,结果表明,采用送风系统可避免在货物区尾部形成滞止区和低速区,有效提高温度均匀性。T. Lafaye de Micheaux 等<sup>[20]</sup>对冷藏车开门过程中热量和质量渗透率进行了实验和数值研究,并采用经典方法对自然对流边界层进行预测。李锦等<sup>[21]</sup>研究了冷藏车在开门时升温的影响因素,结果表明车厢内外温差、车门开启角度、车厢体积均会影响开门时车厢的升温速率。邸倩倩等<sup>[22]</sup>研究了风速对冷藏车内温度分布的影响,结果表明,单排喷嘴间距 1 m 的工况下,风机风速越大,温度分布越均匀,降温速率越慢。P. Artuso 等<sup>[23]</sup>对冷藏车进行了运行过程中的动力学建模与热性能分析,计算了冷藏车运行过程中的动态热负荷对制冷量的需求。

国内外对运输易腐货物的冷藏车开门时车厢内安装风幕机<sup>[24]</sup>及使用不同的相变材料<sup>[25]</sup>的影响研究较多,其研究方法对疫苗冷藏车的研究具有重要的参考价值。本文以面包车式疫苗冷藏车为研究对象,对太阳辐射强度、风道结构、制冷机组开关及有无门帘 4 个车厢内热性能影响因素进行实测,通过车厢内温度均匀性及温度变化速率分析各因素对车内温度场的影响,保证疫苗安全的同时减少冷藏车的能源消耗,对实现碳达峰和碳中和的目标具有重要意义<sup>[26]</sup>。图 1 所示为本文研究技术路线。

## 1 疫苗冷藏车及测试装置

### 1.1 疫苗冷藏车测试样车

本文选择面包车式疫苗冷藏车为研究对象,车厢内部结构如图 2 所示。车厢尺寸:2 300 mm( $x$ ) $\times$ 1 450 mm( $y$ ) $\times$ 1 175 mm( $z$ ),公称容积 3.9 m<sup>3</sup>;车厢为单温区机械式冷藏车厢,由保温箱体和制冷机组构成,箱体外表表面为玻璃钢材料,围护结构采用 100 mm 的高密度聚氨酯整体发泡,导热系数  $\lambda \leq 0.021$  W/(m $\cdot$ K);车厢内部制冷机组为非独立式制冷机组,由底盘发动机驱动,采用上送下回的送回风方式,测

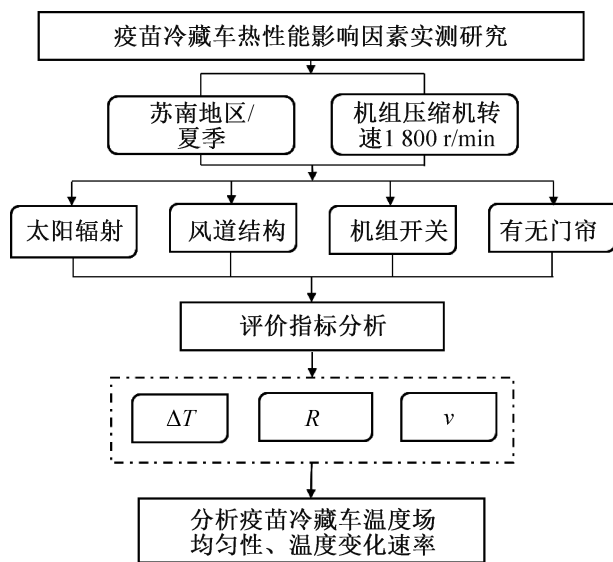


图 1 技术路线

Fig.1 Technology roadmap

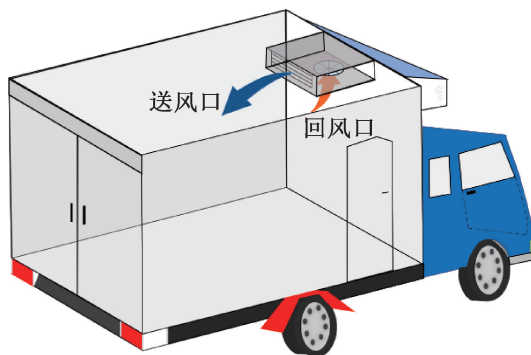


图 2 疫苗冷藏车示意图

Fig.2 Schematic diagram of vaccine refrigerated vehicle

试过程中,保持冷藏车机组压缩机转速为 1 800 r/min(相当于冷藏车在平缓路段正常行驶),机组制冷量为 1 200 W,送风风量为 1 260 m<sup>3</sup>/h,送风风速为 2.5 m/s。

根据疫苗存放要求,疫苗冷藏车车厢温度需维持在 2~8 ℃ 范围内,为保证疫苗安全,设定车厢最低温度低于 2 ℃ 时制冷机组停止送风,最高温度高于 8 ℃ 时制冷机组启动送风。实验主要测试疫苗冷藏车厢内温度场,研究车内温度分布均匀性和温度变化速率。

实测地点位于江苏省昆山市(苏南地区),测试期间车厢外部环境温度为 29~32 ℃。

### 1.2 测量用仪器仪表

疫苗冷藏车内温度检测仪器使用 Agilent 34972A 数据采集仪(精度:±0.004%),配套 T 型热电偶(测量范围:-200~350 ℃)。对于采集数据周期,若周期太短,则会增大数据采集的随机误差,反之,则会造成采集数据过少,得出的温度分布不符合实际情况,因

此本次测试中设定数据采集周期为 30 s。

在进行光照强度及风道结构测试过程中,采集时间为 2 h(车内温度稳定并能持续运行的时间);在进行开门时制冷机组开关及门帘作用的测试过程中,每个工况采集时间为 120 s,并进行重复测试 7 次,发现每次测试结果偏差小于 10%。

疫苗冷藏车内风速检测仪器使用 Testo 热敏风速仪,测速范围:0~20 m/s,测量精度:±(0.03 m/s+5%测量值);太阳辐射强度检测仪器使用 QTS-4 辐射表,测试范围:0~2 000 W/m<sup>2</sup>。

### 1.3 温度测点布置

为使测量结果更准确地反映车厢内温度场的分布情况,本次测试过程中温度场测点布置参照 GB/T 29753—2013《道路运输 食品与生物制品冷藏车安全要求及试验方法》<sup>[27]</sup>,如图 3 所示。在 y=100、725、1 350 mm 截面处,各均匀布置 5(x)×4(z)=20 个测点,整个疫苗冷藏车车厢共布置 5(x)×3(y)×4(z)=60 个测点,靠近车厢壁面的截面上各测点与车厢壁面的距离为 100 mm,x、y、z 轴上的测点均匀布置在车厢内,以此减小测试误差。

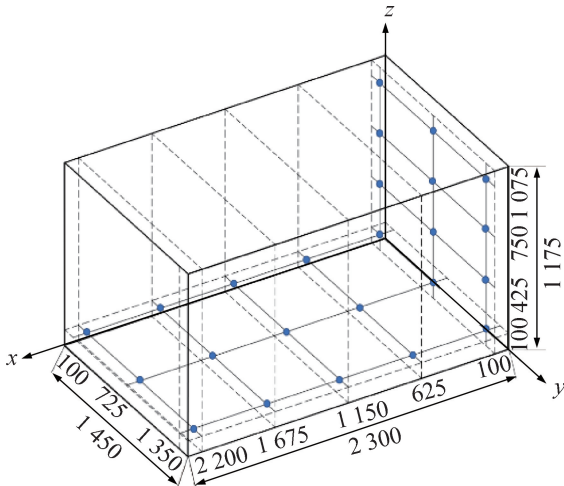


图 3 热电偶测点布置

Fig.3 Layout of thermocouple measuring points

### 1.4 不确定度分析

测量不确定度表征测量结果的分散性,是与测量结果相联系的参数,分为标准不确定度、合成不确定度与扩展不确定度。

1) 标准不确定度分为 A 类评定和 B 类评定两个分量,其中:

A 类评定是指用统计分析方法得到的不确定度,计算公式为:

$$u_A(x) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (1)$$

式中:  $x_i$  为测量值;  $\bar{x}$  为多次测量结果的平均值;  $n$  为测量次数。

B 类评定是指用非统计方法得到的不确定度,一般指仪器产生的不确定度分量,计算公式为:

$$u_B(x) = 0.298\delta_x \quad (2)$$

式中:  $\delta_x$  为仪器分辨率。

#### 2) 合成标准不确定度

合成标准不确定度是由各标准不确定度分量合成得到的,计算公式为:

$$u_C(x) = \sqrt{[u_A(x)]^2 + [u_B(x)]^2} \quad (3)$$

式中:  $u_A(x)$  为 A 类评定分量;  $u_B(x)$  为 B 类评定分量。

#### 3) 扩展不确定度

扩展不确定度是对合成不确定度的进一步修订,计算公式为:

$$U = ku_C(x) \quad (4)$$

式中:  $k=2$ 。

本实测过程中共布置 60 个测点,现选用 y=100、725、1 350 mm 三个截面上具有代表性的中间处各 2 个测点计算测量不确定度,结果如表 1 所示。由表 1 可知,各测点的不确定度较小,测量值在可接受的范围内,测量结果可信度高。

表 1 各测点不确定度

Tab.1 Uncertainty of each measurement point

x/mm	y/mm		
	100	725	1 350
625	0.029 2	0.032 2	0.043 8
1 675	0.028 0	0.050 9	0.033 7

## 2 实验结果及分析

为直观表示疫苗冷藏车内温度分布、温度均匀性及温度变化情况,本文特引入测量时间段内车厢平均温度  $\Delta T$ 、测量时间段内的温度极差  $R$  及温度变化速率  $v$  作为评价指标,形成冷藏车温度场的计量评价体系。

#### 1) 平均温度

$$\Delta T = \frac{\sum T_i}{n} \quad (5)$$

式中:  $T_i$  为  $i$  点的测试温度,℃;  $\sum T_i$  为所有测点温度的和,℃;  $n$  为测点数目,个。

#### 2) 温度极差

$$R = T_{\max} - T_{\min} \quad (6)$$

式中:  $T_{\max}$  为测点温度最大值,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{\min}$  为测点温度最小值,  $^{\circ}\text{C}$ 。

### 3) 温度变化速率

$$\nu = \frac{T_{i,\max} - T_{i,\min}}{\Delta t} \quad (7)$$

式中:  $T_{i,\max}$ 、 $T_{i,\min}$  分别为测试时间段内  $i$  点温度最大值和最小值,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t$  为测试时长,  $\text{s}$ 。

## 2.1 太阳辐射强度对疫苗冷藏车气流组织的影响

为研究太阳辐射强度对车内温度场的影响, 本文分别测试了冷藏车位于空旷室外阳光直射环境与车间内阴凉环境两种不同的太阳辐射条件下, 12:00—14:00, 冷藏车沿东西方向停放, 车厢内温度场的变化情况, 其中空旷室外阳光直射与车间内阴凉处两种条件下的测量时间段内的平均太阳辐射强度分别为  $295.94$ 、 $82.78 \text{ W/m}^2$ 。

图 4 所示为  $y=100$ 、 $725$ 、 $1\ 350 \text{ mm}$  截面处各测点在测量时间段内的平均温度。根据在光照与阴凉条件下的温度分布趋势可得,  $y=725 \text{ mm}$  截面处各测点温度均随  $x$  的增大而减小,  $y=100$ 、 $1\ 350 \text{ mm}$  截面处各测点温度随  $x$  的增大呈波动分布, 光照条件下各测点温度高于阴凉条件下; 而根据温度分布均匀性可得, 光照与阴凉条件下车厢内温度极差  $R$  分别为  $2.312$ 、 $1.513 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 光照使车厢内各测点温度的波动幅度增大。这是由于  $y=725 \text{ mm}$  截面位于制冷机组高速送风区域, 制冷机组送出的高速气流在  $x=2\ 200 \text{ mm}$  处的车厢尾部改变方向, 冷气流对此处冲击较大使平均温度降低, 而  $x=100 \text{ mm}$  位于制冷机组下部, 此处为车厢回风区域, 故此处平均温度最高;  $y=100$ 、 $1\ 350 \text{ mm}$  截面位于车厢侧壁处, 受车厢回风影响, 且气体流动受阻, 温度呈上下波动分布。

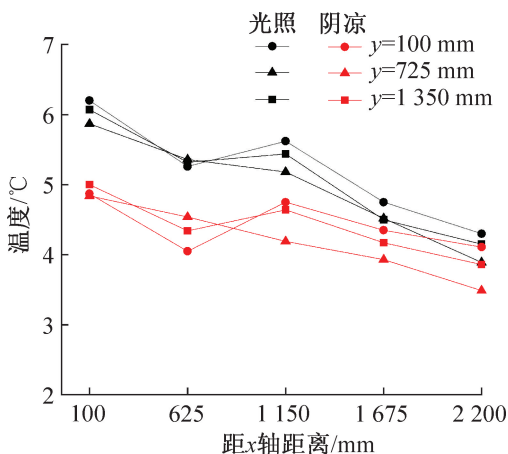


图 4 车厢内各测点平均温度

Fig.4 Average temperature of each measuring point in the carriage

因此, 光照和阴凉条件下车厢内的温度分布趋势大致相同, 但光照使车厢内平均温度升高, 温度分布均匀性降低。

实测中, 制冷机组的运行过程为: 冷藏车发动机开启, 带动制冷机组持续为车厢送风降温至车内最低温度为  $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 制冷机组停止送风; 由于无冷源, 送风车厢内开始升温, 至车厢内最高温度为  $8 \text{ }^{\circ}\text{C}$  时, 制冷机组开启继续为车厢降温, 完成一个循环。图 5 所示为不同太阳辐射条件下车厢内平均温度变化 (12:30—13:00 的测试数据)。可知, 光照条件下, 车内降温速率为  $0.011 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$ , 升温速率为  $0.030 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$ ; 阴凉条件下, 车内降温速率为  $0.020 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$ , 升温速率为  $0.007 \text{ }^{\circ}\text{C/s}$ 。相同时间内, 光照条件下车内降温速率更慢, 而升温速率更快, 造成相同时间内制冷机组的启停频率变高, 冷藏车的能耗增加。因此在冷藏车运行时应根据室外阳光条件调节车内的送风工况, 以保证疫苗安全。

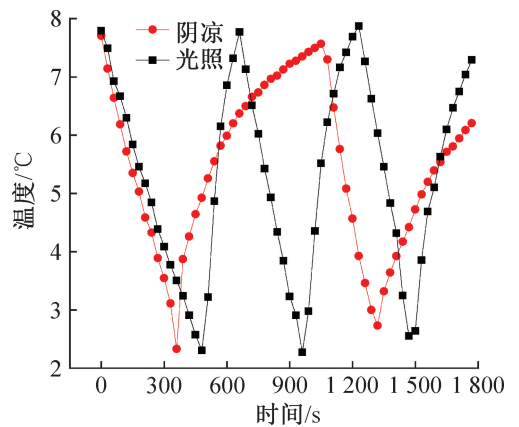


图 5 不同太阳辐射强度下车厢内温度变化

Fig.5 Temperature changes in the carriage under different solar radiation intensity

## 2.2 风道结构对疫苗冷藏车气流组织的影响

图 6 所示为疫苗冷藏车车厢示意图。图 6(a) 为车厢内无风道结构, 图 6(b) 为车厢内安装有方形风道及 T 型导风槽组成的风道结构, 其中方形风道安装在车厢的侧壁上, 尺寸:  $800 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$  (长  $\times$  宽  $\times$  高), 内部中空, 两风道之间间隔为  $200 \text{ mm}$ ; T 型导风槽安装在车厢底板, 由两片厚度为  $5 \text{ mm}$ 、长度为  $2\ 300 \text{ mm}$  的薄板组成, 其中一块薄板垂直放置, 高度为  $50 \text{ mm}$ , 另一块薄板水平放置, 宽度为  $30 \text{ mm}$ , 两块薄板形成 T 型结构作为车厢底板的导风槽, 两导风槽之间间隔为  $70 \text{ mm}$ , 方形风道及 T 型导风槽尺寸如图(b)所示。

本次实测选取车厢内 80% 负载率工况进行研究, 图 7 所示为车厢内疫苗装载示意图。

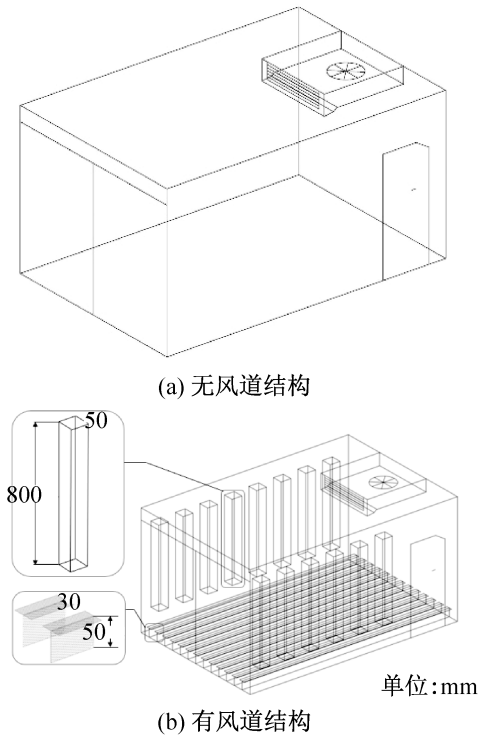


图 6 冷藏车车厢示意图

Fig.6 Schematic diagram of refrigerated vehicle carriage

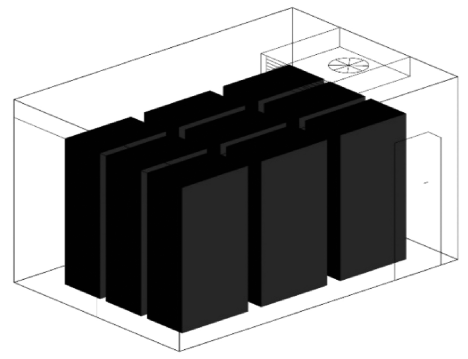


图 7 车厢疫苗装载布置

Fig.7 Arrangement of vaccine loading in the carriage

图 8 所示为截面  $y = 100、725、1\ 350\text{ mm}$  处的温度分布云图。图 8(a) 中, 由于  $y = 100、1\ 350\text{ mm}$  截面处气体流动性差, 两者高温区域范围大于低温区域, 且在车厢底部、制冷机组下部均出现了局部热点, 平均温度分别为  $5.166、5.472\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 温度极差  $R$  分别为  $3.58、3.49\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; 图 8(b) 中, 由于风道存在, 车厢两侧壁与车厢底板处气流均有流动空间, 两个截面低温区域范围大于高温区域, 且只在制冷机组底部出现了局部热点, 平均温度分别为  $5.445、5.287\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $R$  分别为  $1.80、1.73\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 温度场分布较均匀。在车厢中间  $y =$

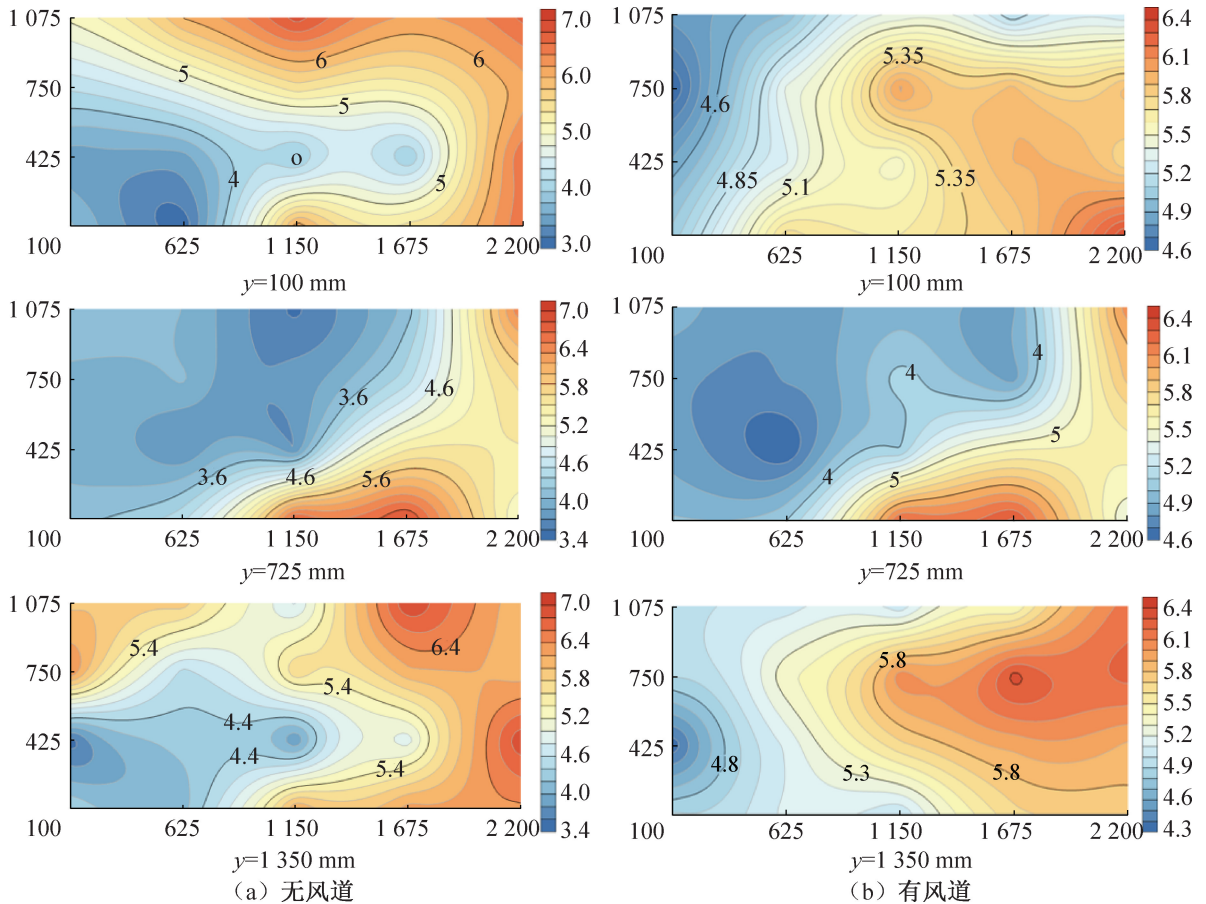


图 8 车厢内不同截面处温度分布云图

Fig.8 Temperature distribution at different sections in the carriage

725 mm 的截面处:无风道时,制冷机组直接送风至车厢尾部,因此车厢尾部低温区域范围较大,而制冷机组下部及车厢底部处出现局部热点, $y=725\text{ mm}$  截面处平均温度为  $4.214\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $R$  为  $4.10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;有风道时,制冷机组送风至车厢尾部的过程中,在车厢内扩散至车厢的两侧风道,气流沿风道送至车厢底部,降低了车厢底部的空气温度,车厢内整体温度分布较均匀, $y=725\text{ mm}$  截面处平均温度为  $4.089\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $R$  为  $2.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

由于车厢内封闭且体积较小,制冷机组送风在车厢内做有限空间贴附射流流动,制冷机组送出高速气流,由于车厢壁及车门的阻挡,气流改变方向吹向车厢尾部,待车厢内空气全部流通过后,在车厢中部处形成涡流,因此出现温度分层现象。车厢内无风道结构时,车厢内的气流直接送至车厢尾部,再循环至车厢前部,因此车厢前部出现局部热点;当有风道结构时,气流被送至车厢尾部的同时部分气流沿着车厢侧壁的风道送至车厢下部,因此车厢内局部热点减少,温度场更均匀。由此可见,风道结构对改善疫苗冷藏车厢内温度场均匀性有较大作用。

为研究风道结构对车厢预冷降温时的影响,本文测试了温度由  $29\text{ }^{\circ}\text{C}$  降至  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  的过程中车厢内温度变化情况。当车厢内温度为  $29\text{ }^{\circ}\text{C}$  时开始采集数据,车厢内平均温度随时间变化如图 9 所示。由图 9 可知,初始降温时,有风道结构时车厢内平均温度高于无风道结构时;随着制冷机组为车厢持续降温,有风道结构时车厢内平均温度较低;420 s 时,两者平均温度相同。这是由于车厢无风道结构时,制冷机组冷却直接被送至车厢尾部,车厢尾部局部温度降低快,使其平均温度低于有风道结构的车厢;而车厢设有风道结构时,在制冷机组气流送至车厢尾部的过程中,气流扩散至车厢两侧并沿两侧风道向车厢底部流动,使车厢内部整体开始降温,故初始降温速率较低,制冷机工作一段时间后,车厢内整体平均温度低于无风道结构

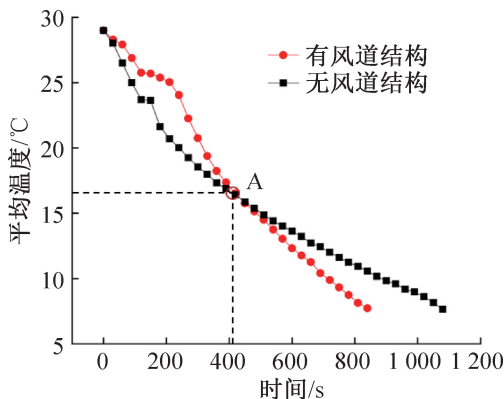


图 9 车厢内降温时间对比

Fig.9 Comparison of cooling time in the carriage

的车厢,因此出现图中 A 点,即为两车厢内平均温度相同的点,车厢设有风道结构时降温速率为  $0.027\text{ }^{\circ}\text{C/s}$ ;无风道结构时降温速率为  $0.021\text{ }^{\circ}\text{C/s}$ 。

表 2 所示为各截面平均温度、温度极差与降温速率。

表 2 各截面平均温度、温度极差与降温速率  
Tab.2 Average temperature, temperature range and cooling rate of each section

风道结构	截面	$\Delta T/^{\circ}\text{C}$	$R/^{\circ}\text{C}$	$v/(^{\circ}\text{C/s})$
无	$y=100\text{ mm}$	5.166	3.58	0.021
	$y=725\text{ mm}$	4.214	4.10	
	$y=1\ 350\text{ mm}$	5.472	3.49	
有	$y=100\text{ mm}$	5.445	1.80	0.027
	$y=725\text{ mm}$	4.089	2.01	
	$y=1\ 350\text{ mm}$	5.287	1.73	

### 2.3 制冷机组开关对疫苗冷藏车气流组织的影响

图 10 所示为制冷机组送风示意图,疫苗冷藏车内制冷机组采用上送下回的送回风方式,制冷机组送出高速冷气流至车厢尾部,经车厢门及侧壁的阻挡改变方向,最终循环至制冷机组下方带走车厢内热量实现降温。本节在疫苗冷藏车内温度稳定后打开车门,分别在保持制冷机组开启与关闭两种状态下,观察 120 s 内车厢温度场变化,研究制冷机组开关对疫苗冷藏车气流组织的影响。

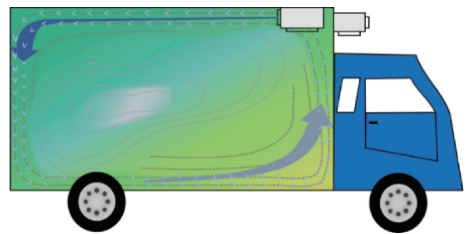


图 10 制冷机组送风示意图

Fig.10 Air supply diagram of refrigeration unit

图 11 所示为疫苗冷藏车车厢门打开 120 s 内车厢  $y=100、725、1\ 350\text{ mm}$  截面处温度随时间的变化。

在三个截面的  $x=1\ 150、1\ 675\text{ mm}$  处,制冷机组开启时车厢内各测点的温度均高于制冷机组关闭情况,这是由于  $x=1\ 150、1\ 675\text{ mm}$  截面靠近车厢外部,车门打开时与环境换热较快,同时制冷机组开启,机组送出的高速气流直接流至车厢外,车厢内压强变低,环境的热空气迅速进入车厢与冷气流进行掺混,造成温度升高;而在车门打开时若关闭制冷机组,没

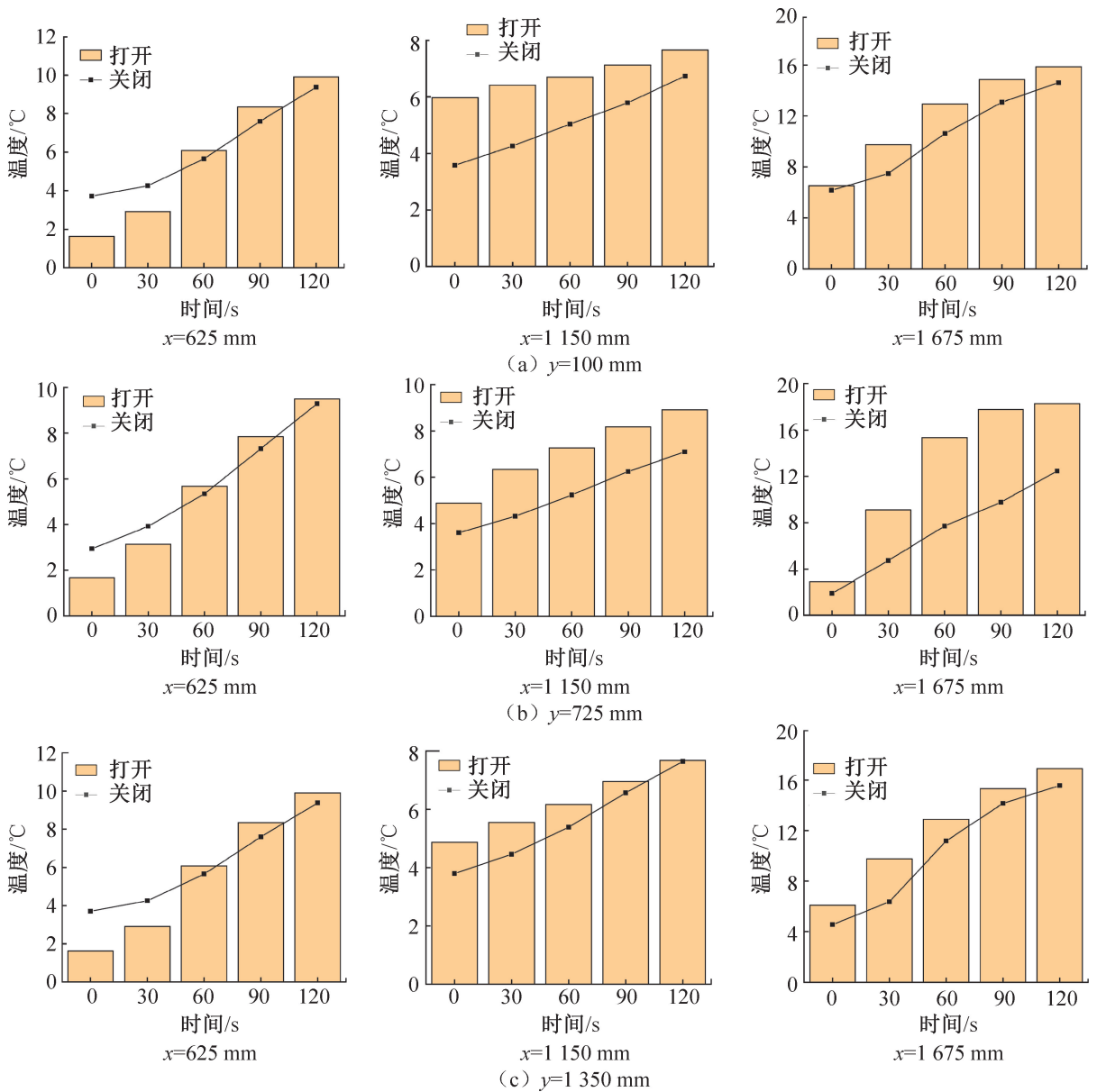


图 11 制冷机组开闭对车厢内温度的影响

Fig.11 Effect of refrigeration unit switch on the temperature in the carriage

有机组送出气流进行强制换热,仅通过环境空气与车厢内的冷空气在车厢尾部处产生自然对流,传热速率较慢,因此制冷机组开启时  $x=1150$ 、 $1675$  mm 截面处温度较高。

而在  $x=625$  mm 截面处,前 30 s 制冷机组开启时车厢内温度低于制冷机组关闭时,而 30 s 后制冷机组开启时车厢内温度较高,这是由于该处与制冷机组距离较近,开门时制冷机组仍在持续供冷,造成该处温度低于制冷机组关闭的状态,但经过一段时间的掺混,制冷机组开启工况下车厢内温度升高较快,因此在 30 s 后制冷机组即使持续供冷,该处的温度仍高于制冷机组关闭的工况。且实测过程中开门时保持制冷机组开启状态下车厢内壁有明显结露现象,在

实际运输疫苗时会导致疫苗箱所处环境湿度过大造成箱体破损,不利于疫苗运输。因此建议疫苗冷藏车在车厢门打开的同时关闭制冷机组(车厢门与制冷机组联动开关),既保证车厢内疫苗安全性,同时降低了冷藏车能耗,符合低碳要求。

#### 2.4 门帘对疫苗冷藏车气流组织的影响

冷藏车门帘安装在车厢尾部紧贴车厢门处,由 8 片厚度为 2.5 mm 的 PVC 材质软帘组成,每片软帘尺寸为 1200 mm×200 mm(长×宽),相邻两片软帘交叉放置,交叉部分长度为 20 mm。考虑实际使用时人员进出情况,测试过程中保持中间部分的两片软帘为开启状态。测试过程中,车厢内外温差为 22~28 °C。

在有/无门帘时,待车内温度稳定后打开车门,测

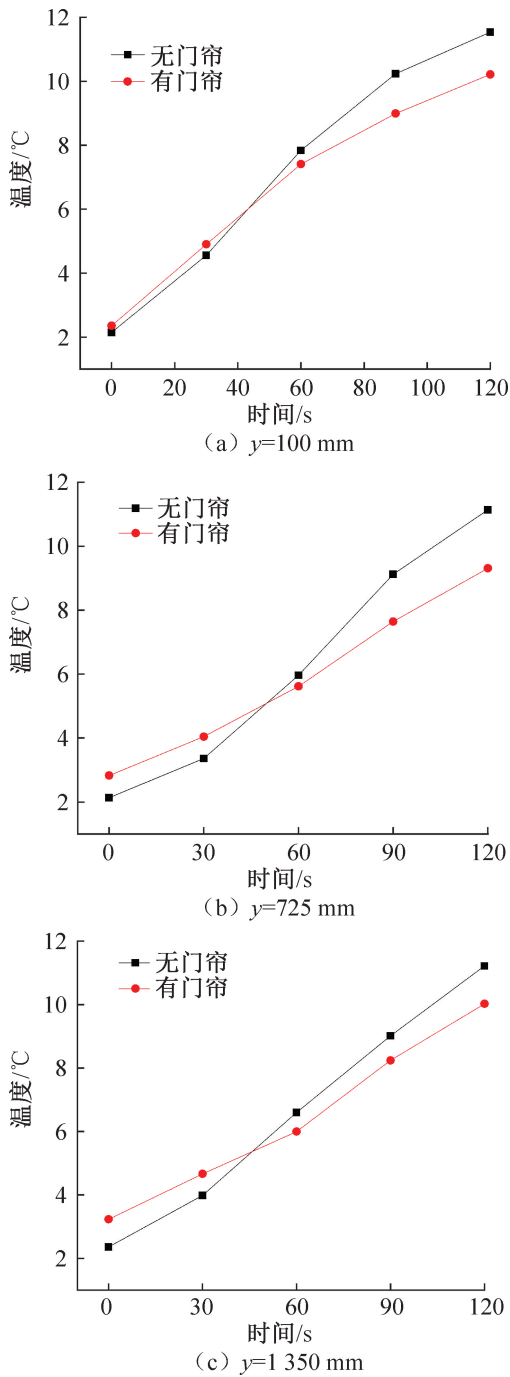


图 12 有无门帘对车厢内温度的影响

Fig.12 Effect of door curtain on the temperature in the carriage

试 120 s 内车内温度随时间的变化,如图 12 所示。打开车门时,车厢内温度均随时间的增加而升高,无门帘时折线斜率更高,说明车内温度升高更快。无门帘时,车内最大升温速率  $v$  为  $0.073\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$ ,有门帘时  $v$  为  $0.052\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$ ,两种情况下,最大升温速率均出现在  $y=725\text{ mm}$  处。由于打开车门时,无门帘的车厢内冷空气与环境迅速进行热量交换,使车厢内温度升高;而车厢装有门帘时,由于门帘温度较低,一方面阻碍

空气交换热量,另一方面与环境进行对流换热,初步预冷环境空气,降低环境温度对车厢内温度场的影响。因此有门帘的车厢内升温速率低于无门帘的车厢,安装门帘对维持疫苗冷藏车开门时车厢内的温度有重要作用。

图 13 所示为开门 120 s 的瞬时时刻,  $y=100$ 、725、1350 mm 截面处车内 60 个测点温度位于  $2\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$  与大于  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  所占比例。实测结果表明,在打开疫苗冷藏车车厢门 120 s 的时间内,在有门帘与无门帘两种情况下,车内均出现测点温度超出  $2\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$  的安全范围的现象。两种情况下,  $y=1350\text{ mm}$  截面处超温的测点最多。在有门帘时,车内 43.3% 的点温度超过  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,最高温度为  $11.538\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;在无门帘时,车内 67.7% 的点温度超过  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,最高温度为  $10.213\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

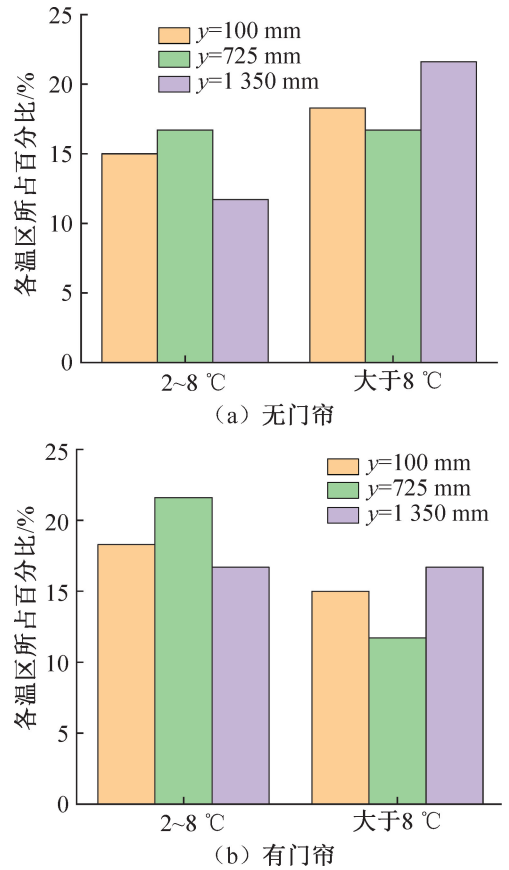


图 13 车厢内各温区温度分布

Fig.13 Temperature distribution of each temperature zone in the carriage

### 3 结论

本文以  $2\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$  面包车式疫苗冷藏车为研究对象,通过实测研究了太阳辐射强度、风道结构、制冷机组开关及有无门帘对车厢内温度场的影响,得到结论如下:

1) 疫苗冷藏车分别处于平均太阳辐射强度为

295.94、82.97 W/m<sup>2</sup> 的条件下 2 h 后,前者的车厢内平均温度比后者高 1.326 ℃,且前者车厢内温度场均匀性降低,车厢内升温速率加快,降温速率减慢,制冷机组启停频率加快,造成冷藏车能耗增大。

2) 车厢内安装由侧壁的方形风道结构和底板的 T 型导风槽组成的风道系统可以缩短车厢内的预冷时间,降温速率增快 0.006 ℃/s;同时,车厢内温度场稳定后局部热点少,能够改善车厢内温度场均匀性,对保证疫苗安全具有重要意义。

3) 在车门开启 120 s 内,保持制冷机组开启加速了车厢内冷空气与室外环境的换热,使车厢内温度场扰动增大,即使制冷机组持续送风,仍无法有效降低车厢温度,且车厢内壁出现结露现象,不利于疫苗运输存放,因此建议制冷机组与车厢门联动开关。

4) 在车厢内外温差为 22~28 ℃ 的条件下,安装门帘可有效减缓车厢内冷空气与环境的换热,使车内升温缓慢,在开门 120 s 的瞬间车内高于 8 ℃ 的测点少于无门帘的情况,建议疫苗冷藏车安装门帘。

本文对疫苗冷藏车的实测研究是在苏南地区夏季工况、压缩机转速为 1 800 r/min 的条件下进行,苏南的冬季工况、苏中/苏北的夏季与冬季工况、压缩机在怠速下的运行状况可作为下一步的研究计划,以掌握疫苗冷藏车极限条件下的热性能。

本文受江苏省研究生科研创新计划项目(KYCX21\_1380)、江苏省研究生实践创新计划(SJ CX21\_0571)、江苏省研究生科研创新计划(KYCX21\_1395)资助。(The project was supported by the Postgraduate Research & Practice Innovation Program of Jiangsu Province (No. KYCX21\_1380), Postgraduate Research & Practice Innovation Program of Jiangsu Province, China (No. SJ CX21\_0571), Postgraduate Research & Practice Innovation Program of Jiangsu Province, China (No. KYCX21\_1395).)

### 参考文献

[1] FENG Jiao, LI Qin. How to ensure vaccine safety: An evaluation of China's vaccine regulation system[J]. Vaccine, 2021, 39(37): 5285-5294.

[2] FALCÓN V C, PORRAS Y V V, ALTAMIRANO C M G, et al. A vaccine cold chain temperature monitoring study in the United Mexican States[J]. Vaccine, 2020, 38(33): 5202-5211.

[3] CLÉNET D. Accurate prediction of vaccine stability under real storage conditions and during temperature excursions[J]. European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics, 2018, 125: 76-84.

[4] LIN Qi, ZHAO Qihong, LEV B. Cold chain transportation decision in the vaccine supply chain[J]. European

Journal of Operational Research, 2020, 283(1): 182-195.

[5] ZHAO Hongxia, LIU Sheng, TIAN Changqing, et al. An overview of current status of cold chain in China[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 88: 483-495.

[6] 中华人民共和国疫苗管理法[N]. 人民日报, 2019-08-14(14). (Vaccine Administration Law of the People's Republic of China[N]. People's Daily, 2019-08-14(14).)

[7] ASHOK A, BRISON M, LETALLEC Y. Improving cold chain systems: Challenges and solutions[J]. Vaccine, 2017, 35(17): 2217-2223.

[8] 张皓月, 张忠斌, 顾呈华, 等. 2~8 ℃ 小型疫苗冷库热性能的实验及模拟[J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 140-149. (ZHANG Haoyue, ZHANG Zhongbin, GU Chenghua, et al. Experimental and simulation study on thermal performance of small-volume vaccine cold storage at 2-8 ℃[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 140-149.)

[9] JARA P B T, RIVERA J J A, MERINO C E B, et al. Thermal behavior of a refrigerated vehicle: Process simulation[J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 100: 124-130.

[10] 张婷婷, 阚安康, 吕岩, 等. 我国医药冷链物流发展现状及趋势[J]. 制冷与空调(北京), 2021, 21(2): 13-19. (ZHANG Tingting, KAN Ankang, LYU Yan, et al. Development status and trend of pharmaceutical cold chain logistics in China[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2021, 21(2): 13-19.)

[11] 应徐颖, 刘琼, 张明胜, 等. 我国疫苗冷链管理现状及发展展望[J]. 中国现代应用药学, 2020, 37(5): 636-640. (YING Xujie, LIU Qiong, ZHANG Mingsheng, et al. Current situation and development prospect of vaccine cold chain management in China[J]. Chinese Journal of Modern Applied Pharmacy, 2020, 37(5): 636-640.)

[12] KEHINDE A G, NGONDA T, RAJI A, et al. A review of different technologies for refrigerated truck[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 56: 2305-2310.

[13] 赵时, 姜兆亮, 丁兆磊, 等. 梯级送风对冷藏车厢内温度场的影响[J]. 制冷学报, 2020, 41(5): 116-123. (ZHAO Shi, JIANG Zhaoliang, DING Zhaolei, et al. Effect of cascade air supply on temperature distribution in refrigerated truck[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(5): 116-123.)

[14] 张翔, 韩佳伟, 杨信廷, 等. 不同构造冷藏车厢体的冷却性能模拟与对比[J]. 制冷学报, 2018, 39(2): 89-98. (ZHANG Xiang, HAN Jiawei, YANG Xinting, et al. Simulation and comparison of cooling performances of refrigerated vehicles with different structures[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(2): 89-98.)

[15] BEN TAHER M A, MAHDAOUI M, KOUSKSOU T, et

al. Numerical study of the aero-thermal performance for different scenarios of a refrigerated truck using URANS [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2021, 320: 128775.

[16] XU H J, ZHAO C Y. Analytical considerations on optimization of cascaded heat transfer process for thermal storage system with principles of thermodynamics [J]. *Renewable Energy*, 2019, 132: 826–845.

[17] MOUSAZADE A, RAFEE R, VALIPOUR M S. Thermal performance of cold panels with phase change materials in a refrigerated truck [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 120: 119–126.

[18] 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.

[19] MOUREH J, TAPSOBA S, DERENS E, et al. Air velocity characteristics within vented pallets loaded in a refrigerated vehicle with and without air ducts [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(2): 220–234.

[20] LAFAYE DE MICHEAUX T, DUCOULOMBIER M, MOUREH J, et al. Experimental and numerical investigation of the infiltration heat load during the opening of a refrigerated truck body [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 54: 170–189.

[21] 李锦, 谢如鹤. 冷藏车开门状态升温影响因素分析 [J]. *农业机械学报*, 2014, 45(6): 254–259. (LI Jin, XIE Ruhe. Influence factors of air-temperature increasing within refrigerated trucks during door-opening state [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(6): 254–259.)

[22] 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, 42(5): 46–51. (DI Qianqian, WANG Yahui, LIU Bin, et al. Effect of wind speed on the distribution of temperature field in the liquid nitrogen refrigerated vehicle [J]. *Food Science and Technology*, 2017, 42(5): 46–51.)

[23] ARTUSO P, ROSSETTI A, MINETTO S, et al. Dynamic modeling and thermal performance analysis of a refrigerated truck body during operation [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 99: 288–299.

[24] RAI A, SUN Jining, TASSOU S A. Numerical investigation of the protective mechanisms of air curtain in a refrigerated truck during door openings [J]. *Energy Procedia*, 2019, 161: 216–223.

[25] RAI A, SUN Jining, TASSOU S A. Numerical investigation into the influence of air curtain discharge angles in refrigerated trucks [J]. *Energy Procedia*, 2019, 161: 207–215.

[26] DONG Yabin, MILLER S A. Assessing the lifecycle greenhouse gas (GHG) emissions of perishable food products delivered by the cold chain in China [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2021, 303: 126982.

[27] 道路运输 食品与生物制品冷藏车安全要求及试验方法:GB 29753—2013 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2013. (Safety requirements and test methods for refrigerating van for transporting food and biological products on road: GB29753—2013 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2013.)

#### 通信作者简介

张忠斌, 男, 教授, 南京师范大学能源与机械工程学院, 13515112510, E-mail: zhangzhongbin@163.com。研究方向: 数据中心(建筑)气流组织和能效管理、制冷空调设备性能优化和实测新方法研究。

#### About the corresponding author

Zhang Zhongbin, male, professor, School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, +86 13515112510, E-mail: zhangzhongbin@163.com. Research fields: air distribution and energy efficiency management of data center (buildings), research on performance optimization and new test method of refrigeration and air conditioning equipment.

(上接第 67 页)

1499–1509. (HUANG Qiang, GUO Yi, JIANG Jianhua, et al. Development pathway of China's clean electricity under carbon peaking and carbon neutrality goals [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2021, 55(12): 1499–1509.)

[24] 中国电力企业联合会. 中国电力统计年鉴 2021 [M]. 北京: 中国统计出版社, 2021. (China Electricity Council. *China electricity statistical yearbook 2021* [M]. Beijing: China Statistics Press, 2021.)

[25] 任志勇. 基于 LCA 的建筑能源系统碳排放核算研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2014. (REN Zhiyong. *Research of building energy system carbon emissions accounting base on LCA* [D]. Dalian: Dalian University of Tech-

nology, 2014.)

#### 通信作者简介

杨昌智, 男, 教授, 湖南大学土木工程学院, 13317315681, E-mail: czyang@hnu.edu.cn。研究方向: 暖通空调设备及系统特性模拟与节能优化控制, 建筑节能新技术。

#### About the corresponding author

Yang Changzhi, male, professor, College of Civil Engineering, Hunan University, +86 13317315681, E-mail: czyang@hnu.edu.cn. Research fields: characteristic simulation and energy-saving optimization control of HVAC equipment and system, new technology of building energy-saving.