

# 冷藏车隔热厢体多目标设计优化\*

李锦<sup>1</sup> 谢如鹤<sup>2</sup>

(1. 韶关学院物理与机电工程学院, 韶关 512005; 2. 广州大学物流与运输研究所, 广州 510006)

**摘要:** 针对冷藏车厢设计中的多目标问题, 考虑到车厢体传热、车厢密封性、货物呼吸热、以及车厢主要设计变量的实际约束条件, 以车厢体传热系数最小与车厢内空间体积最大为目标函数, 建立了冷藏车厢优化设计模型, 利用 Matlab 软件对冷藏车厢进行参数优化, 分析了不同参数条件下车厢体传热系数与最佳车厢体隔热材料厚度。结果表明: 该优化方法可适用于冷藏车隔热厢体的优化设计, 不同条件下对应的车厢体隔热材料最佳厚度与传热系数各不相同, 当车速为零、车厢体隔热材料导热系数分别为 0.007、0.023、0.030、0.042、0.045 W/(m·K), 同时满足最佳车厢体传热系数与车厢内体积最大条件, 对应的车厢体隔热材料最佳厚度分别为 0.07、0.14、0.16、0.19、0.20 m; 传热系数分别为 0.098 5、0.160 3、0.182 3、0.213 9、0.217 6 W/(m<sup>2</sup>·K), 车速越高, 车厢体最佳隔热材料厚度越小、传热系数越大, 车厢体隔热材料最佳厚度与车厢体传热系数呈正相关性。

**关键词:** 冷藏车厢 隔热材料厚度 多目标优化

**中图分类号:** U469.6<sup>+</sup>6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)01-0224-07

## Multi-objective Optimization Design of Insulated Compartment for Refrigerated Trucks

Li Jin<sup>1</sup> Xie Ruhe<sup>2</sup>

(1. School of Physics and Mechanical and Electrical Engineering, Shaoguan University, Shaoguan 512005, China

2. Logistics and Transport Institute, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of multi-objective design for refrigerated compartment, an optimal design model of refrigerated compartment was established. The actual constraints of compartment heat transfer, compartment seal, respiratory heat of goods within the refrigerated compartment and its main design parameters were comprehensively considered. The smallest heat transfer coefficient and maximum internal space of compartment were selected as objective function. Parameters of the refrigerated compartment were optimized with Matlab software, and the compartment heat transfer coefficient and the best thickness of compartment insulation material under different parameters were analyzed. Results showed that the optimized design method was suitable for insulated compartment of refrigerated trucks. The optimized heat transfer coefficient and the smallest thickness of compartment insulation material were different under different conditions. When truck speed was zero and the thermal conductivities of compartment insulation material were 0.007, 0.023, 0.030, 0.042, 0.045 W/(m·K), and the conditions of optimal compartment heat transfer coefficient and the largest internal space of compartment were satisfied simultaneously, the corresponding optimal thicknesses of compartment insulation material were 0.07, 0.14, 0.16, 0.19, 0.20 m, and the heat transfer coefficients were 0.098 5, 0.160 3, 0.182 3, 0.213 9, 0.217 6 W/(m<sup>2</sup>·K), respectively. The thickness of compartment insulation material decreased and compartment heat transfer coefficient increased with the increase of truck speed. In addition, there was a positive correlation between the smallest thickness of compartment insulation material and the optimal heat transfer coefficient.

**Key words:** Refrigerated compartments Insulation material thickness Multi-objective optimization

收稿日期: 2014-01-05 修回日期: 2014-04-10

\* 国家自然科学基金资助项目(51008087)、广东省科技计划资助项目(2012B091100199)和韶关市科技计划资助项目(2011CK/K14)

作者简介: 李锦, 副教授, 博士, 主要从事流体机械与冷藏运输车辆关键技术研究, E-mail: 653251849@qq.com

## 引言

冷藏车厢是冷藏车最重要的部件之一<sup>[1]</sup>,车厢内温度高低及均匀性将影响所运易腐食品品质<sup>[2-3]</sup>。其中,车厢体的传热系数、车厢内的有效容积,以及制冷机组的热负荷等是车厢体结构设计的重要指标参数<sup>[4-7]</sup>,上述参数将对冷藏车降温特性、车厢内温度波动与均匀性造成直接影响<sup>[4-5,8-9]</sup>。实际中,车厢传热系数越小,则热负荷越小,越节能;在一定外形尺寸下,车厢内的有效容积越大,则车厢体制造成本越低。

杨培志、谢如鹤等对铁路冷藏车传热系数进行了单目标优化<sup>[6-7]</sup>,罗继美等对不同车速条件下的最佳传热系数进行了计算<sup>[10]</sup>,韩林、何国庚、Ahmed 等对隔热厢体的隔热性能、厢体的制作与发泡技术,隔热厢体设计,耐老化性能,进行了试验测试与理论研究<sup>[11-14]</sup>,李锦等对影响冷藏车厢热稳定性的因素进行了分析<sup>[9]</sup>,上述研究均未涉及同时要求车厢传热系数最小、车厢内部容积最大等多目标问题。与此同时,车厢体的传热系数又由车辆运行速度、车内空气流速、隔热材料的厚度及其导热系数等决定,并随这些参数的变化而变化。由此看来,影响这些指标参数的因素很多,设计计算过程参数之间又相互牵制,有一定的关联关系。王德彬等对冷藏车厢各侧面最佳厚度的多目标优化设计问题提出过求解思路<sup>[1]</sup>,但未考虑到车厢装载空间要求大的这一重要因素。因此,在车厢体外形尺寸一定,对同时满足车厢体传热系数最小、车厢内容积最大的车厢最佳隔热材料厚度进行设计优化研究很有实际意义。

本文针对冷藏车厢内热交换特点,通过构建冷藏车厢多目标设计优化模型,对影响冷藏车厢隔热材料最佳厚度的关键参数进行分析,为冷藏车隔热车厢生产提供设计参考。

## 1 车厢优化模型构建

冷藏车厢体结构通常如图 1 所示,车厢内外一般采用 3 mm 的玻璃钢,中间为 100 mm 厚的聚氨酯隔热材料进行填充。对于冷藏车厢的设计,应该根据冷藏车的热工性能要求,在车厢体外形尺寸确定条件下,求最佳的隔热材料厚度,不但要求车厢体传热系数  $K$  最小,而且要使车厢内容积  $V$  最大(或车厢体各壁隔热材料总体积最小),可通过建立车厢体传热系数最小与车厢体各壁面总体积最小 2 个目标函数,将车厢体隔热层厚度、车速、隔热厢体材料导热系数定为优化设计变量,即

$$\mathbf{X} = (\delta_1, v_p, \lambda_1) \quad (1)$$

式中  $\delta_1$ ——冷藏车厢体隔热材料厚度, m  
 $v_p$ ——车辆运输速度, km/h  
 $\lambda_1$ ——隔热材料导热系数, W/(m·K)



图 1 车厢体平面结构示意图

Fig. 1 Plane structure schematic view of compartment

1. 车厢体内、外表面玻璃钢 2. 车厢体隔热材料

### 1.1 车厢体传热特性

冷藏车厢传热系数计算公式为

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{2\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_n}} \quad (2)$$

式中  $K$ ——冷藏车厢传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K)

$\delta_2$ ——冷藏车厢体内、外表面玻璃钢厚度, m

$\lambda_2$ ——冷藏车厢体内、外表面玻璃钢导热系数, W/(m·K)

$a_w$ ——冷藏车厢外表面换热系数, W/m<sup>2</sup>

$a_n$ ——冷藏车厢内表面换热系数, W/m<sup>2</sup>

车厢内、外表面的换热系数主要与车速有关,其公式为

$$a_w = 9 + 3.5v_p^{0.66} \quad (3)$$

$$a_n = 9 + 3.5v_n^{0.66} \quad (4)$$

式中  $v_n$ ——车厢内空气流速, km/h

制冷时,冷藏车厢内的热负荷主要包括以下几项:通过车厢体传入的热量

$$Q_1 = KF(t_w - t_n) \quad (5)$$

其中

$$F = \sqrt{F_n F_w} = 2 \{ (LH + WH + LW) [ (L - 2\delta_1 - 4\delta_2) \cdot (H - 2\delta_1 - 4\delta_2) + (W - 2\delta_1 - 4\delta_2) (H - 2\delta_1 - 4\delta_2) + (L - 2\delta_1 - 4\delta_2) (W - 2\delta_1 - 4\delta_2) ] \}^{1/2}$$

式中  $F$ ——车厢体当量传热面积, m<sup>2</sup>

$t_w$ ——冷藏车厢外表面综合温度, K

$t_n$ ——冷藏车厢内空气温度, K

$F_n, F_w$ ——车厢体内、外表面面积, m<sup>2</sup>

$L, W, H$ ——车厢外形尺寸的长、宽、高, m

通过空气与水蒸气泄漏传入的热量

$$Q_2 = \frac{\beta \rho V}{3600} [c_p(t_k - t_n) + \gamma(\phi_w \chi_w - \phi_n \chi_n)] \quad (6)$$

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  $\beta$ ——车厢的漏气倍数(不同车速条件下其值不同<sup>[15]</sup>)

$\rho$ ——冷藏车厢内的空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$V$ ——冷藏隔热车厢体的内部体积,  $\text{m}^3$

$C_p$ ——空气的定压比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$t_k$ ——冷藏车厢外空气温度,  $\text{K}$

$\gamma$ ——水蒸气凝结热,  $\text{J}/\text{kg}$

$\phi_w, \phi_n$ ——车厢外、内空气相对湿度

$x_w, x_n$ ——车厢外、内饱和空气含湿量,  $\text{g}/\text{kg}$

冷藏车厢内货物的呼吸热

$$Q_3 = \frac{1}{24 \times 3600} GE \quad (7)$$

式中  $G$ ——车载食品货物的质量,  $\text{t}$

$E$ ——车载货物的呼吸热,  $\text{J}/(\text{t}\cdot\text{d})$

因装卸货物开门传热车厢内的热量

$$Q_4 = NQ_1 \quad (8)$$

式中  $N$ ——开门系数, 每小时基本不开门, 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; 每小时开门 5 次以上, 取 2

冷藏车厢体预冷需要摄取的热量

$$Q_5 = \frac{G_T C_T}{2\tau} (t_w - t_n) = \frac{m_T (V' - V) C_T}{2\tau} (t_w - t_n) \quad (9)$$

其中  $V' = LWH$

式中  $G_T$ ——隔热车厢体的质量,  $\text{kg}$

$C_T$ ——隔热车厢体的比热容,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$\tau$ ——时间,  $\text{s}$

$m_T$ ——隔热车厢体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$V'$ ——冷藏隔热车厢体的外形体积,  $\text{m}^3$

冷藏车厢内电动机工作产生的热量

$$Q_6 = M\varepsilon\zeta \quad (10)$$

式中  $M$ ——电动机的额定功率,  $\text{W}$

$\varepsilon$ ——热转换系数(电动机全在车厢内, 取  $\varepsilon = 1$ )

$\zeta$ ——电动机运行时间系数(取  $\zeta = 0.33$ )

## 1.2 车厢体优化设计模型

车厢体外形尺寸的确定, 不但要求车厢体传热系数最小, 而且要使车厢内容积最大, 这是一个多目标优化问题。对于冷藏车厢体的多目标优化设计问题, 目标函数可表示为

$$\min K(\mathbf{X}) = \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{2\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_n}} \quad (11)$$

$$\max V(\mathbf{X}) =$$

$$(L - 2\delta_1 - 4\delta_2)(W - 2\delta_1 - 4\delta_2)(H - 2\delta_1 - 4\delta_2) \quad (12)$$

对冷藏车进行设计时, 热负荷的值应小于或等于 75% 制冷机组热容量<sup>[1]</sup>, 即

$$0 \leq Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = Q_0 \leq 0.75 Q_0 \quad (13)$$

式中  $Q_0$ ——制冷机组实际制冷量,  $\text{W}$

考虑到市场上主要的冷藏车厢隔热材料为聚氨酯隔热材料、聚苯乙烯隔热材料、挤塑聚苯乙烯隔热材料、以及真空隔热板绝热材料等类型, 4 种隔热材料的传热系数、导热系数均在一定范围, 即

$$K > 0 \quad (14)$$

$$0.007 \leq \lambda_1 \leq 0.045 \quad (15)$$

考虑到车厢内装货容积的要求, 因此车厢体隔热材料的厚度约束条件为

$$0.05 < \delta_1 < 0.20 \quad (16)$$

由于冷藏运输车辆为货运车辆, 对于冷藏汽车, 在路面上行驶时的速度基本上低于 100  $\text{km}/\text{h}$ , 因此其速度约束条件为

$$0 \leq v_p \leq 100 \quad (17)$$

此外, 实际车厢体内部体积约束条件为不超过车厢体外形尺寸。

## 1.3 优化求解计算程序

对非线性规划问题的求解, 因其约束条件所构成的区域是一个规则的方形区域, 可借助计算机, 利用 Matlab 数学软件, 通过对变量的迭代求解最优值。对多目标规划问题, 首先通过对目标进行线性加权使多目标问题化为单目标规划进行求解。在实际求解时, 先通过确定的值通过循环寻找其他 2 个值的最优值。对此问题的求解, 在一定的误差范围(计算过程  $\delta_1$  的精度为 0.01,  $v_p$  的精度为 5, 总的误差范围应该为 0.5)之内通过循环迭代求解最优值是可行的, 对于一个复杂的三元函数, 并不能确定它在约束区域内是连续的, 则不一定存在最值, 所以寻求近似值是完全合理的。具体算法如下:

$$\min = \sum_{i=1}^n \omega_i P_i (P_i \text{ 为目标函数, } \omega_i \text{ 为权系数})$$

$$\sum_{i=1}^n \omega_i = 1$$

$$\lambda_1 = \lambda \quad (0.007 \leq \lambda \leq 0.045)$$

$$\text{For } v_p = 0 \text{ to } 100 \text{ step } v_{p0}$$

$$\text{For } \delta_1 = 0.05 \text{ to } 0.2 \text{ step } \delta_{10}$$

$$f = \sum_{i=1}^n \omega_i P_i$$

End

End

$$\text{Print } f, \lambda, v_{pi}, \delta_{1i}$$

$$\min = f_1$$

For  $i = 1$  to length ( $f$ )

If  $f_i < \min$

$\min = f_i$

End

End

Print  $\min, \lambda, v_{pi}, \delta_{1i}$

在权重确定方面,考虑到篇幅以及后续将对权重的确定方法另行单独撰文进行研究,因此,本次是通过对冷藏运输装备研究领域的 10 名专家、制造企业的 10 名工程师以及 10 名研究生进行调查,求其平均值,最终得到车厢内部空间大小与车厢体传热系数权重均取为 0.5,计算过程程序如图 2 所示。

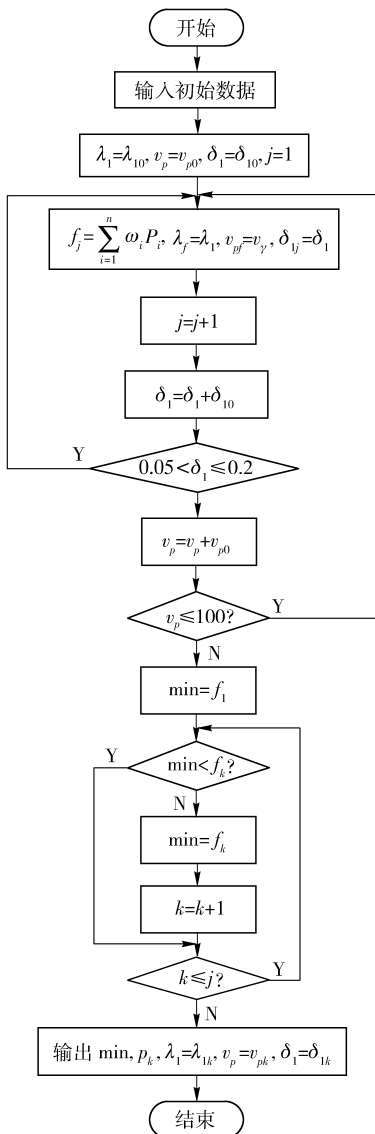


图 2 优化计算程序框图

Fig. 2 Program block diagram of optimized calculates

## 2 算例与分析

算例:考虑到冷藏运输的实际,以及草莓的呼吸热较大,具有较好的代表性,因此计算以一冷藏车厢

内装载 5 t 的草莓为例,要求车厢内最佳温度为  $0^{\circ}\text{C}$ ,车厢外空气温度  $35^{\circ}\text{C}$ ,考虑车外太阳辐射的作用,车厢外壁面综合温度为  $45^{\circ}\text{C}$ 。具体参数为: $C_p = 1\ 040\ \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $\rho = 1.27\ \text{kg}/\text{m}^3$ ;  $Q_0 = 2\ 350\ \text{W}$ ;  $t_w = 45^{\circ}\text{C}$ ;  $\lambda_2 = 0.52\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;  $\delta_2 = 0.003\ \text{m}$ ;  $t_n = 0^{\circ}\text{C}$ ;  $t_k = 35^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau = 4\ 000\ \text{s}$ ;  $L = 4.31\ \text{m}$ ;  $W = 1.89\ \text{m}$ ;  $H = 2.02\ \text{m}$ ;  $v_n = 0.6\ \text{m}/\text{s}$ ;  $\gamma = 2\ 500\ \text{J}/\text{kg}$ ;  $\phi_w = 0.5$ ;  $\phi_n = 0.9$ ;  $x_w = 37\ \text{g}/\text{kg}$ ;  $x_n = 3.82\ \text{g}/\text{kg}$ ;  $G = 5\ \text{t}$ ;  $E = 4\ 000 \times 10^3\ \text{J}/(\text{t}\cdot\text{d})$ ;  $N = 0.25$ ;  $m_T = 30\ \text{kg}/\text{m}^3$ ;  $C_T = 1.38 \times 10^3\ \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $M = 1\ 830\ \text{W}$ ;  $\varepsilon = 1$ ;  $\zeta = 0.33$ 。以上各试验与理论计算参数参照文献[4-5,15]进行测试与确定。

由于实际生产制造过程中,冷藏车厢采用的隔热材料主要有 4 种,分别是 100 mm 的聚氨酯隔热材料、100 mm 的挤塑聚苯乙烯隔热材料、120 mm 的聚苯乙烯隔热材料、60 mm 的真空绝热板。隔热材料不同,车厢体隔热材料的导热系数也不同。优化过程是将冷藏车厢的相关参数代入计算机计算,最终绘制出不同车速、不同隔热材料厚度情况下的车厢体内部体积最大、传热系数最小的三维图形,具体如下:

(1) 当车厢(真空绝热板)隔热材料导热系数为  $0.007\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  时,不同车速条件下,车厢体隔热材料最佳厚度对应的车厢体内部体积最大值的动态目标函数值如图 3 所示,对应车厢体传热系数最小的动态目标函数值如图 4 所示。

当隔热材料导热系数为  $0.007\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 、车辆运行速度在  $0 \sim 100\ \text{km}/\text{h}$  范围内增大时(图 3),车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢内部体积最大值随之变小,但变化不明显。考虑到车厢传热系数也同时达到最优条件,当车速为零,车厢体隔热材料厚度为  $0.07\ \text{m}$ ,车厢内最优体积值最大,其值为  $13.499\ 3\ \text{m}^3$ 。由图 4 可知,当隔热材料导热系数为  $0.007\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 、车厢隔热材料厚度越小,车速在  $0 \sim 100\ \text{km}/\text{h}$  范围内速度变化时,引起的车厢体传热系数变化越大,车速增大,传热系数增大,但随着车厢体隔热材料厚度的增大,车速对传热系数的影响变得越来越不明显;车厢体隔热材料厚度在  $0.05 \sim 0.20\ \text{m}$  范围内逐渐增大时,车厢体传热系数随着车厢体厚度的增大逐渐呈指数规律变小,考虑到车厢体内部体积同时达到最大的条件,车厢体隔热材料厚度为  $0.07\ \text{m}$  时,车厢体传热系数最优值最小,其值为  $0.098\ 5\ \text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

(2) 当车厢(聚氨酯)隔热材料导热系数为  $0.023\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  时,不同车速条件下,车厢体隔热材料最佳厚度对应的车厢内部体积最大值的动态目

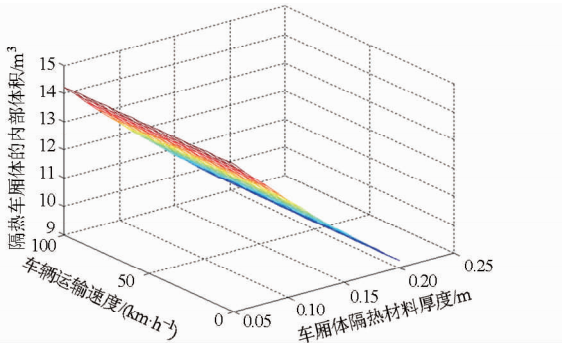


图3 材料导热系数为 0.007 W/(m·K)时车厢体积  
Fig.3 Compartment volume when material thermal conductivity was 0.007 W/(m·K)

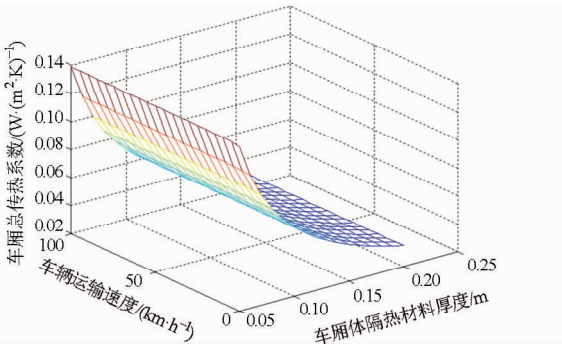


图4 材料导热系数为 0.007 W/(m·K)时车厢传热系数  
Fig.4 Compartment heat transfer coefficient when material thermal conductivity was 0.007 W/(m·K)

标函数值如图 5 所示,对应的车厢体传热系数最小的动态目标函数值如图 6 所示。

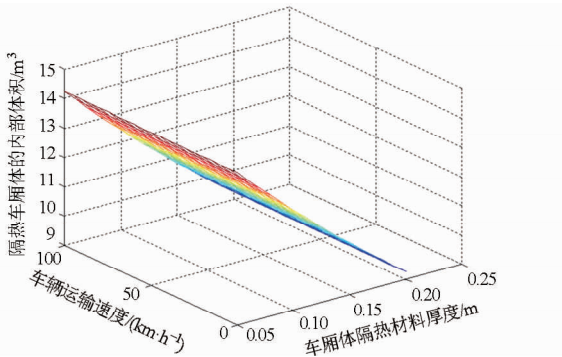


图5 材料导热系数为 0.023 W/(m·K)时车厢体积  
Fig.5 Compartment volume when material thermal conductivity was 0.023 W/(m·K)

当隔热材料导热系数为 0.023 W/(m·K)、车辆运行速度在 0 ~ 100 km/h 范围内增大时(图 5),车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢内部体积最大值同样随之变小。当车速为零,车厢体隔热材料厚度为 0.14 m,车厢内最优体积值最大,为 11.095 1 m<sup>3</sup>。由图 6 可知,当隔热材料导热系数为 0.023 W/(m·K)、车厢厚度越小,车速在 0 ~ 100 km/h 范围内增大,传热系数相应增大,但随着车厢厚度的增大,车速的增大对传热系数的变大影响不明显;车厢体隔热材料

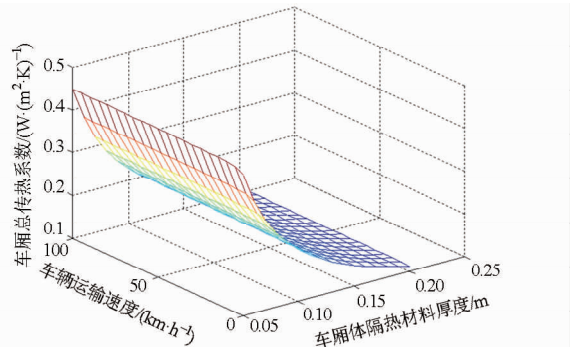


图6 材料导热系数为 0.023 W/(m·K)时车厢传热系数  
Fig.6 Compartment heat transfer coefficient when material thermal conductivity was 0.023 W/(m·K)

厚度在 0.05 ~ 0.20 m 范围内增大时,车厢体传热系数呈指数规律变小,考虑到车厢体内部体积同时达到最大的条件,车厢体隔热材料厚度为 0.14 m 时,车厢体传热系数最优值最小,其值为 0.160 3 W/(m<sup>2</sup>·K)。

(3)当车厢(挤塑聚苯乙烯)隔热材料导热系数为 0.03 W/(m·K)时,不同车速条件下,车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢内部体积最大值的动态目标函数值如图 7 所示,对应的车厢体传热系数最小值的动态目标函数值如图 8 所示。

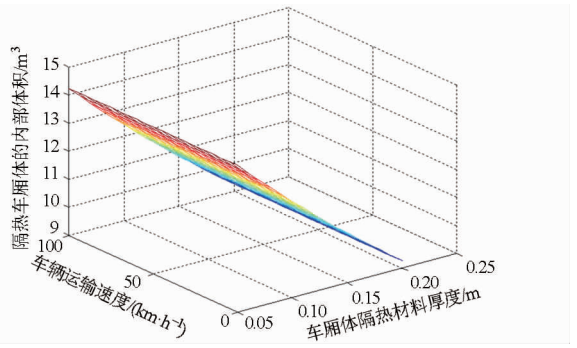


图7 材料导热系数为 0.03 W/(m·K)时车厢内部体积  
Fig.7 Compartment volume when material thermal conductivity was 0.03 W/(m·K)

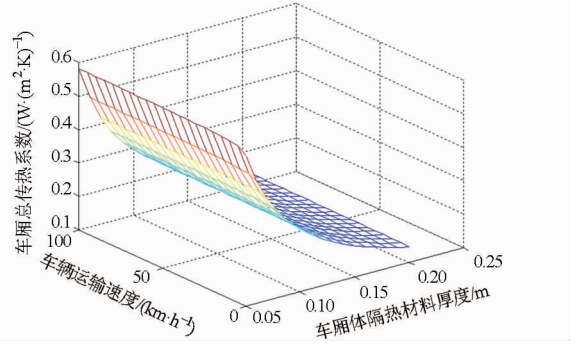


图8 材料导热系数为 0.03 W/(m·K)时车厢传热系数  
Fig.8 Compartment heat transfer coefficient when material thermal conductivity was 0.03 W/(m·K)

由图 7 可以看出,当隔热材料导热系数为 0.03 W/(m·K)、车辆运行速度在 0 ~ 100 km/h 范围内增大时,车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢

内部体积最大值随之变小,当车速为零,车厢体隔热材料厚度为 0.16 m,车厢内最优体积值最大,其值为 10.461 8 m<sup>3</sup>。由图 8 可知,当隔热材料导热系数为 0.03 W/(m·K)、车速在 0~100 km/h 范围内增大时,车厢隔热材料厚度越小,车厢传热系数随之明显增大,但随着隔热材料厚度的增大,车速的变化对传热系数的影响将不明显;车厢体隔热材料厚度在 0.05~0.2 m 范围内增大时,车厢体传热系数呈指数规律变小,考虑到车厢体内部体积同时达到最大的条件,车厢体隔热材料厚度为 0.16 m 时,车厢体传热系数最优值最小,为 0.182 3 W/(m<sup>2</sup>·K)。

(4)当车厢(聚苯乙烯)隔热材料导热系数为 0.042 W/(m·K)时,不同车速条件下,车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢内部体积最大值的动态目标函数值如图 9 所示,对应车厢体传热系数最小值的动态目标函数值如图 10 所示。

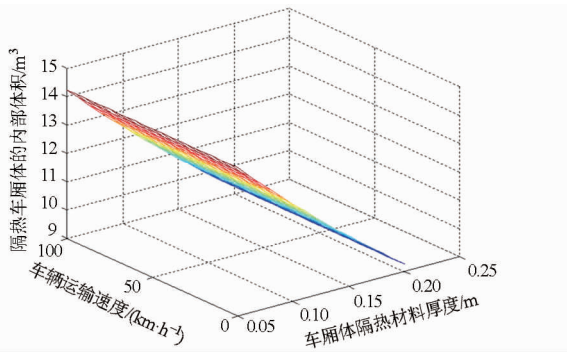


图 9 材料导热系数为 0.042 W/(m·K)时车厢体内部体积

Fig. 9 Compartment volume when material thermal conductivity was 0.042 W/(m·K)

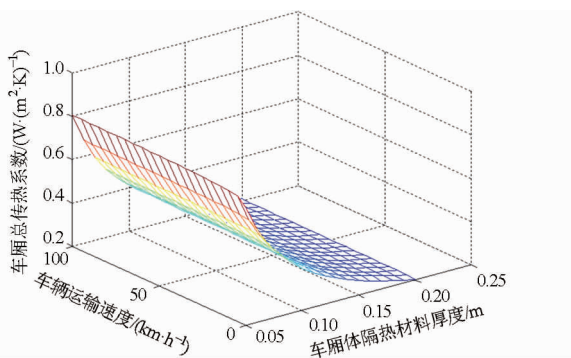


图 10 材料导热系数为 0.042 W/(m·K)时车厢传热系数

Fig. 10 Compartment heat transfer coefficient when material thermal conductivity was 0.042 W/(m·K)

由图 9 可以看出,当隔热材料导热系数为 0.042 W/(m·K)、车辆运行速度在 0~100 km/h 范围内增大时,车厢体最佳隔热材料厚度对应的车厢内部体积最大值随之变小,当车速为零,车厢体隔热材料厚度为 0.19 m,车厢内最优体积值最大,为 9.555 m<sup>3</sup>。由图 10 可知,当隔热材料导热系数为 0.042 W/(m·K)、车速在 0~100 km/h 范围内增大

时,车厢隔热材料厚度越小,车厢传热系数将随之增大,同样随着厚度的增大,车速的增大对传热系数的影响不明显;车厢体隔热材料厚度在 0.05~0.20 m 范围内增大时,车厢体传热系数呈指数规律变小,下降趋势比导热系数为 0.034 W/(m·K)的车厢体隔热材料要快,考虑到车厢体内部体积同时达到最大的条件,车厢体隔热材料厚度为 0.19 m 时,车厢体传热系数最优值最小,其值为 0.213 9 W/(m<sup>2</sup>·K)。

(5)车厢体不同传热系数条件下的最佳隔热材料厚度如图 11 所示。由图 11 可看出,当车速为零、导热系数为 0.007 W/(m·K)时,车厢体最佳传热系数为 0.098 5 W/(m<sup>2</sup>·K),对应的车厢体最佳隔热材料厚度为 0.07 m;当导热系数为 0.045 W/(m·K)时,车厢体最佳传热系数为 0.217 6 W/(m<sup>2</sup>·K),对应的车厢体最佳隔热材料厚度为 0.2 m。不同的车厢体最佳传热系数条件下,对应的车厢体隔热材料厚度不同,随着车厢体最佳传热系数的增大车厢体最佳厚度也增大,两者呈正相关性。

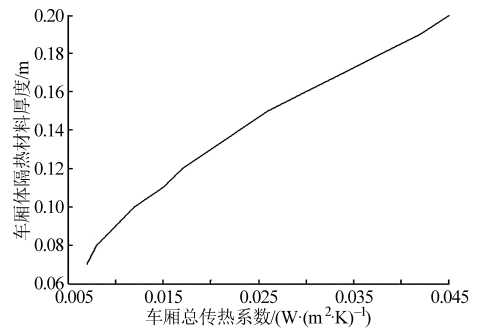


图 11 车厢体最佳传热系数对应的最佳隔热材料厚度

Fig. 11 Optimal insulation material thickness for compartments corresponded to optimal heat transfer coefficient

### 3 结论

(1)不同车速、不同隔热材料厚度、不同隔热材料导热系数条件下对应的车厢体隔热材料最佳厚度与传热系数各不相同,当车速为零、车厢体隔热材料导热系数分别为 0.007、0.023、0.03、0.042、0.045 W/(m·K),同时满足最佳车厢体传热系数与车厢内体积最大条件,对应的车厢体隔热材料最佳厚度与传热系数分别为 0.07、0.14、0.16、0.19、0.20 m 与 0.098 5、0.160 3、0.182 3、0.213 9、0.217 6 W/(m<sup>2</sup>·K),且随着车速的增大,车厢体最佳隔热材料厚度相应变小、最佳传热系数变小,但车速的影响不明显。

(2)同时满足车厢体最佳传热系数与最大车厢内体积条件,对应的车厢体隔热材料厚度与车厢体最佳传热系数成正相关性。

(3)通过构建理论模型,采用 Matlab 软件对车

厢体隔热材料最佳厚度进行设计优化具有可行性。厚度,4种隔热材料厚度均偏小。由优化结果来看,优化前的厚度不是最佳隔热材料

#### 参 考 文 献

- 1 王德彬,宋全伟. 冷藏车隔热车厢的优化设计[J]. 江苏工学院学报,1993,14(2):13-18.  
Wang Debin, Song Quanwei. Optimum design insulated body of refrigerated van[J]. Journal of Jiangsu Institute of Technology, 1993,14(2):13-18. (in Chinese)
- 2 张东霞,吕恩利,陆华忠,等. 保鲜运输车温度场分布特性试验研究[J]. 农业工程学报,2012,28(11):254-260.  
Zhang Dongxia, Lv Enli, Lu Huazhong, et al. Experimental study on temperature field distribution characteristics in fresh-keeping transportation[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(11): 254-260. (in Chinese)
- 3 Clement V, James T, Stefanie W, et al. Transportation of fresh horticultural produce [J]. Postharvest Technologies for Horticultural Crops,2009,2:1-24.
- 4 李锦,谢如鹤,刘广海,等. 冷藏车降温数学模型建立及影响因素分析[J]. 农业机械学报,2013,44(6):175-182.  
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai, et al. Establishment of cooling mathematical model and analysis of influence factors for refrigerated trucks[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(6): 175-182. (in Chinese)
- 5 李锦,谢如鹤,刘广海,等. 多温冷藏车降温特性及其影响参数研究[J]. 农业机械学报,2013,44(2):128-135.  
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai, et al. Cooling characteristics and influence parameters of multi-temperature refrigerated truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(2): 128-135. (in Chinese)
- 6 杨培志. 冷板冷藏车整车传热系数的计算分析[J]. 制冷与空调,2004,4(6):53-55.  
Yang Peizhi. The calculation of heat transfer coefficient for refrigerated truck[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2004,4(6): 53-55. (in Chinese)
- 7 谢如鹤,欧阳仲志. 铁路冷藏车传热系数的优化[J]. 铁道学报,1999,21(1):33-37.  
Xie Ruhe, Ouyang Zhongzhi. Optimum for the coefficient of heat transfer of railway refrigerator car[J]. Journal of the China Railway Society, 1999, 21(1): 33-37. (in Chinese)
- 8 李锦,谢如鹤,刘广海. 易腐食品冷藏运输车内温度场影响因素仿真研究[J]. 食品与机械,2012(3):190-194.  
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai. Simulation study on the compartment temperature field influence factors of perishable food refrigerated trucks[J]. Food & Machinery,2012(3): 190-194. (in Chinese)
- 9 李锦,谢如鹤,刘广海,等. 车外综合温度条件下典型冷藏车厢内热稳定性研究[J]. 农业机械学报,2012,43(8):141-147.  
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai, et al. Research on the thermal stability of typical refrigerated trucks compartment in the outdoor sol-air temperature conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(8): 141-147. (in Chinese)
- 10 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.
- 11 韩林. 冷藏车保温车厢体制作技术及隔热材料的应用[J]. 商用汽车,2005(8):78-79.
- 12 何国庚. 液氮冷藏集装箱的箱型选择与结构设计[J]. 低温工程,1997(1):36-40.  
He Guogeng. Size selection and structure design of LN<sub>2</sub> cold storage container[J]. Cryogenics,1997(1):36-40. (in Chinese)
- 13 刘晓晨. 日本工业标准保温、冷藏汽车的保温厢体[J]. 专用汽车,1997(2):55-56.
- 14 Ahmed M, Meade O, Mario M A. Reducing heat transfer across the insulated walls of refrigerated truck trailers by the application of phase change materials[J]. Energy Conversion and Management, 2010,51(3):383-392.
- 15 刘广海,孙永才,谢如鹤,等. 冷藏集装箱渗透漏气量动态性能研究[C]//第七届全国食品冷藏链大会论文集,2010:173-176.