

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.08.026

车外综合温度条件下典型冷藏车厢内热稳定性研究^{*}

李锦^{1,2} 谢如鹤³ 刘广海³ 吕宁³ 刘浩荣³

(1. 中南大学交通运输工程学院, 长沙 410083; 2. 韶关学院物理与机电工程学院, 韶关 512005;

3. 广州大学物流与运输研究所, 广州 510006)

【摘要】 综合考虑太阳直射辐射、天空散射辐射、地面反射辐射、室外空气温度及车辆运行速度多个因素,采用2阶谐波傅氏级数表达的车外壁面温度函数作为车厢外侧的边界条件,利用热工理论分析与试验验证相结合的方法,分析4种典型冷藏车隔热车厢对温度的衰减与延迟作用,以及厢内热稳定性的影响。结果表明:车厢的隔热材料不同,对车外综合温度的延迟时间与衰减倍数不同,厢体热惰性指标、热阻越大,延迟时间与衰减倍数相应越大;车辆行驶方向、隔热材料不同,车厢体内壁面温度也不同,但都按照正弦规律波动变化,且厢体内壁面温度逐时变化值接近厢内设定空气温度。车厢内的热稳定性主要由厢体隔热材料的热阻与热惰性指标决定,由好到差依次为真空绝热材料厢体、挤塑聚苯乙烯厢体、聚氨酯隔热厢体、聚苯乙烯隔热厢体。

关键词: 冷藏车厢 热稳定性 辐射强度 综合温度

中图分类号: U465.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)08-0141-07

Thermal Stability of Typical Refrigerated Trucks Compartment under Outdoor Sol-air Temperature Conditions

Li Jin^{1,2} Xie Ruhe³ Liu Guanghai³ Lü Ning³ Liu Haorong³

(1. School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410083, China

2. School of Physics and Mechanical & Electrical Engineering, Shaoguan University, Shaoguan 512005, China

3. Logistics and Transport Research Institute, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China)

Abstract

Considering the factors of direct solar radiation, sky diffuse radiation, ground reflected radiation, outdoor air temperature, and the vehicle speed, compartment outdoor wall surface temperature function with two-order harmonic Fourier series expression was used as a boundary conditions. The effect factors of time lag, decrement, and thermal stability upon four kinds typical refrigerated trucks insulation compartment were analyzed by using combined method of thermal theory analysis and experimental validation. The analysis results show that different compartments insulation materials will cause different of time lag and decrement coefficient which increases with the increasing of the thermal inertia index and heat resistance of compartment. Different driving directions and insulation materials will cause different compartment indoor wall surface temperatures accordance with the sinusoidal variation. The compartment indoor wall surface temperature change with time closes to the compartment inner air temperature. The thermal stability inside compartment is determined by thermal resistance and thermal inertia index of insulation material. The order from the best to the worst is VIP compartment, extruded polystyrene composite compartment, polyurethane thermal insulation compartment and polystyrene insulation composite compartment.

Key words Refrigerated trucks compartment, Thermal stability, Radiation intensity, Sol-air temperature

收稿日期: 2011-12-07 修回日期: 2012-04-27

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51008087)和韶关市科技计划资助项目(2011CX/K14)

作者简介: 李锦, 博士生, 韶关学院讲师, 主要从事汽车及冷链物流运输装备研究, E-mail: 653251849@qq.com

通讯作者: 谢如鹤, 教授, 博士生导师, 主要从事物流与运输管理、技术经济与管理研究, E-mail: ruhe_xie@yahoo.com

引言

根据文献[1]规定要求,每种易腐食品都有一个最佳的运输温度范围,否则将导致保质期缩短或腐烂变质。可见,冷藏运输过程车厢内温度及其热稳定性对保证易腐食品运输品质尤为重要,而车厢隔热材料及其厚度又是决定车厢内温度高低及热稳定性的重要因素。在国内,蔡敏等研究了外部热环境对冷板冷藏车车体传热的影响^[2],刘广海等对铁道冷藏运输车辆的能耗进行了调查分析和相应的设计优化^[3],李夔宁等对货车冷负荷的计算方法进行了研究^[4],杨昭、朱轶韵等对建筑墙体的热稳定性进行了研究^[5-6]。在国外,Moureh等采用试验与数值仿真的方法对冷藏车厢内的气流组织特性进行了研究^[7-8],Tso等采用试验方法对冷藏卡车的传热质特性进行研究^[9],Alifanov、Ampofo等基于车辆静止状态外部热环境对车厢温度场的影响进行了研究^[10-11]。但还未发现专门针对各类型隔热材料的冷藏车辆厢体内壁温度及其热稳定性量化研究的相关文献报道。本文在综合考虑太阳直射辐射、天空散射辐射、地面反射辐射、室外空气温度及车辆运行速度等因素,建立典型冷藏车厢内壁面温度变化数学模型,并进行试验验证,最后分析冷藏车厢内壁面温度的变化规律及厢体隔热材料的相关参数对车内热稳定性的影响。

1 外部综合温度

1.1 太阳辐射强度

太阳辐射主要包括太阳直射辐射与散射辐射两部分,散射辐射又包括天空散射辐射与地面反射辐射两部分^[12-13],总辐射强度为

$$I = I_n + I_g + I_s \quad (1)$$

其中

$$I_n = I_d \left(\cos\theta \sin\eta + \sin\theta \cos\eta \cos \left(\arcsin \left(\frac{\cos\sigma \sin\vartheta}{\cos\eta} - \gamma \right) \right) \right) \quad (2)$$

$$I_d = A_A C_N \exp(-A_B / \sin\eta) \quad (3)$$

$$I_g = \rho_g (I_n C + I_n \sin\eta) (1 - \cos\theta) / 2 \quad (4)$$

$$I_s = C I_n [1 - 0.5(1 - \cos\theta)] \quad (5)$$

$$\sigma = 23.45 \sin \left(\frac{360(284 + n)}{365} \right) \quad (6)$$

$$\vartheta = 15 \left(H_s - \frac{L - L_s}{15} + \frac{e}{60} - 12 \right) \quad (7)$$

$$e = 9.87 \sin \left(\frac{720(n - 81)}{364} \right) - 7.53 \cos \left(\frac{360(n - 81)}{364} \right) - 1.5 \sin \left(\frac{360(n - 81)}{364} \right) \quad (8)$$

式中 I_n ——太阳直射辐射强度, W/m^2

I_g ——地面反射辐射强度, W/m^2

I_s ——天空散射辐射强度, W/m^2

I_d ——未考虑到太阳光线与车体各表面法线夹角关系时的太阳直射辐射强度

C_N ——大气透明度系数,取 $C_N = 0.643$

A_A, A_B ——拟合系数,夏至日 $A_A = 1.085$,
 $A_B = 0.207$

η ——太阳高度角, ($^\circ$)

σ ——赤纬角, ($^\circ$)

θ ——壁面倾角, ($^\circ$)

ϑ ——太阳时角, ($^\circ$)

γ ——太阳方位角, ($^\circ$)

C ——拟合系数,夏至日 $C = 0.136$

ρ_g ——地面反射率,与地面情况有关,水泥路面 $\rho_g = 0.7$

n ——计算日在一年中的日期序号,夏至日 $n = 172$

H_s ——所在地区标准时间, h, 取 $H_s = 0, 1, \dots, 23$

L ——车辆所在位置的经度

L_s ——所在地区标准时间位置的经度, 取 $L_s = 111.3^\circ$

e ——时差

η, γ 的值如表1所示,表中 η 未列出的其他整点时刻值为 0° ;壁面朝向偏东时太阳方位角为负,偏西时太阳方位角为正,正南时 $\gamma = 0^\circ$ 。日出时间为 $5:17$, $\gamma = -115^\circ 37'$;日落时间为 $18:42$, $\gamma = 115^\circ 37'$,午前的太阳方位角为负,午后的太阳方位角为正。

以广州为例,为使研究具有代表性,计算日取6月21日(夏至日),假设车辆行驶过程中太阳照射没有受到树、建筑物的遮挡影响,由文献[14~15]查得广州夏至日参数值,代入式(1)~(8),可得出车厢顶部与东、南、西、北侧的太阳逐时直射辐射强度、散射辐射强度、地面反射辐射强度,以及总辐射强度随时间的不同值。结果如图1所示。

1.2 车厢外壁面温度

车厢外部综合温度,即外部热环境,包含了天空散射辐射、太阳直射辐射、地面反射辐射和室外空气温度4个参数,车厢外壁面温度是将以上4个参数对车厢壁结构的热作用所产生的当量温度综合而成的^[14-15],即

$$T_w = T_z + \frac{\rho I}{a_w} - \frac{\zeta \Delta R}{a_w} \quad (9)$$

表 1 广州地区夏至日太阳高度角与太阳方位角

Tab. 1 Sun elevation angle and sun azimuth angle in summer solstice in Guangzhou

时刻	6:00/18:00	7:00/17:00	8:00/16:00	9:00/15:00	10:00/14:00	11:00/13:00	12:00
高度角 $\eta/(\circ)$	8.95	21.97	35.28	48.82	62.48	76.22	89.55
方位角 $\gamma/(\circ)$	111.77	107.15	103.25	99.87	96.95	94.83	180.00

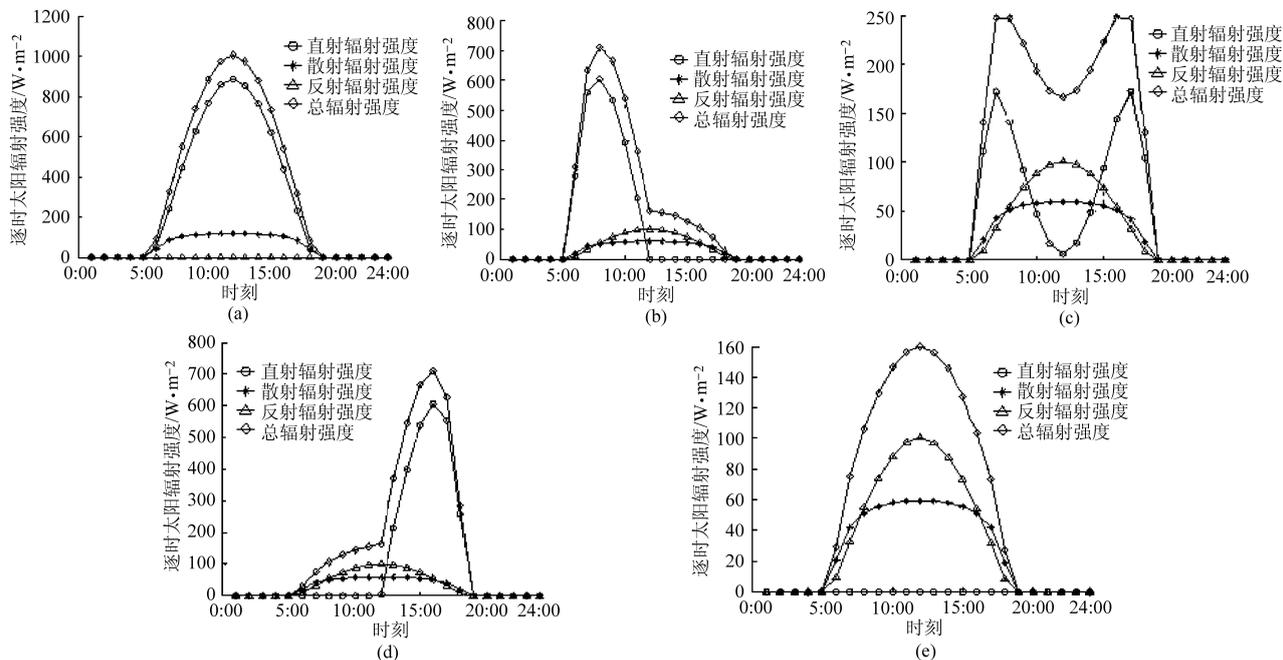


图 1 广州地区不同朝向夏至日太阳辐射强度

Fig. 1 Solar radiation intensity of different orientation in summer solstice in Guangzhou

(a) 车厢顶部 (b) 车厢东侧 (c) 车厢南侧 (d) 车厢西侧 (e) 车厢北侧

式中 T_z ——车外气温逐时值
 p ——吸收系数,车厢四周壁面和顶部为白色玻璃钢,取 $p = 0.2$
 a_w ——车厢体外表面对流换热系数
 ζ ——车体外壁的长波辐射力
 ΔR ——车体外壁与天空和周围物体间的长波辐射交换量

由于 a_w 、 ζ 和 ΔR 的大小与车辆所在位置、时刻、车外温度状况等因数有关,实际关系相当复杂,实际计算过程中一般采用近似处理办法^[3],即

$$a_w = 9 + 3.5v^{0.66} \quad (10)$$

式中 v ——车辆行驶速度

对于垂直面, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 为 0°C , 即认为垂直面从附近地面物体接收的长波辐射量与向外散失的长波辐射量相等;对于水平面, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 为 $3.5 \sim 4.0^\circ\text{C}$, 即认为水平外表面接收到的长波辐射量稍大于向外散失的长波辐射,此值一般由经验测定。

1.3 车厢外壁面温度的傅氏函数表示

车厢外壁面温度每时每刻都在不断波动,利用

傅氏级数展开可以将不同朝向车厢壁面温度作为扰量,表示成一组简单的周期函数^[4],即

$$T_w(\tau) = T_{w,p} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega\tau + \varphi_n) \quad (11)$$

式中 $T_w(\tau)$ ——车厢外壁面温度逐时值

$T_{w,p}$ ——车厢外壁面温度平均值

n ——谐波阶数

A_n ——第 n 阶正弦波外扰振幅

τ ——时间变量

φ_n ——第 n 阶正弦波外扰初相位

$n\omega$ ——第 n 阶正弦波外扰频率

将式(11)简单变化可写为

$$T_w(\tau) = T_{w,p} + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \sin\varphi_n \cos(n\omega\tau) + A_n \cos\varphi_n \sin(n\omega\tau)) \quad (12)$$

令 $\frac{a_0}{2} = T_{w,p}$, $a_n = A_n \sin\varphi_n$, $b_n = A_n \cos\varphi_n$, 可得

$$T_w(\tau) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega\tau) + b_n \sin(n\omega\tau)) \quad (13)$$

其中

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$$

$$\varphi_n = \begin{cases} \arctan \frac{a_n}{b_n} & (a_n > 0, b_n > 0) \\ \arctan \frac{a_n}{b_n} + 2\pi & (a_n < 0, b_n > 0) \\ \arctan \frac{a_n}{b_n} + \pi & (b_n < 0) \\ \frac{\pi}{2} & (a_n = A_n, b_n = 0) \\ \frac{3\pi}{2} & (a_n = -A_n, b_n = 0) \end{cases}$$

式(13)为 $T_w(\tau)$ 函数的傅氏展开式。

由于外部温度变化规律函数极其复杂,因此可利用一系列等间隔离散点来近似求得有限项傅氏级数,并进行该函数的谐波分析。将基本周期 $[0, T]$ 分为 N 个等分,在此区间有 N 个离散点数值 $T_{wj} = T_w(j\Delta\tau)$ ($j=0, 1, 2, \dots, N-1$),其中采样时间间隔 $\Delta\tau = T/N, T$ 为周期。

对于 n 阶谐波的振幅和初相位,可采用矩形叠加求和的方法替代积分法来进行计算,即

$$\begin{cases} \frac{a_0}{2} = T_{w,p} = \frac{1}{T} \sum_{j=0}^{N-1} T_{wj} \Delta\tau \\ a_n = \frac{2}{T} \sum_{j=0}^{N-1} T_{wj} \cos(n\omega j\Delta\tau) \Delta\tau \\ b_n = \frac{2}{T} \sum_{j=0}^{N-1} T_{wj} \sin(n\omega j\Delta\tau) \Delta\tau \end{cases} \quad (14)$$

本文取 $T = 24 \text{ h}, N = 24$ 。

由于车厢对高频扰量衰减作用很大,因此,在本次车厢传热过程计算中,取谐波的阶数为 2,得到谐波的有限项傅氏级数表示为

$$T_w(j\Delta\tau) = T_{w,p} + \sum_{n=1}^2 A_n \sin(n\omega j\Delta\tau + \varphi_n) \quad (15)$$

计算以广州大学所研制的样车(长 \times 宽 \times 高为 $4.1 \text{ m} \times 1.75 \text{ m} \times 1.17 \text{ m}$)为基础,假设车厢内空气温度保持 0°C ,车辆从 00:00 开始出发,以 80 km/h 由北向南逆风行驶,23:00 结束行程。根据已知给出条件以及文献[12~15]中广州地区夏至日逐时室外空气温度等相关参数,整理式(1)~(10),可得广州地区夏至日逐时不同方位车厢外壁面温度。再利用式(11)~(15)计算车厢外壁面温度的傅氏级数表达式最后可得车外壁面温度函数曲线,如图 2 所示。

由图 2 可看出,2 阶车厢外壁面温度傅氏函数曲线与逐时车厢外壁面温度离散值基本吻合,曲线的相关系数均在 0.9 以上,因此本文后续计算采用傅氏级数表达式来代替车厢厢体的周期外扰函数进行分析。

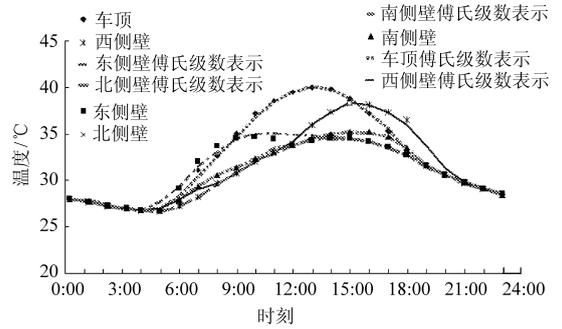


图 2 不同朝向车厢外壁面温度曲线
Fig. 2 Compartment outdoor surface temperature curves of different orientations

2 车厢内壁面温度

2.1 典型冷藏车厢结构

典型冷藏车厢厢体构成如图 3 所示,其中图 3a 为聚氨酯材料厢体剖视图,其从外到内依次为 3 mm 玻璃钢和 100 mm 聚氨酯;图 3b 为聚苯乙烯材料厢体剖视图,其从外到内依次为 3 mm 玻璃钢和 100 mm 聚苯乙烯;图 3c 为挤塑聚苯乙烯材料厢体剖视图,其从外到内依次为 3 mm 玻璃钢和 100 mm 挤塑聚苯乙烯;图 3d 为真空绝热材料厢体剖视图,其从外到内依次为 3 mm 玻璃钢、40 mm 聚氨酯和 20 mm 真空绝热板。车厢厢体壁面除真空绝热材料外,相关热工性能参数以实际测试值为准,真空绝热材料(VIP)相关热工参数由文献[16]整理得到,如表 2 所示。鉴于冷藏车厢结构的长与宽均远大于其厚度,假设车厢结构传热为一维传热;由于车厢是由多种材料复合构成,计算时可简化为多层材料沿厚度方向叠加而成的,并假设材料内部是干燥的,车厢内、外 2 个表面为 2 个等温面,且车厢内空气温度保持为 0°C ;在实际中,由于同一冷藏车厢的外表面因位置、老化或其他各种原因不可能完全一致,这也会使得研究更为繁琐,因此,假设在本次研究中冷藏车厢同一表面具有相同物性,如对流换热系数、短波辐射力和长波辐射力等。

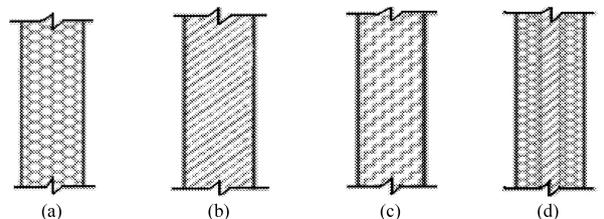


图 3 冷藏车车厢结构

Fig. 3 Compartment structure of refrigerated trucks

- (a) 聚氨酯材料厢体
- (b) 聚苯乙烯材料厢体
- (c) 挤塑聚苯乙烯材料厢体
- (d) 真空绝热材料厢体

表 2 车厢厢体材料及其热工性能

Tab.2 Compartment materials and its thermal performances

材料	厚度 δ /m	热阻 R /m ² ·K·W ⁻¹	热惰性指标 D	导热系数 λ /W·(m ² ·K) ⁻¹	密度 ρ /kg·m ⁻³	比热容 c /kJ·(kg·K) ⁻¹
聚氨酯	0.100	3.030 0	1.100	0.033	30	1.38
聚苯乙烯	0.100	2.380 0	0.860	0.042	30	1.38
挤塑聚苯乙烯	0.100	3.700 0	1.180	0.027	35	1.38
真空绝热	0.020	2.860 0	0.600	0.007	35	0.67
玻璃钢	0.003	0.005 8	0.054	0.520	1 800	1.26

注:实际计算中比热容的单位取 W·h/(kg·K),因此数值计算时应再乘以换算系数 0.277 8。

2.2 车厢壁对温度的延时与衰减

根据文献[17],车厢外壁面温度波传至车厢内壁面的衰减倍数与延迟时间的计算式分别为

$$V_{e,n} = 0.9 e^{\sum_{i=1}^n \frac{R_i S_i}{\sqrt{2}}} \left(\frac{S_1 + a_{in}}{S_1 + Y_1} \right) \left(\frac{S_2 + Y_1}{S_2 + Y_2} \right) \cdots \left(\frac{S_n + Y_{n-1}}{S_n + Y_n} \right) \left(\frac{Y_n + a_w}{a_w} \right) \quad (16)$$

$$\varepsilon_{e,n} = \frac{1}{15} \left(40.5 \sum_{i=1}^n R_i S_i - \arctan \frac{a_{in}}{a_{in} + \sqrt{2} Y_1} + \arctan \frac{Y_n}{Y_n + \sqrt{2} a_w} \right) \quad (17)$$

$$\text{其中 } S_i = \sqrt{\frac{2\pi\lambda_i c_i \rho_i}{24}} \quad (18)$$

式中 R_i ——车厢壁各层材料热阻
 S_i ——车厢壁各层材料蓄热系数
 a_{in} ——车厢内壁表面换热系数
 Y_i ——车厢壁各层材料表面蓄热系数
 λ_i ——车厢壁各层材料导热系数
 c_i ——车厢壁各层材料比热容
 ρ_i ——车厢壁各层材料密度

式中下标 i 为车厢壁各层编号, R 与 S 的乘积为热惰性指标 D 。

车厢内壁表面换热系数的取值根据车厢壁面附近空气组织运动情况确定,本次计算以车内空调送风风速为 3 m/s,车内风速平均为 1.5 m/s 来确定,当作层流运动、雷诺数 $Re \leq 5 \times 10^5$ 时, $a_{in} = 3.86 \sqrt{v_n/l_h}$; 当作紊流运动、 $Re > 5 \times 10^5$ 时, $a_{in} = 5.94 v_n^{0.6} l_h^{-0.2}$ 。式中 l_h 为定形尺寸,对于垂直车体壁面为高度,水平车体壁面为宽度^[3], v_n 为车内风速。

对于第 1 层表面蓄热系数 Y_1 : 当 $R_1 S_1 \geq 1$, $Y_1 = S_1$; 当 $R_1 S_1 < 1$, $Y_1 = \frac{R_1 S_1^2 + a_{in}}{1 + a_{in} R_1}$; 对于第 2 层到第 n 层表面蓄热系数 Y_2, Y_3, \cdots, Y_n : 当 $R_n S_n \geq 1$ 时, $Y_n = S_n$; 当 $R_n S_n < 1$, $Y_n = \frac{R_n S_n^2 + Y_{n-1}}{1 + Y_{n-1} R_n}$ 。在式(16)~(18)中代入

图 3、表 2 中相关数据,可得不同隔热材料车厢体对车外综合温度的衰减倍数与延迟时间。由计算可知,不同隔热材料的复合车厢体对车外综合温度波扰量都有衰减与延迟作用,且衰减倍数与延迟时间各不同,两项指标从大到小依次均为真空绝热板材料厢体、挤塑聚苯乙烯隔热厢体、聚氨酯隔热厢体和聚苯乙烯隔热厢体。4 种隔热厢体的衰减倍数分别为 29.5、22.8、20.5、16.1;延迟时间分别为 2.8、2.1、1.8、1.2 h。由上述结果与表 2 的已知参数可知,厢体热惰性指标越大,延迟时间与衰减倍数相应越大;材料热阻越大,延迟时间与衰减倍数也相应越大。

2.3 车厢内壁面温度及其分析

由于车厢外壁面温度经过车厢壁的衰减与延迟作用后,原来的温度波函数的振幅与相位角均发生了改变,因此在车厢内壁形成了新的温度波及内壁面平均温度表达式为

$$T_n(\tau) = T_{nb,p} + \frac{A_n}{V_{e,n}} \sin(n\omega\tau + \varphi_n - \varepsilon_{e,n}) \quad (19)$$

$$\begin{cases} (T_{WZ,p} - T_{W,p}) a_w = (T_{W,p} - T_{nb,p}) / R \\ (T_{WZ,p} - T_{W,p}) a_w = (T_{nb,p} - T_{in}) a_{in} \end{cases} \quad (20)$$

式中 $T_{WZ,p}$ ——车厢外部综合温度平均值

$T_{nb,p}$ ——内壁面平均温度

R ——车厢壁总传热热阻

T_{in} ——车厢内空气温度

由于车厢内壁对高频谐波的衰减作用很大,2 阶及以上高阶谐波对车厢内壁温度的影响微乎其微,因此,对于不同朝向、不同复合隔热厢体的车厢内壁温度波,计算时根据式(19)、(20),采用一阶谐波来计算,其车厢内壁面温度波计算结果如图 4 所示。

从图 4 可知,车厢外壁面温度波经过车厢厢体的衰减与延迟作用后,不同朝向、不同隔热材料的复合厢体内壁面温度曲线有所差异,波峰与波谷有所不同。其中,4 种车厢顶部温度比其他壁面温度均要高;4 种隔热材料厢体中,其中,VIP 隔热厢体的车厢顶部内壁面温度最低,最低为 0.8℃,最高也只有

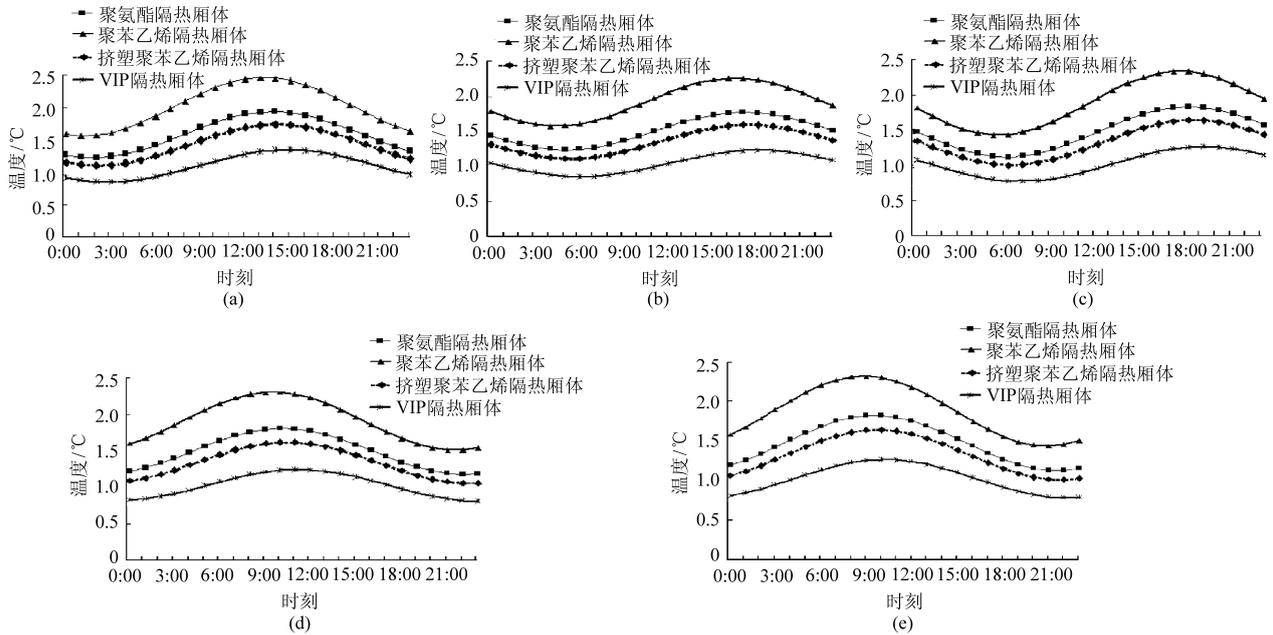


图4 不同朝向车厢内表面温度逐时值

Fig. 4 Temperature curves of compartment's inner surface in different orientations

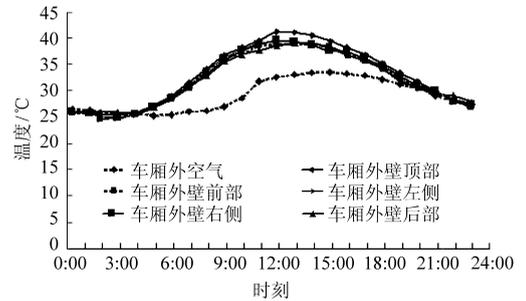
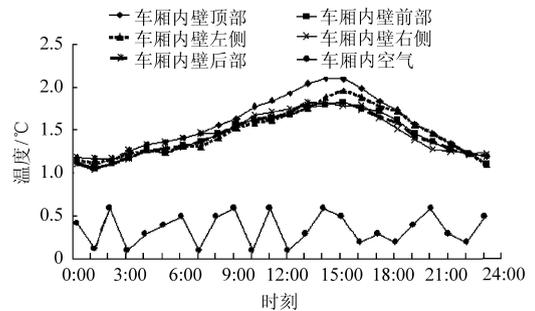
(a) 车厢顶部 (b) 车厢东侧 (c) 车厢南侧 (d) 车厢西侧 (e) 车厢北侧

1.3℃,变化幅度为0.5℃;聚苯乙烯隔热厢体顶部内壁面温度最高,最低也有1.5℃,最高达到2.5℃,变化幅度为1.0℃;聚氨酯隔热厢体顶部内壁面温度最大值为1.9℃,最小值为1.2℃,变化幅度为0.7℃;挤塑聚苯乙烯隔热厢体顶部内壁面温度最大值为1.7℃,最小值为1.1℃,变化幅度为0.6℃。车厢其他各侧面内表面温度最大值、最小值、变化幅度均小于车厢顶部各值。

2.4 试验测试及其分析

试验用车为广州大学研发的聚氨酯材料复合厢体结构冷藏运输车,车厢厢体构造及参数如图3所示。设定车辆行驶速度为80 km/h,为研究车厢内、外壁温度变化规律,在车厢内、外壁表面的顶部、前部、左侧、右侧、后部正中央位置各布置1个测温热电偶,所有热电偶通过数据采集器(34970A型,Agilent公司)与计算机连接,每10 min采集1次测试数据;在车厢内部前、中、后位置各布置1个厢内温度传感器(testo174型);在车厢外部环境的左、右、顶部区域布置3个温度传感器,同样设定每10 min采集1次试验数据,最终取3个温度传感器的平均值。考虑到测试精度与数据的误差,对每次试验数据采样值进行处理,以每小时6次采样值的平均值为最终值,最终得到车厢内、外部温度及车厢内、外各壁面温度实测值,如图5、6所示。

由图5、6可知,车厢内、外壁各温度实测值基本走势一致,车厢壁各外表面温度最高点基本都出现在13:00~14:00之间,顶部外表面最高温度

图5 车厢外空气温度及车厢外各壁面温度实测值
Fig. 5 Outside air temperature and each out surface temperature test results of compartments图6 车厢内空气温度及车厢内各壁面温度实测值
Fig. 6 Inside air temperature and each inner surface temperature test results of compartments

41.5℃,其他各面最高值基本上在40℃以下;车厢内壁表面各温度最高点基本出现在15:00~16:00之间,厢内顶部壁面温度最高值为2.1℃,最低值为1.2℃,其他各内壁面温度在1.0~1.9℃之间,内壁面温度波幅都在1.0℃以内,最高值延迟时间在2 h左右,与理论计算值基本一致。各壁面温度测试值

略高于理论计算值,以及图 2、4 中的各内外壁面温度最高值出现不一致的原因主要是由于理论分析与测试时无法采用同一天的室外温度数据,测试时车辆行驶不能完全按照由北向南保持匀速 80 km/h 直线行驶,以及仪器误差所致。

对 4 种典型冷藏车隔热厢体内的热稳定性分析进行了试验验证,其试验测试结果与理论分析的一致性说明所建立的数学模型的正确性。

3 结论

(1) 车厢外壁面温度是以 24 h 为周期的复杂函数,由试验测试结果可得,采用傅氏级数表达式能够准确地表达出车厢外壁温度函数的变化。

(2) 不同的隔热材料车厢壁对车外综合温度衰减与延迟作用也不同,由理论分析与实际测试可知,上述 4 种复合隔热厢体中,真空绝热板材料复合厢体对车外综合温度衰减与延迟作用最佳,挤塑聚苯乙烯隔热材料复合厢体次之,聚氨酯隔热材料复合

厢体稍劣于挤塑聚苯乙烯隔热材料复合厢体,聚苯乙烯材料复合厢体最差。隔热厢体的热惰性指标越大,延迟时间与衰减倍数相应越大;厢体的热阻越大,延迟时间与衰减倍数也相应越大。

(3) 车辆行驶方向不同,相同构造的车厢内壁面温度也不同,但基本呈正弦规律波动变化,其中,车厢顶部内表面温度最高,对于 100 mm 厚的聚苯乙烯材料复合隔热厢体的车厢顶部内壁面的波幅最大值在 1.0℃ 以内,最高达到 2.5℃,真空绝热板材料复合隔热厢体内表面温度最小,其他隔热材料复合厢体各内壁表面温度及波幅均小于聚苯乙烯材料隔热厢体。

(4) 车厢内的热稳定性主要是由厢体隔热材料的热阻与热惰性指标决定,隔热材料复合厢体的热阻值与热惰性指标值越大,车厢的热稳定就越好。因此,合理选择厢体隔热材料不仅可以提高车厢内环境的热稳定性,而且可以降低车辆的空调能耗。

参 考 文 献

- 1 GB/T 22918—2008 易腐食品控温运输技术要求[S]. 2008.
- 2 蔡敏,陈焕新. 外部热环境对冷板冷藏车车体传热的影响[J]. 铁道技术创新, 2004(3): 27~29.
- 3 刘广海. 冷藏运输装备能耗分析与装备优化研究[D]. 长沙: 中南大学, 2007.
Liu Guanghai. Study on analysis of energy consumption and optimization of refrigerated transportation equipment[D]. Changsha: Central South University, 2007. (in Chinese)
- 4 李夔宁,杨颖,童明伟. 微型汽车空调冷负荷计算[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2002, 25(8): 65~69.
Li Kuining, Yang Ying, Tong Mingwei. Calculating the cooling loading of car' air-conditioning system[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2002, 25(8): 65~69. (in Chinese)
- 5 杨昭,郁文红,张甫仁. 节能建筑复合墙体的非稳态热工性能[J]. 天津大学学报, 2004, 37(11): 975~979.
Yang Zhao, Yu Wenhong, Zhang Furen. Unsteady thermal characteristics of wall insulation in low energy consumption building[J]. Journal of Tianjin University, 2004, 37(11): 975~979. (in Chinese)
- 6 朱轶韵,张群,刘加平,等. 西北地区居住建筑节能外墙构造热稳定性研究[J]. 西安理工大学学报, 2011, 27(1): 46~50.
Zhu Yiyun, Zhang Qun, Liu Jiaping, et al. Research on thermal stability of configuration of residential building energy-saving exterior wall in northwestern areas[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2011, 27(1): 46~50. (in Chinese)
- 7 Moureh J, Menia N, Flick D. Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2002, 32(1): 106~112.
- 8 Moureh J, Flick D. Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(3): 108~116.
- 9 Tso C P, Poha H J, Jolly P G, 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.
- 10 Alifianov O M, Yu I, Jadze G. Thermal loads identification technique for materials and structures in real time[J]. Acta Astronautica, 1997, 41(4~10): 255~265.
- 11 Ampofo F, Maidment G, Missenden J. Underground railway environment in the UK part 2: investigation of heat load[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(5~6): 633~645.
- 12 Asksaka H. Development of expanded AMeDAS weather data for building energy calculation in Japan[J]. ASHRAE Trans., 2000, 106(2): 455~465.

- Yi Weiming, Bai Xueyuan, Xiu Shuangning, et al. The devolatilization characteristics of biomass at high heating rates [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(Supp.2):135~138. (in Chinese)
- 6 Xiu Shuangning, Li Zhihe, Li Baoming et al. Devolatilization characteristics of biomass at flash heatingrate [J]. Fuel, 2006, 85(5~6): 664~670.
- 7 Xiu Shuangning, Yi Weiming, Li Baoming. Flash pyrolysis of agricultural residues using a plasma heated laminar entrained flowreactor [J]. Biomass and Bioenergy, 2005, 29(2):135~141.
- 8 李志合,易维明,修双宁,等. 生物质闪速热解挥发特性的模型研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(10):1~4.
Li Zhihe, Yi Weiming, Xiu Shuangning, et al. Models for volatilization characteristics of biomass flash pyrolysis [J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(10): 1~4. (in Chinese)
- 9 李志合,易维明,刘焕卫,等. 垂直下降管内陶瓷球流动与传热的实验[J]. 农业工程学报,2009,25(2):72~76.
Li Zhihe, Yi Weiming, Liu Huanwei, et al. Experimental study on the flow behavior and heat transfer of ceramic balls in a vertical descendant tube[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(2):72~76. (in Chinese)
- 10 王娜娜,易维明,杨延强,等. 竖直管内陶瓷球和玉米秸粉混合颗粒运动的 PIV 测量[J]. 农业工程学报, 2008, 24(3): 154~157.
Wang Nana, Yi Weiming, Yang Yanqiang, et al. Particle image velocimetry of motion of the mixture of corn stalk particles and spherical ceramic particles in a vertical pipe[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(3):154~157. (in Chinese)
- 11 崔喜彬,李志合,易维明,等. 下降管式生物质快速热解反应器温度场控制与检测[J]. 农业机械学报, 2010,41(增刊):133~135.
Cui Xibin, Li Zhihe, Yi Weiming, et al. Control and measurement of temperature field in a down flow tube reactor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.):133~135. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 98 页)

- 7 刘继展,李萍萍,李智国,等. 面向机器人采摘的番茄力学特性试验[J]. 农业工程学报,2008,24(12):66~69.  
Liu Jizhan, Li Pingping, Li Zhiguo, et al. Experimental study on mechanical properties of tomatoes for robotic harvesting[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2008, 24(12):66~69. (in Chinese)
- 8 梁喜凤,苗香雯,崔绍荣,等. 番茄收获机械手运动学优化与仿真试验[J]. 农业机械学报,2005,36(7):97~100.
- 9 刘继展,李萍萍,倪齐,等. 番茄采摘机器人真空吸盘装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2010,41(10):171~173,184.  
Liu Jizhan, Li Pingping, Ni Qi, et al. Design and test of the vacuum suction device for tomato harvesting robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(10):171~173,184. (in Chinese)
- 10 石河子大学. 农作物藤果分离装置:中国,CN200820103914.0[P]. 2008-09-30.
- 11 石河子大学. 番茄收获分离装置及该装置所构成的番茄收获机:中国,CN201010578942.X[P]. 2011-06-01.
- 12 洪伟,吴承祯. 实验设计与分析[M]. 北京:中国林业出版社,2004.
- 13 NY/T 1824—2009 番茄收获机作业质量[S]. 2009.
- 14 季坚柯 H Φ. 蔬菜收获机械[M]. 北京:中国农业机械出版社,1982.

~~~~~

(上接第 147 页)

- 13 Huang J. The impact of different weather data on simulated residential heating and cooling loads[J]. ASHRAE Trans., 1998, 104(2):516~527.
- 14 叶韵. 建筑热环境[M]. 北京:清华大学出版社,1996:57~58.
- 15 单寄平. 空调负荷实用算法[M]. 北京:中国建材工业出版社,1989:129~130.
- 16 王文君,阚安康,韩厚德,等. 真空绝热板应用于寒冷地区活动房最佳位置的研究[J]. 新型建筑材料, 2010(2):34~40.
- 17 路延魁. 空气调节设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1995:73~75.