

冷藏车开门状态升温影响因素分析*

李 锦¹ 谢如鹤²

(1. 韶关学院汽车系, 韶关 512005; 2. 广州大学物流与运输研究所, 广州 510006)

摘要: 基于动态热平衡理论,建立了冷藏车开门状态厢内温度数学模型,并进行相应的试验验证,分析相关参数对车厢内温度的影响。研究表明:当制冷机组开启或关闭并打开车门6 min,车厢内初始温度为0℃时,前者比后者升温仅低0.3℃,车厢内初始温度为-15℃时,前者比后者升温仅低0.7℃。当车厢内初始温度为0℃,蒸发器出风口风速分别为4 m/s与2 m/s、或者当隔热材料导热系数分别为0.05 W/(m·K)与0.033 W/(m·K)时,冷藏车开门6 min后前者比后者温度升高均要低约0.2℃。此外,车厢内外的温差越大、车门开启越大、车厢体积越小,车厢内的温度升高也相应的越大;车厢外有、无风,或者风向不同,开门状态车厢内的升温快慢也不同。

关键词: 冷藏车 开门状态 升温 热质交换 影响因素

中图分类号: U469.6⁺6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0254-06

引言

在易腐食品冷链物流过程中,温度的合理控制是保证易腐食品品质的重要因素之一^[1-2]。由于运输(配送)环节装卸货物的实际需要,冷藏车需要开门作业操作,此时车门处将产生强烈的热湿交换,导致车厢内温度急剧上升,这将对易腐食品品质保证产生不利影响,同时车辆能耗也会增加^[3-4]。目前,对于冷藏车开门状态车厢内温度变化的研究较少^[5-16],主要集中在试验与仿真的方法分析冷藏车(或冷库)开门状态厢(库)内温度的流动规律与温度升高的规律、理论分析车厢内降温影响因素等,对于通过理论建模并定量分析开门状态车厢内的温度升高的关键影响因素尚未见相关文献报道。

本文通过构建数学模型,量化地地对冷藏车开门卸货时造成升温的主要因素进行研究,为冷藏车的优化设计、冷藏运输货物品质保障提供参考。

1 车厢内升温数学模型

1.1 建模前假设

建模时假设车厢内无货物;车厢内空气具有不可压缩性;车厢内、外开门前温度均匀;视车厢体为完全密闭空间,仅当冷藏车开门时在车门处进行热质交换,冷藏车在长时间运输之后,车厢体传热进入稳定状态;当分析外部风压作用时,外部风速为定值。

1.2 动态热平衡方程

根据热力学定律,考虑开门时车厢维护结构的传热、内外空气的热质交换、车厢内冷表面吸收的水蒸气凝结热量以及制冷机组的制冷量,建立冷藏车开门厢内降温过程的热平衡动态方程

$$C_n \rho_n V \frac{dt_n}{d\tau} = Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_0 \tag{1}$$

其中
$$Q_1 = \sum \left(\frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \right) (t_z - t_n) F_i \tag{2}$$

$$Q_2 = C_w L_{in} (t_w - t_n) \tag{3}$$

$$Q_3 = L_{in} \gamma (\phi_w x_w - \phi_{in} x_{in}) \tag{4}$$

式中 C_n 、 C_w ——车厢内、外的空气定压比热容, J/(kg·K)

ρ_n ——车厢内空气密度, kg/m³

V ——车厢的内部体积, m³

Q_1 ——通过车厢体传入冷藏车厢内的热量, W

Q_2 ——开门渗入到车厢内的热量, W

Q_3 ——水蒸气凝结放热量, W

Q_0 ——制冷机组制冷量, W

a_w 、 a_{in} ——车厢外、内表面换热系数, W/m²

δ_i ——车厢体各层材料的当量厚度, m

λ_i ——车厢体各传热表面的当量导热系数, W/(m·K)

t_z ——车厢各外表面综合温度, K

t_w ——车厢外空气温度, K

收稿日期: 2013-07-03 修回日期: 2013-09-03

* 国家自然科学基金资助项目(51008087, 71172077)、广东省科技计划资助项目(2012B091100199)和韶关市科技计划资助项目(2011CX/K14)

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

- t_n ——车厢内空气温度, K
- τ ——时间, s
- L_{in} ——开门时渗入车厢内的空气量, kg/s
- γ ——水蒸气凝结热, J/kg
- ϕ_w, ϕ_{in} ——车厢外、内的空气相对湿度
- x_w, x_{in} ——车厢外、内饱和空气含湿量, g/kg
- F_i ——车厢各表面传热面积, m^2

1.3 模型参数确定

(1) 车厢内、外表面换热系数

由于车厢内、外表面换热系数 a (包括 a_{in}, a_w) 与车辆所在位置、时刻、车外温度状况等因数有关, 实际一般采用近似公式计算^[17], 即

$$a = 1.163(4 + 12\sqrt{v}) \tag{5}$$

式中 v ——车厢内、外空气流速, 可以实际测定, m/s

(2) 车外空气渗入的热量

冷藏车开门状态, 车门处的空气流动主要是由车厢内外温度差引起的热压差与车厢外风力引起的风压共同造成的。

当不考虑车厢外风压作用时, 开门时温差产生的热压作用会造成车门内外空气的自然流动, 这时中和面位于车门高度 1/2 处, 中和面以上, 车外热空气向车内流动, 中和面以下, 车厢内冷空气向车外流动, 热压分布如图 1 所示。以车门顶部和车门外壁为 x, y 轴, 建立坐标系, 假设中和面的压力为 p_0 , 则车外某断面的压力为

$$p_w = p_0 + g\rho_w \left(x - \frac{H}{2}\right) \tag{6}$$

$$p_n = p_0 + g\rho_n \left(x - \frac{H}{2}\right) \tag{7}$$

$$\Delta p_r = p_n - p_w = g(\rho_n - \rho_w) \left(x - \frac{H}{2}\right) \tag{8}$$

式中 p_w, p_n —— x 断面的车厢外、内压力, Pa

p_0 ——中和面的压力, Pa

Δp_r ——车厢内外在 x 断面的压差, Pa

g ——重力加速度, m/s^2

H ——车门高度, m

x ——对应 x 轴上的取值, m

如图 2 所示, 对于车厢外风速, 其迎风面承受的风压为

$$\Delta p_f = \frac{k\rho_w v^2}{2} \tag{9}$$

则 $\Delta p_z = g(\rho_n - \rho_w)(x - H/2) - (k\rho_w v^2)/2$ $\tag{10}$

式中 Δp_f ——车厢外承受的风压, Pa

k ——风压系数, 取 $k = 0.5$ ^[10]

v ——车厢外风速, m/s

Δp_z ——车厢门处的总压差, Pa

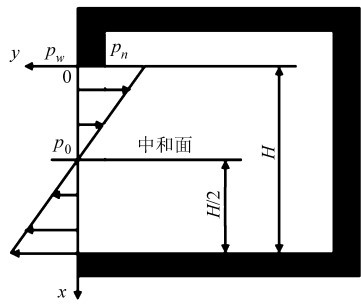


图 1 热压分布

Fig. 1 Heat distribution

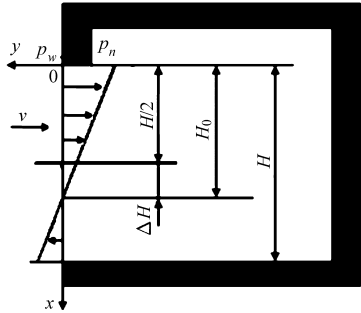


图 2 总压分布

Fig. 2 Total pressure distribution

由流体力学知识可知, 压差引起的气流流速与压力差的关系式为

$$\Delta p_z = \frac{\xi \rho_n u^2}{2} \tag{11}$$

联立式(10)、(11)可得

$$u = \left[\frac{2g(\rho_n - \rho_w)}{\rho_n \xi} x - \frac{gH(\rho_n - \rho_w) + k\rho_w v^2}{\rho_n \xi} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{12}$$

式中 ξ ——门洞阻力系数, 取 $\xi = 2.5$ ^[18]

u ——在 x 断面 y 方向的流速, m/s

车厢门在热压与风压共同作用下中和面的高度为 H_0 , 由于此断面 y 方向的速度为零, 即 Δp_z 为零, 可得

$$H_0 = \frac{H}{2} + \frac{kv^2 \rho_w}{2g(\rho_n - \rho_w)} \tag{13}$$

因此, 流入车厢内的空气质量流量为

$$L_{in} = L_{out} =$$

$$W\rho_n \int_{H_0}^H \left[\frac{2g(\rho_n - \rho_w)}{\xi \rho_n} x - \frac{gH(\rho_n - \rho_w) + k\rho_w v^2}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{1}{2}} dx$$

$$\text{即 } L_{in} = \frac{\xi \rho_n^2 W}{3g(\rho_n - \rho_w)} \left[\frac{gH(\rho_n - \rho_w) - k\rho_w v^2}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{3}{2}} \tag{14}$$

联立式(3)、(14)可得

$$Q_2 = \frac{c_w \xi \rho_n^2 W(t_w - t_n)}{3g(\rho_n - \rho_w)} \left[\frac{gH(\rho_n - \rho_w) - k\rho_w v^2}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{3}{2}} \tag{15}$$

联立式(4)、(14)可得

$$Q_3 = \frac{\xi \gamma \rho_n^2 W (\phi_w x_w - \phi_n x_n)}{3g(\rho_n - \rho_w)} \left[\frac{gH(\rho_n - \rho_w) - k\rho_w v^2}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{3}{2}}$$

(16)

式中 H_0 ——中和面的高度, m
 L_{out} ——开门时渗出车厢的空气质量, kg/s
 W ——车门宽度, m

1.4 模型建立

联立式(1)、(2)、(15)、(16)并令

$$A = - \left\{ \sum \left(\frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \right) \frac{F_i}{c_n \rho_n V} + \frac{c_w \xi \rho_n W}{3gc_n V(\rho_n - \rho_w)} \left[\frac{gH(\rho_n - \rho_w) - kv^2 \rho_w}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{3}{2}} \right\}$$

$$B = \left[\frac{c_w \xi \rho_n W t_w}{3gc_n V(\rho_n - \rho_w)} + \frac{\gamma \xi \rho_n W (\phi_w x_w - \phi_n x_n)}{3gc_n V(\rho_n - \rho_w)} \right] \cdot \left[\frac{gH(\rho_n - \rho_w) - kv^2 \rho_w}{\xi \rho_n} \right]^{\frac{3}{2}} + \sum \left(\frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \right) \frac{F_i t_z}{c_n \rho_n V} - \frac{Q_0}{c_n \rho_n V}$$

得

$$\frac{dt_n}{d\tau} = A\tau + B$$

(17)

再对式(17)进行积分变换可得

$$t_n = \frac{e^c}{A} e^{A\tau} - \frac{B}{A}$$

(18)

当 $\tau = 0$, 车厢内空气温度为 $t_n = t_0$ 时, 得

$$t_n = \left(t_0 + \frac{B}{A} \right) e^{A\tau} - \frac{B}{A}$$

(19)

2 试验验证与影响因素分析

2.1 试验验证

试验在广州大学的冷藏运输仿真试验台上进行, 试验平台结构参数参照文献[17]。与不同的是, 在冷藏运输单元内部左侧用试验用空箱填堵了一部分空间, 最终冷藏运输单元内部尺寸(长×宽×高)为4 958 mm×1 900 mm×2 590 mm, 内部单元车门尺寸(高×宽)为1 900 mm×1 000 mm。

(1) 温湿度传感器布置

由以往研究文献可知, 开门状态热空气由上侵入, 冷空气由车门下部流出, 造成车厢内温度上高下低, 车厢内部越靠近门处温度越高, 越往里越低的规律, 再加上开门时间不同, 车厢内不同位置的温度高低也不同。因此, 本次试验分别在离车门 600 mm、车厢正中间、离车厢前部(蒸发器安装位置)600 mm 的后、中、前 3 个断面, 各均匀分布 9 个温湿度传感器, 共 27 个温湿度传感器, 最终求各传感器的温湿

度的平均值作为车厢内温湿度最终值, 从而可避免取一两个点的温湿度值带来误差过大的问题。如果采样时间间隔设得太小, 造成数据处理工作加大, 传感器测定温度的随机性误差也将增大, 反之, 则易造成数据采集过少, 最终计算得到的温度值未必合理, 此外, 由以往的试验测试经验发现, 开门状态车厢内的温度虽是按指数规律上升, 但也近似于呈直线规律上升, 因此, 本次试验确定为每 15 s 采集一次数据。

(2) 试验方案及参数设定

冷藏运输过程中的易腐食品, 对于冷冻食品大部分最佳温度要求在 -20 ~ -15℃ 之间, 对于冷藏食品大部分最佳温度要求是在 0 ~ 10℃ 之间, 因此车厢内试验测试初始温度设定为 0℃ 与 -15℃ 两个值。由于市内配送过程中, 经常出现客户需求量小, 一车供应点多的情况, 冷藏车需要经常开门卸货, 内部温度变化较大, 食品品质难以得到保证。调查发现配送车辆卸货时间通常较短, 车外自然风速通常在 1 m/s 以内。因此, 本试验在冷藏车空载时以 6 种不同状态分别进行开门 6 min 的试验, 具体如表 1 所示。此外, 试验中外部环境空气设定干球温度为 30℃, 相对湿度 65%。当开门蒸发器送风情况下, 其出风口送风速度均设为 2 m/s, 本次试验制冷机组制冷量为 3 190 W, 在考虑外部风速对开门车厢内升温的影响时, 将外环境门关闭, 车外自然空气风速通过调控外部风机频率来控制, 风速由风速仪测定。

表 1 试验中相关参数状态设定

Tab. 1 State set of relevant parameters in the test

状况	1	2	3	4	5	6
车厢内温度/℃	0	0	-15	-15	0	0
外部风速/(m·s ⁻¹)	0	0	0	1	-1	1
蒸发器送风速度/(m·s ⁻¹)	2	0	2	0	0	0

(3) 试验验证

全部温湿度试验数据为 15 s 记录一次数据, 其试验所得数据见图 3 ~ 6 所示。代入相关参数的实际数据进行计算, 由图可看出, 当打开车门时, 车厢内初始温度不管是在 0℃ 还是 -15℃、不管是车内蒸发器送风口有送风(2 m/s)还是无送风、不管是车厢外有无空气流动造成风压作用时, 车厢内的空气温度变化计算值与试验测试值的曲线走势基本一致, 均按指数规律变化, 相对误差基本都保持在 15% 以内, 由此可以证明, 之前所建立的冷藏车开门状态车厢内温度变化规律的数学模型是正确的。

2.2 结果分析

由式(19)可知, 车厢开门时影响车厢内车温度

变化的参数很多,包括开门前厢内温度、厢外温度、制冷机组制冷量、蒸发器送出风口风速(或车内空气流速)、车厢体积大小、车门大小、车外空气流速与流向、车厢体隔热材料隔热能力、车内外空气相对湿度等。图 3~6 根据表 1 与车厢开门试验测试时所设定的相关参数条件,绘制出了冷藏车开门 6 min 各种主要参数不同情况下车厢内温度变化曲线。

由图 3 可看出,其他参数相同,车厢内初始温度为 0℃,车厢开门状态,制冷机组继续保持开启或停止状态,两试验所得升温曲线是交叉上升,基本保持一致,理论计算所得升温曲线中,制冷机组保持开启比关闭情况下温度最大差值在 0.3℃ 范围内,相对湿度基本保持相同。

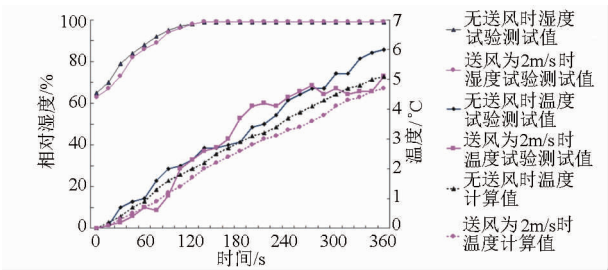


图 3 车外无风、初始温度为 0℃ 时开门后车内湿度变化曲线

Fig. 3 Variations of temperature and humidity in compartment during opening-door when outside no-wind and initial temperature is 0℃ in compartment

由图 4 可看出,其他参数相同,车厢内初始温度为 -15℃,车厢开门状态中,制冷机组保持开启或关闭两种情况下,两试验所得升温曲线同样是交叉上升,基本保持一致,理论计算所得升温曲线中,制冷机组保持开启比关闭情况下温度最大差值在 0.7℃ 范围内,相对湿度基本保持相同。同时,由图 3、4 可看出,车厢内外的温差越大,制冷机组开、停两种状态造成车厢内的温度差也相应的越大。

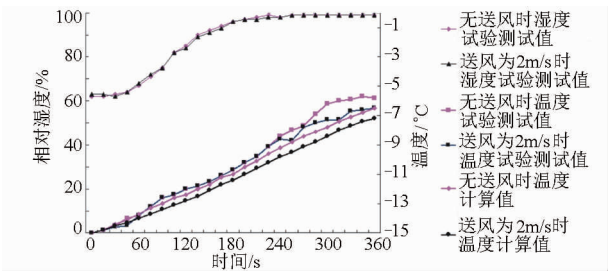


图 4 车外无风、初始温度为 -15℃ 时开门后车内温湿度变化曲线

Fig. 4 Variations of temperature and humidity in compartment during opening-door when outside no-wind and initial temperature is -15℃ in compartment

由图 5 可看出,其他参数相同,车厢内初始温度为 0℃,车厢开门状态,车外有 1 m/s 的风速,且风

向与 y 轴方向相反条件下,计算与试验所得升温曲线明显快于车外无风的情况,最大差值达 0.9℃,相对湿度基本保持相同。

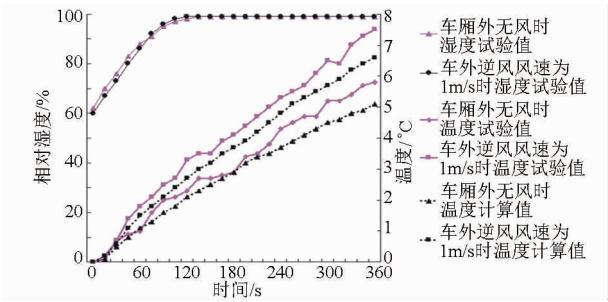


图 5 车外有、无逆向风时开门后车内温湿度变化曲线

Fig. 5 Variations of temperature and humidity in compartment during opening-door when there is reverse wind

由图 6 可看出,其他参数相同,车厢内初始温度为 0℃,车厢开门状态,车外有 1 m/s 的风速,且风向与图 2 中 y 轴方向相同条件下,计算与试验所得升温所需时间小于车外无风的情况,最大差值达 0.5℃,相对湿度基本保持相同。同时,由图 5、6 可看出,车厢内外有无风速以及风速方向不同,造成冷藏车开门 6 min 后车厢内温度也不同,车外无风时,车内升温最小,车外风速与 y 轴相同时升温最快、车外风速与 y 轴相反时升温大小介于前两者之间。

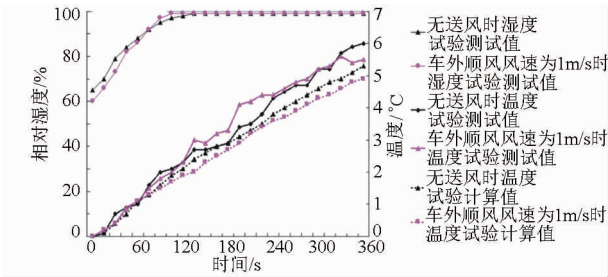


图 6 车外有、无顺向风时开门后车内温湿度变化曲线

Fig. 6 Variations of temperature and humidity in compartment during opening-door when there is downwind

此外,假设其他参数相同,车外无风,车厢内初始温度为 0℃ 条件下,还分别对车厢不同开门、车厢不同体积、车厢内蒸发器出风口不同风速、车厢体不同隔热材料(导热系数)等几种情况进行了分析。结果发现:车门开启越大或车厢体积越小车厢内温度升高得越快;车厢内蒸发器出风口风速对升温快慢基本无影响,当蒸发器出风口风速分别为 2 m/s 与 4 m/s 两种情况下,车厢内的空气升温曲线基本保持相同,6 min 后车厢内温差最大仅为 0.18℃;车厢体隔热材料的导热系数不同,车厢内空气升温曲线基本保持相同,当隔热材料导热系数为 0.05、0.033 W/(m·K) 两种情况时,6 min 后车厢内温差最大为 0.2℃。

3 结论

(1) 在其他参数为常数,制冷机组保持开启或关闭两种状态时,车厢内外的温差不同,相同时间内车厢内的升温大小会有所不同。当冷藏车开门 6 min,车厢内初始温度为 0℃时,制冷机组开启比关闭状态时温度升高要低 0.3℃;车厢内初始温度为 -15℃时,开启比关闭温度升高要低 0.7℃,即车厢内外温差越大,造成车厢内的温度上升也相应地有所增大,但制冷机组保持开启对维持厢内温度效果甚微。

(2) 车厢外有、无风以及风速方向不同,开门状态车厢内的升温快慢也不同,车外无风时车内升温

最慢,车外空气流动方向对着车门时升温最快,反之,升温快慢介于前两者之间。

(3) 车厢体积一定情况下,车门开启越大车厢内的温度升得越快;同样,车门大小一定时,车厢体积越小,冷藏车开门状态车厢内温度升得越快。

(4) 车厢内初始温度为 0℃,当蒸发器出风口风速为 4 m/s 与 2 m/s、或者当隔热材料导热系数为 0.05 W/(m·K) 与 0.033 W/(m·K) 时两两相比,冷藏车开门 6 min 后,前者比后者升温均要低约 0.2℃,即车厢内蒸发器出风口风速越大、车厢体隔热材料导热系数越小,冷藏车开门时厢内升温越小,但蒸发器出风口风速与隔热材料导热系数对冷藏车短暂开门的厢内升温影响较小。

参 考 文 献

1 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, Lü 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)

2 Clement V, James T,Stefanie W, et al. Transportation of fresh horticultural produce[J]. Postharvest Technologies for Horticultural Crops,2009,2:1-24.

3 何媛,南晓红. 三维 CFD 模型预测热压作用下冷库门的冷风渗透率[J]. 农业工程学报,2008, 24(6):26-30.
He Yuan,Nan Xiaohong. Theoretical study CFD prediction of infiltration rate through a cold store entrance under thermal pressure [J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(6):26-30. (in Chinese)

4 刘浩荣,谢如鹤,刘广海,等. 多温区冷藏车行驶调温性能试验研究[J]. 制冷, 2012,31(1):1-7.
Liu Haorong, Xie Rehe, Liu Guanghai, et al. The study of temperature variation during the process of unloading about multi-temperature refrigerated vehicle[J]. Refrigeration, 2012,31(1):1-7. (in Chinese)

5 Tso C P, Yu S M, Poh H, 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.

6 Foster A M, Swain M J, Barrett R, et al. Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrance[J]. International Journal of Refrigeration,2003,26(8):918-925.

7 Chen P, Cleland D J, Lovatt S J, et al. An empirical model for predicting air infiltration into refrigerated stores through doors[J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(6):799-812.

8 Foster A M, Barrett R, James S J, et al. Measurement and prediction of air movement through doorway in refrigerated rooms[J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(8):1102-1109.

9 段双平,张国强,彭建国,等. 自然通风技术研究进展[J]. 暖通空调,2004,34(3):22-28.
Duan Shuangping, Zhang Guoqiang, Peng Jianguo, et al. Development in research of natural ventilation[J]. HV & AC, 2004,34(3):22-28. (in Chinese)

10 何佳鹏. 冷库大门的流场分析[J]. 流体机械,1994,22(2):58-61.
He Jiapeng. The properties of the flow at the door of the cold storage[J]. Fluid Machinery,1994,22(2):58-61. (in Chinese)

11 何佳鹏. 冷库大门的空气幕结构设计计算模型[J]. 南京建筑工程学院学报,1999,49(2):48-52.
He Jiapeng. The calculation model of structure design for the air cuitain at the door of the cold storage[J]. Journal of Nanjing Architectural and Civil Engineering Institute, 1999,49(2): 48-52. (in Chinese)

12 杨彦宾. 热压与风压耦合作用下冷库大门空气幕性能的数值研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2009.
Yang Yanbin. Numerical and study of the air curtain performance of a cold store with wind and thermal pressures[D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology,2009. (in Chinese)

13 孟岩勇,南晓红. 冷库门在热压作用下冷量渗透的数值模拟[J]. 建筑热能通风空调,2007,26(2):41-63.
Meng Yanyong,Nan Xiaohong. Numerical simulation of cold capacity at cold-storage door under thermal pressure[J]. Buiding Energy & Environment, 2007,26(2):41-63. (in Chinese)

14 谢晶,吴天. 小型冷库开门过程温度场的数值模拟[J]. 上海水产大学学报,2006,15(3):333-339.
Xie Jing, Wu Tian. Numerical simulation on temperature field in the doorway of a minitype store[J]. Joournal of Shanghai Fisheries Unicersity, 2006,15(3):333-339. (in Chinese)

15 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):159-166.
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): 159 – 166. (in Chinese)

16 王助良,张敏,颜学升,等. 车间湿帘降温系统热湿交换的研究[J]. 农业机械学报,2006, 37(12):139 – 143.
Wang Zhuliang,Zhang Min,Yan Xuesheng, et al. Study on heat and moisture exchanges in wet-curtain cooling system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12):139 – 143. (in Chinese)

17 李锦,谢如鹤,刘广海,等. 冷藏车降温数学模型建立与影响因素分析[J]. 农业机械学报,2013,44(6):75 – 82.
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): 75 – 82. (in Chinese)

18 孙一坚. 工业通风[M]. 3 版. 北京:中国建筑工业出版社,1994:230 – 238.

Influence Factors of Air-temperature Increasing within Refrigerated Trucks during Door-opening State

Li Jin¹ Xie Ruhe²

(1. Department of Automobile, Shaoguan University, Shaoguan 512005, China

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

Abstract: The drastic changes of interior air-temperature and humidity induced by intense heat-mass exchange between inside and outside make the quality of perishable food difficult to guarantee while the door of the refrigerated truck is opened in the process of refrigerated transport. Aiming above problems, a mathematical model of interior temperature of refrigerator truck under the open-door state was established based on the theory of dynamic heat balance, and testified correspondingly through the analysis of influence of parameters on temperature. The test results showed that, when the refrigeration system turned on or off, and the door was opened in the 6 min, and the initial temperature of the compartment was 0℃, the former temperature was 0.3℃ lower than the latter temperature. Similarly the former temperature was 0.7℃ lower than the latter temperature, when the refrigeration system turned on or off, and the door was opened in the 6 min, and the initial temperature of the compartment was – 15℃. The former temperature was all 0.2℃ lower than the latter temperature, when comparing the speed of the evaporator outlet velocity was 4 m/s and 2 m/s, or the thermal conductivity of insulating materials was 0.05 W/(m·K) and 0.033 W/(m·K), and the door was opened in the 6 min, and the initial temperature of the compartment was 0℃. Besides, the air-temperature increased more correspondingly inside refrigerated compartment in the situation of big temperature difference between interior and exterior and wider door-opening. Lastly, the interior heating rate was different according to the wind and wind direction outside of refrigerator carriage with the door opened.

Key words: Refrigerated trucks During door-opening status Temperature increasing Heat and mass transfer Influence factors