

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.01.036

# 冷藏运输车厢温度场均匀控制研究\*

翁卫兵<sup>1</sup> 房殿军<sup>2,3</sup> 李强<sup>1</sup> 曹森龙<sup>1</sup> 吴坚<sup>1</sup>

(1. 浙江科技学院食品物流装备技术研究省重点实验室, 杭州 310023;

2. 德国弗劳恩霍夫物流研究院生产物流部, 多特蒙德 44227; 3. 同济大学中德学院, 上海 200092)

**摘要:**为解决冷藏运输车厢内温度场分布不均匀直接导致杨梅等特色水果营养成分和品质变差等问题,通过正交试验法优化设计,引入温度场均匀性评价指标,分析了气流循环风机转速、匀流板孔隙率和货框垂直间距等因素对冷藏运输车厢内温度场的影响。结果表明:风机转速越高,温度场均匀性越好,厢内的最高温度基本不变;孔隙率越小,温度场均匀性越好,孔隙率0.1时厢内最高温度最低;在一定范围内垂直间距越小,最高温度越低,均匀性也越好。针对温度场中存在的“高峰”区域,基于场协同原理设计了冷藏运输箱体结构,通过调节右侧回风口处气帘风机的方向实现了均匀性控制。

**关键词:**冷藏运输车厢 温度均匀控制 正交试验法

**中图分类号:** U469.6<sup>+</sup>6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0228-08

## 引言

采用冷藏保鲜运输是易腐农产品流通过程的重要环节,在冷链运输过程中需要控制其温湿度范围和均匀性以保证口感与品质。杨梅作为特色水果之一,对温度敏感性较高,适宜的贮藏温度为0~2℃,温度越高,糖分、总酸和维生素C等营养成分下降速度和幅度也越大,果实风味变淡<sup>[1]</sup>。目前冷藏运输车厢的结构形式普遍存在由于厢体气流循环形式、货物堆放方式不合理而导致的厢体内温度场分布不均匀现象,引起部分水果未处于适合的温度下,不能很好地满足特色水果的运输要求。因此,根据杨梅贮藏特性和冷链运输温度要求控制冷藏车厢内流场运动,优化调整多个设计参数,合理分配整个厢内冷量和气流组织,设计新型冷藏车厢以保证厢内温度场的均匀性,从而降低杨梅运输损耗和确保口感品质就显得尤为迫切和重要。

近年来,随着计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)作为数值计算工具在食品行业的广泛应用<sup>[2]</sup>,一些学者采用该方法模拟分析冷藏车厢内部流场并进行了车厢内部结构改进设计<sup>[3-10]</sup>。

本文以冷藏运输浙江省余姚地区特色水果杨梅为例,通过对厢内温度场进行数值模拟仿真,并在实车上布置96个温度传感器实时测量和记录温度数

据,以对比和验证所建CFD模型的准确性。分析气流循环风机转速、匀流板孔隙率和货架垂直间距对温度分布均匀性的影响,应用正交试验法求出最佳参数组合,获取车厢内各纵横断面的温度分布区域,利用回风口处对开式气帘有效控制厢内温度均匀性,以期为冷藏运输车厢内温度均匀性控制和结构优化设计提供依据,为杨梅长距离运输提供指导。

## 1 CFD模型的建立

### 1.1 物理模型

本文以浙江省“农产品现代物流与安全控制”重点科技创新团队特色水果可视化监控冷链运输车为研究对象。车厢外部尺寸为5.18 m×2.1 m×2.2 m,内容积22 m<sup>3</sup>,厢体由内外玻璃钢组成,中间保温层材料为泡沫聚氨酯硬泡塑料,厚度80 mm。采用法国开利Xarios500型冷藏机组,R404A型环保制冷剂,轴流式风机额定转速为470 rad/s。车身左右两侧布置21块(共42块)微孔送风匀流板阵列,单块尺寸为0.6 m×0.6 m,孔隙率0.1。在厢体长度方向(L)8个竖截面,宽度方向(W)4个纵截面,高度方向(H)3个横截面的相交处为温度测点,布置温度传感器共96个,如图1所示。温度传感器型号WS-TH01,测量范围为-40~100℃;测量精度:±0.1℃,分辨率0.1℃。记录容量14 800~30 900

收稿日期:2013-09-24 修回日期:2013-10-08

\* 国家国际科技合作专项资助项目(2013DFA31920)、国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2012AA101704)和浙江省自然科学基金资助项目(LY13E050023)

作者简介:翁卫兵,副研究员,博士,主要从事现代物流装备研究,E-mail:wguard@163.com

组,记录间隔 2 s ~ 24 h 连续可调,通讯接口 RS-232 或 USB。

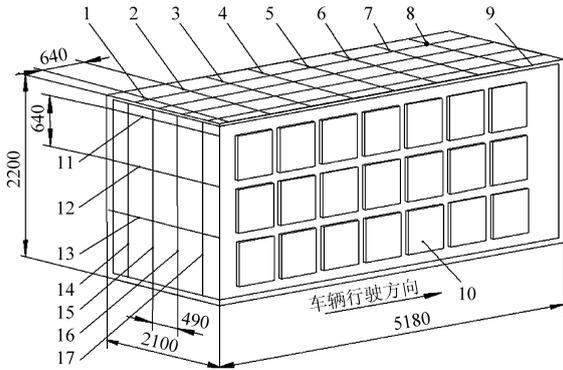


图 1 温度传感器测点布置图

Fig. 1 Layout of temperature sensors monitoring point

1 ~ 8. 长度截面 L1 ~ L8 9. 冷藏车厢 10. 匀流板 11 ~ 13. 高度截面 H1 ~ H3 14 ~ 17. 宽度截面 W1 ~ W4

厢内采用叠放水果周转箱 (尺寸 480 mm × 340 mm × 160 mm) 组成货框,配以滑轮导轨装置可以轻松实现周转箱装卸工作。由于厢内高度一定,周转箱的高度由货框垂直间距来确定。

### 1.2 控制方程

冷藏车厢内假设密闭且无冷气泄漏,气体是不可压缩的牛顿流体,符合 Boussinesq 假设,杨梅贮藏处流场雷诺数约为 26 000,流动状态为紊流,厢内空气在 4 个轴流式风机作用下强制流动,通过匀流板经杨梅贮藏区到回风口。根据  $k-\varepsilon$  通用控制方程,源项  $S_k$  和  $S_\varepsilon$  分别定义为

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (1)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left( f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

其中  $P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B \rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$

$$f_1 = 1 + \left( \frac{0.05}{f_\mu} \right)^3$$

$$f_2 = 1 - \exp(-R_T^2)$$

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.025 R_y)]^2 \left( 1 + \frac{20.5}{R_T} \right)$$

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu}$$

式中  $u_i$ ——速度分量  $x_i, x_j$ ——坐标分量, m/s

$\tau_{ij}^R$ ——雷诺应力张量

$\rho$ ——流体密度, kg/m<sup>3</sup>

$g_i$ ——坐标轴方向重力加速度, m<sup>2</sup>/s

$\mu$ ——动力粘性系数, m<sup>2</sup>/s

$y$ ——壁面距离, m

$k$ ——流体紊流脉动动能, m<sup>2</sup>/s

$\varepsilon$ ——紊流能量耗散率, m<sup>2</sup>·s

$C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_{\varepsilon 2} = 1.92; C_\mu = 0.09; \sigma_B = 0.9$ ; 如果  $P_B > 0$ , 则  $C_B = 1$ , 否则  $C_B = 0$ 。

由于  $k$  和  $\varepsilon$  难以测量和计算,选用湍流强度  $I$  (设为 2%) 和湍流长度  $L_t$  (设为 0.01 m) 来定义紊流状态。

### 1.3 CFD 模型

建立 CFD 模型时,假设环境温度恒定为 300 K,且不考虑太阳辐射、汽车振动等外界因素影响,厢内密封性能良好,厢壁属均质多层壁,冷藏车厢当量传热系数  $\lambda_k$  计算公式为

$$\lambda_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (3)$$

其中

$$\alpha_o = 9 + 3.5V^{0.66}$$

式中  $\alpha_1$ ——车厢内侧传热系数,取值为 2.21 ~ 2.49 W/(m<sup>2</sup>·K)<sup>[11]</sup>

$d$ ——车体隔热壁中某层材料厚度, m

$\lambda$ ——车体隔热壁中某层材料的导热系数, W/(m·K)

$\alpha_o$ ——车体外侧传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K)

$V$ ——车速,取 60 km/h

中间保温层厚度 0.08 m,玻璃钢导热系数约 0.40 W/(m·K),保温层材料导热系数在 0.02 ~ 0.03 W/(m·K) 之间,相比而言,加之两者厚度差异较大,玻璃钢的传热系数完全可以忽略。求得  $\lambda_k = 0.32 \sim 0.36$  W/(m<sup>2</sup>·K),取  $\lambda_k = 0.34$  W/(m<sup>2</sup>·K)。

匀流板是均匀分布细孔的铁质薄板。在 CFD 模型划分网格时,若不对其处理,将大大增加网格数量,从而增加计算量和时间。将匀流板组成的流道壁看成是轴向流动的多孔介质板,各向同性热传导。匀流板密度为 7.8 g/cm<sup>3</sup>;比热容为 502 J/(kg·K);导热系数为 48 W/(m·K);体积热交换系数为 5 W/(m<sup>3</sup>·K)。

杨梅具有规则几何形状,作多孔介质处理,导热系数按 Sweat 提出的公式<sup>[12]</sup> 计算。杨梅置于周转箱内,空气可在其间隙内自由流动,属各向同性,连通孔隙度设置为 0.4,杨梅冰点温度 0.5℃,冰点前比热容 3 850 J/(kg·K),导热系数 0.50 W/(m·K),冰点后比热容 1 970 J/(kg·K),导热系数 1.57 W/(m·K),不同温度下的呼吸热参数不同,分别为 0℃时 23 W/T, 2℃时 31 W/T, 5℃时 45 W/T, 10℃时 98 W/T, 15℃时 175 W/T, 20℃时 200 W/T。冷凝器设定温度为 272.15 K (-1℃)。

## 2 CFD 模型验证分析

### 2.1 温度场均匀性指标

为准确便捷描述厢内各层间的温度场均匀性,对车厢的纵向(总层数为4层)和横向(总层数为3层)截面内温度的标准差进行均匀性评价,均匀性指标为

$$J_k = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\bar{T}_k - T_k^i)^2} \quad (4)$$

式中  $N$ ——每层的温度采样点个数,纵向取24,横向取32

$\bar{T}_k$ ——第  $k$  层的平均温度

$T_k^i$ ——第  $k$  层第  $i$  个采样点的温度

纵向和横向截面温度总体的均匀性评价指标为加权标准差,即

$$J = \sum_{k=1}^M W_k J_k \quad (5)$$

式中  $W_k$ ——第  $k$  层的权重系数,根据各层温度场均匀性的比重,纵向从上到下依次取0.40、0.35、0.25,横向则从左到右依次取0.15、0.20、0.30、0.35

$M$ ——总层数

### 2.2 模型验证分析

为验证所建立的 CFD 模型的合理性,必须对冷藏车厢内部实际温度场和仿真结果进行对比验证。验证车厢参数分别为:气流循环风机转速 470 rad/s;孔隙率 0.021;货框垂直间距 160 mm。根据相应的设计值,可以得到厢内 96 个温度传感器实测温度值,每个布点处温度数据与 CFD 模型仿真值的具体对比如图 2 所示。

对比图 2 车厢高度方向 H1 ~ H3 3 层模拟温度值与试验测量值关系可知:按所建的 CFD 模型计算得到的温度值与测量结果吻合较好。模拟值与实测值最大偏差 0.95℃,H1 层平均偏差 0.304℃,H2 层平均偏差 0.423℃,H3 层平均偏差 0.482℃,总体平均偏差 0.404℃。说明基于  $k-\varepsilon$  的三维 CFD 模型具有合理性和准确性,可为温度场均匀性分析提供参考。

## 3 设计参数对温度场的影响

### 3.1 风机转速

分析对比气流循环风机转速在 410 ~ 520 rad/s 范围内,转速每增加 10 rad/s 时厢内温度分布的变化。当转速为 520 rad/s 时最高温度横截面在 H2 截面上方 491 mm,如图 3 所示。

从图 4 可以看出,稳态时随着风机转速的增加,

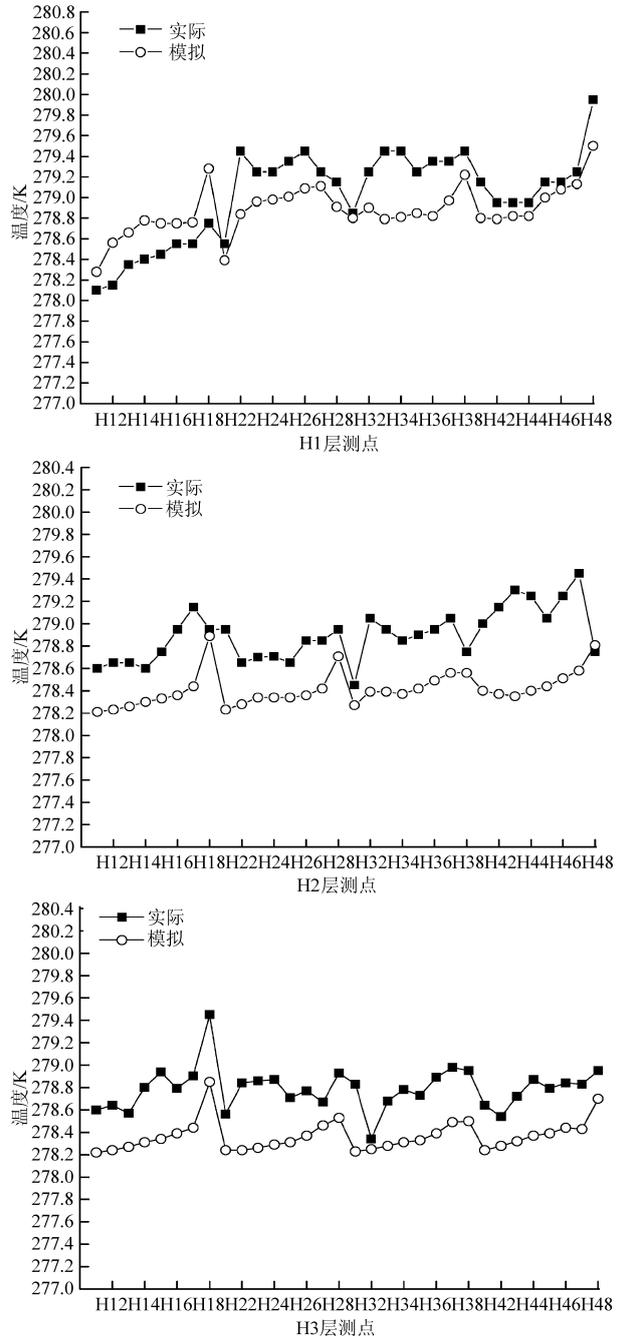


图 2 CFD 模型计算温度值与试验结果比较  
Fig. 2 Comparison between the simulated and experimental values

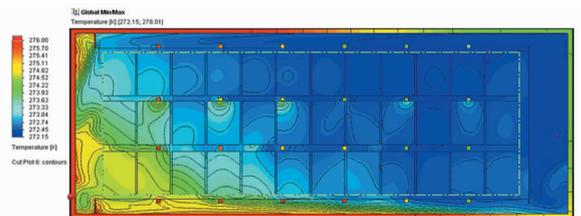


图 3 风机转速 520 rad/s 时最高温度横截面  
Fig. 3 Highest temperature distribution when the fan rotation speed was 520 rad/s

厢内杨梅贮藏空间内的最高温度从 275.47 K (2.32℃) 变化至 275.26 K (2.11℃)。在转速为

410 rad/s 时贮存区最高温度出现最大值, 转速为 510 rad/s 时温度场总体最为均匀, 加权标准差为 0.570。

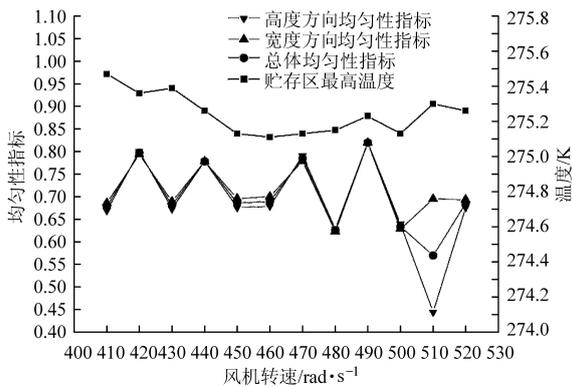


图 4 风机转速对温度场的影响

Fig. 4 Effect of fan rotation speed on temperature field

### 3.2 孔隙率

孔隙率指匀流板上孔面积总和与板总面积的比值。分析对比孔隙率在 0.1 ~ 0.9 范围内, 孔隙率每增加 0.1 对厢内温度分布的变化。孔隙率为 0.5 时车厢内最高温度横截面如图 5 所示, 在 H2 截面下方 32 mm。

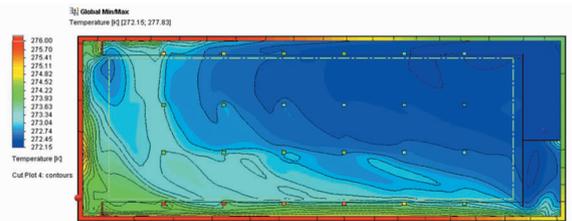


图 5 孔隙率为 0.5 时最高温度横截面

Fig. 5 Highest temperature distribution when porosity was 0.5

从图 6 可以看出, 稳态时随着孔隙率的增加厢内的最高温度先逐渐下降, 当孔隙率超过 0.3 后, 其对温度场的影响不大。厢内杨梅贮藏空间内的最高温度由 275.64 K (2.49℃) 变化至 275.91 K (2.76℃), 在孔隙率 0.1 时最高温度达到最低, 而在孔隙率 0.9 时达到极值, 厢内温度均匀性随着孔隙率的增加反而恶化。由于匀流板加工工艺的限制, 重点考察 0.1 附近的孔隙率, 在孔隙率 0.1 时温度场最均匀, 总体加权标准差为 0.540, 在孔隙率 0.9 时温度场最不均匀, 加权标准差为 0.650。

### 3.3 货框垂直间距

分析对比货框垂直间距在 90 ~ 240 mm 范围内, 垂直间距每增加 10 mm 时厢内温度分布的变化, 垂直间距 180 mm 时最高温度横截面, 在 H2 截面上方 419 mm, 如图 7 所示。

由图 8 可知, 稳态时随着垂直间距的增加厢内的最高温度逐渐上升, 均匀性变差。其原因为, 在一

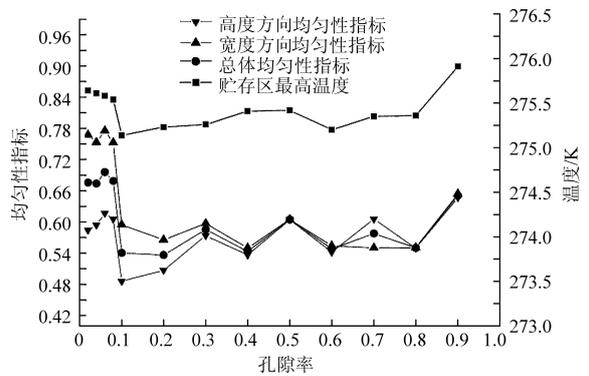


图 6 孔隙率对温度场的影响

Fig. 6 Effect of porosity on temperature field

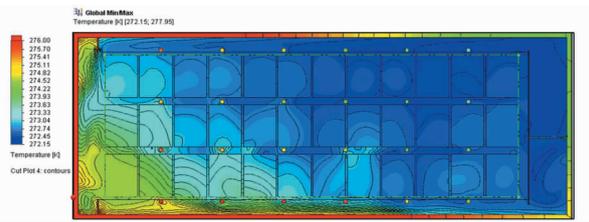


图 7 货框垂直间距为 180 mm 时最高温度横截面

Fig. 7 Highest temperature distribution when vertical distance between frames was 180 mm

定垂直间距范围内, 与外界温度为 300 K (27℃) 的传热过程中, 货框堆积能一定程度上改变冷气温度矢量, 加强流场的运动使得最高温度变低, 有利于温度场的均匀分布。厢内杨梅贮藏空间内的最高温度从 274.68 K (1.53℃) 变化至 275.38 K (2.23℃), 在最高温度最低时垂直间距为 90 mm, 最高温度的极值出现在间距为 230 mm 处, 垂直间距 90 mm 时温度场分布最为均匀, 加权标准差为 0.480。

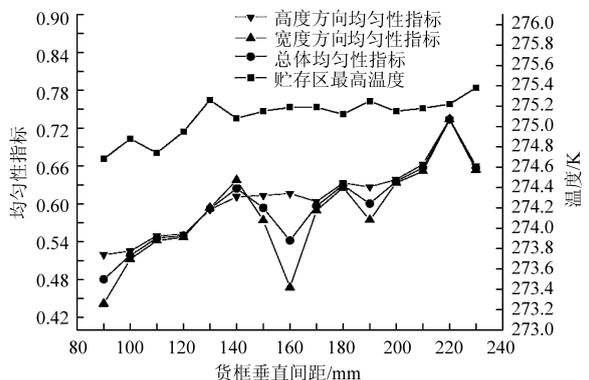


图 8 货框垂直间距对温度场的影响

Fig. 8 Effect of vertical distance between frames on temperature field

## 4 正交试验法优化设计及试验

### 4.1 正交试验设计

针对单因素试验结果, 通过正交试验<sup>[13]</sup>提出最优组合方案。分析 3 个设计参数对温度场的影响, 根据运输车厢的尺寸、气流循环风机的特性, 在各因

素合理变化范围内分别选取3个水平。通过 $L_9(3^4)$ 正交筛选,正交试验安排与结果见表1、表2,表2中A、B、C表示风机转速、孔隙率、货框垂直间距的编码值。

表1 正交试验因素水平

Tab.1 Levels of parameters of orthogonal experiment

水平	因素		
	风机转速/ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	孔隙率	货框垂直间距/mm
1	420	0.028	110
2	470	0.112	160
3	500	0.252	210

表2 设计参数优化 $L_9(3^4)$ 试验设计与结果

Tab.2  $L_9(3^4)$  orthogonal array design, results and analysis of three design parameters

测定指标	试验序号	因素			高度方向	宽度方向
		A	B	C	均匀性指标	均匀性指标
	1	1	1	1	0.709	0.861
	2	1	2	2	0.566	0.726
	3	1	3	3	0.662	0.719
	4	2	1	2	0.709	0.953
	5	2	2	3	0.580	0.760
	6	2	3	1	0.568	0.617
	7	3	1	3	0.702	0.965
	8	3	2	1	0.569	0.681
	9	3	3	2	0.634	0.749
高度方向均匀性指标	$K_1$	0.646	0.706	0.615		
	$K_2$	0.619	0.571	0.636		
	$K_3$	0.635	0.621	0.648		
	R	0.011	0.135	0.033		
因素主次 $B > C > A$ , 最优组合 $A_2B_2C_1$						
宽度方向均匀性指标	$K_1$	0.768	0.926	0.720		
	$K_2$	0.776	0.722	0.809		
	$K_3$	0.798	0.695	0.814		
	R	0.030	0.231	0.094		
因素主次 $B > C > A$ , 最优组合 $A_1B_2C_1$						

最终选取最恰当的条件 $A_2B_2C_1$ ,气流循环风机转速设定为470 rad/s,匀流板的孔隙率为0.112,即细孔直径为2 mm,货框间距110 mm,周转箱的高度为160 mm。对冷藏厢内的纵向截面和横向截面进行温度场分析,并计算其温度均匀性指标。

图9和图10中的实心点表示厢内最高温度277.59 K(4.44℃)的位置,厢内杨梅贮藏空间内的最高温度275.02 K(1.87℃),最低温度272.23 K(-0.92℃),温差超过2℃。横截面的温度分布均匀性评价指标加权标准差为0.364;纵截面的温度分布均匀性评价指标加权标准差为0.439;正交试验法所筛选出的方案能有效降低厢内杨梅贮藏空间

的最高温度值,并使得温度分布比较均匀。

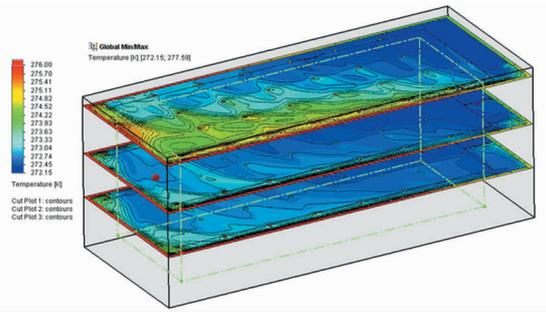


图9 厢内3个横截面温度场分布

Fig.9 Temperature distribution of three cross sections

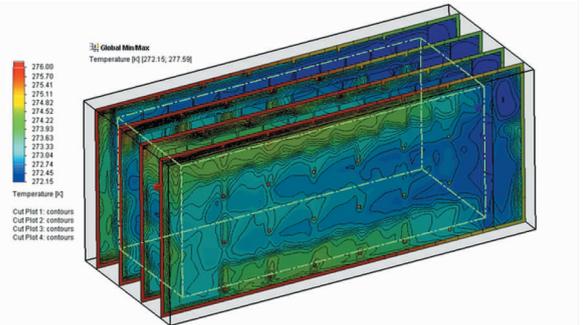


图10 厢内4个纵截面温度场分布

Fig.10 Temperature distribution of four longitudinal sections

#### 4.2 厢内温度场均匀控制

上文厢内温度场模拟分析和文献[14]根据最优参数设计的车厢在中纵截面和中横截面的温度分布表明,车厢温度场存在“温度高峰”区域,集中在车厢尾部的回风口上部。直观上,温度的均匀性可以直接加强对流传热予以实现,但过增元等<sup>[15]</sup>提出其主要取决于流场矢量和温度梯度的场协同原理,因此利用原有对开式横流风机以对吹方式形成气帘来隔绝冷热气体的热交换<sup>[16]</sup>。通过调节右侧(回风口)气帘风机的转速,协同温度梯度来控制该区域的温度分布,为保证杨梅运输期间处于最佳的温度范围(0~2℃),冷凝器最终设定温度为272.15 K(-0.3℃)。图11和图12表示当车厢门密闭后右侧气帘风机工作转速136 rad/s时纵向截面和横向截面上的温度矢量图。

图11和图12中的实心点表示厢内最高温度276.26 K(3.11℃)的位置,厢内杨梅贮藏空间内最高温度为274.41 K(1.26℃),最低温度为272.96 K(-0.19℃)。横、纵截面的温度分布均匀性评价指标加权标准差分别为0.141和0.097;采用场协同控制理论,结合正交试验法后大大降低了厢内杨梅贮藏温度,空间内的最高温度为0.61℃,降幅为32.62%,横、纵截面的温度分布均匀性评价指标加权标准差降幅达到61.26%和77.90%,表明温度场分布更加均匀和合理。

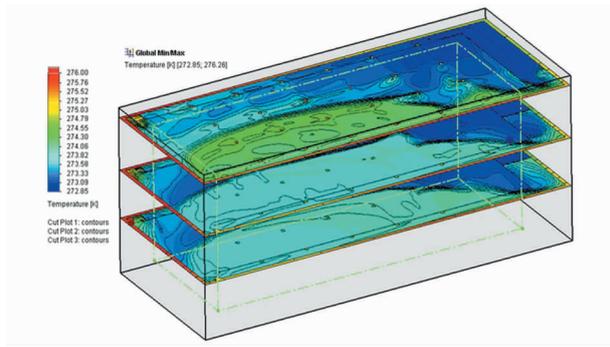


图 11 厢内 3 个横截面温度矢量图

Fig. 11 Temperature vector of three cross sections

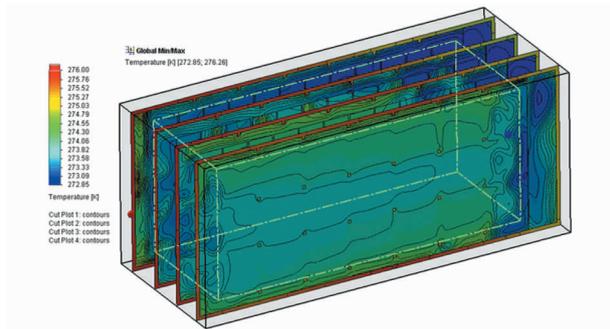


图 12 厢内 4 个纵截面温度矢量图

Fig. 12 Temperature vector of four longitudinal sections

### 5 实车试验验证

为了验证正交试验优化和场协同均匀性控制的准确性,制作如图 13 所示的冷藏厢体内部结构。

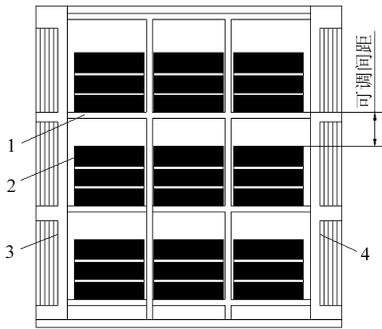


图 13 货架及气帘风机安装位置图

Fig. 13 Layout of shelf and cross fans

- 1. 货架
- 2. 杨梅货框
- 3. 左侧气帘循环风机
- 4. 右侧气帘循环风机

车厢试制完成后,于 2013 年 6 月下旬至 8 月上旬往返余姚、仙居、嘉兴至杭州 12 次。厢内数据采集在随车副驾驶区内利用温度巡检仪完成。供试杨梅为余姚等地区主栽荸荠种,果实采摘达到商品成熟状态,直径约 10 ~ 15 mm。在装卸货物时为防止冷气泄漏,采用左右两侧循环对吹气帘保证密封性。当车门关闭后,处于回风口处右侧气帘风机的风向可以顺时针旋转 90°。针对试验所得到 12 组数据分别取其平均值,对横截面层和纵截面层实际测量

得到的温度平均值和仿真温度值对比分析,如图 14 所示。

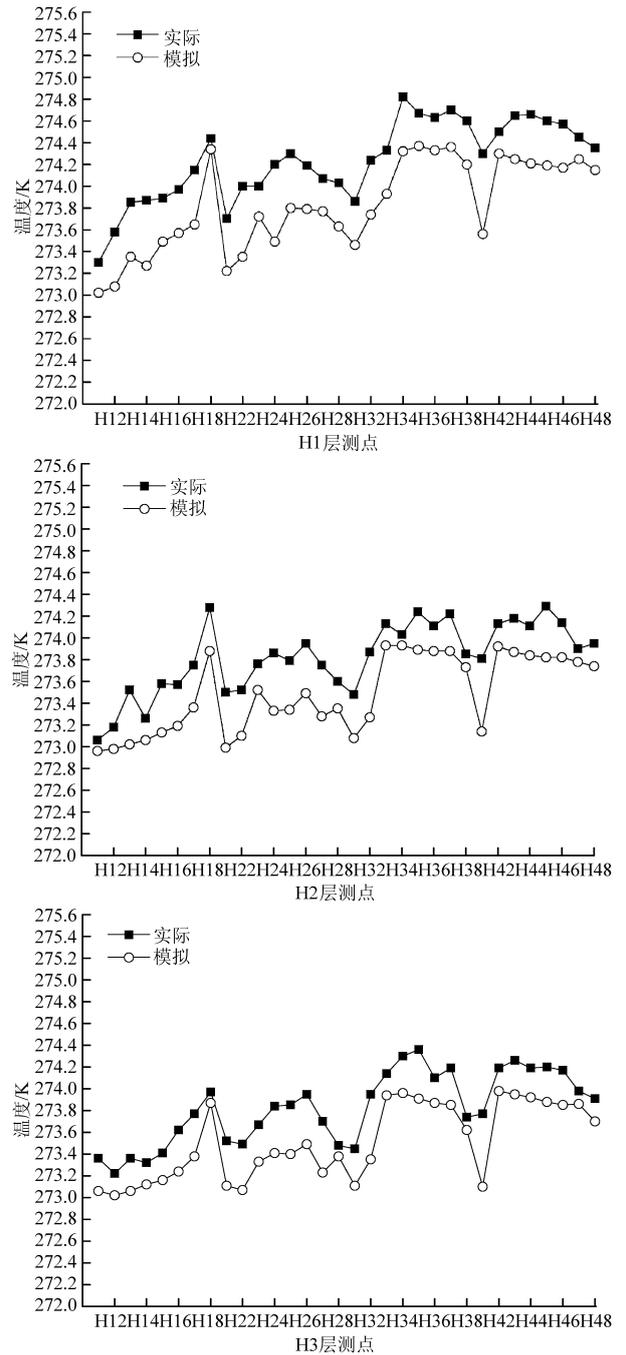


图 14 厢内横截面温度分布计算值与试验结果比较  
Fig. 14 Comparison between the calculated and experimental values of temperature distribution in carriage sections

图 14 可以看出,横截面层 H1 ~ H3 的实际最大温差分别为 1.52、1.23、1.14℃,均匀性评价指标加权标准差为 0.45。最大误差出现在 H1 层的 W4L1 点,该点正对气帘风机出口位置,干扰较大,而且该处传热相对复杂,误差约 0.74℃,相对误差为 64.3%,平均绝对误差为 0.357℃,相对误差为 44.1%。气帘风机出口位置并不堆放货物,对运输没有影响。

## 6 结论

(1) 气流循环风机转速、匀流板孔隙率和货框垂直间距影响冷藏运输车厢温度场的均匀性,结果表明:风机转速越高,温度场均匀性越好,厢内的最高温度基本不变;孔隙率越小,温度场均匀性越好,孔隙率0.1时厢内最高温度最低;在一定范围内垂直间距越小,最高温度越低,均匀性也越好。

(2) 针对温度场中存在的“高峰”区域,基于场协同原理,通过调节右侧回风口处气帘风机的方向可有效实现均匀性控制。

(3) 当气流循环风机风速为470 rad/s、孔隙率为0.112、货框垂直间距为110 mm,同时将气帘风机在车厢密闭后工作转速设定为136 rad/s时,厢内杨梅贮藏空间的温度场能满足杨梅冷藏保鲜运输的要求。

## 参 考 文 献

- 席玢芳,郑永华,钱冬梅,等. 温度对杨梅果实采后营养物质变化和腐烂的影响[J]. 科技通报,1993,9(4):254~256.  
Xi Yufang, Zhen Yonghua, Qian Dongmei, et al. Effects of storage temperature on changes of nutritional composition and decay rate in fruit of red bayberry [J]. Bulletin of Science and Technology, 1993, 9(4): 254~256. (in Chinese)
- Xia B, Sun D W. Application of computational fluid dynamics (CFD) in the food industry: a review [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2002 (34): 5~24.
- 谢晶,瞿晓华,徐世琼. 冷藏库内气流场数值模拟与验证[J]. 农业工程学报, 2005, 21(2): 11~16.  
Xie Jing, Qu Xiaohua, Xu Shiqiong. Numerical simulation and verification of airflow in cold-store [J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(2): 11~16. (in Chinese)
- Rodriguez-Bermejo J, Barreiro P, Robla J I, et al. Thermal study of a transport container [J]. Journal of Food Engineering, 2007, 80: 517~527.
- 张哲,郭永刚,田津津. 冷板冷藏汽车箱体内部温度场的数值模拟及试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(增刊1): 18~24.  
Zhang Zhe, Guo Yonggang, Tian Jinjin, et al. Numerical simulation and experiment of temperature field distribution in box of cold plate refrigerated truck [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(Supp. 1): 18~24. (in Chinese)
- 吕恩利,陆华忠,杨洲,等. 气调保鲜运输车通风系统阻力特性试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 120~124.  
Lü Enli, Lu Huazhong, Yang Zhou, et al. Pressure drop characteristics of the ventilation system in fresh-keeping transportation with controlled atmosphere [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 120~124. (in Chinese)
- Ferrua M J, Singh R P. Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, part I: numerical model [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(2): 335~348.
- Vigneault C, Thompson J, Wu S. Designing container for handling fresh horticultural produce [J]. Postharvest Technologies for Horticultural Crops, 2009, 2: 25~47.
- Kan A K, Han H D. Study on temperature field distribution inside reefer containers [C]//International Conference on Cryogenics and Refrigeration Proceedings, 2008: 884~887.
- 张娅妮,陈洁,陈蕴光,等. 机械式冷藏汽车箱体内部气流组织模拟研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2007, 28(2): 10~13.  
Zhang Yani, Chen Jie, Chen Yunguang, et al. Simulation study on the air-flow distribution in the inside part of mechanical refrigerated truck [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2007, 28(2): 10~13. (in Chinese)
- 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)
- Sweat V E. Thermal properties of foods [M]//Rao MA, Rizvi S S H. Engineering properties of foods. New York: Marcel Dekker, Inc., 1986: 49~87.
- 毕新胜,肖彬彬,张进,等. 加工番茄回转滚筒式果秧分离机构参数正交试验优化[J]. 农业机械学报, 2012, 43(8): 94~98, 120.  
Bi Xinsheng, Xiao Binbin, Zhang Jin, et al. Orthogonal experiment optimization of parameters of rotary roller-type fruit-vine separation mechanism for processing tomato [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 94~98, 120. (in Chinese)
- 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, 120.  
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai, et al. Thermal stability of typical refrigerated trucks compartment under outdoor sol-air temperature conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8): 141~147, 120. (in Chinese)
- Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221~2225.
- 浙江科技学院. 一种冷藏车的分区隔离气帘: 中国, ZL201210128479.8 [P]. 2013-08-07.

# Temperature Field Homogeneity Control of Refrigerated Transport Carriage

Weng Weibing<sup>1</sup> Fang Dianjun<sup>2,3</sup> Li Qiang<sup>1</sup> Cao Miaolong<sup>1</sup> Wu Jian<sup>1</sup>

(1. Provincial Key Laboratory of Food Logistics Equipment & Technology,  
Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, China)

2. Department of Production Logistics, Fraunhofer Institute for Material Flow and Logistics,  
Dortmund 44227, Germany 3. CDHK, Tongji University, Shanghai 200092, China)

**Abstract:** Evaluating indicator for temperature distributions homogeneity was developed through optimization using orthogonal experiment. The influences of rotation speed of air refrigerating machine fan, porosity of flow equalization board and vertical space between frames on temperature distribution were analyzed. The simulation results show that the higher the fan rotation speed is, the better the temperature distribution homogeneity is, although the highest temperature in carriage is basically unchanged; the smaller the porosity is, the better temperature distribution homogeneity is; and the highest temperature in carriage is lowest when the porosity is 0.1; the smaller the frame vertical spacing is, the lower the highest temperature in carriage is and the better temperature distributions homogeneity is. For the “peak area” in temperature distribution, the carriage structure was new designed based on field-coordination principle and the temperature distributions homogeneity can be controlled by adjusting the gas curtain fan’s direction in right air-returning outlet.

**Key words:** Refrigerated transport carriage Temperature homogeneity control Orthogonal experiment

(上接第 227 页)

## Uniformity of Moisture Content, Shell Pore Fractal and Discoloration of Litchi during Infrared Drying

Xu Fengying Chen Zhen Li Changyou Liao Jianyuan

(Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education,  
South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

**Abstract:** The uniformity dynamic of moisture content of litchi fruit during infrared drying was measured and fitting analyzed. Besides, the dynamic differences of the shell porosity and its fractal dimension of litchi during infrared drying were compared using Image-Pro and SPSS software. Furthermore, the change of the color of shell surface color of litchi during fractal dimension was also measured. The results show that the moisture content change of each litchi fruit is uneven during infrared drying. For relatively small litchi, the moisture content decreases quickly during initial drying; later on, the moisture content changes slowly, and during the last drying the difference among individual drying rates becomes significant. The fruit shell porosity significantly changes with the reduction of moisture content, and its mean value decreases from 0.519 to 0.381, to 0.276, and then to 0.184; but the fractal dimension of the pore increases from 1.486 to 1.674, to 1.708, and then to 1.800. The  $DL$  and  $Db$  values of shell surface color change significantly at the beginning, however, they change slowly during the following drying. Results from this study could provide a reference for the uniformity research of other multilayer-structure fruits and vegetables in infrared drying.

**Key words:** Litchi Shell Infrared drying Uniformity Pore fractal