

环形热管蓄冷保温箱的模拟优化与实验研究

胡时发^{1,2}, 王达¹, 杨相政¹, 贾连文¹, 徐双喜^{1,2}

(1. 中华全国供销合作总社济南果品研究院, 济南 250204; 2. 天津商业大学, 天津 300134)

摘要: **目的** 解决蓄冷冷链运输中存在的温度波动大、均匀性差等问题。**方法** 文中提出通过环形热管来优化箱内温度场均匀性的方案, 以柠檬为实验材料, 采用 FLUENT 数值模拟软件对不同环形热管结构下柠檬保温过程进行仿真, 并对 4 层环形热管模型进行实验验证, 确定箱内温度分布规律。**结果** 环形热管均对保温箱温度场均匀性有明显改善作用, 4 层环形热管与无环形热管的蓄冷保温箱相比, 蓄冷保温过程结束时, 不均匀度由 1.71 减少为 0.83, 降低幅度为 51.46%, 温度极差可由 8.32 °C 减小为 3.24 °C, 降低幅度为 61.06%。顶部留出的空隙会出现环流现象, 能一定幅度地减少有效蓄冷保温时间, 增大温度极差和温度不均匀度。**结论** 验证实验和模拟结果的温度偏差在 1.25 °C 以内, 说明建立的模型适用于该蓄冷保温箱的数值模拟。针对文中箱体结构, 最佳热管环数为 4 层左右; 其结果可为优化蓄冷保温箱的温度分布提供参考依据。

关键词: 蓄冷保温箱; 温度均匀性; 环形热管; 数值模拟

中图分类号: TS206.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2022)23-0216-09

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.23.026

Simulation Optimization and Experimental Study on Cold Storage Incubator with Annular Heat Pipe

HU Shi-fa^{1,2}, WANG Da¹, YANG Xiang-zheng¹, JIA Lian-wen¹, XU Shuang-xi^{1,2}

(1. Jinan Fruit Research Institute, All China Federation of Supply & Marketing Cooperatives, Jinan 250204, China;
2. Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China)

ABSTRACT: The work aims to solve the problems of large temperature fluctuation and poor uniformity in the cold storage chain transportation. A scheme of optimizing the uniformity of temperature field in the incubator through annular heat pipe was proposed. With lemon as experimental material, FLUENT simulation software was used to stimulate the heat preservation process of lemon with annular heat pipes of different structures, and the model of 4-layer annular heat pipe was verified experimentally to determine the temperature distribution in the incubator. The annular heat pipe obviously improved the uniformity of temperature field. Compared with the cold storage incubator without annular heat pipe, at the end of the cold storage insulation process, the non-uniformity of incubator with 4-layer annular heat pipe was reduced from 1.71 to 0.83, decreasing by 51.46%, and the temperature range was reduced from 8.32 °C to 3.24 °C, decreasing by 61.06%. In addition, there would be circulation in the gap at the top of incubator, reducing the incubator holding time and increasing the temperature range and temperature non-uniformity to a certain extent. The temperature deviation between experimental and simulation results is within 1.25 °C, indicating that the model is suitable for the numerical simulation of the cold storage incubator. For the proposed incubator structure, the optimal layer of annular heat

收稿日期: 2022-01-05

基金项目: 广东省重点领域研发计划项目 (2019B020222001)

作者简介: 胡时发 (1995—), 男, 硕士生, 主攻食品冷链技术。

通信作者: 王达 (1991—), 男, 博士, 副研究员, 主要研究农产品采后保鲜贮藏技术与冷链装备开发。

pipes is about 4. The results provide a reference for optimizing the temperature distribution of cold storage incubator.

KEY WORDS: cold storage incubator; temperature uniformity; annular heat pipe; numerical simulation

蓄冷保温箱为无源冷链运输设备^[1], 多用于易腐货物的短途运输, 由保温箱体内置蓄冷材料进行控温^[2]。在果蔬冷链运输中, 箱体内温度场的均匀程度与果蔬保鲜效果成正比^[3]; 根据相关标准^[4], 对易腐货物的控温要求有明确的温度范围, 因此对冷链运输过程中保温设备温度场均匀性的研究具有重要意义^[5-7]。近年来有不少学者在这方面做了相关的研究, 李君等^[8]、潘欣艺等^[9]均研究了保温材料对箱体内温度场均匀性的影响, 发现真空绝热板的使用明显可以改善温度场的均匀性。潘欣艺等^[10]通过有限元法得出蓄冷剂摆放位置为顶摆方式时为温度场最均匀的摆放位置。李晓燕等^[11]研究冷板的布置方式时得出并列摆放时温度场均匀, 且平均温度最低。罗大伟等^[12]采用有限元的数值模拟得出了不同的环境温度下蓄冷剂的最佳预冷温度。以上学者的研究都是基于空载的情况下进行的, 不能完全反映运输过程中箱体内部的温度分布, 对温度场的优化具有一定的参考依据。朱文娟等^[13]采用实验和模拟的方式研究了食品冷藏保温过程中的温度分布。方舒超等^[14]针对疫苗冷链领域提出了一种蓄冷板楔形布置的蓄冷保温箱, 并通过实验和模拟确定了最佳箱体边长比。由于冷板冷藏箱内的温度分布仅靠温差产生的自然对流难以形成均匀的温度场^[15-16], 目前温度场的主要优化方向大多为改变蓄冷板的布置方式, 对通过蓄冷保温箱体结构优化改善箱内气流组织的研究较少。

文中提出一种环形热管结构的新型蓄冷保温箱, 主要是利用热管的强导热特性在箱内货物与箱体之间形成低温隔层以减小箱内货物的温差, 从而

改善箱内货物温度场均匀性; 通过数值模拟和实验验证相结合的方法确定不同环形热管结构下箱内气流组织和温度分布规律, 为蓄冷保温箱的均温设计提供理论依据。

1 模型建立与网格划分

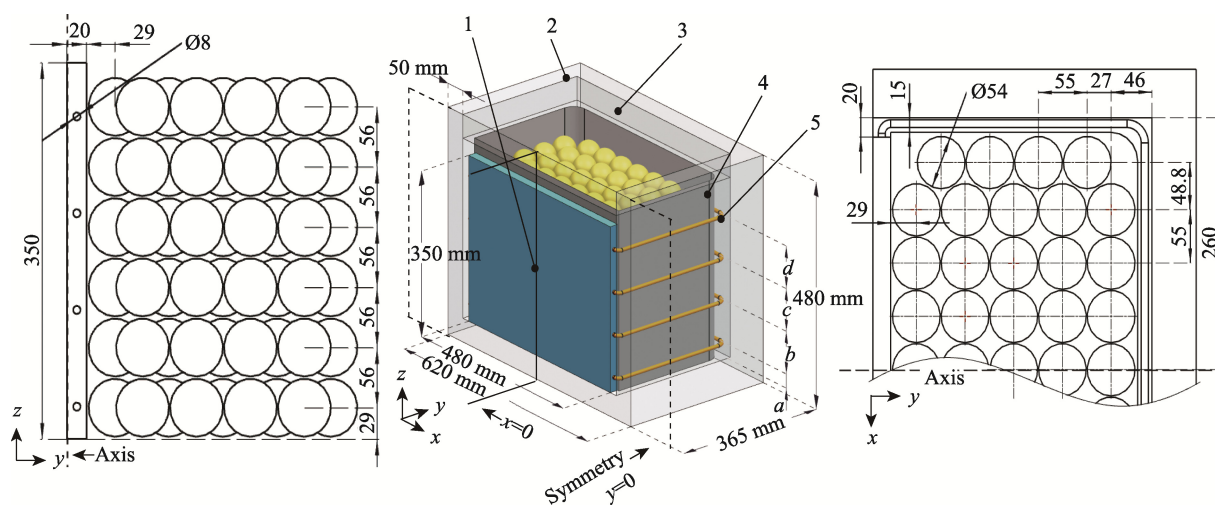
1.1 物理模型

环形热管蓄冷保温结构为对称模型, 1/2 三维结构见图 1, 从外向内分别为保温箱体、环形热管、环形隔板; 保温箱体的长×宽×高为: 620 mm×365 mm×480 mm, 厚度为 50 mm; 外径为 8 mm 的环形热管, 垂直分布于隔板和箱体之间的空隙, 第 1 层环管与箱内底层的距离为 a , 相邻环管的距离分别为 b 、 c 、 d ..., 环形隔板采用 1 mm 铝板, 长×宽×高为 490 mm×280 mm×380 mm; 蓄冷板尺寸根据实验所用确定, 该模型长×宽×高为 480 mm×20 mm×350 mm。

文中根据图 1 所示结构, 分别以 0 环管、2 环管 ($a=80$ mm, $b=160$ mm)、4 环管 ($a=30$ mm, $b=c=d=90$ mm)、6 环管 ($a=20$ mm, $b=c=d=e=d=60$ mm) 不同的环管层数为变量, 箱内运输货物以柠檬为例, 柠檬平均直径为 54 mm, 每层 43 个, 共 6 层, 按图 1 排列分布。

1.2 数学模型

为方便数学模型的建立和计算, 对蓄冷保温过程进行了必要的假设: 空气为不可压缩流体, 采用 boussinesq 假设, 空气热膨胀系数取 0.003 67;



1 蓄冷板; 2 保温箱体; 3 箱盖; 4 隔板; 5 环形热管。

图 1 4 层环形热管蓄冷保温箱结构

Fig.1 Structure of cold storage incubator with 4-layer annular heat pipe

柠檬物性参数为常数；忽略柠檬单体之间和柠檬与箱体之间的接触、辐射传热；箱体完全密闭，无漏气现象。同时做了以下简化：对蓄冷剂相变过程采用等效热容法^[17]；对环形热管视为固体域采用当量导热系数代替^[18]。相关物性参数见表 1。

1) 对于瞬态、不可压缩流体的空气区域，利用平均雷诺数纳维-斯托克斯方程^[19]进行求解，连续性方程、动量方程、能量方程分别为：

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_a u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_a u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\mu_a (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a \overline{u_i u_j}) - \rho_a g$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_a c_{p,a} T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a c_{p,a} u_j T) = \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_a c_{p,a} \overline{u_j T'})$$

式中： t 为时间，s； p 为压强，Pa； u_i 、 u_j 为时空均速度，m/s； x_i 、 x_j 为笛卡尔坐标； ρ_a 为空气密度，kg/m³； μ_a 为空气动力黏度，Pa·s； $\overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力分量； $\overline{u_i}$ 、 $\overline{u_j}$ 为空气脉动速度，m/s； T_a 为箱体内部空气温度，K； T_0 为参考温度，K； g 为重力加速度，m/s²； $c_{p,a}$ 为空气比热容，J/(kg·K)； T 为空气温度，K； λ_a 为空气导热率，W/(m·k)； $\overline{u_j T'}$ 为 Reynolds 通量项； T' 为空气脉动温度，K。

2) 对于固体计算区域，控制方程为：

$$\rho_p c_{p,p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \nabla^2 T_p + S_e \quad (4)$$

由于柠檬内部热源有自身呼吸热和蒸腾热，源项 S_e 不为 0，需将其作为内部热源加载到柠檬区域导热微分方程中：

$$S_e = \frac{Q_r}{V} \quad (5)$$

式中： ρ_p 为柠檬的密度，kg/m³； $c_{p,p}$ 为柠檬的比热，J/(kg·K)； T_p 为柠檬温度，K； λ_p 为柠檬的导热系

数，W/(m·K)； S_e 是柠檬的内热源，W/m³； Q_r 为柠檬呼吸热，W； V 为柠檬体积，m³。

1.3 网格划分

采用 fluent meshing 对环形热管蓄冷保温箱划分网格，图 2 所示是以 4 环管模型为例的网格划分结果。模型计算域从外向内分为 box、air1、heat pipe、ice gel、air2 和 lemon，模型采用 poly 类型网格自动划分方式，柠檬和边界之间、柠檬单体之间留有空隙以保证网格的质量可以用于计算^[20]，空气域用 aspect-ratio 方式对边界层加密。通过对 4 种模型的网格进行独立性检验，最终确定 4 种模型网格数量分别为 55.8 万、171.5 万、202.3 万、283.1 万，且 Orthogonal Quality 网格质量检查最小值均为 0.3，满足 fluent 计算的网格质量要求。

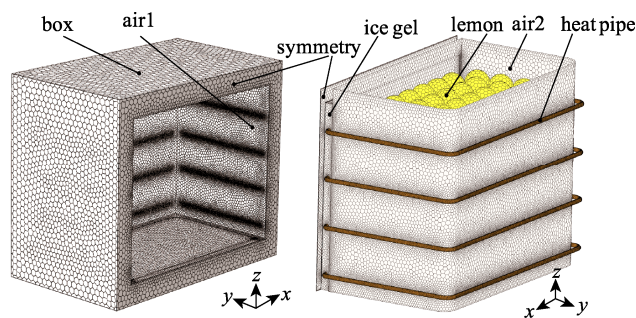


图 2 模型网格示意图

Fig.2 Grid of model

1.4 求解设置及边界条件

根据蓄冷保温实验条件设置边界条件： $y=0$ 平面上的边界为对称边界，边界温度根据实验测得环境平均温度为 20.5 °C，包装箱外边界条件为自然对流换热边界，根据自然对流强度范围^[21]取为 15 W/(m²·K)；其他内部边界均为耦合边界条件；模拟方法采用压力与速度耦合方法中的 simple 算法；动量、能量、湍动能、扩散率的离散格式为二阶迎风格式；松弛因子调小为 0.2，其余保持默认设置进行计算。初始条件根据实验条件设定。相关材料的物性参数见表 1。

表 1 物性参数
Tab.1 Physical parameters

材料	密度/(kg·m ⁻³)	比热/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	导热/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	潜热/(J·kg ⁻¹)	相变温度/°C
聚氨酯真空绝热复合板	100	600	0.009	—	—
空气	1.225	1 006.43	0.024	—	—
相变材料	760	2 050	0.213	204 100	3.5
柠檬 ^[22]	955	3 940	0.55	—	—
热管介质	1 000	4 000	20 000	—	—
铝板	2 719	871	202.4	—	—

2 验证实验

柠檬采摘后在冷链条件下运送至实验室,对柠檬预冷处理至 5℃准备蓄冷保温实验。以聚氨酯真空绝热复合板为材料的保温箱体为基础,搭建了蓄冷保温试验平台(见图 3a)。将完全冻结的 4 块相变蓄冷板(单块蓄冷板含蓄冷剂 1 kg)放入环形热管蓄冷保温

箱;取 40 kg 柠檬均分为 2 份别放入蓄冷保温箱的 2 个腔,同时对保温箱内的柠檬布置温度传感器,由于模型关于 x 、 y 轴对称,则只需对 1/4 模型布置测点,其中柠檬果心温度 9 个测点是根据如图 3d 所示的位置进行布置的,测点布置按照近蓄冷板的柠檬取 3 个测点,同理远蓄冷板及中间各取 3 个测点,由于实际的柠檬排布是无规则,以临近位置进行表示。

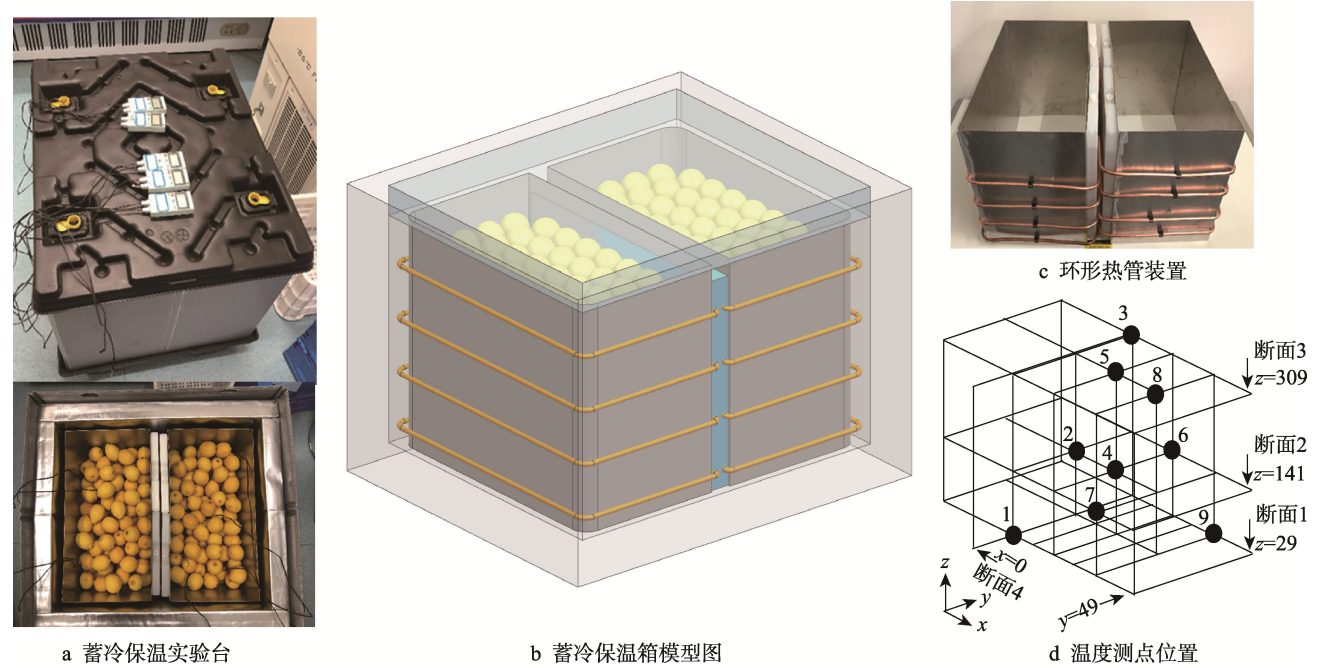


图 3 实验台及温度测点示意图
Fig.3 Experimental platform and temperature monitoring point

实验仪器如下。
1) 温度传感器: 采用日本千野公司生产的 MR5300 防水型温度传感器,精度为 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 1\text{ digit}$ ($-5\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围之内: $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}\pm 1\text{ digit}$)。
2) 电子称: 分辨率为 0.001 kg。

3 结果分析

3.1 实验验证

图 4 所示为 4 环管蓄冷保温箱内实验和模拟的果心温度-时间变化曲线,由于实际蓄冷箱中保温过程的柠檬初始温度不均匀、箱体气密性、保温过程出现冷凝现象等因素会严重影响潜热释冷阶段,文中将实验和模拟的平均温度-时间曲线的拐点作为基点进行数据处理,因此柠檬的保温过程大致可以分为 2 个阶段,以潜热为主的释冷阶段和显热释冷阶段;这样处理的原因是:一是保温释冷阶段因蓄冷剂温度低,上述影响因素都存在且较为严重;二是蓄冷剂释冷过程的潜热释冷结束点是很明显的,从而使柠檬的温升曲线也存在较为明显的拐点,如图 4 中的 EX-1,临近

蓄冷剂的柠檬温度测点曲线。图 4 中平均数据为对应 9 个测点的平均值,实验环境温度平均气温为 20.5℃。

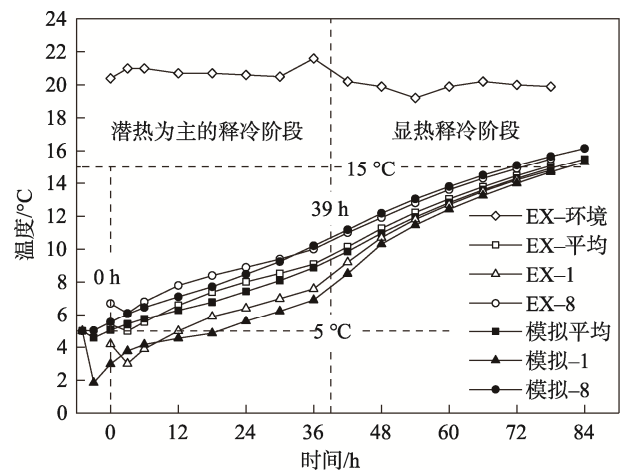


图 4 实验和模拟果心温度随时间的变化曲线
Fig.4 Change curve of experimental and simulated fruit core temperature with time

从图4中可以看到潜热释冷阶段中,模拟结果比实验结果的保温时间更长(即0h前),这是由于模拟中忽略了上述相关影响因素而造成的,也能反映出这些因素对实验结果的影响程度。根据相关标准^[4]规定柠檬运输过程的控温要求应低于15℃,图中以15℃为标准判断蓄冷结束时间,由图可知,温升曲线整体趋势都是一致的,刚开始出现的温度先降后升是因为蓄冷剂与柠檬的温差较大,传热较快。随后果心温度曲线在39h左右的时候出现拐点,39h之后温升斜率开始增大,是蓄冷剂相变结束,释冷量突减所致,后温升斜率随温差逐渐减小。由于测点位置1靠近蓄冷剂,39h到48h的这段时间出现的拐点较为明显。

图5所示是模拟相对实验的绝对温度误差随时间变化曲线,虽然前期的模拟过程在时间上有差异,但其模拟和实验的最大误差值为1.22℃,而在潜热释冷结束以后最大误差值为0.8℃,由此说明数值模拟的结果具有较高的可靠性。

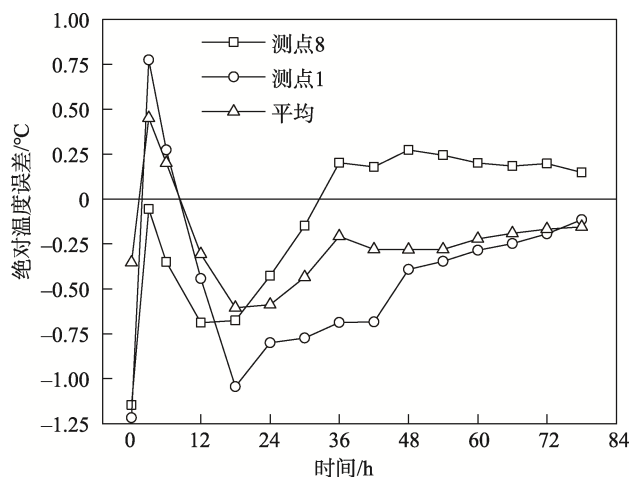


图5 绝对温度误差随时间的变化曲线
Fig.5 Change curve of absolute temperature error with time

3.2 温度场及其均匀性分析

文中根据验证后的模型探究了0、2、4、6层环形热管对保温箱温度分布的影响。图6给出了不同环形热管柠檬的平均温度随时间的变化,由图可知,所有曲线的整体趋势均符合以上讨论的2个阶段,不同的是:随着环管层数的增加,蓄冷板热量传递速度加快,曲线拐点出现时间提前,同时到达15℃所用的时间也相应略有减少。测点中温度达到15℃所用的时间(即有效保温时间)分别为66、66、64、62h。随着管层数的增加潜热释冷阶段的时间逐渐减小,0、2、4、6层环管蓄冷保温箱相变结束的时间分别70、48、39、26h。

为了分析蓄冷箱中柠檬的温度分布特性,引入绝对不均匀度 S 和温度极差 R , S 和 R 的大小表示测

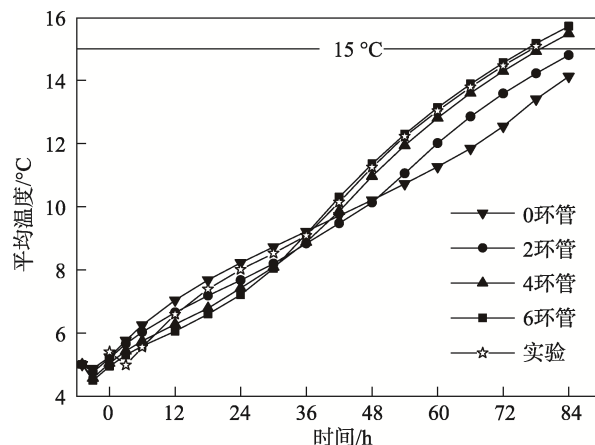


图6 4种保温箱中柠檬平均温度随时间变化曲线
Fig.6 Change curve of average lemon temperature in 4 incubators with time

点温度的不均匀程度,其值越大温度场的不均匀程度也越大^[1],计算式为:

$$S = \sum_{i=1}^n |(T_i - \bar{T}_n) / \bar{T}_n| \quad (6)$$

式中: T_i 为第 i 个测点的温度,℃; $\bar{T}_n$ 为 n 个测点的平均温度,℃。

$$R = T_{\max} - T_{\min} \quad (7)$$

式中: $T_{\max}$ 、 $T_{\min}$ 分别为同一时刻、柠檬的最高温度与最低温度,℃。

根据以上分析,分别选取潜热稳定释冷阶段的12h时刻以及显热释冷阶段的60h时刻的断面进行温度场分析。图7给出了12h和60h时4种环形热管蓄冷箱内柠檬三个断面的柠檬温度分布情况。在12h时,每一断面的温度分布趋势基本一致:水平方向,断面1、2的温度沿蓄冷板位置至箱体方向梯度增大;图7中12-0中断面3主要受模型空隙自然对流和铝隔板强化换热的影响,与加环管的温度分布大致相同,温度呈现四周低,中间较高的分布;垂直方向,温度从底部到顶部梯度增加分布;在60h时,加环管与无环管的温度分布区别较大,无环管的温度分布与第一阶段基本保持一致;2、4、6环管的各断面温度分布受热管的影响,温度呈现中间向四周梯度增加的环形分布。但随着环管层数的增加,水平方向和垂直方向上的温度最大值与温度梯度值逐渐减小。

表2所示为图7各断面的温度范围以及温度极差。结合温度分布可以得到各断面内的温差较小,而断面之间的温差较大;环形热管数量越多,箱体内温度梯度越小,温度分布越均匀;12h,0环管的温度极差为5.55℃,6环管的温度极差为3.12℃;60h,0环管的温度极差为8.32℃,6环管的温度极差为2.98℃;且温度极大值点出现在顶部和远蓄冷板侧的底部。

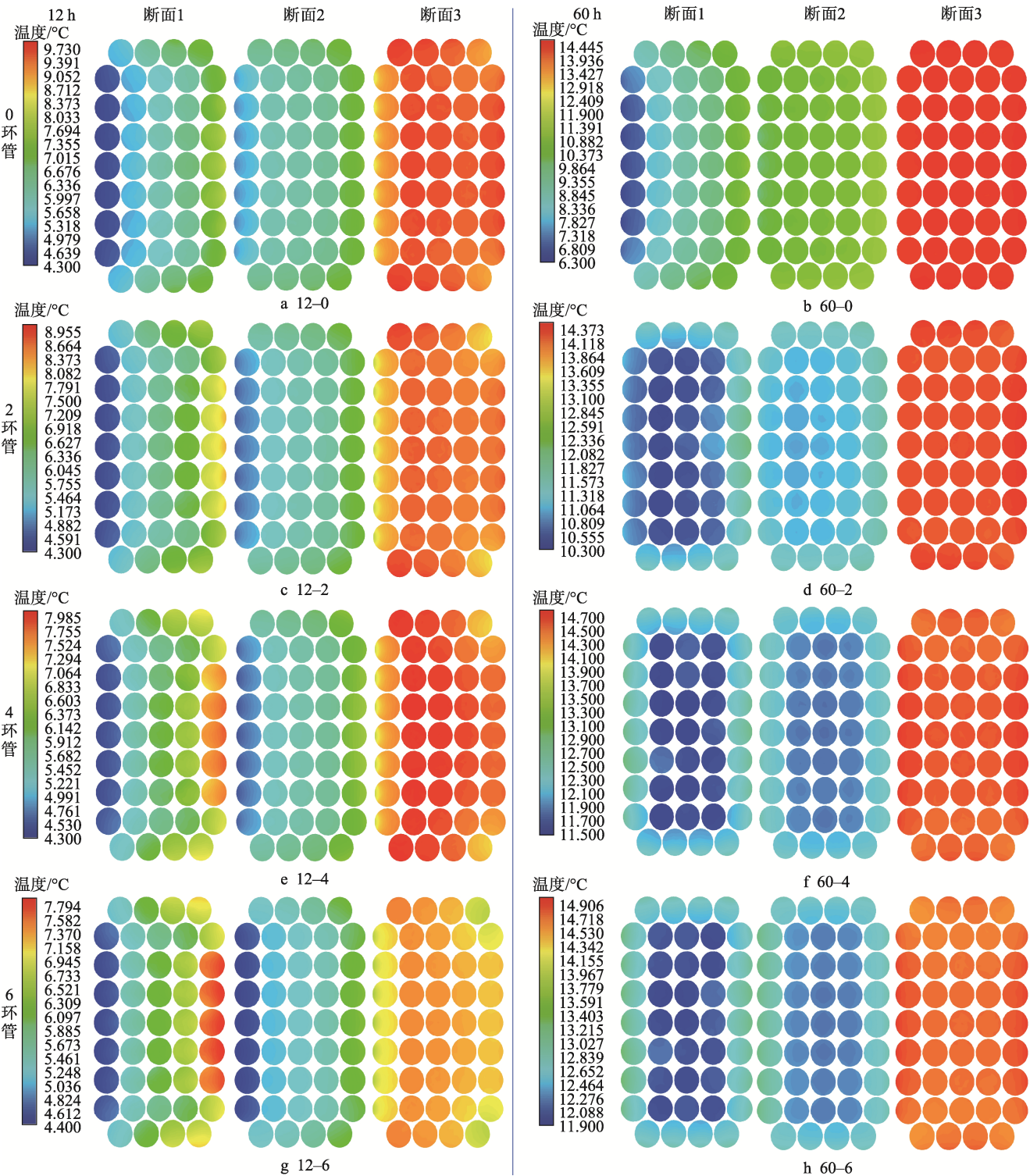


图 7 4 种保温箱 12 h 和 60 h 的温度分布
Fig.7 Temperature distribution at for 12 h and 60 h in 4 incubators
注：图号及下标表示，例 12-0，12 表示时间为 12 h，0 表示模型环形热管数，下同。

表 2 不同断面柠檬的温度范围/℃
Tab.2 Temperature range of different sections of lemon

	℃							
位置	12-0	12-2	12-4	12-6	60-0	60-2	60-4	60-6
断面 1	4.3~8.16	4.32~8.26	4.38~7.87	4.4~7.87	6.36~11.17	10.37~12.08	11.52~12.95	11.95~13.32
断面 2	4.95~7.46	4.62~6.95	4.49~6.65	4.34~6.38	9.83~11.54	10.97~11.71	11.83~12.51	12.22~13.18
断面 3	8.33~9.85	7.55~9.05	6.89~8.06	6.6~7.52	14.38~14.67	14.17~14.5	14.45~14.76	14.55~14.93
R	5.55	4.73	3.68	3.12	8.32	4.13	3.24	2.98

图 8 给出了不同环管数量不均匀度随时间的变化情况。不均匀度总体呈现先上升再趋于平缓后下降的趋势,随着环管层数的增加绝对不均匀度 S 逐渐减小, S_{12-0} 为 2.02, S_{12-2} 为 1.77, S_{12-4} 为 1.50, S_{12-6} 为 1.48; S_{60-0} 为 1.71, S_{60-2} 为 1.13, S_{60-4} 为 0.83, S_{60-6} 为 0.63; 数据表明仿真结果的不均匀度整体要大于实验值,这是由于在实验中,初始温度极差较大,释冷过程正好起到减小初始不均匀度的作用;其次蓄冷剂释冷的过程中蓄冷板之间、热管与蓄冷板之间、箱体保温板之间存在缝隙,有利于对流换热。

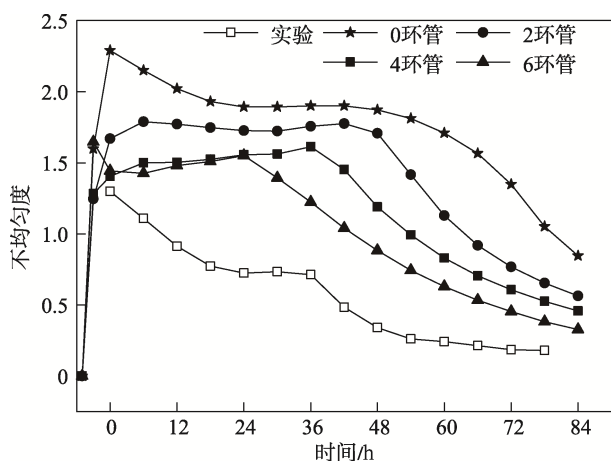


图 8 不均匀度随时间的变化
Fig.8 Change of non-uniformity with time

以上结果汇总得到表 3, 数据表明环形热管对于改善保温箱内温度分布有着明显的效果,当环形热管

超过 4 层时,箱体内的最大温差以及不均匀度变化不大,因此可以认为较优的热管数量为 4 层左右;其相对无环形热管,有效保温时间减少 3.03%, 12、60 h 的不均匀度分别减小 25.74%、51.46%, 温度极差分别减小 33.69%、61.06%。

3.3 流场分析

蓄冷保温箱的温度分布与流场分布密切相关,图 9a、b 分别给出了 12 h, 无环管与 4 层环管的局部气流分布图。从图 9 中可以看到加不加环形热管, air1 区域都会出现环流现象,加热管之后会将环流分成几个部分,最大的区别在于环流中最大气流速度的位置和大小不同,无环管模型的最大气流速度在箱体壁面侧底部,为 0.026 m/s 左右;而 4 环管模型的最大气流速度出现在环管下部隔板侧,约为 0.02 m/s。其主要原因是加环形热管之后,最大温差的位置从箱体侧面附近转到环形热管附近,因此自然对流最大速度的位置为这两处。

文中在最优环管数量的基础上,探究未满载时顶层空隙对蓄冷箱内部气流分布和温度特性的影响。图 10 给出了 12 h, 蓄冷箱体断面 4 的气流分布图。图 10a 是未满载情况,在保温过程中,顶层留下的空隙出现环流现象,图 10b 表明满载情况,与图 10a 相比,除顶部环流外,其他气流分布大致相同。数据结果显示顶层空隙模型的有效蓄冷保温时间为 63 h 比不留空隙的情况缩短 1 个小时左右;极差 R_{60} 为 3.34, 不均匀度 S_{60} 为 1.55, 较前者分别增大 3.09% 和 3.33%。

表 3 4 种保温箱的指标参数汇总
Tab.3 Summary of indicators in 4 incubators

环管热管层数	相变结束时间/h	有效保温时间/h	S_{12}	S_{60}	$R_{12}/^{\circ}\text{C}$	$R_{60}/^{\circ}\text{C}$	综合考虑
0	70	66	2.02	1.71	5.55	8.32	优
2	48	66	1.77	1.13	4.73	4.13	
4	39	64	1.50	0.83	3.68	3.24	
6	26	62	1.48	0.63	3.12	2.98	

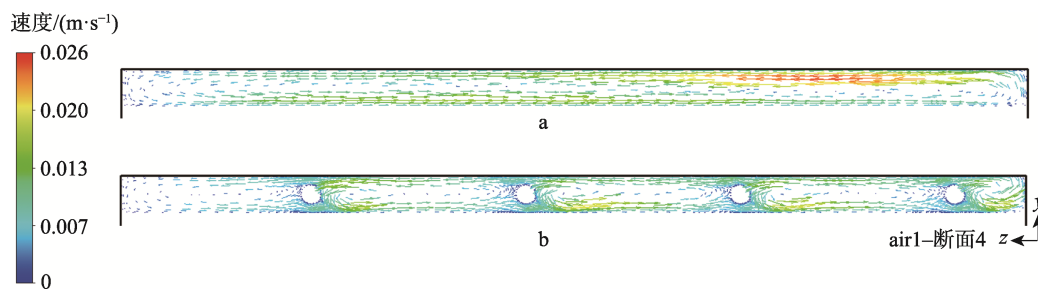


图 9 无环管和 4 层环管的局部气流速度分布对比
Fig.9 Comparison of local airflow distribution between incubators with 0 and 4-layer annular heat pipe

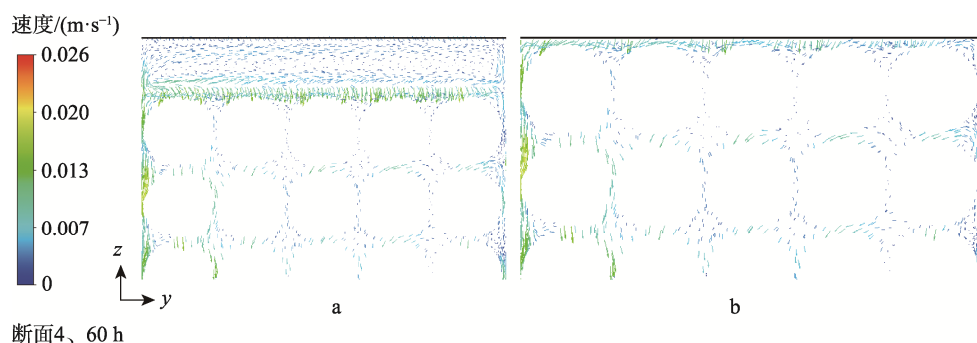


图 10 4 层环管保温箱满载与未满载的气流速度分布图

Fig.10 Airflow distribution diagram of the full-load and non-load incubators with 4-layer annular heat pipe

根据以上分析及数据,顶部空隙出现的环流现象使得温度极大值点的出现提前,从而减少了有效保温时间,也一定幅度地增大了温度极差和温度不均匀度。

4 结语

文中对提出的环形热管蓄冷保温箱 4 层模型进行了数值模拟和实验验证,两者偏差在 1.25°C 左右,说明所建立的模型适用于该蓄冷保温箱的数值计算;当环形热管层数超过 4 层时,不均匀度和温度极差变化不大,故最佳环形热管数量在 4 层左右;根据研究结果,建议蓄冷保温箱满载运输,或增加垫纸填充上部空间。

文中的研究还存在一定的局限性,所得结论只针对所研究的保温箱体,对箱体结构变化(尺寸、形状等因素)的影响没有深入探究,对某些现象的研究深度与广度还存在不足。在下一步的研究中,需考虑环管层数与箱体结构的综合影响,以得出普适性的结论;从理论上分析局部环流的影响,细化蓄冷板侧和空气测环管的间距,考虑环管非水平放置或者顶部增加蓄冷板等措施进一步优化温度分布。

参考文献:

- [1] 李斌, 沈昊, 郭嘉明, 等. 无源蓄冷控温运输箱设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(9): 358-365.
LI Bin, SHEN Hao, GUO Jia-ming, et al. Design and Test of Passive Cold Storage Temperature Control Box[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 358-365.
- [2] 吕恩利, 沈昊, 刘妍华, 等. 蓄冷保温箱真空隔热蓄冷控温传热模型与验证[J]. 农业工程学报, 2020, 36(4): 300-306.
LYU En-li, SHEN Hao, LIU Yan-hua, et al. Heat Transfer Model for Vacuum Insulated Thermal Cooling Storage Temperature Control and Verification in Cold Storage Incubator[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2020, 36(4): 300-306.
- [3] 张哲, 李立民, 田津津, 等. 冷藏车温度场不均匀度对蔬菜保鲜效果的影响[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 309-316.
ZHANG Zhe, LI Li-min, TIAN Jin-jin, et al. Effects of Refrigerated Truck Temperature Field Uniformity on Preservation of Vegetables[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(15): 309-316.
- [4] GB/T 22918—2008, 易腐食品控温运输技术要求[S].
GB/T 22918-2008, Technical Requirements for Temperature-Controlled Transportation of Perishable Food[S].
- [5] 赵祎, 章学来, 徐笑锋, 等. 应用于冷链运输相变蓄冷技术研究进展[J]. 包装工程, 2020, 41(21): 117-124.
ZHAO Yi, ZHANG Xue-lai, XU Xiao-feng, et al. Research Progress of Phase Change Cold Storage Technology Applied to Cold Chain Transportation[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(21): 117-124.
- [6] 李晓燕, 张晓雅, 邱雪君, 等. 相变蓄冷技术在食品冷链运输中的研究进展[J]. 包装工程, 2019, 40(15): 150-157.
LI Xiao-yan, ZHANG Xiao-ya, QIU Xue-jun, et al. Research Progress of Phase Change Cold Storage Technology in Food Cold Chain Transportation[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(15): 150-157.
- [7] 豆孟柯, 刘宝林, 宋晓燕, 等. 蓄冷箱在疫苗冷链中的研究进展[J]. 制冷学报, 2019, 40(2): 135-141.
DOU Meng-ke, LIU Bao-lin, SONG Xiao-yan, et al. Research Progress of Cold Storage Insulation Box in Vaccine Cold Chains[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(2): 135-141.
- [8] 李君, 栗栋, 王海林, 等. 真空绝热板覆盖率对冷藏厢体内部温度场特性的影响[J]. 食品与机械, 2016, 32(7): 99-102.
LI Jun, LI Dong, WANG Hai-lin, et al. Effect of Coverage Percentage of Vacuum Insulation Panels on Inner Temperature Distribution of Refrigerated Container[J].

- Food & Machinery, 2016, 32(7): 99-102.
- [9] 潘欣艺, 王冬梅, 朱宏. 保温材料对保温箱内温度场的影响[J]. 食品与机械, 2018, 34(8): 115-118.
PAN Xin-yi, WANG Dong-mei, ZHU Hong. Study on Temperature Field of Different Materials in Incubator[J]. Food & Machinery, 2018, 34(8): 115-118.
- [10] 潘欣艺, 王家俊, 王冬梅. 蓄冷剂摆放位置对保温箱中温度场的影响[J]. 包装工程, 2018, 39(3): 77-82.
PAN Xin-yi, WANG Jia-jun, WANG Dong-mei. Influences of Ctesms Placement on the Temperature Field of Incubator[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(3): 77-82.
- [11] 李晓燕, 王雪雷, 苗馨月, 等. 冷链蓄冷保温箱性能优化数值模拟研究[J]. 节能技术, 2019, 37(1): 87-90.
LI Xiao-yan, WANG Xue-lei, MIAO Xin-yue, et al. Numerical Simulation on Performance Optimization of Cold Storage Incubator during Cold Chain Progress[J]. Energy Conservation Technology, 2019, 37(1): 87-90.
- [12] 罗大伟, 宋海燕, 吴迪. EPP 保温箱温度场的数值模拟及试验验证[J]. 包装与食品机械, 2020, 38(3): 45-50.
LUO Da-wei, SONG Hai-yan, WU Di. Numerical Simulation and Experimental Verification of Temperature Field of EPP Incubator[J]. Packaging and Food Machinery, 2020, 38(3): 45-50.
- [13] 朱文娟, 柯元裕, 卢立新, 等. 食品冷藏保温箱温度场模拟与实验验证[J]. 包装工程, 2018, 39(23): 69-74.
ZHU Wen-xian, KE Yuan-yu, LU Li-xin, et al. Temperature Field Simulation and Experimental Verification of Food Refrigerated Incubator[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(23): 69-74.
- [14] 方舒超, 豆孟柯, 刘宝林. 新型组合楔形相变蓄冷腔体的设计与研究[J]. 包装学报, 2020, 12(6): 1-8.
FANG Shu-chao, DOU Meng-ke, LIU Bao-lin. Design and Research of a New Combined Wedge-Shaped Phase Transition Cold Storage CavityFull Text Replacement[J]. Packaging Journal, 2020, 12(6): 1-8.
- [15] 张哲, 郭永刚, 田津津, 等. 冷板冷藏汽车箱体温度场的数值模拟及试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(S1): 18-24.
ZHANG Zhe, GUO Yong-gang, TIAN Jin-jin, et al. Numerical Simulation and Experiment of Temperature Field Distribution in Box of Cold Plate Refrigerated Truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(S1): 18-24.
- [16] 谢如鹤, 唐海洋, 陶文博, 等. 基于空载温度场模拟与试验的冷藏车冷板布置方式优选[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24): 290-298.
XIE Ru-he, TANG Hai-yang, TAO Wen-bo, et al. Optimization of Cold-Plate Location in Refrigerated Vehicles Based on Simulation and Test of No-Load Temperature Field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2017, 33(24): 290-298.
- [17] 潘艾刚, 王俊彪, 张贤杰. 基于等效热容法和焓法的相变传热数值分析[J]. 计算机仿真, 2014, 31(2): 315-319.
PAN Ai-gang, WANG Jun-biao, ZHANG Xian-jie. Numerical Analysis of Phase-Change Heat Transfer Characteristics Using Effective Heat Capacity Method and Enthalpy Method[J]. Computer Simulation, 2014, 31(2): 315-319.
- [18] VELARDO J, et al. An Investigation into the Effective Thermal Conductivity of Vapour Chamber Heat Spreaders[J]. Energy Procedia, 2017, 110: 256-261.
- [19] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
TAO Wen-quan. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [20] TUTAR M. Computational Modeling of Airflow Patterns and Heat Transfer Prediction through Stacked Layers' Products in a Vented Box during Cooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(2): 295-306.
- [21] 何潮洪, 冯霄. 化工原理[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 190.
HE Chao-hong, FENG Xiao. Principles of Chemical Engineering[M]. Beijing: Science Press, 2001: 190.
- [22] ASHRAE. ASHRAE handbook[M]. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1981.

责任编辑: 曾钰婵