

# 风道结构对冷藏柜热环境影响的数值模拟与试验验证

陈智明<sup>1</sup>, 汪 庆<sup>2</sup>, 滕 飞<sup>2</sup>, 黄 虎<sup>1</sup>, 张忠斌<sup>1</sup>

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)

(2. 江苏北洋冷链设备科技有限公司, 江苏 泰州 225300)

**[摘要]** 送回风静压空间和风道结构的作用, 可有效改善冷冻冷藏柜内部气流组织, 优化其热环境性能。以冷藏柜为主要研究对象, 针对上送上回送风方式, 探索有无送回风静压空间对冷藏柜的热环境影响, 并改变风道结构, 即送风板变截面角度( $\theta=0^\circ, 1.5^\circ, 3^\circ$ )及送风板穿孔率( $\varphi=5\%, 10\%, 15\%$ ), 建立 11 种模型分析比较, 实测典型模型与改进模型在标准工况下的温度场和速度场, 并与模拟结果进行对比。进而提出热环境性能的评价指标—垂面温度/速度均匀系数对不同风道结构模拟与实测模型进行评价分析, 以反映冷藏柜热环境的理想程度, 并选取最优结构模型。数值模拟和试验验证结果表明, 在上送上回送风方式下且有静压空间,  $\theta=1.5^\circ, \varphi=10\%$  时, 冷藏柜气流组织合理, 热环境性能较为理想。

**[关键词]** 冷藏柜, 送回风静压层, 送风板变截面角度, 穿孔率, 评价指标

**[中图分类号]** TB69 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2019)02-0033-10

## Numerical Simulation and Experimental Verification of the Effect of Air Duct Configuration on the Cold Storage Cabinet

Chen Zhiming<sup>1</sup>, Wang Qing<sup>2</sup>, Teng Fei<sup>2</sup>, Huang Hu<sup>1</sup>, Zhang Zhongbin<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

(2. Jiangsu Beiyang Cold-Chain Equipment Technology Co., Ltd., Taizhou 225300, China)

**Abstract:** The compound effect of air duct configurations and static pressure space can noticeably improve the internal airflow distribution and optimize the thermal performance of the cold storage cabinet. This paper studies the cold storage cabinet with or not static pressure space mode of upper supply and upper return and changing the air duct configuration. Eleven numerical models are proposed and analyzed by changing the angle of the air supply plate ( $\theta=0^\circ, \theta=1.5^\circ, \theta=3^\circ$ ) and perforation ratio of the air supply plate ( $\varphi=5\%, \varphi=10\%, \varphi=15\%$ ). The velocity, temperature field of the cold storage cabinet using the improved model and typical model are measured and compared. Furthermore, in order to evaluate the satisfaction degree of the thermal performance of the cold storage cabinet, evaluation index is proposed to evaluate the effect of static pressure space and air duct configuration. The optimal model is found after evaluate comparison, that is the airflow distribution and thermal performance are the best with the air supply static pressure space and the air supply plate angle  $\theta$  at  $1.5^\circ$  and the perforation ratio of the air supply plate  $\varphi$  at  $10\%$ .

**Key words:** cold storage cabinet, static pressure space, angle of air supply plate, perforation ratio, evaluation index

随着人们对生活品质要求的不断提高, 生鲜食品所需的冷冻冷藏柜越来越多地进入百姓家庭, 能源消耗巨大且大量增加了  $\text{CO}_2$  排放, 这对生鲜食品冷冻冷藏柜高效节能减排提出了更高的要求<sup>[1]</sup>。目前工况均匀性较差和耗能高是生鲜食品冷柜面临的两大技术难题<sup>[2]</sup>。冷冻冷藏柜内部流场的均匀性越好, 生鲜果蔬的冷冻冷藏品质及效率越高, 因而研究冷冻冷藏柜内部流场均匀性非常有意义。

为了优化冷冻冷藏柜内部流场分布, 国内外学者做了大量相关研究。在模拟方面, Laguerre 等<sup>[3]</sup>提出一种考虑了传热、对流和辐射传热的用于预测冷柜负荷温度的传热模型, 模拟出不同负载位置温度有明显不同, 并通过试验验证了模型的正确性, 该模型对冷柜数值设计具有重要参考意义。Wang 等<sup>[4]</sup>提出一种 3D 流场模拟的方法, 模拟了 3 个阶段的动态循环, 不仅提供了冷柜的详细温度分布, 还提供了系统的运行

收稿日期: 2018-06-29.

基金项目: 江苏省软科学研究科技项目(BR2018051).

通讯联系人: 张忠斌, 博士, 副教授, 研究方向: 暖通制冷. E-mail: zhangzhongbin@163.com

参数,为提高冷柜存储质量、降低能耗提供模拟技术参考. 余克志等<sup>[5]</sup>从陈列柜数学模型、应用软件、模型简化、边界条件等方面进行研究分析,指出了现阶段二维模拟不足以解决复杂问题,而应采用三维模型分析并充分体现各几何形状送风口的影响. 在送风工况方面, Pedro 等<sup>[6]</sup>实验研究了冷柜在不同空气温度、相对湿度、流速及方向下的影响,得出了冷柜在不同送风工况下内部气流组织分布差别较大,送风条件对冷柜热环境理想程度影响较大的结论. Ho 等<sup>[7]</sup>对冷柜采用三维完全模型和等效二维模型,研究在冷藏空间内不同送风速度对冷柜内部气流的影响,研究发现在合理范围内风速越大冷柜可以获得更好的冷却效果及温度均匀性. 在冷冻冷藏柜结构方面, Lu 等<sup>[8]</sup>提出了一种带有隔板新结构的冷冻组合柜,并进行了对比试验,结果表明隔板结构可以改善传热及降低冷柜温度,在能耗不增加的基础上提高了负载温度分布均匀性. Sun 等<sup>[9]</sup>通过建立流体动力学模型研究了导风板对立式冷柜性能的影响,结果表明导风板可以有效抑制柜外空气的渗透,使冷柜维持较为恒定的温度且使能耗降低. Wu 等<sup>[10]</sup>研究发现冷柜背部板采用合适的穿孔率能够改善冷柜内部温度的均匀性,可使冷柜内部温度的整体均匀度提高 41% 以上. 曾宪顺等<sup>[11]</sup>对酒柜内风口布置、隔板布置、顶部风幕布置、风口方向等因素设计改进方案及优化组合,结果表明优化组合 4 种方案可达到最佳均温性能,酒柜内最大温差由 12.6 °C 降低至 2.0 °C. 付涛等<sup>[12]</sup>通过实验研究立式敞开式陈列柜,分析陈列柜稳态运行阶段回温、降温 and 节能帘对温湿度场分布特性的影响,结果表明节能帘条件下柜内平均温度低 0.43 °C,温湿度波动幅度小,有利于提高冷冻冷藏品质及节能. 在冷冻冷藏柜材料方面,吴学红等<sup>[13]</sup>对热管和不同相变材料构成的复合式搁架的陈列柜进行了实验分析,发现不同相变材料对陈列柜的降温性能不一,均有利于降低食品包温度,同时减小温度回升.

上述研究大多针对冷冻冷藏柜某单方面进行,多数研究以冷冻柜为主要研究对象,并未针对冷藏柜做出特定研究,且未对其内部流场分布的影响因素进行多方位全面考虑. 考虑到冷藏柜与冷冻柜虽大致相同,但送风工况的不同会导致流场出现较大区别,本文以冷藏柜为研究对象,所研究冷藏柜结构如图 1 所示. 本文综合考虑冷藏柜风道结构对其内部流场分布的影响,从送回风静压空间、送风风道变截面角度、送风板穿孔率 3 个维度对上送上回式冷藏柜进行组合式 11 种结构设计并得到各个数值模拟结果,进一步通过试验对改进型结构及典型结构的结果正确性进行了验证分析.

## 1 研究对象

图 2 所示为某冷藏柜内部结构示意图,其规格为 680 mm(长)×920 mm(宽)×2 070 mm(高),送风静压层

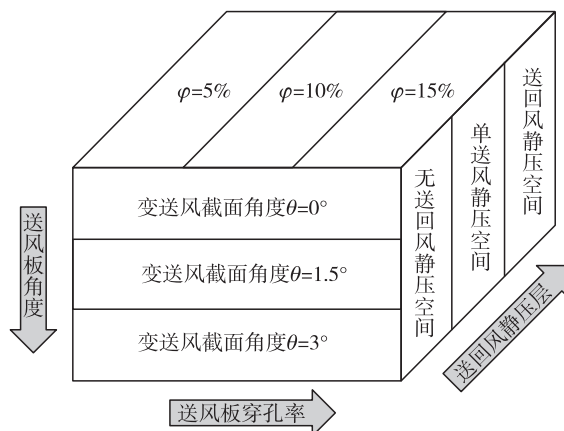


图 1 冷藏柜结构优化设计示意图

Fig. 1 Schematic diagram for optimum design of cold storage cabinet structure

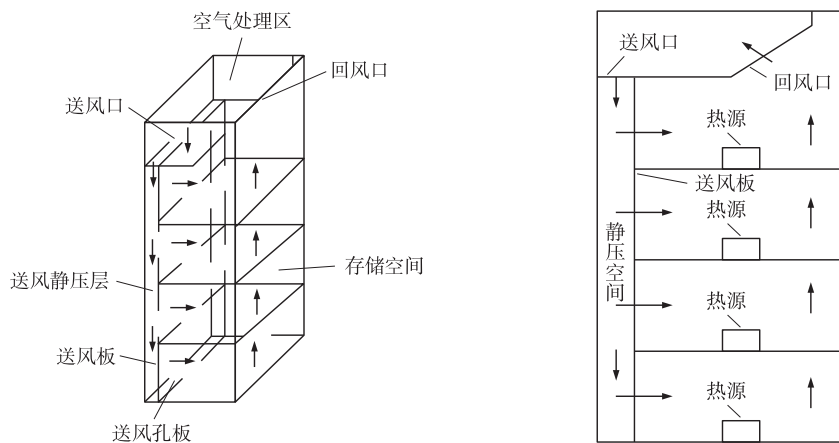


图 2 上送上回式冷藏柜结构示意图

Fig. 2 Structural schematic diagram of the up-and-down cold storage cabinet

尺寸为 100 mm×920 mm×1 750 mm,送风孔板尺寸为 100 mm×920 mm,回风口尺寸为 350 mm×920 mm,回风口角度为 45°,每一层存储柜尺寸为 580 mm×920 mm×437 mm. 该冷藏柜为送风口上部送风,回风口上部回风的方式,送风经过送风口及送风孔板送入每层冷藏柜内,再由上部回风口送入空气处理区,回风由蒸发器冷却后再次经过送风口送入冷藏柜内.

## 2 冷藏柜数值模拟

### 2.1 物理模型简化

为方便研究风道结构对冷藏柜内部流场及热环境分布的影响,做出如下假设<sup>[14]</sup>:

- (1) 简化了蒸发器模型,使得蒸发器模型功能集成在送风口处;
- (2) 冷藏柜壁面传热均为稳态传热;
- (3) 冷藏柜内的空气视为不可压缩、常物性、稳态流动的流体;
- (4) 将冷藏柜内部负载简化为热源以方便计算;
- (5) 忽略不计流体中的粘性耗散,满足湍流模型基于 Boussinesq 假设.

### 2.2 数学模型

本文对冷藏柜进行三维湍流模型方程数值模拟,数值差分采用中心差分格式<sup>[15]</sup>,设置收敛条件为温度、速度和能量等残差小于  $10^{-3}$ . 本文选择标准  $k-\varepsilon$  二方程进行数值模拟计算,其具体控制方程如下:

#### (1) 连续性方程

对于不可压缩均质流体,密度为常数,有

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

式中,  $u_i$  为  $i$  方向流体速率 (m/s).

#### (2) 动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i, \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}, \quad (3)$$

式中,  $u_j$  为  $j$  方向速率 (m/s);  $\rho$  为流体密度;  $\tau_{ij}$  为应力张量;  $g_i$  为  $i$  方向自由落体加速度值 ( $\text{m/s}^2$ );  $F_i$  为热源、污染源源项;  $\mu$  为动力粘度;  $\delta_{ij}$  为动力源项.

#### (3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h, \quad (4)$$

式中,  $E$  为流体微团总能;  $p$  为静压 (Pa);  $h$  为比焓;  $k$  为湍流热传导系数;  $S_h$  为化学反应热及其他体积热源.

#### (4) 标准 $k-\varepsilon$ 二方程

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M, \quad (5)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K}, \quad (6)$$

式中,  $K$  为湍动能;  $\varepsilon$  为耗散率;  $G_k$  为平均速度梯度引起的湍动能;  $G_b$  为浮力引起的湍动能;  $Y_M$  为可压缩团流动膨胀影响系数;  $\mu_t$  为湍流黏度;  $\sigma_k$  为湍流普朗特数.

### 2.3 边界条件

本文模拟边界条件主要在送风口、回风口及送风孔板,具体设置如下:

- (1) 送风口的温度设置为 0 °C 的边界条件,即 273 K;
- (2) 送风口采用速度入口,送风速度设置为 3 m/s;

(3) 所研究的自提冷藏柜背部孔板厚度约为  $1 \sim 2 \text{ mm}$ , 在模型模拟中, 统一将背部送风孔板的边界条件设置为多孔阶跃模型(porous-jump), 不考虑送风孔板的厚度, 其压强跃迁系数和渗透率等参数根据实际的计算模型进行选取;

(4) 回风口模型简化为自由出流边界条件;

(5) 依据物性参数导热系数  $\lambda = 0.39 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 、密度  $\rho = 1\,110 \text{ kg}/\text{m}^3$ 、热容  $c_p = 3\,700 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  设置冷藏柜负载热源。

## 2.4 模型网格划分及无关性检验

本文采用  $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$  结构化六面体网格对冷藏柜进行网格划分, 对送风口、送风静压层、送风孔板、回风口及负载等进行了网格加密处理, 所得网格计算节点为 376 696 个, 离散单元为 360 682 个。为了验证网格无关性, 进一步设置了  $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$  网格进行数值模拟, 结果与上述相同, 为节省资源提高效率, 本文统一采用  $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$  的网格划分。

## 2.5 静压层空间模拟结果

本文研究送回风静压层对冷藏柜气流分布的影响, 针对上送上回式冷藏柜设计了 3 种结构, 如图 3 所示, 图 3(a) 为无送风静压空间; 图 3(b) 在送风口下端设置了送风板, 形成了送风静压空间; 图 3(c) 在送风口下端设置了送风板, 在回风口下端设置了回风板, 形成了送回风静压空间结构。图 4 所示为送风静压空间数值模拟图。温度方面, 从图中可看出在  $Y=0.46 \text{ m}$  平面的存储区域内, 无送回风静压空间的温度大致在  $274.5 \sim 276.0 \text{ K}$  范围内波动, 单送风静压空间的温度基本分布在  $274.0 \sim 275.0 \text{ K}$  范围内, 双送回风静压空间的温度分布也在  $274.0 \sim 275.0 \text{ K}$  范围内, 显然无静压空间的温度场分层严重, 其稳定性较差且柜内温度较高, 而有静压空间的温度场较无静压空间分布更均匀。对于有静压空间来说, 结构 b 与结构 c 虽然柜内温度分布范围大致相同, 但从图中可以很直观地看出双静压空间的主要温度分布明显较单静压空间高。速度方面, 无静压空间  $Y=0.46 \text{ m}$  平面送风速度为  $0.25 \sim 1.25 \text{ m/s}$ , 整体风速大小尚可但较紊乱。结构 b、结构 c 由于存在静压空间的缘故, 送风都是从送风静压空间送出, 送风静压空间内气流虽较紊乱, 但送风在存储区域内更有规律性, 气流分布较无静压空间更稳定均匀。单送风静压空间送风速度为  $0.25 \sim 1.00 \text{ m/s}$ , 双送回风静压空间送风速度为  $0.10 \sim 0.75 \text{ m/s}$ , 由于结构 c 多增设了一块回风板隔离出了回风静压空间, 因而在顶部存储区域存在局部低速区域, 这不利于冷风与冷藏柜内的物体热量交换, 从而对冷藏性能产生影响, 因此可认为结构 b 的速度分布情况更为合理。

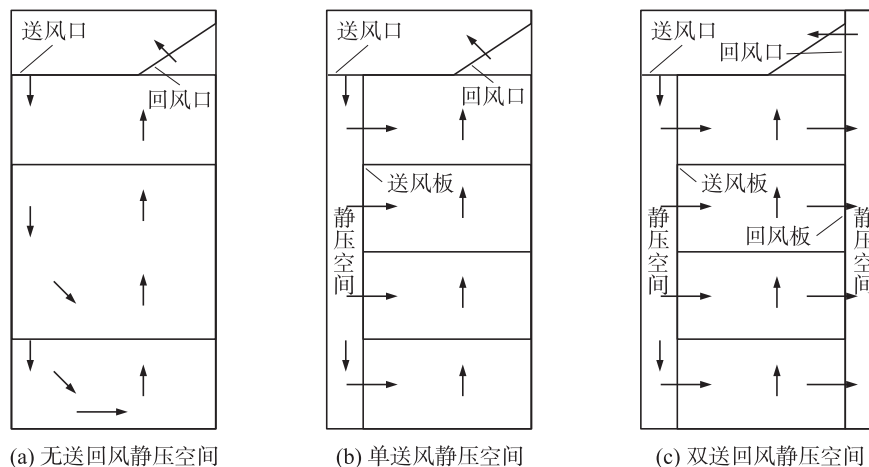


图3 送回风静压空间结构设计示意图

Fig. 3 Design sketch of static pressure space structure of cold storage cabinet

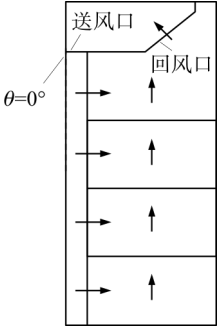
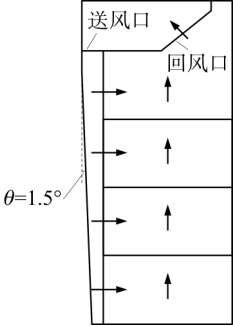
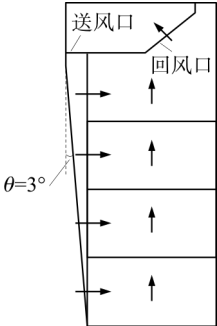
## 2.6 送风板穿孔率及变截面角度的风道结构模拟结果

进一步分析了风道结构的送风板穿孔率  $\varphi$  及送风板变截面角度  $\theta$  对冷藏柜气流组织分布的影响, 送风板穿孔率  $\varphi$  选取了 5%、10% 与 15%, 送风板变截面角度  $\theta$  选取了  $0^\circ$ 、 $1.5^\circ$  及  $3^\circ$ , 结构参数如表 1 所示。9 种风道结构的数值模拟图如图 5 所示, 其中前部分有无静压空间分析均采用  $\theta=0^\circ$ 、 $\varphi=10\%$  结构 b 的风道结构。



表 1 9 种风道结构

Table 1 Nine air duct configuration

送风板变截面角度 $\theta$	送风板穿孔率 $\varphi$	风道结构
	$\varphi = 5\%$	结构 d ( $\theta = 0^\circ, \varphi = 5\%$ )
	$\varphi = 10\%$	结构 b ( $\theta = 0^\circ, \varphi = 10\%$ )
	$\varphi = 15\%$	结构 e ( $\theta = 0^\circ, \varphi = 15\%$ )
	$\varphi = 5\%$	结构 f ( $\theta = 1.5^\circ, \varphi = 5\%$ )
	$\varphi = 10\%$	结构 g ( $\theta = 1.5^\circ, \varphi = 10\%$ )
	$\varphi = 15\%$	结构 h ( $\theta = 1.5^\circ, \varphi = 15\%$ )
	$\varphi = 5\%$	结构 i ( $\theta = 3^\circ, \varphi = 5\%$ )
	$\varphi = 10\%$	结构 j ( $\theta = 3^\circ, \varphi = 10\%$ )
	$\varphi = 15\%$	结构 k ( $\theta = 3^\circ, \varphi = 15\%$ )

从图 5 可以看出,调整冷藏柜风道的几何结构,部分风道结构对温度场及速度场分布有了较大的改进,由于送风板变截面角度的存在,气流在送风静压空间内送风速度虽然更大,但由于柜体整体结构较为狭长,且送风孔板存在一定的局限性,故而仍造成了速度场分布存在局部不均匀区域,且在每层存储空间上部不可避免地存在局部回流区域,从结构 i、j、k 速度场中可看出,在  $\theta = 3^\circ$  时在冷藏柜底部送风速度依然较大,但由于缺少缓冲空间,造成底部存储空间内整体风速较低,大部分区域均低于 0.25 m/s,不利于提高冷藏柜下层存储空间的热环境性能,且会严重影响冷藏柜下层空间内物品冷藏品质。而在  $\theta = 0^\circ$  及  $\theta = 1.5^\circ$  时,小部分区域风速较低,整体速度分布均在可接受范围内。在温度方面,从图中可以看出,仅结构 g 与结构 i 温度分布具有较小的局部热区,其他结构温度分布均在热源周围存在较大的热区,甚至有在下层存储空间内整体温度较高的情况,结构 g 的存储空间温度分布为 274.0~274.5 K,热源区域温度为 274.5~275.0 K,下部两层存储空间速度分布为 0.25~0.50 m/s,上部两层存储空间速度分布为 0.50~1.10 m/s;结构 i 的存储空间温度分布为 274.0~275.0 K,热源区域温度为 275.0~276.0 K,下部两层存储空间速度分布为 0.10~0.50 m/s,上部两层存储空间速度分布为 0.50~1.25 m/s。综合考量可以看出,结构 g 的温度分布更为均匀,即使在热源附近也没有出现较大的局部热区,虽然下端速度场出现了小部分低风速区,但其他区域速度较为良好,速度分布均在合理范围内。

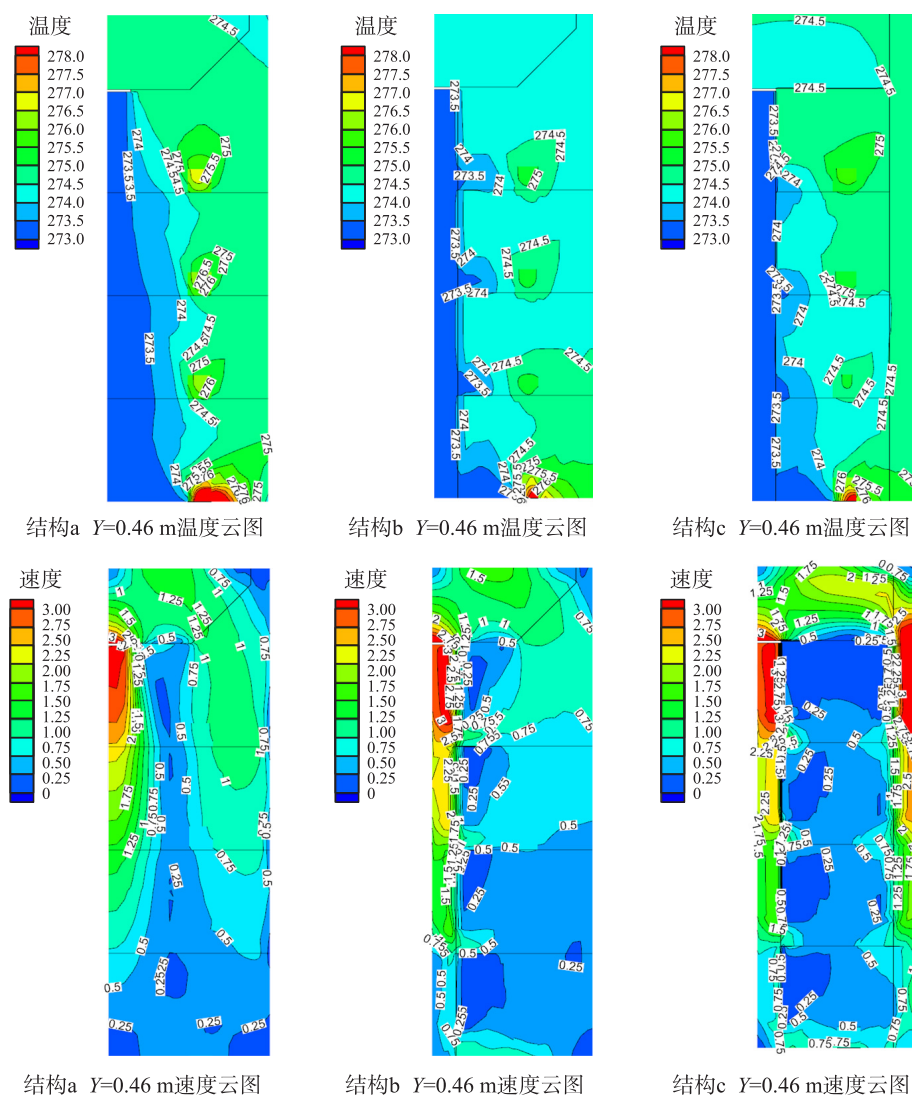


图 4 送风静压空间数值模拟图

Fig. 4 Space numerical simulation of supply air static pressure

### 3 风道结构试验验证

#### 3.1 试验方案

为了进一步验证数值模拟结果的可靠性及风道结构优化结果的准确性,本文对典型冷藏柜结构 a 与改进型冷藏柜结构 g 进行了实际运行流场分布的实测工作. 对结构 a 和结构 g 在  $Y=0.46$  m 处的截面进行研究,测点布置如图 6 所示. 温度测量采用 Vaisala HUMICAP 温湿度变送器,风速测量采用 Testo425 热敏风速仪,温度与速度实测均采用测量 5 次取平均值作为该点实际测量值.

#### 3.2 试验结果

试验结果对比如图 7 所示,实测数据的总体趋势与模拟值大致相同,实测值与模拟值各点的温度值基本吻合. 结构 a 温度的实测与模拟值平均相对误差为 0.68%,最大相对误差为 18.81%;速度实测与模拟值平均相对误差为 11.06%,最大相对误差为 26.44%. 结构 g 温度的实测与模拟值平均相对误差为 1.69%,最大相对误差为 14.09%;速度实测与模拟值平均相对误差为 5.68%,最大相对误差为 23.53%. 实测结果均在可接受范围内. 由此可见,本文的模型建立是正确的,模拟结果具有可信性且具有实际参考意义.

#### 3.3 不确定度分析

本文试验所用仪器的测量误差均在最大允许误差范围内,为定性本文测量结果导致的偏离程度,采用不确定度来表征被测量温度值及速度值的分散性<sup>[16]</sup>.

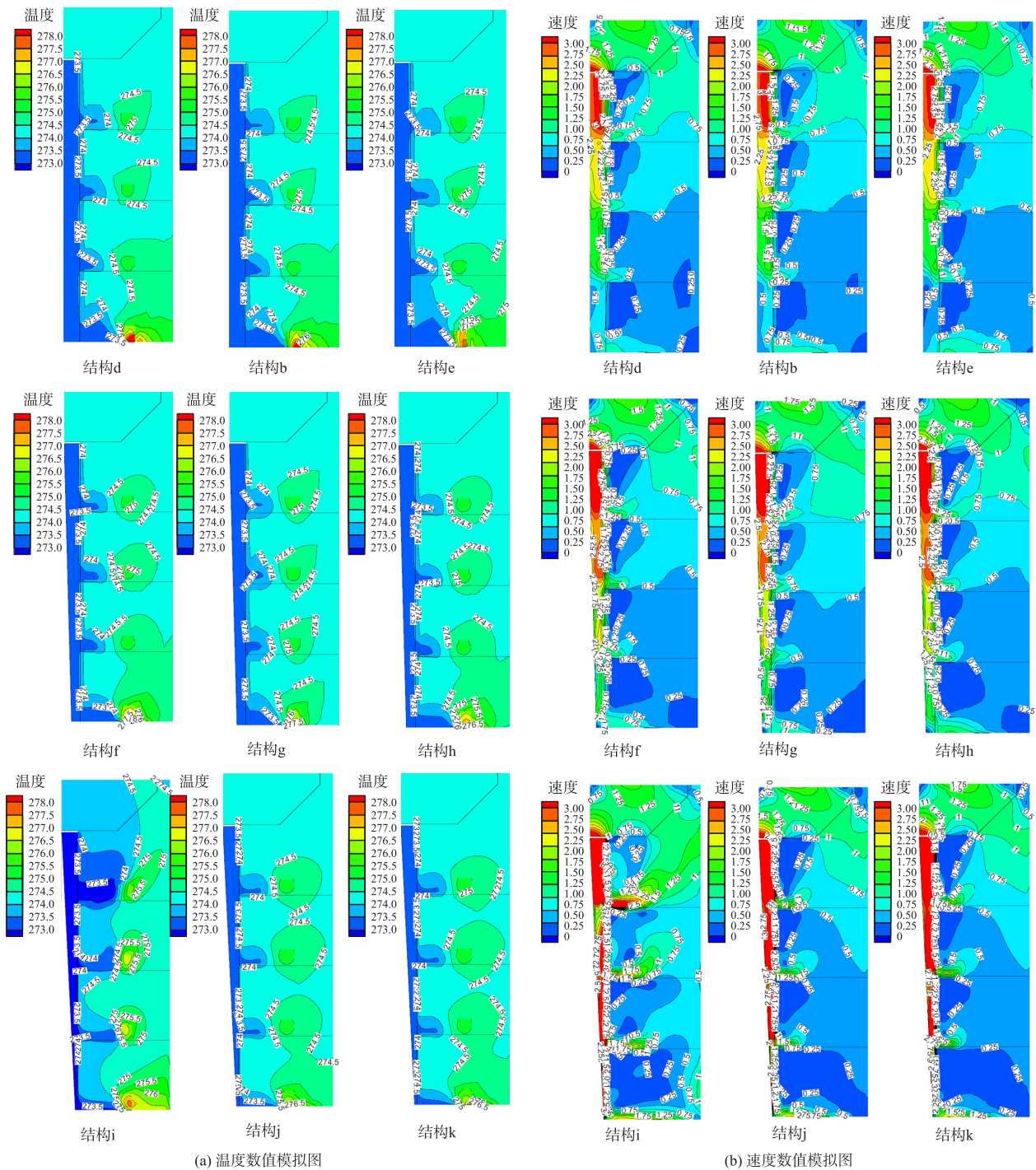


图 5 9 种风道结构数值模拟图

Fig. 5 Numerical simulation of nine air duct configuration

不确定度公式如下：

$$\Delta = \sqrt{\Delta A^2 + \Delta B^2 + (\Delta_{\text{协}})^2} = \sqrt{\left(\frac{S_x}{\sqrt{n}}\right)^2 + (\Delta B)^2 + (\Delta_{\text{协}})^2}, \quad (7)$$

式中,  $\Delta$  为不确定度;  $\Delta A$  为  $A$  类不确定度;  $\Delta B$  为  $B$  类不确定度;  $\Delta_{\text{协}}$  为协方差;  $S_x$  为贝塞尔实验标准偏差.

依据试验数据得出结构 a 与结构 g 的实测不确定度如表 2 所示,从计算结果可看出温度与速度的不确定度均在合理范围内,可见测量结果离散性较小,实测结果准确性较高.

表 2 不确定度数值

Table 2 Uncertainty values

不确定度	结构 a	结构 g
温度	0.046 4	0.031 6
速度	0.107 7	0.104 4

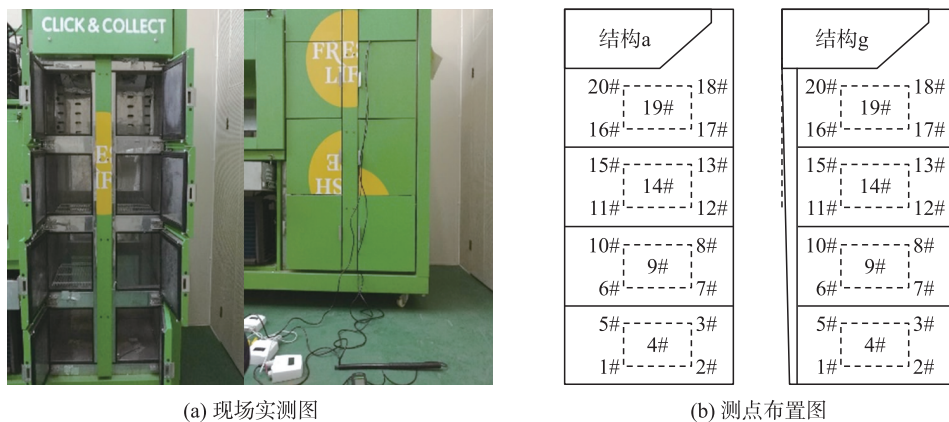


图 6 实测图及测点布置示意图  
Fig. 6 Experiments and layout of measuring points

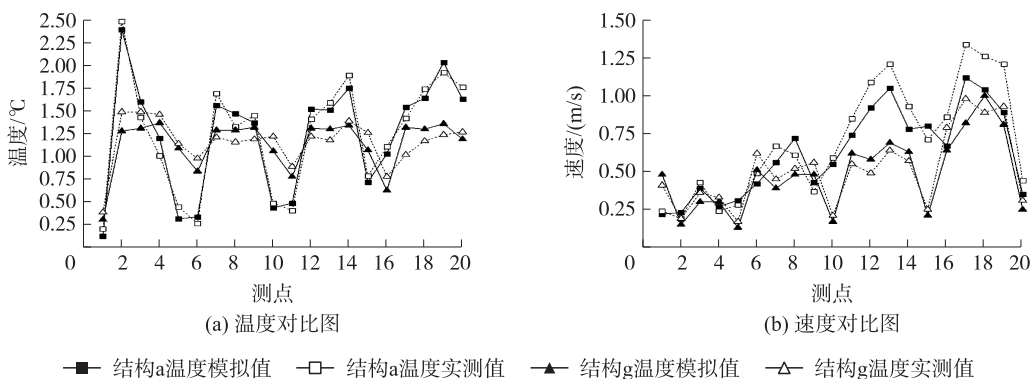


图 7 结构 a、结构 g 的模拟与实测结果对比图  
Fig. 7 Comparison of simulation and measurement results of structure a and g

### 3.4 评价指标

本文考虑到冷藏柜具有多层存储空间,计算出模拟与实测温度和速度平均值,并提出一种垂面温度均匀系数及垂面速度均匀系数评价指标,用以综合分析冷藏柜内温度及速度分布的均匀性,整体温度和速度分布越均匀则垂面均匀系数越大,反之越小。

垂面温度/速度均匀系数:

$$u_T = \frac{\sum_{l=1}^m \bar{T}_l}{m \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{T} - T_i)^2}{n-1}}}, \quad (8)$$

$$u_V = \frac{\sum_{l=1}^m \bar{V}_l}{m \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{V} - V_i)^2}{n-1}}}, \quad (9)$$

式中,  $u_T$  为垂面温度均匀系数;  $u_V$  为垂面速度均匀系数;  $m$  为存储空间层数;  $\bar{T}_l$  为每层存储空间平均温度;  $\bar{V}_l$  为每层存储空间平均速率;  $n$  为测点数;  $\bar{T}$  为平均温度;  $\bar{V}$  为平均速率。

表 3 评价指标数值结果表明,静压空间能够明显提高冷藏柜温度均匀性,送风板穿孔率与送风板截面积角度的组合风道结构有利于提高冷藏柜温度分布的稳定性及均匀性,并在一定程度上增大存储空间的均匀系数。数据显示结构 g 的垂面温度均匀系数最大,平均温度最接近设计值,且平均速度与垂面速度均匀系数均在合理范围内,验证了结构 g 为最优模型,因此本文推荐使用结构 g 的风道结构设计。



表 3 风道结构模拟与实测评价指标值

Table 3 Evaluation indicators for air duct configuration simulation and measurement

评价指标	a	a 实测	b	c	d	e	f	g	g 实测	h	i	j	k
平均温度/℃	1.23	1.24	1.20	1.29	1.20	1.18	1.19	1.15	1.16	1.37	1.22	1.23	1.20
平均速度/(m/s)	0.61	0.70	0.46	0.37	0.45	0.50	0.46	0.49	0.51	0.60	0.47	0.42	0.41
垂面温度均匀系数	1.97	1.94	2.94	2.63	2.99	2.68	3.00	4.44	4.49	2.51	3.69	3.39	3.61
垂面速度均匀系数	2.01	1.87	2.14	1.99	2.06	2.16	1.87	2.10	2.08	1.69	1.85	1.75	1.66

## 4 结论

本文从冷藏柜送风板变截面角度、送风板穿孔率及送回风静压空间 3 个维度影响因素改进设计了冷藏柜,从送风风道几何结构方面设计出 9 种组合结构模型,从送回风静压空间方面进行了无送回风静压空间、单送风静压空间及双送回风静压空间的设计,对总计 11 种结构设计进行了数值模拟,对典型结构模型与改进型结构模型进行了试验验证,并针对平均值与垂面温度/速度均匀系数共 4 个参数对冷藏柜模拟与实测进行评价并最终选取出最优模型。本文主要结论如下:

(1) 静压空间能有效提高冷藏柜内部流场分布均匀性,单送风静压空间较双送回风静压空间效果更优,本文推荐单送风静压空间结构的冷藏柜。

(2) 送风板变截面角度与送风板穿孔率组合的风道结构对冷藏柜温度场分布影响较大,而对存储空间内速度场分布影响相对较小,综合考量风道结构  $\theta=1.5^\circ$ 、 $\varphi=10\%$  时冷藏柜气流组织合理,热环境性能达到最高。

(3) 本文采用的平均温度/速度值与垂面温度/速度均匀系数的评价方法,可直观有效地评价冷藏柜结构设计的优劣程度,实测结构 g 冷藏柜的平均温度为  $1.16^\circ\text{C}$ ,平均速度为  $0.51\text{ m/s}$ ,垂面温度均匀系数为 4.49,垂面速度均匀系数为 2.08,结构 g 综合性能达到最优,本文推荐采用有送风静压空间的结构 g 风道设计。

本文仅在冷藏柜送风风道结构上进行了深入研究,但未考虑回风风道结构对冷藏柜流场分布的影响,后续研究中仍需考虑到回风风道结构对冷藏柜热性能的影响。此外,不应只研究冷藏柜某一截面,而应针对三维空间完善评价指标体系,以实现冷藏柜空间流场及性能进行多维度立体评价。

## [参考文献] (References)

- [1] JING T, YU S. Implementation of energy efficiency standards of household refrigerator/freezer in China: Potential environmental and economic impacts[J]. Applied energy, 2011, 88(5): 1890–1905.
- [2] NEGRÃO C O R, HERMES C J L. Energy and cost savings in household refrigerating appliances: a simulation-based design approach[J]. Applied energy, 2011, 88(9): 3051–3060.
- [3] LAGUERRE O, HOANG M H, FLICK D. Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: the influence of operating conditions[J]. Journal of food engineering, 2012, 108(2): 353–364.
- [4] WANG L, ZHANG L, LIAN G. A CFD simulation of 3D air flow and temperature variation in refrigeration cabinet[J]. Procedia engineering, 2015, 102: 1599–1611.
- [5] 余克志, 丁国良, 陈天及. 陈列柜及风幕数值模拟的研究进展[J]. 制冷学报, 2011, 32(2): 39–44.  
YU K Z, DING G L, CHEN T J. Research development of numerical simulation for display cabinets and air curtains[J]. Journal of refrigeration, 2011, 32(2): 39–44. (in Chinese)
- [6] GASPAR P D, GONCALVES L C C, PITARMA R A. Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions[J]. Applied thermal engineering, 2011, 31(5): 961–969.
- [7] HO S H, ROSARIO L, RAHMAN M M. Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse[J]. International journal of refrigeration, 2010, 33(5): 1015–1025.
- [8] LU Y L, ZHANG W H, YUAN P. Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (experimental study of a novel cabinets)[J]. Applied thermal engineering, 2010, 30(2/3): 85–91.

- [9] SUN J, TSAMOS K M, TASSOU S A. CFD comparisons of open-type refrigerated display cabinets with/without air guiding strips[J]. Energy procedia, 2017, 123: 54–61.
- [10] WU X H, CHANG Z J, YUAN P, et al. The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet[J]. Food control, 2014, 40(40): 278–285.
- [11] 曾宪顺, 赵丹, 丁国良, 等. 改进间接冷式酒柜内温度场均匀性的方案与效果[J]. 制冷学报, 2017, 38(4): 79–86.  
ZENG X S, ZHAO D, DING G L, et al. Possible schemes and effects in improving temperature uniformity in indirect cooling wine cabinet[J]. Journal of refrigeration, 2017, 38(4): 79–86. (in Chinese)
- [12] 傅涛, 李君, 王海林, 等. 果蔬用敞开式制冷陈列柜温湿度场分布特性实验[J]. 制冷学报, 2014, 35(4): 34–41.  
FU T, LI J, WANG H L, et al. Experimental study on distribution of temperature and humidity field in vertical open display cabinet for fruits and vegetables[J]. Journal of refrigeration, 2014, 35(4): 34–41. (in Chinese)
- [13] 吴学红, 李伟平, 王立勋, 等. 填充相变材料的复合搁架的传热与蓄冷特性[J]. 制冷学报, 2015, 36(4): 23–28.  
WU X H, LI W P, WANG L X, et al. The heat transfer and cool storage characteristic of composite shelf filled with phase change materials[J]. Journal of refrigeration, 2015, 36(4): 23–28. (in Chinese)
- [14] SOKOLOV A, STREHL R, TUREK S. Numerical simulation of chemotaxis models on stationary surfaces[J]. Discrete and continuous dynamical systems-series B, 2013, 10(10): 2689–2704.
- [15] 胡洪, 黄虎, 宋倩倩, 等. 不同对流项离散格式对流场计算的影响[J]. 数值计算与计算机应用, 2010, 31(2): 153–160.  
HU H, HUANG H, SONG Q Q, et al. The influence of different discrete scheme of the convective term on fluid field calculation[J]. Journal on numerical methods and computer applications, 2010, 31(2): 153–160. (in Chinese)
- [16] 全国法制计量管理计量技术委员会. 测量不确定度评定与表示: JJF1059.1–2012[S]. 北京: 中国质检出版社, 2013.  
AQSIQ/MTC1. Evaluation and expression of uncertainty in measurement: JJF 1059.1–2012[S]. Beijing: China Quality Inspection Press, 2013. (in Chinese)

[责任编辑: 严海琳]

(上接第32页)

- [15] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.  
XUE D H. Air conditioning[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1991. (in Chinese)
- [16] REN C Q, TU M, WANG H H. An analytical model for heat and mass transfer processes in internally cooled or heated liquid desiccant-air contact units[J]. International journal of heat and mass transfer, 2007, 50(17/18): 3545–3555.
- [17] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.  
YANG S M, TAO W Q. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006. (in Chinese)
- [18] 李永存. 无霜型空气源热泵系统的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.  
LI Y C. Theoretical and experimental study on a frost-free air-source heat pump system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- [19] 李永存, 陈光明, 张绍志, 等. 冬季工况下入口参数对再生器性能的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2012, 40(1): 13–18.  
LI Y C, CHEN G M, ZHANG S Z, et al. Effect of inlet parameters on performance of regenerator under winter conditions[J]. Journal of South China university of technology (natural science edition), 2012, 40(1): 13–18. (in Chinese)
- [20] 彭冬根, 罗丹婷, 李顺意. 内热型除湿溶液再生器溶液再生方式及装置性能分析[J]. 农业工程学报, 2017, 33(18): 165–172.  
PENG D G, LUO D T, LI S Y. Analysis of performance and regeneration method of internally-heated liquid desiccant regenerator[J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2017, 33(18): 165–172. (in Chinese)
- [21] PENG D, LUO D. Modeling and parametrical analysis on internally-heated liquid desiccant regenerator in liquid desiccant air conditioning[J]. Energy, 2017, 141: S0360544217316262.

[责任编辑: 严海琳]