

# 风道结构对自提冷冻冷藏柜热性能的影响研究

杨 洋<sup>1</sup>, 张忠斌<sup>1</sup>, 滕 飞<sup>2</sup>, 汪 庆<sup>2</sup>

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210023)

(2. 江苏北洋冷链设备科技有限公司, 江苏 泰州 225300)

**[摘要]** 冷冻冷藏柜依靠风机推动内部气流强制循环来实现柜内的冷却, 通过优化风道结构可显著改善其热环境。论文借助 CFD 仿真软件将某自提冷冻冷藏柜内部温度场及气流组织等结果可视化, 探究风道结构对柜内热性能的影响规律。通过改变风机方向、风道宽度及风道倾角建立多个模型进行对比, 筛选出最优的结构模型。研究表明: 风机垂直于地面设置, 风道宽度为 8 cm、倾角为 1.8° 的冷柜内部热性能最为理想。

**[关键词]** 自提冷柜, 风机角度, 风道宽度, 风道倾角, 热性能

**[中图分类号]** TB657.4 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2020)03-0009-06

## Influence of Air Duct Structure on Thermal Performance of Self-service Cold Storage Cabinet

Yang Yang<sup>1</sup>, Zhang Zhongbin<sup>1</sup>, Teng Fei<sup>2</sup>, Wang Qing<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

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

**Abstract:** The frost-free freezer relies on the fan to motivate the internal airflow to achieve the cooling in the cabinet. By optimizing the air duct structure, the thermal environment can be significantly improved. In this paper, the CFD simulation software is used to visualize the internal temperature field and airflow organization of the freezer, and to explore the influence of the air duct structure on the thermal performance. By changing the position of the fan, the widths of the air duct and the inclination angles of the air duct, several models are established for comparison, and the optimal structure model is selected. The results show that: the internal thermal performance of the freezer with the fan perpendicular to the ground, the air duct is 8 cm and the inclination angle is of 1.8° is the most ideal.

**Key words:** self-service cold storage cabinet, angle of fan, width of air duct, inclination of air duct, thermal performance

伴随着我国经济的快速发展, 人民的生活品质日益提高, 新鲜卫生的冷冻冷藏食品占居民食品消费的比例逐年上升<sup>[1]</sup>。据统计, 近年来我国肉类制品鲜冷比例总体保持不断增长的态势, 目前稳定在 50% 左右<sup>[2]</sup>。图 1 展示了近年来我国居民的饮食结构及肉类鲜冷比例的变化趋势。与此同时, 电商的兴起促进了人们消费方式的转变, 而年轻一代对于网购的方式格外青睐<sup>[3]</sup>。众所周知, 生鲜等易腐产品对贮存条件的要求较高, 必须要有成熟的供应链体系对其品质进行保障<sup>[4]</sup>。经过多年发展, 我国果蔬、肉类、水产品等的冷链流通率已达到较高水平, 然而其损耗率同样不容小视。2018 年我国果蔬冷链损耗率约为 30%, 而美国仅为 2%~3%, 其他发达国家平均在 5% 左右<sup>[5]</sup>。尽管这里有各国饮食习惯等方面差异的因素, 但仍可看出目前我国冷链行业还有较大的发展上行空间。

作为冷链系统的末端环节, 自提冷柜的出现解决了生鲜等易腐食品配送过程中“最后一公里”的难题<sup>[6]</sup>。其运营方式类似于快递自提柜, 缩短了配送员的等待时间, 从而提高了配送效率, 并在一定程度上降低了运输过程中的损耗。与传统家用或商用冷柜相比, 自提冷柜一般设置在户外, 其运行环境更为恶劣。柜内贮藏环境不理想及能耗较高是食品自提冷柜目前面临的主要问题。存放食品的品质主要受柜内

收稿日期: 2019-10-10.

基金项目: 江苏北洋冷链设备科技有限公司校企合作优秀研究生工作站项目。

通讯作者: 张忠斌, 博士, 副教授, 研究方向: 数据中心气流组织和能效管理及制冷空调设备性能优化。E-mail: zhangzhongbin@163.com

温湿度及风速等因素影响,温度场分布不均可能造成局部热点的出现,进而导致微生物的滋生,使得食品腐败变质。因此,保持冷柜内部的流场、温度场等均匀分布至关重要<sup>[7-8]</sup>。

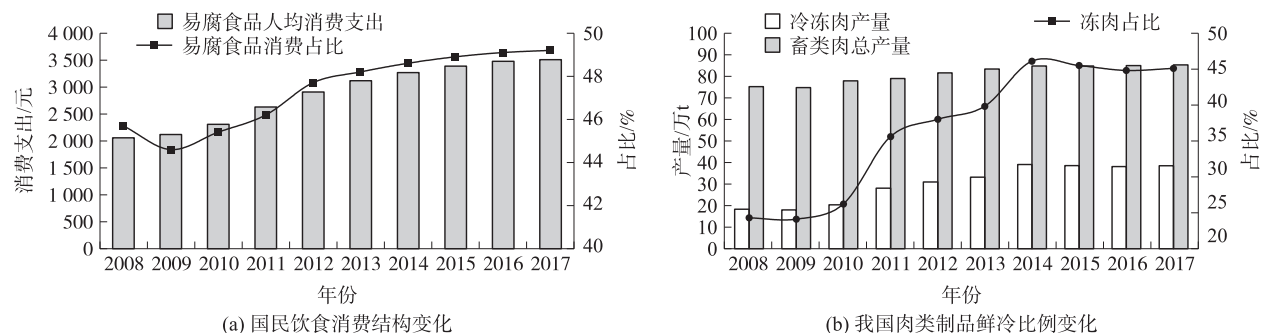


图 1 近年来我国饮食结构及肉类鲜冷比例变化趋势

Fig. 1 Trends of Chinese dietary structure and proportion of fresh and cold meat in recent years

迄今为止,国内外学者采用多种方法对冷柜进行了大量的研究。在模拟方面,主要借助 CFD 软件的便利性进行冷柜的优化设计,提高其使用性能<sup>[9]</sup>;在实测方面,制作样机对内部各项参数进行测量或对性能进行测试,分析改善其不合理因素<sup>[10-11]</sup>。还有学者开发了冷柜的相关软件,允许工程师在该平台下进行不同类型冷柜的仿真研究,从而以较短的研发周期设计开发出适合不同用户需求的冷柜产品<sup>[12]</sup>。从目前的文献来看,针对冷柜开展研究的目的主要包含优化内部气流组织和温度场、减少冷柜运行能耗以及减少对环境的影响等。而对于借助内部风机进行强制循环的风冷型冷柜,研究结构对其内部热环境的影响已成为时下较为热门的方向。Laguerre 等<sup>[13]</sup>对一冷柜内部气流组织与热传递进行研究,通过对比空柜、安装玻璃搁架及放置负载等 3 种配置的冷柜量化了内部障碍物(搁架及负载)对柜内气流温度及速度分布的影响,发现障碍物的存在会减缓冷柜中心区域的空气流动,并会对贴近壁面的主要空气循环造成影响。Wu 等<sup>[14]</sup>通过模拟研究发现合理的开孔位置有利于柜内温度的均匀分布,且当孔板的开孔率在 2%~3% 时,其出风量在 30% 左右,此时冷藏柜的系统性能更佳。李智强等<sup>[15]</sup>将某间冷冷柜回风道布置在蒸发器的背部,把风道设计成宽度渐扩,风道间隙由宽到窄,并在风道中布置合适的导流板,通过调整导流板的位置和角度来调节回风道出口的风量,最终获得了最优的风量分布。为分析垫片附近区域的传热特性和热负荷,Yan 等<sup>[16]</sup>对一无霜冷冻箱进行了三维数值模拟,获得了沿密封垫周向不同截面的传热特性,发现垫片漏冷对冷柜的影响不容忽视,提出可通过减少柜体与柜门内冷壁之间距离以改善其传热特性。陈智明等<sup>[17]</sup>对某自提冷柜的冷藏区进行了研究,发现设置送风静压空间可显著提高柜内温度场均匀性,此外,送风板变截面角度为 1.5°、开孔率为 10% 时热性能较为理想。

可以发现,当下对于普通商用或家用制冷柜的研究较为普遍,而对于自提冷柜这种新型终端设备的研究还较少涉及。此外,学者们的研究角度较为片面,多针对风道背板的开孔位置及开孔率进行研究以寻求风量与性能之间的平衡,缺乏对结构参数的耦合建模。针对上述不足,本文以北洋冷链设备公司生产的某型号户外自提冷柜为研究对象,首先通过比较选定风机角度,而后将风道宽度及风道倾角两项变量进行耦合,建立 9 组模型综合对比分析,从而筛选出使得柜内热性能表现最佳的优化结构。

## 1 模型建立

### 1.1 物理模型

图 2 所示为本文所研究的某型号户外自提冷柜示意图,图 2(a)为其外观示意图。该自提冷柜选用硬质聚氨酯作为柜体填充材料,具体规格参数为 370 cm(长)×75 cm(宽)×207 cm(高)。内部根据功能区分为冷冻区及冷藏区,分别位于显示器两侧,竖直方向上每列柜各有 4 层储物间室,各间室的规格尺寸相同。为便于研究分析,先取冷藏区一列柜作为研究对象。排除对数值模型影响较小的结构,对模型进行简化,设模型整体尺寸为 60 cm(长)×40 cm(宽)×198 cm(高),每层层高为 42 cm,风机直径为 22 cm。

该自提冷柜冷风机顶置,气流上送上回。蒸发器设置于风机出风侧,冷气流自蒸发器出来后沿背部风道向下流动,对各层储物间室进行冷却,而后从上部轴流风机回到空气处理区,回风与蒸发器进行热量交换后再次送入柜内,如此不断循环。其结构模型及柜内气流示意如图 2(b)所示。

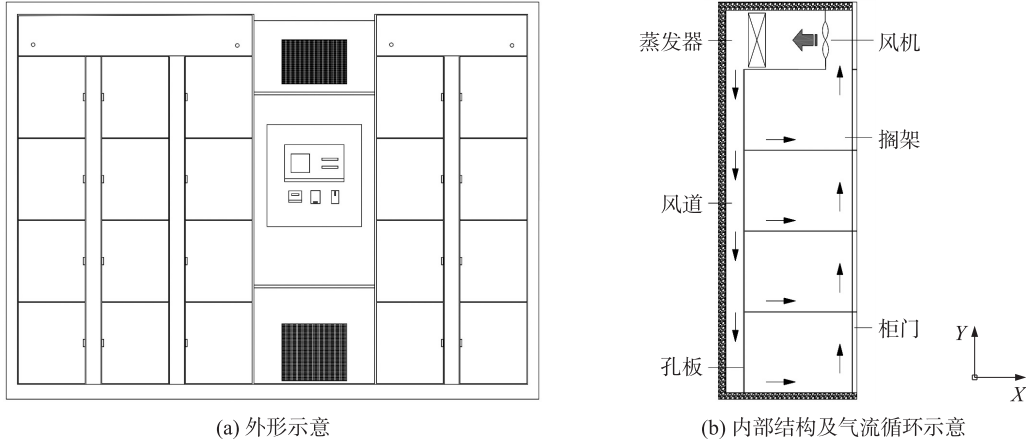


图 2 自提冷柜示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the self-service cold storage cabinet

## 1.2 数学模型

本文采用标准的湍流模型,为便于研究,做如下假设<sup>[18-19]</sup>:(1)冷柜气密性良好,忽略内部空气泄漏及外界空气进入;(2)忽略柜内相变,冷柜内部换热视为稳态换热过程;(3)气流在内壁面上的流动属于无滑移边界条件;(4)满足 Boussinesq 假设,即忽略流体中的粘性耗散.数值模拟所采用的具体控制方程如下:

(1)连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{U}) = 0, \quad (1)$$

(2)动量方程:

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{U} \mathbf{u}) = -\nabla P_x + \mu \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{U} \mathbf{v}) = -\nabla P_y + \mu \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{w})}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{U} \mathbf{w}) = -\nabla P_z + \mu \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (4)$$

(3)能量方程:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \nabla (\rho T \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left( \frac{K}{c_p} \nabla T \right), \quad (5)$$

(4)标准  $k-\varepsilon$  方程:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon, \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) + C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (7)$$

式中, $\rho$  为流体密度; $t$  为时间; $\mathbf{U}$  为速度,其中  $\mathbf{u}$ 、 $\mathbf{v}$ 、 $\mathbf{w}$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  3 个方向的速度分量; $\mathbf{P}$  为表面力; $K$  为对流换热系数; $\mu$  为动力黏度; $k$  为湍动能; $\varepsilon$  为耗散率; $\sigma$  为湍流普朗特数; $G_k$  为平均速度梯度引起的湍动能; $G_b$  为浮力引起的湍动能; $C$  为湍流拟合常数.

## 1.3 边界条件

本文数值模拟所采用的边界条件具体设置如下:

- (1)轴流风机设置为 fan,送风温度为  $0^\circ\text{C}$ ,流量通过输入具体的  $P-Q$  曲线给定;
- (2)将蒸发器简化为具有方向阻力的体<sup>[20]</sup>,阻力系数根据实测选取;
- (3)搁架厚度较小,在模拟中统一不考虑其厚度;采用多孔阶跃模型,且忽略搁架的传热<sup>[21]</sup>;
- (4)柜体采用第三类边界条件,外部环境为  $35^\circ\text{C}$ ,传热系数根据各壁面实际情况选取;
- (5)柜内食品包设置为固体,其热物性参数与常规精牛肉一致<sup>[22]</sup>,密度  $\rho = 1\,110\text{ kg/m}^3$ ,导热系数  $\lambda =$



$0.39 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , 热容  $c_p = 3\,700 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ .

#### 1.4 网格划分及无关性验证

网格划分的情况对于数值计算的精度及计算量等有较大影响,甚至会影响计算结果的收敛性<sup>[23]</sup>. 因此,需对网格进行合理划分,同时将网格数量控制在合适的区间内.

本文采用非结构化网格对自提冷柜模型进行划分,在近壁面、风机、孔板等区域进行了加密. 将不同尺寸网格下的计算结果进行对比,结果发现,网格 1 对应的模拟图像较为粗糙,而网格 2、3 对应的模拟结果与实测数据符合得较好,但网格 3 的总数量相比网格 2 增加了近 3 倍. 因此,为提高计算效率,同时保证结果的可靠性,本文选取单个网格尺寸为  $2 \text{ cm}\times 2 \text{ cm}\times 2 \text{ cm}$  的划分方式,各模型的网格总数在 18 万至 24 万之间. 不同网格的具体划分情况如图 3 所示.

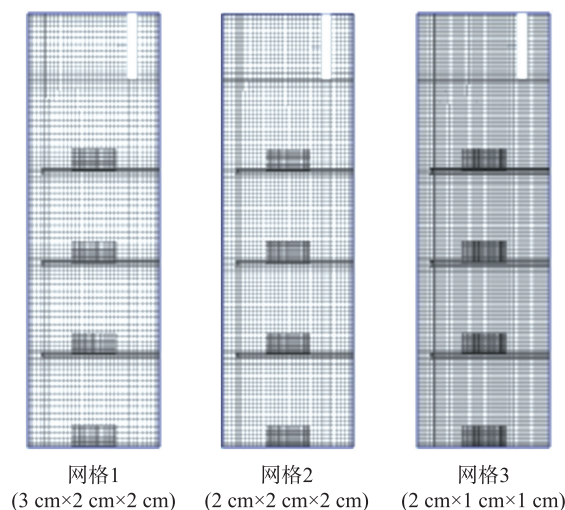


图 3 不同网格划分方式

Fig. 3 Different meshing methods

## 2 结果与讨论

### 2.1 风机角度影响分析

原始冷柜的风机所在挡板垂直于地面,该种结构下柜内气流循环主要靠风机出风侧正压吹送. 当风机平行于地面设置时,柜内气流受风机回风侧负压的影响更为明显. 因此,为研究风机角度对冷柜内部热环境性能的影响,本文保持其余结构不变,通过改变风机与地面的夹角建立 3 种模型进行对比分析,其余两种结构风机与地面夹角分别为  $45^\circ$  和  $0^\circ$ .

图 4 为风机角度不同的冷柜模拟结果,可以发现改变风机角度对风机前后侧的流场影响较为直观. 当风机倾斜时,风道内流速衰减较慢,冷风吹送的距离在 3 个模型中最长;此外,风机回风侧高流速区域也延伸较长;当风机水平放置时,出风侧的气流首先向上到达柜顶,而后改变方向流经蒸发器后再向下侧风道内流动. 由于出口方向与储物间室方向相反,送风气流经历了两次变向,因而速度衰减较大. 从图中可见,风道内气流速度相对其他结构明显偏低,各层储物间室内整体流速在  $0.25 \text{ m/s}$  以内. 该种结构下气流循环受风机回风侧负压的影响也更为明显.

对比温度云图可以发现,风机水平放置时柜内贮藏环境最不理想. 除顶层及底层负载及靠柜门一侧区域出现较大面积热区外,各层储物间室内均温也明显高于其余两种结构. 风机垂直及倾斜  $45^\circ$  放置的两种结构冷柜内部温度场整体轮廓较为相似,但风机倾斜时冷柜底层负载及风机回风侧附近出现了局部热点. 此外,风机垂直地面设置时内部各间室的整体温度也为 3 种模型中最低. 综合上述分析,本文推荐风

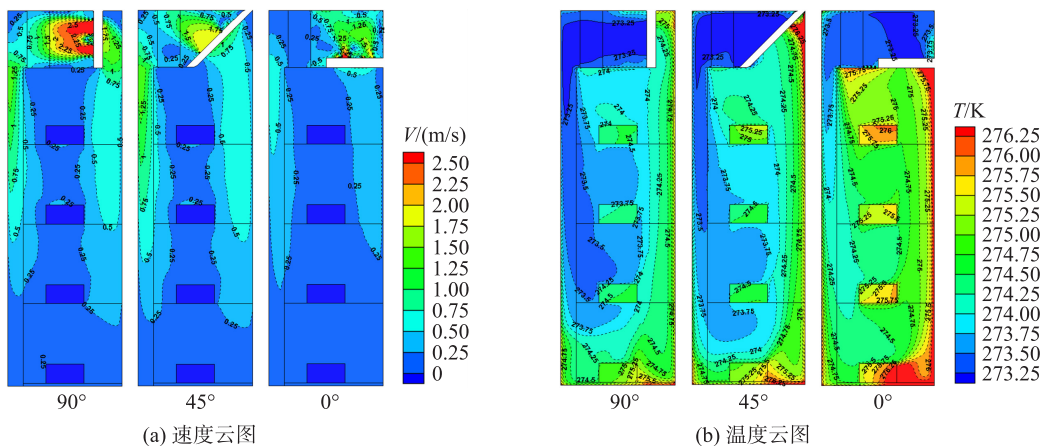


图 4 风机角度不同的冷柜模拟结果

Fig. 4 Simulation results of freezer with different fan angles

机角度为 90°的冷柜结构.

2.2 风道结构影响分析

送风气流经过蒸发器降至需要的温度后进入风道,继续向下运动的过程中向各层储物间室内分送风量,因此风道结构对于冷柜内部温度场及速度场的影响不容忽视. 本文进一步研究风道宽度  $\Delta$  及倾斜角度  $\theta$  对柜内热性能的影响. 在风机角度为 90°的模型基础上,风道宽度选取 6 cm、8 cm 与 10 cm,倾斜角度选取 0°及 1.8°,将两项参数进行耦合共建立 6 种模型来分析比较. 各模型的具体设置如表 1 所示.

表 1 不同模型的风道结构设置

Table 1 Air duct structure settings for different models

编号	风道宽度 $\Delta/\text{cm}$	倾斜角度 $\theta/(\text{°})$	编号	风道宽度 $\Delta/\text{cm}$	倾斜角度 $\theta/(\text{°})$
结构 a	6	0	结构 d	6	1.8
结构 b	8	0	结构 e	8	1.8
结构 c	10	0	结构 f	10	1.8

图 5 为不同风道结构的冷柜模拟结果. 可以发现,当风道宽度较小时,气流在刚进入风道口时由于流通面积急剧减小导致风压增大,因此表现在速度云图中结构 a 和结构 d 的风道口附近流速较高. 此外,气流在狭窄的风道内流动时速度衰减放缓,使得底层储物间室的平均流速相较于其他结构更高. 随着风道宽度增加,风道内气流衰减变大,平均速度随之降低. 对比速度云图可进一步发现,通过改变风道倾角同样会对风道内气流衰减速度产生影响:当风道自上而下逐渐变窄时,底层储物间室的流场同样可得到改善. 此外还可以观察到回风区域流速相对增加,这种变化对于风道宽度为 10 cm 的结构更为明显.

从温度云图可以看到,风道宽度为 10 cm 时柜内均温要明显低于其他结构,存在着较大面积的低温区域;当风道宽度减小时低温区面积也跟着缩减,柜内均温整体呈升高趋势. 此外,当风道宽度相同时,通过增加风道倾角也可降低柜内整体温度. 这种现象在风道宽度为 6 cm 及 8 cm 时表现更为明显,而当风道宽

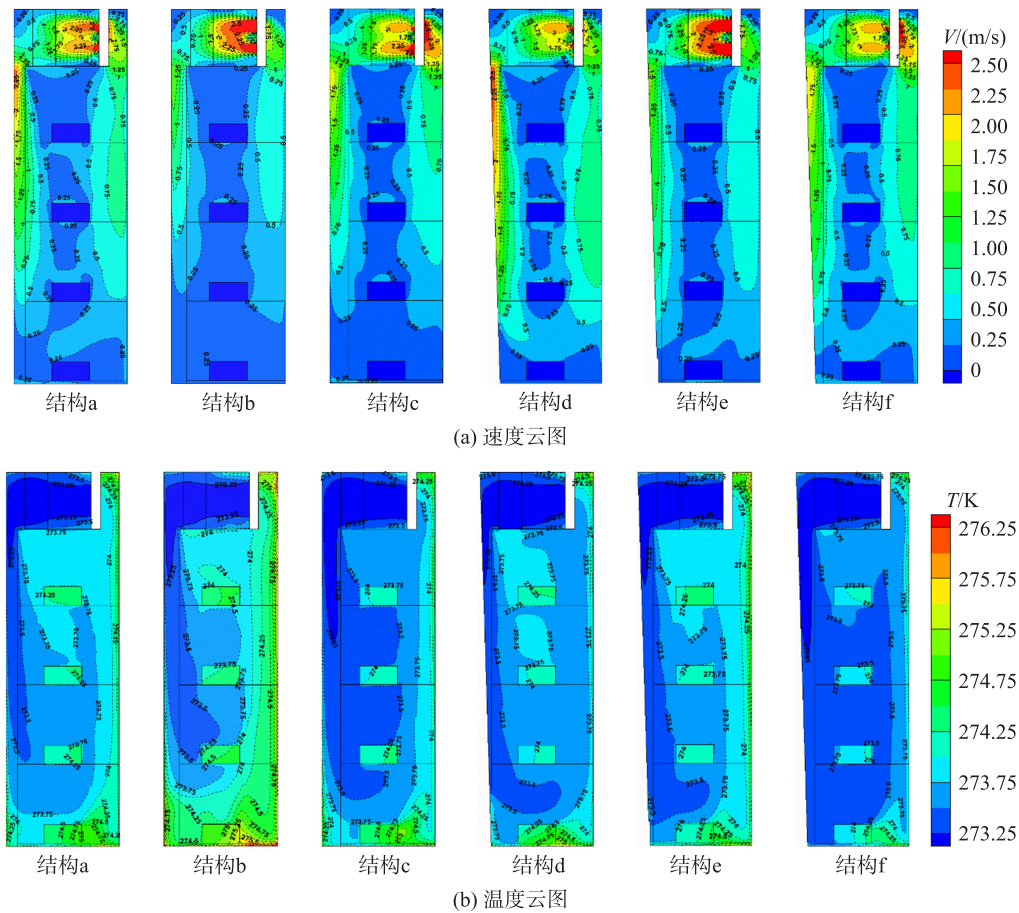


图 5 不同风道结构的冷柜模拟结果  
Fig. 5 Simulation results of freezer with different air duct parameters

度为10 cm时,这种变化趋势相对较小。

综合对比6种结构的模拟结果可以发现,结构f改善了冷柜底层流速较低冷却效果不佳的状况,整体温度场也最为合理,各层负载附近均无较大热点出现。因此,本文推荐风道宽度为10 cm、倾斜角度为 $1.8^\circ$ 的冷柜结构。

### 3 结论

自提冷柜内部热环境的影响因素众多,风道结构的改变可有效改善其内部气流组织及温度场。本文以北洋冷链公司生产的某型号自提冷柜为研究对象,通过CFD模拟手段综合探究了风道结构对柜内热环境的影响规律,得出的主要结论如下:

(1)风机是柜内冷气流循环的主要动力,其布置方式对柜内热环境影响较大。当风机与地面垂直时,柜内贮藏环境最为理想,平均温度远小于其余两种结构,负载及门板附近也无局部热点出现,因此本文推荐该种风机布置方式;

(2)风道作为向各层储物间室分送冷量的重要结构,减小其宽度可显著提高风道入口风速,增加风道倾角可提高底层储物间室气体流速。本文研究发现,风道宽度为10 cm、倾角为 $1.8^\circ$ 的结构内部热性能最佳。

#### [参考文献](References)

- [1] 刘兴艳,陈安均,蒲彪. 国内外冷冻冷藏预制食品产业现状及发展前景[J]. 食品科学,2011,32(15):323-328.
- [2] ZHAO H X, LIU S, TIAN C Q, et al. An overview of current status of cold chain in China[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 88: 483-495.
- [3] SHA K. Trends and issues related to online shopping market in China[C]//International Conference on Information Management. Vaasa, Finland: IEEE, 2014.
- [4] CHEN L, TIAN E C, RUI R Z, et al. Research progress on WSN in cold chain logistics of agricultural products[J]. Journal of Agricultural Science and Technology, 2013, 15(4): 48-54.
- [5] SHANG H T, LING J G, ZHU L, et al. Pre-cooling of fruits and vegetables and development of cold chain logistics in China[J]. Agricultural Products Processing & Innovation Edition, 2013, (2): 52-56.
- [6] 徐冠依,姚喻晨,张忠斌,等. 自提冷柜研究现状及展望[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2017, 17(3): 44-50.
- [7] SMALE N J, MOUREH J, CORTELLA G. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(6): 911-930.
- [8] BELMAN F J M, GALLEGOS M A. Analysis of the flow and temperature distribution inside the compartment of a small refrigerator[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106(106): 743-752.
- [9] LAGUERRE O, DURET S, HOANG H M, et al. Simplified heat transfer modeling in a cold room filled with food products[J]. Journal of Food Engineering, 2015, 149: 78-86.
- [10] LU Y L, ZHANG W H, YUAN P, et al. 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.
- [11] GUSTAVO G H, SAMUEL M N, PEDRO D G, et al. Experimental study of the fins arrangement pattern of refrigerated display cabinet evaporator towards thermal performance improvement[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 138: 246-253.
- [12] 于楠,赵丹,丁国良,等. 多类型冰箱的集成式仿真设计平台[J]. 制冷学报, 2012, 30(4): 35-42.
- [13] LAGUERRE O, AMARA S B, MOUREH J, et al. Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 81(1): 144-156.
- [14] 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(1): 278-285.
- [15] 李智强,赵丹,丁国良,等. 间冷冰箱回风道的优化除霜设计[J]. 制冷学报, 2016, 37(1): 77-83, 118.
- [16] YAN G, CHEN Q, SUN Z. Numerical and experimental study on heat transfer characteristic and thermal load of the freezer gasket in frost-free refrigerators[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 63: 25-63.

(下转第21页)

[参考文献] (References)

- [1] 李智梁. 循环流化床的基本原理与应用[J]. 科技资讯, 2012(12):108.
- [2] 朱文奇. 高密度循环流化床提升管内气固流动特性的数值模拟[D]. 北京:华北电力大学, 2016.
- [3] 白志刚,杨晨. 循环流化床气固两相流动模拟[J]. 计算机仿真, 2009, 26(3):272-275.
- [4] 殷上轶,钟文琪,卢平,等. 基于图像处理的循环流化床团聚物体积分数及其容积份额[J]. 燃烧科学与技术, 2018, 24(6):506-512.
- [5] YANG J, ZHU J. Cluster identification using image processing[J]. Particuology, 2015, 23(6):16-24.
- [6] MCMILLAN J, SHAFFER F, GOPALAN B, et al. Particle cluster dynamics during fluidization[J]. Chemical Engineering Science, 2013, 100(2):39-51.
- [7] 田晨,王勤辉,张锡梅,等. 循环流化床内结构对局部流动特性影响的研究[C]//中国颗粒学会学术年会暨海峡两岸颗粒技术研讨会. 2008.
- [8] 高琼. 循环流化床内部颗粒流动特性的试验研究[D]. 杭州:浙江大学, 2005.
- [9] 王勤辉,高琼,石惠娟,等. 循环流化床中的颗粒团形成、结构及其运动[J]. 浙江大学学报(工学版), 2006, 40(1):118-122.
- [10] 胡军军. 循环流化床提升管颗粒团聚特性的实验研究[D]. 南京:南京师范大学, 2017.
- [11] 钱诗智,陆继东,林志杰,等. 压力循环流化床流体动力特性研究[J]. 化学工程, 1998, 26(5):10-13.
- [12] CHEW J W, HAYS R, FINDLAY J G, et al. Cluster characteristics of Geldart Group B particles in a pilot-scale CFB riser. I. Monodisperse systems[J]. Chemical Engineering Science, 2012, 68(1):72-81.

[责任编辑:陈 庆]

(上接第14页)

- [17] 陈智明,张忠斌,徐冠依,等. 风道结构对自提冷柜空气流场和温度场的影响分析[J]. 制冷学报, 2019, 40(5):52-62.
- [18] 刘九五,连之伟,王月梅. CFD在暖通空调系统中的应用现状与发展[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(6):1-6.
- [19] 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.
- [20] ROSSETTI A, MINETTO S, MARINETTI S. A simplified thermal CFD approach to fins and tube heat exchanger; application to maldistributed airflow on an open display cabinet[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 57:208-215.
- [21] 丁国良, OELLRICH L R. 冰箱箱内空气温度场与流场的优化研究[J]. 制冷学报, 1998, 19(1):22-27.
- [22] 中华人民共和国工业和信息化部. 食品冷柜:JB/T 7244—2018[S]. 北京:中国标准出版社, 2018.
- [23] 徐敏艳,陈华书,范秦寅,等. 多块网格划分技术在CFD仿真中的应用[J]. 计算机辅助工程, 2012, 21(4):65-68.

[责任编辑:严海琳]