

风冷冰箱的湿度场动态仿真通用模型及湿度均匀性改善

杨功志¹, 张胜棋¹, 韩丽丽², 蒲亮^{1,3}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 海信冰箱有限公司, 266000, 山东青岛; 3. 江西卓超科技有限公司, 338000, 江西新余)

摘要: 针对具有主动加湿功能的风冷冰箱湿度分布难以精准动态预测这一问题, 提出了将商业仿真软件和自编程相结合的风冷冰箱湿度场动态仿真通用模型, 实现了风冷冰箱湿度场的精准预测。首先, 以某型风冷冰箱冷藏室为研究对象建立物理模型; 其次, 基于分布参数法和多孔介质模型, 建立蒸发器数学模型, 计算湿空气流经蒸发器时的压降、换热量和结霜量, 并根据风冷冰箱的实际运行状态, 建立加湿器以及风机等部件的仿真模型; 最后, 根据冷藏室控制策略, 编写控制程序将冷藏室各子部件模型与冷藏室物理模型进行耦合模拟, 实现湿度场的动态仿真, 并采用实验数据对模型进行验证。研究表明: 所提通用模型可精准预测风冷冰箱冷藏室温度和湿度的动态变化; 与实验数据相比, 一个启停周期内, 计算得到的温度平均偏差小于 0.7°C , 相对湿度平均偏差小于 5.1% ; 将加湿器挪至箱门中部的新方案, 使得冷藏室的湿度变异系数从 0.55 减小到 0.41 , 湿度均匀性得到明显改善。研究结果对风冷冰箱设计前期温度场和湿度场的预测及设计效率的提高具有重要意义。

关键词: 风冷冰箱; 温度场; 湿度场; 动态仿真; 湿度均匀性

中图分类号: TM925.21 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202502014 **文章编号:** 0253-987X(2025)02-0134-12

General Model for Dynamic Simulation of Humidity Distribution in Frost-Free Refrigerator and Humidity Uniformity Improvement

YANG Gongzhi¹, ZHANG Shengqi¹, HAN Lili², PU Liang^{1,3}

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Hisense Refrigerator Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266000, China;

3. Jiangxi Zhuochao Technology Co., Ltd., Xinyu, Jiangxi 338000, China)

Abstract: To address the critical challenge of accurately and dynamically forecasting the humidity distribution in frost-free refrigerators equipped with active humidification capabilities, a general model integrating commercial simulation software and self-programming was proposed in this paper for dynamic simulation of humidity distribution in frost-free refrigerator and humidity uniformity improvement. Initially, a physical model was constructed, focusing on a specific frost-free refrigerating chamber as the subject of investigation. Subsequently, a mathematical model of the evaporator was developed based on the distribution parameter method and the porous media model to calculate pressure drop, heat exchange, and frost accumulation as wet air flows through

收稿日期: 2024-06-04。 作者简介: 杨功志(1998—), 男, 硕士生; 蒲亮(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

基金

项目: 中国博士后科学基金资助项目(2024M752576)。

网络出版时间: 2024-08-19

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240819.1148.004>

the evaporator. Additionally, simulation models for the humidifier, fan, and other components were established, reflecting the actual operational conditions of the frost-free refrigerator. Finally, a control program was crafted based on the control strategy of refrigerating chamber to couple the mathematical models of various components with the physical model of the refrigerating chamber. This enabled dynamic simulation of the humidity distribution, and the experimental data was used to verify models. The results show that the general model proposed could precisely forecast the dynamic changes in temperature and humidity in the refrigerating chamber of a frost-free refrigerator. Compared with experimental data, the average temperature deviation was below $0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, while the average relative humidity deviation was less than 5.1% during a start-stop cycle. Moreover, by using the new design of relocating the humidifier to the middle of the door, the humidity uniformity in the refrigerating chamber was significantly improved with a reduction of the coefficient of variation for humidity from 0.55 to 0.41. The study results are of significance for the forecast of temperature and humidity distribution in the pre-design stage of frost-free refrigerators and the improvement of design efficiency.

Keywords: frost-free refrigerator; temperature distribution; humidity distribution; dynamic simulation; humidity uniformity

冰箱已成为人们生活中常见的家用电器,其中风冷冰箱以容量大、多温区的优势逐渐成为冰箱市场上的主流产品^[1-2]。随着生活水平的不断提高,消费者对风冷冰箱的保鲜能力提出了更高要求。

相对湿度是影响果蔬保鲜的关键因素之一^[3]。由于果蔬自身的蒸发作用,在较低的湿度环境中贮藏果蔬会使其失水过快而萎蔫,并进一步引起果蔬代谢失调,导致营养成分下降^[4-5]。关文强等^[6]将青菜分别保存在相对湿度为 $40\% \sim 70\%$ 和 $85\% \sim 96\%$ 的环境中,发现前者的失水率是后者的 1.7 倍,同时维 C 含量下降也明显更快,可见将相对湿度控制在较高水平对于果蔬保鲜具有重要意义。目前,控制冰箱湿度的方法有增设带孔的保湿盖板、设置加湿器以及利用回风化霜加湿^[7-8]等。虽然采用实验方法研究以上控湿策略的效果可靠性高,可直观反映实际情况,但实验方法成本高、周期长,不利于产品快速开发和迭代。相较于实验方法,数值仿真方法具有成本低、周期短的特点,在冰箱设计领域已受到极大重视^[9]。

在数值仿真方面,凌长明等^[10]针对冰箱周期性启停造成的间室内空气非稳态自然对流的过程进行二维数值模拟,解决了计算区域内含有复杂弧立体且温度边界条件随时间周期性变化的难点问题,为冰箱三维数值模拟奠定了基础。Laguerre 等^[11]采用计算流体动力学(CFD)研究了直冷冰箱间室内由自然对流引起的蒸发和冷凝现象。Wei 等^[12]采用数值仿真方法研究了压缩机开/关过程以及 3 种送

风模式对间室内水蒸发速率的影响。Hou 等^[13]通过模拟复杂几何体内的传热传质过程,得到其温度和湿度分布情况。Giráldez 等^[14]采用数值仿真方法,研究了外部环境中的热量和水蒸气通过门封向冷藏室传递并在冷藏室内部扩散的过程。以上关于冰箱相对湿度的仿真模型均偏理想化,缺乏对间室温度、蒸发器结霜、加湿器加湿过程以及冷藏室控制策略等相对湿度重要影响因素的综合考虑,无法获得冷藏室实际运行过程中相对湿度的动态变化特性。此外,目前公开文献中尚无冰箱冷藏室湿度场动态仿真通用模型,这也限制了数值仿真方法在冰箱设计领域的应用。

为此,本文提出了一种将商业软件和自编程相结合的风冷冰箱冷藏室湿度场动态仿真通用模型,实现了风冷冰箱冷藏室湿度场精准预测。采用用户自定义函数(UDF)施加动态变化的边界条件,综合考虑蒸发器、加湿器、风机、冷藏室温度和湿度(简称温湿度)控制策略的影响,使得仿真模型能够较精确地模拟冰箱的实际运行过程,通过与实验数据相对比,验证了仿真模型的可行性,并基于该模型研究了加湿器位置对冷藏室相对湿度动态变化特性及空间分布的影响。

1 风冷冰箱启停阶段间室内湿度变化影响因素分析

相对湿度的计算公式如下

$$\varphi = \frac{pd}{(0.622 + d)p_s} \quad (1)$$

式中: d 为含湿量, 即湿空气中水蒸气质量与干空气质量的比值; p 为湿空气压力; p_s 为水蒸气饱和蒸汽压, 可采用 Marti 和 Mauersberger^[15] 提出的经验公式进行计算

$$p_s = 10^{\left(\frac{-2\,663.5}{T} + 12.537\right)} \quad (2)$$

其中 T 为湿空气的温度。

从式(1)~(2)可以看出, 相对湿度为湿空气温度、含湿量和压力的函数。考虑到冰箱间室内压力波动较小, 可以忽略不计, 因此间室内的温度和含湿量是影响相对湿度的主要因素。当冰箱处于启停阶段时, 由于引起间室内温度和含湿量变化的因素较为复杂, 因此本文以风冷冰箱冷藏室为例, 分别从蒸发器、门封传质、加湿器以及冰箱的控制策略等方面对间室内相对湿度的影响因素进行分析。

1.1 蒸发器

蒸发器是风冷冰箱的主要部件之一。当冰箱处于开机状态时, 制冷系统开机, 风机驱动冷藏室内的空气从回风口流入风道, 之后流经蒸发器降温, 再从送风口吹入冷藏室, 使冷藏室降温。由于蒸发器通常有数排管道及上百个翅片, 因此对流过的空气会产生一定的阻力作用, 造成压力损失。此外, 开机状态下蒸发器表面温度通常低于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 回风空气中的水分会在蒸发器表面凝结成霜^[16], 使得冷藏室内的含湿量降低。

1.2 门封传质

冰箱门封磁条与箱体接触的吸合面以及门封卡扣与门封卡槽接触的安裝面均存在一定的间隙, 随着冰箱启停阶段的不断切换, 冷藏室内的温度波动会导致冷藏室内与外部环境之间存在压差, 造成冷藏室内的干燥空气与环境的湿热空气进行交换, 即“呼吸作用”^[17-18], 使得冷藏室空气温度和含湿量升高。

1.3 加湿器

为了达到更好的保鲜效果, 部分冰箱机型会在冷藏室内装载加湿器, 以提高相对湿度。不同加湿器的加湿原理略有不同, 以容声冰箱的无水雾加湿器为例, 加湿器内部风机驱动冷藏室内的干燥空气进入加湿器, 空气在加湿器内部流经湿海绵, 湿海绵上的液态水汽化进入空气, 使得空气含湿量升高, 再由加湿器出口吹出, 从而提高冷藏室的相对湿度。

1.4 控制策略

冷藏室的控制策略分为温度控制和湿度控制。温度控制方面, 电控系统控制冰箱在开机状态和停机状态之间不断切换, 不同阶段冷藏室内相对湿度

的主要影响因素不同。当冷藏室监测点温度高于设定上限时, 电控系统控制制冷系统运行, 此时冷藏室降温, 由于蒸发器的结霜作用, 冷藏室内含湿量降低; 当冷藏室监测点温度低于设定下限时, 电控系统控制制冷系统关闭, 此时冷藏室升温, 冷藏室内的湿度变化与蒸发器无关。湿度控制方面, 电控系统控制加湿器在开启和关闭两种状态之间不断切换, 当冷藏室监测点湿度高于设定上限时, 电控系统控制加湿器关闭, 此时冷藏室内的湿度变化与加湿器无关; 当冷藏室监测点湿度低于设定下限时, 电控系统控制加湿器开启, 此时冷藏室内的含湿量在加湿器的作用下增大。

2 数学模型

为了简化计算, 对数学模型作出以下假设: 理想气体, 忽略间室内壁辐射换热, 无滑移边界条件, 不可压缩流动, 忽略间室壁面凝露, 忽略门封处的传质。基于上述假设, 模型需满足以下控制方程。

连续性方程

$$\operatorname{div} \boldsymbol{U} = S_m / \rho \quad (3)$$

式中: $\boldsymbol{U}$ 为速度矢量; ρ 为密度; S_m 为蒸发器结霜以及加湿器加湿过程产生的水蒸气质量变化所对应的质量源项之和。

能量方程

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \operatorname{div}(\boldsymbol{U}T) = \operatorname{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla T\right) + \frac{S_e}{\rho} \quad (4)$$

式中: t 为时间; T 为温度; λ 为导热系数; c_p 为比定压热容; S_e 为蒸发器制冷及加湿器中水汽化吸热产生的空气热量变化所对应的热量源项之和。

动量方程

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \operatorname{div}(u\boldsymbol{U}) = \operatorname{div}(v\nabla u) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \operatorname{div}(v\boldsymbol{U}) = \operatorname{div}(v\nabla v) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{S_{i,y}}{\rho} \quad (6)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \operatorname{div}(w\boldsymbol{U}) = \operatorname{div}(v\nabla w) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{S_{i,z}}{\rho} \quad (7)$$

式中: u 、 v 、 w 分别为 x 、 y 、 z 方向的速度分量; p 为压力; v 为运动黏度, $S_{i,y}$ 为模拟蒸发器对回风空气的阻力作用而施加的动量源项; $S_{i,z}$ 为模拟加湿器对空气的驱动作用而施加的动量源项。

采用组分输运模型描述冷藏室内水蒸气和空气的混合运动过程, 控制方程如下

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho w_i) + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{U} w_i) = \\ & - \nabla \cdot \left[\left(-\rho D_{m,i} - \frac{\mu_i}{Sc_i} \right) \nabla w_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \right] + S_m \end{aligned} \quad (8)$$

式中: w_i 、 $D_{m,i}$ 、 $D_{T,i}$ 分别为组分 i 的质量分数、质量扩散系数、热扩散系数; μ_t 为湍流黏度; Sc_t 为湍流施密特数。

2.1 蒸发器模型

家用电冰箱蒸发器翅片厚度一般仅为 0.1 mm ~ 0.25 mm, 且一个蒸发器通常有上百个翅片, 若对蒸发器做全尺寸仿真建模, 将不利于模型网格划分和计算。因此, 本文采用在控制方程中添加动量源项、热量源项和质量源项的方法来模拟蒸发器对回风空气的阻力作用、降温作用和干燥作用(结霜), 以降低模型的复杂度。

2.1.1 蒸发器阻力模型

采用动量源项模拟蒸发器对回风空气的阻力作用, 通过蒸发器多孔介质模型计算动量源项。动量源项^[19-20]的表达式如下

$$S_{i,y} = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v + C \frac{1}{2} \rho |v| v \right) \quad (9)$$

式中: μ 为动力黏度系数; α 为渗透率; C 为惯性阻力系数。

多孔介质模型产生的阻力作用可用空气压降表示为

$$\Delta p = 0.5 C \rho \Delta n v^2 + D \mu \Delta n v \quad (10)$$

式中: Δp 为空气压降; Δn 为多孔介质区域主流方向上的厚度; D 为变形的黏性阻力系数, 可对蒸发器进行单独 CFD 仿真计算, 得到蒸发器空气侧压降-入口速度关系进而通过拟合获得。

2.1.2 蒸发器传热模型

冷藏室运行时, 蒸发器和回风空气进行热量交换, 使得冷藏室温度降低。采用热量源项对热量交换过程进行模拟, 表达式如下

$$S_{e,eva} = Q/V_{eva} \quad (11)$$

式中: $S_{e,eva}$ 为用于模拟蒸发器制冷而施加的热量源项; V_{eva} 为蒸发器区域的体积; Q 为蒸发器与回风空气间的换热量, 可采用分布参数法建立蒸发器传热模型计算得到。

将蒸发器沿回风空气主流方向按管排划分成数个控制体, 控制体中每个翅片及其管壁作为一个控制单元, 如图 1 所示。将空气主流方向上一个控制体的出口空气状态作为下一个控制体的入口空气状态, 对于第 N 排和第 $N+1$ 排管, 其进、出口空气状态存在如下关系

$$T_{in,N+1} = T_{out,N} \quad (12)$$

$$d_{in,N+1} = d_{out,N} \quad (13)$$

式中: $T_{in,N+1}$ 为第 $N+1$ 排控制体入口空气温度;

$T_{out,N}$ 为第 N 排控制体出口空气温度; $d_{in,N+1}$ 为第 $N+1$ 排控制体入口空气含湿量; $d_{out,N}$ 为第 N 排控制体出口空气含湿量。

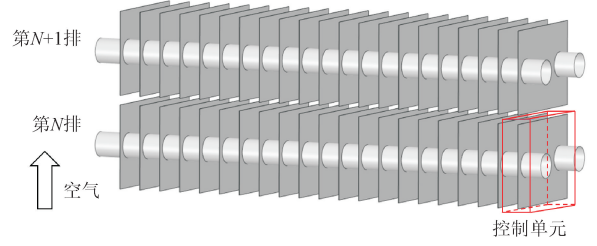


图1 蒸发器控制单元划分

Fig. 1 Evaporator control unit division

对于任一控制单元, 回风空气与控制单元的总换热量 Q 包括显热换热量和潜热换热量两部分, 写为

$$Q = Q_{sen} + Q_{lat} \quad (14)$$

$$Q_{sen} = \eta_0 A_{tot} h_a (T_a - T_{fs}) \quad (15)$$

$$Q_{lat} = \eta_0 A_{tot} h_m (d_a - d_{fs}) i_{sv} \quad (16)$$

$$h_m = h_a / (c_p Le^{2/3}) \quad (17)$$

式中: Q_{sen} 为显热换热量; Q_{lat} 为水蒸气结霜引起的潜热换热量; η_0 为肋片总效率; A_{tot} 为一个控制单元内翅片与管外壁的总面积; h_a 为换热系数; T_a 为回风空气温度; T_{fs} 为霜层表面温度; h_m 为以含湿量差为驱动力的质交换系数; d_a 为回风空气含湿量; d_{fs} 为霜层表面温度所对应的饱和湿空气的含湿量; i_{sv} 为水的凝华潜热; Le 为路易斯数。

翅片管换热器的空气侧换热系数^[21]可由以下经验公式计算

$$h_a = 0.113 Re^{0.755} Pr^{1/3} (A_{tot}/A_{tub})^{-0.42} (\lambda_a/d_0) \quad (18)$$

式中: A_{tub} 为一个控制单元的管外壁面积; λ_a 为空气导热系数; d_0 为管的外直径。

肋片总效率 η_0 可由下式计算

$$\eta_0 = \frac{A_{tub} + \eta_f A_{fin}}{A_{tub} + A_{fin}} \quad (19)$$

$$\eta_f = \frac{\text{th}(m(H + \delta/2))}{m(H + \delta/2)} \quad (20)$$

$$m = \sqrt{2h_a/(\lambda_a \delta_{fin})} \quad (21)$$

式中: η_f 为肋效率; A_{fin} 为一个控制单元的翅片表面积; H 为翅片高度; δ 为霜层厚度; δ_{fin} 为翅片厚度。

2.1.3 蒸发器结霜模型

冷藏室制冷时, 蒸发器的管壁及翅片温度通常低于 0°C , 此时回风空气中的水蒸气会在蒸发器表

面凝华结霜,导致回风空气含湿量降低,进而影响冷藏室间室的相对湿度。考虑到蒸发器结霜对空气的干燥作用,采用质量源项对其进行模拟,表示如下

$$S_{m,eva} = \dot{m}/V_{eva} \quad (22)$$

式中: $S_{m,eva}$ 为用于模拟蒸发器结霜而施加的质量源项; $\dot{m}$ 为空气中的水蒸气传递至蒸发器表面凝华成霜的质量流量,可基于蒸发器传热模型建立结霜模型进行计算。对于 $\dot{m}^{[22]}$,存在以下两种表达形式

$$\dot{m} = h_m A_{tot} (d_a - d_{fs}) \quad (23)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_\delta + \dot{m}_\rho \quad (24)$$

$\dot{m}$ 可分为两部分,一部分传递至霜层表面增加霜层厚度,记为 $\dot{m}_\delta$;另一部分扩散进入霜层内部增加霜层密度,记为 $\dot{m}_\rho$ 。其中, $\dot{m}_\rho^{[21]}$ 可通过下式计算

$$\dot{m}_\rho = 2D_{eff}\rho_{a,dry}A_{tot} \frac{d_{fs} - d_w}{\delta} \quad (25)$$

式中: $\rho_{a,dry}$ 为干空气密度; d_w 为翅片表面温度所对应的饱和湿空气的含湿量; D_{eff} 为水蒸气在霜层中的扩散速率,定义如下

$$D_{eff} = \mu_f D \quad (26)$$

$$\mu_f = \frac{\epsilon}{1 - 0.58(1 - \epsilon)} \quad (27)$$

$$\epsilon = (\rho_i - \rho_f)/(\rho_i - \rho_a) \quad (28)$$

式中: μ_f 为扩散阻力系数; D 为空气-水二元混合气体的扩散系数; ϵ 为霜层孔隙率; ρ_i 为冰密度; ρ_f 为霜层密度; ρ_a 为湿空气密度。

霜层表面温度 $T_{fs}^{[22]}$ 可由下式计算

$$T_{fs} = T_w + \frac{2Q - \dot{m}_\rho i_{sv}}{2\lambda_f A_{tot}} \delta \quad (29)$$

式中: T_w 为翅片表面温度; λ_f 为霜层导热系数。

霜层密度与厚度在每个时间步的变化可写为

$$\rho_{f,t} = \rho_{f,t-1} + \Delta\rho \quad (30)$$

$$\delta_t = \delta_{t-1} + \Delta\delta \quad (31)$$

$$\Delta\rho = \frac{\dot{m}_\rho}{A_{tot}\delta_{t-1}} \Delta t \quad (32)$$

$$\Delta\delta = \frac{m_\delta}{A_{tot}\rho_{f,t-1}} \Delta t \quad (33)$$

式中: $\rho_{f,t}$ 、 $\rho_{f,t-1}$ 分别为 t 和 $t-1$ 时间步的霜层密度; δ_t 、 δ_{t-1} 分别为 t 和 $t-1$ 时间步的霜层厚度; $\Delta\rho$ 为1个时间步内霜层密度的增加量; $\Delta\delta$ 为1个时间步内霜层厚度的增加量; Δt 为时间步长。

霜层导热系数 $\lambda_f^{[23]}$ 的计算公式为

$$\lambda_f = 0.024\,248 + 7.231\,1 \times 10^{-4} \rho_f + 1.183 \times 10^{-6} \rho_f^2 \quad (34)$$

2.2 风机模型

风道内风机的旋转作用会对风道内空气的流动

以及各个出风口风量的分配产生重要影响,进而影响到冷藏间室内的温度与湿度。采用多重参考系法模拟风机的旋转过程,考虑到冰箱运行过程中冷藏室制冷和不制冷两个阶段的风机转速不同,采用UDF编写程序控制模型转速。

2.3 加湿器模型

加湿器的加湿过程是影响冷藏室湿度的主要因素之一。图2给出了加湿器的物理模型。如图所示,加湿器内部风机驱动空气从下方入口进入加湿器,再从左侧出口吹出,空气在加湿器内部流经湿海绵,湿海绵上的液态水汽化进入到空气中,对空气产生加湿作用,由于该过程中水的显热变化量远小于潜热变化量,因此可视为等焓加湿过程 $^{[24]}$ 。

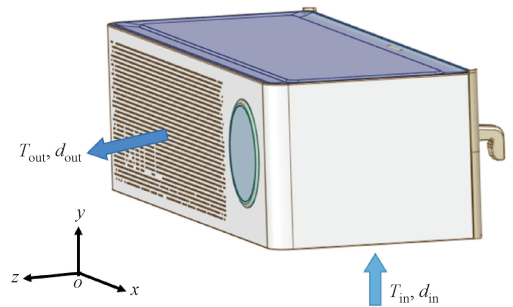


图2 冷藏加湿器物理模型

Fig. 2 Physical model of refrigerated humidifier

分别采用动量源项、质量源项和热量源项模拟加湿器对空气的驱动作用、加湿作用和液态水的汽化吸热作用。将加湿器模拟风量与实验风量一致时动量源项的数值作为模型中动量源项的设定值,其质量源项与热量源项可分别写为

$$S_{m,hum} = q_m/V_{hum} \quad (35)$$

$$S_{e,hum} = q_m r/V_{hum} \quad (36)$$

式中: q_m 为加湿器的加湿速率,可通过对实验获得的加湿速率与加湿器入口空气温湿度关联式进行计算得到; r 为水的汽化潜热; V_{hum} 为模型中施加上述源项区域的体积。

2.4 控制策略

冰箱运行过程中,电控系统会根据温度传感器和湿度传感器的监测数据实时控制风机、压缩机和加湿器的动作,使得冷藏室温度和湿度产生周期性动态变化。温度场和湿度场(简称温湿度场)的耦合算法过程如图3所示。冰箱的具体控制策略包括温度控制策略和湿度控制策略,其中温度控制策略设定温度上限 $T_{u,set}$ 为 10°C ,下限 $T_{d,set}$ 为 7°C ,湿度控制策略设定湿度下限 φ_{set} 为 70% ,通过冰箱开机信号控制加湿器关闭。

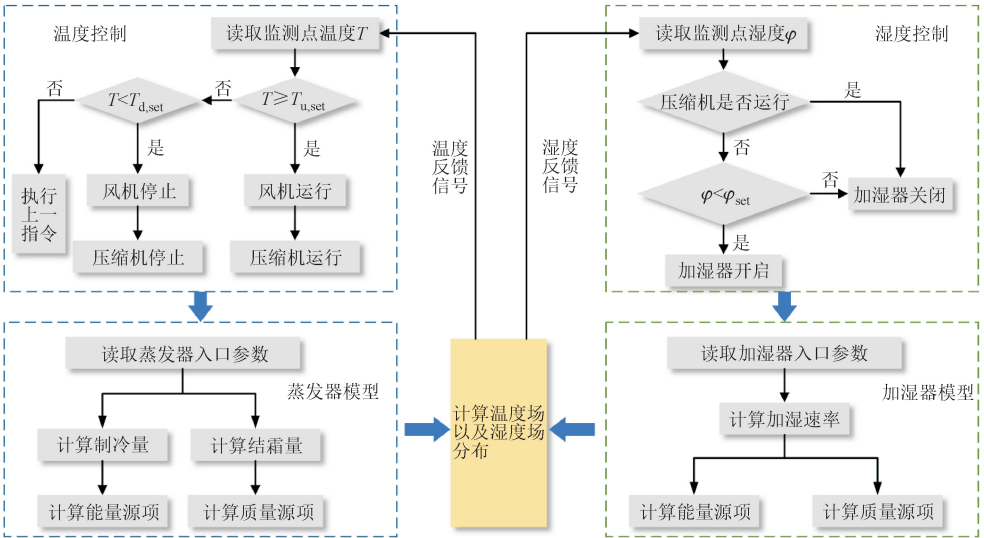


图 3 温湿度场的耦合算法

Fig. 3 Coupling algorithm of temperature and humidity distribution

为了使仿真模型能够准确反映冰箱的实际运行过程,本文采用 UDF 编写相关控制和计算程序,根据冰箱控制策略,对冰箱的 CFD 模型与蒸发器、加湿器等子部件模型开展耦合计算,从而实现冰箱温湿度场的动态仿真。UDF 程序可实时监测当前时间步 CFD 模型计算得到的冰箱温湿度结果,根据温度和湿度反馈信号判断当前风机、压缩机和加湿器应执行的动作,之后调用加湿器和蒸发器等各子部件的数学模型计算相关源项,并将计算得到的源项结果输入到冰箱 CFD 模型中的加湿器和蒸发器区域,用以下一个时间步的温湿度场计算。

3 冷藏室温湿度动态仿真

针对海信冰箱有限公司提供的某型风冷对开门式冰箱,采用上述方法构建其冷藏室温湿度场的动态仿真模型。冰箱的长、宽、高分别为 910、695、1 902 mm,冷藏室容积为 369 L。冷藏室的几何模型如图 4 所示,加湿器布置于箱门上端,正对冷藏室

第一层层板上方区域出风。该冰箱采用翅片管式换热器作为蒸发器,其尺寸参数如表 1 所示。模型边界条件如表 2 所示。

表 1 蒸发器尺寸参数
Table 1 Evaporator size parameters

参数	数值
列数	2
排数	18
第 1 列翅片数	5
第 2 列翅片数	6
第 3 列翅片数	7
第 4~12 列翅片数	14
第 13~18 列翅片数	29
第 1~3 列翅片间距/mm	28
第 4~12 列翅片间距/mm	14
第 13~18 列翅片间距/mm	7
翅片高度、宽度、厚度/mm	27.00, 18.50, 0.15
翅片管外径、内直径/mm	8.00, 6.50

表 2 边界条件
Table 2 Boundary conditions

边界面	边界类型	参数及数值
冷藏室与冷冻室 相邻面	对流换热	$h_a=10\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ $T=-9\text{ }^{\circ}\text{C}$
冷藏室外壁与 环境接触面	对流换热	$h_a=10\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ $T=32\text{ }^{\circ}\text{C}$
箱门与环境 接触面	对流换热	$h_a=10\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ $T=32\text{ }^{\circ}\text{C}$
门封与环境 接触面	对流换热	$h_a=4.5\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ $T=32\text{ }^{\circ}\text{C}$

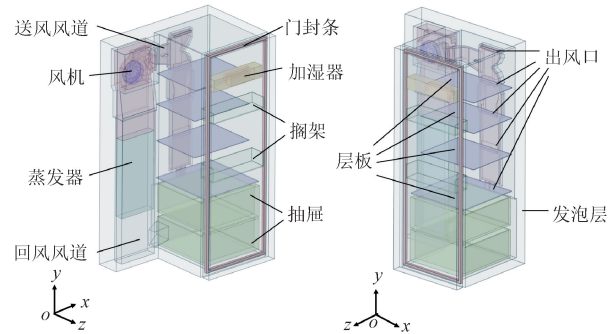


图 4 冷藏室几何模型

Fig. 4 Geometry model of the refrigerating chamber

3.1 仿真模型验证

本文采用 Fluent Meshing 对几何模型进行网格划分,全局最小尺寸为 3 mm,最大尺寸为 60 mm,对冷藏室内风道、层板等存在狭小区域的结构进行局部加密,体网格类型为四面体。图 5 给出了模型网格无关性验证结果,可以看出,当网格数量大于 214 万时,回风温度基本不再随网格增大而变化,因此本文选取网格数为 214 万进行后续相关计算。

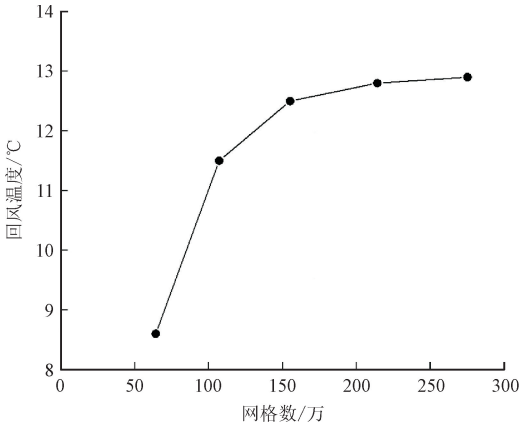


图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid-independent verification

为了验证动态仿真模型的精确性,本文开展了冷藏室温湿度测量实验。实验布置如图 6 所示, P_1 、 P_2 为测点。

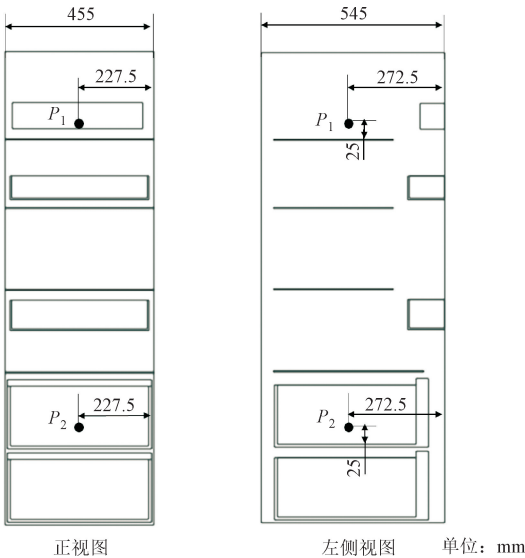


图 6 冰箱冷藏室的实验测点布置

Fig. 6 Arrangement of experimental measurement points in the refrigerating chamber

实验中,采用温湿度传感器测量冷藏室内的温度和相对湿度,传感器温度测量误差为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,相

对湿度测量误差为 $\pm 3\%$,记录间隔为 1 min。焓差室温度设置为 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度设置为 60% 。将 2 个测点处的实验结果与模型中对应点进入稳定启停周期后的温湿度数据进行对比,结果如图 7 和图 8 所示。可以看出,在一个启停周期内,温度和相对湿度的仿真结果变化趋势均与实验结果一致,且温度平均偏差小于 $0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度平均偏差小于 5.1% ,因此认为所提出的动态仿真模型可用于冰箱内部温度场和湿度场的仿真分析。

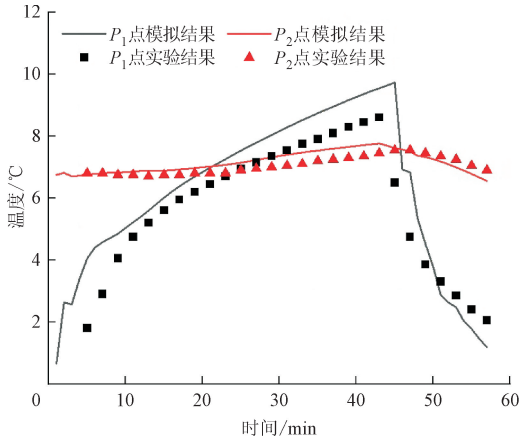


图 7 温度实验结果与模拟结果的对比

Fig. 7 Comparison between experimental and simulation results of temperature

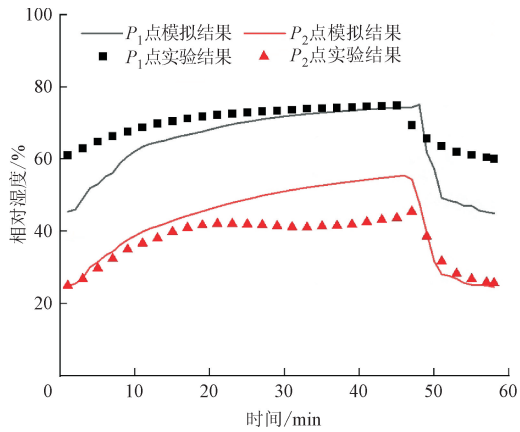


图 8 相对湿度实验结果与模拟结果的对比

Fig. 8 Comparison between experimental and simulation results of relative humidity

3.2 冷藏室湿度场分析

采用上述模型对冷藏室内的湿度场进行动态仿真,图 9 展示了冰箱稳定运行时,开机段冷藏室 x 方向中心面上相对湿度的云图及变化曲线。可以看出,开机期间加湿器关闭,制冷系统开机,冷藏室内温度快速降低,同时回风空气中的水分流经蒸发器时析出结霜,使得冷藏室内的含湿量快速降低,在二

者综合作用下,冷藏室的平均相对湿度从 59.46% 下降至 32.53%。开机段沿冷藏室纵向中心线上各点相对湿度的变化曲线如图 9(b)所示,其中 x 为各点到冷藏室顶面的距离。由图可见,在开机段前 4~5 min,冷藏室内相对湿度高,蒸发器结霜速率快,此时冷藏室湿度快速下降,之后随着湿度降低,结霜速率减缓,相对湿度缓慢下降。

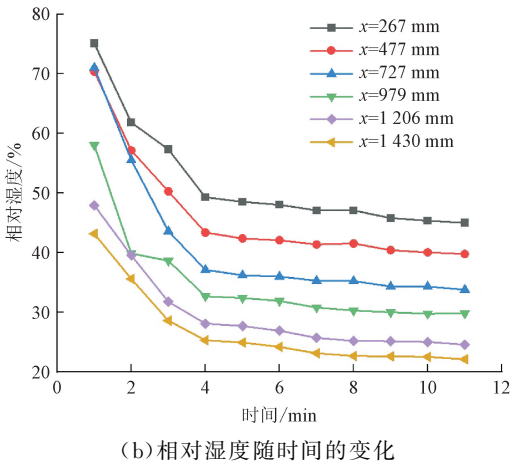
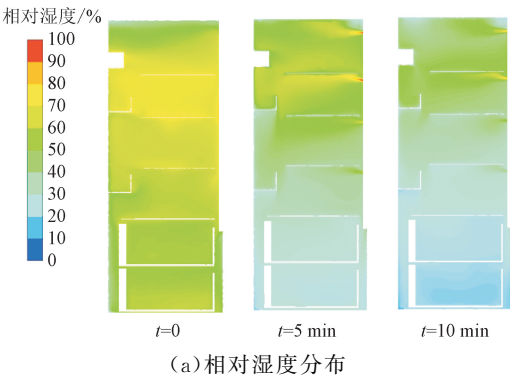


图 9 开机段相对湿度分布及随时间的变化

Fig. 9 Distribution and variation over time of relative humidity during start-up stage

图 10(a)给出了停机段 0~40 min 内,冷藏室 x 方向中心面的相对湿度云图。可以看出,此时制冷系统停机,外部环境向冷藏室传热导致室内温度上升;与此同时,加湿器对冷藏室加湿,导致含湿量上升。综合作用下,冷藏室内的相对湿度开始上升。随着加湿器进一步加湿,加湿器出口处出现局部高湿度区,其湿度在该阶段从 45.44% 迅速上升至 74.41%。图 10(b)展示了停机 20 min 时冷藏室在 x 方向中心面的流线图。可以看出,冷藏室内部的层板和抽屉等结构将整个冷藏室沿纵向划分为数个区域,每个区域内的空气呈漩涡状流动,各区域间存在少量交叉流动。从加湿器吹出的高湿度空气通过各区域间的交叉流动,从加湿器出口向下流动至冷藏

室下方区域,距离加湿器越远的区域,流动过去的高湿度空气越少,相对湿度越低,冷藏室内呈现出相对湿度沿纵向从上至下逐渐降低的分布趋势。由于加湿器出口与冷藏室下方抽屉间距较大,导致两个区域间的湿度差异较大。停机段沿冷藏室纵向中心线上各点相对湿度的变化情况如图 10(c)所示。

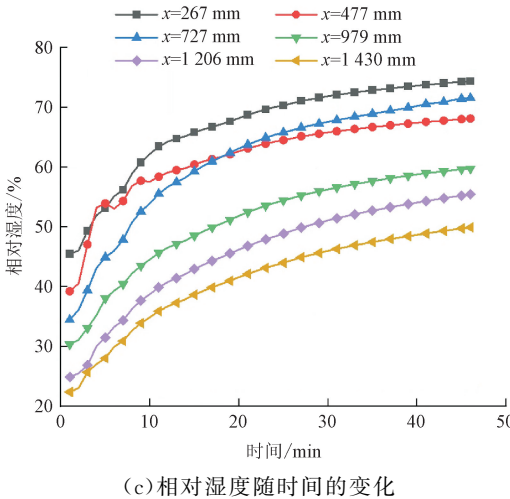
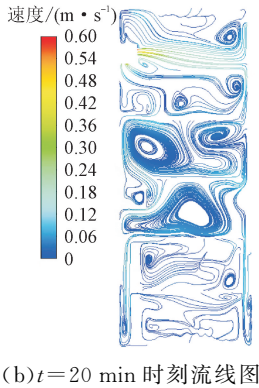
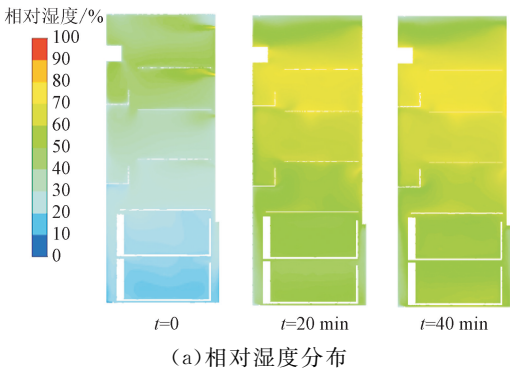


图 10 停机段相对湿度分布、流线图及随时间的变化

Fig. 10 Distribution, streamline diagram and variation over time of relative humidity during shut-down stage

一个启停周期内,沿冷藏室纵向中心线从上至下各点相对湿度、含湿量以及温度的平均值如图 11 所示。由图可见,含湿量沿纵向近似线性下降,而相

对湿度由于与含湿量和温度均相关,下降过程呈明显的非线性。可以看出,最大与最小含湿量相差约 $1.71\text{ mg}\cdot\text{g}^{-1}$,最大与最小相对湿度相差约 25.74% 。

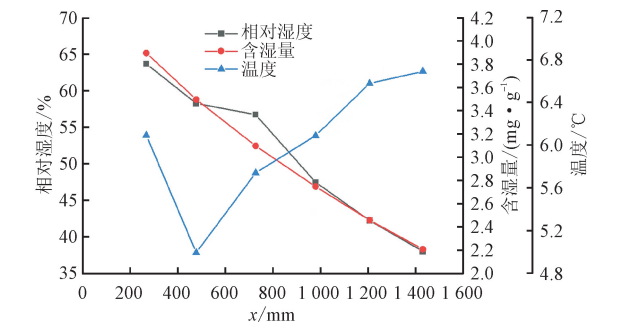


图 11 中心线上各点平均相对湿度、含湿量及温度的变化
Fig. 11 Changes of average relative humidity, moisture content and temperature at each point on the centerline

3.3 湿度均匀性改善

综上所述,在冰箱运行过程中,冷藏室内湿度的空间分布并不均匀,在样机加湿器位于箱门上端的情况下,开机期间部分区域湿度甚至低于 30% ,极不利于果蔬保鲜。在冰箱实际使用过程中,由于用户对冷藏室湿度动态变化过程及空间分布并不了解,存放果蔬的位置有着不确定性,因此改善冰箱湿度均匀性对于食品保鲜极为重要。

由 3.2 节分析可知,引起冷藏室湿度均匀性较差的原因是加湿器位于箱门上端,吹出的高湿度空气难以通过各区域间的交叉流动扩散至距离较远的下方层板及抽屉区域,导致冷藏室内的高、低湿度区域差异明显。为了改善冷藏室的湿度均匀性,本文考虑将加湿器安装位置下移 40 cm 即调整至箱门中部。调整前、后加湿器的位置对比如图 12 所示。

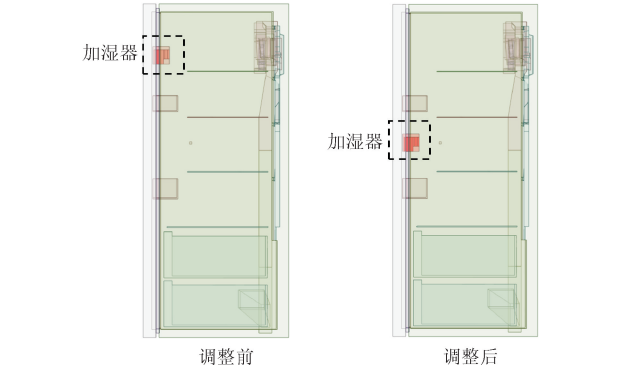


图 12 加湿器位置调整前、后对比示意图
Fig. 12 Comparison chart of humidifier position before and after adjustment

对调整后冷藏室内的湿度进行模拟分析,图 13 为加湿器位于箱门中部时,开机段冷藏室内相对湿度云图及变化曲线。由图可知,开机段加湿器关闭,制冷系统开机,冷藏室内的温度快速降低,同时回风空气中的水分流经蒸发器时凝结结霜,导致冷藏室内的含湿量也快速降低。在二者的综合作用下,冷藏室平均相对湿度从 69.73% 下降至 38.01% 。

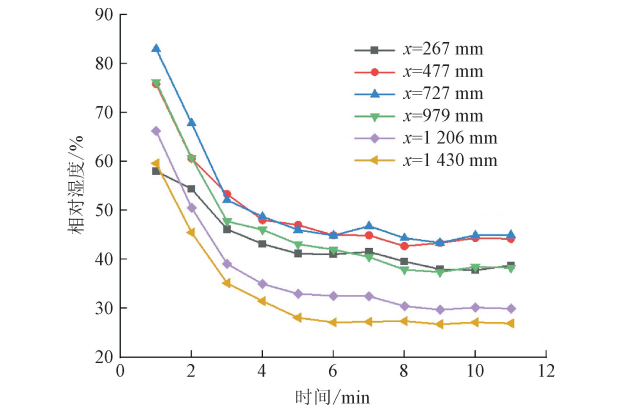
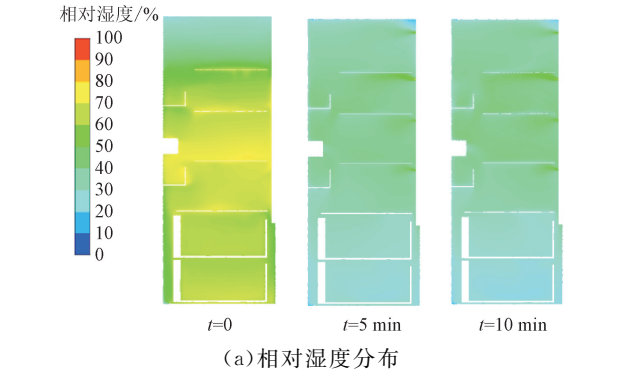


图 13 调整后开机段相对湿度分布及随时间的变化
Fig. 13 Distribution and variation over time of relative humidity during start-up stage after adjustment

图 14 给出了调整后停机段 $0\sim40\text{ min}$ 内,冷藏室相对湿度云图、流线图及随时间的变化曲线。由图 14(a)可见,此时制冷系统停机,外部环境向冷藏室传热导致间室内温度上升,同时加湿器对冷藏室进行加湿,含湿量上升,综合作用下,冷藏室内相对湿度开始上升。随着加湿器加湿,加湿器出口处出现局部高湿度区,其湿度在该阶段从 36.72% 上升至 83.15% 。从图 14(b)可以看出,当加湿器调整至冷藏室箱门中部后,从加湿器吹出的高湿度空气通过各区域间的交叉流动从加湿器出口向上、下两个方向流动扩散至整个冷藏室,距离加湿器越远的区域,流动过去的高湿度空气越少,相对湿度越低,冷藏室内相对湿度呈现中间高、两端低的分布趋势。

相对于调整前,调整后的加湿器出口与冷藏室内上端层板和下端抽屉间的距离均较小,导致冷藏室内的高湿度区域与低湿度区域湿度差异减小,从而改善了冷藏室的湿度均匀性。

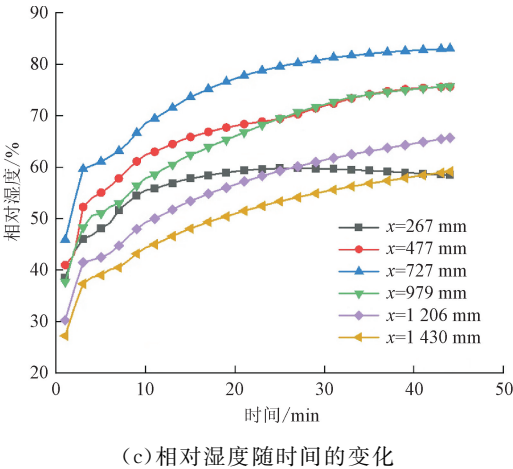
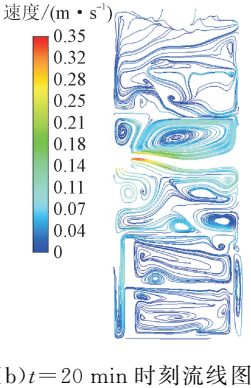
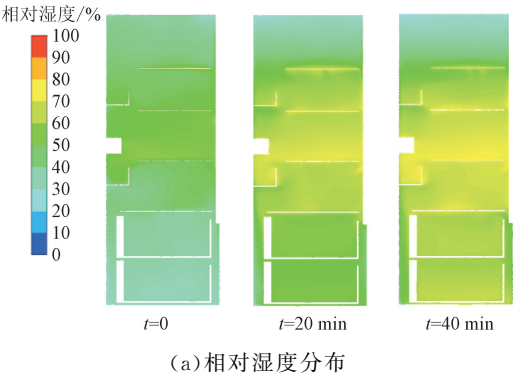


图 14 调整后停机段相对湿度分布、流线图及随时间的变化
Fig. 14 Distribution, streamline diagram and variation over time of relative humidity during shut-down stage after adjustment

调整后,一个启停周期内沿冷藏室纵向中心线从上至下各点相对湿度、含湿量以及温度的平均值如图 15 所示。由图可见,含湿量和相对湿度均呈中间高两端低的分布规律,最大与最小含湿量相差约 $1.23\text{ mg}\cdot\text{g}^{-1}$,最大与最小相对湿度相差约 23.13% 。

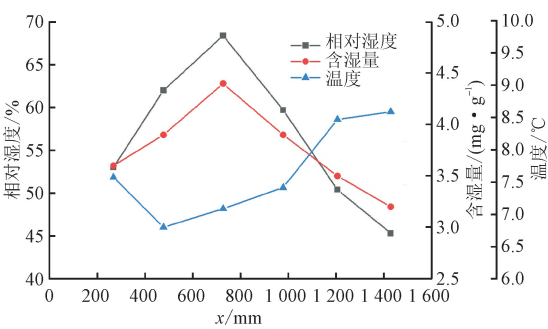


图 15 调整后中心线上各点平均相对湿度、含湿量及温度的变化
Fig. 15 Changes of average relative humidity, moisture content and temperature at each point on the centerline after adjustment

为了定量分析加湿器位置调整对冷藏室湿度均匀性的影响,引入湿度变异系数^[25]作为表征指标,定义如下

$$\varphi_{j,\text{ave}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_{ij} \quad (37)$$

$$\varphi_{\text{ave}} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \varphi_{j,\text{ave}} \quad (38)$$

$$\varphi_{\max,j} = \max(\varphi_{1j}, \varphi_{2j}, \varphi_{3j}, \dots, \varphi_{nj}) \quad (39)$$

$$\varphi_{\min,j} = \min(\varphi_{1j}, \varphi_{2j}, \varphi_{3j}, \dots, \varphi_{nj}) \quad (40)$$

$$\theta = \sqrt{\frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (\varphi_{\max,j} - \varphi_{\min,j})^2} / \varphi_{\text{ave}} \quad (41)$$

式中: $\varphi_{j,\text{ave}}$ 为 j 时刻下各监测点的湿度平均值; φ_{ij} 为第 i 个监测点在 j 时刻的相对湿度; n 为监测点总数; φ_{ave} 为一个启停周期内各监测点的湿度平均值; k 为监测时刻总数; $\varphi_{\max,j}$ 、 $\varphi_{\min,j}$ 分别为 j 时刻下各监测点湿度的最大值和最小值; θ 为湿度变异系数,其值越大表明冷藏室的湿度均匀性越差。

将式(37)~式(41)分别代入调整前和调整后模型,经过计算可知,将加湿器从箱门上端调整至箱门中部后,湿度变异系数从 0.55 下降至 0.41,平均相对湿度由 55% 上升至 56.46%,表明调整后的冰箱湿度均匀性得到了明显改善,同时冷藏室平均相对湿度也略有提升。

4 结 论

(1) 本文将商业仿真软件 Fluent 和自编程相结合,提出了一种具有主动加湿功能的风冷冰箱冷藏室湿度场动态仿真通用模型。该模型能够较为准确地反映风冷冰箱的实际运行过程,适用于具有主动加湿模块的风冷冰箱冷藏室内温湿度场的仿真预

测。此外,该模型对于其他应用场景如模拟酒柜、冷藏车、空调房间等的温湿度场也具有一定的参考意义。

(2)以某机型为样机,开展仿真模拟和实验验证,结果表明:在一个启停周期内,仿真与实验结果的温度平均偏差小于 0.7°C ,相对湿度平均偏差小于 5.1% 。

(3)当加湿器位于箱门上端时,冷藏室相对湿度呈现出沿纵向从上至下逐渐降低的分布趋势,最大与最小含湿量相差约 $1.71\text{ mg}\cdot\text{g}^{-1}$,最大与最小相对湿度相差约 25.74% 。

(4)针对样机冷藏室内湿度均匀性较差问题,提出将加湿器挪至箱门中部的解决方案,并进行了仿真分析。引入湿度变异系数作为评价湿度均匀性的表征指标,对原有方案及本文所提方案冷藏室内的湿度均匀性进行评价,发现所提方案使得湿度变异系数从 0.55 减小为 0.41 ,冷藏室的湿度均匀性得到明显改善。

参考文献:

- [1] DANDOTIYA D, BANKER N D. Energy efficiency improvement of a refrigerator integrated with phase change material-based condenser [J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2020, 143(8): 082105.
- [2] 唐学强, 黄东, 龚勤勤, 等. 风冷冰箱蒸发器除霜特性及箱温回升的实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(11): 81-85.
TANG Xueqiang, HUANG Dong, GONG Qinqin, et al. Experimental investigation for dynamic characteristics of defrosting process and effect on freezer compartment temperature in domestic frost-free refrigerator [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(11): 81-85.
- [3] PAULL R E. Effect of temperature and relative humidity on fresh commodity quality [J]. *Postharvest Biology and Technology*, 1999, 15(3): 263-277.
- [4] 李家庆, 张平, 张华云, 等. 果蔬保鲜手册 [M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2003.
- [5] 刘兴华, 寇莉苹. 果菜瓜贮藏保鲜 [M]. 北京: 中国农业出版社, 2000.
- [6] 关文强, 陶晓彦, 张娜, 等. 高湿度冰箱对青菜和西芹的保鲜效果 [J]. *农业工程学报*, 2009, 25(4): 265-269.
GUAN Wenqiang, TAO Xiaoyan, ZHANG Na, et al. Effects of high-humidity refrigerator on quality of fresh Tai-tsai and celery [J]. *Transactions of the Chinese*

- Society of Agricultural Engineering*, 2009, 25(4): 265-269.
- [7] 孙利军, 高平, 宋玉荣, 等. 浅析冰箱湿度控制的优化设计 [J]. *日用电器*, 2020(8): 63-66.
SUN Lijun, GAO Ping, SONG Yurong, et al. The present situation of the humidity control of the refrigerator [J]. *Electrical Appliances*, 2020(8): 63-66.
- [8] 熊征, 李娟, 王跃河, 等. 冰箱保鲜技术现状分析及发展趋势 [J]. *家电科技*, 2012(3): 60-62.
XIONG Zheng, LI Juan, WANG Yuehe, et al. Refrigerator preservation technology status analysis and development trend [J]. *Journal of Appliance Science & Technology*, 2012(3): 60-62.
- [9] 林恩新. 间冷式冰箱动态仿真通用模型及其验证 [D]. 上海: 上海交通大学, 2012.
- [10] 凌长明, 陶文铨. 冰箱内非稳态自然对流的二维数值模拟 [J]. *西安交通大学学报*, 1995, 29(10): 35-41.
LING Changming, TAO Wenquan. Two-dimensional numerical simulation of the transient natural convection in refrigerator [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1995, 29(10): 35-41.
- [11] LAGUERRE O, BENAMARA S, FLICK D. Numerical simulation of simultaneous heat and moisture transfer in a domestic refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(7): 1425-1433.
- [12] WEI Xinghua, ZHAO Rijng, QIAO Lin, et al. Effect of three air supply modes on water evaporation process in limited space of frost-free refrigerator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 120: 388-395.
- [13] HOU Xiaofei, JOAQUIM R, ORIOL L, et al. Numerical modeling of simultaneous heat and moisture transfer under complex geometry for refrigeration purposes [C]// *Journal of Physics: Conference Series*. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2012: 012178.
- [14] GIRÁLDEZ H, PÉREZ SEGARRA C D, OLIET C, et al. Heat and moisture insulation by means of air curtains: Application to refrigerated chambers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 68: 1-14.
- [15] MARTI J, MAUERSBERGER K. A survey and new measurements of ice vapor pressure at temperatures between 170 and 250 K [J]. *Geophysical Research Letters*, 1993, 20(5): 363-366.
- [16] 韩丽丽, 杨大海, 魏代同, 等. 风冷冰箱蒸发器回风道除霜设计研究 [J]. *流体机械*, 2020, 48(2): 79-82.
HAN Lili, YANG Dahai, WEI Daitong, et al. Research of return air duct design and evaporator defrosting in frost-free refrigerator [J]. *Fluid Machinery*, 2020, 48(2): 79-82.

[17] 刘国强,晏刚,汪昌勇,等. 冰箱门封技术现状与研究进展 [J]. 家电科技, 2019(6): 58-63.
LIU Guoqiang, YAN Gang, WANG Changyong, et al. Current technology situation and research progress of refrigerator gasket [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2019(6): 58-63.

[18] INAN C, EGRICAN N, BULLARD C, et al. Moisture transport in domestic refrigerator [J]. Ashrae Transaction, 2002, 108: 801-806.

[19] 应雨铮,刘国强,晏刚,等. 风冷冰箱冷冻室温度均匀性的改善 [J]. 西安工程大学学报, 2022, 36(4): 63-70.
YING Yuzheng, LIU Guoqiang, YAN Gang, et al. Improvement of temperature uniformity in freezer storage chamber of air-cooled refrigerator [J]. Journal of Xi'an Polytechnic University, 2022, 36(4): 63-70.

[20] 唐家鹏. ANSYS FLUENT 16.0 超级学习手册 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2016.

[21] WU Siyuan, ZHAO Rijing, HUANG Dong, et al. Effect of non-uniform temperature & humidity distribution in the frontal airflow on evaporator frosting performance of a frost-free refrigerator [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 123: 150-158.

[22] 廖云虎,丁国良,林恩新,等. 翅片管换热器结霜过饱和模型 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(3): 399-403.
LIAO Yunhu, DING Guoliang, LIN Enxin, et al. Supersaturation model of finned-tube heat exchangers under frosting conditions [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(3): 399-403.

[23] BREQUE F, NEMER M. Modeling of a fan-supplied flat-tube heat exchanger exposed to non-uniform frost growth [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 75: 129-140.

[24] 黄秋菊,刘乃玲. 湿膜加湿器热质交换过程分析 [J]. 制冷空调与电力机械, 2006, 27(2): 30-33.
HUANG Qiuju, LIU Nailong. Analysis of heat and mass transfer of wet-membrane humidifier [J]. Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2006, 27(2): 30-33.

[25] 张晖,李少鹏,丁乃侃. 电动汽车电池温度一致性与驾驶行为关联特性研究 [J]. 中国公路学报, 2024, 37(3): 216-230.
ZHANG Hui, LI Shaopeng, DING Naikan. Research on the association characteristics between battery temperature consistency and driving behavior of electric vehicles [J]. China Journal of Highway and Transport, 2024, 37(3): 216-230.

(编辑 李慧敏)