

冷库空气幕性能数值模拟与参数优化^{*}

谢晶 缪晨 杜子峥 朱进林

(上海海洋大学食品学院, 上海 201306)

摘要: 以一个实际冷库为试验对象,建立了包含冷库内部、冷库空气幕和库外环境在内的三维耦合数值模型,采用CFD数值模拟软件对冷库空气幕流场进行非稳态数值模拟,并对冷库温度场进行了试验测量,重点分析了冷库空气幕的送风速度、送风角度和喷口宽度等参数对冷库空气幕隔离性能的影响规律。结果表明,对于某个具体的冷库,存在最合理的送风速度和送风角度,使冷库空气幕的隔离性能达到最佳,库内温度场波动最小。冷库空气幕喷口宽度不宜选择过宽。本文研究的冷库空气幕最佳的送风速度为8 m/s,最佳的送风角度为向冷库外侧偏转15°,最佳的喷口宽度为0.04 m。

关键词: 冷库 空气幕 参数优化 性能 数值模拟

中图分类号: TB657.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0189-07

引言

冷库是食品冷藏链中的重要环节。近年来,我国冷库建设发展十分迅速,主要分布在各水果、蔬菜主产区以及大中城市郊区的蔬菜基地,全国现有冷冻冷藏能力已达1500多万t,但冷库总体耗电量巨大,平均耗电量高达131 kW·h/(m³·a)^[1]。为了运送货物,库门需要经常开启,导致库外高温高湿空气渗入库内,造成库温升高,从而增加冷库运行和融霜能耗^[2]。因此,在冷库入口处一般会安装空气幕机,利用空气幕阻隔冷库内外温差导致的气体流动,减少热质交换,维持库内控温要求,从而达到节能的效果。然而,建筑单位在使用空气幕时往往忽略了送风量、送风速度、送风温度等影响因素,以致空气幕未必能达到理想的效果。

空气幕的流动和传热受多种因素的影响,因此国内外学者^[3-5]对空气幕的影响因素进行了研究。Chen^[6]模拟发现陈列柜空气幕装置的长宽比和喷射角度会影响空气幕的稳定性,减小长宽比可以减少空气幕卷吸的现象,喷射角度向外侧偏转15°~20°时,空气幕的封闭性能最佳。王海宁等^[7]采用有限元模型数值模拟了矿用空气幕的隔离性能,发现空气幕供风器结构会影响其供风风压和风流速度,而且较小的供风器出口宽度可以提高空气幕的性能。南晓红^[8]和Foster等^[9-10]通过求解建立的数

值模型,发现冷库空气幕送风速度、喷口宽度和送风角度对空气幕的效率有明显作用。因此研究冷库空气幕的隔离性能及其影响因素对优化冷库空气幕设计具有重要的意义。

本文建立包含冷库内部、冷库空气幕和库外环境在内的三维耦合数值模型,在库内冷风机运行的条件下,采用CFD数值模拟软件对冷库空气幕流场进行非稳态数值模拟,分析冷库空气幕在不同结构和运行参数下冷库温度场的变化规律,为冷库空气幕的最佳运行参数提供参考依据。

1 数值模拟

1.1 三维模型

以上海海洋大学试验冷库为研究对象,冷库内部尺寸为4.5 m×3.3 m×2.5 m(长×宽×高),冷库门尺寸为1.2 m×2 m(宽×高),门的下沿距离地面0.1 m,库壁和库门的材料为0.15 m厚的聚氯乙烯夹芯板。库内有一台烟台冰轮集团的DBA45C/26-120型吊顶式冷风机,尺寸1.75 m×0.46 m×0.5 m(长×宽×高),有2个直径为0.4 m的圆形送风口,回风口位于风机背面。冷库门上方的外墙上安装风豪有限公司的FM-3515LY型贯流空气幕机,距离墙面0.15 m。计算域除了冷库和空气幕外,还需要考虑库外环境,将其模拟为6 m×5 m×5 m(长×宽×高)的长方体,使得计算域外边界对冷库

收稿日期: 2013-08-19 修回日期: 2013-10-16

^{*} 国家农业成果转化资金资助项目(2013GB2C000156)、2013年度上海市农业科技成果转化资金资助项目(113919N0700)和上海市科委工程中心建设项目(11DZ2280300)

作者简介: 谢晶,教授,博士生导师,主要从事食品冷冻冷藏技术与设备研究,E-mail:jxie@shou.edu.cn

空气幕流场模拟结果的影响可忽略不计^[8]。冷库及空气幕流场的计算域如图 1 所示。

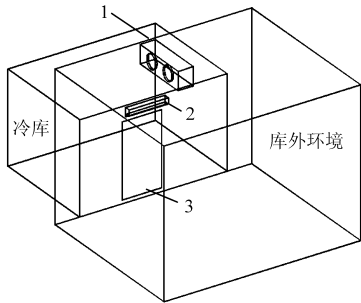


图 1 冷库及空气幕流场计算域的示意图
Fig. 1 Computation domain of the cold store and air curtain
1. 冷风机 2. 空气幕 3. 库门

表 1 各控制方程变量、扩散系数及源项

方程	φ	Γ	S
连续性方程	1	0	0
x 方向动量方程	u	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
y 方向动量方程	v	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
z 方向动量方程	w	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial z} \right)$
紊流能量方程	k	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k}$	$\rho G_k - \rho \varepsilon$
紊流能量耗散方程	ε	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 \rho G_k - C_2 \rho \varepsilon)$
能量方程	T	$\frac{\eta}{Pr} + \frac{\eta_t}{\sigma_T}$	0

注： $u、v、w$ 为 $x、y、z$ 方向的速度分量，单位 m/s ； $p、T$ 分别为压强、温度，单位 Pa、K ； Pr 为普朗特数； G_k 为 由平均速度梯度引起的湍动能，单位 m^2/s^2 ； η_{eff} 为有效黏性系数； $\eta、\eta_t$ 分别为黏性系数、湍流黏性系数，单位 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； $\sigma_k、\sigma_\varepsilon、\sigma_T$ 分别为湍动能 k 、耗散率 ε 及温度 T 的湍流普朗特数； $C_1、C_2$ 为默认常数。

型^[13]。由于空气幕机送风口宽度尺寸较小，而且空气幕周围区域存在很大的温度梯度^[8]，为了能准确模拟空气幕的流动特性，对空气幕附近计算域进行局部网格加密，网格尺寸采用 4 cm。为了确保模拟结果的准确和稳定，相邻计算域之间网格尺寸之比不能大于 1.5^[14]，冷库内部区域的网格尺寸采用 5 cm，库外环境区域的网格尺寸采用 6 cm。

1.3 模拟条件

数值模拟中，忽略冷库内货物对流场的影响，冷库库壁按热流密度边界条件设定，热流密度即热通量，指单位面积截面内单位时间通过的热量。库壁壁面传热系数 $K_w = 0.192 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，传热系数指在稳定传热条件下，围护结构与周围空气在温差为 1 K，1 s 通过 1 m^2 所传递的热量。库内计算温度为 270 K，库外温度按实际测量为 298 K，计算得出热流密度 $q = 5.376 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

冷风机送风速度按实际测量为 3.5 m/s ，紊流强

1.2 数值模型

在直角坐标系中，联立连续性方程、动量方程、能量方程、 k 方程和 ε 方程后，得出通用微分控制方程^[11]

$$\text{div}(\rho \nu \varphi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \varphi) + S$$

(1)

式中 φ ——通用变量
 Γ ——与 φ 相对应的广义扩散系数
 S ——与 φ 相对应的广义源项
 ρ ——密度 ν ——体积

通用控制方程各项具体表达形式见表 1^[12]。

三维模型内包含冷风机和空气幕机，因此采用非结构网格划分，此类网格适应较为复杂的几何模

度按气流运动动能设为 5%，水力直径按风机圆形送风口特征直径设为 0.4 m。空气幕送风速度和角度按实际操作测量取值，水力直径按长方形入口计算公式得出。冷风机和空气幕回风口均采用 outflow 边界条件，outflow 主要用于模拟求解前未知流速和压力的出口边界，该边界条件适用于出口处流动是完全发展的情况，不能和压力进口边界条件一起使用^[14]。除定义外的壁面，其他所有壁面边界按无滑移条件处理，即壁面处流体速度为零。

库门开启时，由于库内外密度差造成浮力效应，库内冷空气与库外热空气发生热质交换，服从 boussinesq 假设，即忽略黏性耗散和体积加热，除密度外其他参数均为常数，瞬态项和对流项中的密度为常数，只考虑在动量方程中与体积力有关的项^[15]。开门过程是一个瞬态过程，采用 PISO 算法求解压力、速度的耦合，PISO 算法更适合于非稳态条件下的计算，该算法计算精度高于 SIMPLEC 和 SIMPLE 算法^[16]。

2 试验测量

为了验证数值模拟的准确性,对空气幕在不同参数运行下冷库库内的温度场进行试验测试。试验所用仪器主要有 Fluke – NetDAQ32 型多点温度采集仪(美国 Fluke 公司)和铜-康铜热电偶(精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$)。根据文献[17]模拟和试验测量的结果得出,库门和空气幕开启后,冷库内靠近库门一侧区域受到的影响最大,因此本文库内的测温点选择布置在库内中心距离库门一侧壁面 0.2 m 处,如图 2 所示。试验准备过程中,将铜-康铜热电偶的一端布置在测温点,另一端与多点温度采集仪连接,设置每隔 1 s 记录一次温度。试验开始后,先将冷库门关闭,冷库内的冷风机开始运行,当库内各个测温点温度接近 -3°C 时,再将库门和空气幕机同时打开,多点温度采集仪继续每隔 1 s 记录库内的温度,10 min 后试验结束,记录试验数据。

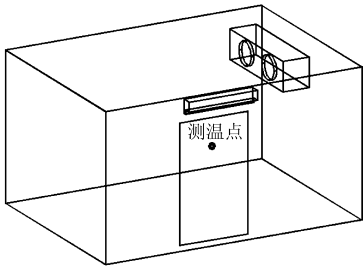


图 2 冷库内测温点布置示意图

Fig. 2 Arrangement of temperature measuring points in the cold store

3 结果与分析

3.1 送风速度

空气幕送风速度是影响空气幕封闭性能的一个重要因素。速度太小,冷库入口不能被完全封闭,起不到与外界环境隔离、减少热质交换的效果;速度太大,导致空气幕机功耗太多,造成能源浪费。图 3 和图 4 是在喷口宽度为 0.04 m、送风角度为 0° 的条件下,不同空气幕送风速度时的数值模拟结果,由于本文试验的空气幕机共有 4 个风速调节挡(分别为 4、8、14、18 m/s),因此模拟的送风速度与空气幕机上的速度是一致的。

图 3 为不同送风速度下空气幕射流速度大于 1 m/s 的速度分布。从图中可以看出空气幕射流从喷口喷出后,速度逐渐衰减,当送风速度为 4 m/s 时,由于射流速度太小,空气幕未能到达地面,无法形成完整的空气幕。随着送风速度的增大,速度梯度不断延长,使得空气幕射流能到达地面,形成完整的空气幕。

图 4 为空气幕开启 5 min 时不同送风速度下得到的冷库三维温度场。由图可见,当送风速度为 4 m/s 时,冷库内部靠近库门一侧区域的温度明显上升,这是由于空气幕射流过小,射流未能达到地面之前就已经被破坏,没有完全封闭冷库入口处,导致库外热空气大量侵入库内。当送风速度增大到 8 m/s 时,由于空气幕射流轴线和速度梯度延长,空气幕的隔离性能得到改善,库内温度场受到的破坏

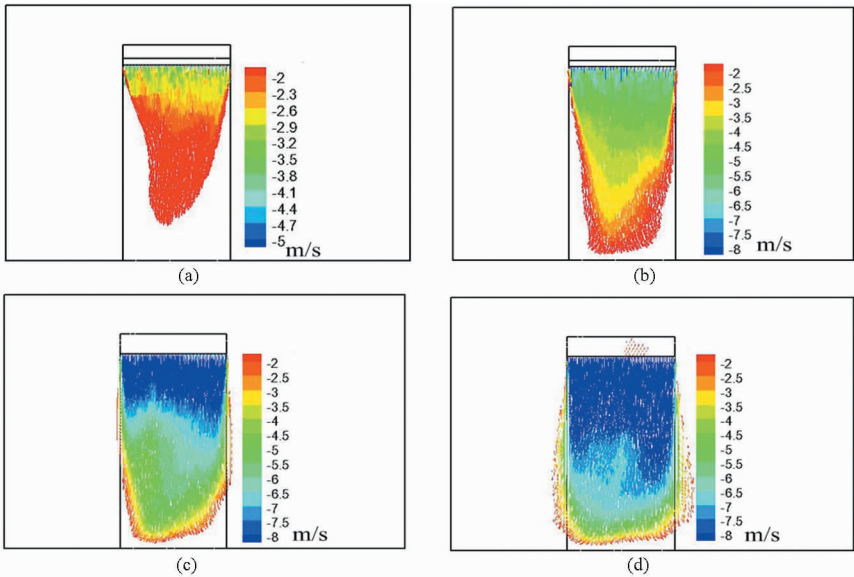


图 3 不同送风速度下空气幕射流速度大于 1 m/s 的速度分布主视图

Fig. 3 Field of the jet velocity that larger than 1 m/s under different air supply velocities

(a) 4 m/s (b) 8 m/s (c) 14 m/s (d) 18 m/s

明显减小。然而,随着送风速度进一步增大到 14 m/s 和 18 m/s 时,虽然空气幕射流能够到达地面,

但是由于过大的送风速度会增加空气幕射流与库内冷空气之间的热质交换,导致更多的热空气侵入,库

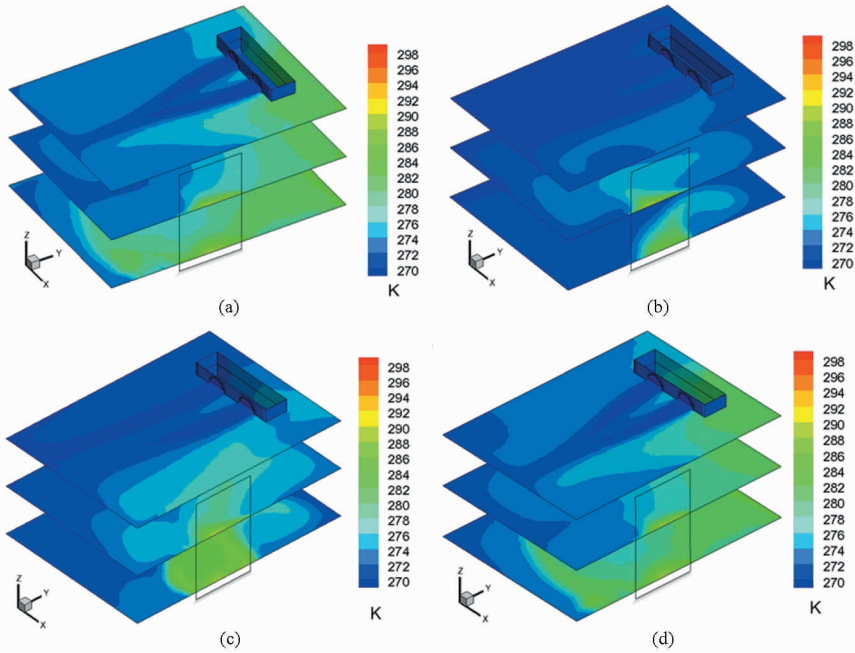


图 4 空气幕开启 5 min 时,不同送风速度下冷库三维温度场的剖面图

Fig. 4 3-D temperature field profile of the cold store under different supply velocities when the air curtain open time is 5 min

(a) 4 m/s (b) 8 m/s (c) 14 m/s (d) 18 m/s

内的整体温度都有明显上升。

图 5 为空气幕送风速度在 4、8、14、18 m/s 时冷库内部测温点的变化趋势图。由图可见,当送风速度为 8 m/s 时,库内测温点的温度最低,这与模拟结果相一致。由此可见,空气幕的送风速度存在优化问题,为了保证形成完整的空气幕,空气幕的送风速度不能过小。同时还需考虑到过大的送风速度会加剧空气幕射流与库内空气的热质交换,导致冷库内部的整体温度有所上升,风机的能耗和噪声增大^[18]。Foster 等^[10]经过大量研究提出一个完整的空气幕射流所需最小送风速度的经验公式,在工程设计中需要在公式计算得出的最小送风速度上乘以一个安全系数,其取值范围为 1.3 ~ 2.0。根据该经验公式,本文研究的冷库空气幕在送风角度为 0°和喷口宽度为 0.04 m 的条件下,所需的最小送风速度

为 6 m/s,根据数值模拟得到的最佳送风速度为 8 m/s,因此针对本文研究的冷库在进行空气幕设计时,安全系数应取 1.3。

3.2 送风角度

本文在空气幕最佳速度为 8 m/s,喷口宽度为 0.04 m 的条件下,改变空气幕的送风角度(向冷库内侧偏转 15°,向冷库外侧偏转 15°和 30°),分别模拟不同送风角度下冷库内部的温度场,分析送风角度对冷库空气幕性能的影响。目前的空气幕机都是无法调节送风角度的,送风角度都是竖直向下的(0°),本文试验的空气幕机只能通过手动调节导流板来改变送风角度。目前很少有文献研究送风角度向冷库内侧偏转,研究普遍集中向冷库外侧偏转一定角度,从先前文献的研究结果分析,送风角度最大偏转角度不宜超过 30°,因此本文向外偏转选取 0°~30°之间的 15°以及 30°,向内偏转角度选择与外侧对称的 -15°。图 6 反映了不同送风角度下的冷库三维温度场,由图可见,当送风角度为 -15°即向冷库内侧偏转 15°时,由于空气幕射流与库内冷空气存在温差,而且高速的空气幕射流加剧了其与库内空气之间的热质交换,导致库内温度梯度增大,温度急剧上升。比较图 6b、6c、6d 可以看出,当送风角度为 15°即向冷库外侧偏转 15°时,冷库内部温度梯度很小,温度场较均匀,但随着送风角度进一步向冷库外侧偏转,靠近冷库中上方区域的温度上升明显。这是由于向外侧偏转送风角度可以使空气幕射流轴线弯曲截面下移,减少射流与库内冷空气发生

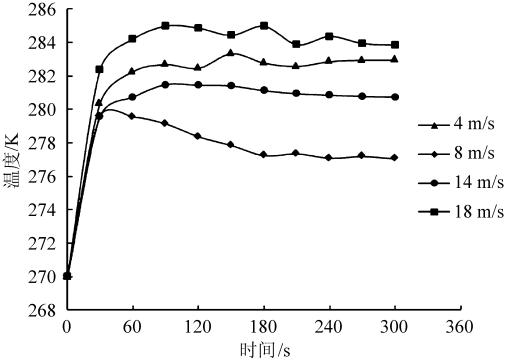


图 5 不同送风速度下冷库内部测温点的温度变化

Fig. 5 Temperature changes of the measuring points in cold store under different supply velocities

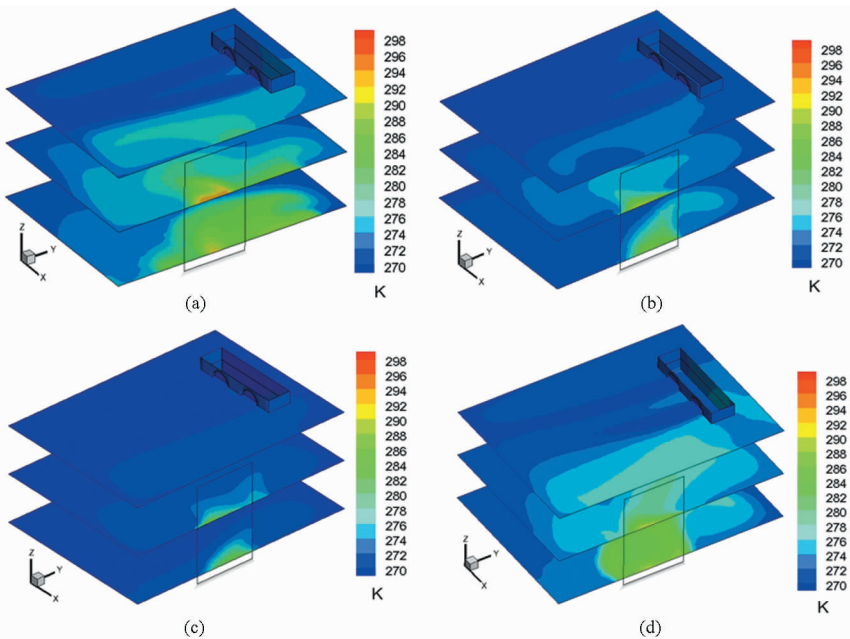


图 6 空气幕开启 5 min 时,不同送风角度下冷库三维温度场的剖面图

Fig. 6 3-D temperature field profile of the cold store with different supply angles when the air curtain open time is 5 min
(a) -15° (b) 0° (c) 15° (d) 30°

热质交换,但过大的送风角度会导致空气幕射流受到重力作用而向地面弯曲下沉^[19],完整性受到破坏,而且射流与冷库入口距离过大,库外热空气从入口两侧侵入库内,从而降低空气幕的隔离性能。

图 7 为空气幕送风角度在 -15° 、 0° 、 15° 、 30° 时冷库内部测温点的温度变化趋势图。由图可见,当送风角度为 15° 时,库内测温点的温度最低,这与模拟结果相一致。由此可见,设计合理的送风角度对优化冷库空气幕的性能有重要意义。向冷库外侧偏转送风角度可以提高冷库空气幕的隔离性能,但过大的送风角度又会破坏空气幕的完整性。因此本文研究的冷库空气幕在最佳送风速度 8 m/s 和喷口宽度为 0.04 m 的条件下,最佳的送风角度为向冷库外侧偏转 15° 。

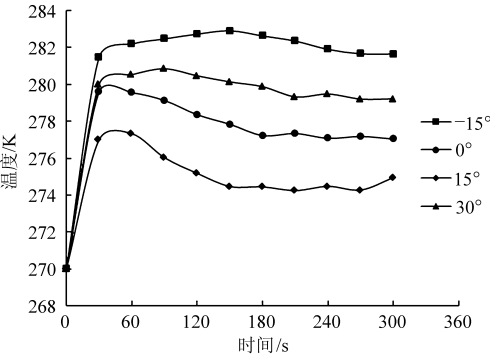


图 7 不同送风角度下冷库内部测温点的温度变化

Fig. 7 Temperature changes of the measuring points in cold store with different supply angles

3.3 喷口宽度

Eric 等^[20]研究表明宽厚度的空气幕射流可以

很好地隔离室内外空气发生热质交换,但在工程设计中,为了制造的方便和材料的节省,一般采用较薄的空气幕。为了设计合理的空气幕喷口宽度,需要研究空气幕喷口宽度对其隔离性能的影响规律。本文最佳送风速度 8 m/s 和最佳送风角度 15° 的条件下,研究不同喷口宽度下冷库温度场的变化规律,分析空气幕喷口宽度对其性能的影响,本文试验的空气幕机送风口有 2 个导流板,导流板可以手动调节角度,导流板可以封闭送风口,试验空气幕机送风口总的宽度经测量为 0.06 m ,试验中可以通过封闭导流板使喷口宽度达到 0.04 m 和 0.02 m ,因此模拟中空气幕的喷口宽度分别选择 0.04 m 和 0.02 m 。图 8 为空气幕喷口宽度在 0.02 、 0.04 、 0.06 m 时冷库内部测温点的变化趋势图,由图可见,当喷口宽度为 0.02 m 时,库内测温点的温度最高,但喷口宽度为 0.04 m 和 0.06 m 时,两个测温点的温度相差很小。这说明喷口宽度大并不一定能提高冷库空气幕的隔离性能,而且,喷口宽度越大,设计制造所需要的材料越多,空气幕消耗功率也越大。因此在设计冷库空气幕时,应在保证空气幕性能的基础上,考虑制造材料和功率消耗等因素,选择较小的喷口宽度。

4 结论

(1) 为了保证形成完整的空气幕,空气幕的送风速度不能过小。但送风速度过大会加剧空气幕射流与库内空气的热质交换,导致冷库内部整体温度升高,同时还会增大风机噪声,增加运行能耗。因此

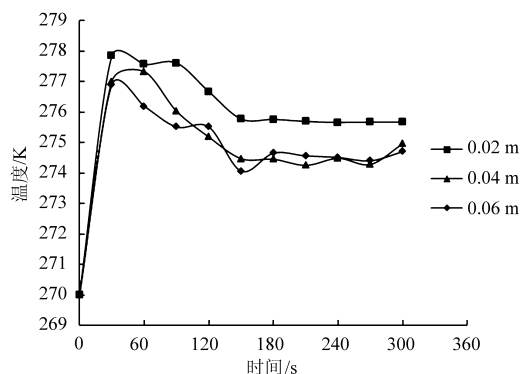


图8 不同喷口宽度下冷库内部测温点的温度变化

Fig.8 Temperature changes of the measuring points in cold store with different jet widths

存在最合理的空气幕送风速度,使冷库空气幕的性

能最优。

(2) 向冷库外侧偏转送风角度可以提高冷库空气幕的隔离性能,但过大的送风角度又会破坏空气幕的完整性。因此存在最合理的空气幕送风角度,使冷库空气幕的性能最优。

(3) 当送风速度和送风角度一定时,冷库空气幕的隔离性能并不是随着喷口宽度的增加而增大。在设计冷库空气幕时,应在保证空气幕性能的基础上,考虑制造材料和功率消耗等因素,空气幕喷口宽度不宜选择太宽。

(4) 针对本文模拟研究的冷库空气幕,使其性能达到最优的送风速度为 8 m/s,送风角度为向冷库外侧偏转 15°,喷口宽度为 0.04 m。

参 考 文 献

- 谢晶, 吴天. 小型冷库门开关过程温度场的数值模拟[J]. 上海水产大学学报, 2006, 15(3): 332-339.
Xie Jing, Wu Tian. Numerical simulation on temperature field in the doorway of a minitype cold store[J]. Journal of Shanghai Fisheries University, 2006, 15(3): 332-339. (in Chinese)
- 黄敏. 冷库的节能方法[J]. 中小企业管理与科技, 2010(19): 190.
- Neto L P C, Silva M C G, Costa J J. On the use of infrared thermography in studies with air curtain devices[J]. Energy and Building, 2006, 38(10): 1194-1199.
- 管天, 陈天及. 立式开式陈列柜风幕送风速度对其温度分布影响的实验研究[J]. 制冷与空调, 2006, 6(2): 64-67.
Guan Tian, Chen Tianji. Experimental study of the impact of the air-curtain outlet velocity on the temperature distribution for display case[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2006, 6(2): 64-67. (in Chinese)
- 汪澍, 金龙哲, 栗婧, 等. 救生舱空气幕一氧化碳阻隔性能研究[J]. 建井技术, 2011, 32(1): 55-57, 92.
- Chen Y G. Parametric evaluation of refrigerated air curtains for thermal insulation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(10): 1988-1996.
- 王海宁, 王花平. 矿用空气幕数值模拟研究[J]. 中国钨业, 2009, 24(4): 13-16.
Wang Haining, Wang Huaping. The numerical simulation research of mining air curtain[J]. China Tungsten Industry, 2009, 24(4): 13-16. (in Chinese)
- 南晓红, 何媛, 刘立军. 冷库门空气幕性能的影响因素[J]. 农业工程学报, 2011, 27(10): 334-338.
Nan Xiaohong, He Yuan, Liu Lijun. Impact factors of air curtain performance in cold store[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27(10): 334-338. (in Chinese)
- Foster A M, Swain M J, Barrett R, et al. Effectiveness and optimum jet velocity for a plane jet air curtain used to restrict cold room infiltration[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 692-699.
- Foster A M, Swain M J, Barrett R, et al. Three-dimensional effects of an air curtain used to restrict cold room infiltration[J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(6): 1109-1123.
- 陶文铨. 计算流体力学与传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1991: 3-34.
- 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002: 10-40.
- Foster A M, Swain M J, Barrett R. Experimental verification of analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(8): 918-925.
- 李鹏飞, 徐敏义, 王飞飞. 精通 CFD 工程仿真与案例实战[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2011: 1-241.
- 谢晶, 瞿晓华, 徐世琼. 冷藏库内气体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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(2): 11-16.
- 王彤, 谷传纲, 杨波, 等. 非定常流动计算的 PISO 算法[J]. 水动力学研究与进展, 2003, 18(2): 233-239.
Wang Tong, Gu Chuangang, Yang Bo, et al. PISO algorithm for unsteady flow field[J]. Journal of Hydrodynamics, 2003, 18(2): 233-239. (in Chinese)
- 缪晨, 谢晶. 冷库空气幕流场的非稳态数值模拟及验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(7): 246-253.
Miao Chen, Xie Jing. Unsteady state numerical simulation and verification of flow field of air curtain in cold stores[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(7): 246-253. (in Chinese)
- 陈洁, 张娅妮, 陈蕴光, 等. 卧式陈列柜风幕的数值分析[J]. 制冷与空调, 2007, 7(3): 36-39.
Chen Jie, Zhang Yanni, Chen Yunguang, et al. Numerical simulation of the air curtain of horizontal display cases[J].

Refrigeration and Air-conditioning, 2007, 7(3): 36 – 39. (in Chinese)

19 杨彦宾. 热压和风压作用下冷库大门空气幕性能的数值研究[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2009.
Yang Yanbin. Numerical study of the air curtain performance of a cold store with wind and thermal pressures[D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture & Technology, 2009. (in Chinese)

20 Eric B L, Ronald H H. Energy savings using air curtains in stalled in high-traffic doorways[J]. Ashrae Transactions, 1995, 101 (2): 136 – 143.

Numerical Simulation and Parameter Optimization on Performance of Air Curtain in Cold Stores

Xie Jing Miao Chen Du Zizheng Zhu Jinlin
(College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China)

Abstract: Taking a cold store as the experimental objective, the inside environment, air curtain and outside environment of the cold store were simulated by a 3D coupled model. The unsteady simulation of the flow field of the air curtain was performed by using a CFD software and the temperature field inside the cold store was measured. The effects of the supply velocity, supply angle and jet width of the air curtain on its isolation ability were analyzed under the condition that the door and the air curtain were opened simultaneously. The results show that there is an optimal supply velocity and angle to make the air curtain has its best isolation performance and the temperature field inside the cold store has the smallest fluctuation. However, the jet width should not be too large. The optimal supply velocity, angle and jet width of the air curtain for this cold store are 8 m/s, 15° and 0.04 m, respectively.

Key words: Cold store Air curtain Parameter optimization Performance Numerical simulation

(上接第 201 页)

Heat-induced Soybean Protein Aggregates and Rheological Properties of Their Concentrated Suspensions

Fu Yuying Wu Xiao Pan Weichun Jiang Meidu Lu Jinli
(College of Food Science and Biotechnology, Zhejiang Gongshang University, Hangzhou 310035, China)

Abstract: The effect of aggregate characteristics on rheological properties of soy protein dispersions was studied. Aggregated protein was produced by heating a solution of soybean protein isolate (SPI) at 0.04 g/mL and 0.09 g/mL. The higher protein concentration resulted in a larger aggregate size with a higher intrinsic viscosity and a higher accessibility of thiol groups. The protein fraction in native SPI had the smallest size and the lowest intrinsic viscosity. The same trend was observed for the shear viscosity after concentrating the suspensions containing aggregates to around 0.14 g/mL. Suspensions containing aggregates that were produced from a higher concentration possessed a higher viscosity. After reheating the concentrated suspensions, the suspension from the 0.09 g/mL aggregate system produced the weakest gel, followed by the one from 0.04 g/mL, while the native SPI yielded the strongest gel. Our results prove that the process of soybean protein aggregation opens a new door to manipulate the gel strength of concentrated protein systems, without having to alter the concentration of the protein.

Key words: Soybean protein Aggregates Concentrated suspension Rheological properties