

夏晶晶,王广海,吕恩利,等. 果蔬气调保鲜液氮充注汽化模型的构建与验证[J]. 江苏农业科学,2016,44(4):374-376.

doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2016.04.106

果蔬气调保鲜液氮充注汽化模型的构建与验证

夏晶晶^{1,2}, 王广海^{1,2}, 吕恩利², 侯可明²

(1. 广东机电职业技术学院, 广东广州 510515; 2. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广东广州 510642)

摘要:为预测果蔬气调保鲜液氮充注汽化器的出口温度,搭建了液氮充注汽化试验平台,构建了汽化器的汽化模型,总结了不同翅片间距、迎面风速条件下对应汽化器的出口温度,利用 MATLAB 软件对该汽化模型进行数值求解;开展液氮充注试验,测得汽化器出口温度在不同翅片间距、迎面风速等条件下的实际数值,并与汽化模型的数值计算结果进行对比。结果表明,汽化模型求解结果与试验结果的总体趋势保持一致,误差较小,验证了模型的准确性,为果蔬气调保鲜液氮充注汽化器进一步优化设计提供了理论基础。

关键词:果蔬;气调保鲜;液氮充注;汽化模型;出口温度;翅片间距;迎面风速

中图分类号: TS255.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2016)04-0374-03

液氮充注式气调方式是国内外较为先进的果蔬保鲜贮藏和运输技术,具有效率高、成本低等优点。液氮蕴含巨大的冷能,进行液氮充注时汽化器出口温度过低会对果蔬造成冷害^[1-4],为了更精确预测果蔬气调保鲜液氮充注汽化器的出口温度,有必要建立汽化器的汽化模型。苏海林通过研究翅片管换热器的结霜机理优化设计了换热器结构^[5]。陈瑞球等结合试验,研究低温条件下肋片管蒸发器结霜对传热性能的影响,分析了肋片间距、相对湿度、风速和传热系数的关系^[6]。王云龙等运用一系列经验公式对翅片管换热器、汽化器、蒸发器进行设计计算及研究^[7-15]。针对液氮充注式汽化器的理论研究还相对较少。本试验结合低温热交换的经验公式对液氮充注式汽化器换热特性展开研究,利用理论公式、经验公式建立了汽化器的汽化模型,并对该模型进行计算求解,通过试验对比验证模型的准确性,为果蔬气调保鲜液氮充注汽化装置的设计提供了参考依据。

1 试验装置

如图 1 所示,液氮充注式汽化器主要由盘管、翅片、进液管、出气管和两端的端板组成,通过机械胀管的方式在盘管上加装翅片,可以增大传热面积^[16],提高汽化器的换热效果,加快液氮的汽化速率。汽化器的结构参数如下:盘管选用 9.5 mm × 1.0 mm 的紫铜管,单根管长 850 mm,总管数为 16 根,沿空气流动方向的管排数为 2 排,管束按正三角形叉排排列,翅片为平翅片,翅片长 200 mm,宽 45 mm,翅片厚度为 0.3 mm。根据试验需要,按翅片间距不同共设计加工了 4 套汽化器,其翅片间距分别为 4、5、6、7 mm。

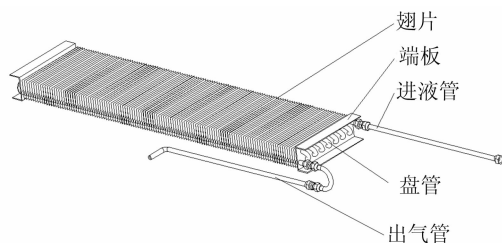


图1 汽化器结构示意图

铜管外径 $D_0 = 9.5$ mm,翅片厚度 $\delta_f = 0.3$ mm,翅片间距 $S_f = 5$ mm,管中心距 $S_1 = 25$ mm,沿气流流动方向管间距 $S_2 = S_1 \cos 30^\circ = 25 \times \sqrt{3}/2 = 21.65$ mm,管内径 $d_i = 7.5$ mm,套片后管外径 $d_b = D_0 + 2\delta_f = 10.1$ mm,紫铜管壁厚 $\delta = 1$ mm,根据经验值可知紫铜管热导率 $\lambda = 393$ W/(m · K)。

2 汽化模型构建

在液氮汽化过程中,汽化器进出口液氮状态的变换与汽化器换热能力呈对应关系,由此建立以下等式:

$$m(c_1 t_1 - c_2 t_2) = KF \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t - t_2}{t - t_1}}; \quad (1)$$

$$F = a_{af} \times L_o. \quad (2)$$

式中: m 为汽化器进口液氮质量流速,kg/s; c_1 为液氮出口温度对应的比热,kJ/(kg · K); c_2 为液氮入口温度对应的比热,kJ/(kg · K); t_1 为汽化器出口温度,℃; t_2 为汽化器进口温度,℃; t 为环境温度,℃; K 为汽化器总换热系数,W/(m² · K); F 为汽化器外表面积,m²; a_{af} 为 1 m 管长翅片侧总外表面积,m²/m; L 为汽化器长度,m。

2.1 汽化器几何参数的计算

2.1.1 1 m 翅片管长翅片的外表面积 相应公式为:

$$a_f = 2(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi}{4} d_b^2) \times \frac{1000}{S_f} = \frac{0.9223}{S_f} = 0.1845 \text{ m}^2/\text{m}. \quad (3)$$

式中: a_f 为 1 m 翅片管长翅片的外表面积,m²/m; S_1 为管中心距,mm; S_2 为沿气流流动方向管间距,mm; d_b 为套片后管外径,mm; S_f 为翅片间距,mm。

收稿日期:2015-11-09

基金项目:国家科技支撑计划项目子课题(编号:2013BAD19B01-1-3)。

作者简介:夏晶晶(1980—),男,湖北武汉人,硕士,工程师,研究方向为冷链物流机械装备设计。E-mail:23027485@qq.com。

通信作者:王广海,硕士,讲师,研究方向为冷链物流与装备设计。

E-mail:94574353@qq.com。

2.1.2 1 m 翅片管长翅片间的管表面积 相应公式为:

$$a_b = \pi \cdot d_b (S_f - \delta_f) \times \frac{1\,000}{S_f} - 0.317\,14 - \frac{0.009\,5}{S_f} = 0.214\,3\, \text{m}^2/\text{m}_0 \quad (4)$$

式中: a_b 为 1 m 翅片管长翅片间的管表面积, m^2/m ; d_b 为套片后管外径, mm; S_f 为翅片间距, mm; δ_f 为翅片厚度, mm。

2.1.3 1 m 翅片管长总外表面积 相应公式为:

$$a_{of} = a_f + a_b = 0.031\,714 + \frac{0.912\,8}{S_f} = 0.214\,3\, \text{m}^2/\text{m}_0 \quad (5)$$

式中: a_{of} 为 1 m 翅片管长总外表面积, m^2/m ; a_f 为 1 m 翅片管长翅片的外表面积, m^2/m ; a_b 为 1 m 翅片管长翅片间的管表面积, m^2/m_0 。

2.1.4 1 m 管长的外表面积 相应公式为:

$$a_{bo} = \pi d_b \times 1\,000 = 3.14 \times 10.1 \times 1\,000 = 0.031\,7\, \text{m}^2/\text{m}_0 \quad (6)$$

式中: a_{bo} 为 1 m 管长的外表面积, m^2/m ; d_b 为套片后管外径, mm。

2.1.5 1 m 管长内表面积 相应公式为:

$$a_i = \pi d_i \times 1\,000 = 0.023\,6\, \text{m}^2/\text{m}_0 \quad (7)$$

式中: a_i 为 1 m 管长内表面积, m^2/m ; d_i 为管内径, mm。

2.1.6 1 m 管长平均直径处的表面积 相应公式为:

$$d_m = \frac{d_b + d_i}{2} = \frac{7.5 + 10.1}{2} = 8.8\, \text{mm}; \quad (8)$$

$$a_m = \pi \left(\frac{d_b + d_i}{2} \right) \times 1\,000 = 0.027\,6\, \text{m}^2/\text{m}_0 \quad (9)$$

式中: d_m 为 1 m 管长平均直径, mm; d_b 为套片后管外径, mm; d_i 为管内径, mm; a_m 为 1 m 管长平均直径处的表面积, m^2/m_0 。

2.2 汽化器空气侧干表面传热系数计算

2.2.1 空气的物性 假设空气的平均温度 $t_f = 16\,^\circ\text{C}$, 空气在 $16\,^\circ\text{C}$ 下的物性如下:

空气密度 $\rho_f = 1.221\, \text{kg}/\text{m}^3$, 定压比热 $C_{pf} = 1.006\, \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 普朗特数 $Pr_f = 0.72$, 空气动力黏度 $V_f = 1.8 \times 10^{-5}\, \text{Pa} \cdot \text{s}_0$ 。

2.2.2 最窄截面处空气流速 相应公式如下:

$$w_{\max} = w_f \cdot \frac{S_1}{S_1 - d_b} \cdot \frac{S_f}{S_f - \delta_f} = 1.678\omega_f \cdot \frac{S_f}{S_f - 0.3} \quad (10)$$

式中: w_{\max} 为垂直于空气流动方向最窄截面的流速, m/s ; w_f 为迎面风速, m/s ; S_1 为垂直于流动方向的管间距, m; d_b 为套片后管外径, m; S_f 为翅片间距, mm; δ_f 为翅片厚度, mm。

2.2.3 干表面传热系数 相应公式如下:

$$\alpha_4 = 0.001\,4 + 0.261\,8R_{ed}^{-0.4} \left(\frac{A}{\lambda_f} \right)^{-0.15} = 0.001\,4 + \frac{0.031\,7 + \frac{0.912\,8}{S_f}}{0.031\,7} \times \left(\frac{A}{\lambda_f} \right)^{-0.15} \quad (11)$$

所以:

$$\alpha_4 = 0.001\,4 + 0.019\,7w_{\max}^{-0.4} \times \left(1 + \frac{28.782}{S_f} \right)^{-0.15};$$

$$R_{ed} = \frac{\rho_a w_{\max} D_0}{u_a} = 644.4w_{\max} \quad (12)$$

式中: α_4 为 4 排管平均表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; R_{ed} 为以管外径为特征尺度的雷诺数; ρ_a 为空气密度, kg/m^3 ; w_{\max} 为垂直于空气流动方向最窄截面的流速, m/s ; D_0 为管外径, m; u_a

为空气动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; A 为总外表面积, m^2 ; A_f 为管束的外表面积(不考虑翅片), m^2 。

由于管排数 $N=2$, 小于 4, 所以应当求解 α_2 。

由公式:

$$\frac{\alpha_N}{\alpha_4} = 0.992 \left[2.24R_{ed}^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{0.031} \right]^{0.607(N-4)}; \quad (12)$$

可知, 当 $N=2$ 时, 代入公式得:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_4} = 0.747\,8 \cdot \omega_{\max}^{0.111\,7}; \quad (13)$$

$$\alpha_2 = 0.001w_{\max}^{0.111\,7} + 0.014\,7\,3w_{\max}^{-0.288\,3} \left(1 + \frac{28.782}{S_f} \right)^{-0.15} \quad (14)$$

由公式:

$$\alpha_2 = S_1 Pr^{2/3} = \frac{\alpha_0}{\rho_a w_{\max} C_{pf}} \cdot Pr^{2/3}; \quad (15)$$

得干表面传热系数:

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_2 \rho_a w_{\max} C_{pf}}{(Pr_f)^{2/3}} = 1\,529w_{\max} \alpha_2; \quad (16)$$

代入 α_2 得:

$$\alpha_0 = 1.529w_{\max}^{1.111\,7} + 22.522w_{\max}^{0.711\,7} \left(1 + \frac{28.782}{S_f} \right)^{-0.15} \quad (17)$$

2.3 汽化器空气侧当量表面传热系数计算

2.3.1 翅片效率 η_f 采用六角形翅片, 相应公式:

$$\rho_m = \frac{B_1}{d_b} = \frac{25}{10.1} = 2.475; \quad (18)$$

$$\rho' = 1.27\rho_m \sqrt{\frac{A}{B} - 0.3} = 2.629\,8 \quad (19)$$

式中: ρ_m 为翅管直径比; ρ' 为六角形翅管直径比; B_1 为管中心距, mm; d_b 为管外径, mm; A 为六角形翅片长对边距离, mm; B 为六角形翅片短对边距离, mm。

当量翅高(肋片折合高度):

$$h' = \frac{d_b}{2} (\rho' - 1) (1 + 0.35 \ln \rho') = 0.011\, \text{m}_0 \quad (20)$$

翅片参数:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_0 \varepsilon}{\lambda_f \delta_f}} = 5.73 \sqrt{\alpha_0} \quad (21)$$

式中: ε 为析湿系数(汽化器换热过程中空气中的水蒸气会凝结为小水珠附在汽化器表面形成湿工况, 这种湿工况会增大汽化器的换热能力), 在此定 $\varepsilon=1$; α_0 为干表面传热系数; λ_f 为翅片材料热导率, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 汽化器翅片为铝制材料 $\lambda_f = 203\, \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

所以:

$$\eta_f = \frac{th(mh')}{mh'} = \frac{th(0.063\,12) \sqrt{\alpha_0}}{0.063\,12 \sqrt{\alpha_0}} \quad (22)$$

表面效率:

$$\eta_0 = \frac{\eta_f \alpha_f + \alpha_b}{\alpha_f + \alpha_b} = \frac{S_f + 29.08\eta_f - 0.3}{S_f + 28.767} \quad (23)$$

2.3.2 空气侧当量表面传热系数 α_j 相应公式为:

$$\alpha_j = \alpha_0 \times \eta_0 \quad (24)$$

2.4 总传热系数的计算

总传热系数的计算公式为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_j} + r_w + r_s + \frac{a_{of}}{a_m} r_f + \frac{a_{of}}{\alpha_i a_i}} \quad (25)$$

式中: α_j 为空气侧当量表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; r_w 为翅片侧污垢热阻, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; r_s 为管壁导热热阻, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; r_i 为管壁间接触热阻, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α_i 为液氮与管壁的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; a_{oi} 为 1 m 管长的总外表面积, m^2/m ; a_m 为 1 m 管长的平均面积, m^2/m ; a_i 为 1 m 管长的内表面积, m^2/m 。

由于液氮汽化换热系数 α_i 及铝的导热系数 r_s 远大于管外的自然对流换热系数 α_j , 所以实际计算中可以将其忽略不计, 污垢热阻接触热阻之和可以取 $1.3 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 所以:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_j} + 0.013} = \frac{\alpha_j}{1 + 0.013 \cdot \alpha_j} \quad (26)$$

3 试验验证

利用 MATLAB 软件对汽化模型进行数值求解, 得出不同翅片间距及不同迎面风速条件下汽化器的出口温度, 将理论值与试验结果进行对比, 结果见图 2、图 3。

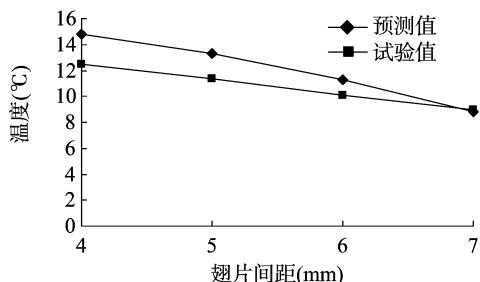


图2 迎面风速为 0.8 m/s 时不同翅片间距汽化器出口温度预测值与试验值的对比

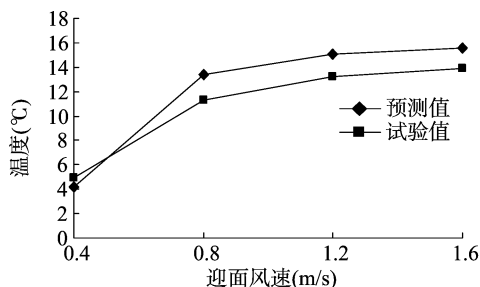


图3 翅片间距为 5 mm 时不同迎面风速条件下汽化器出口温度预测值与试验值的对比

从图 2 可以看出, 随着汽化器翅片间距的增大, 汽化器出口温度的预测值和试验值均逐渐下降, 整体趋势基本一致, 翅片间距为 7 mm 时预测值与试验值的差值最小。从图 3 可以看出, 随着迎面风速的增大, 汽化器出口温度的预测值、试验值均逐渐升高, 整体趋势一致, 预测值和试验值的误差较小。

通过与试验值进行对比, 进一步验证了液氮汽化模型的准确性。

4 结论与讨论

为了预测液氮充注式汽化器的出口温度, 建立了汽化器的汽化模型, 并对模型进行计算求解, 得出汽化器出口温度的预测值, 并与试验值进行了验证, 结果表明: 预测值与试验值整体变化趋势基本一致, 数值误差较小, 液氮汽化模型构建合理, 数据准确, 为果蔬气调保鲜液氮充注汽化器进一步优化设计提供了理论基础。

参考文献:

- [1] 李建黎. 我国果蔬气调保鲜产业存在的问题及对策[J]. 农业工程技术: 农业产业化, 2006(4): 55-56.
- [2] 王广海, 吕恩利, 陆华忠, 等. 保鲜运输用液氮充注气调控制系统的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 255-259.
- [3] 吕恩利, 陆华忠, 罗锡文, 等. 果蔬气调保鲜运输车的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2012, 28(19): 9-16.
- [4] Ravindra M R, Goswami T K. Comparative performance of precooling methods for the storage of mangoes (*Mangifera indica* L. cv. *amrapali*) [J]. Journal of Food Process Engineering, 2008, 31(3): 354-371.
- [5] 苏海林. 低温翅片管换热器表面结霜机理研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2008: 73.
- [6] 陈瑞球, 韩学廷. 肋片管蒸发器结霜对传热性能影响的实验研究[J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 15-19.
- [7] 王云龙. 翅片管式换热器设计软件开发及影响参数研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2013: 97.
- [8] 潘俊兴. 低温槽车排液自增压汽化器的设计计算[J]. 低温工程, 1996(1): 43-47.
- [9] 昌 锐. 低温翅片管换热器的设计计算研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2006: 82.
- [10] 陈叔平, 来进琳, 陈光奇, 等. 低温工况下翅片管换热器的设计计算[J]. 低温与超导, 2008, 36(4): 12-14, 22.
- [11] 郑桂玲. 低温液体罐车自增压汽化器的设计[J]. 中国化工装备, 2003, 5(1): 39-43.
- [12] 陈叔平. 低温贮罐自增压汽化器的设计计算[J]. 深冷技术, 1996(4): 19-22.
- [13] 刘雪玲. 螺旋翅片管换热器换热性能试验及计算机辅助试验[D]. 杭州: 浙江大学, 2003: 90.
- [14] 吕丹丹. 平行流蒸发器结构参数对空气侧换热和阻力性能影响研究[D]. 长沙: 中南大学, 2012: 73.
- [15] 谭月普, 欧阳新萍. 套片式翅片管换热器传热与空气流动阻力性能试验研究[J]. 低温与超导, 2009, 37(5): 66-68, 71.
- [16] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 66-142.