



平直翅片管式捕水器换热性能实验研究

陆方瑀¹, 盛 健^{1*}, 周志钢², 张 华¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海锦立保鲜科技有限公司, 上海 201201)

摘要: 为研究平直翅片管式捕水器换热性能, 设计了一种真空捕水器实验系统, 并对其换热性能进行测试, 系统运行约 450 s, 真空室内的模拟热源温度从 80 °C 降至 25 °C, 凝结水量约 2.9 kg。实验结果表明: 蒸发动力越高, 水蒸发越剧烈; 捕水器凝结水蒸气的峰值制冷量为 45.0 kW, 峰值传热系数约为 53.68 W/(m²·K), 平均传热系数为 38.34 W/(m²·K); 相比光管折流板式捕水器, 平直翅片管式捕水器所需冷却时间缩短 17%, 凝结水量提高 7.41%。

关键词: 真空预冷; 凝结换热; 传热传质; 捕水器

中图分类号: TB667

文献标志码: A

DOI: 10.12179/1672-4550.20230440

Experimental Study on Condensation Heat Transfer Performance of Vapor Condenser with Flat Finned Tube

LU Fangyu¹, SHENG Jian^{1*}, ZHOU Zhigang², ZHANG Hua¹

(1. University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai General Cooling Technology Co., Ltd., Shanghai 201201, China)

Abstract: In order to study the heat transfer performance of vapor condenser with flat finned tube, an experimental system of vacuum cooling vapor condenser is designed and its heat transfer performance is tested. The system runs for about 450 s, the simulated heat source temperature in the vacuum chamber drops from 80 °C to 25 °C, and the condensed water is about 2.9 kg. The experimental results show that the higher the evaporation power is, the more intense the water evaporation is. The peak cooling capacity of condensate steam in the water catcher is 45.0 kW, the peak heat transfer coefficient is about 53.68 W/(m²·K), and the average heat transfer coefficient is 38.34 W/(m²·K). Compared with the vapor condenser with smooth tube, the cooling time of vapor condenser with flat finned tube is shortened by 17% and the quality of condensed water is improved by 7.41%.

Key words: vacuum precooling; condensation heat transfer; heat and mass transfer; vapor condenser

真空预冷技术是一种利用抽真空使水分在低压下迅速蒸发并吸收物品热量, 达到快速降温效果的冷却技术^[1]。真空预冷具有冷却速度快、冷却温度均匀、抑制微生物生长等优点^[2], 目前已经被广泛运用于果蔬^[3]、花卉^[4]、熟食^[5]、烘培品^[6]等不同种类产品的预冷。

真空预冷过程中产生的大量水蒸气不宜直接使用真空泵抽取, 需要配置捕水器在真空泵前吸入冷凝水蒸气, 减少水蒸气的质量流量, 防止真

空泵润滑油乳化, 保障真空预冷系统的顺利运行并起到缩小真空泵尺寸的作用。因此, 捕水器的换热性能优劣是影响真空预冷系统运行效果的重要因素, 而已有的捕水器研究仅分析冷却时间和凝结水量的变化, 缺乏捕水器传热传质性能的研究及相关实验数据。已有研究皆采用光管折流板结构捕水器^[7-9], 尺寸设计过大, 后段捕水效果不理想, 经济性差^[10-11]。平直翅片管具有工艺简单易于制造、换热面积增大、传热效率提高的优

收稿日期: 2023-09-18; 修回日期: 2024-03-11

基金项目: 上海市 2020 年度“科技创新行动计划”技术标准项目(20DZ2204400); 上海市科委科普项目(21DZ2305500)。

作者简介: 陆方瑀(1998-), 男, 硕士, 主要从事真空冷却技术方面的研究。

* 通信作者: 盛健(1985-), 男, 博士, 高级实验师, 主要从事特种制冷与空调系统、飞机环境控制地面保障技术方面的研究。E-mail: sjhvac@usst.edu.cn

点,是工程中常见的换热管,采用平直翅片管可实现减小捕水器尺寸、增强换热的目的。综上,研究平直翅片管式捕水器的换热性能有利于现有捕水器的优化和经济效益的提升。

本文参考了不同管外凝结换热影响因素的实验研究^[12-16],设计了一种平直翅片管式捕水器并搭建实验台对其凝结换热性能进行测试,对凝结水量、换热系数、蒸发动力等进行分析,并将其

与光管折流板式捕水器换热性能进行比较,拓展了平直翅片管式捕水器换热性能方面的研究,为今后捕水器传热性能研究提供数据支持。

1 实验介绍

1.1 实验系统

如图 1 所示,平直翅片管式捕水器性能测试系统分为冷冻液回路和水蒸气流程。

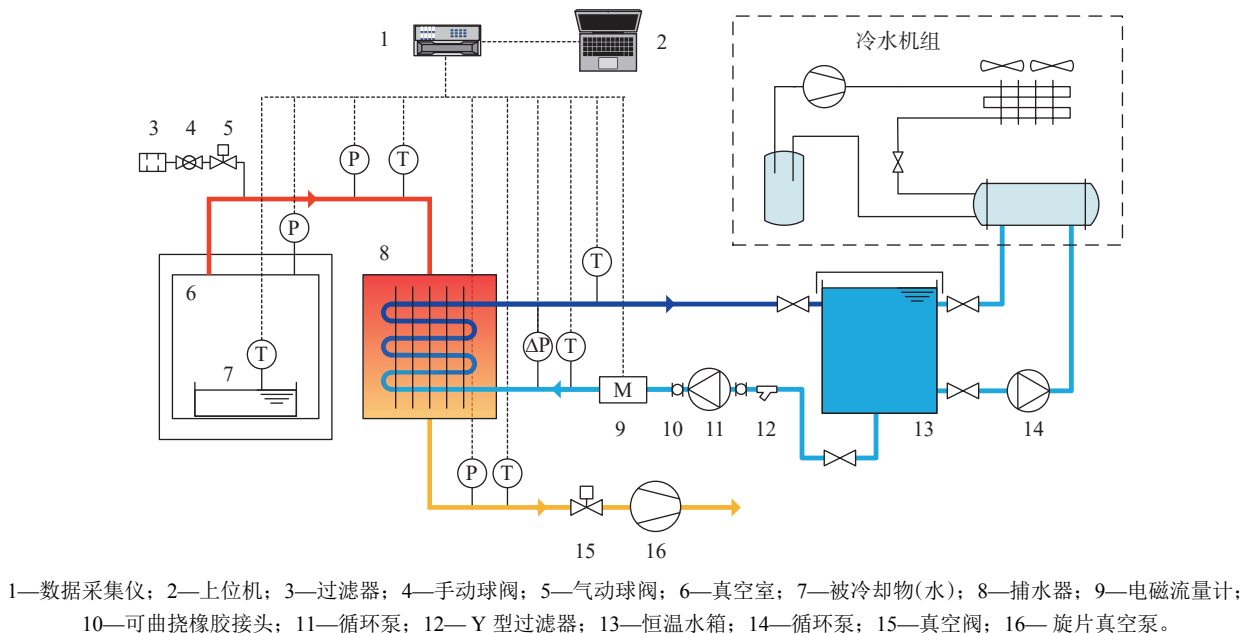


图 1 平直翅片管式捕水器性能测试系统图

1) 冷冻液回路

恒温水箱中的冷冻液(乙二醇溶液)由冷水机组提供制冷量并保持设定温度,由循环泵输送到捕水器底部管路,吸收管外侧的水蒸气热量而升温,从捕水器顶部出口流出回到恒温水箱。

2) 水蒸气流程

真空泵启动后,真空室、捕水器及连接管内空气被抽出,气压下降至饱和压力,真空室内水分蒸发为水蒸气流入捕水器。由于管壁与翅片表面温度低于水蒸气的饱和温度,大部分水蒸气凝结并附着在翅片管表面,少量水蒸气由真空泵吸入并排到环境中。

1.2 被测物物理量

1) 冷冻液回路所需测量数据

包含冷冻液流量、捕水器进出口冷冻液温度和捕水器管程压差。

2) 水蒸气流程所需测量的数据

包含真空室内物品温度、真空室内压力、捕

水器进出口水蒸气温度和捕水器进出口水蒸气压力。

测试主要实验内容如图 2 所示,实验仪器型号如表 1 所示,由 Agilent34970A 数据采集仪采集,每 3 s 将数据传输给计算机。

1.3 实验对象

实验对象为平直翅片管式捕水器,基本参数如表 2 所示。

1.4 实验步骤

1) 真空室放入模拟热源(水),启动循环泵对捕水器内部的冷冻液管路进行冷却。

2) 启动数据采集仪,开始记录数据。

3) 启动真空泵,正式开始真空预冷,观察实验现象。

4) 实验结束,导出实验数据,分析实验结果和误差。

1.5 实验工况

捕水器的实验工况如表 3 所示。

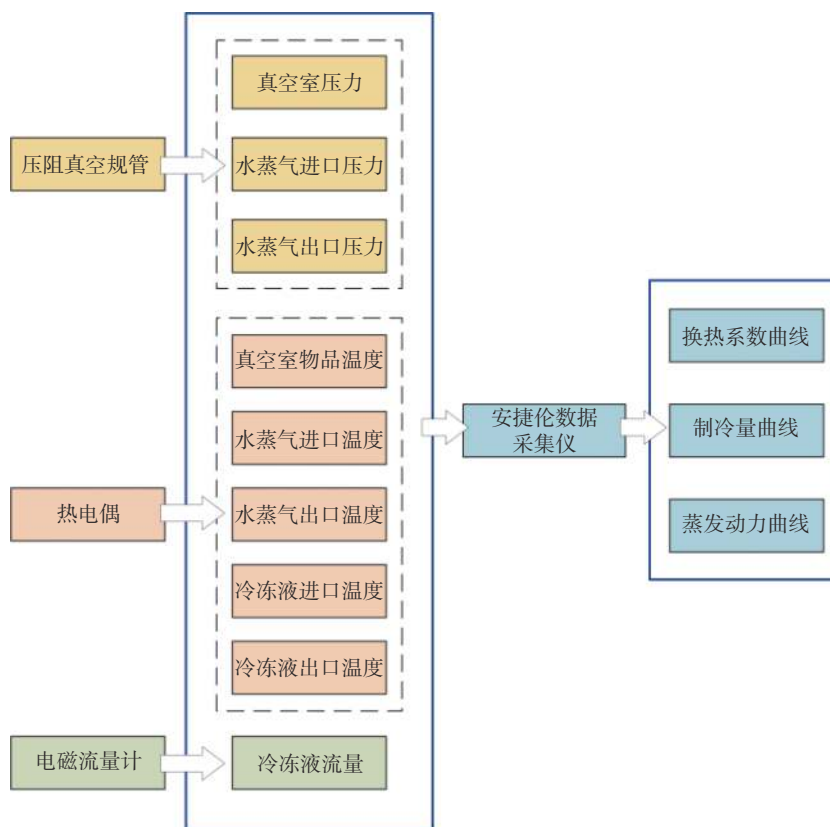


图2 捕水器性能测试主要实验流程图

表1 测量仪器及实验设备相应性能参数表

实验仪器	设备型号	参数
压阻真空规管	ZJ-1P/KF10	测量范围: 0.01~100 kPa 精度: $\pm 0.15\%$ FS
热电偶	PT100	测温范围: $-50\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 精度: $\pm 0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$
电磁流量计	NRLD-B-40	流量范围: $0.5\sim 20\text{ m}^3/\text{h}$ 精度: 0.5%
压差变送器	HF-3351DPB1M5	测量范围: $0\sim 100\text{ kPa}$ 精度: 0.1%
旋片真空泵	RA 0302 D 503	流量: $300\text{ m}^3/\text{h}$
循环泵	MS250/1.1SSC	流量: $250\text{ L}/\text{min}$

表2 捕水器结构参数

参数	取值	参数	取值
换热面积/ m^2	71.13	排列方式	正三角形叉排
管径/mm	$\Phi 16.0\times 1.0$	管间距/mm	38.0
管数/根	128	排间距/mm	33.0
管排数/个	4	翅片间距/mm	4.0
管长/mm	830	翅片数/mm	201

表3 实验工况

参数	取值
热源质量/kg	50.0
热源温度/ $^{\circ}\text{C}$	83.0
冷冻液温度/ $^{\circ}\text{C}$	20.0
冷冻液流量/ $(\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1})$	13.1
抽气速率/ $(\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1})$	300.0

2 数据处理

真空捕水器的传热系数:

$$K_m = \frac{Q_m}{A\Delta T_m} \quad (1)$$

式中: Q_m 为真空捕水器换热量, 单位 W; A 为真空捕水器换热面积, 单位 m^2 ; ΔT_m 为真空捕水器对数平均温差, 单位 $^{\circ}\text{C}$ 。

Q_m 按照冷冻液侧换热量计算, 可通过水蒸气侧凝结水量进行校核:

$$Q_m = c_p m_1 \Delta T_1 \quad (2)$$

式中: c_p 为冷冻液的定压比热容, 单位 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; m_1 为冷冻液质量流量, 单位 kg/s ; ΔT_1 为冷冻液的进出口温差, 单位 $^{\circ}\text{C}$ 。

真空捕水器对数平均温差:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{SAT} - T_{W,O}) - (T_{SAT} - T_{W,I})}{\ln[(T_{SAT} - T_{W,O}) / (T_{SAT} - T_{W,I})]} \quad (3)$$

式中: T_{SAT} 为水蒸气饱和温度, 单位 $^{\circ}\text{C}$; $T_{W,O}$ 为冷冻液的出口温度, 单位 $^{\circ}\text{C}$; $T_{W,I}$ 为冷冻液的进口温度, 单位 $^{\circ}\text{C}$ 。

3 实验结果及分析

3.1 凝结换热量

真空室内模拟热源为 50 kg 热水, 实验时长约 450 s, 模拟热源从 83 $^{\circ}\text{C}$ 冷却至 25 $^{\circ}\text{C}$, 捕集到的凝结水量为 2.9 kg。

3.2 真空捕水器压力变化与换热特性

真空室模拟热源温度如图 3 所示, 真空泵运行初期(0~20 s), 真空室和捕水器中的空气被抽走, 真空室压力未达到闪发点, 模拟热源蒸发不明显, 温度下降缓慢。30 s 开始模拟热源迅速蒸发, 温度迅速下降, 此时真空室内压力为 27 kPa, 200 s 后模拟热源温度下降速率缓慢, 369 s 后时温降至 26 $^{\circ}\text{C}$, 450 s 后时温降至 25 $^{\circ}\text{C}$ 。

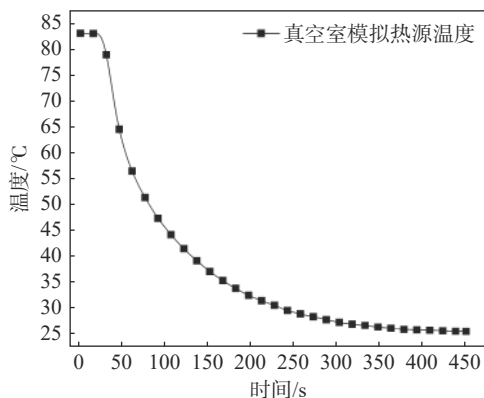


图 3 真空室模拟热源温度与时间关系图

真空室压力及蒸发动力如图 4 所示, 真空泵开启后真空室压力迅速下降, 真空室压力与真空室模拟热源温度曲线下下降趋势一致。蒸发动力即模拟热源温度对应的饱和压力与真空室内压力的差值, 是影响蒸发的重要因素。模拟热源初始温度对应饱和水蒸气压力较高, 真空室压力前期下降速率远快于对应饱和水蒸气压力下降速率, 因此表现为蒸发动力先增大后减小并趋于平缓。36 s 时达到最大蒸发动力, 约 18 kPa。模拟热源温度下降趋势与蒸发动力趋势一致, 蒸发动力越大, 模拟热源温度下降速率越快。

冷冻液进出口温度及饱和水蒸气进出口温度

如图 5 所示, 冷冻液进口温度在换热过程中略有上升, 冷冻液出口温度升高表明水蒸气开始凝结换热, 其趋势与蒸发动力一致, 冷冻液进出口温差较小, 最大时约为 3.56 $^{\circ}\text{C}$ 。气体进口温度在 30 s 时迅速升高, 这表明模拟热源开始迅速蒸发, 与 30 s 时模拟热源温度迅速下降相吻合。随后气体进口温度在 48 s 后逐渐下降, 这是由于进口温度随饱和压力下降而下降。冷冻液出口温度与气体出口温度相近, 表明捕水器换热效果较好。

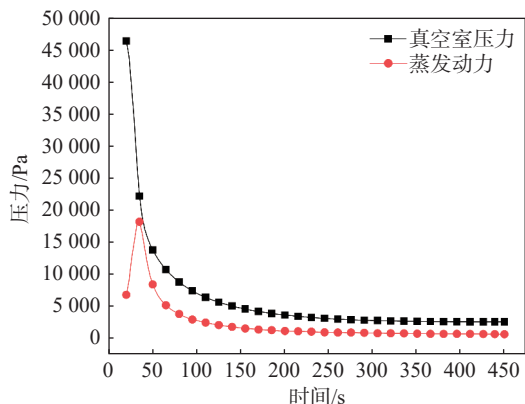


图 4 真空室压力与蒸发动力与时间关系图

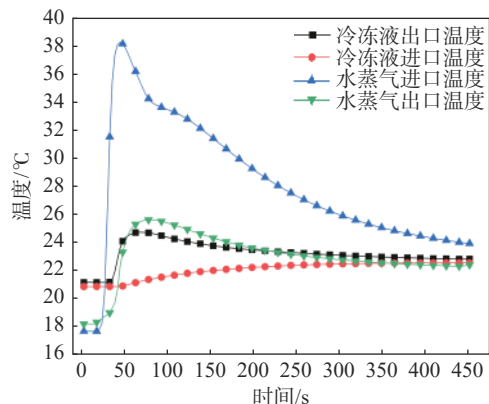


图 5 冷冻液进出口温度及饱和水蒸气进出口温度与时间关系图

乙二醇管侧压差如图 6 所示, 平均压差约 50.5 kPa。捕水器进出口压力及流动阻力数据如图 7 所示, 捕水器进出口压力均快速下降, 48 s 后水蒸气侧流阻保持稳定。

冷冻液制冷量和捕水器传热系数分别如图 8、图 9 所示。随着真空泵启动 20 s 左右, 真空室内压力下降, 大量水蒸气蒸发, 进入真空捕水器冷凝, 冷冻液制冷量迅速升高, 63 s 时峰值制冷量约为 45.0 kW, 随后制冷量逐渐减小。制冷量平均误差为 4.05%, 误差主要来自于循环泵工作不稳定造成的冷冻液流量变化。传热系数在 30 s 后迅速

升高, 81 s 时峰值传热系数为 $53.68 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 随后逐渐减小并维持在 $35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右, 平均传热系数为 $38.34 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。换热系数平均误差为 5.27%, 换热系数误差主要来自冷冻液制冷量的误差传递和水蒸气进出口温度误差, 30 s 后水蒸气蒸发剧烈, 水蒸气进出口温度波动较大。后半段计算换热系数略微上升, 可能的原因: 由于实验后半段气体温度逐渐接近冷冻液温度, 凝结效果变差, 对流换热所占比重上升, 而计算公式只考虑凝结情况, 故传热系数略微上升。

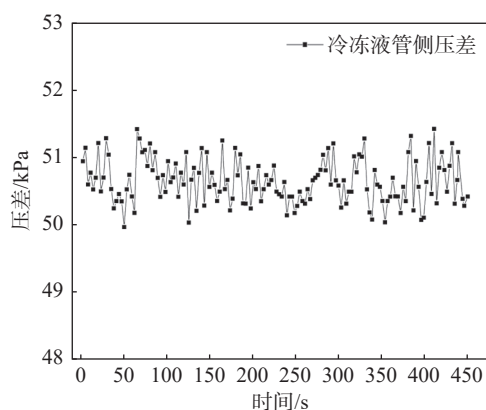


图6 冷冻液管侧压差与时间关系图

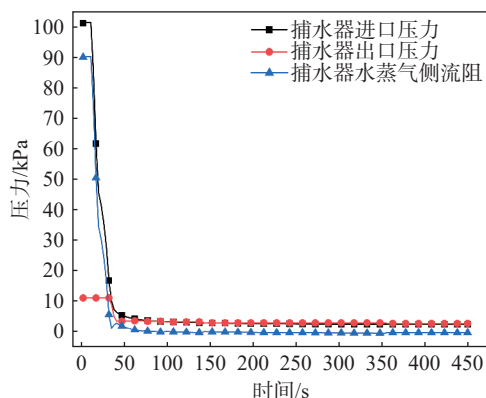


图7 捕水器进出口压力、水蒸气侧流阻与时间关系图

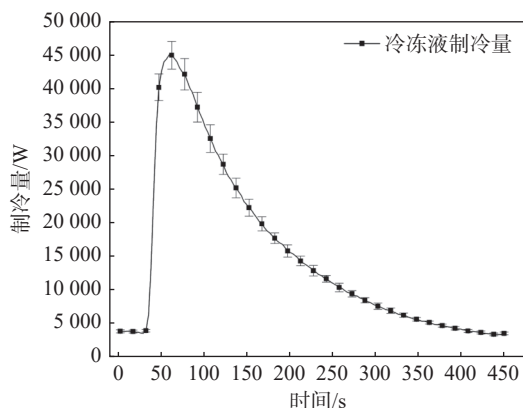


图8 冷冻液制冷量与时间关系图

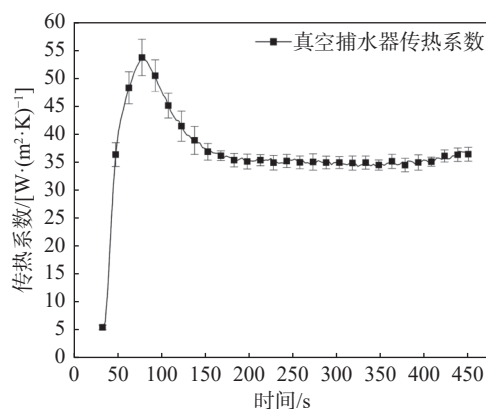


图9 真空捕水器传热系数与时间关系图

由于已有的真空捕水器研究未对换热系数进行分析, 缺少可参考的换热系数数据, 此外在真空预冷过程中, 水蒸气的饱和温度和质量流量会随饱和压力减小实时减小, 且变化量较大, 因此常规的管束凝结换热实验的数据缺乏参考意义。本文对传热系数的检验来自于凝结水量换算的总换热量和冷冻液制冷量随时间积分的校核。对应凝结换热量 $Q_{\text{潜}} = 2.9 \text{ kg} \times 2295.3 \text{ kJ/kg} = 6656.37 \text{ kJ}$, 通过冷冻液制冷量随时间积分得到总换热量为 6772.87 kJ , 误差为 1.75%, 多次实验所得平均误差为 2.31%, 因此, 平均传热系数数据可靠。

传热系数较低的原因:

- 1) 捕水器的有效换热段小于实际面积;
- 2) 管束效应使凝结液流型发生变化, 增大了热阻, 恶化后排管的换热效果;
- 3) 抽真空过程中空气作为不凝性气体增大了热阻, 恶化了凝结换热。

将平直翅片管式捕水器与已有的光管折流板式捕水器进行测试比较, 在同样实验工况下, 平直翅片管式捕水器所需冷却时间缩短 17%, 凝结水量提高 7.41%。

4 结束语

本文设计了一种平直翅片管式真空捕水器, 并对其搭建了实验台, 对冷冻液进出口温度、气体进出口温度等数据进行了测量, 并计算了传热系数和制冷量, 得出以下 6 点主要结论。

- 1) 真空泵开启, 系统运行约 450 s, 真空室内的模拟热源温度从 $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 凝结水量约 2.9 kg , 相比光管折流板式捕水器平直翅片管

式捕水器所需冷却时间缩短 17%。凝结水量提高 7.41%。

2) 真空室压力、模拟热源温度与冷冻液制冷量曲线下降趋势一致,前期下降速率大,而后逐渐减缓;在捕水器能捕集大部分水蒸气的情况下,冷冻液制冷量可以侧面反映蒸发效果,蒸发动力越大,模拟热源温度下降越快,蒸发效果越好。

3) 水蒸气侧流动阻力很小,最大值约为 4.0 kPa;纯水冷冻液侧压差约为 50.5 kPa,基本没有变化,扣除高差引起的液位差约为 2.6 kPa,实际流动阻力约为 47.9 kPa。纯水冷冻液的温升幅度不大,最大为 3 ℃。

4) 捕水器凝结水蒸气的峰值制冷量为 45.0 kW,峰值换热系数约为 53.68 W/(m²·K),平均传热系数为 38.34 W/(m²·K)。

5) 随着蒸发动力的减小,模拟热源的蒸发量逐渐减少,水蒸发最剧烈的时间发生在真空泵启动后 50~100 s 期间。因此,捕水器的结构应按照满足最大蒸发量需求进行设计,同时保证小蒸发量下捕水器也可以完成任务。

6) 实验系统目前无法反映出水蒸气在捕水器内部较为详细的温度变化和捕水效果好的区域,即无法区分有效换热段,因此计算得到的平均传热系数小于实际值,实验系统仍需进一步改进。

参考文献

- [1] 马骞. 果蔬真空预冷技术的研究概况[J]. 河北农业科学, 2009, 13(3): 15-16.
- [2] 杨俊彬, 刘圣春, 杨文哲, 等. 真空预冷技术的现状及展望[J]. 冷藏技术, 2016, 39(3): 1-4.
- [3] 梁豪, 刘圣春, 田怀文, 等. 真空预冷压力对杏鲍菇采后贮藏品质的影响[J]. 食品工业, 2021, 42(5): 45-48.
- [4] 宋小勇, 李云飞, 陈家盛. 装载量对切花真空预冷温度和瓶插寿命的影响[J]. 制冷学报, 2010, 31(5): 58-62.
- [5] MCDONALD K, SUN D W, KENNY T. Comparison of the quality of cooked beef products cooled by vacuum cooling and by conventional cooling[J]. LWT-Food Science and Technology, 2000, 33(1): 21-29.
- [6] 华泽钊, 宋晓燕. 关于真空冷却实验中的一些问题[J]. 制冷学报, 2012, 33(3): 54-57.
- [7] 严雷, 刘斌, 邹同华. 真空预冷中捕水器与真空泵的优化匹配研究[J]. 制冷学报, 2006, 27(1): 49-52.
- [8] 闫静文, 刘宝林, 王雪芹, 等. 凝水管温度对蔬菜真空预冷过程的影响分析[J]. 食品工业, 2009, 30(5): 72-74.
- [9] 李金伟, 尹义金, 王超, 等. 真空预冷设备中捕水器的理论模拟和结构优化[J]. 青岛大学学报(工程技术版), 2018, 33(2): 100-103.
- [10] 刘洋, 申江, 邹同华, 等. 真空预冷中捕水器的理论研究[J]. 真空与低温, 2004, 10(4): 46-50.
- [11] 范昌浩, 陆颖, 余晓明, 等. 抽气速率对真空冷却机捕水效果的影响[J]. 轻工机械, 2017, 35(6): 27-31.
- [12] GU Y H, LIAO Q, CHENG M, et al. Condensation heat transfer characteristics of moist air outside a three-dimensional finned tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 158: 119983.
- [13] GU Y H, DING Y D, LIAO Q, et al. Analysis of convective condensation heat transfer for moist air on a three-dimensional finned tube[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 195, 117211.
- [14] FATOUH M. Condensation heat transfer characteristics of R134A on smooth or finned horizontal tube[C]//ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. [S.l.: s.n.], 2005.
- [15] IBRAHIM T, HASSAN M. Condensation heat transfer characteristics of R22, R134a, R410A and R407C on single horizontal plain and finned tubes[J]. International Review of Mechanical Engineering, 2013, 7(4): 664-672.
- [16] AL-BADRI A, BAER A, GOTTERBARM A, et al. The influence of fin structure and fin density on the condensation heat transfer of R134a on single finned tubes and in tube bundles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 100582-589.

编辑 张俊