

真空预冷中捕水器的理论研究

刘 洋, 申 江, 邹同华, 刘 峻

(天津商学院 制冷与空调工程系, 天津 300134)

摘 要: 真空预冷装置中, 捕水器是一个十分关键的部件。其性能的优劣, 直接关系到预冷的效果。介绍了捕水器的内部结构和捕水特性, 建立了物理模型, 对水蒸气在捕水器管路凝结问题进行了理论计算。最后对理论结果进行分析。

关键词: 真空预冷; 捕水器; 模型; 理论计算

中图分类号: TQ051.5

文献标识码: A

文章编号: 1006-7086(2004)04-0230-05

THEORETICAL RESEARCH ON VAPOR CONDENSER OF VACUUM PRE-COOLING

LIU Yang, SHEN Jiang, ZOU Tong-hua, LIU Jun

(Department of refrigeration and

air-conditioning engineering, Tianjin University of commerce, Tianjin 300134, China)

Abstract: The vapor condenser is a very important device in vacuum pre-cooling equipment. Its performance has a directly effect on pre-cooling results. Its interior structure and vapor condensation characteristic are introduced, and the physical model is constructed. The vapor condensation process around water condenser is calculated in theory. The theoretical results are analyzed.

Key words: vacuum pre-cooling; vapor condenser; model; theoretical calculation

1 引 言

真空预冷就是在真空条件下, 使水迅速在真空处理室内以较低的温度蒸发, 水在蒸发过程中要消耗较多的热量, 在没有外界热源的情况下, 便会在真空室内产生制冷效果。真空预冷中, 捕水器的作用十分关键。水蒸发时会产生很大体积的水蒸气, 不宜直接用真空泵抽取, 当前采取最多的措施是在泵入口前加捕水器。因此捕水器的性能成为研究重点。捕水器的最大捕水能力、最佳捕水面积、气液相变的传热传质计算和捕水器表面最低温度、液膜表面的温度变化、液膜厚度、液膜滴水、气流速度等问题^[1], 是捕水器理论求解的重点。本文主要围绕捕水质量问题展开, 从而对捕水器设计提供理论借鉴。

2 捕水器的实际模型与捕水过程的划分

捕水器的实际模型如图 1 所示。此捕水器安装在真空室内。捕水器实际就是制冷系统的蒸发器, 在一个压力不断下降的工作环境中捕集水蒸气。理论计算的最终目的是求得捕水量, 所以根据捕水量的变化可以划分为 3 个阶段: ① 真空泵开始工作, 把真空室内的空气抽出。空气中所含水蒸气量就是关闭真空室门时的水蒸气量, 相对湿度在 50%~60%, 水蒸气遇到捕水器冷凝面, 凝结水分。在达到闪发点之前, 真空室内空气含湿量迅速下降, 但这部分水是非常少的。② 真空室内压力达到闪发点(2 300 Pa 左右), 水蒸气迅速蒸发, 相对湿度在低压下达到 100%, 捕水器捕水任务加重, 大量水蒸气在冷凝管上凝结。随着液膜厚度

收稿日期: 2004-09-03.

作者简介: 刘洋(1980—), 男, 山东省泰安市人, 硕士研究生, 从事真空预冷方面的研究。

增加,在捕水器管道上会出现滴水现象。③ 真空室内压力达到 660 Pa 左右,由于蔬菜内部温度没有达到预定数值,需要继续蒸发降温。水蒸气相对湿度 100%,这段时间仍然有水分捕集,但数量不多。

捕水器的捕水质量是和真空室蔬菜处理量相联系,假设有 20 kg 蔬菜处理量,干耗在 4% 左右,在此基础上进行理论捕水量的计算。

3 捕水器传热传质的数学描述及求解

3.1 物理模型

由于捕水器内部结构复杂,制冷剂被分为三路,横排共有 18 排,每一排被折流板分成 6 段,共有 324 段。竖管有 3 根,比较长。现各取其中一小段作为传热传质分析。建造模型的最终目的是求解捕水量,但由于管道上的水膜变化复杂,所以捕水全过程按非稳态处理,每一时间步长内按稳态模型分析。水膜温度在 0~1 °C 左右。考虑到水表面有张力,竖管表面水膜均匀分布。横管和竖管物理模型如图 2、图 3 所示。

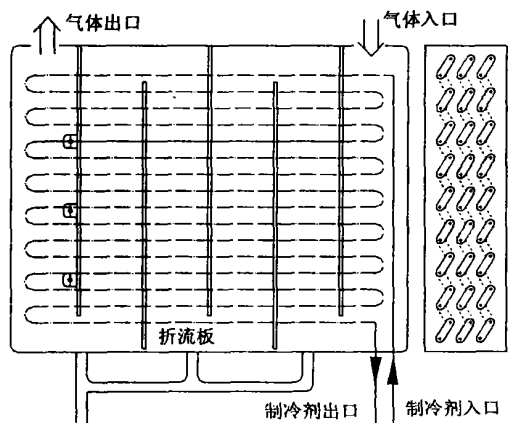


图1 真空预冷实验机捕水器

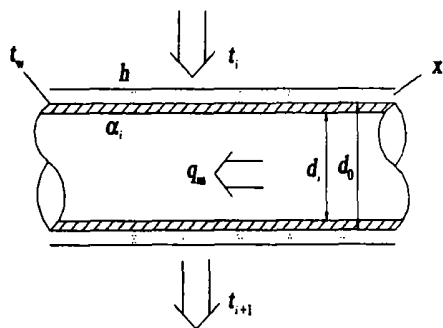


图2 单根横管的传热传质模型

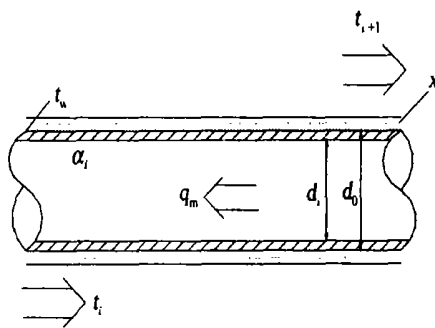


图3 单根竖管的传热传质模型

3.2 求解过程

$$Q = KF_{out}\Delta t_m \quad (1)$$

式中 Q 为单位时间通过单根管子的传热量, W; K 为传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; F_{out} 为单管的传热面积, 管外面积, m^2 ; Δt_m 为管内外流体的温差, $^\circ C$ 。

$$K = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_i} + \gamma_i \right] \frac{F_{of}}{F_i} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_{of}}{F_m} + \frac{x}{\lambda_1} + \frac{1}{h}} \quad (2)$$

式中 α_i 为管内制冷剂两相流的换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; γ_i 为内侧铜管的污垢系数, 经过查阅文献[2]可得 $4 \times 10^{-4} m \cdot ^\circ C / W$; F_i 为单管内侧的传热面积, m^2 ; F_{of} 为单管内、外表面积的算术平均值, m^2 ; δ 为铜管的厚度, m; x 为平均水膜厚度, m; λ 为紫铜的导热率, 经查阅文献[3]可得 $400 W/(m \cdot ^\circ C)$; λ_1 为水膜的导热率, 1 °C 时水膜导热系数 $0.553 W/(m \cdot ^\circ C)$; h 为凝结换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

3.2.1 凝结换热系数

横管和竖管的凝结换热系数计算公式不同,横圆管表面膜状凝结的平均表面传热系数 h_h 为^[4]

$$h_h = 0.725 \left[\frac{\lambda_1^3 r \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) g}{\mu_1 (T_s - T_w) d_o} \right]^{0.25} \quad (3)$$

式中 ρ_1 为水的密度, 1 °C 时为 $999.88 kg/m^3$; ρ_v 为水蒸气的密度, kg/m^3 ; T_s 为蒸气压力对应的饱和温度, °C; μ_1 为水的动力黏度, $Pa \cdot s$; d_o 为圆管外径, m。

对于竖管的膜状凝结,凝结换热系数为 h_v ,其中定形尺寸为管长 L

$$\frac{h_h}{h_v}=0.77\left(\frac{L}{d_0}\right)^{0.25}$$

(4)

凝结换热系数求解过程中,蒸气压力对应的饱和温度 T_s 是一个非常重要的参数。抽真空过程中水蒸气分压力是不断变化的, T_s 是压力变化的体现。

系统采用的国产 2X 型油封旋片式泵,技术性能如表 1 所列。

表 1 国产 XD-5 型油封旋片式真空泵性能

型号	抽速/(m ³ /h)	极限压力/Pa	转速/(r/min)	电机功率/kW	质量/kg	声压级/dB(A)	生产厂家
XD-20	20	200	2 800	0.75	18	71	上海第二真空泵厂

经计算可得水蒸气外掠管束速率在 0.8~0.9 m/s 内,管外对流换热系数 α_{out} 在 20~30 W/(m²·℃) 范围内。相对于凝结换热非常小,因此忽略对流换热系数。

3.2.2 管内换热系数

制冷剂在管内作两相流动,然后沸腾,其换热系数与物性、热流密度、管内液体的质量流量及流向有关。

(1) 立管内沸腾时,换热系数的计算式为^[2]

$$\alpha_i=cq_i$$

(5)

式中 q_i 为按内表面计算的热流密度, W/m²。

(2) 水平管内沸腾时,换热系数为

$$\alpha_i=\frac{0.9a_2v_m^{0.1}q_i^{0.7}}{d_i^{0.54}}$$

(6)

式中 a_2 为系数; d_i 为圆管内径, m; v_m 为单位面积质量临界流速, kg/(m²·s)。

$$v_m=\frac{q_m}{\frac{1}{4}\pi d_i^2N}$$

(7)

$$q_m=\frac{Q_0}{q_0}$$

(8)

式中 q_m 为制冷剂质量流量, kg/s; Q_0 为制冷系统的制冷量, kJ; q_0 为制冷系统单位制冷量, kJ/kg; N 为捕水器流程。

3.3 计算程序流程图

计算程序流程见图 4。本计算程序包括 3 个计算模块:① 横管凝结换热系数计算模块;② 横管水膜厚度计算模块;③ 竖管水膜厚度计算模块。横管分为 108 段,每一小段水蒸气参数各不相同。循环结束后得出横管捕水量,然后计算竖管捕水量,两者相加完成一个时间步长。下一个时间步长时,压力发生了变化,因此捕水器入口湿空气参数随之改变,重新进行横管和竖管的水量计算,直到捕水结束,得到总的捕水量。

4 计算结果与分析

真空室内在 6 min 左右达到闪发点(若室温为 20℃,闪发点为 2 338 Pa),这部分水是真空室容积内的空气所含的水蒸气量(大约 4 g)。此计算过程略。

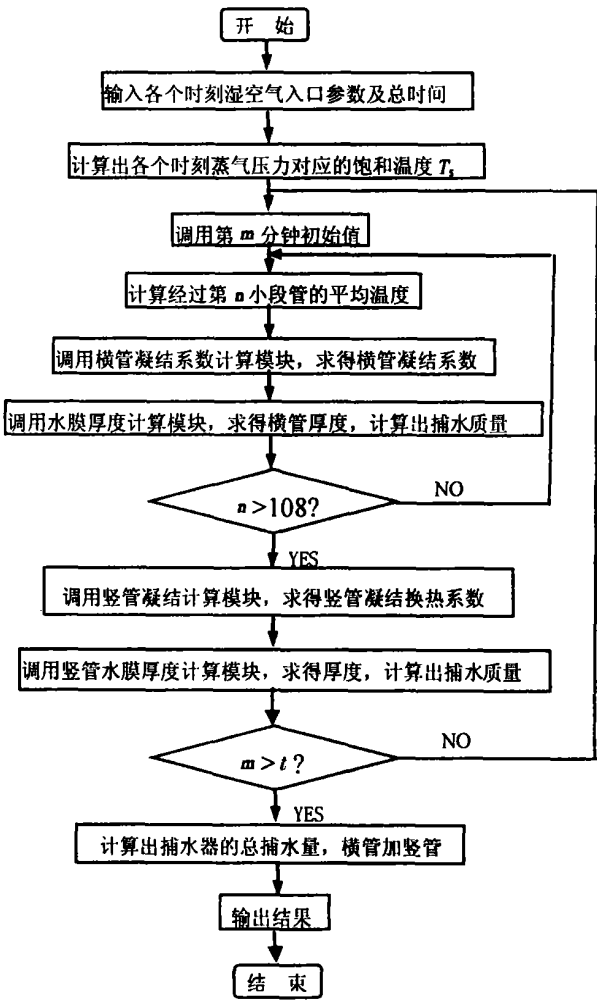


图 4 捕水器捕水计算流程图

当压力下降到 660 Pa 左右,此时水蒸气的沸腾温度为 1℃左右。在此后的一段时间内,真空泵的压力在 610~660 Pa 左右,蔬菜表面水分蒸发殆尽,内部热量通过导热传递到表面并通过少量的蒸发带走热量,所以从蔬菜表面达到预处理温度到实验结束的这段时间内,捕水器捕水量非常有限。

从闪发点的 2 300 Pa 到 660 Pa 这段时间内,大约有 10~12 min 左右,是捕水的高峰期。在达到闪发点后,真空室内的水蒸气含量迅速增加,所以捕水器的捕水量有一个明显的最大值,随后按分钟减小。

图 5 和图 6 是不同面积对应的捕水量,采用改变管径的方法,改变面积。可以发现,虽然管径只是改变了 2 mm,但是捕水量的变化是明显的,φ14 mm 管径的总捕水量达到 1 357.90 g,而最小的 φ10 mm 的管径只有 491.27 g。

图 7 和图 8 是不同壁面温度下的捕水量。可以看出,壁面温度在保持在 0℃以上,水蒸气以液体形式凝结,壁温对捕水量影响很小。

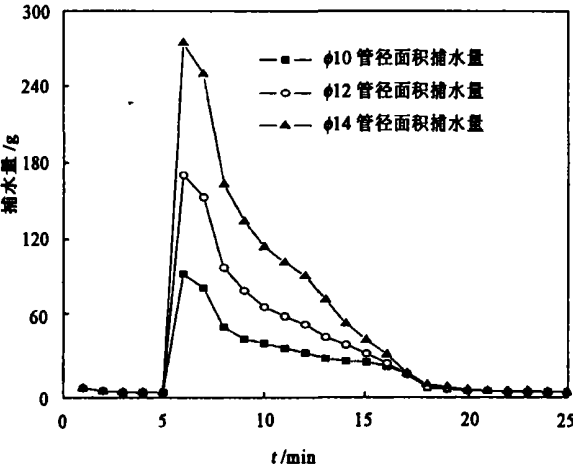


图 5 不同时刻对应的捕水量

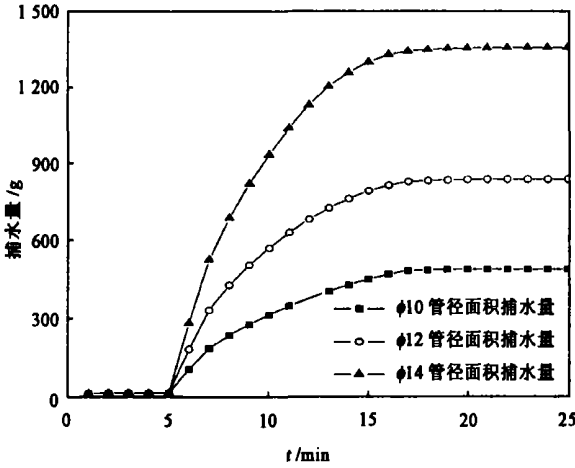


图 6 不同时刻对应的总捕水量

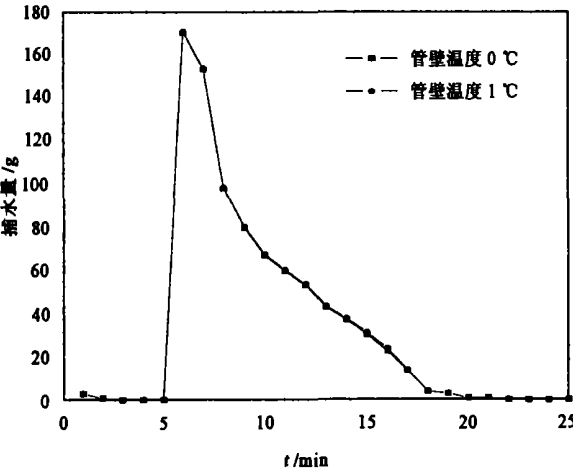


图 7 不同时刻 2 种壁面温度对应的捕水量

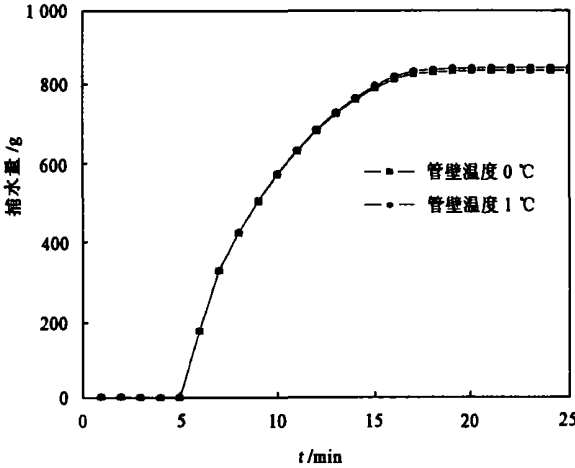


图 8 不同时刻 2 种壁面温度下的总捕水量

图 9 和图 10 是不同制冷量即不同的蒸发温度时,对应的捕水量变化。可以看出,在-5℃时,捕水量最大,总捕水量在 856 g 左右,基本上达到系统要求。制冷机组的能耗是系统优化的关键,因此必须选择合适的制冷量和蒸发温度,保证真空预冷系统的能耗最低。

5 结 论

通过建立捕水器的物理模型,利用传热传质知识求解,得出捕水器的理论捕水量,从而对设计真空预冷机组的捕水器提供一定的借鉴。分析可得:

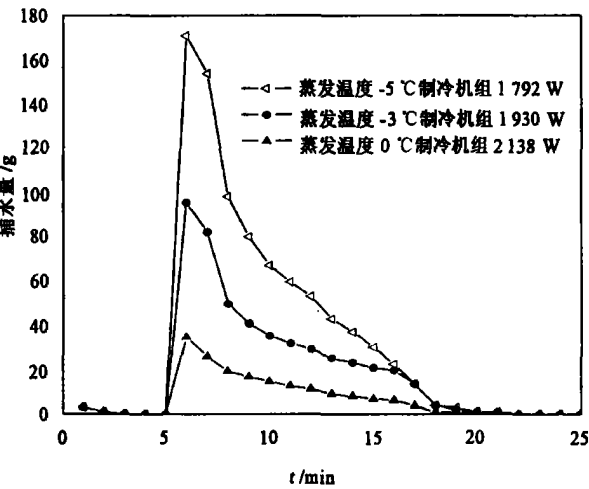


图 9 不同制冷量对应的捕水量

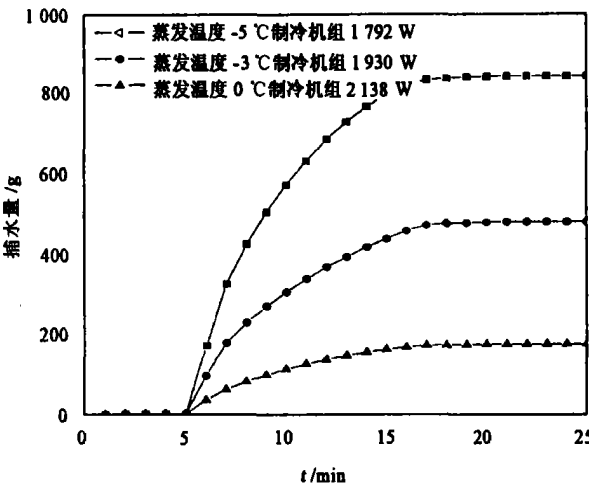


图 10 不同制冷量对应的总捕水量

(1)捕水器内的管路捕水面积对捕水量影响很大,管路面积又是和捕水器尺寸、真空室容积、材料用量、价格等密切相关。因此在设计捕水器时,捕水面积是一个重点考虑的因素。

(2)捕水器壁面温度要保持在 0~1℃ 之间,在理论计算中,它对凝结换热系数的计算有一定的影响,但整体上看,对捕水量影响不大。

(3)制冷系统设定不同的蒸发温度,机组的能耗就会有差别,从而直接影响到理论计算中的参数,所得捕水量差别也很大。当前能源问题日益严峻,节约能源在设计捕水器及其真空机组方面应给予充分重视。

参考文献:

[1] 徐成海,张世伟,关奎之,等.真空冷冻干燥机真空系统特性的研究[J].真空,2000,(6):16~19.
[2] 吴业正.制冷原理与设备[M].西安:西安交通大学出版社,1997.198.
[3] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,1998.420.
[4] 任泽霁.对流换热[M].北京:高等教育出版社,1998.213.

欢迎广大读者订阅本刊，
欢迎广大广告客户刊登广告。