

基于空气源热泵的新型低温蒸发浓缩系统的实验探究

杨 铃^{1,4}, 靳 玮², 苏庆宗², 熊 鑫^{1,4}, 王亚雄^{2,3,4*}

(1. 内蒙古科技大学化学与化工学院, 内蒙古 包头 014010;

2. 内蒙古科技大学机械工程学院, 内蒙古 包头 014010;

3. 内蒙古博特科技有限责任公司, 内蒙古 包头 014030;

4. 内蒙古自治区煤化工与煤炭综合利用重点实验室, 内蒙古 包头 014010)

摘要:以使用 R134a 为工质的空气源热泵为基础, 耦合真空泵、板翅式换热器搭建了一套蒸发浓缩系统, 在不需要新鲜蒸汽输入的情况下, 能将物料产生的蒸汽回收利用再次加热原料, 不仅降低了能耗, 而且提高了系统的制热性能。在保持其他实验变量不变的条件下, 探究了不同真空度以及不同环境温度对系统性能的影响。结果表明, 随着真空度的提高, 系统的蒸发温度降低, 压缩机的功耗减少, 系统的制热量明显提高。在蒸发罐真空度为 0.07 MPa 下, 热泵系统的能效比 (COP) 可以达到 6.0, 系统蒸发速率为 22 kg/h; 随着环境温度的升高, 系统的制热量、蒸发速率及 COP 均增加, 制热量由 0℃ 时的 9.7 kW 上升至 20℃ 时的 17.7 kW, 增加了 83%, 在 20℃ 环境温度中, 热泵 COP 达到 5.38, 系统蒸发速率达 17.71 kg/h。

关键词:空气源热泵; 低温蒸发; 蒸发速率; 余热回收

中图分类号: TB61

文献标志码: A

文章编号: 0253-4320(2022)S2-0359-06

DOI: 10.16606/j.cnki.issn0253-4320.2022.S2.072

Experimental research on a new low-temperature evaporation-concentration system based on air source heat pump

YANG Qian^{1,4}, JIN Wei², SU Qing-zong², XIONG Xin^{1,4}, WANG Ya-xiong^{2,3,4*}

(1. School of Chemistry and Chemical Engineering, Inner Mongolia University of Science & Technology, Baotou 014010, China; 2. School of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Science & Technology, Baotou 014010, China; 3. Inner Mongolia BriTech Co., Ltd., Baotou 014030, China; 4. Key Laboratory of Coal Chemical and Coal Comprehensive Utilization, Inner Mongolia Autonomous Region, Baotou 014010, China)

Abstract: An evaporation-concentration system is built based on an air source heat pump with R134a as the working fluid, coupled with a vacuum pump and a plate-fin heat exchanger. Without the need for fresh steam input, the steam generated by the material can be recycled and reutilized, which reduces energy consumption and improves the heating performance of the system. Under the condition of keeping other experimental variables unchanged, the influences of the vacuum degree of the system and the environmental temperature on the performance of the system are explored. Experimental results show that as the vacuum degree increases, the evaporation temperature of the system decreases, the power consumption of the compressor drops, and the effective heating capacity of the system is significantly increased. Under a vacuum degree of 0.07 MPa in the evaporator, and the energy efficiency ratio (COP) of heat pump system reaches 6.0, and the system evaporation rate reaches 22 kg·h⁻¹. With the increasing ambient temperature, the heating capacity, evaporation rate and COP of the system all increase. The heating capacity increases from 9.7 kW in an ambient temperature of 0℃ to 17.7 kW in an ambient temperature of 20℃, an increase of 83%. At an ambient temperature of 20℃, COP reaches 5.38, and the evaporation rate is 17.71 kg·h⁻¹.

Key words: air source heat pump; low temperature evaporation; evaporation rate; spent heat recovery

经济的发展与人民生活水平的提高都离不开能源的支撑^[1], 尤其中国还是发展中大国, 在“减碳”和“能耗双控”的大背景下, 提高能源利用率势在必

行。据统计, 现阶段我国工业领域能耗约占全国能源消费总量的 60% 以上^[2]。减少工业耗能、提高在工业生产中的能源利用率、充分回收利用余热, 是现

收稿日期: 2022-04-27; 修回日期: 2022-06-06

基金项目: 鄂尔多斯科技重大专项 (2019ZD065); 内蒙古自治区关键技术攻关计划项目 (2021GG0043)

作者简介: 杨铃 (1997-), 男, 硕士生; 王亚雄 (1964-), 男, 博士, 博导, 教授, 研究方向为热管、热泵、储热、强化传热等, 通讯联系人, 149416922@qq.com。

阶段亟需解决的问题。

在蒸发浓缩操作中,热泵蒸发与多效蒸发是提高能量利用经济性的两条最主要途径^[3-4]。在多效蒸发的工艺中,需要用燃煤锅炉或电加热等方式生产蒸汽去加热原料液使其蒸发浓缩,浪费了大量的能源^[5]。多效蒸发虽然在一定程度上节省了生蒸汽,但第一效仍然需要源源不断地提供大量生蒸汽,而且增加效数也是有限度的^[6],一般采用三效。机械蒸汽再压缩技术(Mechanical Vapor Re-compression, MVR)由于节约能耗、蒸发效率高、技术成熟而被广泛应用,MVR 系统只需要最初的生蒸汽供给,可多次对蒸汽进行利用,适合于物料液蒸发浓缩;但是蒸汽的比容比较大,对压缩机的要求较高,气密性必须保持良好,所以 MVR 对设备要求比较高。在蒸发浓缩中,有些物料具有热敏性、腐蚀性等,对这些腐蚀性、热敏材料的蒸发浓缩需要较高能耗。针对这些问题,Han 等^[7]采用了闭式低温热泵蒸发浓缩方案;Lin 等^[8]研制了一项蒸汽压缩热泵结合双级强制循环蒸发器(VCHP-FCE)系统,用热力学第一、第二定律分析了能量系统平衡和焓效率,建立了实验装置并分析了该系统的热参数和性能。Pang 等^[9]阐述了工业热泵技术应用于废液蒸发过程中的节能、环保优点,用热泵蒸发系统进行了工艺设计,研制了压缩阶段水润滑热泵样机,其节能效果显著。Zhang 等^[10]为解决能源浪费问题,将热泵系统和双效蒸发浓度系统相结合,提出高温热泵双效蒸发浓度系统,替代了高温蒸汽热源,充分利用了上效二次蒸汽的热量,同时实现了中间水的循环利用。谢继红等^[11]使用常压低温热泵蒸发浓缩装置,并在不同工况下研究吨水能耗比。Slesarenko^[12]将间接式低温热泵蒸发系统应用在海水淡化中。张慧晨等^[13]采用以空气为萃取剂的热泵低温蒸发系统,对工业废水蒸发浓缩,研究出浓缩量与空气质量流量、

废水质量流量的关系。王晓静等^[14]采用 Aspen 软件建立了热泵中药蒸发浓缩模型,对各个模型进行分析并得出蒸发操作的适宜条件,随后组建实验设备验证 Aspen 模型的可行性。卢迅等^[15]针对高温蒸发浓缩碱液容易发生“碱脆”危害的特点,设计了一套使用 R22 工质的分级低温蒸发浓缩碱液热泵循环系统,保证了蒸发过程的连续性,同时又节约了能量。在热敏性物料的蒸发浓缩过程中,温度过高会使物料分解、变质以及发生其他反应,在工业生产操作中常用减压蒸发的方法降低浓液的沸点^[16]。将热泵作为节能型设备,在生活和工业中都有广泛的应用,利用热泵回收余热转化为高温热源、提高热泵性能是目前主要的研究方向。有研究人员^[17-19]在高温热泵系统进行了不同形式换热器的应用并探究其性能。为了提高低温热水生产效率,减少低温热水生产过程中的污染排放,Li 等^[20]提出了一种基于空气源吸收式热泵(ASAHP)的供暖系统并分析了节能潜力。王丰浩等^[21]对空气源热泵在低温环境下的适应性进行了分析。Huang 等^[22]采用以 R410A 为制冷剂的风冷热泵冷热水机组完成了变环境温度制热运行的实验,分析了机组在变环境温度下制热运行的特性。

在蒸发浓缩过程中,多效蒸发与 MVR、TVR 技术都存在缺点。本课题组耦合了空气源热泵、水环真空泵、板翅式换热器等设备搭建了一套新型低温蒸发浓缩系统实验平台,进行了以空气源热泵作为供热源、真空泵抽取蒸发罐中压力、换热器进行蒸汽换热回收的实验,通过真空度以及环境温度的改变,探究对空气源热泵低温蒸发浓缩系统性能的影响。

1 空气源热泵蒸发浓缩系统

图 1 为空气源热泵蒸发浓缩系统的工作流程图。基于空气源热水器系统进行改装,主要由热泵

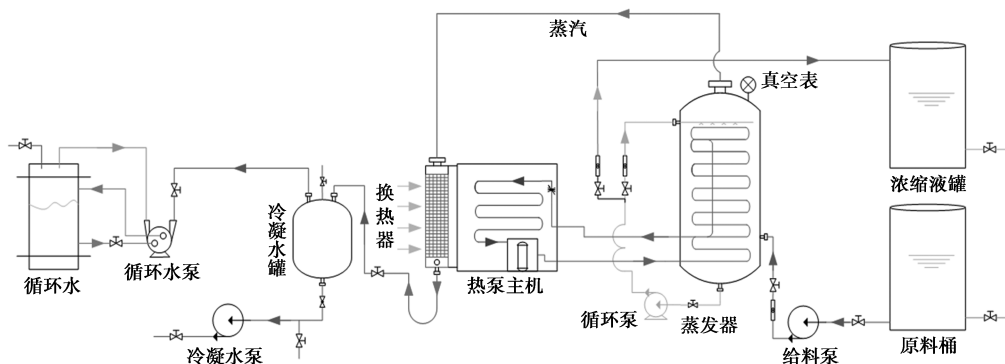


图 1 空气源热泵蒸发浓缩系统的工作原理流程图

主机、板翅式换热器、水环真空泵以及其他管道组合而成。装置的循环系统有工质循环系统、物料循环系统和真空系统。本实验中的原料液为水。

(1) 工质循环系统

在热泵工质循环中(本实验采用的工质为 R134a), 热泵主机中的压缩机将低温低压的气体工质压缩为高温高压气体, 被压缩后的工质进入冷凝器与罐中的水通过盘管发生热交换, 将罐内的冷水加热到一定温度, 此时的工质相变放热为中温高压液体, 后流入热泵主机中的节流阀, 经过节流装置调节变成低温低压液态工质。从节流装置出来的低温低压工质流经热泵主机的盘管蒸发器, 用风机不断地抽取室内空气, 空气热源加热泵蒸发盘管中的工质, 工质吸热蒸发成了低温低压的气体, 低温低压气体再次进入压缩机。依次循环。

(2) 物料循环系统

在实验物料循环系统中, 原料桶中的水经过给

料泵输送到蒸发罐中, 用热泵工质加热罐中的冷水。罐内的水温达到沸点后产生的蒸汽被水环真空泵抽取到换热器, 室内的空气经换热器与蒸汽换热, 热量用于热泵工质的蒸发, 蒸汽换热后经过冷凝罐冷却为蒸馏水, 通过水泵再将冷凝水排出。蒸发罐中的水不断地蒸发浓缩, 浓缩液会在蒸发罐的下部, 然后通过循环水泵将浓缩液抽取到浓缩液罐中。

(3) 真空系统

该实验中的原料液为水, 常压下沸点为 100°C , 实验过程为负压下蒸发浓缩, 使水在低于 100°C 蒸发, 实验需要使用循环真空泵维持整个系统的压力状态, 真空泵在维持系统负压的同时又将蒸发罐中产生的蒸汽抽取到换热器与空气换热, 提高热泵工质蒸发温度, 冷凝水罐的冷凝水也是通过水环真空泵抽取蒸汽后在罐中冷凝产生。

(4) 系统能量流动分析

该实验系统能量流动分析见图 2。

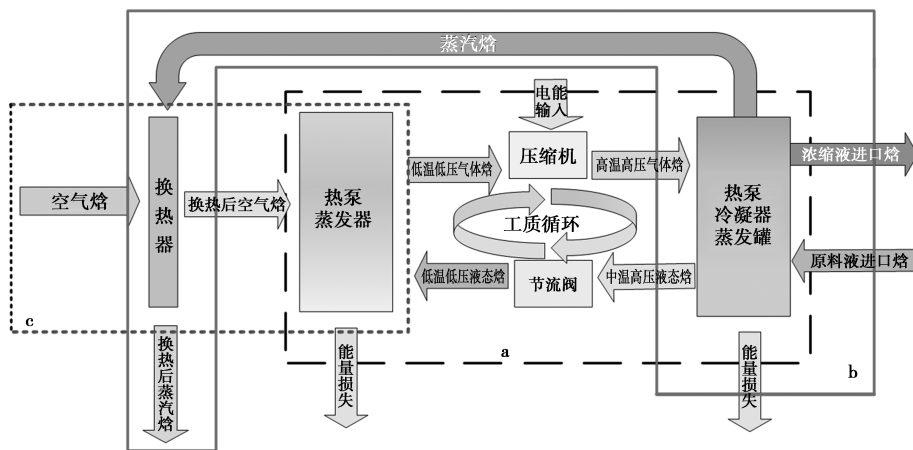


图 2 系统能量流动分析

由图 2 可以看出, 该系统中有原料液、热泵工质、空气的能量转化流动以及电能的输入。电能主要输入压缩机使压缩机做功, 将低温低压气体工质压缩为高温高压气体。图 2 中 a、b、c 分别代表工质能量流动、原料液的能量流动以及空气的能量流动。a 中工质的能量流动主要在热泵冷凝器与蒸发器发生相变, 在热泵冷凝器放热、蒸发器吸热, 通过压缩机压缩工质、节流阀调节压力温度。在 b 中的能量流动过程中, 原料液输入蒸发罐, 被高温高压的工质加热至沸腾, 浓缩液留到罐底, 沸腾后产生的蒸汽通过板式换热器与 c 中的空气换热后用于热泵蒸发, 换热后的蒸汽发生相变冷凝为液体, 对蒸汽的显热回收利用, 与直接用空气加热热泵工质蒸发相比, 换热后的空气温度更高, 理论上能获得更多的制热量,

而代价仅是热泵输入的电能。

2 实验结果与分析

2.1 真空度的影响

为了更好地研究空气源热泵蒸发浓缩系统的性能, 考察了在不同真空度下改变料液水的蒸发温度对于系统蒸发速率、制热量、压缩机耗电以及 COP 的影响。因包头市海拔地势高, 当地大气压力不能以标准大气压 $0.101\ 325\ \text{MPa}$ 计算, 根据气象条件查到包头市平均大气压为 $0.089\ 6\ \text{MPa}$ 。实验分别探究了真空度在 0.05 、 0.06 、 $0.07\ \text{MPa}$ 下的装置性能, 在实验操作中进料速率维持稳定, 环境温度维持在 $(26\pm 2)^{\circ}\text{C}$ 范围内。

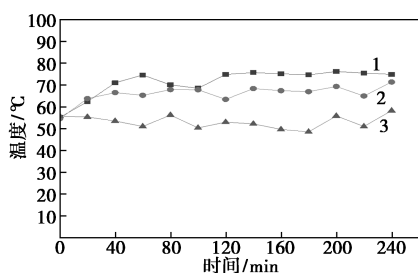
不同压力下水的沸点参见表 1。

表 1 不同压力下水的沸点对照表

真空度/ MPa	绝对压力/ MPa	沸点/ ($^{\circ}\text{C}$, 标准压力)	沸点/ ($^{\circ}\text{C}$, 包头市)
0.07	0.019	69.0	55
0.06	0.029	75.8	68
0.05	0.039	81.3	75

2.1.1 对系统原料液蒸发温度的影响

各组实验在室温维持稳定的情况下,先开启热泵将原料液加热到 55°C ,再用冷凝罐罐顶阀门控制蒸发罐的真空度,使蒸发罐中的真空度在 0.07、0.06、0.05 MPa 下测出原料液的蒸发温度,此时开启真空泵持续工作 4 h,原料液的蒸发温度变化如图 3 所示。由图 3 可以看出,蒸发罐中的水温在达到沸点之后(参见表 1),料液出现缓慢的沸腾,而后出现了波动,在真空度 0.05 MPa 时,出现的波动并不大,在真空度 0.07 MPa 下,波动比较明显。原因是温度达到 55°C 开启真空泵后,0.07 MPa 下的沸点温度较低,随着热泵不断地输入热量,很快达到沸点,达到沸点之后,在热泵不断加热下罐内的水有过热现象,此时的过热度导致一种突然剧烈沸腾的现象,该现象吸收大量的热量,导致热泵工质供热不足,而是吸收水本身内在的热量,使得水温下降,在剧烈沸腾结束之后水温达到该压力下的最低值,但是并未沸腾,后随着热泵热量持续的供给,水温逐渐升高,再次出现剧烈沸腾现象。因此得出结论,在罐内真空度升高,罐中水过热度增大,所以在真空度越高时水温越容易出现波动。



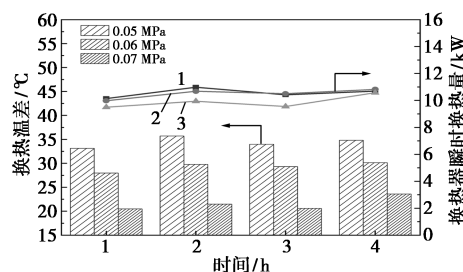
1—0.05 MPa; 2—0.06 MPa; 3—0.07 MPa

图 3 不同真空度下的原料液温度变化

2.1.2 对换热性能的影响

在系统中,由于热泵风机的功率是稳定的,所以抽风速率也是稳定的,换热器的换热性能主要受换热温差影响,也就是受料液水的蒸发温度影响。在实验过程中,出现水温波动的现象导致板翅式换热器的换热温差并不是一直维持不动,换热量也会随

水温波动,换热前后环境温度变化较大,从而影响到热泵工质蒸发。所以在换热温差的数据分析中,采用瞬时换热进行分析。由图 4 可以看出,在真空度 0.05 MPa、蒸发温度 75°C 下,原料液蒸发时产生的蒸汽温度升高,空气与蒸汽在换热器换热的温差较大,达到 36°C 。在真空度 0.07 MPa 下,蒸发温度下降,换热温差减小。通过板翅式换热器,经过蒸汽与空气换热后,换热量能达到 10 kW,而且换热量在真空度减小、蒸发温度增加时,效果更加明显。因此,换热量是随着真空度的降低、蒸发温度的升高而增加,换热温差与换热量增加、换热器的换热性能提升,充分说明了该实验设备能够回收利用蒸发罐中物料沸腾时的蒸汽。

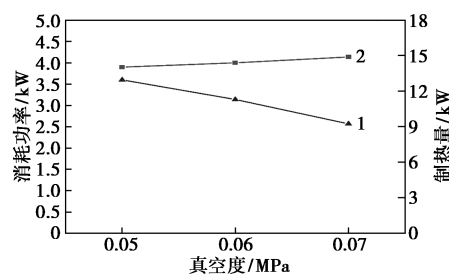


1—0.05 MPa; 2—0.06 MPa; 3—0.07 MPa

图 4 不同真空度下的换热温差与换热量的变化

2.1.3 对系统能耗与制热量的影响

由图 5 中可以看出,真空度变化对于系统能耗与制热量的关系,随着真空度的增大、原料液蒸发温度的降低,系统能耗是逐渐降低的,而系统的制热量却是增加的



1—消耗功率; 2—制热量

图 5 不同真空度下的制热量与消耗功率的变化

系统的消耗功率由真空度为 0.05 MPa 时的 3.6 kW 降至真空度 0.07 MPa 时的 2.87 kW。消耗功率改变的主要原因一方面是原料液的蒸发温度随着真空度增大而降低,消耗更少的压缩机功率,压缩机的耗能减少;另一方面是因为随着时间的推移,蒸发罐中水的温度逐渐升高,在真空度为 0.05 MPa 时,罐中的原料液蒸发温度最高,从而蒸发罐中换热

器的水温越来越高,进而造成冷凝温度和冷凝压力逐渐升高,吸排气压力差变大,压力比也随之提高,此时的设备功耗较大。

系统的制热量是随着真空度的升高和原料液蒸发温度的降低而增大。因为在高真空度时,水的蒸发温度降低,原料液蒸发温度此时是降低的,随着加热时间的推移,系统的排气温度与热水之间传热温差的增大加强了换热效果。同时,蒸发罐中的水量稳定不变,真空度增大,原料液蒸发温度降低,会导致工质冷凝温度的降低,压缩机的吸气比容减少,而压缩机的理论输气量却是不变的,这样进入压缩机的制冷剂体积流量增大。制冷剂循环量的增加,会导致制热量的升高。

图 6 分析了不同真空度下,系统的理论制热量与系统实际吸收热量的差值。可以看出,系统的理论制热量和实际制热量的差值随着真空度的增加而增加。在真空度为 0.05 MPa 时,理论制热与实际制热相差 0.39 kW,说明在低真空度时制热能够有效利用,主要是蒸发罐中的原料液温度较高,工质的冷凝温度与原料液的温差增加,此时热泵系统的制热能够更好地被原料液所吸收。在 0.07 MPa 时的换热效果不理想,与低真空时相比,制热量增加,但原料的实际吸热量与理论有较大差值,因为随着真空度的增加,原料蒸发温度降低,传热温差降低,热损增加,热泵的热量在工质冷凝盘管传热降低,所以在高真空度时,制热量虽然增加,但热泵对于系统有效的制热量是降低的。

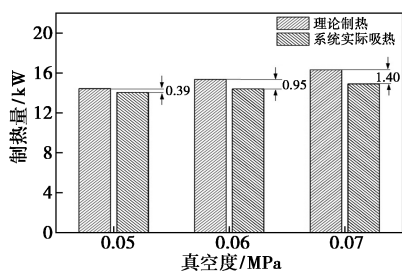


图 6 不同真空度下的理论制热与系统实际吸热量变化

2.1.4 系统能效比

热泵的性能参数用热泵能效比 (COP) 表示,是由系统的制热量与压缩机能耗决定的。从图 7 可以看出,随着真空度的升高,COP 逐渐增大,对于性能系数 COP 而言,蒸发温度降低时,制热量增加,而压缩机耗电增大,所以 COP 值随着蒸发罐中原料液温度的增加而减小,真空度增加可以有效地增加设备

的 COP 和蒸发速率。

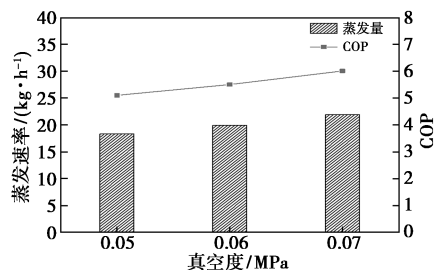


图 7 不同真空度下的热泵 COP 与蒸发速率变化

2.2 环境温度的影响

不同环境温度对于热泵系统性能的影响比较明显。环境温度取不同天气条件下的室内温度,真空度维持在 0.07 MPa,环境温度对于系统性能的影响分别见图 8~图 11。

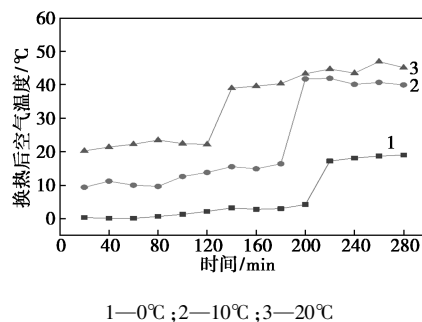


图 8 环境温度对换热后空气温度的影响

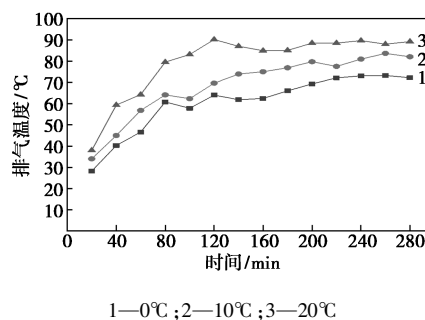


图 9 环境温度对压缩机排气温度的影响

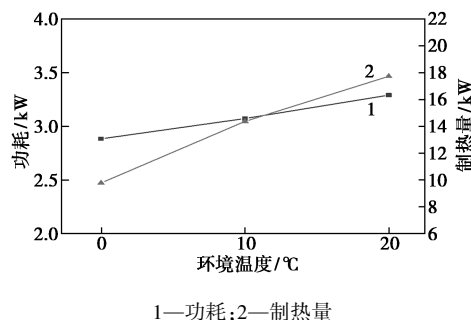


图 10 环境温度对系统能耗、制热量的影响

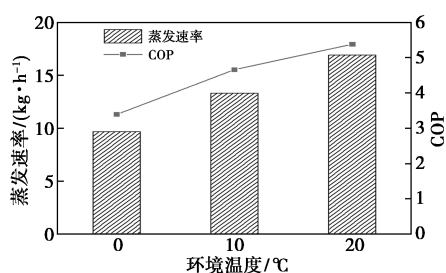


图 11 环境温度对系统蒸发速率、COP 的影响

由图 8~图 11 可见,随着环境温度的增加,压缩机的排气温度、系统能耗、制热量、蒸发速率与 COP 均增加。在环境温度为 20℃ 时,热泵的性能上升,该环境温度下罐中的水与环境温度为 0℃ 时相比,较短时间就开始沸腾,沸腾后由于较高的环境温度导致换热温差大,换热器的换热性能上升,引起热泵工质的蒸发温度升高,导致了压缩机排气温度、制热量以及能耗升高。这些实验结果的主要原因是工质蒸发温度升高,对应的工质蒸发压力就增加,冷凝压力也增加,压缩机排气温度升高,增加了热泵工质在冷凝器出口的单位焓差,与此同时,压缩机的理论排气量是一定的,但随着蒸发温度升高,压缩机吸气比容增大,工质的质量流量增加,所以系统的功耗与制热量是随环境温度升高而增加。系统制热量由环境温度 0℃ 时的 9.7 kW 增加到 20℃ 时的 17.7 kW,增加了 83%;热泵系统 COP 随着环境温度的升高由 3.39 增加到 5.38,也就导致了蒸发速率升高,蒸发速率从 9.70 kg/h 上升至 17.71 kg/h。这些结果和不同真空度下导致蒸发温度升高对系统的影响基本是一致的,可见蒸发温度升高对于热泵性能有较大影响。

3 结论

本文提出了一套以空气源热泵为基础耦合板翅式换热器、水环真空泵的低温蒸发浓缩系统,并分析了在不同真空度以及环境温度下该系统的性能变化。

(1) 随着真空度的减少,蒸发罐中的原料液蒸发温度升高,换热器的换热性能随料液蒸发温度升高而升高,最高的换热温度可以达到 36℃,换热量达到 10 kW。环境温度的升高与真空度的减少导致换热效果比较明显,空气进换热器后温度升高,蒸汽回收利用率显著提高。

(2) 系统的功率消耗随着真空度的增加而减少,系统的制热量增加,功率消耗从 3.6 kW 降低到

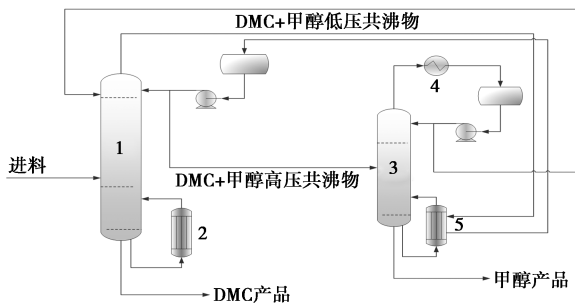
2.87 kW。随着环境温度的升高,制热量与功耗增加,制热量增加幅度较大,由 0℃ 时的 9.7 kW 上升至 20℃ 的 17.7 kW,增加了 83%。

(3) COP 和蒸发速率随真空度与环境温度的增加而增加,该系统的 COP 从最低的 3.39 增加到了 6.00,蒸发速率提升至 22.0 kg/h。经过对蒸汽的回收利用,换热后的热泵能效和蒸发速率有明显的改善,对于研究空气源热泵和浓缩蒸发具有一定的参考价值。

参考文献

- [1] 李齐.中国能源安全现状与矛盾转变[J].国际石油经济,2018,26(4):18-26.
- [2] 李敏.中国工业生产和环境治理效率评价及其与对外贸易的互动关系研究[D].合肥:合肥工业大学,2017.
- [3] 王宝江,李彦兴,姚兰.清水配制污水稀释聚合物溶液试验研究[J].大庆石油地质与开发,2001,(2):86-88,91.
- [4] 李若晗,姬爱民.基于热泵循环的水蒸发浓缩系统研究[J].辽宁化工,2021,50(1):89-91.
- [5] 廖玮.MVR 蒸发工艺在氧化铝生产中的应用前景分析[J].轻金属,2018,(2):18-20.
- [6] 秦人伟.节能热泵技术在浓缩果蔬汁生产中的应用[J].饮料工业,2012,15(12):31-33.
- [7] Han D, Yue C, Peng T, et al. Study on design and performance of low temperature heat pump evaporation system for corrosive and thermal-sensitive raw material[C]. ASME Turbo Expo, 2012, 2012: 641-649.
- [8] Lin J, Qin G, Jia C. Design and experimental analysis of a vapor compression heat pump combined with double stage forced circulation evaporators[J]. Energy Science & Engineering, 2018, 6(5): 163-172.
- [9] Pang W, Ding C, Wang J. Characteristic study on heat-pump evaporation system for concentrating of waste solutions[C]. International Forum on Energy, Environment Science and Materials (IFEESM), 2015: 349-355.
- [10] Zhang C, Wu J, Gao J. Experimental study of a novel double-effect evaporation concentration system for high temperature heat pump[J]. Desalination, 2020, 491: 25-28.
- [11] 谢继红,周红,陈东.新型常压低温热泵蒸发浓缩装置[J].轻工机械,2008,(1):25-28.
- [12] Slesarenko V V. Heat pumps as a source of heat energy for desalination of seawater[J]. Desalination, 2001, 139(1-3): 63-70.
- [13] 张慧晨,柳建华,刘林川.热泵低温蒸发系统用于工业废水浓缩性能研究[J].热能动力工程,2020,35(1):204-209,253.
- [14] 王晓静,于曰铭,祝秀.中药热泵低温蒸发过程模拟与实验研究[J].现代化工,2016,36(9):178-181.
- [15] 卢迅,杜垲,张友超.分级低温蒸发浓缩碱液热泵系统的构建与模拟分析[J].制冷技术,2017,37(4):11-17.

(下转第 369 页)



1—高压塔(T-101);2—再沸器(E-102);3—低压塔(T-102);
4—冷凝器(E-103);5—再沸器(E-104)

图10 DMC-甲醇变压精馏热耦合工艺流程图

表10 设备参数计算结果

设备	高压塔	低压塔
操作压力/MPa	1.2	0.101
塔板数	28	48
回流比	1.8	3.8
冷凝器能耗/MW	-0.895	-1.014
再沸器能耗/MW	1.063	0.894
冷凝器温度/°C	144.04	63.74
再沸器温度/°C	193.76	71.80

经计算后,DMC及甲醇产品纯度均可达到99.99%以上。

采用热耦合技术后,实现了整个变压精馏工艺中冷凝负荷降低46.88%,再沸器负荷降低45.68%,最终可减少冷却水消耗量77.2 t/h,减少低压蒸汽消耗量1.5 t/h。

5 结论

本文针对DMC-甲醇精馏工艺进行了研究,对不同文献中DMC-甲醇体系的热力学参数进行了整理、对比及分析,结合文献中的实验数据,筛选出了

较为合理、准确的二元交互参数。基于Aspen Plus软件,对不同压力下DMC-甲醇体系的共沸情况进行了热力学分析,验证了变压精馏分离该共沸体系的热力学可行性,同时搭建了DMC-甲醇变压精馏工艺,并进行了高压塔及低压塔的参数优化分析。为进一步提高精馏工艺过程中的能量利用效率,提出了高低压精馏热耦合工艺。采用热耦合技术后,冷凝负荷降低46.88%,再沸器负荷降低45.68%,最终可减少冷却水消耗量77.2 t/h,减少低压蒸汽消耗量1.5 t/h,有效提高了DMC与甲醇分离过程中的能耗,对DMC-甲醇分离的工业化应用具有指导意义。

参考文献

- [1] 李春山,张香平,张锁江,等.加压-常压精馏分离甲醇-碳酸二甲酯的相平衡和流程模拟[J].过程工程学报,2003,3(5):453-458.
- [2] 杨靖,杨梅,屈雅茹,等.变压分离甲醇与碳酸二甲酯的工艺模拟[J].蚌埠学院报,2016,5(5):38-41.
- [3] Shi Y H, Liu H L. Measurements of isothermal vapor-liquid equilibrium of binary methanol/dimethyl carbonate system under pressure[J]. Fluid Phase Equilibria, 2005, 234: 1-10.
- [4] 刘立新,李鲁闽,刘桂丽,等.碳酸二甲酯-甲醇共沸体系分离的模拟与控制[J].化工进展,2017,36(3):852-861.
- [5] 张建海,秦俏,任琪,等.反应精馏合成碳酸二甲酯过程优化及热集成研究[J].现代化工,2020,40(7):226-229.
- [6] Yu B Y, Chen M K. Assessment on CO₂ utilization through rigorous simulation: Converting CO₂ to dimethyl carbonate[J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2018, 57: 639-652.
- [7] Hu X T, Cheng H Y. Analysis of direct synthesis of dimethyl carbonate from methanol and CO₂ intensified by in-situ hydration-assisted reactive distillation with side reactor[J]. Chemical Engineering & Processing: Process Intensification, 2018, 129: 109-117.
- [8] Gu X C, Zhang X C. Technical-environmental assessment of CO₂ conversion process to dimethyl carbonate/ethylene glycol[J]. Journal of Cleaner Production, 2021, 288: 125598. ■

(上接第364页)

- [16] 宋星星,朱泽华,黄敬,等.热敏性废碱液蒸发过程的强化传热[J].化学工业与工程,2003,(2):123-125.
- [17] Pan L S, Wang H X, Chen Q Y, et al. Theoretical and experimental study on several refrigerants of moderately high temperature heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(11-12): 1886-1893.
- [18] Ma X, Chen J, Sha Q, et al. Absorption heat transformer characteristics for waste heat recovery in synthetic rubber plant[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2003, 24(3): 421-426.
- [19] Karagoz S, Yilmaz M, Comakli O, et al. R134a and various mixtures

of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(2): 181-196.

- [20] Li X, Wu W, Zhang X, et al. Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 48: 317-324.
- [21] 王洋浩,王志华,郑煜鑫.低温环境下空气源热泵的研究现状及展望[J].制冷学报,2013,34(5):47-54.
- [22] Huang H, Qin Z, Li Q, et al. Heating performance analysis of air-source heat pump chiller with refrigerant R410A at varied environment temperature[J]. Cryogenics, 2008, (1): 45-49. ■