

文章编号:0253-4339(2025)03-0130-08

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.03.130

闭式热泵衣物干燥系统多工况性能研究与分析

弓亲亲¹ 穆永超¹ 罗景辉¹ 刘伟²

(1 河北工程大学能源与环境工程学院 邯郸 056038; 2 河北省科学院能源研究所 石家庄 050000)

摘要 为研究不同干燥工况对闭式衣物热泵干燥系统性能的影响,通过控制单一变量的方法,以循环风量、膨胀阀开度和干燥箱进风温度为变量,研究其对系统制热量、热泵系统能效(S_{COP})、冷量利用率(E_R)及焓损失的影响并进行分析。结果表明:膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1000 m³/h时,系统制热量增大,增幅为59.73%, S_{COP} 、 E_R 和焓损失减小,降幅分别为31.29%、56.65%和31.31%;循环风量为1000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时,系统制热量、 S_{COP} 和 E_R 增大,增幅分别为32.58%、6.51%和29.51%,焓损失减小,降幅为12.44%;膨胀阀开度为70%、循环风量为1000 m³/h,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时,系统制热量增大,增幅为43.71%, S_{COP} 、 E_R 和焓损失减小,降幅分别为11.22%、60.84%和14.17%。分析研究结果可知,降低循环风量、干燥箱进风温度以及提高膨胀阀开度均有利于改善系统性能,达到节能的目的。

关键词 闭式热泵干燥系统;制热量;能效;冷量利用率;焓损失

中图分类号:TU834.9;TM925.34

文献标识码:A

Research and Analysis of Multi-Condition Performance of a Closed Heat Pump Clothing Drying System

Gong Qinqin¹ Mu Yongchao¹ Luo Jinghui¹ Liu Wei²

(1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Engineering, Handan, 056038, China;
2. Institute of Energy Research, Hebei Academy of Sciences, Shijiazhuang, 050000, China)

Abstract To investigate the effect of different drying conditions on the efficacy of a closed heat pump clothing-drying system, parametric studies with control variables were carried out on the circulating air volumetric flow rate, expansion valve opening, and air inlet temperature within the drying chamber and their impact on system heat production, heat pump system coefficient of performance (S_{COP}), cooling capacity utilization ratio (E_R), and exergy loss. The findings indicated that when the expansion valve was set to 70% opening, the circulating air volumetric flow rate was increased from 500 m³/h to 1000 m³/h, and the heat generation of the system increased by 59.73%. In contrast, the S_{COP} , E_R , and exergy loss decreased by 31.29%, 56.65%, and 31.31%, respectively. Furthermore, when the circulating air volumetric flow rate of 1000 m³/h was maintained while adjusting the expansion valve opening from 20% to 70%, the heat generation, S_{COP} , and E_R of the system increased by 32.58%, 6.51%, and 29.51%, respectively. At the same time, the exergy loss decreased by 12.44%. Finally, under the conditions of a 70% open expansion valve, a circulating air volumetric flow rate of 1000 m³/h, and an increase in the desiccator's air intake temperature from 40℃ to 70℃, the heat generation of the system increased by 43.71%, while the S_{COP} , E_R , and exergy loss decreased by 11.22%, 60.84%, and 14.17%, respectively. These results emphasize the advantages of reducing the circulating air volumetric flow rate and inlet air temperature within the drying chamber while increasing the expansion valve opening, as these adjustments help to improve the overall performance of the system and promote energy efficiency.

Keywords heat pump drying system; system heat production; energy efficiency; cooling capacity utilization ratio; exergy loss

传统干衣机将干燥过程中产生的废气直接排放,不仅浪费了热量,而且对环境造成了湿污染^[1]。但热泵干燥衣物利用电加热或热泵技术使衣物中的水分及时蒸发,干衣快速且不受天气条件限制,在现代生活中的需求越来越广泛。因此深入研究衣物热泵干燥技术,降低干燥能耗,提高干燥品质,是一项具有节能意义的工作^[2-3]。

与自然干燥相比,热泵干燥技术通过干燥装备对干燥过程进行调控,可有效改善物料干燥品质并大幅提高干燥效率^[4-5]。目前关于热泵干燥技术的研究主要通过热力学知识进行实验^[6-8]和数值模拟^[9-10],研究物料干燥的最佳工艺参数。对此,国内外许多学者进行了大量的实验和理论研究。张春路等^[11]建立了热泵干衣机数学模型,将模型结果与实验结果进行

对比得出,循环风量为 $180 \text{ m}^3/\text{h}$ 、新风比例为 $9\% \sim 10\%$ 时 SMER (specific moisture extraction rate, 单位除湿能耗比) 最大;在冷凝温度限值之内,增加充注量有利于 SMER 的提高。Fu Hailun 等^[12]对闭式循环热泵干燥系统进行了热回收方案设计及热力学分析,减小蒸发器端差、提高压缩机绝热效率和回热器效率可以减小整个系统的焓损失。王珍^[13]制作了膜蒸馏再生除湿溶液型热泵干衣实验装置,在常压低温条件下进行了衣物干燥实验和除湿溶液再生实验研究,得到了装置运行过程性能变化规律和稳态工况性能数据。孟照峰等^[14]分析了闭式热泵干燥系统的热力学性能,发现改变膨胀阀开度可以显著提高制热量和 COP (coefficient of performance, 性能系数),在制热量变化较小的情况下,可以通过降低干燥温度来提高 COP,系统运行时需要考虑降低压缩机转速以提高 COP。Zhang Zude 等^[15]对低温工况下增湿增焓与太阳能蓄热协同作用下热泵干燥系统性能进行研究,提出从多能耦合的角度对热泵干燥系统的能量供需关系进行优化,为低温条件下热泵和太阳能储能的高效利用提供了参考价值。曾涛等^[16]研究了装填密度对系统性能及干燥品质的重要影响,结果表明装填密度增加香菇干燥时间逐渐增长,平均 COP_{sys} 、平均 SMER 和复水比均先增大后减小。Duan Shuangping 等^[17]研究了一种分级冷却/除湿两级蒸发热泵干燥系统的热力学性能,研究结果将为两级蒸发系统的实验研究、样机设计和工程应用提供理论指导和建议。

综上所述,学者们对闭式热泵干燥系统的热力学性能研究众多,但对循环风量、膨胀阀开度和干燥箱进风温度作为影响干燥系统性能的关键因素研究较少,因此为研究不同干燥因素对系统制热量、热泵系统能效 S_{COP} 、冷量利用率 E_{R} 和焓损失的影响,本文设计并搭建了一套以衣物为干燥对象的闭式热泵干燥系统,并进行了不同干燥工况的实验研究,为进一步提高闭式热泵干燥系统的能效提供新思路。

1 闭式热泵干燥系统工作原理

1.1 工作原理

闭式热泵干燥系统流程图如图 1 所示。闭式热泵干燥系统分为热泵循环子系统和空气循环子系统,对于热泵循环子系统其工作原理为:制冷剂在压缩机内被压缩成高温高压的制冷剂气体进入冷凝器,在冷凝器中放热冷凝为液态。液态制冷剂经过电子膨胀阀,压力降低,然后进入蒸发器吸热后再次回到压缩机,进行下一轮的压缩和循环。对于空气循环子系统其工作原理为:干燥过程开始后,循环空气通过进风

口进入干燥箱,与物料中的水分进行热湿交换进入热回收器进行预冷,预冷后的循环空气进入蒸发器,经蒸发器降温至露点温度以下,水分凝结成水滴被排出系统,实现了空气的除湿,除湿后的空气再次进入热回收器进行预热,预热后的循环空气进入冷凝器,使空气被加热后进入干燥室,对物料进行干燥,重新进入下一次循环。为对干燥箱进风温度进行调控并解决系统在运行过程中出现的热量堆积问题,本系统在主冷凝器中并联辅助冷凝器,通过调节阀门开度控制辅助冷凝器的制冷剂流量,进而排出多余热量,以维持干燥箱进风温度稳定。

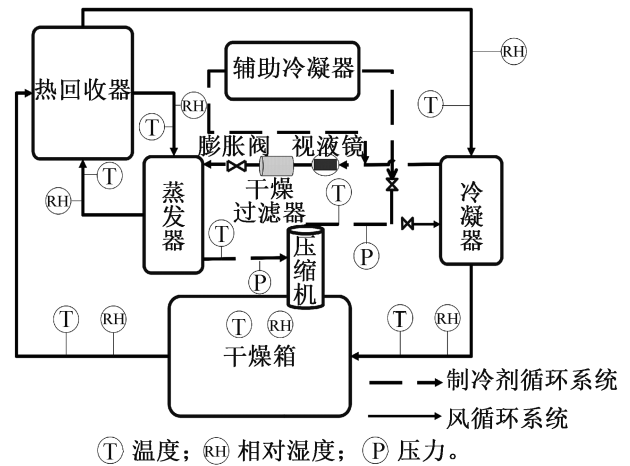


图 1 闭式热泵干燥系统流程图

Fig.1 Flowchart of closed-loop heat pump drying system

1.2 主要性能指标

1) 系统的制热量。

$$Q = M(h_{\text{cn,in}} - h_{\text{cn,out}}) \quad (1)$$

2) 热泵系统能效 S_{COP} 。

$$S_{\text{COP}} = Q/W \quad (2)$$

3) 冷量利用率 E_{R} 。

$$E_{\text{R}} = \frac{\text{干空气中水分凝结的冷量}}{\text{蒸发器的总冷量}} = \frac{\text{干空气中水蒸气在蒸发器凝结中的放热量}}{\text{凝结水蒸气的相变放热量} + \text{干空气的降温放热量}} \approx \frac{r(d_{\text{ev,in}} - d_{\text{ev,out}})}{r(d_{\text{ev,in}} - d_{\text{ev,out}}) + c_{p,d}(t_{\text{ev,in}} - t_{\text{ev,out}})} \quad (3)$$

其中, $(d_{\text{ev,in}} - d_{\text{ev,out}})$ 为干空气流经蒸发器时的凝结水量, $\text{kg}(\text{水蒸气})/\text{kg}(\text{干空气})$ 。

4) 热泵系统的焓分析。

工质在压缩机中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_{\text{comp}} = mT_0(S_{\text{comp,out}} - S_{\text{ev,out}}) \quad (4)$$

工质在冷凝器中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_{\text{cn}} = m[h_{\text{comp,out}} - h_{\text{cn,out}} - t_0(S_{\text{comp,out}} - S_{\text{cn,out}})] \quad (5)$$

工质在节流阀中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_{exp} = mt_0(S_{exp,out} - S_{cn,out}) \quad (6)$$

工质在蒸发器中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_{ev} = m[h_{ev,out} - h_{exp,out} - t_0(S_{ev,out} - S_{exp,out})] \quad (7)$$

干空气在热回收器中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_h = m[h_{h,out} - h_{exp,out} - t_0(S_{h,out} - S_{exp,out})] \quad (8)$$

工质在辅助冷凝器中的单位时间焓损失:

$$\Delta E_{au} = m[h_{au,out} - h_{cn,out} - t_0(S_{au,out} - S_{cn,out})] \quad (9)$$

热泵系统的单位时间总焓损失:

$$\Delta E_{loss} = \Delta E_{comp} + \Delta E_{cn} + \Delta E_{exp} + E_{ev} + \Delta E_h + \Delta E_{au} \quad (10)$$

热泵系统总焓损失:

$$\Delta E_{ll} = \Delta E_{loss} \tau \quad (11)$$

2 实验系统

2.1 实验装置

闭式热泵衣物干燥系统实物如图2所示。该系统主要由干燥箱、热泵机组、热回收器、辅助冷凝器、风管和控制器等组成。热泵机组主要包括冷凝器、变频压缩机、电子膨胀阀和蒸发器,制冷剂为R134a。干燥箱尺寸为1.54 m×0.60 m×0.90 m,共8层。热回收器中有低、中、高3档风量控制,分别为500、800、1 000 m³/h。

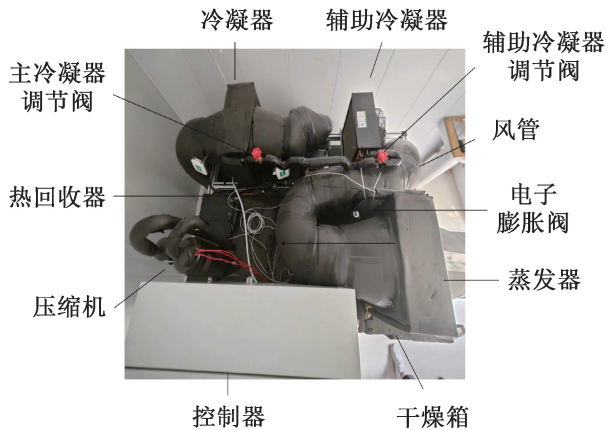


图2 闭式热泵衣物干燥系统

Fig.2 The closed-loop heat pump clothes drying system

2.2 测点布置与数据采集

实验系统测点由热泵循环子系统数据采集点和空气循环子系统数据采集点2部分组成,测点位置如图1所示。系统中测量信号(温度、相对湿度、压力、电功率)由PLC控制器进行数据采集并储存,风量由风量仪测定,物料质量由精密电子天平测定。实验系统所使用测量仪器的相关参数如表1所示。

表1 测量仪器的相关参数

Tab.1 Related parameters of measuring instruments

仪器	型号	量程	精度
温湿度传感器	PR-3000LED-	t : -40~80 ℃;	±0.3 ℃
	TH-WS-I20	RH: 0~100%	±3%RH
压力传感器	PCM330	0~4 MPa	0.5 级
风量仪	9545A 型	0~30 m ³ /s	±0.015 m ³ /s
电功率表	DDSU666 型	1.1~13.2 kW	1 级
精密电子天平	TCS-150	0~150 kg	3 级

2.3 实验方案

统一干燥物料为相同材质,取复水前干衣物质量为2.6 kg,复水后质量为14.0 kg的湿衣物作为干燥物料,为保证衣物最终湿基含水率小于10%且避免浪费更多的能量,统一干燥周期为6 h。启动系统进行预热,待温湿度参数稳定后,将复水衣物平铺放入各干燥层,关闭干燥箱门后计时开始。干燥开始后每2 min采集相关数据。蒸发器排出的冷凝水流入储水盒,每1 h称量储水盒的质量。实验中以循环风量、膨胀阀开度和干燥箱进风温度为变量分析其对热泵系统性能的影响。

1) 实验1: 设定干燥箱进风温度为40 ℃、相对湿度为10%,膨胀阀开度以10%为增量,由20%调至70%,改变不同的循环风量分别为500、800、1 000 m³/h,分析不同循环风量对系统各热力学性能的影响。

2) 实验2: 设定循环风量恒定为1 000 m³/h,膨胀阀开度以10%为增量,由20%调至70%,以及干燥箱进风温度以5 ℃为增量,由40 ℃调至70 ℃,分析不同干燥箱进风温度对系统各热力学性能的影响。

3) 实验3: 设定干燥箱进风温度为40 ℃,相对湿度为10%,膨胀阀开度恒定为20%工况下系统各部件焓损失的变化。

3 结果与分析

3.1 蒸发压力

图3所示为干燥箱进风温度为40~70 ℃、循环风量为1 000 m³/h、膨胀阀开度为20%~70%工况下蒸发压力的变化(实验2)。当膨胀阀开度为20%,干燥箱进风温度由40 ℃升至70 ℃时,蒸发压力随干燥箱进风温度的升高而升高。这是因为随着干燥箱进风温度升高,蒸发器进风温度也升高,进而使蒸发温度升高,故蒸发压力上升。当干燥箱进风温度为40 ℃,膨胀阀开度由20%升至70%时,蒸发压力随膨

胀阀开度的增大而增大,这是因为随着膨胀阀开度增大,膨胀阀的前后压差减小,进而使蒸发温度升高,故蒸发压力升高。

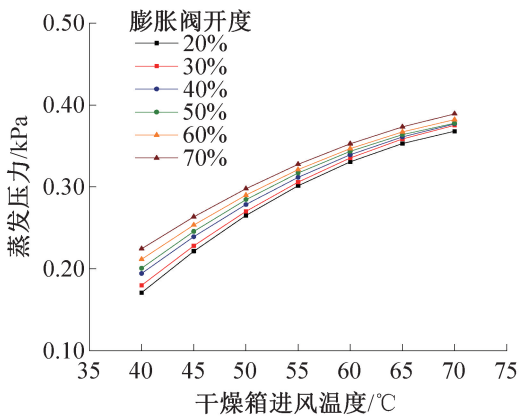


图3 不同膨胀阀开度下蒸发压力的变化

Fig.3 Variation of evaporation pressure under different expansion valve opening

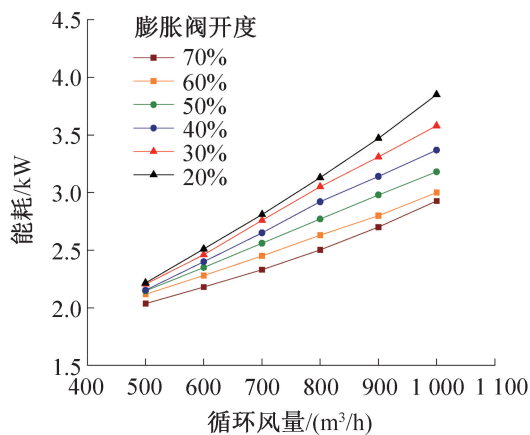
3.2 系统能耗

图4(a)所示为干燥箱进风温度为40℃、循环风量为500~1000 m³/h、膨胀阀开度为20%~70%工况下系统能耗的变化(实验1)。由图4(a)可知,当膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1000 m³/h时,系统能耗由2.03 kW升至2.92 kW,整体增幅为43.84%,其中风机功耗由0.16 kW升至0.22 kW,压缩机功耗由1.82 kW升至3.34 kW,这是因为随着循环风量增大,蒸发器与冷凝器传热系数升高,从而蒸发压力上升冷凝压力降低使制冷剂流量增加,导致压缩机功耗增加。当循环风量为1000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时,系统能耗由3.85 kW降至2.92 kW,整体降幅为31.85%,这是因为随着膨胀阀开度增大,制冷剂流量增大,传热温差减小,冷凝压力降低,蒸发压力上升,系统内制冷剂的单位压缩比功下降,使系统能耗下降。

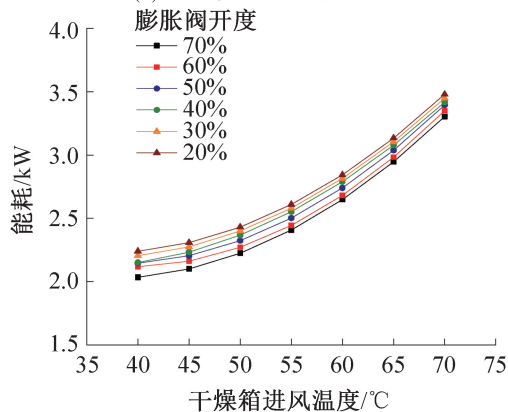
图4(b)所示为干燥箱进风温度为40~70℃、膨胀阀开度为20%~70%、循环风量为1000 m³/h工况下系统能耗的变化(实验2)。由图4(b)可知,当膨胀阀开度为70%,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时,系统能耗由2.24 kW升至3.48 kW,整体增幅为55.36%,这是因为在压缩机同等转速的情况下,随着干燥箱进风温度升高,使蒸发器进风温度也升高,导致系统蒸发温度也升高,蒸发压力上升,使系统内制冷剂的质量流量增加,故系统能耗升高。

3.3 系统制热量

图5(a)所示为干燥箱进风温度为40℃、循环风量为500~1000 m³/h、膨胀阀开度为20%~70%工



(a) 不同循环风量能耗的变化



(b) 不同干燥箱进风温度能耗的变化

图4 不同工况下系统能耗的变化

Fig.4 Variation of system energy consumption under different working conditions

况下系统制热量的变化(实验1)。由图5(a)可知,当膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1000 m³/h时,系统制热量由5.91 kW升至9.44 kW,整体增幅为59.73%,这是因为当循环风量增大时,空气和换热器的热交换增强,且由图5(a)分析可知系统内制冷剂的质量流量增加,系统制热量上升。当循环风量为1000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时,制热量由7.12 kW升至9.44 kW,整体增幅为32.58%,这是因为随着膨胀阀开度的增大,由图5(a)可知,系统制冷剂流量增加,从而制热量升高。

图5(b)所示为干燥箱进风温度为40~70℃,膨胀阀开度为20%~70%、循环风量为1000 m³/h工况下系统制热量的变化(实验2)。由图5(b)可知,当膨胀阀开度为70%,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时,制热量由6.52 kW升至9.37 kW,整体增幅为43.71%,这是因为随着干燥箱进风温度的不断提升,蒸发器进风温度升高,使蒸发温度和蒸发压力升高,导致系统制冷剂流量增加,且系统冷凝温度随干燥箱进风温度的升高而升高,因此系统制热量上升。

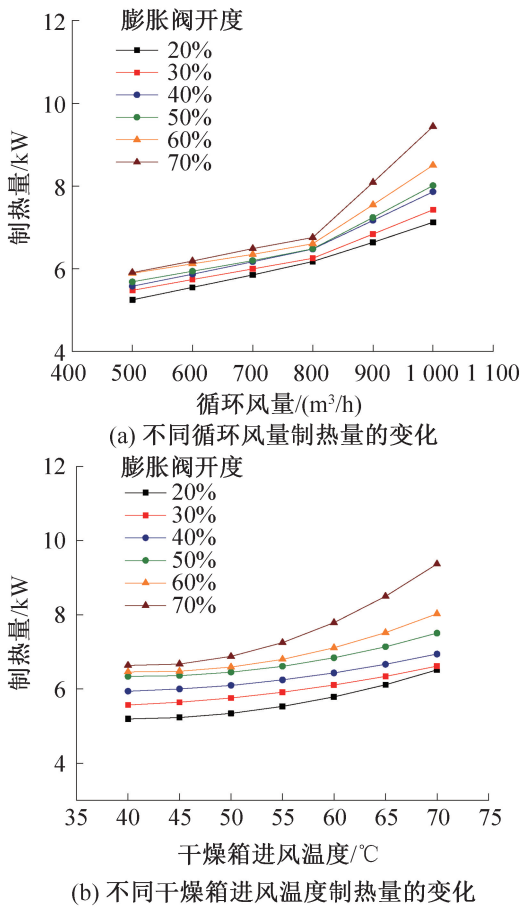


图5 不同工况下系统制热量的变化

Fig.5 Variation of system heat production under different working conditions

3.4 热泵系统能效

图6(a)所示为干燥箱进风温度40℃、循环风量为500~1000 m³/h、膨胀阀开度为20%~70%工况下系统 S_{COP} 的变化(实验1)。由图6(a)可知,当膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1000 m³/h时, S_{COP} 由5.16降至3.93,整体降幅为23.25%,这是因为随着循环风量的增加,整个机组的运行能耗和制热量增加,但系统能耗的增速大于系统制热量的增速,因此 S_{COP} 降低。当循环风量为1000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时, S_{COP} 由3.69增至3.93,整体增幅为6.51%,这是因为膨胀阀开度增大,制冷剂质量流量增加,从而使换热器的换热效果增强,制热量增加,虽然制冷剂流量的增加会导致功率消耗小幅增加,但由于制热量增幅更大,故 S_{COP} 仍会增加。

图6(b)所示为干燥箱进口温度为40~70℃,膨胀阀开度为20%~70%,循环风量为1000 m³/h工况下系统 S_{COP} 的变化(实验2)。由图6(b)可知,当膨胀阀开度为70%,干燥温度由40℃升至70℃时,

S_{COP} 由3.47降至3.12,整体降幅为11.22%,这是因为在压缩机同等转速的情况下,随着干燥箱进口温度升高,蒸发压力上升,系统内制冷剂的质量流量增加,系统能耗与制热量增加,但系统能耗的增加速率大于系统制热量的增加速率,因此 S_{COP} 逐渐降低。

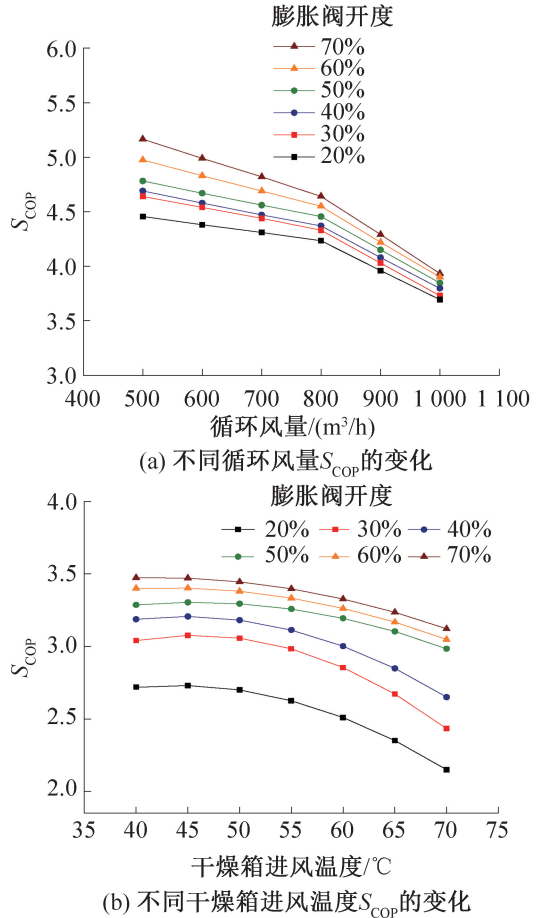


图6 不同工况下系统能效的变化

Fig.6 Variation in system energy efficiency under different working conditions

3.5 冷量利用率

图7(a)所示为干燥箱进风温度40℃,循环风量为500~1000 m³/h,膨胀阀开度为20%~70%工况下冷量利用率(E_R)的变化(实验1)。由图7(a)可知,当膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1000 m³/h时, E_R 由61.94%降至39.54%,整体降幅为36.47%,这是因为循环风量增大,使蒸发器进风相对湿度减少,系统中冷却占比增大而除湿占比减小,从而导致 E_R 降低。当风机风量为1000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时, E_R 由30.53%增至39.54%,整体增幅为29.51%,这是因为膨胀阀开度增大,制冷剂质量流量增加,制冷量增加,蒸发器出风温度降低,除湿量增加, E_R 增加。

图7(b)所示为干燥箱进风温度40~70℃,膨胀阀

开度为20%~70%,循环流量为1 000 m³/h 工况下冷量利用率(E_R)的变化(实验2)。由图7(b)可知,当膨胀阀开度为70%,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时, E_R 由51.05%降至31.74%,整体降幅为60.84%,这是因为随着干燥箱进风温度的上升,冷凝压力上升,蒸发压力上升,蒸发器进风相对湿度减小,系统中冷却占比增大而除湿占比减小,导致 E_R 下降。

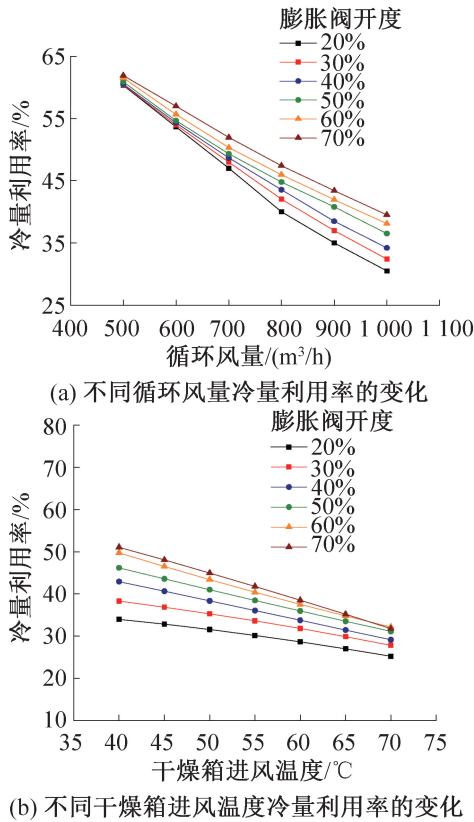


图7 不同工况下系统冷量利用率的变化
Fig.7 Variation of system cold capacity utilization rate under different working conditions

3.6 焓损失

图8(a)所示为干燥箱进风温度为40℃、循环流量为500~1 000 m³/h,膨胀阀开度为20%工况下系统各部件焓损失的变化(实验3)。由图8(a)可知,焓损失主要集中在辅助冷凝器、压缩机和热回收器,三者之和占71.03%,其中辅助冷凝器所占比例最大,为32.40%,其次为压缩机和热回收器,分别占21.00%和17.60%;节流阀仅占7.60%。

图8(b)所示干为燥箱进风温度为40℃、循环流量为500~1 000 m³/h,膨胀阀开度为20%~70%工况下系统焓损失的变化(实验1)。由图8(b)可知,当膨胀阀开度为70%,循环流量由500 m³/h升至1 000 m³/h时,系统焓损失由2.46 kW·h降至1.69 kW·h,整体降幅为31.31%,这是因为循环流量增加系统制

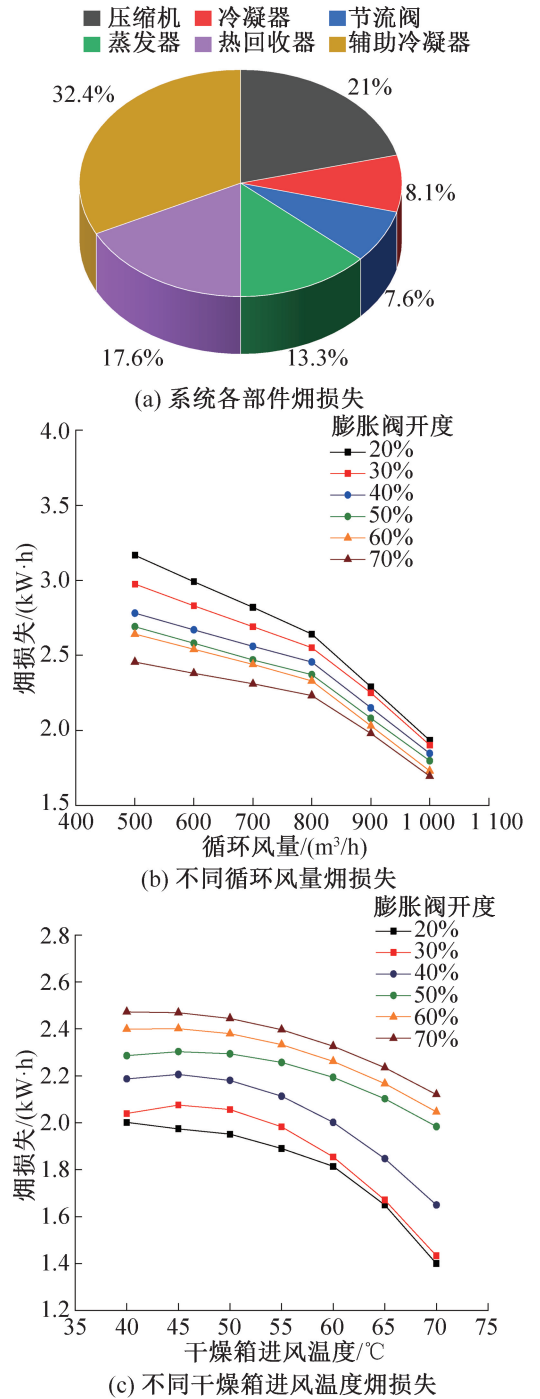


图8 不同工况下系统焓损失的变化
Fig.8 Exergic loss changes under different working conditions

热量增加,蒸发过程和冷凝过程焓损失减少,总焓损失下降。当循环流量为1 000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时,焓损失由1.93 kW·h降至1.69 kW·h,整体降幅为12.44%,这是因为膨胀阀开度增大,流经整个系统的制冷剂流量增加,节流过程的节流损失减少,从而总焓损失下降。

图8(c)所示为干燥箱进风温度为40~70℃,膨胀阀开度为20%~70%,循环流量为1 000 m³/h 工况

下系统焓损失的变化(实验2)。由图8(c)可知,当膨胀阀开度为70%,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时,焓损失由2.47 kW·h降至2.12 kW·h,整体降幅为14.17%,这是因为干燥时间随着干燥温度的增大而逐渐变短,系统总损失逐渐减小。

4 结论

本文以闭式热泵干燥系统为研究对象,分析衣物干燥过程中循环风量、膨胀阀开度和干燥箱进风温度对系统性能的影响,得到如下结论:

1)干燥箱进风温度为40℃,膨胀阀开度为70%,循环风量由500 m³/h升至1 000 m³/h时,系统制热量增幅为59.73%, S_{COP} 、 E_R 和焓损失降幅分别为31.29%、56.65%和31.31%。

2)膨胀阀开度为70%,循环风量为1 000 m³/h,干燥箱进风温度由40℃升至70℃时,系统制热量增幅为43.71%, S_{COP} 、 E_R 和焓损失降幅分别为11.22%、60.84%和14.17%。

3)干燥箱进风温度为40℃,循环风量为1 000 m³/h,膨胀阀开度由20%升至70%时,系统制热量、 S_{COP} 和 E_R 的增幅分别为32.58%、6.51%和29.51%,焓损失减小,降幅为12.44%;系统制热量和 S_{COP} 越高,闭式热泵干燥系统的节能效果越好。

分析研究结果可知,降低循环风量、干燥箱进风温度以及提高膨胀阀开度均有利于提高系统性能,可为进一步提高闭式热泵干燥系统的能效提供新思路。

本文受河北省科学院能源研究所基于热能自平衡的闭式循环热泵干燥系统的研发与应用项目(23712)资助。(The project was supported by the Research and Application Project of the Closed Cycle Ceat Pump Drying System based on Thermal Energy Self-balance of the Institute of Energy Research of Hebei Academy of Sciences (No. 23712).)

符号说明

- $c_{p,d}$ ——干空气的比定压热容, kJ/(kg·℃)
- ΔE ——单位时间焓损失, kW
- ΔE_{loss} ——单位时间总焓损失, kW
- ΔE_{II} ——热泵干燥系统总焓损失, kW·h
- E_R ——蒸发器的冷量利用率
- h ——焓值, kJ/kg
- M ——循环空气的质量流量, kg/s
- m ——R134a的质量流量, kg/s
- Q ——系统制热量, kW
- r ——水蒸气在蒸发器中凝结过程平均温度下的潜热, kJ/kg
- S ——熵值, kJ/(kg·K)

- t_0 ——环境温度, K
- t ——温度, ℃
- W ——压缩机功耗和风机功耗, kW
- τ ——干燥时间, h

下标

- au——辅助冷凝器
- comp——压缩机
- cn——冷凝器
- exp——节流阀
- ev——蒸发器
- h——热回收器
- in——入口
- out——出口

参考文献

- [1] 张联英, 付永霞, 张宏飞, 等. 闭式热泵干衣机干衣性能实验研究[J]. 上海理工大学学报, 2013, 35(4): 382-386. (ZHANG Lianying, FU Yongxia, ZHANG Hongfei, et al. Experimental research on drying-cloth performance of closed heat pump dryer [J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2013, 35(4): 382-386.)
- [2] 杨鲁伟, 魏娟, 陈嘉祥. 热泵干燥技术研究进展[J]. 制冷技术, 2020, 40(4): 2-8. (YANG Luwei, WEI Juan, CHEN Jiexiang. Research progress of heat pump drying technology [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(4): 2-8.)
- [3] XIAO Taiyang, FENG Rong, ZHAO Xingchen, et al. Heating performance, exergy, and economic analysis of a heat pump drying system with an independent operating ability for drying shiitake mushrooms [J]. Journal of Cleaner Production, 2023, 426: 138982.
- [4] 王乐意, 李长河, 刘明政, 等. 中药材干燥技术与装备研究现状[J]. 农业工程学报, 2024, 40(2): 1-28. (WANG Leyi, LI Changhe, LIU Mingzheng, et al. Research status of drying technology and equipment of Chinese medicinal materials [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2024, 40(2): 1-28.)
- [5] 翟慧星, 顾青桃, 安保林, 等. 热泵在中药材干燥领域应用现状及问题对策[J]. 包装与食品机械, 2022, 40(3): 107-112. (ZHAI Huixing, GU Qingtao, AN Baolin, et al. Current situation and problem solution suggestions of heat pump technology application in Chinese herbal medicine drying field [J]. Packaging and Food Machinery, 2022, 40(3): 107-112.)
- [6] 朱传辉, 李保国, 杨会芳, 等. 太阳能-热泵联合装置设计及香菇干燥实验研究[J]. 太阳能学报, 2020, 41

- (11): 149–155. (ZHU Chuanhui, LI Baoguo, YANG Huifang, et al. Design of solar-heat pump combine device and experiment on drying of shiitake mushroom[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2020, 41(11): 149–155.)
- [7] 何伟, 储文峰, 胡中停, 等. 新型太阳能-空气源热泵联合干燥系统设计及枸杞干燥实验研究[J]. *太阳能学报*, 2021, 42(12): 59–63. (HE Wei, CHU Wenfeng, HU Zhongting, et al. Design of new solar energy and air source heat pump combined drying system and experimental study on Chinese wolfberry drying [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2021, 42(12): 59–63.)
- [8] 刘圣春, 林建森, 滑雪, 等. 跨临界 CO₂ 热泵干燥系统研究现状与进展[J]. *制冷学报*, 2023, 44(1): 14–23. (LIU Shengchun, LIN Jiansen, HUA Xue, et al. Research status and progress of transcritical CO₂ heat pump drying systems [J]. *Journal of Refrigeration*, 2023, 44(1): 14–23.)
- [9] 张旭伟, 张一帆, 李红智, 等. 褐煤热泵预干燥超临界 CO₂ 循环发电系统理论研究[J]. *工程热物理学报*, 2023, 44(7): 1753–1761. (ZHANG Xuwei, ZHANG Yifan, LI Hongzhi, et al. Theoretical study of supercritical CO₂ lignite-fired power plant integrated with heat pump Pre-drying lignite system [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2023, 44(7): 1753–1761.)
- [10] 黄晨, 刘龙, 唐荣琪, 等. 基于空气源热泵的开闭一体式消防水带干燥装置节能性研究[J]. *可再生能源*, 2023, 41(7): 899–905. (HUANG Chen, LIU Long, TANG Rongqi, et al. Research on energy saving of open and close integrated fire hose drying device based on air source heat pump [J]. *Renewable Energy Resources*, 2023, 41(7): 899–905.)
- [11] 张春路, 杨亮, 曾潮运. 热泵干衣机仿真与优化[J]. *制冷学报*, 2015, 36(6): 40–46. (ZHANG Chunlu, YANG Liang, ZENG Chaoyun. Simulation and optimization of a heat pump clothes dryer[J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(6): 40–46.)
- [12] FU Hailun, SHI Juan, YUAN Junqiu, et al. Heat recovery scheme design and thermodynamic analysis of closed-cycle heat pump drying system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 286: 117034.
- [13] 王珍. 热敏衣物专用热泵干燥装置的研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2022. (WANG Zhen. Study on special heat pump drying device for heat-sensitive clothes [D]. Tianjin: Tianjin University of Science & Technology, 2022.)
- [14] 孟照峰, 张帆, 刘寅, 等. 闭式热泵干燥系统热力性能研究[J]. *制冷学报*, 2023, 44(4): 120–126. (MENG Zhaofeng, ZHANG Fan, LIU Yin, et al. Thermal performance of closed heat pump drying system [J]. *Journal of Refrigeration*, 2023, 44(4): 120–126.)
- [15] ZHANG Zude, LI Ming, WANG Yunfeng, et al. Study on the performance of heat pump drying system under the synergistic effect of humidity enthalpy enhancement and solar heat storage under low temperature working conditions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 244: 122626.
- [16] 曾涛, 武卫东, 李敏, 等. 装填密度对准双级闭式热泵香菇干燥系统性能影响实验研究[J/OL]. *制冷学报*, 1–8[2024-10-24]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2182.TB.20231228.0022.002.html>. (ZENG Tao, WU Weidong, LI Min, et al. Experimental study on effect of filling density alignment on performance of mushroom drying system with two-stage closed heat pump [J/OL]. *Journal of Refrigeration*, 1–8[2024-10-24]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2182.TB.20231228.0022.002.html>.)
- [17] DUAN Shuangping, WANG Lin, NIE Dongmei. Performance analysis of a two-stage evaporation heat pump drying system for graded cooling/dehumidification[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 247: 122965.

通信作者简介

穆永超,男,博士,副教授,河北工程大学能源与环境工程学院,13820051261, E-mail: muyongchao@hebeu.edu.cn。研究方向:工业余热余压回收、可再生能源综合利用技术方面的研究。

About the corresponding author

Mu Yongchao, male, Ph. D., associate professor, School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, 86-13820051261, E-mail: muyongchao@hebeu.edu.cn. Research fields: industrial waste heat and pressure recovery, renewable energy comprehensive utilization technology research.