

文章编号:0253-4339(2024)02-0101-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2024.02.101

开式空气循环热泵干燥系统性能仿真分析

战斌飞^{1,2} 王智超^{1,2} 孙郁³ 徐策^{1,2} 邵双全⁴ 徐昭炜^{1,2} 杨英霞^{1,2}

(1 建筑安全与建筑环境国家重点实验室 北京 100013;2 中国建筑科学研究院有限公司 北京 100013;3 中国科学院低温工程重点实验室 中国科学院理化技术研究所 北京 100190;4 华中科技大学能源与动力工程学院 武汉 430074)

摘要 为解决能源使用效率低、HCFC/HFC 等非环保制冷剂使用等问题,提出了不同于传统干燥技术的以空气为工质的空气循环热泵干燥(ACHPD)系统新技术。建立了数学仿真模型,通过所构建实验台的实验结果进行验证,干燥速率误差在 $\pm 0.01\%$ 以内,系统功率误差在 $\pm 7\%$ 以内。与传统的电加热器干燥(EHD)系统相比,当水质量蒸发率从 0.75 kg/h 增至 3.45 kg/h 时,ACHPD 系统的节能率达到 15%~27%。进气温度由 10 °C 增至 40 °C 和相对湿度由 30%增至 80%分别使单位除湿能效比(MER)降低约 7%和 21%。膨胀机效率由 0.55 增至 0.8 和压缩机效率由 0.4 增至 0.9 会使系统的能效分别降低 17%和 36%。

关键词 开式循环;空气循环;热泵;干燥系统

中图分类号:TB657.5;TK124

文献标识码:A

Performance Simulation of Open-loop Air Cycle Heat Pump Drying System

Zhan Binfei^{1,2} Wang Zhichao^{1,2} Sun Yu³ Xu Ce^{1,2} Shao Shuangquan⁴ Xu Zhaowei^{1,2}
Yang Yingxia^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Building Safety and Built Environment, Beijing, 100013, China; 2. China Academy of Building Research, Beijing, 100013, China; 3. CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Beijing, 100190, China; 4. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074, China)

Abstract In contrast with the conventional drying technology, a novel air cycle heat pump drying (ACHPD) system, which uses air as its working medium, is proposed to solve the problems of low energy efficiency and eliminate the use of HCFCs/HFCs. A simulation model is established, and its verification via experimental results from a constructed test bench indicates errors of the drying rate within $\pm 0.01\%$ and the system power within $\pm 7\%$. Compared with a conventional electric heater drying (EHD) system, the energy-saving rate of the ACHPD system reaches 15%~27% when the water evaporation rate increases from 0.75 kg/h to 3.45 kg/h. The increase of the inlet air temperature is 10~40 °C and the relative humidity is 30%~80%, which reduces the moisture extraction ratio(MER) by approximately 7% and 21%, respectively. The efficiency improvements of the expander and compressor are 0.55~0.8 and 0.4~0.9, respectively, which can deteriorate the energy efficiency of the system by 17% and 36%, respectively. The research results provide new technical references for the application of heat pump technology in the drying field.

Keywords open loop; air cycle; heat pump; drying system

干燥可能是许多行业中最古老、最常见和最多样化的过程,由于水汽化潜热非常高,这是最耗能的过程之一^[1],并广泛应用于食品加工^[2-4]、污泥干燥^[5-7]、水产品加工^[8-10]、服装干燥^[11-12]、木材干燥^[13-15]等。目前,农业领域使用的干燥技术主要有热风干燥^[16]、冷冻干燥^[17]、真空干燥^[18]、微波干燥和超声波干燥^[19]等。工业领域中使用的干燥技术主要包括电加热、燃料/气体加热、真空蒸发干燥、热泵

干燥^[20-22]等。电加热和燃料/气体加热干燥方法能效极低、存在潜在安全风险^[23-24],真空干燥和微波干燥具有初始投资高、系统结构复杂和能耗高的缺点^[25-26]。相比之下,热泵干燥技术具有能效高、温度调节范围宽、干燥效率高、可控性好和干燥质量优良的优点^[27-32],是实现“绿色工业”的较好方案^[33-34]。

近年来,对全球变暖的日益关注导致人们更加关注环境保护。空气是一种天然安全的制冷剂,因此,

使用空气作为工作流体的逆布雷顿循环是传统蒸气压缩制冷循环的潜在替代方案。除了空气循环热泵本身的优点外,与需要通过热交换器向外部环境供热的常规干燥系统设计不同,系统中循环的工作介质可以直接用于干燥物料,减少了常规换热器等二次换热环节,以避免通过热交换器进行热交换的热损失。空气循环热泵系统因其在一定条件下的优异性能和环保工质的特点,可以有效替代普通热泵技术,在干燥领域具有很大的潜在价值和前景。但迄今为止,学者对空气循环热泵系统在干燥领域的直接应用进行仿真和实验研究较少。

本文提出一种新型的空气循环热泵干燥系统,构建了相应的数学仿真模型和实验测试平台,并根据实验测试结果验证了模型的有效性。

1 系统模型建立

1.1 空气循环热泵干燥 (ACHPD) 和电加热器干燥 (EHD) 两种系统模型的组成

ACHPD (air cycle heat pump drying) 系统包括膨

胀机(1-2)、热回收热交换器(2-3)、空气压缩机(3-4)和干燥室(4-5)。ACHPD 系统原理如图 1(a) 所示。环境空气通过膨胀机流入系统,随着膨胀机的绝热膨胀过程,空气的温度和压力下降。然后,空气流经热回收热交换器冷侧吸热,并通过压缩机压缩后,成为高温高压空气,进入干燥室进行吸湿,再进入热交换器的热侧冷却和冷凝,最后返回大气环境。

系统设计优点体现在:1)若经膨胀机膨胀后的温度低于该状态下的空气露点温度,将在该点产生冷凝,可以完美地解决高湿度环境条件对系统干燥性能的影响;2)系统中的换热器实际上起到了回热器的作用,一方面适度增加了膨胀后低温低压空气的温度和压力,另一方面,来自干燥室的湿热空气在此处冷凝,产生的相变潜热将提高换热器的整体传热效率。

EHD (electric heating drying) 系统主要由电加热器(7-8)和干燥室(8-9)组成,系统原理如图 1(b) 所示。环境空气通过电加热器流入系统,然后进入干燥室进行吸湿,最后返回至环境状态。

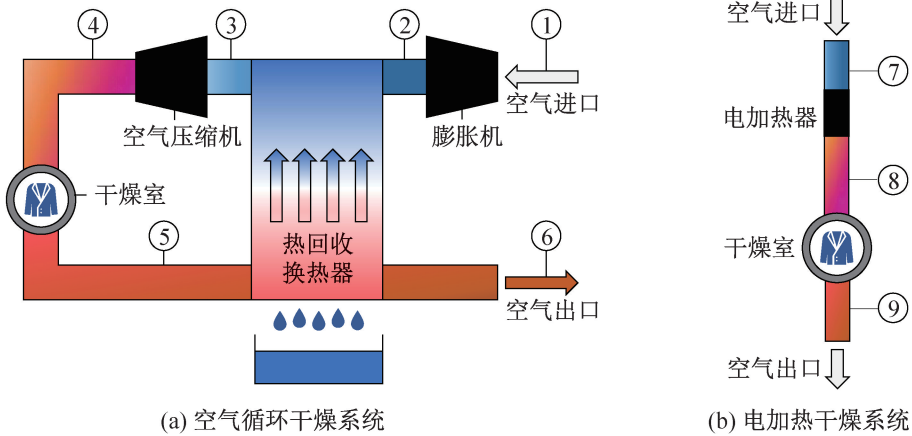


图 1 两种干燥系统

Fig.1 Two types of drying system

1.2 ACHPD 系统模型

1) 膨胀机中的膨胀过程

采用总等熵效率模拟空气循环热泵除湿系统中的实际膨胀过程,效率系数为 η_e 。发电功率可按下式计算^[35]:

$$W_e = \eta_e m_a (h_2 - h_1) \quad (1)$$

入口和出口湿空气的焓可根据独立的物理量(如压力、温度和相对湿度)确定。应考虑两种工作条件:干膨胀,湿膨胀。

湿膨胀过程中的除湿量计算:

$$m_{\text{cond},e} = m_a (\omega_1 - \omega_2) \quad (2)$$

2) 空气压缩机的压缩过程

总等熵效率用于模拟压缩机,效率系数为 η_c ,所需输入功率计算如下:

$$W_c = m \frac{h_3 - h_2}{\eta_c} \quad (3)$$

3) 热回收换热器的换热过程

换热器中必须考虑显热交换和总热(包括显热和潜热)交换,可以使用传热效率 ε_{hx} 计算总传热效率:

$$Q_{\text{hx}} = \varepsilon_{\text{hx}} Q_{\text{max}} \quad (4)$$

$$Q_{\max, \text{hx}} = \min \left\{ \begin{array}{l} m_5(h_5 - h_{6, \min}) \\ m_2((h_{3, \max} - h_2)) \end{array} \right\} \quad (5)$$

4) 干燥室中的干燥过程

离开干燥室的空气含水量计算:

$$\omega_5 = \omega_4 + m_{\text{evap}}/m \quad (6)$$

经实验测试得到, 稳态下的水蒸发率为 3.5 kg/h。

为了便于表达系统各部件的运行情况, 绘制了系统压焓图, 如图 2 所示。选取的工况为: 进气流量为 250 kg/h, 进气温度为 25 °C, 进气湿度为 60%, 膨胀机效率为 0.75, 压缩机效率为 0.6, 热交换器效率为 0.3。

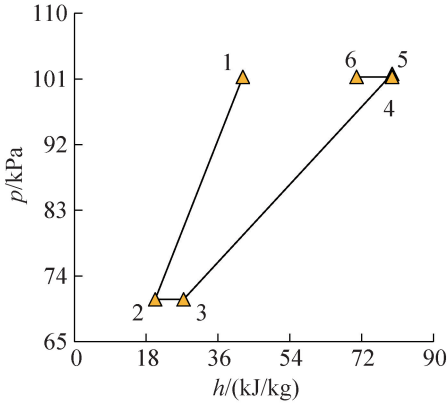


图 2 系统压焓图

Fig.2 *p-h* diagram of the system

1.3 EHD 系统模型

对于电干燥器, 可根据能量守恒定律获得电加热器所需的功率。经过加热器后, 空气的含水量不变。

$$W = m(h_8 - h_7) \quad (7)$$

1.4 模型分析与调试

两台干燥器的性能可通过整个系统的输入功率和除湿能量利用系数来评估。稳态下系统的总输出功率可表示为:

$$W_{\text{sys}} = W_h + W_c + W_e + W_d \quad (8)$$

干燥器的能效由单位除湿能效比 (moisture extraction ratio, MER) 表示。MER 定义为每单位质量干燥湿材料所需的能量输入:

$$\text{MER} = W_{\text{sys}} \Delta T_{\text{cy}} / m_{\text{w}, t} \quad (9)$$

2 模型验证

为了验证上述数学模型, 根据图 3 所示的示意图设计了实验台。实验台由膨胀机、空气热回收换热器、空气压缩机和干燥室组成。

在实验台上, 温度和压力由高精度传感器测量, 风量由高精度皮托管测量, 测试数据由安捷伦采集器收集。不同实验组件和测试设备详细信息如表 1 所示。各成分相互独立, 因此合成标准不确定度为 0.13%, 其结果如下^[35]:

$$u(t) = \sqrt{\begin{array}{l} u_1(t)^2 + u_2(t)^2 + u_3(t)^2 + u_4(t)^2 + \\ u_5(t)^2 + u_6(t)^2 + u_7(t)^2 \end{array}} \quad (10)$$

为了验证模型的有效性, 选择了两组不同的工作条件 (案例 1 和案例 2), 将实验结果与模拟结果进行对比, 如表 2 所示。结果从 4 个方面进行了对比, 由对比结果可知, 压缩机出口温度误差在 ±3.1% 以内, 干燥速率误差在 ±0.01% 以内, 系统功率误差在 ±7% 以内, MER 误差在 ±7% 以内。

表 1 实验部件和测量装置的主要参数

Tab.1 Main parameters of experimental components and measuring devices

设备	类型	范围	误差	不确定度
温度传感器	Rtd-100 type	-50~250 °C	±0.1 °C	0.03%
压力传感器	CYYZ08	0~2 MPa	±0.1%	0.1%
湿度传感器	VAISALA HM 34	0~100%	±0.1%	0.1%
电测表	AN16015H	0~500 W	±0.1%	0.1%
控制器	Variable voltage	0~1 000 W	±0.5%	0.5%
电子秤	ZG-TP203	0~2 kg	±0.01 g	0.000 5%
空气流量计	Pitot tube	0~150 kg/h	±0.2%	0.2%

表 2 实验结果与仿真结果的对比

Tab.2 Comparison between experimental results and simulation results

类别	压缩机出口温度 $T_a/^\circ\text{C}$		干燥速率/(kg/h)		系统电功率/kW		MER/(kW·h/kg)	
	案例 1	案例 2	案例 1	案例 2	案例 1	案例 2	案例 1	案例 2
实验值	54.34	59.36	0.74	1.04	0.634 2	0.728 6	0.142 3	0.162 5
模拟值	52.67	60.27	0.74	1.04	0.608 5	0.780 2	0.136 5	0.174 0
误差	-3.07%	1.53%	0.01%	0.01%	-4.05%	6.98%	4.06%	6.92%

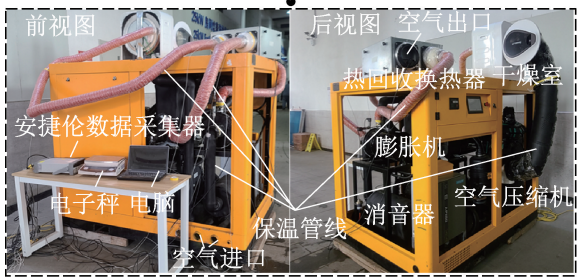
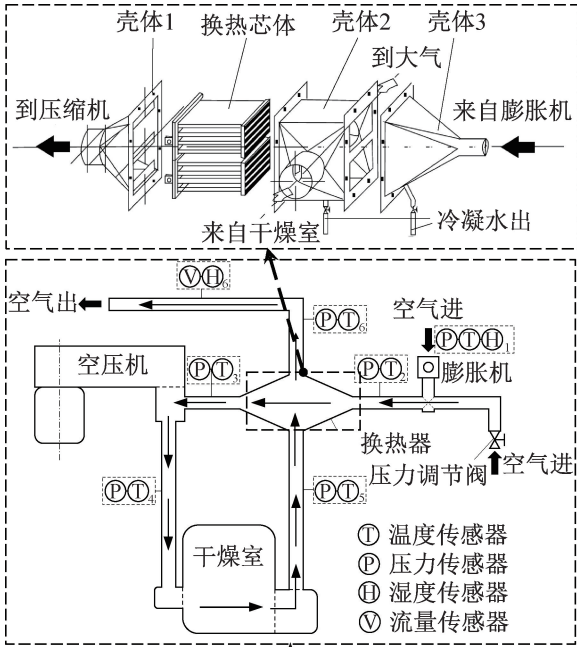


图 3 空气循环干燥实验台

Fig.3 Air circulation drying test bench

3 两种干燥系统的对比

基于验证的模型,研究了两个系统在不同水质量蒸发量下的 MER 和节能率,结果如图 4 所示。

从两个系统的对比结果可知,在不同的水质量蒸发量条件下,空气循环热泵干燥系统始终比 EHD 系统更节能,且随着蒸发量的增加,节能效果更加显著。例如,当水质量蒸发量从 0.75 kg/h 增至 3.45 kg/h 时,系统的节能率提高约 44%。当蒸发量达到 3.4 kg/h 时,系统的节能率达到约 27%。在计算条件下,即使最坏的条件也会产生约 15%的节能率。

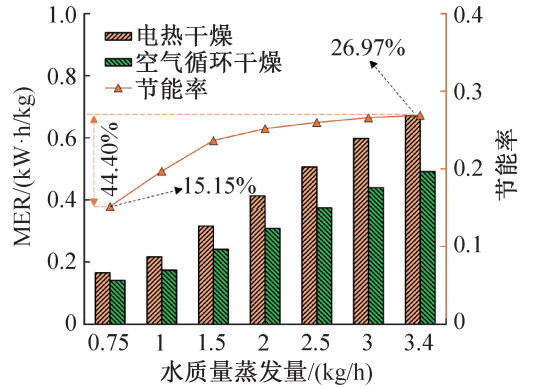


图 4 两种干燥系统的性能对比

Fig.4 Performance comparison of the two types of drying systems

4 多工况下的系统性能

4.1 不同进气流量的工况

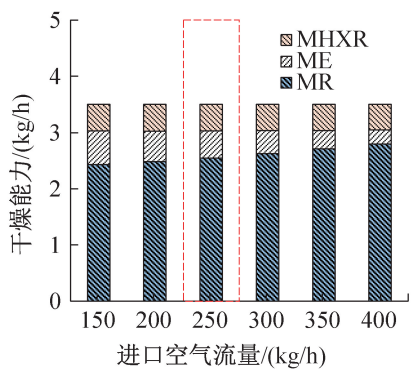
不同空气流量对 ACHPD 系统性能的影响如图 5 所示,其中 MHXR 表示换热器除湿能力,ME 表示膨胀机除湿能力,MR 表示系统出口热风除湿能力。随着空气流量的增加,膨胀除湿率显著降低,但出口热风除湿率显著增加,会产生不利影响,如压缩机出口温度的降低和压缩机出口湿度的增加。系统的单位除湿能耗(MER)随风量的增加而增加,仅增加0.93%。

4.2 不同的进气相对湿度工况

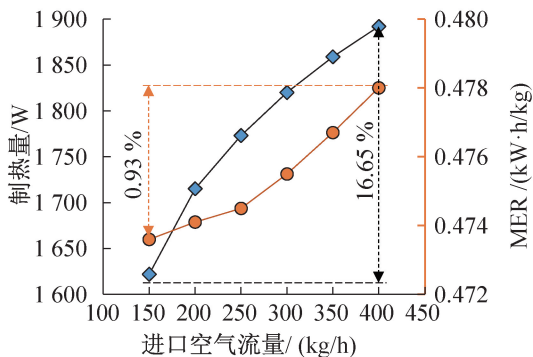
进气相对湿度对 ACHPD 系统性能的影响如图 6 所示。进气相对湿度发生 35%~85%的变化时,膨胀除湿率显著增加,但出口热风除湿率显著下降,换热器的换热能力降低 21.72%,该系统的单位除湿能耗降低了 6.62%。

4.3 不同进气温度工况

不同进气温度对 ACHPD 系统性能的影响如图 7 所示。进气温度发生 10~40 °C 的变化时,随着空气温度的升高,膨胀除湿率显著降低,但出口热风除湿率显著增加,换热器的换热能力降低 57.88%,且系统的单位除湿能耗降低了 20.95%。



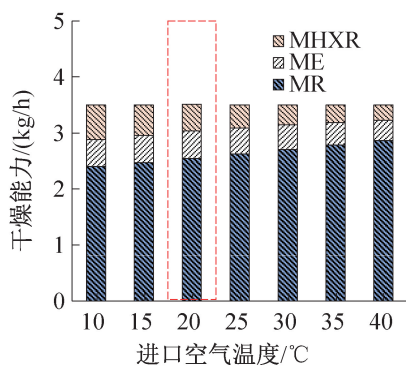
(a) 对干燥能力的影响



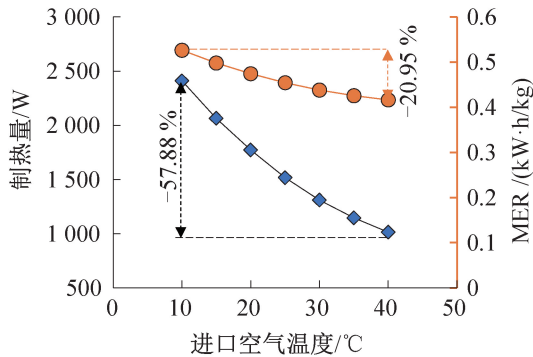
(b) 对制热量和MER的影响

图 5 不同空气流量条件下系统性能的变化

Fig.5 Changes of system performance under different air flow rate conditions



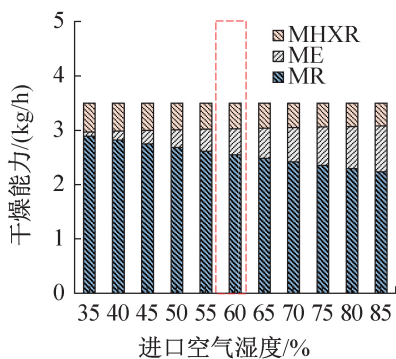
(a) 对干燥能力的影响



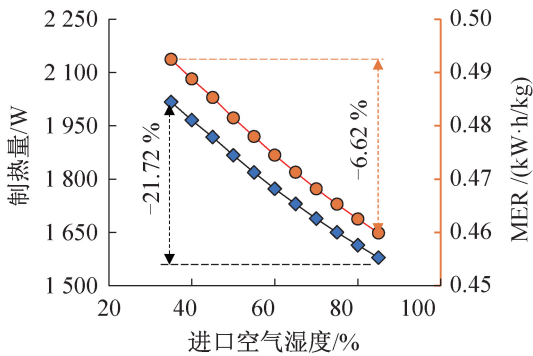
(b) 对制热量和MER的影响

图 7 不同进气温度条件下系统性能的变化

Fig.7 Changes of system performance under different inlet air temperature conditions



(a) 对干燥能力的影响



(b) 对制热量和MER的影响

图 6 不同进气相对湿度条件下系统性能的变化

Fig.6 Changes of system performance under different inlet air relative humidity conditions

4.4 不同膨胀机效率工况

膨胀机效率对 ACHPD 系统性能的影响如图 8 所示。膨胀机效率从 0.55 增至 0.8 时,膨胀除湿率显著增加,换热器的换热能力增加 9.96%,单位除湿能耗总体下降 16.54%。

4.5 不同压缩机效率工况

不同压缩机效率对 ACHPD 系统性能的影响如图 9 所示。压缩机效率从 0.4 增至 0.9 时,膨胀除湿率显著增加,但出口热风除湿率显著下降,在规定效率范围内,换热器的换热能力增加 44.40%,系统的单位除湿能耗增加 35.74%。

4.6 不同换热器效率工况

不同热交换器效率值对 ACHPD 系统性能的影响如图 10 所示。换热器效率从 0.3 增至 0.8 时,膨胀除湿和热风除湿的比率显著降低,但换热器的除湿比率显著增加,换热器的换热能力增加 138.97%,系统的单位除湿能耗总体增加 19.54%。

5 结论

本文提出一种新型的 ACHPD 系统,建立了相应的数学仿真模型和实验测试平台,并根据实验测试结果验证了模型的有效性。将 ACHPD 系统模型与传

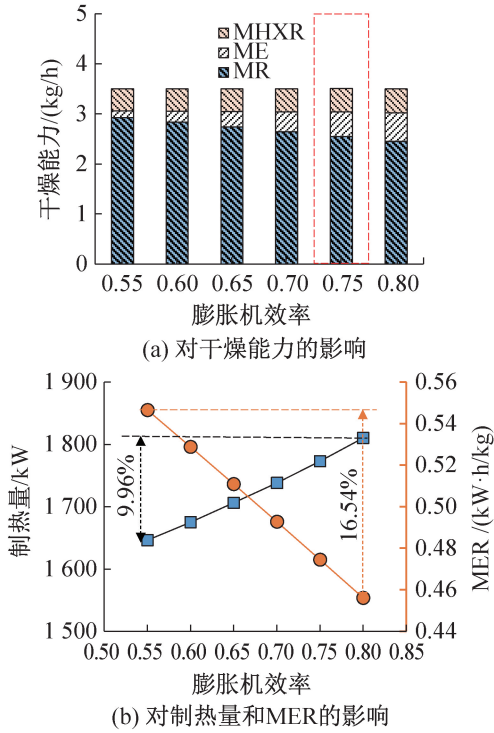


图 8 不同膨胀机效率条件下系统性能的变化
Fig.8 Changes of system performance under different expander efficiency conditions

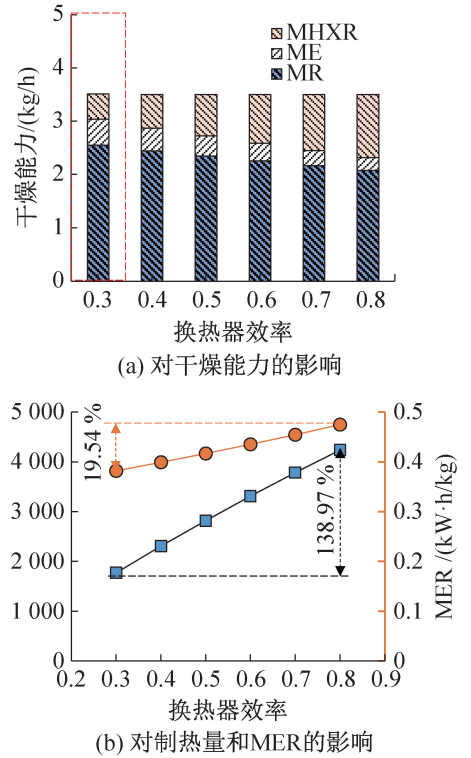


图 10 不同换热器效率条件下系统性能的变化
Fig.10 Changes of system performance under different heat exchanger efficiency conditions

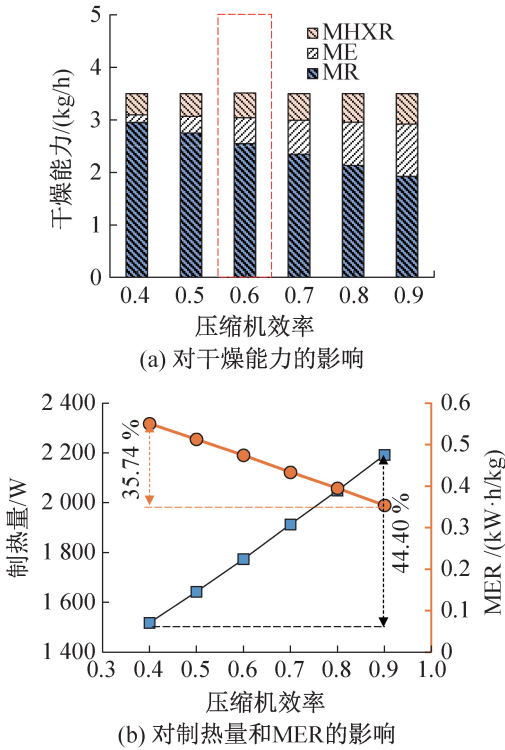


图 9 不同压缩机效率条件下系统性能的变化
Fig.9 Changes of system performance under different compressor efficiency conditions

统 EHD 系统进行了对比,并研究了系统在多种工况下的性能变化。得到结论如下:

- 1) 干燥速率计算误差在 $\pm 0.01\%$ 以内,系统功率计算误差在 $\pm 7\%$ 以内。
- 2) 与传统 EHD 系统相比,ACHPD 系统的节能率约为 $15\% \sim 27\%$ 。
- 3) 将系统的进气流量从 150 kg/h 增至 400 kg/h 可使 MER 增加约 1% 。将进气温度从 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 增至 $40 \text{ }^\circ\text{C}$,空气相对湿度从 35% 增至 85% ,可使 MER 分别减少约 7% 和 21% 。
- 4) 膨胀机效率 $0.55 \sim 0.80$ 和压缩机效率 $0.4 \sim 0.9$ 的提高会使系统能效分别降低 17% 和 36% 。

符号说明

- h ——焓值, J/kg
- m ——流量, kg/s
- T ——循环时间, s
- W ——功, W
- Q ——传热量, J
- MER——干燥湿材料单位质量所需的能量, $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{kg}$
- η ——效率, %
- ω ——含湿量, $\text{g}/(\text{kg} \text{ 干空气})$
- ε ——总传热效率

下标

- a——空气
- c——压缩机
- d——驱动
- e——膨胀机
- h——加热
- t——全部
- w——湿材料
- in——进口
- hx——换热器
- cy——循环
- cond——冷凝
- evap——蒸发
- max——最大
- min——最小
- out——出口
- sys——系统

本文受中国科学院低温工程重点实验室开放课题 (CRYO202211), 北京市科协金桥工程种子资金 (ZZ22041), 中国建筑科学研究院青年研究基金项目 (20210109331030027) 资助。(The project was supported by the Opening Funds of CAS Key Laboratory of Cryogenics, TIPC(No. CRYO202211); the Seed Fund of the Golden Bridge Project of Beijing Association for Science and Technology (No. ZZ22041) and the Youth Research Fund Project of China Academy of Building Research (No. 20210109331030027).)

参考文献

[1] MUJUMDAR A S. Handbook of industrial drying[M]. Boca Raton: CRC Press, 2015.

[2] BRAUN J E, BANSAL P K, GROLL E A. Energy efficiency analysis of air cycle heat pump dryers[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(7): 954-965.

[3] 白旭升, 李保国. 香菇热泵干燥特性及数学模型研究[J]. 制冷学报, 2018, 39(4): 42-48. (BAI Xusheng, LI Baoguo. Study on drying characteristics and mathematical model for heat pump drying of mushroom[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(4): 42-48.)

[4] ČERMÁK P, TRCALA M. Influence of uncertainty in diffusion coefficients on moisture field during wood drying[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(25/26): 7709-7717.

[5] CHUA K J, CHOU S K, YANG W M. Advances in heat pump systems: a review[J]. Applied Energy, 2010, 87(12): 3611-3624.

[6] DEMARCHI S M, TORREZ IRIGOYEN R M, GINER S A. Vacuum drying of rosehip leathers: modelling of cou-

pled moisture content and temperature curves as a function of time with simultaneous time-varying ascorbic acid retention[J]. Journal of Food Engineering, 2018, 233: 9-16.

[7] DENG Shengan, WEN Zhi, SU Fuyong, et al. Converter sludge drying in rotating drum using hot steel balls[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 197: 117368.

[8] DUAN Quancheng, WANG Dechang, LIAO Xuerui, et al. Thermal characteristics of a novel enclosed cascade-like heat pump dryer used in a tunnel type drying system[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 155: 206-216.

[9] RYOTA I, TAKUYA N, HIROFUMI T, et al. In-situ measurements of drying and shrinkage characteristics during microwave vacuum drying of radish and potato[J]. Journal of Food Engineering, 2022, 323: 110988.

[10] 郑立静, 关志强, 李敏. 扇贝真空冷冻干燥过程中变温变压工艺的研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(2): 53-56. (ZHENG Lijing, GUAN Zhiqiang, LI Min. Study on temperature and pressure variation of scallop during vacuum freeze-drying[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 53-56.)

[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] AHMED K. Energy analysis of a combined solar wood drying system[J]. Solar Energy, 2022, 231: 270-282.

[13] KHOUYA A. Performance assessment of a heat pump and a concentrated photovoltaic thermal system during the wood drying process[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 115923.

[14] LANTRY B F, O'GORMAN R. Drying temperature effects on fish dry mass measurements[J]. Journal of Great Lakes Research, 2007, 33(3): 606-616.

[15] LI Kun, WU Weidong, HU Kun, et al. Performance analysis of a novel household water purification system based on humidification-dehumidification principle [J]. Desalination, 2019, 469: 114099.

[16] LI Mengge, WANG Bo, LYU Weiqiao, et al. Characterization of pre-gelatinized kidney bean (Phaseolus vulgaris L.) produced using microwave hot-air flow rolling drying technique[J]. LWT, 2022, 154: 112673.

[17] 张彤, 余克志, 张得正. 火龙果真空冷冻干燥的模拟分析和实验研究[J]. 制冷学报, 2022, 43(2): 142-150. (ZHANG Tong, YU Kezhi, ZHANG Dezheng. Simulation analysis and experimental research on vacuum freeze-drying of pitaya [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(2): 142-150.)

[18] 桂超, 陶乐仁, 张雅琦. 血管真空冷冻干燥过程的传热

- 传质研究[J]. 制冷学报, 2021, 42(1): 160–166. (GUI Chao, TAO Leren, ZHANG Yaqi. Study on heat and mass transfer of vacuum freeze-drying process for blood vessels [J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(1): 160–166.)
- [19] LIU Zhenbo, WU Weidong, JING Wang, et al. Effect of compressor speeds on performance of a closed loop heat pump drying system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 195: 117220.
- [20] MEHTA P, SAMADDAR S, PATEL P, et al. Design and performance analysis of a mixed mode tent-type solar dryer for fish-drying in coastal areas [J]. *Solar Energy*, 2018, 170: 671–681.
- [21] MENON A, STOJCESKA V, TASSOU S A. A systematic review on the recent advances of the energy efficiency improvements in non-conventional food drying technologies [J]. *Trends in Food Science & Technology*, 2020, 100: 67–76.
- [22] SAFRI N A M, ZAINUDDIN Z, AZMI M S M, et al. Current status of solar-assisted greenhouse drying systems for drying industry (food materials and agricultural crops) [J]. *Trends in Food Science & Technology*, 2021, 114: 633–657.
- [23] MINEA V. Overview of heat-pump-assisted drying systems, part I: integration, control complexity, and applicability of new innovative concepts [J]. *Drying Technology*, 2015, 33(5): 515–526.
- [24] MINEA V. Heat-pump-assisted drying: recent technological advances and R&D needs [J]. *Drying Technology*, 2013, 31: 1177–1189.
- [25] MINEA V. Drying heat pumps-part I: system integration [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36: 643–658.
- [26] MORALES-MEDINA R, TAMM F, GUADIX A, et al. Functional and antioxidant properties of hydrolysates of sardine (*S. pilchardus*) and horse mackerel (*T. mediterraneus*) for the microencapsulation of fish oil by spray-drying [J]. *Food Chemistry*, 2016, 194: 1208–1216.
- [27] MUJUMDAR A S. An overview of innovation in industrial drying: current status and R&D needs [J]. *Transport in Porous Media*, 2007, 66(1): 3–18.
- [28] KYUYA N, AKANE H, MAYA N, et al. Influence of processing conditions of atmospheric freeze-drying/low-temperature drying on the drying kinetics of sliced fruits and their vitamin C retention [J]. *Journal of Agriculture and Food Research*, 2021, 6: 100231.
- [29] NIU Lu, ZHONG Zhigang, HONG Xingfu, et al. Numerical study on two-phase expansion performance and quantitative analysis of wetness loss in cryogenic turbo-expander [J]. *Cryogenics*, 2020, 110: 103123.
- [30] PAL U S, KHAN M K. Calculation steps for the design of different components of heat pump dryers under constant drying rate condition [J]. *Drying Technology*, 2008, 26(7): 864–872.
- [31] PENG Chang, MOMEN A M, MOGHADDAM S. An energy-efficient method for direct-contact ultrasonic cloth drying [J]. *Energy*, 2017, 138: 133–138.
- [32] PENG Chang, RAVI S, PATEL V K, et al. Physics of direct-contact ultrasonic cloth drying process [J]. *Energy*, 2017, 125: 498–508.
- [33] SHEN Jiubing, GUO Ting, TIAN Yafen, et al. Design and experimental study of an air source heat pump for drying with dual modes of single stage and cascade cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 280–289.
- [34] WANG Panli, MOHAMMED D, ZHOU Pin, et al. Roof solar drying processes for sewage sludge within sandwich-like chamber bed [J]. *Renewable Energy*, 2019, 136: 1071–1081.
- [35] Evaluation of measurement data-guide to the expression of uncertainty in measurement: JCGM 100:2008 [S]. JCGM, 2008.

通信作者简介

王智超,男,博士,博士生导师/研究员,中国建筑科学研究院有限公司,010-64517154,E-mail: wangzc@emcso.com。研究方向:绿色建筑、空调通风净化系统与设备的性能检测与评价、热网控制及其供热系统的计量收费。

About the corresponding author

Wang Zhichao, male, doctor, doctoral advisor/researcher, China Academy of Building Sciences Co., Ltd., 86-10-64517154, E-mail: wangzc@emcso.com. Research fields: green buildings, performance testing and evaluation of air conditioning ventilation and purification systems and equipment, heating network control and metering and charging of heating systems.