

研究论文

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20171125

热泵干燥过程中低温热泵补热的应用分析

周鹏飞^{1,2}, 张振涛¹, 章学来², 杨鲁伟¹, 魏娟¹, 刘鹏鹏¹

(1 中国科学院理化技术研究所, 北京 100190; 2 上海海事大学蓄冷技术研究所, 上海 201306)

摘要: 针对木材干燥中的不利工况, 提高干燥系统的可靠性, 根据两级压缩制冷循环原理, 提出了低温热泵和干燥热泵的耦合应用方案。使用能量的焓损失模型, 分别对干燥系统进行热量、干燥介质的质扩散和除湿过程的焓损失进行分析。在低温热泵 20、22、24、26、28、30℃ 以及关闭低温热泵的供热情况下分别测试计算了干燥热泵压缩机的排气温度与能耗、热泵性能系数 (COP) 以及热力完善度, 同时测得木材含水率下降 1%, 系统的干燥用时和能耗。结果表明: 相比于关闭低温热泵, 开启低温热泵后干燥热泵的排气温度最多减少了 16℃, COP 皆有所提高。由于主机室温度升高后, 系统循环的不可逆程度增加, 热力完善度随着供热温度增加逐渐降低。开启低温热泵后干燥热泵的供热量和用时比关闭低温热泵最大分别增加 44%, 减少 46%。

关键词: 干燥; 热泵; 焓; 模型; COP; 热力完善度; 供热量

中图分类号: TK 173

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2018) 05—2032—08

Application analysis of low temperature heat pump heating during heat pump drying

ZHOU Pengfei^{1,2}, ZHANG Zhentao¹, ZHANG Xuelai², YANG Luwei¹, WEI Juan¹, LIU Pengpeng¹

(¹Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100084, China; ²Institute of Cooling Energy Storage Technology, Shanghai Maritime University, Shanghai 201306, China)

Abstract: Pointing at the unfavorable conditions and improving the reliability of the drying system, a coupled application scheme of low-temperature heat pump (LTHP) and dry heat pump (DHP) is proposed, according to the principle of two stage compression refrigeration cycle. By using the exergy analysis model, the exergy loss of the heat, the mass diffusion of the drying medium and the dehumidification process were analyzed respectively to the drying system. With the LTHP at 20, 22, 24, 26, 28, 30℃ and closed, the experiment tests and calculates the exhaust temperature and energy consumption of the compressor of DHP, coefficient of performance and the thermodynamic perfect degrees. The drying time and energy consumption of the system were measured when the water content of wood was decreased by 1%, at different heating temperatures. The results show that: compared with shutting down the LTHP, the exhaust temperature of the drying heat pump is reduced by 16℃ at most, and all the performance coefficient of the heat pump is improved. By the increase of the temperature of the machine hall, the irreversibility of the system cycle increases, and the thermodynamic perfect degrees decreases gradually. After opening the LTHP, the maximum amount of heating load and the drying time of the DHP increases by 44% and decreases by 46%, respectively.

2017-08-18 收到初稿, 2017-10-10 收到修改稿。

联系人: 张振涛。第一作者: 周鹏飞 (1991—), 男, 硕士研究生。

基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2015BADB02)。

Received date: 2017-08-18.

Corresponding author: Prof. ZHANG Zhentao, Zzt@mail.ipc.ac.cn

Foundation item: supported by the National Key Technology Research and Development Program of the Ministry of Science and Technology of China (2015BADB02).

Key words: drying; heat pump; exergy; model; COP; thermodynamic perfect degrees; heating load

引言

木材干燥是加工与利用的基础环节,其能耗约占企业加工总能耗的40%~70%^[1-2]。传统的木材干燥方法是以蒸汽、烟气等作热源,以湿空气作干燥介质的热风干燥。由于热风干燥过程中,需要定期从排气道排出部分湿热空气,同时从吸气道吸入等量的冷空气。这种开式循环的干燥方式^[3],其换气热损失很大,一次能源利用率仅30%左右^[4]。

热泵干燥作为一种新型的干燥方式具有高效节能、成本较低、不污染环境、能对干燥介质的温度、湿度进行准确独立的自动控制,所以干燥质量好,因而已广泛应用于木材干燥、种子干燥、食品加工等领域^[5]。李远志等^[6-7]把热泵干燥应用于脱水蔬菜加工,研究表明,利用热泵干燥加工的脱水蔬菜质量较好。Chua等^[8]对番石榴、马铃薯等进行了热泵干燥试验研究,发现热泵干燥可提高干燥驱动力,改善产品色泽。但是热泵作为一种把低品位热能转换为高品位热能的热力转换设备,其自身的应用受外界环境温度的影响较大。因此,如何既节能又能保证木材干燥系统的工作效率,是研究的重点和难点。许彩霞等^[9]研究的太阳能与热泵联合干燥系统能够有效地降低能耗,缩短干燥时间。但是,太阳能无法作为可靠的热源保障热泵干燥系统持久高效地运行,尤其在寒冷地区,太阳能的利用效率较低^[10]。为了解决热泵干燥过程中热源的可靠来源问题,本文通过两级压缩制冷循环的工作原理,提出在热泵主机室全封闭运行的情况下,通过低温热泵为主机室持续补热,保障干燥热泵在恶劣的干燥工况下持续可靠地运行。

1 木材热泵干燥系统

1.1 通过两级压缩系统引出补热干燥系统的原理

木材干燥对热量的需求量较大且干燥过程中干燥室内的湿度低,为了保证木材干燥质量,在干燥过程中排湿较少,因此,当环境温度较低时,干燥热泵从环境中所获取的能量难以维持干燥过程对热量的需求,导致干燥系统的工作负荷增大,降低机组的使用寿命,甚至会造成机组停机影响生产。加之干燥后期木材要求的温度高,

有时甚至会达到70~90℃,这时如果蒸发温度相对较低,那么,热泵的压比增大,压缩机排气温度升高。如图1考虑到两级压缩系统^[11-12]可以在蒸发温度与冷凝温度相差较大的情况下正常工作,且可以有效地降低压缩机排气温度,满足系统在恶劣工况下的运行,所以,在此工作原理的指导下,把两级压缩系统分成A、B两部分,A低压级部分在实际应用中以低温热泵代替,B高压级部分以干燥热泵代替,把这两部分耦合起来,类比于两级压缩系统,从而使干燥系统满足恶劣的干燥工况^[13]。

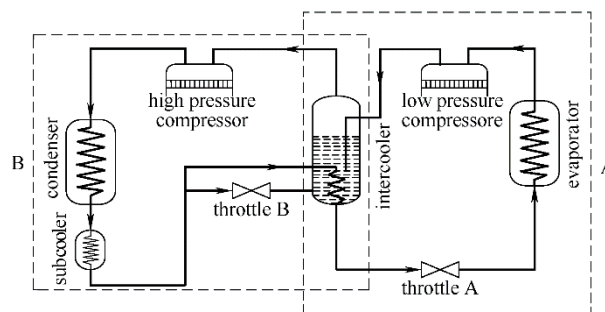


图1 两级压缩系统

Fig.1 Two stage compression system

1.2 干燥系统的结构

低温热泵补热系统由三部分组成,包括干燥热

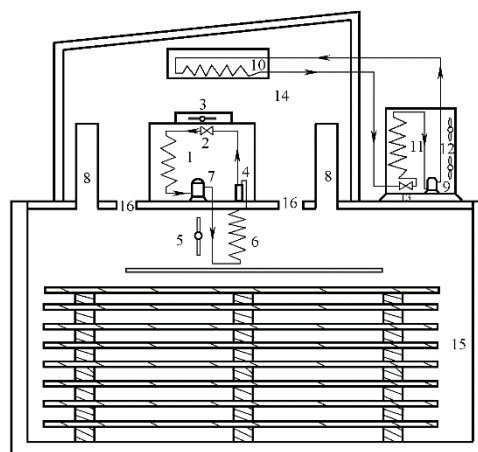


图2 木材热泵干燥系统

Fig.2 Wood heat pump drying system

1,11—evaporator; 2,13—throttle valve; 3,5,12—fan; 4—reservoir;
6,10—condenser; 7,9—compressor; 8—air inlet; 14—machine hall;
15—drying room; 16—humidity outlet

泵、低温热泵、以及干燥介质循环系统三部分。其中干燥热泵负责为干燥室提供干燥热量，由于冷凝器在干燥室内，可以在不排湿的情况下持续供热，其热源来自：室外新风、排湿空气、低温热泵补热；低温热泵为主机室补热辅助热泵干燥，其热源为室外空气；干燥介质循环系统中，当干燥室达到排湿要求，湿空气从排湿口排出，经过除湿后的空气从进风口进入干燥室。系统原理图如图 2 所示，干燥热泵与低温热泵的主要参数如表 1 所示。

表 1 热泵主要参数

Table 1 Main parameters of heat pumps

Parameter	DHP	LTHP
maximum heating temperature/°C	80	30
temperature range of environment/°C	-10—35	-15—35
heating capacity of rated condition/kW	80	16.5
unit type	FWR-20x2/Z1	FGR14/D-N4
refrigerant	R134a	R22
compressor power/kW	10	5.3

2 干燥系统的焓损失分析

热泵干燥是热泵系统与干燥系统两个单元的有机结合^[14]，由于干燥系统中焓损失的原因较多，从改善干燥装置的热力完善度与节能的角度分析，主要对系统性能影响较大的几个因素进行焓损失分析。Ilhan 等^[15]对热泵干燥木材进行了焓损失的研究，认为焓损失随着干燥过程进行逐渐增加。因此，本文将通过焓损失模型^[16-17]对热泵干燥过程中焓损失较严重的部分进行分析。

2.1 主机室与干燥室的焓损失分析

由于干燥室与主机室的温度高于环境温度，其与环境之间的换热存在热量焓损失；另外，干燥介质向环境的质扩散也造成质扩散焓损失。

2.1.1 热量焓损失 热量焓损失主要是由传热温差造成的，设高温热源的温度为 T_H ，低温热源的温度为 T_L ，边界传递的微元热量为 δQ ，高温热源放出的热量焓为

$$\delta EX_H = \delta Q_H - T_0 \frac{\delta Q_H}{T_H} \quad (1)$$

低温热源得到的热量焓为

$$\delta EX_L = \delta Q_L - T_0 \frac{\delta Q_L}{T_L} \quad (2)$$

假设传热过程为稳态传热，那么 $\delta Q_H = \delta Q_L = \delta Q$ ，因温差造成的焓损失为

$$\delta EX_{\text{损}} = \delta EX_H - \delta EX_L = T_0 \delta Q \left(\frac{T_H - T_L}{T_L T_H} \right) \quad (3)$$

当低温热源的温度为环境温度 $T_L = T_0$ ，那么干燥过程中的热量焓损失为

$$\delta EX_{\text{损}} = \delta Q \left(\frac{T_H - T_0}{T_H} \right) \quad (4)$$

分析可知，在实际运行中应尽可能降低主机室与外界环境的温差，减少能量的焓损失。但是，低温热泵的供热温度又不宜太低，否则会降低干燥热泵的工作效率。实际运行表明：主机室温度维持在 26°C 左右时系统的各个运行指标最佳。另外，由于干燥室内需要长时间保持高温状态，因此应该做好保温处理，减少通过墙体向环境的散失。

2.1.2 干燥介质扩散造成的焓损失 湿空气作为干燥介质完成与木材之间的热湿交换，因此其温度和含湿量都明显高于室外环境。因此，干燥介质向室外环境的质扩散造成的焓损失相比于热量焓损失而言损失更严重。湿空气的焓由三部分组成：热能焓、机械焓、扩散焓。

湿空气的总焓表达式为

$$EX_{\text{air}} = EX_{\text{th}} + EX_{\text{me}} + EX_{\text{ch}} \quad (5)$$

干燥过程湿空气可看成是由干空气与水蒸气所组成的理想混合气体，所以湿空气的焓计算如下：
热能焓

$$EX_{\text{th}} = (c_{pa} + dc_{pv}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (6)$$

机械焓

$$EX_{\text{me}} = (1 + 1.608d) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (7)$$

扩散焓

$$EX_{\text{ch}} = R_a T_0 \left[(1 + 1.608d) \ln \frac{1 + 1.608d_{0s}}{1 + 1.608d} + 1.608d \ln \frac{d}{d_{0s}} \right] \quad (8)$$

因此，湿空气的总焓表达式为

$$EX_{\text{air}} = (c_{pa} + dc_{pv}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.608d) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_a T_0 \left[(1 + 1.608d) \ln \frac{1 + 1.608d_{0s}}{1 + 1.608d} + 1.608d \ln \frac{d}{d_{0s}} \right] \quad (9)$$

式中， c_{pa} 、 c_{pv} 分别为干空气、水蒸气的比热容， $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ ； R_a 为干空气的气体常数， 0.287

$\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; d 为含湿量, kg 水分 $\cdot (\text{kg}$ 干空气) $^{-1}$; T 和 T_0 分别为干燥介质温度和环境温度, K 。

由于主机室与干燥室的湿空气直接扩散入外界环境, 所以其焓损失量就等于其总焓, 即

$$EX_{\text{损}} = EX_{\text{air}} \quad (10)$$

分析可知, 湿空气的焓损失与主机室和干燥室的温度、压力、含湿量都有关系。通过提高主机室与干燥室的气密性可以有效地降低湿空气向环境的扩散造成的焓损失。另外, 也可以通过向主机室内添加相变材料^[18], 把干燥室排入主机室内干燥介质的显热转变成相变材料的潜热^[19], 从而降低主机室内的显热, 减小室内温湿度相比环境的势差, 减少焓损失。

2.2 除湿过程焓损失分析

主机中蒸发器的除湿过程是木材干燥过程中的一个重要环节, 因此, 对其的焓损失分析可以找到除湿过程中焓损失的原因, 对改进系统和提高能量的利用率有益。在蒸发器除湿的过程中, 根据焓平衡方程

$$EX_{\text{损}} = EX_{R1} + EX_{A1} - EX_{R2} - EX_{A2} - EX_w \quad (11)$$

式中, EX_{R1} 和 EX_{R2} 分别为蒸发器工质进口和出口的焓, kJ ; EX_{A1} 和 EX_{A2} 分别为蒸发器湿空气进口和出口的焓, kJ ; EX_w 为冷凝水带走焓, kJ 。

其中

$$EX_{R1} - EX_{R2} = H_{R1} - H_{R2} - T_0(S_{R1} - S_{R2}) \quad (12)$$

$$\begin{aligned} EX_{A1} - EX_{A2} = & (c_{pa1} + d_1 c_{pv1}) T_0 \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_1}{T_0} \right) + \\ & (1 + 1.608 d_1) R_a T_0 \ln \frac{p_1}{p_0} + \\ & R_a T_0 \left[(1 + 1.608 d_1) \ln \frac{1 + 1.608 d_{0s}}{1 + 1.608 d_1} + 1.608 d_1 \ln \frac{d_1}{d_{0s}} \right] - \\ & (c_{pa2} + d_2 c_{pv2}) T_0 \left(\frac{T_2}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_2}{T_0} \right) - \\ & (1 + 1.608 d_2) R_a T_0 \ln \frac{p_2}{p_0} - \\ & R_a T_0 \left[(1 + 1.608 d_2) \ln \frac{1 + 1.608 d_{0s}}{1 + 1.608 d_2} + 1.608 d_2 \ln \frac{d_2}{d_{0s}} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

$$EX_w = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) c_p \Delta T \quad (14)$$

式中, ΔT 为冷凝水与环境之间的温差, K ; c_p 为水的比定压热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; T 、 T_0 、 T_1 、 T_2 分别为主机室、环境、蒸发器进口和出口湿空气的温度, K 。

因此

$$\begin{aligned} EX_{\text{损}} = & H_{R1} - H_{R2} - T_0(S_{R1} - S_{R2}) + \\ & (c_{pa1} + d_1 c_{pv1}) T_0 \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_1}{T_0} \right) + (1 + 1.608 d_1) R_a T_0 \ln \frac{p_1}{p_0} + \\ & R_a T_0 \left[(1 + 1.608 d_1) \ln \frac{1 + 1.608 d_{0s}}{1 + 1.608 d_1} + 1.608 d_1 \ln \frac{d_1}{d_{0s}} \right] - \\ & (c_{pa2} + d_2 c_{pv2}) T_0 \left(\frac{T_2}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_2}{T_0} \right) - (1 + 1.608 d_2) R_a T_0 \ln \frac{p_2}{p_0} - \\ & R_a T_0 \left[(1 + 1.608 d_2) \ln \frac{1 + 1.608 d_{0s}}{1 + 1.608 d_2} + 1.608 d_2 \ln \frac{d_2}{d_{0s}} \right] - \\ & \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) c_p \Delta T \end{aligned} \quad (15)$$

分析可知, 降低蒸发器与湿空气的传热温差可以减少焓损失, 主机宜选用功率较大的蒸发风机, 增加介质流速减小换热温差。干燥室的急剧排湿造成主机室的温湿度显著升高, 一方面导致湿空气的露点温度明显升高, 造成排出的冷凝水温度升高, 增大冷凝水带走的焓; 另一方面蒸发器进口空气湿度 d_1 和水蒸气分压力 p_1 过大, 经过蒸发器除湿后, 出口空气的湿度 d_2 与水蒸气分压力 p_2 相对于出口会明显降低, 导致系统的焓损失增加, 所以干燥室排湿时应该缓慢排湿^[20-21]。张懋等^[22]研究了热泵干燥蔬菜的过程, 对热泵干燥工艺提出了优化建议: 排湿过程的最佳循环量应该确定, 优化循环量可使能耗下降 10%。

3 低温热泵补热系统的实验与分析

3.1 实验方法

为了验证低温热泵的使用对干燥系统整体性能的影响, 实验中对材积 70 m^3 、板厚 $50 \sim 115 \text{ mm}$ 、初始含水率 50% 的红花梨木材, 在干燥温度 45°C 、湿度 40% 恒温干燥期间, 分别测试计算了低温热泵供热温度为 20、22、24、26、28、 30°C 以及关闭低温热泵的工况下系统的运行参数。

实验过程中分别在干燥热泵的压缩机进、出口以及蒸发器进口、冷凝器出口处布置 PT100 ($\pm 0.5^\circ\text{C}$) 温度传感器; 通过布置交流互感器 (霍尔交流电流传感器 (A-CS030EK1T)) 采集压缩机运行电流参数; 在干燥热泵主机以及低温热泵室内机进、出风口和室外环境处布置温湿度传感器 (宽温型温湿度变送器 (JWSK-6), $\pm 0.5^\circ\text{C}$, $\pm 3 \text{ RH}$) 用于计算主机蒸发器制冷量和低温热泵室内机供热量; 数据采集仪为 Angilent, 每 1min 采集一次数据; 利用风速仪 (testo 416) 测量风速。

3.2 干燥热泵的性能分析

3.2.1 干燥热泵压缩机的排气温度 在室外环境温

度为 8~12℃的运行工况下, 20 min 内干燥热泵压缩机排气温度在不同供热温度下的变化情况如图 3(a)所示, 随着供热温度的升高, 排气温度先降后升, 在 26℃达到最低值 61℃左右; 低温热泵关时前期排气温度在 76℃左右, 后期主机室温度下降导致排气温度有所上升; 从图 3(b)压缩机单位压缩功随供热温度的变化可以看出其与压缩机出口温度变化大致相同。这是因为随着蒸发温度的升高, 蒸发器内制冷剂流量逐渐增大, 同时考虑到压缩机的非等熵压缩, 致使压缩机排气温度跟随单位压缩功的变化先降后升。虽然随着供热温度的增加, 排气温度有所升高, 但是可以看到大部分工况下排气温度都低于关闭低温热泵时的排气温度, 因此, 开启低温热泵可以降低压缩机排气温度。

3.2.2 干燥热泵性能系数 (COP) 的变化 如图 4 所示, 在不同的供热温度下, 干燥热泵的 COP 值都集中在 3.5~6.25 之间, 其值随着供热温度的升高, 先上升后降低。在 20~26℃范围内, 随着供热温度

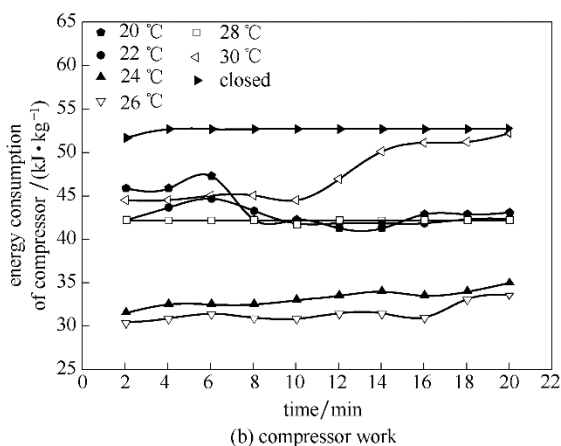
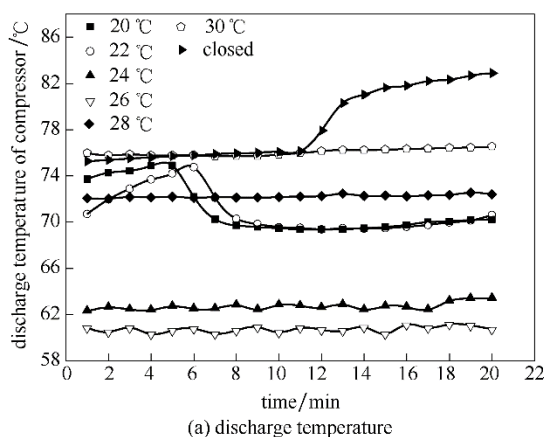


图 3 不同供热温度下压缩机排气温度与耗功量
Fig.3 Exhaust temperature and power consumption of compressor at different heating temperature

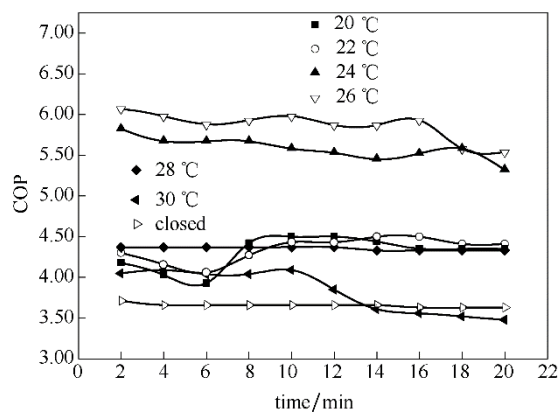


图 4 不同供热温度下干燥热泵 COP 的变化曲线
Fig.4 Variation curves of COP of dry heat pumps at different heating temperatures

的升高, 蒸发温度升高, 相应蒸发压力也增加, 制冷剂流量增大, 冷凝器供热量增加, 虽然压缩机功率也有所增加, 但是其增幅小于供热量的增幅, 所以系统的 COP 整体上是逐渐增加的; 在 28~30℃范围内, 随着供热温度的升高, 冷凝器供热量的增幅小于压缩机功率增幅, 所以系统的 COP 逐渐降低。虽然随着供热温度的升高, 干燥热泵的 COP 逐渐减小, 但是相比于关闭低温热泵, 开启低温热泵可以显著提高干燥热泵的 COP^[23]。

3.2.3 干燥热泵系统的热力完善度 η 热泵的热力完善度 η 反映系统的实际循环接近逆卡诺循环的程度^[24], 其值恒小于 1。从系统的 $P-h$ 图 (图 5) 可知, 实际循环过程 1'-2'-4'-5'-1', 相比于理想循环 1-2-3-4-5-1 而言, 压缩机非等熵压缩过程 1'-2' 和换热器的传热温差 Δt_1 和 Δt_2 是影响系统热力完善度的主要因素。

由图 6 可知, 在 45℃恒温干燥期间, 干燥热泵系统的热力完善度在供热温度为 20、22、24 和 26℃时, 基本都维持在 0.37~0.43 之间, 并且随着供热温度的升高而有所增大; 但是当供热温度升高到 28℃和 30℃时, 其热力完善度又降低, 其值维持在 0.35~0.38 之间; 相比于有低温热泵为主机室补热的情况, 关闭低温热泵时的热力完善度在大部分时间内是最高的, 维持在 0.42 左右, 此时主机室温度维持在 15℃左右。分析可知, 随着主机室内温度的不断升高, 一方面换热器的传热温差逐渐增加^[25], 比如: 低温热泵关闭时蒸发器的传热温差相比于供热温度为 30℃时, 由 5℃增加到 9℃; 另一方面压缩机非等熵压缩程度加重, 压缩机输出功率增大, 因此, 导致干燥热泵系统的不可逆程度增大热力完善度降低^[26]。

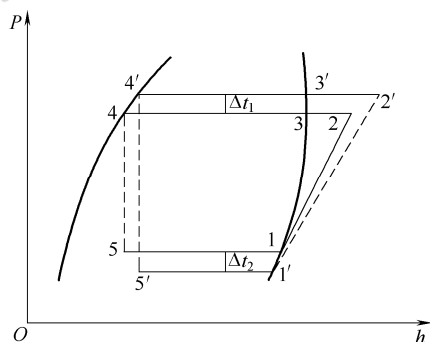
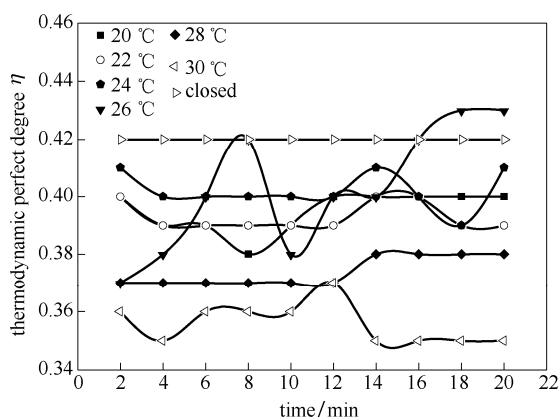
图5 实际与理想循环 P - h 图Fig.5 P - h diagram of actual and ideal cycles

图6 干燥热泵的热力完善度

Fig.6 Thermodynamic perfect degrees of dry heat pump

3.3 不同工况下低温热泵 COP 的变化

低温热泵为主机室补充热量，提高干燥热泵的运行效率，并且可在向干燥窑持续供热期间，改善系统的运行环境，从而保证干燥系统持续可靠地运行。但是，随着主机室供热温度的不断提高，其 COP 值随着供热温度的升高而逐渐减小。在室外温度保持在 $8\sim 12^{\circ}\text{C}$ 的环境下，低温热泵 COP 与供热温度的函数关系为

$$y=6.448-0.069x$$

其拟合度 R^2 达 0.98429，拟合曲线如图 7 所示，其预测结果与实际数值的吻合度较高。

3.4 干燥系统的运行分析

3.4.1 运行时间与能耗分析 实验中低温热泵每个供热温度的持续时间为 24 h，期间室外温度稳定维持在 $2\sim 16^{\circ}\text{C}$ ，记录运行时间和低温热泵与干燥热泵的运行能耗，如表 2 所示。由表可知，在六种不同的供热温度下，低温热泵的运行时间逐渐延长，同时其能耗随着供热温度的升高也逐渐增大；干燥热泵的能耗随着供热温度的升高先降后升，在 26°C 时为最小值 $50.08\text{ kW}\cdot\text{h}$ ，在 30°C 时达到 $76.11\text{ kW}\cdot\text{h}$ ，

关闭低温热泵时为最大值 $84.42\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。由于干燥热泵间歇运行而低温热泵运行时间较长，所以低温热泵的能耗普遍高于干燥热泵的能耗，因此，总能耗的变化趋势是随着供热温度而逐渐增加，而关闭低温热泵时，干燥总能耗最低。

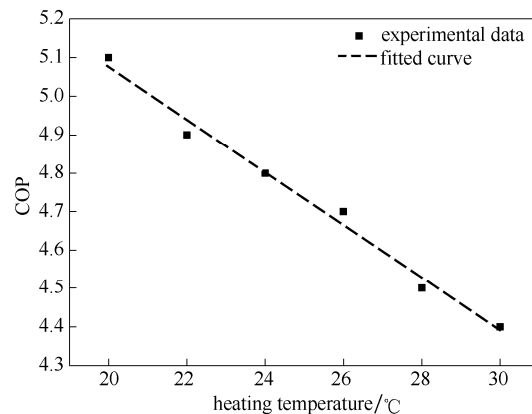


图7 低温热泵 COP

Fig.7 COP of low-temperature heat pump

表2 干燥系统运行时间与能耗数据汇总

Table 2 Summary of running time and energy consumption data of drying system

Heating temperature/ $^{\circ}\text{C}$	Run time of LTHP/min	Energy consumption of LTHP/($\text{kW}\cdot\text{h}$)	Energy consumption of DHP/($\text{kW}\cdot\text{h}$)	Total energy consumption/($\text{kW}\cdot\text{h}$)
20	435	40.90	69.71	110.61
22	646	57.74	68.10	125.84
24	1130	102.13	53.00	155.13
26	1387	121.87	50.08	171.95
28	1396	129.96	67.49	197.45
30	1427	135.03	76.11	211.14
closed	0	0.00	84.42	84.42

3.4.2 干燥供热量与用时分析 为了提高木材的干燥速率，干燥室应该及时补充热量，而要提高干燥热泵的供热量^[27]，那么必须保证主机室的温度稳定且不能过低，所以低温热泵的补热对提高干燥热泵的供热量，以及缩短木材的干燥周期是至关重要的^[28]。

实验测得，在不同的供热温度下，干燥热泵的供热量差别很大，由图 8 可知， $20\sim 26^{\circ}\text{C}$ 时，供热量从 10.58 kW 增加到 15.24 kW ，符合供热量随蒸发温度升高的理论变化趋势，但是 $28\sim 30^{\circ}\text{C}$ 时，供热量有所下降，可能是因为冷凝器内制冷剂流量增大导致换热不充分造成的。以木材含水率下降 1% 为计时标准，由图 8 可知在 26°C 时干燥用时最少为 10.7 h，关闭低温热泵用时最多为 18 h。因此，低温

热泵为主机室补充热量可以明显提高木材的干燥速率,降低木材的干燥周期。Mustafa 等^[29]在研究热泵与红外线混合干燥胡萝卜时同样发现混合干燥比单纯使用热泵干燥的能耗要高,但是干燥速率更快。所以,在使用低温热泵辅助干燥时应该根据木材材料选择合适的供热温度,综合考虑干燥用时与能耗这两个因素^[30]。

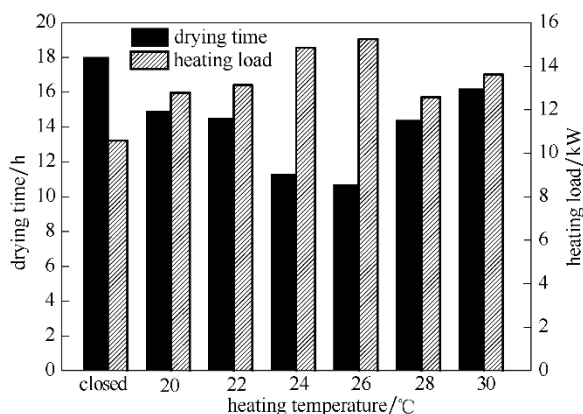


图 8 不同供热温度下的干燥用时与供热量

Fig. 8 Drying time and heat supply at different heating temperatures

4 结 论

(1) 对干燥系统进行焓损失分析可知:减少系统的热量焓损失可以通过降低主机室温度和强化干燥室的保温来实现;减少干燥介质的质扩散焓损失,应提高干燥系统的整体气密性;减少蒸发器除湿过程的焓损失,应使用功率较大的蒸发风机,并且干燥室在排湿的过程中缓慢排湿降低湿空气的露点温度,减少冷凝水带走的焓。

(2) 对供热温度为 20、22、24、26、28、30 °C 以及关闭低温热泵的七种低温热泵运行工况进行测试,发现在 26 °C 时,干燥热泵的排气温度以及单位压缩功相对较小且 COP 在此时达到最佳,其他供热温度时性能指标也皆有所提高。随着主机室温度升高换热器的换热温差增大系统循环的不可逆程度增加,所以开启低温热泵后系统的热力完善度普遍低于关闭低温热泵时的热力完善度。低温热泵 COP 与供热温度之间的拟合曲线关系是线性下降的,使用低温热泵时应该根据实际干燥情况选择合适的供热温度,不宜使主机室升温过高,增加低温热泵能耗。

(3) 恒温干燥期间,干燥热泵间歇运行,所以干燥热泵能耗普遍低于低温热泵能耗,在 26 °C 时干

燥热泵能耗最低为 50.08 kW·h;关闭低温热泵时最高为 84.42 kW·h,但其总能耗最低。其他供热温度的总能耗随着低温热泵供热时间的延长逐渐增大。开启低温热泵后干燥热泵的供热量普遍高于关闭低温热泵的供热量,干燥用时也较少,比如:26 °C 的供热量为 15.24 kW,木材含水率下降 1% 用时为 10.7 h,关闭低温热泵的供热量为 10.58 kW,用时为 18 h。在干燥过程中应该综合考虑干燥能耗与用时,提高干燥的整体效益。

符 号 说 明

COP —— 装置性能系数

c_p —— 水的比定压热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$

c_{pa}, c_{pv} —— 分别为干空气、水蒸气的比热容, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$

d —— 含湿量, $\text{kg 水分} \cdot (\text{kg 干空气})^{-1}$

EX —— 工质焓, kJ

p —— 压力, Pa

Q —— 传热热量, kJ

R_a —— 干空气的气体常数, $0.287 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$

T —— 热源温度, K

η —— 热力完善度

References

- [1] 张壁光. 实用木材干燥技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
ZHANG B G. Practical Wood Drying Technology[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [2] TEEBOONMA U, TIAN SUWAN J, SOPONRONNARIT S. Optimization of heat pump fruit dryers[J]. Journal of Food Engineering, 2003, 59(4): 369-377.
- [3] 张绪坤. 热泵干燥系统性能试验研究[J]. 农业工程学报, 2006, 22: 4.
ZHANG X K. Experimental study on performance of heat pump drying system [J]. Journal of Agricultural Engineering, 2006, 22: 4.
- [4] 严平, 钱尚源, 曹伟武. 木材干燥装置的应用研究[J]. 林业机械与木工设备, 2003, 31(8): 13-15.
YAN P, QIAN S Y, CAO W W. Study on the application of wood drying equipment[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2003, 31(8): 13-15.
- [5] 高广春, 王剑峰. 热泵干燥机组性能研究进展[J]. 食品科学, 1999, 5: 59-63.
GAO G C, WANG J F. Research progress in performance of heat pump drying unit[J]. Food Science, 1999, 5: 59-63.
- [6] 李远志, 胡晓静, 张文明, 等. 胡萝卜薄片热风与热泵结合干燥工艺及特性研究[J]. 食品与发酵工业, 1999, 26(1): 3-6.
LI Y Z, HU X J, ZHANG W M, et al. Study on drying technology and characteristics of hot air and heat pump for carrot slice[J]. Food and Fermentation Industry, 1999, 26(1): 3-6.
- [7] 郑春明. 热泵在农副产品干燥中的应用[J]. 农村实用技术, 1997, 1: 16-18.
ZHENG C M. Application of heat pump in drying of agricultural and sideline products[J]. Rural Practical Technology, 1997, 1: 16-18.

- [8] CHUA K J, CHOU S K, HO J C, *et al.* Heat pump drying: recent developments and future trends[J]. *Drying Technology*, 2002, **20**: 1579-1610.
- [9] 许彩霞, 张壁光, 伊松林, 等. 太阳能与热泵联合干燥木材特性的实验研究[J]. *干燥技术与设备*, 2008, **6**(4): 184-185.
XU C X, ZHANG B G, YI S L, *et al.* Experimental study on characteristics of solar energy combined with heat pump for drying wood[J]. *Drying Technology and Equipment*, 2008, **6**(4): 184-185.
- [10] HAWLADER M N A, RAHMAN S M A, JAHANGEER K A. Performance of evaporator collector and air collector in solar assisted heat pump dryer[J]. *Energy Conversion and Management*, 2008, **49**(6): 1612-1619.
- [11] 陈光明, 陈国邦. 制冷及低温原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
CHEN G M, CHEN G B. *Principles of Refrigeration and Cryogenic*[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2009.
- [12] 张振涛. 两级压缩高温热泵干燥木材的研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2008.
ZHANG Z T. Study on high-temperature heat pump drying of lumber with two-level compression[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2008.
- [13] NESLIHAN C, HEPBASLI A. A review of heat pump drying(I): Systems, models and studies[J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, **50**(9): 2180-2186.
- [14] 陈红, 谢继红. 热泵干燥装置[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
CHEN H, XIE J H. *Heat Pump Drying Device*[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.
- [15] ILHAN C, MUSTAFA A, HIKMET D. Energy and exergy analysis of timber dryer assisted heat pump[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, **27**: 216-222.
- [16] AHERME J E. 能量系统的焓分析方法[M]. 黄志潜, 译. 北京: 机械工业出版社, 2006.
AHERME J E. *Exergy Analysis Method of Energy System*[M]. HUANG Z Q, trans. Beijing: Machinery Industry Press, 2006.
- [17] 赵冠春, 钱立伦. 焓分析及其应用[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008.
ZHAO G C, QIAN L L. *Exergy Analysis and Its Application*[M]. Beijing: Higher Education Press, 2008.
- [18] 高广春, 王剑锋. 相变贮热在热泵干燥机组中的应用研究[J]. *太阳能学报*, 2001, **22**(7): 262-265.
GAO G C, WANG J F. Application of phase change heat storage in heat pump drying unit[J]. *Journal of Solar Energy*, 2001, **22**(7): 262-265.
- [19] 白剑. 相变蓄热在太阳能热泵供热系统中的应用研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2012.
- BAI J. Study on application of phase change thermal in solar energy heat pump heating system[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2012.
- [20] GOH L J, OTHMAN M Y, MAT S, *et al.* Review of heat pump systems for drying application[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, **15**: 4788-4796.
- [21] 秦正龙, 朱平. 高效节能的热泵技术[J]. *节能*, 2001, **5**: 15-17.
QIN Z L, ZHU P. Energy efficient heat pump technology[J]. *Energy Conservation*, 2001, **5**: 15-17.
- [22] 张慇, 成刚. 蔬菜热风干燥过程的节能技术[J]. *食品与生物技术学报*, 2007, **26**(6): 6-8.
ZHANG M, CHENG G. Energy saving technology for hot air drying of vegetables[J]. *Journal of Food and Biotechnology*, 2007, **26**(6): 6-8.
- [23] 高广春. 热泵干燥的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2000.
GAO G C. Theoretical and experimental study on heat pump drying[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2000.
- [24] BAINES P G, ARINGTON C G. Analysis of Rankine cycle heat pump driers[J]. *Int. J. Energy Res.*, 2008, **12**: 495.
- [25] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
YU J Z. *Principle and Design of Heat Exchanger*[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006.
- [26] 李满峰. 热泵干燥的工质和焓分析研究[D]. 天津: 天津科技大学, 2005.
LI M F. Study on Refrigerants and exergy analysis of heat pump drying[D]. Tianjin: Tianjin University of Science and Technology, 2005.
- [27] 魏娟. 热泵干燥特性研究及在农产品干燥中的应用[D]. 北京: 中国科学院理化技术研究所, 2014.
WEI J. Study on characteristics of heat pump dryer and application on drying agricultural products[D]. Beijing: Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS, 2014.
- [28] MERLIN S T, ROMAIN R, YANN R, *et al.* Modeli-ng of coupled heat and mass transfer during drying of tropical woods[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016, **109**: 299-308.
- [29] MUSTAFA A, ATAOLLAH K, ALI A, *et al.* Performance analysis of heat and pump infrared-heat pump drying of grated carrot using energy-exergy methodology[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, **132**: 327-338.
- [30] 郭占军, 熊翰林, 李满峰. 热泵干燥装置的热力学优化分析[J]. *农机化研究*, 2012, **5**: 72-73.
GUO Z J, XIONG H L, LI M F. Thermodynamic optimization analysis of heat pump drying equipment[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2012, **5**: 72-73.