

基于 CYCLEPAD 的双压缩机分路冷凝 热泵干燥系统热力学模拟

江轶政 刘益才* 刘绍文 朱声浩

(中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙, 410083)

摘要: 以热泵干燥系统技术为基础, 利用工程热力学仿真软件 CYCLEPAD, 建立了普通热泵干燥系统及双压缩机分路冷凝热泵干燥系统热力学模型。通过设置模型中各部件的工作状态及热泵工质、空气循环的初始参数, 得出在稳态条件下系统运行工况及热泵循环、空气循环中各点状态参数。结果表明, 相对于普通热泵干燥系统, 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统 COP 从 4.97 提升至 6.41, 增加 28.97%; 通过对热力学模型分析和计算, 发现空气中间温度 T_{S12} 越高, 该系统 COP 越大; 在考虑换热温差的情况下, 存在最佳的冷凝器 2 冷凝温度使系统达到 COP 最大, 本文中系统最佳的冷凝器 2 冷凝温度为 52℃, 系统最大 COP 为 6.42。

关键词: 热泵干燥 COP 分路冷凝

Thermodynamic Simulation of a Dual Compressor Shunt Condensing Heat Pump Drying System Based on CYCLEPAD

Jiang Yizheng Liu Yicai* Liu Shaowen Zhu Shenghao

(School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083)

Abstract: Based on the heat pump drying system technology, using the thermodynamic simulation software CYCLEPAD, a thermodynamic model of the general heat pump drying system and the dual compressor shunt condensation heat pump drying system was established. By setting the working state of each component in the model and the initial parameters of the heat pump working medium and air circulation, the operating condition of system and the state parameters of each point in the heat pump cycle and the air circulation under steady state conditions are obtained. The results show that compared with the ordinary heat pump drying system, the COP of the dual-compressor shunt condensation heat pump drying system increases from 4.97 to 6.41, an increase of 28.97%. Through the analysis of the thermodynamic model, it is found that the higher the intermediate air temperature T_{S12} , the larger the system COP; in the case of considering the heat exchange temperature difference, there is an optimal second condenser condensing temperature to make the system reach the maximum COP, in this article the best second condenser condensing temperature is 52 °C, the system maximum COP is 6.42.

Keywords: Heat pump COP Shunt condensation

0. 引言

干燥工艺作为最古老的单元操作之一, 在国民经济各个领域广泛应用。干燥行业是耗能较大的产业, 在发达国家, 大约 10%~20%的燃料应用于干燥工艺^[1-3]。20 世纪年代末 80 年

* 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226); 中南大学研究生自主探索创新项目资金资助(2018zzts491)

通讯作者简介: 刘益才(1968-), 博士, 教授, 从事制冷设备节能与降噪、热声热机、高效蓄冷蓄热材料、微型低温制冷机及其振动和噪声抑制等研究; E-mail: lycsu@csu.edu.cn

代初，热泵干燥技术开始兴起并发展成为一项高新技术，热泵干燥技术的特点是，效率高节能效果好、廉价、环境友好，同时能独立控制干燥过程中的各种参数，并且产品质量好，因此在果蔬、农产品、医药等领域广泛应用^[4-7]。研究表明，在条件相同的情况下干燥可节能 20~50%^[8]。该技术作为一种新的高效节能的干燥技术，在干燥领域获得了广泛深入的研究并取得了较快速的发展。

1. 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统简介

双压缩机分路冷凝热泵干燥系统装置由热泵系统和空气循环系统组成。热泵系统主要是由压缩机 1、压缩机 2、冷凝器 1、冷凝器 2、节流阀 1、节流阀 2、蒸发器等设备组成的密闭循环系统。空气循环系统由干燥器、循环风机（图中未标出）等设备及管道组成，具体装置图见图 1。

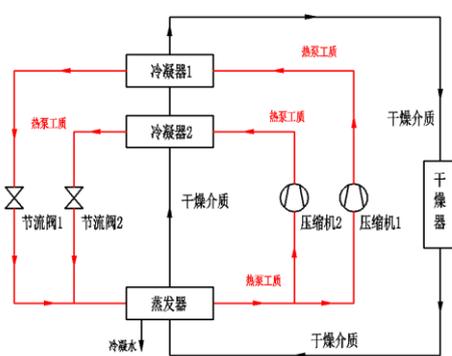


图 1 分路冷凝热泵干燥系统装置图

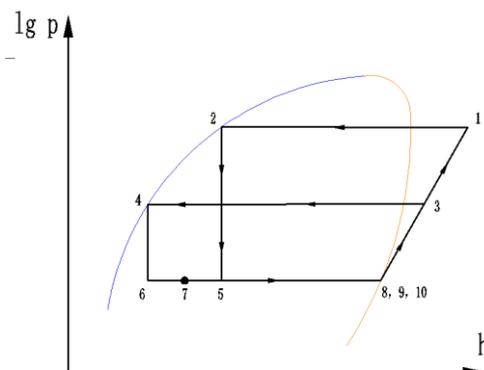


图 2 分路冷凝热泵干燥系统压焓图

假定热泵工质在压缩机中等熵压缩，在冷凝器与蒸发器中等压换热，在节流阀中等焓节流，冷凝器出口为饱和液体，蒸发器出口为饱和气体，具体理论循环压焓图见图 2。

在热泵循环中，在蒸发器内蒸发为制冷剂饱和蒸汽分为两路，一路经底压缩比压缩机等熵压缩（10-3）为高温高压制冷剂气体，进入第二冷凝器等压冷凝为饱和液体（3-4）并与低温空气进行换热，其冷凝温度较低，再经节流阀 2 等焓节流（4-6）；另一路经高压比压缩机等熵压缩为高温高压制冷剂气体（9-1），进入第一冷凝器等压冷凝成为饱和液体（1-2）与中温空气进行换热，其冷凝温度较高，再经节流阀 1 等焓节流（2-5）。从节流阀 1 与节流阀 2 流出的制冷剂湿蒸汽在混合器中混合后（7）进入蒸发器等压蒸发成饱和蒸汽（7-8），之后重新进入压缩机，构成循环。

在空气循环中，由于冷凝器 1 冷凝温度大于冷凝器 2 冷凝温度，与干燥物料换热后的低温空气首先被第二冷凝器加热成中温空气，再被第一冷凝器加热成高温空气后送入干燥室构成循环。

2. 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统建模仿真

2.1 CYCLEPAD 简介

CYCLEPAD 是一个工程热力学的虚拟实验室，能构造和分析各种热力循环，由西北大学、美国海军学院和牛津大学联合完成。应用 CYCLEPAD 软件可以进行能源动力、低温制冷、动力机械等热力学方面的设计工作。

热力循环实际上是通过一系列的基本元件组合，实现从环境中获得热能转化为机械能等其他形式，或者通过输入功使热能在环境或者其他因素之间传递转化的过程，制冷机组和热

泵都是这一类的热机。CYCLEPAD 软件建立了一些热力元件的基本模型，通过不同的基本元件相互组合，构成不同的热力循环。因此在工程热力学和能源动力方面仿真的研究中，具有极强的适应性，目前已被很多研究人员采用。

2.2 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统模型

双压缩机分路冷凝热泵干燥系统 CYCLEPAD 模型图如图 3 所示，为简化系统及计算过程，在空气循环中由一外部冷源代替蒸发器模拟空气降温过程。图中各个图标所代表的循环部件见表 1。

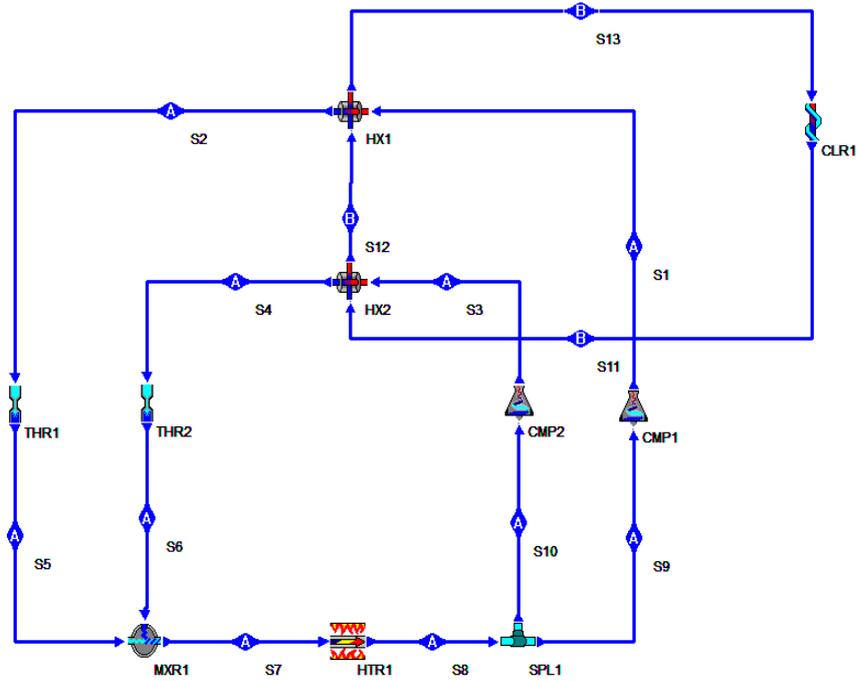


图 3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统 CYCLEPAD 模型图

表 1 模型图中图标所示部件

图标	循环部件	图标	循环部件
CMP1	压缩机 1	HX2	冷凝器 2
CMP2	压缩机 2	SPL1	分流器
THR1	节流阀 1	MXR1	混合器
THR2	节流阀 2	HTR1	蒸发器
HX1	冷凝器 1	CLR1	冷却器

2.3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统计算结果

热泵循环工质使用 R134a，设蒸发温度为 20℃，冷凝器 1 冷凝温度为 70℃，冷凝器 2 冷凝温度为 50℃，蒸发器出口为饱和蒸汽，冷凝器出口为饱和液体。进入冷凝器 2 的低温空气温度为 25℃，中间空气温度为 45℃，经冷凝器 1 加热后温度为 65℃，空气质量流量为 1kg/s。

计算得到双压缩机分路冷凝热泵干燥系统参数见表 2，热泵循环中各点参数见表 3。

表 2 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统参数

COP	制热量 (KW)	压缩机功耗 (kW)
6.41	40.14	6.26

表 3 双压缩机分路冷凝热泵干燥系统各点参数

状态点	温度 °C	压力 kPa	焓值 kJ/kg	质量流量 kg/s
S1	74.90	2117	436.3	0.1524
S2	70.00	2117	304.6	0.1524
S3	52.53	1318	427.0	0.1293
S4	50.00	1318	271.8	0.1293
S5	20.00	572.8	304.6	0.1524
S6	20.00	572.8	271.8	0.1293
S7	20.00	572.8	289.6	0.2817
S8	20.00	572.8	409.8	0.2817
S9	20.00	572.8	409.8	0.1524
S10	20.00	572.8	409.8	0.1293

3. 双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统性能分析

3.1 普通热泵干燥系统对比分析

与前述相同，普通热泵干燥系统使用热泵工质 R134a，设蒸发温度为 20°C，冷凝温度为 70°C，蒸发器出口为饱和蒸汽，冷凝器出口为饱和液体。进入冷凝器的空气温度为 25°C，加热后温度为 65°C，空气质量流量为 1kg/s。利用 CYCLEPAD 建立了普通热泵干燥系统模型，如图 4。

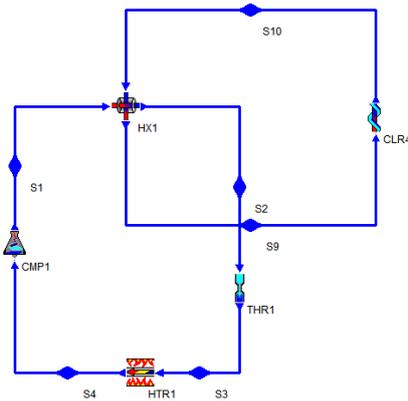


图 4 普通热泵干燥系统 CYCLEPAD 模型图

计算得到普通热泵干燥系统参数见表 4。

表 4 普通热泵干燥系统参数

COP	制冷量 (KW)	压缩机功耗 (kW)
4.97	40.14	8.08

如前所述，双压缩机分路冷凝热泵系统冷凝器 1 冷凝温度、蒸发温度、部件工作条件在与普通热泵干燥系统相同的情况下，利用 CYCLEPAD 模拟计算得出分路冷凝热泵系统 COP 为 6.41，较普通热泵系统增加 28.97%。

3.2 分路冷凝热泵系统变工况条件分析

系统 COP 计算公式：

$$COP = (Q_{C1} + Q_{C2})/W \quad (1)$$

式中 Q_{C1} 和 Q_{C2} 分别为冷凝器 1 和冷凝器 2 换热量， W 为压缩机耗功。根据能量守恒与质量守恒定律，可获得如下关系式：

$$COP = [m_a \cdot c_p \cdot (T_{S13} - T_{S11})] / [m_{S1} \cdot (h_{S1} - h_{S9}) + m_{S2} \cdot (h_{S3} - h_{S10})] \quad (2)$$

式中 m_a 和 c_p 分别为空气质量流量和空气定压比热容， m_{S1} 和 m_{S2} 分别为压缩机 1 和压缩机 2 的热泵工质流量。

从压焓图可知，在蒸发温度与冷凝压力一定时，状态点 S1、S3、S9、S10 的焓值 h_{S1} 、 h_{S3} 、 h_{S9} 、 h_{S10} 不变。因此影响 COP 的关键因素为制冷剂流量 m_{S1} 和 m_{S2} 。

制冷剂流量计算式：

$$m_{S1} = m_a \cdot c_p (T_{S13} - T_{S12}) / (h_{S1} - h_{S2}) \quad (3)$$

$$m_{S2} = m_a \cdot c_p (T_{S12} - T_{S11}) / (h_{S3} - h_{S4}) \quad (4)$$

因此在空气温度 T_{S11} 、 T_{S13} 与冷凝器 1 冷凝温度不变时，系统 COP 与空气中间温度 T_{S12} 及冷凝器 2 冷凝温度有关。

由图 5 可知系统空气中间温度对系统 COP 的影响，空气中间温度越高，系统 COP 越大。在维持第一冷凝器的冷凝温度为 70℃，空气中间温度与第二冷凝温度温差为 5℃ 时，可以获得如图 6 所示冷凝器 2 冷凝温度对系统 COP 的影响。可以看出在一定范围内，降低冷凝温度可以提升系统 COP，但是随着冷凝器 2 冷凝温度的降低，系统 COP 开始逐渐降低，因此存在使系统 COP 达到最大的最佳冷凝温度，从图中可以得出本系统冷凝器 2 最佳冷凝温度为 52℃，系统最大 COP 为 6.42。

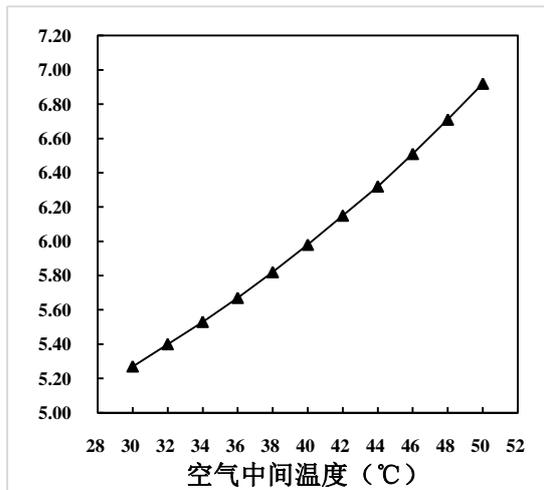


图 5 空气中间温度对系统 COP 的影响

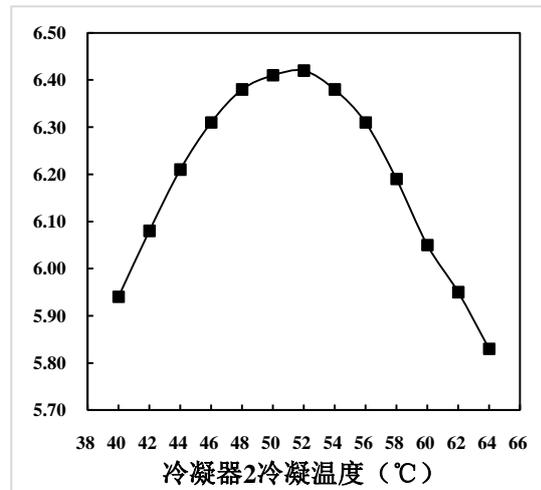


图 6 冷凝器 2 冷凝温度对系统 COP 的影响

4. 总结

本文利用 CYCLEPAD 热力学分析软件对双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统性能进行模拟建模和计算分析, 结果表明:

(1) 相对于普通热泵干燥系统, 双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统在相同的空气循环条件以及蒸发温度条件时, 系统 COP 从 4.97 提升至 6.41, 增加 28.97%。

(2) 对双压缩机分路冷凝节流热泵干燥系统的热力学模型进行分析可知, 当空气进出冷凝器温度不变, 蒸发温度与冷凝温度一定时, 系统 COP 随空气中间温度的升高而增大。

(3) 在考虑换热温差的情况下, 存在最佳冷凝器 2 冷凝温度使得 COP 最大, 本文中系统最佳的冷凝器 2 冷凝温度为 52°C, 系统最大 COP 为 6.42。

参考文献

- [1] Mujumdar, AS, Zhonghua W. 5th Asia Pacific Drying Conference Thermal drying technologies: New developments and future R & D potential[C]. Singapore:2007.
- [2] 江辉民, 汪洋, 赵丽莹等国内外热泵的发展与新技术[J]. 建筑热能通风空调, 2003
- [3] K. Yamaguchi. Technology and Marke Tread of GHP in Japan. 7th International Energy Agency Conference on Heat Pump Technologies. Volume 1 ,301-312.2002
- [4] 刘贵珊, 何建国. 热泵干燥技术的应用现状与发展展望. [J] 农业科学, 2006, 27(1): 46~49
- [5] 张绪坤, 毛志怀, 熊康明等热泵干燥技术在食品工业中的应用食品科技[J]. 食品科技, 2004, (11): 10-13
- [6] 张嘉辉, 马一太, 马远等热泵干燥系统的节能技术分析[J] 热能科学与技术, 2003, (2): 95-100
- [7] 张嘉辉. 热泵干燥理论与种子干燥性能的研究[D]. 博士学位论文, 天津大学, 1999
- [8] Chou SK, Chua KJ, HOJC, etc. On the study of an energy-efficient greenhouse for heating, cooling and dehumidification application[J]. Applied Energy , 2004, 7: 355.
- [9] Hii C L, Law C L, Suzannah S, 2012, Drying kinetics of the individual layer of cocoa beans during heat pump drying. *Journal of Food Engineering*, 108(2), 276-282.
- [10] Forbus K D, Kuehne S E, Whalley P B, et al, 1999, CyclePad: An articulate virtual laboratory for engineering thermodynamics. *Artificial Intelligence*, 114(1-2), 297-347.