

文章编号: 1671-6612 (2024) 04-580-04

开式烘干除湿系统的热平衡

许兵兵 管庆禹 高福学 王士鹏 张素丽

(山东朗进科技股份有限公司 济南 271100)

【摘要】 研究了开式空气源热泵烘干系统排湿过程的热湿平衡, 定义了除湿(显)热负荷和排湿效率。定义了排湿能效比, 并进一步提出了排湿能效比的计算方法、测试方法和影响因素。指出排湿能效比受不同天气情况影响较大, 存在热回收装置时, 排湿能效比与风量成反比。对于烘干排湿系统的设计具有参考意义。

【关键词】 烘干除湿; 热平衡; 能效比; 影响因素
中图分类号 TK173 文献标志码 A

Heat Balance of Open Drying Dehumidification System

Xu Bingbing Guan Qingyu Gao Fuxue Wang Shipeng Zhang Suli

(Shan Dong Longertek Technology Co., Ltd, Jinan, 271100)

【Abstract】 The heat and humidity balance of open air source heat pump drying system was studied, the dehumidification (sensible) heat load and dehumidification efficiency were defined. The dehumidification efficiency is defined and the calculation method, test method and influencing factors of energy efficiency ratio of dehumidification were further proposed. It is pointed out that the efficiency ratio of dehumidification is greatly affected by different weather conditions. When there is a heat recovery device, the efficiency ratio of dehumidification is inversely proportional to the air volume. This article has reference significance for the design of drying and dehumidification systems.

【Keywords】 Drying and dehumidification; Thermal balance; Energy efficiency ratio; Influencing factor

0 引言

干燥在我国应用广泛, 农业、食品等行业应用广泛, 农产品、食品、污泥、消失模、木材、化工等生产过程均有干燥^[1]。根据干燥原理不同可分为: 热风干燥、微波干燥、红外辐射干燥以及真空冷冻干燥等^[2], 国内“双碳”目标大背景下, 随着热泵技术的发展, 近年热泵干燥技术在农产品烘干领域应用快速扩大。烘干过程能耗巨大, 碳排放量巨大, 食品工业碳排放占到总碳排放的20%左右^[3], 很多工业生产中干燥耗能占其总耗能的12%以上^[4], 因此研究烘干除湿过程中的能效影响因素对于节能减排有重要意义, 有大量学者对于热泵烘干制冷剂工质、结构设计、控制策略、烘干除湿效

率、烘干介质特性及干燥品质等进行了研究^[5], 但是对于开式空气源热泵烘干除湿过程的能效分析和影响因素研究较少。对于开式空气源热泵干燥设备评价指标行业内主要为性能系数 COP , 即制热量与消耗功率比值^[6]。实际热泵干燥设备不但要考虑机组本身的能效比, 还关注单位除湿量消耗的功率, 烘干设备与烘干室、被干燥物料等共同组成开式烘干除湿系统, 目前性能系数 COP 仅针对设备本身进行了节能性评价, 开式烘干除湿系统整体节能设计指标的研究并不全面, 笔者在分析开式烘干排湿热平衡基础上, 分析了烘干设备制热量、除湿量等参数之间的关系, 并提出了开式空气源热泵烘干除湿系统能效评价指标和影响因素。典型开式空

气源热泵烘干除湿系统如图 1 所示。

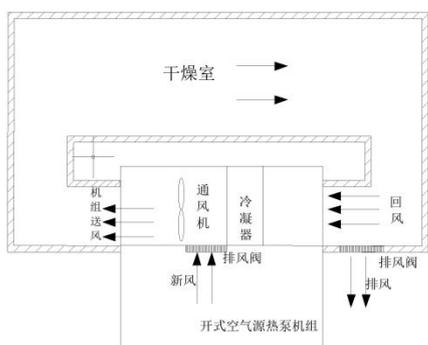


图 1 典型开式空气源热泵烘干除湿系统

Fig.1 Typical open air source heat pump drying and dehumidification system

1 烘干排湿过程热平衡分析

1.1 烘干排湿过程中的热负荷

空气在烘干房中的变化过程如图 2 所示, 点 1 为进入烘干室的空气状态, 1-2 过程为干热空气在烘干室内等焓增湿过程 (忽略漏热损失), 2-3 过程为空气在蒸发器中减焓减湿过程 (闭式空气源热泵除湿干燥机组), 或者可以认为是室内高温高湿的空气置换为室外较低温度和湿度空气的排湿过程, 3-1 过程为较低温度和湿度的空气在冷凝器或其他加热设备中的变化过程。

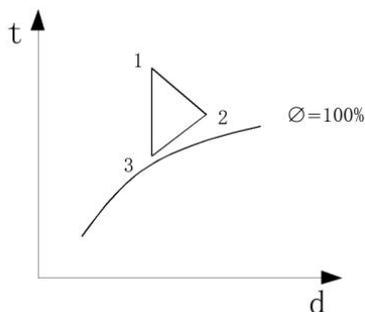


图 2 热泵干燥循环的空气状态变化

Fig.2 Air state changes in heat pump drying cycle

由图 2, 1-2 过程是物料除湿过程中湿空气的状态变化^[6], 2-3-1 过程实际是人工空气处理过程。对于烘干除湿, 人工空气处理过程实际需求是减湿增焓, 烘干设备实际上是将空气不断进行减湿和增焓以抵消物料干燥消耗的热量和产生的水分。由于潜热增加导致的空气状态焓值增加并不能使得空气干燥能力提高, 反而会降低, 单一的空气处理过程也无法同时实现增焓和减湿, 因此必须将空气的

潜热和显热变化分开考虑, 将烘干除湿后的湿空气负荷分为潜热负荷和显热负荷两部分。若不考虑烘干品质, 仅考虑烘干能力情况下, 显热提高越大且潜热降低越多, 越有利于提高烘干能力。因此对于烘干负荷计算, 需分别计算显热负荷和潜热负荷 (除湿量)。

为方便分析, 笔者定义排湿显热负荷 Q_p 、除湿 (显) 热负荷 Q_r 概念, 由于排湿过程进出风状态不同导致的室内湿空气显热变化量称为排湿显热负荷, 单位 kW; 在水和湿空气组成的绝热闭口系中, 由于水分的蒸发或冷凝导致的空气显热变化量称为除湿 (显) 热负荷, 在此问题中, 除湿 (显) 热负荷为物料水分蒸发所消耗的空气显热, 其值等于所蒸发水分的汽化潜热。前述 Q_p 可由湿空气比热容、排风质量流量与排风和新风温差相乘得到, Q_r 可由水的汽化潜热、排风质量流量与排风和新风含湿量之差相乘得到。

1.2 烘干排湿过程中的热平衡及排湿能效比

为方便分析, 定义排湿量与排湿显热负荷之比为显性排湿效率 (用字母 $SMER_x$ 表示), 单位 kg/kWh, 定义式 $SMER_x = D / Q_p$ 。定义排湿量和总负荷 (排湿显热负荷与除湿 (显) 热负荷之和) 之比为隐性排湿效率 (用字母 $SMER_y$ 表示), 定义式 $SMER_y = D / (Q_p + Q_r)$, 式中: D 为排湿量, kg/h。

如图 3 所示, 考虑存在排湿热回收装置时, 热回收换热器显热交换量为 Q_h , 则有:

显性排湿效率:

$$SMER_x = D / (Q_p - Q_h) \tag{1}$$

隐性排湿效率:

$$SMER_y = D / (Q_p + Q_r - Q_h) \tag{2}$$



图 3 烘干排湿回热器热回收示意图

Fig.3 Schematic diagram of heat recovery device in the drying dehumidification system

系统排湿过程平衡时,系统的加热量与耗热量相等,系统加热量为机组制热量 W 与热回收量 Q_h 之和,系统耗热量为系统排热量 Q_p 与除湿(显)热负荷之和,根据能量守恒有, $Q_p + Q_r = W + Q_h$ 。不难发现,分母 $Q_p + Q_r - Q_h$ 为系统稳定时当前排湿量所消耗热量的理想值。假设该系统总功率为 P ,其制热能效比为 COP ,则其供热量为 $W = P \cdot COP$,考虑烘干室围护结构散热等热量损失,实际供热量有效利用率为 η ,则有效利用热量为

$$W = (Q_p + Q_r - Q_h) = \eta \cdot P \cdot COP \quad (3)$$

定义排湿能效比为排湿量与功率的比值,用 $SMER$ 表示。由式(2)、(3)根据排湿能效比定义式 $SMER = D / P$,有

$$\begin{aligned} SMER &= \eta \frac{D}{Q_p + Q_r - Q_h} COP \\ &= \eta \cdot COP \cdot \frac{D}{W} = \eta \cdot COP \cdot SMER_y \end{aligned} \quad (4)$$

$$\text{其中 } D = 3600q_m(d_i - d_o) \quad (5)$$

式中: η 为烘干室有效利用热量与设备加热量的比值,其描述了烘干室的漏热情况; COP 为开式热泵烘干机组的能效比,即加热量与输入功率的比值; q_m 为排湿过程空气质量流量, kg/s ; d_i 为室内湿空气含湿量, kg/kg ; d_o 为室外空气含湿量, kg/kg 。式(4)为烘干排湿系统能效比的计算方法之一。

开式空气源热泵烘干系统实际上就是利用室外含湿量低的空气来置换室内含湿量高的空气,从而达到除湿的目的,室外环境空气湿度显然会影响单位排湿量的功耗。按照除湿量 40kg/h ,室内高温环境干球温度 52°C ,湿球温度 37°C ,空气源热泵本身性能系数 COP 为 2.0 ,取供热有效利用率为 0.7 ,按照无热回收的开式空气源热泵烘干除湿系统,分别计算不同室外空气相对湿度下系统稳定时排湿能效比,结果如表 1 所示。如图 4 所示,给定环境温度条件下室外空气湿度越大,系统排湿能效比越低,符合物理事实,与机组的性能系数 COP 相比,排湿能效比对于分析整个烘干除湿系统的能效更完整全面。

表 1 不同室外工况下的排湿能效比

Table 1 Humidity removal efficiency ratio under different outdoor working conditions

室外工况(干湿球温度 $^\circ\text{C}$)	排湿能效比	相对湿度
33/30	1.12	81%
33/28	1.30	69%
33/26	1.43	58%
33/24	1.51	48%
33/22	1.57	39%

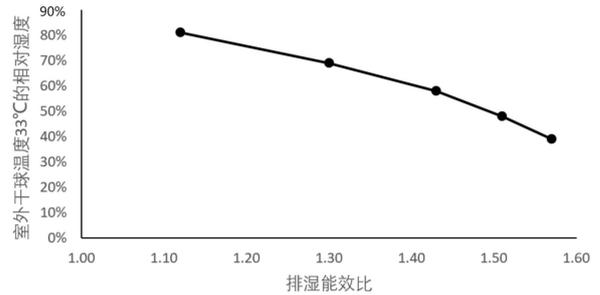


图 4 排湿能效比与室外空气相对湿度关系

Fig.4 The relationship between the dehumidification energy efficiency ratio and the relative humidity of outdoor air

1.3 烘干排湿能效比影响因素

进一步分析,排湿回热示意图如图 5 所示,设烘干室内空气干球温度为 t_i ,单位为 $^\circ\text{C}$;室外空气干球温度为 t_o ,单位为 $^\circ\text{C}$;水蒸气汽化潜热为 r ,单位为 kJ/kg ,则有:

$$Q_p = q_m C_p (t_i - t_o) \quad (6)$$

$$Q_r = q_m r (d_i - d_o) \quad (7)$$

$$Q_h = q_m C_p (t_2 - t_o) \quad (8)$$

将式(6)、(7)、(8)代入(4)得到:

$$SMER = \eta \frac{D}{Q_p + Q_r - Q_h} COP \quad (9)$$

化简得

$$\begin{aligned} SMER &= \eta \frac{3600(d_i - d_o)}{C_p(t_i - t_o) + r(d_i - d_o) - C_p(t_2 - t_o)} COP \\ &= \eta \cdot COP \cdot \frac{3600}{\frac{C_p(t_i - t_2)}{(d_i - d_o)} + r} \end{aligned}$$

根据式(9),使用热回收装置总是可以提高排湿能效比。根据式(10),排湿时室内外含湿量差别越大,分母越小,排湿能效比越高;使用更大的热回收装置,使室内温度与进风温度差值越小,排湿能效比越大。

根据换热器理论,间壁式换热器换热量等于换热面积与换热系统与对数平均温差三者乘积^[6],即 $Q = kA\Delta t$,其中 k 为换热系数; A 为换热面积; Δt 为换热器对数平均温差,给定工况和回热器状态下,风量增大会使换热器换热量增大,导致对数平均温差 Δt 增大。因此根据式(10)排湿风量增大,会导致 t_i 与 t_2 之差增大,进而排湿能效比 $SMER$ 减小。另外,不同季节的环境温度湿度不同,在相同的室内工况下,不同天气情况下的排湿能效比是不同的,对半开式空气源热泵烘干除湿机组,排湿只是系统的运行模式之一,控制时要检测排湿能效比,以判断排湿是否时当前最经济的运行模式。

式(10)为排湿能效比计算式之二,也可以据此测量烘干排湿系统稳定时的实际能效比,只要测得室内温度 t_i ,进风温度 t_2 进出风含湿量,再根据已知的机组能效比 COP ,可以计算出稳定系统的排湿能效比。

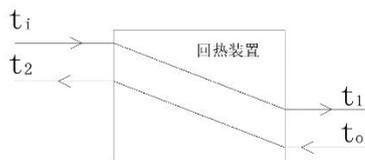


图5 烘干排湿系统回热器进出风温度变化示意图

Fig.5 Schematic diagram of temperature changes in the inlet and outlet of the reheater in the drying dehumidification system

2 结论

(1) 研究烘干排湿过程需将湿空气状态变化的潜热和显热分开考虑,将烘干除湿后的湿空气负荷分为潜热负荷和显热负荷两部分。系统稳定时,

系统制热量和热回收量之和与系统排热量和除湿(显)热负荷之和平衡。本文对于烘干排湿系统的设计具有参考意义,综合分析:排湿时室内外空气含湿量之差越大,排湿能效比越高。

(2) 利用排湿热回收装置总是可以提高排湿能效比,增大热回收装置的效率和换热能力可以提高除湿能效比,但是存在热回收装置时,排湿能效比与风量成反比。

(3) 排湿能效比受不同天气情况影响较大,室外温度和湿度直接影响排湿量和排湿能效比。

(4) 本文提出的排湿能效比及计算方案用来衡量开式空气源热泵烘干系统的单位排湿量功耗,可作为其节能性评价指标。排湿能效比的大小可作为切换半开式空气源热泵机组的开式和闭式运行模式的参数依据,利用机组的排湿能效比检测数据作为烘干机组控制参数有助于提高系统的运行能效。

参考文献:

- [1] 杨先亮.热泵干燥系统的理论分析与实验研究[D].保定:华北电力大学,2006.
- [2] 王超,谭鹤群.我国干燥技术的研究进展及展望[J].农机化研究,2009,31(12):221-224,227.
- [3] 武晔秋,刘旺,张磊,等.黄花菜烘干工艺能耗及碳排放研究[J].能源与节能,2023,(4):77-79.
- [4] 张绪坤.热泵干燥热力学分析及典型物料干燥性能研究[D].北京:中国农业大学,2005.
- [5] 蔡志敏,李凡,李春来.空气源热泵烘干机组研究现状及发展趋势[J].科技创新与应用,2022,12(21):77-80.
- [6] NB/T 10156-2019,空气源热泵干燥机组通用技术规范[S].北京:中国农业出版社,2019.
- [7] 马一太,张嘉辉,马远.热泵干燥系统优化的理论分析[J].太阳能学报,2000,21(2):208-213.
- [8] 余建租.换热器原理与设计[M].北京:北京航空航天大学出版社,2006.