



# (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105605910 B

(45)授权公告日 2018.09.21

(21)申请号 201610089919.1

(22)申请日 2016.02.18

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105605910 A

(43)申请公布日 2016.05.25

(73)专利权人 郑松筠

地址 310000 浙江省杭州市文三路383号C

座3单元901室

(72)发明人 郑松筠

(51)Int.Cl.

F26B 21/00(2006.01)

F26B 21/04(2006.01)

F26B 21/10(2006.01)

F26B 21/08(2006.01)

F26B 21/12(2006.01)

(56)对比文件

CN 204240769 U,2015.04.01,

CN 101936644 A,2011.01.05,

CN 104197649 A,2014.12.10,

CN 102589273 A,2012.07.18,

CN 105318707 A,2016.02.10,

CN 101769675 A,2010.07.07,

US 2014109435 A1,2014.04.24,

EP 2921587 A1,2015.09.23,

审查员 闫亚宾

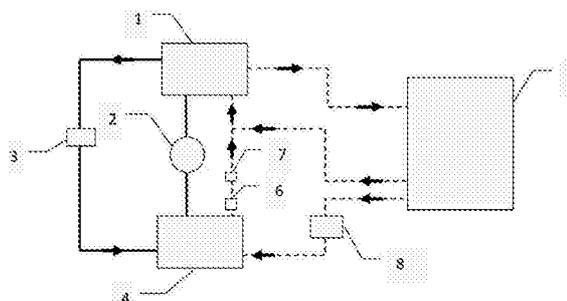
权利要求书2页 说明书8页 附图1页

(54)发明名称

一种热量循环式热泵烘干装置的运行模式和结构

(57)摘要

本发明公开一种热量循环式热泵烘干装置的运行模式和结构。其结构特征为装置中包含有与烘箱内腔构成封闭气流循环回路的热量回收风道，风道中安装有蒸发器，装置中设有使流过蒸发器的风量得到调节控制的风量调节装置。运行模式分为升温模式和热量循环除湿模式；装置运行前期开启升温模式，热泵系统从大气中吸热使烘箱内的空气升温达到设定温度；然后装置运行热量循环除湿模式，烘箱内高温高湿气体流通过风道内的蒸发器降温除湿后回到烘箱内，蒸发器吸收的显热和潜热由冷凝器释放到烘箱内，风量调节装置使(冷凝风量/蒸发风量) $>2$ 、蒸发器进出风温差控制在 $10^{\circ}\text{C}$ - $25^{\circ}\text{C}$ 。装置的平均COP高，蒸发器吸收热量中的潜热比例高，每度电干燥脱水在5公斤以上，比常规热泵烘干提高效率70%-130%。



1. 一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,包括一般热泵烘干装置均具备的由压缩机、节流阀、冷凝器、蒸发器、风机组成的热泵系统,烘箱箱体,烘干装置包含一热量回收风道,所述热量回收风道与烘箱内腔构成封闭的气流循环回路,即空气从烘箱内腔出来,经过所述热量回收风道,再回到烘箱内腔中;有蒸发器安装在所述热量回收风道内;所述烘干装置中安装有一风量调节装置,所述风量调节装置调节流过热量回收风道中的蒸发器的风量,所述烘干装置的运行控制方法的特征为:A:所述烘干装置的运行控制模式分为升温模式和热量循环除湿模式,B:所述升温模式的启动条件为烘箱内腔的空气温度低于设定的升温目标温度;升温模式的结束条件为烘箱内腔的空气温度达到升温目标温度或烘箱内的空气的温度和相对湿度均大于等于设定的目标值,C:所述烘干装置在结束升温模式时随即启动所述的热量循环除湿模式,D:所述热量循环除湿模式的结束条件为烘箱内空气的相对湿度小于等于设定的目标值或空气的相对湿度和绝对湿度均小于等于设定的目标值并持续一设定的时间间隔,E:所述的升温模式为:烘箱内的空气与大气空气相互隔绝;除了热泵系统做功所转换的热量外,另外必须有外部热量输入到烘箱内的空气中;所述的外部热量包括蒸发器从流过的大气空气中吸收的热量,所述的外部热量也包括电加热、蒸汽加热、热水加热提供的热量,F:所述的热量循环除湿模式为:有风机使烘箱内的气体从热量回收风道的进风口流入,流入热量回收风道进风口的气体全部来自烘箱内腔,气体流过热量回收风道中的蒸发器降温除湿后从热量回收风道的出风口流出最终回到烘箱内;所述热量回收风道内的蒸发器从流过的气体中吸收热量,该热量由冷凝器释放输送到烘箱内的空气中;蒸发器从流过的气体中吸收的热量必须含有汽化水冷凝为液态水所释放的潜热;流过蒸发器后的气体经过或不经冷凝器回到烘箱内,G:所述冷凝器释放热量的方式是冷媒向空气释放热量,然后把升温后的空气送入烘箱内;或冷媒将热量释放到水体,水体再通过风机盘管将热量传递给烘箱内空气,H:在所述的热量循环除湿模式中,通过所述的风量调节装置调整流过热量回收风道中的蒸发器的风量,使(流过冷凝器风量 $\div$ 流过蒸发器风量) $>2$ ,或(流过各风机盘管风量之和 $\div$ 流过蒸发器风量) $>2$ ,而且流过冷凝器或风机盘管的气体至少有部分为来自烘箱内部的未经过蒸发器的气体。

2. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为在所述的烘干装置中安装有一气体显热换热器,所述的气体显热换热器使流过蒸发器后被降温的气体与流入热量回收风道进风口的高温高湿气体进行热交换,被降温气体在升温后再流过或不流过冷凝器,回到烘箱内。

3. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为在所述的升温模式中,除了热泵系统做功转换成的热量和蒸发器从大气空气中吸收的热量以外,不再有其他外部热量输入到烘箱内的空气中。

4. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述烘干装置中除了安装在所述热量回收风道中的蒸发器,另外还有安装在烘箱和热量回收风道外的带风机的外蒸发器,所述外蒸发器运行模式为:只在所述的升温模式时工作并且只从大气的空气中吸收热量;在所述的热量循环除湿模式时外蒸发器不工作,其上的风机不运行。

5. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述烘干装置中只有所述热量回收风道中安装的蒸发器,没有其它蒸发器;所述热量回收风

道在蒸发器的上游和下游分别设有可调控风门,所述可调控风门能使所述热量回收风道的进出风口分别只与烘箱内腔或只与烘箱外的大气相连通,所述可调控风门相对应的运行控制模式为:升温模式时,调节可调控风门使所述热量回收风道的进出风口均只与烘箱外大气相连通,而与烘箱内腔相隔离,有风机使大气空气从进风口进入后流过蒸发器再从出风口流出,排空进入大气;热量循环除湿模式时,调节可调控风门使所述热量回收风道的进出风口均只与烘箱内腔相连通,而与烘箱外大气相隔离,有风机使烘箱内腔中的气体从所述热量回收风道进风口进入流过蒸发器再从出风口流出最终回到烘箱内腔。

6. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述风量调节装置为一安装在热量回收风道中的调速风机,同时冷凝器或风机盘管上安装有独立的风机;在所述的热量循环除湿模式时,通过调节所述调速风机的转速使流过所述热量回收风道中蒸发器的风量按需要而调整,从而达到 $(\text{流过冷凝器风量} \div \text{流过蒸发器风量}) > 2$ 或 $(\text{流过各风机盘管风量之和} \div \text{流过蒸发器风量}) > 2$ 的目的。

7. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述的风量调节装置为一安装在热量回收风道中的风量调节阀,所述风量调节阀能够增减风量调节阀所在位置的风道的横截通风面积,从而调整流过所述热量回收风道中蒸发器的风量,在所述的热量循环除湿模式时,使 $(\text{流过冷凝器风量} \div \text{流过蒸发器风量}) > 2$ 或 $(\text{流过各风机盘管风量之和} \div \text{流过蒸发器风量}) > 2$ 。

8. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述烘干装置中安装有不少于两套的独立的热泵系统,不少于两套的独立热泵系统对应的各蒸发器以串联的方式安装在所述热量回收风道中,即不同独立热泵系统对应的各蒸发器分别安装在所述热量回收风道的上下游不同位置。

9. 根据权利要求1或8所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为所述烘干装置中至少有一套热泵系统为变频热泵系统。

10. 根据权利要求1所述的一种热量循环式热泵烘干装置的运行控制方法,其特征为在所述热量回收风道上安装有一通向大气的带排风机的排风口或排风管、一连通大气的进气管;所述排风口和进气管安装在蒸发器下游同时在出风口上游的某一位置;排风口或排风管在进气管的上游。

## 一种热量循环式热泵烘干装置的运行模式和结构

### 技术领域

[0001] 本发明公开一种热量循环式热泵烘干装置的运行模式和结构。应用范围为：高中温热泵烘干除湿。干燥烘干的物品范围为粮食、蔬菜水果、烟叶、腊肉、水产品、服装布料、中药材、木材、泥煤、各种工农业原材料和产品等等。

### 背景技术

[0002] 物料干燥烘干的种类范围极其广泛且数量巨大，全社会用于物料干燥烘干的能耗非常巨大。有资料表明，发达国家用于物料干燥烘干的能耗占总能耗的7%-15%之间，平均为12%。现在中国的年发电量约为5万亿度，如以用于烘干的电能耗为总发电量的8%估算，则每年用于电加热烘干的全国的电力能耗为4千亿度，相当于5个长江三峡电站的发电量；同时用于烘干的煤炭等燃料也是一个极其庞大的数量。

[0003] 传统的物料干燥除湿一般是用电或燃料以加热方式进行的。一般能量利用率都比较低，加热方式的能量利用率大都低于70%，有时甚至低至40%以下，某些场合如家用衣物烘干还需要对排出的高湿度空气进行再水汽冷凝处理，很不方便。1度电转换成的热量为3600KJ，1公斤液态水蒸发所需的热量约为2400KJ，所以用电加热烘干，完全没有热量损失的情况下，1度电能脱水1.5公斤；而实际上在烘干过程中，不可避免的有大量的热量耗散，电加热烘干的干燥效率一般在1度电脱水0.6-1.2公斤之间，平均约为0.8公斤。

[0004] 热泵烘干技术是利用电的能量，用热泵装置将热量从低温热源向高温热源输送热量的技术，一份电可以输送几份热，相比一般的电加热烘干可以节约50%以上的能耗，同时可以兼有冷凝器加热和蒸发器除湿的双重效果，是未来烘干技术的发展方向。

[0005] 因热泵烘干是一新兴的技术，开发应用时间较短，对热泵烘干的基础原理未能充分的了解掌握，所以热泵烘干技术的潜力未能充分的发挥。

[0006] 市场上常规的热泵烘干设备可大致分为两类：A类开放式、B类封闭式。

[0007] A类热泵烘干装置大致如下：所谓开放式，即装置中有一带风机的出风管道或出风口，烘箱内的高温高湿气体不断的从出风管道中被抽出最终进入到大气中，同时有等量的低温低湿的大气新风被吸入到烘箱内腔中，烘箱内的气体不断的与大气空气进行交换。热泵系统在烘箱外有一带风机的外蒸发器，如果烘箱内的高温高湿气体不经过外蒸发器和换热器而被直接排放到大气中，则被排放气体的热量完全不加以利用，外蒸发器完全从大气中吸取热量。如果利用被排出的高温高湿气体中的热量，大致有以下几种方式：1、没有大气空气流过外蒸发器，只有被排出的高温高湿气体流过外蒸发器后排空进入大气，气体的显热和气体水分中的潜热被外蒸发器吸收并被冷凝器释放到烘箱内，本方式的一个关键特点是要维持烘箱内的空气温度和焓值不下降，蒸发器的出风温度必须下降到等于或低于环境温度，蒸发器的冷媒蒸发温度与蒸发器直接从大气中吸热的冷媒蒸发温度相差不大；2、被排出的高温高湿气体加入大气空气混合后再流过蒸发器，蒸发器从流过的混合气体中吸取热量，然后混合气体排空进入大气，本方式使流过蒸发器的气体温度高于大气温度，提高了COP；3、被排出的高温高湿气体与被吸入的大气新风先在一显热换热器中进行热量交

换后,高温高湿气体再流过外蒸发器或直接排空进入大气,如直接排空则外蒸发器完全在大气中吸收热量,本方式新风经过换热温度有提高,回收了烘箱内排出的高温高湿气体的部分热量。上述几种利用方法均使被排出的高温高湿气体中的热量得到一定程度的利用,但与高温高湿气体直接排空相比,增加的效果极为有限,热泵系统的制热能效比基本被大气温度所制约,同时干燥效果受新风即大气空气的湿度变化的影响。导致的结果是:如果要使热泵系统能效比即COP高,则冷媒的高低温差不能大,也即烘箱内的空气温度比环境温度不能高出太多,而烘箱内的温度不高,则除湿干燥的效果就比较差;或者是烘箱内气体温度较高,但箱内空气温度与环境温度的温差很大,则热泵系统的冷媒高低温差大,能效比COP低。

[0008] 总之:A类开放式热泵烘干装置相比常规的电加热烘干机,大幅度的提高了能源利用率,节能率在50%以上,但总体效果不是很理想,受较低的环境温度的制约,衡量总体干燥效果的SMER即消耗每度电获得的干燥脱水量,不可能很高,一般SMER在 $3\text{KGH}_2\text{O}/\text{KWH}$ (3公斤水/千瓦小时)以下,SMER平均约为2.5,冬天在2以下。

[0009] B类热泵烘装置大致如下:所谓封闭式,即烘箱内的空气基本与外部大气相隔离,其代表产品是家用热泵干衣机,其特征是,所述装置的蒸发器不从烘箱外的大气中吸取热量;有一循环回风管道,蒸发器安装在回风管道中,冷凝器在回风管道的蒸发器的下游,蒸发器和冷凝器共用一个风机,蒸发风量和冷凝风量相等,烘箱内腔的高温高湿气体从回风管道的进口流入,经过蒸发器降温除湿,再流过冷凝器加热升温,回到烘箱内腔。其优点是受环境温度和湿度的影响相对较小,被干燥物料中的液态水蒸发汽化所消耗的热量得到循环利用,烘干效果基本稳定。缺点是烘箱内空气升温很慢,烘箱内腔所获得的热量只是热泵装置做功消耗的能量所转化的热量,装置开始运行后烘箱内空气长时间温度较低,也使流过回风管道内的蒸发器的气体温度较低,蒸发器吸收热量中的潜热/显热比值很低,烘干除湿效果差,烘干速度慢。尤其是因为冷凝器和蒸发器共用一个风机,冷凝风量与蒸发风量相同时,如蒸发器吸收的潜热大于显热,冷凝器的进出风温差是蒸发器进出风温差的2.5倍以上,使冷凝器的出风温度太高从而冷媒冷凝温度太高导致热泵系统能效比下降;如蒸发器吸收的潜热小于显热,虽然能避免冷凝器出风温度太高的弊端,但潜热/显热小于1,使烘箱内空气的潜热与显热之间的转换率减低,导致除水效果变差。总的效果与A类开放式装置相当:B类封闭式热泵烘干装置较电加热烘干节能50%以上,SMER约为2至2.5,超过3有难度,尤其是在冬天,烘箱内的初始温度很低时,烘干效果更差。

[0010] 理论分析:封闭式热泵烘干装置的干燥过程中,烘箱中空气的显热被所烘干的物料吸收,物料中的水分蒸发,空气中的湿度增加,温度下降,潜热增加,显热减少,总焓值不变,空气的干燥能力下降;当相对湿度达到饱和,则干燥过程完全停止。如能将烘箱内空气中的潜热转化为显热,则空气温度上升,湿度下降,能量得到了循环利用,干燥过程得以持续进行。热泵烘干装置如能高效的使烘箱内空气中的潜热转化为显热,则能有效的提高SMER。而装置干燥效率的提高取决于2个方面:热泵系统有较高的COP值;蒸发器吸收的热量中潜热的比例要尽可能的高。所以在B类封闭式热泵烘干系统中尽可能提高蒸发器吸收热量中的潜热/显热比,同时尽可能降低热泵系统的冷媒高低温差或高低压差,提高热泵系统的COP,能显著提高系统的SMER。如蒸发器吸收热量中的潜热/显热比为4,即潜热比例等于80%,热泵系统的制冷COP等于3.5,加上装置做功消耗的能量所转换的热量最终也用于被

烘干物料的水分的蒸发,因水的蒸发潜热比约为2400KJ/KG,则可估算热泵烘干机的理论除湿量 $SMER=3600*(3.5*0.8+1)/2400=5.7$ ;如果潜热比例达到90%,制冷COP达到4.0,则理论上SMER最高能达到 $3600*(4*0.9+1)/2400=6.9KG/KWH$ ,比现有热泵干燥装置的效率平均提高130%以上。

## 发明内容

[0011] 本发明针对目前市场上热泵烘干机普遍存在的结构和运行模式的不合理之处,通过改善热泵系统的COP和封闭式系统中蒸发器吸收热量的潜热/显热的比值这两个热泵烘干最关键的因子,提出了本发明方案:一种热量循环式热泵烘干装置的运行模式和结构,装置包括一般热泵烘干装置均具备的由压缩机、节流阀、冷凝器、蒸发器、风机等组成的热泵系统,烘箱箱体等。其结构特征为所述装置包含一热量回收风道,有蒸发器安装在所述热量回收风道内,所述装置中安装有一风量调节装置,所述风量调节装置能使流过蒸发器的风量按需要而进行控制调节。所述装置的运行控制模式特征为:所述装置的运行控制模式分为升温模式和热量循环除湿模式。第一阶段升温模式运行,装置以较高的COP值从大气中吸热对烘箱内部空气加热,烘箱内的空气不除湿只加热,使空气升温达到一较高的设定的升温目标温度和相应的焓值;然后转到第二阶段的热量循环除湿模式,热量回收风道内的蒸发器从烘箱内流出的高温高湿气体中吸收潜热和显热并由冷凝器将此热量输送释放到烘箱内的空气中;烘箱内的气体从热量回收风道的进风口流入,流过蒸发器降温除湿后从热量回收风道的出风口流出最终回到烘箱内;烘箱内的空气温度保持在升温目标温度附近,烘箱内空气中的水分连续被冷凝除去,潜热转化为显热。在所述热量循环除湿模式中,保证 $(\text{流过冷凝器风量} \div \text{流过蒸发器风量}) > 2$ ,即冷凝风量为蒸发风量的2倍以上,流过冷凝器的气体至少有部分为来自烘箱内部的未经过蒸发器降温的气体。

[0012] 与本发明相关的理论依据之1:封闭式热泵烘干装置中,蒸发器所吸收的热量中空气中水分冷凝为液态水所释放的潜热比例越高,则热量在水的汽化吸热与冷凝放热之间的循环利用效果越好,烘干装置的除湿效果也越好。如蒸发器的进风气体相对湿度不变,蒸发器的进出风温差不变,蒸发器上有水分冷凝析出,则进风温度越高,蒸发器吸收热量中的潜热的比例越高。例如两种从烘箱内流出的相对湿度相同而温度不同的气流,经过热量回收风道中的蒸发器降温除湿、下降相同的温度后,两种气流被蒸发器吸收的潜热量不同,进风温度高吸收的潜热多,进风温度低吸收的潜热少,而二者被吸收的显热基本相同;所以进风温度越高,蒸发器吸收的潜热/显热的比值越大;气体被蒸发器吸收热量中的潜热的比例越大,表示相同制冷量,空气中冷凝析出的液态水越多,也表示热泵装置循环回收的消耗于液态水汽化的热量越多,也即热泵除湿干燥效率越高。

[0013] 与本发明相关的理论依据之2:热泵系统的冷媒高低温差、高低压差越小,热泵系统的能效比越高。如果在烘箱内腔中的空气温度为固定值、冷凝风量也固定、则冷媒冷凝温度基本不变,同时在蒸发器的进出风温差固定的前提下,热量回收风道进风温度越高,则能使蒸发器的蒸发温度也越高,也就是冷媒的高低温差、高低压差越小,结果即为热泵系统的制冷制热能效比也越高。本发明方案中,装置绝大部分时间运行热量循环除湿模式,运行热量循环除湿模式时从烘箱内腔进入热量回收风道的气流的温度和水分一般都较高,温度一般在 $40^{\circ}\text{C}$ - $60^{\circ}\text{C}$ 之间,相对湿度在50%-90%之间,焓值高,可利用的潜热量大;而大气空气

的温度一般在0℃-40℃之间,潜热少且一般也很难利用;因此本发明的热量循环除湿模式中的蒸发器进风温度比开放式的A类热泵烘干机的蒸发器进风温度高出20℃-60℃,通过所述风量调节装置调节流过蒸发器的风量,使蒸发器的进出风温差控制在10-25℃范围之内,相应的出风温度可以高出20-45℃,冷媒蒸发温度也可以高出20℃-45℃,热泵系统的制冷COP高出60%-150%;而且热量循环除湿模式的进风温度和热泵系统的COP不受环境温度的影响,一年四季基本稳定。

[0014] 与本发明相关的理论依据之3:当冷媒的冷凝温度与蒸发温度差值不变,如蒸发温度越高或(冷凝温度+蒸发温度)/2的平均温度越高,则热泵的效率越高。这可以从逆卡诺循环的公式:理想制冷效率= $T_2/T_1-T_2$ 中的推导出来, $T_1$ 为高温热源温度, $T_2$ 为低温热源温度, $T_1-T_2$ 相同时, $T_2$ 值越大,效率越高;实际工况中如高低温差和其他条件均相同,则 $T_2$ 为30℃=303K时的效率比 $T_2$ 为0℃=273K时的热泵效率高约10%,以K表示的温度为绝对温度的值。

[0015] 理论依据1的进一步分析和在本发明应用中的相关说明:空气的饱和含水量随温度的升高而以近似等比速度的规律快速升高,常压下不同温度空气的饱和含水量为:10℃时7.73克水分/公斤空气、20℃时14.9克水分/公斤空气、30℃时27.6克水分/公斤空气、40℃时49.6克水分/公斤空气、50℃时87.6克水分/公斤空气、60℃时155克水分/公斤空气,70℃时282克水分/公斤空气。即在10℃到70℃的范围内,温度每升高10℃,空气的饱和含水量即升高0.8-1.0倍。假设第一种工况为从烘箱进入热量回收风道的气流温度为50度,相对湿度为70%,第二种工况为从烘箱进入热量回收风道的气流温度为30度,相对湿度也为70%。二种工况下气流经过蒸发器的温度均下降20℃,空气的比热约为1KJ/公斤℃,水的蒸发潜热比约为2.4KJ/克,水蒸汽的比热为1.8KJ/公斤℃,则第一种工况中每公斤干空气的蒸发器吸收热量中的显热约为 $20*1+20*1.8*0.0876*0.7=22.2$ KJ,潜热约为 $(87.6*0.7-27.6)*2.4=80.9$ KJ,潜热/显热之比= $80.9/22.2=3.64$ ,潜热的比例为78.4%;而第二种工况中每公斤空气的蒸发器吸收的热量中显热约为 $20*1+20*1.8*0.0276*0.7=20.7$ KJ,潜热约为 $(27.6*0.7-7.73)*2.4=27.82$ KJ,潜热/显热之比= $27.82/20.7=1.34$ ,潜热的比例约为57.3%。即第一种工况中,蒸发器释放的冷量有78.4%用于气流中水分的冷凝析出,而第二种工况中蒸发器释放的冷量只有约57.3%用于气流中水分的冷凝析出,第一种工况比第二种工况的除水效率提高约36.8%。随着从烘箱中流入热量回收风道的气流的温湿度的不同,所述潜热/显热之比会随之改变,但在进风的相对湿度相等并且经过蒸发器的进出风温差相等且有水分冷凝析出的情况下,进风温度越高,潜热/显热之比和潜热比例越高这点规律是不变的。

[0016] 通过理论依据1分析,可以得出本发明方案比B类封闭式热泵烘干机的优势所在:B类热泵烘干机因为不从烘箱外的大气中吸取热量,烘箱内的热量来源只有热泵系统运行的功耗转换而来的热量,烘箱内被烘干物料的温度和空气的温度湿度升高非常缓慢,在运行启动后很长时间内,烘箱内和热量回收风道的进气温度较低,且初始温度受环境温度的影响;因此其蒸发器吸收的热量中潜热的比例比较低,除水效果不佳。而本发明方案中,开始时运行升温模式,蒸发器从烘箱外的大气中吸收热量,使烘箱内的空气温度快速升高,空气中的水分含量和焓值也随之增加,然后再进入热量循环除湿模式,蒸发器以很高的潜热/显热比进行除水和热量循环,系统的COP值高,使SMER大幅提高,也缩短了烘干时间。

[0017] 理论依据2的进一步分析和在本发明应用中的相关说明。众所周知：热泵系统中冷媒高低温差与系统的能效比是紧密相关的，一般冷媒高低温差减小1℃，能效比增加3%-4%。依据不同物料，热泵烘干机烘箱内的最高温度的安全范围一般为50℃-70℃，也即热量回收风道的进风温度也是蒸发器的进风温度为40℃-60℃。而A类开放式热泵烘干机的蒸发器的进风温度为大气温度，或出风温度必须等于低于大气温度（蒸发器只从烘箱排出的气体中吸取热量的情况中），大气温度一般为0℃-40℃，本发明的热量循环除湿模式中的蒸发器的进出风温差控制在10-25℃范围之内，冷媒蒸发温度比A类热泵烘干机的冷媒蒸发温度提高20℃-45℃，如烘箱内腔要求的空气温度相同，冷凝温度也相同，所以冷媒高低温差减小20℃-45℃，可以相应提高系统制冷能效比60%-150%。另外需要说明的一个重要因素是，当烘箱内腔中的空气温度和湿度达到目标值后，因为烘箱内被烘干物料的水分蒸发所消耗的热量在蒸发器的水分冷凝时被完全回收，所以热量回收风道中蒸发器吸收的潜热和显热足以维持烘箱内腔中的空气温度、湿度、焓值不下降，无需再从大气中吸取热量；而且因系统做功消耗的能量转变成的热量也输入到烘箱内腔中，烘箱内腔的空气温度和绝对湿度可能还会缓慢升高，需要用其他措施来控制温度和湿度的升高。

[0018] 理论依据3在本发明应用中的相关说明：如在理论依据1的进一步分析中第一种工况比第二种工况的冷凝和蒸发温度均提高了20℃，逆卡诺循环的效率约提高7%。本发明方案的热量循环除湿模式中的，相比其它方案，在冷媒高低温差值相同的前提下，蒸发温度和平均温度 = (蒸发温度 + 冷凝温度) / 2 都比较高，相应的提高了逆卡诺循环效率和热泵系统的实际运行效率。一般由此带来的热泵效率的提升在6%-10%。

[0019] 综合以上几点说明，本发明方案比现在市场上常用的A类开放式、B类封闭式或其它A、B类组合的热泵烘干装置及相应的运行模式均具有显著的优势。

[0020] 本发明方案的其它内容的说明：在B类封闭式热泵烘干机中，因风道中的蒸发器吸收了流经气流中的潜热和显热，如果冷凝器和蒸发器共用一风机，两者流经的气流量相同，蒸发器吸收的潜热一般大于吸收的显热，则冷凝器的进出风温差会大于蒸发器进出风温差的2.5倍-8倍，冷媒出风温度升高，则冷媒冷凝温度也随之升高，使系统的能效比急剧下降，压缩机工况恶劣；这是常规B类封闭式热泵烘干机普遍存在的缺陷。本发明方案的热量循环除湿模式中，因为有所述的风量调节装置，使冷凝风量/蒸发风量 > 2，使冷凝器的进出风温差保持在—较低合理的合理范围（一般使冷凝器的出风温度高出烘箱内腔空气温度的范围在15℃以内），有效降低冷凝温度和压力，提高热泵系统能效比和系统的安全性。

[0021] 作为优选：

[0022] 一、所述装置中只有所述热量回收风道中的蒸发器，没有其它蒸发器。所述热量回收风道在蒸发器的上游和下游分别设有可调控风门，所述可调控风门能使所述风道的进风口分别只与烘箱内腔或只与烘箱外的大气相连通。所述风门相对应的运行控制模式为：升温模式时，调节可调控风门使所述风道的进风口均只与烘箱外大气相连通，而与烘箱内腔相隔离，有风机使大气空气进入风道后流过蒸发器再排空进入大气；热量循环除湿模式时，调节可调控风门使所述风道的进风口均只与烘箱内腔相连通，而与大气相隔离，有风机使烘箱内腔中的气体从所述风道进风口进入后流过蒸发器再从出风口流出回到烘箱内腔。其作用是蒸发器可以即使用在升温模式中，又可使用在热量循环除湿模式中，一物两用，节约了成本。

[0023] 二、所述装置中的风量调节装置为调速风机,使流过所述热量回收风道的气流量能按需要而调整。其作用是使流过蒸发器的风量在升温模式时大于热量循环除湿模式时的风量;在热量循环除湿模式时根据蒸发器进风的不同温湿度调整不同的风量,保证蒸发器吸收较多和合理比例的潜热,冷凝风量/蒸发风量 $>2$ ,使冷凝器出风温度不会太高,系统能效比和潜热/显热比得到平衡,SMER达到最大。

[0024] 三、所述装置中安装有不少于两套的独立的热泵系统,所述装置的不同热泵系统的蒸发器以串联的方式安装在所述热量回收风道中的上下游。其作用是使流经蒸发器的气流中的热量得到温度分级利用;与只有一套热泵系统的装置相对照,在两种装置的流经蒸发器的气流进风温度和进出风温差度数都相同的前提下,有多套独立的热泵系统的装置中最下游的蒸发器的蒸发温度与只有一套热泵系统的装置的蒸发器的蒸发温度相同,有多套热泵系统的装置的上一级的蒸发器的蒸发温度比下一级的蒸发器的蒸发温度高出 $4^{\circ}\text{C}$ - $12^{\circ}\text{C}$ ,所以蒸发器在上游的热泵系统的能效比增加 $12\%$ - $40\%$ ,系统总体能效比提高 $6\%$ - $20\%$ 。

[0025] 四、所述装置中至少有一套热泵系统为直流变频热泵系统。直流压机比交流压机能效可提高 $10\%$ 以上;变频系统可按需要调节热泵系统的功率,使烘箱内空气的温度湿度得到独立控制;尤其是在烘干后期,系统负载变小时,降低变频压缩机频率,减少系统制热制冷量,使负载与系统能力精确匹配,避免定频系统的频繁开停机带来的能量损失和温度波动,同时增加了两器换热面积与压缩机功率之比,进一步提高系统能效比。

[0026] 五、在所述热量回收风道的蒸发器下游同时在出风口上游的某一位置,安装有一通向大气的带风机的排气口和一连通大气的进气管,排气口在进气管的上游。作用是当烘箱内温度过高时,所述的带风机的排气口排出温度较烘箱内空气温度低而较大气温度高、相对湿度饱和、焓值较高的气体,同时进气管吸入等量的低温低湿度低焓值的大气新风;既降低稳定了烘箱内的温度和湿度,又使从烘箱内排出的高温气体的高品位热量得到充分利用;相比从烘箱内直接排空高温高湿气体明显节能。

[0027] 本发明的有益效果:

[0028] 本发明方案相比开放式热泵烘干方案,基本不受环境温度的影响,且蒸发温度提高 $20^{\circ}\text{C}$ - $45^{\circ}\text{C}$ ,热泵系统的COP提高 $60\%$ - $150\%$ ,蒸发器吸收热量中的潜热比例高,使从烘箱内排出的高温高湿度气体中的焓、尤其是空气中水分包含的潜热得到高效的循环利用,冷凝器的出风温度和冷媒冷凝温度得到有效控制。所以SMER提高 $60\%$ - $150\%$ 。本发明方案相比常规的封闭式热泵烘干方案,因为使用了升温模式,从大气中吸取大量热量,使烘箱内腔的空气温度湿度快速达到设定值;装置在绝大部分时间运行热量循环除湿模式,而且因为安装了风量调节装置,使(冷凝风量/蒸发风量) $>2$ ,相比常规的封闭式热泵烘干设备冷凝器的出风温度和冷媒冷凝温度降低 $15$ - $50^{\circ}\text{C}$ ,热泵系统COP提高 $60\%$ - $150\%$ ,SMER相应也提高 $60\%$ - $150\%$ 以上,干燥速度快。总之:本发明方案能使热泵烘干系统的SMER达到 $5$ - $6.5$ ,比现有常规的热泵烘干的能效比提高 $70\%$ - $150\%$ ;较电加热烘干节省能源 $80\%$ 以上,节能效果非常显著,这些优点已在实验中得到初步验证。同时因SMER的提高,系统的功率配置可以大幅度下降,达到同样的脱水干燥量和脱水速度,系统的功率配置减小 $40\%$ - $60\%$ ,大幅度节省热泵设备成本。

## 附图说明

[0029] 图1为本实用新型除湿模式的示意图。

[0030] 图2为本实用新型升温模式的示意图。

## 具体实施方式

[0031] 下面通过附图和实施例,对本发明的技术方案作进一步具体的说明。

[0032] 实施例一、变频热泵干衣机。

[0033] 本实施例的热泵系统为变频热泵系统,包括一般热泵烘干装置均具备的由压缩机2、节流阀3、冷凝器1、蒸发器4、风机等组成的热泵系统,烘箱箱体等,装置中热量回收风道上安装有可调控风门8,还包括排气管6和吸气管7。在装置运行的起始阶段为升温模式,可调控风门使热量回收风道的进出风口均与大气相连通,与烘箱内腔相隔离,有风机使大气空气从所述风道进口流入,流经蒸发器后从风道出风口排空进入大气,蒸发器吸收的热量由冷凝器1及冷凝风机释放到烘箱5内腔;在升温模式的前期,烘箱内空气温度与环境温度相差较小,变频压缩机2以高频运行,增加制热量和烘箱内腔空气的升温速度,随着烘箱内空气温度逐渐提高,变频压缩机的频率逐步下降,当烘箱内温度高出环境温度 $35^{\circ}\text{C}$ 以上时,压机频率应下降到额定的60HZ以下,使冷媒的高低温差适当降低,系统COP比额定频率时相对提高;当烘箱内的温度达到设定值时,升温模式结束,系统切换到热量循环除湿模式。系统切换到热量循环除湿模式的动作为:调节可调控风门,可调控风门使热量回收风道的进出口均与烘箱内腔相连通,与大气相隔离。运行热量循环除湿模式时,有风机使烘箱内腔中的空气从所述风道进风口流入,流经蒸发器4后从风道出风口流出再流经冷凝器后回到烘箱内;冷凝器的进风量为蒸发器4进风量的3-8倍之间,使冷凝器的进出风温差保持在 $10^{\circ}\text{C}$ 左右,冷凝器进风除了从风道流出的降温后的回风外,其余均为直接来自烘箱内的空气;调节风道内的风量,使蒸发器进出风温差达到一合理的值,使蒸发器吸收的潜热比例和热泵系统的COP均相对合理,使SMER值达到最大。在热量循环除湿模式的后期,被烘干衣服的水分减少,水分蒸发速度降低,烘箱内空气的相对湿度下降,温度逐步上升,此时逐步降低变频压缩机的频率,同时减少风道中的风量,减少热泵系统的制冷制热量,使烘箱内的空气温湿度稳定在一合理范围内,使蒸发器吸收热量中的潜热保持一较高的比例。当烘箱内的空气绝对湿度或相对湿度降低到设定值,并持续一定时间,则被烘干衣物的水分已经蒸发释放完成,衣物被烘干,装置停止运行。

[0034] 实施例二、双热泵系统的烘干装置

[0035] 本实施例的结构类似于实施例一,区别在于:A、独立的热泵系统有2个,2个热泵系统的蒸发器以串联的方式安装在热量回收风道的上下游。B、装置中安装有一通向大气的带风机的排气口和一连通大气的进气管,排气口在进气管的上游。C、装置中安装有一显热热交换器。

[0036] 在装置运行的起始阶段,控制可调控风门使热量回收风道的进出口均与大气相连通,与烘箱内腔相隔离,有风机使大气空气从所述风道进口流入,流经蒸发器后从风道出风口排空进入大气,蒸发器吸收的热量由冷凝器及冷凝风机释放到烘箱内腔;当烘箱内的温度达到设定值时,升温模式结束,系统切换到热量循环除湿模式。系统切换到热量循环除湿

模式后,调节可调控风门,使热量回收风道的进出口均与烘箱内腔相连通,与大气相隔离,有风机使烘箱内腔中的高温高湿度空气先从显热交换器流过再从所述风道进风口流入,流经蒸发器后再从风道出风口流出再流经显热交换器回到烘箱内;显热交换的应用,降低了蒸发器的进风温度,减少了热泵系统的负载,一定程度的提高了SMER。因为上游蒸发器的蒸发温度高于下游蒸发器的蒸发温度,使从烘箱内流入的高温、高湿、高焓值的气体的显热和潜热得到了温度分阶梯利用,所以一定程度的提高了SMER。二个冷凝器的总进风量为蒸发器进风量的3-8倍之间,使二个冷凝器的出风温度比烘箱内的空气温度高出的值小于15℃,冷凝器进风除了从风道出风口流出的回风外,其余均直接来自烘箱内的空气。风量调节装置调控风道内的风量,使蒸发器进出风温差达到一合理的值,使蒸发器吸收的潜热比例和热泵系统的COP均相对合理,使SMER值达到最大。在热量循环除湿模式的后期,被烘干物料的水分减少,水分蒸发速度降低,烘箱内空气的相对湿度下降,温度逐步上升,此时启动通向大气的排气口上的风机,向大气排空流经蒸发器后的相对湿度饱和、焓值较高的气体,同时有等量的温度和焓值均较低的大气新风从排气口下游的连通大气的进气管中流入,再流经显热交换器后进入烘箱,使烘箱内的温度稳定在一合理范围内;此调控温度的方法比把烘箱内的高温高湿气体直接排空更为合理,使烘箱内的高品位热量得到了利用,又降低稳定了烘箱内空气的温度。当烘箱内的绝对湿度降低到设定值,并持续一定时间,装置停止运行,一般被烘干物料的水分已经蒸发释放完毕,烘干结束;某些特殊物料,物料表面已经干燥,物料中心水分仍较高,则需要一缓苏过程,使物料中心的水分向表面迁移,当缓苏过程结束,所述装置重新启动运行。

[0037] 以上二个实施例只是本发明的二个具体应用例子,不包括本发明可应用的所有范围。只要应用到了本发明的核心内容:升温模式和热量循环除湿模式的合理运用;装置中有风量调节装置,使冷凝风量为蒸发风量的2倍以上。而仅对装置和控制运行模式作了对SMER的提高无实质性的帮助的细节上改动,均属于本发明的合法保护范围。

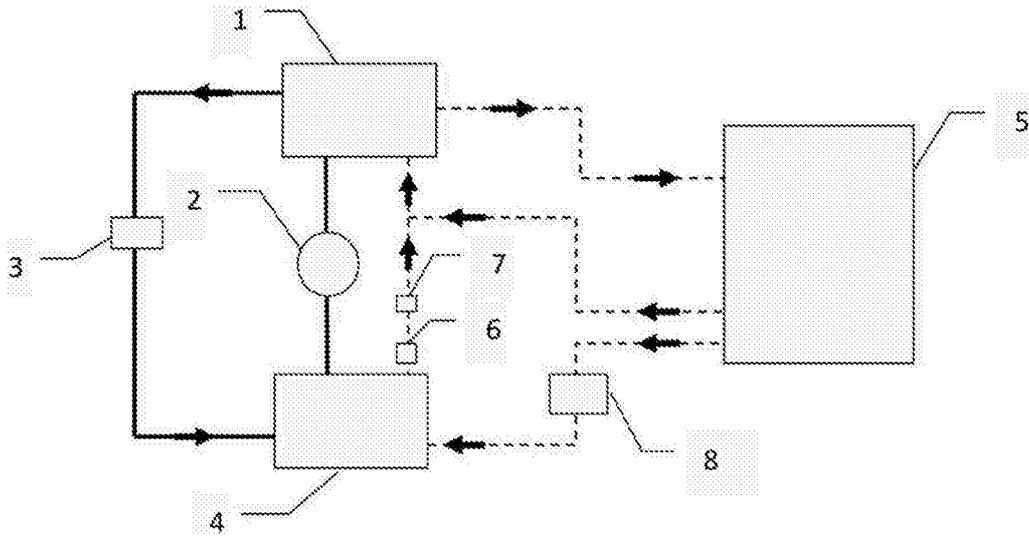


图1

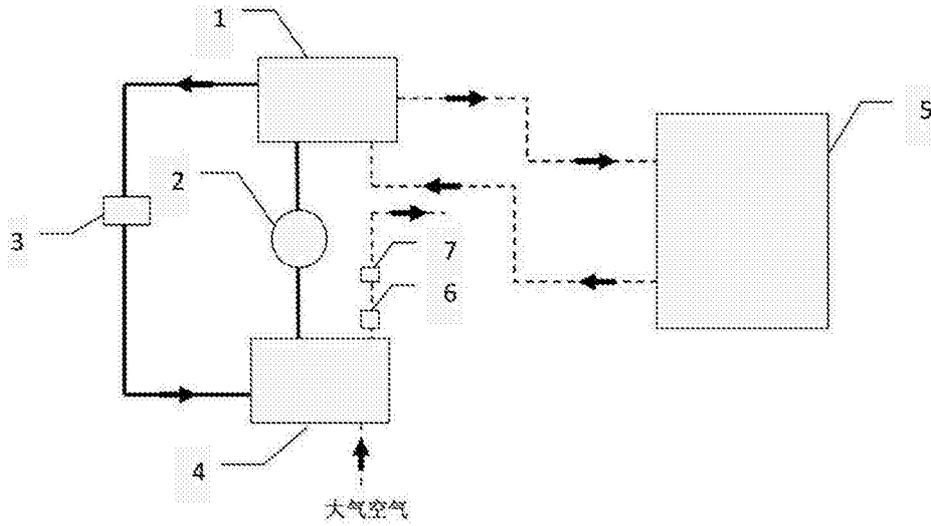


图2