



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101936644 B

(45) 授权公告日 2012.04.11

(21) 申请号 200910044470.7

(22) 申请日 2009.09.30

(73) 专利权人 湖南省浏阳市择明热工器材有限公司

地址 410300 湖南省浏阳市金沙北路工业品大市场 1 栋 1 单元 501 室

(72) 发明人 汤世国

(51) Int. Cl.

F26B 9/06 (2006.01)

F26B 3/06 (2006.01)

F26B 21/00 (2006.01)

F26B 25/22 (2006.01)

F25B 41/04 (2006.01)

F25B 41/06 (2006.01)

A24B 3/10 (2006.01)

(56) 对比文件

CN 2436894 Y, 2001.06.27, 说明书第 2 页倒

数第 2 行~第 3 页第 3 行、附图 1.

CN 101240976 A, 2008.08.13, 全文.

CN 2486945 Y, 2002.04.17, 权利要求 2、说明书第 2 页第 10, 14-16, 21-23 行、附图 1-2.

CN 2030304 U, 1989.01.04, 同上.

CN 2030304 U, 1989.01.04, 说明书第 1 页倒数第 2 段~第 3 页第 2 段、附图.

KR 2002-0024691 A, 2002.04.01, 全文.

审查员 伏晓艳

权利要求书 1 页 说明书 5 页 附图 2 页

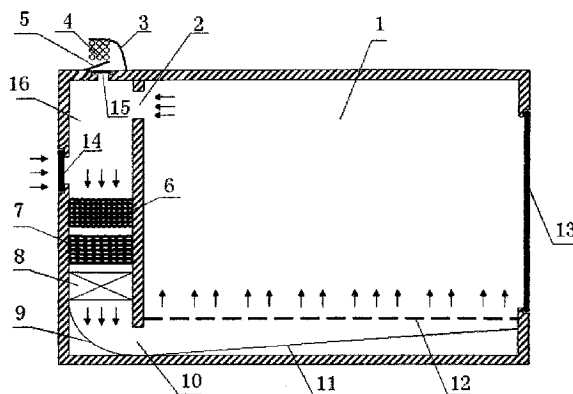
(54) 发明名称

一种双能源供热的热风干燥系统

(57) 摘要

本发明公开了一种双能源供热的热风干燥系统,包括设有新风口的加热室、干燥室、太阳能供热装置、空气源热泵及其冷凝器风机,所述加热室或干燥室上部设有排湿口,加热室内装置空气源热泵的冷凝器和冷凝器风机,太阳能供热装置的水热交换器装置于加热室内冷凝器进风处前端,冷凝器风机为吸风式送风;冷凝器换热面积与压缩机输入功率的比值在 5.3-11m<sup>2</sup>/kW 之间;热水交换器换热面积与压缩机输入功率的比值不小于 1.5m<sup>2</sup>/kW;冷凝器风机全压在 100-400Pa 之间。本发明充分利用了太阳能作为热风热源用于干燥,解决了单独使用太阳能存在的问题;空气热泵作为热风热源能效比高;该系统节能环保,运行成本低,彰显空气源与太阳能结合用于烘干的优点。

CN 101936644 B



1. 一种双能源供热的热风干燥系统,包括设有新风口的加热室、干燥室、太阳能供热装置、空气源热泵及其冷凝器风机,所述加热室或干燥室上部设有排湿口,其特征在于,所述加热室内装置空气源热泵的冷凝器和冷凝器风机,太阳能供热装置的热水换热器装置于加热室内冷凝器进风处前端,所述冷凝器风机为吸风式送风;所述冷凝器换热面积与压缩机输入功率的比值在 $5.3\text{--}11\text{m}^2/\text{kW}$ 之间;所述热水换热器换热面积与压缩机输入功率的比值不小于 $1.5\text{m}^2/\text{kW}$ ;所述冷凝器风机全压在 $100\text{--}400\text{Pa}$ 之间。

2. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述的加热室和干燥室之间通过风道以循环风的形式进行空气交换。

3. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述干燥室和/或加热室设保温层。

4. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述冷凝器风机风速在 $8.0\text{m/s}\text{--}22\text{m/s}$ 。

5. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述干燥室设有余热回收装置,所述余热回收装置用导热性能较好的材料制成吸热管,放置于所述排湿口上部,湿热空气加热管内空气,吸热管的一端连接新风口,在所述吸热管的下部设置冷凝水导流板。

6. 如权利要求2所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述干燥室设有余热回收装置,所述余热回收装置用导热性能较好的材料制成吸热管,放置于所述排湿口上部,湿热空气加热管内空气,吸热管的一端连接循环风回风道,在所述吸热管的下部设置冷凝水导流板。

7. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述空气源热泵设有泄压分流阀和副节流装置,所述泄压分流阀的输入端连接在压缩机和冷凝器之间的工质循环管道,泄压分流阀的输出端连接副节流装置输入端,副节流装置输出端连接在蒸发器和压缩机之间的工质循环管道上。

8. 如权利要求1所述的一种双能源供热的热风干燥系统,其特征在于,所述干燥室设有温度、湿度的测量探头。

## 一种双能源供热的热风干燥系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种热风干燥系统,尤其是采用太阳能热水器和空气源热泵双能源供热的热风干燥系统。

### 背景技术

[0002] 农产品、花炮原材料,中药材均需要干燥,干燥温度要求在 40℃ -70℃之间,现有的干燥装置种类繁多,其热源多采用燃煤(油)锅炉加热方式,其主要弊端在于浪费能源,煤(油)燃烧产生的废渣、废气对环境造成污染;电加热虽环保,但能效比太低,无法在生产中得到应用。从节能环保的角度出发,只有采用可再生能源-太阳能。

[0003] 太阳能供热装置包括太阳能热水器、热水换热器、循环泵,并依序以循环管道连接,是将太阳能转化为热能,将水加热的装置,主要由全玻璃真空集热管、储水箱、支架及相关附件组成。其用途为生活热水,因是成熟技术,故不作详述。

[0004] 空气源热泵主要由蒸发器、压缩机、冷凝器、节流装置组成,并依序以循环工质管道连接。它根据逆卡诺循环原理,采用电能驱动,通过传热工质把空气中无法被利用的低品位热能有效吸收,并将其提升至可用的高品位热能加以利用。其工作过程:①传热工质进入蒸发器,在蒸发器中工质吸热蒸发,此时工质从低温热源中吸收热量后进入压缩机;②工质经过压缩机的压缩、升温后,变成高温、高压的工质排出压缩机;③工质进入冷凝器,在冷凝器中将蒸发器中吸收的热量和压缩机本身功耗所产生的那部分热量传递给其他介质;④高压工质经过节流装置节流降压后再次进入蒸发器,依此不断地循环工作。为了系统长期稳定运行,热泵还包括一些公知的辅助装置,如储液罐、气液分离器、过滤器等。

[0005] 以空气源热泵作为热源的典型运用是冷暖空调制热,它是以调节身体的体感舒适度为目的,环境温度 12℃时,能效比 2.4 左右。

### 发明内容

[0006] 为了解决上述弊端,本发明要解决的技术问题是:提供一种充分利用可再生能源太阳能并与空气源热泵相结合的干燥装置,用于工业烘干用途,要求其具有显著的节能效果和较低的运营成本。为了解决上述技术问题,本发明采用的技术方案是:一种双能源供热的热风干燥系统,包括设有新风口的加热室、干燥室、太阳能供热装置、空气源热泵及其冷凝器风机,所述加热室或干燥室上部设有排湿口,所述加热室内装置空气源热泵的冷凝器和冷凝器风机,太阳能供热装置的热水换热器装置于加热室内冷凝器进风处前端,所述冷凝器风机为吸风式送风;所述冷凝器换热面积与压缩机输入功率的比值在 5.3-11m<sup>2</sup>/kw 之间;所述热水换热器换热面积与压缩机输入功率的比值不小于 1.5m<sup>2</sup>/kw;所述冷凝器风机全压在 100-400Pa 之间。

[0007] 作为本发明的一种优选,所述加热室和干燥室之间通过风道(包括送风道和回风道)以循环风的形式进行空气交换。能够大幅减少热能的损耗。

[0008] 为了进一步减少能量的损耗,作为本发明的另一种改进,所述干燥室和/或加热

室设保温层。

[0009] 热风进入干燥室加热物料,物料中的水分变成水蒸汽向上升腾,自干燥室上部或顶部的排湿口逸出,实现干燥的目的。以空气源热泵和太阳能作为干燥装置的新型热源具有节能及环境污染零排放的优点。作为性能优化的手段,冷凝器风机全压为 100Pa-400Pa 之间,所述的冷凝器风机风速达 8.8m/s 以上,冷凝器风机的风压提高,风机风速较大,进入干燥室的热风风速增大,使输送到冷凝器的热量得到有效释放;同时,风速增大,并保持与干燥要求匹配的风量,有利于物料水份的蒸发,带走物料水份,为物料干燥创造了有利条件。

[0010] 用于干燥,现有太阳能热水器和空气源热泵装置都受到条件和加热能力的限制,仅在规模小、干燥温度要求较低的情况下能满足干某些燥物料的要求,不能用于工业化干燥。通过系统的研究,我们发现,现有装置不能满足工业化干燥物料的要求,是因为不同程度地受以下多重因素的制约:

[0011] 一、吸热能力有限:

[0012] 现有装置的蒸发器换热面积较小,从环境中吸收的热能有限,不能提供干燥物料所需的热量和温度。

[0013] 二、输出热能的能力有限、加热温度低:

[0014] 现有装置采用的冷凝器换热面积较小,导致冷凝器的载热能力和换热能力有限、换热效率较低。环境温度较高的情况下,吸收的热量不能及时有效的输出,反而造成工质循环系统内部温度、压力过高,压缩机在高压状态下连续运行,频繁出现过压保护停机,系统不能正常运行,难以达到干燥的目的。

[0015] 三、风速低

[0016] 物料用热风干燥,热风的风速较大,能较快地将热量传递给物料,使物料吸热,有利于物料的水份蒸发,加快物料的干燥。空调的出风口风速在 4m/s 左右,无法满足干燥的要求。

[0017] 四、能效比低

[0018] 从节能的角度出发,要求加热装置能效比高,即 COP 值高,现有空调装置的 COP 值在制热状态下,环境温度在 12℃时,能效比仅为 2.4 左右。

[0019] 五、太阳能作为热风热源的应用局限:

[0020] 太阳能采集受天气的影响大,阴雨天气及雾天,无法采集太阳能,夜晚无阳光照射时,也无法采集太阳能。在此时段无法向干燥室供热,遇上几天阴雨天气无法以工业应用的方式进行物料干燥。因此,解决上述问题是成功利用太阳能的关键所在。

[0021] 为此,作为本发明的一种优选,所述空气源热泵的蒸发器换热面积与压缩机输入功率的比值的取值范围在 5.6-16m<sup>2</sup>/kw 之间,所述空气源热泵的冷凝器换热面积与压缩机输入功率的比值的取值范围在 5.3-12m<sup>2</sup>/kw 之间。

[0022] 作为本优选方案的进一步优选,所述冷凝器风机风速在 8.0m/s-22m/s。

[0023] 本发明优选的热水换热器换热面积与压缩机输入功率的比值对释放太阳能热量有很重要的作用。热水换热器换热面积还与太阳能真空集热管的集热面积有关,在本发明中,增加太阳能玻璃真空集热管面积有利于利用太阳能,节约电能,提高热效率。

[0024] 为了提高热效率,作为本发明的一种改进,所述干燥室设有余热回收装置,所述余

热回收装置用导热性能较好的材料制成吸热管,放置于所述排湿口上部,湿热空气加热管内空气,吸热管的一端连接新风口或循环风回风道,依靠整个系统的风循环带动吸热管内的空气流动,实现整个系统风量进出的动态平衡。在所述吸热管的下部设置冷凝水导流板,避免吸热管吸热后的冷凝水流入干燥室内。当干燥工艺需要输送新风时,可获得明显高于环境温度的新风。

[0025] 作为本发明的一种改进,所述空气源热泵还设有泄压分流阀和副节流装置,所述泄压分流阀的输入端连接在压缩机和冷凝器之间的工质循环管道,泄压分流阀的输出端连接副节流装置输入端,副节流装置输出端连接在蒸发器和压缩机之间的工质循环管道上。

[0026] 本改进设置的泄压分流阀,当工质压力达到设定值时,泄压分流阀开启,分流部分工质经副节流装置冷却,绕过蒸发器返回压缩机输入端的工质循环管道,以减少流入蒸发器工质量,降低压缩机的进气压力;同理,当工质压力回落到设定值时,泄压分流阀关闭,维持工质压力在正常范围内。以相对简单易行的设计,进一步解决了在环境温度较高时,较大蒸发器换热面积带来的系统压力过高的问题。

[0027] 通过多次试验优选,以加热效果为基础,以充分利用太阳能为目标,使热风干燥系统正常、稳定工作。现分述其有益效果如下:

[0028] 选择性增大蒸发器的换热面积和增大冷凝器换热面积,增大蒸发器换热面积使吸收热量大幅提高,经压缩机进入冷凝器的工质温度提高,工质流速增快,输送至冷凝器的热量增加;冷凝器换热面积增大,使增大蒸发器换热面积所吸收的热量得以有效输出,换热能力增大。

[0029] 太阳能热水换热器与新风或回风进行热交换,带走太阳能输入的热量。风温提高后,再与冷凝器进行热交换,将空气源热泵输送的热量经风道送入干燥室,风温再次获得提高。当前置的热水换热器能使热风达到干燥需要的设定温度时,空气源热泵处于不工作状态;当热风温度高于干燥室设定温度时,热水循环泵和空气源热泵停止工作;当热风温度低于干燥室设定温度或者低于设定温度一定值时,热水循环泵和空气源热泵同时工作,向干燥室供热。

[0030] 当室内六个面均设有保温层,以循环风形式进行加热。环境温度 $12^{\circ}\text{C}$ ,未开启太阳能热水器循环泵,最大能效比可达到3.0。室内最高温度达到 $70^{\circ}\text{C}$ 。当太阳能热源参与到空气源热泵供热中,能效比达到3.8以上,室内最高温度达到 $73^{\circ}\text{C}$ ;环境温度 $20^{\circ}\text{C}$ ,采用新风加热,未开启热水循环泵,空气源热泵的能效比可达到4.0;开启热水循环泵,增加太阳能供热功能(阳光照射在太阳能真空集热管时)能效比达到4.8以上。在日照时间长的夏秋季节,热水可达到 $90^{\circ}\text{C}$ 以上温度,当有足够集热管面积集热时,可将 $90^{\circ}\text{C}$ 高温热水储存至晚上使用,全天供热。本干燥装置的供热方式可以以太阳能全天候供热,也可以白天使用太阳能供热,不能获得太阳能时段以空气源热泵供热。

[0031] 因此本发明所提供的技术方案,充分利用了太阳能作为热风热源用于干燥,解决了单独使用太阳能存在的问题;空气热泵作为热风热源能效比高;上述双能源节能环保,运行成本低,彰显空气源与太阳能结合用于烘干的优点。

[0032] 下面将结合附图和具体实施方式对本发明作进一步说明。

## 附图说明

[0033] 图 1 是本发明优选实施例外观结构示意图；

[0034] 图 2 是本发明优选实施例内部结构示意图。

### 具体实施方式

[0035] 参见图 1、图 2，反映本发明一种优选结构，是采用本发明技术方案制作的烟草烤房。所述烟草烤房包括由送风道 10 和回风道 2 连通的干燥室 1 和加热室 16，所述加热室 16 设有新风口 14，所述加热室 16 上方设有可关闭的排湿口 15，排湿口 15 上方安装余热回收装置，包括吸热管 4、冷凝水导流板 5 和湿热空气导流板 3，吸热管 4 的一端连接回风道。所述烤房还包括太阳能集热装置、空气源热泵 18 和冷凝器风机 8，所述空气源热泵 18 的冷凝器 7 的换热面积与压缩机输入功率的比值的取值范围在  $5.3\text{--}11\text{m}^2/\text{kW}$  之间，所述空气源热泵 18 的冷凝器 7 及其吸入式送风风机 8 装置在所述加热室 16 内；所述太阳能集热装置包括依序由水循环管道 19 连接的太阳能热水器 17、热水换热器 6、循环泵 20，热水换热器 6 装置于加热室 16 内冷凝器 7 进风处前端。所述干燥室 1 和加热室 16 设有保温层；所述干燥室 1 设有温度、湿度的测量探头。所述送风道 10 和风机 8 之间设有导风板 9。所述干燥室 1 底部设有导风板 11，干燥室 1 的底板 12 设有均匀分布的缝隙利于均匀送风，所述干燥室 1 设有装烟门 13。

[0036] 采用本装置在环境温度  $25^{\circ}\text{C}$   $\text{--}$   $36^{\circ}\text{C}$  时烘烤中部烟叶，烤烟按变黄、定色、干筋工艺。变黄温度  $34^{\circ}\text{C}$   $\text{--}$   $42^{\circ}\text{C}$  之间， $43^{\circ}\text{C}$   $\text{--}$   $54^{\circ}\text{C}$  左右为定色阶段， $55^{\circ}\text{C}$   $\text{--}$   $72^{\circ}\text{C}$  为干筋阶段；干燥室规格为：长 4.2m，宽 2.7m，高 3.4m，冷凝器风机为一台功率 1.5KW 的双速吸入式风机，几种不同技术方案烘烤同重量烟叶的耗能情况对比：

[0037] 一、仅仅启用空气源热泵加热，压缩机输入功率 6KW，蒸发器面积  $36\text{m}^2$ ，蒸发器风机 250W，冷凝器换热面积为  $44\text{m}^2$ ，烘烤时间 104 小时，耗电 531 度，烘干的烟叶 155kg，烘烤一千克干烟叶电耗为 3.42 度 /kg。

[0038] 二、在空气源热泵基础上启用太阳能供热，增加循环泵功率 125W，热水换热器换热面积为  $10.5\text{m}^2$ ，保温水箱  $2\text{m}^3$ ，玻璃真空烘干的集热管 200 根，集热面积  $0.1\text{m}^2/\text{根}$ ，烘烤时间 103 小时，耗电 431 度，烘干烟叶 154kg，2.8 度 /kg 电耗。

[0039] 三、在空气源热泵与太阳能基础上，启用余热回收装置，吸热风管 20 根，换热面积  $18\text{m}^2$ ，风管截面面积  $0.22\text{m}^2$ ，排风扇功率 100w，烘烤时间 101 小时，耗电 385.5 度，烘干的烟叶 156kg，烘烤一千克干烟叶电耗为 2.47 度 /kg。

[0040] 四、为了对比上述发明效果，采用电阻元件发热进行供热，不启用上述一、二、三项所述的技术方案，烘烤时间为 102 小时，耗电达到 923 度，烘干的烟叶 156kg，烘烤一千克干烟叶电耗为 6.23 度 /kg。

[0041] 五、为了对比上述发明效果，在同一干燥室的条件下仅仅使用燃煤加热，烘干烟叶 154kg，烘烤时间 105 小时，风机耗电 110 度，耗 7800 大卡的煤 245kg，按照每吨 7000 大卡热量的煤发电 3000 度进行折算，其烘烤一千克干烟叶电耗为 5.35 度 /kg，加上风机耗电 0.7 度 /kg，总计为 6.05 度 /kg。

[0042] 六、启用太阳能和空气源热泵双热源，空气源热泵的压缩机输入功率 6KW，蒸发器面积  $36\text{m}^2$ ，蒸发器风机 250W，冷凝器换热面积为  $33.6\text{m}^2$ ；太阳能集热装置循环泵功率 125W，热水换热器换热面积为  $18\text{m}^2$ ，保温水箱  $2\text{m}^3$ ，玻璃真空烘干的集热管 200 根，集热面积  $0.1\text{m}^2/\text{根}$ 。

根。烘烤时间 108 小时,耗电 462 度,烘干的烟叶 155kg,烘烤一千克干烟叶电耗为 2.98 度/kg。

[0043] 关于换热面积计算的说明:

[0044] 1、蒸发器,冷凝器管片式换热器及热水换热器换热面积计算公式:

[0045]  $F = 2(a \times b \times L/S - \pi/4 \times d^2 \times T) + \pi dST$  [式中:F- 换热面积 T- 翅片总孔数 L- 翅片管的长度(mm) S- 翅片间距(mm) L/S- 翅片片数 a- 翅片长度(mm) b- 翅片宽度(mm) d- 翅片孔成型后直径(mm)]

[0046] 2、翅片的有效换热面积:工质通过铜管与翅片换热,蒸发器、冷凝器翅片的有效换热面积是:铜管内工质流动截面面积的 9.2 倍的范围以内。

[0047] 3、本发明所述换热面积都是指管片式换热器的换热面积。

[0048] 全玻璃真空集热管集热面积计算:管长乘直径。

[0049] 4、在使用双能源的情况下,冷凝器换热面积与压缩机额定功率的比值超出  $11\text{m}^2/\text{kw}$  后,增大的冷凝器换热面积对提高换热效率和出风口温度没有明显作用,会因为面积增加、工质管道增长、工质用量增加,导致压缩机负荷增大、系统能效比有一定降低,还会增大风阻。

[0050] 本发明描述的上述实施方式仅是为了清楚地说明本发明的技术方案,而不能理解为对本发明做出任何的限制。本发明在本技术领域具有公知的多种替代方式或变形,在不脱离本发明实质意义的前提下,均落入本发明的保护范围。

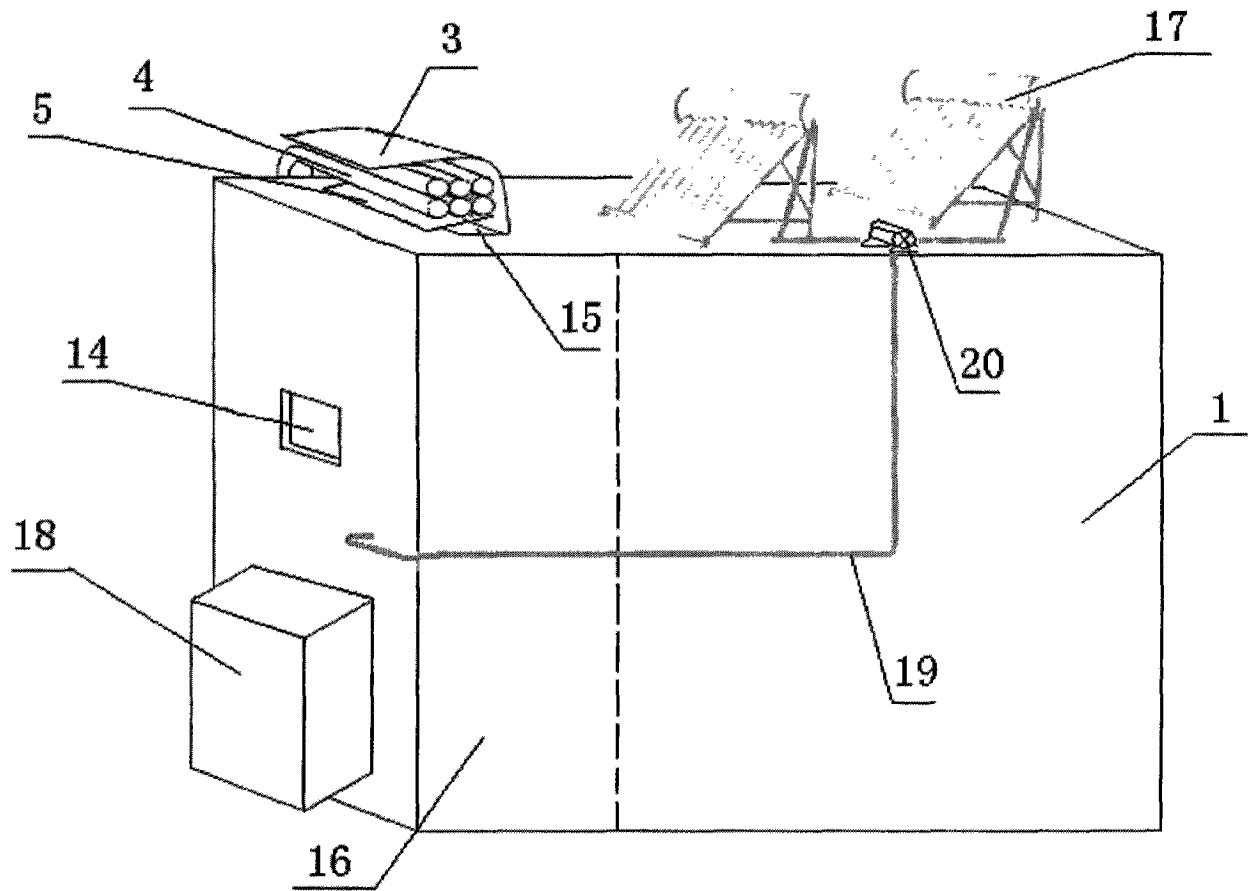


图 1



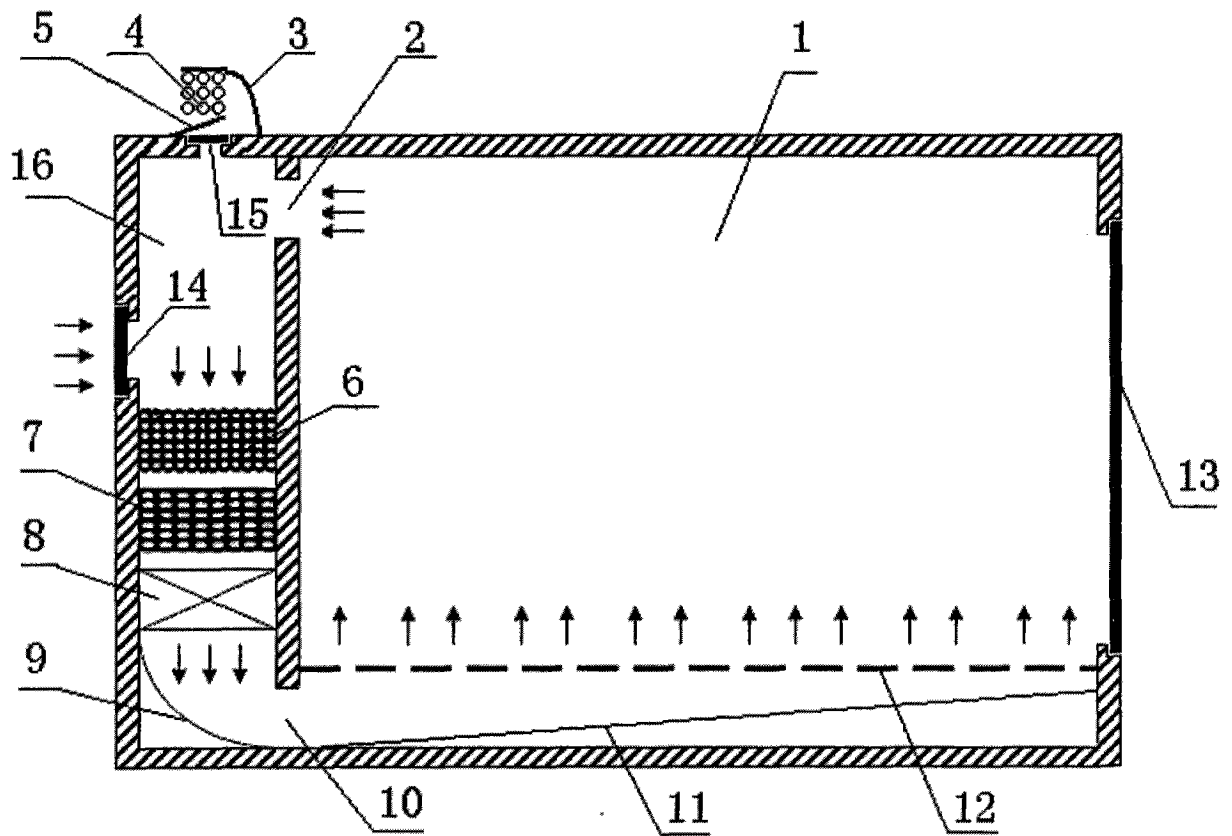


图 2