

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F28D 5/00 (2006.01)

F28D 17/02 (2006.01)



# [12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200580042602.2

[43] 公开日 2007年11月21日

[11] 公开号 CN 101076701A

[22] 申请日 2005.10.11

[21] 申请号 200580042602.2

[30] 优先权

[32] 2004.10.12 [33] US [31] 10/963,188

[32] 2005.9.1 [33] US [31] 11/219,406

[86] 国际申请 PCT/US2005/036721 2005.10.11

[87] 国际公布 WO2006/042286 英 2006.4.20

[85] 进入国家阶段日期 2007.6.12

[71] 申请人 GPM 股份有限公司

地址 美国得克萨斯州

[72] 发明人 罗杰·普鲁伊特 基思·纽曼

凯文·巴思 约翰·莫雷斯

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 陈荃芳

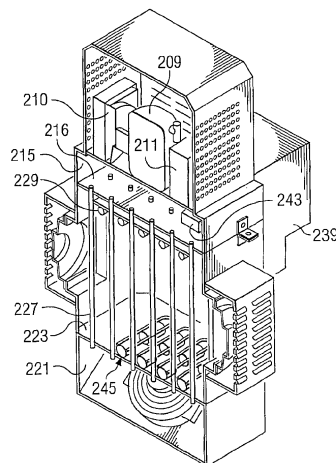
权利要求书 3 页 说明书 23 页 附图 11 页

[54] 发明名称

冷却组件

[57] 摘要

本发明公开了一种用于对建筑物的内部进行空气调节的设备，该设备能够完全依靠如蓄电池之类的 DC 电源运行。与机械制冷系统结合的管壳式热交换器提供了设备的湿壳体侧和干管侧。本空调器运行时，被分配的水主要在湿壳体侧，而周围的空气流经干管侧，结果可重新获得干燥的被冷却的空气流。潮湿的和已冷却的空气流或者被混合或者通过单独的路径排放，这主要取决于需要被冷却的周围环境的湿度。



1. 一种冷却组件，包括：

热交换器，该热交换器包括包围与干侧呈热交换关系的湿侧的机壳件，所述侧基本上彼此气密封；

适用于使空气运动流过所述干侧以产生冷却的空气流的第一空气运动件；

处于所述湿侧内的液体分配件；

与所述湿侧相关联、适用于从该湿侧接收液体并使所述液体用于所述液体分配件的集液槽元件；

至少两个适用于使空气从不同的部位运动流过所述湿侧以便在所述湿侧产生空气紊流的湿润气团的另外的空气运动件；

包括压缩机和相关联的制冷集流管的机械制冷单元，所述制冷集流管位于所述集液槽元件内以便对容纳于其内的液体制冷；以及

位于所述热交换器的所述机壳件的所述包围的湿侧内的另外的制冷集流管。

2. 用于冷却建筑物内部的冷却组件，该冷却组件包括：

具有安置在中央的强制通风蒸发冷却室的堆叠室配置，所述强制通风蒸发冷却室使位于该冷却室上方的排气增压室与位于该冷却室下方的进气增压室分隔开，该冷却室具有顶壁、底壁、周围的侧壁、及连接所述进入增压室和排气增压室的多根垂直的上升管，所述底壁形成冷却水集水槽区域；

进入风扇，其位于所述进气增压室内，用于向上抽吸空气使之经过连接所述进入增压室和排气增压室的所述多根垂直的上升管，借此产生被冷却的空气流；

位于所述冷却室内邻近其顶壁的液体分配件；

用于将水从所述冷却室的所述集水槽区域泵送到所述液体分配件的泵；

安装在所述冷却室侧壁上的一对对置的风扇，所述风扇用来使空气从不同部位运动流过所述冷却室以便在所述冷却室内产生紊流空气的湿润气团；

用于从所述冷却室排出空气的排出口；

包括压缩机和相关联的制冷集流管的机械制冷单元，所述制冷集流管位于所述冷却室的所述集液槽区域内，以便对容纳于其内的液体制冷；以及

位于所述冷却室的所述排出口前部、用来使紊流的空气团流过所述排出口除湿的另外的制冷集流管。

3. 如权利要求 2 所述的冷却组件，其中，所述另外的制冷集流管被作为所述机械制冷单元用于冷却所述冷却室的集水槽区域的同一压缩机冷却。

4. 如权利要求 3 所述的冷却组件，其中，所述机械制冷单元还包括冷凝器和相关联的、用于在蒸发盘管的高压侧和低压侧之间循环制冷剂的导管，其中所述相关联的导管具有安装在其中、用来控制流向所述蒸发盘管的制冷剂流的降压阀，当安装在所述冷却室的侧壁上的所述对置的风扇运行时所述降压阀开启，所述风扇停止运行时该降压阀关闭。

5. 用于冷却建筑物的内部、具有被制冷的冷却水集水槽的直接/间接蒸发冷却组件，该冷却组件包括：

具有安置在中央的强制通风蒸发冷却室的堆叠室配置，所述强制通风蒸发冷却室使位于该冷却室上方的排气增压室与位于该冷却室下方的进气增压室分隔开，所述冷却室、进入增压室以及排出增压室组成了包围与干侧呈热交换关系的湿侧的管壳式热交换器，所述侧彼此基本气密封，所述冷却室具有顶壁、底壁、周围的侧壁、及多根垂直排列的上升管，所述底壁形成冷却水集水槽区域以及所述进气增压室的顶壁和用于所述上升管的下部管板，所述冷却室的顶壁形成所述排气增压室的底壁和用于所述上升管的上部管板；

进入风扇，其位于所述进气增压室内，用于向上抽吸空气使之经过连接所述进入增压室和排出增压室的所述多根垂直的上升管，借此产生来自所述组件的所述干侧的被冷却的空气流；

位于所述冷却室内邻近其顶壁的所述湿侧的液体分配件；

用于将水从所述冷却室的所述集水槽区域泵送到所述液体分配件的泵；

安装在所述冷却室侧壁上的一对对置的风扇，所述风扇用来使空气从不同部位运动流过所述冷却室以便在所述湿侧产生紊流空气的湿润气团；

用于从所述冷却室排出空气的排出口；

包括压缩机和相关联的制冷集流管的机械制冷单元，所述制冷集流管位于所述冷却室的所述集液槽区域内，以便对容纳于其内的液体制冷；以及

位于所述冷却室的所述排出口前部、用来使紊流的空气团流过所述排出口除湿的另外的制冷集流管。

6. 如权利要求 5 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 所述另外的制冷集流管被作为所述机械制冷单元用于冷却所述冷却室的集水槽区域的同一压缩机冷却。

7. 如权利要求 6 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 所述机械制冷单元还包括冷凝器和相关联的、用于在蒸发盘管的高压侧和低压侧之间循环制冷剂的导管, 其中所述相关联的导管具有安装在其中、用来控制流向所述蒸发盘管的制冷剂流的降压阀, 当安装在所述冷却室的侧壁上的所述对置的风扇运行时所述降压阀开启, 所述风扇停止运行时该降压阀关闭。

8. 如权利要求 5 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 所述冷却组件位于在具有天棚和阁楼的需要被冷却的建筑物内, 其中所述建筑物配备有至少一个能开启和关闭的自动天棚通风口, 以使空气从建筑物进入阁楼, 所述阁楼具有用来排出所述阁楼的空气的排放通风口, 借此可周期性地排出建筑物内的静止空气。

9. 如权利要求 8 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 在所述冷却室上的对置的风扇具有风扇入口, 其中至少一个所述风扇入口与通向建筑物外侧以使外侧空气流入所述冷却室的管道连接。

10. 如权利要求 5 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 所述冷却室的所述集水槽区域与排放管道相连, 以便排放收集于所述集水槽区域内的存留的水内的污染物。

11. 如权利要求 5 所述的直接/间接蒸发冷却组件, 其中, 另外的管道连接所述进气增压室和所述冷却室, 所述管道具有安装在其中的温度自动控制阀, 以便控制从所述进气增压室到所述冷却室的空气流。

## 冷却组件

### 技术领域

一般而言，本发明涉及小功率空调系统，具体而言，本发明涉及一种用于干旱条件下采用管壳式热交换器的小功率空调系统，还涉及利用其他环境中使用的被制冷的集水槽的水（refrigerated sump water）的组合式直接/间接蒸发冷却器。

### 背景技术

在一实施例中，本发明提供了用于处于如沙漠之类的干旱、高温环境的建筑物的空调系统。这种环境控制是享受高质量生活的基础，而且，在某些情况下，还是维持生命的基本条件。这对于人类和家畜来说是很现实的。

在沙漠环境中，白天温度经常达到 100 华氏度以上，同时相对湿度往往低于 20%。通常常规的基于蒸发冷却的空调系统、即所谓“聚水式冷却器（swamp coolers）”由于湿度低在这种条件下是有效的。运行这种系统需要电源，因此在其应用方面运行费用是一种限制。常规的蒸发冷却器耗费大量的水，因此它们只限于在可得到水的区域使用。在沙漠环境中不是总能得到足够的水。其他类型的空调系统要求建筑物密封，且需要昂贵的和高维修率的设备，运行费用很昂贵。一些圈养家畜的场所和特殊的建筑物并不能保持良好的密封或隔热，因此，影响这些建筑物的内部与外部环境达到热平衡的障碍很小。一般而言，由于空调系统的运行费用以及这些建筑物内的空调系统常常不起作用，这些建筑物没有设置空调系统。大多数空调系统利用电力运行，而在这些建筑物所处的区域内不是总能获得电力或者用电价格不合理。如果能提供一种高效的、简单的、整装式（self-contained）的用于沙漠环境且可在未密封的建筑物中廉价运行的空调系统，对于人类和家畜来说都是非常有利的。

提供一种能由直流电提供动力、或由蓄电池或太阳电池帆板或由两者供电、或由较廉价的 AC 电源提供动力的空调系统、这类空调系统具有前面所提到的优点同时能在包括热带和亚热带气候的宽湿度范围内运行也是有利

的。

提供这种系统的另一优点是，其能够利用相对较湿的气流和相对较干的气流，或者以预定比率使气流混合或通过选择而可选择地使这些气流进入需要冷却的建筑物的内部，例如，在存在高湿度的情况下，只选择较干的气流输送到需要冷却的空间内。

建筑物的蒸发冷却的最简单形式通过将水的雾状物或薄雾喷射到运动的空气气流中来实现。例如，可参见授权于 Atkins 的 U.S. 5146762。这种系统存在的问题是其使建筑物内过度潮湿，从而导致藻类和细菌滋生。Atkins 提出的使这些问题中的某些问题最小的方案是，在建筑物的一端、距离建筑物的相对的一端的雾化器喷嘴（fogger nozzles）很远的位置放置排出风扇。这种方法使水的消耗速率非常快。供给雾化器喷嘴的水 95%以上都被消耗掉。Atkins 的蒸发冷却系统据说能够产生约 20 度的温度下降幅度。

也有人建议将传统的蒸发冷却系统结合到更加精心研究的包括加热构件的系统中。例如，参见授权于 Grant 等人的 U.S. 4773471。还有将传统的蒸发冷却系统结合到更加精心研究的具有被制冷的空气系统的系统中的建议。例如参见授权于 Conner 的 U.S. 5911745。

授权于 Urch 的 U.S. 6434963 公开了一种具有两条空气流动通道、即用于外侧空气的入口通道和用于不新鲜的空气的出口通道的空气冷却器。通过从不新鲜的空气中吸取热量热交换器使新鲜空气预冷却，并借助于横跨两条空气流动通道的蒸发冷却器来实现进一步冷却。

考虑到这些问题，人们认识到需要一种改进的空调系统。

### 发明内容

在一实施例中，本发明的空调组件包括管壳式热交换器，其中周围的空气被强制经过两侧且几乎一道被排放到需要被冷却的建筑物的内部。为了方便起见，两侧的气流在被排放到该建筑物内部之前混合成一股气流，或者两侧气流被分别排放到建筑物内。这种热交换器特别适用于夏季沙漠中的高温和低湿度条件。这种空调组件对于温度高于约 80 华氏度、相对湿度低于约 40%、优选相对湿度约为 35% 以下的情况特别有效。此空调组件适用于在需要对空气进行调节的建筑物不是严格密封的情况下运行，也就是说，可以存在穿过建筑物的一些开口，这些开口可使气流基本畅通无阻且具有大到例如

6平方英寸到1或2平方英尺的面积。本发明的高效、可靠、经济、简单而切实可行的空调系统可用于畜棚、帐篷，临时建筑物等。本发明的空调系统不需要精心研究的或昂贵的设备来使其运行。这种空调系统运输方便、可方便地安装于如帐篷之类的临时建筑物内侧。

优选热交换器的壳体侧由如水之类的液体滴落或由喷淋器润湿，而气流以紊流的方式流过壳体侧。空气流被从壳体侧导引到出口。流过管侧的气流通过与管壁接触被冷却并被排放到出口。优选使壳体侧和管侧的气流结合并将其排放到需要被冷却的建筑物的内部。如果需要的话，可使这些气流在被排放到建筑物内部后混合。优选气流的吸入和排放均在建筑物内部进行。

在另一实施例中，本发明包括利用已制冷冷却的集水槽的水的直接/间接蒸发冷却器。优选将这种冷却器设计成堆叠式排列。制冷压缩机和蓄电池占据设计建筑物的顶部部分并座落于顶部搁架上。顶部搁架形成排气增压室（exhaust air plenum）的顶壁。位于排气增压室下方的强制通风蒸发冷却室占据设计建筑物的中间部分，在一实施例中，其约为单元总重量的65%。冷却水集水槽和进气增压室（intake air plenum）占据冷却室的底层。冷却室的底层还包括容纳有进入风扇（intake fan）的进入增压室（intake plenum）的顶壁。进入风扇使空气上升流过多根上升管，这些上升管通过排出增压（exhaust plenum）室与进入增压室连接并穿过冷却室。

冷却水集水槽内的水通过位于被设计的建筑物的顶部的制冷压缩机制冷。来自冷却水集水槽的冷水通过分配总管被引入蒸发冷却室。冷水充满蒸发介质，该蒸发介质围绕冷却室内部的上升管，或者换句话说，与上升管接触。借助于安装在冷却室侧壁上的对置的风扇将空气引入冷却室，空气在冷却室内产生紊流从而促进了蒸发冷却过程。来自冷却室的冷却空气可通过适当的管道被排放到需要冷却的建筑物的内部。

通过进入风扇将空气吸入进入增压室内，进入风扇强制空气向上流过冷却室内的上升管。上升管经过冷却水集水槽并且还和冷却室内的蒸发介质接触，借此使管的外侧冷却。通过管的热传导，管内的空气被冷却。如果需要的话，可将这种相对干燥的空气经适当的管道引到需要冷却的建筑物的内部，并可使其与来自冷却室的较湿润的、已冷却的空气混合。

在本发明此后一实施例中，采用了两个同步过程来冷却空气。空气通过直接与蒸发冷却室内的水接触被冷却，提高以这种方式冷却的水的绝对湿

度。其他空气还被上升管内部的热传导冷却。如果需要的话,可使两股气流在排放管道中混合,致使被排放的空气由来自蒸发过程的相对湿润的空气和接近周围湿度的空气的混合物组成。冷却室底部的冷却水集水槽用作冷却体 (cooling mass) 和储水槽。借助于类似用在制冰机上的低温压缩机将集水槽内的水冷却到接近结冰的状态。压缩机可依靠 AC 或 DC 电源运行。用于进入增压室中和冷却室上的电扇优选是 DC 风扇,它可由太阳能电池或蓄电池驱动。

在高湿度环境下,在湿式腔室内侧靠近湿式腔室的排放出口附近安置另外的制冷集流管。可将现存的用于冷却湿式腔室内的集水槽的水的机械式制冷系统中的制冷剂供给所述另外的制冷集流管。降压阀 (pump down valve) 控制制冷剂流向另外的集流管,而且只在安装于湿式腔室的侧壁上的对置的风扇运转时才对集流管进行冷却。

可用管道将空气送入湿式腔室,致使或者引入外侧空气,或者引入来自组件的下部干燥室的室内空气。可将空调组件安装在具有天棚通风口的房间内,所述天棚通风口用于使静止的空气运动到阁楼空间以便相继地将空气排到被冷却的建筑物的外部。

本发明的其他目的、优点以及新颖特征将通过以下结合附图对本发明的详细描述而更加明显。

#### 附图说明

本发明的建筑物具有全面的优势。以下的描述将对一些具有代表性的应用进行说明,但这并非穷举。本领域技术人员可以认识到,本说明书给出的基本方法以及有关设备的教导可很方便地适用于很多应用。申请人的意图是,尽管由于参照具体实施例进行描述的要求的影响而可能出现限制性的语言表达方式,本说明书和所附权利要求应在宽范围内与所公开的本发明的范围和构思一致。

下面参照附图进行说明,这些说明仅出于解释的目的,而不是对本发明的限制。

图 1 为本发明的管壳式热交换器的一实施例的示意图;

图 2 为沿图 1 中 2-2 线剖切的横截面图;

图 3 为本发明另一实施例的沿壳体增压室 (shell plenum) 剖切的横截面



示意图，它示出了一种液体喷洒系统；

图 4 为本发明的再一实施例的沿壳体增压室剖切的横截面示意图，它示出了完全被包围于覆盖层（blankets）中的管；

图 5 为内部安装有本发明的管壳式热交换器空调系统的建筑物平面图；

图 6 为沿壳体增压室剖切的图 5 所示的热交换器的横截面图；

图 7 的图表示出了图 5 所示的部位 116 和 120 处表 4 和 5 中记录的温度和相对湿度的读数；

图 8 为本发明装置的另一实施例的透视图，该实施例的特点是结合有利用被制冷的冷却集水槽的水的直接/间接蒸发冷却；

图 9 为图 8 所示装置的后视图，为了方便地示出该装置的内部部件，图中去掉了后壁；

图 10 为用于图 8 和 9 所示的装置中的制冷集流管和冷却室的独立视图；

图 11 为图 8 所示装置的后视图，为了方便地示出该装置的内部部件，图中去掉了后壁；

图 12 为也用作上升管的管板的冷却室顶壁的视图；

图 13 为图 8 所示装置的冷却室的独立视图；

图 14 为冷却室的侧视图，它示出了水分配阵列的位置；

图 15 为进气增压室和进气风扇（air intake fan）的独立视图；

图 16 为用于图 8 所示的装置的冷却水集水槽中的制冷集流管的独立视图；

图 16A 为沿图 16 中 16A-16A 线剖切的横截面图；

图 16B 为图 8 所示的集流管的简化端视图，它示出了用来产生具有层间流型（interlayered flow pattern）的横通管路（cross-over piping）配置；

图 17 的简化的示意图示出了可在不需要本发明的装置中的冷却水集水槽中的冷水的情况下运行的辅助热交换单元；

图 18 为用于连接图 17 所示的辅助热交换单元和图 8 到 15 所示的主冷却组件的缆索（cable）横截面图；

图 19 为与用于集流管的相关制冷回路一道安装在本发明空调系统的高湿度型的湿式腔室中的另外的制冷集流管的示意图；

图 20 为空气流过使用了本发明空调系统的建筑物的简化示意图；

图 21 为用于使空气流向本发明装置的湿式腔室的可供选择的管道配置

的示意图。

### 具体实施方式

下文将参考两种不同的优选实施例对本发明进行详细描述。

#### 低湿度空调器实施例

所参考的全部附图中用相似的附图标记表示相同或相应的部件，总体用 10 表示管壳式热交换器，该管壳式热交换器特别适于用作在高温、低湿度条件下没有与外界隔绝地密封的建筑物的小功率空调单元。这种建筑物的平面布置图在图 5 中总体用 64 表示。

热交换器 10 被限制于外部机壳 62 内。为了图解说明，所示出的外部机壳 62 呈矩形，当然，其他形状如弧形、球形或圆柱形等形状也落入本发明所考虑的范围。

空气、优选来自建筑物天棚附近的需要被冷却的内部空气通过进口(inlet port) 12 被吸入热交换器的管侧而进入热交换器 10 的进入增压室 14。空气由排出风扇(exhaust fan) 46 被吸入进口 12 内。从进入增压室 14 被吸入的空气通过热交换管 34 被吸入排出增压室 18。管入口(inlet)端 36 被密封地安装在入口管板 60 内，而管出口端 38 被密封地安装在管出口板 32 内。排出风扇 46 将空气从热交换器的管侧排入管侧排出导管 22。

热交换器 10 的壳体侧呈包围入口管板 60 和出口管板 32 之间的热交换管 34 的壳体增压室 16 的形式。为了清楚地图示，所示出的热交换管 34 呈直管式，当然，本领域技术人员应理解，也可采用其他形状，例如采用盘绕的或蛇形的热交换管。可使优选为水的积液(body of liquid)置于热交换器 10 的壳体侧内。积液的表面由 50 表示。液体通常占据的体积小于热交换器的壳体侧体积的一半，优选小于热交换器的壳体侧体积的 1/4。壳体增压室 16 的底部形成存放液体的集液槽。可安置至少一台、优选至少两台风扇以强制周围的内部空气从建筑物内部进入热交换器 10 的壳体增压室 16。在图 1 中，三台这样的壳体侧吸入风扇(input fan)用 40(第一吸入风扇)、42(第二吸入风扇)和 44(第三吸入风扇)表示。这些风扇一道运行使热交换器 10 壳体侧的空气基本形成紊流。来自壳体增压室 16 的空气通过壳体侧排出导管 20 排出热交换器 10。

壳体增压室 16 中集液槽内的液体被喷洒到整个热交换管 34 上。图 1 中

示出了喷洒系统的一种形式，其包括用于将液体从在壳体侧上的集液槽输送到液体泵 24 的泵输送管线 26。泵 24 向液体供给能量并通过泵排出管线 28 将液体排向喷洒头 30，在喷洒头处液体被喷洒到热交换管 34 的整个壳体侧。虽然对于系统的运行来说这不是必需的，但一般使喷洒头 30 位于或靠近壳体侧增压室的顶部。为了方便图解说明，此处示意地将喷洒头示于壳体侧增压室的那侧。液体流动并落回到集液槽内而进行再循环。液体喷洒增强了热交换管 34 和液体之间的传热，而且迅速提高了壳体增压室 16 内空气的湿度。优选通过连接到液体供给部分（未示出）的常规的浮子调节阀将液位自动地大致保持恒定。

可通过设置保护件（blanketing members），例如设置管状泡沫覆盖层 48（图 4）或设置与热交换管 34 直接接触的疏松的网状泡沫板 104（图 6）来进一步增强液体和热交换管 34 之间的传热。此外，通过加入相同式样的一些保护件可提高壳体增压室 16 内空气的潮湿程度。保护件可保持液体紧贴热交换管 34，且能增加壳体增压室 16 内的液体的表面面积。一般而言，保护件包括惰性的网状材料，液相和气相液体很容易流过这些保护件。很多这样的网状材料早已公知，它们包括，例如，很多天然的和人造的开孔泡沫、毡、棉絮、织物材料等。传统的市售的聚水式冷却器垫一般适于用作这种保护件。通常这种材料包括菌生情况（bacteria stats）、霉菌情况（fungi stats）等。如需要的话，这些保护材料可全部或部分地包围热交换管 34。例如，可对照图 4 和图 6。为了清楚地图解，在图 1，2 和 3 中没有示出这些保护件，但仍设有优选采用的某些形式。

可采用多种液体喷洒系统。图 3 具体示出了一种特别有效的系统。来自适当源头的液体、例如来自壳体增压室 16 内的集液槽的液体在一定压力下被供到喷洒头 52 并被分配到喷洒头支路 56。液体从喷洒口 54 进入喷淋器。优选喷洒头 52 常位于壳体增压室 16 的上端邻近出口管板 32 之处，使液体向下喷淋在整个热交换管 34 上以及任何相关的覆盖层材料上，并受到由壳体侧的风扇 40、42 和 44 引起的空气紊流的作用。

优选使从管侧通过排放导管 22 排出的空气与从壳体侧通过排放导管 20 排出的空气混合。混合的空气流通过混合排放导管 58 被排放到需要被冷却的建筑物的内部环境中。

以下希望通过参考图 5 和 6 具体图解说明本发明的第一实施例的最佳方

式。由附图标记 64 所表示的未完工的畜棚具有约 30 英尺宽和 50 英尺长的矩形形状。在图 5 中畜棚 64 沿其长轴线由东向西由字母 N, S, E, W 表示。畜棚 64 具有未隔绝的尖金属顶, 暴露出 2×4 木柱墙和粉刷的外形。棚顶的尖顶距离地面约 10 英尺, 而外墙约 8 英尺高。畜棚 64 的内部容积约 13,500 立方英尺。外门露天不密封 (not weather sealed), 围绕外门 66, 68, 70, 72 和 74 的总未密封的面积约为 1 到 2 平方英尺。畜棚 64 的内部和外部环境之间不存在显著的压差, 畜棚 64 的内部和周围环境之间的任何湿度差可迅速趋于平衡。畜栏隔墙 82, 84, 86 和 88 呈半高状, 而畜栏间隔 80 和 78 沿整个高度延伸到棚顶的 6 英寸范围内。内部门 76 为全高度安全网格门。

在畜棚 64 中使用的空调系统由管壳式热交换器 10、混合排放导管 58、空气分配室 92、空气分配支路 94 和 96、以及空气出口头 98 和 100 组成。吸入风扇 42 和 44 将周围的空气从畜棚 64 的内部供到热交换器 10 内的壳体增压室。通常, 空气从低于 98 和 100 处排出的空气的水平面的同高的通风井 (level well) 被吸入热交换器的壳体侧内。优选空气从邻近未隔绝的棚顶的建筑物最热的部分被吸入热交换器的管侧。通过管侧排放导管 22 从热交换器 10 的管侧排出的空气与通过导管 20 从壳体侧排出的空气混合, 并经混合排放导管 58 流到空气分配室 92。然后使气流分流并使之流过每一空气分配支路 94 和 96 而流到相应的空气出口头 98 和 100。空气通过进气口 12 被吸入热交换器 10 的管侧。呈传统的聚水式冷却器的泡沫垫形式的覆盖层材料 104 (图 6) 与管 34 接触。图 3 所示的常用结构的喷洒头位于热交换器 10 的壳体增压室的顶部。优选注入的水约低于壳体增压室的 1/4。

热交换器 10 的矩形外部机壳约为 3 英尺高×2 英尺×2 英尺, 并座落于畜棚 64 的地面上。安装在机壳的相对侧的吸入风扇 42 和 44 具有 14 英寸的直径, 它们以每分钟 2200 转的速度运行并由 12 伏直流电驱动。这些风扇的额定电流是 4 安培。管侧排出风扇 46 (图 1) 是 12 英寸、12 伏直流、4 安培的风扇。这些风扇是常规的自动设备, 它们通常用于相关的常规的散热器冷却系统中, 以将空气抽过液体冷却的内燃机的散热器。液体泵 24 (图 1) 具有 12 伏、7 安培的直流电机, 其额定流速为每小时 28 加仑。管侧进入增压室 14 (图 1) 的尺寸约为 6 英寸高×24 英寸×24 英寸。管侧排出增压室 18 (图 1) 的尺寸约为 6 英寸×24 英寸×24 英寸。壳体侧增压室 16 (图 1) 的尺寸约为 24×24×24 英寸。热交换管 34 为直的标准的 3/4 英寸圆柱形铜管, 其在管

板 32 和 60 之间的长度为约 24 英寸。有 100 根热交换管 34 以大致呈规则的矩形图型间隔排列。壳体增压室 16 内的管 34 的总表面面积约为 6600 平方英寸。和导管 20 和 22 的直径一样，热交换器的管侧的进出口 12 的直径约为 6 英寸。进出口 12 向上开口并位于比畜棚 64 的未隔绝的金属棚顶约低 4 英寸的位置，因此其吸入的是畜棚 64 内部几乎最热的空气。如空气分配支路 94 和 96 那样，混合的排放导管 58 架设于头顶之处。导管 58 的直径约为 8 英寸，导管 58 约 14 英尺长。每一空气分配支路约 10 英尺长，其直径为 6 英寸。分配盒 92 约为 2×2×2 英尺。进入分配盒 92 的导管 58 的短腿约为 3 英尺长。空气出口头 98 和 100 在高于地面约 9 英尺的高度之处向下排放。

泵和风扇具有例如由五个并联连接的常规的 12 伏深部循环铅酸二次电池供电的直流电机，总体用 106 表示。电池通过总体用 108 表示的常规的充电电路连接到总体用 110，112 和 114 表示的三个常规的 30 伏、4 安培小时太阳电池板。可将这些太阳电池板安装在畜棚 64 的棚顶上向南倾斜的位置。用于全天候运行的空调系统不需要其他动力源。如果需要的话，可用常规的 AC 变换器来对规定的家用 110 伏电流的停止工作的电池充电，或使用某些其他的来自商用服务设施的电源。当然，这不是必需的，而且还会增加运行成本同时限制系统只能在拥有商用服务设施的地区使用。与此类似，风扇和泵上的电机也可用由商用服务设施供电运转的常规的电机代替，当然运行成本也将增加，而且系统的灵活性受到影响。

集水槽内水的水位优选保持约 5 英寸。在此水位集水槽存有约 1.67 立方英尺的水。壳体侧增压室具有约 8 立方英尺的容积，因此水约占壳体侧增压室 16 的容积的 21%。这可提供足够的水储量以便连续运行一天以上。如果需要的话，可利用范围例如约从壳体侧增压室 16 的 10%到 30%的容积的另外的集水槽容积。集水槽不必处于壳体侧增压室内。如果需要的话，可使用大于壳体侧增压室几倍的外部集水槽，致使在无需补充供水的情况下提供至少一星期的无人看管的运行。在正常的夏季，整个白天将消耗少于 1 加仑的水。

畜棚 64 位于沙漠地带，在那些地方夏季的几个月时间内白昼时间温度通常超过 100 华氏度，相对湿度经常低于 20%，且在白天的大多数时间都有阳光照射。若没有空调系统，畜棚 64 内的午间温度往往超过外部温度至少约 10 华氏度。

可通过设置与风扇和泵回路相连的常规的温度自动调节器（未示出）使畜棚 64 内的空调系统自动运行。可将温度自动调节器设定在例如 74 华氏度，这样系统可在正常的夏日的清晨启动，并一直运行到夜晚时间。

根据本发明。优选空调组件是完全整装的。也就是说，向风扇和泵的电机的供电与系统的其余部分在同一部位。如果需要的话，热交换器的壳体侧的供水可通过水路上的浮子调节阀自动补充或手动补充。而在不能可靠地获得水的地方，水的消耗速率非常慢，致使实际上可在很长的间隔时间后才用手动补充水。

电能的需求非常小，致使与常规的太阳电池板驱动的充电电路耦连的低压（12 或 24 伏）电池系统在白昼时间能有效地驱动系统。使用常规的太阳电池板充电电池系统的便利性和这种廉价系统的广泛可用性使得在非常多的建筑物中不需看管地进行空气调节成为现实。例如，根据本发明甚至在家畜棚中也可进行可靠而廉价的空气调节。同样，即使在可获得的用于此目的投入很有限而且房屋密封性不好和未隔绝的情况下，也可对人类居住的房屋进行空气调节。而在能可靠地获得风力的地区，可利用风力透平对电池系统进行充电。如果需要的话，还可使用其他可替代的能源。太阳电池板、风力透平以及其他类型的可替代能源的组合适用于给电池系统充电。由于可替代的能源常常不能输送恒定的能源，而系统中使用的电机要求基本恒定的能源，优选将电池放置在能源和空调系统之间。而当可替代的能源能够输送恒定的能源时，可任选地使用电池系统。

通常，在阳光充足的夏日早晨约 6:30 就可启动处于畜棚 64 内的本发明的空调系统并使其运行一整天。在约高于地面 4 英尺的部位 102（图 5）的附近测量畜棚 64 的内侧温度，而在邻近畜棚 64 的南边的开启的遮阳棚下方的荫凉处的部位 116 附近测量外部温度。部位 116 处于高于地面约 5 英尺在用于支撑 20 英尺宽的遮阳棚（未示出）的支撑上的位置。木制遮阳棚与畜棚联结并从畜棚 64 的墙顶向外延伸约 20 英尺。木制遮阳棚的三侧完全敞开。116 处的温度接近畜棚 64 内侧没有使用空调系统时的温度。观测到的温度示于表 1 中。

表 1

时间	在 102 处的内侧温度 (°F)	在 116 处的外部温度 (°F)
6:30	78	未记录
7:30	72	未记录
8:30	71	未记录
9:30	72	98
10:30	72	99
11:30	73	105
12:30	75	104
1:30	75	100
2:30	77	98
3:30	76	98

可以观察到，当湿度最低且外侧温度在 100 华氏度以上时，内部与外部之间的温差最大。

在夏季白天，天空主要被云覆盖且相对湿度高于约 35% 时，观测到以下情况：

表 2

时间	在 116 处的外侧温度 (°F)	在 102 处的内部温度 (°F)
6:30	83	未记录
9:30	85	75
10:30	90	74
11:30	90	82
12:30	92	80
1:30	92	80
2:30	90	79
3:30	91	76

从阳光充足的夏季白天约上午9点开始对畜棚64内和围绕畜棚64的多个位置的相对湿度进行测量。

表3记录了由图5中列出的附图标记表示的位置的读数。

表3

如图5所示的测量位置

时间	98	100	78	116	44	42
9:00	30%	30%	31%	19%	31%	31%
10:00	30%	30%	31%	18%	32%	32%
11:00	34%	34%	32%	18%	31%	30%
12:00	35%	34%	34%	19%	30%	30%
1:00	37%	36%	35%	18%	32%	32%
2:00	34%	34%	35%	17%	31%	31%
3:00	34%	34%	35%	16%	32%	32%
4:00	34%	34%	35%	16%	32%	32%

整个建筑物的内部的相对湿度全天基本保持稳定和恒定。

在阳光充足的全天从约上午9点开始，在畜棚64内部和畜棚64附近的多个位置对温度和相对湿度进行测量(T/H)。在由图5中的附图标记所表示的位置处获取这些读数并将其记录于表4中。在高于地面约5英尺的部位对位置118和120进行测量。位置118给出了来自外墙的辐射影响。位置124是位于畜棚64北面约高于地面5英尺的位置。这些测量值如下：

表4

如图5所示的测量位置

时间	116 T/H	120 T/H	98 T/H	100 T/H	118 T	122 T	124 T
9:00	78/19	70/30	72.1/30	70.8/30	69.6	64.1	85.5
10:00	82/18	73/30	75.1/30	76.4/30	72.1	65	85.7



11:00	90/18	75/27	77.9/34	79.3/34	75.2	65.2	90.5
12:00	94/19	79.9/37	74.4/35	74.2/34	78.7	65.4	94.3
1:00	100/18	82.1/40	76.3/37	76.1/36	80.9	67.5	98.1
2:00	106/17	83.5/37	77.8/34	77.9/34	83.9	69.8	100.1
3:00	116/16	83.1/37	79.2/34	79.4/34	87	71.9	107
4:00	118/16	85.7/34	80.6/34	80.6/34	89.7	71.4	108
5:00	118/17	86/32	81.2/na	81.2/na	93	71.8	107.3
6:00	112/13	87/32	84.3/na	84.3/na	94.7	72.4	108

如表 4 所呈现出的是在湿度较大的条件下白天略有云从上午 10 点开始反复测得的温度和相对湿度的测量值。系统被常规的设置 74 华氏度的温度自动调节器启动。这些结果列于表 5 中。

表 5

如图 5 所示的测量位置

时间	116 T/H	120 T/H	98 T/H	100 T/H	118 T	122 T	124 T	电压
10:00	86/33	78.5/44	73.6/31	73.6/31	69.2	81	12	
11:00	92/27	79/49	75.7/32	75.7/32	74	68.4	88	11.6
12:00	92/23	79.5/47	76.7/31	77.1/31	75	69.3	89	11.4
1:00	95/23	80.1/47	77.4/31	77.5/31	79	71.2	97	11
2:00	97/20	80.2/45	79.6/33	79.9/32	79	74	98	9.4
3:00	98.3/20	83.0/30**	81.6/34	81.7/34	80	73.8	98	9.7
4:00	106/20	84.1/41	81.6/34	81.9/34	92	74.5	99	9.6
5:00	110/22	84.1/42	82.1/34	82.2/31	94	74.2	101	9.1
6:00	110/25	85/43	82.8/35	82.8/35	94	74.4	101	10.3*
7:00	102/33	85/47	81.2/35	81.7/35	91	74.2	100	10.0
8:00	96/42	83.1/47	80.1/35	79.2/35	90	73.6	96	11.1
9:00	84/42	80.1/47	76.3/36	77.1/36	89	72.5	81	12

10:00	77/44	78.1/47	74.1/34	74.7/34	87	71.1	77	12.5
11:00	75/44	76.1/47	74.0/34	74.1/34	83	69.4	74	12.5
12:00	75/44	73.1/46	73.4/32	73.4/32	79	67.1	74	12.5

\*在约下午 6 点常规的 110 伏电池充电器被连接到标称 12 伏的电池系统上。太阳能电池充电系统的效率由于白昼天空偶尔覆盖云彩而降低。

\*\*此处给出了所记录的、而且认为是同时在位置 116, 98 和 100 处记录的读数的相对湿度的读数, 可以认为它反映了操作者或仪器的误差, 而不认为是可靠的。这在图 7 所示的相对湿度曲线 120-5 中未反映出来。

图 7 所示的曲线以图 5 所示的位置 116 和 120 处记录于表 4 和 5 中的数据为基础。例如, 图 7 中的相对湿度和温度曲线 116-4 是根据表 4 中排在最先位置的“116 T/H”列中的数据绘出的, 而曲线 116-5 是根据表 5 中排在最先位置的“116 T/H”列中的数据绘出的。破折号后面的数字表示曲线的信息取自哪张表。

对几种相对湿度读数的温度曲线 120-5 和 116-5 之间的温差进行比较表明, 本发明第一实施例的空调系统在外部温度高于约 90 华氏度而相对湿度读数低于约 40%、优选低于 35% 时最有效。在外部相对湿度条件低于约 20% 时, 温差可达到约 30 华氏度。例如, 可以看出, 图 7 中温度曲线 116-4 和 120-4 以及相对湿度曲线 116-4 之间的差别。当在敞开的荫凉处的温度几乎达到 120 华氏度时, 畜棚 64 内的温度不会高于 87 华氏度。120 度的温度可能对生命造成威胁, 而 87 度的温度通常对生命不会造成威胁。当相对湿度低于约 25% 时系统的效率最高。例如, 可以看到一旦相对湿度超过约 35%, 温度曲线 120-5 和 116-5 迅速会聚而在相对湿度为 45% 时实际上呈交叉的情况。

表 5 中最后一列反映出在峰荷时间段电池系统的电压的下降情况。电压下降反映出一些风扇能将空气吹过系统的空气量减少。虽然申请人不希望受到任何理论的束缚, 仍显示出在下午约 2 点和下午 6 点之间存在与吹过系统的空气量减少相关联的小温升(图 7 中的温度曲线 120-5)。本系统对于流过系统的空气量的小变化较不敏感。优选用于风扇电机最佳运行的电压至少约为 11 伏。将另外一块或两块太阳能电池板加进位于畜棚 64 的棚顶上的已存在的三块电池板中可提供足够的容量, 以在峰荷时间段保持此电压。

表 5 中排在最先位置的“122 T”的列表表示热交换器的壳体侧的外部温

度。在壳体侧内的水温一般比位置 122 处的温度约冷 10 到 15 华氏度。这为被放置成与这些水进行热交换的物体提供了冷却的机会。如果没有进入到壳体侧的通路,可在不明显消耗附加能量的情况下冷却小型物体。少量对热敏感的食物或药物的贮藏有效期可通过将其放置成与水呈热交换器关系而被延长。可将适合的容器直接放置在壳体侧的水中,或将可从外侧接近的橱柜构建于壳体侧内,或利用流过例如外接到壳体侧的冷却盘管等循环水流来实现对物体的冷却。

表 5 中排在最先位置的“118 T”的列给出了由外墙辐射到建筑物内部的大概的热量。排在最先位置的“124 T”的列提供了根据墙的外部温度冷却畜棚 64 的内部的内部的效果的大概情况。很清楚,通过畜棚 64 的未隔绝的墙可传递出显著的热量。位置 116 离邻近的墙应足够远,使得若因畜棚 64 内部的冷却而对显示出的温度有影响的话,这种影响非常小。对列 120, 98 和 100 进行比较示出整个畜棚 64 的内部温度相当均匀。

业已发现,使围住热交换器的机壳隔热可使系统的效率提高 10%或更高。由于存在隔热,壳体侧积水 (body of water) 的温度趋于降低。周围空气温度约为 80 华氏度时,隔热的程度优选使得热交换器的壳体侧的外部温度(表 5, 列 122T)比同样的未隔绝的金属外部壳体侧的温度高至少 3 度,优选高 5 华氏度。将金属机壳(18 量具钢)改变成具有约 1/8 英寸的厚度的玻璃纤维机壳(玻璃纤维由热固性树脂增强)在约 80 华氏度的周围内部空气温度下可使温度降低约 5 度。空调系统的效率也被提高。如本领域技术人员可以理解的那样,可以有多种适用于此目的的隔热方式和应用方法。

本发明的空调系统中的水消耗速率很低。例如,在参考图 5 所述的实施例的运行中,水的消耗速率不多于相同条件下运行的传统的蒸发冷却器(通常被称为聚水式冷却器)的水消耗速率的 5%。即使建筑物或其他被限制的空间未隔绝、而且这种未密封可自由泄露大量空气的情况下也可获得如此低的水消耗速率。通常,对于冷却系统而言,本发明热交换器的水消耗速率比基本相同的外部条件下运行的传统的直接蒸发冷却器(在传统的蒸发冷却器中单一的空气流经过湿润的环境并通过水的蒸发冷却和增湿)约小 10%,优选约小 5%。出于比较的目的,所述基本相同的外部条件包括有关温度和相对湿度的外部条件以及具有例如相同的容积、形状、以及隔热性能的共同建筑物或其他被限制的空间。对于比较而言,本发明的冷却系统的运行结果与

传统的蒸发冷却器的运行结果的比较结果的差异起因于冷却系统的差异，而不是来自冷却器的外部环境或建筑物或其他被限制的空间的特征。为了进行比较，除这两种冷却系统的内在变量外所有变量基本保持恒定。即，所有外部变量基本保持恒定。在通常令人愉快的从约 30%到 40%的增湿效率（横贯热交换器的干球的温差被由焓湿图确定的最大的可能的干球的温差相除）的同时可实现这种低速率的水消耗。

根据本发明的第一实施例，经空气调节的建筑物内部的相对湿度大体低于传统蒸发冷却器预期得到的相对湿度。例如，比较表 4 和 5 的列“116 T/H”和“120 T/H”中的数据显示出，外部环境温度约超过 95 华氏度、且外部环境的相对湿度降到低于约 25%时，建筑物内的相对湿度大约只为外部环境的相对湿度的两倍（200%）。当外部相对湿度降到低于约 20%、且温度超过约 100 华氏度时，内部相对湿度通常约大于周围外部环境的相对湿度的两倍，但仍小于周围外部环境的相对湿度的 2.3 倍（230%）。尽管外部温度为约 110 到 120 华氏度，在保持内部周围温度低于约 85 华氏度时，可获得这种低于约 50%的低的内部相对湿度。根据本发明，通常能获得低于 60%的内部相对湿度，而用传统的蒸发冷却器在相同条件下运行时内部相对湿度常常约超过 60%。这可使霉菌等的滋生最少并可提高建筑物或其他被限制的空间内的居住者的舒适性。在这些低相对湿度下，温度低于约 85 华氏度一般可使大多数人感到舒适。正如本领域技术人员能够认识到的那样，在未密封的、未隔绝的建筑物中获得这些条件，以及在非常低的水消耗速率的情况下只使用周围环境能量收获系统（energy harvesting system），例如，如上所述的太阳能或风能收获系统可提供高满意度的、在很多方面有利的、以及用于很多目的的非常经济的空调系统。

#### 本发明的可变湿度的实施例

现在参考图 8 到 21 描述可用于如前面所描述的高温、低湿度环境下的本发明的可变湿度的实施例，当然该实施例也可以用于包括热带或亚热带环境的高湿度环境。

参考图 8，该图示出了与具有利用经制冷的冷却集水槽的水的直接/间接蒸发冷却器结合的空调系统 201。在图 8 中所示的可变湿度的装置 201 具有参考图 1 到 7 所描述的低湿度装置的一些共同性能。优选将空调器 201 设计成具有顶部部分 203、中间部分 205 和底部部分 207 的堆叠结构。制冷压缩

机 209、与之相关的冷凝器单元 210、以及蓄电池 211 (图 9) 占据该设计结构的顶部部分 203 并座落于顶部搁架 213 上。顶部搁架 213 形成具有相对的壁 216 的排气增压室 215 的顶壁。强制通风蒸发冷却室 217 (图 9) 位于排气增压室下方并占据该设计结构的中间部分。冷却室包括用于空调器的壳体增压室并包括在附图中示出的具体实施例的单元总高度的约 65%。冷却水集水槽 219 (在图 9 中用虚线表示) 位于冷却室的底部。冷却室 217 的底层 223 也包括容纳有进入风扇 225 的进入增压室 221 的顶壁。进入风扇 225 向上抽吸空气使之经过与进入增压室 221 和排出增压室 215 相连、并穿过冷却室 217 的多根上升管 227。

如图 12 所示, 冷却室的底层 223 具有形成上升管 227 的下部管板的多个开口 224。与此类似, 相对的壁 216 具有形成上部管板的对准的开口 214 (图 10 和 13)。在图 8 到 15 所示的本发明此实施例中, 约有四十九根直径约为 1/4-3/8 英寸的铜管垂直排列于管板之间的冷却室内。管束的尺寸和排列在起温度自动调节器的作用的操作期间产生背压效应。

现在将简单描述本发明的可变湿度实施例的运行情况。来自冷却水集水槽 219 的冷水 (图 9) 通过分配总管 229 被输送到蒸发冷却室内。图 9 所示的分配总管是一系列具有向下导引的穿孔的 PVC 管路。从分配总管向下喷洒的冷水浸透处于冷却室 217 内围绕或与上升管 227 接触的蒸发介质。为了便于图解说明, 在图 9 和 11 中取出了蒸发介质, 当然其可包括前面的本发明第一实施例中所描述的任何介质材料。优选提供的蒸发介质为常用的从冷却室的顶部的架悬挂的矩形垫, 因此垫使多根垂直的上升管 227 之间隔开并使它们分开。

借助于相对安置的风扇 231, 233 空气被输送到冷却室内。风扇 231, 233 被安装在通气窗上 (图 9 所示的 235, 237), 可手动调节该通气窗, 使空气直接导入能在冷却室 217 中产生紊流的、循环的旋涡型流动通道而进入冷却室 217, 并从该冷却室排出。由侧向通气窗 235, 237 所产生的旋涡效果导致流过冷却室 217 的空气在冷却室内增长了滞留时间。这可提高冷却效果, 同时也防止水滴直接被吹出壳体增压室。来自冷却室的被冷却的空气可通过适当的格栅 (例如图 8 中的格栅 239) 被排放到需要被冷却的建筑物的内部或可通过适当的管道被引到需要被冷却的建筑物的内部的期望区域。

空气还被进入风扇 225 抽到进入增压室 221 内, 气流被强制向上流过位

于冷却室中的上升管 227。上升管穿过冷却水集水槽并与冷却室内的蒸发介质接触，因而管的外侧被冷却。在管 227 内的空气通过管的热传导被冷却。如果需要的话，可通过适当的管道将相对较干燥的空气导向需要冷却的建筑物的内部且可与来自冷却室的经冷却的空气混合。

在本发明的后一实施例中，利用两个同步过程对空气进行冷却。空气通过与蒸发冷却室 217 内的水直接接触而被冷却，提高以这种方式被冷却的空气中的绝对湿度。还可通过上升管 227 内的传热使另外的空气冷却。由于在上升管的内侧冷凝，这些另外的空气的绝对湿度或者不变或者仅略有变化，或者稍微降低。如果需要的话，如本发明第一实施例所描述的那样，可将两股气流混合进单一的排放管道内，使排放出的空气由来自蒸发过程的相对较湿的空气和具有接近周围湿度的空气的混合物组成。

在冷却室底部的冷却水集水槽（图 9 中总体用 219 表示）起冷却体的作用，同时也作为集水槽。集水槽中的水借助于类似制冰机上使用的并能由 AC 或 DC 电源驱动、优选由 12 伏 DC 电源驱动的市售的低温压缩机制冷到接近冻结状态。在图 11 所示的本发明的该实施例中，压缩机 209 由电池驱动。但是，在这种情况下位于排出增压室区域 215 内的相关的变换器 243（图 11 中所示）可使单元在 AC 电流下停止运行，例如，在运行的非高峰时间段为电池充电。由于运行温度降低，可延长放置在被冷却的排出增压室部分中的变换器的寿命。在进入增压室内使用的电风扇和在冷却室上使用的电风扇优选也是能被太阳能电池或蓄电池驱动的 12 伏 DC 风扇。

图 10, 11 和 16, 16A 和 16B 示出了具体优选的、利用常规的机械制冷技术由压缩机 209 和相关的冷凝器 210 冷却的制冷集流管 245。在将不同数量的常规集流管或盘管结构与压缩机 209 一起使用以冷却集水槽 219 内的水的同时，这种优选的集流管 245 对于预期的应用特别有效。如在图 16 的独立视图中非常清楚地看到的那样，集流管 245 是具有前层 247 和后层 249 的“双激波（double shock）”集流管。前和后层或盘管被多个圆柱形分隔件 251 隔开。圆柱形分隔件 251 的宽度小于集流管的总宽度，并在相邻分隔件之间留出距离“d”。圆柱形分隔件是中空的且两端敞开，使集水槽 219 中的水围绕并流过分隔件。如图 11 所示，将集流管 245 放置在冷却室的集水槽区域时，所述集流管大致呈水平排列。

如图 16 中总体用 253 和 255 示出的那样，制冷剂通过一对“分立部分

(splits)”被供到集流管层或从集流管层返回。如图 16B 所示, 盘管的顶层构成环路 252, 254, 256, 258, 260, 262, 264, 以及 266。(为了方便图解说明, 所示出的环路断开了一半)。盘管的后层构成环路 268, 270, 272, 274, 276, 278, 280, 和 282。半个环路 252-266 在集流管的前部形成连续的盘管。类似地半个环路 268-282 在集流管的后部形成连续的盘管。前端和后端环路退出或终止的点(图 16B 中总体用 266, 268 表示)由横通管路 284, 286 连接。横通管路 284, 286 与第一半个环路(图 16B 中的 252, 282)交叉, 形成“分立部分”253, 255。横通管路排列和分立部分 253 和 255 导致通过集流管的“中间层流动”类型。例如, 制冷剂经过分立部分 253 流经支路 253B (图 16)到达前层 247 和经过支路 253A 到达后层 249。来自前层和后层 247, 249 的制冷剂汇聚于分立部分 255。双激流集流管及其分立流动运行使压缩机 209 的冷却能力几乎翻倍。

如上所述, 下面的描述源自图 8-16B 所示的装置的实际试运行。在不想作出任何限制的情况下, 下面的试验结果希望能示出本发明的特别优选的实施例的性能。装置的机壳或罩部分由不锈钢构成。安装在单元的相对侧的两台 12 伏风扇用来将室外环境空气抽吸到主湿式腔室内, 这里被称为单元的“湿侧”。铜管延伸穿过湿式腔室并用单台 12 伏风扇强制空气经过被称为单元的“干侧”上的管。供到干侧的空气经过伸入需要进行空气调节的空间内的管道。两股气流(干侧和湿侧)在单元内侧混合并被引到单一的出口。该单元与用于冷却湿式腔室的集水槽内的水的一体的机械制冷单元组成一体。用于单元运行的 12 伏 DC 电池以及变换器使单元可利用 120 伏 AC 电流运行和为电池充电。

#### 对试验单元安装的描述

试验单元被设置在 Banning, California 的一个被围起来的汽车修理厂外侧。供给单元二次侧(湿侧)的空气取自室外的大气。修理厂约为 30'×35' 并具有约 14' 高的天棚。混合的出口气流和供给单元的一次侧(干侧)的空气经过门被管道送进围起的修理厂空间内。两根管道均约 10' 长、直形没有拐弯。用于单元的混合空气出口的管道是 10.25" I.D. (内侧直径), 用于一次侧(干侧)的管道是 7.0" I.D.

修理厂的一个门向左开启, 以使空气逸出修理厂, 并用来消除在修理厂空间内累积的任何背压。对于开始的两个试验, 单元被定位在距离门仅几英

寸的位置。对于第三个试验，单元被从门朝后移约 10'，但是两根管道仍然延伸穿过门进入围起的空间内。对于所有的三个试验，单元处于荫凉处。

#### 试验数据和结果

试验#1，对于此试验，单元未被接入 AC 电源而是依靠电池运行。

室外环境[也是二次（湿）入口] 79.8° F, 19%RH, 480cfm (Ft<sup>3</sup>/Min)

一次（干）入口条件 68.7° F, 28%RH, 10cfm

混合空气出口 63.3° F, 42%RH, 490cfm

气流体积比例 2% 一次（干）和 98% 二次（湿）

横贯单元的干球的温度降 16.3° F (79.6-63.3)

(使用一次和二次空气入口气流的加权平均)

从焓湿图得出的理论的最高干球温度 23.5° F (79.6-56.1)

计算出的增湿效率 69% (16.3 ÷ 23.5 × 100)

集水槽水温 43° F

试验#2，对于此试验，单元被接入 AC 电源并依靠变换器运行。

室外环境[也是二次（湿）入口] 79.7° F, 17%RH, 532cfm (Ft<sup>3</sup>/Min)

一次（干）入口条件 68.0° F, 30%RH, 10cfm

混合空气出口 63.3° F, 31%RH, 542cfm

气流体积比例 2% 一次（干）和 98% 二次（湿）

横贯单元的干球的温度降 15.9° F (79.5-63.6)

(使用一次和二次空气入口气流的加权平均)

从焓湿图得出的理论的最高干球温度 24.1° F (79.5-55.4)

计算出的增湿效率 66% (15.9 ÷ 24.1 × 100)

集水槽水温 45° F

试验#3，除将单元从门处移动 10'外，其他与上述试验#2 相同

室外环境[也是二次（湿）入口] 79.5° F, 18%RH, 532cfm (Ft<sup>3</sup>/Min)

一次（干）入口条件 68.0° F, 30%RH, 10cfm

混合空气出口 66.0° F, 32%RH, 542cfm

气流体积比例 2% 一次（干）和 98% 二次（湿）

横贯单元的干球的温度降 13.3° F (79.3-66.0)



(使用一次和二次空气入口气流的加权平均)

从焓湿图得出的理论的最高干球温度 23.8° F (79.5-55.4)

计算出的增湿效率 56% (13.3÷23.8×100)

集水槽水温 46° F

注: 对于所有三个试验, 计算出的增湿效率以 cfm 干球温度的加权平均、一次侧和二次侧空气入口气流的相对湿度%以及混合输出条件为基础。

上述试验结果示出了增湿效果可在如 Southern California 找到的干燥、干旱的气候条件下获得。当然, 在干旱程度稍低的气候条件下通常理想的是从系统吸取湿气。图 19 示出了另外的能安装在湿式腔室内(图 19 中的 217)、在湿式腔室的排放出口 262 前部的制冷集流管(蒸发器) 260。另外的制冷集流管 260 可由已有的被用来冷却湿式腔室内的集水槽的水的且在前面已描述过的机械制冷系统供给制冷剂。

图 19 是一简化示意图, 它图示说明了用于向放置在湿式腔室 217 的集水槽区域内的双激流集流管 245 的高压侧 268 和低压侧 270 之间供给制冷剂的已有的压缩机 264 和冷凝器 266。常规的干燥器 272 和膨胀装置 274 以常规方式被设置在循环制冷剂的通道上。膨胀装置 274 可为业界公知的常规类型的膨胀阀, 或可为另一种能提供横贯双激流集流管 245 的盘管的从高压蒸气到低压蒸气的转换以提供冷却效果的传统类型的膨胀装置。

为了容纳另外的制冷集流管 260, 压缩机 264 被安装成具有高压侧管线 276 和使制冷剂经过膨胀装置 280 供给到该另外的集流管的蒸发盘管 282 的低压侧管线 278。市售的流量控制阀 284 控制制冷剂从双激流集流管 245 和另外的制冷集流管 260 两者的低压侧 270 和 278 分别返回到压缩机 264。

制冷回路还包括控制分别供给到集流管的高压侧 268 和 276 的制冷剂的 12 伏降压阀 288, 291。降压阀 288, 291 被电线连接到与湿式腔室 217 侧的风扇 231, 233 相同的电路中, 致使风扇 231, 233 运行时才将制冷剂供给所述另外的集流管。压缩机 264 装有其自身的温度自动调节器, 以将集水槽的水 219 保持在 35 华氏度或大约为 35 华氏度。通过风扇吹送和通过将制冷剂循环到另外的集流管 260, 使吹过另外集流管的空气例如冷却到约 45 华氏度, 这可导致湿气和落入湿式腔室 217 的集水槽区域 219 的湿气被冷凝。在某些条件下, 这样产生的冷凝物免去了向装置的集水槽区域补充水的需求。在这种方式下冷凝的湿气可起为自湿式腔室 217 排放出的空气除湿的作用。

图 20 示出了本发明的安装在需要被冷却的建筑物中的空调单元 301。单元 301 具有将湿式腔室上的一个风扇入口 305 与室外环境相连通以便抽吸外部空气的外侧管道 303。相对设置的风扇入口 307 与用于室内的回风系统的一部分的管道 309 相通。从湿式腔室和干燥室（或只从湿式腔室）的排放出口 311 被管道连到房间的冷却通风口 313。由于单元装备了另外制冷集流管 260 来冷凝被吹过湿式腔室 217 的湿气，可过滤出冷凝物中的污染物，以便在 315 处排出冷凝物，或者使冷凝物在系统内再循环。还可在房间设置一或多个处于头顶上的自动通风口 317, 319，如果门使房间关闭，这些通风口开启，如果所有的门使房间开启，这些通风口关闭。然后，通风口将房间内一定量的基本上是静态的空气排向或“象打嗝似的 (burp)”返向阁楼。阁楼装备有常规的排气部件 321，以将热空气释放到建筑物的外部。利用这种方式，即使没有通向建筑物外部的管道 303，系统也可运行，而将一些静止空气排出建筑物。这种情况正好与几乎是 100% 的静止空气的常用的蒸发单元或与只可循环 1% 的静止空气的常规的空调系统相反。

图 21 示出了用于控制进入单元的入口空气以便进一步调节出口温度/湿度的附加构件。在这种配置中，湿式腔室的风扇入口 305 设有与装置的底部室（进入增压室）221 相通的管道 323。可启动温度自动调节地操作的门或闸板阀门机构，以从底部室 221 抽吸空气。如果从室 221 抽吸空气，那么第二门或闸板阀门 327 切断从外部经过管道 303 被抽吸的空气。例如，如果外部空气温度是 110 华氏度，可能理想的是关闭阀 327 而只抽吸在例如 80 华氏度的室内空气。

正如上面简要地提到的那样，装置的冷却室的集水槽区域 219 内的水通常至少比周围环境低约 10 到 15 华氏度。这为被放置成与所述水呈热交换关系的那些物体的冷却提供了机会。例如在不明显消耗附加能量的情况下可使一些小型物体冷却。可将适当的容器直接放置在壳体侧的水内，或将可从外侧接触的橱柜构建于壳体侧内，或使水流通过例如冷却盘管外部循环到壳体侧等。如图 4 所示，可在冷却室的水的集水槽区域设置一对或多对在不用时可塞住或盖上的辅助制冷插孔 257, 259。这些辅助插孔包括用于冷却装置的集水槽区域内的水的入口和出口点。经冷却的水很容易被泵送到在需要被冷却的建筑物内的另外的装置中，例如，被泵送到另一热交换器中，来加大冷却效果。

图 17 示出了这样一种辅助的制冷装置 261。图示的这种具体装置约 15”宽和 24”高，因此可将其方便地放置在居民住宅的墙壁的壁骨之间。来自空调器 201 的集水槽 219 的水经过管道 263 被吸入流体泵 265 的进口。泵 265 通过管道 267 将已冷却的水排到盘管 269。位于 12×12 英寸的盘管后面的 12 伏 DC 风扇 271 强制空气掠过盘管并被用于将冷空气从单元排到需要冷却的建筑物内。风扇可与用于主空调器单元上的冷却室风扇 231 和 233 一样。回水通过管道 273 被抽回泵 265 中并被该泵通过出口管道 275 循环回到主单元的集水槽 219，以便再一次被主单元的机械制冷系统冷却。还可设置收集盘 274 来收集任何冷凝物。在本发明一实施例中，可将入口和出口水管道 263、275 封装到具有例如由合适的聚烯烃制成的外护套的“缆索”结构（图 18）中。如图 18 中 279 所示，缆索 227 还可包括适当屏蔽的 DC 电源线，以驱动风扇 271 和泵 265。

本发明具有一系列优点。本发明的冷却系统造价相当低廉。系统可在进入和排出的空气温度之间获得高达 30 度或更高的温度“分隔（split）”。系统可在干旱气候下依靠能从太阳能电池板或从风力机获得的 DC 电源运行。变换器可使单元在非高峰时段被接入 AC 电源来为 DC 电池电源充电。在平稳的高峰条件下通常单元可依靠小于 20 安培的 AC 电源运行。湿式腔室的旋涡特性必要地搅起在空气中的例如花粉，灰尘等污染物。这些污染物落到装置的集水槽区域内并可被排出，使得单元除空调器外还可起空气净化器的作用。系统的湿度可根据单元的最终用途，通过几种不同方法来调节。

本领域技术人员将理解，可对上述的本发明的一些优选实施例作出多种变换和改型。尽管在参考一些具体实施例对本发明的描述中，热交换器的壳体侧是湿侧而管侧是干侧，本领域技术人员可意识到，从这种教导出发，还可考虑其他结构，这些结构包括例如使用湿管侧和干壳体侧等等。本领域技术人员还可从这种教导中得到启示，如果需要的话，可使用除管壳式热交换器之外的其他形式的热交换器。

在不超出本发明所附权利要求的构思和范围的前提下，可对所描述的优选实施例进行改型和变换。按照以上的教导可对本发明作出很多改型和变换。因此，应当理解的是，在所附权利要求的范围内，本发明可按照与本说明书所具体描述的不同方式来实施。

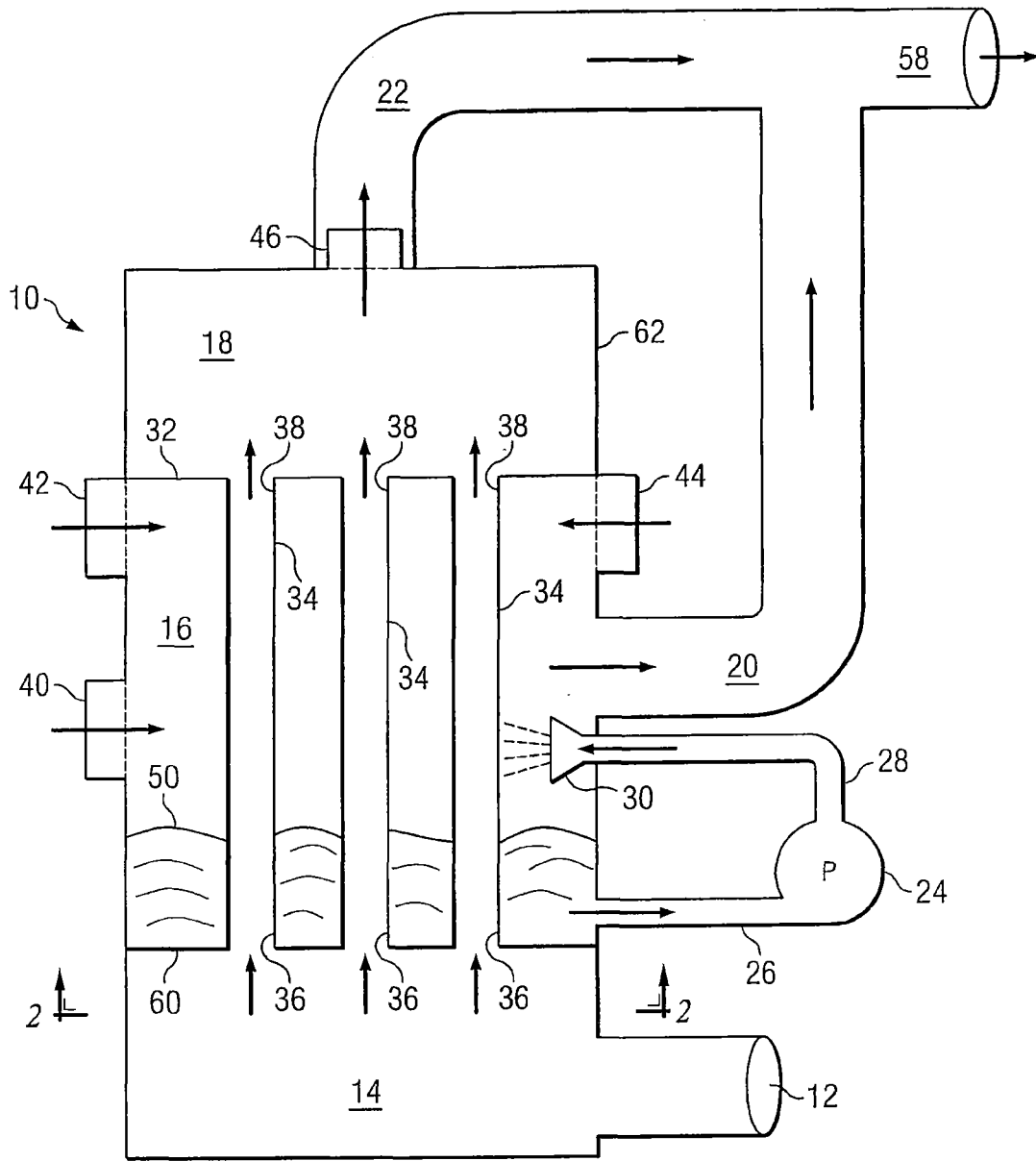


图 1

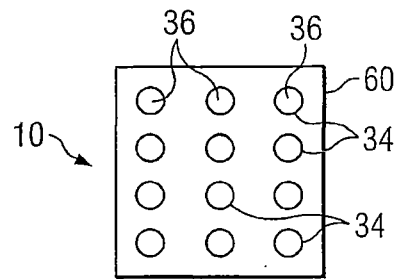


图 2

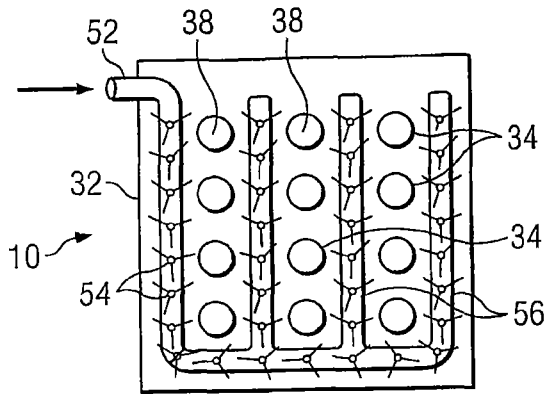


图 3

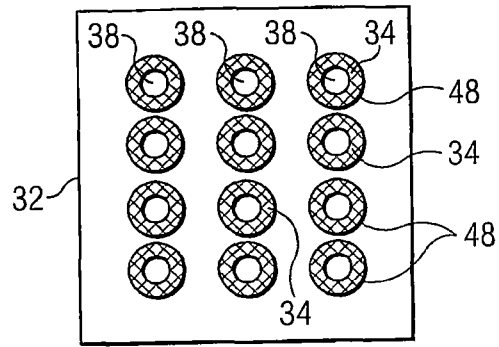


图 4

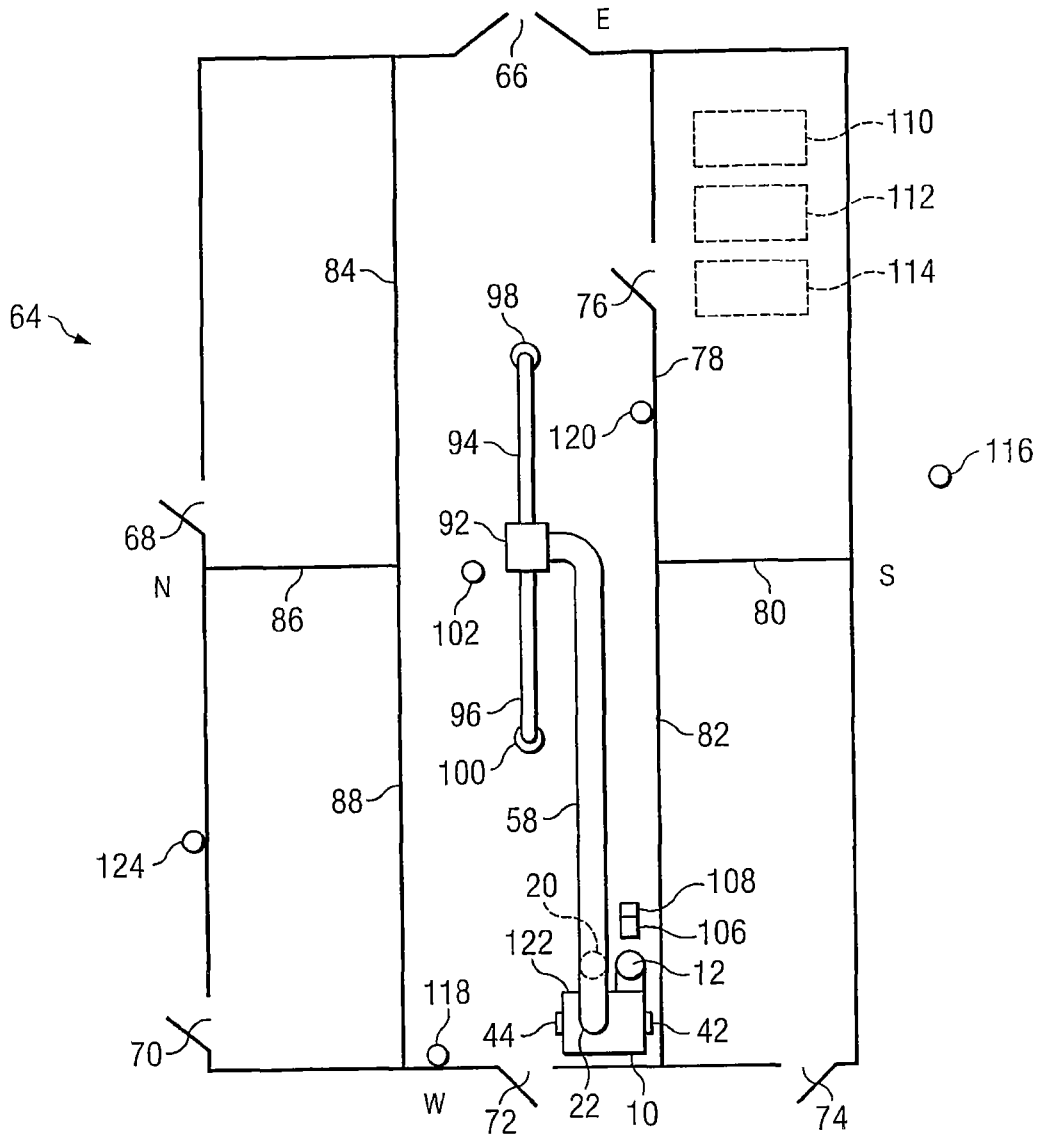


图 5

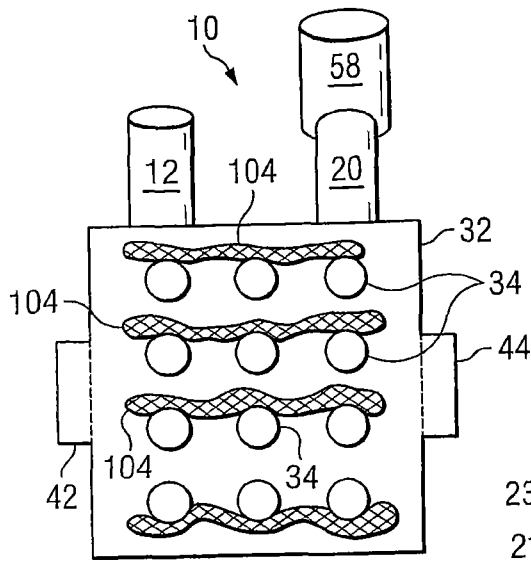


图 6

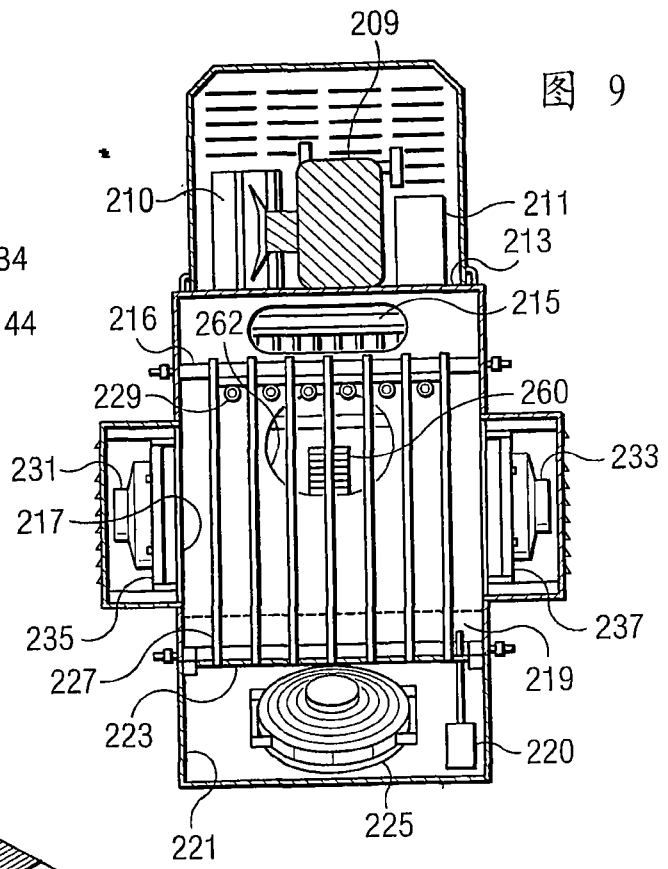


图 9

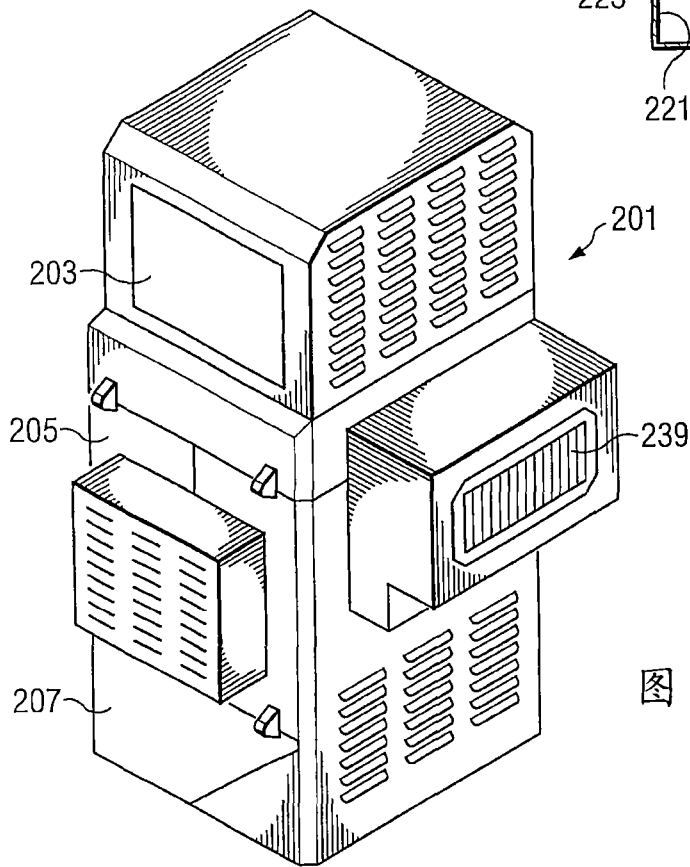


图 8

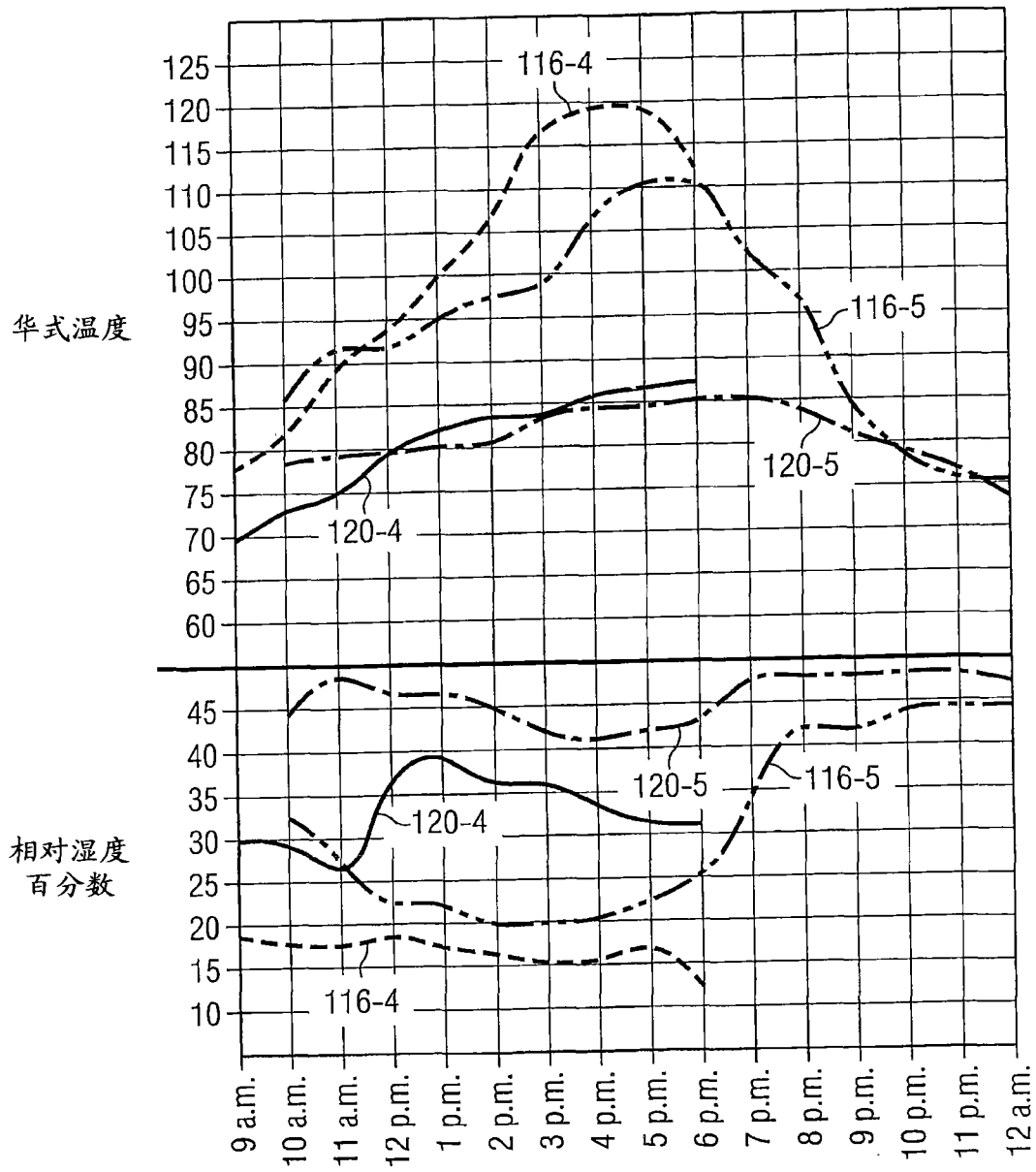


图 7

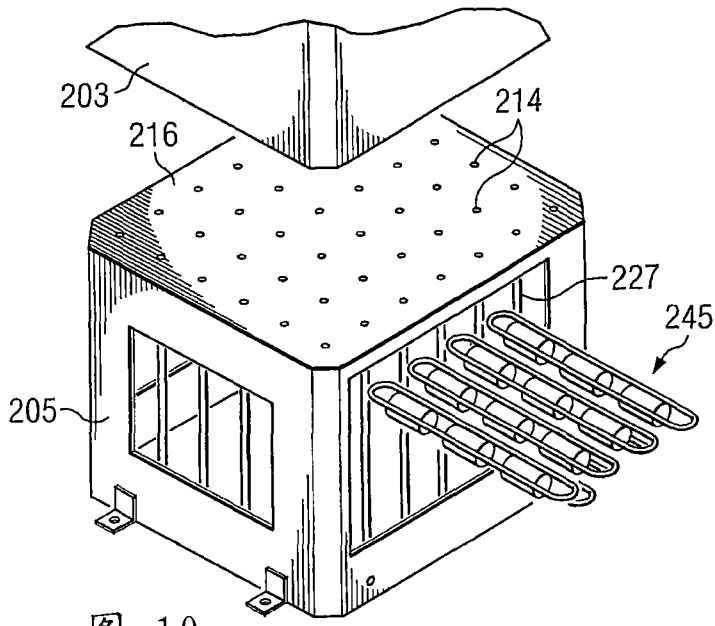


图 10

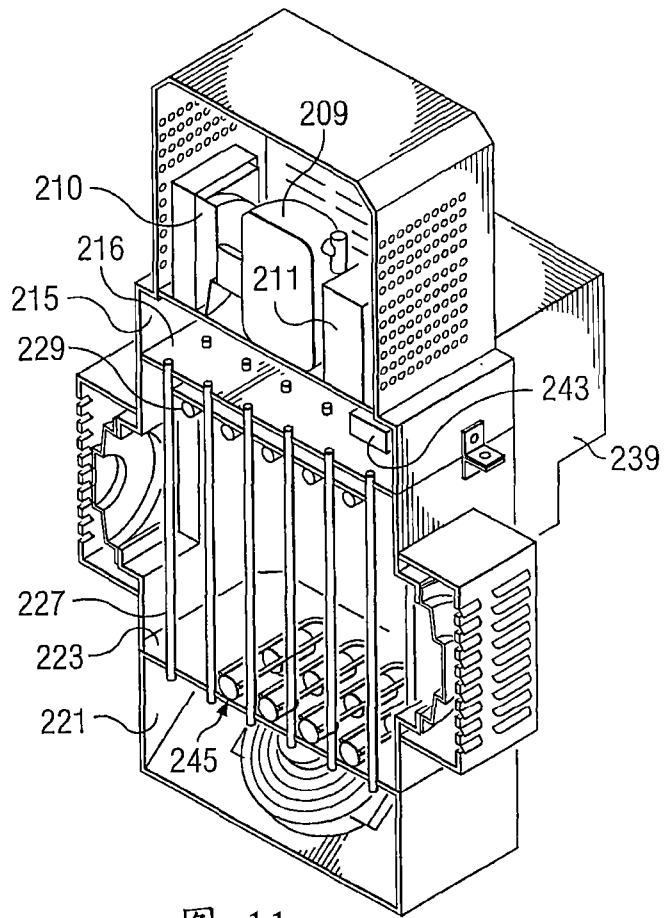


图 11



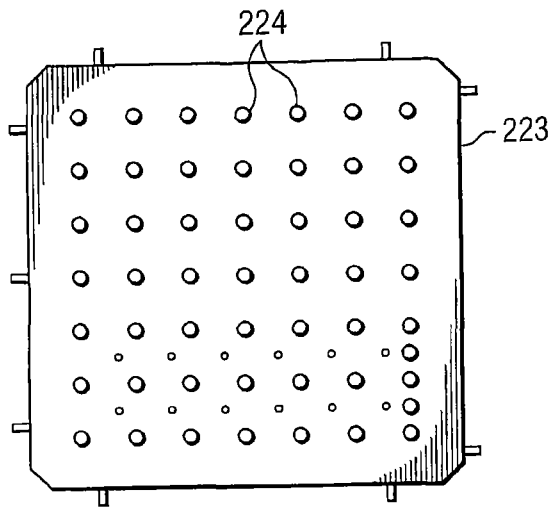


图 12

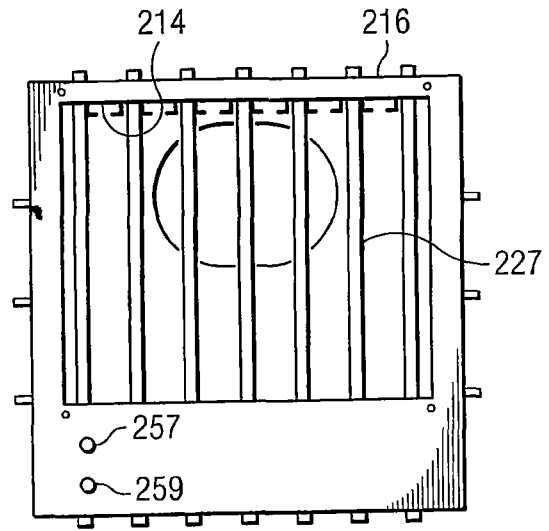


图 14

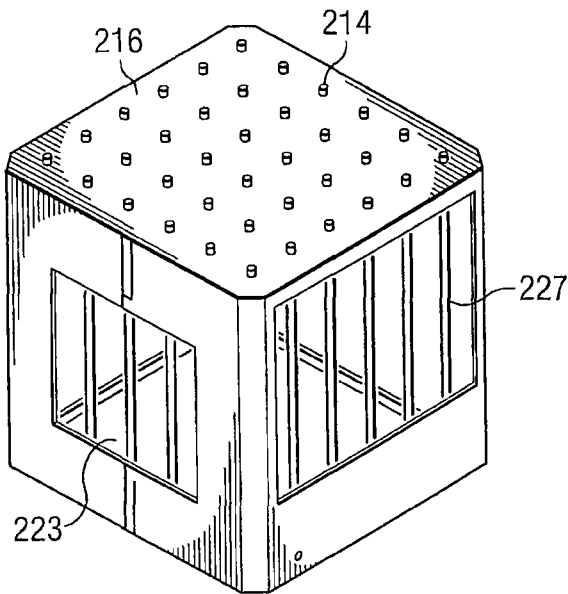


图 13

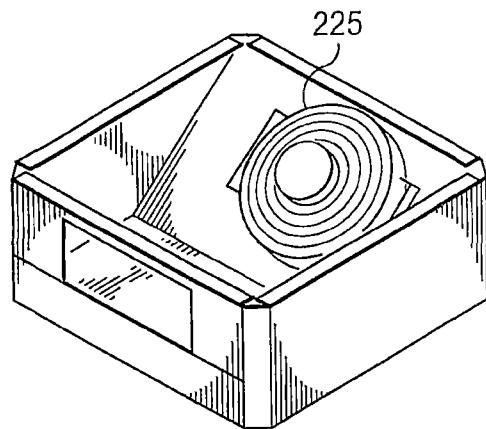


图 15

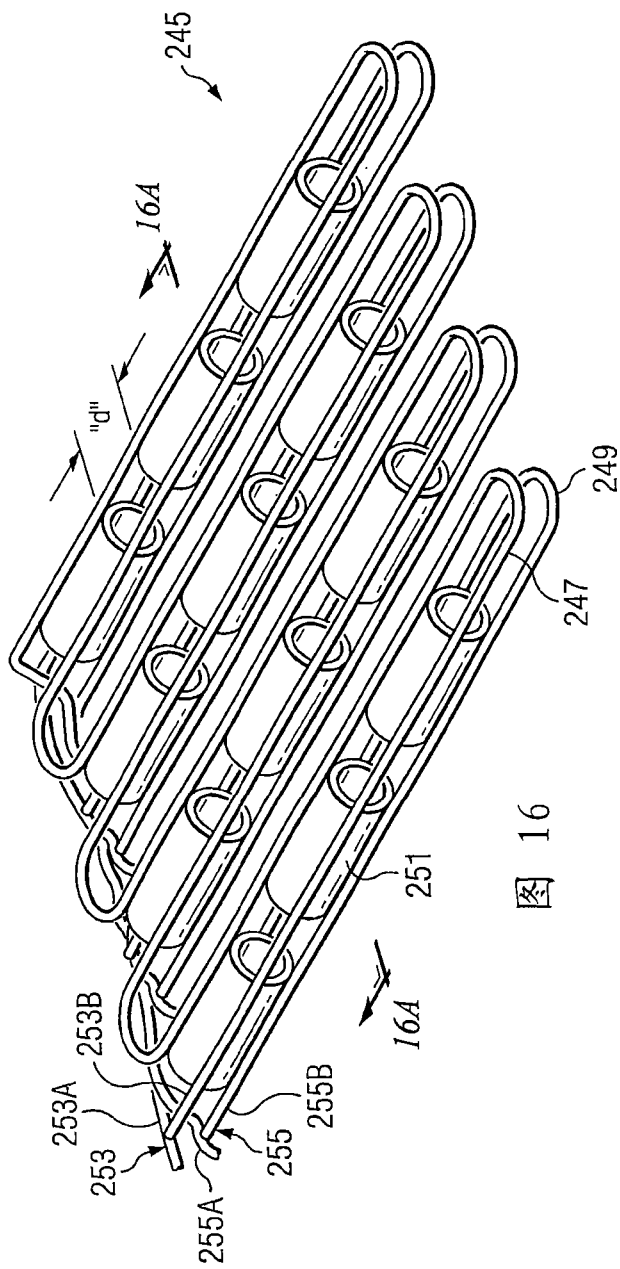


图 16

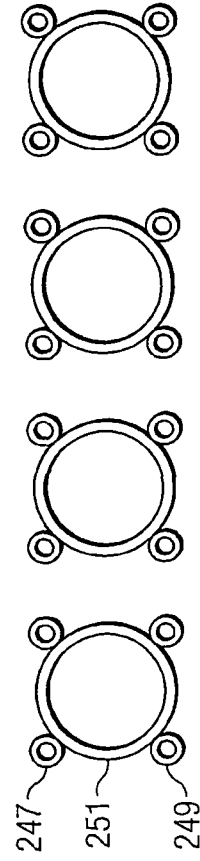


图 16A

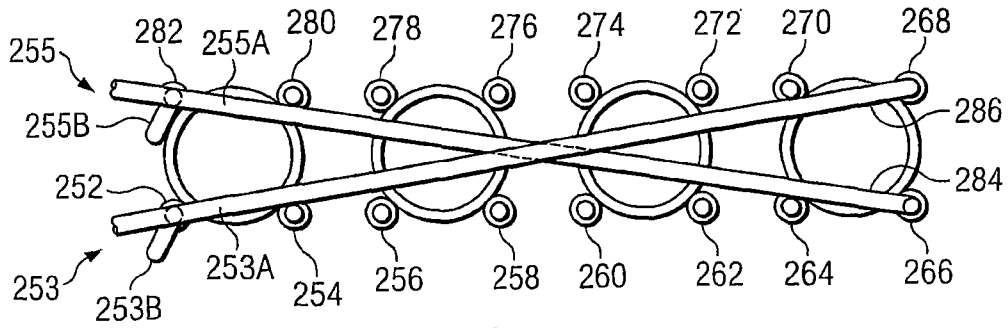


图 16B

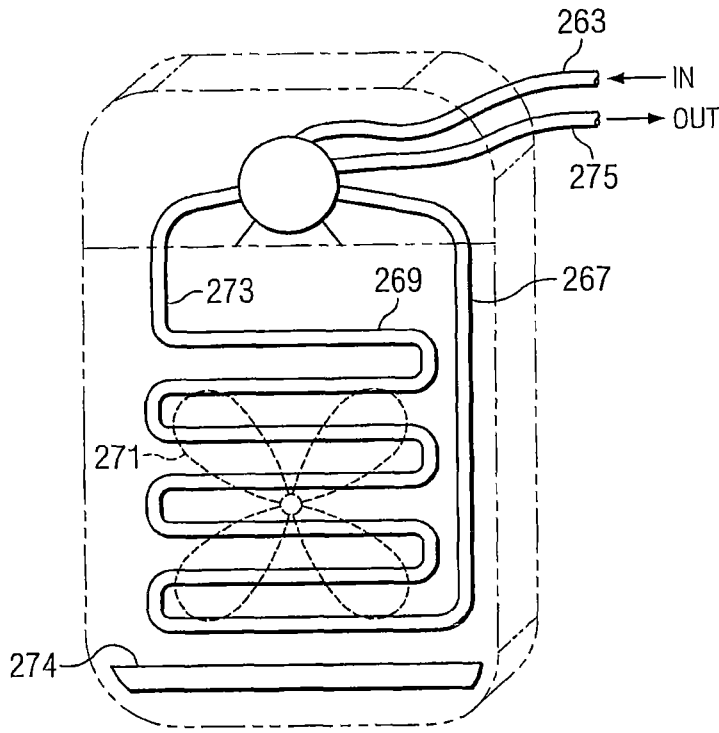


图 17

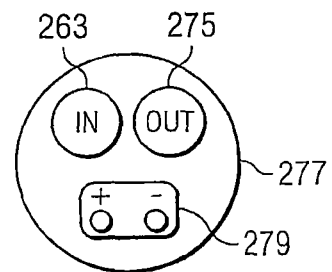


图 18

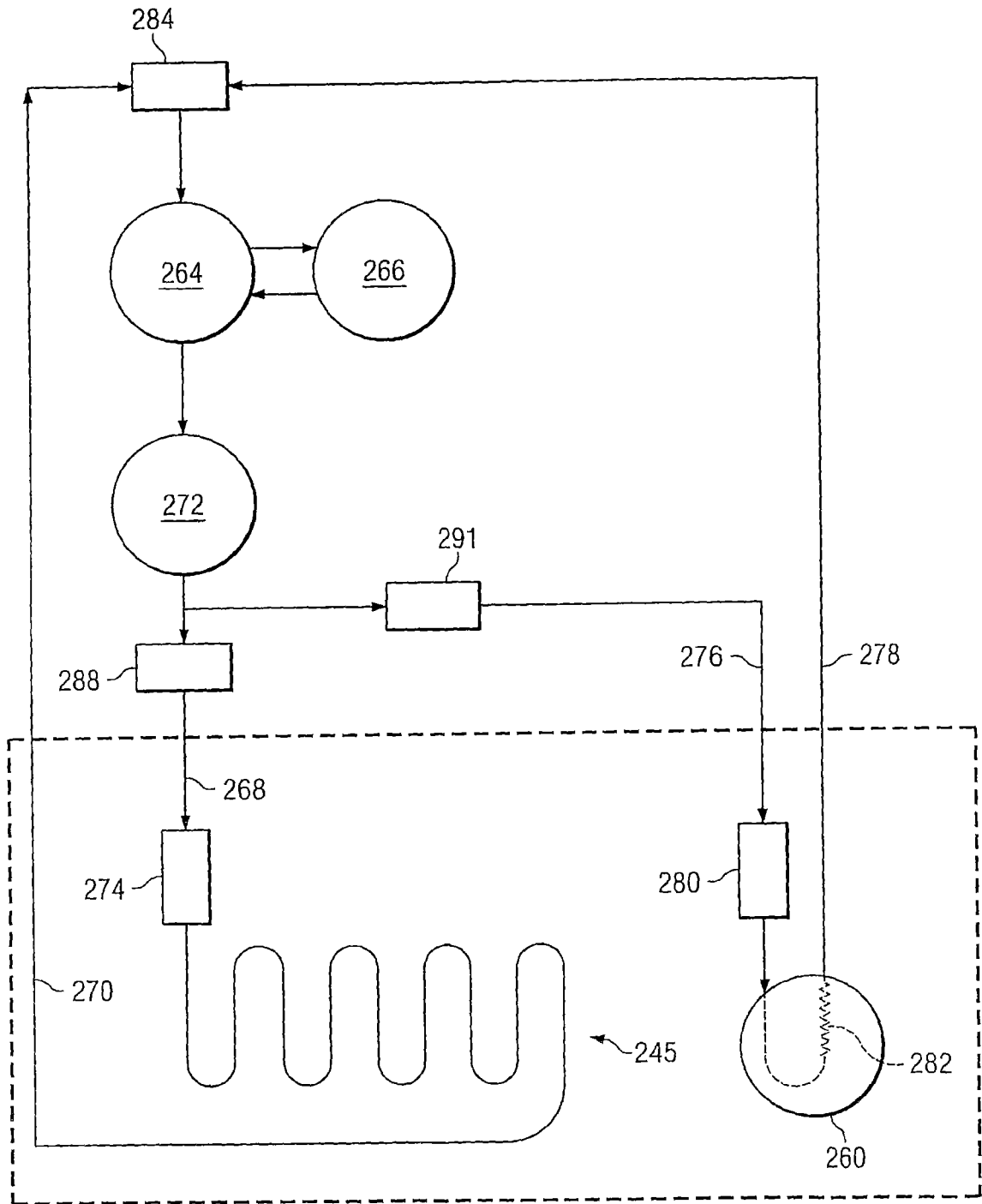


图 19

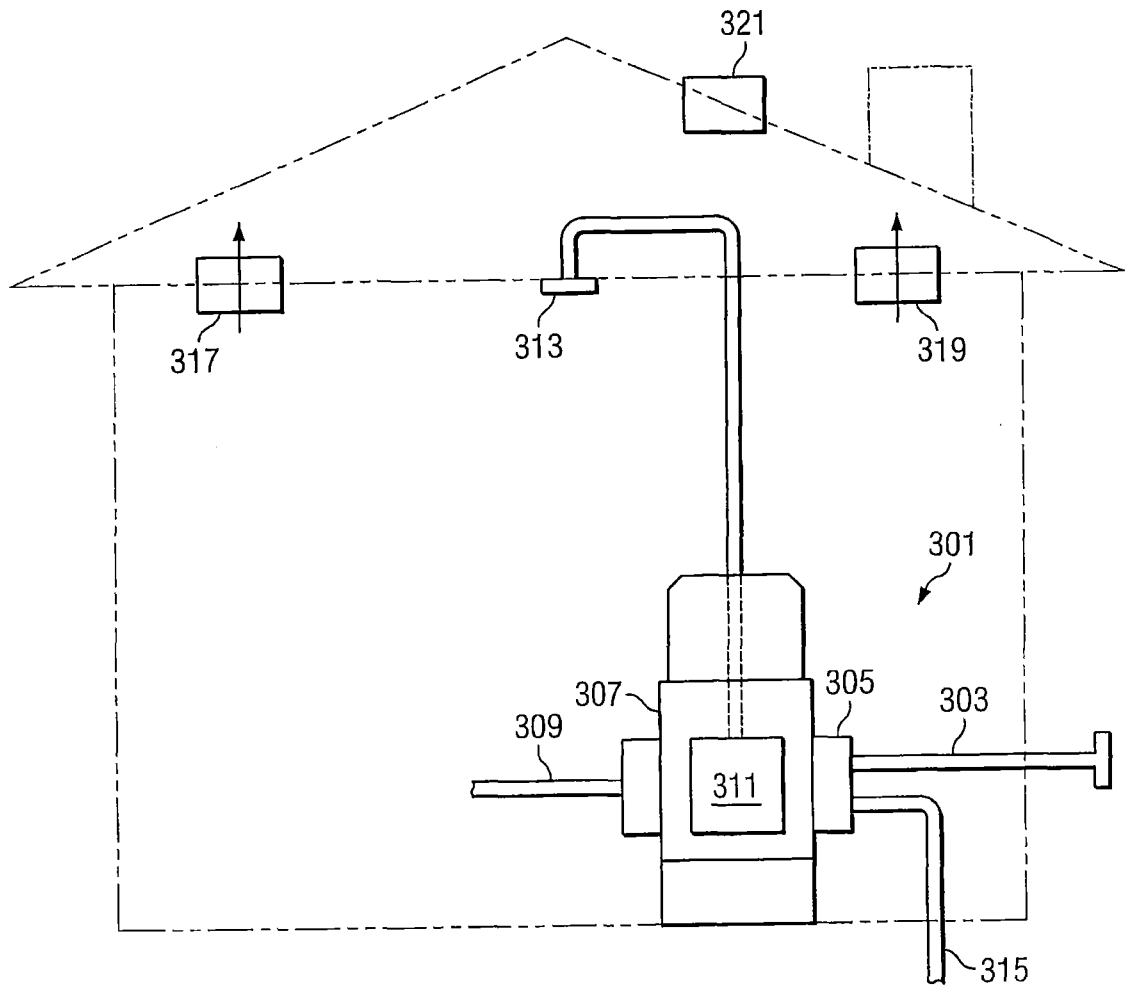


图 20

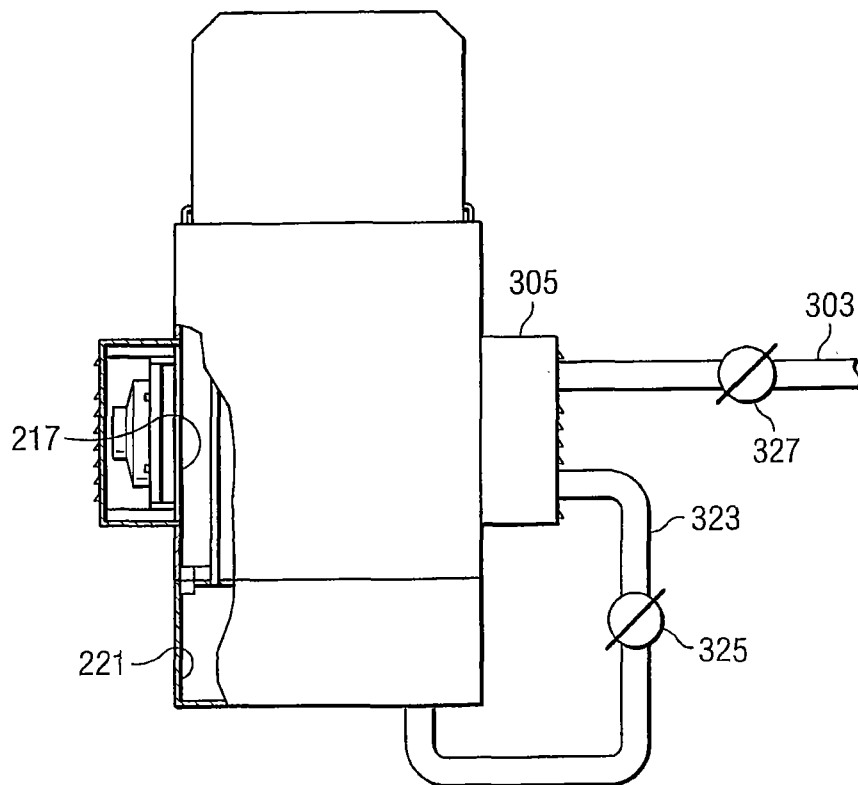


图 21