



(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 210638324 U

(45)授权公告日 2020.05.29

(21)申请号 201790001185.5

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所
11105

(22)申请日 2017.08.07

代理人 孟婧

(30)优先权数据

102016215689.6 2016.08.22 DE

(51)Int.Cl.

F25B 30/00(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

F25B 41/00(2006.01)

2019.02.21

B61D 27/00(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/EP2017/069913 2017.08.07

(87)PCT国际申请的公布数据

WO2018/036796 DE 2018.03.01

(73)专利权人 西门子交通有限公司

地址 德国慕尼黑

(72)发明人 M.埃里格 A.希尔德布兰特

I.卡萨普

权利要求书1页 说明书4页 附图4页

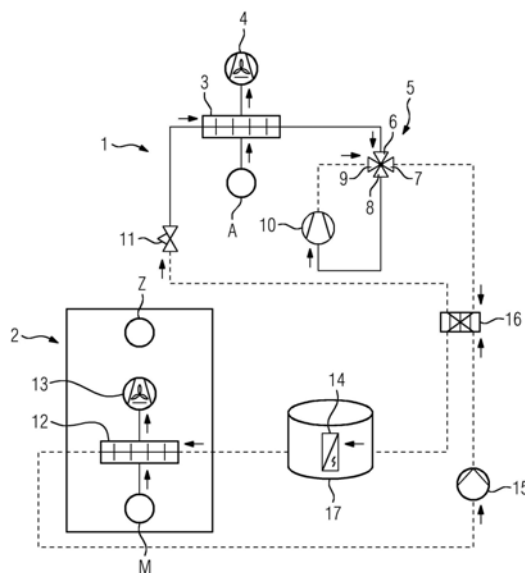
(54)实用新型名称

用于轨道交通工具的空调设备

(57)摘要

本实用新型涉及一种用于轨道交通工具的空调设备,所述空调设备具有能够在制冷运行和制热运行之间切换的制冷循环,并且制冷循环具有-第一热交换器(3),所述第一热交换器与环境空气(A)相互作用以及在制冷运行中作为冷凝器工作并且在制热运行中作为蒸发器工作,-第二热交换器(12),所述第二热交换器调节用于客舱的供风(Z),-膨胀阀(11)、压缩机(10)和用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置,其特征在于,所述制冷循环-具有初级制冷循环(1),所述初级制冷剂循环包括第一热交换器(3)、膨胀阀(11)、压缩机(10)、用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置以及第三热交换器(16)的初级侧,所述第三热交换器在制冷运行中作为蒸发器工作并且在制热运行中作为冷凝器工作,并且-具有次级制冷循环(2),所述次级制冷循环包括第三热交换器(16)的次级侧和第二热交换器(12),-其中,在第三热交换器(16)的次级侧上的

制冷流体出口和第二热交换器(12)的制冷流体入口之间布置有能够接通的电加热装置,以便加热流入第二热交换器(12)的制冷剂。



1. 一种用于轨道交通工具的空调设备,所述空调设备具有制冷循环,所述制冷循环能够在制冷运行和制热运行之间切换并且具有

-第一热交换器(3),所述第一热交换器与环境空气(A)相互作用以及在制冷运行中作为冷凝器工作并且在制热运行中作为蒸发器工作,

-第二热交换器(12),所述第二热交换器调节用于客舱的供风(Z),

-膨胀阀(11)、压缩机(10)和用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置,

其特征在于,所述制冷循环

-具有初级制冷循环(1),所述初级制冷循环包括第一热交换器(3)、膨胀阀(11)、压缩机(10)、用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置以及第三热交换器(16)的初级侧,所述第三热交换器在制冷运行中作为蒸发器工作并且在制热运行中作为冷凝器工作,并且

-具有次级制冷循环(2),所述次级制冷循环包括第三热交换器(16)的次级侧和第二热交换器(12),

-其中,在第三热交换器(16)的次级侧上的制冷流体出口和第二热交换器(12)的制冷流体入口之间布置有能够接通的电加热装置,以便加热流入第二热交换器(12)的制冷剂。

2. 按权利要求1所述的空调设备,其特征在于,所述电加热装置设计为浸没式蒸发器(14)。

3. 按权利要求2所述的空调设备,其特征在于,所述浸没式蒸发器(14)集成在用于次级制冷循环(2)的制冷剂的储藏器(17)中。

4. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,所述空调设备在其制热运行中这样间隔性地工作,使得在第一热交换器(3)处实现融霜。

5. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,所述阀装置由四通阀(5)构成,所述四通阀具有在制冷运行中与第一热交换器(3)的制冷流体入口相连的第一接口(6)、在制冷运行中与第三热交换器(12)的初级侧上的制冷流体出口相连的第二接口(7)、与压缩机的输入侧相连的第三接口(8)和与压缩机(10)的输出侧相连的第四接口(9)。

6. 按权利要求5所述的空调设备,其特征在于,所述四通阀(5)在制冷运行中这样连接,使得所述四通阀的第二接口(7)与第三接口(8)在流体技术上相连并且所述四通阀的第四接口(9)与第一接口(6)在流体技术上相连,而在制热运行中第一接口(6)与第三接口(8)在流体技术上相连并且第四接口(9)与第二接口(7)在流体技术上相连。

7. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,所述第三热交换器(16)设计为板式热交换器。

8. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,所述次级制冷循环(2)以盐水-水混合物作为制冷剂工作。

9. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,所述环境空气借助第一通风机(4)在第一热交换器(3)上导引经过。

10. 按权利要求1至3之一所述的空调设备,其特征在于,待调节的用于客舱的供风(Z)借助第二通风机在第二热交换器(12)上导引经过。

用于轨道交通工具的空调设备

技术领域

[0001] 本实用新型涉及一种用于轨道交通工具的空调设备,所述空调设备具有制冷循环,所述制冷循环能够在制冷运行和制热运行之间切换并且具有

[0002] -第一热交换器,所述第一热交换器与环境空气相互作用以及在制冷运行中作为冷凝器工作并且在制热运行中作为蒸发器工作,

[0003] -第二热交换器,所述第二热交换器调节用于客舱的供风,

[0004] -膨胀阀、压缩机和用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置。

背景技术

[0005] 已知一种例如用于轨道交通工具的空调设备,所述空调设备具有制冷循环,所述制冷循环能够在制冷运行和制热运行之间切换并且具有第一热交换器,所述第一热交换器与环境空气相互作用以及在制冷运行中作为冷凝器工作并且在制热运行中作为蒸发器工作,所述制冷循环还具有第二热交换器,所述第二热交换器用于调节用于客舱的进入空气或者说供风,所述制冷循环还具有膨胀阀、压缩机和用于在制冷运行和制热运行之间切换的阀装置。

[0006] 这些通常称为紧凑式空调设备的装置不仅用于轨道交通工具,也用于所有类型的交通工具,并且也用于建筑中。

[0007] 在轨道交通工具的空气调节中,空调设备的主要功能在于将由新鲜空气和回流空气组成的混合空气调节为确定的供风,从而在客舱中保持期望的空气舒适度。由于在轨道交通工具中空调设备通常是仅次于轨道交通工具的牵引部件的第二大能量消耗者,因此降低空调设备的功率消耗极具意义。对此的措施之一是设置具有集成的热泵功能的空调设备、尤其是紧凑式空调设备。

[0008] 在此,热泵功能的主要工作范围通常在 -5°C 和 $+15^{\circ}\text{C}$ 之间的外界温度温中。此外空调设备的工作方式必须满足相关的标准DIN EN14750和DIN EN13129。

[0009] 空调设备的热泵功能通过阀装置实现,其中,制冷运行中的制冷循环如传统的空调设备那样工作,即蒸发器将混合空气冷却至要求的供风温度,其中,同时通过低于露点温度将所述混合空气除湿。蒸发器通过影响混合空气的温度和/或湿度调节或者说预处理由新鲜空气和回流空气组成的混合空气。

[0010] 而冷凝器将来自蒸发器和压缩机的工作过程的余热排出到环境中。

[0011] 在空调设备的制热运行中,阀装置设置为,使得蒸发器在过程技术上布置在外侧并且冷却环境空气。环境空气在此由于低于露点而冷凝出水。在低于 0°C 的更低的温度中则造成蒸发器的热交换器表面起霜。

[0012] 混合空气由热泵加热,因为冷凝器实际上将压缩机的热量和冷凝器的热量输入混合空气中。

[0013] 然而在此应当考虑到的是,热泵运行中的功能通常局限在高于 -5°C 的温度处,因为否则蒸发器会在外侧严重地结冰。在 -5°C 至约 $+5^{\circ}\text{C}$ 之间的过渡区域中,制冷循环或者中

断一定时间,直到蒸发器的热交换器表面上的冰重新融化,或者发生过程反转。在过程反转时会切换至制冷运行。然而通常放弃切换至制冷运行,因为这样内部空间将被冷却而不是加热。

[0014] 两种措施都导致制冷循环的热泵功能的中断,因此必要的是接通布置在第二热交换器下游的电气加热装置,以便将混合空气置于合适的温度,从而使所述混合空气能够作为供风输入客舱中。接通电气加热装置会导致供风温度波动,因为首先必须加热电气加热装置本身,这由电气加热装置的热容量决定。因此不能立刻精确地调节至相同的供风温度。

[0015] 热泵功能的中断和电气加热装置的接通最终产生用于客舱的供风温度的波动,这严重妨碍了上述相关标准的保持。

[0016] 此外,使用电气加热装置决定了需要设置不同的安全装置,因为在电气加热装置的加热元件处可能出现非常高的例如高于300℃的表面温度。

实用新型内容

[0017] 由此出发,本实用新型所要解决的技术问题在于,对开篇所述的空调设备进行改进,使得由于热泵运行的中断而造成的用于客舱/室内的供风温度的波动减小。

[0018] 所述技术问题通过按照本实用新型的空调设备解决。

[0019] 将开篇所述的空调设备扩展设计为,使得制冷循环具有初级制冷循环以及次级制冷循环,所述初级制冷循环包括第一热交换器、膨胀阀、压缩机、用于在制冷循环和制热循环之间切换的阀装置以及第三热交换器的初级侧,所述第三热交换器在制冷运行中作为蒸发器工作并且在制热运行中作为冷凝器工作,所述次级制冷循环包括第三热交换器的次级侧和第二热交换器,其中,在第三热交换器的次级侧上的制冷流体出口和第二热交换器的制冷流体入口之间布置有用于加热流入第二热交换器的制冷剂的可接通的电气加热装置。

[0020] 通过将制冷循环分为经由第三热交换器彼此相连的初级制冷循环和次级制冷循环,能够减小用于客舱的供风中的温度波动。因为次级制冷循环以热存储器的形式工作并且电气加热装置不是如在现有技术中已知的那样作用于供风温度,而是作用于流入第二热交换器的制冷剂的温度,所述第二热交换器用于调节应当导入客舱中的空气。

[0021] 电气加热装置可以设计为浸没式蒸发器。以此方式能够简便地实现电气加热装置。

[0022] 优选将次级制冷循环的热存储器容量设计为,使得热泵运行的短暂中断不会对供风温度造成不良影响。

[0023] 还可以通过为所述次级制冷循环配备储藏器而提高次级制冷循环的热存储器容量。浸没式蒸发器在这种情况下集成在用于次级制冷循环的制冷剂的储藏器中。在次级制冷循环中设置储藏器实现了,能够在具有最大效率的间隔中实施空调设备的热泵运行。尤其通过储藏器补偿热泵运行中的中断。

[0024] 此外可以基本上在不结冰的情况下进行热泵运行,因为可以在运行间歇期间在蒸发器上融化成水,不必考虑对保持期望的供风温度的不良影响。

[0025] 就这点而言优选的是,空调设备在其制热运行中这样间隔性地工作,从而实现与外界空气相互作用的第一热交换器的融霜。

[0026] 阀装置可以由四通阀构成。在这种情况下所述四通阀配备有在制冷运行中与第一

热交换器的制冷流体入口相连的第一接口、在制冷运行中与第三热交换器的初级侧上的制冷流体出口相连的第二接口、与压缩机的输入侧相连的第三接口和与压缩机的输出侧相连的第四接口。

[0027] 空调设备的制冷运行可以由此实现,即四通阀连接为,使得其第二接口与第三接口在流体技术上相连并且所述四通阀的第四接口与第一接口在流体技术上相连。而在制热运行中,可以将四通阀的第一接口与第三接口在流体技术上相连并且将第四接口与第二接口在流体技术上相连。

[0028] 第三热交换器优选设计为板式热交换器。这确保了在初级制冷循环和次级制冷循环之间的有效热交换。

[0029] 次级制冷循环能够以盐水-水混合物作为制冷剂工作。可以将常用的制冷剂用于初级制冷循环。

[0030] 环境空气可以借助第一通风机在第一热交换器上导引经过,而在为客舱提供经调节的供风的第二热交换器处同样可以使用用于吸入供风的通风机。

附图说明

[0031] 以下参照附图详细阐述本实用新型的实施例。在附图中:

[0032] 图1示出了第一实施形式中的处于制冷运行中的具有热泵功能的制冷循环的示意图,

[0033] 图2示出了图1所示的制冷循环在制热运行中的示意图,

[0034] 图3示出了第二实施形式中的处于制冷运行中的具有热泵功能的制冷循环的示意图并且

[0035] 图4示出了图3所示的制冷循环在制热运行中的示意图。

[0036] 根据图1至4说明的制冷循环正如它们在轨道交通工具中使用的那样例如在紧凑型空调设备中实现。然而所述制冷循环同样可以用于其它的交通工具领域或者建筑技术中。

[0037] 应当强调的是,在附图中通过实线表达的流体技术上的连接是其中的冷却流体具有较低温度的连接,而由虚线示出的流体技术上的连接表示冷却流体具有升高的温度。

具体实施方式

[0038] 图1示出了具有热泵功能的制冷循环的制冷运行。所述制冷循环包括初级制冷循环1和次级制冷循环2。初级制冷循环1具有第一热交换器3,所述第一热交换器3与环境空气共同作用并且在制冷运行中作为蒸发器工作。环境空气借助通风机4在第一热交换器3上导引经过。在图1中所示的制冷循环的制冷运行中,第一热交换器3作为蒸发器工作。配备有四个接口6、7、8、9的四通阀5在制冷运行中连接在第一热交换器3的入口侧。四通阀的第一接口6在制冷运行中与第一热交换器3的入口侧相连。因为在制冷运行中通过适当地调节四通阀5,所述四通阀5的第一接口6与所述四通阀的在流体技术上与压缩机10的出口侧相连的第四接口9相连,因此初级制冷循环1的加热的制冷流体流入第一热交换器3中。压缩机10的输入侧经由四通阀5、尤其经由所述四通阀的第二接口7和第三接口8与次级制冷循环2相连。

[0039] 从第一热交换器3的输出侧离开所述第一热交换器的制冷流体到达膨胀阀11,在这里冷却并且从这里流向次级制冷循环2的方向。

[0040] 次级制冷循环2包括第二热交换器12,所述第二热交换器12用于调节用于例如轨道交通工具的客舱的供风Z。通风机13为紧凑式空调设备吸入所提供的由外界空气和回流空气组成的混合空气M并且导引所述混合空气在第二热交换器12上经过。在此处所示的制冷运行中,混合空气在热交换器9中冷却并且随即借助通风机13向客舱的方向输送。

[0041] 次级制冷循环2还包括能够根据需要而接通的浸没式蒸发器14。次级制冷循环2中的为水-盐水混合物的制冷流体借助离心泵15输送。

[0042] 初级制冷循环1和次级制冷循环2通过第三热交换器16彼此相连,所述第三热交换器在制冷运行中作为冷凝器工作,然而在制热运行中作为蒸发器工作并且设计为板式热交换器。第三热交换器的初级侧一方面与膨胀阀11 连接,另一方面与四通阀5的第二出口7连接。在制冷运行中,初级制冷循环1的来自膨胀阀11的、被冷却的制冷流体流入第三热交换器12中、与次级制冷循环2的制冷流体相互作用并且朝向四通阀5的第二接口7的方向离开第三热交换器12。

[0043] 在按照图2所示的制热运行中,制冷循环行使热泵功能。初级制冷循环 1在流体技术方面的布置结构与图1所示的布置结构的区别在于压缩机10 的连接。所述初级制冷循环1的输入侧现在在流体技术上经由四通阀5的第一接口6和第三接口8在制热运行中与用于第一热交换器3的制冷流体的输出侧(这与制冷运行中的输入侧对应)连接。第一热交换器3现在在与制冷运行中相反的方向被流过。

[0044] 在制冷循环的按照图1所示的制冷运行中,在此作为冷凝器工作的第三热交换器16传递初级制冷循环1的制冷剂的温度,所述温度相当于在膨胀阀8的输出侧的温度。浸没式蒸发器14在制冷运行中不起作用。

[0045] 在按照图2的制热运行中,制冷循环尤其在-5℃和+5℃之间的外界温度中间隔地运行,也就是热泵功能间隔性地中断,其中,即使真实的过程反转从能效方面看也尽可能地被舍弃,从而在静止时段中在第一热交换器3 上能够使来自外界空气A的冷凝水除冰/融霜。由于第三热交换器16处的热传递(短暂地)降低,必须使用浸没式蒸发器14。所述浸没式蒸发器14布置在第三热交换器16的次级侧和第二热交换器12的制冷剂入流侧之间并且这样按照需求地加热次级制冷循环2的制冷流体,使得尽可能不被制冷循环的切换/关闭影响地保持用于客舱的供风Z的温度。

[0046] 图3和图4示出了具有热泵功能的制冷循环的第二实施形式。相比于前述的第一实施形式,次级制冷循环2扩展了用于所述次级制冷循环2的制冷流体的储藏器17。浸没式蒸发器14集成在所述储藏器17中,从而在制冷循环的热泵功能中断时有足够的处于期望温度中的制冷流体可用,从而使在第二热交换器12处调节的供风Z的温度尽可能不经受波动。

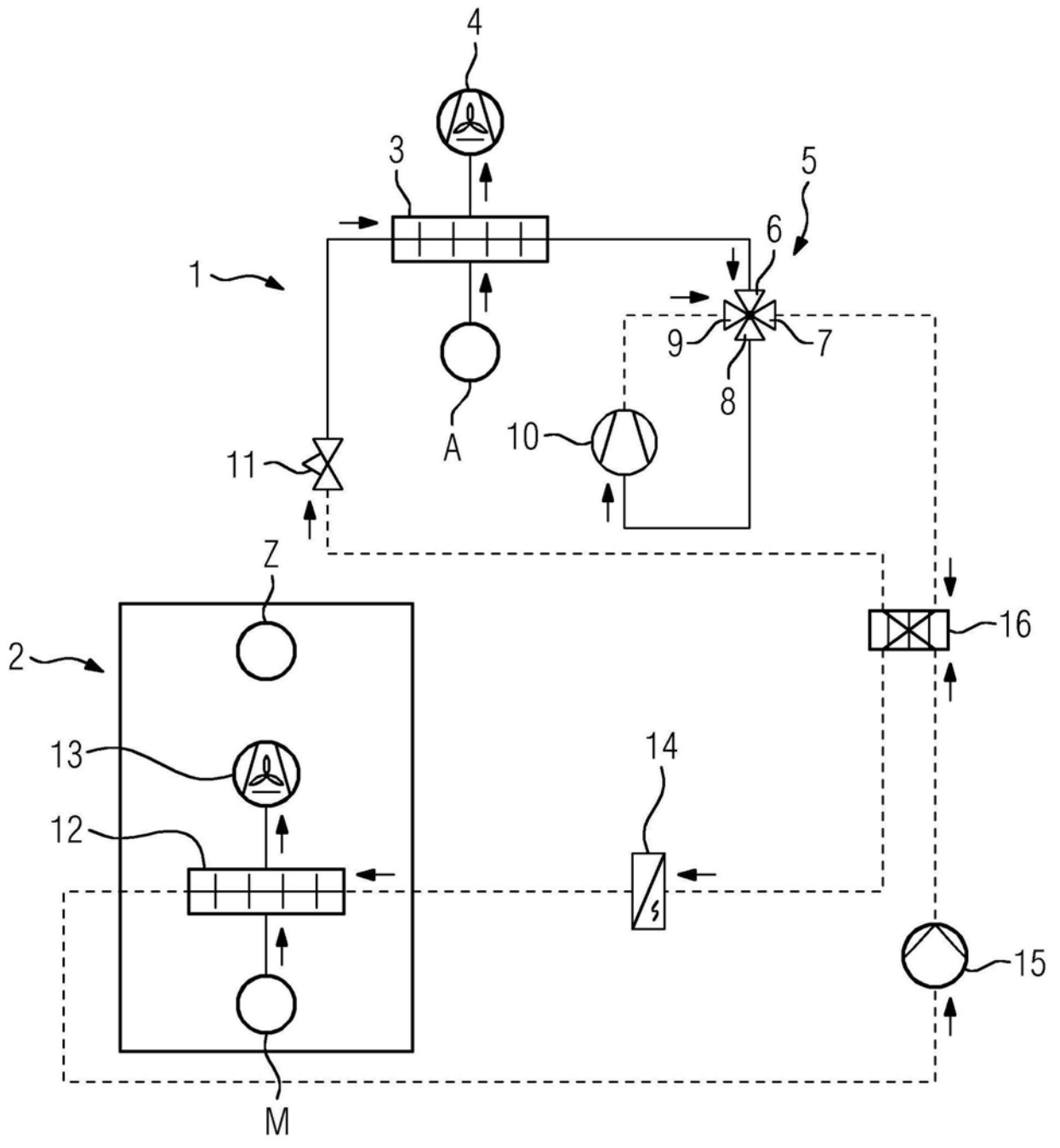


图2

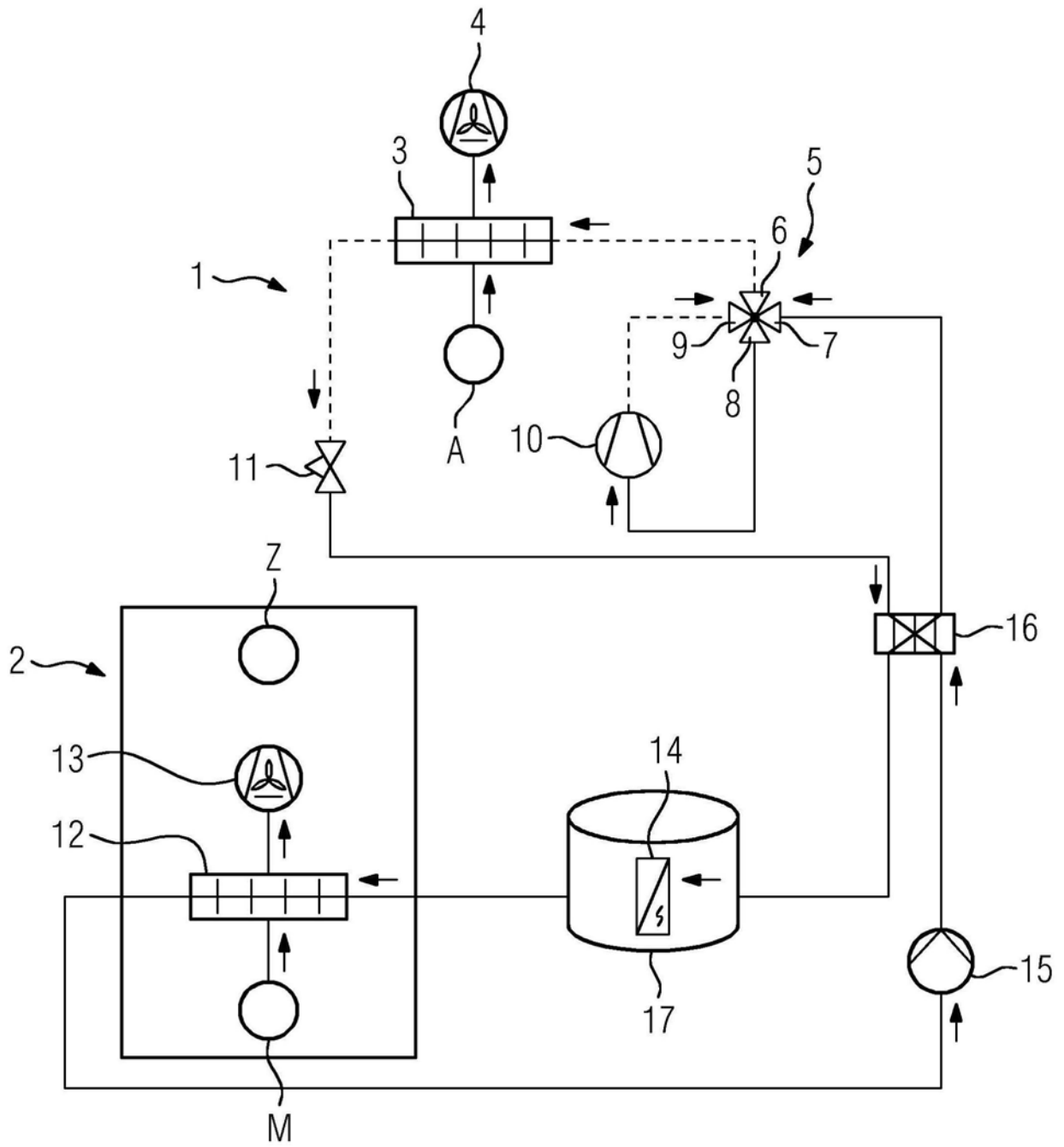


图3

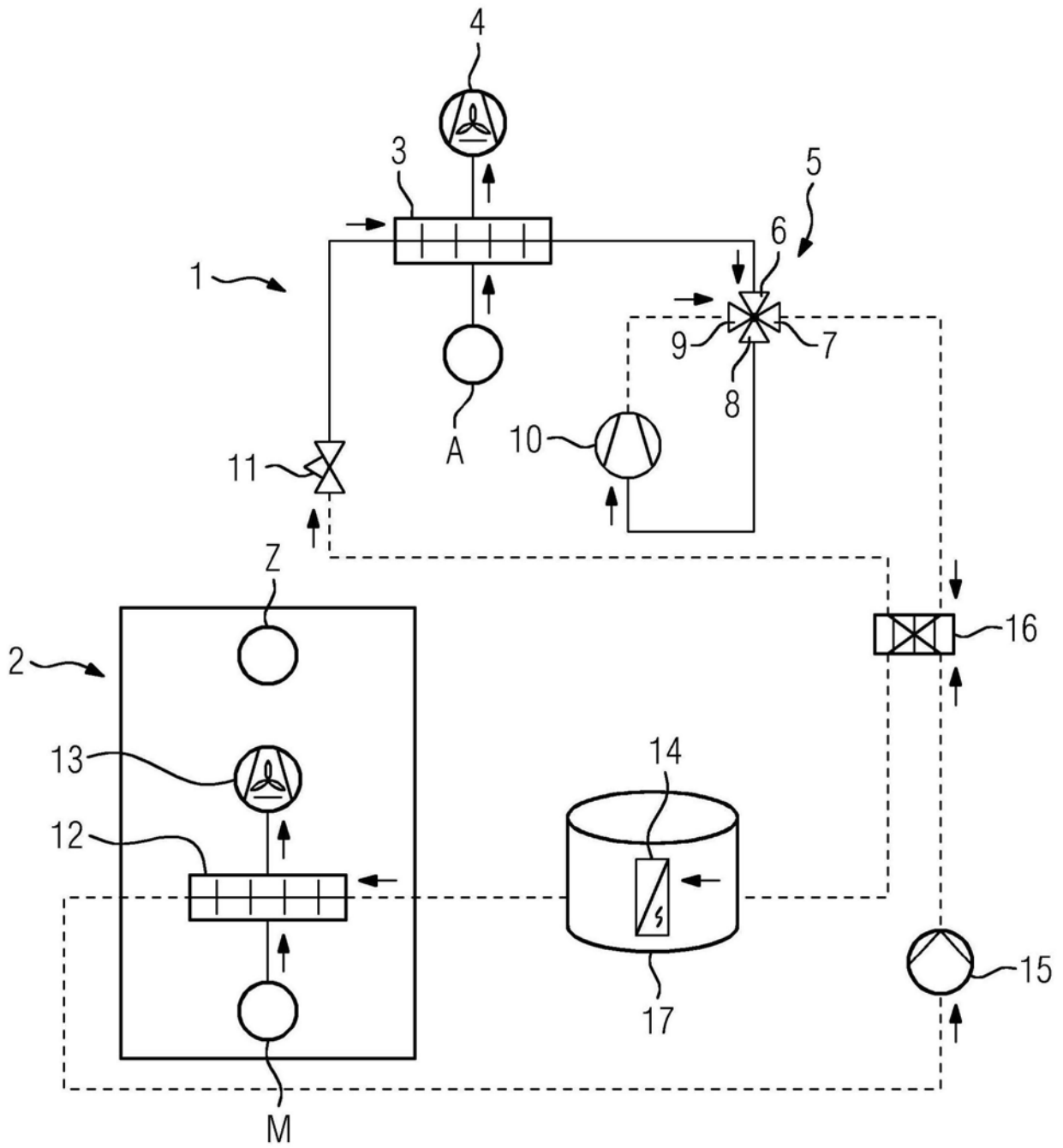


图4