



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105874288 B

(45)授权公告日 2018.01.19

(21)申请号 201480072143.1

(22)申请日 2014.12.17

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105874288 A

(43)申请公布日 2016.08.17

(30)优先权数据

2014-008373 2014.01.21 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.07.01

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2014/006296 2014.12.17

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/111116 JA 2015.07.30

(73)专利权人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72)发明人 大石繁次

(74)专利代理机构 上海市华诚律师事务所

31210

代理人 张丽颖 高永志

(51)Int.Cl.

F25B 45/00(2006.01)

B60H 1/22(2006.01)

B60H 1/32(2006.01)

F25B 1/00(2006.01)

F25B 13/00(2006.01)

F25B 39/00(2006.01)

F25B 41/00(2006.01)

F25B 41/06(2006.01)

F28D 1/053(2006.01)

F28F 9/02(2006.01)

F16K 11/04(2006.01)

F16K 11/048(2006.01)

(56)对比文件

JP 2013001268 A, 2013.01.07,

CN 103348198 A, 2013.10.09,

JP H0250061 A, 1990.02.20,

JP S6138371 A, 1986.02.24,

CN 1320794 A, 2001.11.07,

(续)

审查员 张思朝

权利要求书2页 说明书21页 附图12页

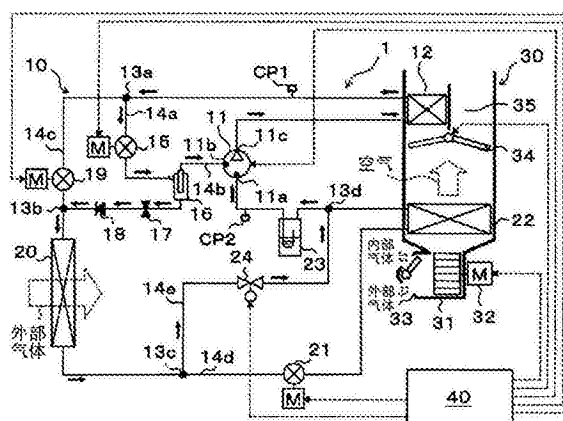
(54)发明名称

热泵循环装置

(57)摘要

热泵循环装置具备:使从室内冷凝器(12)流出的制冷剂减压的第一供暖用膨胀阀(15);对在第一供暖用膨胀阀(15)中被减压的制冷剂进行气液分离的气液分离器(16);使从气液分离器(16)流出的液相制冷剂减压并向室外热交换器(20)的入口侧流出的中间压固定节流阀(17);使从室内冷凝器(12)流出的制冷剂至少绕过第一供暖用膨胀阀(15)并向室外热交换器(20)的入口侧引导的迂回通路(14c);及配置于迂回通路(14c)的第二供暖用膨胀阀(19)。由此,在填充制冷剂时,通过使第一供暖用膨胀阀(15)及第二供暖用膨胀阀(19)这双方全开,即使在循环的任意的制冷剂流路设置填料端口(CP1、CP2)也能够适

当地填充制冷剂。



供暖模式(第一供暖模式)

[接上页]

(56)对比文件

JP 2004182009 A, 2004.07.02,

CN 101135387 A, 2008.03.05,

1. 一种热泵循环装置,其特征在于,具备:

压缩机(11),该压缩机(11)将从吸入端口(11a)吸入的低压制冷剂压缩至成为高压制冷剂并从排出端口(11c)排出,并且该压缩机(11)具有中间压端口(11b),该中间压端口(11b)使循环内的中间压制冷剂流入并与压缩过程的制冷剂合流;

散热器(12),该散热器(12)使从所述排出端口(11c)排出的高压制冷剂与热交换对象流体进行热交换;

第一减压装置(15),该第一减压装置(15)使从所述散热器(12)流出的高压制冷剂减压;

气液分离器(16),该气液分离器(16)对在所述第一减压装置(15)中被减压至成为中间压制冷剂的制冷剂进行气液分离;

中间压制冷剂通路(14b),该中间压制冷剂通路(14b)将在所述气液分离器(16)中被分离出的气相制冷剂从所述气液分离器(16)向所述中间压端口(11b)引导;

第二减压装置(17),该第二减压装置(17)使在所述气液分离器(16)中被分离出的液相制冷剂减压;

高压侧迂回通路(14c),该高压侧迂回通路(14c)使从所述散热器(12)流出的高压制冷剂绕过所述第一减压装置(15)、所述气液分离器(16)及所述第二减压装置(17)而流动;

第三减压装置(19),该第三减压装置(19)使在所述高压侧迂回通路(14c)中流通的高压制冷剂减压;

室外热交换器(20),该室外热交换器(20)使由所述第二减压装置(17)减压的制冷剂及由所述第三减压装置(19)减压的制冷剂中的一方的制冷剂与外部气体进行热交换,并向所述吸入端口(11a)的上游侧流出;

逆止阀(18),该逆止阀(18)仅允许制冷剂从所述第二减压装置(17)向所述室外热交换器(20)侧流动;及

填料端口(CP1,CP2),该填料端口(CP1,CP2)用于向循环内填充制冷剂,

在所述气液分离器(16)的气相制冷剂流出口经由所述中间压制冷剂通路(14b)连接有所述压缩机(11)的所述中间压端口(11b),

所述第一减压装置(15)及所述第三减压装置(19)设置为能够堵塞制冷剂通路,

在加热所述热交换对象流体的第一加热模式中,所述第一减压装置(15)成为发挥减压作用的节流状态,且所述第三减压装置(19)为全闭,

在以与所述第一加热模式不同的加热能力来加热所述热交换对象流体的第二加热模式中,所述第一减压装置(15)成为全闭,且所述第三减压装置(19)成为发挥减压作用的节流状态。

2. 根据权利要求1所述的热泵循环装置,其特征在于,具备:

第四减压装置(21),该第四减压装置(21)使从所述室外热交换器(20)流出的制冷剂减压;

蒸发器(22),该蒸发器(22)使由所述第四减压装置(21)减压的制冷剂与所述热交换对象流体进行热交换,并向所述吸入端口(11a)的上游侧流出;

低压侧迂回通路(14e),该低压侧迂回通路(14e)使从所述室外热交换器(20)流出的制冷剂绕过所述第四减压装置(21)及所述蒸发器(22)并向所述吸入端口(11a)的上游侧引

导;及

低压侧开闭部(24),该低压侧开闭部(24)对所述低压侧迂回通路(14e)进行开闭,

在所述第一加热模式、第二加热模式中,所述低压侧开闭部(24)打开所述低压侧迂回通路(14e),

在冷却所述热交换对象流体的冷却模式中,所述第一减压装置(15)成为全闭,且所述第三减压装置(19)成为全开,所述低压侧开闭部(24)关闭所述低压侧迂回通路(14e)。

3.根据权利要求1或2所述的热泵循环装置,其特征在于,

将在所述第一减压装置(15)使节流开度变化的第一阀芯部(15a)、及在所述第三减压装置(19)使节流开度变化的第二阀芯部(19a)这双方收容到同一壳体(101)的内部,由此,所述第一减压装置(15)及所述第三减压装置(19)被构成为一体。

4.根据权利要求3所述的热泵循环装置,其特征在于,

所述第一阀芯部(15a)及所述第二阀芯部(19a)由共同的驱动装置(110a)驱动。

5.根据权利要求1或2所述的热泵循环装置,其特征在于,

所述室外热交换器(20)具有:供制冷剂流通的多根管(20a)、及连接于所述多根管(20a)的端部且进行制冷剂的集合或分配的箱(20b),

所述气液分离器(16)及所述箱(20b)被钎焊接合,由此,所述气液分离器(16)及所述室外热交换器(20)被构成为一体。

6.根据权利要求1或2所述的热泵循环装置,其特征在于,

在从所述排出端口(11c)至所述第一减压装置(15)的入口侧的制冷剂路径、及从所述排出端口(11c)经由所述第三减压装置(19)至所述室外热交换器(20)的制冷剂入口侧的制冷剂路径中的至少一方,配置有用于向循环内填充制冷剂的填料端口(CP1)。

热泵循环装置

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2014年1月21日提出的日本专利申请2014-008373,其公开内容作为参照编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及能够通过切换制冷剂回路来构成气体喷射循环的热泵循环装置。

背景技术

[0004] 以往,已知一种应用于车辆用空调装置,并调整向车室内吹送的送风空气的温度的热泵循环装置(蒸气压缩式的制冷循环)。

[0005] 例如,在专利文献1中公开了一种热泵循环装置,构成为能够通过切换制冷剂回路来切换以下回路:对送风空气进行冷却的制冷模式的制冷剂回路;对送风空气进行冷却并除湿后进行再加热的除湿供暖模式的制冷剂回路;及对送风空气进行加热的供暖模式的制冷剂回路。

[0006] 在专利文献1的热泵循环装置中,在供暖模式时,切换到构成所谓气体喷射循环(节能器式制冷循环)的制冷剂回路,使供暖运转时的循环的成绩系数(COP)提高,其中,气体喷射循环是指,在压缩机中使压缩过程的制冷剂与在循环内产生的中间压气相制冷剂合流。

[0007] 进一步,在专利文献1中还记载有如下例:作为使将中间压气相制冷剂向压缩机的中间压端口侧引导的中间压制冷剂通路开闭来切换制冷剂回路的制冷剂回路切换部,采用了根据高段侧膨胀阀的出口侧的制冷剂压力与室外热交换器的入口侧的制冷剂压力的压力差来进行开闭动作的差压阀。

[0008] 在专利文献1的热泵循环装置中,通过采用这样的差压阀,以简单的结构实现制冷剂回路的切换。另外,在专利文献2中也公开了这样的差压阀的具体的结构。

[0009] 现有技术文献

[0010] 专利文献

[0011] 专利文献1:日本特开2012-181005号公报

[0012] 专利文献2:日本特开2013-92355号公报

[0013] 然而,在对热泵循环装置填充制冷剂时,在进行循环内的真空吸引后进行制冷剂的填充。并且,在一般的热泵循环装置中,在从压缩机的排出端口至减压装置(例如在专利文献1中的高段侧膨胀阀)的制冷剂路径及从作为蒸发器发挥功能的热交换器至压缩机的吸入端口的制冷剂路径等设置有用以进行循环内的真空吸引、制冷剂的填充的填料端口。

[0014] 然而,本申请发明者们发现,即使要在使用专利文献1所述的差压阀来切换制冷剂回路的热泵循环装置中与一般的热泵循环装置同样地设置填料端口来填充制冷剂,也存在无法进行循环内的适当的真空吸引的情况、填充了制冷剂后差压阀不动作的情况。即,有无法适当地对热泵循环装置填充制冷剂的情况。

[0015] 因此,本申请发明者们调查了其原由,发现在专利文献1所述的热泵循环装置中,无法进行从差压阀至中间压端口的中间压制制冷剂通路的真空吸引、无法向该中间压制制冷剂通路填充制冷剂。

[0016] 更详细而言,在进行专利文献1的热泵循环装置的真空吸引的情况下,由于不产生高段侧膨胀阀的出口侧的制冷剂压力与室外热交换器的入口侧的制冷剂压力的压力差,因此向闭阀侧施力的弹簧的荷重导致差压阀关闭。因此,无法从差压阀的上游侧进行中间压制制冷剂通路的真空吸引。

[0017] 并且,例如,采用涡旋式压缩机作为压缩机,若可动涡旋位移到堵塞中间压端口的位置,则也无法从压缩机侧进行中间压制制冷剂通路的真空吸引,也无法从任意的填料端口进行中间压制制冷剂通路的真空吸引。

[0018] 另外,即使能够进行中间压制制冷剂通路的真空吸引,在从填料端口进行制冷剂的填充的情况下,与进行真空吸引的情况相同,由于弹簧的荷重导致差压阀关闭,因此无法从差压阀的上游侧向中间压制制冷剂通路填充制冷剂。

[0019] 并且,在应用于气体喷射循环的压缩机中一般设置有防止制冷剂从中间压端口向中间压制制冷剂通路侧倒流的逆止阀,因此也无法从压缩机侧向中间压制制冷剂通路填充制冷剂,无法进行从任意的填料端口向中间压制制冷剂通路的制冷剂的填充。

[0020] 因此,存在如下情况:中间压制制冷剂通路内成为真空,在循环动作时,仅通过因高段侧膨胀阀的出口侧的制冷剂压力与室外热交换器的入口侧的制冷剂压力的压力差而作用于差压阀的力,无法打开差压阀。其结果,在专利文献1的循环结构中,存在无法适当地对热泵循环装置填充制冷剂的情况。

发明内容

[0021] 本发明鉴于上述点,其目的在于适当地对通过切换制冷剂回路来构成气体喷射循环的热泵循环装置填充制冷剂。

[0022] 本发明的一方式的热泵循环装置具备:压缩机,该压缩机将从吸入端口吸入的低压制冷剂压缩至成为高压制冷剂并从排出端口排出,并且该压缩机具有中间压端口,该中间压端口使循环内的中间压制制冷剂流入并与压缩过程的制冷剂合流;散热器,该散热器使从排出端口排出的高压制冷剂与热交换对象流体进行热交换;第一减压装置,该第一减压装置使从散热器流出的高压制冷剂减压;气液分离器,该气液分离器对在第一减压装置中被减压至成为中间压制制冷剂的制冷剂进行气液分离;中间压制制冷剂通路,该中间压制制冷剂通路将在气液分离器中被分离出的气相制冷剂从气液分离器向中间压端口引导;第二减压装置,该第二减压装置使在气液分离器中被分离出的液相制冷剂减压;高压侧迂回通路,该高压侧迂回通路使从散热器流出的高压制冷剂绕过第一减压装置、气液分离器及第二减压装置而流动;第三减压装置,该第三减压装置使在高压侧迂回通路中流通的高压制冷剂减压;室外热交换器,该室外热交换器使由第二减压装置减压的制冷剂及由第三减压装置减压的制冷剂中的一方的制冷剂与外部气体进行热交换,并向吸入端口的上游侧流出;逆止阀,该逆止阀仅允许制冷剂从第二减压装置向室外热交换器侧流动;及填料端口,该填料端口用于向循环内填充制冷剂。在气液分离器的气相制冷剂流出口经由中间压制制冷剂通路连接有压缩机的中间压端口,并且,第一减压装置及第三减压装置设置为能够堵塞制冷剂通

路。

[0023] 由此,通过使第一减压装置及第三减压装置中的任意一方成为发挥减压作用的节流状态且另一方为全闭,能够切换循环的制冷剂回路。

[0024] 例如,在热泵循环装置中,通过使第一减压装置为节流状态并使第三减压装置全闭,能够构成气体喷射循环,该气体喷射循环使制冷剂以压缩机的排出端口→散热器→第一减压装置→气液分离器→第二减压装置→室外热交换器→压缩机的吸入端口的顺序循环,且使在气液分离器中被分离出的中间压气相制冷剂向压缩机的中间压端口流入并与压缩过程的制冷剂合流。

[0025] 另一方面,通过使第一减压装置全闭并使第三减压装置为节流状态,能够构成使制冷剂以压缩机的排出端口→散热器→第三减压装置→室外热交换器→压缩机的吸入端口的顺序循环的制冷循环。

[0026] 并且,如以往技术那样的差压阀不是必需的结构,因此即使通过打开第一减压装置及第三减压装置这双方,在各结构设备彼此间的制冷剂路径的任意的部位配置有填料端口,也能够使填料端口与循环内的整个区域连通。

[0027] 因此,即使在任意的部位设置填料端口,在进行了循环内的整个区域的真空吸引后,也能够对循环内的整个区域填充制冷剂。即,能够对通过切换制冷剂回路来构成气体喷射循环的热泵循环装置适当地填充制冷剂。

[0028] 例如,也可以是,在热泵循环装置中,在加热热交换对象流体的第一加热模式中,使第一减压装置成为节流状态,且使第三减压装置全闭,在以与第一加热模式不同的加热能力来加热热交换对象流体的第二加热模式中,使第一减压装置全闭,且第三减压装置成为发挥减压作用的节流状态。

[0029] 并且,也可以是,热泵循环装置具备:第四减压装置,该第四减压装置使从室外热交换器流出的制冷剂减压;蒸发器,该蒸发器使被第四减压装置减压的制冷剂与热交换对象流体进行热交换,并向吸入端口的上游侧流出;低压侧迂回通路,该低压侧迂回通路使从室外热交换器流出的制冷剂绕过第四减压装置及蒸发器并向吸入端口的上游侧引导;及低压侧开闭部,该低压侧开闭部对低压侧迂回通路进行开闭。

[0030] 也可以是,在第一加热模式、第二加热模式中,低压侧开闭部打开低压侧迂回通路,在冷却热交换对象流体的冷却模式中,第一减压装置成为全闭,且第三减压装置成为全开,低压侧开闭部关闭低压侧迂回通路。

[0031] 由此,不仅能够对热交换对象流体进行加热,还能够进行冷却。并且,通过成为将热交换对象流体作为向空调对象空间吹送的送风空气,由散热器对在蒸发器中被冷却并被除湿的送风空气进行再加热的结构,从而除了空调对象空间的供暖、制冷外,还能够进行除湿供暖。

附图说明

[0032] 图1是表示第一实施方式的热泵循环装置的制冷模式时及除湿供暖模式时的制冷剂流的整体结构图。

[0033] 图2是表示第一实施方式的热泵循环装置的第一供暖模式时的制冷剂流的整体结构图。

[0034] 图3是表示第一实施方式的热泵循环装置的第二供暖模式时的制冷剂流的整体结构图。

[0035] 图4是表示第一实施方式的热泵循环装置的制冷模式时的制冷剂的状态的焓熵图。

[0036] 图5是表示第一实施方式的热泵循环装置的第一除湿供暖模式时的制冷剂的状态的焓熵图。

[0037] 图6是表示第一实施方式的热泵循环装置的第二除湿供暖模式时的制冷剂的状态的焓熵图。

[0038] 图7是表示第一实施方式的热泵循环装置的第一供暖模式时的制冷剂的状态的焓熵图。

[0039] 图8是表示第一实施方式的热泵循环装置的第二供暖模式时的制冷剂的状态的焓熵图。

[0040] 图9是第二实施方式的热泵循环装置的整体结构图。

[0041] 图10是第二实施方式的组合阀的示意性的剖视图。

[0042] 图11是第三实施方式的组合阀的示意性的剖视图。

[0043] 图12是用于对第三实施方式的组合阀的动作状态进行说明的说明图。

[0044] 图13是第四实施方式的热泵循环装置的整体结构图。

[0045] 图14是第四实施方式的气液分离器一体型热交换器的局部剖视图。

[0046] 图15是其他实施方式的热泵循环装置的整体结构图。

具体实施方式

[0047] (第一实施方式)

[0048] 根据图1~图8对本发明的第一实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的热泵循环装置10应用于从行驶用电动机获得车辆行驶用的驱动力的电动汽车的车辆用空调装置1。该热泵循环装置10在车辆用空调装置1中起到对向作为空调对象空间的车室内吹出的送风空气进行冷却或加热的功能。因此,本实施方式的热交换对象流体为送风空气。

[0049] 进一步,如图1~图3的整体结构图所示,本实施方式的热泵循环装置10构成为能够切换如下回路:冷却送风空气来对车室内进行制冷的制冷模式的制冷剂回路;对被冷却并除湿的送风空气再加热来对车室内进行除湿供暖的除湿供暖模式的制冷剂回路;及分别加热送风空气来对车室内进行供暖的第一供暖模式、第二供暖模式的制冷剂回路。

[0050] 更详细而言,第一供暖模式是在外部气体温度为极低温时(例如,0℃以下时)等所执行的运转模式,第二供暖模式是执行一般的供暖的运转模式。即,第二供暖模式是以比第一供暖模式低的加热能力来加热送风空气的运转模式。另外,在图1中,以实线箭头表示制冷模式及除湿供暖模式下的制冷剂流,在图2中,以实线箭头表示第一供暖模式下的制冷剂流,在图3中,以实线箭头表示第二供暖模式下的制冷剂流。

[0051] 另外,在该热泵循环装置10中,采用HFC类制冷剂(具体为R134a)作为制冷剂,构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的蒸气压缩式的亚临界制冷循环。当然,也可以采用HF0类制冷剂(例如R1234yf)等作为制冷剂。并且,在制冷剂中混入用于润滑压缩机11的冷冻机油,冷冻机油的一部分与制冷剂一起进行循环。

[0052] 热泵循环装置10的结构设备中的压缩机11配置于车辆的发动机罩内,在热泵循环装置10中吸入制冷剂,并压缩、排出制冷剂。该压缩机11是二段升压式的电动压缩机,该二段升压式的电动压缩机构成为在形成其外壳的机壳的内部收容由固定容量型的压缩机构构成的低段侧压缩机构与高段侧压缩机构两个压缩机构及对这两方的压缩机构进行旋转驱动的电动机。

[0053] 在压缩机11的机壳设置有:使低压制冷剂从机壳的外部向低段侧压缩机构吸入的吸入端口11a;使中间压制制冷剂从机壳的外部向机壳的内部流入并与压缩过程的制冷剂合流的中间压端口11b;及将从高段侧压缩机构排出的高压制冷剂向机壳的外部排出的排出端口11c。

[0054] 更具体而言,中间压端口11b连通于低段侧压缩机构的制冷剂排出口侧(即,高段侧压缩机构的制冷剂吸入口侧)。另外,低段侧压缩机构及高段侧压缩机构能够分别采用涡旋式压缩机构、叶片式压缩机构、滚动活塞式压缩机构等各种形式。

[0055] 电动机是通过从后述的空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作(转速)的,可以采用交流电机、直流电机的任一形式。并且,通过该转速控制来变更压缩机11的制冷剂排出能力。因此,在本实施方式中,电动机构成压缩机11的排出能力变更部。

[0056] 另外,在本实施方式中,采用将两个压缩机构收容到一个机壳内的压缩机11,但压缩机的形式不限于于此。即,只要能够使中间压制制冷剂从中间压端口11b流入并从低压向高压合流到压缩过程的制冷剂,则也可以是在机壳的内部收容一个固定容量型的压缩机构及对该压缩机构进行旋转驱动的电动机而构成的电动压缩机。

[0057] 进一步,也可以是如下结构:将两个压缩机串联连接,将配置于低段侧的低段侧压缩机的吸入端口作为二段升压式的压缩机整体的吸入端口11a,将配置于高段侧的高段侧压缩机的排出端口作为二段升压式的压缩机整体的排出端口11c,在连接低段侧压缩机的排出端口与高段侧压缩机的吸入端口的连接部设置中间压端口11b,通过低段侧压缩机与高段侧压缩机两个压缩机构成一个二段升压式的压缩机。

[0058] 在压缩机11的排出端口11c连接有室内冷凝器12的制冷剂入口侧。室内冷凝器12配置于后述的车辆用空调装置1的室内空调单元30的空调箱体31内,是使从压缩机11(具体而言,高段侧压缩机构)排出的排出制冷剂(高压制冷剂)与通过了后述的室内蒸发器22的送风空气进行热交换,来加热送风空气的散热器。

[0059] 在室内冷凝器12的制冷剂出口侧连接有使在除湿供暖模式时从室内冷凝器12流出的制冷剂流分支的第一三向接头13a的一个制冷剂流入流出口。这样的三向接头可以接合管径不同的配管而形成,也可以在金属块、树脂块中设置多个制冷剂通路而形成。另外,关于后述的第二~第四三向接头13b~13d,其基本的结构也与第一三向接头13a相同。

[0060] 在第一三向接头13a的其他的制冷剂流入流出口连接有将从室内冷凝器12流出的制冷剂向气液分离器16的入口侧引导的气液分离器侧通路14a。进一步,在该气液分离器侧通路14a配置有作为第一减压装置的第一供暖用膨胀阀15,该第一供暖用膨胀阀15在第一供暖模式时使从室内冷凝器12流出的高压制冷剂减压。

[0061] 第一供暖用膨胀阀15是可变节流机构,该可变节流机构构成为具有:能够变更节流开度而构成的阀芯;和使该阀芯的节流开度变化的由步进电机构成的电动促动器。

[0062] 进一步,第一供暖用膨胀阀15具有全开功能及全闭功能,该全开功能通过使节流

开度全开来仅作为制冷剂通路发挥功能而几乎不发挥制冷剂减压作用,该全闭功能通过使节流开度全闭而使制冷剂通路堵塞。另外,第一供暖用膨胀阀15通过从空调控制装置40输出的控制信号(控制脉冲)来控制其动作。

[0063] 气液分离器16是如下气液分离器:在第一供暖模式时,在第一供暖用膨胀阀15中对被减压的制冷剂进行气液分离直到成为中间压制制冷剂。

[0064] 在本实施方式中,作为气液分离器16,也可以采用如下离心分离方式的结构:通过使流入圆筒状的主体部的内部空间的制冷剂回旋而产生的离心力的作用来对制冷剂进行气液分离。进一步,气液分离器16的内容积为如下程度的容积:即使在循环中产生负荷变动而使在循环中循环的制冷剂循环流量变动,实际上也无法存积剩余制冷剂。

[0065] 在气液分离器16的气相制冷剂流出口经由中间压制制冷剂通路14b连接有压缩机11的中间压端口11b。进一步,在本实施方式的压缩机11的中间压端口11b配置有未图示的逆止阀,该逆止阀仅允许制冷剂从气液分离器16侧向压缩机11内流动。

[0066] 另一方面,在气液分离器16的液相制冷剂流出口连接有作为使在气液分离器16被分离出的液相制冷剂减压的第二减压装置的中间压固定节流阀17的入口侧。作为这样的中间压固定节流阀17,能够采用固定了节流开度的喷嘴、小孔、毛细管等。

[0067] 在中间压固定节流阀17的出口侧连接有供暖用逆止阀18的入口侧。在供暖用逆止阀18的出口侧经由第二三向接头13b连接有室外热交换器20的制冷剂入口侧。供暖用逆止阀18仅允许制冷剂从中间压固定节流阀17侧向第二三向接头13b侧流动。

[0068] 另外,在前述的第一三向接头13a的另一其他的制冷剂流入流出口连接有迂回通路14c(高压侧迂回通路)的入口侧,该迂回通路14c(高压侧迂回通路)使从室内冷凝器12流出的制冷剂绕过第一供暖用膨胀阀15、气液分离器16、中间压固定节流阀17及供暖用逆止阀18而流动。在迂回通路14c的出口侧连接有第二三向接头13b的其他的制冷剂流入流出口。

[0069] 进一步,在该迂回通路14c配置有作为第三减压装置的第二供暖用膨胀阀19,该第二供暖用膨胀阀19至少在第二供暖模式时使从室内冷凝器12流出的高压制冷剂减压。第二供暖用膨胀阀19的基本结构与第一供暖用膨胀阀15相同。因此,第二供暖用膨胀阀19也具有全开功能及全闭功能。

[0070] 在第二三向接头13b的其他的制冷剂流入流出口连接有室外热交换器20的制冷剂入口侧。室外热交换器20配置于车辆发动机罩内的车辆前方侧,是使在内部流通的制冷剂与从未图示的送风风扇吹送的车室外空气(外部气体)进行热交换的热交换器。送风风扇是通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制转速(送风能力)的电动送风机。

[0071] 在室外热交换器20的制冷剂出口侧连接有第三三向接头13c的一个制冷剂流入流出口。进一步,在第三三向接头13c的其他的制冷剂流入流出口连接有将从室外热交换器20流出的制冷剂向室内蒸发器22的制冷剂入口侧引导的制冷用制冷剂通路14d。

[0072] 在该制冷用制冷剂通路14d配置有作为第四减压装置的制冷用膨胀阀21,该制冷用膨胀阀21在制冷模式时及除湿供暖模式时使从室外热交换器20流出并流入室内蒸发器22的制冷剂减压。制冷用膨胀阀21的基本结构与第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19相同。

[0073] 在制冷用膨胀阀21的出口侧连接有室内蒸发器22的制冷剂入口侧。室内蒸发器22

配置于室内空调单元30的空调箱体31a内的室内冷凝器12的送风空气流的上游侧,是在制冷模式时及除湿供暖模式等通过使在其内部流通的制冷剂蒸发并发挥吸热作用来冷却送风空气的蒸发器。

[0074] 在室内蒸发器22的制冷剂出口侧经由第四三向接头13d连接有储液器23的入口侧。储液器23是对流入到其内部的制冷剂进行气液分离并存储剩余制冷剂的低压侧气液分离器。在储液器23的气相制冷剂出口连接有压缩机11的吸入端口11a。因此,储液器23起到抑制液相制冷剂被吸入到压缩机11,防止压缩机11中的液压缩的功能。

[0075] 另外,在前述的第三三向接头13c的另一其他的制冷剂流入流出口连接有低压侧迂回通路14e,该低压侧迂回通路14e使从室外热交换器20流出的制冷剂绕过制冷用膨胀阀21及室内蒸发器22并向储液器23的入口侧(具体而言,第四三向接头13d的一个制冷剂流入流出口)引导。

[0076] 在该低压侧迂回通路14e配置有作为对低压侧迂回通路14e进行开闭的低压侧开闭部的低压侧开闭阀24。低压侧开闭阀24是通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制其开闭动作的电磁阀,构成切换在循环中循环的制冷剂的制冷剂回路的制冷剂回路切换部。

[0077] 在此,本实施方式的第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19及制冷用膨胀阀21均具有全闭功能,因此通过堵塞内部的制冷剂通路,能够切换制冷剂回路。因此,第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19及制冷用膨胀阀21起到作为制冷剂减压装置的功能,并还兼有作为制冷剂回路切换部的功能。

[0078] 另外,在本实施方式的热泵循环装置10中,设置有高压侧与低压侧两处用于进行循环内的真空吸引、制冷剂的填充的填料端口。

[0079] 具体而言,高压侧填料端口CP1设置于从室内冷凝器12的出口侧至第一三向接头13a的制冷剂路径(即,连接室内冷凝器12与第一三向接头13a的制冷剂配管),低压侧填料端口CP2设置于从储液器23的出口侧至压缩机11的吸入端口11a的制冷剂路径(即,连接储液器23与压缩机11的制冷剂配管)。

[0080] 另外,高压侧填料端口CP1是用于在循环内的真空吸引后,填充预先被加压而液化的制冷剂的填料端口,低压侧填料端口CP2是用于在循环内的真空吸引后,一边使压缩机11动作一边填充低压制冷剂的填料端口。

[0081] 接着,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30用于将通过热泵循环装置10进行温度调整后的送风空气向车室内吹出,配置于车室内最前部的仪表盘(仪表板)的内侧。进一步,室内空调单元30是通过在形成其外壳的壳体31内收容送风机32、室内蒸发器22、室内冷凝器12等而构成的。

[0082] 壳体31形成对车室内吹送的送风空气的空气通路,由具有一定程度的弹性、强度也优异的树脂(例如,聚丙烯)形成。在该壳体31内的送风空气流最上游侧配置有作为内外部气体切换部的内外部气体切换装置33,该内外部气体切换装置33向壳体31内切换导入内部气体(车室内空气)与外部气体(车室外空气)。

[0083] 内外部气体切换装置33通过内外部气体切换门连续地调整向壳体31内导入内部气体的内部气体导入口及导入外部气体的外部气体导入口的开口面积,从而使内部气体的风量与外部气体的风量的风量比例连续地变化。内外部气体切换门被内外部气体切换门用

的电动促动器驱动,该电动促动器通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0084] 在内外部气体切换装置33的送风空气流下游侧配置有使经由内外部气体切换装置33吸入的空气向车室内吹送的送风机(鼓风机)32。该送风机32是由电动机驱动离心多叶片风扇(多叶片风扇)的电动送风机,通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制转速(送风量)。

[0085] 在送风机32的送风空气流下游侧,室内蒸发器22及室内冷凝器12相对于送风空气流以该顺序配置。换言之,室内蒸发器22配置于室内冷凝器12的送风空气流上游侧。另外,在壳体31内形成有冷风旁通通路35,该冷风旁通通路35使通过了室内蒸发器22的送风空气绕过室内冷凝器12并向下游侧流动。

[0086] 在室内蒸发器22的送风空气流下游侧且在室内冷凝器12的送风空气流上游侧配置有空气混合门34,该空气混合门34调整通过室内蒸发器22后的送风空气中的通过室内冷凝器12的风量比例。

[0087] 另外,在室内冷凝器12的送风空气流下游侧设置有混合空间,该混合空间使在室内冷凝器12加热的送风空气与通过冷风旁通通路35且未在室内冷凝器12加热的送风空气混合。进一步,在壳体31的送风空气流最下游部配置有开口孔,该开口孔使在混合空间中被混合的送风空气(空调风)向作为空调对象空间的车室内吹出。

[0088] 具体而言,作为该开口孔,设置有向车室内的乘员的上半身吹出空调风的面部开口孔、向乘员的脚边吹出空调风的足部开口孔、及向车辆前面窗玻璃内侧面吹出空调风的除霜开口孔(均未图示)。这些面部开口孔、足部开口孔及除霜开口孔的送风空气流下游侧分别经由形成空气通路的管道,而连接于在车室内设置的面部吹出口、足部吹出口及除霜吹出口(均未图示)。

[0089] 因此,空气混合门34通过调整通过室内冷凝器12的风量与通过冷风旁通通路35的风量的风量比例,来调整在混合空间中混合的空调风的温度,调整从各吹出口向车室内吹出的送风空气(空调风)的温度。

[0090] 即,空气混合门34构成调整向车室内吹送的空调风的温度的温度调整部。另外,空气混合门34被空气混合门驱动用的电动促动器驱动,该电动促动器通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0091] 另外,在面部开口孔、足部开口孔及除霜开口孔的送风空气流上游侧分别配置有调整面部开口孔的开口面积的面部门、调整足部开口孔的开口面积的足部门、调整除霜开口孔的开口面积的除霜门(均未图示)。

[0092] 这些面部门、足部门、除霜门构成切换开口孔模式的开口孔模式切换部,经由连接机构等连结于吹出口模式门驱动用的电动促动器并连动地被旋转操作。另外,该电动促动器也通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0093] 作为通过吹出口模式切换部切换的吹出口模式,具体而言,有如下模式:使面部吹出口全开而从面部吹出口向车室内乘员的上半身吹出空气的面部模式;使面部吹出口与足部吹出口这双方开口而向车室内乘员的上半身与脚边吹出空气的分层送风模式;使足部吹出口全开且使除霜吹出口仅小开度开口而主要从足部吹出口吹出空气的足部模式;及使足部吹出口及除霜吹出口相同程度开口而从足部吹出口及除霜吹出口这双方吹出空气的足部除霜模式。

[0094] 进一步,乘员通过对设置于操作面板的吹出模式切换开关进行手动操作,也能够设成使除霜吹出口全开而从除霜吹出口向车辆前窗玻璃内面吹出空气的除霜模式。

[0095] 接着,对本实施方式的控制部进行说明。空调控制装置40由包含CPU、ROM及RAM等的众所周知的微型计算机及其周边电路构成,基于存储于ROM内的空调控制程序进行各种运算、处理,对连接于输出侧的各种空调控制设备(压缩机11、第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19、制冷用膨胀阀21、低压侧开闭阀24、送风机32等)的动作进行控制。

[0096] 另外,在空调控制装置40的输入侧连接有作为检测车室内温度(内部气体温度)Tr的内部气体温度检测器的内部气体传感器、作为检测车室外温度(外部气体温度)Tam的外部气体温度检测器的外部气体传感器、作为检测向车室内照射的日射量As的日射量检测器的日射传感器、检测室内冷凝器12的出口侧制冷剂压力(高压侧制冷剂压力)Pd的高压侧压力传感器、检测室内蒸发器22的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度)Tefin的蒸发器温度传感器、检测从混合空间向车室内吹送的送风空气温度TAV的送风空气温度传感器等的空调控制用的传感器组,并输入这些传感器组的检测信号。

[0097] 进一步,在空调控制装置40的输入侧连接有配置于车室内前部的仪表盘附近的未图示的操作面板,并输入来自设置于该操作面板的各种空调操作开关的操作信号。作为设置于操作面板的各种空调操作开关,具体而言,设置有车辆用空调装置1的动作开关、设定车室内的设定温度Tset的车室内温度设定开关、选择制冷模式及供暖模式的模式选择开关等。

[0098] 另外,空调控制装置40是控制连接于其输出侧的各种空调控制设备的动作的控制部一体构成的结构,但控制各个控制对象设备的动作的结构(硬件及软件)构成控制各个控制对象设备的动作的控制部。

[0099] 例如,在本实施方式中,控制压缩机11的电动机的动作的结构(硬件及软件)构成排出能力控制部,控制制冷剂回路切换部(第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19、制冷用膨胀阀21及低压侧开闭阀24)的动作的结构构成制冷剂回路控制部。当然,也可以使排出能力控制部、制冷剂回路控制部等相对于空调控制装置40构成为分体的控制装置。

[0100] 接着,对上述结构中的本实施方式的车辆用空调装置1的动作进行说明。在本实施方式的车辆用空调装置1中,如前所述,能够切换对车室内进行制冷的制冷模式、对车室内进行供暖的供暖模式及一边对车室内进行除湿一边供暖的除湿供暖模式。以下对各运转模式中的动作进行说明。

[0101] (a) 制冷模式

[0102] 制冷模式是在打开(ON)操作面板的动作开关的状态下,通过选择开关选择制冷模式时执行的。在制冷模式中,空调控制装置40使第一供暖用膨胀阀15全闭,使第二供暖用膨胀阀19全开,成为使制冷用膨胀阀21发挥减压作用的节流状态,关闭低压侧开闭阀24。因此,制冷模式是与技术方案的范围中所述的冷却模式对应的运转模式。

[0103] 由此,在制冷模式的热泵循环装置10中,如图1的实线箭头所示,构成制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→(第二供暖用膨胀阀19→)室外热交换器20→制冷用膨胀阀21→室内蒸发器22→储液器23→压缩机11的吸入端口11a的顺序进行循环的制冷循环。

[0104] 在该制冷模式的制冷剂回路中,制冷剂不流入气液分离器16内。因此,中间压制冷

剂不会被从压缩机11的中间压端口11b吸入,压缩机11作为单段升压式的压缩机发挥功能。该情况与后述的除湿供暖模式及第二供暖模式中也相同。

[0105] 进一步,通过该制冷剂回路的结构,空调控制装置40读取上述的空调控制用的传感器组的检测信号及操作面板的操作信号。并且,基于检测信号及操作信号的值,算出作为向车室内吹出的空气的目标温度的目标吹出温度TA0。

[0106] 具体而言,目标吹出温度TA0是根据以下公式F1而算出的。

[0107] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$

[0108] 另外,Tset是通过操作面板的温度设定开关而设定的车室内设定温度,Tr是通过内部气体传感器检测的车室内温度(内部气体温),Tam是通过外部气体传感器检测的外部气体温度,As是通过日射传感器检测的日射量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是校正常数。

[0109] 进一步,基于算出的目标吹出温度TA0及传感器组的检测信号,决定连接于空调控制装置40的输出侧的各种空调控制设备的动作状态。

[0110] 例如,按如下决定压缩机11的制冷剂排出能力,即输出到压缩机11的电动机的控制信号。首先,基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制映射,决定室内蒸发器22的目标蒸发器吹出温度TE0。

[0111] 并且,基于该目标蒸发器吹出温度TE0与通过蒸发器温度传感器检测的蒸发器温度Tefin的偏差,利用反馈控制手法,以蒸发器温度Tefin接近目标蒸发器吹出温度TE0的方式,决定输出到压缩机11的电动机的控制信号。

[0112] 另外,向制冷用膨胀阀21输出的控制信号是以流入制冷用膨胀阀21的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度的方式决定的,该目标过冷却度是以循环的成绩系数(COP)接近大致最大值的方式决定的。

[0113] 另外,向空气混合门34的伺服电机输出的控制信号是按如下方式决定的:空气混合门34使室内冷凝器12的空气通路堵塞,使通过室内蒸发器22后的全部送风空气量通过旁通通路35。

[0114] 并且,将如上所述决定的控制信号等向各种空调控制设备输出。之后,直到通过操作面板来请求车辆用空调装置的动作停止为止,对每个规定的控制周期重复上述的检测信号及操作信号的读取→目标吹出温度TA0的算出→各种空调控制设备的动作状态决定→控制电压及控制信号的输出这一控制流程。另外,在其他的运转模式时也同样地进行这样的控制流程的重复。

[0115] 因此,在制冷模式的热泵循环装置10中,制冷剂的状态如图4的焓熵图所示般变化。即,从压缩机11的排出端口11c排出的高压制冷剂(图4的a4点)流入室内冷凝器12。此时,空气混合门34使室内冷凝器12侧的空气通路堵塞,因此流入室内冷凝器12的制冷剂几乎不向送风空气散热,而从室内冷凝器12流出。

[0116] 由于第一供暖用膨胀阀15为全闭,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂流入第二供暖用膨胀阀19。此时,由于第二供暖用膨胀阀19为全开,因此流入到第二供暖用膨胀阀19的制冷剂几乎不被减压而从第二供暖用膨胀阀19流出,并经由第二三向接头13b向室外热交换器20流入。

[0117] 向室外热交换器20流入的制冷剂与从送风风扇吹送的外部气体进行热交换并散热(图4的a4点→d4点)。由于低压侧开闭阀24关闭,因此从室外热交换器20流出的制冷剂流

入成为节流状态的制冷用膨胀阀21且直到成为低压制冷剂为止被等焓地减压(图4的d4点→e4点)。

[0118] 并且,在制冷用膨胀阀21被减压的低压制冷剂流入室内蒸发器22,从自送风机32吹送的送风空气吸热并蒸发(图4的e4点→f4点)。由此,冷却送风空气。

[0119] 从室内蒸发器22流出的制冷剂流入储液器23并被气液分离。并且,被分离出的气相制冷剂被从压缩机11的吸入端口11a(图4的g4点)吸入而以低段侧压缩机构→高段侧压缩机构的顺序再次被压缩(图4的g4点→a'4点→a4点)。另一方面,被分离出的液相制冷剂作为不是用于发挥循环所要求的冷冻能力所必需的剩余制冷剂而被存于储液器23内。

[0120] 另外,图4中,f4点与g4点不同的理由在于,在从储液器23至压缩机11的吸入端口11a的制冷剂配管中流通的气相制冷剂产生压力损失。因此,在理想的循环中,希望f4点与g4点一致。该情况在以下说明的焓熵图中也相同。

[0121] 如上所述,在制冷模式中,通过将在室内蒸发器22冷却的送风空气向车室内吹出,从而能够进行车室内的制冷。

[0122] (b) 除湿供暖模式

[0123] 接着,对除湿供暖模式进行说明。除湿供暖模式是在制冷模式时,在通过车室内温度设定开关所设定的设定温度 T_{set} 被设定为比外部气体温度 T_{am} 高的温度时执行的。

[0124] 在除湿供暖模式中,空调控制装置40使第一供暖用膨胀阀15全闭,使第二供暖用膨胀阀19全开或节流状态,使制冷用膨胀阀21为节流状态或全开,关闭低压侧开闭阀24。因此,除湿供暖模式是与技术方案的范围所述的冷却模式对应的运转模式。

[0125] 由此,在除湿供暖模式的热泵循环装置10中,如图1的实线箭头所示,构成制冷剂以与制冷模式相同的顺序进行循环的制冷循环。进一步,通过该制冷剂回路的结构,空调控制装置40读取上述的空调控制用的传感器组的检测信号及操作面板的操作信号,基于与制冷模式同样地算出的目标吹出温度 TA_0 及传感器组的检测信号,决定各种空调控制设备的动作状态。

[0126] 例如,与制冷模式同样地决定输出到压缩机11的电动机的控制信号。另外,关于向空气混合门34的伺服电机输出的控制信号,按如下方式决定:空气混合门34使旁通通路35堵塞,使通过室内蒸发器22后的全部送风空气量通过室内冷凝器12侧。

[0127] 进一步,在本实施方式的除湿供暖模式中,根据目标吹出温度 TA_0 ,使第二供暖用膨胀阀19及制冷用膨胀阀21的动作状态变化,来切换第一除湿供暖模式与第二除湿供暖模式。

[0128] (b-1) 第一除湿供暖模式

[0129] 第一除湿供暖模式是在目标吹出温度 TA_0 为预先确定的基准除湿供暖温度以下时执行的。在第一除湿供暖模式中,使第二供暖用膨胀阀19全开,使制冷用膨胀阀21成为节流状态。另外,制冷用膨胀阀21的节流开度是以流入制冷用膨胀阀21的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度的方式决定的,该目标过冷却度是以COP接近大致最大值的方式决定的。

[0130] 因此,在第一除湿供暖模式的热泵循环装置10中,制冷剂的状态如图5的焓熵图所示般变化。另外,图5的焓熵图中的各符号相对于在制冷模式中说明的图4的焓熵图而言,对表示循环结构上相同部位的制冷剂的状态的符号使用相同字母来表示,仅变更下标。该情况在以下的焓熵图中也相同。

[0131] 具体而言,在第一除湿供暖模式中,空气混合门34使室内冷凝器12侧的空气通路全开,因此从压缩机11的排出端口11c排出的高压制冷剂(图5的a5点)流入室内冷凝器12,与在室内蒸发器22被冷却并被除湿的送风空气进行热交换而散热(图5的a5点→b5点)。由此,被除湿的送风空气被加热。

[0132] 第一供暖用膨胀阀15为全闭,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂流入第二供暖用膨胀阀19。此时,第二供暖用膨胀阀19为全开,因此流入第二供暖用膨胀阀19的制冷剂几乎不被减压而从第二供暖用膨胀阀19流出,经由第二三向接头13b而流入室外热交换器20。

[0133] 流入室外热交换器20的制冷剂与从送风风扇吹送的外部气体进行热交换而散热(图5的b5点→d5点)。低压侧开闭阀24关闭,因此从室外热交换器20流出的制冷剂流入成为节流状态的制冷用膨胀阀21并且直到成为低压制冷剂为止被等焓地减压(图5的d5点→e5点)。

[0134] 并且,在制冷用膨胀阀21减压的低压制冷剂流入室内蒸发器22,从自送风机32吹送的送风空气吸热并蒸发(图5的e5点→f5点)。由此,送风空气被冷却并被除湿。之后的动作与制冷模式相同。

[0135] 如上所述,在第一除湿供暖模式中,通过使在室内蒸发器22中被冷却并被除湿的送风空气在室内冷凝器12进行再加热而向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿供暖。

[0136] (b-2) 第二除湿供暖模式

[0137] 第一除湿供暖模式是在目标吹出温度TA0比预先确定的基准除湿供暖温度高时执行的。在第二除湿供暖模式中,使第二供暖用膨胀阀19为节流状态,使制冷用膨胀阀21为全开。另外,第二供暖用膨胀阀19的节流开度是以流入第二供暖用膨胀阀19的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度的方式决定的,该目标过冷却度是以COP接近大致最大值的方式决定的。

[0138] 因此,在第二除湿供暖模式的热泵循环装置10中,制冷剂的状态如图6的焓熵图所示般变化。

[0139] 具体而言,在第二除湿供暖模式中,空气混合门34使室内冷凝器12侧的空气通路全开,因此从压缩机11的排出端口11c排出的高压制冷剂(图6的a6点)流入室内冷凝器12,与在室内蒸发器22被冷却并被除湿的送风空气进行热交换而散热(图6的a6点→b6点)。由此,被除湿的送风空气被加热。

[0140] 第一供暖用膨胀阀15为全闭,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂流入成为节流状态的第二供暖用膨胀阀19并且直到成为低压制冷剂为止被等焓地减压(图6的b6点→c6点)。在第二供暖用膨胀阀19减压的制冷剂流入室外热交换器20。

[0141] 流入室外热交换器20的制冷剂从自送风风扇吹送的外部气体吸热并蒸发(图6的c6点→d6点)。低压侧开闭阀24关闭,从室外热交换器20流出的制冷剂经由成为全开的制冷用膨胀阀21而流入室内蒸发器22。

[0142] 流入室内蒸发器22的制冷剂从自送风机32吹送的送风空气吸热,并且蒸发(图6的d6点→f6点)。由此,送风空气被冷却并被除湿。之后的动作与制冷模式相同。

[0143] 如上所述,在第二除湿供暖模式中,通过使在室内蒸发器22中被冷却并被除湿送风空气在室内冷凝器12进行再加热而向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿供暖。

[0144] 进一步,在第二除湿供暖模式中,使第二供暖用膨胀阀19为节流状态且使室外热

换热器20作为蒸发器发挥功能,因此即使在室外热交换器20中也能够使制冷剂从外部气体吸热。

[0145] 因此,相对于第一除湿供暖模式时,能够使压缩机11的吸入制冷剂密度上升,不使压缩机11的转速增加就能够使室内冷凝器12中的制冷剂压力上升。其结果,与第一除湿供暖模式相比能够使从室内冷凝器12吹出的送风空气的温度上升。

[0146] (c) 供暖模式

[0147] 接着,对供暖模式进行说明。供暖模式是在打开(ON)操作面板的动作开关的状态下通过选择开关选择供暖模式而执行的。

[0148] 在供暖模式中,空调控制装置40基于与制冷模式同样地算出的目标吹出温度TA0及传感器组的检测信号,决定压缩机11的制冷剂排出能力(压缩机11的转速)。具体而言,首先,基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制映射,决定室内冷凝器12中的目标冷凝压力PC0。

[0149] 并且,基于该目标冷凝压力PC0与通过高压侧压力传感器检测的高压侧制冷剂压力Pd的偏差,利用反馈控制手法,以高压侧制冷剂压力Pd接近目标冷凝压力PC0的方式,决定压缩机11的转速(输出到压缩机11的电动机的控制信号)。进一步,根据被决定的转速,执行第一供暖模式或第二供暖模式。

[0150] (c-1) 第一供暖模式

[0151] 在第一供暖模式中,空调控制装置40使第一供暖用膨胀阀15为节流状态,使第二供暖用膨胀阀19为全闭,使制冷用膨胀阀21为全闭,打开低压侧开闭阀24。因此,第一供暖模式是与技术方案的范围所述的第一加热模式对应的运转模式。

[0152] 由此,在第一供暖模式的热泵循环装置10中,如图2的实线箭头所示,构成如下气体喷射循环:制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→第一供暖用膨胀阀15→气液分离器16→中间压固定节流阀17→(供暖用逆止阀18→)室外热交换器20→储液器23→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环,且使在气液分离器16中被分离出的中间压气相制冷剂流入压缩机11的中间压端口11b。

[0153] 进一步,通过该制冷剂回路的结构,空调控制装置40基于目标吹出温度TA0及传感器组的检测信号,决定各种空调控制设备的动作状态。

[0154] 例如,向第一供暖用膨胀阀15输出的控制信号是以第一供暖用膨胀阀15的节流开度成为预先确定的第一供暖模式用的规定开度的方式决定的。另外,向空气混合门34的伺服电机输出的控制信号是按如下方式决定的:空气混合门34使旁通通路35堵塞,使通过室内蒸发器22后的全部送风空气量通过室内冷凝器12。

[0155] 因此,在第一供暖模式的热泵循环装置10中,如图7的焓熵图所示,从压缩机11的排出端口11c排出的高压制冷剂(图7的a7点)流入室内冷凝器12。流入室内冷凝器12的制冷剂与从送风机32吹送并通过了室内蒸发器22的送风空气进行热交换并散热(图7的a7→b7点)。由此,送风空气被加热。

[0156] 第二供暖用膨胀阀19为全闭,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂在成为节流状态的第一供暖用膨胀阀15被等焓地减压直到成为中间压制冷剂(图7的b7→h7点)。并且,在第一供暖用膨胀阀15中被减压的中间压制冷剂在气液分离器16被气液分离(图7的h7→i7点, h7→j7点)。

[0157] 在气液分离器16中被分离出的气相制冷剂经由中间压制冷剂通路14b流入压缩机11的中间压端口11b。并且,与从低段侧压缩机构排出的制冷剂合流,并被吸入到高段侧压缩机构(图7的i7→a”7点)。

[0158] 另一方面,在气液分离器16中被分离出的液相制冷剂流入中间压固定节流阀17并被等焓地减压直到成为低压制冷剂(图7的j7→c7点)。从中间压固定节流阀17流出的制冷剂经由供暖用逆止阀18等流入室外热交换器20,并与从送风风扇吹送的外部气体进行热交换而吸热(图7的c7点→d7点)。

[0159] 低压侧开闭阀24打开,制冷用膨胀阀21为全闭状态,因此从室外热交换器20流出的制冷剂经由低压侧迂回通路14e流入储液器23并被气液分离。并且,被分离出的气相制冷剂被从压缩机11的吸入端口11a(图7的g7点)吸入而被再次压缩。另一方面,被分离出的液相制冷剂作为剩余制冷剂存于储液器23内。

[0160] 如上所述,在第一供暖模式中,通过将在室内冷凝器12中被加热的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的供暖。

[0161] 进一步,在第一供暖模式中,热泵循环装置10构成气体喷射循环(节能器式制冷循环)。

[0162] 因此,能够使温度低的混合制冷剂吸入到高段侧压缩机构,能够使高段侧压缩机构的压缩效率提高,且能够使低段侧压缩机构及高段侧压缩机构这双方的吸入制冷剂压力与排出制冷剂压力的压力差缩小,使这双方的压缩机构的压缩效率提高。其结果,能够使热泵循环装置10整体的COP有效地提高。

[0163] (c-2) 第二供暖模式

[0164] 在第二供暖模式中,空调控制装置40使第一供暖用膨胀阀15全闭,使第二供暖用膨胀阀19为节流状态,使制冷用膨胀阀21全闭,打开低压侧开闭阀24。因此,第二供暖模式是与技术方案的范围所述的第二加热模式对应的运转模式。

[0165] 由此,在第二供暖模式的热泵循环装置10中,如图3的实线箭头所示,构成制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→第二供暖用膨胀阀19→室外热交换器20→储液器23→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的制冷循环。

[0166] 进一步,通过该制冷剂回路的结构,空调控制装置40基于目标吹出温度TA0及传感器组的检测信号,决定各种空调控制设备的动作状态。

[0167] 例如,向第二供暖用膨胀阀19输出的控制信号是以流入第二供暖用膨胀阀19的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度的方式决定的,该目标过冷却度是以COP接近大致最大值的方式决定的。另外,向空气混合门34的伺服电机输出的控制信号是与第一供暖模式同样地决定的。

[0168] 因此,在第二供暖模式的热泵循环装置10中,如图8的焓熵图所示,从压缩机11的排出端口11c排出的高压制冷剂(图8的a8点)流入室内冷凝器12,与第二供暖模式时相同,与送风空气进行热交换并散热(图8的a8→b8点)。由此,送风空气被加热。

[0169] 第一供暖用膨胀阀15为全闭,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂在成为节流状态的第二供暖用膨胀阀19被等焓地减压直到成为低压制冷剂(图8的b8→c8点),并流入室外热交换器20。并且,流入室外热交换器20的低压制冷剂与从送风风扇吹送的外部气体进行热交换并吸热(图8的c8点→d8点)。之后的动作与第一供暖模式相同。

[0170] 在第二供暖模式中,如上所述,与第一供暖模式相同,通过将在室内冷凝器12中被加热的送风空气向车室内吹出,从而能够进行车室内的供暖。

[0171] 在此,对在外部气体温度比第一供暖模式高的情况下(即,供暖负荷较低的情况)执行第二供暖模式时的效果进行说明。在第一供暖模式中,如上所述,能够构成气体喷射循环,因此能够使热泵循环装置10整体的COP提高。

[0172] 即,若压缩机11的转速相同,第一供暖模式能够发挥比第二供暖模式高的供暖性能(送风空气的加热能力)。换言之,关于用于发挥相同的供暖性能所必需的压缩机11的转速(制冷剂排出能力),第一供暖模式比第二供暖模式低。

[0173] 然而,压缩机构存在压缩效率成为最大(峰值)的最大效率转速,且具有如下特性:当转速变得比最大效率转速低时,压缩效率会大幅降低。因此,在供暖负荷较低的情况下,当使压缩机11以比最大效率转速低的转速动作时,在第一供暖模式中,存在COP反而降低的情况。

[0174] 因此,在本实施方式中,以上述的最大效率转速为基准转速,在执行第一供暖模式的过程中,在压缩机11的转速成为基准转速以下时切换到第二供暖模式,在执行第二供暖模式的过程中,在成为对基准转速增加了预先确定的规定量的转速以上时,切换到第一供暖模式。

[0175] 由此,选择能够发挥第一供暖模式及第二供暖模式中的高的COP的运转模式。因此,在执行第一供暖模式的过程中,即使在压缩机11的转速成为基准转速以下的情况下,也能够通过切换到第二供暖模式,使热泵循环装置10整体的COP提高。

[0176] 因此,根据本实施方式的车辆用空调装置1,通过切换热泵循环装置10的制冷剂流路,能够实现各种各样的循环结构,进行车室内的适当的制冷、除湿供暖及供暖。

[0177] 进一步,在如本实施方式这样的应用于电动汽车的车辆用空调装置1中,如搭载内燃机(发动机)的车辆那样无法将发动机的余热用于车室内的供暖。在这样的难以确保车室内的供暖用的热源的车辆中,如本实施方式的热泵循环装置10那样,在供暖模式时,与供暖负荷无关而能够发挥高的COP,是极为有效的。

[0178] 接着,对本实施方式的热泵循环装置10的制冷剂的填充进行说明。如前所述,在本实施方式的热泵循环装置10设置有高压侧填料端口CP1及低压侧填料端口CP2。

[0179] 并且,实际上在对热泵循环装置10填充制冷剂时,在使第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19、制冷用膨胀阀21全开,并打开低压侧开闭阀24的状态下,从高压侧填料端口CP1及低压侧填料端口CP2的至少一方进行热泵循环装置10内的真空吸引。

[0180] 该真空吸引是为了除去热泵循环装置10内部的大气而进行的。其理由在于,若在热泵循环装置10内部残留大气,大气中的水分在循环内部冻结,有可能妨碍制冷剂的循环。

[0181] 进一步,热泵循环装置10内的真空吸引之后,在使第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19、制冷用膨胀阀21全开,并打开低压侧开闭阀24的状态下,从高压侧填料端口CP1及低压侧填料端口CP2的至少一方对循环内填充制冷剂。

[0182] 在本实施方式的热泵循环装置10中,由于不具备如以往技术那样的差压阀,因此通过使第一供暖用膨胀阀、第二供暖用膨胀阀15、19、制冷用膨胀阀21全开,并打开低压侧开闭阀24,即使在各结构设备彼此间的制冷剂路径的任意的部位配置了填料端口,也能够使填料端口与循环内的整个区域连通。

[0183] 因此,即使在任意的部位设置填料端口,在进行了循环内的整个区域的真空吸引后也能够对循环内的整个区域填充制冷剂。即,根据本实施方式所述的热泵循环装置10,即使是能够通过切换制冷剂回路来构成气体喷射循环的热泵循环装置,也能够适当地填充制冷剂。

[0184] (第二实施方式)

[0185] 在本实施方式中,对如下例进行说明:相对于第一实施方式,将第一三向接头13a、气液分离器侧通路14a的至少一部分、第一供暖用膨胀阀15、迂回通路14c的至少一部分及第二供暖用膨胀阀19(即,图9的由单点划线所包围的范围内的循环结构设备及结构部件)作为组合阀100而构成为一体。

[0186] 另外,在图9中,对与第一实施方式相同或等同部分标记相同的符号。该情况在以下的附图中也相同。

[0187] 具体而言,如图10的示意性的剖视图所示,本实施方式的组合阀100将使第一供暖用膨胀阀15侧的节流开度变化的第一阀芯部15a及使第二供暖用膨胀阀19侧的节流开度变化的第二阀芯部19a这双方收容到同一机壳101的内部。

[0188] 进一步,在机壳101的外部安装有使各个第一阀芯部、第二阀芯部15a、19a驱动位移的由步进电机构成的第一驱动部、第二驱动部15b、19b。

[0189] 机壳101形成组合阀100的外壳,通过使多个金属制的结构部件组合而构成。在机壳101形成有连接于室内冷凝器12的制冷剂出口侧的制冷剂流入口101a、连接于气液分离器16的入口侧的第一制冷剂流出口101b、连接于室外热交换器20的制冷剂入口侧(具体而言,第二三向接头13b)的第二制冷剂流出口101c。

[0190] 进一步,机壳101的内部被第一板状部件、第二板状部件102、103分隔成三个空间,各个空间连通于制冷剂流入口101a、第一制冷剂流出口101b及第二制冷剂流出口101c。更详细而言,连通于制冷剂流入口101a的第一空间S1配置于夹在连通于第一制冷剂流出口101b的第二空间S2及连通于第二制冷剂流出口101c的第三空间S3之间的位置。

[0191] 另外,在第一板状部件、第二板状部件102、103分别形成有贯通其正反的圆形状的第一连通孔、第二连通孔102a、103a,第一空间S1与第二空间S2经由第一连通孔102a连通,第一空间S1与第三空间S3经由第二连通孔103a连通。

[0192] 并且,配置于第二空间S2内的圆锥状的第一阀芯部15a受到来自第一驱动部15b的驱动力而位移,从而使第一连通孔102a的开口面积(节流通路面积)变化。另外,第一阀芯部15a与第一板状部件102抵接,从而堵塞第一连通孔102a。

[0193] 因此,在本实施方式中,通过第一阀芯部15a、机壳101的第一板状部件102侧及第一驱动部15b构成与第一实施方式的第一供暖用膨胀阀15对应的结构(即,技术方案的范围所述的第一减压装置)。

[0194] 另一方面,配置于第三空间S3的圆锥状的第二阀芯部19a受到来自第二驱动部19b的驱动力而位移,从而使第二连通孔103a的开口面积(节流通路面积)变化。另外,第二阀芯部19a与第二板状部件103抵接,从而堵塞第二连通孔103a。

[0195] 因此,在本实施方式中,通过第二阀芯部19a、机壳101内的第二板状部件103及第二驱动部19b构成与第一实施方式的第二供暖用膨胀阀19对应的结构(即,技术方案的范围所述的第三减压装置)。

[0196] 另外,在图10中,如第一实施方式中说明的第一供暖模式那样,示意性地图示了第一供暖用膨胀阀15为节流状态,第二供暖用膨胀阀19为全闭状态的状态。其他的结构及动作与第一实施方式相同。

[0197] 因此,即使使本实施方式的车辆用空调装置1动作,也与第一实施方式相同,通过切换热泵循环装置10的制冷剂流路,能够进行车室内的适当的制冷、除湿供暖及供暖。进一步,与第一实施方式相同,即使在任意的部位配置填料端口,也能够适当地填充制冷剂。

[0198] 另外,在本实施方式中,使第一三向接头13a、第一供暖用膨胀阀15及第二供暖用膨胀阀19作为组合阀100而一体化,因此能够实现这些循环结构设备的小型化,使向热泵循环装置10搭载时的搭载性提高。

[0199] (第三实施方式)

[0200] 在本实施方式中,与第二实施方式相同,对使图9的由单点划线所包围的范围内的循环结构设备等作为组合阀110而构成为一体的例进行说明。如图11的示意性的剖视图所示,相对于第二实施方式而言,本实施方式的组合阀110是通过共同的驱动部110a(驱动装置)使第一阀芯部15a及第二阀芯部19a这双方驱动位移的结构。

[0201] 在本实施方式的组合阀110中,第一板状部件102及第二板状部件103配置为其板面彼此成为相互平行,第一连通孔102a及第二连通孔103a同轴地配置。另外,圆锥状地形成的第一阀芯部15a及第二阀芯部19a也相对于第一连通孔102a及第二连通孔103a同轴地配置。

[0202] 进一步,在本实施方式的第一阀芯部15a及第二阀芯部19a形成有沿中心轴延伸的贯通孔,由步进电机构成的驱动部110a的转轴110b在轴向上能够滑动地嵌插于该贯通孔。因此,转轴110b也与第一阀芯部15a及第二阀芯部19a等同轴地配置。

[0203] 另外,在转轴110b设置有第一凸缘部110c,且设置有第一止动件110d,其中,第一凸缘部110c与对第一阀芯部15a施加向第一连通孔102a侧施力的荷重的第一弹簧15c抵接,第一止动件110d限制第一阀芯部15a相对于转轴110b向第一连通孔102a侧位移。

[0204] 同样地,在转轴110b设置有第二凸缘部110e,且设置有第二止动件110f,其中,第二凸缘部110e与对第二阀芯部19a施加向第二连通孔103a侧施力的荷重的第二弹簧19c抵接,第二止动件110f限制第二阀芯部19a相对于转轴110b向第二连通孔103a侧位移。其他的结构与第二实施方式相同。

[0205] 因此,在本实施方式的组合阀110中,如图12(a)、(b)、(c)所示,伴随使驱动部110a的步数(位移量)增加,能够使第一供暖用膨胀阀15侧的状态以全开状态→节流状态→全闭状态的顺序转变,并且使第二供暖用膨胀阀19侧的状态以全闭状态→节流状态→全开状态的顺序转变。

[0206] 更具体而言,在步数为初始值A0时,第一阀芯部15a向最远离第一板状部件102的第一连通孔102a的位置位移。由此,第一供暖用膨胀阀15侧成为全开状态。此时,第一阀芯部15a通过第一弹簧15c的作用而与第一止动件110d抵接。

[0207] 另外,在步数为初始值A0时,第二阀芯部19a位移到与第二板状部件103抵接并堵塞第二连通孔103a的位置。即,第二供暖用膨胀阀19侧成为全闭状态。进一步,在步数为初始值A0时,第二凸缘部110e最靠近第二阀芯部19a。

[0208] 并且,伴随步数从初始值A0增加,第一阀芯部15a向第一板状部件102的第一连通

孔102a侧位移。由此,第一供暖用膨胀阀15侧成为节流状态。并且,当步数到达A1时,第一阀芯部15a与第一板状部件102抵接并堵塞第一连通孔102a。

[0209] 即,在第一供暖用膨胀阀15侧中,伴随步数从初始值A0向A1增加,节流开度(制冷剂通路面积)从全开状态变小,进一步成为全闭状态。

[0210] 另一方面,在第二供暖用膨胀阀19侧,伴随步数从初始值A0增加,第二凸缘部110e向远离第二阀芯部19a的方向位移,但由于第二止动件110f与第二阀芯部19a未抵接,因此第二阀芯部19a维持堵塞第二连通孔103a的状态。并且,当步数到达A1时,第二止动件110f与第二阀芯部19a抵接。

[0211] 即,在步数从A0到A1的范围中,能够使第一供暖用膨胀阀15侧为全开状态→节流状态→全闭状态,使第二供暖用膨胀阀19侧为全闭状态,因此能够实现在第一实施方式中说明的第一供暖模式。

[0212] 接着,伴随步数从A1增加,在第一供暖用膨胀阀15侧,第一凸缘部110c向靠近第一阀芯部15a的方向位移,第一阀芯部15a维持堵塞第一连通孔102a的状态。

[0213] 另外,伴随步数从A1增加,在第二供暖用膨胀阀19侧,第二阀芯部19a从第二连通孔103a离开。由此,第二供暖用膨胀阀19侧成为节流状态。进一步,在第二供暖用膨胀阀19侧,节流开度(制冷剂通路面积)变大,直至步数到达A2。

[0214] 即,在步数从A1到A2的范围中,能够使第一供暖用膨胀阀15侧为全闭状态,使第二供暖用膨胀阀19侧为全闭状态→节流状态→全开状态,因此能够实现在第一实施方式中说明的第二供暖模式及除湿供暖模式。

[0215] 接着,在步数比A2大的情况下,在第二供暖用膨胀阀19侧,第二阀芯部19a即使向远离第二连通孔103a的方向位移,第二供暖用膨胀阀19侧的节流开度(制冷剂通路面积)也不变化,第二供暖用膨胀阀19侧成为全开状态。另外,第一供暖用膨胀阀15侧成为全闭状态。

[0216] 即,在步数比A2大的范围中,能够使第一供暖用膨胀阀15侧为全闭状态,使第二供暖用膨胀阀19侧为全开状态,因此能够实现在第一实施方式中说明的制冷模式。

[0217] 因此,即使使本实施方式的车辆用空调装置1动作,也与第一实施方式相同,通过切换热泵循环装置10的制冷剂流路,能够进行车室内的适当的制冷、除湿供暖及供暖。进一步,与第一实施方式相同,即使在任意的部位配置填料端口,能够适当地填充制冷剂。

[0218] 另外,与第二实施方式相同,能够使将组合阀110向热泵循环装置10搭载时的搭载性提高。进一步,在本实施方式的组合阀110中,通过共同的驱动部110a使第一阀芯部、第二阀芯部15a、19a位移,因此能够实现组合阀110的更进一步的小型化,并且能够使第一阀芯部、第二阀芯部15a、19a位移时的控制性提高。

[0219] (第四实施方式)

[0220] 在本实施方式中,如图14所示,对如下例进行说明:相对于第一实施方式而言,使气液分离器16、中间压固定节流阀17、供暖用逆止阀18及室外热交换器20(即,图13的单点划线所包围的范围内的循环结构设备及结构部件)作为气液分离器一体型热交换器200而构成为一体。

[0221] 另外,图14中的上下的各箭头表示将气液分离器一体型热交换器200搭载到车辆的状态下的上下的各方向。

[0222] 具体而言,本实施方式的室外热交换器20构成为具有供制冷剂流通的多根管20a与连接于该多根管20a的两端部并进行制冷剂的集合或分配的一对分配集合用箱20b,构成为所谓箱管型的热交换器。

[0223] 进一步,多根管20a沿大致水平方向延伸,层积配置于上下方向。因此,分配集合用箱20b形成为沿管20a的层积方向、即上下方向延伸的形状。另外,在相邻的管20a彼此之间形成有供外部气体流通的外部气体通路,在该外部气体通路配置有波状地形成的翅片20c,该翅片20c促进制冷剂与外部气体的热交换。

[0224] 另外,在图14中,仅图示一部分的翅片20c,但翅片20c配置于外部气体通路的大致整个区域。并且,通过管20a与翅片20c的层积结构,形成使制冷剂与外部气体进行热交换的热交换芯部。

[0225] 另外,本实施方式的气液分离器16的主体部16a与分配集合用箱20b相同,形成为沿大致铅直方向延伸的形状。进一步,气液分离器16的主体部16a的内部空间被分隔件16b~16d分隔成多个空间。并且,由形成于最上方侧的空间形成气液分离空间,该气液分离空间对在第一供暖用膨胀阀15被减压的制冷剂进行气液分离。

[0226] 在气液分离器16的主体部16a的内部的分隔件16b~16d中的配置于最上方侧(即,气液分离空间的下方侧)的第一分隔件16b配置有由小孔构成的中间压固定节流阀17。进一步,在配置于第一分隔件16b的下方侧的第二分隔件16c与第三分隔件16d之间配置有供暖用逆止阀18。

[0227] 并且,在本实施方式中,在对管20a、分配集合用箱20b及翅片20c进行钎焊接合来制造室外热交换器20时,同时地对室外热交换器20的分配集合用箱20b与气液分离器16的主体部16a进行钎焊接合。换言之,气液分离器16及分配集合用箱20b被钎焊接合,由此,气液分离器16及室外热交换器20被构成为一体。其他的结构及动作与第一实施方式相同。

[0228] 因此,即使使本实施方式的车辆用空调装置1动作,也与第一实施方式相同,通过切换热泵循环装置10的制冷剂流路,能够进行车室内的适当的制冷、除湿供暖及供暖。进一步,与第一实施方式相同,即使在任意的部位配置填料端口,也能够适当地填充制冷剂。

[0229] 另外,在本实施方式中,使气液分离器16、中间压固定节流阀17、供暖用逆止阀18及室外热交换器20作为气液分离器一体型热交换器200一体化,因此能够实现这些循环结构设备等的小型化,使向热泵循环装置10搭载时的搭载性提高。

[0230] 进一步,若同时采用本实施方式的气液分离器一体型热交换器200及第二、第三实施方式中说明的组合阀100、110中的任意一方来构成热泵循环装置10,则能够更进一步有效提高搭载性,并且能够有效实现热泵循环装置10整体的小型化。

[0231] (其他实施方式)

[0232] 本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内,能够进行如下的各种各样的变形。

[0233] (1)在上述的实施方式中,对将本发明的热泵循环装置10应用到电动汽车用的车辆用空调装置1的例进行了说明,但本发明的热泵循环装置10例如用于如从发动机(内燃机)及行驶用电动机获得行驶用的驱动力的混合动力车辆那样,存在发动机余热不足以作为供暖用热源的情况的车辆较为有效。

[0234] 进一步,本发明的热泵循环装置10例如也可以用于据置型空调装置、冷暖保存库、

液体加热装置等。在用于液体加热装置的情况下,热交换对象流体成为液体(例如热水),因此采用液体-制冷剂热交换器作为散热器即可。

[0235] (2) 在上述的实施方式中,对在从室内冷凝器12的出口侧至第一三向接头13a的制冷剂路径配置了高压侧填料端口CP1,在从储液器23的出口侧至压缩机11的吸入端口11a的制冷剂路径配置了低压侧填料端口CP2的例进行了说明,但各填料端口的位置不限于于此。

[0236] 例如,也可以如图15的双线所示,在从压缩机11的排出端口11c至第一供暖用膨胀阀15的入口侧的制冷剂路径及从压缩机11的排出端口11c经由第二供暖用膨胀阀19至室外热交换器20的制冷剂入口侧的制冷剂路径中的至少一方配置高压侧填料端口CP1。

[0237] (3) 在上述的实施方式中,对采用了由具有全闭功能的可变节流机构构成的第一供暖用膨胀阀15作为第一减压装置的例进行了说明,但第一减压装置不限于于此。例如,也可以通过使不具有全闭功能的节流阀(包含固定节流阀)与串联连接于该节流阀并形成制冷剂流路的开闭部(电磁阀)组合,来构成第一减压装置。

[0238] 该情况对构成第三减压装置的第二供暖用膨胀阀、构成第四减压装置的制冷用膨胀阀21也相同。

[0239] (4) 在上述的实施方式中,对在供暖模式时及除湿供暖模式时,通过在室内冷凝器12使高压制冷剂与送风空气进行热交换而加热送风空气的例进行了说明,但也可以是,取代室内冷凝器12,例如设置使热介质循环的热介质循环回路,在该热介质循环回路配置使高压制冷剂与热介质进行热交换的水-制冷剂热交换器,及使在水-制冷剂热交换器中被加热的热介质与送风空气进行热交换并加热送风空气的加热用热交换器(加热器芯)。

[0240] 进一步,在用于具有内燃机的车辆的情况下,也可以将内燃机的冷却水作为热介质,使其在热介质循环回路流通。另外,在电动汽车中,也可以将冷却电池、电气设备的冷却水作为热介质,使其在热介质循环回路流通。

[0241] (5) 在上述的实施方式中,对在除湿供暖模式时根据目标吹出温度TA0来切换第一除湿供暖模式与第二除湿供暖模式的例进行了说明,但除湿供暖模式时的控制不限于于此。例如,伴随目标吹出温度TA0的上升,使第二供暖用膨胀阀19的节流开度缩小,进一步,使制冷用膨胀阀21的节流开度增加即可。

[0242] 通过这样使第二供暖用膨胀阀19及制冷用膨胀阀21的节流开度变化,调整室外热交换器20中的制冷剂的压力(温度),因此也可以依次切换如下模式:在室外热交换器20中以与室内冷凝器12内的制冷剂相同的压力使制冷剂散热的运转模式(相当于第一实施方式的第一除湿供暖模式)→在室外热交换器20中使压力比室内冷凝器12内的制冷剂低的制冷剂散热的运转模式→在室外热交换器20中使比室内蒸发器22内的制冷剂高的制冷剂蒸发的运转模式→在室外热交换器20中以与室内蒸发器22内的制冷剂相同的压力使制冷剂蒸发的运转模式(相当于第一实施方式的第二除湿供暖模式)。

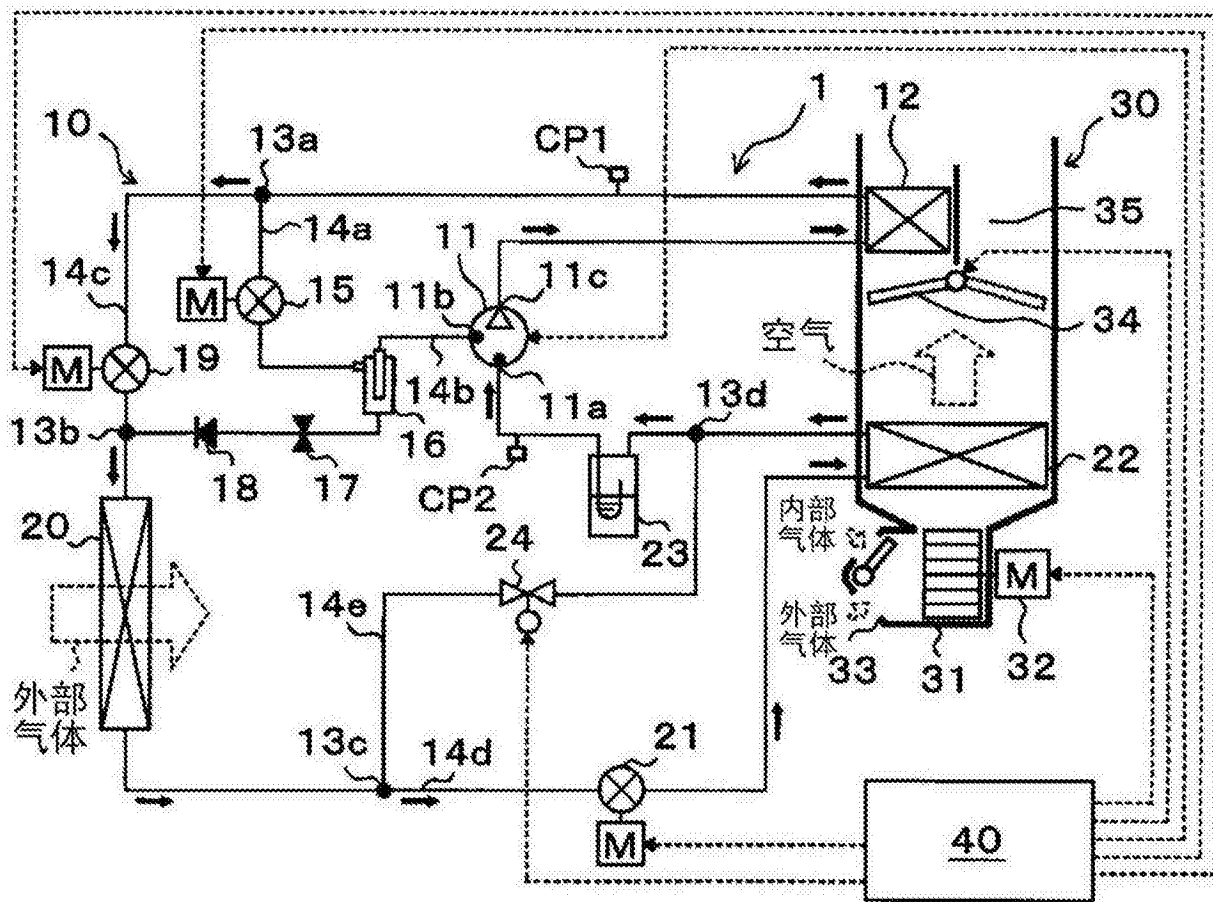
[0243] (6) 在上述的实施方式中,对在制冷模式、供暖模式及除湿供暖模式的各运转模式时,空调控制装置40以堵塞室内冷凝器12的空气通路或旁通通路35中的任一方的方式使空气混合门34动作的例进行了说明,但空气混合门34的动作不限于于此。

[0244] 即,空气混合门34也可以打开室内冷凝器12的空气通路及旁通通路35这双方。并且,也可以通过调整通过室内冷凝器12的风量与通过旁通通路的风量的风量比例,来调整从合流空间36向车室内吹出的送风空气的温度。这样的温度调整在容易微调送风空气的

温度这点上较为有效。

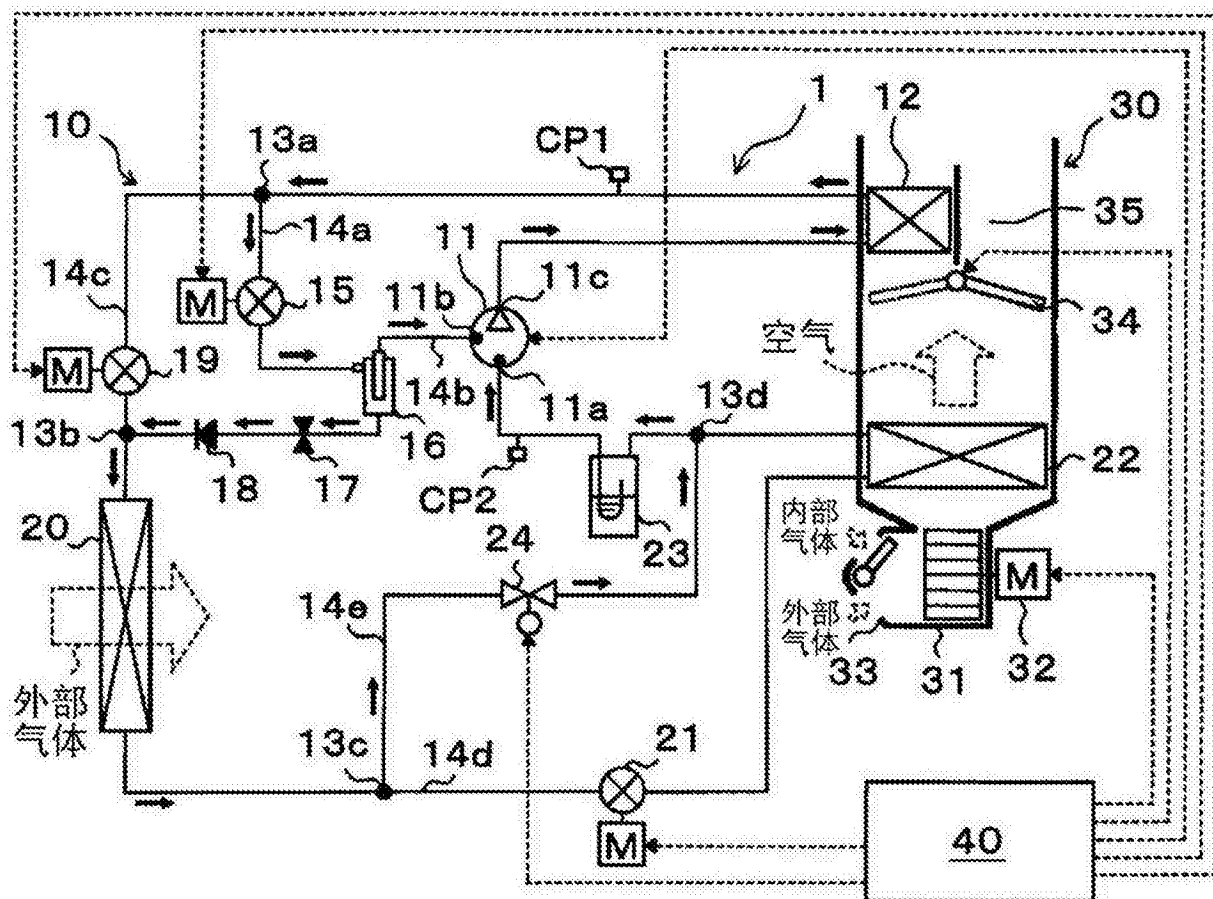
[0245] (7) 在上述的实施方式中,对在供暖模式时根据压缩机11的转速来切换第一供暖模式与第二供暖模式的例进行了说明,但第一供暖模式与第二供暖模式的切换不限于此。即,第一供暖模式与第二供暖模式的切换只要切换到能够发挥第一供暖模式、第二供暖模式中的高的COP的供暖模式即可。

[0246] 例如,也可以在基于外部气体传感器的检测值,在检测值为预先确定的基准外部气体温度(例如,0℃)以下的情况下,执行第一供暖模式,在检测值比基准外部气体温度高的情况下,执行第二供暖模式。



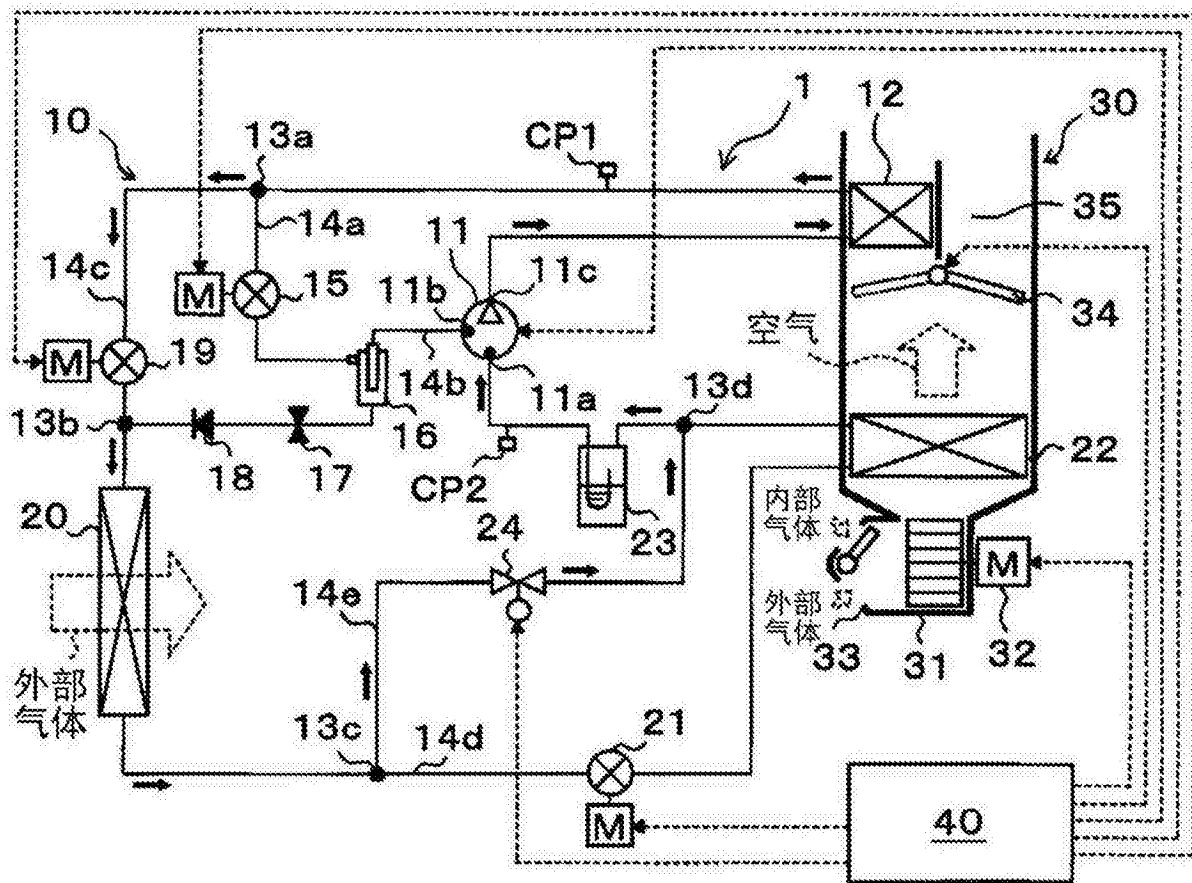
制冷模式/除湿供暖模式

图1



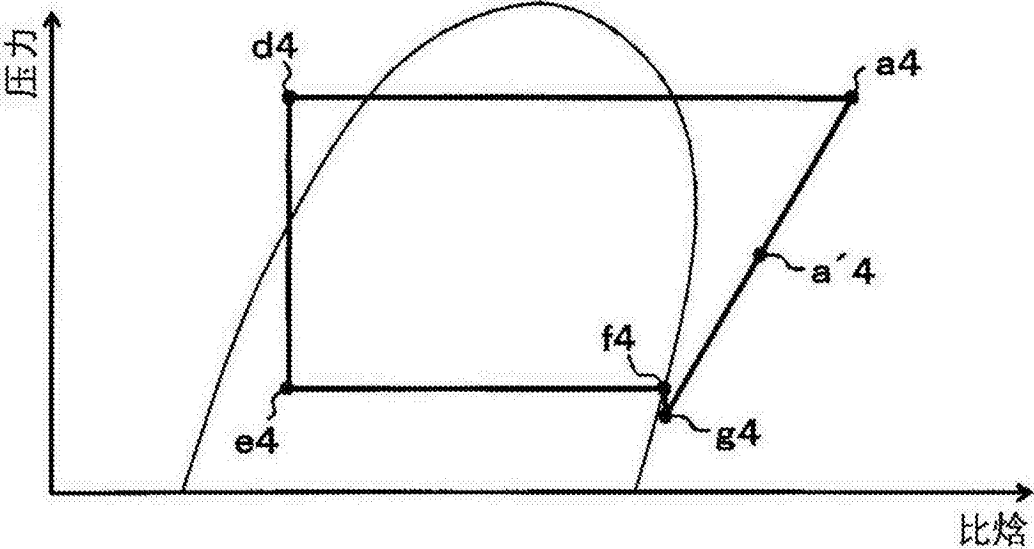
供暖模式(第一供暖模式)

图2



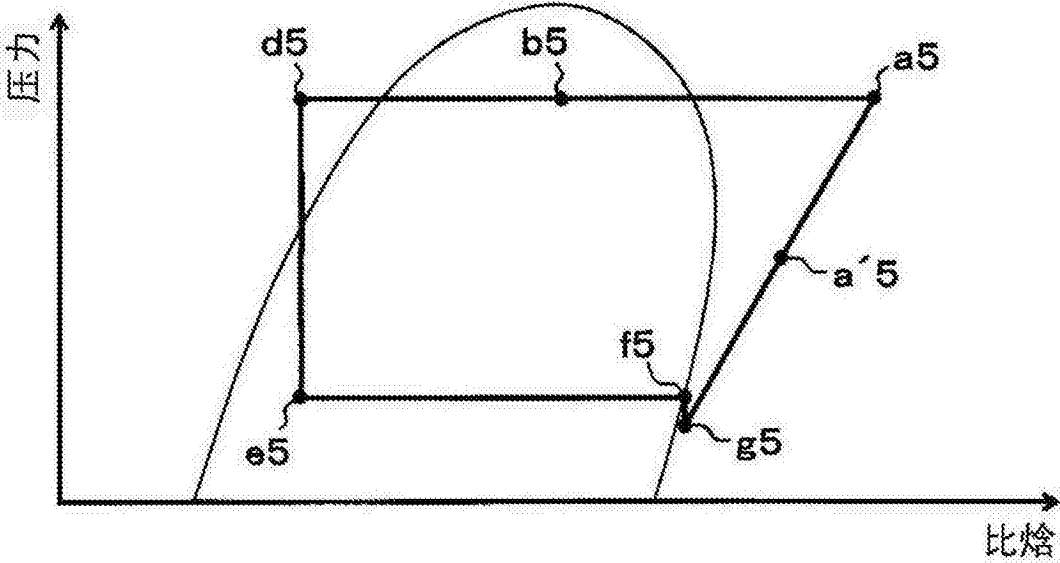
供暖模式(第二供暖模式)

图3



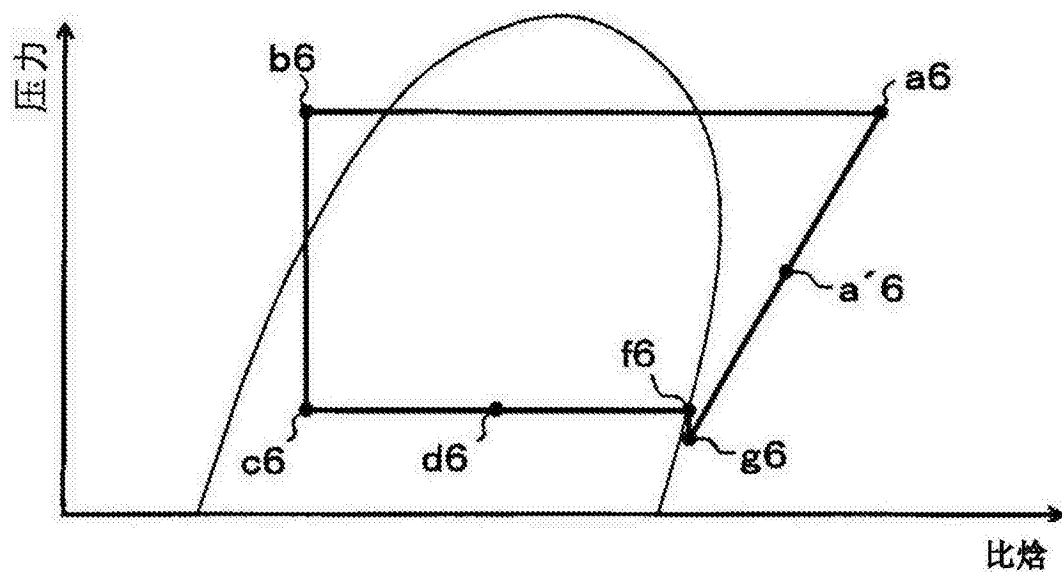
制冷运转模式

图4



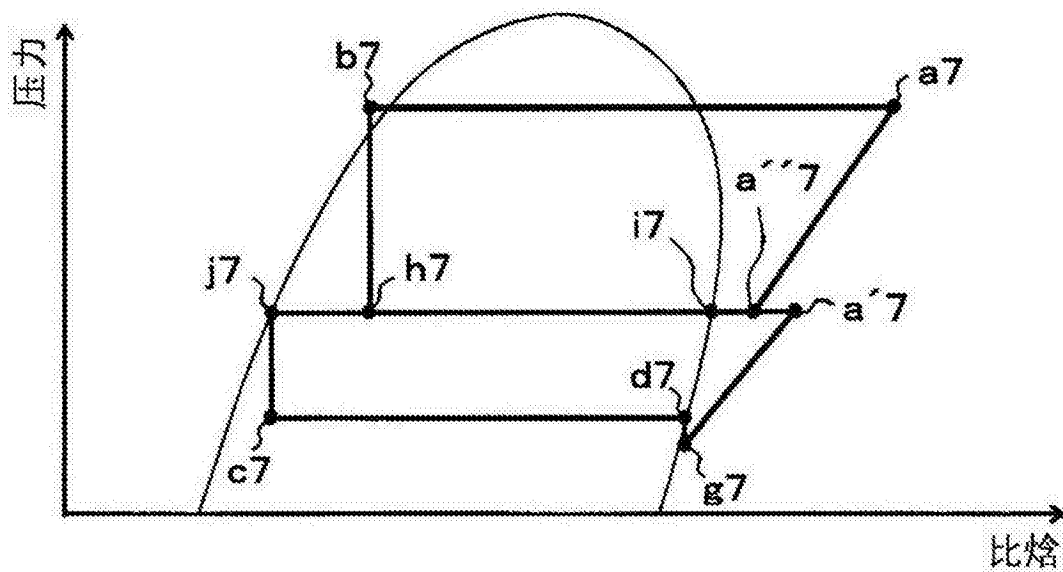
除湿供暖模式(第一除湿供暖模式)

图5



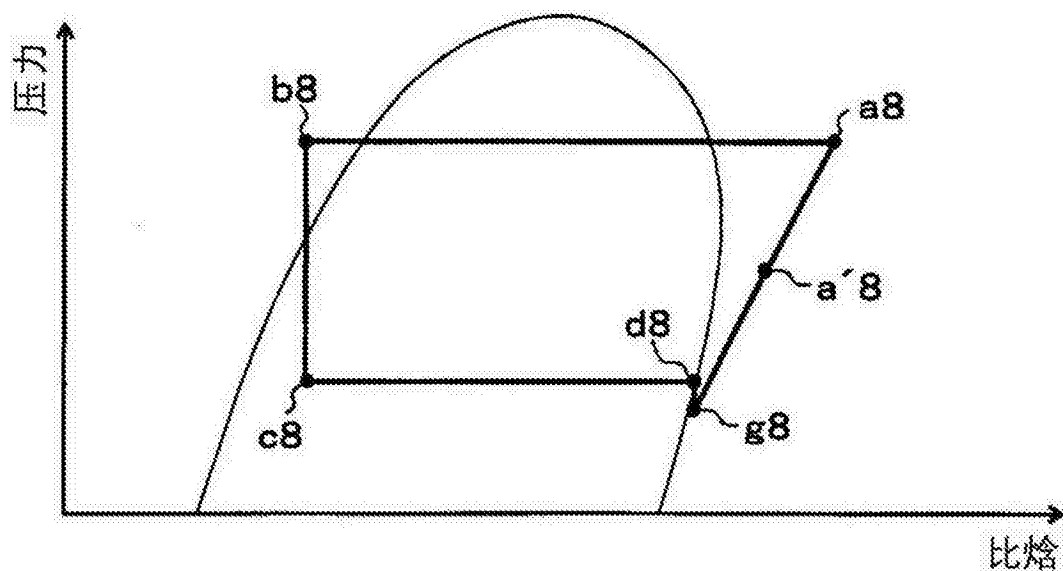
除湿供暖模式(第二除湿供暖模式)

图6



供暖模式(第一供暖模式)

图7



供暖模式(第二供暖模式)

图8

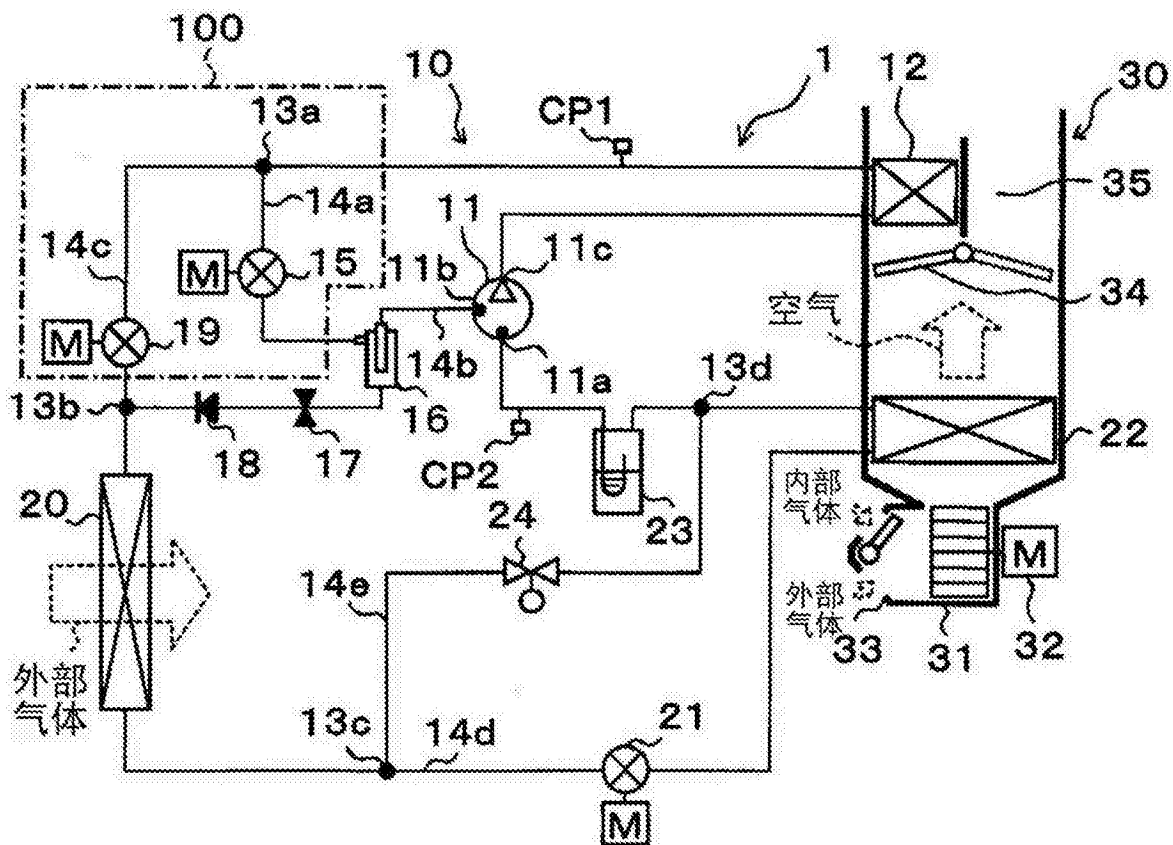


图9

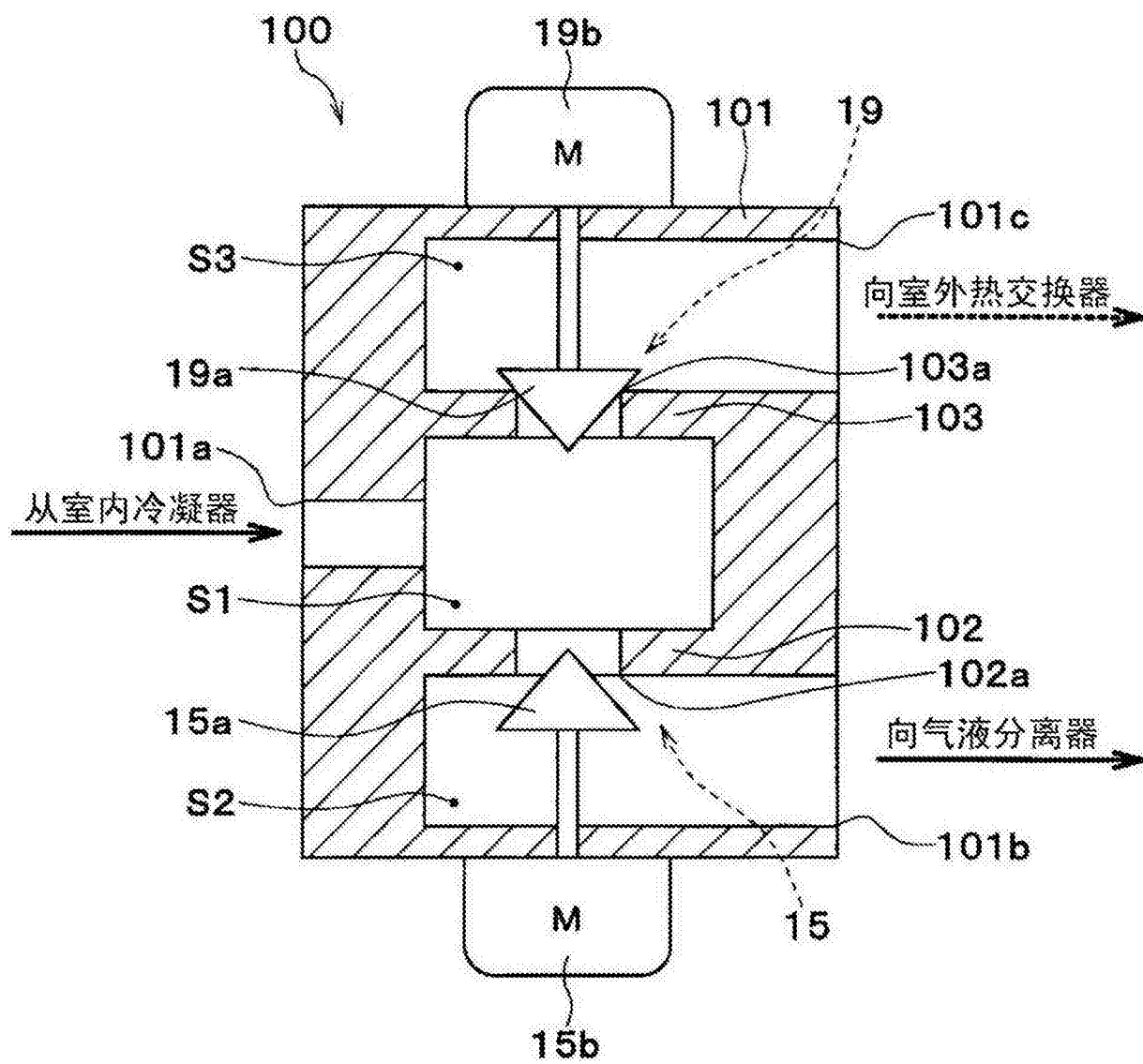


图10

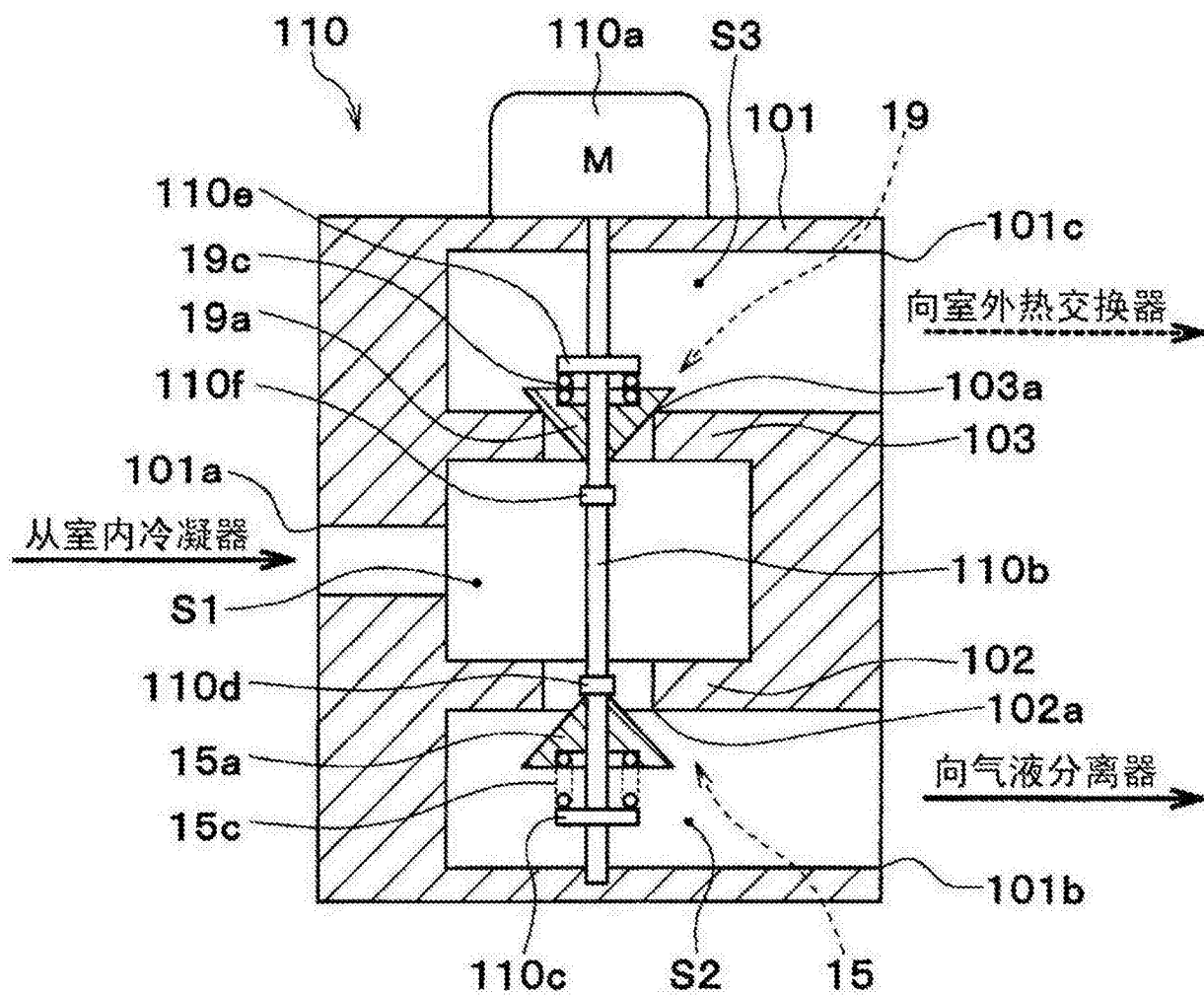


图11

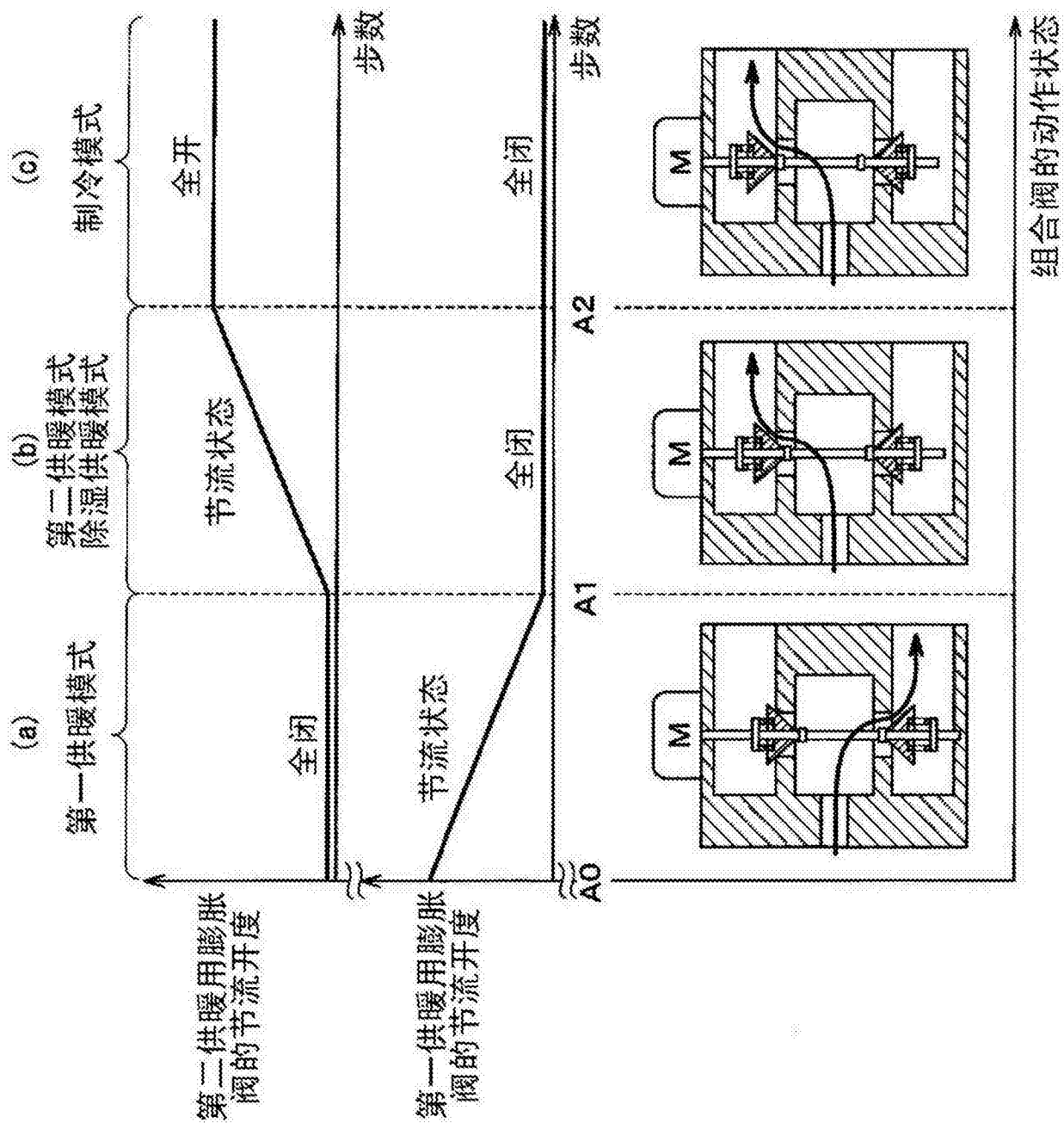


图12

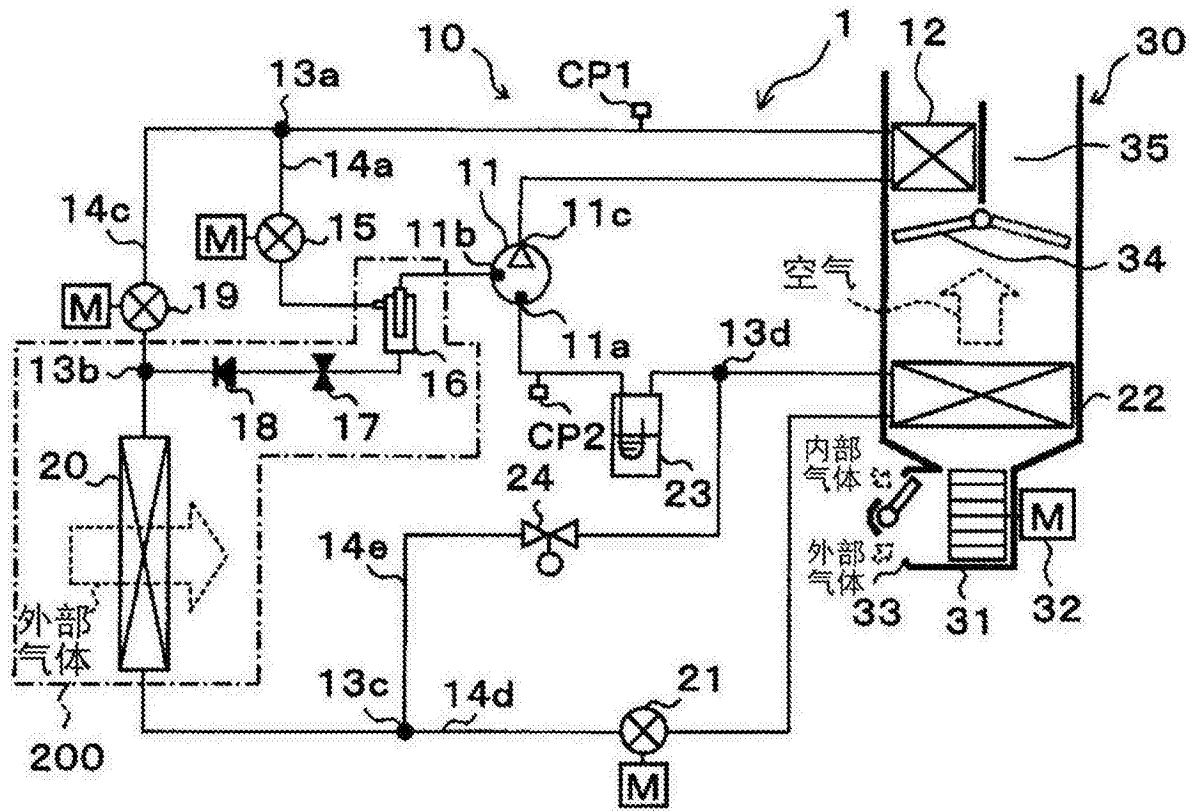
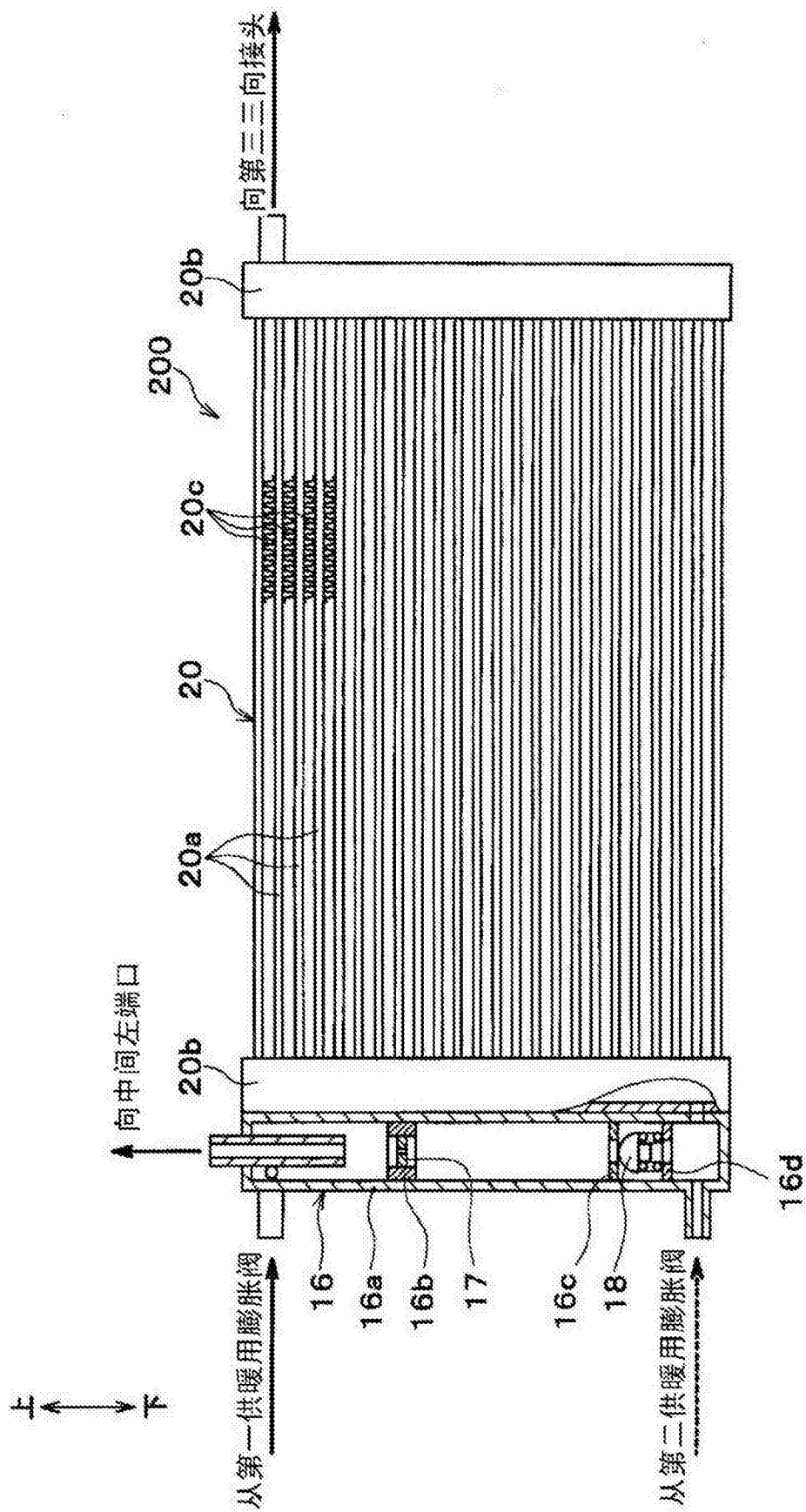


图13



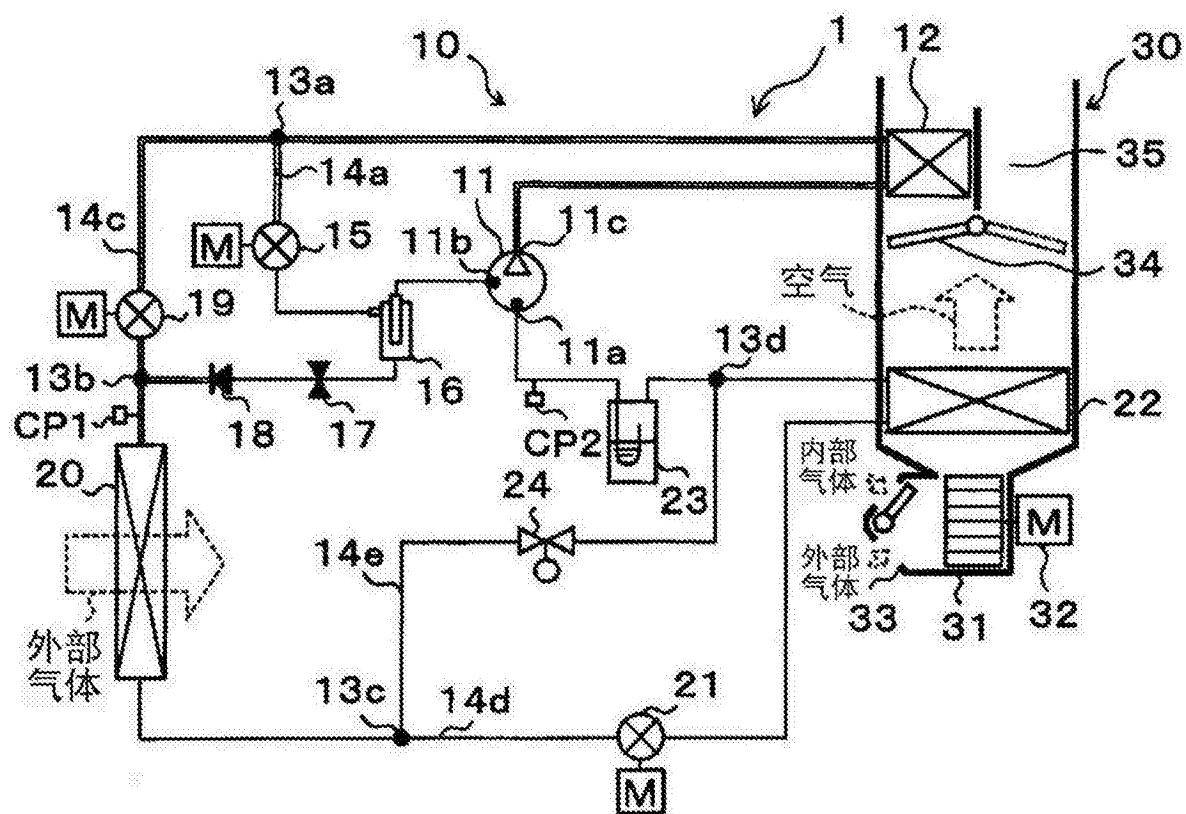


图15