(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107074069 B
(45)授权公告日 2019.12.31

(21)申请号 201580056849.3

(22)申请日 2015.11.16

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107074069 A

(43)申请公布日 2017.08.18

(30)优先权数据
2014-236724 2014.11.21 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.04.19

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2015/082108 2015.11.16

(87)PCT国际申请的公布数据
WO2016/080343 JA 2016.05.26

(73)专利权人 三菱重工制冷空调系统株式会社
地址 日本国东京都港区港南二丁目16番5号

(72)发明人 中川信也 小东宏次

(74)专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300
代理人 崔巍

(51)Int.Cl.
B60H 1/22(2006.01)
B60H 1/32(2006.01)

(56)对比文件
US 2011/0167850 A1,2011.07.14,全文.
JP 特开2012-138197 A,2012.07.19,全文.
CN 101324382 A,2008.12.17,全文.
CN 102745039 A,2012.10.24,全文.
JP 特开平7-232547 A,1995.09.05,全文.

审查员 史文艳

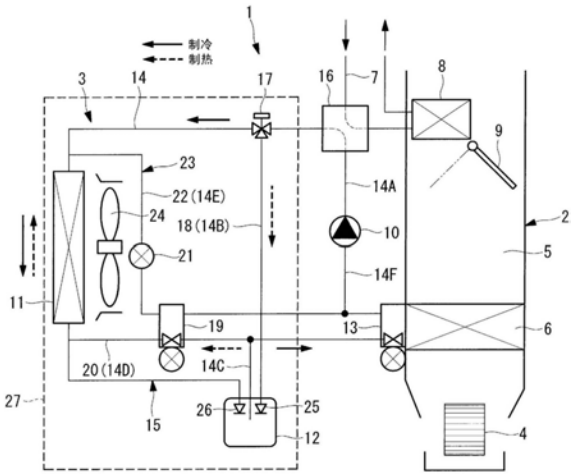
权利要求书2页 说明书13页 附图3页

(54)发明名称

热泵式车辆用空调系统

(57)摘要

在制冷循环(15)的排出配管(14A)设置对在HVAC单元(2)的加热器芯(8)中循环的热介质进行加热的制冷剂/热介质热交换器(16),在其下游借助于切换构件(17)而与到达接收器(12)的制热用旁通回路(18)连接,并且在接收器(12)的出口与车外热交换器(11)的一端之间设置有具有第二减压构件(19)的第二回路(20),在车外热交换器(11)的另一端与吸入回路(14F)之间设置有具有电磁阀(21)的第三回路(22)。采用通过电动压缩机(10)、制冷剂/热介质热交换器(16)、切换构件(17)、制热用旁通回路(18)、接收器(12)、第二回路(20)、车外热交换器(11)、第三回路(22)而构成制热循环(23)的车辆用空调系统。由此,沿用现有系统的制冷用制冷剂回路、HVAC,能够实现结构的简化等同时使制热热源多样化来确保制冷制热能力,还能够在制热时进行结霜延迟模式等的运转。



CN 107074069 B

1.一种热泵式车辆用空调系统,其特征在于,具有:

制冷用制冷剂回路,该制冷用制冷剂回路依次连接电动压缩机、车外热交换器、接收器、第一减压构件、设置于HVAC单元内的车内蒸发器;

加热器芯,该加热器芯配设于所述HVAC单元内的所述车内蒸发器的下游侧,能够供包含热水的热介质循环;

制冷剂/热介质热交换器,该制冷剂/热介质热交换器设置于所述电动压缩机的排出配管,使在所述加热器芯中循环的热介质与来自所述电动压缩机的排出制冷剂气体进行热交换;

制热用旁通回路,该制热用旁通回路的一端在所述制冷剂/热介质热交换器的下游侧经由切换构件与所述电动压缩机的排出配管连接,另一端与所述接收器连接;

具有第二减压构件的第二回路,该第二回路连接于所述接收器的出口侧与所述车外热交换器的一端侧之间;以及

具有在制热时打开的电磁阀的第三回路,该第三回路连接于所述车外热交换器的另一端侧与所述电动压缩机的吸入回路之间,

能够通过依次连接所述电动压缩机、所述制冷剂/热介质热交换器、所述切换构件、所述制热用旁通回路、所述接收器、具有所述第二减压构件的所述第二回路、所述车外热交换器、具有所述电磁阀的所述第三回路而构成制热用制冷剂回路,

所述制冷剂/热介质热交换器的下游侧经由所述切换构件而与所述车外热交换器的另一端侧直接连结,

所述切换构件与所述接收器之间通过所述制热用旁通回路而直接连结,

当在制热模式下所述车外热交换器结霜时,通过将所述制热用制冷剂回路切换到所述制冷用制冷剂回路,使经过了所述制冷剂/热介质热交换器的高温高压的制冷剂直接导入所述车外热交换器,从而能够进行除霜。

2.根据权利要求1所述的热泵式车辆用空调系统,其特征在于,

所述第一减压构件和所述第二减压构件采用带有开闭阀功能的减压构件,使用该开闭阀功能,从而能够在制热模式时使所述车外热交换器和所述车内蒸发器这两者作为蒸发器一同使用。

3.根据权利要求1所述的热泵式车辆用空调系统,其特征在于,

所述第一减压构件和第二减压构件采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀或者电子膨胀阀。

4.根据权利要求2所述的热泵式车辆用空调系统,其特征在于,

所述第一减压构件和第二减压构件采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀或者电子膨胀阀。

5.根据权利要求1所述的热泵式车辆用空调系统,其特征在于,

所述第一减压构件采用带有开闭阀功能的减压构件,并且在设置有所述第二减压构件的所述第二回路设置止回阀作为开闭阀功能的替代构件,该止回阀仅允许制冷剂从所述接收器的出口侧向所述车外热交换器侧流动,使用所述第一减压构件的开闭阀功能和所述第三回路的所述电磁阀,从而能够在制热模式时使所述车外热交换器和所述车内蒸发器这两者作为蒸发器一同使用。

6.根据权利要求2至5中的任意一项所述的热泵式车辆用空调系统,其特征在于,

该热泵式车辆用空调系统采用如下的结构:在制热模式时,根据所述车外热交换器的出口制冷剂温度和来自所述车内蒸发器的吹出空气或者所述车内蒸发器的翅片温度,对所述第一减压构件的开闭阀功能和所述第二减压构件的开闭阀功能或者所述第三回路的电磁阀交替地进行开闭控制,交替地向所述车外热交换器和所述车内蒸发器流通或者切断制冷剂。

热泵式车辆用空调系统

技术领域

[0001] 本发明涉及优选应用于电动汽车、混合动力车等电动车辆的热泵式车辆用空调系统。

背景技术

[0002] 在用于EV车、HEV车、PHEV车等电动车辆的车辆用空调系统中，无法进行使用了发动机冷却水等的燃烧废热的制热运转。因此，考虑有使用了电动压缩机的热泵方式的空调系统，但在采用了相反方式的热泵的情况下，必须使构成制冷剂回路的配管类或蒸发器、冷凝器等热交换器能够在制冷运转和制热运转的不同的温度、压力条件下共用，必须使应用于现有的发动机驱动方式的车辆的车辆用空调系统(以下，称为现有系统)全面地变更。

[0003] 因此，例如通过专利文献1提供如下的热泵式的车辆用空调系统：保持原样地使用现有系统的制冷用的制冷剂回路，在该回路中借助于切换阀和旁通回路等而添加设置于HVAC单元(Heating Ventilationand Air Conditioning Unit：供热通风与空气调节)内的车内冷凝器(也称为副冷凝器。)、车外蒸发器，从而构成制热用的制冷剂回路。

[0004] 另一方面，在专利文献2中公开了如下的结构的热泵式车辆用空调系统：借助于四通阀而将制热用的旁通回路与车外冷凝器连接，并且在膨胀阀的上游侧连接副冷凝器，在HVAC单元内将该副冷凝器配设在蒸发器的下游侧。在专利文献3中公开了如下的结构的热泵式车辆用空调系统：在HVAC单元内的上游侧配设蒸发器，在下游侧配设车内冷凝器，在该车内冷凝器的制冷剂入口侧借助于切换阀、旁通回路等而连接有车外热交换器，该车外热交换器在制冷时作为冷凝器发挥功能，在制热时作为蒸发器发挥功能。

[0005] 此外，在专利文献4中公开了如下的热泵方式的车辆用空调系统：在HVAC内的上游侧设置车内蒸发器，在下游侧设置能够使热水等载冷剂循环的加热器芯，在电动压缩机的排出配管设置对在该加热器芯中循环的热水等载冷剂进行加热的制冷剂/载冷剂热交换器，并且通过该制冷剂/载冷剂热交换器、车外热交换器以及车内蒸发器等构成热泵循环。

[0006] 专利文献1：日本特开2012-96634号公报

[0007] 专利文献2：日本特开平11-170849号公报

[0008] 专利文献3：日本特开平5-319077(专利第3538845号)公报

[0009] 专利文献4：日本特开平9-286225(专利第3704814号)公报

[0010] 在上述专利文献1-3所示的结构中，由于使用现有系统的制冷用制冷剂回路来构建热泵式的系统，因此虽然具有是使用了4个热交换器的系统还是使用了3个热交换器的系统的差异，但都是如下的系统：在HVAC内的上游侧设置车内蒸发器，在下游侧设置车内冷凝器，通过使高温的制冷剂气体在该车内冷凝器中循环、散热而进行制热。因此，不仅无法保持原样地沿用(C/O；遗留)了使用热水等热介质进行循环的加热器芯的现有系统的HVAC，而且即使是搭载汽油发动机的电动车辆(PHEV车)，也存在无法将热水废热等有效用于制热等的课题。

[0011] 另一方面，在专利文献4所示的结构中，在HVAC内的上游侧设置有车内蒸发器，在

下游侧设置有供热水等载冷剂循环的加热器芯，虽然能够保持原样地沿用现有系统的HVAC，但与车外热交换器并列地设置有具有制热和除湿用的减压构件的旁通回路。因此，需要对制冷用的减压构件设置除湿用的旁通回路，回路复杂化，并且当在外部气体温度低时车外热交换器容易结霜的条件下的热泵制热时，存在车外热交换器容易因结霜而冻结等的课题。

发明内容

[0012] 本发明是鉴于这样的情况而完成的，其目的在于，提供如下的热泵式车辆用空调系统：采用沿用了现有系统的制冷用制冷剂回路和HVAC的系统，能够实现结构的简化、小型化、低成本化，并且能够使制热热源多样化而确保制冷制热能力，而且能够在制热时进行车外热交换器的结霜延迟模式等的运转。

[0013] 用于解决上述课题的手段

[0014] 为了解决上述的课题，本发明的热泵式车辆用空调系统采用如下的方式。

[0015] 即，本发明的热泵式车辆用空调系统具有：制冷用制冷剂回路，该制冷用制冷剂回路依次连接电动压缩机、车外热交换器、接收器、第一减压构件、设置于HVAC单元内的车内蒸发器；加热器芯，该加热器芯配设于所述HVAC单元内的所述车内蒸发器的下游侧，能够供包含热水的热介质循环；制冷剂/热介质热交换器，该制冷剂/热介质热交换器设置于所述电动压缩机的排出配管，使在所述加热器芯中循环的热介质与来自所述电动压缩机的排出制冷剂气体进行热交换；制热用旁通回路，该制热用旁通回路的一端在所述制冷剂/热介质热交换器的下游侧经由切换构件与所述电动压缩机的排出配管连接，另一端与所述接收器连接；具有第二减压构件的第二回路，该第二回路连接于所述接收器的出口侧与所述车外热交换器的一端侧之间；以及具有在制热时打开的电磁阀的第三回路，该第三回路连接于所述车外热交换器的另一端侧与所述电动压缩机的吸入回路之间，能够通过依次连接所述电动压缩机、所述制冷剂/热介质热交换器、所述切换构件、所述制热用旁通回路、所述接收器、具有所述第二减压构件的所述第二回路、所述车外热交换器、具有所述电磁阀的所述第三回路而构成制热用制冷剂回路，所述制冷剂/热介质热交换器的下游侧经由所述切换构件而与所述车外热交换器的另一端侧直接连结，所述切换构件与所述接收器之间通过所述制热用旁通回路而直接连结，当在制热模式下所述车外热交换器结霜时，通过将所述制热用制冷剂回路切换到所述制冷用制冷剂回路，使经过了所述制冷剂/热介质热交换器的高温高压的制冷剂直接导入所述车外热交换器，从而能够进行除霜。

[0016] 根据本发明，依次连接电动压缩机、车外热交换器、接收器、第一减压构件、设置于HVAC单元内的车内蒸发器而构成制冷用制冷剂回路，对于该制冷用制冷剂回路，在电动压缩机的排出配管设置制冷剂/热介质热交换器，能够使由该制冷剂/热介质热交换器热交换后的热介质在配设于HVAC单元内的车内蒸发器的下游侧的加热器芯中循环。

[0017] 并且，设置制热用旁通回路，该制热用旁通回路的一端借助于切换构件而与该制冷剂/热介质热交换器的下游侧的排出配管连接，另一端与接收器连接，还设置有具有第二减压构件的第二回路和具有在制热时被打开的电磁阀的第三回路，该第二回路连接于接收器的出口侧与车外热交换器的一端侧之间，该第三回路连接于车外热交换器的另一端侧与电动压缩机的吸入回路之间。

[0018] 由此，能够构成制热用制冷剂回路，该制热用制冷剂回路将电动压缩机、制冷剂/热介质热交换器、切换构件、制热用旁通回路、接收器、具有第二减压构件的第二回路、车外热交换器、具有电磁阀的第三回路依次连接。

[0019] 因此，保持原样地沿用与现有系统的制冷用制冷剂回路大致相同的制冷用制冷剂回路以及具有车内蒸发器和加热器芯的HVAC单元，通过在该系统中添加制冷剂/热介质热交换器、切换构件、制热用旁通回路、具有第二减压构件的第二回路以及具有电磁阀的第三回路而能够成为热泵式的系统。

[0020] 并且，在制冷模式时使车内蒸发器和车外热交换器(作为冷凝器发挥功能)这两个热交换器发挥功能，在制热模式时使制冷剂/热介质热交换器和车外热交换器(作为蒸发器发挥功能)这两个热交换器发挥功能，由此能够进行制冷运转和制热运转。

[0021] 因此，能够以与电动压缩机的工作量匹配的最大限的能力进行高效的制冷运转、制热运转，提高其能力，并且添加最小限度的制热用设备来构成热泵式的系统，能够实现结构的简化、小型化、低成本化。

[0022] 而且，作为HVAC，能够保持原样地沿用如下的与现有系统相同的HVAC：在车内蒸发器的下游侧配置供包含热水的热介质循环的类型的加热器芯，通过热介质来回收发动机、马达、逆变器等的废热、或者利用PTC加热器加热该热介质而成为制热用热源等，通过使用多种热源而在热泵制热困难的极低温时、除霜时也能够持续进行制热运转。

[0023] 并且，由于将制冷剂/热介质热交换器设置于电动压缩机的排出配管，在其下游侧设置有切换构件，因此能够将切换构件设置于CRFM(Condenser Radiator and Fan Motor：冷凝器散热器和风扇马达)侧，还能够提高对于车辆的搭载性。

[0024] 另外，根据本发明，当在制热模式下车外热交换器结霜时，通过切换构件将制冷剂回路切换到制冷用的回路，将高温高压的制冷剂直接导入车外热交换器，从而能够效率良好地除霜。因此，能够缩短除霜时间，并且即使外气温度为0℃以下也能够进行除霜。

[0025] 此外，关于本发明的热泵式车辆用空调系统，在上述的任意的热泵式车辆用空调系统中，所述第一减压构件和所述第二减压构件采用带有开闭阀功能的减压构件，使用该开闭阀功能，从而能够在制热模式时使所述车外热交换器和所述车内蒸发器这两者作为蒸发器一同使用。

[0026] 根据本发明，在制热模式时，在车外热交换器的结霜条件下，采用结霜延迟模式，对第一减压构件和第二减压构件的开闭阀功能交替地进行开闭控制，而借助于第一减压构件使一部分的制冷剂在车内蒸发器中循环，能够减少向车外热交换器的制冷剂循环量。由此，能够一边延迟结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。因此，能够改善热泵方式车辆用空调系统的制热性能。

[0027] 此外，关于本发明的热泵式车辆用空调系统，在上述的任意的热泵式车辆用空调系统中，所述第一减压构件和第二减压构件采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀或者电子膨胀阀。

[0028] 根据本发明，在使第一减压构件和第二减压构件采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀的情况下，能够利用电磁阀的开闭使制冷剂流通或者切断，在使电磁阀打开时，能够通过温度式自动膨胀阀来控制制冷剂流量，以使得车外热交换器出口或者车内蒸发器出口的制冷剂过热度恒定。

[0029] 在使第一减压构件和第二减压构件采用电子膨胀阀的情况下，能够通过电子膨胀阀的全闭、全开功能使制冷剂流通或者切断，能够根据该开度调整功能来控制车外热交换器出口或者车内蒸发器出口的制冷剂过热度。

[0030] 因此，能够根据运转模式使用该开闭阀功能而切换使用第一减压构件和第二减压构件，并且能够在制热模式时进行一同使用车外热交换器和车内蒸发器的运转。

[0031] 此外，关于本发明的热泵式车辆用空调系统，在上述的任意的热泵式车辆用空调系统中，所述第一减压构件采用带有开闭阀功能的减压构件，并且在设置有所述第二减压构件的所述第二回路设置止回阀作为开闭阀功能的替代构件，该止回阀仅允许制冷剂从所述接收器的出口侧向所述车外热交换器侧流动，使用所述第一减压构件的开闭阀功能和所述第三回路的所述电磁阀，从而能够在制热模式时使所述车外热交换器和所述车内蒸发器这两者作为蒸发器一同使用。

[0032] 根据本发明，在制热模式时，在车外热交换器的结霜条件下，采用结霜延迟模式，通过对第一减压构件的开闭阀功能和第二回路的电磁阀交替地进行开闭控制，而借助于第一减压构件使一部分的制冷剂在车内蒸发器中循环，减少向车外热交换器的制冷剂循环量，由此能够一边延迟结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。因此，能够改善热泵方式车辆用空调系统的制热性能。

[0033] 此外，关于本发明的热泵式车辆用空调系统，在上述的任意的热泵式车辆用空调系统中，采用如下的结构：在制热模式时，根据所述车外热交换器的出口制冷剂温度和来自所述车内蒸发器的吹出空气或者所述车内蒸发器的翅片温度，对所述第一减压构件的开闭阀功能和所述第二减压构件的开闭阀功能或者所述第三回路的电磁阀交替地进行开闭控制，交替地向所述车外热交换器和所述车内蒸发器流通或者切断制冷剂。

[0034] 根据本发明，在制热模式时，在车外蒸发器的结霜条件下，根据车外热交换器的出口制冷剂温度和来自车内蒸发器的吹出空气或者车内蒸发器的翅片温度，而交替地向车外热交换器和车内蒸发器流通或者切断制冷剂，由此成为结霜延迟模式，能够减少向车外热交换器的制冷剂循环量。

[0035] 由此，能够延迟车外蒸发器的结霜及其进行，另一方面，抑制因车内蒸发器中的冷却所引起的吹出空气温度的降低，通过重复进行该动作，从而将温度变动幅度抑制在一定范围来进行运转。因此，能够一边在制热时延迟车外蒸发器的结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。

[0036] 发明效果

[0037] 根据本发明，保持原样地沿用与现有系统的制冷用制冷剂回路大致相同的制冷用制冷剂回路以及具有车内蒸发器和加热器芯的HVAC单元，通过在该系统中添加制冷剂/热介质热交换器、切换构件、制热用旁通回路、具有第二减压构件的第二回路以及具有电磁阀的第三回路而成为热泵式的系统，在制冷模式时使车内蒸发器和车外热交换器这两个热交换器发挥功能，在制热模式时使制冷剂/热介质热交换器和车外热交换器这两个热交换器发挥功能，由此能够进行制冷运转和制热运转。

[0038] 因此，能够以与电动压缩机的工作量匹配的最大限的能力进行高效的制冷运转、制热运转，提高其能力，并且能够添加最小限度的制热用设备来构成热泵式的空调系统，能够实现结构的简化、小型化、低成本化。

[0039] 而且，作为HVAC，能够保持原样地沿用如下的与现有系统相同的HVAC：在车内蒸发器的下游侧配置供包含热水的热介质循环的类型的加热器芯，通过热介质来回收发动机、马达、逆变器等的废热、或者利用PTC加热器加热该热介质而成为制热用的热源等，通过使用多种热源而在热泵制热困难的极低温时、除霜时也能够持续进行制热运转。

[0040] 并且，由于将制冷剂/热介质热交换器设置于电动压缩机的排出配管，在其下游侧设置切换构件，因此能够将切换构件设置于CRFM(Condenser Radiator and Fan Motor)侧，还能够提高对于车辆的搭载性。

附图说明

[0041] 图1是本发明的第一实施方式的热泵式车辆用空调系统的概略结构图(制冷剂回路图)。

[0042] 图2是被组装于上述热泵式车辆用空调系统中的接收器的纵剖视图(A)、其俯视图(B)以及与图(B)的a-a截面相当的图(C)。

[0043] 图3是被组装于上述热泵式车辆用空调系统中的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀的结构图。

[0044] 符号说明

[0045] 1 热泵式车辆用空调系统

[0046] 2 HVAC单元

[0047] 3 热泵式制冷剂回路

[0048] 6 车内蒸发器

[0049] 7 热介质循环回路

[0050] 8 加热器芯

[0051] 10 电动压缩机

[0052] 11 车外热交换器

[0053] 12 接收器(带有止回阀的接收器)

[0054] 13 带有开闭阀功能的第一减压构件

[0055] 14A 排出配管(排出回路)

[0056] 14F 吸入配管(吸入回路)

[0057] 15 制冷循环

[0058] 16 制冷剂/热介质热交换器

[0059] 17 三通切换阀(切换构件)

[0060] 18 制热用旁通回路

[0061] 19 带有开闭阀功能的第二减压构件

[0062] 20 第二回路

[0063] 21 电磁阀

[0064] 22 第三回路

[0065] 23 制热循环

[0066] 50 带有电磁阀的温度式自动膨胀阀

[0067] 51 电磁阀

[0068] 52 温度式自动膨胀阀

具体实施方式

[0069] 以下,参照附图对本发明的实施方式进行说明。

[0070] [第一实施方式]

[0071] 以下,使用图1至图3对本发明的第一实施方式进行说明。

[0072] 在图1中表示本发明的第一实施方式的热泵式车辆用空调系统的概略结构图,在图2中表示被组装于该系统中的接收器的结构图,在图3中表示被组装于该系统中的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀的结构图。

[0073] 本实施方式的热泵式车辆用空调系统1具有HVAC单元(Heating Ventilationand Air Conditioning Unit)2以及能够进行制冷制热的热泵式制冷剂回路3。

[0074] HVAC单元2具有:鼓风机4,该鼓风机4切换导入来自车室内的内气或者外气中的任意一种,并向下游侧压送;车内蒸发器6,该车内蒸发器6配设于与鼓风机4相连的空气流路5中的上游侧;加热器芯8,该加热器芯8配设于其下游侧,使热水等热介质(载冷剂)能够借助于热介质循环回路7而循环;以及空气混合调节风门9,该空气混合调节风门9对在加热器芯8中流通的空气量和旁通的空气量的比例进行调整而对吹出到车室内的调温风的温度进行调整。

[0075] 该HVAC单元2与应用于现有的发动机驱动方式的车辆的车辆用空调系统(以下,称为现有系统。)上所组装的、通过使车辆用发动机的冷却水在加热器芯中循环而成为制热用热源的HVAC单元没有任何不同,该HVAC单元2采用如下的结构:被设置于车室侧的仪表板内,从朝向车室内开口的多个吹出口选择性地向车室内吹出调温风。

[0076] 在使热水等热介质在加热器芯8中循环的热介质循环回路7中,除了后述的热泵式制冷剂回路3侧的制冷剂/热介质热交换器16之外,还设置来自搭载有发动机的电动车辆(PHEV车)的发动机的废热、来自马达或者逆变器等车辆驱动设备的废热等的废热回收设备,还设置有PTC加热器等热源设备,成为能够有效地使用多种热作为制热用热源的结构。

[0077] 能够切换到制冷循环和制热循环的热泵式制冷剂回路3具有闭循环的制冷循环15,在该闭循环的制冷循环15中经由制冷剂配管14依次连接压缩制冷剂的电动压缩机10、车外热交换器(在制冷时作为冷凝器发挥功能,在制热时作为蒸发器发挥功能)11、接收器12、带有开闭阀功能的第一减压构件13、设置于HVAC单元2内的车内蒸发器6。能够使该制冷循环15与应用于发动机驱动方式的车辆的现有的车辆用空调系统中所使用的制冷剂回路大致相同。

[0078] 并且,在热泵式制冷剂回路3中设置有制冷剂/热介质热交换器16,该制冷剂/热介质热交换器16在来自电动压缩机10的排出配管(排出回路)14A中使从电动压缩机10排出的高温高压制冷剂气体与朝向加热器芯8的在热介质循环回路7中循环的热介质进行热交换,并且在该制冷剂/热介质热交换器16下游侧设置有三通切换阀(切换构件)17。制热用旁通回路18与该三通切换阀17连接,制热用旁通回路18的另一端与接收器12连接,由此成为在制热时能够将由制冷剂/热介质热交换器16冷凝后的制冷剂导入到接收器12内的结构。

[0079] 并且,在接收器12的出口制冷剂配管14C与车外热交换器11的制冷运转时的制冷剂出口侧(车外热交换器11的一端侧)之间连接具有带有开闭阀功能的第二减压构件19的

制热用的第二回路20，并且在车外热交换器11的制冷运转时的制冷剂入口侧(车外热交换器11的另一端侧)与朝向电动压缩机10的吸入配管(吸入回路)14F之间连接具有电磁阀21的制热用的第三回路22。

[0080] 由此，能够构成闭循环的制热循环23，在该闭循环的制热循环23中，经由制冷剂配管14A、14B(制热用旁通回路18)、14C、14D(第二回路20)、14E(第三回路22)、14F而依次连接有电动压缩机10、制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17、制热用旁通回路18、接收器12、具有带有开闭阀功能的第二减压构件19的第二回路20、以及具有车外热交换器11和电磁阀21的第三回路22。对车外热交换器11附设有用于使外气流通的风扇24。

[0081] 此外，上述接收器12采用带有止回阀的接收器12，该接收器12在与来自三通切换阀17的制热用旁通回路18和来自车外热交换器11的制冷剂配管14连接的两个制冷剂流入口一体地组装有止回阀25、26。该接收器12采用内置干燥器的带有止回阀的接收器12，如图2所示，该接收器12具有：具有底的筒状的主体30；焊接于主体30的一端开口部的盖体31；一端与盖体31连接、另一端延长到主体30的底部附近的制冷剂流出管32；以及通过向设置于主体30内的上方部的上下一对过滤器33、34之间填充干燥剂35而构成的干燥器36。

[0082] 如上所述，在盖体31设置与制热用旁通回路18(制冷剂配管14B)和来自车外热交换器11的制冷剂配管14连接的两个制冷剂流入口37、38、以及与出口制冷剂配管14C连接的制冷剂流出口39。在制冷剂流入口37、38和制冷剂流出口39设置用于连接制冷剂配管的接头部40、41、42，制冷剂配管14、14B和出口制冷剂配管14C能够借助于该接头部40、41、42而被连接。并且，止回阀25、26借助于挡圈和止动件43、44而被组装在制冷剂流入口37、38内。

[0083] 并且，作为带有开闭阀功能的第一减压构件13和第二减压构件19，可以使用图3所示的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50。该带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50设置于车内蒸发器6和作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11的制冷剂入口侧，使具有对于这些蒸发器的入口侧制冷剂流路54和出口侧制冷剂流路55的阀主体53、对设置于阀主体53的入口侧制冷剂流路54进行开闭的电磁阀51以及落座于设置于入口侧制冷剂流路54的阀座部56的温度式自动膨胀阀52一体化，该温度式自动膨胀阀52具有对其开度进行调整的球阀57。

[0084] 电磁阀51具有：电磁线圈51A、可动铁心51B以及设置于可动铁心51B的顶端的对入口侧制冷剂流路54进行开闭的阀体51C，采用可动铁心51B因对电磁线圈51A的通电而在轴向上进退、阀体51C对入口侧制冷剂流路54进行开闭的结构。并且，温度式自动膨胀阀52采用如下的结构：借助于感温筒和隔膜58感测出供车内蒸发器6和车外热交换器11所蒸发的制冷剂流通的出口侧制冷剂流路55内的制冷剂的温度和压力，利用该差压使轴59进退，按压被弹簧60施力的球阀57由此进行开度调整。电磁阀51和温度式自动膨胀阀52也可以采用将独立的单个标准的电磁阀、温度式自动膨胀阀串联连接而构成。

[0085] 在使用上述的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50且使用了车内蒸发器6和作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11的一方或者双方的运转时，打开电磁阀51，借助于入口侧制冷剂流路54将由温度式自动膨胀阀52绝热膨胀后的制冷剂供给至车内蒸发器6和车外热交换器11，由此能够利用温度式自动膨胀阀52对制冷剂流量进行自动控制以使得各蒸发器出口的制冷剂过热度为恒定。由此，与使用了需要制冷剂压力检测构件和制冷剂温度检测构件的电子膨胀阀的系统相比，能够使结构简化，实现低成本化。

[0086] 但是，在本发明中，作为带有开闭阀功能的第一减压构件13和第二减压构件19，也

可以取代带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50而使用电子膨胀阀，并没有排除电子膨胀阀的使用。并且，关于带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50，除了包含使电磁阀51与温度式自动膨胀阀52一体化的结构之外，还包含将独立的单个电磁阀与温度式自动膨胀阀串联连接的结构，在本发明中，将在它们上添加了具有上述功能的电子膨胀阀的结构总称地定义为带有开闭阀功能的减压构件13、19。

[0087] 在上述的热泵式车辆用空调系统1中，在制冷模式时，由电动压缩机10压缩后的制冷剂像实线箭头所示那样在制冷循环15内循环，在该制冷循环15中，制冷剂依次在制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17、作为冷凝器发挥功能的车外热交换器11、接收器12、带有开闭阀功能的第一减压构件13、车内蒸发器6中流通，并再次返回到电动压缩机10。

[0088] 另一方面，在制热模式时，由电动压缩机10压缩后的制冷剂像虚线箭头所示那样在制热循环23内循环，在该制热循环23中，制冷剂依次在制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17、制热用旁通回路18、接收器12、具有带有开闭阀功能的第二减压构件19的第二回路20、作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11、具有电磁阀21的第三回路22中流通，并再次返回到电动压缩机10。并且，在制冷剂/热介质热交换器16中，加热在热介质循环回路7内循环的热水等热介质(载冷剂)，并供给至加热器芯8。

[0089] 这里，当在外气温度较低的结霜条件下持续进行制热运转时，作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11产生结霜，当因该霜生长而出现车外热交换器11全部冻结的情况时，阻碍与外气的热交换，热泵制热变得困难。但是，即使在车外热交换器11上结霜，也能够通过使其生长延迟而稳定地持续进行制热运转。因此，在本实施方式中，在制热模式时，为了延迟车外热交换器11上的结霜的进行而采用以下的结构。

[0090] 即，由于使第一减压构件13和第二减压构件19采用带有开闭阀功能的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50，因此在制冷剂像虚线箭头所示的那样循环的制热模式时，例如在车外热交换器11的出口制冷剂温度降低到设定温度以下且车外热交换器11有可能结霜的情况下，关闭构成第二减压构件19的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51，打开构成第一减压构件13的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51，而使制冷剂流向车内蒸发器6侧，由此能够使车内蒸发器6作为蒸发器发挥功能而持续进行制热运转。并且，由此能够降低车外热交换器11中的吸热能力，抑制结霜的进行。

[0091] 此时，车内蒸发器6发挥作用而成为除湿制热运转，由于有时由加热器芯8加热并吹出的调温风的温度无法维持设定温度，因此对来自车内蒸发器6的吹出空气或者车内蒸发器6的翅片温度进行检测，在该温度为设定值以下时，使第一减压构件13的开闭阀功能(带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51)关闭，使第二减压构件19的开闭阀功能(带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51)打开，而重复进行使制冷剂流向车外热交换器11侧的动作。由此，能够一边延迟结霜并且将温度变动幅度抑制在一定的范围内，一边稳定地持续进行制热运转。

[0092] 此外，在本实施方式中，能够使加热器芯8和车内蒸发器6同时发挥作用，而以除湿制热模式进行运转。即，使第一减压构件13和第二减压构件19为带有开闭阀功能的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50。因此，能够将制冷剂回路切换到制热循环23，使从电动压缩机10排出的制冷剂像虚线箭头那样在制热循环23中循环，与此同时，通过使第一减压构件13的开闭阀功能为打开而使一部分的制冷剂从接收器12循环到车内蒸发器6，在上述制热循

环23中制冷剂在制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17、制热用旁通回路18、接收器12、具有第二减压构件19的第二回路20、以及具有车外热交换器11和电磁阀21的第三回路22中流通并返回到电动压缩机10，。

[0093] 由此，能够由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气在加热器芯8中加热并向车室内吹出，而进行除湿制热运转。在该情况下，仅通过加热器芯8对由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气进行加热，无法确保使向车室内吹出的空气的温度追随于设定温度的变化而变化的所谓温度线性特性。但是，在该除湿制热模式时，使制冷剂流过作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11和车内蒸发器6，一同使用两个蒸发器来进行运转，与此同时，例如对从车内蒸发器6吹出的空气或者车内蒸发器6的翅片温度进行检测，根据该温度对第一减压构件13的开闭阀功能进行开闭控制来对车内蒸发器6中的冷却量进行调整，由此也能够确保温度线性特性。

[0094] 另外，采用如下的结构：将三通切换阀17像上述那样设置于在来自电动压缩机10的排出配管14A所设置的制冷剂/热介质热交换器16的下游侧，该三通切换阀17将热泵式制冷剂回路3切换到制冷循环15和制热循环23，因此如图1所示，能够使三通切换阀17设置于CRFM(Condenser Radiator and Fan Motor)27侧而一体化，并搭载于车辆。

[0095] 以上，根据说明的结构，根据本实施方式，实现如下的作用效果。

[0096] 首先，在制冷模式时，由电动压缩机10压缩后的高温高压的制冷剂气体借助于排出配管14A而经由制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17被引导到作为冷凝器发挥功能的车外热交换器11，在此与被风扇24通风的外气进行热交换而被冷凝液化。由于使构成第二减压构件19的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51关闭，因此该液制冷剂经由止回阀26被导入接收器12，在被暂时贮存之后，经由出口制冷剂配管14C被引导到第一减压构件13，被减压而成为气液二相状态，被供给至车内蒸发器6。

[0097] 利用车内蒸发器6与从鼓风机4吹送来的内气或者外气进行热交换而蒸发的制冷剂经由吸入配管14F被吸入电动压缩机10，被再次压缩。以下，重复相同的循环。该制冷循环15与用于发动机驱动方式的车辆的现有系统的制冷用制冷剂回路(制冷循环)没有任何不同，能够保持原样地共用化。在穿过车内蒸发器6的过程中与制冷剂进行热交换而被冷却后的内气或者外气被向车室内吹出，由此用于车室内的制冷。

[0098] 在制冷模式期间，关闭使热介质在制冷剂/热介质热交换器16和加热器芯8中循环的热介质循环回路7，从而能够使制冷剂/热介质热交换器16中的热交换中断。

[0099] 并且，在制热模式时，由电动压缩机10压缩后的制冷剂经由排出配管14A被引导到制冷剂/热介质热交换器16，与在热介质循环回路7中循环的热介质进行热交换而冷凝液化，对热介质进行加热。该热介质在加热器芯8中循环，用于制热。由制冷剂/热介质热交换器16冷凝后的制冷剂经由三通切换阀17、制热用旁通回路18被导入接收器12，在被暂时贮存之后，由于使构成第一减压构件13的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51关闭，因此经由出口制冷剂配管14C、第二回路20被引导到第二减压构件19，在此被减压后成为气液二相状态，被供给至车外热交换器11。

[0100] 此时，将车外热交换器11与接收器12间连接的制冷剂配管14内的制冷剂相对于止回阀26为顺方向，但由于制冷剂配管14内为低压、接收器12内为高压，因此止回阀26因该压力差而维持关闭状态，制冷剂不会从车外热交换器11侧经由制冷剂配管14流向接收器12。

因此，供给至车外热交换器11的制冷剂在作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11中与风扇21所通风的外气进行热交换，在从外气吸热而蒸发之后，经由具有电磁阀21的第三回路22、吸入配管14F被吸入电动压缩机10，再次被压缩。以下，重复进行相同的循环，通过该制热循环23，能够将外气作为热源来进行热泵制热。

[0101] 另一方面，在制热运转模式时，有时因外气条件而在作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11上结霜，车外热交换器11会冻结，在该情况下，需要将霜溶解。在本实施方式中，能够通过使制热循环23切换到制冷循环15而成为除霜模式，通过使从电动压缩机10排出的制冷剂经由制冷剂/热介质热交换器16和三通切换阀17而直接导入到车外热交换器11，从而利用该高温高压的制冷剂加热车外热交换器11，效率良好地除霜。因此，即使在0℃以下的低外部气温时也能够不受该温度影响地进行除霜。

[0102] 但是，在本实施方式中，当在制热模式的运转时外气温度降低而达到使车外热交换器11结霜的条件的情况下，例如检测车外热交换器11的出口制冷剂温度，在该温度为设定温度以下时，切换到结霜延迟模式，使得能够延迟车外热交换器11的结霜或者其推进。在该结霜延迟模式中，一边维持制热循环23，一边使构成第一减压构件13和第二减压构件19的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51交替地开闭，还使制冷剂流过车内蒸发器6而减少向车外热交换器11的制冷剂循环量，降低车外热交换器11中的吸热能力，由此抑制车外热交换器11的结霜或者其推进。

[0103] 在结霜延迟模式中，在车外热交换器11的出口制冷剂温度为设定温度以下时，使第二减压构件19的开闭阀功能关闭、使第一减压构件13的开闭阀功能打开，而使制冷剂流过车内蒸发器6，抑制车外热交换器11的结霜。但是，若如此持续运转，则因车内蒸发器6中的蒸发作用而冷却空气，由加热器芯8加热且被吹出到车室内的空气的温度降低。因此，对来自车内蒸发器6的吹出空气或者车内蒸发器6的翅片温度进行检测，在其为设定值以下时，使第一减压构件13的开闭阀功能关闭、使第二减压构件19的开闭阀功能打开，而再次使制冷剂流过车外热交换器11，通过重复进行该动作，能够抑制结霜的进行并且抑制向车室内的吹出风的温度变动幅度，不会给乘客带来不适感。

[0104] 此外，在本实施方式中，不仅制热模式下的运转，通过使用第一减压构件13的开闭阀功能，还能够进行除湿制热模式下的运转。在该除湿制热模式中，维持制热模式时的制热循环23，并且使构成第一减压构件13的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51开闭，还向车内蒸发器6中并行地流过制冷剂，由此通过加热器芯8对由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气进行加热并向车室内吹出，进行除湿制热运转。

[0105] 此时，仅通过利用加热器芯8对由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气进行加热，无法确保使向车室内吹出的空气的温度追随于设定温度的变化而变化的温度线性特性。但是，例如对从车内蒸发器6吹出的空气或者车内蒸发器6的翅片温度进行检测，根据该温度对构成第一减压构件13的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的电磁阀51进行开闭控制，而对车内蒸发器6中的冷却量进行调整，由此能够确保温度线性特性。

[0106] 于是，根据本实施方式，能够使用如下的与现有系统的HVAC相同的HVAC单元2：对于与现有系统的制冷用制冷剂回路大致相同的制冷循环15，添加制冷剂/热介质热交换器16、三通切换阀17、制热用旁通回路18、具有第二减压构件19的第二回路20以及具有电磁阀21的第三回路22而构成热泵式制冷剂回路3，进一步在上游侧配设车内蒸发器6，在下游侧

配设能够供热水等载冷剂循环的加热器芯8。

[0107] 由此，在制冷模式时，能够使车内蒸发器6和车外热交换器11(作为冷凝器发挥功能)这两个热交换器发挥功能，在制热模式时，使制冷剂/热介质热交换器16和车外热交换器11(作为蒸发器发挥功能)这两个热交换器发挥功能，由此进行制冷运转和制热运转。

[0108] 因此，能够以与电动压缩机10的工作量匹配的最大限的能力进行高效的制冷运转、制热运转，使制冷制热能力提高，并且能够添加最小限度的制热用设备而构成热泵式的空调系统1，能够实现结构的简化、小型化、低成本化。

[0109] 并且，由于作为HVAC单元2能够保持原样地沿用如下的与现有系统相同的HVAC：在车内蒸发器6的下游侧配置有供包含热水的热介质循环的类型的加热器芯8，因此能够通过热介质来回收作为车辆的驱动设备的发动机、马达、逆变器等的废热、或者通过PTC加热器等来加热该热介质而成为制热用热源等，能够使用多种热源进行制热。此外，由于在电动压缩机10的排出配管14A设置制冷剂/热介质热交换器16，在该制冷剂/热介质热交换器16的下游侧设置三通切换阀(切换构件)17，因此能够将三通切换阀17设置于CRFM 27侧，能够提高向车辆的搭载性。

[0110] 另外，当在制热模式下作为蒸发器发挥功能的车外热交换器11结霜时，将制热循环23切换到制冷循环15，通过将从电动压缩机10排出的制冷剂经由制冷剂/热介质热交换器16和三通切换阀17直接导入车外热交换器11，从而能够效率良好地除霜。因此，能够缩短除霜时间，并且能够进行外气温度为0℃以下的除霜，能够扩大能够除霜的外气温度范围。

[0111] 此外，由于上述系统1所组装的接收器12采用在制冷剂流入口组装有止回阀25、26的带有止回阀的接收器12，因此利用组装于接收器12的制冷剂流入口37、38的止回阀25、26来切断运转模式中不使用的制冷循环15或者制热循环23，能够阻止制冷剂向制冷循环15、制热循环23逆流。因此，能够防止制冷剂向不使用的制冷循环15、制热循环23流动，并且与将接收器12、止回阀25、26单个地设置于热泵式制冷剂回路3的情况相比，能够减少法兰等连接用部件，实现热泵式制冷剂回路3的简化、低成本化。

[0112] 另外，由于第一减压构件13和第二减压构件19采用带有开闭阀功能的减压构件，因此将运转模式设为制热模式而进行运转，同时使用第一减压构件13的开闭阀功能，对其进行开闭控制而使制冷剂的一部分流向车内蒸发器6，因此对空气进行冷却除湿，从而能够以除湿制热模式进行运转。此时，对开闭阀功能进行开闭而使来自车内蒸发器6的吹出温度发生变化，由此在除湿制热模式时能够确保温度线性特性(相对于设定温度的追随性)。

[0113] 同样，在制热模式时，在车外热交换器11的结霜条件下，采用结霜延迟模式，通过对第一减压构件13和第二减压构件19的开闭阀功能交替地进行开闭控制，而借助于第一减压构件13使一部分的制冷剂在车内蒸发器6中循环，减少向车外热交换器11的制冷剂循环量，由此能够一边延迟车外热交换器11的结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。因此，能够改善热泵方式车辆用空调系统1的制热性能。

[0114] 另外，使第一减压构件13和第二减压构件19采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50或者电子膨胀阀，在使第一减压构件13和第二减压构件19采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50的情况下，能够利用电磁阀51的开闭而使制冷剂流通或者切断，在使电磁阀51打开时，能够通过温度式自动膨胀阀52将车外热交换器11和车内蒸发器6的出口的制冷剂过热度控制为恒定。另外，在使第一减压构件13和第二减压构件19采用电子膨胀阀的情况下，

能够通过电子膨胀阀的全闭、全开功能使制冷剂流通或者切断，能够根据该开度调整功能来控制车外热交换器11和车内蒸发器6的出口的制冷剂过热度。

[0115] 因此，能够根据运转模式使用该开闭阀功能而切换使用第一减压构件13和第二减压构件19，并且在制热模式和除湿制热模式时能够进行一同使用了车外热交换器11和车内蒸发器6的运转。

[0116] 此外，在本实施方式中，在除湿制热模式时，根据来自车内蒸发器6的吹出空气或者车内蒸发器6的翅片温度而对第一减压构件13的开闭阀功能进行开闭控制，使得制冷剂向车内蒸发器6流通或者切断向车内蒸发器6的制冷剂。

[0117] 因此，当使由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气被其下游侧的加热器芯8加热而进行除湿制热时，仅通过使由车内蒸发器6冷却、除湿后的空气保持原样地被车内冷凝器加热而吹出，无法确保温度线性特性。

[0118] 但是，根据来自车内蒸发器6的吹出空气或者车内蒸发器6的翅片温度，使制冷剂向车内蒸发器6流通或者切断向车内蒸发器6的制冷剂，改变车内蒸发器6中的冷却量，由此能够使吹出空气的温度变化。因此，即使在除湿制热模式时，也能够可靠地确保温度线性特性。

[0119] 另外，在制热模式时，在车外热交换器11的结霜条件下，根据车外热交换器11的出口制冷剂温度、来自车内蒸发器6的吹出空气或者车内蒸发器6的翅片温度，对第一减压构件13和第二减压构件19的开闭阀功能进行开闭控制，向车外热交换器11和车内蒸发器6交替地流通或者切断制冷剂，减少向车外热交换器11的制冷剂循环量，由此能够延迟车外热交换器11的结霜的进行，另一方面，能够抑制因车内蒸发器6中的冷却所引起的吹出空气温度的降低，通过重复进行该动作而将温度变动幅度抑制在一定范围内来进行运转。因此，能够一边在制热时延迟车外热交换器11的结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。

[0120] [第二实施方式]

[0121] 接着，对本发明的第二实施方式进行说明。

[0122] 在上述第一实施方式中，通过使第二减压构件19采用带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50而具有开闭阀功能，但也可以采用如下的结构：使设置于制热用的第二回路20中的第二减压构件19采用从图3所示的带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50中去除电磁阀51而仅为温度式自动膨胀阀52的温度式自动膨胀阀，在该第二回路20的车外热交换器11侧设置有仅允许制冷剂从接收器12的出口侧向车外热交换器11侧流动的止回阀(省略图示)。

[0123] 如上所述，通过采用使设置于第二回路20的第二减压构件19为不具有开闭阀功能的温度式自动膨胀阀52，在该第二回路20的车外热交换器11侧设置有止回阀的结构，也能够与第一实施方式同样，分别以制冷模式(除霜模式)、制热模式、结霜延迟模式以及除湿制热模式进行运转。此时，在制冷模式时和除霜模式时，第二回路20内的制冷剂流动相对于上述止回阀为顺方向，但由于止回阀的车外热交换器11侧为高压、第二减压构件19侧为低压，因此利用该压力差使止回阀维持关闭状态，制冷剂不会从接收器12的出口侧经由第二回路20而流向车外热交换器11侧。

[0124] 如此一来，在本实施方式中，也将运转模式设为制热模式来进行运转，同时使用第一减压构件13(带有电磁阀的温度式自动膨胀阀50)的开闭阀功能，对其进行开闭控制而使

制冷剂的一部分流向车内蒸发器6，因此对空气进行冷却除湿，由此能够以除湿制热模式进行运转，此时对开闭阀功能进行开闭而使来自车内蒸发器6的空气的吹出温度变化，由此在除湿制热模式时也能够确保温度线性特性(相对于设定温度的追随性)。

[0125] 另外，在制热模式时，在车外热交换器11有可能结霜的条件下，采用结霜延迟模式，对第一减压构件13的开闭阀功能和第三回路22的电磁阀21交替地进行开闭控制而使一部分的制冷剂经由第一减压构件13在车内蒸发器6中循环，减少向车外热交换器11的制冷剂循环量，由此能够一边延迟车外热交换器11的结霜及其进行并且抑制吹出空气温度的变动，一边稳定地持续进行制热运转。因此，这样也能够改善热泵方式车辆用空调系统1的制热性能。

[0126] 本发明不限于上述实施方式的发明，能够适当地变形。例如，在上述实施方式中，使用三通切换阀17作为制冷剂切换构件，但当然也可以通过两个电磁阀、四通切换阀来取代。

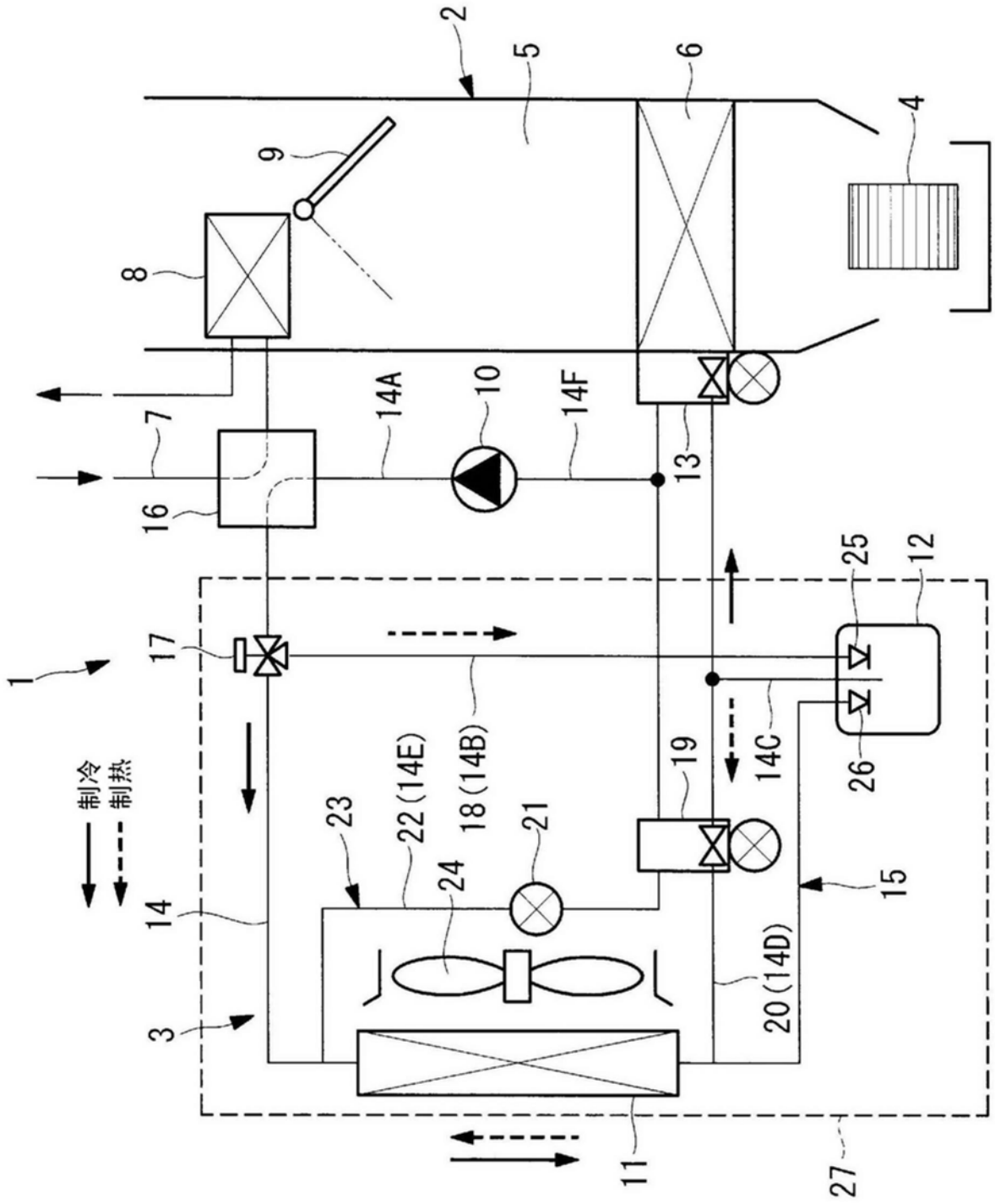

2
5
6
4
9
8
7
14A
10
14F
13
16
25
12
17
1
制冷
制热
18(14B)
22(14E)
23
21
19
14C
26
24
15
14
3
20(14D)
11
27

图1

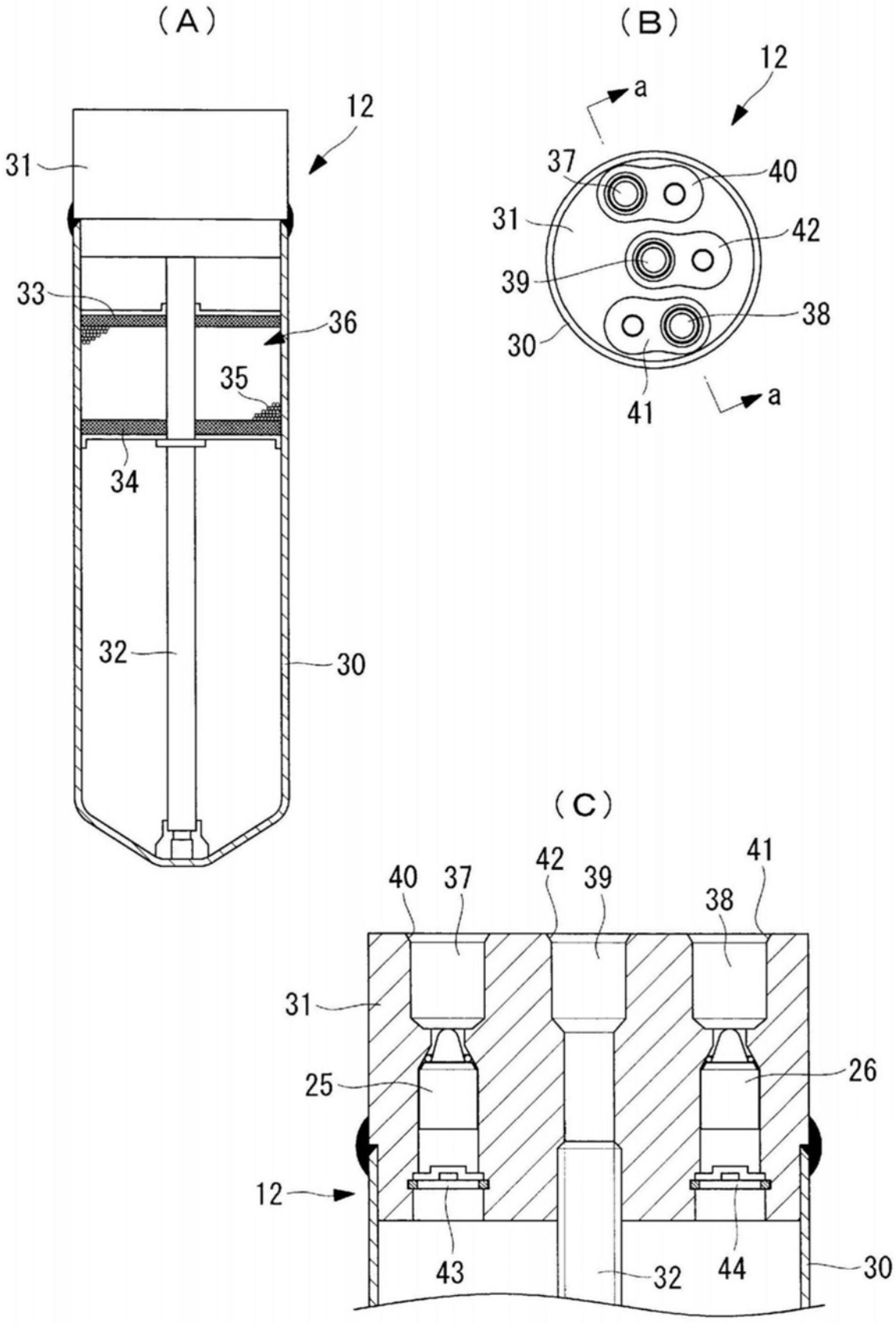

(A)
12
31
33
36
35
34
32
30
(B)
12
a
37
40
31
42
39
38
30
41
a
(C)
40
37
42
39
41
38
31
25
26
12
43
32
44
30

图2

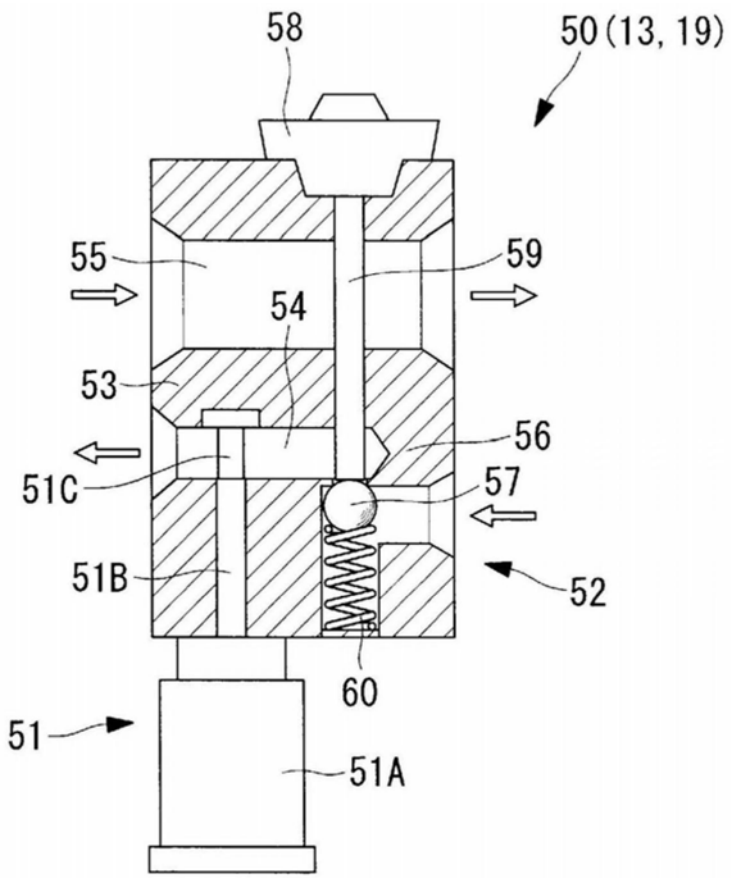


图3