



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 111936329 A

(43) 申请公布日 2020. 11. 13

(21) 申请号 201980023135.0

(22) 申请日 2019.04.04

(30) 优先权数据

2018-073754 2018.04.06 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2020.09.28

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2019/014905 2019.04.04

(87) PCT国际申请的公布数据

W02019/194265 JA 2019.10.10

(71) 申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72) 发明人 小佐佐铁男

(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 张丽颖

(51) Int.Cl.

B60H 1/22 (2006.01)

B60K 11/04 (2006.01)

B60L 3/00 (2019.01)

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 27/02 (2006.01)

F28D 15/02 (2006.01)

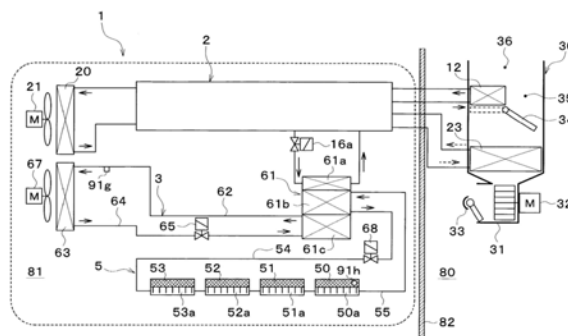
权利要求书3页 说明书47页 附图25页

(54) 发明名称

车辆用热管理系统

(57) 摘要

车辆用热管理系统具备:加热用制冷剂循环回路(5),该加热用制冷剂循环回路使加热用制冷剂吸收车载设备(50~53)的废热,并使该加热用制冷剂循环;热泵循环(2),该热泵循环(2)使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热,并能够将该热作为加热热交换对象流体的热源;以及热排出用制冷剂循环回路(3),该热排出用制冷剂循环回路使热排出用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热,并使该热向外气散热。加热用制冷剂循环回路(5)的加热用流通部(61b)、热泵循环(2)的回收用流通部(61a)以及热排出用制冷剂循环回路(3)的热排出用流通部(61c)一体地构成为复合型热交换器(61),该复合型热交换器能够在循环用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动,以及在热排出用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动。作为加热用制冷剂、循环用制冷剂以及热排出用制冷剂,都采用了在热输送时伴随相变化的热介质。



1. 一种车辆用热管理系统,其特征在于,具备:

加热用制冷剂循环回路(5),该加热用制冷剂循环回路使加热用制冷剂吸收工作时发热的车载设备(50~53)的废热,并使该加热用制冷剂循环;

热泵循环(2、102),该热泵循环使循环用制冷剂吸收所述加热用制冷剂所具有的热,并能够将该热用作为加热热交换对象流体的热源;以及

热排出用制冷剂循环回路(3),该热排出用制冷剂循环回路使热排出用制冷剂吸收所述加热用制冷剂所具有的热,并使该热向外气散热,

所述加热用制冷剂循环回路具有加热用流通部(61b),该加热用流通部使吸收了所述废热的所述加热用制冷剂流通,

所述热泵循环具有回收用流通部(61a),该回收用流通部使所述循环用制冷剂流通,

所述热排出用制冷剂循环回路具有热排出用流通部(61c),该热排出用流通部使所述热排出用制冷剂流通,

所述加热用流通部、所述回收用流通部以及所述热排出用流通部一体地构成为复合型热交换器(61、611),该复合型热交换器至少能够在所述循环用制冷剂与所述加热用制冷剂之间进行热移动,以及在所述热排出用制冷剂与所述加热用制冷剂之间进行热移动,

所述加热用制冷剂、所述循环用制冷剂以及所述热排出用制冷剂都是在热输送时伴随相变化的热介质。

2. 根据权利要求1所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述回收用流通部由使所述循环用制冷剂流通的多个回收用管(72)构成,

所述加热用流通部由使所述加热用制冷剂流通的多个加热用管(78)构成,

所述热排出用流通部由使所述热排出用制冷剂流通的多个热排出用管(75)构成,

所述复合型热交换器通过将所述回收用管、所述加热用管以及所述热排出用管层叠配置而构成,

至少一部分的所述回收用管与所述加热用管相邻配置,以能够在所述循环用制冷剂与所述加热用制冷剂之间进行热移动,

至少一部分的所述热排出用管与所述加热用管相邻配置,以能够在所述加热用制冷剂与所述热排出用制冷剂之间进行热移动。

3. 根据权利要求2所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述回收用管的数量为所述加热用管的数量以下,

所述热排出用管的数量为所述加热用管的数量以下。

4. 根据权利要求2或3所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述回收用管配置为供所述循环用制冷剂在上下方向上流动,并且该回收用管形成为使所述循环用制冷剂的流动方向转向一次以上,

所述加热用管配置为供所述加热用制冷剂从上方侧朝向下方向流动,

所述热排出用管配置为供所述热排出用制冷剂从下方侧朝向上方向流动。

5. 根据权利要求2至4中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

在所述回收用管与所述热排出用管之间配置有介入部件(78f),该介入部件在所述回收用管与所述热排出用管之间形成制冷剂通路,

所述加热用管由所述回收用管的外表面、所述热排出用管的外表面以及所述介入部件

形成。

6. 根据权利要求1至5中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述加热用制冷剂循环回路具有加热用储液部(54a),该加热用储液部储存在所述加热用流通部冷凝后的所述加热用制冷剂,

所述加热用储液部一体地形成于所述复合型热交换器(611)。

7. 根据权利要求1至6中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述加热用制冷剂循环回路具有加热用吸热部(50a~53a),该加热用吸热部使所述加热用制冷剂吸收所述废热,

所述加热用流通部与所述加热用吸热部相比配置于上方侧。

8. 根据权利要求1至7中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述热排出用制冷剂循环回路具有热排出用室外热交换器(63),该热排出用室外热交换器使所述热排出用制冷剂与外气进行热交换,

所述热排出用室外热交换器与所述热排出用流通部(61c)相比配置于上方侧。

9. 根据权利要求1至8中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
设置有多个所述车载设备,
所述加热用制冷剂循环回路具有:多个加热用吸热部(50a~53a),该多个加热用吸热部使所述加热用制冷剂吸收所述废热;以及加热用减压部(50b~53b、53b1、53b2),该加热用减压部使向所述加热用吸热部流入的所述加热用制冷剂减压。

10. 根据权利要求1至8中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述加热用制冷剂循环回路具有:多个加热用吸热部(50a~53a),该多个加热用吸热部使所述加热用制冷剂吸收所述废热;以及迂回通路(56、57),该迂回通路使所述加热用制冷剂以绕过所述加热用吸热部中的至少一个的方式流通。

11. 根据权利要求1至10中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
设置有多个所述车载设备,
所述加热用制冷剂循环回路具有加热用循环切断部(68、68a~68c),该加热用循环切断部切断所述加热用制冷剂的循环,

所述车辆用热管理系统还具备:
管理用车载设备温度检测部(91h),该管理用车载设备温度检测部对管理用车载设备温度(Tep)进行检测,该管理用车载设备温度是所述车载设备中的预先设定的管理用车载设备(50)的温度;以及

加热用循环控制部(90c),该加热用循环控制部对所述加热用循环切断部的工作进行控制,

所述加热用循环控制部控制所述加热用循环切断部的工作,以将所述管理用车载设备温度维持在预先设定的能够使用的温度带内。

12. 根据权利要求11所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述管理用车载设备是电池(50)。

13. 根据权利要求1至12中的任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述热排出用制冷剂循环回路具有热排出用循环切断部(65、65a~65c),该热排出用循环切断部切断所述热排出用制冷剂的循环,

所述车辆用热管理系统还具备：

热排出用制冷剂压力检测部(91g、91j)，该热排出用制冷剂压力检测部对与热排出用制冷剂压力(Prh)相关的物理量进行检测，该热排出用制冷剂压力是所述热排出用制冷剂的压力；以及

热排出用循环控制部(90b)，该热排出用循环控制部对所述热排出用循环切断部的工作进行控制，

所述热排出用循环控制部控制所述热排出用循环切断部的工作，以将所述热排出用制冷剂压力维持在预先设定的基准压力范围内。

车辆用热管理系统

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2018年4月6日申请的日本专利申请编号2018-073754号,在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种车辆用热管理系统,适合用于电动汽车。

背景技术

[0004] 以往,在专利文献1中公开了一种应用于从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。

[0005] 专利文献1的车辆用空调装置具备制冷循环装置,该制冷循环装置对向车室内吹送的送风空气进行加热或冷却。并且,该制冷循环装置构成为能够切换制冷剂回路。并且,在将从外气吸收的热作为热源来加热送风空气的制热模式时,该制冷循环装置切换到构成所谓气体注入循环的制冷剂回路。

[0006] 气体注入循环是在压缩机使在循环内生成的中间压气相制冷剂与压缩过程中的制冷剂合流的循环结构。由此,在气体注入循环中,能够提高压缩机的压缩效率,并且提高循环的性能系数(即,COP)。

[0007] 即,在专利文献1的车辆用空调装置中,即使在像低外气温时那样需要高制热能力的制热模式中,通过将制冷循环装置切换为气体注入循环,从而抑制为了进行空调而消耗的电能的增加。由此,抑制了电动汽车充电一次能够行使的距离缩短。

[0008] 现有技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献1:日本特开2012-181005号公报

[0011] 但是,电动汽车具备像电池、充电发电机、电力控制单元、行驶用电动机等那样工作时发热的车载设备。然而,在专利文献1中没有记载将这些车载设备的废热有效地利用于车室内的制热等这点。换言之,专利文献1没有公开能够有效地利用车载设备的废热的车辆用热管理系统。

[0012] 并且,为了充分地发挥这些车载设备的性能,需要将各车载设备的温度维持在适当的温度范围(即,能够使用的温度带)内。因此,在该种车辆用热管理系统中,不仅需要有效地利用车载设备的废热的功能,还需要在不能利用废热的运转条件时等,使废热向外气散热从而将车载设备的温度维持在适当的温度范围内的温度调整功能。

发明内容

[0013] 本发明鉴于上述的点,其目的在于提供一种车辆用热管理系统,该车辆用热管理系统能够有效地利用工作时发热的车载设备的废热,并且能够实现车载设备的适当的温度调整。

[0014] 本发明的车辆用热管理系统具备加热用制冷剂循环回路、热泵循环以及热排出用制冷剂循环回路。加热用制冷剂循环回路使加热用制冷剂吸收工作时发热的车载设备的废热,并使该加热用制冷剂循环。热泵循环使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热,并能够将该热用作为加热热交换对象流体的热源。热排出用制冷剂循环回路使热排出用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热,并使该热向外气散热。

[0015] 加热用制冷剂循环回路具有加热用流通部,该加热用流通部时吸收了废热的加热用制冷剂流通。热泵循环具有回收用流通部,该回收用流通部使循环用制冷剂流通。热排出用制冷剂循环回路具有热排出用流通部,该热排出用流通部使热排出用制冷剂流通。

[0016] 加热用流通部、回收用流通部以及热排出用流通部一体地构成为复合型热交换器,该复合型热交换器至少能够在循环用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动,以及在热排出用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动。

[0017] 并且,加热用制冷剂、循环用制冷剂以及热排出用制冷剂都是在热输送时伴随相变化的热介质。

[0018] 由此,能够在复合型热交换器使加热用制冷剂与循环用制冷剂进行热交换。因此,能够使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂从车载设备吸收的废热,从而有效地用于提高热泵循环的COP。并且,能够将加热用制冷剂从车载设备吸收的废热作为用于加热热交换对象流体的热源而有效地利用。

[0019] 并且,能够在复合型热交换器使加热用制冷剂与热排出用制冷剂进行热交换。因此,能够使热排出用制冷剂吸收加热用制冷剂从车载设备吸收的废热,并使加热用制冷剂从车载设备吸收的废热向外气散热。

[0020] 除此之外,作为加热用制冷剂、循环用制冷剂以及热排出用制冷剂,都采用了在热输送时伴随相变化的热介质。由此,在制冷剂彼此进行热交换时,能够实现基于潜热变化的有效且迅速的热移动。

[0021] 因此,能够将车载设备的废热作为用于加热热交换对象流体的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热热交换对象流体的剩余的废热迅速地向外气散热。因此,能够以高响应性来抑制车载设备的温度上升。

[0022] 即,能够提供一种车辆用热管理系统,该车辆用热管理系统能够有效地利用工作时发热的车载设备的废热,并且能够实现车载设备的适当的温度调整。

附图说明

[0023] 图1是第一实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0024] 图2是第一实施方式的热泵循环的整体结构图。

[0025] 图3是第一实施方式的复合型热交换器的外观立体图。

[0026] 图4是第一实施方式的复合型热交换器的分解立体图。

[0027] 图5是第一实施方式的复合型热交换器的回收用管的放大外观立体图。

[0028] 图6是第一实施方式的复合型热交换器的回收用管的放大分解立体图。

[0029] 图7是第一实施方式的复合型热交换器的热排出用管的放大外观立体图。

[0030] 图8是第一实施方式的复合型热交换器的热排出用管的放大分解立体图。

[0031] 图9是第一实施方式的复合型热交换器的加热用管的放大外观立体图。

- [0032] 图10是第一实施方式的复合型热交换器的加热用管的放大分解立体图。
- [0033] 图11是用于说明第一实施方式的复合型热交换器的层叠结构的说明图。
- [0034] 图12是表示第一实施方式的车辆用热管理系统的电控制部的框图。
- [0035] 图13是表示第一实施方式的车辆用热管理系统的控制流程的概要的说明图。
- [0036] 图14是表示第一实施方式的热泵循环中的低温制热模式时的制冷剂的状态的变化的示意性的莫里尔线图。
- [0037] 图15是第二实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0038] 图16是第三实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0039] 图17是第三实施方式的复合型热交换器的外观立体图。
- [0040] 图18是第三实施方式的复合型热交换器的分解立体图。
- [0041] 图19是第三实施方式的复合型热交换器的介入部件的放大外观立体图。
- [0042] 图20是第四实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0043] 图21是第五实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0044] 图22是第六实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0045] 图23是第七实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。
- [0046] 图24是第八实施方式的热泵循环的整体结构图。
- [0047] 图25是第九实施方式的热泵循环的整体结构图。

具体实施方式

[0048] 以下,参照附图对用于实施本发明的多个方式进行说明。在各方式中,可能对与在之前的方式中说明过的事项对应的部分标注相同的参照符号并省略重复的说明。在各方式中,在仅对结构的一部分进行说明的情况下,对于结构的其他部分,能够应用之前说明过的其他方式。除了在各实施方式中具体地明示了能够进行组合的部分彼此的组合之外,只要组合没有特别的障碍,即使未进行明示也能够将实施方式彼此进行部分的组合。

[0049] (第一实施方式)

[0050] 使用图1~图14,对本发明的第一实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的车辆用热管理系统1应用于从行驶用电动机53获得行驶用的驱动力的电动汽车。在电动汽车中,车辆用热管理系统1进行车室内的空调,并且使工作时发热的各种车载设备50~53的废热向外气散热。

[0051] 车辆用热管理系统1能够切换作为进行车室内的空调的空调用的运转模式的制冷模式、空气混合模式、除湿制热模式、低温制热模式。

[0052] 制冷模式是将送风空气冷却并向车室内吹出的运转模式。空气混合模式是同时生成送风空气的冷却空气和加热空气,并改变两种空气的混合方式和混合比率从而使向车室内吹出的空气温度任意地变化的运转模式。更详细地说,空气混合模式是将被冷却的送风空气(冷却空气)与被加热的送风空气(加热空气)混合而向车室内吹出的运转模式。并且,在空气混合模式中,通过改变冷却空气与加热空气的混合比率来将向车室内吹出的送风空气的温度调整到所希望的温度。

[0053] 除湿制热模式是将被冷却并除湿的送风空气再加热而向车室内吹出干燥的空调的运转模式。低温制热模式是将送风空气加热并向车室内吹出的运转模式,并且是即使外

气温成为低温也能够发挥高的送风空气的加热能力(即,制热能力)的运转模式。

[0054] 如图1所示,车辆用热管理系统1具备热泵循环2、热排出用制冷剂循环回路3、加热用制冷剂循环回路5、室内空调单元30等。此外,在图1中,为了使图示明确化,省略了热泵循环2的一部分的结构设备的图示。

[0055] 热泵循环2是对向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度进行调整的蒸气压缩式的制冷循环装置。因此,本实施方式的车辆用热管理系统1的热交换对象流体是送风空气。热泵循环2能够根据上述的车辆用热管理系统1的空调用的运转模式来切换制冷剂回路。

[0056] 在热泵循环2中,作为制冷剂采用了HFC系制冷剂(具体而言,R134a),并构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的亚临界制冷循环。在以下的说明中,为了使说明明确化,将在热泵循环2中循环的制冷剂记载为循环用制冷剂。并且,在循环用制冷剂中混入有用于润滑压缩机11的制冷机油,制冷机油的一部分与循环用制冷剂一起在循环中循环。

[0057] 接着,使用图2,对热泵循环2的详细结构进行说明。压缩机11是在热泵循环2中,将循环用制冷剂压缩并排出的二段升压式的电动压缩机。压缩机11构成为,在形成其外壳的壳体的内部收容有低段侧压缩机构与高段侧压缩机构这两个压缩机构以及对双方的压缩机构进行旋转驱动的电动机。压缩机11的工作由从后述的控制装置90输出的控制信号控制。

[0058] 在压缩机11设置有吸入端口11a、中间压端口11b、排出端口11c。吸入端口11a是用于从壳体的外部向低段侧压缩机构吸入低压的循环用制冷剂的吸入口。排出端口11c是使从高段侧压缩机构排出的高压的循环用制冷剂向壳体的外部排出的排出口。

[0059] 中间压端口11b是用于使中间压的循环用制冷剂从壳体的外部流入,并使该中间压的循环用制冷剂与从低压向高压的压缩过程中的循环用制冷剂合流的中间压吸入口。即,中间压端口11b在壳体的内部与低段侧压缩机构的排出口侧及高段侧压缩机构的吸入口侧连接。

[0060] 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配置于后述的室内空调单元30的壳体31内。室内冷凝器12是使至少在空气混合模式时、除湿制热模式时以及低温制热模式时成为高压高温制冷剂的循环用制冷剂与已通过后述的室内蒸发器23的送风空气进行热交换,从而加热送风空气的加热用热交换器。

[0061] 在室内冷凝器12的制冷剂出口侧连接有高压控制阀13的入口侧。高压控制阀13是用于将高压侧的循环用制冷剂的压力维持为大致恒定,以使得能够在室内冷凝器12将加热空气加热到规定的温度的控制阀。更具体而言,高压控制阀13是构成为具有通过位移来使节流通路面积变化的阀芯和使该阀芯位移的电动致动器(具体而言,步进电机)的电气式的可变节流机构。

[0062] 并且,在热泵循环2中,如后述那样,具备制冷用膨胀阀22。制冷用膨胀阀22的基本结构与高压控制阀13相同。高压控制阀13及制冷用膨胀阀22具有全开功能和全闭功能,该全开功能通过将阀开度设为全开从而几乎不发挥流量调整作用及制冷剂减压作用而仅作为制冷剂通路发挥功能,该全闭功能通过将阀开度设为全闭从而将制冷剂通路闭塞。

[0063] 高压控制阀13及制冷用膨胀阀22通过全开功能及全闭功能来切换与上述的各运

转模式对应的制冷剂回路。即,高压控制阀13及制冷用膨胀阀22兼具作为热泵循环2的制冷剂回路切换部的功能。高压控制阀13及制冷用膨胀阀22的工作由从控制装置90输出的控制信号(具体而言,控制脉冲)控制。

[0064] 在高压控制阀13的出口侧连接有气液分离器14的流入端口14a。气液分离器14是对高压或在高压控制阀13被减压而成为准高压的循环用制冷剂的气液进行分离的气液分离部。在本实施方式中,作为气液分离器14采用了通过离心力的作用对制冷剂的气液进行分离的离心分离方式的气液分离器,并且是几乎不将分离出的制冷剂储存于内部而使制冷剂向外部流出的内容积较小的气液分离器。

[0065] 在气液分离器14设置有流入端口14a、气相流出端口14b、第一液相流出端口14c以及第二液相流出端口14d。流入端口14a使从高压控制阀13流出的高压或准高压的制冷剂流入。气相流出端口14b使被分离出的气相制冷剂流出。第一液相流出端口14c及第二液相流出端口14d使被分离出的液相制冷剂流出。

[0066] 在气相流出端口14b连接有准高压气相制冷剂通路15a。在准高压气相制冷剂通路15a连接有中间压固定节流阀17b。中间压固定节流阀17b是使在准高压气相制冷剂通路15a流通的循环用制冷剂减压的减压部,并且是对该制冷剂的流量进行调整的流量调整部。作为像这样的中间压固定节流阀17b,能够采用节流孔、毛细管、喷嘴等。

[0067] 在第一液相流出端口14c连接有准高压液相制冷剂通路15f。在准高压液相制冷剂通路15f连接有回收用膨胀阀60。回收用膨胀阀60是使节流开度发生变化,以使得后述的复合型热交换器61的回收用流通部61a的出口侧的循环用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度的可变节流机构。换言之,回收用膨胀阀60是使节流开度发生变化,以使得向压缩机11的中间压端口11b流入的循环用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度的可变节流机构。

[0068] 作为像这样的回收用膨胀阀60,能够采用所谓温度式膨胀阀。温度式膨胀阀具备感温部和机械性机构。感温部具有根据回收用流通部61a的出口侧的循环用制冷剂的温度及压力而变形的变形部件(具体而言,膜片)。机械性机构与变形部件的变形连动而使节流开度发生变化。

[0069] 在回收用膨胀阀60的节流通路被减压的循环用制冷剂成为含有少量的气相制冷剂的干燥度较低的液相制冷剂。在回收用膨胀阀60被减压的制冷剂经由中间压液相制冷剂通路15b向复合型热交换器61的回收用流通部61a侧流出。

[0070] 复合型热交换器61的回收用流通部61a由使循环用制冷剂流通的多个制冷剂管(以下,记载为回收用管72。)构成。关于复合型热交换器61的详细结构在之后叙述。

[0071] 在中间压固定节流阀17b的出口侧连接有中间压气相制冷剂通路15g。在中间压气相制冷剂通路15g的出口侧及中间压液相制冷剂通路15b的出口侧连接有合流部15c。合流部15c使从中间压气相制冷剂通路15g流出的循环用制冷剂流与从中间压液相制冷剂通路15b流出的循环用制冷剂流合流。

[0072] 合流部15c形成为具有相互连通的三个流入流出口的三通接头结构。并且,在合流部15c中,将三个流入流出口中的两个作为制冷剂流入口,并将剩下的一个作为制冷剂流出口。

[0073] 在合流部15c的制冷剂流出口连接有入口侧中间压制冷剂通路15d。在入口侧中间

压制冷剂通路15d配置有回收用开闭阀16a。回收用开闭阀16a是对入口侧中间压制冷剂通路15d进行开闭的电磁阀。回收用开闭阀16a的工作由从控制装置90输出的控制电压控制。

[0074] 这里,如前所述,在回收用膨胀阀60中,使节流开度发生变化,以使得回收用流通部61a的出口侧的循环用制冷剂的过热度接近基准过热度。因此,在入口侧中间压制冷剂通路15d流通的循环用制冷剂成为液相状态或干燥度较低的气液二相状态。因此,回收用开闭阀16a配置于供液相状态或气液二相状态的循环用制冷剂流通的制冷剂通路。

[0075] 并且,在热泵循环2中,如后述那样,具备低压侧开闭阀16b及制冷用开闭阀16c。低压侧开闭阀16b及制冷用开闭阀16c的基本结构与回收用开闭阀16a相同。

[0076] 并且,回收用开闭阀16a、低压侧开闭阀16b以及制冷用开闭阀16c通过对制冷剂通路进行开闭,从而切换与上述的各运转模式对应的制冷剂回路。即,回收用开闭阀16a、低压侧开闭阀16b以及制冷用开闭阀16c和高压控制阀13及制冷用膨胀阀22一起成为热泵循环2的制冷剂回路切换部。

[0077] 在入口侧中间压制冷剂通路15d的出口侧连接有回收用流通部61a的制冷剂入口侧。并且,在回收用流通部61a的制冷剂出口经由出口侧中间压制冷剂通路15e连接有压缩机11的中间压端口11b侧。

[0078] 另外,在气液分离器14的第二液相流出端口14d经由低段侧固定节流阀17a连接有空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧。低段侧固定节流阀17a是使从第二液相流出端口14d流出的循环用制冷剂减压的减压部,并且是对该制冷剂的流量进行调整的流量调整部。低段侧固定节流阀17a的基本结构与中间压固定节流阀17b相同。

[0079] 并且,在第二液相流出端口14d连接有固定节流迂回通路18,该固定节流迂回通路18使在气液分离器14分离出的液相的循环用制冷剂绕过低段侧固定节流阀17a而将其导向空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧。在固定节流迂回通路18配置有对固定节流迂回通路18进行开闭的低压侧开闭阀16b。

[0080] 这里,从第二液相流出端口14d流出的循环用制冷剂通过低压侧开闭阀16b时所产生的压力损失相对于循环用制冷剂通过低段侧固定节流阀17a时所产生的压力损失极小。

[0081] 因此,在控制装置90打开低压侧开闭阀16b时,从第二液相流出端口14d流出的循环用制冷剂的几乎全部流量经由固定节流迂回通路18而流入空调用室外热交换器20。另一方面,在控制装置90关闭低压侧开闭阀16b时,从第二液相流出端口14d流出的循环用制冷剂在低段侧固定节流阀17a被减压而流入空调用室外热交换器20。

[0082] 空调用室外热交换器20是使在内部流通的循环用制冷剂与从外气风扇21被吹送的外气进行热交换的热交换器。空调用室外热交换器20是作为至少在制冷模式时,使成为高压高温制冷剂的循环用制冷剂散热的散热器而发挥功能的热交换器。空调用室外热交换器20是作为至少在除湿制热模式时及低温制热模式时使成为低压低温制冷剂的循环用制冷剂蒸发的蒸发器而发挥功能的热交换器。

[0083] 外气风扇21是朝向空调用室外热交换器20吹送外气的电动送风机。外气风扇21的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压控制。只要能够向空调用室外热交换器20吹送外气,外气风扇21可以是吸入方式的,也可以是吹出方式的。

[0084] 在空调用室外热交换器20的制冷剂出口经由制冷用膨胀阀22连接有室内蒸发器23的制冷剂入口侧。制冷用膨胀阀22是至少在制冷模式时,使从空调用室外热交换器20流

出的循环用制冷剂减压直到成为低压为止的电气式的可变节流机构。

[0085] 室内蒸发器23在室内空调单元30的壳体31内,且配置于室内冷凝器12的送风空气流的上游侧。室内蒸发器23至少在制冷模式时、空气混合模式时以及除湿制热模式使成为低温低压制冷剂的循环用制冷剂与从空调用送风机32吹送的送风空气进行热交换。并且,室内蒸发器23是通过使循环用制冷剂蒸发而发挥吸热作用来冷却送风空气的冷却用热交换器。

[0086] 在室内蒸发器23的制冷剂出口连接有储液器24的入口侧。储液器24是对流入内部的循环用制冷剂的气液进行分离,并将循环的剩余制冷剂作为液相制冷剂储存的低压侧气液分离器。在储液器24的气相制冷剂出口连接有压缩机11的吸入端口11a。

[0087] 并且,在空调用室外热交换器20的循环用制冷剂的出口连接有蒸发器迂回通路25,该蒸发器迂回通路25使从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂绕过制冷用膨胀阀22及室内蒸发器23,并将其导向储液器24的入口侧。在蒸发器迂回通路25配置有对蒸发器迂回通路25进行开闭的制冷用开闭阀16c。

[0088] 接着,对热排出用制冷剂循环回路3进行说明。热排出用制冷剂循环回路3是用于使制冷剂吸收车载设备50~53的废热并向外气散热的热虹吸管。在热排出用制冷剂循环回路3中,作为制冷剂采用与在热泵循环2循环的制冷剂同种的制冷剂(在本实施方式中,是R134a)。在以下的说明中,为了使说明明确化,将在热排出用制冷剂循环回路3循环的制冷剂记载为热排出用制冷剂。

[0089] 这里,热虹吸管具有使制冷剂蒸发的蒸发部和使制冷剂冷凝的冷凝部,并且通过将蒸发部与冷凝部连接为闭环状(即,环状)而构成。并且,是通过蒸发部中的制冷剂的温度与冷凝部中的制冷剂的温度差而使回路内的制冷剂产生比重差,并通过重力的作用使制冷剂自然循环,从而将热与制冷剂一起输送的热输送回路。

[0090] 如图1所示,在热排出用制冷剂循环回路3中,使热排出用制冷剂在复合型热交换器61的热排出用流通部61c与热排出用室外热交换器63之间循环。并且,热排出用室外热交换器63与复合型热交换器61的热排出用流通部61c相比配置于上方侧。

[0091] 复合型热交换器61的热排出用流通部61c由使热排出用制冷剂流通的多个制冷管(以下,记载为热排出用管75。)构成。热排出用流通部61c在热排出用制冷剂循环回路3中成为使热排出用制冷剂蒸发的蒸发部。

[0092] 热排出用室外热交换器63是使在内部流通的热排出用制冷剂与从外气风扇67吹送的外气进行热交换的热交换器。热排出用室外热交换器63是使热排出用制冷剂所具有的热向外气散热而使热排出用制冷剂冷凝的热交换器。并且,热排出用室外热交换器63在热排出用制冷剂循环回路3中成为使热排出用制冷剂冷凝的冷凝部。

[0093] 外气风扇67是朝向热排出用室外热交换器63吹送外气的电动送风机。外气风扇67的基本结构与朝向空调用室外热交换器20吹送外气的外气风扇21相同。外气风扇67的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压控制。

[0094] 另外,热排出用室外热交换器63及热排出用流通部61c被热排出用气相配管62及热排出用液相配管64连接。

[0095] 热排出用气相配管62是将热排出用流通部61c的制冷剂出口侧与热排出用室外热交换器63的制冷剂入口侧连接的制冷剂配管。在热排出用气相配管62流通有在热排出用流

通部61c蒸发的的气相状态的热排出用制冷剂。热排出用气相配管62的出口部与热排出用气相配管62的入口部相比配置于上方侧。

[0096] 热排出用液相配管64是将热排出用室外热交换器63的制冷剂出口侧与热排出用流通部61c的制冷剂入口侧连接的制冷剂配管。在热排出用液相配管64流通有在热排出用室外热交换器63冷凝的液相状态或干燥度较低的气液二相状态的热排出用制冷剂。热排出用液相配管64的出口部与热排出用液相配管64的入口部相比配置于下方侧。

[0097] 在热排出用液相配管64的液相状态的热排出用制冷剂流通的部位配置有热排出用开闭阀65。热排出用开闭阀65是通过关闭热排出用液相配管64来切断热排出用制冷剂循环回路3中的热排出用制冷剂的循环的热排出用循环切断部。热排出用开闭阀65是工作由从控制装置90输出的控制电压控制的电磁阀。

[0098] 接着,对加热用制冷剂循环回路5进行说明。加热用制冷剂循环回路5是用于使制冷剂吸收车载设备50~53的废热并循环的热虹吸管。在加热用制冷剂循环回路5中,作为制冷剂采用了与在热泵循环2循环的制冷剂同种的制冷剂(在本实施方式中,是R134a)。在以下的说明中,为了使说明明确化,将在加热用制冷剂循环回路5循环的制冷剂记载为加热用制冷剂。

[0099] 如图1所示,在加热用制冷剂循环回路5中,使加热用制冷剂在复合型热交换器61的加热用流通部61b与形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a之间循环。并且,复合型热交换器61的加热用流通部61b与形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a相比配置于上方侧。

[0100] 复合型热交换器61的加热用流通部61b由使加热用制冷剂流通的多个制冷剂管(以下,记载为加热用管78。)构成。加热用流通部61b在加热用制冷剂循环回路5中成为使加热用制冷剂散热而冷凝的冷凝部。

[0101] 形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a形成于收容各车载设备的结构部件的壳体内、安装用的基台。这些制冷剂通路50a~53a是使加热用制冷剂吸收各车载设备所产生的废热的加热用吸热部。这些制冷剂通路50a~53a在加热用制冷剂循环回路5中成为使加热用制冷剂蒸发的蒸发部。

[0102] 更具体而言,在车载设备50~53的内部配置有隔壁,该隔壁将收容有发热部等的收容空间与供加热用制冷剂流通的制冷剂通路50a~53a分隔。隔壁由传热性优良的金属(在本实施方式中,是铝)形成。因此,在制冷剂通路50a~53a流通的加热用制冷剂经由隔壁吸收各车载设备的发热部所产生的热而蒸发。并且,也可以在制冷剂通路50a~53a的内部配置促进车载设备的发热部与加热用制冷剂的热交换的热交换翅片等。

[0103] 另外,作为车载设备,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5配置有电池50、充电发电机51、电力控制单元52、行驶用电动机53。即,本实施方式的车载设备是通过搭载于电动汽车并被供给电力而工作,并且在工作时发热的电气式车载设备。

[0104] 电池50是能够进行充放电的二次电池(在本实施方式中,是锂离子电池)。电池50将被充电的电力向行驶用电动机53等电气式车载设备供给。

[0105] 这里,在该种电池50中,当成为低温时,化学反应难以进行,从而关于充放电难以获得充分的性能。另一方面,当成为高温时,劣化容易进行。因此,在本实施方式中,将电池50的能够使用的温度带作为电池50能够发挥充分的性能的温度带而设定为10℃~40℃。因

此,本实施方式的电池50的能够使用的温度带的最高温度被设定为40℃。

[0106] 充电发电机51是将发电的电力向电池50充电的充电装置。关于充电发电机51,也设定了能够发挥充分的性能的能够使用的温度带。充电发电机51的能够使用的温度带的最高温度被设定为比电池50的能够使用的温度带的最高温度高的值。

[0107] 电力控制单元52是进行从电池50向各种电气式的车载设备供给的电力的分配的电力分配装置。关于电力控制单元52,也设定了能够发挥充分的性能的能够使用的温度带。电力控制单元52的能够使用的温度带的最高温度被设定为比充电发电机51的能够使用的温度带的最高温度高的值。

[0108] 行使用电动机53输出车辆行驶用的驱动力。关于行使用电动机53,也设定了能够发挥充分的性能的能够使用的温度带。行使用电动机53的能够使用的温度带的最高温度被设定为比电力控制单元52的能够使用的温度带的最高温度高的值。

[0109] 并且,在本实施方式中,形成于各车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a串联地连接。更具体而言,以加热用制冷剂按形成于行使用电动机53的制冷剂通路53a→形成于电力控制单元52的制冷剂通路52a→形成于充电发电机51的制冷剂通路51a→形成于电池50的制冷剂通路50a的顺序流动的方式连接。

[0110] 这里,在加热用制冷剂在各制冷剂通路50a~53a流通时,会产生压力损失。因此,当各制冷剂通路50a~53a串联地连接时,配置于制冷剂流的下游侧的制冷剂通路中的制冷剂蒸发温度降低。因此,在本实施方式中,能够使形成于电池50的制冷剂通路50a中的制冷剂蒸发温度为最低的制冷剂蒸发温度。

[0111] 因此,在本实施方式中,设定制冷剂通路50a~53a的压力系数(即,通路阻力),以在将电池50的温度维持在电池50的能够使用的温度带的范围内时,将其他车载设备51~53的温度维持在各自的能够使用的温度带。作为电池50的温度,能够使用通过后述的管理用车载设备温度传感器91h检测出的管理用车载设备温度 T_{ep} 。

[0112] 另外,加热用流通部61b及形成于车载设备50~53的制冷剂通路被加热用液相配管54及加热用气相配管55连接。

[0113] 加热用气相配管55是将形成于车载设备50~53的制冷剂通路的最下游侧(在本实施方式中,是形成于电池50的制冷剂通路的出口侧)与加热用流通部61b的制冷剂入口侧连接的制冷剂配管。在加热用气相配管55流通有在形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a蒸发的气相状态的加热用制冷剂。加热用气相配管55的出口部与加热用气相配管55的入口部相比配置于上方侧。

[0114] 加热用液相配管54是将加热用流通部61b的制冷剂出口侧与形成于车载设备50~53的制冷剂通路的最上游侧(在本实施方式中,是形成于行使用电动机53的制冷剂通路的入口侧)连接的制冷剂配管。在加热用液相配管54流通有在加热用流通部61b冷凝的液相状态或干燥度较低的气液二相状态的热排出用制冷剂。加热用液相配管54的出口部与加热用液相配管54的入口部相比配置于下方侧。

[0115] 在加热用液相配管54的供液相状态的加热用制冷剂流通的部位配置有加热用开闭阀68。加热用开闭阀68是通过关闭加热用液相配管54来切断加热用制冷剂的循环的加热用循环切断部。加热用开闭阀68的基本结构与热排出用制冷剂循环回路3的热排出用开闭阀65相同。

[0116] 接着,使用图3~图11,对复合型热交换器61的详细结构进行说明。此外,各附图中的上下的各箭头表示将车辆用热管理系统1搭载于电动汽车的状态下的上下的各方向。

[0117] 复合型热交换器61是一体地构成热泵循环2的回收用流通部61a、加热用制冷剂循环回路5的加热用流通部61b以及热排出用制冷剂循环回路3的热排出用流通部61c的热交换器。在复合型热交换器61中,至少能够在循环用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动(即,热交换)以及在热排出用制冷剂与加热用制冷剂之间进行热移动。

[0118] 更具体而言,如图3、图4所示,复合型热交换器61是通过将回收用管72、加热用管78以及热排出用管75在预先设定的方向上层叠配置而构成的所谓层叠型的热交换器。在该种层叠型的热交换器中,通过将使不同的热介质流通的管彼此相邻配置,从而经由管使不同的热介质间的热移动成为可能。

[0119] 因此,在复合型热交换器61中,通过将至少一部分的回收用管72与加热用管78相邻配置,从而使循环用制冷剂与加热用制冷剂之间的热移动成为可能。并且,通过将至少一部分的热排出用管75与加热用管78相邻配置,从而使热排出用制冷剂与加热用制冷剂之间的热移动成为可能。

[0120] 如图5、图6所示,回收用管72是通过将在板面形成有凹凸部的一对金属制的板状部件(在本实施方式中,是第一板状部件72a及第二板状部件72b)贴合而形成的所谓板管。回收用管72与长度方向垂直的剖面形成为扁平形状。在回收用管72的内部形成有两列沿上下方向延伸的剖面扁平形状的制冷剂通路。

[0121] 如图5所示,在本实施方式中,将形成于回收用管72的内部的制冷剂通路中的、形成制冷剂流的上游侧并使循环用制冷剂从上方侧向下方侧流动的部位作为上游侧通路部72c。另外,将形成于回收用管72的内部的制冷剂通路中的、形成制冷剂流的下游侧并使循环用制冷剂从下方侧向上方侧流动的部位作为下游侧通路部72d。上游侧通路部72c与下游侧通路部72d在下方侧连通。

[0122] 另外,在上游侧通路部72c及下游侧通路部72d的内部配置有内板72e。内板72e是剖面弯折为方形波状的金属制的板状部件。内板72e将制冷剂通路划分为多个细管通路,以使循环用制冷剂在上游侧通路部72c及下游侧通路部72d内均等地流动。内板72e使热传递表面的面积增大从而提高热交换性能。内板72e使回收用管72的强度提高。

[0123] 在形成回收用管72的上游侧通路部72c的部位的上方侧形成有使循环用制冷剂流入回收用管72的入口部。如图3、图4所示,在多个回收用管的入口部连接有回收用分配管70。回收用分配管70成为对多个回收用管72进行循环用制冷剂的分配的箱部。

[0124] 回收用分配管70由沿回收用管72的层叠方向延伸的有底筒状的金属形成。各回收用管72的入口部与回收用分配管70的侧面连接。在形成于回收用分配管70的长度方向一端部的制冷剂入口70a连接有热泵循环2的回收用开闭阀16a的出口侧。

[0125] 在形成回收用管72的下游侧通路部72d的部位的上方侧形成有使循环用制冷剂从回收用管72流出的出口部。如图3、图4所示,在多个回收用管的出口部连接有回收用集合管71。回收用集合管71成为进行从多个回收用管72流出的循环用制冷剂的集合的箱部。

[0126] 回收用集合管71的基本结构与回收用分配管70相同。各回收用管72的出口部与回收用分配管70的侧面连接。在形成于回收用集合管71的长度方向一端部的制冷剂出口71a连接有热泵循环2的压缩机11的中间压端口11b侧。

[0127] 因此,在回收用流通部61a中,在回收用分配管70被分配的循环用制冷剂流入各回收用管72的上游侧通路部72c。流入到上游侧通路部72c的循环用制冷剂从上方侧向下方侧流动。流通过上游侧通路部72c的循环用制冷剂在回收用管72的下方侧使流动方向转向(即,U型转向),而流入下游侧通路部72d。

[0128] 流入到下游侧通路部72d的循环用制冷剂从下方侧向上方侧流过下游侧通路部72d。从下游侧通路部72d流出的循环用制冷剂在回收用集合管71内集合。回收用制冷剂当在上游侧通路部72c及下游侧通路部72d流通时,与在加热用管78流通的加热用制冷剂进行热交换。

[0129] 热排出用管75是与回收用管72相同的板管。如图7、图8所示,热排出用管75通过将在板面形成有凹凸部的一对金属制的板状部件(在本实施方式中,是第一板状部件75a及第二板状部件75b)贴合而形成。热排出用管75与长度方向垂直的剖面形成为扁平形状。

[0130] 如图7所示,在热排出用管75的内部形成有沿上下方向延伸的剖面扁平形状的制冷剂通路75c。该制冷剂通路75c形成为使热排出用制冷剂从下方侧向上方侧流动。在制冷剂通路75c与回收用管72相同地配置有内板75e。

[0131] 在热排出用管75的下方侧形成有使热排出用制冷剂流入热排出用管75的入口部。如图3、图4所示,在多个热排出用管75的入口部连接有热排出用分配管73。热排出用分配管73成为对多个热排出用管75进行热排出用制冷剂的分配的箱部。

[0132] 热排出用分配管73的基本结构与回收用分配管70相同。在形成于热排出用分配管73的长度方向一端部的制冷剂入口73a连接有热排出用室外热交换器63的制冷剂出口侧。

[0133] 在热排出用管75的上方侧形成有使热排出用制冷剂从热排出用管75流出的出口部。在多个热排出用管75的出口部连接有热排出用集合管74。热排出用集合管74成为进行从多个热排出用管75流出的热排出用制冷剂的集合的箱部。

[0134] 热排出用集合管74的基本结构与热排出用分配管73相同。在形成于热排出用集合管74的长度方向一端部的制冷剂出口74a连接有热排出用室外热交换器63的制冷剂入口侧。

[0135] 因此,在热排出用流通部61c中,在热排出用分配管73被分配的热排出用制冷剂流入各热排出用管75。流入到热排出用管75的热排出用制冷剂从下方侧向上方侧流动,从而在热排出用集合管74内集合。热排出用制冷剂当在热排出用管75的制冷剂通路75c流通时与在加热用管78流通的加热用制冷剂进行热交换。

[0136] 加热用管78是与回收用管72及热排出用管75相同的板管。如图9、图10所示,加热用管78通过将在板面形成有凹凸部的一对金属制的板状部件(在本实施方式中,是第一板状部件78a及第二板状部件78b)贴合而形成。加热用管78的基本结构与热排出用管75相同。

[0137] 因此,如图9所示,在加热用管78的内部形成有沿上下方向延伸的制冷剂通路78c。该制冷剂通路78c形成为使加热用制冷剂从上方侧向下方侧流动。在制冷剂通路78c与回收用管72相同地配置有内板78e。

[0138] 如图3、图4所示,在多个加热用管78的上方侧的入口部连接有加热用分配管76。加热用分配管76的基本结构与热排出用分配管73相同。在形成于加热用分配管76的长度方向另一端部的制冷剂入口76a连接有形成于加热用制冷剂循环回路5的车载设备50~53的制冷剂通路的最下游侧(在本实施方式中,是形成于电池50的制冷剂通路的出口侧)。

[0139] 在多个加热用管78的下方侧的出口部连接有加热用集合管77。加热用集合管77的基本结构与热排出用集合管74相同。在形成于加热用集合管77的长度方向另一端部的制冷剂出口77a连接有形成于加热用制冷剂循环回路5的车载设备50~53的制冷剂通路的最上游侧(在本实施方式中,是形成于行驶用电动机53的制冷剂通路的入口侧)。

[0140] 因此,在加热用流通部61b中,在加热用分配管76被分配的加热用制冷剂流入各加热用管78。流入到加热用管78的加热用制冷剂从上方侧向下方侧流动,从而在加热用集合管77内集合。加热用制冷剂当在加热用管78流通时,与在回收用管72流通的回收用制冷剂或在热排出用管75流通的热排出用制冷剂进行热交换。

[0141] 进而,如图11所示,在本实施方式的复合型热交换器61中,回收用管72、热排出用管75以及加热用管78有规则地层叠配置。具体而言,除了层叠方向两端部,以…回收用管72→加热用管78→热排出用管75→加热用管78→回收用管72→加热用管78→热排出用管75→加热用管78→回收用管72→加热用管78…的顺序重复地层叠配置。

[0142] 换言之,在本实施方式的复合型热交换器61中,除了配置于层叠方向两端部的部件,在回收用管72的层叠方向两侧相邻配置有加热用管78。并且,除了配置于层叠方向两端部的部件,在热排出用管75的层叠方向两侧相邻配置有加热用管78。

[0143] 因此,回收用管72的数量在加热用管78的数量以下。更具体而言,加热用管78的数量为回收用管72的数量的约两倍。并且,热排出用管的数量在加热用管78的数量以下。更具体而言,加热用管78的数量为热排出用管的数量约两倍。

[0144] 另外,如图3、图4所示,在复合型热交换器61中,在回收用管72、热排出用管75以及加热用管78的层叠方向两端部配置有金属制的侧板79。侧板79是提高作为复合型热交换器61整体的强度的加强部件。

[0145] 上述的复合型热交换器61的各结构部件都由传热性优良的同种的金属(在本实施方式中,是铝)形成。并且,复合型热交换器61是通过将这些结构部件由钎焊接合一体化而制造的。

[0146] 此时,回收用管72、热排出用管75以及加热用管78各自的平坦面彼此被钎焊接合。因此,在复合型热交换器61中,在各管流通的制冷剂彼此能够经由各管72~78彼此的成为接合面的部位进行热交换,而不会在复合型热交换器61的内部混合。

[0147] 接着,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30是在车辆用热管理系统1中,为了将通过热泵循环2被调整了温度的送风空气向车室内的适当的部位吹出而使多个结构设备一体化的单元。更具体而言,如图1、图2所示,室内空调单元30是在形成于形成其外壳的壳体31的内部的空气通路收容空调用送风机32、室内蒸发器23、室内冷凝器12等的单元。

[0148] 壳体31形成向车室内吹送的送风空气的空气通路。壳体31由具有一定程度的弹性,且强度也优良的树脂(具体而言,聚丙烯)成形。在壳体31的送风空气流的最上游侧配置有内外气切换装置33。内外气切换装置33向壳体31内切换导入内气(即,车室内空气)与外气(即,车室外空气)。

[0149] 内外气切换装置33通过内外气切换门连续地调整向壳体31内导入内气的内气导入口及导入外气的外气导入口的开口面积,从而能够使内气的导入风量与外气的导入风量的导入比率发生变化。内外气切换门被内外气切换门用的电动致动器驱动。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号控制。

[0150] 在内外气切换装置33的送风空气流的下游侧配置有空调用送风机32。空调用送风机32将经由内外气切换装置33吸入的空气朝向车室内吹送。空调用送风机32是由电动机驱动离心多翼风扇的电动送风机。空调用送风机32的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压控制。

[0151] 在空调用送风机32的送风空气流的下游侧,相对于送风空气流依次配置有室内蒸发器23及室内冷凝器12。即,室内蒸发器23与室内冷凝器12相比配置于送风空气流的上游侧。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使已通过室内蒸发器23的送风空气绕过室内冷凝器12而向下游侧流动。

[0152] 在室内蒸发器23的送风空气流的下游侧且室内冷凝器12的送风空气流的上游侧配置有空气混合门34。空气混合门34对通过室内蒸发器23后的送风空气中的通过室内冷凝器12的风量与通过冷风旁通通路35的风量的风量比率进行调整。

[0153] 空气混合门34被空气混合门驱动用的电动致动器驱动。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号控制。

[0154] 在室内冷凝器12的送风空气流的下游侧设置有混合空间36,该混合空间36使在室内冷凝器12被加热的送风空气与通过冷风旁通通路35而未在室内冷凝器12被加热的送风空气进行混合。并且,在壳体31的送风空气流的最下游部配置有开口孔,该开口孔将在混合空间36混合后的送风空气(空调风)向车室内吹出。

[0155] 作为该开口孔,设置有面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔(均未图示)。面部开口孔是用于朝向车室内的乘员的上半身吹出空调风的开口孔。脚部开口孔是用于朝向乘员的脚部吹出空调风的开口孔。除霜开口孔是用于朝向车辆前窗玻璃内侧面吹出空调风的开口孔。

[0156] 这些面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔经由形成各空气通路的管道与设置于车室内的面部吹出口、脚部吹出口及除霜吹出口(均未图示)连接。

[0157] 因此,空气混合门34能够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的风量的风量比率,来调整在混合空间36混合的空调风的温度。并且,能够调整从各吹出口向车室内吹出的送风空气(空调风)的温度。

[0158] 另外,在面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔的送风空气流的上游侧分别配置有面部门、脚部门以及除霜门(均未图)。面部门对面部开口孔的开口面积进行调整。脚部门对脚部开口孔的开口面积进行调整。除霜门对除霜开口孔的开口面积进行调整。

[0159] 这些面部门、脚部门、除霜门构成切换空调风吹出的吹出口的吹出模式切换装置。面部门、脚部门、除霜门经由连杆机构等与吹出口模式门驱动用的电动致动器连结,从而联动地被旋转操作。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号控制。

[0160] 接着,对搭载于电动汽车时的车辆用热管理系统1的配置方式进行说明。在本实施方式的电动汽车中,在乘员所搭乘的车室80的前方配置有驱动用装置室81。驱动用装置室81是配置有输出车辆行驶用的驱动力的驱动用装置(例如,行驶用电动机53)的至少一部分的车室外空间。驱动用装置室81对应于从内燃机(发动机)获得车辆行驶用的驱动力的通常的发动机车辆中的所谓发动机室。

[0161] 车室80与驱动用装置室81被隔壁82分隔。隔壁82对应于通常的发动机车辆中的所谓被称作挡板或防火墙的防音防火用的隔壁部件。

[0162] 热泵循环2的除了室内冷凝器12、室内蒸发器23等之外的各构成设备、热排出用制冷剂循环回路3的各构成设备以及加热用制冷剂循环回路5的各构成设备配置于驱动用装置室81内。其中,热泵循环2的空调用室外热交换器20以及热排出用制冷剂循环回路3的热排出用室外热交换器63配置于驱动用装置室81内的车辆前方侧。

[0163] 在驱动用装置室81的车辆最前部配置有向驱动用装置室81内导入外气的格栅。因此,在车辆行驶时,能够使经由格栅流入到驱动用装置室81内的行驶风(即,外气)接触到空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63。

[0164] 并且,本实施方式的空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63相对于外气的流动方向并联地配置。在图1中,示意性地图示了空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63在上下方向上排列配置的例子,但是,空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63也可以在左右方向上配置。

[0165] 室内空调单元30配置于车室80内的最前部的仪表盘(即,仪表面板)的内侧。因此,收容于室内空调单元30的壳体31内的热泵循环2的室内冷凝器12、室内蒸发器23等也配置于车室80内。

[0166] 接着,使用图12,对车辆用热管理系统1的电控制部进行说明。控制装置90由包含CPU、ROM及RAM等的公知的微型计算机及其周围电路构成。控制装置90基于存储于ROM的控制程序进行各种运算、处理,并对连接于输出侧的各种控制对象设备的工作进行控制。

[0167] 如图12所示,在控制装置90的输入侧连接有内气温传感器91a、外气温传感器91b、日照传感器91c、高压传感器91d、蒸发器温度传感器91e、空调风温度传感器91f、管理用车载设备温度传感器91h、热排出用制冷剂压力传感器91g等控制用的传感器组。在控制装置90输入有这些控制用的传感器组的检测信号。

[0168] 内气温传感器91a是对车室内温度(内气温) T_r 进行检测的内气温检测部。外气温传感器91b是对车室外温度(外气温) T_{am} 进行检测的外气温检测部。日照传感器91c是对向车室内照射的日照量 A_s 进行检测的日照量检测部。高压传感器91d是对作为从压缩机11的排出口侧到高压控制阀13或制冷用膨胀阀22的入口侧的制冷剂流路内的循环用制冷剂的压力的高压侧循环用制冷剂压力 P_d 进行检测的制冷剂压力检测部。

[0169] 蒸发器温度传感器91e是对室内蒸发器23中的循环用制冷剂的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度) T_{efin} 进行检测的蒸发器温度检测部。空调风温度传感器91f是对从混合空间36向车室内吹送的送风空气温度 T_{AV} 进行检测的空调风温度检测部。

[0170] 管理用车载设备温度传感器91h是对车载设备50~53中的预先设定的管理用车载设备的温度即管理用车载设备温度 T_{ep} 进行检测的管理用车载设备温度检测部。在本实施方式中,将车载设备50~53中能够使用的温度带的最高温度最低的电池50作为管理用车载设备。

[0171] 更具体而言,管理用车载设备温度传感器91h由对管理用车载设备(在本实施方式中,是电池50)的多个部位的温度进行检测的多个温度传感器构成。并且,在控制装置90中,将这些多个温度传感器的检测值的平均值作为管理用车载设备温度 T_{ep} 。

[0172] 热排出用制冷剂压力传感器91g是对作为在热排出用制冷剂循环回路3循环的热排出用制冷剂的压力的热排出用制冷剂压力 P_{rh} 进行检测的热排出用制冷剂压力检测部。更具体而言,本实施方式的热排出用制冷剂压力传感器91g对在热排出用气相配管62流通

的气相状态的热排出用制冷剂的压力进行检测。

[0173] 并且,在控制装置90的输入侧连接有配置于车室内前部的仪表盘附近的操作面板92。在控制装置90输入有来自设置于操作面板92的各种操作开关的操作信号。

[0174] 作为设置于操作面板92的各种操作开关,有空调工作开关、风量设定开关、温度设定开关等。空调工作开关是用于乘员要求进行车室内的空调的空调工作要求部。风量设定开关是用于乘员手动设定空调用送风机32的风量的风量设定部。温度设定开关是用于设定车室内的设定温度 T_{set} 的温度设定部。

[0175] 这里,控制装置90是对连接于输出侧的各种控制对象设备的工作进行控制的控制部一体地构成的。因此,控制装置90中的对各控制对象设备的工作进行控制的结构(硬件及软件)构成了对各控制对象设备的工作进行控制的控制部。

[0176] 例如,控制装置90中的对热泵循环2的压缩机11的工作进行控制的结构(硬件及软件)构成压缩机控制部90a。另外,对热排出用循环切断部(在本实施方式中,是热排出用开闭阀65)的工作进行控制的结构构成热排出用循环控制部90b。另外,对加热用循环切断部(在本实施方式中,是加热用开闭阀68)的工作进行控制的结构构成加热用循环控制部90c。当然,也可以分别由单独的控制装置构成这些各控制部

[0177] 接着,对上述结构中的本实施方式的车用热管理系统1的工作进行说明。如前所述,在电动汽车中,车用热管理系统1进行车室内的空调,并且使工作时发热的各种车载设备50~53的废热向外气散热。即,车用热管理系统1的控制装置90对各种控制对象设备的工作进行控制,以将车室内的温度调整为乘员所希望的温度,并且将车载设备50~53的温度维持在能够使用的温度带的范围内。

[0178] 图13表示控制装置90所执行的控制流程的概要。在该控制流程中,当车辆的系统整体起动(开始)时,为了进行初始化而关闭热泵循环2的回收用开闭阀16a。并且,关闭热排出用制冷剂循环回路3的热排出用开闭阀65。进而,关闭加热用制冷剂循环回路5的加热用开闭阀68(图13的步骤S1)。

[0179] 接着,决定当前的车辆的驾驶状态是车辆起动时、空转时还是行驶时(图13的步骤S2)。这样的车辆的驾驶状态的决定是基于连接于控制装置90的控制用的传感器组的检测信号来进行的。接着,判定作为空调装置是否工作,即,是否进行空调运转(图13的步骤S3)。在本实施方式中,在操作面板92的空调工作开关打开(开)的情况下,判定为进行空调运转。

[0180] 当在步骤S3判定为进行空调运转的情况下,执行用于进行车室内的空调的空调控制。在该控制中,选择空调用的运转模式(图13的步骤S4),并根据所选择的运转模式控制热泵循环2等的工作(图13的步骤S5~S8)。

[0181] 另外,在该控制流程中,不论步骤S3的判定结果如何,都并行地执行热回收控制(图13的步骤S9)及热废弃控制(图13的步骤S10)。热回收控制是用于使加热用制冷剂吸收从而回收车载设备50~53的废热的控制。热废弃控制是用于将所回收的车载设备50~53的废热向外气排出的控制。

[0182] 在热回收控制中,进行加热用开闭阀68的开闭控制,以将电池50的温度(即,通过管理用车载设备温度传感器91h检测出的管理用车载设备温度 T_{ep})维持在电池50的能够使用的温度带。在热废弃控制中,进行热排出用开闭阀65的开闭控制,以将通过热排出用制冷剂压力传感器91g检测出的热排出用制冷剂压力 P_{rh} 维持在预先设定的基准压力范围内。

[0183] 并且,在步骤S11中,判定车辆系统整体是否被停止。在步骤S11中,在判定为车辆的系统整体未被停止的情况下,返回步骤S2,再次重复相同的控制流程。在步骤S12中,在判定为车辆的系统整体被停止的情况下,车辆用热管理系统1也指定(图13的步骤S12)。

[0184] 接着,对在图13的步骤S4~S8执行的空调控制进行说明。在空调控制中,控制装置90基于控制用的传感器组的检测信号及来自操作面板92的操作信号计算出向车室内吹送的送风空气的目标吹出温度TA0。目标吹出温度TA0通过以下公式F1计算出。

[0185] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$

[0186] 此外,Tset是通过温度设定开关设定的设定温度。Tr是通过内气温传感器91a检测出的内气温。Tam是通过外气温传感器91b检测出的外气温。As是通过日照传感器91c检测出的日照量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是补正用的常数。

[0187] 并且,控制装置90基于目标吹出温度TA0、检测信号以及操作信号来切换运转模式。

[0188] 更具体而言,控制装置90在夏季那样外气温较高,且使车室内降温的过程中切换为制冷模式。另外,当在夏季使车室内温度降低后成为稳定状态的情况下、春季或秋季那样外气温为夏季与冬季的中间的温度的中间期,切换为空气混合模式。另外,在中间期、冬季那样较多湿且外气温稍低的情况下,切换为除湿制热模式。并且,在冬季的极低外气温时,切换为低温制热模式。以下,对各运转模式中的工作进行说明。

[0189] (a) 制冷模式

[0190] 在制冷模式中,控制装置90使高压控制阀13为全开状态,并使制冷用膨胀阀22为发挥制冷剂减压作用的节流状态。进而,控制装置90打开回收用开闭阀16a、打开低压侧开闭阀16b,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0191] 由此,在制冷模式的热泵循环2中,构成了循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c(→室内冷凝器12→高压控制阀13)→气液分离器14→中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a→复合型热交换器61的回收用流通部61a→压缩机11的中间压端口11b的顺序循环的循环。并且,构成了循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c(→室内冷凝器12→高压控制阀13)→气液分离器14→低压侧开闭阀16b→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0192] 在该循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而控制各种控制对象设备的工作。

[0193] 例如,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号,以使通过蒸发器温度传感器91e检测出的制冷剂蒸发温度Tefin成为目标蒸发温度TE0。目标蒸发温度TE0是基于目标吹出温度TA0,并参照预先存储于控制装置90的制冷模式用的控制映射图而决定的。

[0194] 具体而言,在该控制映射图中,随着目标吹出温度TA0的上升而使目标蒸发温度TE0上升,以使通过空调风温度传感器91f检测出的送风空气温度TAV接近目标吹出温度TA0。并且,目标蒸发温度TE0被决定为能够抑制室内蒸发器23的结霜的范围(具体而言,1°C以上)的值。

[0195] 另外,控制装置90基于目标吹出温度TA0,并参照预先存储于控制装置90的控制映射图来决定向空调用送风机32输出的控制电压。具体而言,在该控制映射图中,在目标吹出

温度TA0的极低温区域(最大制冷区域)及极高温区域(最大制热区域)将空调用送风机32的送风量设为最大,并且随着接近中间温度区域而减少送风量。

[0196] 另外,控制装置90决定向制冷用膨胀阀22输出的控制信号,以使流入制冷用膨胀阀22的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度。目标过冷却度被决定为使循环的性能系数(COP)接近极大值。

[0197] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以使冷风旁通通路35全开并闭塞室内冷凝器12侧的通风路。另外,控制装置90决定向外气风扇21输出的控制电压,以使得能够发挥预先设定的基准送风能力。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。此时,根据在上述的步骤S2决定的车辆的运转状态对控制信号等进行补正。

[0198] 并且,控制装置90将如上决定的控制信号等向各种控制对象设备输出。之后,直到要求停止空调运转为止,每隔规定的控制周期重复执行上述的检测信号及操作信号的读入→目标吹出温度TA0的计算→向各种控制对象设备输出的控制信号等的决定→控制信号等的输出这样的控制例程。此外,在其他运转模式时也同样地进行像这样的控制例程的重复。

[0199] 因此,在制冷模式的热泵循环2中,构成了使空调用室外热交换器20作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的气体注入循环。

[0200] 更详细地说,在制冷模式的热泵循环2中,空气混合门34将室内冷凝器12侧的通风路闭塞,且高压控制阀13成为全开。因此,从压缩机11的排出端口11c经由气液分离器14而到中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为高压高温制冷剂。并且,从压缩机11的排出端口11c经由气液分离器14而到制冷用膨胀阀22的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为高压高温制冷剂。

[0201] 另外,从中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的出口经由复合型热交换器61的回收用流通部61a而到压缩机11的中间压端口11b的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为中间压制冷剂。并且,从制冷用膨胀阀22出口经由23而到压缩机11的吸入端口11a的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为低压低温制冷剂。

[0202] 并且,在制冷模式的热泵循环2中,使循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时从送风空气吸收的热在空调用室外热交换器20向外气散热。由此,能够冷却送风空气。因此,在制冷模式中,通过将在室内蒸发器23被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。

[0203] 另外,在制冷模式的热泵循环2中,回收用开闭阀16a打开。因此,通过后述的热回收控制,在加热用制冷剂循环回路5的加热用开闭阀68打开时,能够使在回收用流通部61a流通的循环用制冷剂吸收在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂所具有的热。

[0204] 由此,能够使成为中间压制冷剂的循环用制冷剂的压力上升,从而使从中间压端口11b吸入的循环用制冷剂的密度上升。因此,能够增加循环的制冷剂循环流量,而不增加压缩机11的转速(制冷剂排出能力)。换言之,在本实施方式中,能够使用于发挥相同的制冷性能所需的压缩机11的转速(制冷剂排出能力)与循环用制冷剂在复合型热交换器61不吸收加热用制冷剂所具有的热循环相比降低。

[0205] 即,能够将加热用制冷剂吸收的车载设备50~53的废热转换为压缩机11的动力,从而能够降低压缩机11的消耗电力而提高循环的COP。

[0206] (b) 空气混合模式

[0207] 在空气混合模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为节流状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,打开低压侧开闭阀16b,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0208] 由此,在空气混合模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a→复合型热交换器61的回收用流通部61a→压缩机11的中间压端口11b的顺序循环的循环。并且,构成循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→低压侧开闭阀16b→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0209] 即,在空气混合模式的热泵循环2中,实质上构成了循环用制冷剂以与制冷模式相同的顺序循环的循环。

[0210] 在该循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而控制各种控制对象设备的工作。例如,控制装置90与制冷模式相同地决定向压缩机11输出的控制信号、向制冷用膨胀阀22输出的控制信号以及向空调用送风机32输出的控制电压等。

[0211] 另外,控制装置90决定向高压控制阀13输出的控制信号,以使通过高压传感器91d检测出的高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PCO 。目标高压 PCO 是基于目标吹出温度 TAO ,并参照预先存储于控制装置90的空气混合模式用的控制映射图而决定的。由此,高压侧的循环用制冷剂的的压力维持为大致恒定。

[0212] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以打开冷风旁通通路35及室内冷凝器12侧的通风路这两方。在本实施方式中,调整空气混合门34的开度,以使送风空气温度 TAV 接近目标吹出温度 TAO 。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0213] 因此,在空气混合模式的热泵循环2中,构成使室内冷凝器12及空调用室外热交换器20作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的气体注入循环。

[0214] 更详细地说,在空气混合模式的热泵循环2中,由于高压控制阀13成为节流状态,因此从压缩机11的排出端口11c到高压控制阀13的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为高压高温制冷剂。

[0215] 另外,从高压控制阀13的出口经由气液分离器14到中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为在高压控制阀13被减压后的准高压制冷剂。并且,从高压控制阀13的出口经由气液分离器14到制冷用膨胀阀22的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为在高压控制阀13被减压后的准高压制冷剂。

[0216] 另外,从中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的出口经由复合型热交换器61的回收用流通部61a到压缩机11的中间压端口11b的制冷剂流路中的循环用制冷剂与制冷模式相同地,成为中间压制制冷剂。另外,从制冷用膨胀阀22的出口经由室内蒸发器23到压缩机11的吸入端口11a的制冷剂流路中的循环用制冷剂与制冷模式相同地,成为低压低温制冷剂。

[0217] 在空气混合模式的热泵循环2中,当循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时,送风空

气被冷却而制作出冷却空气。并且,通过使循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时从送风空气吸收的热的一部分以及循环用制冷剂在复合型热交换器61蒸发时从加热用制冷剂吸收的热在室内冷凝器12向冷却空气的一部分散热,从而制作出加热空气。

[0218] 并且,能够通过调整空气混合门34的开度,而使冷却空气与加热空气的混合比率发生变化,从而向车室内吹出被调整为所希望的温度的送风空气。

[0219] 另外,在空气混合模式的热泵循环2中,由于回收用开闭阀16a打开,因此能够使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热。由此,与制冷模式相同地,能够减少压缩机11的消耗电力,从而提高循环的COP。

[0220] 并且,在空气混合模式中,除了循环用制冷剂在室内蒸发器23从送风空气吸收的热及通过压缩机11的压缩工作而产生的热之外,还能够将循环用制冷剂从加热用制冷剂吸收的热作为用于加热送风空气的热源来利用。即,能够将车载设备50~53的废热作为热源来加热送风空气。因此,在空气混合模式中,能够提高送风空气的加热能力。

[0221] (c) 除湿制热模式

[0222] 在除湿制热模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为全开状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a、关闭低压侧开闭阀16b,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0223] 由此,在除湿制热模式的热泵循环2中,构成了循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a→复合型热交换器61的回收用流通部61a→压缩机11的中间压端口11b的顺序循环的循环。并且,构成了循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→低段侧固定节流阀17a→空调用室外热交换器20(→制冷用膨胀阀22)→室内蒸发器23→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0224] 在该循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而控制各种控制对象设备的工作。例如,控制装置90与空气混合模式相同地,决定向压缩机11输出的控制信号、向制冷用膨胀阀22输出的控制信号、向空调用送风机32输出的控制电压等。

[0225] 另外,控制装置90决定向高压控制阀13输出的控制信号,以使高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PC_0 。目标高压 PC_0 是基于目标吹出温度 TA_0 ,并参照预先存储于控制装置90的除湿制热模式用的控制映射图而决定的。由此,高压侧的循环用制冷剂的压力被维持为大致恒定。

[0226] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以闭塞冷风旁通通路35并使室内冷凝器12侧的通风路成为全开。另外,控制装置90使外气风扇21停止。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0227] 因此,在除湿制热模式的热泵循环2中,构成了使室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的气体注入循环。

[0228] 更详细地说,在除湿制热模式的热泵循环2中,由于高压控制阀13成为节流状态,因此从压缩机11的排出端口11c到高压控制阀13的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为高压高温制冷剂。

[0229] 另外,从高压控制阀13的出口经由气液分离器14到中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为在高压控制阀13被减压后的准高压制冷剂。并且,从高压控制阀13的出口经由气液分离器14到低段侧固定节流阀17a的入口的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为在高压控制阀13被减压后的准高压制冷剂。

[0230] 另外,从中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的出口经由复合型热交换器61的回收用流通部61a到压缩机11的中间压端口11b的制冷剂流路中的循环用制冷剂与制冷模式等相同地,成为中间压制冷剂。从低段侧固定节流阀17a的出口经由空调用室外热交换器20及室内蒸发器23到压缩机11的吸入端口11a的制冷剂流路中的循环用制冷剂成为低压低温制冷剂。

[0231] 在除湿制热模式的热泵循环2中,使循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时从送风空气吸收的热以及循环用制冷剂在复合型热交换器61蒸发时从加热用制冷剂吸收的热在室内冷凝器12向冷却空气散热。由此,能够将被冷却并除湿后的送风空气再加热而向车室内吹出干燥的加热空气。

[0232] 另外,在除湿制热模式的热泵循环2中,由于回收用开闭阀16a打开,因此能够使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热。由此,与制冷模式相同地,能够减少压缩机11的消耗电力,从而提高循环的COP。

[0233] 并且,在除湿制热模式中,除了循环用制冷剂在室内蒸发器23从送风空气吸收的热及因压缩机11的压缩工作而产生的热之外,还能够将循环用制冷剂从加热用制冷剂吸收的热作为用于加热送风空气的热源来利用。即,能够将车载设备50~53的废热作为热源来加热送风空气。因此,在除湿制热模式中,能够提高制热能力。

[0234] (d) 低温制热模式

[0235] 在低温制热模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为全闭状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a、关闭低压侧开闭阀16b并打开制冷用开闭阀16c。

[0236] 由此,在低温制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a→复合型热交换器61的回收用流通部61a→压缩机11的中间压端口11b的顺序循环的循环。并且,构成循环用制冷剂以压缩机11的排出端口11c→室内冷凝器12→高压控制阀13→气液分离器14→低段侧固定节流阀17a→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0237] 在该循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而控制各种控制对象设备的工作。

[0238] 例如,控制装置90决定向高压控制阀13输出的控制信号,以使该高压控制阀13成为预先设定的低温制热模式用的节流开度。

[0239] 另外,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号,以使高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PCO 。目标高压 PCO 是基于目标吹出温度 TA_0 ,并参照预先存储于控制装置90的低温制热模式用的控制映射图而决定的。由此,高压侧的循环用制冷剂的的压力被维持为大致恒定。

[0240] 另外,与除湿制热模式相同地,决定向空调用送风机32输出的控制电压、向空气混

合门驱动用的电动致动器输出的控制信号等。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0241] 因此,在低温制热模式的热泵循环2中,构成使室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能,并使空调用室外热交换器20作为蒸发器发挥功能的气体注入循环。并且,低温制热模式时的热泵循环2中的循环用制冷剂的状态如图14的示意性的莫里尔线图所示那样变化。

[0242] 更详细地说,从压缩机11排出而成为高压高温制冷剂的循环用制冷剂(图14的a点)流入室内冷凝器12。在低温制热模式中,由于空气混合门34将室内冷凝器12侧的通风路全开,因此流入到室内冷凝器12的循环用制冷剂与从空调用送风机32吹送的送风空气进行热交换,从而散热并冷凝(图14的a点→b点)。由此,送风空气被加热。

[0243] 这里,低温制热模式时的室内冷凝器12中的循环用制冷剂的冷凝温度可能上升到80℃左右为止。另外,低温运转模式的送风空气的加热能力 Q_h 能够用从图14的a点的制冷剂的焓值减去b点的制冷剂的焓值而得到的焓差来表示。

[0244] 在室内冷凝器12冷凝的循环用制冷剂流入高压控制阀13,并被减压直到成为准高压制冷剂为止(图14的b点→c点)。

[0245] 从高压控制阀13流出的循环用制冷剂流入气液分离器14而被气液分离。从气液分离器14的第一液相流出端口14c流出的液相状态的循环用制冷剂在回收用膨胀阀60被减压直到成为中间压制制冷剂为止。此时,调整回收用膨胀阀60的节流开度,以使回收用流通部61a的出口侧的循环用制冷剂(图14的e点)的过热度接近基准过热度。

[0246] 从气液分离器14的气相流出端口14b流出的气相状态的循环用制冷剂在中间压固定节流阀17b被减压直到成为中间压制制冷剂为止。由此,从气相流出端口14b流出的循环用制冷剂成为与从回收用膨胀阀60流出的制冷剂相同的压力。

[0247] 从回收用膨胀阀60流出的循环用制冷剂与从中间压固定节流阀17b流出的循环用制冷剂在合流部15c合流而成为干燥度较低的气液二相状态(图14的d点)。

[0248] 此外,图14的虚线示意性地表示从气液分离器14的第一液相流出端口14c流出的液相状态的循环用制冷剂减压的状态以及从气相流出端口14b流出的气相状态的循环用制冷剂减压的状态。因此,实际的制冷剂并不沿着虚线减压。

[0249] 从合流部15c流出的循环用制冷剂流入回收用流通部61a。此时,在回收用流通部61a流通的循环用制冷剂的压力因中间压固定节流阀17b及回收用膨胀阀60的减压作用而比在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂的压力低。即,在回收用流通部61a流通的循环用制冷剂的温度比在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂的温度低。

[0250] 因此,在回收用流通部61a流通的循环用制冷剂从在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂吸热而蒸发,从而成为具有过热度的气相制冷剂(图14的d点→e点)。

[0251] 这里,低温制热模式时的回收用流通部61a中的循环用制冷剂的蒸发温度成为20℃~30℃左右。另外,循环用制冷剂在回收用流通部61a从在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂吸收的废热回收热量 Q_{re} 能够用从图14的e点的制冷剂的焓值减去d点的制冷剂的焓值而得到的焓差来表示。

[0252] 从回收用流通部61a流出的循环用制冷剂从压缩机11的中间压端口11b被吸入。从压缩机11的中间压端口11b被吸入的循环用制冷剂与从压缩机11的低段侧压缩机构排出的中间压制制冷剂合流(图14的f点),并在高段侧压缩机构被压缩(图14的f点→a点)。

[0253] 另一方面,从气液分离器14的第二液相流出端口14d流出的液相状态的循环用制冷剂(图14的c1点)在低段侧固定节流阀17a被减压直到成为低压低温制冷剂为止(图14的c1点→g点)。

[0254] 从低段侧固定节流阀17a流出的循环用制冷剂流入空调用室外热交换器20。流入到空调用室外热交换器20的循环用制冷剂从外气吸热而蒸发(图14的g点→h点)。

[0255] 这里,低温制热模式时的空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的蒸发温度可能会降低到1℃以下。另外,循环用制冷剂在空调用室外热交换器20从外气吸收的外气吸热量 Q_{out} 能够用从图14的h点的制冷剂的焓值减去g点的制冷剂的焓值而得到的焓差来表示。

[0256] 从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂流入储液器24而被气液分离。在储液器24被分离出的气相状态的循环用制冷剂从压缩机11的吸入端口11a被吸入。从压缩机11的吸入端口11a被吸入的制冷剂在低段侧压缩机构被压缩(图14的h点→i点),与从中间压端口11b流入的制冷剂合流(图14的f点)。

[0257] 因此,在低温制热模式的热泵循环2中,通过将在室内冷凝器12被加热后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0258] 另外,在低温制热模式的热泵循环2中,由于回收用开闭阀16a打开,因此能够使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热。由此,与制冷模式相同地,能够减少压缩机11的消耗电力,从而提高循环的COP。

[0259] 并且,在低温制热模式中,除了循环用制冷剂在空调用室外热交换器20从外气吸收的热以及因压缩机11的压缩工作而产生的热之外,还能够将循环用制冷剂在复合型热交换器61从加热用制冷剂吸收的热作为热源来加热送风空气。

[0260] 除此之外,由于不会像除湿制热模式那样送风空气在室内蒸发器23被冷却,因此送风空气的加热能力不会抵消。因此,在低温制热模式中,与除湿制热模式相比,能够大幅提高送风空气的加热能力。

[0261] 接着,对在图13的步骤S9被执行的热回收控制进行说明。在热回收控制中,控制装置90基于控制用的传感器组的检测信号来进行加热用制冷剂循环回路5的加热用开闭阀68的开闭控制。

[0262] 更具体而言,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为预先设定的基准上限温度 KT_{ep1} 以上时,控制装置90打开加热用开闭阀68。并且,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为预先设定的基准下限温度 KT_{ep2} 以下时,关闭加热用开闭阀68。

[0263] 由此,在热回收控制中,将管理用车载设备温度 T_{ep} (在本实施方式中,是电池50的温度)维持在电池50的能够使用的温度带。并且,基准上限温度 KT_{ep1} 与基准下限温度 KT_{ep2} 的温度差成为用于防止控制波动的滞后宽度。

[0264] 当管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准上限温度 KT_{ep1} 以上,从而控制装置90打开加热用开闭阀68时,在加热用制冷剂循环回路5中,液相状态或气液二相状态的热排出用制冷剂流入车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a。

[0265] 流入到车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a的加热用制冷剂吸收车载设备50~53产生的热而蒸发。由此,车载设备50~53被冷却。在制冷剂通路50a~53a蒸发的加热用制冷剂流入复合型热交换器61的加热用流通部61b。

[0266] 流入到加热用流通部61b的气相状态的加热用制冷剂向在热排出用流通部61c流

通的热排出用制冷剂散热而冷凝。由此,由于热排出用制冷剂吸热而蒸发,因此热排出用制冷剂压力 P_{rh} 上升。并且,流入到加热用流通部61b的气相状态的加热用制冷剂向在回收用流通部61a流通的循环用制冷剂散热而冷凝。

[0267] 在加热用开闭阀68打开时,在加热用流通部61b冷凝的液相制冷剂或气液二相状态的加热用制冷剂因重力的作用而再次流入车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a。并且,当管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准下限温度 K_{Tep2} 以下时,控制装置90关闭加热用开闭阀68。由此,加热用制冷剂循环回路5中的加热用制冷剂的循环被切断。

[0268] 因此,在热回收控制中,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准上限温度 K_{Tep1} 以上时,能够在各制冷剂通路50a~53a,利用加热用制冷剂的相变化来使加热用制冷剂有效地吸收并回收车载设备50~53的废热。并且,能够在复合型热交换器61,利用加热用制冷剂的相变化,使加热用制冷剂吸收的废热向热排出用制冷剂或循环用制冷剂有效地散热。

[0269] 另外,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准下限温度 K_{Tep2} 以下时,切断加热用制冷剂循环回路5中的加热用制冷剂的循环,从而能够抑制加热用制冷剂所具有的热向热排出用制冷剂或循环用制冷剂散热。因此,通过执行热回收控制,能够将各车载设备50~53的温度维持在各自的能够使用的温度带内。

[0270] 接着,对在图13的步骤S10被执行的热废弃控制进行说明。在热废弃控制中,控制装置90基于控制用的传感器组的检测信号来进行热排出用制冷剂循环回路3的热排出用开闭阀65的开闭控制。

[0271] 更具体而言,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为预先设定的基准上限压力 K_{Prh1} 以上时,控制装置90打开热排出用开闭阀65,并且使外气风扇67以发挥预先设定的送风能力的方式工作。并且,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为预先设定的基准下限压力 K_{Prh2} 以下时,关闭热排出用开闭阀65,并且使外气风扇67停止。

[0272] 由此,在热废弃控制中,将热排出用制冷剂压力 P_{rh} 维持在预先设定的基准压力范围内。并且,基准上限压力 K_{Prh1} 与基准下限压力 K_{Prh2} 的压力差成为用于防止控制波动的滞后宽度。也可以使外气风扇67从车辆的系统整体起动后起持续工作。

[0273] 当热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准上限压力 K_{Prh1} 以上,从而控制装置90打开热排出用开闭阀65时,在热排出用制冷剂循环回路3中,液相状态或气液二相状态的热排出用制冷剂流入复合型热交换器61的热排出用流通部61c。

[0274] 此时,当流入到热排出用流通部61c的热排出用制冷剂从在加热用流通部61b流通的制冷剂吸热而蒸发时,蒸发后的热排出用制冷剂流入热排出用室外热交换器63。流入到热排出用室外热交换器63的气相状态的热排出用制冷剂向从外气风扇67被吹送的外气散热而冷凝。

[0275] 由此,热排出用制冷剂从加热用制冷剂吸收的热(即,车载设备50~53的废热)向外气散热。在热排出用室外热交换器63冷凝的液相状态或气液二相状态的热排出用制冷剂因重力的作用而再次流入热排出用流通部61c。

[0276] 另一方面,当流入到热排出用流通部61c的热排出用制冷剂不从在加热用流通部61b流通的制冷剂吸热,从而热排出用制冷剂压力 P_{rh} 降低到基准下限压力 K_{Prh2} 以下时,控制装置90关闭热排出用开闭阀65。由此,热排出用制冷剂循环回路3中的热排出用制冷剂的循环被切断。

[0277] 因此,在热废弃控制中,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准上限压力 $KPrh1$ 以上时,能够在复合型热交换器61,利用热排出用制冷剂的相变化使热排出用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热。这里,加热用制冷剂所具有的热是车载设备50~53的废热。并且,能够在热排出用室外热交换器63,利用热排出用制冷剂的相变化使热排出用制冷剂吸收的废热向外气有效地散热。

[0278] 另外,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准下限压力 $KPrh2$ 以下时,切断热排出用制冷剂循环回路3中的热排出用制冷剂的循环,从而能够抑制车载设备50~53的废热不必要地向外气散热。

[0279] 本实施方式的车辆用热管理系统1如上所述的工作,因此能够得到以下所记载的优良的效果。

[0280] 即,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,在任意运转模式下,都能够在复合型热交换器61使加热用制冷剂与循环用制冷剂进行热交换。因此,不论季节如何,遍及四季地能够将加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的废热有效地利用于提高热泵循环2的COP。

[0281] 除此之外,在低温制热模式时、空气混合模式时、除湿制热模式时,能够将加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。因此,在低温制热模式时、空气混合模式时、除湿制热模式时,能够发挥高的送风空气的加热能力(即,高制热能力)。

[0282] 以能够获得最高的加热能力提高效果的低温制热模式为例,对此进行更详细的说明。在现有技术回那样不具有回收用流通部61a的一般的热泵循环中,作为加热送风空气的热源,只能利用从外气吸收的热及因压缩机11的压缩工作而产生的热。在图14中,从外气吸收的热对应于 Q_{out} 。另外,在图14中,因压缩机11的压缩工作而产生的热对应于 Q_{comp} 。这即使在构成气体注入循环的循环中也是相同的。

[0283] 与此相对,在本实施方式的热泵循环2中,除了在空调用室外热交换器20从外气吸收的热及因压缩机11的压缩工作而产生的热之外,还能够将在回收用流通部61a从在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂吸收的热作为加热送风空气的热源而利用。

[0284] 在图14中,在空调用室外热交换器20从外气吸收的热对应于 Q_{out} 。另外,在图14中,因压缩机11的压缩工作而产生的热对应于 Q_{comp} 。另外,在图14中,在回收用流通部61a从在加热用流通部61b流通的加热用制冷剂吸收的热对应于 Q_{re} 。

[0285] 此时,循环用制冷剂从外气吸收的热(在图14中,对应于 Q_{out})与从加热用制冷剂吸收的热(在图14中,对应于 Q_{re})不会相互抵消,而能够作为独立的热源利用。

[0286] 即,本实施方式的热泵循环2的低温制热模式时的送风空气的加热能力(即,制热能力) Q_h 能够由以下的公式F2表示。

[0287] $Q_h = Q_{out} + Q_{re} + Q_{comp} \cdots (F2)$

[0288] 因此,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,在低温制热模式时,能够将车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,在低温制热模式时,能够发挥高的制热能力。

[0289] 并且,根据本发明的发明者等的研究,确认了在本实施方式的车辆用热管理系统1中,即使在冬季的极低外气温时(例如,外气温成为 -15°C 左右的运转条件时),也能够实现车室内的充分的制热。

[0290] 另外,由于低温制热模式时的回收用流通部61a中的循环用制冷剂的蒸发温度为 $20^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 左右,因此从加热用流通部61b流出的加热用制冷剂的温度也成为相同程度。因此,在加热用制冷剂循环回路5中,通过将加热用流通部61b被冷却的加热用制冷剂用于车载设备50~53的冷却,能够适度地冷却车载设备50~53。

[0291] 即,通过使在加热用流通部61b被冷却的 $20^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 左右的加热用制冷剂在车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a流通,能够抑制车载设备50~53的温度低于能够使用的温度带。因此,能够抑制车载设备50~53的急剧的温度变化(所谓热冲击)、结露的发生,能够实现车载设备50~53的长寿命化、高性能化、高输出化。

[0292] 并且,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,在复合型热交换器61中,由于能够使加热用制冷剂与热排出用制冷剂进行热交换,因此能够在热排出用室外热交换器63使加热用制冷剂吸收的废热向外气散热,从而废弃该废热。

[0293] 因此,在空调运转停止时、不需要为了加热送风空气而利用车载设备50~53的废热的情况下,能够使车载设备50~53的废热向外气散热而废弃。另外,即使在低温制热模式时,在车载设备50~53的废热比在复合型热交换器61使循环用制冷剂吸收的废热回收热量 Q_{re} 多的情况下,也能够将剩余的废热向外气废弃。

[0294] 除此之外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,作为加热用制冷剂、循环用制冷剂以及热排出用制冷剂,都采用了在热输送时伴随相变化的热介质,因此在使制冷剂彼此进行热交换时,能够实现基于潜热变化的有效且迅速的热移动。因此,能够使车载设备50~53的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0295] 并且,由于作为热排出用制冷剂,采用了在热输送时伴随相变化的热介质,因此能够将车载设备50~53的制冷剂通路50a~53b彼此用供液相状态或气液二相状态的加热用制冷剂流通的制冷剂配管连接。作为该制冷剂配管,能够采用与在将空气向车载设备50~53的周围循环送风来调整车载设备50~53的温度的情况下使用的管道等相比,直径较细的配管。

[0296] 因此,不论车辆中的车载设备50~53的搭载布局如何,都容易将车载设备50~53的制冷剂通路50a~53b彼此连接。其结果是,能够提高车辆用热管理系统1整体的向车辆的搭载性。并且,由于直径细的制冷剂配管的外表面积也小,因此能够抑制加热用制冷剂所具有的热不必要地向外气散热,从而容易有效地利用加热用制冷剂所具有的热。

[0297] 即,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性抑制车载设备50~53的温度上升,能够实现车载设备50~53的适当的温度调整。

[0298] 因此,通过将本实施方式的车辆用热管理系统1应用于电动汽车,能够减少用于车室内的空调而消耗的电能,从而能够延长一次充电的行驶距离。

[0299] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,在任意运转模式中,都采用构成气体注入循环的热泵循环2。因此,在任意运转模式中,与在压缩机不使中间压制冷剂与压缩过程中的制冷剂合流的通常的蒸气压缩式的制冷循环相比,能够提高送风空气的加热能力或COP。

[0300] 并且,在切换运转模式时,不会切换通常的制冷循环与气体注入循环,因此不会导

致循环的暂时停止。因此,能够顺畅地切换运转模式,而不会使乘员感到违和感。

[0301] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,作为复合型热交换器61,采用将多个回收用管72、多个热排出用管75以及多个加热用管78层叠配置的层叠型的热交换器。

[0302] 并且,将至少一部分的回收用管72与加热用管78相邻配置,以使循环用制冷剂与加热用制冷剂之间能够进行热移动。进而,将至少一部分的热排出用管75与加热用管78相邻配置,以使热排出用制冷剂与加热用制冷剂之间能够进行热移动。

[0303] 具体而言,将回收用管72与加热用管78钎焊接合,并且将热排出用管75与加热用管78钎焊接合。由此,在使制冷剂彼此进行热交换时,能够经由传热性优良的金属制的管的接合面间接地进行热交换,因此能够提高制冷剂彼此的热交换效率。

[0304] 另外,在本实施方式的复合型热交换器61中,回收用管72的数量在加热用管78的数量以下,且热排出用管75的数量在加热用管78的数量以下。即,加热用管78的数量比回收用管72的数量及热排出用管75的数量多。

[0305] 因此,容易使加热用制冷剂所吸收的车载设备50~53的废热向循环用制冷剂及热排出用制冷剂这双方散热。进而,通过根据车载设备50~53的废热的利用方式来调整回收用管72及热排出用管75的数量,从而容易调整向循环用制冷剂的散热量与向热排出用制冷剂的散热量的比率。

[0306] 例如,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,在假定车载设备50~53的废热中,被利用于加热送风空气的热量与向外气废弃的热量为相同程度的情况下,可以将回收用管72的数量及热排出用管75的数量都设为加热用管78的数量的一半左右。

[0307] 另外,在本实施方式的复合型热交换器61中,将回收用管72配置为使循环用制冷剂沿上下方向流动。并且,在回收用管72中,形成两列制冷剂通路,并使循环用制冷剂的流动方向转向。

[0308] 由此,与形成一列制冷剂通路的情况相比,能够降低回收用管72的通路截面积。因此,能够增加循环用制冷剂的流速从而提高热交换能力,并且能够抑制制冷机油滞留在回收用管72内。

[0309] 并且,将加热用管78配置为使加热用制冷剂从上方侧朝向下方向流动。加热用管78成为热虹吸管的冷凝部。因此,在加热用制冷剂循环回路5中,通过将加热用管78配置为使加热用制冷剂从上方侧向下方向流动,从而能够利用加热用制冷剂的密度差来使加热用制冷剂循环。其结果是,能够减少加热用制冷剂在加热用制冷剂循环回路5循环时的压力损失。

[0310] 并且,将热排出用管75配置为使热排出用制冷剂从下方侧朝向上方向流动。热排出用管75成为热虹吸管的蒸发部。因此,在热排出用制冷剂循环回路3中,通过将热排出用管75配置为使热排出用制冷剂从下方侧向上方向流动,从而能够利用热排出用制冷剂的密度差来使热排出用制冷剂循环。其结果是,能够减少热排出用制冷剂在热排出用制冷剂循环回路3循环时的压力损失。

[0311] 除此之外,在本实施方式的复合型热交换器61中,全部的制冷剂管72、75、78中的制冷剂的流动方向为上下方向,因此,能够使各制冷剂的流动方向为对向流动或并联流动。因此,容易调整各制冷剂彼此中的热交换性能。

[0312] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,具备对作为管理用车载设备的电池

50的管理用车载设备温度 T_{ep} 进行检测的管理用车载设备温度传感器91h。并且,控制装置90(具体而言,加热用循环控制部90c)控制加热用开闭阀68的开闭工作,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在预先设定的能够使用的温度带内。即,进行热回收控制。

[0313] 由此,不需要复杂的控制,通过使加热用开闭阀68进行开闭工作,就能够将电池50的温度维持在电池50的能够使用的温度带。并且,通过适当地设定各制冷剂通路50a~53a的压力系数,也能够将其他车载设备51~53的温度维持在各自的能够使用的温度带。

[0314] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,具备对热排出用制冷剂的排出用制冷剂压力 P_{rh} 进行检测的热排出用制冷剂压力传感器91g。并且,控制装置90(具体而言,是热排出用循环控制部90b)控制热排出用开闭阀65的开闭工作,以将热排出用制冷剂压力 P_{rh} 维持在预先设定的基准压力范围内。即,进行热废弃控制。

[0315] 由此,不需要进行复杂的控制,通过使热排出用开闭阀65进行开闭工作,就能够使热排出用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的剩余的废热,并在热排出用室外热交换器63向外气散热。

[0316] 并且,在控制装置90中,并行地执行热回收控制及热废弃控制,因此,容易切换到在复合型热交换器61,使加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的热向循环用制冷剂或热排出用制冷剂散热的散热模式。

[0317] 具体而言,打开加热用开闭阀68而使加热用制冷剂在加热用流通部61b流通,关闭热排出用开闭阀65,并且打开回收用开闭阀16a使循环用制冷剂在回收用流通部61a流通。由此,能够切换到使加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的热仅向循环用制冷剂散热的第一散热模式。

[0318] 另外,打开加热用开闭阀68而使加热用制冷剂在加热用流通部61b流通,打开热排出用开闭阀65而使热排出用制冷剂在热排出用流通部61c流通,并且关闭回收用开闭阀16a。由此,能够切换到使加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的热仅向热排出用制冷剂散热的第二散热模式。

[0319] 另外,打开加热用开闭阀68而使加热用制冷剂在加热用流通部61b流通,打开热排出用开闭阀65而使热排出用制冷剂在热排出用流通部61c流通,并且打开回收用开闭阀16a而使循环用制冷剂在回收用流通部61a流通。由此,能够切换到使加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的热向循环用制冷剂及热排出用制冷剂这双方散热的第三散热模式。

[0320] 并且,通过关闭加热用开闭阀68,能够切换到使加热用制冷剂从车载设备50~53吸收的热不向循环用制冷剂及热排出用制冷剂中的任一个散热的非散热模式。

[0321] (第二实施方式)

[0322] 在本实施方式中,如图15的整体结构图所示,对相对于第一实施方式,变更了热排出用制冷剂循环回路3以及加热用制冷剂循环回路5的结构例子进行说明。此外,图15是与在第一实施方式中说明的图1对应的附图。在图15中,对与第一实施方式相同或相当的部分标注相同的符号。这一点在以下的附图中也是一样的。

[0323] 具体而言,在本实施方式的热排出用制冷剂循环回路3中,代替热排出用开闭阀65,采用了热排出用流量调整阀65a及热排出用贮存箱64a。

[0324] 热排出用流量调整阀65a的基本结构与在第一实施方式说明的高压控制阀13及制冷用膨胀阀22相同。热排出用流量调整阀65a具有全闭功能。因此,热排出用流量调整阀65a

是本实施方式中的热排出用循环切断部。

[0325] 热排出用贮存箱64a配置于热排出用流量调整阀65a的制冷剂流的上游侧。热排出用贮存箱64a是对从热排出用室外热交换器63流出的热排出用制冷剂的气液进行分离,并贮存分离出的液相状态的热排出用制冷剂的热排出用储液部。

[0326] 另外,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5中,代替加热用开闭阀68,采用了加热用流量调整阀68a及加热用贮存箱54a。加热用流量调整阀68a的基本结构与热排出用流量调整阀65a相同。因此,加热用流量调整阀68a是本实施方式中的加热用循环切断部。

[0327] 加热用贮存箱54a配置于加热用流量调整阀68a的制冷剂流的上游侧。加热用贮存箱54a是对从复合型热交换器61的加热用流通部61b流出的加热用制冷剂的气液进行分离,并贮存分离出的液相状态的加热用制冷剂的加热用储液部。

[0328] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组,连接有车载设备压力传感器91i。车载设备压力传感器91i是在加热用制冷剂循环回路5中,对从形成于在加热用制冷剂流的最下游侧配置的车载设备的制冷剂通路流出的加热用制冷剂的压力即车载设备下游侧压力 P_{ep} 进行检测的车载设备压力检测部。在本实施方式中,形成于在加热用制冷剂流的最下游侧配置的车载设备的制冷剂通路是形成于电池50的制冷剂通路50a。其他车辆用热管理系统1的结构与第一实施方式相同。

[0329] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0330] 另外,关于热回收控制,与第一实施方式相同地,控制装置90控制加热用流量调整阀68a的工作,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在电池50的能够使用的温度带内。由此,各车载设备50~53的温度被维持在各自的能够使用的温度带内。

[0331] 具体而言,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准上限温度 K_{Tep1} 以上时,控制装置90打开加热用流量调整阀68a。另外,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准下限温度 K_{Tep2} 以下时,将加热用开闭阀68设为全闭状态。

[0332] 并且,控制装置90控制加热用流量调整阀68a的开度,以使从形成于车载设备50~53中的配置于加热用制冷剂流的最下游侧的车载设备的制冷剂通路流出的制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度。在本实施方式中,形成于在加热用制冷剂流的最下游侧配置的车载设备的制冷剂通路是形成于电池50的制冷剂通路50a。另外,基准过热度被设定为 0°C 。换言之,控制装置90控制加热用流量调整阀68a的开度,以使流入加热用流通部61b的制冷剂的过热度接近基准过热度。

[0333] 此时,控制装置90基于管理用车载设备温度 T_{ep} 及车载设备下游侧压力 P_{ep} 来对制冷剂通路50a的出口侧的加热用制冷剂的过热度进行检测。

[0334] 另外,关于热废弃控制,与第一实施方式相同地,控制装置90控制热排出用流量调整阀65a的工作,以将热排出用制冷剂压力 P_{rh} 维持在基准压力范围内。由此,使车载设备50~53的废热适当地向外气散热。

[0335] 更具体而言,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准上限压力 K_{Prh1} 以上时,控制装置90打开热排出用流量调整阀65a。另外,在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准下限压力 K_{Prh2} 以下时,将热排出用流量调整阀65a设为全闭状态。进而,随着从热排出用制冷剂压力 P_{rh} 减去基准上限压力 K_{Prh1} 而得到的值增加,控制装置90使热排出用流量调整阀65a的开

度增加。

[0336] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第一实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,能够以高响应性抑制车载设备50~53的温度上升。

[0337] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,在热排出用制冷剂循环回路3配置有热排出用流量调整阀65a,因此,能够抑制在热排出用制冷剂循环回路3循环的热排出用制冷剂的流量急剧变化。由此,能够抑制因过冲(overshoot)引起的过度敏感的控制、响应延迟,从而实现稳定的流量控制。

[0338] 除此之外,由于在热排出用制冷剂循环回路3配置有热排出用贮存箱64a,因此能够使液相状态的热排出用制冷剂流入热排出用流量调整阀65a。由此,能够抑制液相制冷剂中混入气相制冷剂的颗粒(即,气泡),从而能够进一步实现稳定的流量控制。

[0339] 另外,由于在加热用制冷剂循环回路5配置有加热用流量调整阀68a及加热用贮存箱54a,因此与热排出用制冷剂循环回路3相同地,能够提高在加热用制冷剂循环回路5循环的加热用制冷剂的流量控制的稳定性。

[0340] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,控制装置90控制加热用流量调整阀68a的开度,以使形成于电池50的制冷剂通路50a的出口侧的加热用制冷剂的过热度接近基准过热度。由此,能够在全部的制冷剂通路50a~53a使液相制冷剂蒸发,因此,能够使加热用制冷剂有效地吸收车载设备50~53的废热,从而提高车载设备50~53的冷却效率。

[0341] 另外,在本实施方式中,采用了热排出用贮存箱64a及加热用贮存箱54a,因此,通过安装将这些储液部的出入口闭塞的截止阀,能够将预先填充了规定量的制冷剂的状态的储液部搭载于车辆。由此,能够提高将车辆用热管理系统1搭载于车辆时的搭载性。

[0342] (第三实施方式)

[0343] 在本实施方式中,如图16的整体结构图所示,对相对于第一实施方式变更了热排出用制冷剂循环回路3以及加热用制冷剂循环回路5的结构,并且代替复合型热交换器61而采用复合型热交换器611的例子进行说明。

[0344] 具体而言,在本实施方式的热排出用制冷剂循环回路3中,代替热排出用开闭阀65,采用了热排出用制冷剂泵65b及热排出用贮存箱64a。

[0345] 热排出用制冷剂泵65b是将从热排出用贮存箱64a流出的液相状态的热排出用制冷剂向复合型热交换器61的热排出用流通部61c侧压送的电动式的泵。热排出用制冷剂泵65b的转速(即,压送能力)由从控制装置90输出的控制电压控制。

[0346] 热排出用制冷剂泵65b具有在停止时禁止热排出用制冷剂在内部流通的功能。因此,热排出用制冷剂泵65b兼具作为热排出用循环切断部的功能。热排出用贮存箱64a一体地形成在热排出用室外热交换器63的制冷剂流的最下游侧。

[0347] 另外,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5中,代替加热用开闭阀68,采用了加热用制冷剂泵68b及加热用贮存箱54a。

[0348] 加热用制冷剂泵68b是将从加热用贮存箱54a流出的液相状态的加热用制冷剂向车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a中与制冷剂流的最上游侧连接的制冷剂通路的入口侧压送的电动式的泵。在本实施方式中,与制冷剂流的最上游侧连接的制冷剂通路是行

驶用电动机53的制冷剂通路53a。

[0349] 加热用制冷剂泵68b的基本结构与热排出用制冷剂泵65b相同。因此,加热用制冷剂泵68b兼具作为切断加热用制冷剂的循环的加热用循环切断部的功能。并且,在本实施方式中的车辆用热管理系统1中,采用一体地形成有加热用贮存箱54a的复合型热交换器611。

[0350] 接着,使用图17~图19,对一体地形成有加热用贮存箱54a的本实施方式的复合型热交换器611的详细结构进行说明。

[0351] 复合型热交换器611具有与第一实施方式相同的回收用管72以及热排出用管75。并且,在复合型热交换器611中,废除了在第一实施方式中说明的加热用管78,而在各回收用管72与热排出用管之间配置形成制冷剂通路的介入部件78f。

[0352] 如图19所示,介入部件78f是剖面弯折为方形波状的金属制的板状部件,实质上是与在第一实施方式中说明的内板78e相同的形状。介入部件78f的向回收用管72侧突出的面与回收用管72的平坦面钎焊接合。介入部件78f的向热排出用管75侧突出的面与热排出用管75的平坦面钎焊接合。

[0353] 因此,在回收用管72与热排出用管之间形成有被回收用管72的外表面、热排出用管75的外表面以及介入部件78f包围的多个空间。在复合型热交换器611中,将该制冷剂通路作为使加热用制冷剂从上方侧向下方侧流动的加热用管来使用。换言之,在复合型热交换器611中,通过回收用管72的外表面、热排出用管75的外表面以及介入部件78f来形成加热用管。

[0354] 并且,如图17、图18所示,复合型热交换器611具有面板79a,该面板79a由相对于各管的层叠方向及各管的长度方向(即,制冷剂的流动方向)平行地扩大的金属薄板形成。面板79a与通过将各管层叠而形成的两侧的层叠面钎焊接合。因此,在加热用管的层叠面侧流通的加热用制冷剂不会向外部漏出。

[0355] 另外,在复合型热交换器611中,加热用分配管76、回收用分配管70及回收用集合管71并联地配置。更具体而言,加热用分配管76的筒状侧面配置为与回收用分配管70的筒状侧面及回收用集合管71的筒状侧面这双方接触。加热用分配管76配置于回收用分配管70与回收用集合管71之间的上方侧。

[0356] 在加热用分配管76的筒状侧面形成有多个分配孔76b。分配孔76b是使从加热用分配管76的制冷剂入口76a流入到加热用分配管76的内部的加热用制冷剂向加热用管侧流出的制冷剂流出口。从分配孔76b流出的加热用制冷剂经由回收用分配管70与回收用集合管71之间向各加热用管分配。

[0357] 另外,在复合型热交换器611中,在回收用管72、热排出用管75以及介入部件78f的下方侧配置有加热用贮存箱54a。加热用贮存箱54a具有板头541及箱头542。

[0358] 板头541与热排出用管75的下端部接合。在板头541形成有使流通过加热用管的加热用制冷剂流出的多个狭缝孔541a。箱头542是通过与板头541组合而形成在内部贮存液状态的加热用制冷剂的贮存空间的空间形成部件。

[0359] 通过箱头542与板头541组合而形成的贮存空间形成为沿回收用管72、热排出用管75以及介入部件78f的层叠方向延伸的形状。因此,加热用贮存箱54a与在第一实施方式中说明的加热用集合管77相同地,成为使从加热用管流出的制冷剂集合的箱部。

[0360] 并且,贮存空间形成为,深度方向的尺寸随着接近形成于箱头542的长度方向另一

端部的制冷剂出口542a而变深的形状。另外,加热用贮存箱54a的制冷剂出口542a配置于箱头542的最下方侧。因此,在加热用贮存箱54a中,使液相状态的加热用制冷剂可靠地从制冷剂出口542a流出。

[0361] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组连接有热排出用液相制冷剂温度传感器91j、上游侧加热用制冷剂温度传感器91k、下游侧加热用制冷剂温度传感器91m。

[0362] 热排出用液相制冷剂温度传感器91j是对热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 进行检测的热排出用液相制冷剂温度检测部,该热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 是在从热排出用贮存箱64a的出口到热排出用制冷剂泵65b的入口的制冷剂流路流通的液相状态的热排出用制冷剂的温度。这里,热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 是与热排出用制冷剂压力 P_{rh} 相关的物理量。因此,热排出用液相制冷剂温度传感器91j发挥了作为热排出用制冷剂压力检测部的功能。

[0363] 上游侧加热用制冷剂温度传感器91k是对车载设备上游侧温度 T_{epU} 进行检测的上游侧加热用制冷剂温度检测部。车载设备上游侧温度 T_{epU} 是流入形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a中的配置于制冷剂流的最上游侧的制冷剂通路的加热用制冷剂的温度。在本实施方式中,配置于制冷剂流的最上游侧的制冷剂通路是形成于行驶用电动机53的制冷剂通路53a。

[0364] 下游侧加热用制冷剂温度传感器91m是对车载设备下游侧温度 T_{epL} 进行检测的下游侧加热用制冷剂温度检测部。车载设备下游侧温度 T_{epL} 是从形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a中的配置于制冷剂流的最下游侧的制冷剂通路流出的加热用制冷剂的温度,在本实施方式中,配置于制冷剂流的最下游侧的制冷剂通路是形成于电池50的制冷剂通路50a。其他车辆用热管理系统1的结构与第一实施方式相同。

[0365] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0366] 另外,关于热回收控制,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以将车载设备下游侧温度 T_{epL} 维持在电池50的能够使用的温度带内。由此,各车载设备50~53的温度被维持在各自的能够使用的温度带内。

[0367] 更具体而言,在车载设备下游侧温度 T_{epL} 成为基准上限温度 K_{Tep1} 以上时,控制装置90使加热用制冷剂泵68b工作。并且,在车载设备下游侧温度 T_{epL} 成为基准下限温度 K_{Tep2} 以下时,使加热用制冷剂泵68b停止。

[0368] 并且,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以使车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a中的与制冷剂流的最下游侧连接的制冷剂通路的出口侧的加热用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度。在本实施方式中,与制冷剂流的最下游侧连接的制冷剂通路是电池50的制冷剂通路50a。另外,基准过热度被设定为 0°C 。换言之,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以使向加热用流通部61b流入的制冷剂的过热度接近基准过热度。

[0369] 此时,控制装置90基于车载设备上游侧温度 T_{epU} ,对向制冷剂通路50a~53a中的配置于制冷剂流的最下游侧的制冷剂通路流入的加热用制冷剂的饱和温度进行检测。另外,控制装置90基于从车载设备下游侧温度 T_{epL} 减去车载设备上游侧温度 T_{epU} 而得到的温

度差,对从制冷剂通路50a~53a中的配置于制冷剂流的最下游侧的制冷剂通路流出的加热用制冷剂的过热度进行检测。

[0370] 另外,关于热废弃控制,控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以将热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 维持在预先设定的基准温度范围内。由此,能够使车载设备50~53的废热适当地向外气散热。

[0371] 更具体而言,在热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 成为预先设定的热排出用基准上限温度 $KTrh1$ 以上时,控制装置90使热排出用制冷剂泵65b工作。另外,在热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 成为热排出用基准下限温度 $KTrh2$ 以下时,使热排出用制冷剂泵65b停止。

[0372] 并且,随着从热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 减去热排出用基准上限温度 $KTrh1$ 而得到的值增加,控制装置90使热排出用制冷剂泵65b的压送能力增加。

[0373] 这里,热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 是与热排出用制冷剂压力 Prh 相关的物理量。因此,在本实施方式的热废弃控制中,实质上是控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以将热排出用制冷剂压力 Prh 维持在预先设定的基准压力范围内。

[0374] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第一实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用来加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0375] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,由于在热排出用制冷剂循环回路3配置了热排出用制冷剂泵65b,因此能够抑制在热排出用制冷剂循环回路3循环的热排出用制冷剂的流量急剧变化。由此,能够抑制因过冲而引起的过度敏感的控制、响应延迟,从而能够实现稳定的流量控制。

[0376] 除此之外,通过热排出用制冷剂泵65b的制冷剂压送能力,能够强制地使热排出用制冷剂循环,因此,能够进一步适当地调整在热排出用制冷剂循环回路3循环的热排出用制冷剂的循环流量。

[0377] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,由于在热排出用制冷剂循环回路3配置了热排出用贮存箱64a,因此能够使液相状态的热排出用制冷剂向热排出用制冷剂泵65b流入。由此,能够抑制液相制冷剂中混入气相制冷剂的颗粒(即,气泡),并抑制热排出用制冷剂泵65b的空转等,因此,能够进一步实现稳定的流量控制。

[0378] 另外,由于在加热用制冷剂循环回路5配置了加热用制冷剂泵68b及加热用贮存箱54a,因此与热排出用制冷剂循环回路3相同地,能够提高在加热用制冷剂循环回路5循环的加热用制冷剂的流量控制的稳定性。

[0379] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以使形成于电池50的制冷剂通路50a的出口侧的加热用制冷剂的过热度接近基准过热度。由此,与第二实施方式相同地,能够提高车载设备50~53的冷却效率。

[0380] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,由于配置了热排出用贮存箱64a及加热用贮存箱54a,因此与第二实施方式相同地,能够提高将车辆用热管理系统1搭载于车辆时的搭载性。并且,由于加热用贮存箱54a一体地形成于复合型热交换器611,因此能够进一步提高将车辆用热管理系统1搭载于车辆时的搭载性。

[0381] 另外,在本实施方式的复合型热交换器611中,通过回收用管72的外表面、热排出

用管75的外表面以及介入部件78f形成了使加热用制冷剂从上方侧向下方侧流动的加热用管。由此,介入到各制冷剂彼此之间的金属的厚度变薄,从而能够进一步提高各制冷剂彼此的热交换效率。

[0382] (第四实施方式)

[0383] 在本实施方式中,如图20的整体结构图所示,对相对于第一实施方式变更了热排出用制冷剂循环回路3以及加热用制冷剂循环回路5的结构例子进行说明。

[0384] 具体而言,在本实施方式的热排出用制冷剂循环回路3中,代替热排出用开闭阀65,采用了热排出用压缩机65c及热排出用膨胀阀65d。并且,采用了与第二实施方式相同的热排出用贮存箱64a。

[0385] 热排出用压缩机65c是将从热排出用流通部61c流出的气相状态的热排出用制冷剂压缩并排出的压缩机。热排出用压缩机65c是单段升压式的电动压缩机。热排出用压缩机65c的工作由从控制装置90输出的控制信号控制。

[0386] 热排出用压缩机65c具有在停止时禁止热排出用制冷剂在内部流通的功能。因此,热排出用压缩机65c兼具作为切断热排出用制冷剂的循环的热排出用循环切断部的功能。

[0387] 热排出用膨胀阀65d是使从热排出用贮存箱64a流出的液相状态的热排出用制冷剂减压的温度式膨胀阀。热排出用膨胀阀65d的基本结构与热泵循环2的回收用膨胀阀60相同。热排出用膨胀阀65d使节流开度发生变化,以使热排出用流通部61c的出口侧的热排出用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度。

[0388] 即,在本实施方式的热排出用制冷剂循环回路3中,构成了使在热排出用流通部61c使热排出用制冷剂蒸发而从加热用制冷剂吸收的热在热排出用室外热交换器63向外气散热,从而使热排出用制冷剂冷凝的蒸气压缩式的制冷循环。

[0389] 另外,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5中,代替加热用开闭阀68,采用了加热用压缩机68c及加热用膨胀阀68d。并且,采用了与第二实施方式相同的加热用贮存箱54a。

[0390] 加热用压缩机68c是将从形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a流出的气相状态的加热用制冷剂压缩并排出的压缩机。加热用压缩机68c的基本结构与热排出用压缩机65c相同。因此,加热用压缩机68c兼具作为切断加热用制冷剂的循环的加热用循环切断部的功能。

[0391] 加热用膨胀阀68d是使从加热用贮存箱54a流出的液相状态的加热用制冷剂减压的温度式膨胀阀。加热用膨胀阀68d的基本结构与热排出用膨胀阀65d相同。加热用膨胀阀68d使节流开度发生变化,以使被向加热用压缩机68c吸入的加热用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度。

[0392] 即,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5中,在形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a使加热用制冷剂蒸发。并且,构成了使从车载设备50~53吸收的热在加热用流通部61b向循环用制冷剂或热排出用制冷剂散热,从而使加热用制冷剂冷凝的蒸气压缩式的制冷循环。

[0393] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组,废除了管理用车载设备温度传感器91h而连接有第一~第四车载设备温度传感器91n~91q。第一车载设备温度传感器91n是对电池50的温度即第一车载设备温度 T_{ve1} 进行检测的电池温度检测部。因此,

第一车载设备温度传感器91n实质上与在第一实施方式中说明的管理用车载设备温度传感器91h相同。

[0394] 第二车载设备温度传感器91o是对充电发电机51的温度即第二车载设备温度Tve2进行检测的充电发电机温度检测部。第三车载设备温度传感器91p是对电力控制单元52的温度即第三车载设备温度Tve3进行检测的电力控制单元温度检测部。第四车载设备温度传感器91q是对行驶用电动机53的温度即第四车载设备温度Tve4进行检测的行驶用电动机温度检测部。

[0395] 关于第一~第四车载设备温度传感器91n~91q,也可以与管理用车载设备温度传感器91h相同地,由多个温度传感器构成。其他车辆用热管理系统1的结构与第一实施方式相同。

[0396] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0397] 另外,关于热回收控制,控制装置90控制加热用压缩机68c的工作,以将通过第一~第四车载设备温度传感器91n~91q检测出的第一~第四车载设备温度Tve1~Tve4维持在对应的车载设备50~53的能够使用的温度带的范围内。

[0398] 具体而言,在第一~第四车载设备温度Tve1~Tve4中的至少一个成为比设定在对应的车载设备50~53的能够使用的温度带的范围内的基准上限温度高时,控制装置90使加热用压缩机68c工作即可。并且,在第一~第四车载设备温度Tve1~Tve4中的至少一个成为比设定在对应的车载设备50~53的能够使用的温度带的范围内的基准下限温度低时,控制装置90使加热用压缩机68c停止即可。

[0399] 另外,关于热废弃控制,与加热用压缩机68c的工作的工作状态连动地,控制装置90使热排出用压缩机65c工作。

[0400] 这里,在控制装置90使加热用压缩机68c工作时,需要使加热用制冷剂吸收车载设备50~53的废热,并且使加热用制冷剂吸收的废热在复合型热交换器61向循环用制冷剂或热排出用制冷剂散热。因此,在加热用压缩机68c工作时,控制装置90使热排出用压缩机65c工作。并且,在空调控制成为低温制热模式时,使热排出用压缩机65c的制冷剂排出能力降低。

[0401] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第一实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0402] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,在加热用制冷剂循环回路5构成了蒸气压缩式的制冷循环。因此,使形成于车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a作为蒸发器发挥功能。因此,能够可靠地冷却车载设备50~53。并且,通过根据车载设备50~53的发热量使加热用压缩机68c的制冷剂排出能力发生变化,能够容易地将各车载设备50~53的温度维持在能够使用的温度带的范围内。

[0403] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,在热排出用制冷剂循环回路3构成了蒸气压缩式的制冷循环。并且,使热排出用流通部61c作为蒸发器发挥功能。因此,能够可靠地使热排出用制冷剂从加热用制冷剂吸收车载设备50~53的废热。并且,通过进行使热

排出用压缩机65c与加热用压缩机68c连动的协调控制,能够抑制车载设备50~53的废热不必要地向外气散热,从而能够将车载设备50~53的废热适当地向外气废弃。

[0404] (第五实施方式)

[0405] 在本实施方式中,如图21的整体结构图所示,对相对于第三实施方式变更了加热用制冷剂循环回路5的结构例子进行说明。

[0406] 具体而言,在本实施方式中,形成于各车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a并联地连接。在各制冷剂通路50a~53a的制冷剂流的上游侧配置有作为使向各制冷剂通路50a~53a流入的加热用制冷剂减压的加热用减压部的固定节流阀50b~53b。作为这样的固定节流阀50b~53b,能够采用节流孔、毛细管、喷嘴等。

[0407] 因此,在本实施方式中,固定节流50b~53b的压力系数(即,通路阻力)被设定为,在成为管理用车载设备温度 T_{ep} 的电池50的温度被维持在电池50的能够使用的温度带的范围内时,将其他车载设备51~53的温度被维持在各自的能够使用的温度带。

[0408] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组,除了热排出用液相制冷剂温度传感器91j之外,还连接有热排出用气相制冷剂温度传感器91r。热排出用气相制冷剂温度传感器91r是对热排出用气相制冷剂温度 $Trhg$ 进行检测的热排出用气相制冷剂温度检测部,该热排出用气相制冷剂温度 $Trhg$ 是在从热排出用流通部61c的出口到热排出用室外热交换器63的制冷剂入口的制冷剂流路流通的气相状态的热排出用制冷剂的温度。其他车辆用热管理系统1的结构与第三实施方式相同。

[0409] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0410] 另外,关于热回收控制,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在电池50的能够使用的温度带。由此,各车载设备50~53的温度被维持在各自的能够使用的温度带内。

[0411] 更具体而言,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准上限温度 KT_{ep1} 以上时,控制装置90使加热用制冷剂泵68b工作。并且,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准下限温度 KT_{ep2} 以下时,使加热用制冷剂泵68b停止。并且,随着从管理用车载设备温度 T_{ep} 减去基准上限温度 KT_{ep1} 而得到的值增加,控制装置90使加热用制冷剂泵68b的制冷剂压送能力增加。

[0412] 另外,关于热废弃控制,与第三实施方式相同地,控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以将热排出用液相制冷剂温度 $Trhr$ 维持在预先设定的基准温度范围内。

[0413] 并且,控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以使从热排出用流通部61c流出的热排出用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度(在本实施方式中,是 0°C)。此时,控制装置90基于热排出用液相制冷剂温度 $Trhr$ 及热排出用气相制冷剂温度 $Trhg$ 对从热排出用流通部61c流出的热排出用制冷剂的过热度进行检测。

[0414] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第三实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0415] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以使从热排出用流通部61c流出的热排出用制冷剂的过热度接近基准过热度。

由此,能够适当地调整在热排出用制冷剂循环回路3循环的热排出用制冷剂的流量,从而能够抑制车载设备50~53的废热不必要地向外气散热。

[0416] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,形成于各车载设备50~53的制冷剂通路50a~53a并联地连接,并且在各制冷剂通路50a~53a的制冷剂流的上游侧配置有固定节流阀50b~53b。由此,能够根据各车载设备50~53的发热量向各制冷剂通路50a~53a供给适当的流量的加热用制冷剂。

[0417] (第六实施方式)

[0418] 在本实施方式中,如图22的整体结构图所示,对相对于第三实施方式变更了加热用制冷剂循环回路5的结构例子进行说明。

[0419] 具体而言,在本实施方式的行驶用电动机53形成有第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2这两个制冷剂通路。第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2相互并联地连接。在第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2的制冷剂流的上游侧配置有作为使向第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2流入的加热用制冷剂减压的加热用减压部的第一固定节流阀53b1及第二固定节流阀53b2。

[0420] 在加热用制冷剂循环回路5中,在形成于行驶用电动机53的第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2的制冷剂流的下游侧连接有制冷剂通路51a及制冷剂通路52a,该制冷剂通路51a形成于充电发电机51,该制冷剂通路52a形成于电力控制单元52。制冷剂通路51a及制冷剂通路52a相互并联地连接。因此,制冷剂通路51a及制冷剂通路52a相对于第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2在制冷剂流的下游侧串联地连接。

[0421] 在加热用制冷剂循环回路5中,在形成于充电发电机51的制冷剂通路51a及形成于电力控制单元52的制冷剂通路52a的下游侧连接有形成于电池50的制冷剂通路50a。因此,形成于电池50的制冷剂通路50a相对于制冷剂通路51a及制冷剂通路52a在制冷剂流的下游侧串联地连接。在制冷剂通路50a~52a的制冷剂流的上游侧配置有与第五实施方式相同的作为加热用减压部的固定节流阀50b~52b。

[0422] 在本实施方式中,固定节流阀50b~52b、53b1、53b2的压力系数(即,通路阻力)被设定为,在成为管理用车载设备温度 T_{ep} 的电池50的温度被维持在电池50的能够使用的温度带的范围内时,将其他车载设备51~53的温度维持在各自的能够使用的温度带。

[0423] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组连接有热排出用制冷剂压力传感器91g以及管理用车载设备温度传感器91h等。其他车辆用热管理系统1的结构与第三实施方式相同。

[0424] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0425] 另外,关于热回收控制,控制装置90控制加热用制冷剂泵68b的工作,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在电池50的能够使用的温度带。由此,各车载设备50~53的温度被维持在各自的能够使用的温度带内。

[0426] 更具体而言,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准上限温度 KT_{ep1} 以上时,控制装置90使加热用制冷剂泵68b工作。并且,在管理用车载设备温度 T_{ep} 成为基准下限温度 KT_{ep2} 以下时,使加热用制冷剂泵68b停止。并且,随着从管理用车载设备温度 T_{ep} 减去基准上限温度 KT_{ep1} 而得到的值增加,控制装置90使加热用制冷剂泵68b的制冷剂压送能力增加。

[0427] 另外,关于热废弃控制,进行热排出用开闭阀65的开闭控制,以将热排出用制冷剂压力Prh维持在基准压力范围内。由此,使车载设备50~53的废热适当地向外气散热。

[0428] 更具体而言,在热排出用制冷剂压力Prh成为基准上限压力KPrh1以上时,控制装置90使热排出用制冷剂泵65b工作。另外,在热排出用制冷剂压力Prh成为基准下限压力KPrh2以下时,使热排出用制冷剂泵65b停止。并且,随着从热排出用制冷剂压力Prh减去基准上限压力KPrh1而得到的值增加,控制装置90使热排出用制冷剂泵65b的压送能力增加。

[0429] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第三实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0430] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,将形成于各车载设备50~53的制冷剂通路50a~52a、53a1、53a2并联或串联地连接。除此之外,在各制冷剂通路50a~52a、53a1、53a2的制冷剂流的上游侧配置了固定节流阀50b~52b、53b1、53b2。

[0431] 由此,在制冷剂通路彼此并联地连接的车载设备彼此中,能够根据各车载设备的发热量,向制冷剂通路供给适当的流量的加热用制冷剂。例如,能够根据车载设备的发热量,向形成于充电发电机51的制冷剂通路51a及形成于电力控制单元52的制冷剂通路52a供给适当的流量的加热用制冷剂。

[0432] 另外,在制冷剂通路彼此串联地连接的车载设备彼此中,能够使形成于与下游侧连接的车载设备的制冷剂通路中的制冷剂蒸发温度发生变化。例如,相对于形成于充电发电机51的制冷剂通路51a或形成于电力控制单元52的制冷剂通路52a,能够使形成于电池50的制冷剂通路50a中的制冷剂蒸发温度发生变化。

[0433] 由此,能够相对于各车载设备向制冷剂通路供给适当的温度带的加热用制冷剂。其结果是,能够以更高的精度将各车载设备50~53的温度调整到各自的能够使用的温度带内。

[0434] (第七实施方式)

[0435] 在本实施方式中,如图23的整体结构图所示,对相对于第六实施方式变更了加热用制冷剂循环回路5的结构例子进行说明。

[0436] 具体而言,在本实施方式的加热用制冷剂循环回路5中,与第四实施方式相同地,采用了加热用压缩机68c及加热用膨胀阀68d。并且,在加热用制冷剂循环回路5连接有第一迂回通路56及第二迂回通路57。第一迂回通路56及第二迂回通路57使在加热用膨胀阀68d被减压的加热用制冷剂绕过形成于行驶用电动机53的作为加热用吸热部的第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2。

[0437] 第一迂回通路56是使在加热用膨胀阀68d被减压的加热用制冷剂绕过第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2,并导向形成于充电发电机51的制冷剂通路51a及形成于电力控制单元52的制冷剂通路52a的入口侧的制冷剂配管。在第一迂回通路56配置有第一固定节流阀56a。

[0438] 第二迂回通路57是使在加热用膨胀阀68d被减压的加热用制冷剂绕过第一制冷剂通路53a1及第二制冷剂通路53a2,并导向形成于电池50的制冷剂通路50a的入口侧的制冷剂配管。在第二迂回通路57配置有第二固定节流阀57a。第一固定节流阀56a及第二固定节

流阀57a的基本结构与固定节流阀50b~53b相同。

[0439] 在本实施方式中,各固定节流阀50b~53b、56a、57a的压力系数(即,通路阻力)被设定为,在成为管理用车载设备温度 T_{ep} 的电池50的温度被维持在电池50的能够使用的温度带的范围内时,将其他车载设备51~53的温度维持在各自己的能够使用的温度带。

[0440] 另外,在本实施方式的控制装置90,作为控制用的传感器组连接有管理用车载设备温度传感器91h等。其他车辆用热管理系统1的结构与第六实施方式相同。

[0441] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用热管理系统1的空调控制中的工作与第一实施方式相同。

[0442] 另外,关于热回收控制,控制装置90控制加热用压缩机68c的工作,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在电池50的能够使用的温度带内。另外,关于热废弃控制,与第五实施方式相同地,控制装置90控制热排出用制冷剂泵65b的工作,以将热排出用液相制冷剂温度 T_{rhr} 维持在预先设定的基准温度范围内。

[0443] 在本实施方式的车辆用热管理系统1中,如上述那样工作,因此,与第六实施方式相同地,能够将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0444] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,具有迂回通路56、57及固定节流阀56a、57a。因此,能够进一步精细地调整向形成于各车载设备50~53的制冷剂通路50a~52a、53a1、53a2供给的制冷剂流量。其结果是,能够以更高的精度将各车载设备50~53的温度调整到各自的能够使用的温度带内。

[0445] (第八实施方式)

[0446] 在本实施方式中,对相对于第一实施方式变更了热泵循环2的结构的样子进行说明。

[0447] 更具体而言,如图24的整体结构图所示,在本实施方式中,变更了合流部15c的配置。本实施方式的合流部15c配置在出口侧中间压制制冷剂通路15e且与回收用膨胀阀60的感温部60a相比位于循环用制冷剂流的上游侧的位置。因此,从气液分离器14的气相流出端口14b流出的气相制冷剂在中间压固定节流阀17b被减压后,被导向回收用流通部61a的制冷剂流的下游侧。

[0448] 其他热泵循环2及车辆用热管理系统1的结构及工作与第一实施方式相同。

[0449] 因此,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,也能够与第一实施方式相同地,将工作时发热的车载设备50~53的废热作为用于加热送风空气的热源而有效地利用。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0450] 并且,在本实施方式中,从气液分离器14的气相流出端口14b流出的气相制冷剂被导向回收用流通部61a的制冷剂流的下游侧。由此,能够减少向回收用流通部61a流入的液相制冷剂所含的气泡。换言之,能够减少向回收用流通部61a流入的循环用制冷剂的干燥度。

[0451] 因此,能够增大循环用制冷剂在回收用流通部61a从加热用制冷剂吸热时的吸热量。并且,能够抑制因干燥度高的气液二相状态的循环用制冷剂在回收用流通部61a流通而

可能产生的制冷剂通过音的增大、压力损失的增大以及循环行为的不稳定化等。

[0452] (第九实施方式)

[0453] 在本实施方式中,对相对于第一实施方式变更了热泵循环的结构例子进行说明。具体而言,在本实施方式中,采用了图25的整体结构图所示的热泵循环102。热泵循环102与在第一实施方式中说明的热泵循环2相同地,能够根据空调用的运转模式切换制冷剂回路。

[0454] 在本实施方式的热泵循环102中,没有构成气体注入循环。因此,在热泵循环102中,作为将循环用制冷剂压缩并排出的压缩机111,采用了单段升压式的电动压缩机。压缩机111的基本结构与在第四实施方式中说明的热排出用压缩机65c、加热用压缩机68c相同。

[0455] 在压缩机111的排出端口111c连接有室内冷凝器12的制冷剂入口侧。在室内冷凝器12的制冷剂出口侧连接有分支部15i。分支部15i使从室内冷凝器12流出的制冷剂的流动分支。分支部15i形成为与在第一实施方式中说明的合流部15c相同的三通接头结构。在分支部15i中,将三个流入流出口中的一个作为制冷剂流入口,并将剩余的两个作为制冷剂流出口。

[0456] 在分支部15i的一方的制冷剂流出口,经由高压控制阀13连接有空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧。在空调用室外热交换器20的制冷剂出口,经由制冷用膨胀阀22连接有室内蒸发器23的制冷剂入口侧。在室内蒸发器23的制冷剂出口连接有储液器24的入口侧。在储液器24的气相制冷剂出口连接有压缩机111的吸入端口111a。

[0457] 并且,在空调用室外热交换器20的制冷剂出口连接有蒸发器迂回通路25,该蒸发器迂回通路25使从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂绕过制冷用膨胀阀22及室内蒸发器23,而导向储液器24的入口侧。在蒸发器迂回通路25配置有制冷用开闭阀16c。

[0458] 在分支部15i的另一方的制冷剂流出口连接有入口侧分支制冷剂通路15j。在入口侧分支制冷剂通路15j配置有回收用开闭阀16a及回收用膨胀阀60。在本实施方式中,如图25所示,相对于入口侧分支制冷剂通路15j中的制冷剂流动方向,以回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60的顺序配置,但是也可以反过来以回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a的顺序配置。

[0459] 回收用膨胀阀60使节流开度发生变化,以使复合型热交换器61的回收用流通部61a的出口侧的循环用制冷剂的过热度接近预先设定的基准过热度。在入口侧分支制冷剂通路15j的出口侧连接有回收用流通部61a的制冷剂入口侧。并且,在回收用流通部61a的制冷剂出口,经由出口侧分支制冷剂通路15h连接有储液器24的入口侧。

[0460] 另外,在热泵循环102中,废除了在第一实施方式中说明的气液分离器14、低压侧开闭阀16b、低段侧固定节流阀17a等。其他热泵循环102的结构与在第一实施方式中说明的热泵循环2相同。

[0461] 接着,对上述结构中的本实施方式的工作进行说明。首先,对本实施方式的控制装置90执行的车室内的空调控制进行说明。控制装置90与第一实施方式相同地,基于目标吹出温度TA0、检测信号以及操作信号切换各运转模式。以下,对各运转模式中的详细工作进行说明。

[0462] (a) 制冷模式

[0463] 在制冷模式中,控制装置90使高压控制阀13为全开状态,并使制冷用膨胀阀22为

发挥制冷剂减压作用的节流状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0464] 由此,在制冷模式的热泵循环102中,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c(→室内冷凝器12→分支部15i→高压控制阀13)→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0465] 在该循环结构下,控制装置90与第一实施方式相同地,决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而对各种控制对象设备的工作进行控制。

[0466] 因此,在制冷模式的热泵循环102中,构成了使空调用室外热交换器20作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。并且,通过将室内蒸发器23被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。

[0467] (b) 空气混合模式

[0468] 在空气混合模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为节流状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0469] 由此,在空气混合模式的热泵循环102中,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→高压控制阀13→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。并且,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60→复合型热交换器61的回收用流通部61a→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0470] 即,在空气混合模式中,构成了使循环用制冷剂蒸发的室内蒸发器23及复合型热交换器61的回收用流通部61a相对于制冷剂流并联地连接的循环。

[0471] 在循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而对各种控制对象设备的工作进行控制。例如,控制装置90与制冷模式相同地决定向压缩机111输出的控制信号、向制冷用膨胀阀22输出的控制信号以及向空调用送风机32输出的控制电压等。

[0472] 另外,控制装置90决定向高压控制阀13输出的控制信号,以使高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PC_0 。由此,高压侧的循环用制冷剂的的压力被维持为大致恒定。

[0473] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以打开冷风旁通通路35及室内冷凝器12侧的通风路这双方。在本实施方式中,空气混合门34的开度被调整为,使送风空气温度 T_{AV} 接近目标吹出温度 T_{A0} 。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0474] 因此,在空气混合模式的热泵循环102中,构成了至少使少室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。

[0475] 因此,在循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时,送风空气被冷却,从而制作出冷却空气。并且,通过在室内冷凝器12使循环用制冷剂在室内蒸发器23蒸发时从送风空气吸收的热的一部分以及循环用制冷剂在复合型热交换器61蒸发时从加热用制冷剂吸收的热向冷却空气的一部分散热,从而制作出加热空气。

[0476] 并且,通过调整空气混合门34的开度,能够使冷却空气与加热空气的混合比率发生变化,从而能够向车室内吹出被调整到所希望的温度的送风空气。

[0477] 另外,在空气混合模式的热泵循环102中,由于回收用开闭阀16a打开,因此能够使循环用制冷剂吸收加热用制冷剂所具有的热。由此,与第一实施方式相同地,能够减少压缩机111的消耗电力,从而提高循环的COP。

[0478] 并且,在空气混合模式中,能够将循环用制冷剂从加热用制冷剂吸收的热作为用于加热送风空气的热源而利用。因此,与第一实施方式相同地,能够提高送风空气的加热能力。

[0479] (c) 除湿制热模式

[0480] 在除湿制热模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为全开状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,并关闭制冷用开闭阀16c。

[0481] 由此,在除湿制热模式的热泵循环102中,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→高压控制阀13→空调用室外热交换器20(→制冷用膨胀阀22)→室内蒸发器23→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。并且,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60→复合型热交换器61的回收用流通部61a→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0482] 即,在除湿制热模式的热泵循环102中,实质上构成了循环用制冷剂以与空气混合模式相同的顺序循环的循环。

[0483] 在循环结构下,控制装置90决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而对各种控制对象设备的工作进行控制。例如,控制装置90与空气混合模式相同地决定向压缩机11输出的控制信号、向制冷用膨胀阀22输出的控制信号、向空调用送风机32输出的控制电压等。

[0484] 另外,控制装置90决定向高压控制阀13输出的控制信号,以使高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PCO 。目标高压 PCO 使基于目标吹出温度 TA_0 ,并参照预先存储于控制装置90的除湿制热模式用的控制映射图而决定的。由此,高压侧的循环用制冷剂的压力被维持为大致恒定。

[0485] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以闭塞冷风旁通通路35,并使室内冷凝器12侧的通风路成为全开。另外,控制装置90适当地决定向其他各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0486] 因此,在除湿制热模式的热泵循环102中,构成了使室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能,并使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。并且,在除湿制热模式中,与第一实施方式相同地,通过在室内冷凝器12将在室内蒸发器23被冷却除湿后的送风空气再加热而向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0487] 并且,在除湿制热模式中,除了循环用制冷剂在室内蒸发器23从送风空气吸收的热及因压缩机111的压缩工作而产生的热之外,还能够将循环用制冷剂从加热用制冷剂吸收的热作为用于加热送风空气的热源而利用。即,能够将车载设备50~53的废热作为热源来加热送风空气。因此,在除湿制热模式中,能够提高制热能力。

[0488] (d) 低温制热模式

[0489] 在低温制热模式中,控制装置90使高压控制阀13为节流状态,并使制冷用膨胀阀22为全闭状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,并打开制冷用开闭阀16c。

[0490] 由此,在低温制热模式的热泵循环102中,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→高压控制阀13→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。并且,构成了循环用制冷剂以压缩机111的排出端口111c→室内冷凝器12→分支部15i→回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60→复合型热交换器61的回收用流通部61a→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0491] 即,在低温制热模式的热泵循环102中,构成了空调用室外热交换器20及回收用流通部61a相对于循环用制冷剂的流动并联地连接的循环。

[0492] 在该循环结构下,控制装置90与第一实施方式相同地,决定向连接于输出侧的各种控制对象设备输出的控制信号等,从而对各种控制对象设备的工作进行控制。

[0493] 因此,在本实施方式的低温制热模式中,构成了使室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能,并使空调用室外热交换器20作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。并且,通过将室内冷凝器12被加热的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0494] 并且,在低温制热模式中,空调用室外热交换器20及回收用流通部61a并联地连接。因此,除了循环用制冷剂在空调用室外热交换器20从外气吸收的热以及因压缩机111的压缩工作而产生的热之外,还能够将循环用制冷剂在复合型热交换器61从加热用制冷剂吸收的热(即,车载设备50~53的废热)作为热源来加热送风空气。

[0495] 另外,由于不会像除湿制热模式那样送风空气在室内蒸发器23被冷却,因此,不会抵消送风空气的加热能力。因此,在低温制热模式中,与除湿制热模式相比,能够大幅提高送风空气的加热能力。

[0496] 其他车辆用热管理系统1的结构及工作与第一实施方式相同。即,关于热回收控制,控制装置90进行加热用开闭阀68的开闭控制,以将管理用车载设备温度 T_{ep} 维持在电池50的能够使用的温度带内。另外,关于热废弃控制,控制装置90进行热排出用开闭阀65的开闭控制,以将热排出用制冷剂压力 Prh 维持在基准压力范围内。

[0497] 因此,即使是具备热泵循环102的车辆用热管理系统1,也能够与第一实施方式相同地,将车载设备50~53的废热有效地用于加热送风空气。并且,能够使不需要用于加热送风空气的剩余的废热迅速地向外气散热,从而能够以高响应性来抑制车载设备50~53的温度上升。

[0498] 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,能够像以下那样进行各种变形。

[0499] 在上述的实施方式中,对将车辆用热管理系统1应用于电动汽车的例子进行了说明,但是车辆用热管理系统1的应用不限于此。将车辆用热管理系统1应用于与通常的发动机车辆相比,行驶用驱动源的发热量少且难以确保制热用等的热源的车辆也是有效的。

[0500] 例如,应用于从内燃机及行驶用电动机这双方获得车辆行驶用的驱动力的混合动力车辆(包含能够从商用电源充电的所谓插电式混合动力车辆。)、搭载了燃料电池的燃料电池车辆是有效的。

[0501] 另外,在上述的实施方式中,对热交换对象流体是送风空气的例子进行了说明,但是热交换对象流体不限于此。例如,热交换对象流体也可以是供给热水等。

[0502] 在上述的实施方式中,对构成为能够切换空调用的运转模式的车辆用热管理系统

1进行了说明,但是为了有效地利用车载设备的废热,空调用的运转模式的切换不是必须的。

[0503] 只要是能够执行通过并行地执行热排出用制冷剂循环回路3中的热废弃控制及加热用制冷剂循环回路5中的热回收控制,能够有效地利用车载设备50~53的废热的运转模式即可。例如,能够执行低温制热模式下的运转即可。因此,热泵循环2、102不限于能够切换制冷剂回路的结构。

[0504] 并且,热泵循环2、102也可以是切换为与在上述的实施方式中说明的回路结构不同的回路结构。例如,也可以相对于第一实施方式的制冷模式,通过关闭回收用开闭阀16a,而且切换为构成通常的制冷循环的制冷剂回路,并作为单段压缩式制冷模式进行车室内的制冷。

[0505] 另外,也可以相对于第一实施方式的除湿制热模式,切换为构成通常的制冷循环的制冷剂回路,并作为单段压缩式除湿制热模式进行车室内的除湿制热。具体而言,也可以通过使制冷用膨胀阀22为节流状态,并关闭回收用开闭阀16a而切换为构成通常的制冷循环的制冷剂回路。同样地,在第九实施方式的除湿制热模式中,也可以使制冷用膨胀阀22为节流状态,并关闭回收用开闭阀16a。

[0506] 另外,也可以在第一实施方式的低温制热模式的基础上,切换为构成通常的制冷循环的制冷剂回路,作为单段压缩式制热模式进行车室内的制热。具体而言,也可以通过使高压控制阀13为节流状态,使制冷用膨胀阀22为全闭状态,关闭回收用开闭阀16a,打开低压侧开闭阀16b,并打开制冷用开闭阀16c,从而切换为构成通常的制冷循环的制冷剂回路。同样地,在第九实施方式的低温制热模式中,也可以关闭回收用开闭阀16a。

[0507] 在上述的实施方式中,对将车辆用热管理系统1的一部分配置于车室80内,并将剩余的部分配置于驱动用装置室81内的配置方式进行了说明,但是车辆用热管理系统1的配置方式不限于此。

[0508] 例如,在公交车那样的大型车辆中,也可以将热泵循环2的空调用室外热交换器20及热排出用制冷剂循环回路3的热排出用室外热交换器63配置于车室80外且驱动用装置室81的外部。作为驱动用装置室81的外部,具体而言,也可以配置在配置于车顶等的专用壳体内。

[0509] 另外,也可以对热泵循环2的各结构设备追加抑制在内部流通的制冷剂与外气之间的热移动的隔热部。具体而言,也可以对除了室内冷凝器12、室内蒸发器23、空调用室外热交换器20以及热排出用制冷剂循环回路3的热排出用室外热交换器63之外的各结构设备追加隔热部。

[0510] 作为隔热部,也可以用由隔热性优良的树脂等形成的隔热材料覆盖各结构设备的外周侧。特别地,将复合型热交换器61、车载设备50~53、热排出用制冷剂循环回路3的各制冷剂配管62、64以及加热用制冷剂循环回路5的各制冷剂配管的外周侧用隔热材料覆盖即可。并且,也可以将多个结构设备收容于由隔热性优良的树脂等形成的隔热筐体内。由此,能够抑制车载设备50~53的废热不必要地向外气散热。

[0511] 另外,在上述的实施方式中,对将空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63相对于外气的流动方向并联地配置的例子进行了说明,但是空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63的配置不限于此。

[0512] 例如,也可以将空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63相对于外气的流动方向串联地配置。此时,优选将供循环用制冷剂及热排出用制冷剂中的低温度带的制冷剂流通的室外热交换器配置于外气流的上游侧。由此,能够通过共通的一个外气风扇对空调用室外热交换器20及热排出用室外热交换器63吹送外气,因此,能够提高车辆用热管理系统1的向车辆的搭载性。

[0513] 构成热泵循环2、102的各结构设备不限于上述的实施方式所公开的部件。

[0514] 在上述的第一实施方式等中,对作为压缩机11,采用将两个压缩机构收容于一个壳体内部的二段升压式的电动压缩机的例子进行了说明,但压缩机的形式不限于此。

[0515] 例如,也可以是构成为在壳体的内部收容一个固定容量型的压缩机构以及一个对压缩机构进行旋转驱动的电动机的电动压缩机。即,是能够使中间压的循环用制冷剂从中间压端口11b流入,并使该中间压的循环用制冷剂与被从低压向高压压缩的过程中的循环用制冷剂合流的压缩机即可。

[0516] 还可以将两个压缩机串联地连接,并将配置于低段侧的低段侧压缩机的吸入口作为吸入端口11a,将配置于高段侧的高段侧压缩机的排出口作为排出端口11c。并且,在将低段侧压缩机的排出口与高段侧压缩机的吸入口连接的连接部设置中间压端口11b。也可以像这样,使用低段侧压缩机与高段侧压缩机这两个压缩机来构成一个二段升压式的压缩机。

[0517] 另外,在上述的第一实施方式等中,对在固定节流迂回通路18配置作为制冷剂回路切换部的低压侧开闭阀16b的例子进行了说明,但是制冷剂回路切换部不限于此。

[0518] 例如,作为制冷剂回路切换部,也可以采用对将气液分离器14的第二液相流出端口14d与低段侧固定节流阀17a连接的制冷剂回路以及将第二液相流出端口14d与固定节流迂回通路18连接的制冷剂回路进行切换的电气式的三通阀。并且,作为低段侧固定节流阀17a,也可以采用与高压控制阀13等相同的带有全开功能的可变节流机构,并废除低压侧开闭阀16b及固定节流迂回通路18。

[0519] 另外,在上述的实施方式中,虽然没有提及回收用开闭阀16a、热排出用开闭阀65、加热用开闭阀68等开闭阀的详细结构,但是作为这些开闭阀,可以采用在非通电时关闭制冷剂通路的所谓常闭型的电磁阀。由此,能够容易地执行用图13说明的控制流程的步骤S1中的控制。

[0520] 另外,在上述的实施方式中,对作为循环用制冷剂,采用了R134a的例进行了说明,但是制冷剂不限于此。例如,也可以采用HF0系制冷剂(R1234yf、HF0-1234ze、HF0-1234zd)、R600a、R410A、R404A、R32、R407C等。另外,也可以采用将这些制冷剂中的多种混合的混合制冷剂等。关于热排出用制冷剂及加热用制冷剂也是相同的。循环用制冷剂、热排出用制冷剂及加热用制冷剂也可以是相互不同种类的制冷剂。

[0521] 构成热排出用制冷剂循环回路3及加热用制冷剂循环回路5的各结构设备不限于上述的实施方式所公开的部件。

[0522] 例如,也可以将在第二实施方式中说明的热排出用流量调整阀65a、在第三实施方式中说明的热排出用制冷剂泵65b内设于热排出用制冷剂循环回路3的热排出用贮存箱64a,并使其一体化。也可以将在第二实施方式中说明的加热用流量调整阀68a、在第三实施方式中说明的加热用制冷剂泵68b内设于加热用制冷剂循环回路5的加热用贮存箱54a,并

使其一体化。

[0523] 由此,能够进一步实现流量控制的稳定化。并且,能够实现作为车辆用热管理系统1整体的小型化,并提高向车辆的搭载性。

[0524] 复合型热交换器61、611的详细结构不限于上述的实施方式所公开的结构。

[0525] 在上述的实施方式中,对作为回收用管72、热排出用管75及加热用管78,采用了板管的例子进行了说明,但是回收用管72、热排出用管75及加热用管78不限于此。例如,也可以采用通过挤出成型等而形成的剖面扁平形状的多孔管等。

[0526] 另外,回收用管72、热排出用管75以及加热用管78的配置方式不限于上述的实施方式所公开的方式。即,这些管的配置方式不限于假定车载设备50~53的废热中的用于加热送风空气的热量与向外气废弃的热量相等而决定的配置方式。

[0527] 例如,在根据目的地不同等,而假定车载设备50~53的废热中的用于加热送风空气的热量比向外气废弃的热量多的情况下,使回收用管72的数量比热排出用管75的数量多即可。

[0528] 具体而言,除了层叠方向两端部,将回收用管72、热排出用管75以及加热用管78规则地配置为以…回收用管72→加热用管78→热排出用管75→加热用管78→回收用管72→回收用管72→加热用管78→热排出用管75→加热用管78→回收用管72→…的顺序重复即可。在该情况下,回收用管72的数量与加热用管78的数量相等,且加热用管78的数量为热排出用管75的数量的约两倍。

[0529] 并且,在假定车载设备50~53的废热中的向外气废弃的热量比用于加热送风空气的热量多的情况下,使热排出用管75的数量比回收用管72的数量多即可。

[0530] 具体而言,除了层叠方向两端部,将回收用管72、热排出用管75以及加热用管78规则地配置为以…回收用管72→加热用管78→热排出用管75→热排出用管75→加热用管78→回收用管72→加热用管78→热排出用管75→热排出用管75→加热用管78→…的顺序重复即可。在该情况下,热排出用管75的数量与加热用管78的数量相等,且加热用管78的数量为回收用管72的数量的约两倍。

[0531] 另外,在第一实施方式中,对作为回收用管72,采用使循环用制冷剂的流动方向以画出U字的方式转向一次的管的例子进行了说明,但是回收用管72不限于此,也可以是转向一次以上的管。例如,在回收用管72内设置三列沿上下方向延伸的剖面扁平形状的制冷剂通路。并且,也可以采用使循环用制冷剂的流动方向以画出N字的方式转向两次的管。

[0532] 并且,通过使配置于制冷剂流的下游侧的制冷剂通路的通路截面积与配置于上游侧的制冷剂通路的通路截面积相比扩大,从而能够减少被蒸发后的循环用制冷剂在回收用管72流通时产生的压力损失。

[0533] 像这样的制冷剂通路面积的扩大能够通过变更回收用流通部61a的路径结构来实现。这里,热交换器中的路径能够定义为,由从形成于热交换器内的规定的空间朝向其他空间,并使制冷剂向同一方向流动的管组形成的制冷剂流路。因此,路径的合计通路截面积由构成路径的管的数量决定。

[0534] 因此,例如,配置将回收用分配管70的内部空间或回收用集合管71的内部空间分隔的分隔板,使构成配置于制冷剂流的下游侧的路径的管的数量比构成配置于上游侧的路径的管的数量多。由此,能够得到减少上述的循环用制冷剂中的压力损失的效果。

[0535] 在上述的实施方式中,对作为车载设备采用了电池50、充电发电机51、电力控制单元52、行驶用电动机53的例子进行了说明,但车载设备不限于此。例如,不限于发热量不同的车载设备,可以采用彼此的发热量相同的多个车载设备,也可以采用彼此的能够使用的温度带相同的多个车载设备。

[0536] 并且,在上述的实施方式中,对将能够使用的温度带设定为使车载设备50~53能够发挥充分的性能的例子进行了说明,但能够使用的温度带的设定不限于此。例如,也可以优先考虑能够确保车载设备50~53的可靠性来决定能够使用的温度带。

[0537] 另外,在上述的实施方式中,对通过形成于车载设备50~53的内部的制冷剂通路50a~53a来形成加热用吸热部的例子进行了说明,但加热用吸热部不限于此。例如,也可以通过使传热性优良的金属(具体而言,是铝)制的扁平管的平坦面与车载设备50~53的发热部紧贴而形成加热用吸热部。此时,优选在扁平管与车载设备50~53之间介入有传热性优良的传热部件(具体而言,硅脂、硅树脂)。

[0538] 另外,在上述的第一实施方式等中,对管理用车载设备是电池50的例子进行了说明,但管理用车载设备不限于电池50。

[0539] 例如,作为管理用车载设备,也可以选定车载设备50~53中的制冷剂通路配置于制冷剂流的最下游侧的车载设备。另外,作为管理用车载设备,也可以选定性能、耐久性、制品寿命等最容易受热环境的变化影响的车载设备,即,选定需要以最高精度进行温度管理的车载设备。

[0540] 另外,上述的实施方式所公开的手段也可以在能够实施的范围内适当组合。

[0541] 具体而言,在第一、第二实施方式中,对作为热排出用制冷剂循环回路3及加热用制冷剂循环回路5而采用使制冷剂自然循环的回路例子进行了说明。在第二、第五、第六实施方式中,对采用通过用泵压送制冷剂而使制冷剂强制循环的回路例子进行了说明。并且,在第四实施方式中,对采用蒸气压缩式的制冷循环的例子进行了说明,但热排出用制冷剂循环回路3及加热用制冷剂循环回路5不限于这些实施方式的组合。

[0542] 例如,也可以像第六实施方式那样,作为热排出用制冷剂循环回路3及加热用制冷剂循环回路5中的任一方,采用使制冷剂强制循环的回路,作为另一方,采用蒸气压缩式的制冷循环。

[0543] 同样地,在各实施方式中公开的热排出用制冷剂循环回路3中的热排出用循环切断部的控制方式及加热用制冷剂循环回路5中的加热用循环切断部的控制方式也可以适当进行组合。

[0544] 另外,在上述的第一实施方式等中,对在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准上限压力 $KPrh1$ 以上时,在热排出用制冷剂循环回路3中使热排出用制冷剂循环的例子进行了说明。并且,对在热排出用制冷剂压力 P_{rh} 成为基准下限压力 $KPrh2$ 以下时,切断热排出用制冷剂循环回路3中的热排出用制冷剂的循环的例子进行了说明,但热排出用循环切断部的控制方式不限于此。

[0545] 例如,也可以根据外气温、车载设备50~53的工作状态(即,发热量)使基准上限压力 $KPrh1$ 或基准下限压力 $KPrh2$ 发生变化。由此,能够进行抑制了因过冲而导致的过度敏感的控制、响应延迟的预测控制。其结果是,能够更适当地使车载设备50~53的废热向外气散热,从而能够进一步可靠地将车载设备50~53的温度维持在适当的温度。

[0546] 另外,也可以将在第三实施方式中说明的复合型热交换器611应用于在第二、第四实施方式中说明的车辆用热管理系统1。另外,也可以将复合型热交换器61以及在第二实施方式中说明的加热用贮存箱54a及热排出用贮存箱64a应用于在第五~第七实施方式中说明的车辆用热管理系统1。

[0547] 以实施例为基准记述了本发明,但是应当理解,本发明不限于该实施例、结构。本发明也包含各种变形例、相当范围内的变形。除此之外,各种组合、方式,以及使这些包含仅一个要素、其以上或其以下的其他的组合、方式也在本发明的范畴、思想范围内。

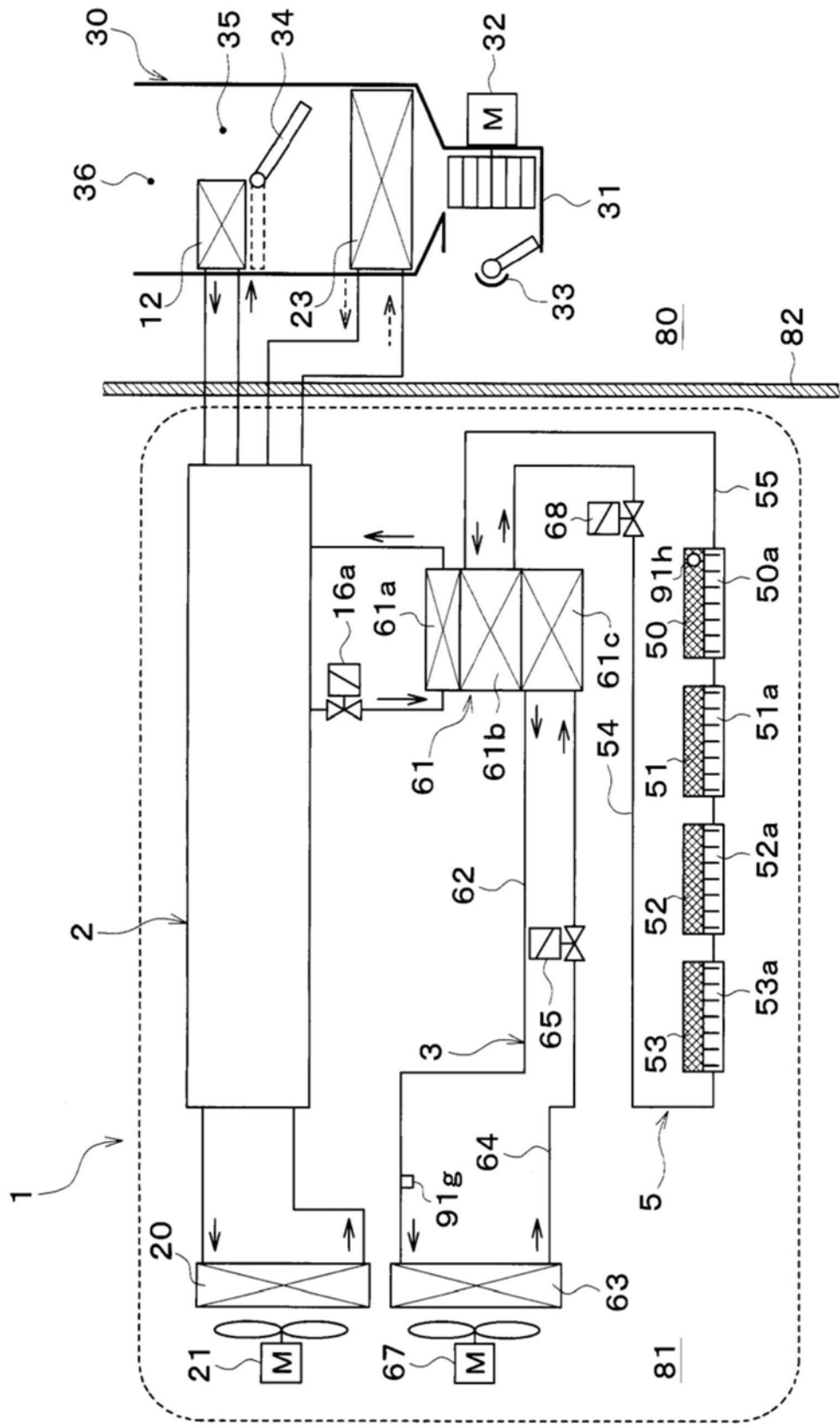


图1

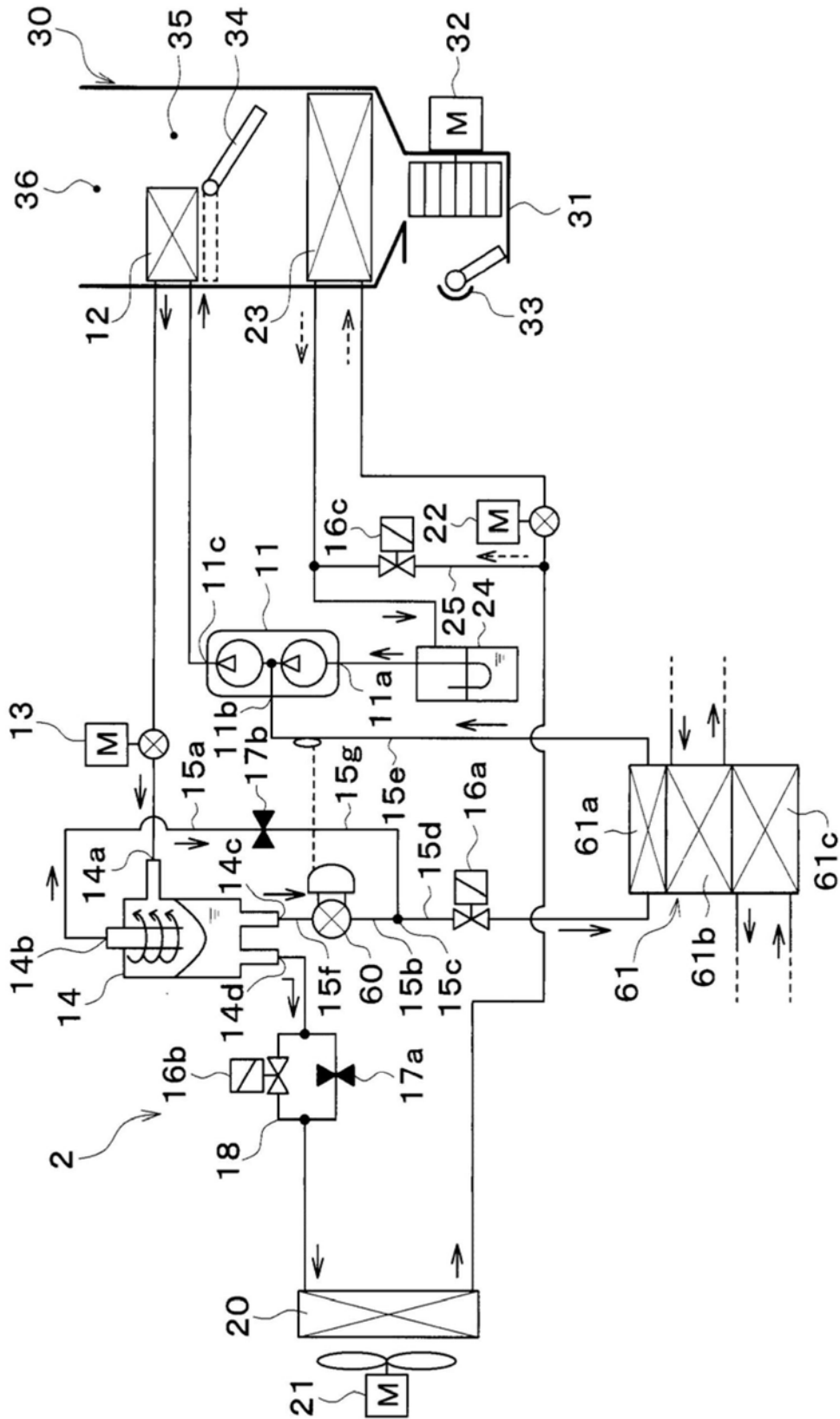


图2

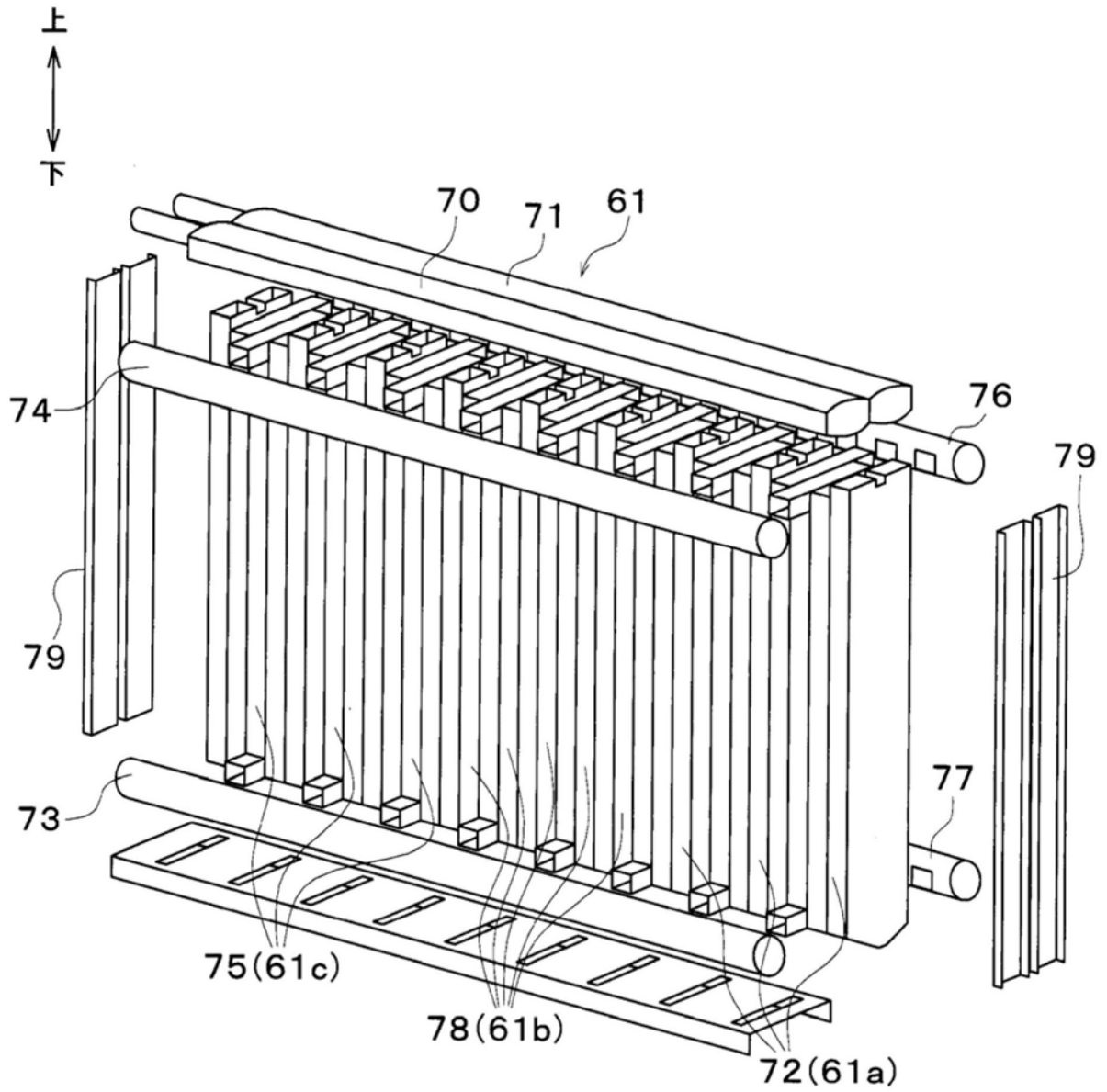


图4

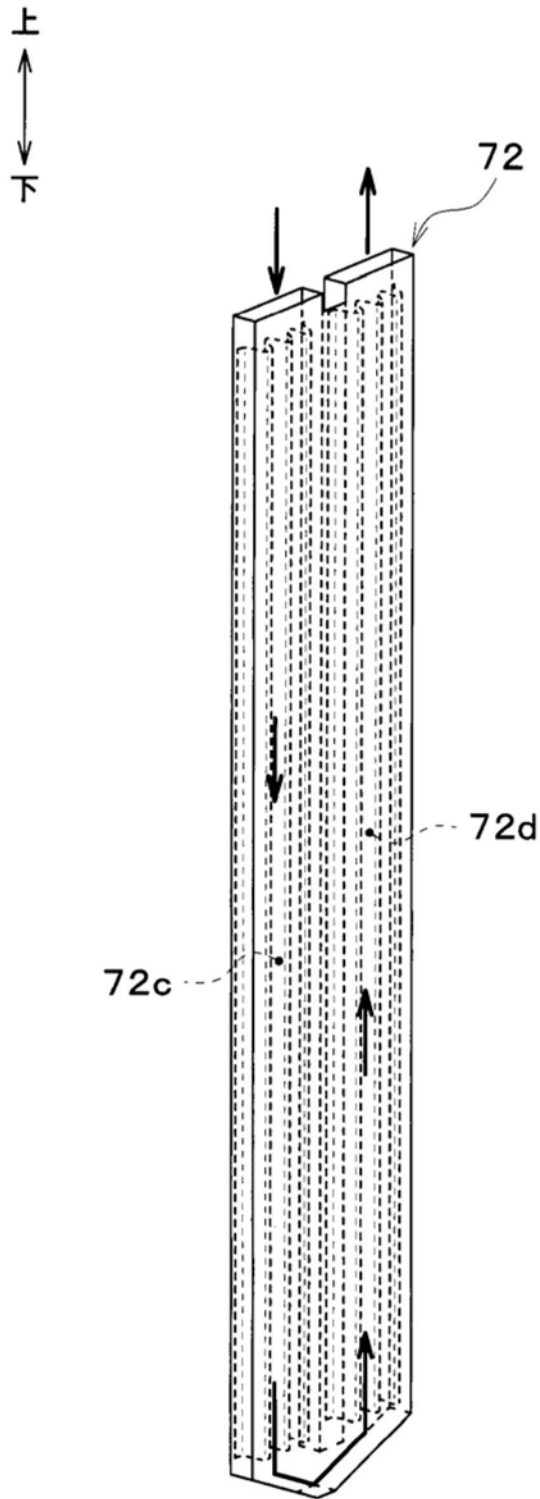


图5

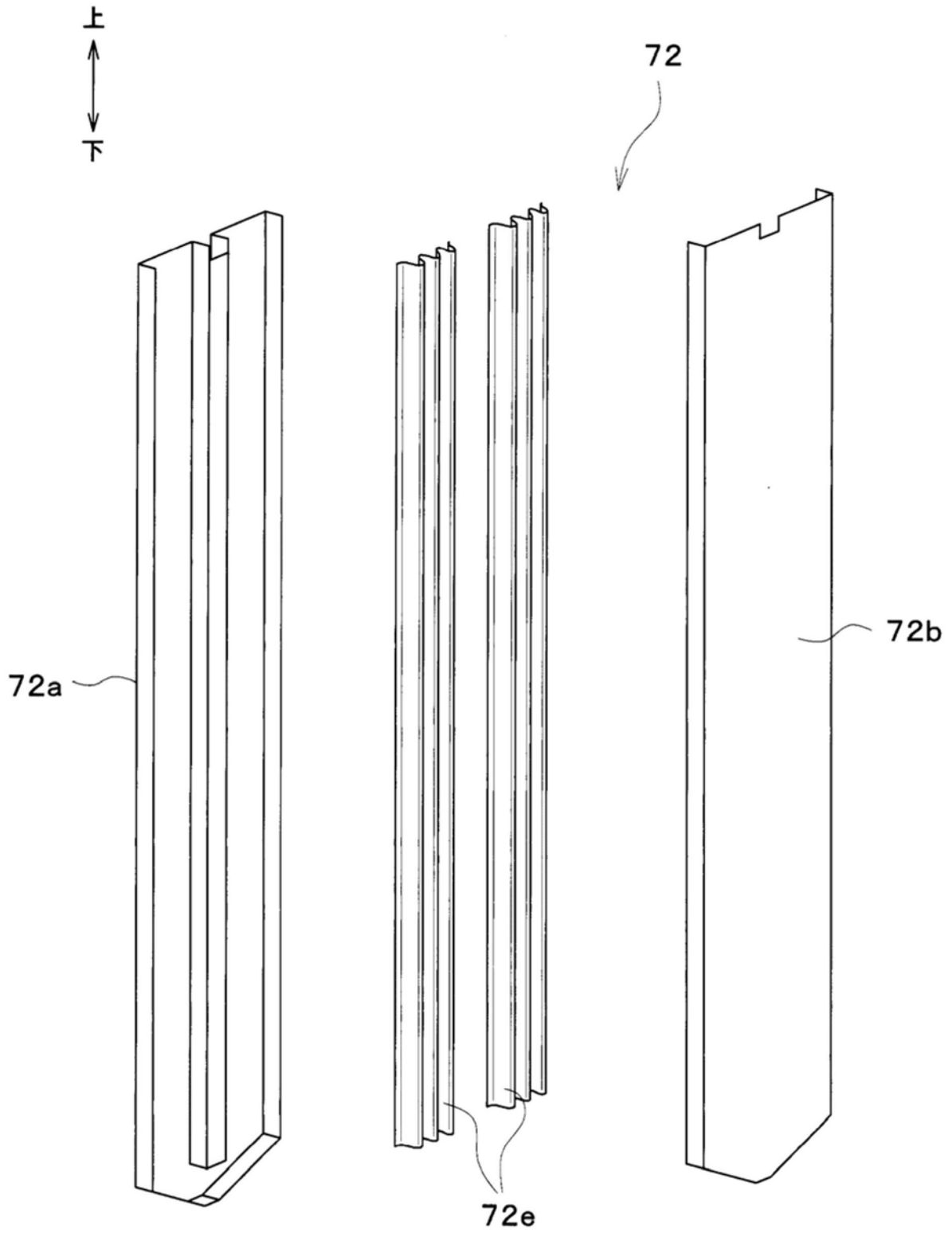


图6

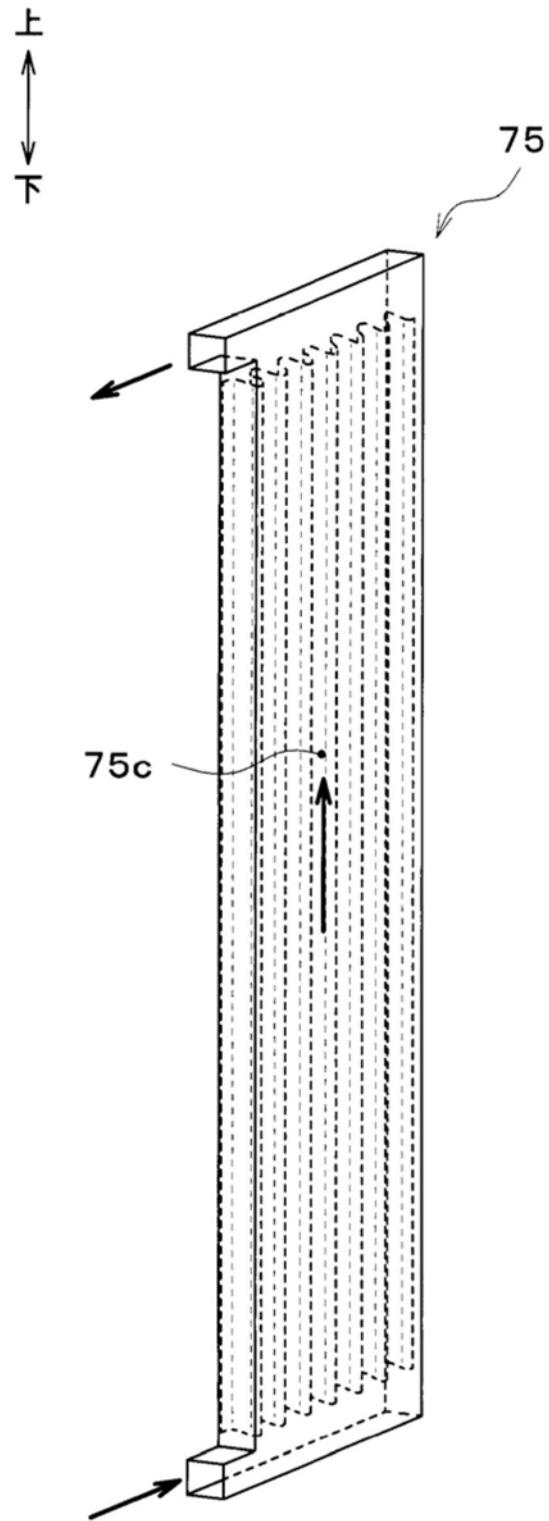


图7

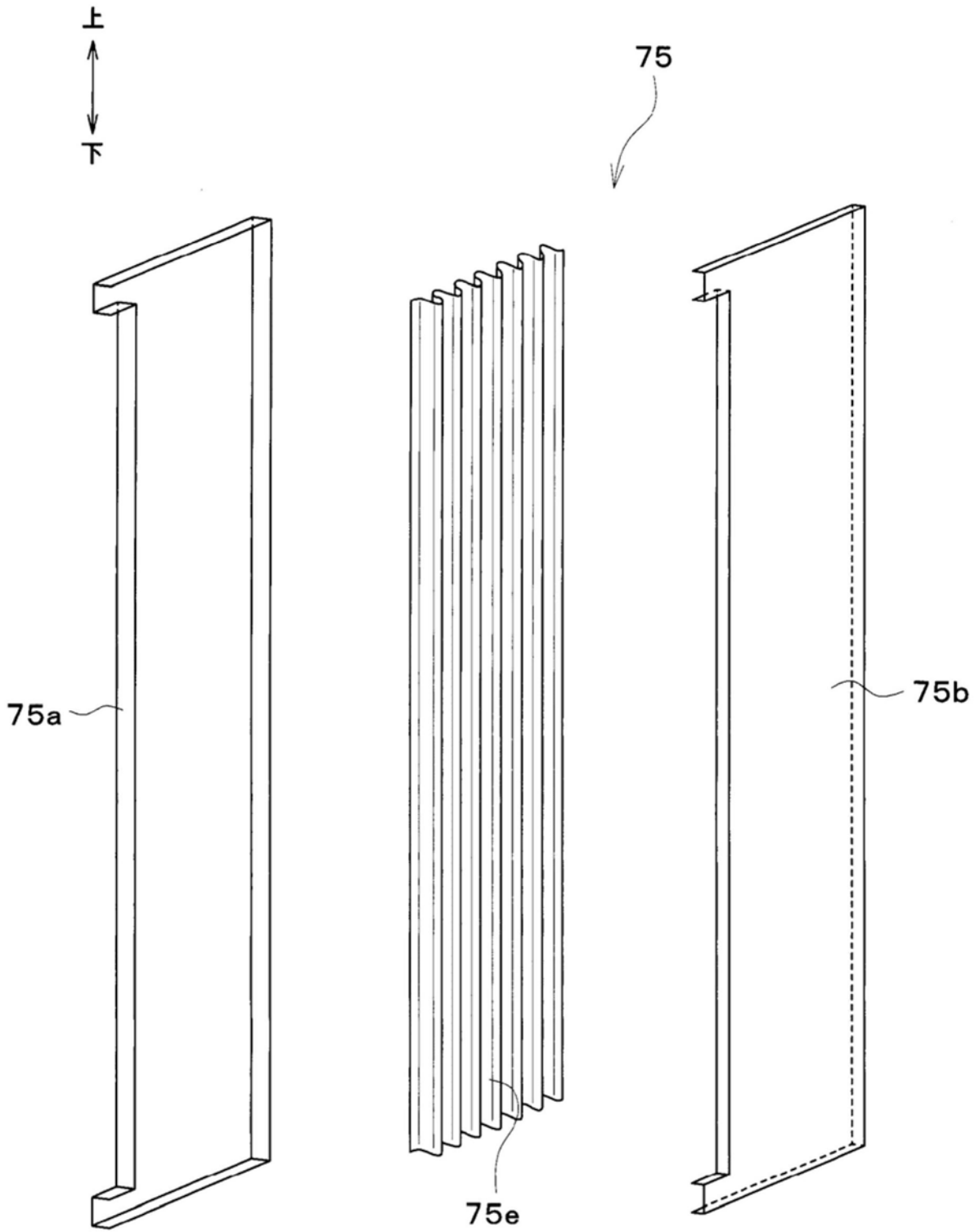


图8

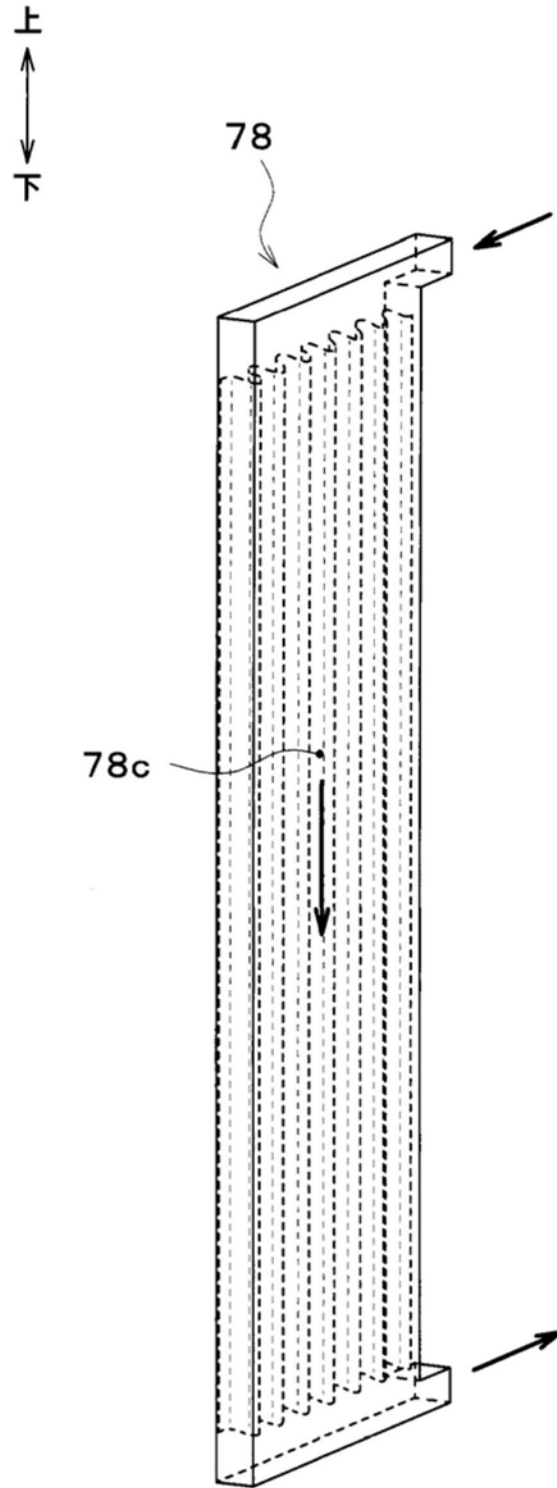


图9

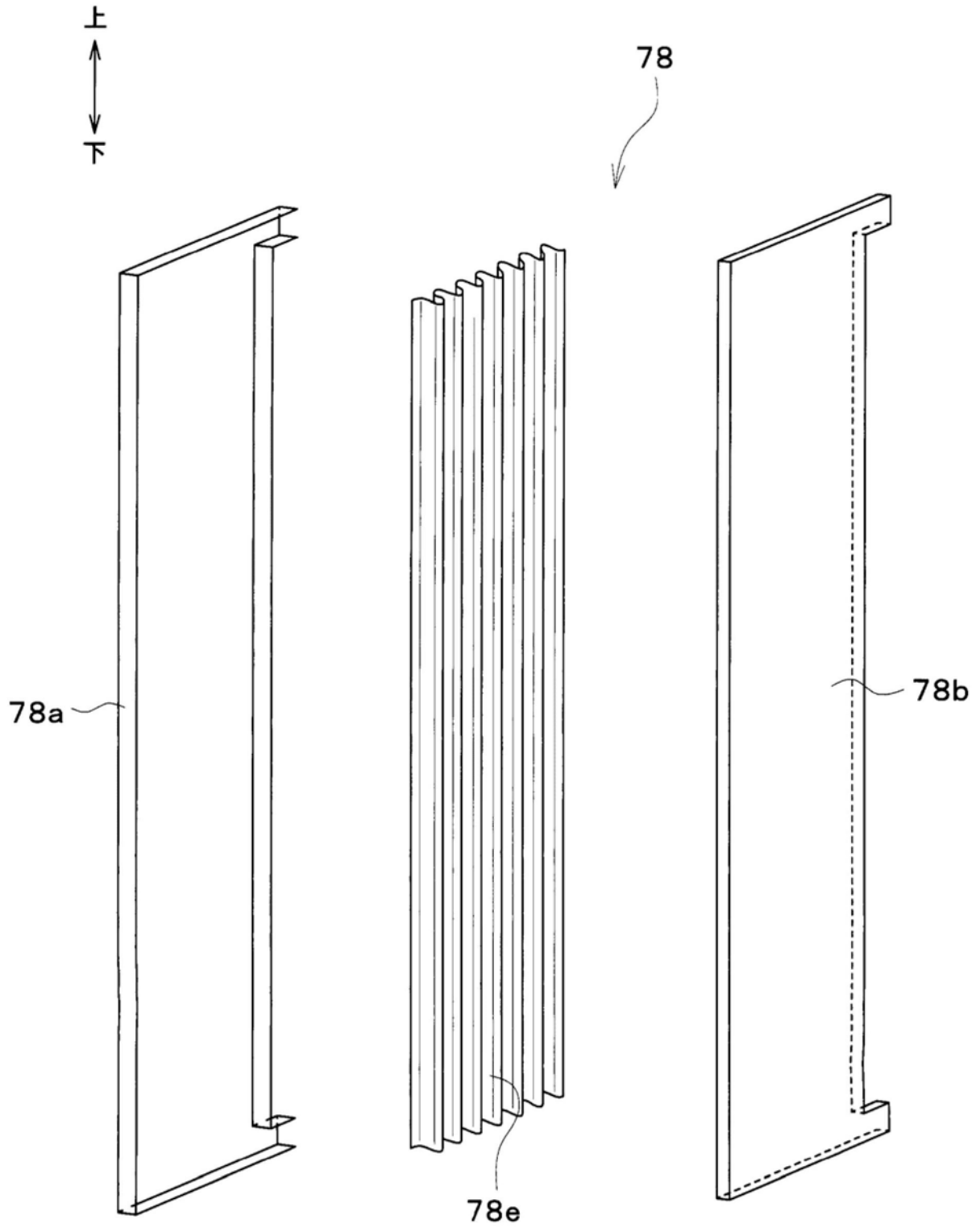


图10

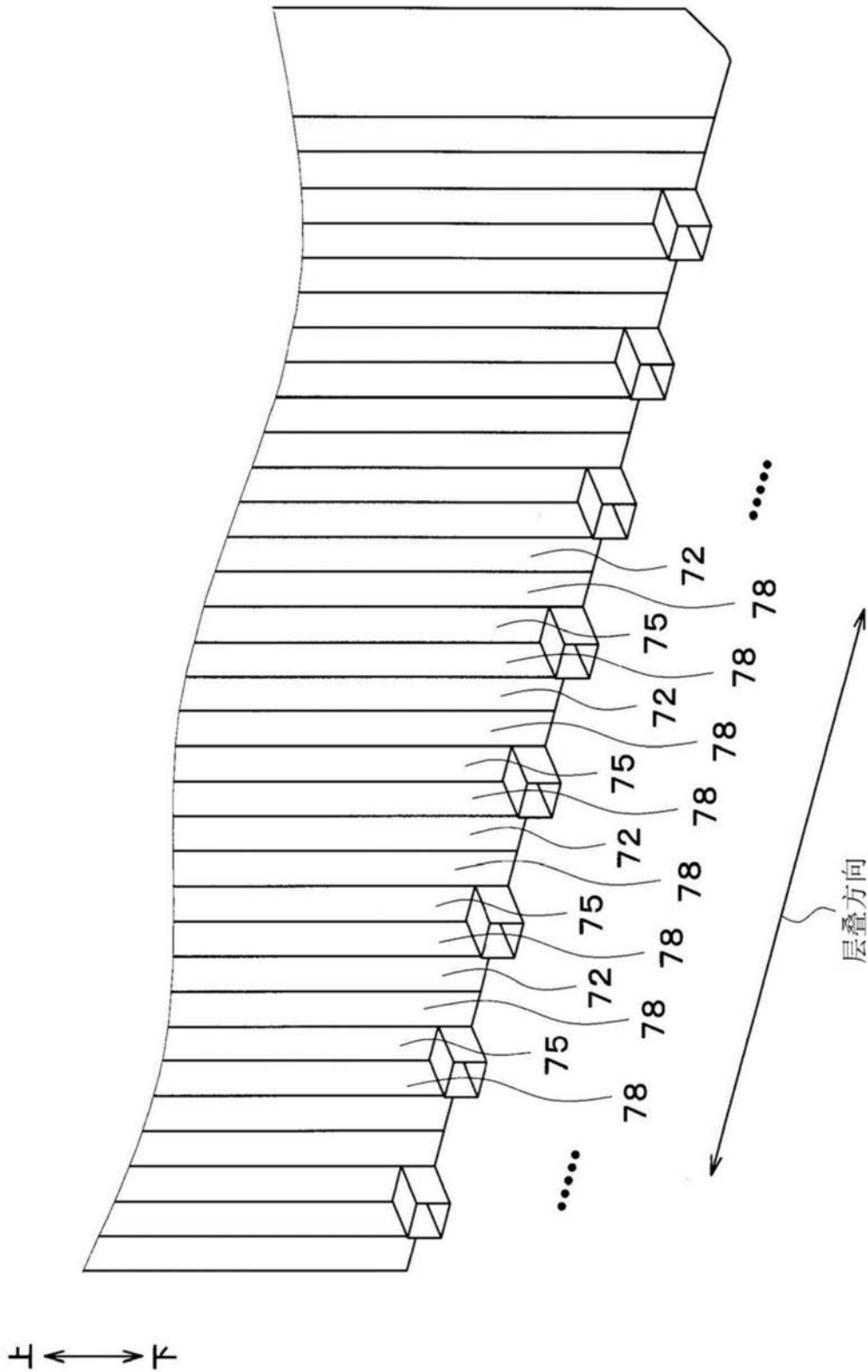


图11

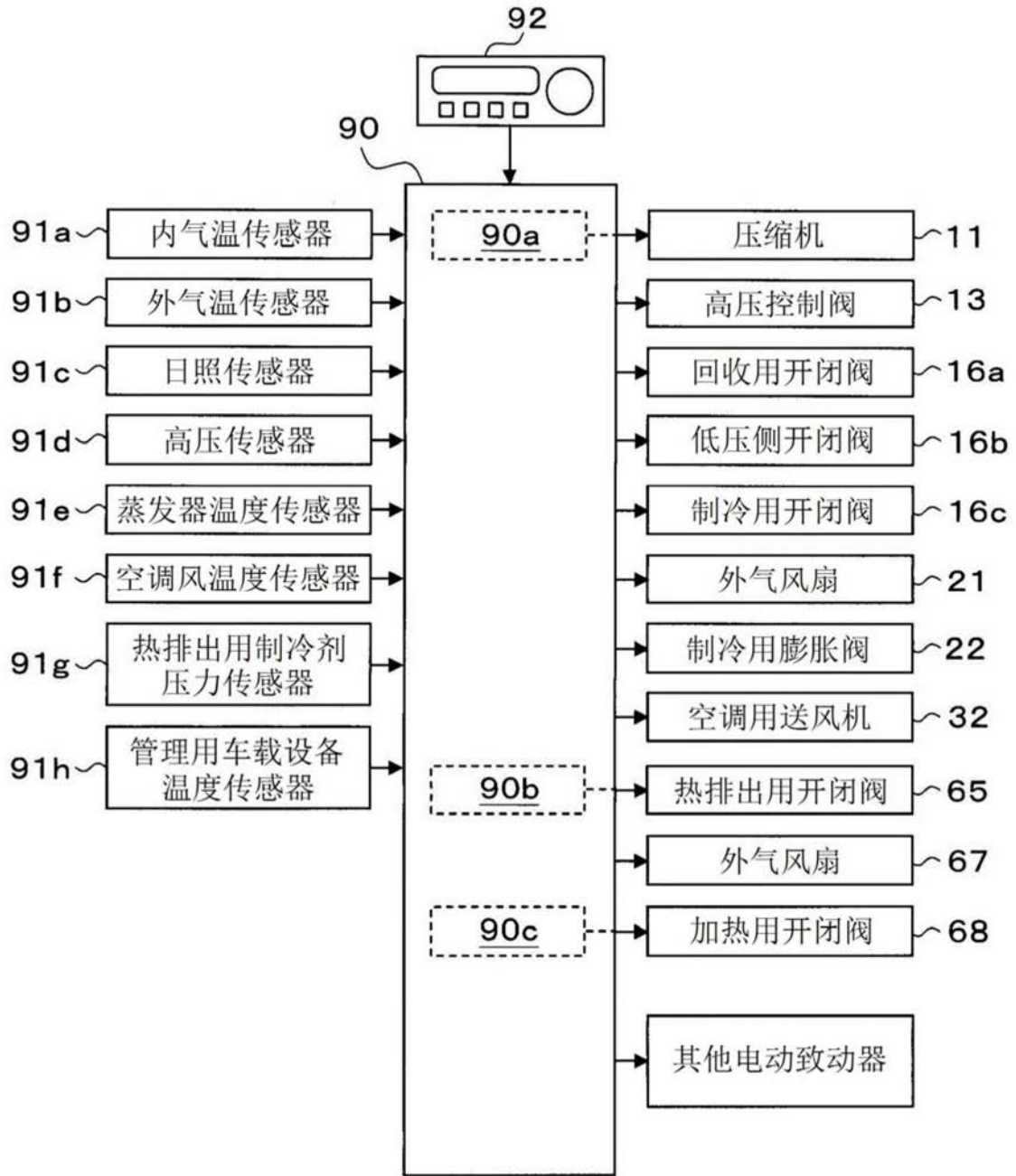


图12

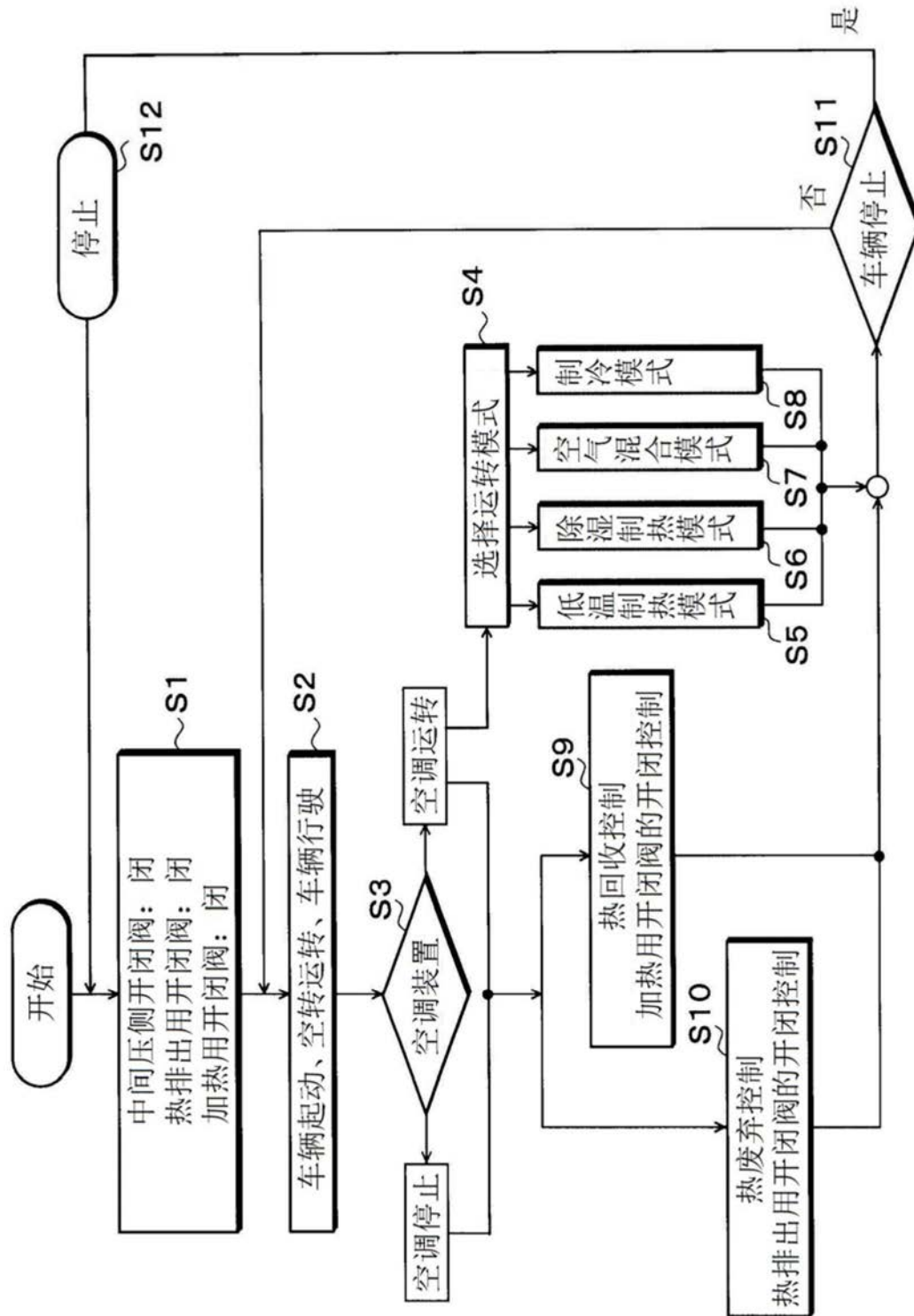
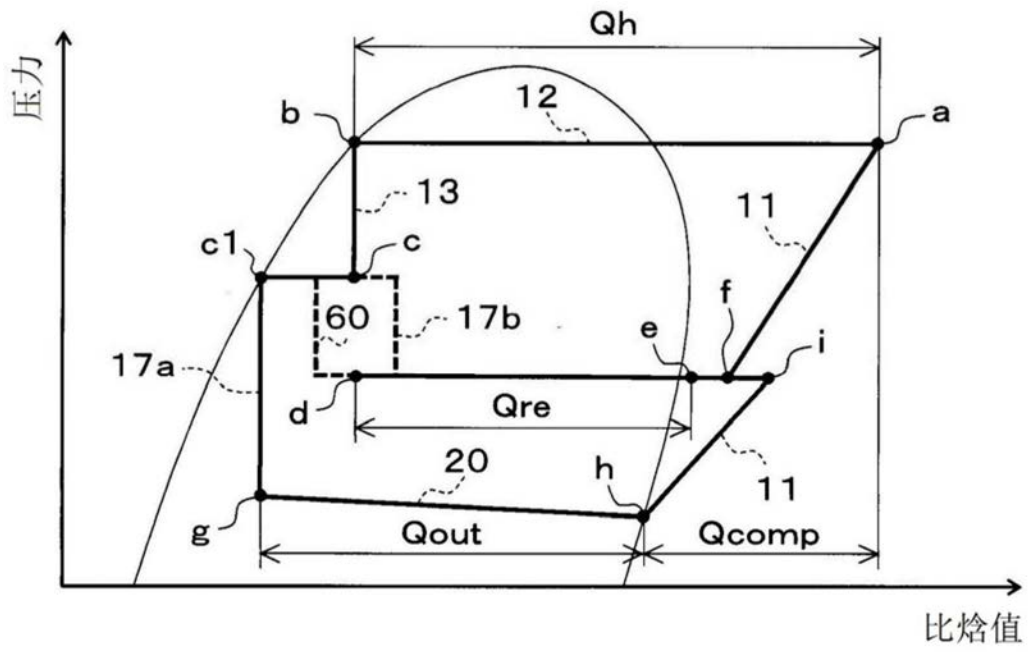


图13



第二制热模式

图14

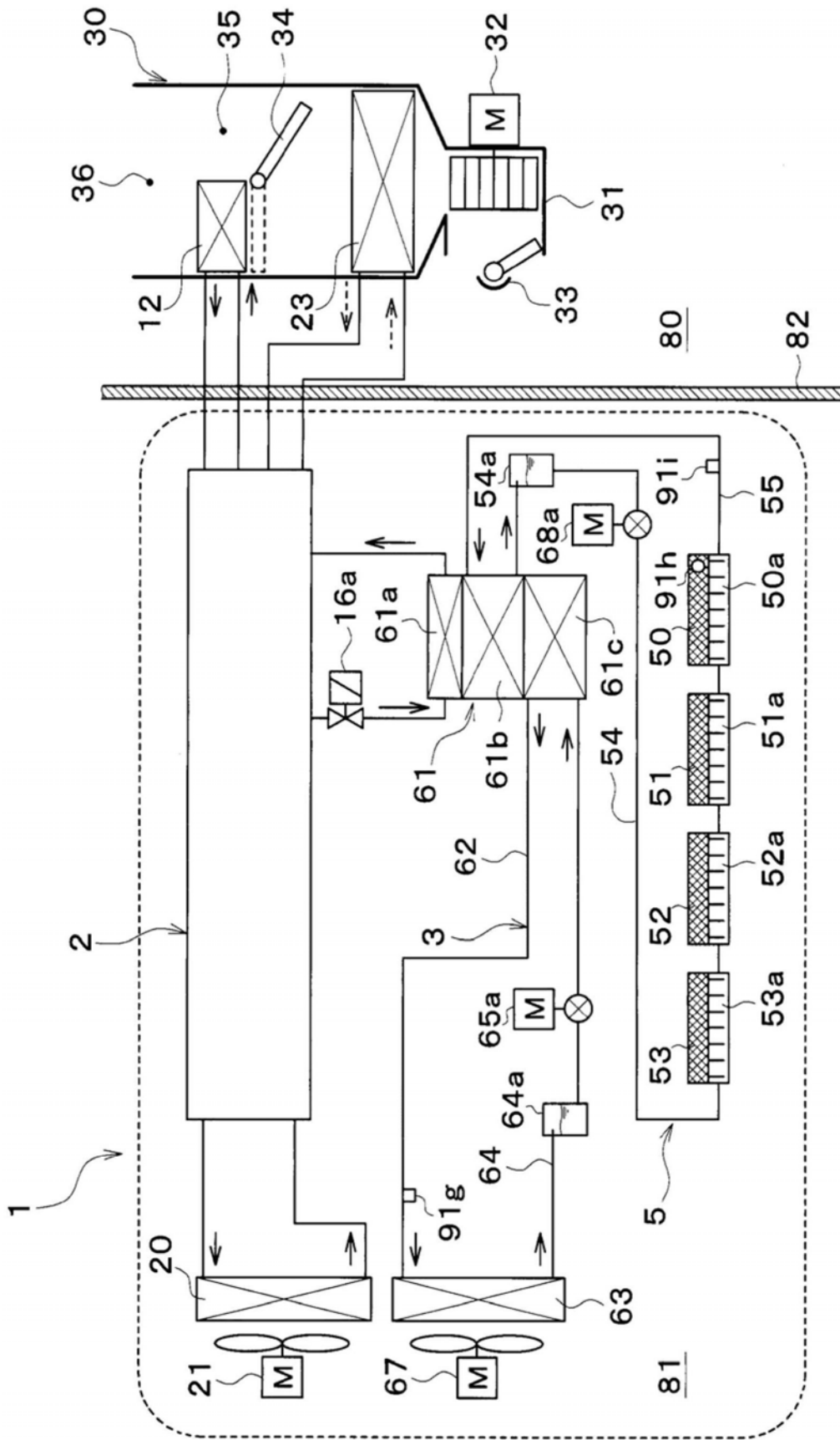


图15

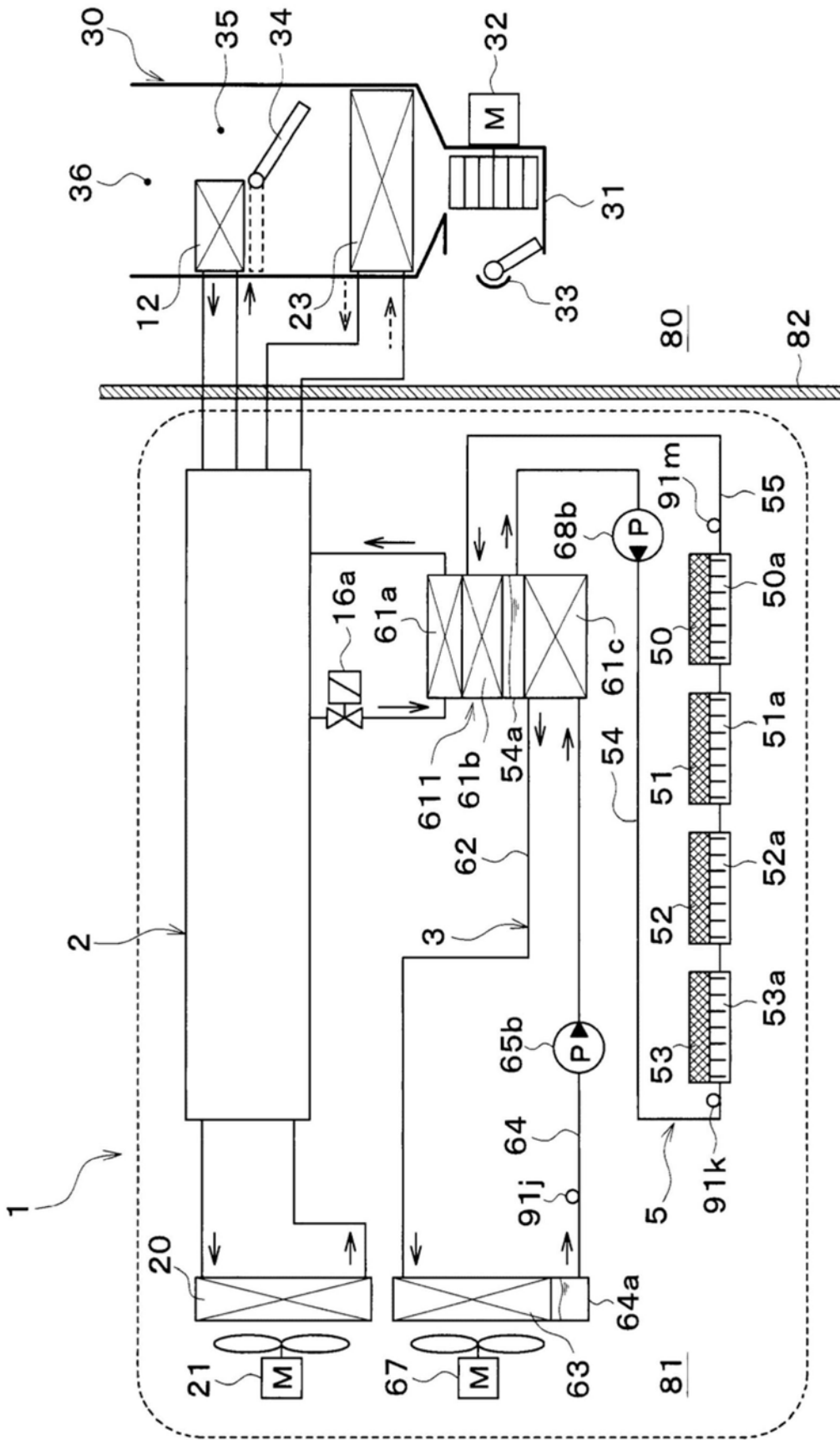


图16

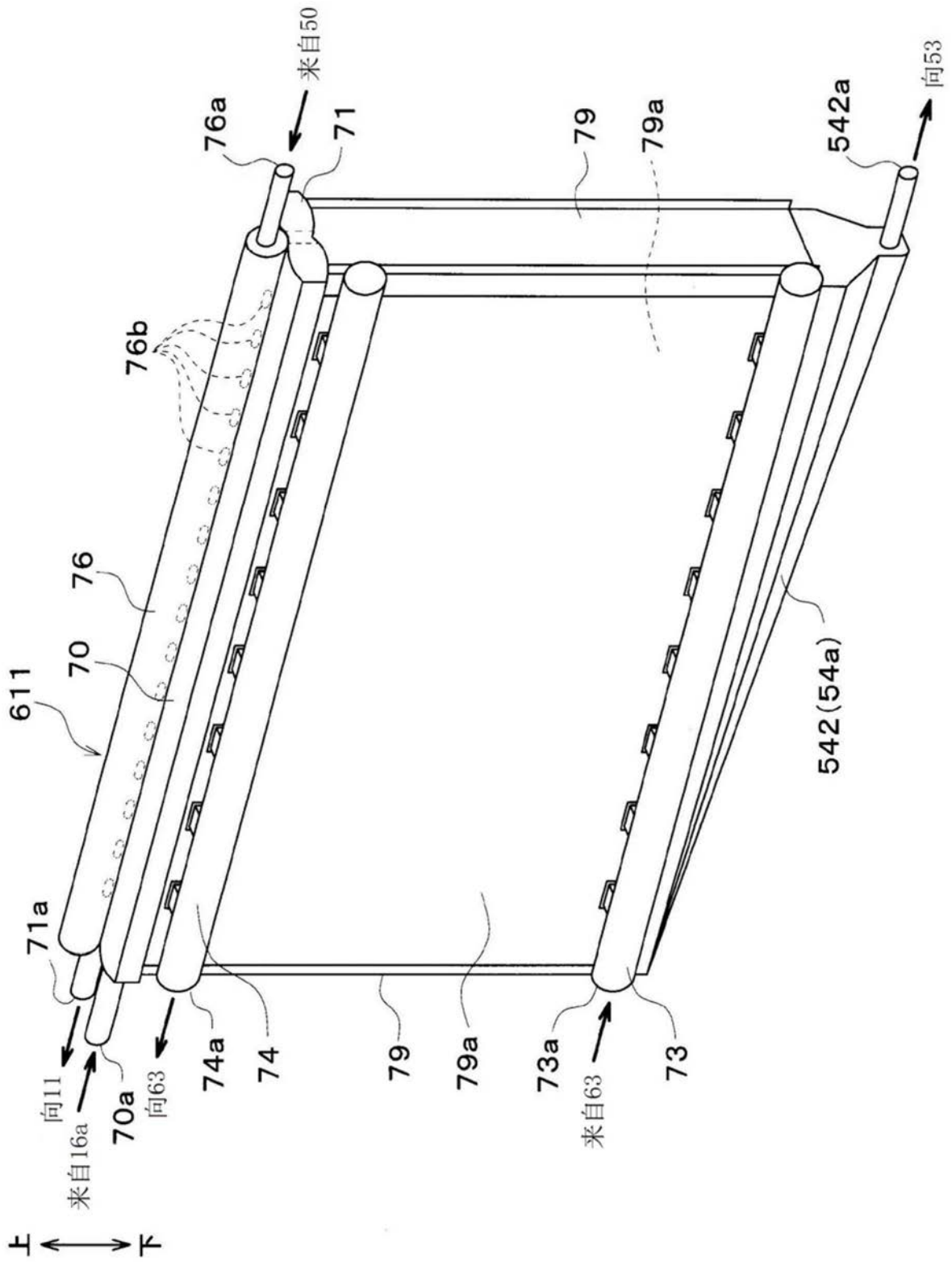


图17

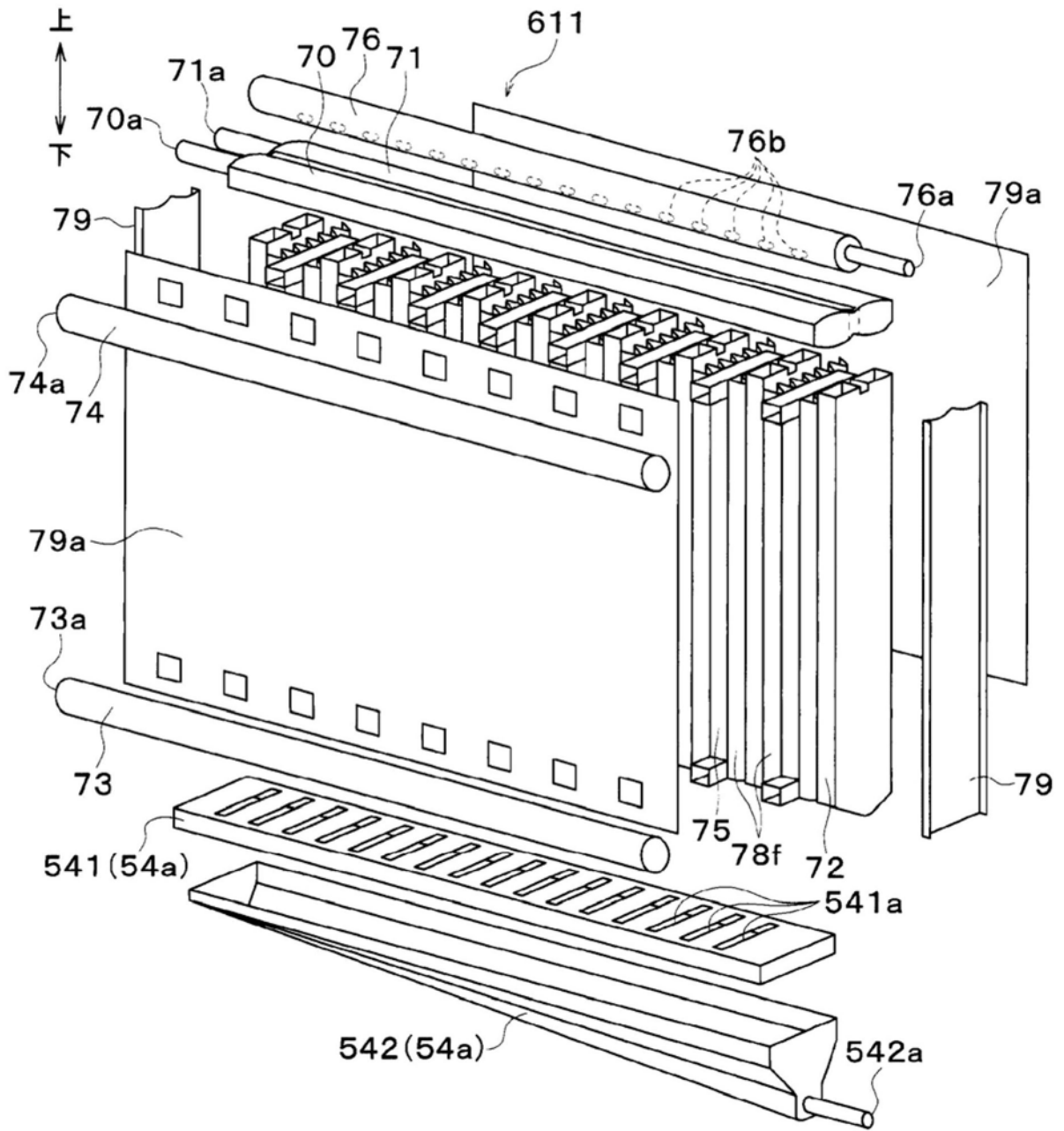


图18

上
↑
↓
下

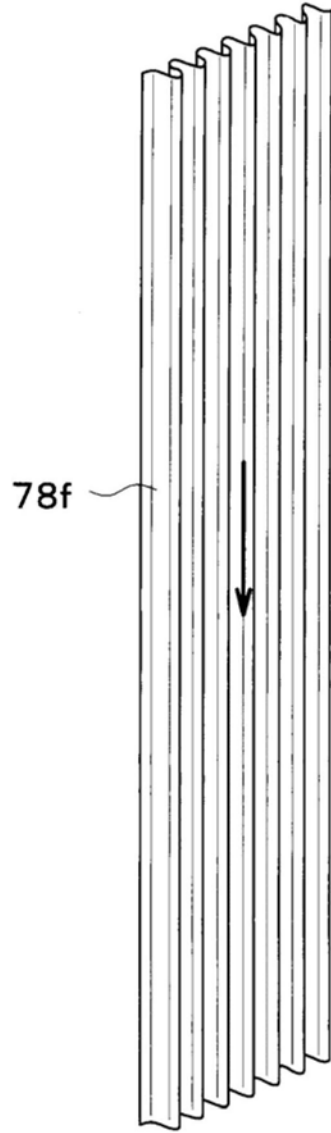


图19

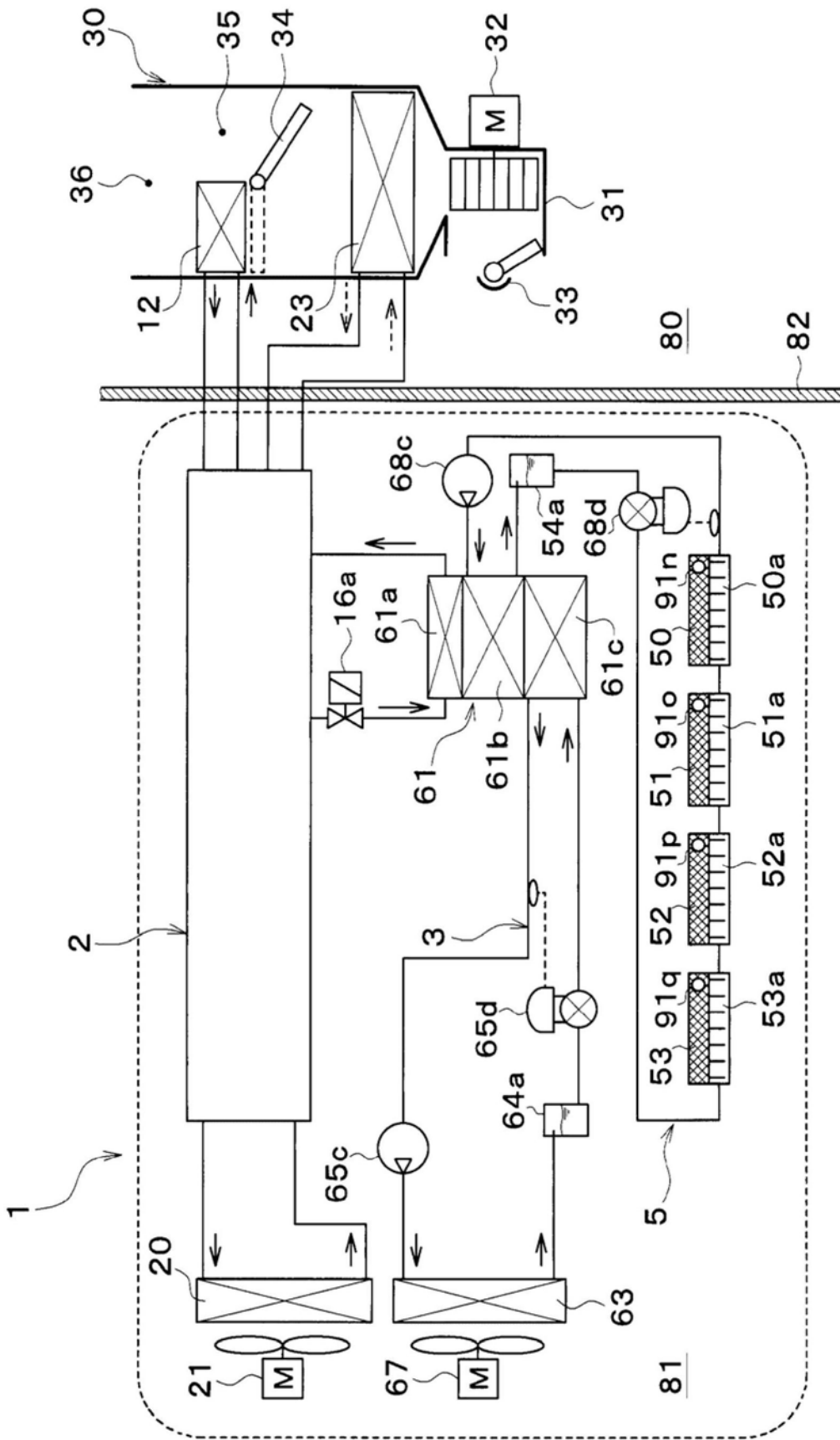


图20

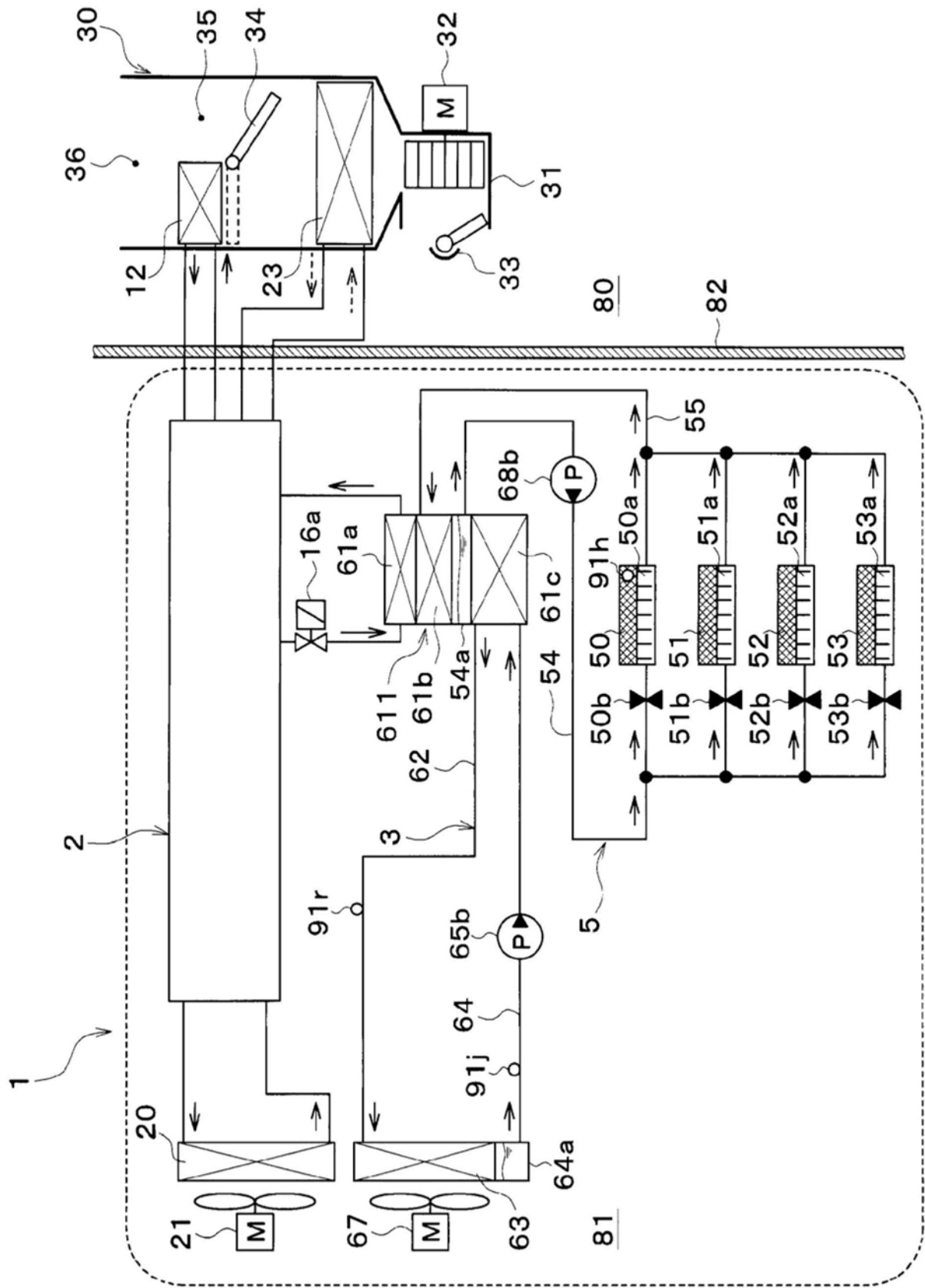


图21

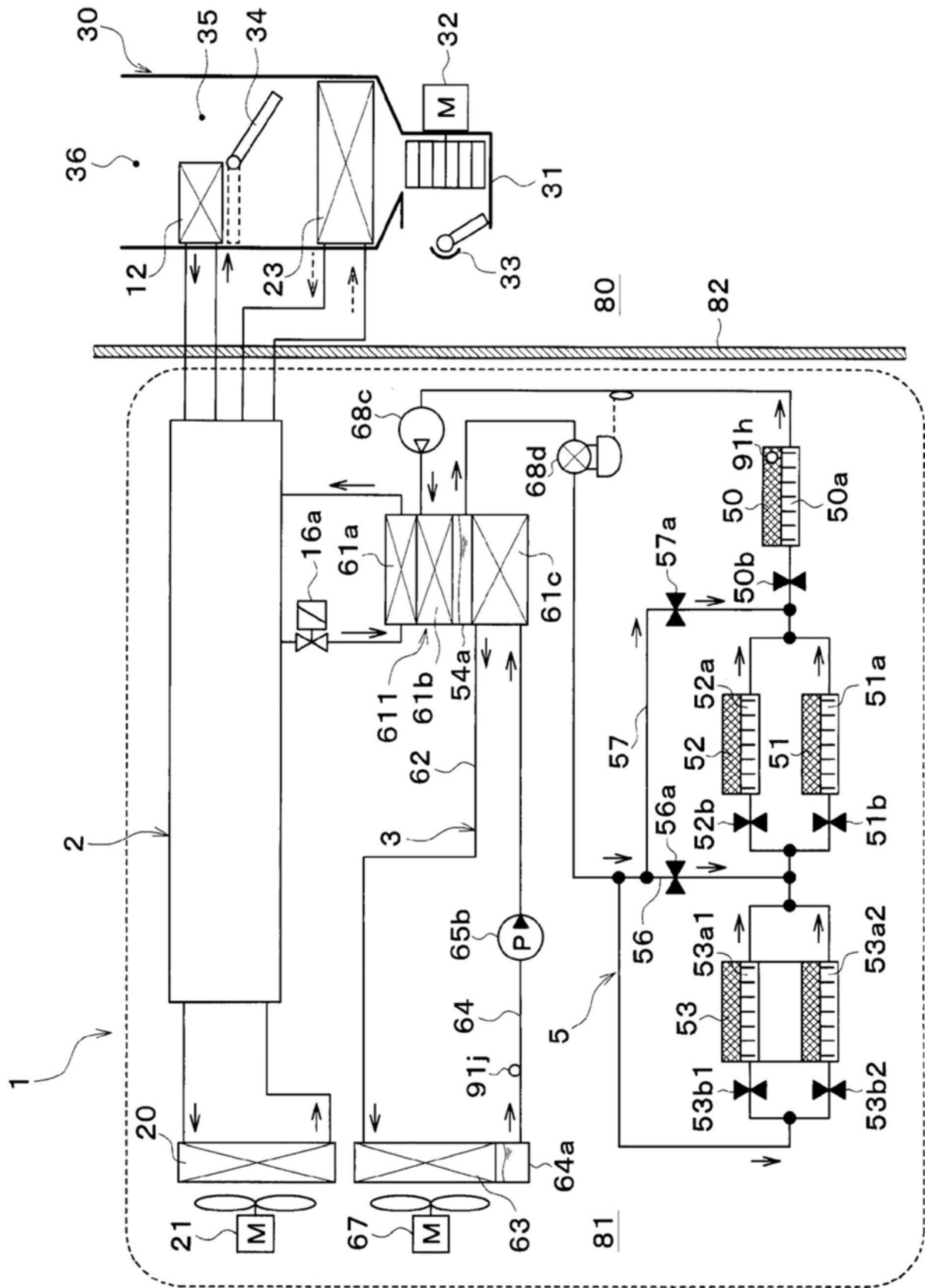


图23

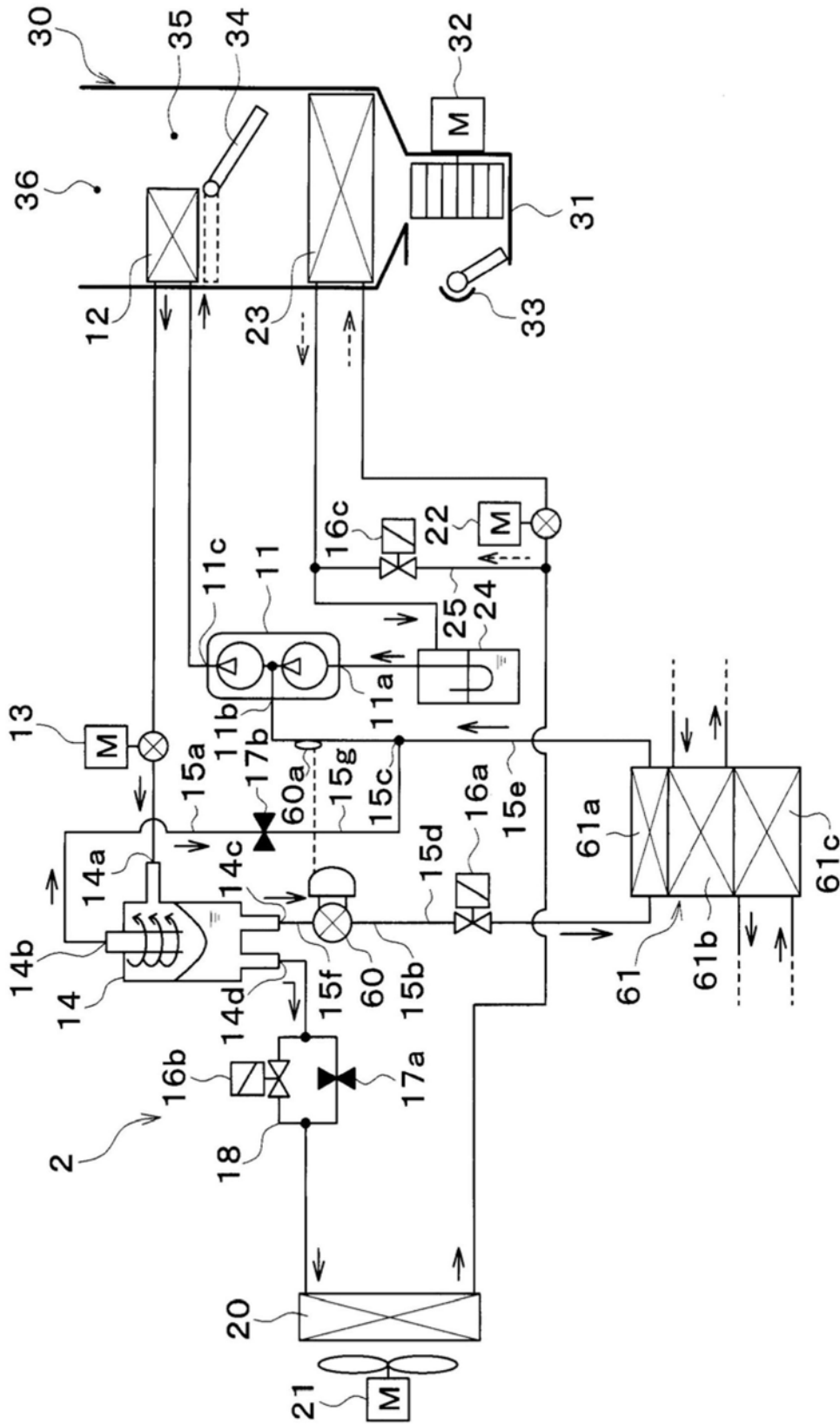


图24

