



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110998209 A

(43)申请公布日 2020.04.10

(21)申请号 201880049616.4

(74)专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限

(22)申请日 2018.06.28

公司 31300

(30)优先权数据

代理人 徐颖聪

2017-148188 2017.07.31 JP

(51)Int.Cl.

F28D 9/00(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

F25B 1/00(2006.01)

2020.01.22

F25B 5/02(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2018/024484 2018.06.28

(87)PCT国际申请的公布数据

W02019/026481 JA 2019.02.07

(71)申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72)发明人 铃木聪 加藤吉毅

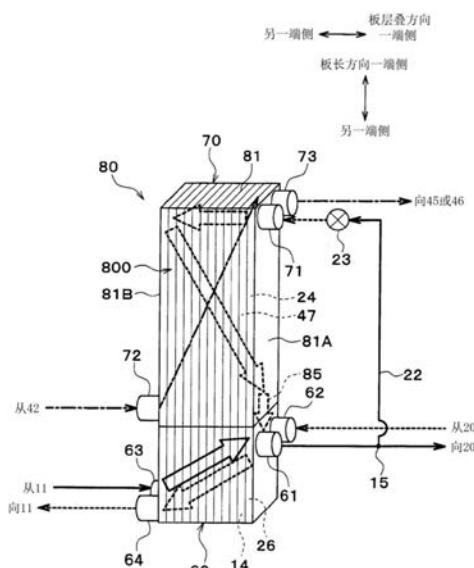
权利要求书2页 说明书23页 附图14页

(54)发明名称

复合型热交换器

(57)摘要

本发明提供一种具备多个板状构件(81)相互层叠而成的热交换部(800)的复合型热交换器。热交换部具有吸热用蒸发部(70)及内部热交换部(60)。在吸热用蒸发部形成有吸热用制冷剂流路(24),在内部热交换部形成有高压侧制冷剂流路(14)及低压侧制冷剂流路(26)。复合型热交换器还具有使从高压侧制冷剂流路流出的制冷剂向冷却用制冷剂流路(200)流出的高压侧制冷剂导出口(61),以及使从冷却用制冷剂流路流出的制冷剂向低压侧制冷剂流路流入的低压侧制冷剂导入口(62)中的至少一方。



1. 一种复合型热交换器,应用于蒸汽压缩式的制冷循环装置(10),该蒸汽压缩式的制冷循环装置具有:压缩机(11),该压缩机将制冷剂压缩并排出;加热部(30),该加热部以从所述压缩机排出的制冷剂为热源对热交换对象流体进行加热;以及冷却用蒸发部(20),该冷却用蒸发部使制冷剂吸收所述热交换对象流体所具有的热而蒸发,所述复合型热交换器的特征在于,

具备热交换部(800),该热交换部通过多个板状构件(81)相互层叠并接合而形成,

所述热交换部具有:吸热用蒸发部(70),该吸热用蒸发部使制冷剂吸收热介质所具有的热而蒸发;以及内部热交换部(60),该内部热交换部使从所述加热部流出的制冷剂与向所述压缩机吸入的制冷剂进行热交换,

在所述吸热用蒸发部形成有供制冷剂流通的吸热用制冷剂流路(24),

在所述冷却用蒸发部形成有供制冷剂流通的冷却用制冷剂流路(200),

在所述内部热交换部形成有:高压侧制冷剂流路(14),该高压侧制冷剂流路供从所述加热部流出的制冷剂流通;以及低压侧制冷剂流路(26),该低压侧制冷剂流路供向所述压缩机吸入的制冷剂流通,

所述吸热用制冷剂流路与所述冷却用制冷剂流路相互并联连接,

所述复合型热交换器还具有高压侧制冷剂导出口(61)以及低压侧制冷剂导入口(62)中的至少一方,该高压侧制冷剂导出口使从所述高压侧制冷剂流路流出的制冷剂向所述冷却用制冷剂流路流出,该低压侧制冷剂导入口使从所述冷却用制冷剂流路流出的制冷剂向所述低压侧制冷剂流路流入。

2. 根据权利要求1所述的复合型热交换器,其特征在于,

所述复合型热交换器还具有:高压侧制冷剂导入口(63),该高压侧制冷剂导入口使从所述加热部流出的制冷剂向所述高压侧制冷剂流路流入;以及低压侧制冷剂导出口(64),该低压侧制冷剂导出口使从所述低压侧制冷剂流路流出的制冷剂向所述压缩机的吸入侧流出。

3. 根据权利要求1或2所述的复合型热交换器,其特征在于,

所述高压侧制冷剂导出口、所述低压侧制冷剂导入口、所述高压侧制冷剂导入口及所述低压制冷剂导出口中的至少一个,配置于所述板状构件的形成所述热交换部的层叠方向最外侧部的板面。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的复合型热交换器,其特征在于,

所述吸热用蒸发部的大小与所述内部热交换部的大小不同。

5. 根据权利要求1~4中任一项所述的复合型热交换器,其特征在于,

所述吸热用蒸发部以及所述内部热交换部在与所述多个板状构件的层叠方向垂直的方向上并列配置。

6. 根据权利要求1~4中任一项所述的复合型热交换器,其特征在于,

所述吸热用蒸发部以及所述内部热交换部在所述多个板状构件的层叠方向上并列配置。

7. 根据权利要求6所述的复合型热交换器,其特征在于,

形成所述吸热用制冷剂流路的最下游部的所述板状构件与形成所述低压侧制冷剂流路的最上游部的所述板状构件相邻配置。

8. 根据权利要求1~7中任一项所述的复合型热交换器，其特征在于，
所述低压侧制冷剂导入口以与连接用制冷剂流路(85)连通的方式配置，该连接用制冷剂流路将所述吸热用制冷剂流路的最下游部与所述低压侧制冷剂流路的最上游部连接。
9. 根据权利要求1~7中任一项所述的复合型热交换器，其特征在于，
所述低压侧制冷剂导入口以与所述低压侧制冷剂流路的最下游部连通的方式配置。

复合型热交换器

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2017年7月31日申请的日本专利申请2017-148188号，并在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种适用于蒸汽压缩式的制冷循环装置的复合型热交换器。

背景技术

[0004] 以往，专利文献1公开了一种在空调对象空间的空气调节以及二次电池的温度调整中使用的蒸汽压缩式的制冷循环装置。专利文献1的制冷循环装置具备：室内冷凝器以及室内蒸发器，该室内冷凝器以及室内蒸发器使制冷剂与向空调对象空间吹送的送风空气进行热交换；室外热交换器，该室外热交换器使制冷剂与外部气体进行热交换；以及复合型热交换器，该复合型热交换器使制冷剂与向二次电池的内部通路流入的热介质进行热交换。

[0005] 在专利文献1的制冷循环装置中，在进行空调对象空间的制热时，切换为如下的制冷剂回路：使室外热交换器作为蒸发器发挥功能，并利用室内冷凝器使从外部气体吸收的热对向空调对象空间吹送的送风空气散热。另一方面，在进行空调对象空间的制冷时，切换为如下的制冷剂回路：使室外热交换器作为散热器发挥功能，并利用室内蒸发器使从送风空气吸收的热向外部气体散热。

[0006] 另外，复合型热交换器具有使高压制冷剂与热介质进行热交换而对热介质进行加热的加热用热交换部，以及使低压制冷剂与热介质进行热交换而对热介质进行冷却的冷却用热交换部。在专利文献1的制冷循环装置中，在对二次电池进行暖机时，切换为使高压制冷剂流入加热用热交换部的制冷剂回路。另一方面，在对二次电池进行冷却时，切换为使低压制冷剂流入冷却用热交换部的制冷剂回路。

[0007] 现有技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1：日本特开2012-207890号公报

[0010] 然而，作为提高制冷循环装置的制冷系数(所谓的COP)的技术手段，考虑对制冷循环装置追加内部热交换器。内部热交换器使从作为散热器发挥功能的热交换器流出的高压制冷剂与从作为蒸发器发挥功能的热交换器流出的低压制冷剂进行热交换，从而使作为蒸发器发挥功能的热交换器中的制冷剂的吸热量增加。

[0011] 可是，在如专利文献1那样进行送风空气、热介质这样的多个热交换对象流体的温度调整的制冷循环装置中，由于已经具备多个热交换器，因此若追加内部热交换器，则会导致循环结构的进一步复杂化。

发明内容

[0012] 本发明的目的在于提供一种复合型热交换器，能够在不导致循环结构的复杂化的

情况下提高应用该复合型热交换器的制冷循环装置的制冷系数。

[0013] 在本发明的一方案中,复合型热交换器应用于蒸汽压缩式的制冷循环装置,该蒸汽压缩式的制冷循环装置具有:压缩机,该压缩机将制冷剂压缩并排出;加热部,该加热部以从压缩机排出的制冷剂为热源而对热交换对象流体进行加热;以及冷却用蒸发部,该冷却用蒸发部使制冷剂吸收热交换对象流体所具有的热而蒸发。复合型热交换器具备热交换部,该热交换部通过多个板状构件相互层叠并接合而形成。热交换部具有:吸热用蒸发部,该吸热用蒸发部使制冷剂吸收热介质所具有的热而蒸发;以及内部热交换部,该内部热交换部使从加热部流出的制冷剂与向压缩机吸入的制冷剂进行热交换。在吸热用蒸发部形成有供制冷剂流通的吸热用制冷剂流路。在冷却用蒸发部形成有供制冷剂流通的冷却用制冷剂流路。在内部热交换部形成有:高压侧制冷剂流路,该高压侧制冷剂流路供从加热部流出的制冷剂流通;以及低压侧制冷剂流路,该低压侧制冷剂流路供被向压缩机吸入的制冷剂流通。吸热用制冷剂流路以及冷却用制冷剂流路相互并联连接。复合型热交换器还具有高压侧制冷剂导出口以及低压侧制冷剂导入口中的至少一方,该高压侧制冷剂导出口使从高压侧制冷剂流路流出的制冷剂向冷却用制冷剂流路流出,该低压侧制冷剂导入口使从冷却用制冷剂流路流出的制冷剂向低压侧制冷剂流路流入。

[0014] 由此,通过在热交换部设置使从加热部流出的制冷剂与向压缩机吸入的制冷剂进行热交换的内部热交换部,从而能够增大冷却用蒸发部以及吸热用蒸发部中的至少一方的制冷剂的吸热量,提高应用了复合型热交换器的制冷循环装置的制冷系数。

[0015] 此时,复合型热交换器具有吸热用蒸发部以及内部热交换部,并且具有高压侧制冷剂导出口以及低压侧制冷剂导入口中的至少一方,因此即使是具备内部热交换部的制冷循环装置,也能够简化循环结构。

[0016] 因此,根据本发明所涉及的复合型热交换器,能够在不导致循环结构的复杂化的情况下,提高应用该复合型热交换器的制冷循环装置的制冷系数。

[0017] 此外,请求保护的范围所记载的各技术手段的括弧内的符号示出与后述的实施方式所记载的具体的技术手段的对应关系。

附图说明

- [0018] 图1是表示第一实施方式中的制冷循环装置的概略构成图。
- [0019] 图2是表示第一实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。
- [0020] 图3是将第一实施方式所涉及的复合型热交换器的一部分放大了的放大剖视图。
- [0021] 图4是表示第二实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。
- [0022] 图5是表示第三实施方式中的制冷循环装置的概略构成图。
- [0023] 图6是表示第三实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。
- [0024] 图7是表示第四实施方式中的制冷循环装置的概略构成图。
- [0025] 图8是表示第四实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。
- [0026] 图9是表示第五实施方式中的制冷循环装置的概略构成图。
- [0027] 图10是表示第五实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。
- [0028] 图11是表示第六实施方式中的制冷循环装置的概略构成图。
- [0029] 图12是表示第六实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。

[0030] 图13是表示第七实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。

[0031] 图14是表示第八实施方式所涉及的复合型热交换器的说明图。

具体实施方式

[0032] 以下,基于附图对实施方式进行说明。此外,在以下的各实施方式相互之间,对于彼此相同或等同的部分,在图中附加相同的符号。

[0033] (第一实施方式)

[0034] 基于图1~图3对第一实施方式进行说明。第一实施方式中的制冷循环装置10适用于从行驶用电动机获得车辆行驶用的驱动力的电动汽车的车辆用空调装置1。该制冷循环装置10在车辆用空调装置1中发挥对向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气进行冷却或加热的功能。

[0035] 即,如图1所示,第一实施方式所涉及的制冷循环装置10构成为能够切换包含对车室内进行制冷的制冷模式、对车室内进行制热的制热模式在内的多个运转模式。

[0036] 在第一实施方式中,向车室内吹送的送风空气相当于本发明的热交换对象流体。此外,在图1中,以实线箭头表示制热模式的情况下制冷剂流,以虚线箭头表示制冷模式的情况下制冷剂流。

[0037] 另外,在该制冷循环装置10中,作为制冷剂而采用HFC系制冷剂(具体而言为R134a),并构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的蒸汽压缩式的亚临界制冷循环。当然,也可以采用HFO系制冷剂(例如R1234yf)等。在该制冷剂中混入有用于对压缩机11进行润滑的冷冻机油,冷冻机油的一部分与制冷剂一起在循环中进行循环。

[0038] 第一实施方式所涉及的制冷循环装置10具有制冷循环、加热部30及热介质回路40。制冷循环装置10的制冷循环是将压缩机11、制冷剂散热器12、储液部13、内部热交换部60、第一膨胀阀17、冷却用蒸发部20、蒸发压力调整阀21、第二膨胀阀23及吸热用蒸发部70连接而构成的。

[0039] 在制冷循环装置10中,压缩机11是由从电池供给的电力驱动的电动压缩机,将制冷循环装置10的制冷剂吸入而压缩并排出。压缩机11构成为利用电动机来对排出容量固定的固定容量型的压缩机构进行驱动的电动压缩机,配置于车辆用空调装置1的壳体内。作为该压缩机构,能够采用涡旋式压缩机构、叶片式压缩机构等各种压缩机构。

[0040] 构成压缩机11的电动机的工作(转速)由从未图示的空调控制装置输出的控制信号控制。作为该电动机,可以采用交流电动机、直流电动机中的任一形式。并且,通过空调控制装置对电动机的转速进行控制而变更压缩机11的制冷剂排出能力。此外,压缩机11也可以是由带进行驱动的可变容量压缩机。

[0041] 在压缩机11的排出口侧连接有制冷剂散热器12的制冷剂入口侧。制冷剂散热器12构成作为热介质回路而构成的加热部30的一部分,是使作为在加热部30中进行循环的高温侧热介质的冷却水与从压缩机11排出的高压制冷剂进行热交换的热交换器。

[0042] 即,该制冷剂散热器12作为本发明中的介质制冷剂热交换器发挥功能。制冷剂散热器12使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热向在加热部30中进行循环的热介质散热。此外,关于加热部30的结构及加热部30中的热介质的具体的构成等,在之后详细说明。

[0043] 在制冷剂散热器12的制冷剂出口侧连接有储液部13的制冷剂流入口。储液部13是

对从制冷剂散热器12流出的制冷剂进行气液分离并存储剩余液相制冷剂的接收器(即受液器)。

[0044] 并且,在储液部13的制冷剂出口连接有内部热交换部60中的高压侧制冷剂流路14的制冷剂入口(即,后述的高压侧制冷剂导入口63)侧。内部热交换部60是使从构成加热部30的一部分的制冷剂散热器12流出的高压制冷剂与被向压缩机11吸入的低压制冷剂进行热交换的热交换部。换言之,内部热交换部60是使在高压侧制冷剂流路14流通的高压制冷剂与在后述的低压侧制冷剂流路26流通的低压制冷剂进行热交换的热交换部。此外,关于内部热交换部60的结构等,在之后详细说明。

[0045] 在内部热交换部60中的高压侧制冷剂流路14的制冷剂出口(即后述的高压侧制冷剂导出口61)侧配置有制冷剂分支部15。制冷剂分支部15具有一个制冷剂流入口和多个制冷剂流出口而构成,使从内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流出的制冷剂流分支为多个制冷剂流。

[0046] 第一实施方式所涉及的制冷剂分支部15具有两个制冷剂流出口。制冷剂分支部15的制冷剂流出口中的一方与第一并列流路16连接,另一方与第二并列流路22连接。因此,制冷剂分支部15使从内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流出的制冷剂流分支为通过第一并列流路16的制冷剂流和通过第二并列流路22的制冷剂流。

[0047] 在第一并列流路16配置有第一膨胀阀17、冷却用蒸发部20及蒸发压力调整阀21。第一膨胀阀17具有构成为能够变更节流开度的阀芯和使该阀芯的开度变化的电动致动器,构成为构成为电气式的可变节流机构。

[0048] 第一膨胀阀17具有通过将阀开度设为中间开度而实现任意的制冷剂减压作用的节流功能、通过将阀开度设为全开而几乎不发挥流量调整作用及制冷剂减压作用地仅作为制冷剂通路发挥功能的全开功能、以及通过将阀开度设为全闭而将制冷剂通路封闭的全闭功能。第一膨胀阀17的工作由从未图示的控制装置输出的控制信号(即控制脉冲)控制。

[0049] 由此,第一膨胀阀17能够使流入到第一并列流路16的制冷剂减压至成为低压制冷剂为止而流出。另外,第一膨胀阀17能够对利用制冷剂分支部15而向第一并列流路16流动的制冷剂流量进行调整,因此能够相对地对向第二并列流路22流动的制冷剂流量进行调整。

[0050] 在第一膨胀阀17的制冷剂流出口,经由第一并列流路16而连接有冷却用蒸发部20的制冷剂入口侧。如图1所示,冷却用蒸发部20是配置于后述的室内空调单元50的空调壳体51内的热交换器。

[0051] 冷却用蒸发部20具备供制冷剂流通的冷却用制冷剂流路200。冷却用蒸发部20使在冷却用制冷剂流路200流通的低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用,从而对在空调壳体51内通过的送风空气进行冷却。换言之,冷却用蒸发部20是使制冷剂吸收送风空气所具有的热而蒸发的热交换部。

[0052] 在冷却用蒸发部20的制冷剂出口侧,经由第一并列流路16而连接有蒸发压力调整阀21的入口侧。蒸发压力调整阀21由机械机构构成,具有为了抑制冷却用蒸发部20的结霜,而将冷却用蒸发部20中的制冷剂蒸发压力调整为大于等于能够抑制结霜的基准压力的功能,。换言之,蒸发压力调整阀21具有将冷却用蒸发部20中的制冷剂蒸发温度调整为大于等于能够抑制结霜的基准温度的功能。

[0053] 在制冷剂分支部15的制冷剂流出口的另一方连接有第二并列流路22。在第二并列流路22配置有第二膨胀阀23和吸热用蒸发部70。第二膨胀阀23与第一膨胀阀17同样地，具有构成为能够变更节流开度的阀芯和使该阀芯的开度变化的电动致动器，构成电气式的可变节流机构。

[0054] 第二膨胀阀23与第一膨胀阀17同样地，能够通过在全开状态至全闭状态之间适当调整阀开度而发挥节流功能、全开功能、全闭功能。该第二膨胀阀23的工作由从控制装置输出的控制信号(即控制脉冲)控制。

[0055] 由此，第二膨胀阀23能够使流入到第二并列流路22的制冷剂减压至成为低压制冷剂而流出。另外，第二膨胀阀23能够对利用制冷剂分支部15而向第二并列流路22流动的制冷剂流量进行调整，因此能够相对地对向第一并列流路16流动的制冷剂流量进行调整。

[0056] 即，第一膨胀阀17及第二膨胀阀23通过相互协动而发挥对通过第一并列流路16、第二并列流路22的制冷剂流量进行调整的调整功能。另外，第一膨胀阀17及第二膨胀阀23通过使任一方发挥全闭功能而发挥流路切换功能。

[0057] 并且，在第二膨胀阀23的制冷剂流出口，经由第二并列流路22而连接有吸热用蒸发部70的制冷剂入口侧。如图1所示，吸热用蒸发部70是构成后述的热介质回路40的一部分的热交换器。

[0058] 吸热用蒸发部70具备供制冷剂流通的吸热用制冷剂流路24。吸热用蒸发部70使在吸热用制冷剂流路24流通的低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用，从而吸收在热介质回路40中进行循环的低温侧热介质(即冷却水)所具有的热。换言之，吸热用蒸发部70是使制冷剂吸收低温侧热介质(即冷却水)所具有的热而蒸发的热交换部。此外，关于热介质回路40以及吸热用蒸发部70的结构等，在之后详细说明。

[0059] 如图1所示，制冷剂合流部25具有多个制冷剂流入口和一个制冷剂流出口而构成，使通过制冷剂分支部15而分支出的多个制冷剂流合流为一个。

[0060] 第一实施方式所涉及的制冷剂合流部25具有两个制冷剂流入口。制冷剂合流部25的制冷剂流入口中的一方与蒸发压力调整阀21的制冷剂流出口侧连接，另一方与吸热用蒸发部70的制冷剂出口侧连接。因此，制冷剂合流部25使通过了第一并列流路16的制冷剂流与通过了第二并列流路22的制冷剂流合流为一个制冷剂流而流出。

[0061] 这样，在制冷循环中，第一并列流路16与第二并列流路相互并联连接。因此，在制冷循环中，冷却用蒸发部20与吸热用蒸发部70相互并联连接。换言之，在制冷循环中，冷却用制冷剂流路200与吸热用制冷剂流路24相互并联连接。

[0062] 在制冷剂合流部25的制冷剂流出口连接有内部热交换部60中的低压侧制冷剂流路26的制冷剂入口侧。在内部热交换部60中的低压侧制冷剂流路26的制冷剂出口(即，后述的低压侧制冷剂导出口64)连接有压缩机11的吸入口侧。

[0063] 接着，参照图1对第一实施方式所涉及的加热部30的结构进行说明。如图1所示，加热部30是具有构成制冷循环的一部分的制冷剂散热器12、作为热介质流路的热介质循环通路31、压送泵32、加热器芯33、第一散热器34及三通阀35而构成的高温侧热介质回路。

[0064] 加热部30通过热介质循环通路31连接制冷剂散热器12、加热器芯33等而构成，并构成为使热介质循环通路31内的作为热介质的冷却水通过压送泵32的工作而进行循环。加热部30中的冷却水是高温侧热介质，例如使用至少包含乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流

体的液体,或者防冻液体。

[0065] 压送泵32是将作为高温侧热介质的冷却水吸入并排出的热介质泵,由电动式泵构成。该压送泵32通过压送热介质循环通路31内的冷却水而在加热部30的热介质循环通路31内使冷却水进行循环。

[0066] 该压送泵32的工作由从控制装置输出的控制信号控制。即,压送泵32通过控制装置的控制而能够对在加热部30进行循环的冷却水的流量进行调整,作为加热部30中的热介质流量调整部发挥功能。

[0067] 在压送泵32的排出口侧连接有制冷剂散热器12。因此,制冷剂散热器12利用通过其内部的高压制冷剂与在热介质循环通路31进行循环的冷却水的热交换而能够使高压制冷剂所具有的热向冷却水散热。

[0068] 并且,在制冷剂散热器12的冷却水流出口侧连接有三通阀35。该三通阀35具有两个流出口,能够将从一个流入口流入的冷却水流向任意流出口侧切换。

[0069] 如图1所示,在三通阀35中的一方的流出口连接有加热器芯33,在另一方的流出口连接有第一散热器34。因此,该三通阀35能够将通过制冷剂散热器12的冷却水流切换为加热器芯33侧和第一散热器34侧中的任一方。三通阀35作为加热部30中的热介质流路切换部发挥功能。

[0070] 如图1所示,加热器芯33在室内空调单元50的空调壳体51内相对于冷却用蒸发部20配置于送风空气流下游侧。该加热器芯33是使在加热部30的热介质循环通路31进行循环的冷却水与被向车室内吹送的送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的高温侧热介质热交换器。换言之,加热器芯33是经由在热介质循环通路31进行循环的冷却水来间接地使从压缩机11排出的制冷剂与送风空气进行热交换,从而利用从压缩机11排出的制冷剂所具有的热对送风空气进行加热的加热用热交换器。

[0071] 在加热器芯33中,冷却水利用显热变化而向被向车室内吹送的送风空气散热。由此,电动汽车的向车室内吹送的送风空气被加热,因此制冷循环装置10能够对车室内进行制热。此外,在加热器芯33中,即使冷却水向送风空气散热,冷却水也会保持液相的状态而不会发生相变。

[0072] 第一散热器34是通过使在加热部30的热介质循环通路31进行循环的冷却水与电动汽车外部的外部气体进行热交换而使冷却水所具有的热向外部气体散热的散热用热交换器。第一散热器34利用加热部30的热介质循环通路31而与加热器芯33并联连接。并且,冷却水所具有的热从第一散热器34向外部气体散热,因此制冷循环装置10能够在不加热送风空气的情况下向车室外排热。

[0073] 通过这样构成,制冷循环装置10的加热部30利用三通阀35来切换冷却水流,从而能够变更高压制冷剂所具有的热的利用方式。即,加热部30通过切换为经由加热器芯33的冷却水流,从而能够将高压制冷剂所具有的热利用于送风空气的加热,能够对车室内进行制热。另一方面,加热部30通过切换为经由第一散热器34的冷却水流,从而能够将高压制冷剂所具有的热向外部气体排热。

[0074] 接着,参照图1对第一实施方式所涉及的热介质回路40的结构进行说明。如图1所示,热介质回路40是具有构成制冷循环的一部分的吸热用蒸发部70、作为热介质流路的热介质循环通路41、压送泵42、第二散热器43、车载设备44、第一开闭阀45及第二开闭阀46而

构成的低温侧热介质回路。

[0075] 热介质回路40通过热介质循环通路41连接吸热用蒸发部70、第二散热器43等而构成，并构成为使热介质循环通路41内的作为热介质的冷却水通过压送泵42的工作而进行循环。该热介质回路40中的冷却水是低温热介质，例如使用至少包含乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体的液体，或者使用防冻液体。

[0076] 压送泵42是将作为热介质的冷却水吸入并排出的热介质泵，由电动式泵构成。该压送泵42通过压送热介质循环通路41内的冷却水而在热介质回路40的热介质循环通路41内使冷却水进行循环。

[0077] 该压送泵42的工作由从控制装置输出的控制信号控制。即，压送泵42通过控制装置的控制而能够对在热介质回路40进行循环的冷却水的流量进行调整，作为热介质回路40中的热介质流量调整部发挥功能。

[0078] 吸热用蒸发部70具备供作为热介质的冷却水流通的冷却水流路47。在压送泵42的排出口侧连接有吸热用蒸发部70中的冷却水流路47的冷却水流入口（即，后述的冷却水导入口72）侧。因此，吸热用蒸发部70通过在吸热用制冷剂流路24流通的低压制冷剂与在冷却水流路47流通的冷却水的热交换而能够使低压制冷剂吸收冷却水所具有的热。

[0079] 并且，在吸热用蒸发部70的冷却水流出口（即，后述的冷却水导出口73）侧连接有具有第二散热器43等的热介质通路和具有车载设备44等的热介质通路。即，在第一实施方式所涉及的热介质回路40中，第二散热器43及第一开闭阀45与车载设备44及第二开闭阀46并联连接。

[0080] 第二散热器43是通过使在热介质回路40的热介质循环通路41进行循环的冷却水与电动汽车外部的外部气体进行热交换而使冷却水吸收外部气体所具有的热的吸热用热交换器。即，热介质回路40在经由第二散热器43使冷却水进行循环的情况下，利用电动汽车外部的外部气体作为外部热源。

[0081] 并且，在第二散热器43的冷却水流入口的冷却水流上游侧配置有第一开闭阀45。该第一开闭阀45构成为能够在全闭状态至全开状态之间对朝向第二散热器43的冷却水流入口的冷却水通路进行开度调整。第一开闭阀45的工作由从控制装置输出的控制信号控制。

[0082] 即，热介质回路40通过由控制装置进行的对第一开闭阀45的开度的控制而能够切换相对于第二散热器43的冷却水流的有无。换言之，制冷循环装置10能够切换是否利用外部气体作为外部热源。

[0083] 车载设备44搭载于该电动汽车，由伴随着工作而发热的设备构成，例如包括用于对该电动汽车的蓄电池进行充电的充电器、电动发电机、逆变器等。该车载设备44作为本发明中的发热设备发挥功能。另外，热介质回路40中的热介质循环通路41以与这些车载设备44的外表面接触的方式配置，构成为能够使车载设备44所具有的热向在热介质通路流动的冷却水进行热交换。

[0084] 并且，在车载设备44的冷却水流入口的冷却水流上游侧配置有第二开闭阀46。第二开闭阀46构成为能够在全闭状态至全开状态之间对朝向车载设备44的冷却水流入口的冷却水通路进行开度调整。第二开闭阀46的工作由从控制装置输出的控制信号控制。

[0085] 即，热介质回路40利用由控制装置进行的第二开闭阀46的开度控制而能够切换相

对于车载设备44的冷却水流的有无。换言之,制冷循环装置10能够切换是否利用车载设备44作为外部热源。

[0086] 接着,参照图1对构成车辆用空调装置1的室内空调单元50的结构进行说明。室内空调单元50构成车辆用空调装置1的一部分,将由制冷循环装置10温度调整后的送风空气向车室内吹出。

[0087] 室内空调单元50配置于电动汽车中的车室内最前部的仪表盘(即仪表板)的内侧。室内空调单元50在形成其外壳的空调壳体51所形成的空气通路内收容有送风机52、吸热用蒸发部70、加热器芯33等。

[0088] 空调壳体51形成向车室内吹送的送风空气的空气通路,并通过具有一定程度的弹性且强度优异的树脂(例如,聚丙烯)成形。

[0089] 在空调壳体51的送风空气流最上游侧配置有内外部气体切换装置53。内外部气体切换装置53向空调壳体51内切换导入内部气体(即车室内空气)和外部气体(即车室外空气)。

[0090] 具体而言,内外部气体切换装置53通过内外部气体切换门而连续地调整向空调壳体51内导入内部气体的内部气体导入口及导入外部气体的外部气体导入口的开口面积,从而使内部气体的导入风量与外部气体的导入风量的导入比例变化。内外部气体切换门由内外部气体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输出的控制信号控制。

[0091] 在内外部气体切换装置53的送风空气流下游侧配置有送风机52。送风机52是利用电动机来驱动离心多翼风扇的电动送风机,将经由内外部气体切换装置53而吸入的空气朝向车室内吹送。送风机52的转速(即送风能力)由从控制装置输出的控制电压控制。

[0092] 在送风机52的送风空气流下游侧,相对于送风空气流而依次配置有冷却用蒸发部20及加热器芯33。即,冷却用蒸发部20与加热器芯33相比配置于送风空气流上游侧。

[0093] 并且,在空调壳体51内设置有旁通通路55。该旁通通路55构成为使通过冷却用蒸发部20后的送风空气绕过加热器芯33地流动。

[0094] 另外,在空调壳体51内的冷却用蒸发部20的送风空气流下游侧且加热器芯33的送风空气流上游侧,配置有空气混合门54。空气混合门54是对通过冷却用蒸发部20后的送风空气中的通过加热器芯33侧的送风空气的风量与通过旁通通路55的送风空气的风量的风量比例进行调整的风量比例调整部。

[0095] 并且,该空气混合门54由空气混合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输出的控制信号控制。

[0096] 在加热器芯33及旁通通路55的送风空气流下游侧形成有合流空间56。合流空间56形成为利用加热器芯33与热介质(即,冷却水)进行热交换而被加热了的送风空气和通过旁通通路55而未被加热的送风空气合流。因此,空气混合门54通过调整风量比例而调整在合流空间56合流后的送风空气的温度。

[0097] 此外,虽然省略图示,但在空调壳体51的送风空气流最下游部配置有多种开口孔。具体而言,作为多种开口孔,设置有除霜开口孔、面部开口孔、脚部开口孔,构成为从车室中的不同位置向车室内吹出在合流空间56中调整温度后的送风空气。

[0098] 另外,在多种开口孔的送风空气流上游侧配置有用于调整各自的开口面积的门。

具体而言,除霜门、面部门、脚部门以与除霜开口孔、面部开口孔、脚部开口孔分别对应的方式配置。各门的工作由控制装置的控制信号控制,构成通过分别开闭各开口孔来切换吹出模式的吹出模式切换装置。

[0099] 接着,对第一实施方式所涉及的车辆用空调装置1的控制系统进行说明。控制装置由包含CPU、ROM及RAM等的周知的微型计算机和其周边电路构成。并且,控制装置基于存储于其ROM内的空调控制程序而进行各种运算、处理,从而控制连接于输出侧的各种空调控制设备的工作。

[0100] 在控制装置的输出侧连接有多种空调控制设备、电动致动器。多种空调控制设备等包括压缩机11、第一膨胀阀17、第二膨胀阀23、送风机52、内外部气体切换装置53、空气混合门54、压送泵32、三通阀35、压送泵42、第一开闭阀45、第二开闭阀46。

[0101] 并且,在控制装置的输入侧连接有用于各种输入操作的未图示的操作面板。操作面板配置于车室内前部的仪表盘附近,具有各种操作开关。因此,来自设置于该操作面板的各种操作开关的操作信号被输入控制装置。

[0102] 操作面板的各种操作开关包含自动开关、运转模式切换开关、风量设定开关、温度设定开关、吹出模式切换开关等。因此,制冷循环装置10通过接受基于操作面板的输入而能够适当切换制冷循环装置10的运转模式。

[0103] 另外,在控制装置的输入侧连接有空调控制用的未图示的传感器组。空调控制用的传感器组包括内部气体温度传感器、外部气体温度传感器、日照传感器等。内部气体温度传感器是检测车室内温度(即内部气体温度)的内部气体温度检测部。外部气体温度传感器是检测车室外温度(即外部气体温度)的外部气体温度检测部。日照传感器是检测向车室内照射的日照量的日照量检测部。

[0104] 因此,这些空调控制用的传感器组的检测信号被输入控制装置。由此,制冷循环装置10能够与由空调控制用的传感器组检测出的物理量相应地调整向车室内吹送的送风空气的温度等,能够实现舒适的空气调节。

[0105] 接着,对如上述那样构成的车辆用空调装置1的工作进行说明。第一实施方式所涉及的车辆用空调装置1作为运转模式而能够执行制冷模式和制热模式。

[0106] 制冷模式是对作为热交换对象流体的送风空气进行冷却而对车室内进行制冷的运转模式。制热模式是从作为外部热源的外部气体吸热并对作为热交换对象流体的送风空气进行加热而对车室内进行制热的运转模式。

[0107] 首先,参照附图对第一实施方式所涉及的车辆用空调装置1的制冷模式下的工作方式进行说明。在制冷模式下,将第一膨胀阀17的节流开度确定为预先确定的制冷模式用的规定开度。关于第二膨胀阀23的节流开度,确定为全闭状态。由此,切换为在图1中由虚线箭头表示的制冷剂回路。

[0108] 关于向空气混合门54的伺服电动机输出的控制信号,确定为空气混合门54将加热器芯33的送风空气流上游侧封闭而通过冷却用蒸发部20后的送风空气的全部流量通过旁通通路55。此外,关于相对于压缩机11、送风机52、内外部气体切换装置53的控制信号,使用操作面板的输入操作、传感器组的检测信号而适当确定。

[0109] 因此,在制冷循环装置10的制冷模式下,从压缩机11排出的高压制冷剂向制冷剂散热器12流入。流入制冷剂散热器12的制冷剂向在加热部30的热介质循环通路31流动的冷

却水散热。因此,通过高压制冷剂所具有的热而加热部30中的冷却水被加热,制冷剂散热器12作为散热器发挥功能。

[0110] 从制冷剂散热器12流出的制冷剂经由储液部13而向内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流入。流入内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14的高压制冷剂与在内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流通的低压制冷剂进行热交换,并到达制冷剂分支部15。

[0111] 在此,在制冷模式下,第一膨胀阀17为节流状态且第二膨胀阀23为全闭状态。因此,从制冷剂分支部15流出的制冷剂流入第一并列流路16,并在第一膨胀阀17等焓地减压至成为低压制冷剂为止。

[0112] 从第一膨胀阀17流出的低压制冷剂流入配置于空调壳体51内的冷却用蒸发部20,与由送风机52吹送的送风空气进行热交换而吸热。由此,由送风机52吹送的送风空气被冷却,并经由旁通通路55而被向车室内吹送。

[0113] 从冷却用蒸发部20流出的制冷剂经由蒸发压力调整阀21、制冷剂合流部25而向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入。流入内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的低压制冷剂与在内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流通的高压制冷剂进行热交换,并被吸入压缩机11而再次压缩。

[0114] 在此,对制冷模式下的加热部30的工作进行说明。制冷模式下的三通阀35的控制信号确定为使从制冷剂散热器12流出的冷却水的全部量流入第一散热器34。

[0115] 如上所述,在制冷剂散热器12,高压制冷剂所具有的热向加热部30的冷却水散热。因此,从制冷剂散热器12流出的冷却水在高温状态下通过三通阀35而流入第一散热器34。

[0116] 流入第一散热器34的冷却水经由第一散热器34而向电动汽车外部的外部气体散热。即,根据该制冷循环装置10,高压制冷剂所具有的热经由加热部30的冷却水而向外部气体散热。

[0117] 并且,利用第一散热器34散热后的冷却水伴随压送泵32的工作而进行循环,再次被吸入压送泵32并被向制冷剂散热器12压送。

[0118] 此外,在制冷模式下,制冷循环装置10中的低压制冷剂不通过吸热用蒸发部70。因此,关于与吸热用蒸发部70热连接的热介质回路40的工作状态,可以任意确定。

[0119] 这样,在制冷模式下,能够将高压制冷剂所具有的热经由加热部30的冷却水向外部气体散热,并且能够利用冷却用蒸发部20从向车室内吹送的送风空气向低压制冷剂吸热而对向车室内吹送的送风空气进行冷却。由此,能够实现车室内的制冷。

[0120] 此外,在制冷模式下,在内部热交换部60中,通过使从制冷剂散热器12流出的高压制冷剂与从冷却用蒸发部20流出的低压制冷剂进行热交换而使低压制冷剂吸收高压制冷剂所具有的热,从而对低压制冷剂进行冷却。因此,由于冷却用蒸发部20的入口侧制冷剂的焓降低,所以冷却用蒸发部20的出口侧制冷剂与入口侧制冷剂的焓差(换言之制冷能力)增大,能够提高循环的制冷系数(所谓的COP)。

[0121] 接着,参照附图对第一实施方式所涉及的车辆用空调装置1的工作方式进行说明。在制热模式下,第二膨胀阀23的节流开度确定为预先确定的制热模式用的规定开度。关于第一膨胀阀17的节流开度,确定为全闭状态。由此,切换为在图1中实线箭头所示的制冷剂回路。

[0122] 另外,关于向空气混合门54的伺服电动机输出的控制信号,确定为空气混合门54

将旁通通路55封闭而通过冷却用蒸发部20后的送风空气的全部流量通过加热器芯33。此外,关于相对于压缩机11、送风机52、内外部气体切换装置53的控制信号,使用操作面板的输入操作、传感器组的检测信号而适当确定。

[0123] 因此,在该制冷循环装置10中的制热模式下,从压缩机11排出的高压制冷剂向制冷剂散热器12流入。流入制冷剂散热器12的制冷剂向在加热部30的热介质循环通路31流动的冷却水散热。因此,通过高压制冷剂所具有的热而加热部30中的冷却水被加热,制冷剂散热器12作为散热器发挥功能。

[0124] 在制热模式下,从制冷剂散热器12流出的制冷剂也经由储液部13而向内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流入。流入内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14的高压制冷剂与在内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流通的低压制冷剂进行热交换,并到达制冷剂分支部15。

[0125] 在此,在制热模式下,第二膨胀阀23为节流状态且第一膨胀阀17为全闭状态。因此,从制冷剂分支部15流出的制冷剂流入第二并列流路22,并在第二膨胀阀23等焓地减压至成为低压制冷剂为止。

[0126] 从第二膨胀阀23流出的低压制冷剂流入吸热用蒸发部70而与在热介质回路40进行循环的冷却水进行热交换。即,在吸热用蒸发部70中,低压制冷剂吸收热介质回路40的冷却水所具有的热而被加热,热介质回路40的冷却水通过与低压制冷剂的热交换而被冷却。

[0127] 在制热模式下,从吸热用蒸发部70流出的制冷剂也经由制冷剂合流部25而向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入。流入内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的低压制冷剂与在内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流通的高压制冷剂进行热交换,并被吸入压缩机11而再次压缩。

[0128] 在此,对制热模式下的加热部30的工作进行说明。制热模式下的三通阀35的控制信号确定为使从制冷剂散热器12流出的冷却水的全部量流入加热器芯33。

[0129] 如上所述,在制冷剂散热器12,高压制冷剂所具有的热向加热部30的冷却水散热。因此,从制冷剂散热器12流出的冷却水在高温状态下通过三通阀35而流入加热器芯33。

[0130] 流入加热器芯33的冷却水在加热器芯33中与由送风机52吹送的送风空气进行热交换。在制热模式下第一膨胀阀19为全闭状态,因此送风空气在冷却用蒸发部20不被冷却地到达加热器芯33。

[0131] 即,根据该制冷循环装置10,高压制冷剂所具有的热经由加热部30的冷却水而向向车室内吹送的送风空气散热。由此,能够将由高压制冷剂所具有的热加热了的送风空气向车室内供给,能够对车室内进行制热。

[0132] 利用加热器芯33散热了的冷却水伴随压送泵32的工作而进行循环,并再次被吸入压送泵32而被向制冷剂散热器12压送。

[0133] 接着,对制热模式下的热介质回路40的工作进行说明。制热模式下的第一开闭阀45、第二开闭阀46的控制信号例如确定为将第一开闭阀45全开并将第二开闭阀46全闭。在该情况下,热介质回路40中的冷却水的全部量通过第二散热器43,因此该冷却水在第二散热器43从外部气体吸热。即,该情况下的制冷循环装置10将外部气体作为外部热源利用。

[0134] 通过压送泵42的工作,从第二散热器43流出的冷却水经由压送泵42而流入吸热用蒸发部70。如上所述,在吸热用蒸发部70中,在低压制冷剂与热介质回路40的冷却水之间进

行热交换。因此,低压制冷剂吸收热介质回路40中的冷却水的热。由此,该制冷循环装置10能够将外部气体作为制热模式时的外部热源利用。

[0135] 此外,在上述的例子中,将第一开闭阀45全开并将第二开闭阀46全闭,因此冷却水通过第二散热器43。即,是将外部气体作为制热模式下的外部热源利用的方式。但是,通过第一开闭阀45、第二开闭阀46的开闭控制,能够采用各种方式作为外部热源的利用方式。

[0136] 例如,在将第一开闭阀45全闭并将第二开闭阀46全开的情况下,冷却水通过车载设备44,因此吸收车载设备44所具有的热。在该情况下,制冷循环装置10能够利用车载设备44作为制热模式下的外部热源。

[0137] 另外,在将第一开闭阀45及第二开闭阀46全开的情况下,冷却水在通过第二散热器43及车载设备44之后合流,因此能够吸收外部气体及车载设备44所具有的热。在该情况下,制冷循环装置10能够并用外部气体及车载设备44作为制热模式下的外部热源。

[0138] 这样,在制热模式下,能够使低压制冷剂经由热介质回路40的冷却水吸收外部热源(即,外部气体、车载设备44)所具有的热,并且能够经由加热部30的冷却水而将高压制冷剂所具有的热向向车室内吹送的送风空气散热而加热向车室内吹送的送风空气。由此,能够实现车室内的制热。

[0139] 此外,在制热模式下,在内部热交换部60中,通过使从制冷剂散热器12流出的高压制冷剂与从吸热用蒸发部70流出的低压制冷剂进行热交换而使低压制冷剂吸收高压制冷剂所具有的热,从而对低压制冷剂进行冷却。因此,由于吸热用蒸发部70的入口侧制冷剂的焓降低,所以吸热用蒸发部70的出口侧制冷剂与入口侧制冷剂的焓差(换言之制冷能力)增大,能够提高循环的制冷系数(所谓的COP)。

[0140] 接着,参照图2及图3对第一实施方式所涉及的制冷循环装置10中的吸热用蒸发部70以及内部热交换部60的详细结构进行说明。此外,在图2中,以实线箭头表示高压制冷剂流,以虚线箭头表示低压制冷剂流,以单点划线表示冷却水流。

[0141] 如图2所示,制冷循环装置10具备吸热用蒸发部70与内部热交换部60形成为一体的复合型热交换器80。换言之,制冷循环装置10具备复合型热交换器80,该复合型热交换器80具有吸热用蒸发部70和内部热交换部60。

[0142] 复合型热交换器80具备通过多个板状构件81相互层叠并接合而形成的热交换部800。热交换部800具有吸热用蒸发部70和内部热交换部60。即,热交换部800的一部分构成吸热用蒸发部70,热交换部800的剩余部分构成内部热交换部60。

[0143] 以下,将多个板状构件81的长度方向(在图2的例子中为上下方向)称为板长方向,将多个板状构件81的层叠方向(在图2的例子中为左右方向)称为板层叠方向。将板层叠方向的一侧,即板层叠方向的一端侧(在图2的例子中为左端侧)称为板层叠方向一端侧。将板层叠方向的另一侧,即板层叠方向的另一端侧(在图2的例子中为右端侧)称为板层叠方向另一端侧。此外,板层叠方向是与板状构件81的板面正交的方向。

[0144] 吸热用蒸发部70以及内部热交换部60沿与板层叠方向垂直的方向并列配置。具体而言,吸热用蒸发部70以及内部热交换部60在板长方向上并列配置。

[0145] 吸热用蒸发部70的大小与内部热交换部60的大小不同。具体而言,吸热用蒸发部70的板长方向上的长度比内部热交换部60的板长方向上的长度长。

[0146] 板状构件81是细长的四边形(即长方形)的板材。作为板状构件81的具体的材质,

例如使用在铝芯材的两个面包覆钎料而成的两面包覆材料。

[0147] 如图3所示,在板状构件81的外周缘部形成有向板层叠方向突出的伸出部811。多个板状构件81通过在相互层叠的状态下将伸出部811彼此钎焊而接合。

[0148] 如图2以及图3所示,在吸热用蒸发部70形成有供制冷剂流通的多个吸热用制冷剂流路24以及供冷却水流通的多个冷却水流路47。吸热用制冷剂流路24以及冷却水流路47分别形成于多个板状构件81彼此之间。吸热用制冷剂流路24以及冷却水流路47的长度方向与板状构件81的长度方向一致。

[0149] 吸热用制冷剂流路24以及冷却水流路47在板层叠方向上一条接一条地交替层叠配置(即并列配置)。板状构件81起到将吸热用制冷剂流路24与冷却水流路47分隔的隔壁的功能。在吸热用制冷剂流路24流动的制冷剂与在冷却水流路47流动的冷却水的热交换经由板状构件81进行。吸热用蒸发部70以在吸热用制冷剂流路24流通的制冷剂流与在冷却水流路47流通的冷却水流彼此成为相反方向(所谓的对流)的方式构成。

[0150] 内部热交换部60形成有供从制冷剂散热器12流出的制冷剂流通的多个高压侧制冷剂流路14以及供被向压缩机11吸入的制冷剂流通的多个低压侧制冷剂流路26。高压侧制冷剂流路14以及低压侧制冷剂流路26分别形成于多个板状构件81彼此之间。高压侧制冷剂流路14以及低压侧制冷剂流路26的长度方向与板状构件81的长度方向一致。

[0151] 高压侧制冷剂流路14以及低压侧制冷剂流路26在板层叠方向上一条接一条地交替层叠配置(即并列配置)。板状构件81起到将高压侧制冷剂流路14与低压侧制冷剂流路26分隔的隔壁的功能。在高压侧制冷剂流路14流动的制冷剂与在低压侧制冷剂流路26流动的制冷剂的热交换经由板状构件81进行。内部热交换部60以在低压侧制冷剂流路26流通的制冷剂流与在高压侧制冷剂流路14流通的制冷剂流彼此成为相反方向(所谓的对流)的方式构成。

[0152] 在此,热交换部800具备吸热用制冷剂罐82(参照图3)、冷却水罐、高压侧制冷剂罐以及低压侧制冷剂罐。在本实施方式中,省略冷却水罐、高压侧制冷剂罐以及低压侧制冷剂罐的图示。

[0153] 吸热用制冷剂罐82针对多个吸热用制冷剂流路24进行制冷剂的分配或集合。冷却水用罐针对多个冷却水流路47进行冷却水的分配或集合。高压侧制冷剂罐针对多个高压侧制冷剂流路14进行制冷剂的分配或集合。低压侧制冷剂罐针对多个低压侧制冷剂流路26进行制冷剂的分配或集合。

[0154] 板状构件81具有多个朝向板层叠方向的一端侧或另一端侧突出的大致圆筒状的突出部83。在板层叠方向上相邻的两个板状构件81中的一方的板状构件81的突出部83的内表面与另一方的板状构件81的突出部83的外表面接合。通过这样接合的突出部83,分别形成吸热用制冷剂罐82、冷却水罐、高压侧制冷剂罐以及低压侧制冷剂罐。

[0155] 在本实施方式中,吸热用蒸发部70与内部热交换部60在板长方向上并列配置。因此,在多个板状构件81彼此之间设置有吸热用制冷剂流路24或冷却水流路47和高压侧制冷剂流路14或低压侧制冷剂流路26。

[0156] 在板状构件81彼此之间配置有内翅片84。内翅片84介于板状构件81彼此之间,并促进吸热用制冷剂与冷却水之间以及低压侧制冷剂与高压侧制冷剂之间的热交换。作为内翅片84,例如能够采用偏置翅片。

[0157] 如图2所示,复合型热交换器80具有高压侧制冷剂导出口61、低压侧制冷剂导入口62、高压侧制冷剂导入口63、低压侧制冷剂导出口64、吸热用制冷剂导入口71、冷却水导入口72以及冷却水导出口73。

[0158] 高压侧制冷剂导出口61使从内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流出的制冷剂向冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出。低压侧制冷剂导入口62使从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入。

[0159] 高压侧制冷剂导入口63使从制冷剂散热器12流出的制冷剂向内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流入。低压侧制冷剂导出口64使从内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流出。

[0160] 吸热用制冷剂导入口71在制热模式时使从内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流出的制冷剂向吸热用蒸发部70的吸热用制冷剂流路24流入。冷却水导入口72使从压送泵42排出的冷却水流入吸热用蒸发部70的冷却水流路47。冷却水导出口73使从吸热用蒸发部70的冷却水流路47流出的制冷剂向热介质循环通路41中的第二散热器43侧或车载设备44侧流出。

[0161] 在此,将多个板状构件81中的形成热交换部的板层叠方向最外侧部的板状构件81称为外侧板状构件81A、11B。另外,将外侧板状构件81A、11B中的配置于板层叠方向一端侧的称为第一外侧板状构件81A,将配置于板层叠方向另一端侧的称为第二外侧板状构件81B。

[0162] 高压侧制冷剂导出口61、低压侧制冷剂导入口62、吸热用制冷剂导入口71以及冷却水导出口73配置于第一外侧板状构件81A的板面。高压侧制冷剂导入口63、低压侧制冷剂导出口以及冷却水导入口72配置于第二外侧板状构件81的板面。

[0163] 在第一外侧板状构件81A和与该第一外侧板状构件81A相邻的板状构件81之间形成有将吸热用蒸发部70中的吸热用制冷剂流路24的最下游部与内部热交换部60中的低压侧制冷剂流路26的最上游部连接的连接用制冷剂流路85。低压侧制冷剂导入口62以与连接用制冷剂流路85连通的方式配置。

[0164] 因此,在连接用制冷剂流路85中,从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流(即从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂)与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。即,在复合型热交换器80的内部,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。换言之,制冷循环装置10的制冷剂合流部25配置于复合型热交换器80的内部。

[0165] 如以上说明的那样,在本实施方式中,在制冷循环装置10(更详细而言为复合型热交换器80的热交换部800)设置有使从加热部30流出的低压制冷剂与向压缩机11吸入的高压制冷剂进行热交换的内部热交换部60。由此,使冷却用蒸发部20以及吸热用蒸发部70中的至少一方的制冷剂的吸热量增大而能够提高应用了复合型热交换器80的制冷循环装置10的制冷系数。

[0166] 此时,在制冷循环装置10独立地设置内部热交换部60的情况下,需要新的热交换器、用于将该热交换器与其他循环结构设备连接的配管等,导致循环结构复杂化。

[0167] 与此相对,本实施方式的复合型热交换器80具有吸热用蒸发部70与内部热交换部

60一体化而成的热交换部800，并且具有高压侧制冷剂导出口61以及低压侧制冷剂导入口62。因此，即使是具备内部热交换部60的制冷循环装置10，也能够简化循环结构。

[0168] 在此，吸热用蒸发部70以及内部热交换部60的共同点在于是不借助空气的热交换器。因此，如本实施方式那样，将吸热用蒸发部70以及内部热交换部60这两方设为通过将多个板状构件81相互层叠并接合而形成的层叠型热交换器，通过这样简单的结构，能够使吸热用蒸发部70以及内部热交换部60一体化。

[0169] 另外，在本实施方式中，在复合型热交换器80设置有使从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入的低压侧制冷剂导入口62。由此，能够使在制冷剂分支部15向吸热用蒸发部70侧以及冷却用蒸发部20侧分流了的制冷剂的两方一起流入内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26。因此，无论制冷循环装置10的运转模式是制冷模式还是制热模式，都能够提高制冷循环装置10的制冷系数。

[0170] 另外，在本实施方式中，将高压侧制冷剂导出口61、低压侧制冷剂导入口62、高压侧制冷剂导入口63以及低压侧制冷剂导出口64配置于形成热交换部800的板层叠方向最外侧部的外侧板状构件81A、81B的板面。由此，在复合型热交换器80中，能够容易地配置高压侧制冷剂导出口61、低压侧制冷剂导入口62、高压侧制冷剂导入口63以及低压侧制冷剂导出口64。

[0171] 另外，在本实施方式中，在复合型热交换器80中，使吸热用蒸发部70的大小与内部热交换部60的大小不同。此时，由于大小不同，因此能够使热交换部800整体中的吸热用蒸发部70以及内部热交换部60的大小最适化。

[0172] 另外，在本实施方式中，将吸热用蒸发部70以及内部热交换部60在与板层叠方向垂直的方向上并列配置。由此，能够通过同一板状构件81形成吸热用制冷剂流路24的最下游部、连接用制冷剂流路85以及低压侧制冷剂流路26的最上游部。因此，能够降低制冷剂通过连接用制冷剂流路85时的压力损失。

[0173] 另外，在本实施方式中，将低压侧制冷剂导入口62配置为与将吸热用制冷剂流路24的最下游部与低压侧制冷剂流路26的最上游部连接的连接用制冷剂流路85连通。由此，在连接用制冷剂流路85中，从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流（即从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂）与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。

[0174] 因此，在内部热交换部60中，能够使从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂以及从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂这两方与高压制冷剂进行热交换。因此，能够进一步增大冷却用蒸发部20中的制冷剂的吸热量，所以能够进一步提高应用了复合型热交换器80的制冷循环装置10的制冷系数。

[0175] （第二实施方式）

[0176] 基于图4对第二实施方式进行说明。与上述第一实施方式相比，本第二实施方式的复合型热交换器80的结构不同。

[0177] 如图4所示，本实施方式的连接用制冷剂流路85形成于第二外侧板状构件81B和与该第二外侧板状构件81B相邻的板状构件81之间。

[0178] 热交换部800具备针对多个吸热用制冷剂流路24进行制冷剂的集合的吸热用制冷

剂罐82。吸热用制冷剂罐82以与连接用制冷剂流路85连通的方式构成。

[0179] 低压侧制冷剂导入口62以与吸热用制冷剂罐82连通的方式配置。即，低压侧制冷剂导入口62以经由吸热用制冷剂罐82而与连接用制冷剂流路85连通的方式配置。

[0180] 因此，在吸热用制冷剂罐82中，从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流（即从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流）与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。即，在复合型热交换器80的内部，从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。换言之，制冷循环装置10的制冷剂合流部25配置于复合型热交换器80的内部。其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第一实施方式相同。因此，在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中，也能够得到与上述第一实施方式同样的效果。

[0181] (第三实施方式)

[0182] 基于图5及图6对第三实施方式进行说明。与上述第一实施方式相比，本第三实施方式的内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的配置以及复合型热交换器80的结构等不同。

[0183] 如图5所示，在本实施方式的制冷循环装置10中，内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于第二并列流路22中的吸热用蒸发部70的制冷剂出口侧。即，内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于吸热用蒸发部70与制冷剂合流部25之间。

[0184] 接着，参照附图对第三实施方式所涉及的车辆用空调装置1的制冷模式下的工作方式进行说明。在制冷模式下，第一膨胀阀17的节流开度确定为预先确定的制冷模式用的规定开度。关于第二膨胀阀23的节流开度，确定为全闭状态。由此，切换为在图5中由虚线箭头表示的制冷剂回路。

[0185] 因此，从制冷剂分支部15流出的制冷剂流入第一并列流路16，不流入第二并列流路22。因此，在本实施方式中，在内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26不流通制冷剂。因此，在内部热交换部60中，在从制冷剂散热器12流出的高压制冷剂与低压制冷剂之间不能进行热交换。

[0186] 另外，从冷却用蒸发部20流出的制冷剂经由蒸发压力调整阀21、制冷剂合流部25而被从压缩机11的吸入口吸入并再次压缩。

[0187] 接着，参照附图对第三实施方式所涉及的车辆用空调装置1的制热模式下的工作方式进行说明。在制热模式下，第二膨胀阀23的节流开度确定为预先确定的制热模式用的规定开度。关于第一膨胀阀17的节流开度，确定为全闭状态。由此，切换为在图5中由实线箭头表示的制冷剂回路。

[0188] 因此，在本实施方式中，从制冷剂分支部15流出的制冷剂经由第二膨胀阀23以及吸热用蒸发部70而向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入。流入内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的低压制冷剂与在内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流通的高压制冷剂进行热交换，并到达制冷剂合流部25。

[0189] 接着，参照图6对第三实施方式所涉及的制冷循环装置10中的复合型热交换器80的详细结构进行说明。

[0190] 在复合型热交换器80中，吸热用蒸发部70的板层叠方向上的长度比内部热交换部

60的板层叠方向上的长度长。即,形成吸热用蒸发部70的板状构件81的片数比形成内部热交换部60的板状构件81的片数多。

[0191] 在本实施方式中,吸热用蒸发部70以及内部热交换部60通过彼此不同种类的多个板状构件81相互层叠并接合而分别形成。以下,将形成吸热用蒸发部70的板状构件81称为吸热用板状构件811,将形成内部热交换部60的板状构件81称为热交换部用板状构件812。

[0192] 吸热用制冷剂导入口71以及冷却水导出口73配置于多个吸热用板状构件811中的形成板层叠方向一侧的最外侧部的板状构件811的板面。冷却水导入口72配置于多个吸热用板状构件811中的板层叠方向另一侧的最外侧部的板状构件811的板面。

[0193] 高压侧制冷剂导出口61以及低压侧制冷剂导入口62配置于多个热交换部用板状构件812的形成板层叠方向一侧的最外侧部的板状构件812的板面。高压侧制冷剂导入口63以及低压侧制冷剂导出口64配置于多个热交换部用板状构件812的形成板层叠方向另一侧的最外侧部的板状构件812的板面。

[0194] 内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的最上游部,由内部热交换部60中的形成板层叠方向一侧的最外侧部的热交换部用板状构件812和与该热交换部用板状构件812相邻的热交换部用板状构件812在之间构成。连接用制冷剂流路85配置于内部热交换部60中的板层叠方向的一端部侧。

[0195] 热交换部800具备与低压侧制冷剂导出口64连通并且使从多个低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂集合的低压侧制冷剂罐86。低压侧制冷剂罐86从板层叠方向的一侧一直延伸至另一侧。

[0196] 低压侧制冷剂导入口62以与低压侧制冷剂罐86连通的方式配置。低压侧制冷剂导入口62以经由低压侧制冷剂罐86而与低压侧制冷剂导出口64连通的方式配置。换言之,低压侧制冷剂导入口62以与低压侧制冷剂流路26的最下游部连通的方式配置。

[0197] 因此,在低压侧制冷剂罐86中,从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流(即,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流)与从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。即,在复合型热交换器80的内部,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。

[0198] 此外,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂虽然在复合型热交换器80的低压侧制冷剂罐86内流通,但不在低压侧制冷剂流路26流通。因此,在复合型热交换器80中,在从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂与在高压侧制冷剂流路14流通的制冷剂之间,不能进行热交换。

[0199] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第一实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述第一实施方式相同的效果。

[0200] 此外,在本实施方式中,将内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于吸热用蒸发部70与制冷剂合流部25之间。因此,能够在使内部热交换部60与吸热用蒸发部70一体化的同时,增大冷却用蒸发部20以及吸热用蒸发部70中的一方的蒸发部(在本实施方式中为吸热用蒸发部70)的制冷剂的吸热量。

[0201] (第四实施方式)

[0202] 基于图7及图8对第四实施方式进行说明。与上述第三实施方式相比,本第四实施方式的复合型热交换器80的结构等不同。

[0203] 如图7所示,在本实施方式的制冷循环装置10中,制冷剂合流部25配置于复合型热交换器80的外部。即,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与经由低压侧制冷剂导出口64而从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的外部的制冷剂合流部25合流为一个制冷剂流。

[0204] 如图8所示,吸热用蒸发部70以及内部热交换部60通过同一种类的多个板状构件81相互层叠并接合而形成。即,在相邻的两个板状构件81之间形成有吸热侧制冷剂流路或冷却水流路47和高压侧制冷剂流路14或低压侧制冷剂流路26。

[0205] 高压侧制冷剂导出口61、吸热用制冷剂导入口71以及冷却水导出口73配置于第一外侧板状构件81A的板面。高压侧制冷剂导入口63、低压侧制冷剂导出口64以及冷却水导入口72配置于第二外侧板状构件81B的板面。连接用制冷剂流路85形成于第一外侧板状构件81A与同该第一外侧板状构件81A相邻的板状构件81之间。

[0206] 从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与经由低压侧制冷剂导出口64而从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的外部的制冷剂合流部25合流为一个制冷剂流。具体而言,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与从内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的下游侧的未图示的制冷剂配管中合流为一个制冷剂流。

[0207] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第三实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述第三实施方式相同的效果。

[0208] (第五实施方式)

[0209] 基于图9及图10对第五实施方式进行说明。与上述第三实施方式相比,本第五实施方式的内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的配置以及复合型热交换器80的结构等不同。

[0210] 如图9所示,在本实施方式的制冷循环装置10中,内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于第一并列流路16中的蒸发压力调整阀21的制冷剂出口侧。即,内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于冷却用蒸发部20的制冷剂出口侧(具体而言为蒸发压力调整阀21)与制冷剂合流部25之间。

[0211] 接着,参照附图对第五实施方式所涉及的车辆用空调装置1的工作方式进行说明。在制冷模式下,第一膨胀阀17的节流开度确定为预先确定的制冷模式用的规定开度。关于第二膨胀阀23的节流开度,确定为全闭状态。由此,切换为在图9中由虚线箭头表示的制冷剂回路。

[0212] 因此,在本实施方式中,从制冷剂分支部15流出的制冷剂经由第一膨胀阀17、冷却用蒸发部20以及蒸发压力调整阀21而向内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26流入。流入内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的低压制冷剂与在内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14流通的高压制冷剂进行热交换,并到达制冷剂合流部25。

[0213] 接着,参照附图对第五实施方式所涉及的车辆用空调装置1的工作方式进行说明。在制热模式下,第二膨胀阀23的节流开度确定为预先确定的制热模式用的

规定开度。关于第一膨胀阀17的节流开度,确定为全闭状态。由此,切换为在图9中由实线箭头表示的制冷剂回路。

[0214] 因此,从制冷剂分支部15流出的制冷剂流入第二并列流路22,而不流入第一并列流路16。因此,在本实施方式中,在内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26制冷剂不流通。因此,在内部热交换部60中,在从制冷剂散热器12流出的高压制冷剂与低压制冷剂之间,不能进行热交换。

[0215] 接着,参照图10对第五实施方式所涉及的制冷循环装置10中的复合型热交换器80的详细结构进行说明。

[0216] 本实施方式的复合型热交换器80具有吸热用制冷剂导出口74。吸热用制冷剂导出口74使从吸热用蒸发部70的吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流出。吸热用制冷剂导出口74配置于多个吸热用板状构件811中的形成板层叠方向另一侧的最外侧部的吸热用板状构件811的板面。

[0217] 在本实施方式的复合型热交换器80中,吸热用蒸发部70的吸热用制冷剂流路24的最下游侧与内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26的最上游部不连通。换言之,在复合型热交换器80的内部,吸热用制冷剂流路24与低压侧制冷剂流路26不连通。

[0218] 经由吸热用制冷剂导出口74而从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流与经由低压侧制冷剂导出口64而从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的外部的制冷剂合流部25合流为一个制冷剂流。具体而言,从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流与从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的下游侧的未图示的制冷剂配管中合流为一个制冷剂流。

[0219] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第三实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述第三实施方式相同的效果。

[0220] 此外,在本实施方式中,将内部热交换部60的低压侧制冷剂流路26配置于冷却用蒸发部20的制冷剂出口侧与制冷剂合流部25之间。因此,能够在使内部热交换部60与吸热用蒸发部70一体化的同时,增大冷却用蒸发部20以及吸热用蒸发部70中的一方的蒸发部(在本实施方式中为冷却用蒸发部20)的制冷剂的吸热量。

[0221] (第六实施方式)

[0222] 基于图11及图12对第六实施方式进行说明。与上述第五实施方式相比,本第六实施方式的复合型热交换器80的结构等。

[0223] 如图11所示,在本实施方式的制冷循环装置10中,制冷剂合流部25配置于复合型热交换器80的内部。即,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与经由低压侧制冷剂导出口64而从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流在复合型热交换器80的内部合流为一个制冷剂流。

[0224] 如图12所示,吸热用蒸发部70以及内部热交换部60通过同一种类的多个板状构件81相互层叠并接合而形成。即,在相邻的两个板状构件81之间形成有吸热侧制冷剂流路或冷却水流路47和高压侧制冷剂流路14或低压侧制冷剂流路26。

[0225] 复合型热交换器80具有将吸热用蒸发部70中的吸热用制冷剂流路24的最下游部与内部热交换部60中的低压侧制冷剂流路26的最下游部连接的连接用制冷剂流路85。连接

用制冷剂流路85形成于第二外侧板状构件81与同该第二外侧板状构件81相邻的板状构件81之间。

[0226] 热交换部800具备针对多个吸热用制冷剂流路24进行制冷剂的集合的吸热用制冷剂罐82。吸热用制冷剂罐82以与连接用制冷剂流路85连通的方式构成。

[0227] 因此,在吸热用制冷剂罐82中,经由连接用制冷剂流路85而从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。即,在复合型热交换器80的内部,从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。

[0228] 低压侧制冷剂导出口64以与吸热用制冷剂罐82连通的方式配置。从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂以及从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂经由吸热用制冷剂罐82以及低压侧制冷剂导出口64而向压缩机11的吸入侧流出。

[0229] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第五实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述第五实施方式相同的效果。

[0230] (第七实施方式)

[0231] 基于图13对第七实施方式进行说明。与上述第一实施方式相比,本第七实施方式的复合型热交换器80的结构不同。

[0232] 如图13所示,在本实施方式的复合型热交换器80中,吸热用蒸发部70以及内部热交换部60在板层叠方向上并列配置。吸热用蒸发部70的板层叠方向上的长度与内部热交换部60的板层叠方向上的长度相同。吸热用蒸发部70的板长方向上的长度比内部热交换部60的板长方向上的长度长。

[0233] 以下,将多个板状构件81中的形成吸热用蒸发部70的板状构件81称为吸热用板状构件811,将形成内部热交换部60的板状构件81称为热交换部用板状构件812。将多个吸热用板状构件811中的形成板层叠方向一侧的最外侧部的吸热用板状构件811称为第一外侧吸热用板状构件811A,将形成板层叠方向另一侧的最外侧部的吸热用板状构件811称为第二外侧吸热用板状构件811B。

[0234] 内部热交换部60与第二外侧吸热用板状构件81B接合。由此,吸热用蒸发部70与内部热交换部60一体化。

[0235] 吸热用制冷剂导入口71以及冷却水导出口73配置于第一外侧吸热用板状构件811A的板面。冷却水导入口72配置于第二外侧吸热用板状构件811B的板面。冷却水导入口72配置于第二外侧吸热用板状构件811B的板面中的与内部热交换部60所接合的部位不同的部位。

[0236] 内部热交换部60中的板层叠方向一侧的最外侧部与第二外侧吸热用板状构件811B接合。因此,内部热交换部60中的板层叠方向一侧的最外侧部由第二外侧吸热用板状构件811B形成。

[0237] 高压侧制冷剂导入口63、高压侧制冷剂导出口61、低压侧制冷剂导入口62以及低压侧制冷剂导出口64配置于多个热交换部用板状构件812中的形成板层叠方向另一侧的最外侧部的热交换部用板状构件812的板面。

[0238] 热交换部800具备针对多个低压侧制冷剂流路26进行制冷剂的分配的低压侧制冷

剂罐87。低压侧制冷剂罐87以与低压侧制冷剂导入口62连通的方式构成。

[0239] 复合型热交换器80具有将吸热用蒸发部70中的吸热用制冷剂流路24的最下游部与低压侧制冷剂罐87连接的连接用制冷剂流路85。连接用制冷剂流路85形成于第二外侧吸热用板状构件811B与同该第二外侧吸热用板状构件811B相邻的吸热用板状构件811之间。低压侧制冷剂导入口62以经由低压侧制冷剂罐87而与连接用制冷剂流路85连通的方式配置。

[0240] 因此,在连接用制冷剂流路85中,从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流(即从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流)与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。即,在复合型热交换器80的内部,从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。

[0241] 在此,吸热用制冷剂流路24的最下游部由第二外侧吸热用板状构件811B与同该第二外侧吸热用板状构件811B相邻的吸热用板状构件81形成。另外,低压侧制冷剂流路26的最上游部由第二外侧吸热用板状构件811B与同该第二外侧吸热用板状构件811B相邻的热交换部用板状构件812形成。因此,在本实施方式的复合型热交换器80中,形成吸热用制冷剂流路24的最下游部的板状构件811与形成低压侧制冷剂流路26的最上游部的板状构件812相邻配置。

[0242] 并且,连接用制冷剂流路85与低压侧制冷剂罐87配置于同一直线上。更详细而言,低压侧制冷剂罐87沿板层叠方向延伸,连接用制冷剂流路85与低压侧制冷剂罐87的板层叠方向一端侧连接。由此,能够使从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂经由连接用制冷剂流路85而快速地流入低压侧制冷剂罐87,因此能够降低制冷剂通过连接用制冷剂流路85时的压力损失。

[0243] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第一实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述第一实施方式相同的效果。

[0244] (第八实施方式)

[0245] 基于图14对第八实施方式进行说明。与上述第七实施方式相比,本第八实施方式的复合型热交换器80的结构等不同。

[0246] 如图12所示,在本实施方式的复合型热交换器80中,热交换部800具备针对多个吸热用制冷剂流路24进行制冷剂的集合的吸热用制冷剂罐82。吸热用制冷剂罐82以与连接用制冷剂流路85连通的方式构成。

[0247] 低压侧制冷剂导入口62配置于第一外侧吸热用板状构件811A的板面。低压侧制冷剂导入口62以与吸热用制冷剂罐82连通的方式配置。即,低压侧制冷剂导入口62以经由吸热用制冷剂罐82而与连接用制冷剂流路85连通的方式配置。

[0248] 因此,在吸热用制冷剂罐82中,从低压侧制冷剂导入口62流入的制冷剂流(即从冷却用蒸发部20的冷却用制冷剂流路200流出的制冷剂流)与从吸热用制冷剂流路24流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。

[0249] 其他的复合型热交换器80以及制冷循环装置10的结构以及工作与第一实施方式相同。因此,在本实施方式的复合型热交换器80以及制冷循环装置10中,也能够得到与上述

第一实施方式相同的效果。

[0250] (其他实施方式)

[0251] 本发明不限定于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内,例如能够进行如下那样各种变形。另外,上述各实施方式所公开的技术手段也可以在可实施的范围内适当组合。

[0252] (1) 在上述的实施方式中,作为由吸热用蒸发部70吸热的外部热源,举出外部气体、车载设备44,但不限定于这样的方式。例如,即使是与车载设备44相关,也不限于上述的设备,能够利用车辆行驶用的蓄电池、车辆发动机等各种热源。

[0253] (2) 在上述的实施方式中,加热部30构成为高温侧热介质回路,并经由作为热介质的冷却水而将高压制冷剂的热向外部气体、作为热交换对象流体的送风空气散热,但不限定于这样的方式。例如,也可以取代上述的实施方式中的制冷剂散热器12而采用室内冷凝器,也可以将该室内冷凝器作为本发明中的加热用热交换器。

[0254] (3) 在上述的实施方式中,在制冷剂散热器12与内部热交换部60之间配置有储液部13,但不限定于该方式。例如,也可以在压缩机11的吸入口的下游侧且内部热交换部60的上游侧配置储液部13。在该情况下,储液部13起到将气相制冷剂向压缩机11供给并抑制液相制冷剂的供给的功能,因此能够防止压缩机11中的制冷剂的液体压缩。

[0255] (4) 在上述的实施方式中,在第一并列流路18中,在冷却用蒸发部20的制冷剂流下游侧配置有蒸发压力调整阀21,但不限定于该方式。根据采用的运转模式的组合,也可以不配置蒸发压力调整阀21而构成制冷循环装置10。

[0256] (5) 在上述的实施方式中,复合型热交换器80具有高压侧制冷剂导出口61以及低压侧制冷剂导入口62中的至少高压侧制冷剂导出口61,但不限定于该方式。例如,在内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14配置于制冷剂分支部15的下游侧的制冷循环装置10中应用的复合型热交换器80中,可以废弃高压侧制冷剂导出口61。

[0257] (6) 在上述的实施方式中,使冷却用蒸发部20与一个吸热用蒸发部70相互并联连接,但不限定于该方式。例如,也可以使冷却用蒸发部20与多个吸热用蒸发部70相互并联连接。

[0258] (7) 在上述的实施方式中,在储液部13的下游侧连接了内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14,但不限定于该方式。例如,也可以在储液部13与内部热交换部60的高压侧制冷剂流路14之间设置使从储液部13流出的液相制冷剂与外部气体进行热交换而对液相制冷剂进行过冷却的过冷却用热交换器。

[0259] (8) 在上述的实施方式中,构成为将加热部30的第一散热器34和热介质回路40的第二散热器43相互独立地设置的热交换器,但不限定于该方式。

[0260] 例如,也可以通过使第一散热器34以及第二散热器43的外翅片彼此共用等而将第一散热器34以及第二散热器43配置为能够进行热介质(即冷却水)彼此之间的热移动。另外,也可以将制冷循环装置10构成为在第一散热器34流通的热介质与在第二散热器43流通的热介质进行混合。

[0261] (9) 在上述的实施方式中,对能够切换为制冷模式及制热模式的制冷循环装置10进行了说明,但制冷循环装置10的运转模式的切换不限定于此。

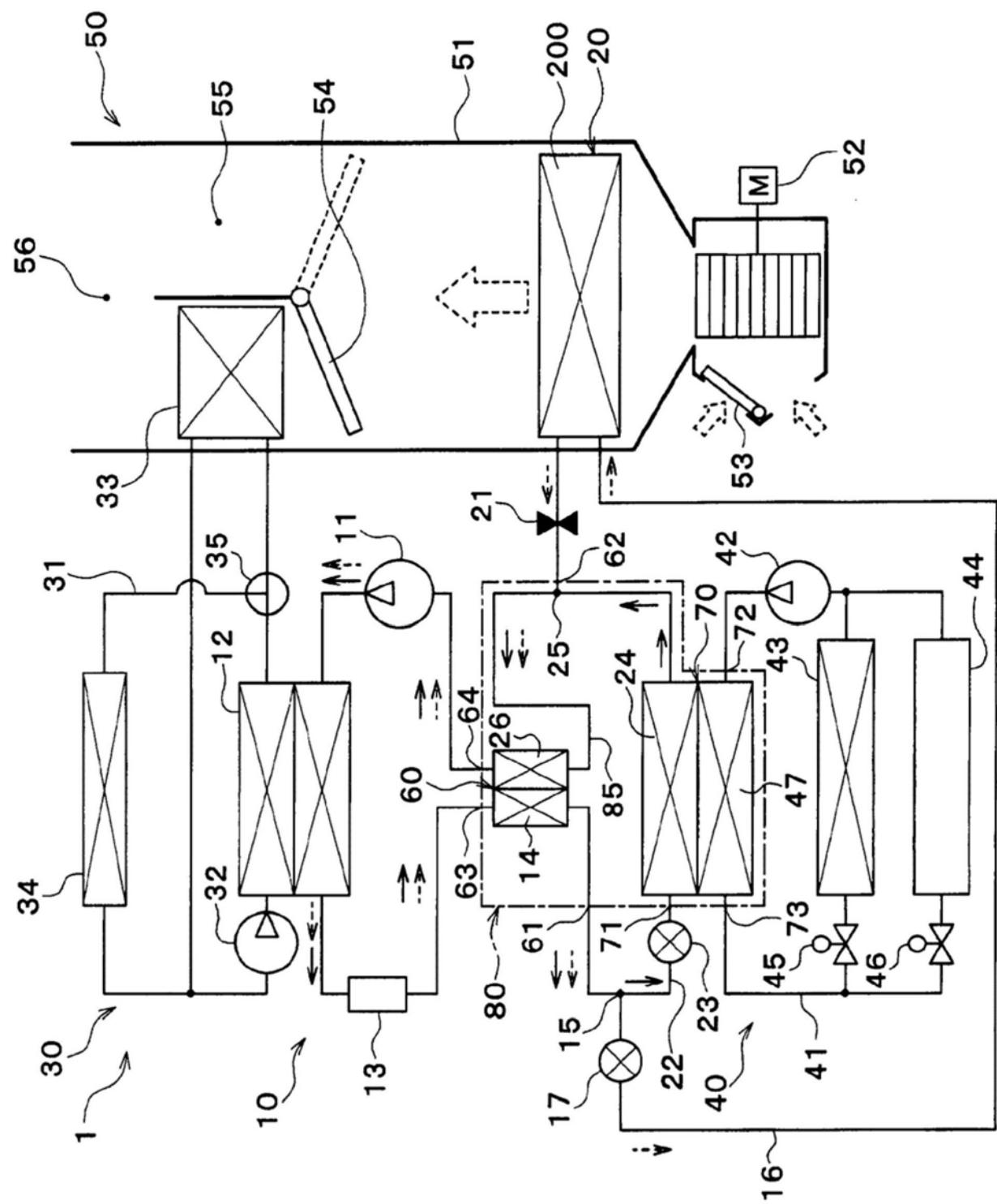
[0262] 例如,在上述的第一实施方式中说明了的制冷循环装置10中,与制冷模式同样地

利用冷却用蒸发部20对送风空气进行冷却。此外,也可以变更空气混合门54的开度,将由冷却用蒸发部20冷却并除湿了的送风空气利用加热器芯33再加热并向空调对象空间吹出。由此,能够切换为实现空调对象空间的除湿制热的除湿制热模式。

[0263] 另外,例如,在上述的第一实施方式中说明了的制冷循环装置10中,与制热模式同样地吸收车载设备44所具有的热。此外,也可以与制热模式同样地使从制冷剂散热器12流出的冷却水的全部量流入第一散热器34。由此,能够切换为以不进行送风空气的温度调整的方式利用第一散热器34将车载设备44产生的热向外部气体散热的设备冷却模式。

[0264] (10) 在上述的第六实施方式中,在吸热用蒸发部70的吸热用制冷剂罐82中,使从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24经由连接用制冷剂流路85而流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流,但不限定于该方式。

[0265] 例如,也可以将低压侧制冷剂导出口64配置为与低压侧制冷剂罐连通,并且在低压侧制冷剂罐中,使从低压侧制冷剂流路26流出的制冷剂流与从吸热用制冷剂流路24经由连接用制冷剂流路85而流出的制冷剂流合流为一个制冷剂流。



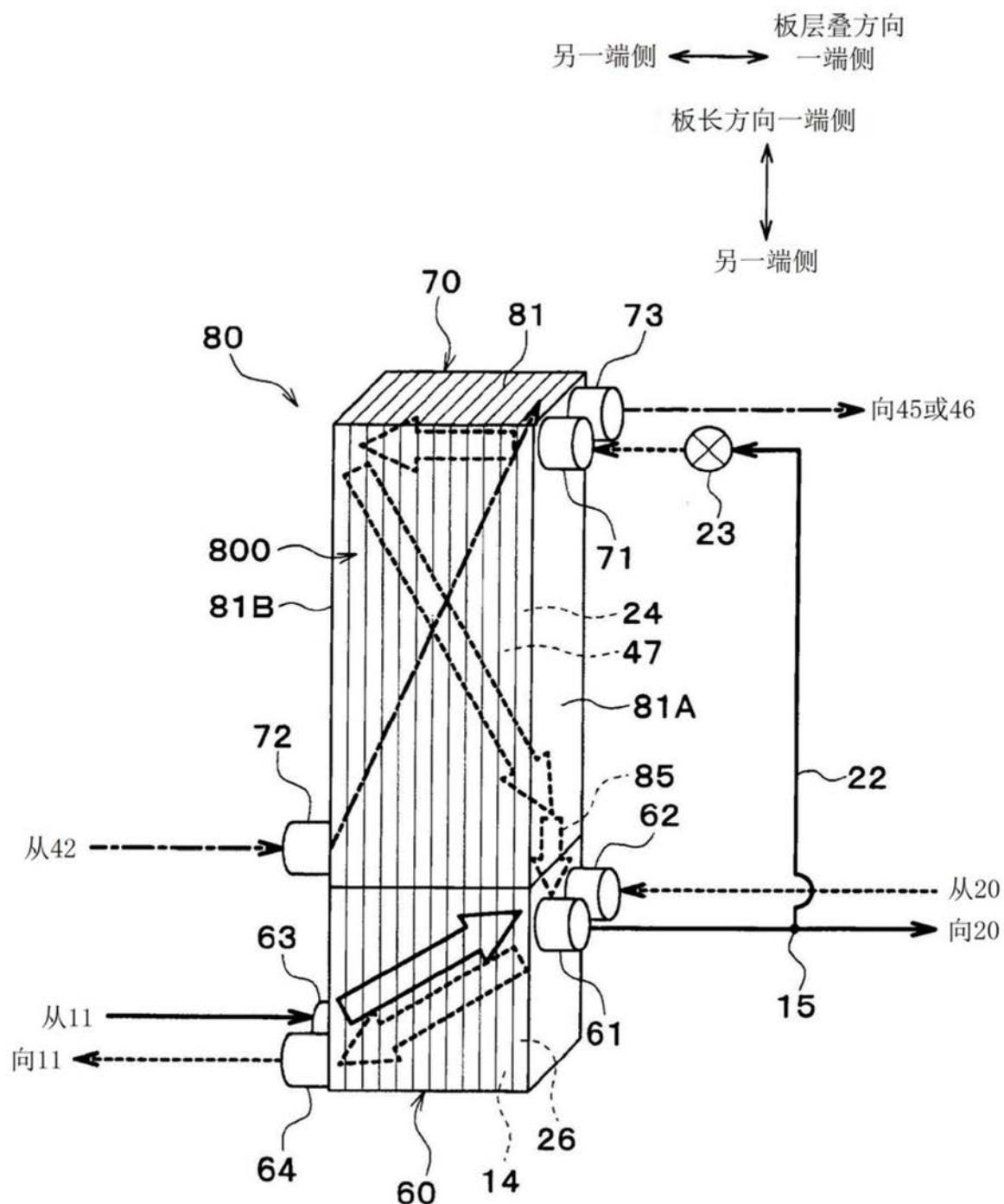


图2

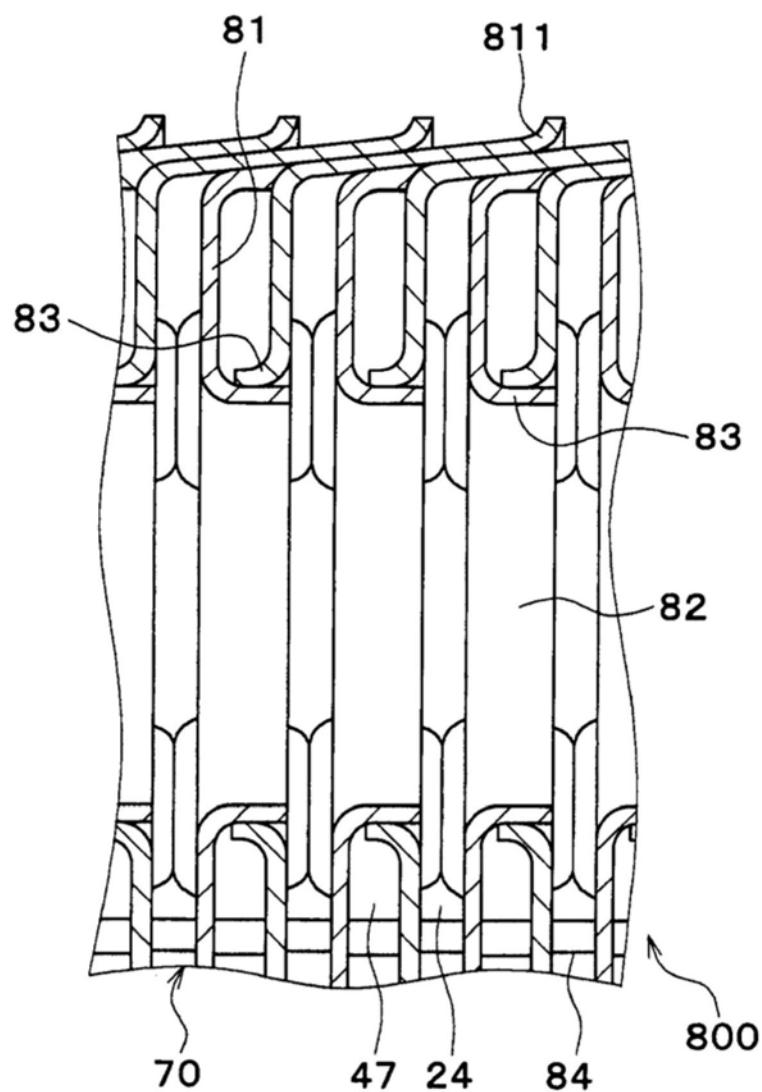


图3

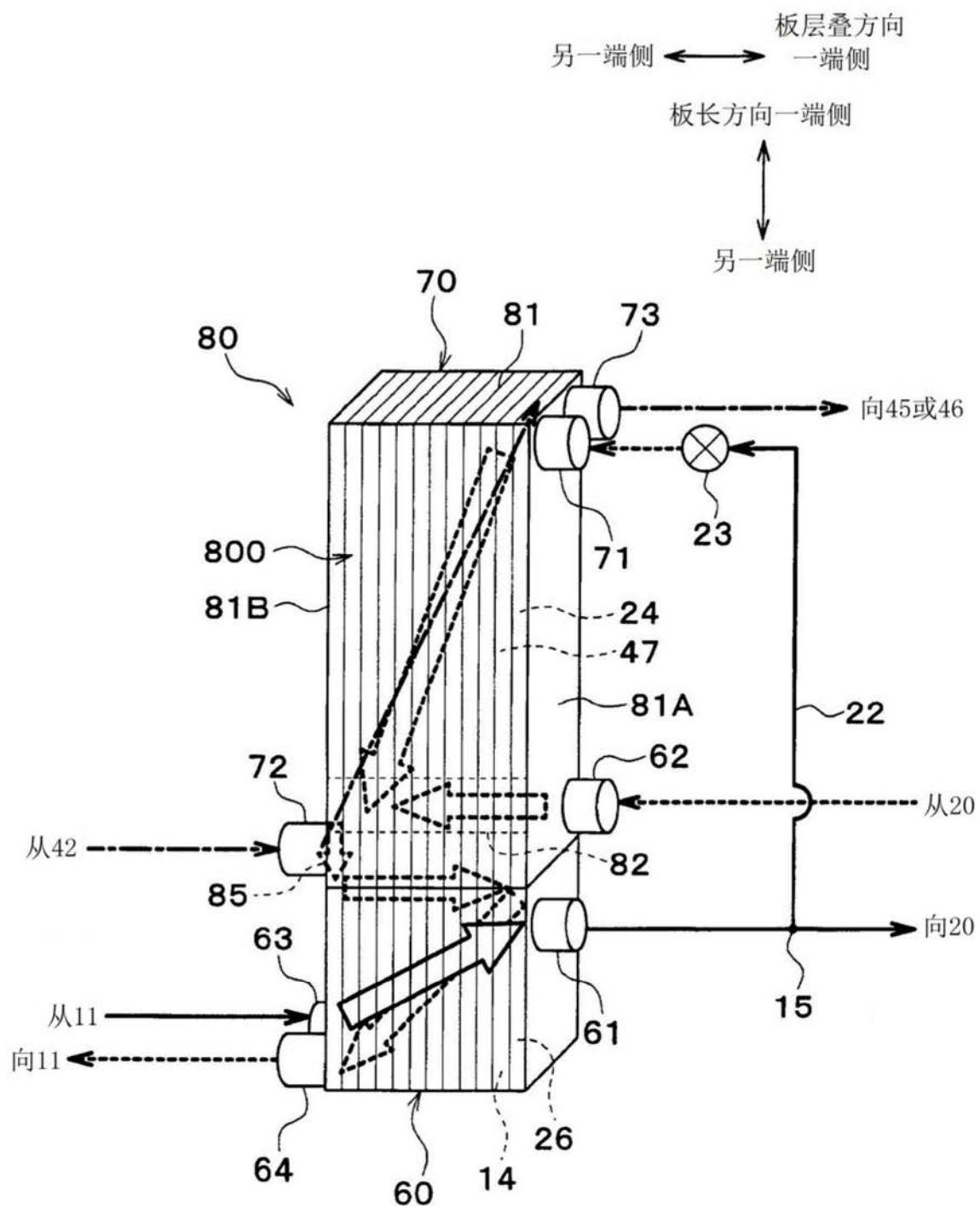


图4

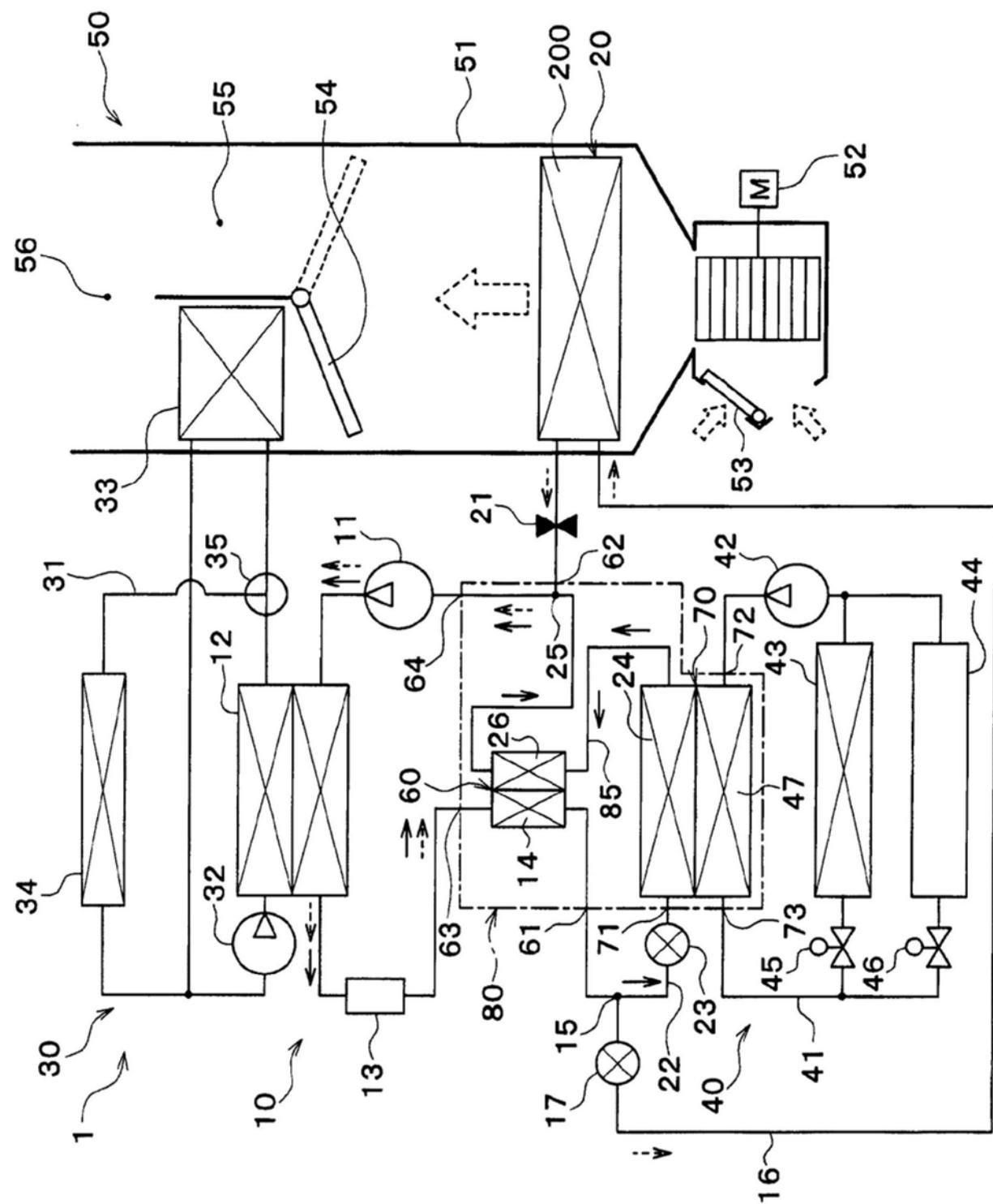


图5

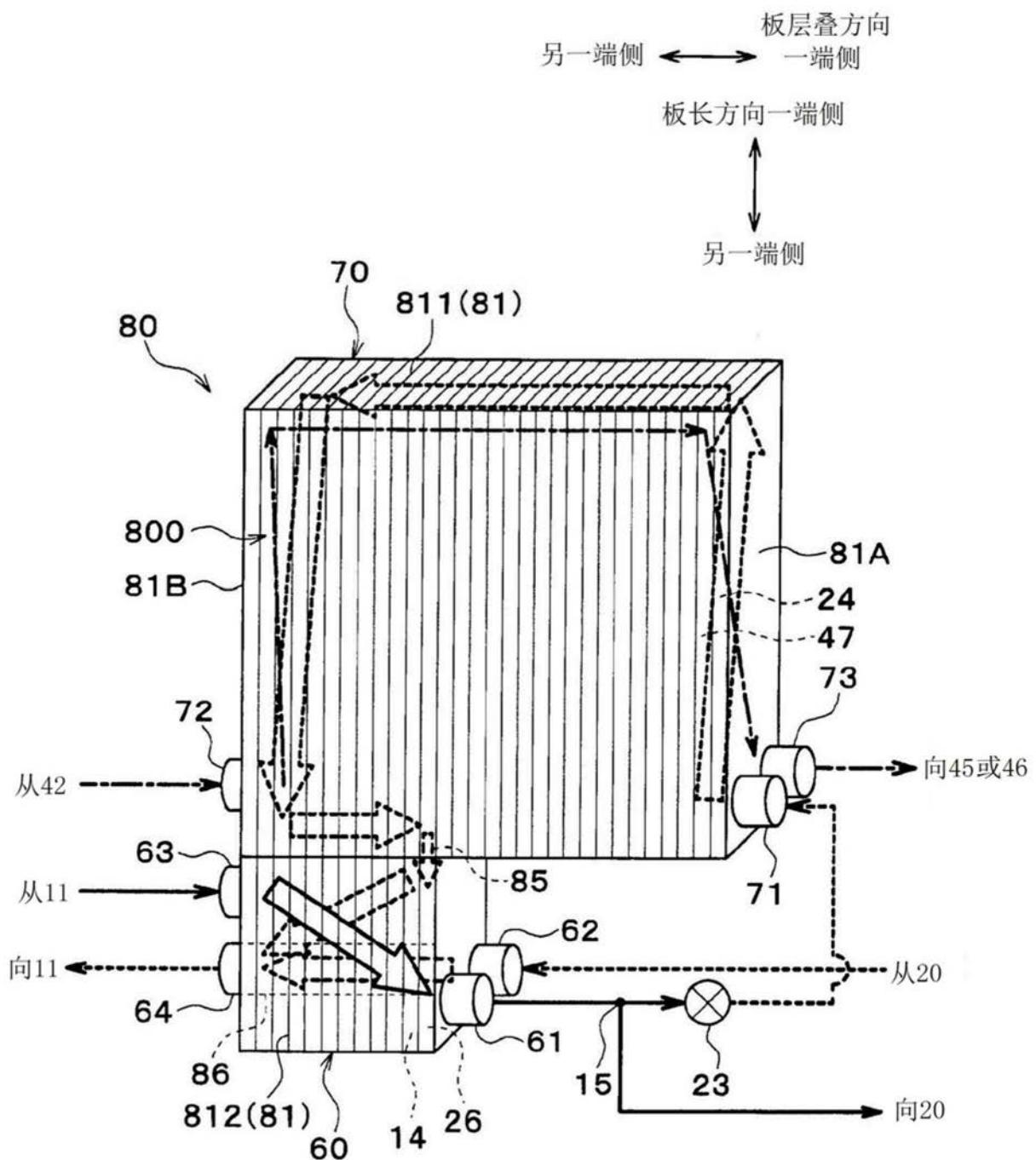


图6

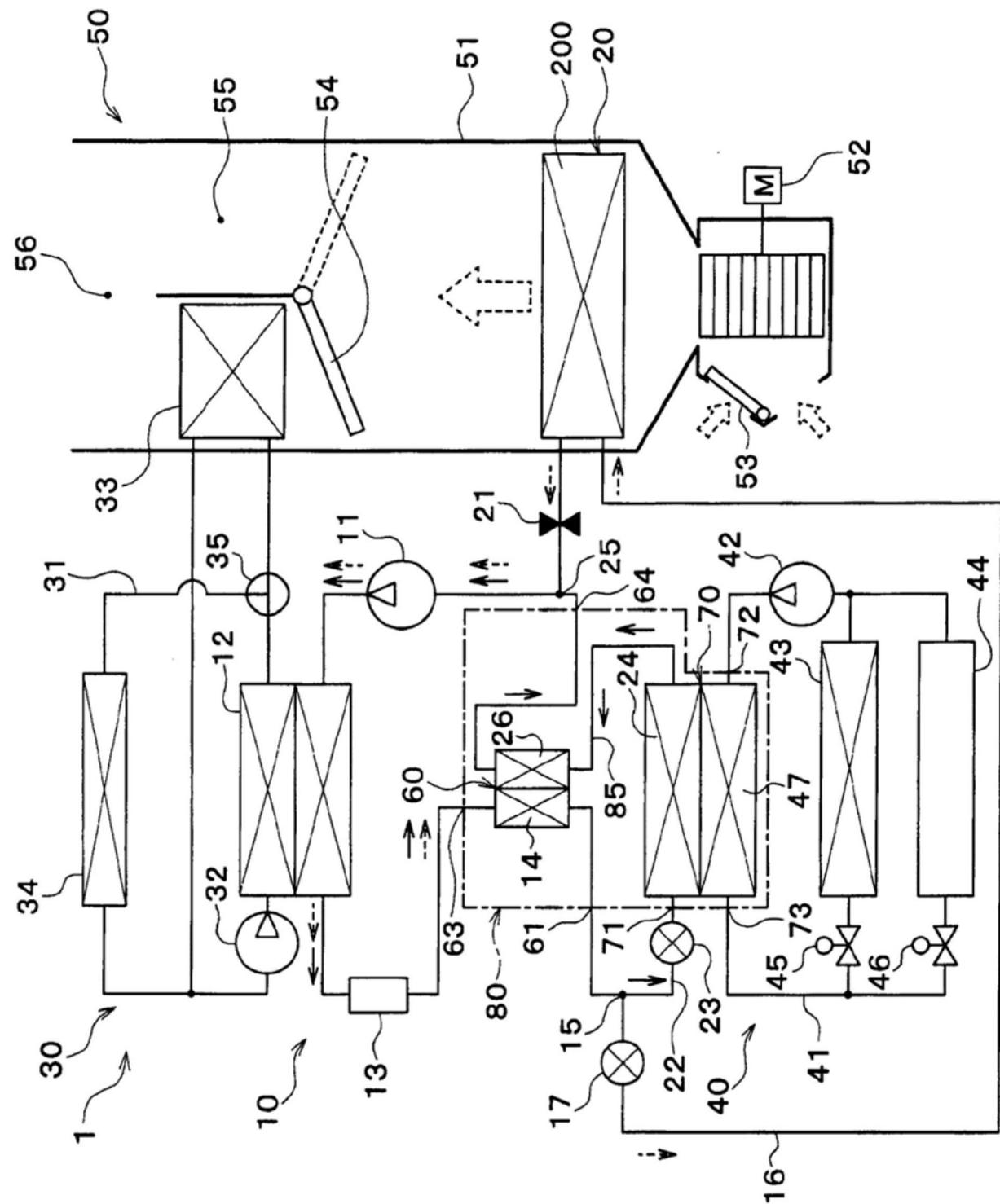


图7

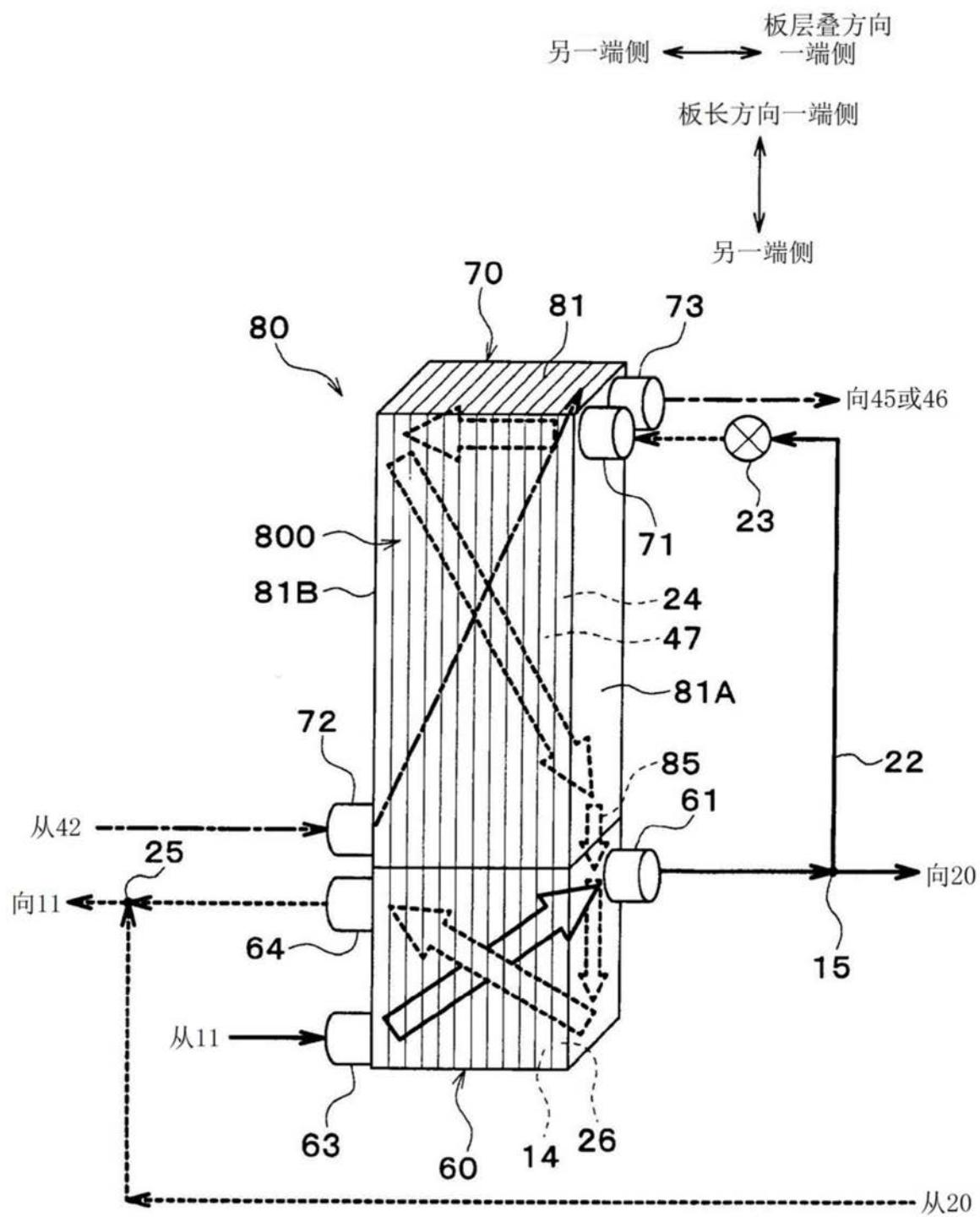


图8

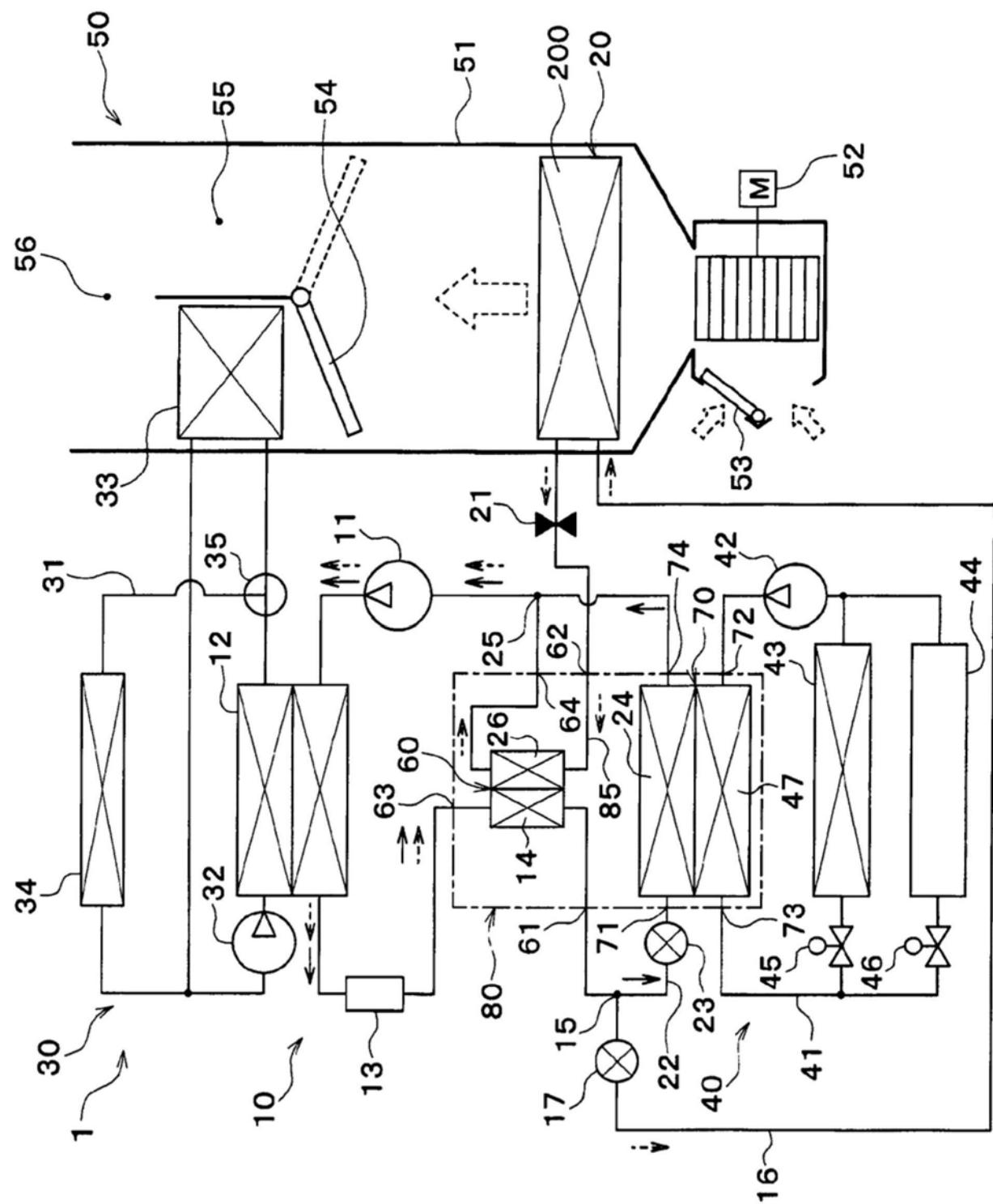


图9

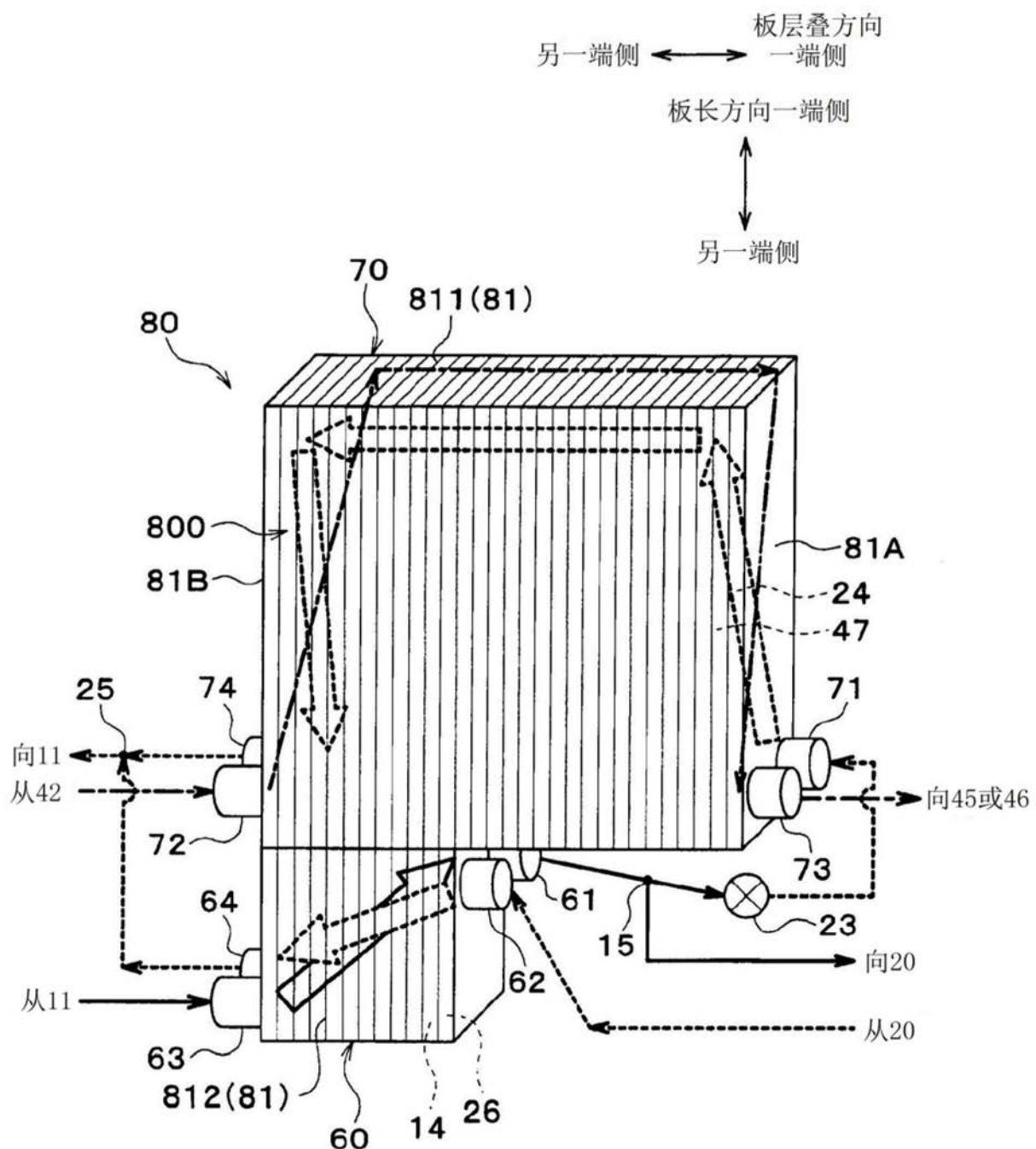


图10

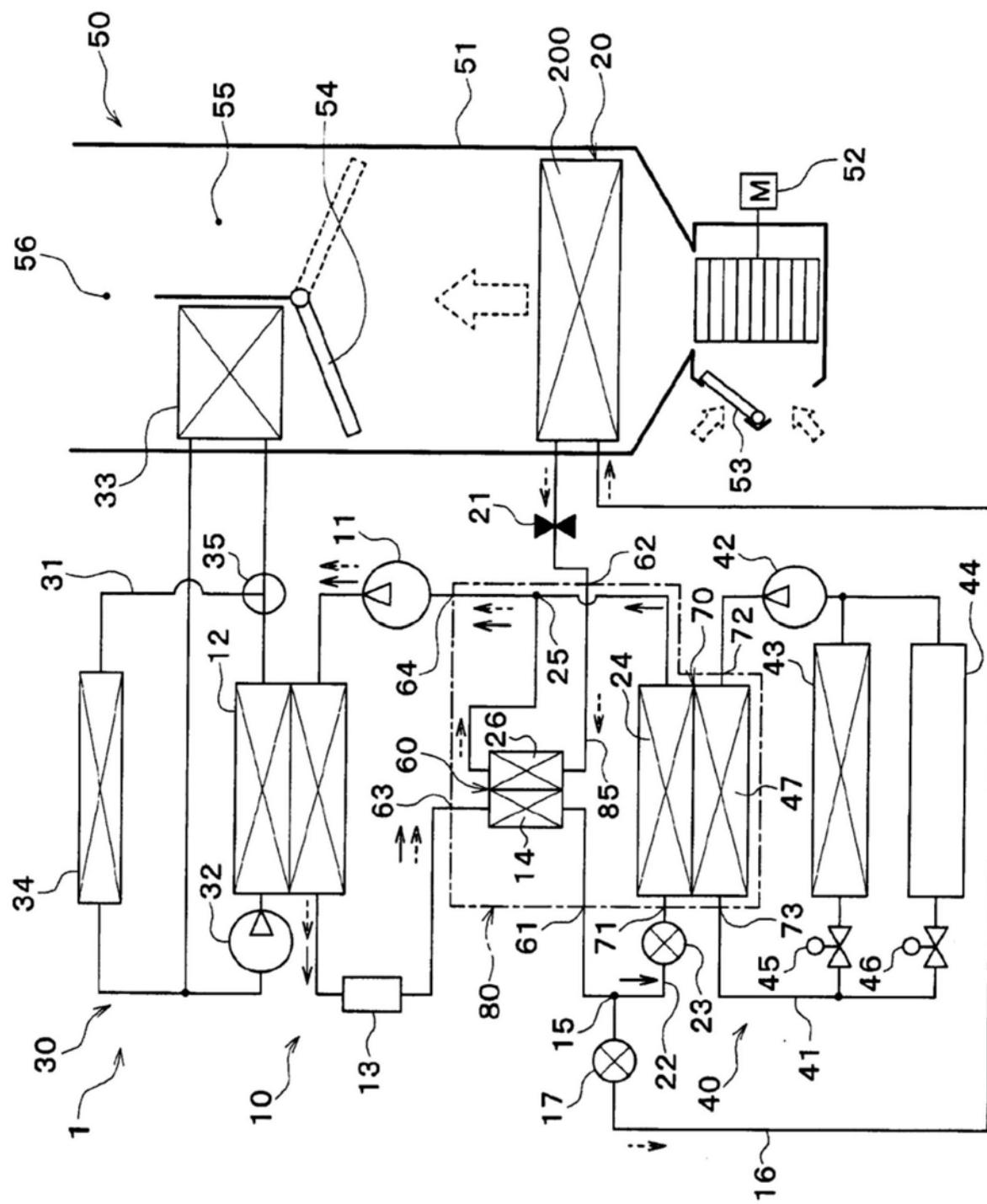


图11

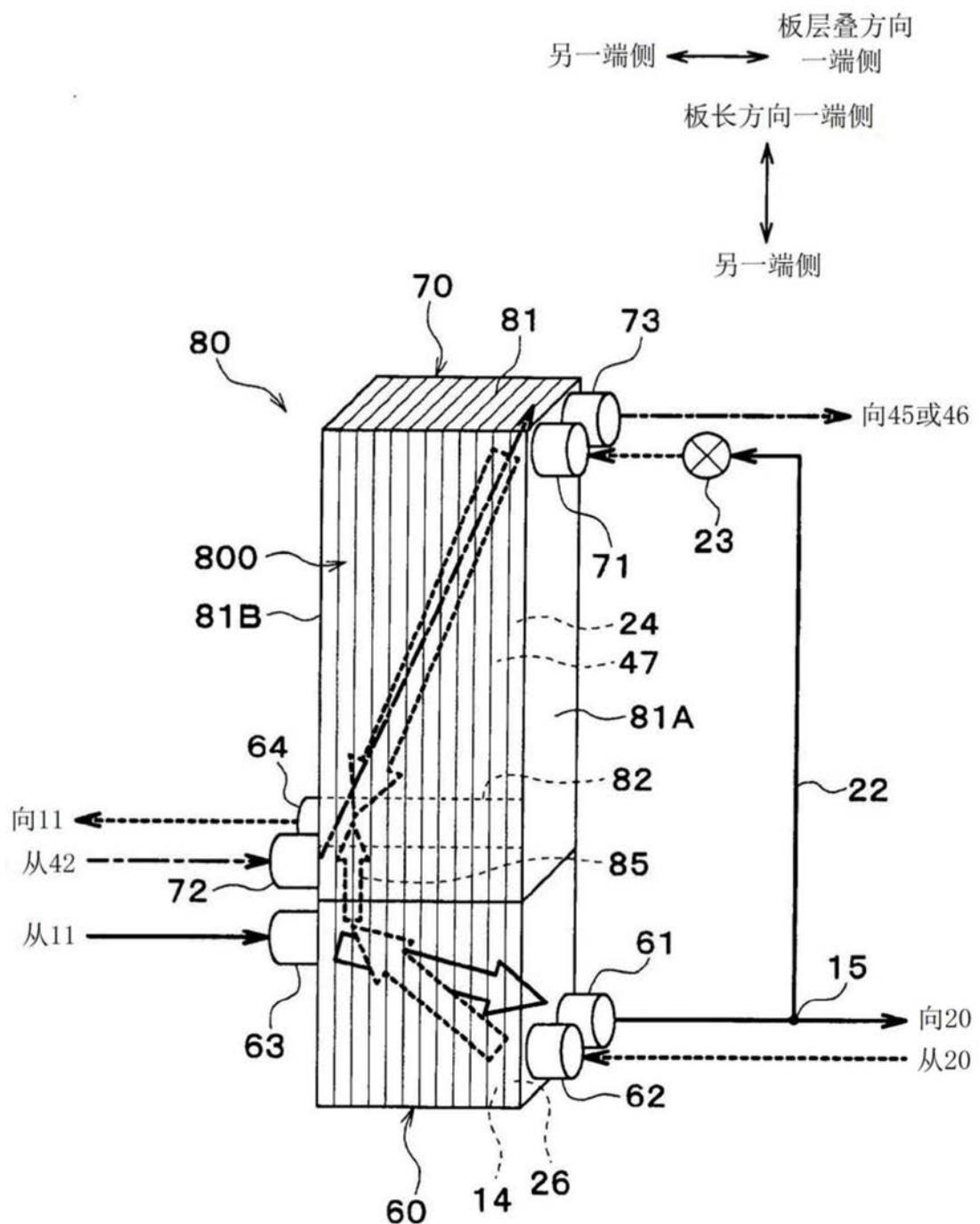


图12

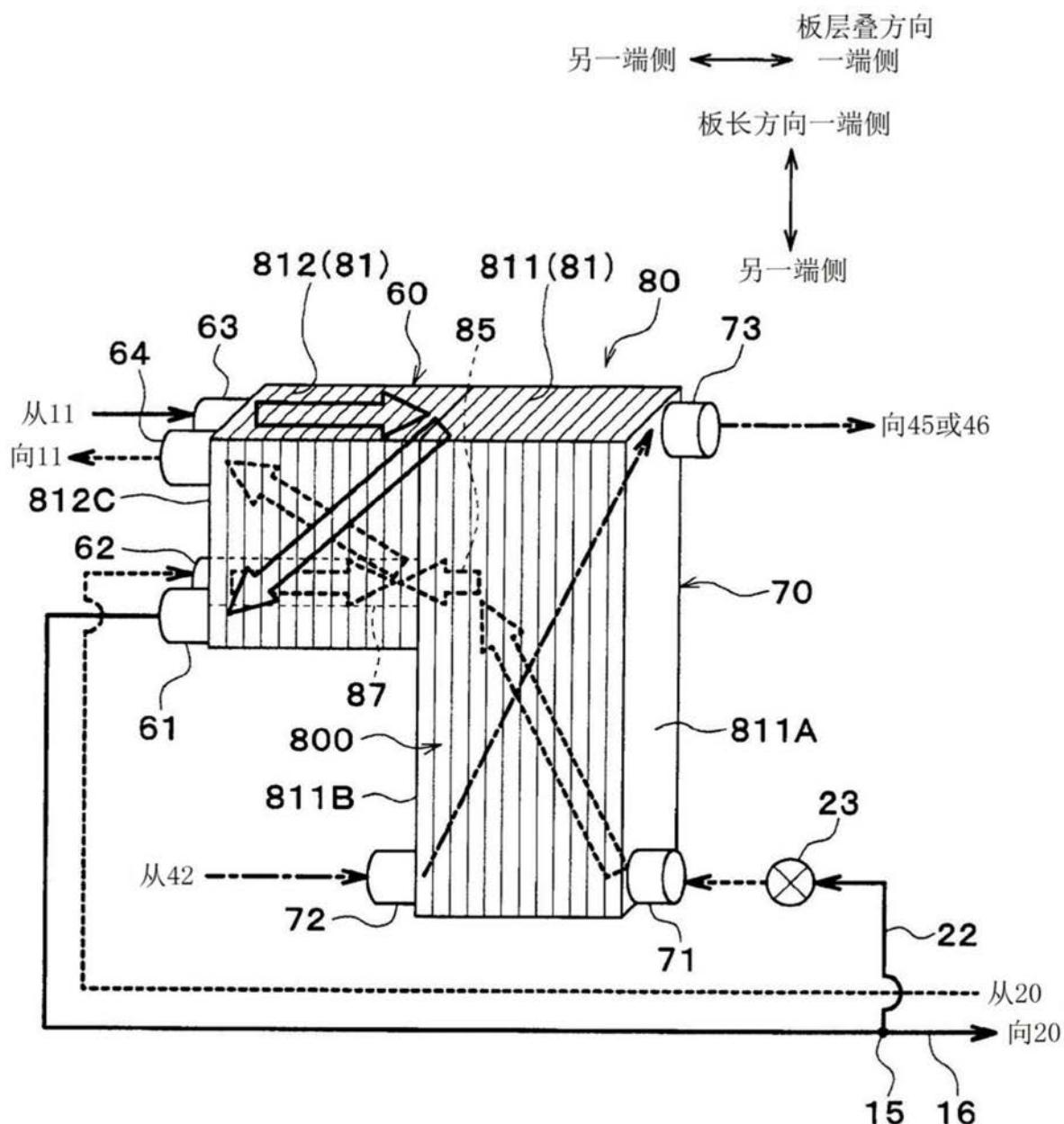


图13

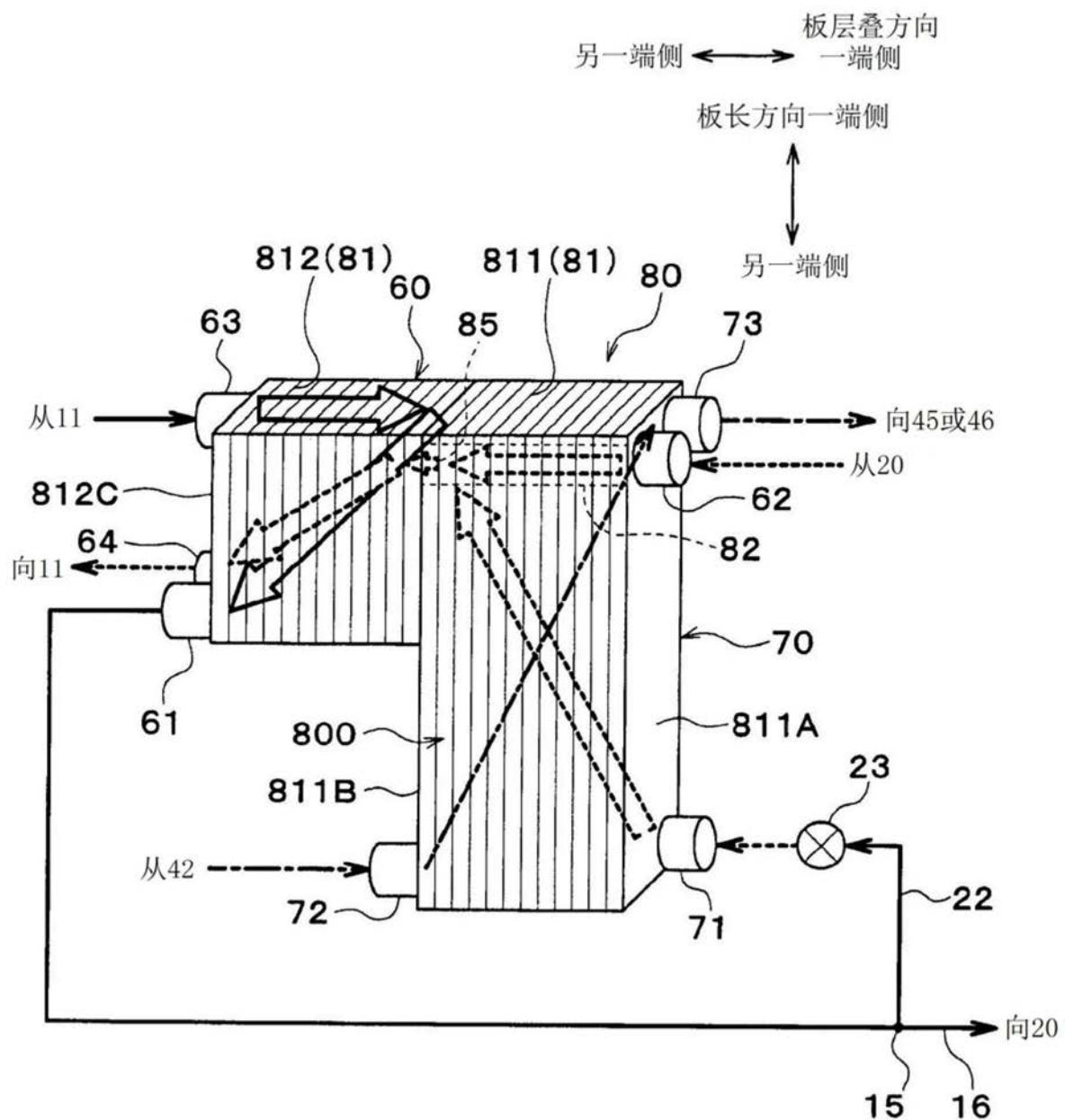


图14