



(10) 授权公告号 CN 113226812 B

(45) 授权公告日 2024. 05. 14

(21) 申请号 201980085727.5

(22) 申请日 2019.12.19

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113226812 A

(43) 申请公布日 2021.08.06

(30) 优先权数据
2018-243391 2018.12.26 JP
2019-216880 2019.11.29 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2021.06.23

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2019/049728 2019.12.19

(87) PCT国际申请的公布数据
W02020/137768 JA 2020.07.02

(73) 专利权人 株式会社电装
地址 日本爱知县

(72) 发明人 牧本直也 加藤吉毅

(74) 专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

专利代理师 张丽颖

(51) Int.Cl.
B60H 1/00 (2006.01)
B60H 1/22 (2006.01)
B60H 1/32 (2006.01)

(56) 对比文件
CN 102692100 A, 2012.09.26
CN 107499086 A, 2017.12.22
CN 108369042 A, 2018.08.03
CN 1332347 A, 2002.01.23
JP 2015101180 A, 2015.06.04
JP 2016132429 A, 2016.07.25
JP 2017062065 A, 2017.03.30
JP 2017161121 A, 2017.09.14

审查员 陈晨曦

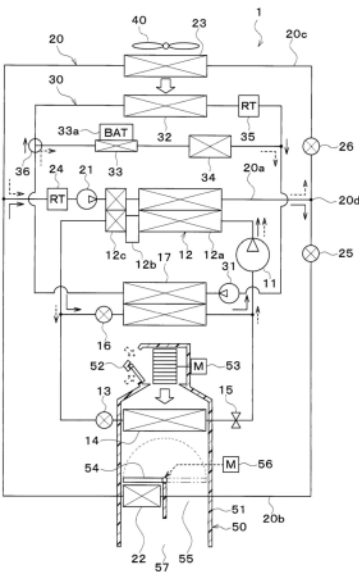
权利要求书1页 说明书23页 附图11页

(54) 发明名称

制冷循环装置及流量调整机构

(57) 摘要

具备高温热介质调整部 (25、26、28) 和控制部 (60)。高温热介质调整部 (25、26、28) 调整高温热介质流量比, 该高温热介质流量比是在空气加热器 (22) 流动的高温热介质与在散热器 (23) 流动的高温热介质的流量比。控制部 (60) 控制高温热介质调整部 (25、26、28), 以成为如下高温热介质流量比: 在高压侧热交换器 (12) 从制冷剂向高温热介质散热的热中的、相对于在空气加热器 (22) 将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度 (TA0) 所需的热而剩余的热在散热器 (23) 向车室外的空气散热。



1. 一种制冷循环装置,其特征在于,具备:

高温热介质回路,该高温热介质回路供高温热介质循环;

空气加热器,该空气加热器使所述高温热介质与向车室内吹送的空气进行热交换,从而加热所述向车室内吹送的空气;

散热器,该散热器使所述高温热介质与车室外的空气进行热交换,从而向所述车室外的空气散热;

压缩机,该压缩机吸入、压缩并排出制冷剂;

高压侧热交换器,该高压侧热交换器使从所述压缩机排出的高压的所述制冷剂与所述高温热介质进行热交换,从而从所述制冷剂向所述高温热介质散热;

减压部,该减压部使在所述高压侧热交换器热交换后的所述制冷剂减压;

蒸发器,该蒸发器使在所述减压部被减压后的所述制冷剂吸热,从而使所述制冷剂蒸发;以及

流量调整部,该流量调整部调整散热器侧流量比 G_w ,该散热器侧流量比是在所述散热器流动的所述高温热介质的流量相对于流经所述高压侧热交换器的所述高温热介质的流量的比,

最大吹出温度 TH_{max} 随着所述散热器侧流量比减少而增加,该最大吹出温度是在所述空气加热器被加热后的空气的温度的最大值,

所述散热器侧流量比越小,则相对于所述散热器侧流量比的减少的所述最大吹出温度的增加率越大。

2. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,

在所述最大吹出温度成为上限吹出温度时的所述散热器侧流量比中,所述流量调整部能够调整所述散热器侧流量比,以使在所述空气加热器被加热后的空气的温度的变动幅度成为容许值以下,该上限吹出温度是在所述空气加热器被加热后的空气的温度的上限值。

3. 根据权利要求2所述的制冷循环装置,其特征在于,

具备温度检测部,该温度检测部对在所述空气加热器被加热后的空气或流入所述空气加热器的所述高温热介质的温度进行检测,

在所述最大吹出温度成为所述上限吹出温度时的所述散热器侧流量比中,所述流量调整部能够调整所述散热器侧流量比,以使在所述空气加热器被加热后的空气的温度的变动幅度成为所述温度检测部的检测温度的误差幅度以上。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的制冷循环装置,其特征在于,

所述最大吹出温度相对于所述散热器侧流量比,由如下关系表示:

$$TH_{max} = 5.0052G_w^{-1.173}。$$

制冷循环装置及流量调整机构

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2018年12月26日申请的日本专利申请2018-243391号和2019年11月29日申请的日本专利申请2019-216880号,在此引用其记载内容。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种蒸气压缩式的制冷循环装置及用于其的流量调整机构。

背景技术

[0004] 以往,在专利文献1中,记载了如下车辆用热管理装置:在制冷循环的冷凝器被加热后的冷却液向加热器芯和散热器流动。加热器芯使向车室内吹送的空气与冷却液进行热交换而加热空气。散热器使冷却液与车室外的空气进行热交换而冷却冷却液。以下,将车室外的空气称作外气。

[0005] 在该现有技术中,通过在制冷循环的第一蒸发器被冷却后的冷却液来冷却逆变器等电气设备,并通过制冷循环的第二蒸发器来冷却向车室内吹送的空气。

[0006] 制冷剂在第一蒸发器和第二蒸发器吸收的热和制冷循环的压缩机所发出的热在冷凝器从制冷剂施加到冷却液。

[0007] 现有技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1:欧州专利申请公开第2437955号说明书

[0010] 在上述现有技术中,从冷凝器施加到冷却液的热被分配给加热器芯和散热器。因此,根据向加热器芯和散热器流动的冷却液的流量不同,加热器芯的空气加热能力会发生过量或不足。

发明内容

[0011] 本发明鉴于上述点,以在将被制冷剂加热后的热介质用于向车室内吹送的空气的加热的同时使该热介质向外气散热的制冷循环装置中,能够适当地加热向车室内吹送的空气为第一目的。

[0012] 在上述现有技术中,为了确保在加热器芯加热空气所需的热,可以考虑使在制冷循环的第一蒸发器被冷却后的冷却液向吸热用散热器和电池流动。

[0013] 吸热用散热器是使在制冷循环的第一蒸发器被冷却后的冷却液从外气吸热的热交换器。通过使在制冷循环的第一蒸发器被冷却后的冷却液向电池流动,能够使在制冷循环的第一蒸发器被冷却后的冷却液从电池吸热而冷却电池。

[0014] 在这样的结构中,在第一蒸发器被制冷剂冷却后的冷却液从吸热用散热器和电池吸热,因此,根据在吸热用散热器和电池流动的冷却液的流量不同,冷却电池的能力会发生过量或不足。

[0015] 本发明鉴于上述点,以在为了加热向车室内吹送的空气从而被制冷剂冷却后的热

介质从外气吸热的同时,通过被制冷剂冷却后的热介质冷却电池的制冷循环装置中,抑制能够适当地冷却电池为第二目的。

[0016] 本发明的第一方式的制冷循环装置具备:高温热介质回路、空气加热器、散热器、压缩机、高压侧热交换器、减压部、多个蒸发器、制冷剂流れ切换部、高温热介质调整部以及控制部。

[0017] 高温热介质回路供高温热介质循环。空气加热器使高温热介质与向车室内吹送的空气进行热交换,从而加热向车室内吹送的空气。散热器使高温热介质与车室外的空气进行热交换,从而向车室外的空气散热。压缩机吸入、压缩并排出制冷剂。高压侧热交换器使从压缩机排出的高压的制冷剂与高温热介质进行热交换。减压部使在高压侧热交换器热交换后的制冷剂减压。多个蒸发器使在减压部被减压后的制冷剂吸热,从而使制冷剂蒸发。制冷剂流切换部切换制冷剂向多个蒸发器中的一部分的蒸发器流动的状态和制冷剂向全部多个蒸发器流动的状态。高温热介质调整部调整高温热介质流量比,该高温热介质流量比是在空气加热器流动的高温热介质与在散热器流动的高温热介质的流量比。控制部控制高温热介质调整部,以成为如下高温热介质流量比:使在高压侧热交换器从制冷剂向高温热介质散热的热中的、相对于在空气加热器将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度所需的热而剩余的热在散热器向车室外的空气散热。

[0018] 由此,能够使热介质向空气加热器流动,以将在空气加热器将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度所需的热分配到空气加热器。因此,能够在空气加热器适当地加热向车室内吹送的空气。

[0019] 本发明的第二方式的制冷循环装置具备:低温热介质回路、吸热器、电池、压缩机、空气加热部、减压部、蒸发器、低温热介质调整部以及控制部。

[0020] 低温热介质回路供低温热介质循环。吸热器使低温热介质与向车室外吹送的空气进行交换,从而使低温热介质从车室外的空气吸热。电池通过低温热介质冷却。压缩机吸入、压缩并排出制冷剂。空气加热部通过使从压缩机排出的高压的制冷剂散热来加热向车室内吹送的空气。减压部使在空气加热部散热后的制冷剂减压。蒸发器使在减压部被减压后的制冷剂与低温热介质进行热交换,从而使制冷剂蒸发并且冷却低温热介质。低温热介质调整部调整低温热介质流量比,该低温热介质流量比是在吸热器流动的低温热介质与冷却电池的低温热介质的流量比。控制部控制低温热介质调整部,以成为电池被冷却至目标电池温度的低温热介质流量比。

[0021] 由此,能够使热介质向电池流动,以使电池成为目标电池温度。因此,能够一边加热向车室内吹送的空气,一边适当地冷却电池。

[0022] 在本发明的第三方式的制冷循环装置中,具备:高温热介质回路、空气加热器、散热器、压缩机、高压侧热交换器、减压部、蒸发器以及流量调整部。

[0023] 高温热介质回路供高温热介质循环。空气加热器使高温热介质与向车室内吹送的空气进行热交换,从而加热向车室内吹送的空气。散热器使高温热介质与车室外的空气进行热交换,从而向车室外的空气散热。压缩机吸入、压缩并排出制冷剂。高压侧热交换器使从压缩机排出的高压的制冷剂与高温热介质进行热交换,从而从制冷剂向高温热介质散热。减压部使在高压侧热交换器热交换后的制冷剂减压。蒸发器使在减压部被减压后的制冷剂吸热,从而使制冷剂蒸发。流量调整部调整散热器侧流量比,该散热器侧流量比是在散

热器流动的高温热介质的流量相对于流经高压侧热换热器的高温热介质的流量的比。最大吹出温度随着散热器侧流量比减少而增加,该最大吹出温度是在空气加热器被加热后的空气的温度的最大值。散热器侧流量比越小,则相对于散热器侧流量比的减少的最大吹出温度的增加率越大。

[0024] 由此,通过考虑最大吹出温度来设定流量调整部的分解能,即使在散热器侧流量比较小时,也能够将在空气加热器被加热后的空气加热至适当的温度。

[0025] 本发明的第四方式的流量调整机构用于制冷循环装置,该制冷循环装置具备:高温热介质回路、空气加热器、散热器、压缩机、高压侧热换热器、减压部以及蒸发器。

[0026] 高温热介质回路供高温热介质循环。空气加热器使高温热介质与向车室内吹送的空气进行热交换,从而加热向车室内吹送的空气。散热器使高温热介质与车室外的空气进行热交换,从而向车室外的空气散热。压缩机吸入、压缩并排出制冷剂。高压侧热换热器使从压缩机排出的高压的制冷剂与高温热介质进行热交换,从而从制冷剂向高温热介质散热。减压部使在高压侧热换热器热交换后的制冷剂减压。蒸发器使在减压部被减压后的制冷剂吸热,从而使制冷剂蒸发。

[0027] 在制冷循环装置中,最大吹出温度随着散热器侧流量比减少而增加,该最大吹出温度是在空气加热器被加热后的空气的温度的最大值,该散热器侧流量比是在散热器流动的高温热介质的流量相对于流经高压侧热换热器的高温热介质的流量的比。在制冷循环装置中,散热器侧流量比越小,则相对于散热器侧流量比的减少的最大吹出温度的增加率越大。

[0028] 在最大吹出温度成为上限吹出温度时的散热器侧流量比中,流量调整机构能够调整散热器侧流量比,以使在空气加热器被加热后的空气的温度的变动幅度成为容许值以下,该上限吹出温度是在空气加热器被加热后的空气的温度的上限值。

[0029] 由此,即使在散热器侧流量比较小时,由于能够使在空气加热器被加热后的空气的变动幅度为容许值以下,因此也能够使在空气加热器适当地加热空气。

[0030] 本发明的第五方式流量调整机构用于制冷循环装置,该制冷循环装置具备:高温热介质回路、空气加热器、散热器、压缩机、高压侧热换热器、减压部以及蒸发器。

[0031] 高温热介质回路供高温热介质循环。空气加热器使高温热介质与向车室内吹送的空气进行热交换,从而加热向车室内吹送的空气。散热器使高温热介质与车室外的空气进行热交换,从而向车室外的空气散热。压缩机吸入、压缩并排出制冷剂。高压侧热换热器使从压缩机排出的高压的制冷剂与高温热介质进行热交换,从而从制冷剂向高温热介质散热。减压部使在高压侧热换热器热交换后的制冷剂减压。蒸发器使在减压部被减压后的制冷剂吸热,从而使制冷剂蒸发。

[0032] 流量调整机构能够以规定的分解能调整散热器侧流量比,该散热器侧流量比是在散热器流动的高温热介质的流量相对于流经高压侧热换热器的高温热介质的流量的比。

[0033] 由此,能够在调整散热器侧流量比时适当地控制散热器侧流量比的变动幅度,因此能够将在空气加热器被加热后的空气加热至适当的温度。

附图说明

[0034] 本发明的上述目的和其他目的、特征、优点通过参照附图的下述的详细的记述而

变得更明确。

[0035] 图1是第一实施方式中的制冷循环装置的整体结构图。

[0036] 图2是表示第一实施方式中的制冷循环装置的电气控制部的框图。

[0037] 图3是第一实施方式中的制冷循环装置的控制装置用于切换运转模式的控制特性图。

[0038] 图4是表示第二实施方式中的制冷循环装置的一部分的结构图。

[0039] 图5是第三实施方式中的制冷循环装置的整体结构图。

[0040] 图6是第四实施方式中的制冷循环装置的整体结构图。

[0041] 图7是第五实施方式中的制冷循环装置的整体结构图。

[0042] 图8是第五实施方式中的高温侧三通阀的立体图。

[0043] 图9是图8的IX向视图。

[0044] 图10是图9的示意性的X-X剖视图,表示高温侧三通阀的工作状态的例。

[0045] 图11是表示高温侧三通阀的工作状态的例的示意性的剖视图。

[0046] 图12是表示高温侧三通阀的工作状态的例的示意性的剖视图。

[0047] 图13是表示第五实施方式中的散热器流量比与加热器芯吹出温度的关系的曲线图。

[0048] 图14是图13的XIV部放大图。

[0049] 图15是第六实施方式中的制冷循环装置的整体结构图。

具体实施方式

[0050] 以下,参照附图,对用于实施本发明的多个方式进行说明。在各实施方式中,可能对与在先的实施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。在各实施方式中仅对构成的一部分进行说明的情况下,对于构成的其他部分,能够应用在先说明过的其他实施方式。在各实施方式中,除了明示了能够具体地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,即使未明示,也能够将实施方式彼此部分地进行组合。

[0051] (第一实施方式)

[0052] 以下,基于附图,对实施方式进行说明。图1~4所示的车辆用空调装置1是将车室内空间(换言之,空调对象空间)调整为适当的温度的空调装置。车辆用空调装置1具有制冷循环装置10。在本实施方式中,将制冷循环装置10搭载于从发动机(换言之,内燃机)和行驶用电动机获得车辆行驶用的驱动力的混合动力汽车。

[0053] 本实施方式的混合动力汽车构成为能够在车辆停车时将从外部电源(换言之商用电源)供给的电力向搭载于车辆的电池(换言之车载电池)充电的插入式混合动力汽车。作为电池,能够使用例如锂离子电池。

[0054] 从发动机输出的驱动力除了用于车辆行驶用之外,还用于使发电机工作。并且,能够将由发电机发出的电力和从外部电源供给的电力积蓄于电池,积蓄于电池的电力除了行驶用电动机之外,还供给至以构成制冷循环装置10的电动式构成设备为代表的各种车载设备。

[0055] 制冷循环装置10是具备压缩机11、冷凝器12、第一膨胀阀13、空气侧蒸发器14、定

压阀15、第二膨胀阀16以及冷却水侧蒸发器17的蒸气压缩式制冷机。在本实施方式的制冷循环装置10中,作为制冷剂使用了氟利昂系制冷剂,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。

[0056] 第二膨胀阀16和冷却水侧蒸发器17在制冷剂流中,相对于第一膨胀阀13、空气侧蒸发器14以及定压阀15并列地配置。

[0057] 在制冷循环装置10形成有第一制冷剂循环回路和第二制冷剂循环回路。在第一制冷剂循环回路中,制冷剂以压缩机11、冷凝器12、第一膨胀阀13、空气侧蒸发器14、定压阀15、压缩机11的顺序循环。在第二制冷剂循环回路中,制冷剂以压缩机11、冷凝器12、第二膨胀阀16、冷却水侧蒸发器17的顺序循环。

[0058] 压缩机11是由从电池供给的电力驱动的电动压缩机,吸入制冷循环装置10的制冷剂,并压缩后排出。压缩机11的电动机由控制装置60控制。压缩机11也可以是由带驱动的可变容量压缩机。

[0059] 冷凝器12是使从压缩机11排出的高压侧制冷剂与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换的高压侧热交换器。

[0060] 冷凝器12具有冷凝部12a、接收器12b以及过冷却部12c。冷凝部12a通过使从压缩机11排出的高压侧制冷剂与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换来使高压侧制冷剂冷凝。

[0061] 高温冷却水回路20的冷却水是作为热介质的流体。高温冷却水回路20的冷却水是高温热介质。在本实施方式中,作为高温冷却水回路20的冷却水,使用了至少含有乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体的液体、或者防冻液体。高温冷却水回路20是供高温热介质循环的高温热介质回路。

[0062] 接收器12b是将从冷凝器12流出的高压制冷剂的气液分离,使分离后的液相制冷剂向下游侧流出,并贮存循环的剩余制冷剂的气液分离部。

[0063] 过冷却部12c使从接收器12b流出的液相制冷剂与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换而对液相制冷剂进行过冷却。

[0064] 第一膨胀阀13是使从接收器12b流出的液相制冷剂减压膨胀的第一减压部。第一膨胀阀13是机械式的温度式膨胀阀。机械式膨胀阀具有感温部,是通过膜片等机械性机构来驱动阀芯的温度式膨胀阀。

[0065] 空气侧蒸发器14是使从第一膨胀阀13流出的制冷剂与向车室内吹送的空气进行热交换而使制冷剂蒸发的蒸发器。在空气侧蒸发器14中,制冷剂从向车室内吹送的空气吸热。空气侧蒸发器14是冷却向车室内吹送的空气的空气冷却器。

[0066] 定压阀15是将空气侧蒸发器14的出口侧的制冷剂的压力维持为规定值的压力调整部。定压阀15由机械式的可变节流机构构成。具体而言,当空气侧蒸发器14的出口侧的制冷剂的压力低于规定值时,定压阀15使制冷剂通路的通路面积(即,节流开度)减小,当空气侧蒸发器14的出口侧的制冷剂的压力超过规定值时,定压阀15使制冷剂通路的通路面积(即,节流开度)增加。被定压阀15压力调整后的气相制冷剂被吸入压缩机11而被压缩。

[0067] 在循环中循环的循环制冷剂流量的变动较小的情况等,也可以采用由节流孔、毛细管等构成的固定节流部件来代替定压阀15。

[0068] 第二膨胀阀16是使从冷凝器12流出的液相制冷剂减压膨胀的第二减压部。第二膨

胀阀16是电气式膨胀阀。电气式膨胀阀是构成为具有能够变更节流开度的阀芯和使阀芯的开度变化的电动致动器的电气式的可变节流机构。第二膨胀阀16能够将制冷剂流路全闭。

[0069] 第二膨胀阀16是能够切换制冷剂向空气侧蒸发器14和冷却水侧蒸发器17中的空气侧蒸发器14流动的状态和制冷剂向空气侧蒸发器14和冷却水侧蒸发器17这双方流动的状态的制冷剂流切换部。

[0070] 第二膨胀阀16的工作由从控制装置60输出的控制信号控制。第二膨胀阀16可以是机械式的温度膨胀阀。在第二膨胀阀16是机械式的温度膨胀阀的情况下,对第二膨胀阀16侧的制冷剂流路进行开闭的开闭阀需要与第二膨胀阀16单独地设置。

[0071] 冷却水侧蒸发器17是使从第二膨胀阀16流出的制冷剂与低温冷却水回路30的冷却水进行热交换来使制冷剂蒸发的蒸发器。在冷却水侧蒸发器17中,制冷剂从低温冷却水回路30的冷却水吸热。冷却水侧蒸发器17是冷却低温冷却水回路30的冷却水的热介质冷却器。在冷却水侧蒸发器17蒸发后的气相制冷剂被吸入压缩机11而被压缩。

[0072] 低温冷却水回路30的冷却水是作为热介质的流体。低温冷却水回路30的冷却水是低温热介质。在本实施方式中,作为低温冷却水回路30的冷却水,使用了至少包含乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体的液体、或者防冻液体。低温冷却水回路30是供低温的热介质循环的低温热介质回路。

[0073] 在高温冷却水回路20配置有冷凝器12、高温侧泵21、加热器芯22、高温侧散热器23、高温侧贮水箱24、加热器芯流路开闭阀25以及散热器流路开闭阀26。

[0074] 高温侧泵21是吸入冷却水并排出的热介质泵。高温侧泵21是电动式的泵。高温侧泵21是排出流量恒定的电动式的泵,但高温侧泵21也可以是排出流量可变的电动式的泵。

[0075] 加热器芯22是使高温冷却水回路20的冷却水与向车室内吹送的空气进行热交换而加热向车室内吹送的空气的空气加热器。在加热器芯22中,冷却水向向车室内吹送的空气散热。

[0076] 冷凝器12和加热器芯22是通过使从压缩机11排出的高压的制冷剂散热来加热向车室内吹送的空气的空气加热部。

[0077] 高温侧散热器23是使高温冷却水回路20的冷却水与外气进行热交换来从冷却水向外气散热的散热器。

[0078] 高温侧贮水箱24是贮留剩余冷却水的冷却水贮留部。通过高温侧贮水箱24贮留剩余冷却水,能够抑制在各流路循环的冷却水的液量降低。

[0079] 高温侧贮水箱24是密闭式贮水箱或大气开放式贮水箱。密闭式贮水箱是使积蓄的冷却水的液面的压力为规定压力的贮水箱。大气开放式贮水箱是使积蓄的冷却水的液面的压力为大气压的贮水箱。

[0080] 冷凝器12、高温侧泵21以及高温侧贮水箱24配置于冷凝器流路20a。冷凝器流路20a是供高温冷却水回路20的冷却水流动的流路。

[0081] 加热器芯22和加热器芯流路开闭阀25配置于加热器芯流路20b。加热器芯流路20b是供高温冷却水回路20的冷却水流动的流路。加热器芯流路开闭阀25是对加热器芯流路20b进行开闭的电磁阀。加热器芯流路开闭阀25的工作由控制装置60控制。

[0082] 高温侧散热器23和散热器流路开闭阀26配置于散热器流路20c。散热器流路20c是高温冷却水回路20的冷却水相对于加热器芯22并联地流动的流路。散热器流路开闭阀26是

对散热器流路20c进行开闭的电磁阀。散热器流路开闭阀26的工作由控制装置60控制。

[0083] 加热器芯流路开闭阀25在高温冷却水回路20中配置于作为加热器芯流路20b和散热器流路20c的分支部的高温侧分支部20d与加热器芯22之间。加热器芯流路开闭阀25对流入加热器芯22的高温冷却水回路20的冷却水的流量进行调整。

[0084] 散热器流路开闭阀26在高温冷却水回路20中配置于高温侧分支部20d与高温侧散热器23之间。散热器流路开闭阀26对流入高温侧散热器23的高温冷却水回路20的冷却水的流量进行调整。

[0085] 加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26是对在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比进行调整的高温热介质调整部。在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比是高温热介质流量比。散热器流路开闭阀26是散热器侧调整部。加热器芯流路开闭阀25是空气加热器侧调整部。加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26是对冷却水的流量进行调整的流量调整机构(换言之,流量调整机构)。

[0086] 在低温冷却水回路30配置有低温侧泵31、冷却水侧蒸发器17、低温侧散热器32、电池33、充电器34以及低温侧贮水箱35。

[0087] 低温侧泵31是吸入冷却水并排出的热介质泵。低温侧泵31是电动式的泵。低温侧散热器32是使低温冷却水回路30的冷却水与外气进行热交换而使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热的吸热器。

[0088] 高温侧散热器23和低温侧散热器32在外气的流动方向上依次串联地配置。通过室外送风机40向高温侧散热器23和低温侧散热器32吹送外气。

[0089] 室外送风机40是朝向高温侧散热器23和低温侧散热器32吹送外气的外气送风部。室外送风机40是由电动机驱动风扇的电动送风机。室外送风机40的工作由控制装置60控制。

[0090] 高温侧散热器23、低温侧散热器32以及室外送风机40配置于车辆的最前部。因此,在车辆的行驶时,行驶风能够碰到高温侧散热器23和低温侧散热器32。

[0091] 充电器34是用于向电池33补充电力的设备。电池33和充电器34是搭载于车辆的车载设备,是随着工作而发热的发热设备。电池33和充电器34将随着工作产生的废热向低温冷却水回路30的冷却水散热。换言之,电池33和充电器34向低温冷却水回路30的冷却水供给热。

[0092] 低温侧贮水箱35是贮留剩余冷却水的冷却水贮留部。通过在低温侧贮水箱35贮留剩余冷却水,能够抑制在各流路循环的冷却水的液量降低。低温侧贮水箱35是密闭式贮水箱或大气开放式贮水箱。

[0093] 在低温冷却水回路30配置有三通阀36。三通阀36是对向电池33侧流动的冷却水的流量与向低温侧散热器32侧流动的冷却水的流量的流量比进行调整的低温热介质调整部。向电池33侧流动的冷却水的流量与向低温侧散热器32侧流动的冷却水的流量的流量比是低温热介质流量比。三通阀36是切换冷却水向低温侧散热器32流动的状态和不流动的状态的热介质流切换部。三通阀36的工作由控制装置60控制。

[0094] 空气侧蒸发器14和加热器芯22收容于室内空调单元50的空调壳体51。室内空调单元50配置于车室内前部的未图示的仪表盘的内侧。空调壳体51是形成空气通路的空气通路

形成部件。

[0095] 加热器芯22在空调壳体51内的空气通路中配置于空气侧蒸发器14的空气流的下游侧。在空调壳体51配置有内外气切换箱52和室内送风机53。

[0096] 内外气切换箱52是将内气和外气切换导入空调壳体51内的空气通路的内外气切换部。室内送风机53吸入并吹送通过内外气切换箱52导入到空调壳体51内的空气通路的内气和外气。室内送风机53的工作由控制装置60控制。

[0097] 在空调壳体51内的空气通路中,在空气侧蒸发器14与加热器芯22之间配置有空气混合门54。空气混合门54对通过空气侧蒸发器14后的冷风中的流入加热器芯22的冷风和在冷风旁通通路55流动的冷风的风量比率进行调整。

[0098] 冷风旁通通路55是供通过空气侧蒸发器14后的冷风绕过加热器芯22流动的空气通路。

[0099] 空气混合门54是具有旋转轴和门基板部的旋转式门,该旋转轴被支承为能够相对于空调壳体51旋转,该门基板部与旋转轴结合。通过调整空气混合门54的开度位置,能够将从空调壳体51向车室内吹出的空调风的温度调整为所希望的温度。

[0100] 空气混合门54的旋转轴由伺服电机56驱动。空气混合门用伺服电机56的工作由控制装置60控制。

[0101] 空气混合门54也可以是在与空气流大致正交的方向上滑动移动的滑动门。滑动门可以由刚体形成的板状的门。也可以是由具有可挠性的薄膜材料形成的薄膜门。

[0102] 由空气混合门54温度调整后的空调风从形成于空调壳体51的吹出口57向车室内吹出。

[0103] 图2所示的控制装置60包含含有CPU、ROM以及RAM等的周知的微型计算机及其周边电路。控制装置60基于存储于ROM内的控制程序进行各种运算、处理。在控制装置60的输出侧连接有各种控制对象设备。控制装置60是控制各种控制对象设备的工作的控制部。

[0104] 由控制装置60控制的控制对象设备是:压缩机11、第二膨胀阀16、加热器芯流路开闭阀25、散热器流路开闭阀26、三通阀36、室外送风机40、室内送风机53以及空气混合门用伺服电机56等。

[0105] 控制装置60中的控制压缩机11的电动机的软件和硬件是制冷剂排出能力控制部。控制装置60中的控制第二膨胀阀16的软件和硬件是节流控制部。

[0106] 控制装置60中的控制加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26的软件和硬件是高温热介质流控制部。

[0107] 控制装置60中的控制三通阀36的软件和硬件是低温热介质流控制部。

[0108] 控制装置60中的控制室外送风机40的软件和硬件是外气送风能力控制部。

[0109] 控制装置60中的控制室内送风机53的软件和硬件是空气送风能力控制部。

[0110] 控制装置60中的控制空气混合门用伺服电机56的软件和硬件是风量比率控制部。

[0111] 在控制装置60的输入侧连接有内气温度传感器61、外气温度传感器62、日照量传感器63、蒸发器吸入空气温度传感器64、蒸发器温度传感器65、加热器芯入口冷却水温度传感器66、电池入口冷却水温度传感器67、电池温度传感器68等各种控制用传感器组。

[0112] 内气温度传感器61对车室内温度 T_r 进行检测。外气温度传感器62对外气温度 T_{am} 进行检测。日照量传感器63对车室内的日照量 T_s 进行检测。

[0113] 蒸发器吸入空气温度传感器64是对被吸入空气侧蒸发器14的air的温度TEin进行检测的空气温度检测部。

[0114] 蒸发器温度传感器65是对空气侧蒸发器14的温度TE进行检测的温度检测部。蒸发器温度传感器65是例如对空气侧蒸发器14的热交换翅片的温度进行检测的翅片热敏电阻、对在空气侧蒸发器14流动的制冷剂的温度进行检测的制冷剂温度传感器等。

[0115] 加热器芯入口冷却水温度传感器66是对流入加热器芯22的冷却水的温度THin进行检测的热介质温度检测部。

[0116] 电池入口冷却水温度传感器67是对流入电池33的冷却水的温度进行检测的热介质温度检测部。

[0117] 电池温度传感器68是对电池33的温度进行检测的电池温度检测部。例如,电池温度传感器68对电池33的各元件的温度进行检测。

[0118] 在控制装置60的输入侧连接有未图示的各种操作开关。各种操作开关设置于操作面板70,由乘员进行操作。操作面板70配置于车室内前部的仪表盘附近。在控制装置60输入有来自各种操作开关的操作信号。

[0119] 各种操作开关是空调开关、温度设定开关等。空调开关设定是否由室内空调单元50进行air的冷却。温度设定开关设定车室内的设定温度。

[0120] 接着,对上述结构的工作进行说明。在操作面板70的空调开关被乘员设为接通的情况下,控制装置60基于空气侧蒸发器14的吸入空气温度TEin及目标吹出温度TA0等和图3所示的控制映射图来切换运转模式。作为运转模式,至少有制冷模式、第一除湿制热模式、第二除湿制热模式以及第三除湿制热模式。

[0121] 目标吹出温度TA0是向车室内吹出的吹出air的目标温度。控制装置60基于以下的公式计算出目标吹出温度TA0。

[0122]
$$TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times T_s + C$$

[0123] 在该公式中,Tset是通过操作面板70的温度设定开关设定的车室内设定温度,Tr是由内气温度传感器61检测出的内气温度,Tam是由外气温度传感器62检测出的外气温度,Ts是由日照量传感器63检测出的日照量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是校正用的常数。

[0124] 在目标吹出温度TA0的低温域中切换为制冷模式。随着目标吹出温度TA0成为高温而切换为第一除湿制热模式→第二除湿制热模式→第三除湿制热模式。空气侧蒸发器14的吸入空气温度TEin越是高温则目标吹出温度TA0的阈值越大。

[0125] 在制冷模式中,通过在空气侧蒸发器14冷却向车室内吹送的air来对车室内进行制冷。

[0126] 在第一除湿制热模式、第二除湿制热模式以及第三除湿制热模式中,在空气侧蒸发器14将向车室内吹送的air冷却除湿,并在加热器芯22加热在空气侧蒸发器14中冷却除湿后的air,由此对车室内进行除湿制热。

[0127] 在第一除湿制热模式中,高温冷却水回路20的冷却水的热量相对于加热器芯22所需的热量成为剩余,因此,使高温冷却水回路20的冷却水的剩余热在高温侧散热器23向外气散热。第一除湿制热模式是在高温侧散热器23向外气散热的散热模式。

[0128] 在第二除湿制热模式中,高温冷却水回路20的冷却水的热量相对于加热器芯22所需的热量不足,因此,在低温侧散热器32从外气吸收不足的热量。第二除湿制热模式是在低

温侧散热器32从外气吸热的吸热模式。

[0129] 在第三除湿制热模式中,高温冷却水回路20的冷却水的热量相对于加热器芯22所需的热量不足,因此,在低温侧散热器32从外气以容许范围内的最大能力吸收不足的热量。

[0130] 在切换第一除湿制热模式和第二除湿制热模式时,控制装置60暂时实施转移模式。

[0131] 在转移模式中,同时实施第一除湿制热模式和第二除湿制热模式。即,在转移模式中,与第一除湿制热模式相同地在高温侧散热器23从高温冷却水回路20的冷却水向外气散热,并且与第二除湿制热模式相同地在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热。由此,能够使第一除湿制热模式和第二除湿制热模式的切换变得顺畅。

[0132] 接着,对制冷模式、第一除湿制热模式、第二除湿制热模式、第三除湿制热模式以及转移模式中的工作进行说明。

[0133] 在制冷模式、第一除湿制热模式、第二除湿制热模式、第三除湿制热模式以及转移模式中,控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号等来决定与控制装置60连接的各种控制设备的工作状态(换言之,向各种控制设备输出的控制信号)。

[0134] (1) 制冷模式

[0135] 在制冷模式中,控制装置60使压缩机11和高温侧泵21工作。在制冷模式中,控制装置60使加热器芯流路开闭阀25开阀,并使散热器流路开闭阀26开阀。

[0136] 由此,在制冷模式时的制冷循环装置10中,制冷剂如图1的虚线箭头那样流动,关于在循环中循环的制冷剂的状态,如以下那样变化。

[0137] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12。流入到冷凝器12的制冷剂向高温冷却水回路20的冷却水散热。由此,在冷凝器12中,制冷剂被冷却而冷凝。

[0138] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,在第一膨胀阀13被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第一膨胀阀13被减压后的低压制冷剂流入空气侧蒸发器14,从向车室内吹送的空气吸热而蒸发。由此,向车室内吹送的空气被冷却。

[0139] 并且,从空气侧蒸发器14流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,而再次在压缩机11被压缩。

[0140] 这样,在制冷模式中,能够在空气侧蒸发器14使低压制冷剂从空气吸热,并将被冷却后的空气向车室内吹出。由此,能够实现车室内的制冷。

[0141] 在制冷模式时的高温冷却水回路20中,如图1的虚线箭头所示,高温冷却水回路20的冷却水在高温侧散热器23循环,而在高温侧散热器23从冷却水向外气散热。

[0142] 此时,如图1的实线箭头所示,在加热器芯22也有高温冷却水回路20的冷却水循环,加热器芯22中的从冷却水向空气的散热量由空气混合门54调整。

[0143] 关于向空气混合门54的伺服电机输出的控制信号,决定为:被空气混合门54温度调整后的空调风成为目标吹出温度TA0。具体而言,空气混合门54的开度基于目标吹出温度TA0、空气侧蒸发器14的温度TE、流入加热器芯22的冷却水的温度THin等而决定。

[0144] 在制冷模式中需要冷却电池33的情况下,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀,并且控制低温侧泵31和三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动。

[0145] 由此,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减

压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。并且,在低温冷却水回路30中,如图1的虚线箭头所示,在电池33有冷却水循环,从而电池33被冷却。

[0146] 此时,通过三通阀36调整向电池33流动的冷却水的流量,以将电池33冷却至目标电池温度。

[0147] 从目标电池温度减去实际的电池33的温度而得的温度差越大,则使向电池33流动的冷却水的流量越多。从目标电池温度减去实际的电池33的温度而得的温度差越小,则使向电池33流动的冷却水的流量越少。

[0148] 从目标电池温度减去流入电池33的冷却水的温度而得的温度差越小,则使向电池33流动的冷却水的流量越多。从目标电池温度减去流入电池33的冷却水的温度而得的温度差越大,则使向电池33流动的冷却水的流量越少。

[0149] (2) 第一除湿制热模式

[0150] 在第一除湿制热模式中控制装置60使压缩机11和高温侧泵21工作。在第一除湿制热模式中,使加热器芯流路开闭阀25开阀,并使散热器流路开闭阀26开阀。

[0151] 在第一除湿制热模式时的制冷循环装置10中,制冷剂如图1的虚线箭头所示那样流动,关于在循环中循环的制冷剂的状态,如以下那样变化。

[0152] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换而散热。由此,高温冷却水回路20的冷却水被加热。

[0153] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,在第一膨胀阀13被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第一膨胀阀13被减压后的低压制冷剂流入空气侧蒸发器14,从向车室内吹送的空气吸热而蒸发。由此,向车室内吹送的空气被冷却除湿。

[0154] 并且,从冷却水侧蒸发器17流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,而再次在压缩机11被压缩。

[0155] 在第一除湿制热模式时的高温冷却水回路20中,如图1的实线箭头所示,高温冷却水回路20的冷却水循环经过加热器芯22。

[0156] 关于向空气混合门54的伺服电机输出的控制信号,决定为:空气混合门54位于图1的二点划线位置而将加热器芯22的空气通路全开,从而使通过空气侧蒸发器14后的空气的全部流量通过加热器芯22。

[0157] 由此,在加热器芯22从高温冷却水回路20的冷却水朝向车室内吹送的空气散热。因此,在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气在加热器芯22被加热而向车室内吹出。

[0158] 与此同时,在高温冷却水回路20中,如图1的虚线箭头所示,冷却水循环经过高温侧散热器23,而在高温侧散热器23从冷却水向外气散热。

[0159] 这样,在第一除湿制热模式中,能够使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热在冷凝器12向高温冷却水回路20的冷却水散热,使高温冷却水回路20的冷却水所具有的热在加热器芯22向空气散热,并将在加热器芯22被加热后的空气向车室内吹出。

[0160] 在加热器芯22中,加热在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气。由此,能够实现车室内的除湿制热。

[0161] 在第一除湿制热模式中,由于在目标吹出温度TA0为比较低温的区域实施,因此加热器芯22的吹出空气温度可以较低。因此,高温冷却水回路20的冷却水的热量相对于在加

热器芯22所需的热量剩余。

[0162] 高温冷却水回路20的冷却水的剩余热在高温侧散热器23向外气散热。

[0163] 在第一除湿制热模式中,在高温侧散热器23流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量可以是能够使高温冷却水回路20的冷却水的剩余热向外气散热的流量。

[0164] 因此,在第一除湿制热模式中,设为能够使高温冷却水回路20的冷却水的剩余热在高温侧散热器23向外气散热的开度。

[0165] 因此,在第一除湿制热模式中,加热器芯流路开闭阀25的开度被设为比散热器流路开闭阀26的开度大。由此,在加热器芯22流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量变得比在高温侧散热器23流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量大。

[0166] 在第一除湿制热模式中,加热器芯流路开闭阀25的时间平均开度被设为比散热器流路开闭阀26的时间平均开度大即可。

[0167] 也可以通过使加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26间歇性地开闭,使加热器芯流路开闭阀25的开阀时间的比率比散热器流路开闭阀26的开阀时间的比率大,从而使加热器芯流路开闭阀25的时间平均开度比散热器流路开闭阀26的时间平均开度大。

[0168] 例如,加热器芯流路开闭阀25与散热器流路开闭阀26的开度比能够使用加热器芯22中的每单位时间的空气的吸热量 P_a 与加热器芯22中的每单位时间的冷却水的散热量 P_w 相同这样的关系来决定。以下,说明其理由。

[0169] 在加热器芯22将空气加热至目标吹出温度 TA_0 所需的加热器芯22中的每单位时间的空气的吸热量 P_a 能够基于在加热器芯22流动的空气的比热和密度、流入加热器芯22的空气的温度、在加热器芯22流动的空气的流量以及目标吹出温度 TA_0 来计算出。

[0170] 在第一除湿制热模式中,由于空气混合门54将加热器芯22的空气通路设为全开,因此在加热器芯22流动的空气的流量与室内送风机53的送风量相同。室内送风机53的送风量能够基于室内送风机53的转速或印加电压来计算出。

[0171] 流入加热器芯22的空气的温度能够看作与蒸发器温度传感器65检测的空气侧蒸发器14的温度 TE 相同。

[0172] 另一方面,在加热器芯22将空气加热至目标吹出温度 TA_0 所需的加热器芯22中的每单位时间的冷却水的散热量 P_w 能够基于在加热器芯22流动的冷却水的比热和密度、在加热器芯22流动的冷却水的流量、流入加热器芯22的冷却水的温度 TH_{in} 以及目标吹出温度 TA_0 来计算出。

[0173] 在加热器芯22流动的冷却水的流量能够基于高温侧泵21的排出流量和加热器芯流路开闭阀25与散热器流路开闭阀26的开度比来计算出。

[0174] 根据加热器芯22中的每单位时间的空气的吸热量 P_a 与加热器芯22中的每单位时间的冷却水的散热量 P_w 相同这样的关系,能够计算出需要在加热器芯22流动的冷却水的流量,进而,能够计算出加热器芯流路开闭阀25与散热器流路开闭阀26的开度比。

[0175] 在第一除湿制热模式中需要冷却电池33的情况下,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀,并且控制低温侧泵31和三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动。

[0176] 由此,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减

压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。并且,在低温冷却水回路30中,如图1的虚线箭头所示,冷却水循环经过电池33而冷却电池33。

[0177] 此时,优选通过三通阀36调整向电池33流动的冷却水的流量,以将电池33冷却至目标电池温度。向电池33流动的冷却水的流量的调整的方法与制冷模式相同。

[0178] (3) 第二除湿制热模式

[0179] 在第二除湿制热模式中,控制装置60使压缩机11、高温侧泵21以及低温侧泵31工作。在第二除湿制热模式中,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀。在第二除湿制热模式中,控制装置60使加热器芯流路开闭阀25开阀,并使散热器流路开闭阀26闭阀。在第二除湿制热模式中,控制装置60控制三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水在低温侧散热器32流动。

[0180] 在第二除湿制热模式的制冷循环装置10中,制冷剂如图1的虚线箭头和实线箭头那样流动,关于在循环中循环的制冷剂的状态,如以下那样变化。

[0181] 即,在制冷循环装置10中,如图1的虚线箭头所示,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换而散热。由此,高温冷却水回路20的冷却水被加热。

[0182] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,在第一膨胀阀13被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第一膨胀阀13被减压后的低压制冷剂流入空气侧蒸发器14,从向车室内吹送的空气吸热而蒸发。由此,向车室内吹送的空气被冷却除湿。

[0183] 并且,从冷却水侧蒸发器17流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,而再次在压缩机11被压缩。

[0184] 与此同时,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。

[0185] 在第二除湿制热模式时的高温冷却水回路20中,如图1的实线箭头所示,高温冷却水回路20的冷却水循环经过加热器芯22。

[0186] 关于向空气混合门54的伺服电机输出的控制信号,决定为:空气混合门54位于图1的二点划线位置而将加热器芯22的空气通路全开,从而使通过空气侧蒸发器14后的送风空气的全部流量通过加热器芯22。

[0187] 由此,在加热器芯22中从高温冷却水回路20的冷却水向向车室内吹送的空气散热。因此,在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气在加热器芯22被加热而向车室内吹出。

[0188] 此时,由于散热器流路开闭阀26被闭阀,因此高温冷却水回路20的冷却水不循环至高温侧散热器23。因此,在高温侧散热器23中不从冷却水向外气散热。

[0189] 在第二除湿制热模式时的低温冷却水回路30中,如图1的实线箭头所示,低温冷却水回路30的冷却水循环经过低温侧散热器32,在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热。

[0190] 这样,在第二除湿制热模式中,能够使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热在冷凝器12向高温冷却水回路20的冷却水散热,使高温冷却水回路20的冷却水所具有的热

在加热器芯22向空气散热,从而将在加热器芯22被加热后的空气向车室内吹出。

[0191] 在加热器芯22中,加热在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气。由此,能够实现车室内的除湿制热。

[0192] 在第二除湿制热模式中,与第一除湿制热模式相比,在目标吹出温度TA0为高温的区域中实施,因此,需要使加热器芯22的吹出空气温度与第一除湿制热模式相比比较高。

[0193] 在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热,因此,与第一除湿制热模式相比能够增加能够在加热器芯22利用的热量,能够提高加热器芯22的吹出空气温度。

[0194] 在第二除湿制热模式中,在低温侧散热器32流动的低温冷却水回路30的冷却水的流量为在低温侧散热器32能够吸收在加热器芯22将空气加热至目标吹出温度TA0所需的热流量即可。

[0195] 因此,控制三通阀36,以使从目标吹出温度TA0减去流入加热器芯22的的空气的温度(换言之,空气侧蒸发器14的温度TE)而得的温度差越大,则在低温侧散热器32流动的低温冷却水回路30的冷却水的流量越大。

[0196] 在第二除湿制热模式中需要冷却电池33的情况下,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀,并且控制三通阀36以使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动。

[0197] 由此,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。并且,在低温冷却水回路30中,如图1的虚线箭头所示,冷却水循环经过电池33而冷却电池33。

[0198] 此时,优选通过三通阀36调整向电池33流动的冷却水的流量,以将电池33被冷却至目标电池温度。向电池33流动的冷却水的流量的调整的方法与制冷模式相同。

[0199] (4) 第三除湿制热模式

[0200] 在第三除湿制热模式中,与第二除湿制热模式相比,在目标吹出温度TA0为高温的区域实施,因此,需要使加热器芯22的吹出空气温度与第二除湿制热模式相比比较高。

[0201] 在第三除湿制热模式中,与第二除湿制热模式相比,使低温侧散热器32中的来自外气的吸热量增多。具体而言,相对于第二除湿制热模式,控制三通阀36,以使在低温侧散热器32流动的冷却水的流量为最大。

[0202] 由此,与第二除湿制热模式相比,能够增加能够在加热器芯22利用的热量,能够提高加热器芯22的吹出空气温度。

[0203] 在第三除湿制热模式中需要冷却电池33的情况下,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀,并控制三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动。

[0204] 由此,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。并且,在低温冷却水回路30中,如图1的虚线箭头所示,冷却水循环经过电池33而冷却电池33。

[0205] 此时,优选通过三通阀36调整向电池33流动的冷却水的流量,以将电池33冷却至

目标电池温度。向电池33流动的冷却水的流量的调整的方法与制冷模式相同。

[0206] (5) 转移模式

[0207] 在转移模式中,控制装置60使压缩机11、高温侧泵21以及低温侧泵31工作。在转移模式中,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀。在转移模式中,使加热器芯流路开闭阀25开阀,并使散热器流路开闭阀26开阀。在转移模式中,控制装置60控制三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水在低温侧散热器32流动。

[0208] 在转移模式的制冷循环装置10中,制冷剂如图1的虚线箭头和实线箭头那样流动,关于在循环中循环的制冷剂的状态,如以下那样变化。

[0209] 即,在制冷循环装置10中,如图1的虚线箭头所示,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换而散热。由此,高温冷却水回路20的冷却水被加热。

[0210] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,在第一膨胀阀13被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第一膨胀阀13被减压后的低压制冷剂流入空气侧蒸发器14,从向车室内吹送的空气吸热而蒸发。由此,向车室内吹送的空气被冷却除湿。

[0211] 并且,从冷却水侧蒸发器17流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,而再次在压缩机11被压缩。

[0212] 与此同时,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。

[0213] 在第一除湿制热模式时的高温冷却水回路20中,如图1的实线箭头所示,高温冷却水回路20的冷却水循环经过加热器芯22。

[0214] 关于向空气混合门54的伺服电机输出的控制信号,决定为:空气混合门54位于图1的二点划线位置而将加热器芯22的空气通路全开,从而使通过空气侧蒸发器14后的空气的全部流量通过加热器芯22。

[0215] 由此,在加热器芯22从高温冷却水回路20的冷却水向向车室内吹送的空气散热。因此,在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气在加热器芯22被加热而向车室内吹出。

[0216] 在转移模式时的高温冷却水回路20中,如图1的虚线箭头所示,高温冷却水回路20的冷却水循环经过高温侧散热器23,而在高温侧散热器23从冷却水向外气散热。

[0217] 在转移模式时的低温冷却水回路30中,如图1的实线箭头所示,低温冷却水回路30的冷却水循环经过低温侧散热器32,而在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热。

[0218] 这样,在转移模式中,能够使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热在冷凝器12向高温冷却水回路20的冷却水散热,使高温冷却水回路20的冷却水所具有的热在加热器芯22向空气散热,从而能够将在加热器芯22被加热后的空气向车室内吹出。

[0219] 在加热器芯22中,加热在空气侧蒸发器14被冷却除湿后的空气。由此,能够实现车室内的除湿制热。

[0220] 由于在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热,因此与第二除湿制热模式相同地,能够增加能够在加热器芯22利用的热量,能够提高加热器芯22的吹出

空气温度。与第二除湿制热模式相同地调整在低温侧散热器32流动的低温冷却水回路30的冷却水的流量。即,与第二除湿制热模式相同地控制三通阀36。

[0221] 与第二除湿制热模式相同地,高温冷却水回路20的冷却水的剩余热在高温侧散热器23向外气散热。与第一除湿制热模式相同地调整在高温侧散热器23流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量。即,与第一除湿制热模式相同地决定加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26的开度。

[0222] 在转移模式中需要冷却电池33的情况下,控制装置60使第二膨胀阀16以节流开度开阀,并控制三通阀36,以使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动。

[0223] 由此,在制冷循环装置10中,如图1的实线箭头所示,从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,在第二膨胀阀16被减压膨胀直到成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16被减压后的低压制冷剂流入冷却水侧蒸发器17,从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。由此,低温冷却水回路30的冷却水被冷却。并且,在低温冷却水回路30中,如图1的虚线箭头所示,冷却水循环经过电池33而冷却电池33。

[0224] 此时,优选通过三通阀36调整向电池33流动的冷却水的流量,以将电池33冷却至目标电池温度。向电池33流动的冷却水的流量的调整的方法与制冷模式相同。

[0225] 在转移模式中,与第一除湿制热模式相同地在高温侧散热器23从高温冷却水回路20的冷却水向外气散热,并且与第二除湿制热模式相同地在低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热。

[0226] 因此,在切换第一除湿制热模式和第二除湿制热模式时,通过暂时实施转移模式,第一除湿制热模式和第二除湿制热模式的切换变得顺畅。

[0227] 在本实施方式中,控制装置60控制加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26,以成为如下流量比:使在冷凝器12从制冷剂向高温冷却水回路20冷却水散热的热中的、相对于在加热器芯22将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度TA0所需的热而剩余的热在高温侧散热器23向车室外的空气散热。

[0228] “在冷凝器12从制冷剂向高温冷却水回路20的冷却水散热的热中的、相对于在加热器芯22将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度TA0所需的热而剩余的热”是指:从在冷凝器12从制冷剂向高温冷却水回路20的冷却水散热的热量减去在加热器芯22将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度TA0所需的热量而得的差。

[0229] 由此,能够使热介质在加热器芯22流动,以将在加热器芯22将向车室内吹送的空气加热至目标吹出温度TA0所需的热分配至加热器芯22。因此,能够在加热器芯22适当地加热向车室内吹送的空气。

[0230] 在本实施方式中,在使高温冷却水回路20的冷却水在加热器芯22和高温侧散热器23这两方流动的情况下,控制装置60控制加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26,以使加热器芯22中的高温冷却水回路20的冷却水的时间平均流量比高温侧散热器23中的高温冷却水回路20的冷却水的时间平均流量大。由此,能够可靠地抑制加热器芯22的空气加热能力不足。

[0231] 在本实施方式中,散热器流路开闭阀26在高温冷却水回路20的冷却水的流动中配置于冷凝器12与高温侧散热器23之间,从而调整流入高温侧散热器23的高温冷却水回路20的冷却水的流量。由此,能够可靠地使剩余的热在高温侧散热器23向车室外的空气散热。

[0232] 在本实施方式中,加热器芯22和高温侧散热器23在高温冷却水回路20的冷却水的流动中彼此并联地配置。加热器芯流路开闭阀25在高温冷却水回路20的冷却水的流动中配置于高温侧分支部20d与加热器芯22之间,从而调整流入加热器芯22的高温冷却水回路20的冷却水的流量。由此,能够进一步可靠地使剩余的热在高温侧散热器23向车室外的空气散热。

[0233] 本实施方式的制冷循环装置10具备冷却水侧蒸发器17。冷却水侧蒸发器17使在第二膨胀阀16被减压后的制冷剂与低温冷却水回路30的冷却水进行热交换,从而使制冷剂蒸发并且冷却低温冷却水回路30的冷却水。由此,在起到上述的作用效果的制冷循环装置10中,能够冷却低温冷却水回路30的冷却水。

[0234] 在本实施方式中,低温侧散热器32使低温冷却水回路30的冷却水与外气进行热交换,从而使低温冷却水回路30的冷却水从外气吸热。由此,在起到上述的作用效果的制冷循环装置10中,能够从外气吸热而提高加热器芯22的空气加热能力。

[0235] 在本实施方式中,控制装置60在切换第一除湿制热模式和第二除湿制热模式时执行转移模式。

[0236] 由此,能够顺畅地切换在高温侧散热器23向外气散热的第一除湿制热模式和在低温侧散热器32从外气吸热的第二除湿制热模式。

[0237] 在本实施方式中,控制装置60控制三通阀36的工作,以使在低温侧散热器32流动的低温冷却水回路30的冷却水与冷却电池33的低温冷却水回路30的冷却水的流量比成为电池33被冷却至目标电池温度的流量比。

[0238] 由此,能够使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动,以使电池33成为目标电池温度。因此,能够一边加热向车室内吹送的空气一边适当地冷却电池33。

[0239] 在本实施方式中,电池33被低温冷却水回路30的冷却水冷却。由此,能够有效地冷却电池33。

[0240] 在本实施方式中,充电器34被低温冷却水回路30的冷却水冷却。由此,能够有效地冷却充电器34。

[0241] 在本实施方式中,空气侧蒸发器14使在第一膨胀阀13被减压后的制冷剂与向车室内吹送的空气进行热交换而冷却向车室内吹送的空气。由此,在能够进行车室内的除湿制热的制冷循环装置中,能够起到上述的作用效果。

[0242] (第二实施方式)

[0243] 在上述实施方式中,加热器芯22和高温侧散热器23在高温冷却水回路20的冷却水的流动中彼此并联地配置,但在本实施方式中,如图4所示,加热器芯22和高温侧散热器23在高温冷却水回路20的冷却水的流动中彼此串联地配置。

[0244] 在高温冷却水回路20设置有旁通流路27。旁通流路27是供高温冷却水回路20的冷却水绕过高温侧散热器23流动的旁通部。

[0245] 在高温冷却水回路20的冷却水流路中的冷却水与旁通流路27并联地流动的部位配置有流量调整阀28。流量调整阀28是对冷却水流路进行开闭,并且能够任意地调整冷却水流路的开度的电磁阀。流量调整阀28的工作由控制装置60控制。

[0246] 流量调整阀28在高温冷却水回路20中配置于作为旁通流路27的分支部的旁通分支部20e与高温侧散热器23之间。流量调整阀28是调整在高温侧散热器23流动的冷却水与

在旁通流路27流动的冷却水的流量比的高温热介质调整部。在高温侧散热器23流动的冷却水与在旁通流路27流动的冷却水的流量比是旁通流量比。流量调整阀28是调整冷却水的流量的流量调整部(换言之,流量调整机构)。

[0247] 通过流量调整阀28,调整了在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比。

[0248] 在旁通流路27配置有旁通开闭阀29。旁通开闭阀29是对旁通流路27进行开闭的电磁阀。旁通开闭阀29的工作由控制装置60控制。

[0249] 通过调整流量调整阀28的开度和旁通开闭阀29的开度,能够调整在加热器芯22流动的冷却水的流量与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量的流量比。

[0250] 在第一除湿制热模式中,与上述第一实施方式相同地,使加热器芯侧的流量比高温侧散热器侧的流量大。

[0251] 通过将流量调整阀28闭阀并将旁通开闭阀29开阀,能够使冷却水不向高温侧散热器23流动而使冷却水向加热器芯22流动。因此,与上述第一实施方式相同地,能够切换为第二、第三除湿模式。

[0252] 在本实施方式中,加热器芯22和高温侧散热器23在高温冷却水回路20的冷却水的流动中彼此串联地配置。加热器芯22与高温侧散热器23相比配置于高温冷却水回路20的冷却水的上游侧。旁通流路27使从加热器芯22流出的高温冷却水回路20的冷却水绕过高温侧散热器23而流动。旁通开闭阀29通过调整在高温侧散热器23流动的高温冷却水回路20的冷却水与在旁通流路27流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量比,来调整在加热器芯22流动的高温冷却水回路20的冷却水与在高温侧散热器23流动的高温冷却水回路20的冷却水的流量比。

[0253] 由此,能够实现与上述实施方式相同的工作和作用效果。

[0254] (第三实施方式)

[0255] 在上述实施方式中,通过定压阀15使空气侧蒸发器14的制冷剂压力比空气侧蒸发器14的制冷剂压力高,但在本实施方式中,如图5所示,在冷却水侧蒸发器17的出口侧没有定压阀15,因此,冷却水侧蒸发器17中的制冷剂压力与空气侧蒸发器14中的制冷剂压力相同。

[0256] 在本实施方式中,也与上述第一实施方式相同地,在第一除湿制热模式时,在空气侧蒸发器14和冷却水侧蒸发器17中的吸热量相对于在加热器芯22所需的热量成为剩余的情况下,使剩余热在高温侧散热器23向外气散热。

[0257] 在加热器芯22流动的冷却水的流量与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量的流量比,即加热器芯流路开闭阀25与散热器流路开闭阀26的开度比与上述第一实施方式同样地决定即可。

[0258] (第四实施方式)

[0259] 在本实施方式中,如图6所示,高温侧散热器23与低温侧散热器32通过共用的翅片37彼此接合。

[0260] 共用的翅片37是促进冷却水与空气的热交换的热交换促进部件。共用的翅片37是金属制(例如铝制)的部件。

[0261] 共用的翅片37是通过用金属将高温侧散热器23与低温侧散热器32结合,从而使热

从高温侧散热器23向低温侧散热器32移动的结合部。

[0262] 由此,能够进行第二、第三除湿制热模式后的除霜。在第二、第三除湿制热模式中,低温冷却水回路30的冷却水在低温侧散热器32从外气吸热,因此,当低温侧散热器32的温度成为冰点以下时,低温侧散热器32产生着霜。因此,在执行了第二、第三除湿制热模式后的停车时,利用高温冷却水回路20的冷却水残留的热量来对低温侧散热器32除霜。

[0263] 即,高温侧散热器23和低温侧散热器32被共用的翅片37连接为能够彼此热移动,因此,高温冷却水回路20的冷却水的热从高温侧散热器23向低温侧散热器32移动。

[0264] 由此,低温侧散热器32的温度上升,从而能够融化附着于低温侧散热器32的表面的霜。

[0265] (第五实施方式)

[0266] 在上述实施方式中,通过加热器芯流路开闭阀25和散热器流路开闭阀26来调整在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比,但在本实施方式中,如图7所示,通过高温侧三通阀45来调整在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比。

[0267] 高温侧三通阀45是调整冷却水的流量的流量调整部(换言之,流量调整机构)。高温侧三通阀45配置于高温侧分支部20d,调整加热器芯流路20b与散热器流路20c的开度比。因此,高温侧三通阀45调整在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比。换言之,高温侧三通阀45调整流入高温侧散热器23的冷却水的流量相对于在冷凝器12被加热后的冷却水的流量的比 G_w (以下,称作散热器流量比。)。散热器流量比是散热器侧流量比。

[0268] 如图8和图9所示,高温侧三通阀45具有框体451、阀芯452以及致动器453。框体451具有冷却水入口451a、加热器芯侧出口451b以及散热器侧出口451c。

[0269] 冷却水入口451a是热介质入口。冷却水入口451a与冷凝器流路20a连接。加热器芯侧出口451b与加热器芯流路20b连接。散热器侧出口451c与散热器流路20c连接。

[0270] 在框体451的内部形成有冷却水入口空间451d、加热器芯侧空间451e以及散热器侧空间451f。冷却水入口空间451d是热介质入口空间。冷却水入口空间451d与冷却水入口451a连通。加热器芯侧空间451e与加热器芯侧出口451b连通。散热器侧空间451f与散热器侧出口451c连通。

[0271] 加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f分别与冷却水入口空间451d连通。加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f彼此相邻。

[0272] 阀芯452通过对加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f进行开闭来使加热器芯侧空间451e及散热器侧空间451f与冷却水入口空间451d的连通状态发生变化。阀芯452通过调整加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f的开度来调整加热器芯流路20b与散热器流路20c的开度比。

[0273] 阀芯452通过致动器453的旋转驱动力被旋转操作。致动器453的工作由控制装置60控制。

[0274] 图10~12示出了阀芯452的工作状态的例。在图10所示的例中,阀芯452打开加热器芯侧空间451e,并关闭散热器侧空间451f。在图11所示的例中,阀芯452关闭加热器芯侧空间451e,并打开散热器侧空间451f。

[0275] 在图12所示的例中, 阀芯452分别部分地打开加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f。

[0276] 通过将阀芯452操作至图10所示的位置与图11所示的位置之间的任意的位置, 能够任意地调整加热器芯侧空间451e和散热器侧空间451f的开度比。因此, 高温侧三通阀45能够任意地调整在加热器芯22流动的冷却水与在高温侧散热器23流动的冷却水的流量比。换言之, 高温侧三通阀45能够任意地调整散热器流量比 G_w 。

[0277] 基于图13, 对高温侧三通阀45中的散热器流量比的最小分解能进行说明。高温侧三通阀45中的散热器流量比的最小分解能是指: 高温侧三通阀45调整散热器流量比时的散热器流量比的最小变动量。换言之, 高温侧三通阀45中的散热器流量比的最小分解能是高温侧三通阀45中的散热器流量比的最小调整幅度。即, 表示: 高温侧三通阀45的最小分解能越小, 则能够越精细地调整散热器流量比。

[0278] 图13表示散热器流量比 G_w 与从加热器芯22吹出的空气的温度 T_H (以下, 称作加热器芯吹出温度。) 的关系。

[0279] 图13所示的散热器流量比 G_w 与加热器芯吹出温度 T_H 的关系是在以下 (1) ~ (3) 的条件下, 对控制高温侧三通阀45以使散热器流量比从1减少至0时的加热器芯吹出温度 T_H 进行测定的结果。

[0280] (1) 外气温度 T_{am} 为 0°C 、车室内温度 T_r 为 25°C 时, 将室内空调单元50的吸入模式设为内气导入模式, 将室内空调单元50内的室内送风机53的送风量设为 $200\text{m}^3/\text{h}$ 。内气导入模式是内外气切换箱52将内气导入空调壳体51内的空气通路的运转模式。

[0281] (2) 控制压缩机11, 以使制冷循环1的吸热量 (换言之, 除湿能力或电池冷却能力) 为恒定。例如, 控制压缩机11, 以使空气侧蒸发器14的温度 T_E 成为恒定温度 (例如 2°C)。例如, 控制压缩机11, 以使在冷却水侧蒸发器17被冷却后的冷却水的温度 T_E 成为恒定温度。

[0282] (3) 将高温侧泵21的转速控制为恒定。具体而言, 控制高温侧泵21的转速, 以在高温冷却水回路20中, 成为能够充分地进行基于冷却水的热的输送的冷却水流量。例如, 控制高温侧泵21的转速, 以使冷却水流量成为 $10\text{L}/\text{min}$ 。

[0283] 图13的曲线图的阴影区域表示散热器流量比 G_w 的调整范围。图13的曲线图的阴影区域是由表示加热器芯吹出温度 T_H 的上限值 $THL1$ (以下, 称作上限吹出温度。) 的直线、表示加热器芯吹出温度 T_H 的下限值 $THL2$ (以下, 称做下限吹出温度。) 的直线以及表示加热器芯吹出温度 T_H 的最大值 TH_{max} (以下, 称作最大吹出温度。) 的曲线包围的区域。

[0284] 即, 加热器芯22被要求吹出下限吹出温度 $THL2$ 以上且上限吹出温度 $THL1$ 以下的温度的空气。最大吹出温度 TH_{max} 是加热器芯22的空气加热能力为最大时的加热器芯吹出温度 T_H 。

[0285] 上限吹出温度 $THL1$ 、下限吹出温度 $THL2$ 以及最大吹出温度 TH_{max} 使用散热器流量比 G_w 并由以下的公式 $f1 \sim f3$ 表示。

[0286] $THL1 = 55 \cdots (f1)$

[0287] $THL2 = -1.54G_w + 5.3 \cdots (f2)$

[0288] $TH_{max} = 5.0052G_w^{-1.173} \cdots (f3)$

[0289] 即, 散热器流量比 G_w 越小则最大吹出温度 TH_{max} 越大。换言之, 表示最大吹出温度 TH_{max} 的曲线具有负的斜率。

[0290] 散热器流量比 G_w 越小,则表示最大吹出温度 TH_{max} 的曲线的负的斜率越大。即,散热器流量比 G_w 越小,则表示最大吹出温度 TH_{max} 的曲线的倾斜越大。换言之,散热器流量比 G_w 越小,则相对于散热器流量比 G_w 的减少的最大吹出温度 TH_{max} 的增加率越大。

[0291] 图13所示的第一变动幅度 $\Delta TH1$ 是加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度的容许值。在本例中,第一变动幅度 $\Delta TH1$ 是 $7^{\circ}C$,更具体而言,是以上限吹出温度 $THL1$ 为中心, $\pm 3.5^{\circ}C$ 。第一变动幅度 $\Delta TH1$ 是考虑了乘员是否会感到不快的边界的加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度。

[0292] 图13所示的第一调整量 G_{w1} 是在最大吹出温度 TH_{max} 与上限吹出温度 $THL1$ 一致时,与加热器芯吹出温度 TH 的第一变动幅度 $\Delta TH1$ 对应的散热器流量比 G_w 的调整量。在本例中,第一调整量 G_{w1} 是0.014。

[0293] 高温侧三通阀45的最小分解能为第一调整量 G_{w1} 以下。具体而言,通过高温侧三通阀45的致动器453与阀芯452之间的齿轮比的设定等,将高温侧三通阀45的最小分解能设为第一调整量 G_{w1} 以下。

[0294] 由此,能够在高温侧三通阀45调整散热器流量比 G_w 时将加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度抑制在第一变动幅度 $\Delta TH1$ 以内,能够防止因吹出温度的变动使乘员感到不快。

[0295] 高温侧三通阀45的最小分解能 G_{wmin} 能够由以下的公式f4~f7表示。

$$[0296] \quad G_{wmin} \leq G_{w1} \cdots (f4)$$

$$[0297] \quad G_{w1} = G_{wa} - G_{wb} \cdots (f5)$$

$$[0298] \quad G_{wa} = f^{-1}(THL1 - \Delta TH1/2) \cdots (f6)$$

$$[0299] \quad G_{wb} = f^{-1}(THL1 + \Delta TH1/2) \cdots (f7)$$

[0300] 这里,如图14所示, G_{wa} 是与第一变动幅度 $\Delta TH1$ 的下限中的加热器芯吹出温度 TH 对应的散热器流量比 G_w 。如图14所示, G_{wb} 是与第一变动幅度 $\Delta TH1$ 的上限中的加热器芯吹出温度 TH 对应的散热器流量比 G_w 。

[0301] 公式f6~f7中的 $f^{-1}(x)$ 是公式f3的逆函数。即,公式f3能够由 $f(x) = 5.0052x^{-1.173}$ 这样的函数表示,将 $f(x)$ 的逆函数表示为 $f^{-1}(x)$ 。

[0302] 根据以上,高温侧三通阀45的最小分解能 G_{wmin} 满足以下的公式f8的关系。

$$[0303] \quad G_{wmin} \leq f^{-1}(THL1 - \Delta TH1/2) - f^{-1}(THL1 + \Delta TH1/2) \cdots (f8)$$

[0304] 图13所示的第二变动幅度 $\Delta TH2$ 是加热器芯入口冷却水温度传感器66的检测温度的误差幅度。在本例中,第二变动幅度 $\Delta TH2$ 是 $0.4^{\circ}C$,更具体而言,是以上限吹出温度 $THL1$ 为中心 $\pm 0.2^{\circ}C$ 。加热器芯入口冷却水温度传感器66的检测温度能够看作是加热器芯吹出温度 TH 。第二变动幅度 $\Delta TH2$ 也可以是对加热器芯吹出温度 TH 进行检测的传感器的检测温度的误差幅度。

[0305] 图13所示的第二调整量 G_{w2} 是在最大吹出温度 TH_{max} 与上限吹出温度 $THL1$ 一致时与加热器芯吹出温度 TH 的第二变动幅度 $\Delta TH2$ 对应的散热器流量比 G_w 的调整量。在本例中,第二调整量 G_{w2} 是0.0008。

[0306] 高温侧三通阀45的最小分解能为第二调整量 G_{w2} 以上。具体而言,通过高温侧三通阀45的致动器453与阀芯452之间的齿轮比的设定等,将高温侧三通阀45的最小分解能设为第二调整量 G_{w2} 以上。由此,能够在高温侧三通阀45调整散热器流量比 G_w 时使加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度为第二变动幅度 $\Delta TH2$ 以上,因此,能够避免高温侧三通阀45的最小分解

能变小而超过加热器芯入口冷却水温度传感器66的检测精度。

[0307] 在本实施方式中,如图13所示,最大吹出温度 TH_{max} 随着散热器流量比 G_w 减少而增加,散热器流量比 G_w 越小则相对于散热器流量比 G_w 的减少的最大吹出温度 TH_{max} 的增加率越大。

[0308] 由此,通过适当地设定高温侧三通阀45的分解能,即使在散热器流量比 G_w 较小时,也能够将在加热器芯22被加热后的空气加热至适当的温度。

[0309] 在本实施方式中,如图14所示,在最大吹出温度 TH_{max} 成为上限吹出温度 $THL1$ 时的散热器流量比 G_w 中,高温侧三通阀45能够调整散热器流量比 G_w ,以使最大吹出温度 TH_{max} 的变动幅度成为第一变动幅度 $\Delta TH1$ 以下。

[0310] 由此,能够在高温侧三通阀45调整散热器流量比 G_w 时将加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度抑制在第一变动幅度 $\Delta TH1$ 以内,因此,能够防止因吹出温度的变动使乘员感到不快。

[0311] 在本实施方式中,如图14所示,在最大吹出温度 TH_{max} 成为上限吹出温度 $THL1$ 时的散热器流量比 G_w 中,高温侧三通阀45能够调整散热器流量比 G_w ,以使加热器芯吹出温度 TH 的变动幅度成为第二变动幅度 $\Delta TH2$ 以上。

[0312] 由此,能够避免高温侧三通阀45的最小分解能变小而超过加热器芯入口冷却水温度传感器66的检测精度。

[0313] (第六实施方式)

[0314] 如图15所示,在本实施方式中,在散热器流路20c配置有恒温器47。恒温器47是随着从冷凝器12流出的冷却水的温度的上升而使散热器流路20c的开度增加的高温热介质调整部。恒温器47是通过体积根据冷却水的温度变化而变化的热蜡来使阀芯位移的机械性机构。

[0315] 由此,通过在从冷凝器12流出的冷却水的温度较低的情况下,恒温器47关闭散热器流路20c,能够停止在高温侧散热器23的散热。

[0316] 本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内能够进行以下那样各种变形。

[0317] 在上述实施方式中,作为热介质使用了冷却水,但也可以将油等各种介质用作热介质。作为热介质,也可以使用纳米流体。纳米流体是指混入有粒子直径为纳米等级的纳米粒子的流体。

[0318] 在上述实施方式的制冷循环装置10中,作为制冷剂使用了氟利昂系制冷剂,但制冷剂的种类不限于此,也可以使用二氧化碳等自然制冷剂、烃系制冷剂等。

[0319] 另外,上述实施方式的制冷循环装置10构成了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,但也可以构成高压侧制冷剂压力超过制冷剂的临界压力的超临界制冷循环。

[0320] 在上述第四实施方式中,高温侧散热器23与低温侧散热器32成为不同的散热器,高温侧散热器23与低温侧散热器32通过共用的翅片37彼此接合。与此相对,高温侧散热器23和低温侧散热器32也可以由一个散热器构成。

[0321] 例如,也可以通过使高温侧散热器23的冷却水箱和低温侧散热器32的冷却水箱彼此一体化,而由一个散热器构成高温侧散热器23和低温侧散热器32。

[0322] 也可以是,高温侧散热器23和低温侧散热器32成为共用的一个散热器,并将高温冷却水回路20的冷却水和低温冷却水回路30的冷却水切换导入到共用的一个散热器。也可以以任意的流量比率将高温冷却水回路20的冷却水和低温冷却水回路30的冷却水导入共用的一个散热器。

[0323] 被导入的冷却水的切换、流量比率的调整能够通过冷却水流路的开闭阀、流量调整阀来进行。

[0324] 在上述实施方式中,通过使低温冷却水回路30的冷却水向电池33流动来冷却电池33,但也可以是,电池33成为能够与未图示的电池冷却器热传导,并通过使低温冷却水回路30的冷却水向电池冷却器流动来冷却电池33。

[0325] 也可以使用未图示的电池用空气冷却器来冷却电池33。电池用空气冷却器是使低温冷却水回路30的冷却水与向电池33吹送的空气进行热交换来冷却向电池33吹送的空气的热交换器。

[0326] 在上述第一实施方式中,散热器流路开闭阀26和加热器芯流路开闭阀25是能够任意地调整开度的电磁阀。与此相对,散热器流路开闭阀26和加热器芯流路开闭阀25也可以是仅单纯地进行开闭的电磁阀,且通过间断地开闭来任意地调整时间平均开度。

[0327] 在上述实施方式中,通过调整加热器芯流路20b和散热器流路20c中的至少一方的开度来调整在加热器芯22流动的冷却水和在高温侧散热器23流动的冷却水的流量。除此之外,也可以通过并用高温侧泵21的排出流量的调整,来调整在加热器芯22流动的冷却水和在高温侧散热器23流动的冷却水的流量。

[0328] 在上述第五实施方式中,第二变动幅度 $\Delta TH2$ 是加热器芯入口冷却水温度传感器66的检测温度的误差幅度,但第二变动幅度 $\Delta TH2$ 也可以是对加热器芯吹出温度TH进行检测的传感器的检测温度的误差幅度。

[0329] 本发明以实施例为基准进行了记述,但应当理解本发明不限于该实施例、构造。本发明还包含各种变形例、均等范围内的变形。除此之外,各种组合、方式,乃至这些组、方式仅包含一要素、以上、或以下的其他组合、方式也纳入到本发明的范畴、思想范围。

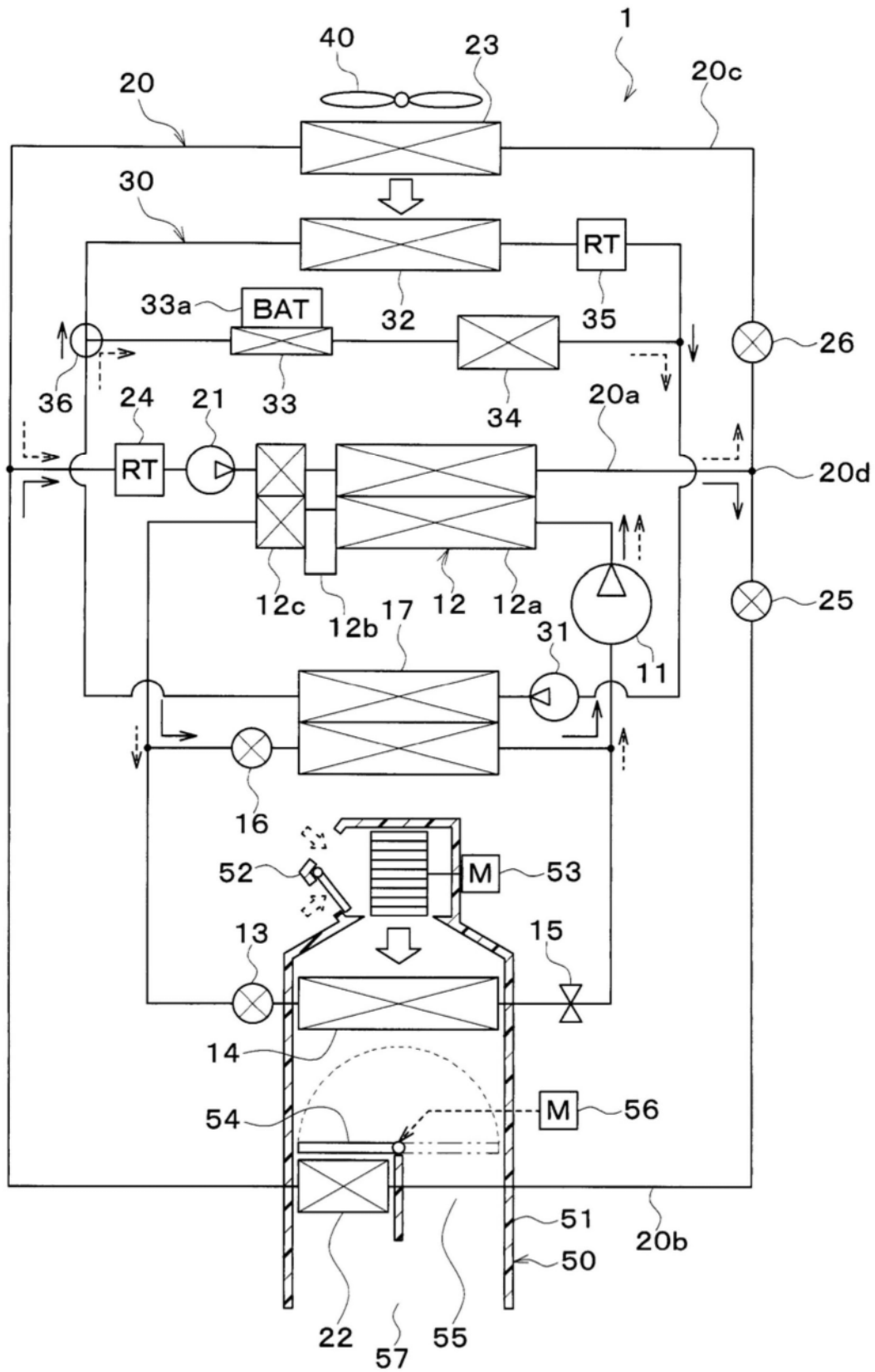


图1

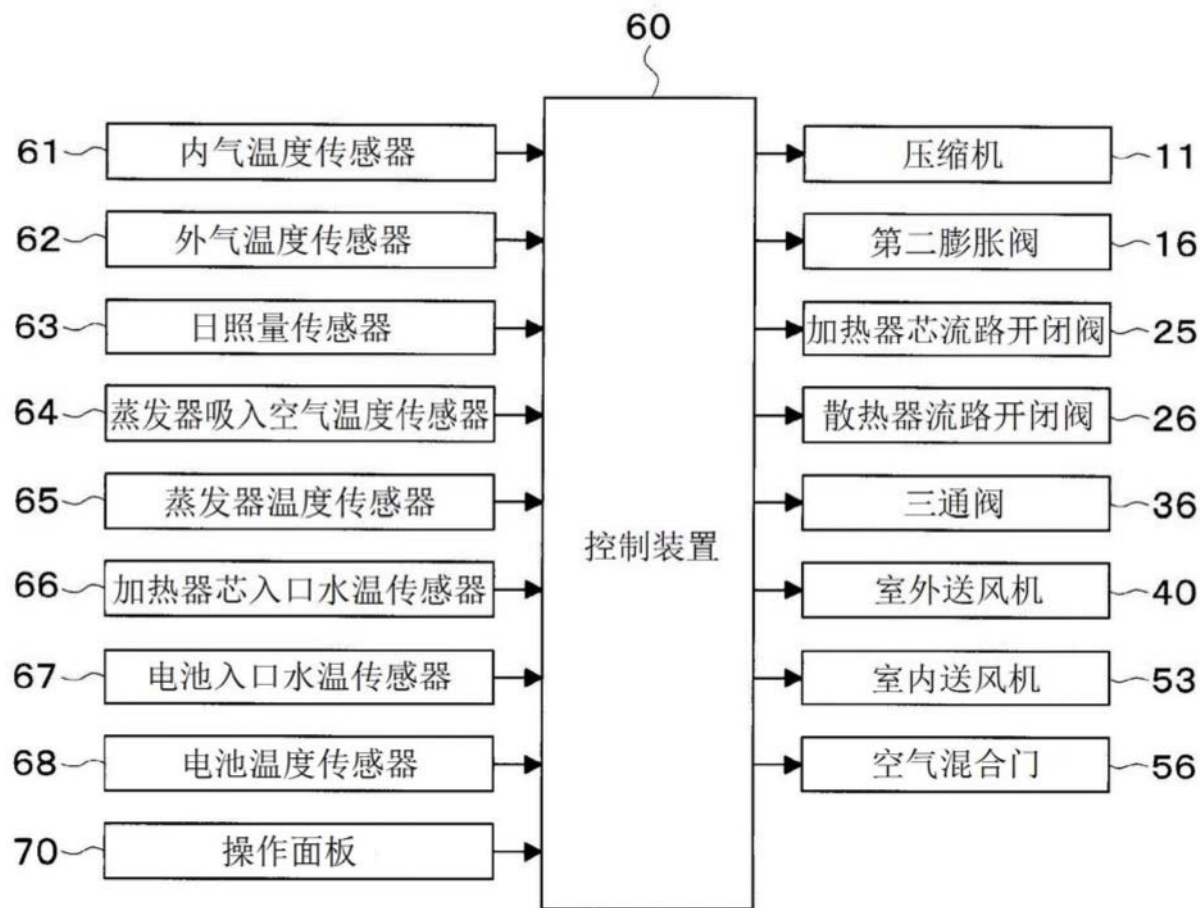


图2

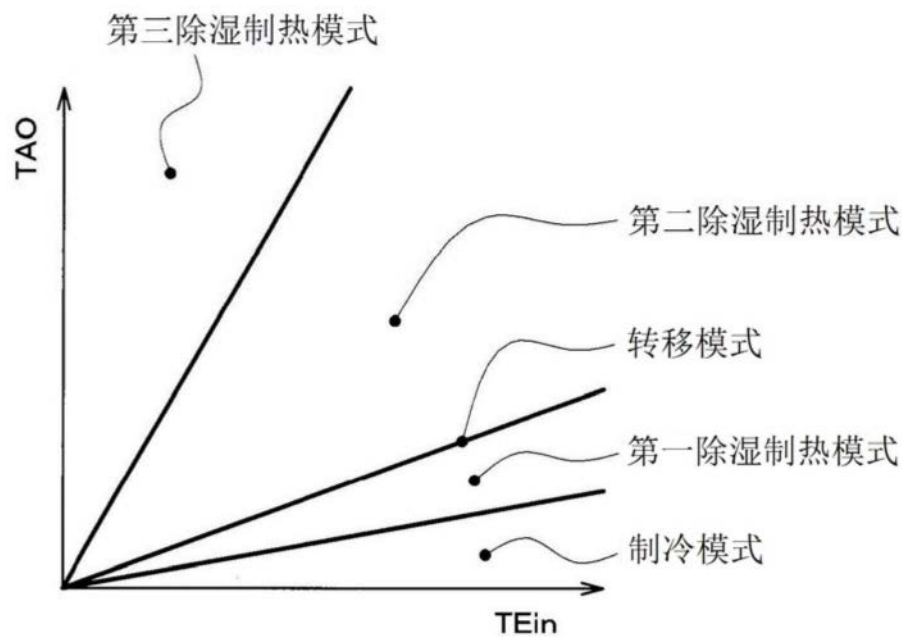


图3

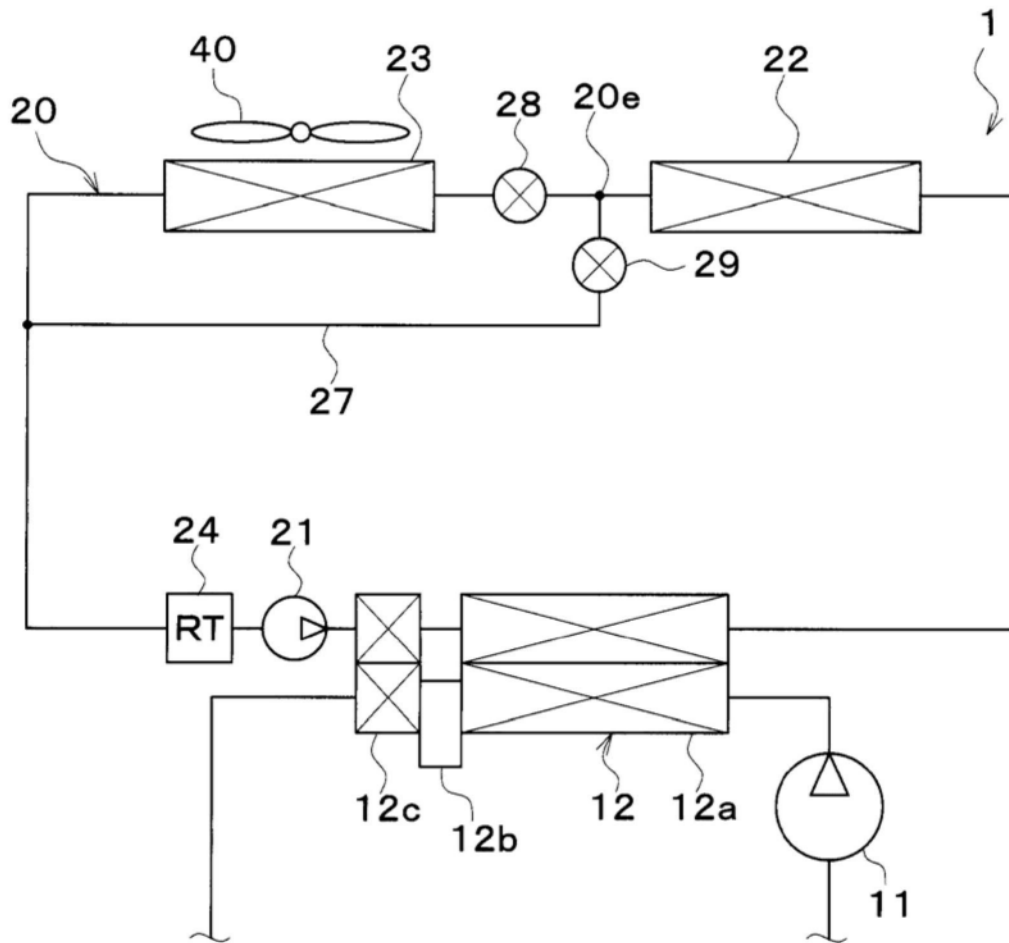


图4

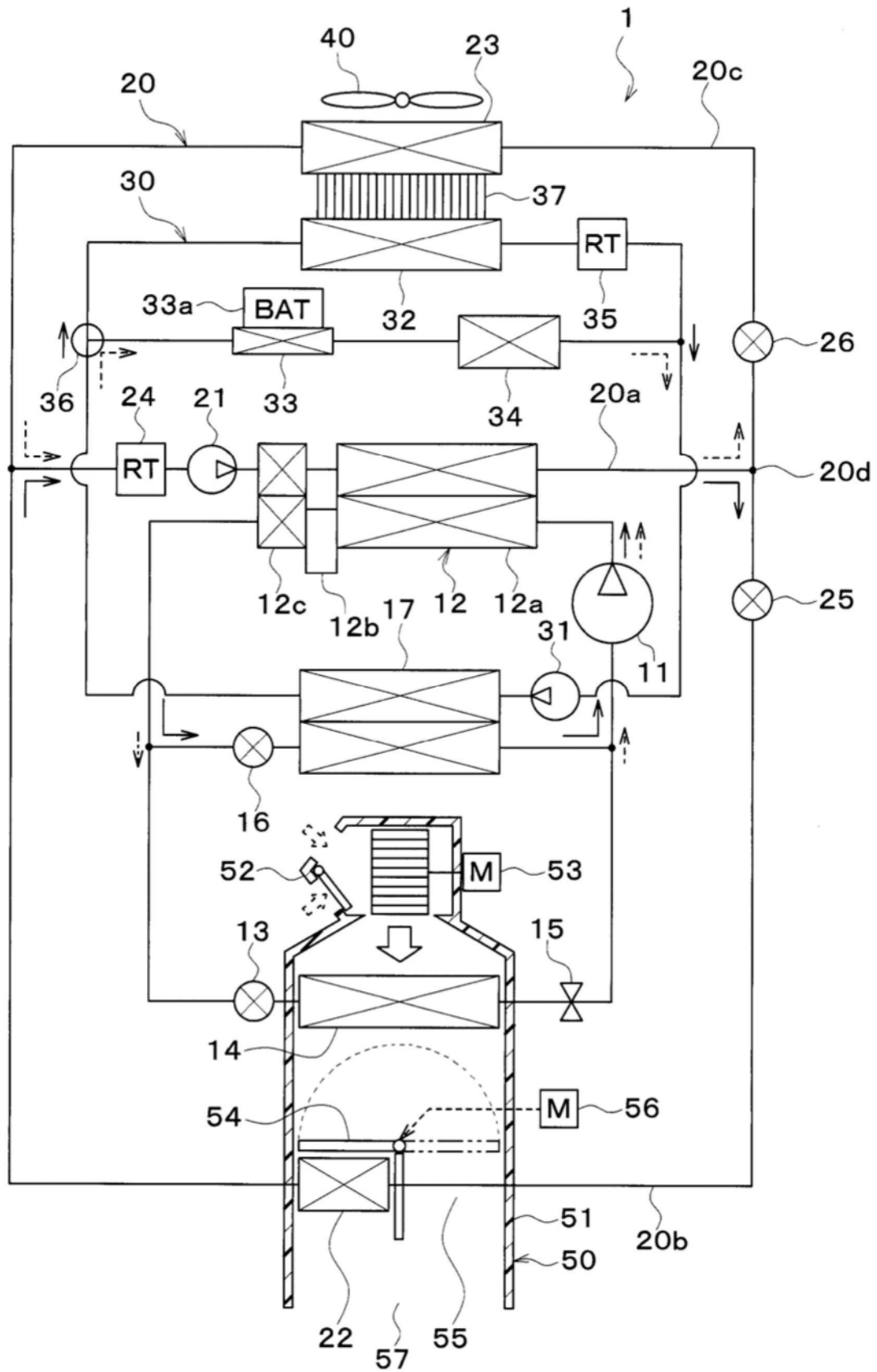


图6

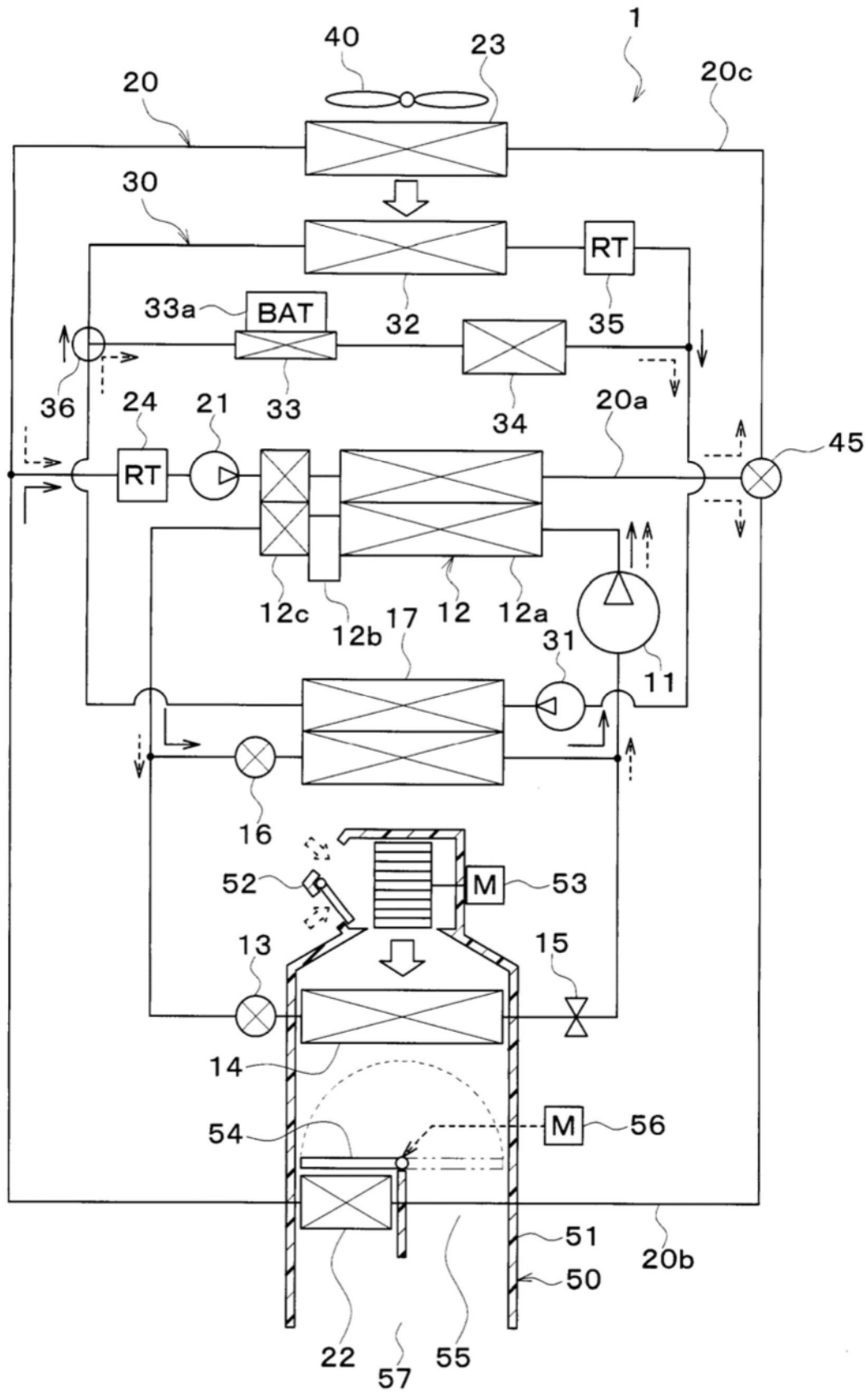


图7

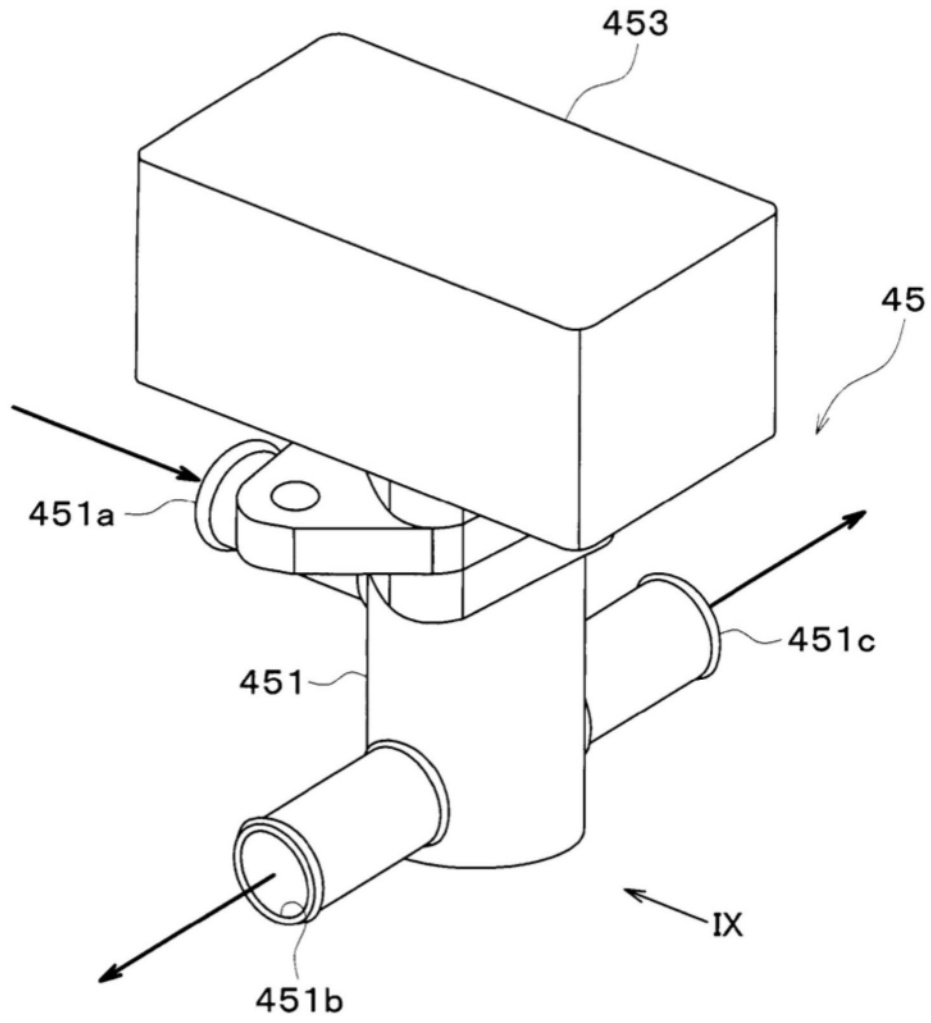


图8

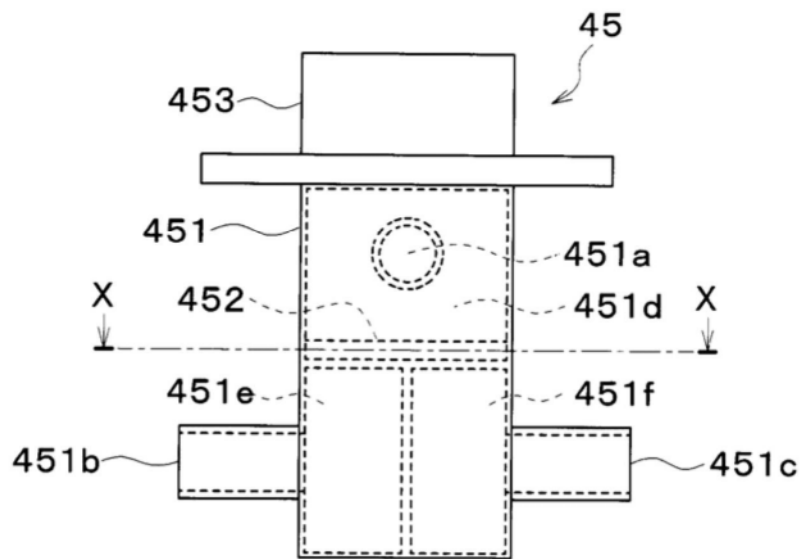


图9

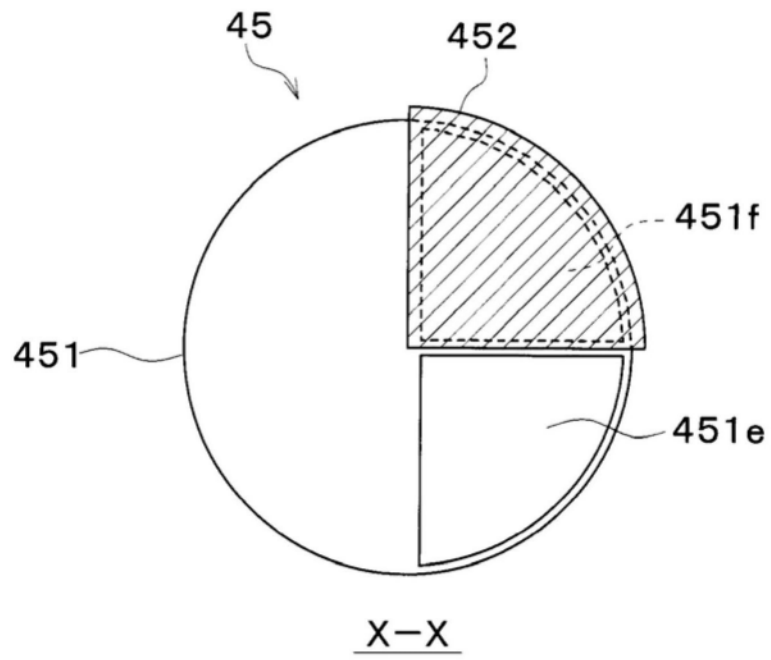


图10

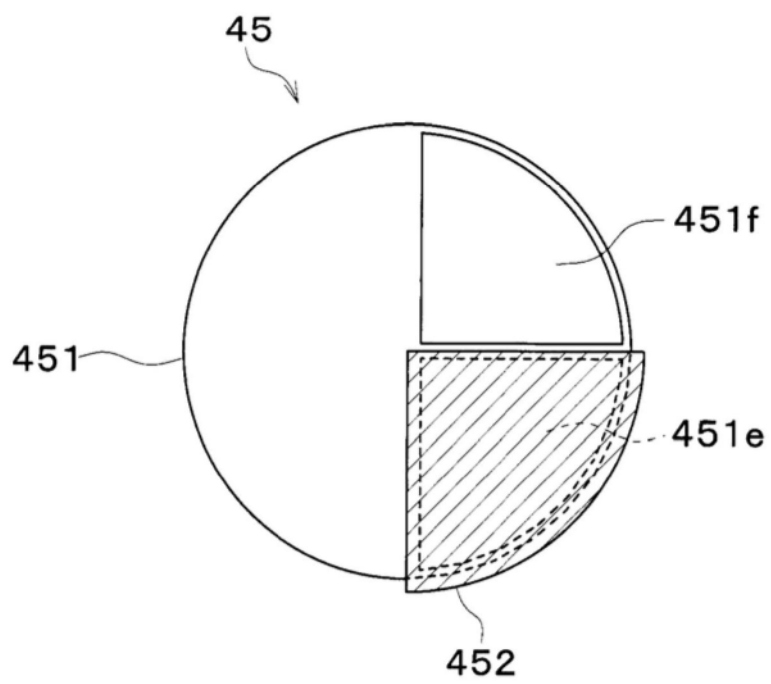


图11

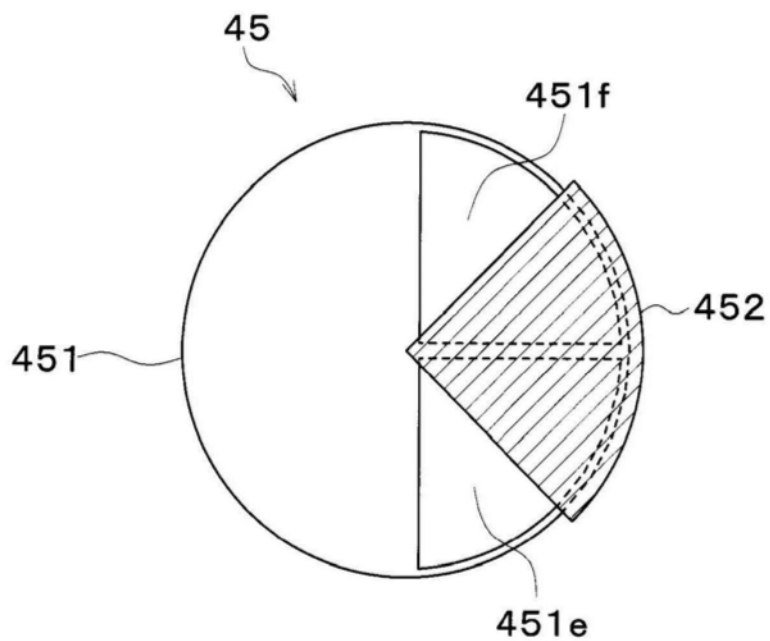


图12

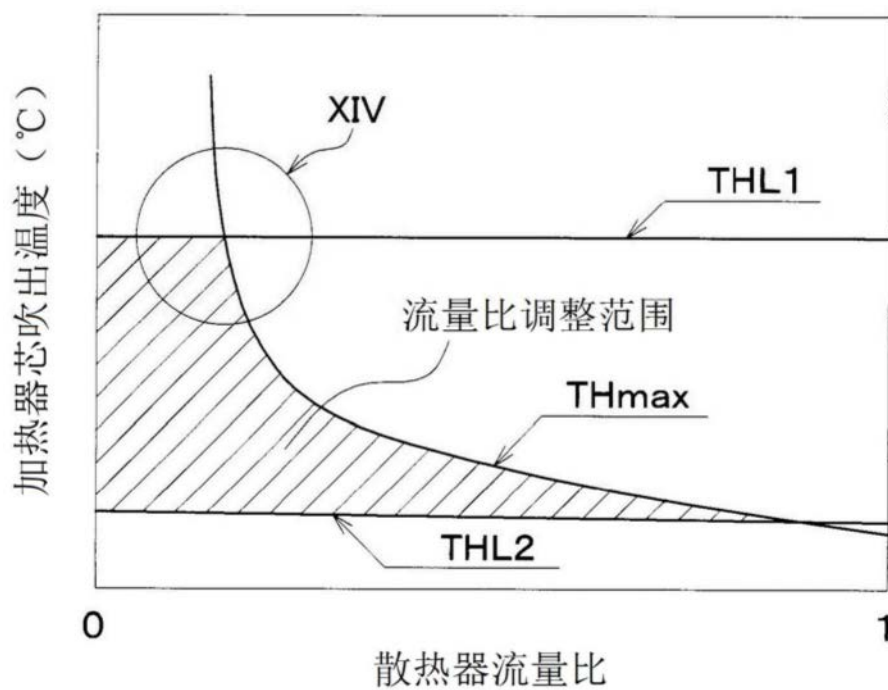


图13

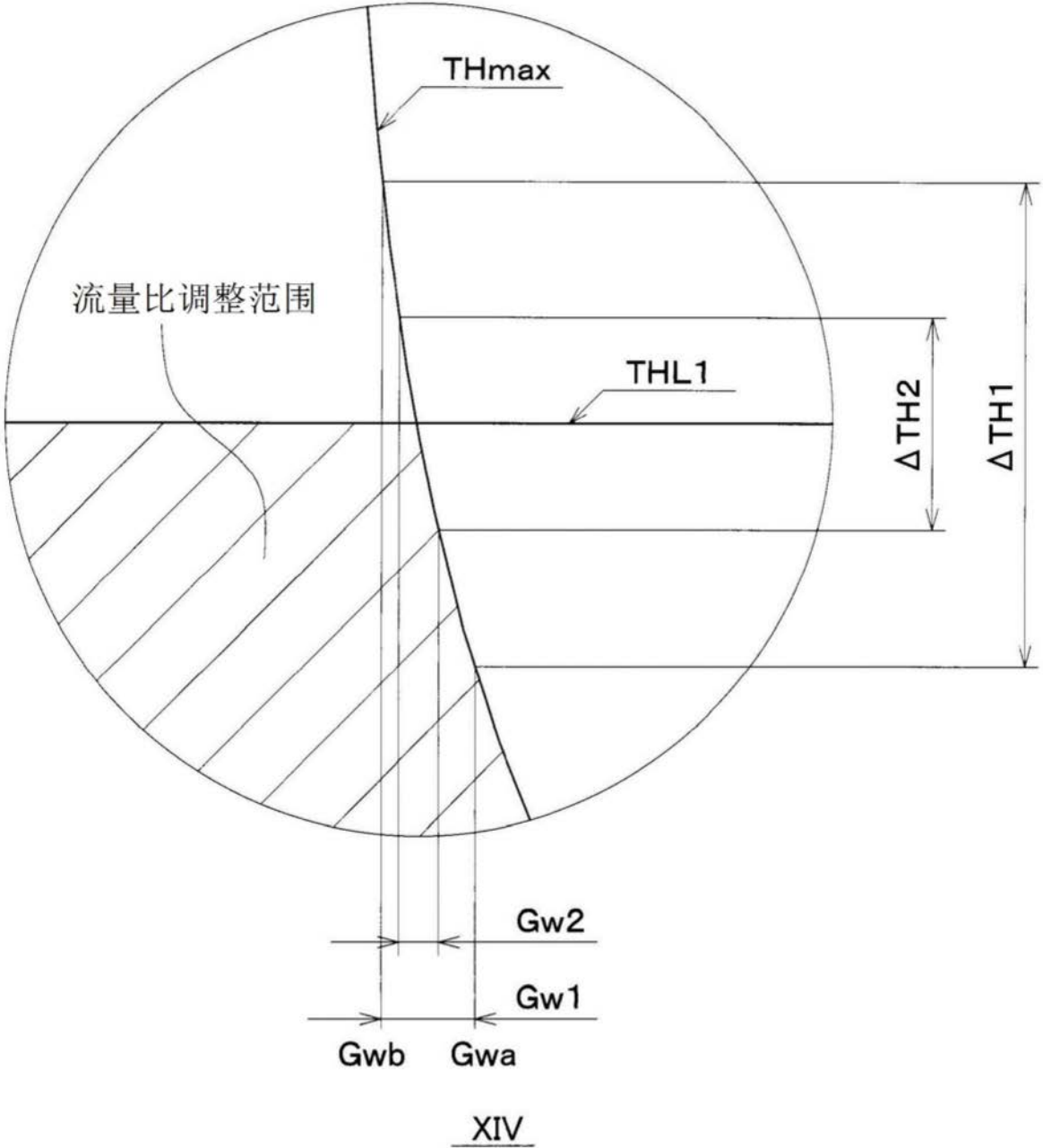


图14

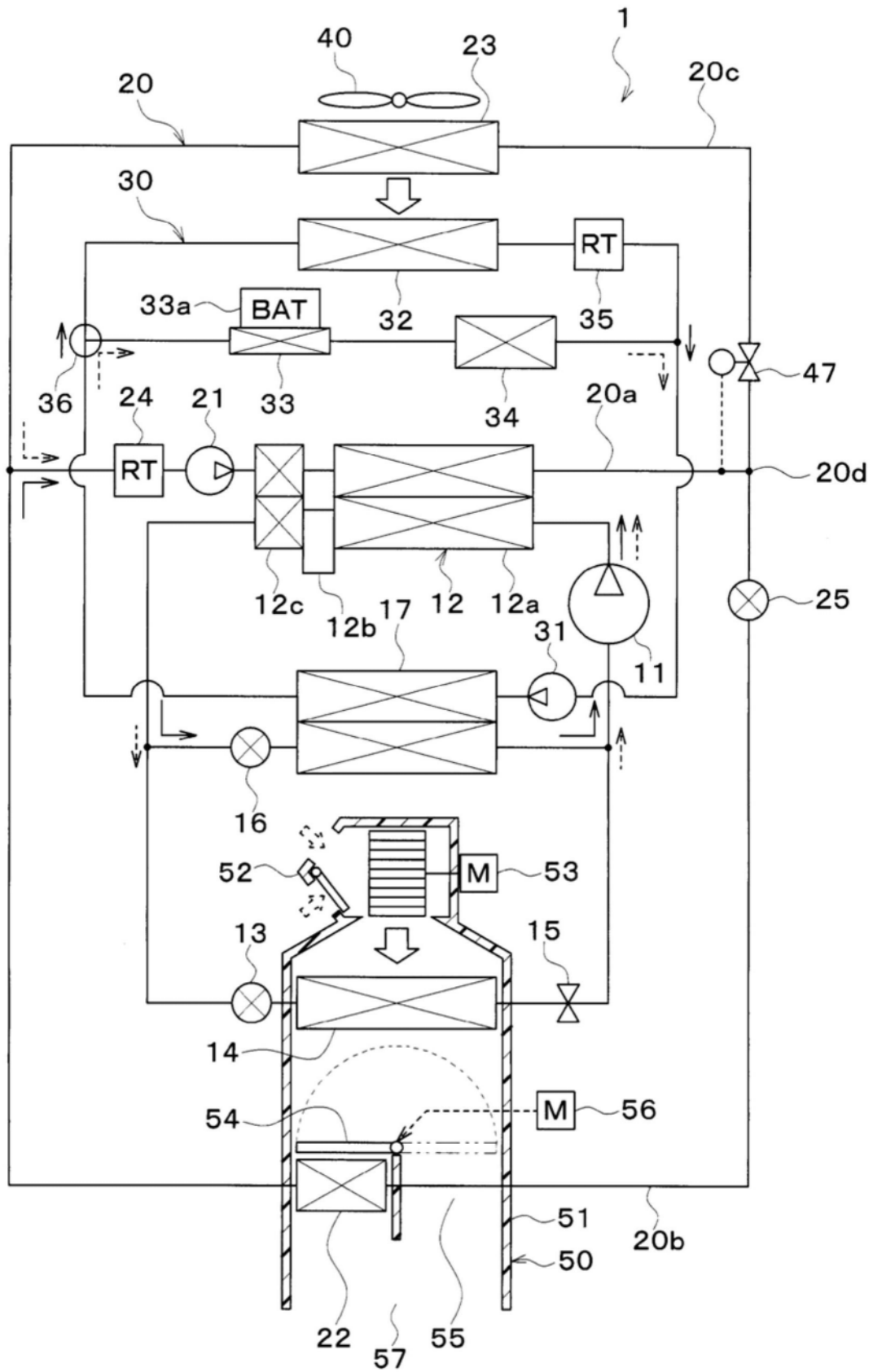


图15