



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 116194722 A

(43) 申请公布日 2023. 05. 30

(21) 申请号 202180065633.9

(74) 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司 31100

(22) 申请日 2021.09.13

专利代理师 胡曼

(30) 优先权数据

2020-168603 2020.10.05 JP

(51) Int. Cl.

F25B 5/02 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2023.03.24

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2021/033463 2021.09.13

(87) PCT国际申请的公布数据

W02022/075007 JA 2022.04.14

(71) 申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72) 发明人 冈村徹 三浦功嗣 河野紘明

牧本直也 加藤吉毅

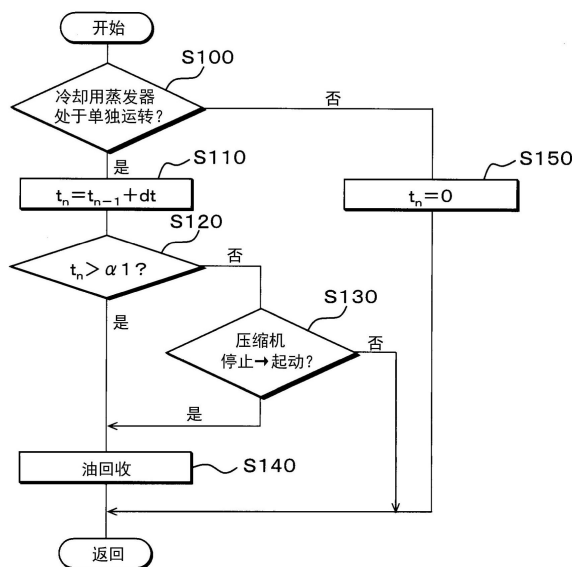
权利要求书2页 说明书16页 附图10页

(54) 发明名称

冷冻循环装置

(57) 摘要

包括:吸入制冷剂并在压缩之后排出的压缩机(11);使从压缩机排出的制冷剂与向空调对象空间送风的空气进行热交换而向空气散热的散热部(12、20、22);能够使制冷剂减压且关闭制冷剂的流路的第一减压部(13);通过使在第一减压部中减压后的制冷剂与空气进行热交换而从空气吸热来使制冷剂蒸发的第一蒸发部(14);在制冷剂的流路中与第一减压部并联地配置且使制冷剂减压的第二减压部(16);通过使在第二减压部中减压后的制冷剂吸热而使制冷剂蒸发的第二蒸发部(17);以及控制部(60),上述控制部在判定为第一减压部关闭流路且混入制冷剂的冷冻机油滞留在第一蒸发部中的情况下,执行以打开流路的方式控制第一减压部的油回收控制。



1. 一种冷冻循环装置,包括:

压缩机(11),所述压缩机吸入制冷剂并在压缩之后排出;

散热部(12、20、22),所述散热部使从所述压缩机排出的所述制冷剂与向空调对象空间送风的空气进行热交换而向所述空气散热;

第一减压部(13),所述第一减压部能够使所述制冷剂减压,并且关闭所述制冷剂的流路;

第一蒸发部(14),所述第一蒸发部通过使在所述第一减压部中减压后的所述制冷剂与所述空气进行热交换并从所述空气吸热来使所述制冷剂蒸发;

第二减压部(16),所述第二减压部在所述制冷剂的流路中与所述第一减压部并联地配置,并且使所述制冷剂减压;

第二蒸发部(17),所述第二蒸发部通过使在所述第二减压部中减压后的所述制冷剂吸热来使所述制冷剂蒸发;以及

控制部(60),所述控制部在判定为所述第一减压部关闭所述流路且混入所述制冷剂的冷冻机油滞留在所述第一蒸发部中的情况下,执行以打开所述流路的方式控制所述第一减压部的油回收控制。

2. 如权利要求1所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述冷冻循环装置包括将所述空气向所述第一蒸发部及所述散热部送风的送风机(53),

所述散热部在所述空气的流路中配置于所述第一蒸发部的下游侧,

所述控制部在执行油回收控制的情况下,使所述送风机工作。

3. 如权利要求1或2所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述冷冻循环装置包括将所述空气向所述第一蒸发部及所述散热部送风的送风机(53),

所述控制部确定与空调负载(TAO)对应的所述送风机的风量即通常风量,

在判定为在起动所述压缩机时不能将吹出空气温度设为规定温度以上的情况下,将所述送风机的风量确定为比所述通常风量低的暖机风量,

在判定为所述冷冻机油滞留在所述第一蒸发部中且所述送风机被控制为所述暖机风量的情况下,执行所述油回收控制。

4. 如权利要求1至3中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述控制部在执行所述油回收控制的情况下,执行使所述压缩机的制冷剂排出能力增减的排出能力控制和使所述第一减压部的开度增减的开度控制中的至少一方。

5. 如权利要求1至4中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

作为在所述散热部中加热所述空气的热源,包括产生焦耳热的焦耳热产生部(25),

所述控制部在执行所述油回收控制的情况下,以产生所述焦耳热的方式控制所述焦耳热产生部。

6. 如权利要求1至5中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述控制部在所述第一减压部关闭规定时间以上的情况下,判定为所述冷冻机油滞留在所述第一蒸发部中。

7. 如权利要求1至6中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述控制部在所述压缩机从停止状态变为起动状态且所述第一减压部关闭所述流路的情况下,执行所述油回收控制。

8. 如权利要求1至7中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,所述冷冻循环装置包括:

合流部(10b),所述合流部将从所述第一减压部流出的所述制冷剂与从所述第二减压部流出的所述制冷剂合流;以及

逆流防止部(19),所述逆流防止部配置于所述第一蒸发部的制冷剂流下游侧且所述合流部的制冷剂流上游侧,允许所述制冷剂从所述第一蒸发部朝向所述合流部流动,并且禁止所述制冷剂从所述合流部朝向所述第一蒸发部流动。

9. 如权利要求1至8中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述冷冻循环装置包括对流入所述第一蒸发部的所述空气中的内部空气与外部空气的比率进行调节的内外空气调节部(52a),

所述控制部使所述第一蒸发部的热交换负载越高,则所述压缩机的制冷剂排出能力越高,

在执行所述油回收控制的情况下,以使所述内部空气的比率比所述外部空气的比率大的方式对所述内外空气调节部进行控制。

10. 如权利要求1至9中任一项所述的冷冻循环装置,其特征在于,

所述冷冻循环装置包括对所述空气进行送风的送风机(53),

所述控制部使所述第一蒸发部的热交换负载越高,则所述压缩机的制冷剂排出能力越高,

确定与空调负载(TAO)对应的所述送风机的风量即通常风量,

在执行所述油回收控制的情况下,使所述送风机的风量比所述通常风量增加。

## 冷冻循环装置

### 相关申请的援引

[0001] 本申请以2020年10月5日提交申请的日本专利申请2020-168603号为基础,在此援引其记载内容。

### 技术领域

[0002] 本公开涉及一种具有多个蒸发器的冷冻循环装置。

### 背景技术

[0003] 以往,在专利文献1中记载有一种能够进行车室内的空气调节和电池的冷却的冷冻循环装置。

[0004] 在该现有技术的冷冻循环装置中,第一膨胀阀及空气冷却用蒸发器与第二膨胀阀及冷却水冷却用蒸发器在制冷剂的流路中并联连接。

[0005] 第一膨胀阀对流入空气冷却用蒸发器的制冷剂进行减压。空气冷却用蒸发器对向车室内送风的空气进行冷却。第二膨胀阀对流入冷却水冷却蒸发器的制冷剂进行减压。冷却水冷却用蒸发器对向车室内送风的空气进行冷却。

[0006] 在制热模式下,通过关闭第一膨胀阀来切断制冷剂向空气冷却用蒸发器的流入,从而停止空气冷却用蒸发器中的空气冷却。

### 现有技术文献

#### 专利文献

[0007] 专利文献1:日本专利特开2019-26111号公报

### 发明内容

[0008] 在上述现有技术中,通过在制热模式时关闭第一膨胀阀来切断制冷剂向空气冷却用蒸发器的流入,但是有时不能完全地切断制冷剂向空气冷却用蒸发器的流入。在这种情况下,混入制冷剂中的冷冻机油会积存在空气冷却用蒸发器中,有可能会导导致压缩机的润滑不足。

[0009] 鉴于上述问题,本公开的目的在于有效地回收积存在蒸发器中的冷冻机油。

[0010] 根据本公开的一个方式的冷冻循环装置包括压缩机、散热部、第一减压部、第一蒸发部、第二减压部、第二蒸发部和控制部。

[0011] 压缩机吸入制冷剂并在压缩之后排出。散热部使从压缩机排出的制冷剂与向空调对象空间送风的空气进行热交换而向空气散热。

[0012] 第一减压部能够使制冷剂减压,并且关闭制冷剂的流路。第一蒸发部通过使在第一减压部中减压后的制冷剂与空气进行热交换而从空气吸热来使制冷剂蒸发。

[0013] 第二减压部在制冷剂的流路中与第一减压部并联地配置,并且使制冷剂减压。第二蒸发部通过使在第二减压部中减压后的制冷剂吸热来使制冷剂蒸发。

[0014] 控制部在判定为第一减压部关闭流路且混入制冷剂的冷冻机油滞留在第一蒸发

部中的情况下,执行以打开流路的方式控制第一减压部的油回收控制。

[0015] 这样一来,由于通过第一减压部打开制冷剂的流路而使制冷剂流向第一蒸发部,因此,能够使滞留在第一蒸发部中的冷冻机油返回压缩机。

### 附图说明

[0016] 参照附图和以下详细的记述,可以更明确本公开的上述目的、其他目的、特征和优点。

图1是第一实施方式的冷冻循环装置的整体结构图。

图2是表示第一实施方式的冷冻循环装置的电气控制部的框图。

图3是表示第一实施方式的冷冻循环装置的制冷模式下的工作状态的整体结构图。

图4是表示第一实施方式的冷冻循环装置的制热模式下的工作状态的整体结构图。

图5是表示第一实施方式的冷冻循环装置的除湿制热模式下的工作状态的整体结构图。

图6是表示第一实施方式的冷冻循环装置的电池冷却模式下的工作状态的整体结构图。

图7是表示第一实施方式的控制装置所执行的控制处理的一部分的流程图。

图8是表示第一实施方式的控制装置所执行的控制处理的一部分的流程图。

图9是表示第二实施方式的控制装置所执行的控制处理的一部分的流程图。

图10是第三实施方式的冷冻循环装置的整体结构图。

### 具体实施方式

[0017] 以下,参照附图,对用于实施本公开的多个方式进行说明。在各实施方式中,有时对与在之前的实施方式中说明的事项对应的部分标注相同的附图标记,并省略重复的说明。在各实施方式中对结构的仅一部分进行说明的情况下,对于结构的其他部分能应用在先说明的其他实施方式。不仅是各实施方式中具体明确记载了能够组合的部分之间的组合,只要不对组合造成阻碍,即使没有明确记载,也可以将实施方式之间部分地进行组合。

[0018] (第一实施方式)

以下,基于附图对实施方式进行说明。图1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)调节为适当的温度的空调装置。车辆用空调装置1具有冷冻循环装置10。在本实施方式中,将冷冻循环装置10装设于从发动机(换言之,内燃机)和行驶用电动机得到车辆行驶用的驱动力的混合动力汽车。

[0019] 本实施方式的混合动力汽车构成为在车辆停车时能够将从外部电源(换言之,商用电源)供给的电力向装设于车辆的电池(换言之,车载电池)充电的插电式混合动力汽车。作为电池,例如能够使用锂离子电池。

[0020] 从发动机输出的驱动力不仅用于车辆行驶,还用于使发电机工作。而且,能够将由发电机发电的电力和从外部电源供给的电力蓄积在电池中,蓄积在电池中的电力不仅供给至行驶用电动机,还供给至以构成冷冻循环装置10的电动式构成设备为代表的各种车载设

备。

[0021] 冷冻循环装置10是包括压缩机11、冷凝器12、储罐18、第一膨胀阀13、空气用蒸发器14、恒压阀15、第二膨胀阀16和冷却用蒸发器17的蒸汽压缩式冷冻机。在本实施方式的冷冻循环装置10中,使用氟利昂类制冷剂作为制冷剂,构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的亚临界冷冻循环。在制冷剂中混入用于润滑压缩机11的冷冻机油(具体而言为PAG油)。冷冻机油的一部分与制冷剂一起在循环回路中循环。

[0022] 压缩机11是由从电池供给的电力驱动的电动压缩机,吸入冷冻循环装置10的制冷剂并在压缩之后排出。压缩机11也可以是由带驱动的可变容量压缩机。

[0023] 冷凝器12是通过使从压缩机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的高压侧制冷剂热介质热交换器。

[0024] 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,使用至少含有乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体的液体或防冻液体。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。

[0025] 储罐18是使从冷凝器12流出的制冷剂的气液分离并且使液相制冷剂向下游侧流出,并且对循环回路的剩余制冷剂进行储存的气液分离部。从储罐18流出的液相制冷剂的流动在分岔部10a中分岔。

[0026] 第一膨胀阀13是使从储罐18流出的液相制冷剂减压膨胀的第一减压部。第一膨胀阀13是电气式的可变节流机构,具有阀芯和电动致动器。阀芯构成为能够改变制冷剂的流路的开度(换言之,节流开度)。电动致动器具有使阀芯的节流开度变化的步进电动机。

[0027] 第一膨胀阀13由带有将制冷剂的流路完全关闭的全闭功能的可变节流机构构成。即,第一膨胀阀13能够通过将制冷剂的流路完全关闭来切断制冷剂的流动。第一膨胀阀13的动作由从图2所示的控制装置60输出的控制信号控制。

[0028] 空气用蒸发器14是使从第一膨胀阀13流出的制冷剂与向车室内送风的空气进行热交换而对向车室内送风的空气进行冷却的制冷剂空气热交换器。空气用蒸发器14是使制冷剂从向车室内送风的空气吸热来使制冷剂蒸发的第一蒸发部。

[0029] 恒压阀15是将空气用蒸发器14的出口侧处的制冷剂的压力维持于规定值的压力调节部(换言之,压力调节用减压部)。恒压阀15由机械式的可变节流机构构成。具体而言,恒压阀15在空气用蒸发器14的出口侧处的制冷剂的压力低于规定值时,使制冷剂的流路面积(即,节流开度)减少,在空气用蒸发器14的出口侧处的制冷剂的压力超过规定值时,使制冷剂的流路面积(即,节流开度)增加。

[0030] 在循环回路中循环的循环制冷剂流量的变动较少的情况等下,代替恒压阀15,也可以采用由节流孔、毛细管等构成的固定节流阀。

[0031] 第二膨胀阀16和冷却用蒸发器17在制冷剂的流路中与第一膨胀阀13、空气用蒸发器14和恒压阀15并联地配置。

[0032] 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是电气式的可变节流机构,具有阀芯和电动致动器。阀芯构成为能够改变制冷剂的流路的开度(换言之,节流开度)。电动致动器具有使阀芯的节流开度变化的步进电动机。

[0033] 第二膨胀阀16由带有将制冷剂的流路完全关闭的全闭功能的可变节流机构构成。

即,第二膨胀阀16能够通过将制冷剂的流路完全关闭来切断制冷剂的流动。第二膨胀阀16的动作由从控制装置60输出的控制信号控制。

[0034] 冷却用蒸发器17是通过使从第二膨胀阀16流出的低压制冷剂与低温冷却水回路30的冷却水进行热交换来对冷却水进行冷却的低压侧制冷剂热介质热交换器。冷却用蒸发器17是使制冷剂从冷却水吸热来使制冷剂蒸发的第二蒸发部。在冷却用蒸发器17中蒸发后的气相制冷剂与从恒压阀15流出的制冷剂在合流部10b中合流,之后被吸入压缩机11并被压缩。

[0035] 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,使用至少含有乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体的液体或防冻液体。低温冷却水回路30是供低温热介质循环的低温热介质回路。

[0036] 在高温冷却水回路20中配置有冷凝器12、高温侧泵21、加热器芯部22、高温侧散热器23、开闭阀24和电加热器25。

[0037] 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是对在高温冷却水回路20中循环的冷却水的流量进行调节的高温侧流量调节部。低温侧泵31是对在低温冷却水回路30中循环的冷却水的流量进行调节的低温侧流量调节部。

[0038] 加热器芯部22是使高温冷却水回路20的冷却水与向车室内送风的空气进行热交换来对向车室内送风的空气进行加热的空气加热用热交换器。在加热器芯部22中,冷却水对向车室内送风的空气散热。冷凝器12、高温冷却水回路20和加热器芯部22是使从压缩机11排出的制冷剂与向车室内送风的空气进行热交换来向空气散热的散热部。

[0039] 高温侧散热器23是使高温冷却水回路20的冷却水与外部空气进行热交换的高温热介质外部空气热交换器。高温侧散热器23和开闭阀24在高温侧冷却水的流路中与加热器芯部22并联地配置。

[0040] 开闭阀24是将高温侧散热器23侧的冷却水流路打开、关闭的电磁阀。开闭阀24的动作由控制装置60控制。开闭阀24是对高温冷却水回路20中的冷却水的流动进行切换的高温切换部。

[0041] 开闭阀24也可以是恒温器。恒温器是包括机械机构的冷却水温度响应阀,该机械机构通过体积随温度变化的热蜡(日文:サーモワックス)使阀芯变位来将冷却水流路打开、关闭。

[0042] 电加热器25是对高温冷却水回路20的冷却水进行辅助加热的辅助加热部。电加热器25是用于在加热器芯部22中加热空气的辅助热源。作为电加热器25,能够采用通过供给电力来发热的PTC加热器等。电加热器25是产生焦耳热的焦耳热产生部。电加热器25的发热量由从控制装置60输出的控制电压控制。

[0043] 在低温冷却水回路30中配置有冷却用蒸发器17、低温侧泵31、低温侧散热器32、电池33和三通阀38。

[0044] 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的冷却水与外部空气进行热交换的低温热介质外部空气热交换器。

[0045] 电池33是装设于车辆的车载设备,并且是伴随工作而发热的发热设备。电池33将

伴随工作而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向低温冷却水回路30的冷却水供给热量。

[0046] 低温侧散热器32和电池33在低温侧冷却水的流路中彼此并联地配置。三通阀38对低温侧冷却水相对于低温侧散热器32及电池33的流动进行切换。三通阀38的动作由控制装置60控制。

[0047] 空气用蒸发器14和加热器芯部22收容在图1所示的室内空调单元50的外壳51(以下,称为空调外壳)中。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。空调外壳51是形成空气通路的空气通路形成构件。

[0048] 加热器芯部22在空调外壳51内的空气通路中配置于空气用蒸发器14的空气流下游侧。在空调外壳51中配置有内外空气切换箱52和室内送风机53。内外空气切换箱52具有内外空气切换门52a。内外空气切换门52a是将内部空气和外部空气切换导入空调外壳51内的空气通路的内外空气切换部。内外空气切换门52a是对被导入空调外壳51内的空气通路的内部空气与外部空气的比率进行调节的内外空气调节部。

[0049] 室内送风机53通过内外空气切换箱52吸入导入到空调外壳51内的空气通路中的内部空气及外部空气并进行送风。内外空气切换门52a和室内送风机53由控制装置60控制。

[0050] 在空调外壳51内的空气通路中,在空气用蒸发器14与加热器芯部22之间配置有空气混合气门54。空气混合气门54对经过空气用蒸发器14后的冷风中的流入到加热器芯部22的冷风与流过冷风旁通通路55的冷风的风量比例进行调节。

[0051] 冷风旁通通路55是供经过空气用蒸发器14后的冷风绕过加热器芯部22而流动的空气通路。

[0052] 空气混合气门54是具有可旋转地支承于空调外壳51的旋转轴和与旋转轴结合的门基板部的旋转式门。通过对空气混合气门54的开度位置进行调节,能够将空调外壳51吹出到车室内的空调风的温度调节为期望温度。

[0053] 空气混合气门54的旋转轴由伺服电动机驱动。伺服电动机的动作由控制装置60控制。

[0054] 空气混合气门54也可以是沿与空气流大致正交的方向滑动移动的滑动门。滑动门还可以是由刚体形成的板状的门。也可以是由具有挠性的薄膜材料形成的薄膜门。

[0055] 由空气混合气门54调节温度后的空调风从形成于空调外壳51的吹出口56向车室内吹出。

[0056] 图2所示的控制装置60由包括CPU、ROM和RAM等的公知的微型计算机及其周边电路构成。控制装置60基于存储在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是对各种控制对象设备的动作进行控制的控制部。

[0057] 由控制装置60控制的控制对象设备是压缩机11、第一膨胀阀13、第二膨胀阀16、高温侧泵21、开闭阀24、电加热器25、低温侧泵31、三通阀38、内外空气切换门52a和室内送风机53等。

[0058] 控制装置60中的对压缩机11的电动机进行控制的软件和硬件是制冷剂排出能力控制部。控制装置60中的对第一膨胀阀13进行控制的软件和硬件是第一节流控制部。控制装置60中的对第二膨胀阀16进行控制的软件和硬件是第二节流控制部。

[0059] 控制装置60中的对高温侧泵21进行控制的软件和硬件是高温热介质流量控制部。控制装置60中的对开闭阀24进行控制的软件和硬件是开闭阀控制部。

[0060] 控制装置60中的对电加热器25进行控制的软件和硬件是辅助加热控制部。控制装置60中的对低温侧泵31进行控制的软件和硬件是低温热介质流量控制部。控制装置60中的对三通阀38进行控制的软件和硬件是三通阀控制部。

[0061] 在控制装置60的输入侧连接有内部空气温度传感器61、外部空气温度传感器62、日照量传感器63、蒸发器温度传感器64、加热器芯部温度传感器65、制冷剂压力传感器66、高温冷却水温度传感器67、低温冷却水温度传感器68、窗表面湿度传感器69等各种控制用传感器组。

[0062] 内部空气温度传感器61对车室内温度 $T_r$ 进行检测。外部空气温度传感器62对外部空气温度 $T_{am}$ 进行检测。日照量传感器63对车室内的日照量 $A_s$ 进行检测。

[0063] 蒸发器温度传感器64是对冷却用蒸发器17的温度 $T_E$ 进行检测的温度检测部。蒸发器温度传感器64例如是对冷却用蒸发器17的热交换翅片的温度进行检测的翅片热敏电阻、对在冷却用蒸发器17中流动的制冷剂的温度进行检测的制冷剂温度传感器等。

[0064] 加热器芯部温度传感器65是对加热器芯部22的温度 $T_H$ 进行检测的温度检测部。加热器芯部温度传感器65例如是对加热器芯部22的热交换翅片的温度进行检测的翅片热敏电阻、对在加热器芯部22中流动的冷却水的温度进行检测的制冷剂温度传感器、对从加热器芯部22流出的空气的温度进行检测的空气温度传感器等。

[0065] 制冷剂压力传感器66是对从压缩机11排出的制冷剂的压力进行检测的制冷剂压力检测部。代替制冷剂压力传感器66,制冷剂温度传感器也可以与控制装置60的输入侧连接。制冷剂温度传感器是对从压缩机11排出的制冷剂的温度进行检测的制冷剂压力检测部。控制装置60也可以基于制冷剂的温度来推定制冷剂的压力。

[0066] 高温冷却水温度传感器67是对高温冷却水回路20的冷却水的温度进行检测的温度检测部。例如,高温冷却水温度传感器67对冷凝器12的冷却水的温度进行检测。

[0067] 低温冷却水温度传感器68是对低温冷却水回路30的冷却水的温度进行检测的温度检测部。例如,低温冷却水温度传感器68对冷却用蒸发器17的冷却水的温度进行检测。

[0068] 窗表面湿度传感器69由窗附近湿度传感器、窗附近空气温度传感器和窗表面温度传感器构成。

[0069] 窗附近湿度传感器对车室内的挡风玻璃附近的车室内空气的相对湿度(以下,称为窗附近相对湿度。)进行检测。窗附近空气温度传感器对挡风玻璃附近的车室内空气的温度进行检测。窗表面温度传感器对挡风玻璃的表面温度进行检测。

[0070] 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配置在车室内前部的仪表盘附近。来自各种操作开关的操作信号被输入到控制装置60。

[0071] 各种操作开关是空调开关、温度设定开关等。空调开关对是否由室内空调单元50进行空气的冷却进行设定。温度设定开关对车室内的设定温度进行设定。

[0072] 接着,对上述结构中的工作进行说明。控制装置60基于目标吹出温度 $T_{A0}$ 等将空调的运转模式切换为图3所示的制冷模式、图4所示的制热模式和图5所示的除湿制热模式中的任一个。

[0073] 目标吹出温度TA0是向车室内吹出的吹出空气的目标温度。目标吹出温度TA0是表示对车辆用空调装置1所要求的空调负载(换言之,空调热负载)的指标。控制装置60基于以下的数学式F1来计算目标吹出温度TA0。

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

在该数学式中,Tset是由操作面板70的温度设定开关设定的车室内设定温度,Tr是由内部空气温度传感器61检测出的内部空气温度,Tam是由外部空气温度传感器62检测出的外部空气温度,As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。

[0074] 控制装置60在制热模式下判定为车辆的窗户有可能起雾的情况下,切换为除湿制热模式。例如,控制装置60在制热模式下,基于窗表面湿度传感器69的检测值来计算车室内侧表面的相对湿度RHW(以下,称为窗表面相对湿度),并且基于车室内侧表面的相对湿度RHW来判定车辆的窗户是否有可能起雾。

[0075] 窗表面相对湿度RHW是表示挡风玻璃起雾的可能性的指标。具体而言,窗表面相对湿度RHW的值越大,意味着挡风玻璃起雾的可能性越高。

[0076] 接着,对制冷模式、制热模式和除湿制热模式下的工作进行说明。

[0077] (制冷模式)

在制冷模式下,控制装置60将第一膨胀阀13设为节流状态,将第二膨胀阀16设为全闭状态。

[0078] 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确定与控制装置60连接的各种控制设备的工作状态(向各种控制设备输出的控制信号)。

[0079] 对于向压缩机11输出的控制信号(换言之,压缩机11的转速),基于目标蒸发器温度TE0与冷却用蒸发器17的温度TE的偏差,通过反馈控制方法,以使冷却用蒸发器17的温度TE接近目标蒸发器温度TE0的方式进行确定。

[0080] 目标蒸发器温度TE0基于目标吹出温度TA0,参照存储在控制装置60中的控制映射来确定。在本实施方式的控制映射中,以伴随目标吹出温度TA0的上升而使目标蒸发器温度TE0上升的方式进行确定。

[0081] 对于向室内送风机53输出的控制信号(换言之,室内送风机53的风量),基于目标吹出温度TA0来确定。例如,向室内送风机53输出的控制信号以在目标吹出温度TA0的高温区域和低温区域中使室内送风机53的风量变多的方式进行确定。

[0082] 对于向第一膨胀阀13输出的控制信号(换言之,第一膨胀阀13的节流开度),以使向压缩机11流入的制冷剂的过热度接近目标过热度的方式进行确定,目标过热度是以使循环回路的能效比(所谓的COP)接近最大值的方式预先设定的。

[0083] 对于向空气混合气门54的伺服电动机输出的控制信号,以如下方式进行确定:将空气混合气门54操作到图3所示的位置而将加热器芯部22的空气通路封闭,并且使经过空气用蒸发器14后的送风空气的总流量绕过加热器芯部22的空气通路而流动。

[0084] 在制冷模式下,使压缩机11和高温侧泵21工作。在制冷模式下,开闭阀24打开高温侧散热器23侧的冷却水流路。由此,在高温冷却水回路20中,如图3的粗实线所示,冷却水在高温侧散热器23中循环,在散热器23中从冷却水向外部空气散热。

[0085] 此时,高温冷却水回路20的冷却水也在加热器芯部22中循环,但是由于空气混合

气门54将加热器芯部22的空气通路封闭,因此,在加热器芯部22中几乎不进行从冷却水向空气的散热。

[0086] 在制冷模式时的冷冻循环装置10中,如图3的粗实线所示,在循环回路中循环的制冷剂的状态以如下的方式变化。

[0087] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12。流入冷凝器12的制冷剂向高温冷却水回路20的冷却水散热。由此,制冷剂在冷凝器12中被冷却并冷凝。

[0088] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,并且在第一膨胀阀13中减压膨胀至成为低压制冷剂。在第一膨胀阀13中减压后的低压制冷剂流入空气用蒸发器14,并从向车室内送风的空气吸热而蒸发。由此,向车室内送风的空气被冷却。

[0089] 然后,从空气用蒸发器14流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,并且再次在压缩机11中被压缩。

[0090] 如上所述,在制冷模式下,在空气用蒸发器14中使低压制冷剂从空气中吸热,能够将冷却后的空气向车室内吹出。由此,能够实现车室内的制冷。

[0091] 在制冷模式下,在需要冷却电池33的情况下,将第二膨胀阀16设为节流状态,并且使低温侧泵31工作。

[0092] 由此,如图3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,并且在第二膨胀阀16中减压膨胀至成为低压制冷剂。在第二膨胀阀16中减压后的低压制冷剂流入冷却用蒸发器17,并从低温冷却水回路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。

[0093] 在需要冷却电池33的情况下,如图3的实线箭头所示,三通阀38成为使低温冷却水回路30的冷却水在电池33中循环的状态。由此,通过低温冷却水回路30的冷却水来冷却电池33。

[0094] (制热模式)

在制热模式下,控制装置60将第一膨胀阀13设为全闭状态,将第二膨胀阀16设为节流状态。

[0095] 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确定与控制装置60连接的各种控制设备的工作状态(向各种控制设备输出的控制信号)。

[0096] 对于向压缩机11输出的控制信号(换言之,压缩机11的转速),基于目标加热器芯部温度TH0与加热器芯部22的温度TH的偏差,通过反馈控制方法,以使加热器芯部22的温度TH接近目标加热器芯部温度TH0的方式进行确定。

[0097] 目标加热器芯部温度TH0基于目标吹出温度TA0,参照存储在控制装置60中的控制映射来确定。在本实施方式的控制映射中,以伴随目标吹出温度TA0的上升而使目标加热器芯部温度TH0上升的方式进行确定。

[0098] 向压缩机11输出的控制信号也可以基于目标冷凝器温度TC0与冷凝器12的温度TC的偏差,通过反馈控制方法,以使冷凝器12的温度TC接近目标冷凝器温度TC0的方式进行确定。

[0099] 对于向室内送风机53输出的控制信号(换言之,室内送风机53的风量),与制冷模式同样地,基于目标吹出温度TA0来确定。例如,向室内送风机53输出的控制信号以在目标吹出温度TA0的高温区域和低温区域中使室内送风机53的风量变多的方式进行确定。以下,

将基于目标吹出温度TA0确定的室内送风机53的风量称为通常风量。

[0100] 在刚起动压缩机11之后的暖机中,将室内送风机53的风量确定为比通常风量少的暖机风量。由此,能够抑制在暖机时冷空气被吹出至乘员而使乘员感到寒冷的情况。

[0101] 即,由于在冷冻循环装置10的暖机中不能充分地提高吹出空气温度而使乘员由于吹出空气感到寒冷,因此,将室内送风机53的风量确定为比通常风量少的暖机风量。

[0102] 例如,在起动压缩机11之后的经过时间为规定时间以下的情况下,将室内送风机53的风量确定为暖机风量。也可以在室内空调单元50的吹出空气温度为规定温度以下的情况下,将室内送风机53的风量确定为暖机风量。还可以在加热器芯部22的温度TH为规定温度以下的情况下,将室内送风机53的风量确定为暖机风量。

[0103] 对于向第二膨胀阀16输出的控制信号,以使从冷却用蒸发器17流出的制冷剂的过热度接近预定的目标过热度的方式进行确定。目标过热度以使循环回路的能效比(所谓的COP)接近最大值的方式进行确定。

[0104] 对于向空气混合气门54的伺服电动机输出的控制信号,以如下方式进行确定:将空气混合气门54操作到图4所示的位置而将加热器芯部22的空气通路全部打开,并且使经过空气用蒸发器14后的送风空气的总流量经过加热器芯部22的空气通路。

[0105] 在制热模式下,使压缩机11、高温侧泵21、低温侧泵31工作。在制热模式下,开闭阀24关闭高温侧散热器23侧的冷却水流路。由此,如图4的高温冷却水回路20中的粗实线所示,高温冷却水回路20的冷却水在加热器芯部22中循环,在加热器芯部22中从冷却水对向车室内送风的空气散热。

[0106] 在制热模式下,三通阀38打开低温侧散热器32侧的冷却水流路。由此,如图4的低温冷却水回路30中的粗实线所示,低温冷却水回路30的冷却水在低温侧散热器32中循环。

[0107] 在制热模式的冷冻循环装置10中,制冷剂如图4的粗实线所示那样流动,在循环回路中循环的制冷剂的状态以如下的方式变化。

[0108] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,并与高温冷却水回路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。

[0109] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,并减压至成为低压制冷剂。然后,在第二膨胀阀16中减压后的低压制冷剂流入冷却用蒸发器17,并从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。

[0110] 然后,从冷却用蒸发器17流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,并且再次在压缩机11中被压缩。

[0111] 如上所述,在制热模式下,能够在冷凝器12中使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热量向高温冷却水回路20的冷却水散热,在加热器芯部22中使高温冷却水回路20的冷却水所具有的热量向空气散热,并且使由加热器芯部22加热后的空气向车室内吹出。由此,能够实现车室内的制热。

[0112] 由于低温冷却水回路30的冷却水在低温侧散热器32中循环,因此,能够使低温冷却水回路30的冷却水从外部空气吸热,并且在冷却用蒸发器17中使低压制冷剂从低温冷却水回路30的冷却水吸热。因此,能够将外部空气的热量用于车室内的制热。

[0113] 在制热模式的低温冷却水回路30中,如图4的实线箭头所示,通过使低温冷却水回路30的冷却水也在电池33中循环,能够使低温冷却水回路30的冷却水吸收电池33的废热,

并且在冷却用蒸发器17中使低压制冷剂从低温冷却水回路30的冷却水吸热。

[0114] 因此,能够将电池33的废热用于车室内的制热。另外,能够将电池33的废热用于低温侧散热器32的除霜。

[0115] 另外,通过使低温冷却水回路30的冷却水也在电池33中循环,能够将电池33的废热用于车室内的制热或除霜。

[0116] (除湿制热模式)

在除湿制热模式下,控制装置60将第一膨胀阀13设为节流全闭状态,将第二膨胀阀16设为全闭状态。

[0117] 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确定与控制装置60连接的各种控制设备的工作状态(向各种控制设备输出的控制信号)。

[0118] 对于向压缩机11输出的控制信号(换言之,压缩机11的转速)和向室内送风机53输出的控制信号(换言之,室内送风机53的风量),与制热模式同样地进行确定。

[0119] 对于向第一膨胀阀13输出的控制信号,以使从空气用蒸发器14流出的制冷剂的过热度接近预定的目标过热度的方式进行确定。目标过热度以使循环回路的能效比(所谓的COP)接近最大值的方式进行确定。

[0120] 对于向空气混合气门54的伺服电动机输出的控制信号,以如下方式进行确定:将空气混合气门54操作到图5所示的位置而将加热器芯部22的空气通路全部打开,并且使经过空气用蒸发器14的送风空气的总流量经过加热器芯部22的空气通路。

[0121] 在除湿制热模式下,使压缩机11、高温侧泵21、低温侧泵31工作。

[0122] 在除湿制热模式下,开闭阀24关闭高温侧散热器23侧的冷却水流路。由此,在除湿制热模式的高温冷却水回路20中,如图5的粗实线所示,高温冷却水回路20的冷却水在加热器芯部22中循环,在加热器芯部22中从冷却水对向车室内送风的空气散热。

[0123] 在除湿制热模式的冷冻循环装置10中,制冷剂如图5的粗实线所示那样流动,在循环回路中循环的制冷剂的状态以如下的方式变化。

[0124] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,并与高温冷却水回路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。

[0125] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第一膨胀阀13,并减压至成为低压制冷剂。然后,在第一膨胀阀13中减压后的低压制冷剂流入空气用蒸发器14,并从向车室内送风的空气吸热而蒸发。由此,向车室内送风的空气被冷却除湿。然后,从空气用蒸发器14流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,并且再次在压缩机11中被压缩。

[0126] 如上所述,在除湿制热模式下,能够在冷凝器12中使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热量向高温冷却水回路20的冷却水散热,并且在加热器芯部22中使高温冷却水回路20的冷却水所具有的热量向空气散热。

[0127] 另外,能够使在第二膨胀阀16中减压后的低压制冷剂在空气用蒸发器14中从向车室内送风的空气吸热,并且将在空气用蒸发器14中冷却除湿后的空气在加热器芯部22中加热并向车室内吹出。由此,能够实现车室内的除湿制热。

[0128] 在除湿制热模式下,通过将第二膨胀阀16设为节流状态,在第二膨胀阀16中减压后的低压制冷剂流入冷却用蒸发器17,并且从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。

[0129] 然后,在低温冷却水回路30中,如图5的粗实线所示,通过使低温冷却水回路30的

冷却水在低温侧散热器32中循环,能够使低温冷却水回路30的冷却水从外部空气吸热,并且使低压制冷剂在冷却用蒸发器17中从低温冷却水回路30的冷却水吸热。因此,能够将外部空气的热量用于车室内的制热。

[0130] 另外,如图5的实线箭头所示,通过使在冷却用蒸发器17中冷却后的冷却水也在电池33中循环,能够使低温冷却水回路30的冷却水吸收电池33的废热,并且在冷却用蒸发器17中使低压制冷剂从低温冷却水回路30的冷却水吸热。因此,能够将电池33的废热用于车室内的制热。

[0131] 这样,在本实施方式的车辆用空调装置1中,通过对针对空气用蒸发器14及冷却用蒸发器17的制冷剂流动与高温冷却水回路20及低温冷却水回路30中的冷却水流动进行切换,能够执行车室内的适当的制冷、制热和除湿制热,进而能够实现车室内的舒适的空气调节。

[0132] (电池冷却模式)

在空调断开时需要冷却电池33的情况下,控制装置60执行电池冷却模式。

[0133] 在电池冷却模式下,控制装置60将第一膨胀阀13设为全闭状态,将第二膨胀阀16设为节流状态。

[0134] 控制装置60基于电池33的目标温度、传感器组的检测信号等来确定与控制装置60连接的各种控制设备的工作状态(向各种控制设备输出的控制信号)。

[0135] 对于向压缩机11输出的控制信号(换言之,压缩机11的转速),基于电池33的目标温度与电池33的温度的偏差,通过反馈控制方法,以使电池33的温度接近目标温度的方式进行确定。

[0136] 对于向第二膨胀阀16输出的控制信号,以使从冷却用蒸发器17流出的制冷剂的过热度接近预定的目标过热度的方式进行确定。目标过热度以使循环回路的能效比(所谓的COP)接近最大值的方式进行确定。

[0137] 在电池冷却模式下,使压缩机11、高温侧泵21、低温侧泵31工作。在电池冷却模式下,开闭阀24打开高温侧散热器23侧的冷却水流路。由此,如图6的高温冷却水回路20中的粗实线所示,高温冷却水回路20的冷却水在高温侧散热器23中循环,并且在散热器23中从冷却水向外部空气散热。

[0138] 在电池冷却模式下,三通阀38成为低温冷却水回路30的冷却水在电池33中循环的状态。由此,通过低温冷却水回路30的冷却水来冷却电池33。

[0139] 在电池冷却模式的冷冻循环装置10中,制冷剂如图6的粗实线所示那样流动,在循环回路中循环的制冷剂的状态以如下方式变化。

[0140] 即,从压缩机11排出的高压制冷剂流入冷凝器12,并与高温冷却水回路20的冷却水进行热交换而散热。由此,制冷剂在冷凝器12中被冷却并冷凝。

[0141] 从冷凝器12流出的制冷剂流入第二膨胀阀16,并减压至成为低压制冷剂。然后,在第二膨胀阀16中减压后的低压制冷剂流入冷却用蒸发器17,并从低温冷却水回路30的冷却水吸热而蒸发。

[0142] 然后,从冷却用蒸发器17流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧流动,并且再次在压缩机11中被压缩。

[0143] 如上所述,在电池冷却模式下,低温冷却水回路30的冷却水在冷却用蒸发器17中

被冷却,低温冷却水回路30的冷却水在电池33中循环而对电池33进行冷却。

[0144] 接着,对本实施方式的油回收控制进行说明。控制装置60为了防止空气用蒸发器14中的油驻留(日文:オイル寝込み),执行图7的流程图所示的油回收控制。空气用蒸发器14中的油驻留是指混入制冷剂中的制冷剂滞留在空气用蒸发器14中的现象。

[0145] 首先,在步骤S100中,对是否处于冷却用蒸发器17的单独运转进行判定。即,对是否处于制热模式或电池冷却模式进行判定。具体而言,在处于制冷剂向空气用蒸发器14的流入被切断且制冷剂向冷却用蒸发器17流入的运转状态的情况下,判定为处于冷却用蒸发器17的单独运转。

[0146] 在步骤S100中判定为处于冷却用蒸发器17的单独运转的情况下,前进至步骤S110,将上次的驻留量计数器 $t_{n-1}$ 的值与规定值 $dt$ 相加后的值确定为本次的驻留量计数器 $t_n$ 的值,并前进至步骤S120。在步骤S100中并未判定为处于冷却用蒸发器17的单独运转的情况下,前进至步骤S150,将驻留量计数器 $t_n$ 的值复位为0并返回步骤S100。

[0147] 在步骤S120中,对驻留量计数器 $t_n$ 的值是否超过阈值 $\alpha 1$ 进行判定。在步骤S120中,在判定为驻留量计数器 $t_n$ 的值超过阈值 $\alpha 1$ 的情况下,判断为存在油驻留并前进至步骤S140。在步骤S120中,在判定为驻留量计数器 $t_n$ 的值没有超过阈值 $\alpha 1$ 的情况下,前进至步骤S130,对压缩机11是否从停止状态变为起动状态进行判定。

[0148] 在步骤S130中判定为压缩机11从停止状态变为起动状态的情况下,判断为存在油驻留并前进至步骤S140。在步骤S130中判定为压缩机11没有从停止状态变为起动状态的情况下,判断为不存在油驻留并返回步骤S100。

[0149] 在步骤S140中,进行油回收控制。在步骤S140的油回收控制中,如图8所示,首先,在步骤S1410中打开第一膨胀阀13。由此,由于制冷剂在空气用蒸发器14中流动,因此,能够使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0150] 在这种情况下,如果将第一膨胀阀13周期性地打开、关闭,则空气用蒸发器14的制冷剂流动会产生脉动,因此,容易回收滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油。也可以通过周期性地增减压缩机11的转速,使空气用蒸发器14的制冷剂流动产生脉动。

[0151] 此时,如果以使流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量比流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量多的方式来确定第一膨胀阀13和第二膨胀阀16的开度,则能够有效地回收滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油。

[0152] 如果以使流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量比流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量多的方式来确定第一膨胀阀13和第二膨胀阀16的开度,则能够尽可能地抑制冷却用蒸发器17中的吸热量的减少。

[0153] 在步骤S1420中,能够在加热器芯部22中加热经过空气用蒸发器14后的空气。具体而言,使室内送风机53和高温侧泵21工作,并以打开加热器芯部22的空气通路的方式来操作空气混合气门54。

[0154] 由此,能够抑制油回收时在车室内产生不愉快的气味。即,由于使制冷剂在空气用蒸发器14中流动,空气中的水分在空气用蒸发器14中冷凝或冻结而容易产生气味,但是通过在加热器芯部22中加热经过空气用蒸发器14后的空气,能够降低经过空气用蒸发器14后的空气的相对湿度而不易感到气味。

[0155] 在步骤S1430中,将第二膨胀阀16设为全闭状态,并且使电加热器25工作。由此,由

于空气用蒸发器14中的制冷剂流量增加,因此,容易回收滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油。通过使电加热器25工作,能够抑制向车室内吹出的吹出空气温度的降低。即,由于存在制冷剂不在冷却用蒸发器17中流动而使冷却用蒸发器17中的吸热量减少、冷凝器12中的冷却水的加热量减少的情况,因此,通过使电加热器25工作,能够弥补冷凝器12中的冷却水的加热量的减少,进而能够抑制加热器芯部22中的空气的加热量的减少。

[0156] 在步骤S1440中,以使导入空调外壳51的的空气的内部空气率增加的方式来控制内外空气切换门52a,并且以使导入空调外壳51的的空气的风量增加的方式来控制室内送风机53。

[0157] 由于导入空调外壳51的的空气的内部空气率增加而使流入空气用蒸发器14的的空气的温度上升,因此,空气用蒸发器14的热交换负载会增加。由于导入空调外壳51的的空气的风量增加,空气用蒸发器14的热交换负载会增加。在空气用蒸发器14的热交换负载增加时,压缩机11的转速增加,因此,空气用蒸发器14中的制冷剂流量增加,从而容易回收滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油。

[0158] 由于流入空气用蒸发器14的的空气的温度上升而使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油的温度也上升,从而使冷冻机油的粘性降低,因此,容易回收冷冻机油。

[0159] 在步骤S1450中,对在步骤S1410中打开第一膨胀阀13之后是否经过了规定时间T1(例如10秒)进行判定。在步骤S1450中判定为经过了规定时间T1的情况下,前进至步骤S1460并结束油回收控制。即,返回到执行油回收控制之前的控制状态。在步骤S1450中判定为没有经过规定时间T1的情况下,重复步骤S1450。

[0160] 在本实施方式中,控制装置60在判定为第一膨胀阀13关闭流路且冷冻机油滞留在空气用蒸发器14中的情况下,执行油回收控制。在油回收控制中,以打开制冷剂流路的方式来控制第一膨胀阀13。

[0161] 这样一来,由于通过第一膨胀阀13打开制冷剂流路而使制冷剂流向空气用蒸发器14,因此,能够使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0162] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,使室内送风机53工作。由此,由于能够在油回收控制时将空气用蒸发器14中冷却后的空气在冷凝器12中加热并吹出到车室内空间,因此,即使在油回收控制时在空气用蒸发器14中产生冷凝水或冷凝水冻结,也能够降低吹出空气的相对湿度而不易感到气味。

[0163] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,执行使压缩机11的转速(换言之,制冷剂排出能力)增减的转速控制(换言之,排出能力控制)和使第一膨胀阀13的开度增减的开度控制中的至少一方。

[0164] 由此,在油回收控制时使在空气用蒸发器14中流动的制冷剂产生脉动,能够有效地使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0165] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,以使流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量比流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量多的方式来控制第一膨胀阀13和第二膨胀阀16。

[0166] 由此,能够尽可能地增加在空气用蒸发器14中流动的制冷剂的流量,从而有效地使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0167] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,使电加热器25工作。由

此,即使流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量变少而使在冷却用蒸发器17中的吸热量变少,从而使冷凝器12中的从制冷剂向冷却水的散热量变少,也能够通过电加热器25的焦耳热来弥补向冷却水散热的散热量。因此,能够在油回收控制时尽可能地维持吹出空气温度。

[0168] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,以使流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量比流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量多的方式来控制第一膨胀阀13和第二膨胀阀16。

[0169] 由此,由于能够尽可能地抑制油回收时流入冷却用蒸发器17的制冷剂的流量减少,因此,能够尽可能地抑制冷却用蒸发器17中的吸热量减少。因此,由于能够尽可能地抑制来自冷凝器12中的制冷剂的散热量减少,因此,能够尽可能地抑制油回收控制时的吹出空气温度的变动。

[0170] 在本实施方式中,控制装置60在第一膨胀阀13关闭规定时间以上的情况下,判定为冷冻机油滞留在空气用蒸发器14中。由此,能够适当地判定冷冻机油是否滞留在空气用蒸发器14中。

[0171] 在本实施方式中,控制装置60在压缩机11从停止状态变为起动状态且第一膨胀阀13关闭流路的情况下,执行油回收控制。由此,制冷剂在压缩机11停止的期间向空气用蒸发器14逆流,从而能够使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油迅速地返回压缩机11。

[0172] 在本实施方式中,控制装置60使空气用蒸发器14的热交换负载越高,则使压缩机11的转速越高,并且在执行油回收控制的情况下,以使内部空气的比率比外部空气的比率大的方式控制内外空气切换门52a。

[0173] 这样一来,由于能够在油回收控制时提高空气用蒸发器14的热交换负载而使压缩机11的排出制冷剂流量增加,因此,能够使流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量增加,从而有效地使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0174] 由于能够通过提高流入空气用蒸发器14的的空气的温度来降低滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油的粘性,因此,能够有效地使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0175] 在本实施方式中,控制装置60在执行油回收控制的情况下,使室内送风机53的风量比通常风量增加。这样一来,由于能够在油回收控制时提高空气用蒸发器14的热交换负载而使压缩机11的排出制冷剂流量增加,因此,能够使流入空气用蒸发器14的制冷剂的流量增加,从而有效地使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油返回压缩机11。

[0176] (第二实施方式)

在上述实施方式中,在空气用蒸发器14中存在油驻留的情况下执行油回收控制,但是在本实施方式中,在空气用蒸发器14中存在油驻留且处于冷冻循环装置10的暖机中的情况下执行油回收控制。

[0177] 控制装置60为了防止空气用蒸发器14中的油驻留,执行图9的流程图所示的油回收控制。在图9的流程图中,针对上述第一实施方式的图7的流程图追加步骤S135。

[0178] 在步骤S120中,在判定为驻留量计数器 $t_n$ 超过阈值 $\alpha 1$ 的情况下,判断为存在油驻留并前进至步骤S135。在步骤S120中,在判定为驻留量计数器 $t_n$ 没有超过阈值 $\alpha 1$ 的情况下,前进至步骤S130,对压缩机11是否从停止状态变为起动状态进行判定。在步骤S130中判定为压缩机11从停止状态变为起动状态的情况下,判断为存在油驻留并前进至步骤S135。在

步骤S130中判定为压缩机11没有从停止状态变为起动状态的情况下,判断为不存在油驻留并返回步骤S100。

[0179] 在步骤S135中,对室内送风机53的风量是否处于被控制在暖机风量以下的状态进行判定。在步骤S135中,在判定为室内送风机53的风量处于被控制为暖机风量的状态的情况下,前进至步骤S140并进行油回收控制。由此,由于在室内送风机53的风量较少的情况下进行油回收控制,因此,能够抑制在油回收中空气用蒸发器14产生冷凝水或冷凝水冻结而在车室内产生不愉快的气味。由于向空气用蒸发器14送风的风量不增加而进行油回收,因此,能够在不延迟冷冻循环装置10的暖机的情况下进行油回收。

[0180] 在步骤S135中,在判定为室内送风机53的风量并非处于被控制为暖机风量的状态的情况下,判断为在进行油回收时有可能在车室内产生不愉快的气味,不进行油回收而返回步骤100。

[0181] 在本实施方式中,控制装置60在判定为冷冻机油滞留在空气用蒸发器14中且室内送风机53被控制为暖机风量的情况下,执行油回收控制。

[0182] 由此,由于能够在油回收控制时抑制在空气用蒸发器14中产生冷凝水或冷凝水冻结,因此,能够抑制在空气用蒸发器14中产生气味。

[0183] (第三实施方式)

在上述实施方式中,在压缩机11起动时进行油回收控制,但是在本实施方式中,以不需要压缩机11起动时的油回收控制为目的,如图10所示,在空气用蒸发器14的制冷剂出口侧配置有逆流防止阀19。

[0184] 逆流防止阀19是防止在压缩机11停止后贮存在储罐18中的制冷剂向空气用蒸发器14逆流的逆流防止部。

[0185] 逆流防止阀19配置在空气用蒸发器14的制冷剂流下游侧且合流部10b的制冷剂流上游侧。逆流防止阀19允许制冷剂从空气用蒸发器14朝向合流部10b流动,并且禁止制冷剂从合流部10b朝向空气用蒸发器14流动。

[0186] 由于逆流时的压差较小,因此,期望逆流防止阀19是在逆流时利用弹簧的力来关闭阀芯的弹簧式止回阀。逆流防止阀19也可以是由控制装置60控制的电磁阀。

[0187] 在本实施方式中,由于能够防止在压缩机11停止后贮存在储罐18中的制冷剂向空气用蒸发器14逆流,因此,能够抑制由于制冷剂向空气用蒸发器14逆流而使冷冻机油滞留在空气用蒸发器14中。

[0188] 在本实施方式中,逆流防止阀19允许制冷剂从空气用蒸发器14朝向合流部10b流动,并且禁止制冷剂从合流部10b朝向空气用蒸发器14流动。

[0189] 由此,能够抑制由于制冷剂在压缩机11停止期间向空气用蒸发器14逆流而使滞留在空气用蒸发器14中的冷冻机油的减少。

[0190] 本公开不限于上述实施方式,能够在不脱离本公开的主旨的范围内如下所述地进行各种变形。

[0191] 在上述实施方式中,使用冷却水作为热介质,但是也可以使用油等各种介质作为热介质。作为热介质,也可以使用纳米流体。纳米流体是指混入了粒径为纳米级的纳米粒子的流体。

[0192] 在上述实施方式的冷冻循环装置10中,使用氟利昂类制冷剂作为制冷剂,但是制

冷剂的种类不限于于此,也可以使用二氧化碳等自然制冷剂或碳氢化合物类制冷剂等。

[0193] 另外,上述实施方式的冷冻循环10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冷冻循环,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冷冻循环。

[0194] 在上述实施方式中,高温侧散热器23和低温侧散热器32是不同的散热器,但是高温侧散热器23和低温侧散热器32也可以由一个散热器构成。

[0195] 例如,也可以通过使高温侧散热器23的罐和低温侧散热器32的罐彼此一体化而使高温侧散热器23和低温侧散热器32由一个散热器构成。

[0196] 在上述实施方式中,第一膨胀阀13一体地构成有对制冷剂进行减压的减压部和对制冷剂的流路的开度进行调节的开度调节部,但是减压部和开度调节部也可以是分开的。

[0197] 虽然基于实施例对本公开进行了记述,但是应当理解,本公开并不限于上述实施例、结构。本公开也包含各种各样的变形例、等同范围内的变形。除此之外,各种各样的组合、方式、进而在它们中包含仅一个要素、其以上或其以下的其他组合、方式也属于本公开的范畴、思想范围。

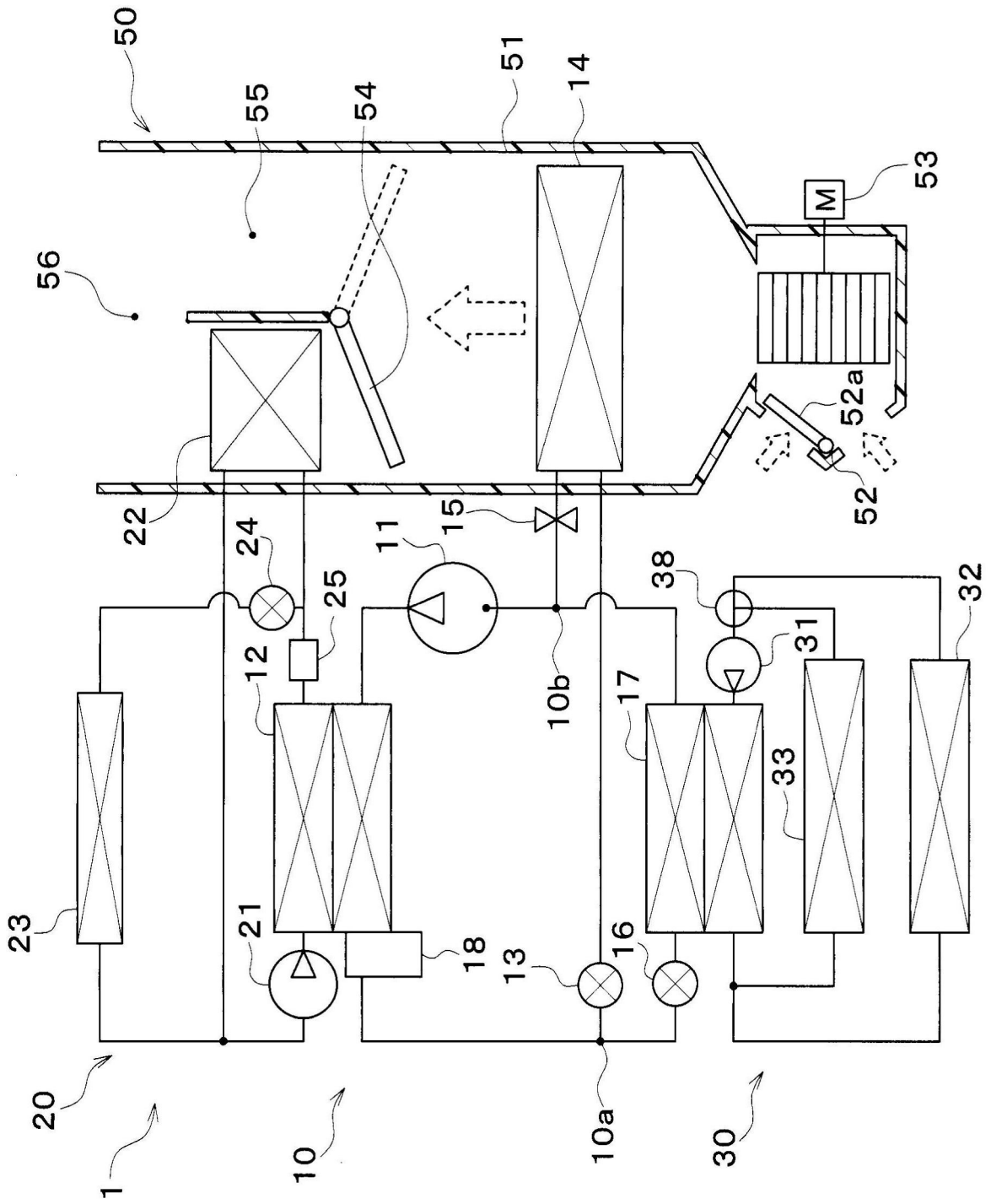


图1

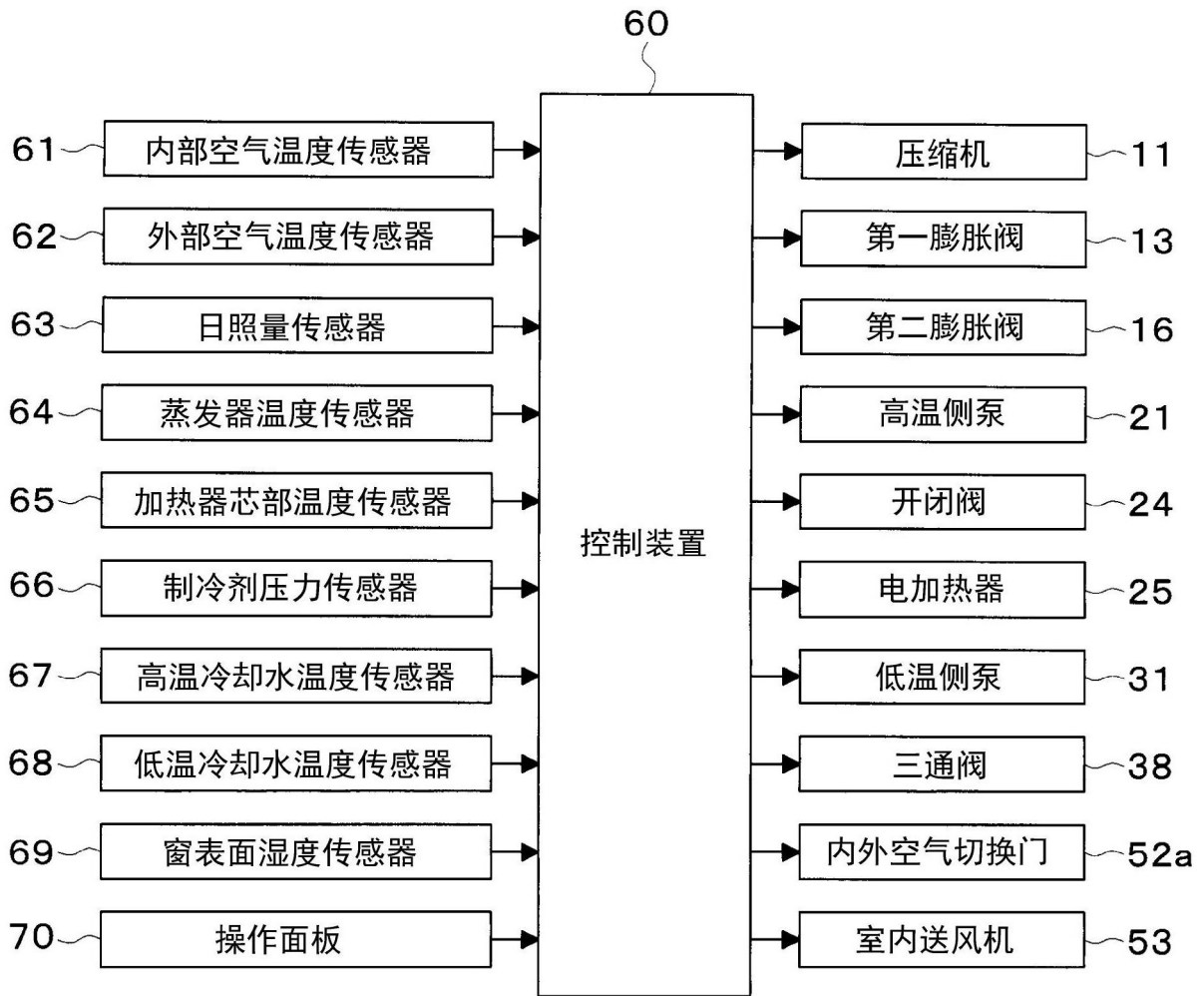


图2

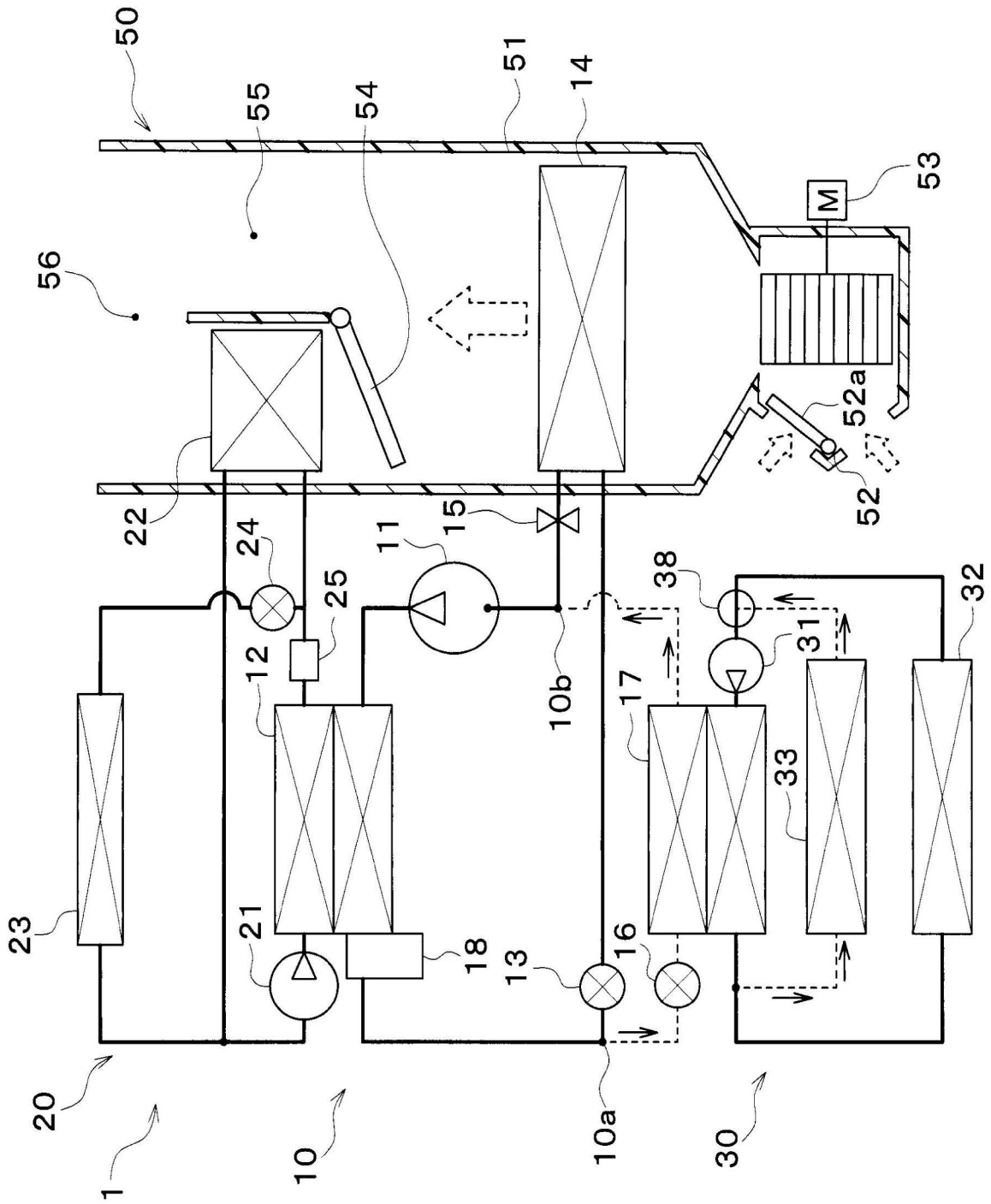


图3

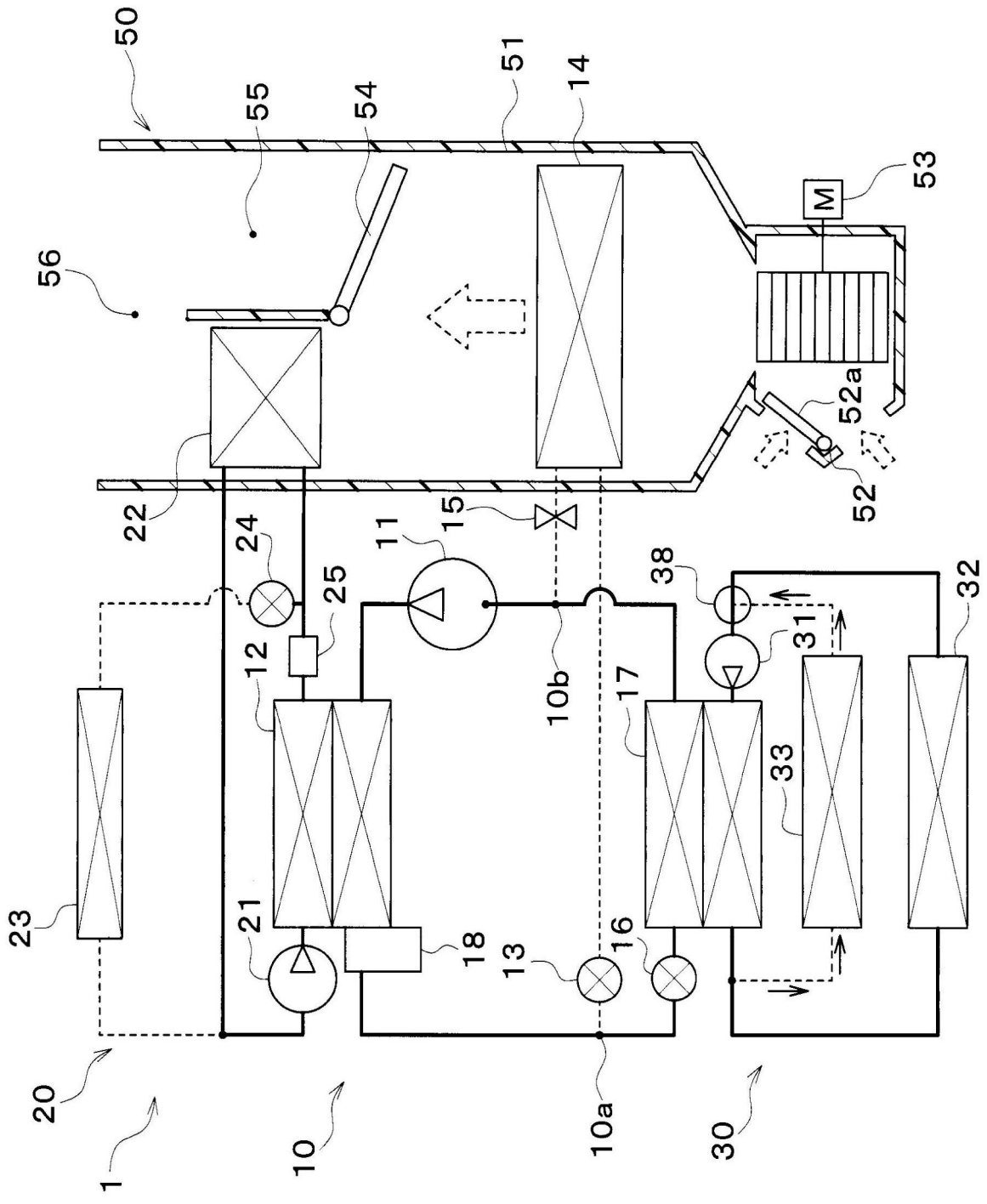


图4

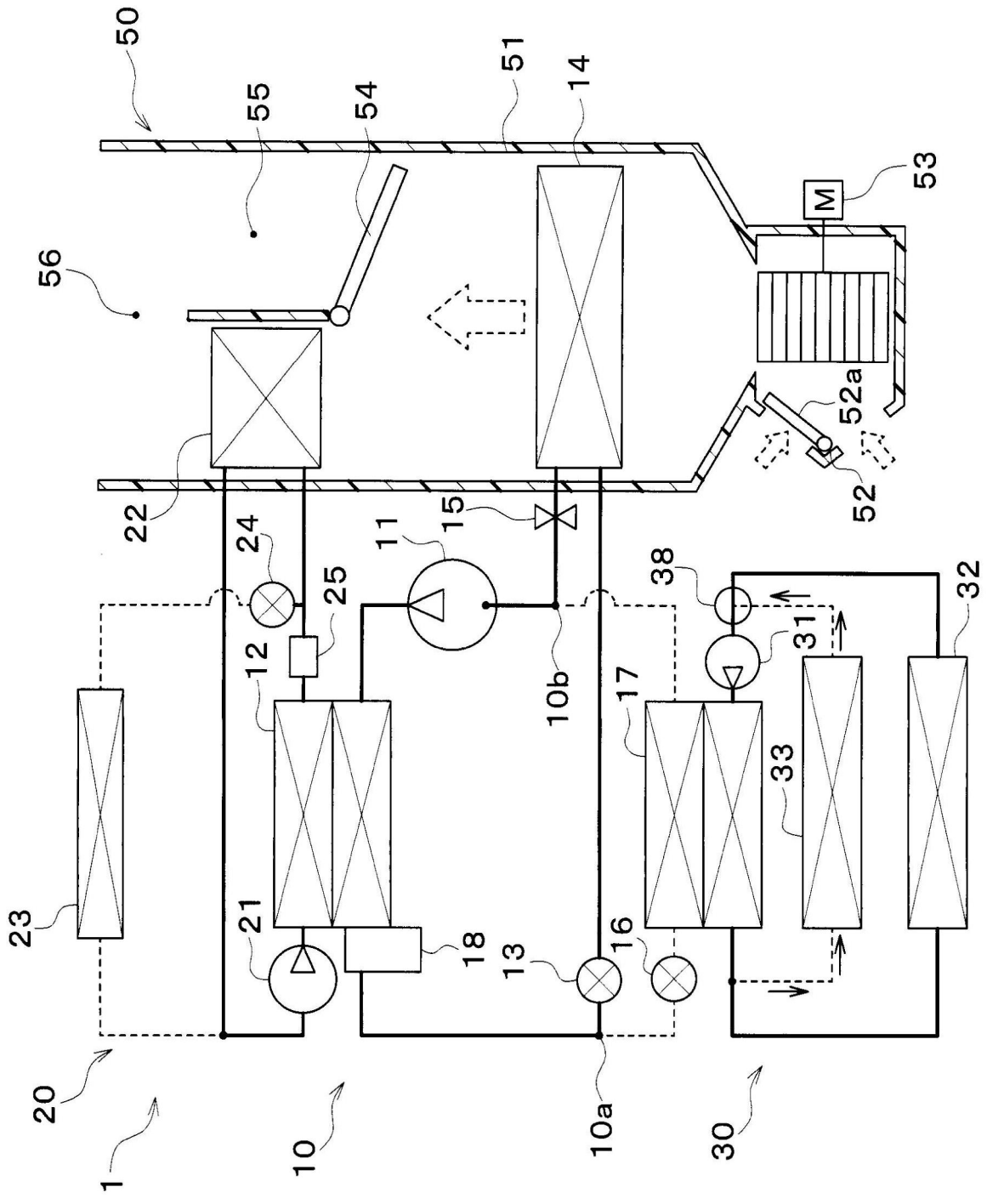


图5

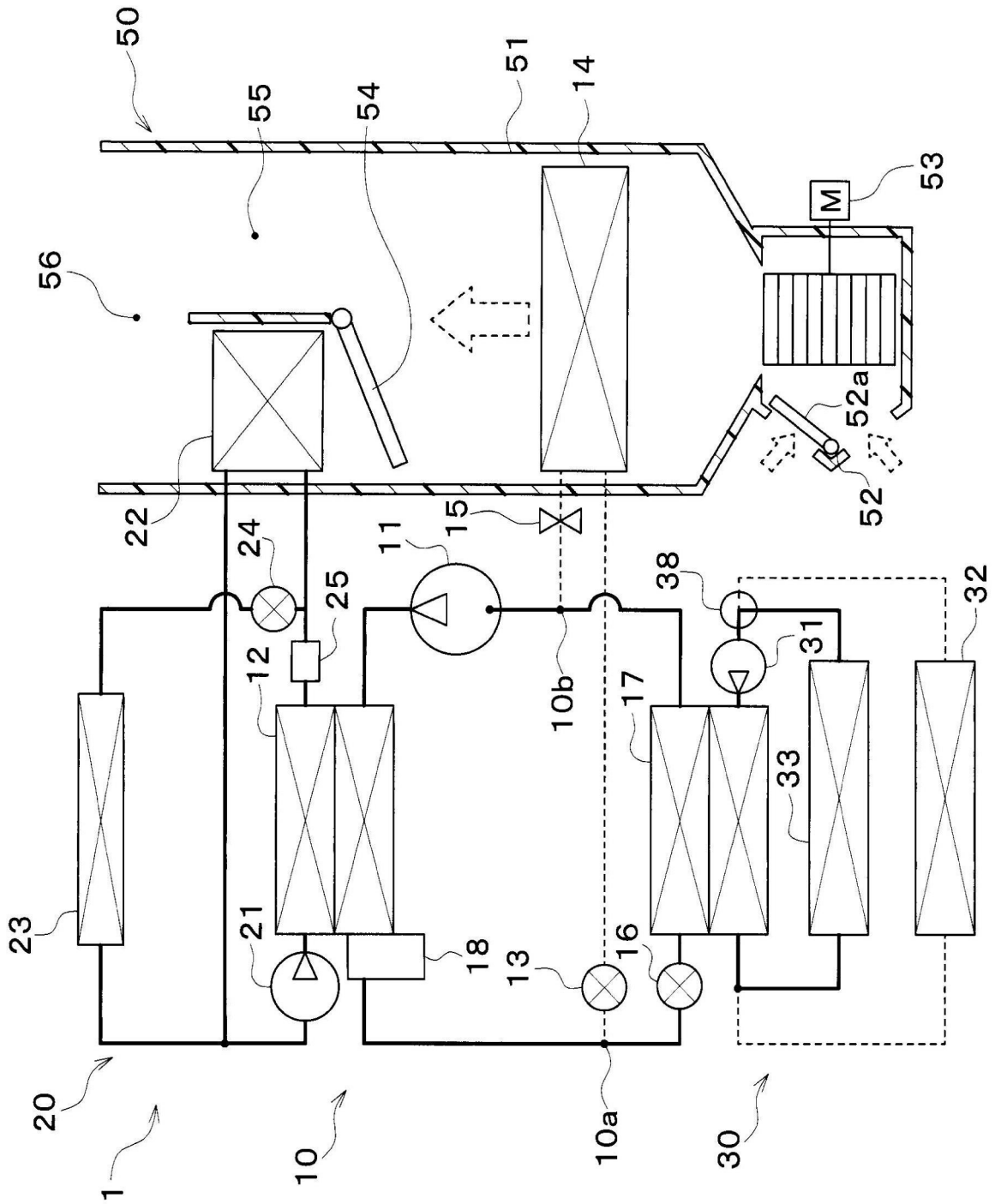


图6

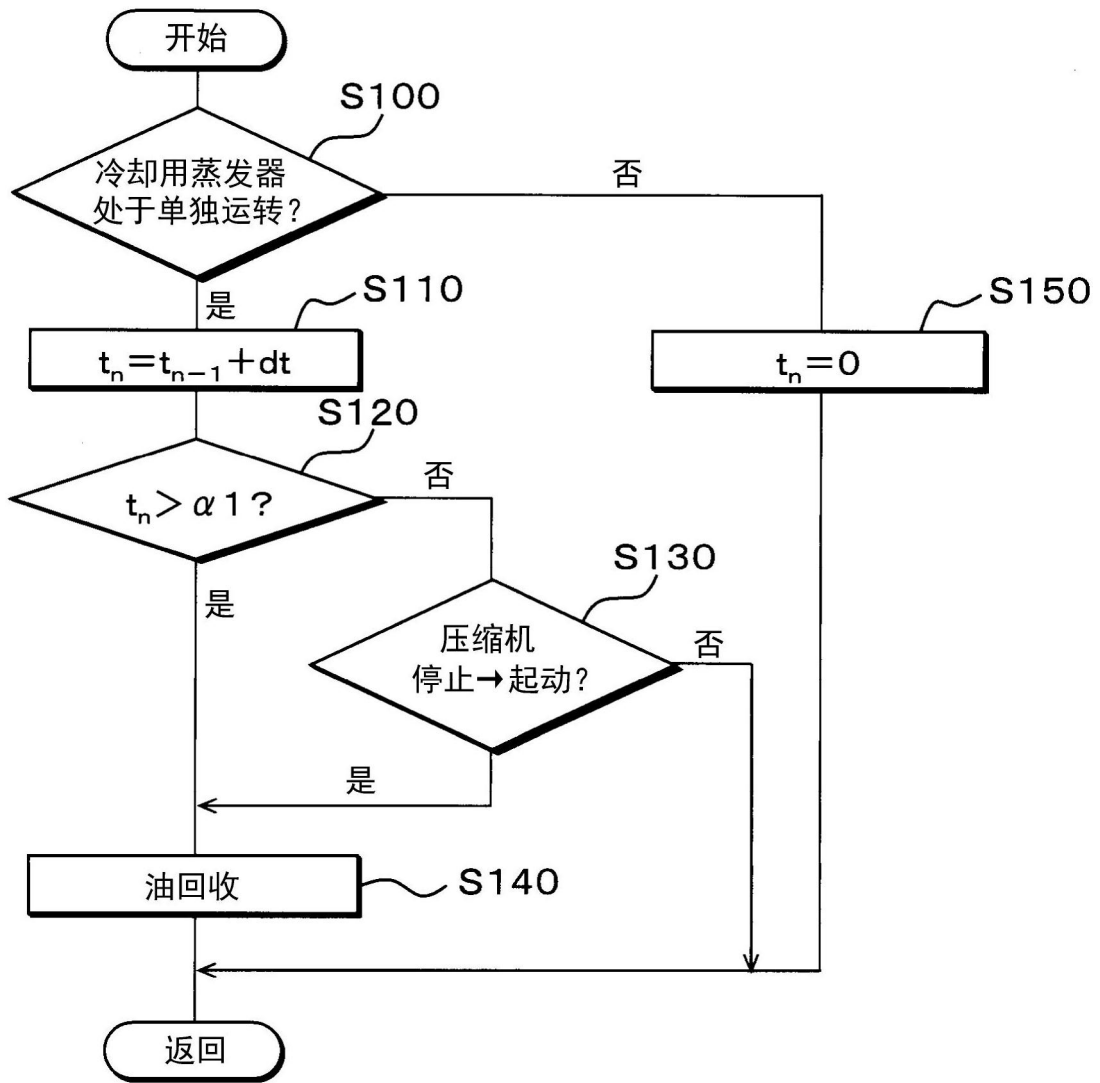


图7

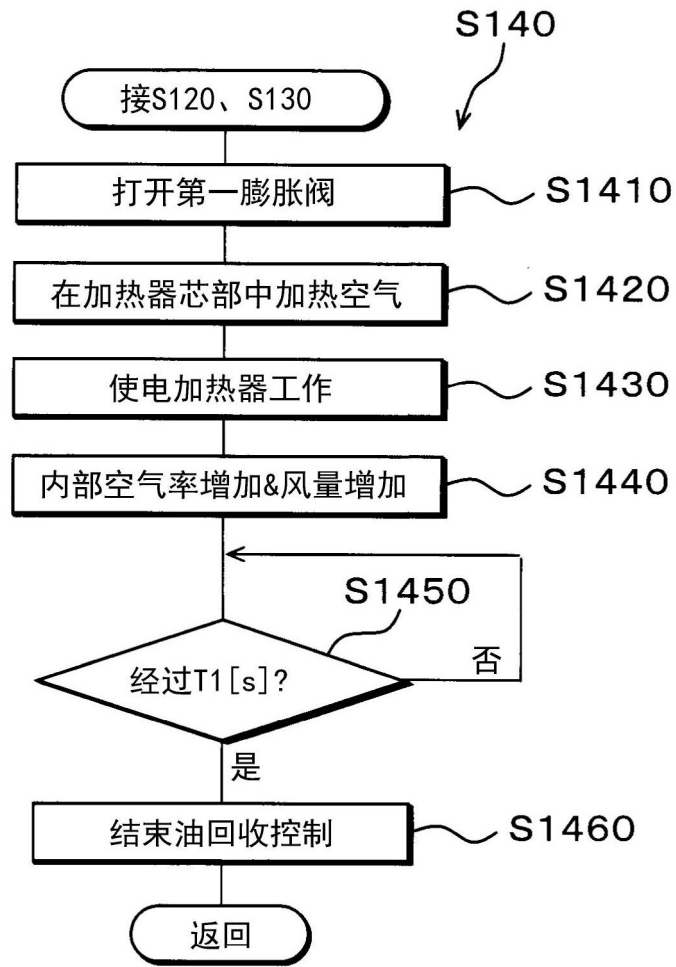


图8

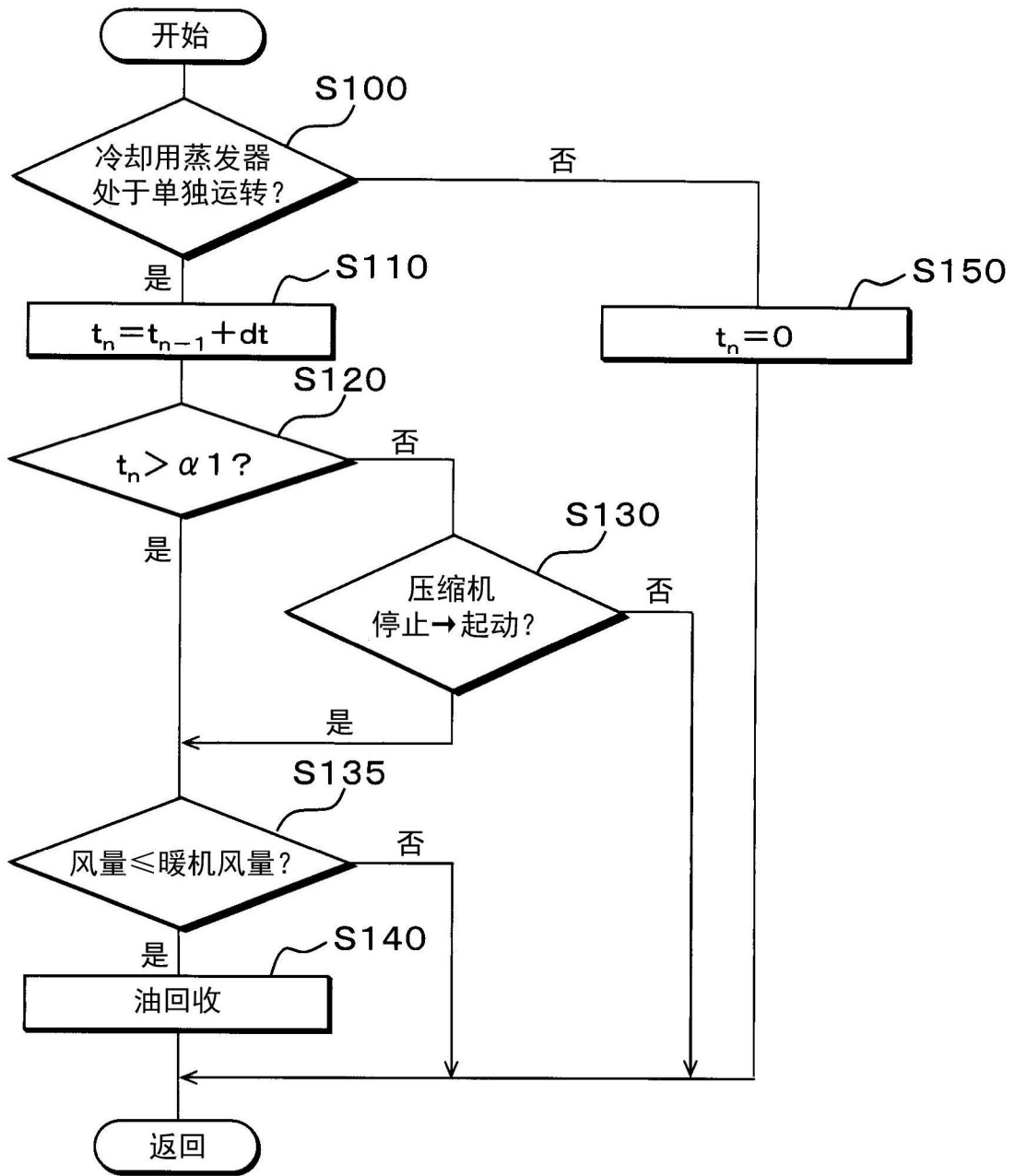


图9

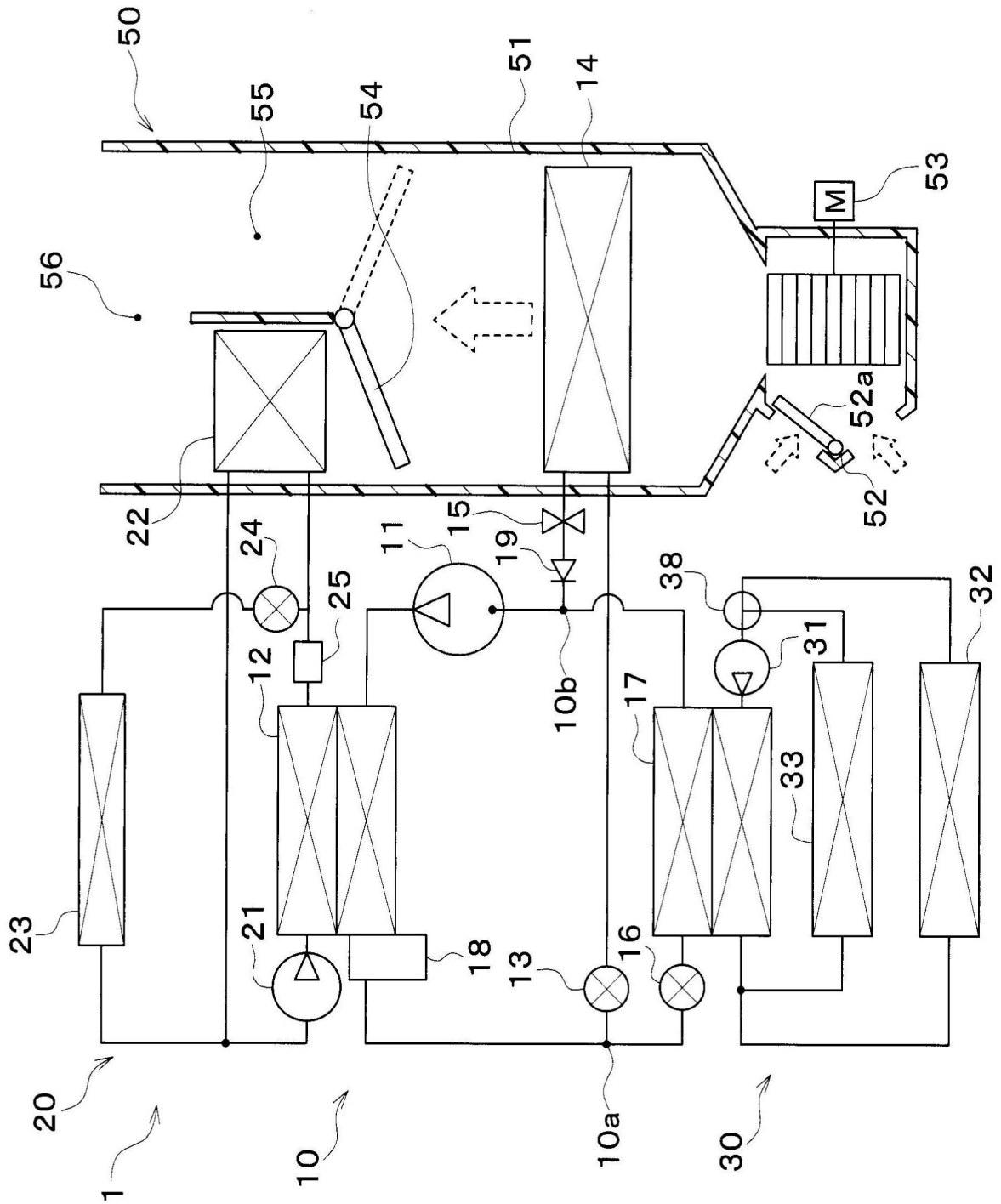


图10