



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 108474603 B

(45) 授权公告日 2021.01.12

(21) 申请号 201780007407.9

(72) 发明人 多田和弘

(22) 申请日 2017.01.20

(74) 专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 108474603 A

代理人 张丽颖

(43) 申请公布日 2018.08.31

(51) Int.Cl.

(30) 优先权数据

F25B 47/02 (2006.01)

2016-011531 2016.01.25 JP

B60H 1/22 (2006.01)

2016-236054 2016.12.05 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2018.07.19

(56) 对比文件

(86) PCT国际申请的申请数据

JP 2012017092 A, 2012.01.26

PCT/JP2017/001836 2017.01.20

WO 2013084465 A1, 2013.06.13

(87) PCT国际申请的公布数据

JP 2014228261 A, 2014.12.08

W02017/130845 JA 2017.08.03

CN 102548780 A, 2012.07.04

CN 102245412 A, 2011.11.16

CN 1886625 A, 2006.12.27

审查员 梁琼

(73) 专利权人 株式会社电装
地址 日本爱知县

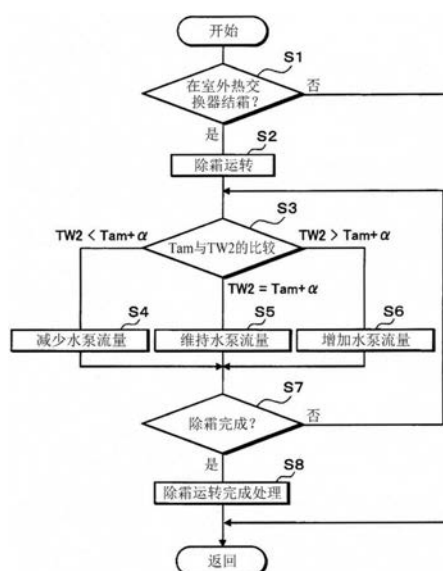
权利要求书1页 说明书20页 附图10页

(54) 发明名称

热泵系统

(57) 摘要

热泵系统具有热泵循环(10)、热介质循环回路(20)以及制冷循环装置。热泵循环具有压缩机(11)、第一热交换器(12)、减压装置(13)以及室外热交换器(14)。热介质循环回路具有压送装置(21)以及第二热交换器(22)。制冷循环装置具有:对减压装置的节流开度进行控制的节流开度控制部(40b)、对压送装置的压送能力进行控制的压送能力控制部(40c)、以及判定在室外热交换器的结霜的结霜判定部(S1)。制冷循环装置在判定为产生了结霜时,进行除霜运转。在除霜运转时,节流开度控制部使节流开度扩大。在除霜运转时,伴随着为了对加热对象流体进行加热而要求的要求加热能力的增加,压送能力控制部在向室外热交换器流入的制冷剂的温度为能够使霜融化的温度的范围内,使压送能力增加。



1. 一种热泵系统,其特征在于,具有:

热泵循环(10),该热泵循环(10)具有对制冷剂进行压缩并排出该制冷剂的压缩机(11)、使从所述压缩机排出的高压制冷剂与热介质进行热交换的第一热交换器(12)、使从所述第一热交换器流出的制冷剂减压的减压装置(13)、以及使由所述减压装置减压后的低压制冷剂与外气进行热交换的室外热交换器(14);

热介质循环回路(20),该热介质循环回路(20)具有对所述热介质进行压送的压送装置(21)以及第二热交换器(22),该第二热交换器(22)使从所述第一热交换器流出的热介质与加热对象流体进行热交换而对所述加热对象流体进行加热;以及

制冷循环装置,

所述制冷循环装置具有:

节流开度控制部(40b),该节流开度控制部(40b)控制所述减压装置的节流开度;

压送能力控制部(40c),该压送能力控制部(40c)控制所述压送装置的压送能力;以及

结霜判定部(S1),该结霜判定部(S1)判定是否在所述室外热交换器产生结霜,

在所述结霜判定部判定为在所述室外热交换器产生结霜时,所述制冷循环装置进行对所述室外热交换器进行除霜的除霜运转,

所述节流开度控制部在所述除霜运转时使所述节流开度扩大,

在所述除霜运转时,伴随着为了加热所述加热对象流体而需求的要求加热能力的增加,所述压送能力控制部在向所述室外热交换器流入的制冷剂的温度为能够使所述室外热交换器产生的霜融化的温度的范围内,且以从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热在所述第一热交换器向所述热介质散热的方式,使所述压送能力增加。

2. 根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,

在所述除霜运转时,伴随着在所述热介质循环回路循环的热介质的温度(TW2)与外气温度(Tam)之差扩大,所述压送能力控制部使所述压送能力增加。

3. 根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,

在所述除霜运转时,伴随着从所述第一热交换器流出的制冷剂的出口侧制冷剂温度(TD2)上升,所述压送能力控制部(40c)使所述压送能力增加。

4. 根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,

在所述除霜运转时,伴随着向所述第二热交换器(22)流入的加热对象流体的流入空气温度(TA1)降低,所述压送能力控制部(40c)使所述压送能力增加。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的热泵系统,其特征在于,

该热泵系统还具有温度调整部(26、27、28a),该温度调整部(26、27、28a)对向所述第一热交换器流入的所述热介质的温度进行调整,

在所述除霜运转时,所述温度调整部使所述热介质的温度上升。

6. 根据权利要求1至4中任一项所述的热泵系统,其特征在于,

在所述除霜运转时,所述压送能力控制部(40c)调整所述压送能力,以使从所述第一热交换器流出的制冷剂的出口侧制冷剂温度(TD2)大于等于预定的基准制冷剂温度(KTH)。

热泵系统

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请以在2016年1月25日申请的日本专利申请2016-011531、在2016年12月5日申请的日本专利申请2016-236054为基础,通过参照将该公开内容编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及热泵系统,通过热泵循环对热介质进行加热,将加热后的热介质作为热源对加热对象流体进行加热。

背景技术

[0004] 以往,在专利文献1中公开了如下的热泵系统:通过热泵循环(即,蒸汽压缩式的制冷循环)对作为热介质的温水进行加热,使加热后的温水与作为加热对象流体的送风空气进行热交换而对送风空气进行加热。

[0005] 在该专利文献1的热泵系统中,当在作为热泵循环的蒸发器发挥功能的室外热交换器产生了结霜时,进行用于去除该结霜的除霜运转。具体而言,在专利文献1的热泵系统中,执行如下所谓的热气除霜:在除霜运转时使热泵循环的膨胀阀的节流开度增加,而使流入到室外热交换器的制冷剂的温度上升从而进行除霜。

[0006] 专利文献1:日本特许4631576号公报

[0007] 然而,在专利文献1的热泵系统中,在除霜运转时,以温水的温度成为规定的温度以上为前提,调整膨胀阀的节流开度,使得从使高压制冷剂与温水进行热交换的水-制冷剂热交换器流出的制冷剂的温度与温水同等。

[0008] 因此,根据本发明的发明人们的研究,在专利文献1的热泵系统中,当温水的温度发生变化时,用于对室外热交换器进行除霜的除霜能力会发生变化,有可能无法发挥稳定的除霜能力。例如,当温水的温度变低时,有可能使除霜时间会长时间化。此外,当温水的温度变低时,也有可能使送风空气的加热能力变得不充分。

发明内容

[0009] 本发明鉴于上述点,目的在于,提供如下的热泵系统:在除霜运转时,能够发挥稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0010] 本发明的一个方式的热泵系统具有热泵循环、热介质循环回路以及制冷循环装置。热泵循环具有对制冷剂进行压缩并排出制冷剂的压缩机、使从压缩机排出的高压制冷剂与热介质进行热交换的第一热交换器、使从第一热交换器流出的制冷剂减压的减压装置、以及使由减压装置减压后的低压制冷剂与外气进行热交换的室外热交换器。热介质循环回路具有对热介质进行压送的压送装置以及第二热交换器,该第二热交换器使从第一热交换器流出的热介质与加热对象流体进行热交换而对加热对象流体进行加热。制冷循环装置具有:节流开度控制部,该节流开度控制部控制减压装置的节流开度;压送能力控制部,该压送能力控制部控制压送装置的压送能力;以及结霜判定部,该结霜判定部判定是否在

室外热交换器产生结霜。在结霜判定部判定为在室外热交换器产生结霜时,制冷循环装置进行对室外热交换器进行除霜的除霜运转。在除霜运转时,节流开度控制部使节流开度扩大。在除霜运转时,伴随着为了对加热对象流体进行加热所要求的要求加热能力的增加,压送能力控制部在向室外热交换器流入的制冷剂的温度为能够使室外热交换器产生的霜融化的温度的范围内,且以从压缩机排出的制冷剂所具有的热在第一热交换器向热介质散热的方式,使压送能力增加。

[0011] 由此,在除霜运转时,由于节流开度控制部使减压装置的节流开度增加,因此能够使向室外热交换器流入的制冷剂的温度上升,而进行室外热交换器的除霜。

[0012] 此时,由于压送能力控制部伴随着要求加热能力的增加而使压送能力增加,因此能够抑制制冷剂在第一热交换器中因散热而丧失了除霜所需的热量。此外,能够抑制从第一热交换器流出的热介质的温度降低,而将比较高的温度的热介质提供给第二热交换器。

[0013] 即,根据本方式,提供如下的热泵系统:在除霜运转时,能够发挥稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0014] 这里,权利要求中记载的结霜判定部不限于判定实际上是否在室外热交换器产生结霜的判定部。例如,关于判定是否处于在室外热交换器会产生结霜的运转条件的判定部、或判定是否有可能在室外热交换器产生结霜的判定部,也包含在结霜判定部这样的用语的意思中。

附图说明

[0015] 图1是第一实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0016] 图2是第一实施方式的热泵系统的电控制部的框图。

[0017] 图3是表示第一实施方式的热泵系统的控制处理的流程图。

[0018] 图4是表示第一实施方式的除霜运转时的热泵循环中的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。

[0019] 图5是表示在除霜运转时增大水泵的压送能力时的比较例的热泵循环中的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。

[0020] 图6是表示在除霜运转时使水泵停止时的比较例的热泵循环中的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。

[0021] 图7是表示第一实施方式的热泵系统的除霜运转时的加热能力等的经时变化的时序图。

[0022] 图8是第二实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0023] 图9是第三实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0024] 图10是表示第四实施方式的热泵系统的控制处理的流程图。

[0025] 图11是表示第五实施方式的热泵系统的控制处理的流程图。

具体实施方式

[0026] 以下,一边参照附图一边对用于实施本发明的多个方式进行说明。在各方式中,有时对与先前的方式中说明的事项对应的部分标注同一参照符号而省略重复的说明。当在各方式中仅说明结构的一部分的情况下,能够对结构的其他部分应用先前说明的其他的方

式。不仅可以是在各实施方式中明确表示能够具体地组合的部分之间的组合,而且只要组合没有特别地产生障碍,即使没有明示,也可以部分地组合实施方式之间。

[0027] (第一实施方式)

[0028] 使用图1~图7对本发明的第一实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的热泵系统1应用于从内燃机(发动机EG)60和行驶用电动马达得到车辆行驶用的驱动力的所谓的混合动力车的车辆用空调装置。在车辆用空调装置中,热泵系统1实现对作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气进行加热或者冷却的功能。

[0029] 热泵系统1具有:作为对送风空气进行加热或者冷却的蒸汽压缩式的制冷循环的热泵循环10、以及使发动机60的冷却水循环的热介质循环回路20。并且,热泵系统1在对送风空气进行加热时,能够通过热泵循环10对冷却水进行加热,将加热后的冷却水作为热源对送风空气进行加热。因此,本实施方式的热泵系统1中的加热对象流体是送风空气,热介质是冷却水。

[0030] 此外,热泵循环10构成为能够切换制冷剂回路。具体而言,构成为能够切换成:对送风空气进行冷却而进行车室内的制冷的制冷运转用的制冷剂回路、对送风空气进行加热而进行车室内的制热的制热运转用的制冷剂回路、以及通过对冷却除湿后的送风空气进行再加热而在车室内一边进行除湿一边进行制热的除湿制热运转用的制冷剂回路。

[0031] 另外,在图1中,用白色箭头表示制冷运转时的制冷剂回路中的制冷剂的流动,用涂黑箭头表示制热运转时的制冷剂回路中的制冷剂的流动,用带斜线阴影的箭头表示除湿制热运转时的制冷剂回路中的制冷剂的流动。此外,热泵循环10除了进行制冷运转、制热运转、除湿制热运转之外,在后述的室外热交换器14产生结霜时,也可以进行用于去除结霜的除霜运转。

[0032] 并且,在本实施方式的热泵循环10中,作为制冷剂,采用HFC系制冷剂(具体而言,R134a),构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的亚临界制冷循环。在该制冷剂中混入了用于对压缩机11进行润滑的冷冻机油,冷冻机油的一部分与制冷剂一同在循环中循环。

[0033] 热泵循环10的结构设备中的压缩机11配置在发动机室内,在热泵循环10中吸入制冷剂并升压到高压制冷剂而排出。具体而言,本实施方式的压缩机11是构成为在1个壳体内收容固定容量型的压缩机构以及对压缩机构进行驱动的电动马达的电动压缩机。

[0034] 作为该压缩机构,能够采用涡旋型压缩机构、叶片型压缩机构等各种压缩机构。并且,根据从后述的空调控制装置40输出的控制信号而控制电动马达的动作(转速),电动马达也可以采用交流马达、直流马达中的任意形式。

[0035] 压缩机11的排出口与水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的入口侧连接。水-制冷剂热交换器12是使从压缩机11排出的高压制冷剂与在热介质循环回路20中循环的冷却水进行热交换的第一热交换器。

[0036] 作为这样的水-制冷剂热交换器12,能够采用如下方式构成的热交换器等:具有多根管作为使高压制冷剂流通的制冷剂通路,在相邻的管间形成使冷却水流通的水通路,在这些水通路内配置有促进制冷剂与冷却水之间的热交换的内翼片。

[0037] 水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的出口侧与制热用膨胀阀13的入口侧连接。制热用膨胀阀13是在制热运转时等使从水-制冷剂热交换器12流出的高压制冷剂减压的减

压装置。更具体而言,制热用膨胀阀13是构成为具有阀体和电动致动器的电气式的可变节流机构,该阀体构成为能够变更节流开度,该电动致动器使该阀体移位而使节流开度发生变化且由步进马达构成。

[0038] 此外,本实施方式的制热用膨胀阀13是通过使节流开度全开而作为几乎不发挥制冷剂减压作用而仅作为制冷剂通路发挥功能的带有全开功能的可变节流机构。根据从空调控制装置40输出的控制信号而对制热用膨胀阀13的动作进行控制。

[0039] 制热用膨胀阀13的出口侧与室外热交换器14的制冷剂入口侧连接。室外热交换器14是配置在发动机室内的前方侧的、使水-制冷剂热交换器12下游侧的制冷剂与从送风风扇14a吹送的外气进行热交换的热交换器。

[0040] 更详细地说,室外热交换器14至少在制冷运转时作为使高压制冷剂散热的散热器发挥功能,至少在制热运转时作为使由制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用的蒸发器发挥功能。并且,送风风扇14a是通过从空调控制装置40输出的控制电压而被控制运转率、即转速(送风能力)的电动送风机。

[0041] 室外热交换器14的制冷剂出口侧与对从室外热交换器14流出的制冷剂的流动进行分支的分支部15a的制冷剂流入口连接。分支部15a由三通接头构成,将3个流入流出口中的1个设为制冷剂流入口,将剩余的2个设为制冷剂流出口。这样的三通接头可以是通过将管径不同的配管接合而形成的,也可以是通过在金属块或树脂块中设置多个制冷剂通路而形成的。

[0042] 分支部15a的一个制冷剂流出口与制冷用膨胀阀16的制冷剂入口侧连接。并且,分支部15a的另一个制冷剂流出口与迂回通路18连接,迂回通路18使从分支部15a流出的制冷剂绕过制冷用膨胀阀16等而引导到后述的储液器19的入口侧。

[0043] 制冷用膨胀阀16的基本的结构与制热用膨胀阀13相同。此外,本实施方式的制冷用膨胀阀16由可变节流机构构成,该可变节流机构不仅带有在使节流开度全开时将从室外热交换器14的制冷剂出口侧到达室内蒸发器17的制冷剂入口侧的制冷剂通路全开的全开功能,而且带有在使节流开度全闭时将该制冷剂通路封堵的全闭功能。

[0044] 在本实施方式的热泵循环10中,通过由制冷用膨胀阀16将制冷剂通路封堵,能够切换使制冷剂循环的制冷剂回路。因此,本实施方式的制冷用膨胀阀16兼具有作为制冷剂回路切换装置的功能。

[0045] 制冷用膨胀阀16的出口侧与室内蒸发器17的制冷剂入口侧连接。室内蒸发器17配置在后述的室内空调单元30的外壳31内。室内蒸发器17是至少在制冷运转时和除湿制热运转时通过使在内部流通的制冷剂与送风空气进行热交换而蒸发从而对送风空气进行冷却的冷却用热交换器。

[0046] 室内蒸发器17的制冷剂出口侧经由合流部15b而与储液器19的入口侧连接。储液器19是使流入到内部的制冷剂的气液分离而蓄积循环内的剩余液相制冷剂的气液分离器。合流部15b由与分支部15a相同的三通接头构成,将3个流入流出口中的2个设为制冷剂流入口,将剩余的1个设为制冷剂流出口。

[0047] 此外,本实施方式的合流部15b的另一个制冷剂流入口与上述的迂回通路18的出口侧连接。并且,在该迂回通路18配置有对迂回通路18进行开闭的开闭阀18a。开闭阀18a是根据从空调控制装置40输出的控制电压而对其开闭动作进行控制的电磁阀。开闭阀18a与

制冷用膨胀阀16一同实现作为制冷剂回路切换装置的功能。

[0048] 储液器19的气相制冷剂出口与压缩机11的吸入侧连接。因此,储液器19抑制液相制冷剂被吸入压缩机11,而实现防止压缩机11的液压缩的功能。

[0049] 接着,对热介质循环回路20进行说明。如上所述,热介质循环回路20是用于冷却发动机60的冷却水循环的热介质回路。因此,热介质循环回路20与形成在发动机60的内部的冷却水通路连接。此外,在热介质循环回路20配置有用于使冷却水循环的水泵21。

[0050] 水泵21是将从加热器芯22流出的冷却水压送到发动机60的冷却水通路的入口侧的压送装置。通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制水泵21的转速(水压送能力)。

[0051] 发动机60的冷却水通路的出口侧与水-制冷剂热交换器12的水通路的入口侧连接。此外,水-制冷剂热交换器12的水通路的出口侧与加热器芯22的热介质流入口连接。加热器芯22是配置在室内空调单元30的外壳31内的、使由水-制冷剂热交换器12加热后的冷却水与通过室内蒸发器17后的送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的第二热交换器。

[0052] 因此,当空调控制装置40使水泵21进行动作时,在热介质循环回路20中,如图1的实线箭头所示,冷却水按照水泵21→发动机60→水-制冷剂热交换器12的水通路→加热器芯22→水泵21的顺序循环。由此,在本实施方式的热泵系统1中,在制热运转时等,能够使由水-制冷剂热交换器12加热后的冷却水流入加热器芯22,而对送风空气进行加热。

[0053] 并且,发动机60与散热用循环回路25连接。散热用循环回路25是用于使吸收发动机60的废热而温度上升后的冷却水散热的水循环回路。散热用循环回路25与热介质循环回路20并联地连接。此外,在散热用循环回路25配置有散热器26。

[0054] 散热器26是使冷却水与外气进行热交换而使冷却水所具有的热量向外气散热的散热用热交换器。此外,在散热用循环回路25配置有与发动机60协同动作的未图示的机械式的水泵。因此,当发动机60进行动作时,如图1的虚线箭头所示,冷却水在发动机60与散热器26之间循环。

[0055] 这里,在发动机60的动作时,冷却水对发动机60的废热进行吸热而使温度上升。因此,发动机60还实现作为对冷却水进行加热的加热部的功能。

[0056] 接着,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30配置在车室内最前部的仪表盘(仪表板)的内侧。室内空调单元30为了将由热泵系统1进行了温度调整后的送风空气吹出到车室内,而在形成其外壳的外壳31内收容送风机32、室内蒸发器17、加热器芯22等。

[0057] 外壳31形成向车室内吹送的送风空气的空气通路,由具有一定程度的弹性且强度优异的树脂(例如,聚丙烯)成型。在外壳31的送风空气流最上游侧配置有内外气切换装置33,该内外气切换装置33将内气(车室内空气)和外气(车室外空气)切换导入到外壳31内。

[0058] 内外气切换装置33通过内外气切换门而连续地调整使内气导入到外壳31内的内气导入口和使外气导入的外气导入口的开口面积,从而使内气的导入风量与外气的导入风量的导入比例发生变化。内外气切换门由内外气切换门用的电动致动器进行驱动,通过从空调控制装置40输出的控制信号而对该电动致动器的动作进行控制。

[0059] 在内外气切换装置33的送风空气流下游侧配置有作为送风装置的送风机(鼓风机)32,该送风机(鼓风机)32朝向车室内吹送经由内外气切换装置33而吸入的空气。该送风机32是通过电动马达来驱动离心多翼风扇(西洛克风扇)的电动送风机,通过从空调控制装

置40输出的控制电压而对该送风机32的转速(送风量)进行控制。

[0060] 在送风机32的送风空气流下游侧,相对于送风空气的流动,依次配置有室内蒸发器17和加热器芯22。即,室内蒸发器17相对于加热器芯22配置在送风空气流上游侧。并且,在外壳31内形成冷空气旁通通路35,该冷空气旁通通路35使通过了室内蒸发器17的送风空气绕过加热器芯22而流向下游侧。

[0061] 在室内蒸发器17的送风空气流下游侧且加热器芯22的送风空气流上游侧配置有空气混合门34,该空气混合门34对通过室内蒸发器17后的送风空气中的、通过加热器芯22的风量比例进行调整。

[0062] 并且,在加热器芯22的送风空气流下游侧设置有混合空间,该混合空间使由加热器芯22加热后的送风空气与通过冷空气旁通通路35而未被加热器芯22加热的送风空气混合。此外,在外壳31的送风空气流最下游部配置有开口孔,该开口孔使在混合空间中混合后的送风空气(空调风)吹出到作为空调对象空间的车室内。

[0063] 作为该开口孔,设置有面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔(都未图示)。面部开口孔是用于朝向车室内的乘员的上半身吹出空调风的开口孔。脚部开口孔是用于朝向乘员的脚边吹出空调风的开口孔。除霜开口孔是用于朝向车辆前窗玻璃内侧面吹出空调风的开口孔。

[0064] 这些面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔分别经由形成空气通路的管道而与设置在车室内的面部吹出口、脚部吹出口以及除霜吹出口(都未图示)连接。

[0065] 因此,空气混合门34对通过加热器芯22的风量与通过冷空气旁通通路35的风量的风量比例进行调整,从而对在混合空间中混合的空调风的温度进行调整。由此,对从各吹出口向车室内吹出的送风空气(空调风)的温度进行调整。

[0066] 即,空气混合门34实现作为对吹送到车室内的空调风的温度进行调整的温度调整部的功能。另外,通过空气混合门驱动用的电动致动器对空气混合门34进行驱动,通过从空调控制装置40输出的控制信号而对该电动致动器的动作进行控制。

[0067] 并且,在面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔的送风空气流上游侧分别配置有对面部开口孔的开口面积进行调整的面部门、对脚部开口孔的开口面积进行调整的脚部门、以及对除霜开口孔的开口面积进行调整的除霜门(都未图示)。

[0068] 这些面部门、脚部门、除霜门构成对开口孔模式进行切换的开口孔模式切换装置,经由连杆机构等而与吹出口模式门驱动用的电动致动器连结而协同动作而被旋转操作。另外,也是通过从空调控制装置40输出的控制信号而控制该电动致动器的动作。

[0069] 作为由吹出口模式切换装置切换的吹出口模式,具体而言,存在面部模式、双级模式、脚部模式等。

[0070] 面部模式是将面部吹出口全开而从面部吹出口朝向车室内乘员的上半身吹出空气的吹出口模式。双级模式是将面部吹出口和脚部吹出口这双方开口而朝向车室内乘员的上半身和脚边吹出空气的吹出口模式。脚部模式是将脚部吹出口全开并且将除霜吹出口仅以小开度开口,而主要从脚部吹出口吹出空气的吹出口模式。

[0071] 此外,乘员也可以通过对设置于操作面板50的吹出模式切换开关进行手动操作,从而成为将除霜吹出口全开而从除霜吹出口向车辆前窗玻璃内表面吹出空气的除霜模式。

[0072] 接着,对本实施方式的控制部的概况进行说明。空调控制装置40由包含CPU、ROM

和RAM等的公知的微型计算机及其周边电路构成。并且,根据存储在该ROM内的空调控制程序而进行各种运算、处理,对在其输出侧连接的各种控制对象设备11、13、14a、16、18a、21、32等的动作进行控制。

[0073] 并且,如图2的框图所示,在空调控制装置40的输入侧连接有内气温度传感器41、外气温度传感器42、日照传感器43、第一、第二水温传感器44a、44b、第一~第三制冷剂温度传感器45a~45c、制冷剂压力传感器46、蒸发器温度传感器47、空调风温度传感器48、流入风温度传感器49等。并且,向空调控制装置40输入这些传感器组的检测信号。

[0074] 内气温度传感器41是对车室内温度(内气温度) T_r 进行检测的内气温度检测部。外气温度传感器42是对车室外温度(外气温度) T_{am} 进行检测的外气温度检测部。日照传感器43是对向车室内照射的日照量 A_s 进行检测的日照量检测部。

[0075] 第一水温传感器44a是对向水-制冷剂热交换器12的水通路流入的冷却水的入口侧水温度 T_{W1} 进行检测的第一水温检测部。第二水温传感器44b是对从水-制冷剂热交换器12的水通路流出的冷却水的出口侧水温度 T_{W2} 进行检测的第二水温检测部。

[0076] 第一制冷剂温度传感器45a是对从压缩机11排出而向水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流入的制冷剂的入口侧制冷剂温度 T_{D1} 进行检测的第一制冷剂温度检测部。第二制冷剂温度传感器45b是对从水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的出口侧制冷剂温度 T_{D2} 进行检测的第二制冷剂温度检测部。更详细地说,第二制冷剂温度传感器45b配置为对制热用膨胀阀13的出口侧且室外热交换器14的入口侧的制冷剂的温度进行检测。第三制冷剂温度传感器45c是对从室外热交换器流出的制冷剂的温度(室外热交换器温度) T_{D3} 进行检测的第三制冷剂温度检测部。

[0077] 制冷剂压力传感器46是对从压缩机11的排出口侧到制热用膨胀阀13的入口侧的制冷剂通路的高压侧制冷剂压力 P_D 进行检测的制冷剂压力检测部。蒸发器温度传感器47是对室内蒸发器17中的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度) T_{efin} 进行检测的蒸发器温度检测部。空调风温度传感器48是对从混合空间吹送到车室内的送风空气温度 T_{AV} 进行检测的空调风温度检测部。流入风温度传感器49是对向加热器芯22流入的流入空气温度 T_{A1} 进行检测的流入风温度检测部。

[0078] 另外,本实施方式的第三制冷剂温度传感器45c对与室外热交换器14的制冷剂流出口连接的配管的温度进行检测,但第三制冷剂温度检测部不限于此。作为第三制冷剂温度检测部,可以采用对室外热交换器14主体的温度进行检测的温度检测部,也可以采用对在室外热交换器14中流通的制冷剂的温度或者刚流出之后的制冷剂的温度进行检测的温度检测部。

[0079] 并且,蒸发器温度传感器47对室内蒸发器17的热交换翅片温度进行检测,但蒸发器温度检测部不限于此。作为蒸发器温度检测部,可以采用对室内蒸发器17的其他部位的温度进行检测的温度检测部,也可以采用对在室内蒸发器17中流通的制冷剂的温度进行检测的温度检测部。

[0080] 并且,在本实施方式中,设置有对送风空气温度 T_{AV} 进行检测的送风空气温度传感器,但作为该送风空气温度 T_{AV} ,也可以采用根据蒸发器温度 T_{efin} 、排出制冷剂温度 T_d 等而算出的值。

[0081] 此外,如图2所示,在空调控制装置40的输入侧连接有配置在车室内前部的仪表盘

附近的操作面板50,被输入来自设置于该操作面板50的各种操作开关的操作信号。

[0082] 作为设置于操作面板50的各种操作开关,具体而言,存在设定或者解除车辆用空调装置的自动控制运转的自动开关、要求进行车室内的制冷的制冷开关、手动设定送风机32的风量的风量设定开关、设定车室内的目标温度 T_{set} 的温度设定开关、手动设定吹出模式的吹出模式切换开关等。

[0083] 另外,本实施方式的空调控制装置40是使对在其输出侧连接的各种控制对象设备进行控制的控制部一体构成而得到的,但控制各个控制对象设备的动作的结构(硬件和软件)构成控制各个控制对象设备的动作的控制部。

[0084] 例如,空调控制装置40中的控制压缩机11的制冷剂排出能力(压缩机11的转速)的结构(硬件和软件)构成排出能力控制部40a。并且,对制热用膨胀阀13的节流开度进行控制的结构构成节流开度控制部40b。并且,对水泵21的压送能力进行控制的结构构成压送能力控制部40c。

[0085] 当然也可以将排出能力控制部40a、节流开度控制部40b、压送能力控制部40c等构成为与空调控制装置40分体的控制装置。另外,在图1等中,图示了将空调控制装置40和各种控制对象设备连接的信号线和电力线,但为了图示的明确化,省略将传感器组和空调控制装置40与传感器组连接的信号线的图示。

[0086] 接着,对上述结构的本实施方式的动作进行说明。在本实施方式的热泵系统1中,能够对制冷运转、除湿制热运转以及制热运转中的运转进行切换。这些各运转的切换是通过被空调控制程序执行而进行的。该空调控制程序是在操作面板50的自动开关接通(ON)时执行的。

[0087] 更具体而言,在空调控制程序的主例程中,读入上述的空调控制用的传感器组的检测信号和来自各种空调操作开关的操作信号。并且,根据所读入的检测信号和操作信号的值,基于以下数学式F1来计算吹出到车室内的吹出空气的作为目标温度的目标吹出温度 $TA0$ 。

[0088] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$

[0089] 另外, T_{set} 是温度设定开关所设定的车室内的目标温度(车室内设定温度), T_r 是内气温度传感器41所检测出的内气温度, T_{am} 是外气温度传感器42所检测出的外气温度, A_s 是日照传感器43所检测出的日照量。 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、 K_s 是控制增益, C 是校正用的常数。

[0090] 此外,将操作面板50的制冷开关接通,并且在目标吹出温度 $TA0$ 比预定的制冷基准温度 KT 低的情况下,执行制冷运转中的运转。并且,当在制冷开关接通的状态下目标吹出温度 $TA0$ 为制冷基准温度 KT 以上的情况下,执行除湿制热运转中的运转。并且,在制冷开关未接通的情况下,执行制热运转中的运转。

[0091] 由此,在本实施方式的热泵系统1中,在主要像夏季那样外气温度比较高的情况下,执行制冷运转,主要在早春季或者初冬季等执行除湿制热运转,在主要像冬季那样外气温度比较低的情况下,执行制热运转。此外,在本实施方式的热泵系统1中,当在室外热交换器14产生结霜时,进行用于去除霜的除霜运转。以下对各运转模式中的动作进行说明。

[0092] (a) 制冷运转

[0093] 在制冷运转中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21以发挥预定的压送能力的方式进行动作。并且,空调控制装置40的节流开度控制部40b使制热用膨胀阀13全

开。此外,空调控制装置40使开闭阀18a关闭,使制冷用膨胀阀16处于发挥减压作用的节流状态。

[0094] 由此,在制冷运转时的热泵循环10中,像图1的白色箭头所示那样,构成制冷剂按照压缩机11→水-制冷剂热交换器12(→制热用膨胀阀13)→室外热交换器14→制冷用膨胀阀16→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0095] 此外,在该制冷剂回路的结构中,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等来决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0096] 例如,关于压缩机11的制冷剂排出能力,即向压缩机11的电动马达输出的控制信号,像如下那样决定。首先,根据目标吹出温度TA0,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图,而决定室内蒸发器17的目标蒸发器吹出温度TE0。

[0097] 具体而言,在该控制图中,以目标蒸发器吹出温度TE0伴随着目标吹出温度TA0的降低而降低的方式来决定。此外,以成为决定为能够抑制室内蒸发器17的结霜的基准结霜防止温度(例如,1℃)以上的方式决定目标蒸发器吹出温度TE0。

[0098] 并且,根据该目标蒸发器吹出温度TE0与蒸发器温度传感器47所检测出的蒸发器温度Tefin的偏差,使用反馈控制方法来决定向压缩机11的电动马达输出的控制信号,以使蒸发器温度Tefin接近目标蒸发器吹出温度TE0。

[0099] 并且,关于向送风机32输出的控制电压,是根据目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制图而决定的。具体而言,在该控制图中,在目标吹出温度TA0的极低温域(最大制冷域)和极高温域(最大制热域)中使送风机32的送风量为最大风量。

[0100] 此外,伴随着目标吹出温度TA0从极低温域朝向中间温度域而上升,使送风量根据目标吹出温度TA0的上升而减少,伴随着目标吹出温度TA0从极高温域朝向中间温度域降低,而使送风量根据目标吹出温度TA0的降低而减少。并且,当目标吹出温度TA0进入规定的中间温度域内时,使送风量为最小风量。

[0101] 并且,关于向驱动空气混合门34的电动致动器输出的控制信号,是以如下方式决定的:使得空气混合门34将加热器芯22侧的空气通路封堵,使通过室内蒸发器17后的送风空气的总风量绕过加热器芯22而流动。

[0102] 并且,关于向制冷用膨胀阀16输出的控制信号,是以如下方式决定的:参照预先存储于空调控制装置40的控制图,使向制冷用膨胀阀16流入的制冷剂的过冷却度接近制冷时目标过冷却度。制冷时目标过冷却度是以在制冷运转时使热泵循环10的性能系数(COP)为大致最大值的方式设定的目标值。

[0103] 并且,关于向送风风扇14a输出的控制电压,是以使送风风扇14a根据运转模式而发挥预定的送风能力的方式决定的。

[0104] 并且,向各种控制对象设备输出像上述那样决定的控制信号等。然后,在每个规定的控制周期中,重复进行上述的检测信号和操作信号的读入→目标吹出温度TA0的计算→各种控制对象设备的动作状态的决定→控制电压和控制信号的输出这样的控制例程,直到要求车辆用空调装置的动作停止为止。另外,这样的控制例程的重复在其他的运转模式时也是同样进行的。

[0105] 因此,在制冷运转时的热泵循环10中,从压缩机11排出的高压制冷剂向水-制冷剂

热交换器12的制冷剂通路流入。此时,在流入到水-制冷剂热交换器12的水通路的冷却水的温度比流入到水-制冷剂热交换器12的高压制冷剂的温度低的情况下,使高压制冷剂所具有的热量向冷却水散热,而加热在热介质循环回路20中循环的冷却水。

[0106] 在制冷运转中,由于空气混合门34将加热器芯22侧的空气通路封堵,因此在热介质循环回路20中循环的冷却水即使向加热器芯22流入,也几乎不与送风空气进行热交换,而从加热器芯22流出。

[0107] 因此,在热介质循环回路20循环的冷却水的温度在制冷运转开始之后,上升到与高压制冷剂的温度同等的温度。并且,当在热介质循环回路20循环的冷却水的温度上升到与高压制冷剂的温度同等的温度时,高压制冷剂即使向水-制冷剂热交换器12流入,也几乎不与冷却水进行热交换,而从水-制冷剂热交换器12流出。

[0108] 从水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂经由处于全开的制热用膨胀阀13而向室外热交换器14流入。流入到室外热交换器14制冷剂在室外热交换器14中与从送风风扇14a吹送的外气进行热交换而散热。

[0109] 由于开闭阀18a关闭,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由分支部15a而向制冷用膨胀阀16流入。流入到制冷用膨胀阀16的制冷剂被减压成低压制冷剂。由制冷用膨胀阀16减压后的制冷剂向室内蒸发器17流入,从送风机32所吹送的送风空气吸热而蒸发。由此,对送风空气进行冷却。

[0110] 从室内蒸发器17流出的制冷剂经由合流部15b而向储液器19流入。流入储液器19而分离出的气相制冷剂被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0111] 如上所述,在制冷运转的热泵系统1中,通过将室内蒸发器17所冷却的送风空气吹出到车室内,能够进行车室内的制冷。

[0112] 另外,在制冷运转时,当在热介质循环回路20循环的冷却水的温度上升到与高压制冷剂的温度同等的温度时,在水-制冷剂热交换器12中不进行制冷剂与冷却水的热交换。因此,在制冷运转时,空调控制装置40的压送能力控制部40c也可以使水泵21的动作停止。

[0113] (b) 除湿制热运转

[0114] 在除湿制热运转中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21以发挥预定的压送能力的方式进行动作。并且,空调控制装置40的节流开度控制部40b使制热用膨胀阀13处于节流状态。此外,空调控制装置40使开闭阀18a关闭,使制冷用膨胀阀16处于发挥减压作用的节流状态。

[0115] 由此,在除湿制热运转时的热泵循环10中,如图1的带斜线阴影的箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→室外热交换器14(→制冷用膨胀阀16)→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。即,在除湿制热运转中,构成制冷剂按照实质上与制冷运转相同的顺序循环的制冷循环。

[0116] 此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等,而决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0117] 例如,关于向压缩机11的电动马达输出的控制信号、向送风机32输出的控制电压、以及向送风风扇14a输出的控制电压,与制冷运转同样地决定。

[0118] 并且,关于向制热用膨胀阀13输出的控制信号,是以如下方式决定的:参照预先存储于空调控制装置40的控制图,使向制热用膨胀阀13流入的制冷剂的过冷却度接近制热时目标过冷却度。制热时目标过冷却度是以在除湿制热运转时或者制热运转时使热泵循环10的性能系数(COP)为大致最大值的方式设定的目标值。

[0119] 并且,关于向空气混合门34的电动致动器输出的控制信号,是以如下方式决定的:使空调风温度传感器48所检测出的送风空气温度TAV接近目标吹出温度TA0。

[0120] 因此,在除湿制热运转时的热泵循环10中,从压缩机11排出的高压制冷剂向水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流入。流入到水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的制冷剂与在水-制冷剂热交换器12的水通路流通的冷却水进行热交换。由此,对在热介质循环回路20循环的冷却水进行加热。

[0121] 在水-制冷剂热交换器12中加热后的冷却水向加热器芯22流入。在除湿制热运转中,空气混合门34打开加热器芯22侧的空气通路,因此流入到加热器芯22的冷却水与通过室内蒸发器17后的送风空气进行热交换。由此,对通过室内蒸发器17后的送风空气的一部分进行加热。并且,从室内空调单元30的混合空间向车室内吹送的送风空气的温度接近目标吹出温度TA0。

[0122] 从水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂向制热用膨胀阀13流入而被减压到低压制冷剂。由制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂向室外热交换器14流入。流入到室外热交换器14的制冷剂从送风风扇14a所吹送的外气吸热而蒸发。

[0123] 由于开闭阀18a关闭,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由分支部15a和处于全开的制冷用膨胀阀16而向室内蒸发器17流入。流入到室内蒸发器17的制冷剂从送风机32所吹送的送风空气进一步吸热而蒸发。由此,冷却送风空气而进行送风空气的除湿。以后的动作与制冷运转相同。

[0124] 如上所述,在除湿制热运转的热泵系统1中,在加热器芯22中对由室内蒸发器17冷却且除湿后的送风空气进行再加热而吹出到车室内,由此能够进行车室内的除湿制热。并且,在除湿制热运转时,能够通过热泵循环10对冷却水进行加热,因此,即使作为加热部的发动机60没有进行动作也能够进行车室内的除湿制热。

[0125] (c) 制热运转

[0126] 在制热运转中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21以发挥预定的压送能力的方式进行动作。并且,空调控制装置40的节流开度控制部40b使制热用膨胀阀13处于节流状态。此外,空调控制装置40打开开闭阀18a,使制冷用膨胀阀16处于全闭状态。

[0127] 由此,在制热运转时的热泵循环10中,如图1的涂黑箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→室外热交换器14→迂回通路18→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0128] 此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等而决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0129] 例如,关于压缩机11的制冷剂排出能力,即向压缩机11的电动马达输出的控制信号,是以如下的方式决定的。首先,根据目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制图,而决定水-制冷剂热交换器12的目标冷凝温度TCO。具体而言,在该控制图中,以

伴随着目标吹出温度TA0的上升而使目标冷凝温度TC0上升的方式来决定。

[0130] 并且,根据该目标冷凝温度TC0与第一制冷剂温度传感器45a所检测出的入口侧制冷剂温度TD1的偏差,使用反馈控制方法而决定向压缩机11的电动马达输出的控制信号,以使入口侧制冷剂温度TD1接近目标冷凝温度TC0,且抑制高压侧制冷剂压力PD的异常上升。

[0131] 并且,关于向送风机32输出的控制电压以及向送风风扇14a输出的控制电压,是与制冷运转同样地决定的。关于向制热用膨胀阀13输出的控制信号,是与除湿制热运转同样地决定的。

[0132] 并且,关于向空气混合门34的电动致动器输出的控制信号,是以如下方式决定的:使空气混合门34将冷空气旁通通路35封堵,使通过室内蒸发器17后的送风空气的总风量通过加热器芯22侧的空气通路。

[0133] 因此,在制热运转时的热泵循环10中,与除湿制热运转同样地,从压缩机11排出的高压制冷剂向水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流入。流入到水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的制冷剂与在水-制冷剂热交换器12的水通路中流通的冷却水进行热交换。由此,对在热介质循环回路20中循环的冷却水进行加热。

[0134] 由水-制冷剂热交换器12加热后的冷却水向加热器芯22流入。在制热运转中,由于空气混合门34使加热器芯22侧的空气通路全开,因此流入到加热器芯22的冷却水与通过室内蒸发器17后的送风空气进行热交换。由此,对通过室内蒸发器17后的送风空气进行加热。

[0135] 从水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂向制热用膨胀阀13流入而被减压到低压制冷剂。由制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂向室外热交换器14流入。与除湿制热运转同样地,流入到室外热交换器14的制冷剂从由送风风扇14a吹送并通过散热器26后的外气吸热并蒸发。

[0136] 由于开闭阀18a关闭且制冷用膨胀阀16处于全闭状态,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由分支部15a和迂回通路18而向储液器19流入并被气液分离。与制冷运转和除湿制热运转同样地,由储液器19分离出的气相制冷剂被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0137] 如上所述,在制热运转的热泵系统1中,通过将加热器芯22所加热的送风空气吹出到车室内,能够进行车室内的制热。并且,在制热运转时,与除湿制热运转时同样地,由于能够通过热泵循环10对冷却水进行加热,因此即使发动机60不进行动作也能够进行车室内的除湿制热。

[0138] 这里,在像热泵系统1的除湿制热运转或制热运转那样,使热泵循环10的室外热交换器14作为蒸发器发挥功能的结构中,当室外热交换器14的制冷剂蒸发温度为冰点下(0℃以下)时,有时在室外热交换器14产生结霜。

[0139] 当产生这样的结霜时,由于室外热交换器14的外气通路被霜封堵,因此室外热交换器14的热交换性能会降低。因此,在室外热交换器14中制冷剂从外气吸收的吸热量明显降低,而导致热泵循环10无法充分地加热冷却水。其结果为,乘员的制热感会变差。

[0140] 与此相对,在本实施方式的热泵系统1中,当在室外热交换器14产生了结霜时,能够执行用于去除霜的除霜运转。以下对除霜运转进行说明。

[0141] (d) 除霜运转

[0142] 使用图3的流程图对除霜运转进行说明。图3所示的流程作为相对于空调控制程序的主例程的子例程,是按照规定的周期执行的控制处理。并且,图3的流程图的控制步骤

构成空调控制装置40所具有的功能实现装置(功能实现部)。

[0143] 首先,在步骤S1中,判定在室外热交换器14是否产生结霜。具体而言,在本实施方式的步骤S1中,在从外气温度 T_{am} 减去由第三制冷剂温度传感器45c检测出的室外热交换器温度 $TD3$ 而得到的值($T_{am}-TD3$)为预定的基准温度差以上时,判定为在室外热交换器14产生结霜。因此,控制步骤S1构成结霜判定部。

[0144] 此外,在该本实施方式的步骤S1中,为了判定实际上室外热交换器14是否产生结霜,而判定是否成为会在室外热交换器(空气热交换器)14产生结霜的运转条件。即,在步骤S1中,判定是否有可能在室外热交换器14产生结霜。

[0145] 并且,当在步骤S1中判定为在室外热交换器14产生结霜时,进入步骤S2。另一方面,当在步骤S1中没有判定为在室外热交换器14产生结霜时,返回主例程。

[0146] 在步骤S2中,决定执行除霜运转时的各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号),而进入步骤S3。

[0147] 更具体而言,在除霜运转中,空调控制装置40的节流开度控制部40b使制热用膨胀阀13处于节流状态。此时,节流开度控制部40b使节流开度比制热运转时进一步增加,以使得第二制冷剂温度传感器45b所检测出的出口侧制冷剂温度 $TD2$ 接近第二水温传感器44b所检测出的出口侧水温度 $TW2$ 。

[0148] 此外,空调控制装置40打开开闭阀18a,使制冷用膨胀阀16处于全闭状态,使朝向室外热交换器14吹送外气的送风风扇14a的动作停止。

[0149] 在步骤S3中,比较外气温度 T_{am} 与出口侧水温度 $TW2$ 。具体而言,当在步骤S3中判定为出口侧水温度 $TW2$ 比将外气温度 T_{am} 加上第一基准温度 α (在本实施方式中为 40°C)而得到的值($T_{am}+\alpha$)低的情况下,进入步骤S4。在步骤S4中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21的流量(即,压送能力)减少预定的规定的量,进入步骤S7。

[0150] 并且,当在步骤S3中判定为出口侧水温度 $TW2$ 与使外气温度 T_{am} 加上第一基准温度 α 而得到的值($T_{am}+\alpha$)相等的情况下,进入步骤S5。在步骤S5中,压送能力控制部40c维持水泵21的流量而不变更,进入步骤S7。

[0151] 并且,当在步骤S3中判定为出口侧水温度 $TW2$ 比使外气温度 T_{am} 加上第一基准温度 α 而得到的值($T_{am}+\alpha$)高的情况下,进入步骤S6。在步骤S6中,压送能力控制部40c使水泵21的流量增加预定的规定的量,进入步骤S7。

[0152] 另外,在步骤S3中,在实际的出口侧水温度 $TW2$ 与使实际的外气温度 T_{am} 加上第一基准温度 α 而得到的值($T_{am}+\alpha$)完全一致时,不限于判定为 $TW2$ 与 $T_{am}+\alpha$ 相等的情况。由于各温度检测部存在检测误差等,因此也可以采用在 $TW2$ 与 $T_{am}+\alpha$ 之差(绝对值)为预定的微小值以下时,判定为 $TW2$ 与 $T_{am}+\alpha$ 相等的情况。

[0153] 这里,在步骤S3~S6中,伴随着从 $TW2$ 减去 T_{am} 而得到的温度差($TW2-T_{am}$)扩大,使水泵21的压送能力阶段性地增加。此外,在一般的车辆中,通过调整向散热器26流通的冷却水量,而抑制冷却水温度大幅变动。

[0154] 因此,在本实施方式的步骤S3~S7中,主要伴随着外气温度 T_{am} 的降低,而使水泵21的压送能力增加。此外,伴随着外气温度 T_{am} 降低,为了对车室内进行制热,要求热泵系统1的要求制热能力(即,为了加热送风空气所要求的要求加热能力)也增加。

[0155] 因此,本实施方式的压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着要求加热能力的增

加,而使水泵21的压送能力增加。更详细地说,压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着从出口侧水温度TW2减去外气温度Tam而得到的温度差(TW2-Tam)扩大,作为要求加热能力增加,使水泵21的压送能力增加。

[0156] 此外,压送能力控制部40c在出口侧制冷剂温度TD2处于预定的基准制冷剂温度KTH以上的范围中,使压送能力发生变化。基准制冷剂温度KTH作为能够可靠地进行室外热交换器14的除霜的温度,是由实验或者由试验决定的值。

[0157] 在步骤S7中,判定室外热交换器14的除霜是否完成。当在步骤S7中判定为室外热交换器14的除霜完成时,进入步骤S8。另一方面,当在步骤S7中判定为室外热交换器14的除霜未完成时,返回步骤S3。

[0158] 在步骤S8中,进行除霜运转完成处理。除霜运转完成处理是在从除霜运转转变成除湿制热运转或者制热运转时,用于抑制水泵21的压送能力剧变而使出口侧水温度TW2剧变的控制处理。

[0159] 具体而言,在该步骤S8中,限制水泵21的压送能力的变化量直到经过了预定的待机时间为止,使压送能力不会剧变。并且,在除霜运转完成处理结束后,返回主例程。

[0160] 因此,根据本实施方式的热泵系统1,在判定为在室外热交换器14产生结霜时,切换成与制热运转时相同的制冷剂回路,空调控制装置40的节流开度控制部40b使制热用膨胀阀13的节流开度增加。由此,能够执行使向室外热交换器14流入的制冷剂的温度上升而进行室外热交换器14的除霜的所谓的热气除霜。

[0161] 此时,空调控制装置40的压送能力控制部40c伴随着温度差(TW2-Tam)的扩大而使水泵21的压送能力增加。因此,能够抑制制冷剂在水-制冷剂热交换器12中被散热了除霜所需的热量。此外,能够抑制从水-制冷剂热交换器12流出的冷却水的温度降低,而将比较高的温度的冷却水提供给加热器芯22。

[0162] 使用图4~图6对该内容进行详细说明。另外,图4是表示除霜运转时的热泵循环10中的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。图5是在与本实施方式的热泵循环10同等的循环中,在除霜运转时使水泵21的压送能力比较大时的比较例的莫里尔图。图6是在与本实施方式的热泵循环10同等的循环中,在除霜运转时使水泵21停止时的比较例的莫里尔图。

[0163] 并且,图5、图6的莫里尔图中的各符号相对于图4的莫里尔图在表示循环结构上同等或者对应的部位的制冷剂的状态情况下,使用同一字母,变更下标(数字)而表示。

[0164] 首先,像本发明的比较例那样,使水泵21的压送能力不会从制热运转时的动作发生变化,当为比较大的压送能力时,如图5的莫里尔图所示,从压缩机11排出的制冷剂(图5的a5点)所具有的热量有可能几乎全部向冷却水散热(图5的a5点→b5点)。因此,流入到室外热交换器14的制冷剂(图5的c5点)所具有的热量能够在室外热交换器14中仅使散热常有限的量(图5的c5点→d5点),有可能无法实现室外热交换器14的除霜。

[0165] 另一方面,当在除霜运转时使水泵21停止时,如图6的莫里尔图所示,从压缩机11排出的制冷剂(图6的a6点)所具有的热量有可能不向冷却水散热,而在制热用膨胀阀13中被减压(图6的a6点→c6点)。此外,由于没有向加热器芯22供给冷却水,因此有可能无法加热送风空气。

[0166] 与此相对,在本实施方式的热泵系统1的除霜运转中,通过使水泵21的压送能力发生变化,而如图4的莫里尔图所示,使从压缩机11排出的制冷剂(图4的a4点)所具有的热量

向冷却水散热(图4的a4点→b4点)。因此,能够抑制从水-制冷剂热交换器12流出的冷却水的温度降低。即,能够加热送风空气。

[0167] 此外,在从水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂的出口侧制冷剂温度TD2处于基准制冷剂温度KTH以上的范围中使压送能力发生变化。因此,能够使流入到室外热交换器14的制冷剂(图4的c4点)所具有的热量在室外热交换器14中散热(图4的c4点→d4点),而实现室外热交换器14的除霜。

[0168] 其结果为,在本实施方式的热泵系统1的除霜运转中,如图7的时序图所示,能够发挥稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0169] 另外,在图7中,用粗实线表示本实施方式的热泵系统1中的水泵21的流量(即,压送能力)的变化、出口侧水温度TW2的变化、以及加热器芯22中的送风空气的加热能力的变化。并且,用粗虚线表示比较例的热泵系统1中的水泵的流量的变化、出口侧水温度TW2的变化、以及送风空气的加热能力的变化。

[0170] 即,当像图7的粗虚线所示的比较例那样在除霜运转时使水泵21的流量没有变化时,除霜运转时的出口侧水温度TW2的降低量有可能变大。因此,加热器芯22中的送风空气的加热能力(即,制热能力)有可能比要求加热能力降低。

[0171] 与此相对,如图7的粗实线所示,在本实施方式的热泵系统1中,由于在除霜运转时使水泵21的流量发生变化,因此能够抑制除霜运转时的出口侧水温度TW2的降低。因此,能够抑制加热器芯22中的送风空气的加热能力低于要求加热能力,能够避免乘员的制热感大幅恶化。

[0172] 即,根据本实施方式的热泵系统1,在除霜运转时,能够发挥稳定的除霜能力,并且能够抑制加热对象流体(在本实施方式中为送风空气)的加热能力的降低。

[0173] 并且,根据本实施方式的热泵系统1,在除霜运转时,为了确保进行除霜所需的热能以及进行车室内的制热所需的热能,不需要驱动作为加热部的发动机60。因此,能够抑制不必要的能量消耗,实现车辆燃料效率的提高。

[0174] 并且,本实施方式的热泵系统1的压送能力控制部40c在出口侧制冷剂温度TD2为基准制冷剂温度KTH以上的范围内使压送能力发生变化。因此,在除霜运转时,能够进一步可靠地发挥稳定的除霜能力。

[0175] 在本实施方式中,对在控制步骤S3中比较外气温度Tam和出口侧水温度TW2的例子进行了说明,但也可以比较外气温度Tam和其他的冷却水温度。例如,也可以取代出口侧水温度TW2,而采用第一水温传感器44a所检测出的入口侧水温度TW1。

[0176] (第二实施方式)

[0177] 在本实施方式中,如图8的整体结构图所示,对相对于第一实施方式添加了开闭器27的例子进行说明。另外,在图8中,对与第一实施方式相同或者均等部分标注同一符号。这在以下的附图中也相同。

[0178] 开闭器27对向散热器26流入的外气的流入路径进行开闭。作为这样的开闭器27,能够采用具有多个悬臂式的板门以及驱动板门的伺服马达的结构等。通过从空调控制装置40输出的控制信号对开闭器27的动作进行控制。因此,本实施方式的空调控制装置40中的控制开闭器27的动作的结构构成散热能力控制部40d。

[0179] 这里,散热器26起到使冷却水与外气进行热交换而使冷却水所具有的热量向外气

散热的功能。因此,在开闭器27打开外气的流入路径时,冷却水被散热器26冷却。另一方面,在开闭器27关闭外气的流入路径时,冷却水不被散热器26冷却。

[0180] 因此,散热器26和开闭器27构成对向水-制冷剂热交换器12流入的冷却水的温度进行调整的温度调整部。其他的热泵系统1的结构与第一实施方式相同。

[0181] 接着,对本实施方式的热泵系统1的动作进行说明。在本实施方式中,在制冷运转时、除湿制热运转时以及制热运转时,空调控制装置40的散热能力控制部40d控制开闭器27的动作以打开外气的流入路径。并且,在除霜运转时,空调控制装置40的散热能力控制部40d控制开闭器27的动作,以关闭外气的流入路径。

[0182] 其他的热泵系统1的动作与第一实施方式相同。因此,在本实施方式的热泵系统1的制冷运转、除湿制热运转以及制热运转中,与第一实施方式同样,能够进行车室内的制冷、除湿制热以及制热。

[0183] 此外,在除霜运转时,由于开闭器27关闭外气的流入路径,因此能够抑制散热器26中的冷却水的散热,而使向水-制冷剂热交换器12流入的冷却水的温度上升。因此,在除霜运转时,容易从冷却水吸收进行除霜所需的热量、以及进行车室内的制热所需的热量。

[0184] 其结果为,根据本实施方式的热泵系统1,在除霜运转时,除霜能力和加热对象流体(在本实施方式中为送风空气)的加热能力不会不足,能够发挥进一步稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0185] (第三实施方式)

[0186] 在本实施方式中,如图9的整体结构图所示,对相对于第一实施方式添加了水迂回通路28和三通阀28a的例子进行说明。

[0187] 水迂回通路28是使由水泵21压送来的冷却水绕过发动机60而引导到三通阀28a侧的冷却水配管。

[0188] 三通阀28a配置在水迂回通路28的出口侧。三通阀28a是切换如下热介质回路的电气式的三通阀:该状态是将从水迂回通路28流出的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路、以及将在散热用循环回路25中循环的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路。

[0189] 此外,通过从空调控制装置40输出的控制电压而控制三通阀28a的动作。因此,本实施方式的空调控制装置40中的、控制三通阀28a的动作的结构构成热介质回路控制部40e。

[0190] 这里,三通阀28a在切换到将在散热用循环回路25中循环的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路时,通过发动机60对在热介质循环回路20中循环的冷却水进行加热。另一方面,在切换到将流入到水迂回通路28的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路时,不通过发动机60对在热介质循环回路20中循环的冷却水进行加热。

[0191] 因此,本实施方式的三通阀28a构成对向水-制冷剂热交换器12流入的冷却水的温度进行调整的温度调整部。其他的热泵系统1的结构与第一实施方式相同。

[0192] 接着,对本实施方式的热泵系统1的动作进行说明。在本实施方式中,在制冷运转时、除湿制热运转时以及制热运转时,空调控制装置40的热介质回路控制部40e控制三通阀28a的动作,以成为将流入到水迂回通路28的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路

入口侧的热介质回路。

[0193] 并且,在除霜运转时,空调控制装置40的热介质回路控制部40e控制三通阀28a的动作,以成为将在散热用循环回路25中循环的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路。

[0194] 其他的热泵系统1的动作与第一实施方式相同。因此,在本实施方式的热泵系统1的制冷运转、除湿制热运转以及制热运转中,与第一实施方式同样地,能够进行车室内的制冷、除湿制热以及制热。

[0195] 此外,在除霜运转时,切换成三通阀28a将在散热用循环回路25循环的冷却水引导到水-制冷剂热交换器12的水通路入口侧的热介质回路,因此能够使由发动机60加热后的冷却水向水-制冷剂热交换器12流入。因此,在除霜运转时,容易从冷却水吸收进行除霜所需的热量以及进行车室内的制热所需的热量。

[0196] 其结果为,根据本实施方式的热泵系统1,在除霜运转时除霜能力和加热对象流体(在本实施方式中为送风空气)的加热能力不会不足,能够发挥进一步稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0197] (第四实施方式)

[0198] 在本实施方式中,对相对于第一实施方式变更了除霜运转时的控制方式的例子进行说明。具体而言,在本实施方式中,将第一实施方式中说明的控制步骤S3像图10的流程图所示那样变更为控制步骤S31。

[0199] 在该步骤S31中,比较第二制冷剂温度传感器45b所检测出的出口侧制冷剂温度TD2和预定的第二基准温度 β (在本实施方式中为50℃)。第二基准温度 β 作为能够通过流入室外热交换器14而可靠地进行室外热交换器14的除霜的制冷剂的温度,是通过实验或者试验而决定的值。

[0200] 当在步骤S31中判定为出口侧制冷剂温度TD2比第二基准温度 β 低的情况下,进入步骤S4。在步骤S4中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21的流量减少预定的规定的量,进入步骤S7。

[0201] 并且,当在步骤S31中判定为出口侧制冷剂温度TD2与第二基准温度 β 相等的情况下,进入步骤S5。在步骤S5中,压送能力控制部40c维持水泵21的流量而不变更,进入步骤S7。

[0202] 并且,当在步骤S31中判定为出口侧制冷剂温度TD2比第二基准温度 β 高的情况下,进入步骤S6。在步骤S6中,压送能力控制部40c使水泵21的流量增加预定的规定的量,进入步骤S7。

[0203] 另外,在步骤S31中,在实际的出口侧制冷剂温度TD2与第二基准温度 β 完全一致时,不限于判定为TD2与 β 相等的情况。由于各温度检测部存在检测误差等,因此也可以采用在TD2与 β 之差(绝对值)为预定的微小值以下时,判定为TD2与 β 相等的情况。

[0204] 这里,在步骤S31~S6中,伴随着TD2上升,而使水泵21的压送能力阶段性地增加。此外,在车辆用空调装置中,为了使向加热器芯22流入的冷却水的温度上升而使送风空气的温度上升,使出口侧制冷剂温度TD2上升。因此,伴随着出口侧制冷剂温度TD2上升,为了对车室内进行制热而热泵系统1所要求的要求制热能力(即,为了加热送风空气所要求的要求加热能力)也增加。

[0205] 因此,本实施方式的压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着要求加热能力的增加而使水泵21的压送能力增加。更详细地说,压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着TD2上升,作为要求加热能力增加,使水泵21的压送能力增加。其他的动作与第一实施方式相同。

[0206] 因此,在本实施方式的热泵系统1的制冷运转、除湿制热运转以及制热运转中,能够与第一实施方式完全同样地,进行车室内的制冷、除湿制热以及制热。

[0207] 此外,在除霜运转时,空调控制装置40的压送能力控制部40c伴随着出口侧制冷剂温度TD2的上升而使水泵21的压送能力增加。因此,根据本实施方式的热泵系统1,与第一实施方式同样,在除霜运转时,能够发挥稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的降低。

[0208] (第五实施方式)

[0209] 在本实施方式中,对相对于第一实施方式变更了除霜运转时的控制方式的例子说明。具体而言,在本实施方式中,将第一实施方式中说明的控制步骤S3像图11的流程图所示那样变更为控制步骤S32。

[0210] 在该步骤S32中,比较流入风温度传感器49所检测出的流入空气温度TA1和预定的第三基准温度 γ (在本实施方式中为10℃)。

[0211] 当在步骤S32中判定为流入空气温度TA1比第三基准温度 γ 高的情况下,进入步骤S4。在步骤S4中,空调控制装置40的压送能力控制部40c使水泵21的流量减少预定的规定的量,进入步骤S7。

[0212] 并且,当在步骤S32中判定为流入空气温度TA1与第三基准温度 γ 相等的情况下,进入步骤S5。在步骤S5中,压送能力控制部40c维持水泵21的流量而不变更,进入步骤S7。

[0213] 并且,当在步骤S32中判定为流入空气温度TA1比第三基准温度 γ 低的情况下,进入步骤S6。在步骤S6中,压送能力控制部40c使水泵21的流量增加预定的规定的量,进入步骤S7。

[0214] 另外,在步骤S32中,在实际的流入空气温度TA1与第三基准温度 γ 完全一致时,不限于判定为TA1与 γ 相等的情况。由于各温度检测部存在检测误差等,因此也可以采用在与TA2之差(绝对值)为预定的微小值以下时,判定为TA1与 γ 相等的情况。

[0215] 这里,在步骤S31~S6中,伴随着TA1降低,而使水泵21的压送能力阶段性地增加。此外,在车辆用空调装置中,在制热运转时或者除湿制热运转时,伴随着流入空气温度TA1变低,为了对车室内进行制热而要求热泵系统1的要求制热能力增加。

[0216] 因此,本实施方式的压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着要求加热能力的增加而使水泵21的压送能力增加。更详细地说,压送能力控制部40c在除霜运转时,伴随着TA1降低,作为要求加热能力增加,使水泵21的压送能力增加。其他的动作与第一实施方式相同。

[0217] 因此,在本实施方式的热泵系统1的制冷运转、除湿制热运转以及制热运转中,能够与第一实施方式完全同样地,进行车室内的制冷、除湿制热以及制热。

[0218] 此外,在除霜运转时,空调控制装置40的压送能力控制部40c伴随着流入空气温度TA1的降低而使水泵21的压送能力增加。因此,根据本实施方式的热泵系统1,与第一实施方式同样地,在除霜运转时,能够发挥稳定的除霜能力,并且抑制加热对象流体的加热能力的

降低。

[0219] 本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内,能够像以下那样进行各种变形。

[0220] 在上述的实施方式中,关于将本发明的热泵系统1应用于混合动力车辆的车辆用空调装置的例子进行了说明,但热泵系统1的应用不限于此。例如,也可以应用于从车辆行驶用电动马达得到车辆行驶用的驱动力的电动汽车(包含燃料电池车辆)、或从发动机得到车辆行驶用的驱动力的通常的车辆的空调装置。

[0221] 此外,本发明的热泵系统1不限于车辆用空调装置,也可以应用于固定型空调装置、低温保存库、热水供应装置等。因此,空调控制装置40也可以是制冷循环装置。

[0222] 在上述的实施方式中,对采用了发动机的冷却水作为热介质的例子进行了说明,但热介质不限于此。例如,也可以是用于对向行驶用电动马达供给电力的变换器进行冷却的冷却水。在该情况下,变换器为加热热介质的加热部。

[0223] 此外,作为加热部,也可以采用其他的电气设备或电加热器等。此外,作为加热部,也可以采用对高温的热介质进行保温储存的水箱。并且,在除霜运转时,也可以使储存在水箱内的高温的热介质流入热介质循环回路内。另外,在本发明的热泵系统中,加热部不是必须的结构。

[0224] 在上述的实施方式中,关于空调控制装置40的压送能力控制部40c伴随着要求加热能力的增加而使水泵21的压送能力阶段性地增加的例子进行了说明,当然也可以连续地增加。在该情况下,例如,只要根据温度差(TW2-Tam)、出口侧制冷剂温度TD2、流入空气温度TA1等,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图而决定水泵21的压送能力即可。

[0225] 在上述的实施方式的热泵循环10中,排出能力控制部40a也可以在除霜运转时,控制压缩机11的动作,以使向水-制冷剂热交换器12流入的制冷剂的温度(即,入口侧制冷剂温度TD1)为预定的基准温度KTL以下。由此,在除霜运转时,不会使压缩机11排出制冷剂的温度过度上升,能够抑制不必要的能量消耗。

[0226] 在上述的实施方式中,对采用构成为能够切换制冷剂回路的热泵循环10的例子进行了说明,热泵循环不限于此。只要至少能够构成使制冷剂按照与上述的实施方式的制热运转相同的顺序流动的循环即可。

[0227] 并且,热泵循环10的各种结构设备不限于上述的实施方式所公开的情况。

[0228] 例如,在上述的实施方式中,关于采用了电动压缩机作为热泵循环10的压缩机11的例子进行了说明,但压缩机11不限于此。例如,作为压缩机,也可以采用通过经由带轮、传送带等从内燃机(发动机)传递的旋转驱动力而被驱动的发动机驱动式的压缩机。

[0229] 此外,作为发动机驱动式的压缩机,可以采用能够根据排出容量的变化来调整制冷剂排出能力的可变容量型压缩机、根据电磁离合器的断续而使压缩机的运转率变化从而调整制冷剂排出能力的固定容量型压缩机等。

[0230] 并且,在上述的实施方式中,关于采用R134a作为热泵循环10的制冷剂的例子进行了说明,但制冷剂不限于此。例如,能够采用HF0系制冷剂(R1234yf、HF0-1234ze、HF0-1234zd)、R600a、R410A、R404A、R32、R407C等。或者,也可以采用使这些制冷剂中的多种混合的混合制冷剂。

[0231] 此外,也可以是,作为制冷剂采用二氧化碳,采用构成高压侧制冷剂压力为制冷剂

的临界压力以上的超临界制冷循环的热泵循环。

[0232] 并且,在上述的实施方式中,对采用对制热用膨胀阀13的出口侧且室外热交换器14的入口侧的制冷剂的温度进行检测的传感器作为第二制冷剂温度传感器45b的例子进行了说明,但第二制冷剂温度传感器45b不限于此。

[0233] 例如,第二制冷剂温度传感器45b也可以对流入到室外热交换器14之后的制冷剂的温度进行检测。此外,第二制冷剂温度传感器45b也可以对制热用膨胀阀13的入口侧的制冷剂的温度进行检测。在该情况下,也可以根据制热用膨胀阀13的节流开度和第二制冷剂温度传感器45b的检测值,推定向室外热交换器14流入的制冷剂温度。此外,也可以根据在从压缩机11的排出口到达水-制冷剂热交换器12的制冷剂流路中流通的制冷剂的温度、在水-制冷剂热交换器12中散热的热量以及制热用膨胀阀13的节流开度,推定向室外热交换器14流入的制冷剂温度。

[0234] 上述各实施方式所公开的方法也可以在能够实施的范围内适当组合。例如,在第二、第三实施方式所说明的热泵系统1中,也可以应用第四、第五实施方式所说明的除霜运转时的控制方式。

[0235] 本发明是依据实施例而记述的,但理解为本发明不被该实施例或构造限定。本发明还包含各种变形例或均等范围内的变形。除此之外,各种组合或方式、进一步地包含它们中仅一个要素、一个要素以上、或者一个要素以下的其他的组合或方式也纳入本发明的范畴、思想范围。

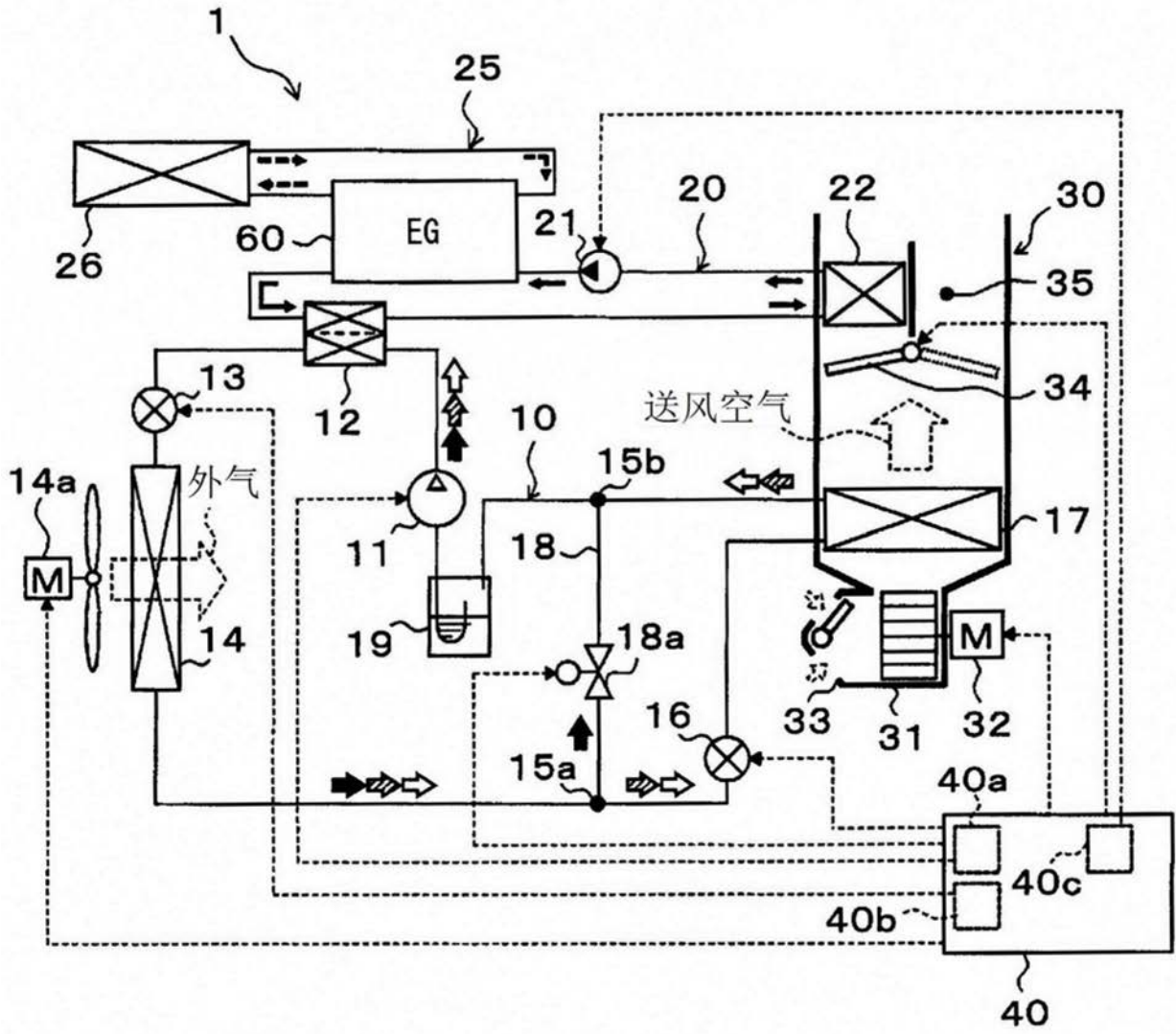


图1

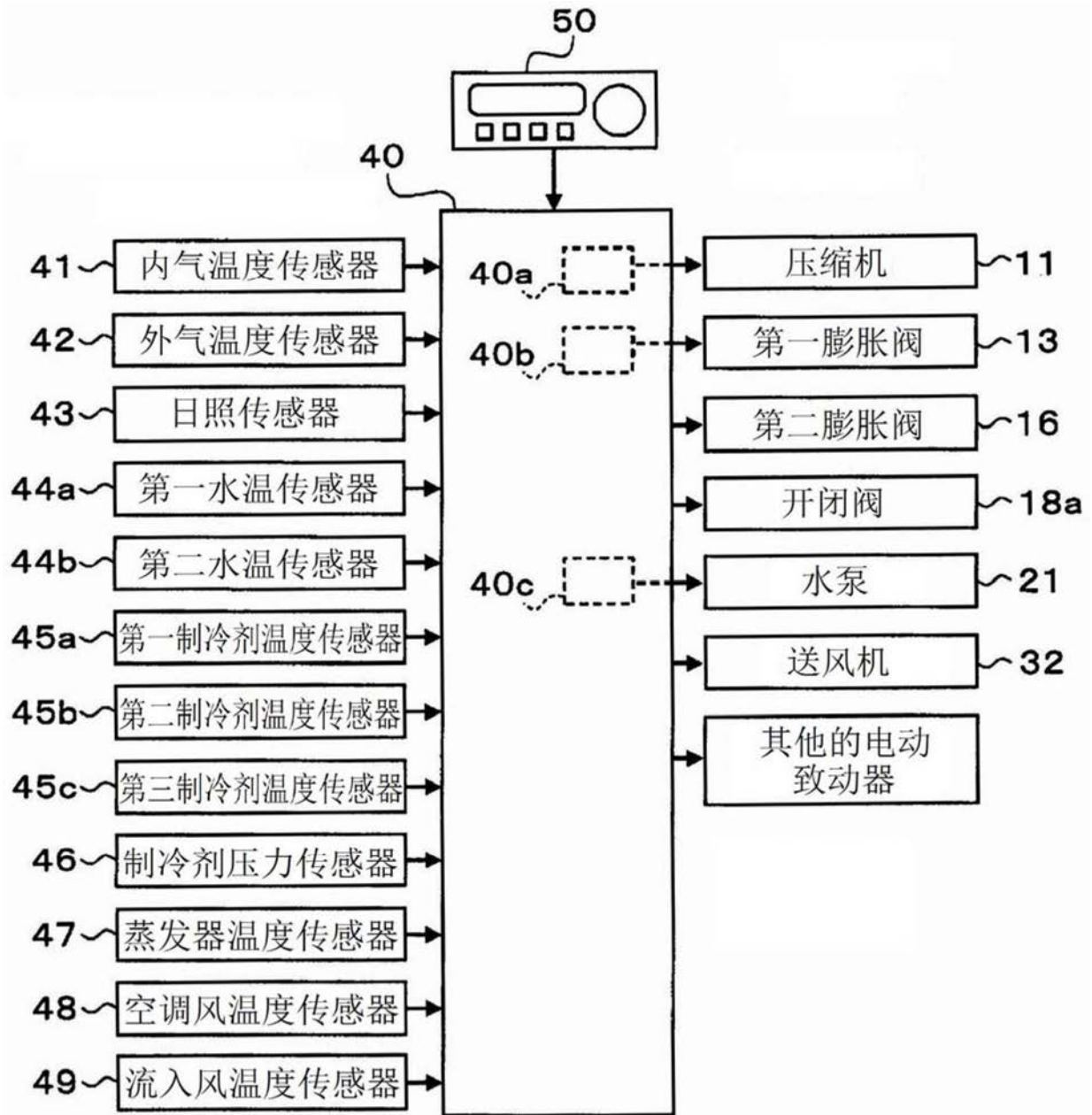


图2

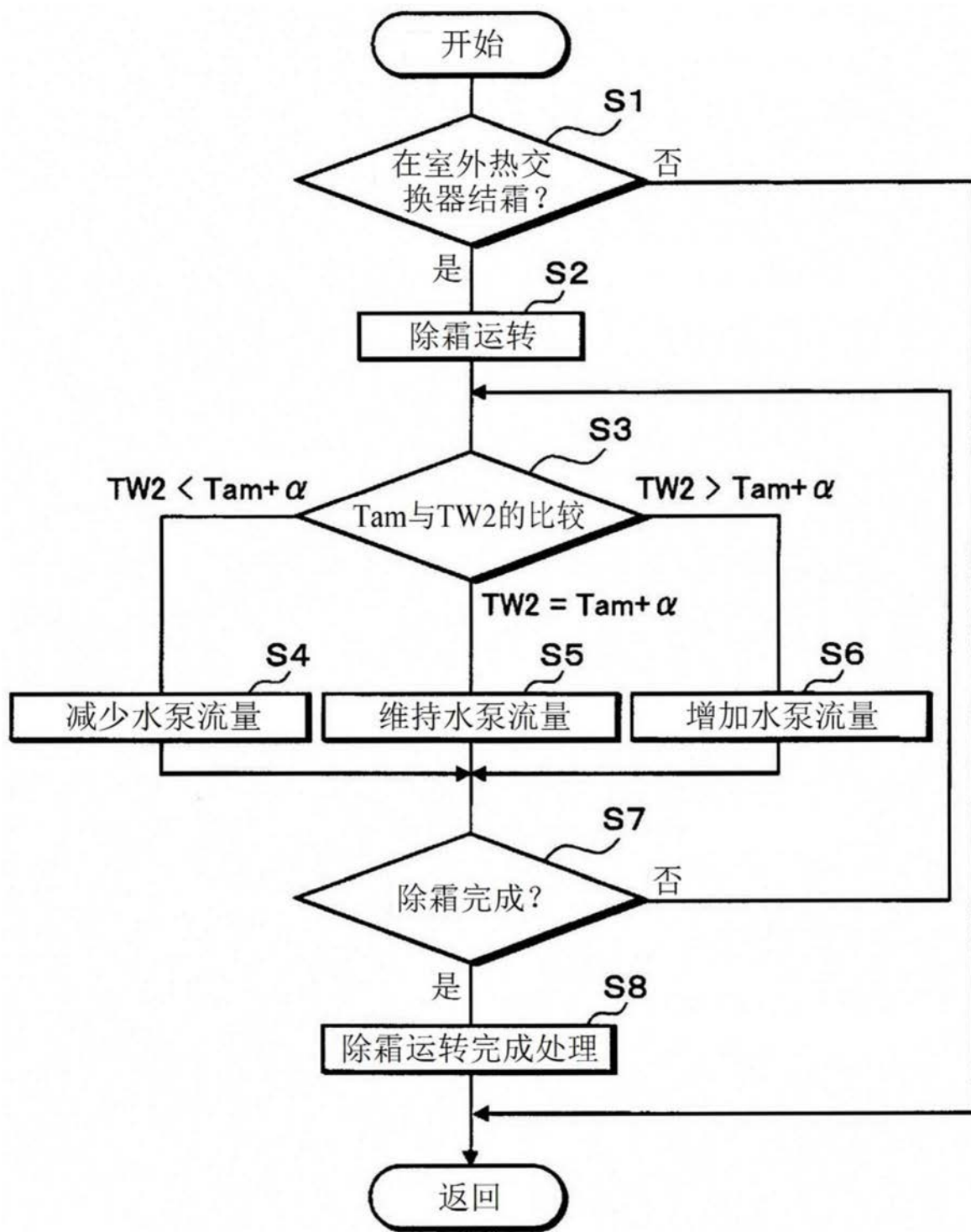


图3

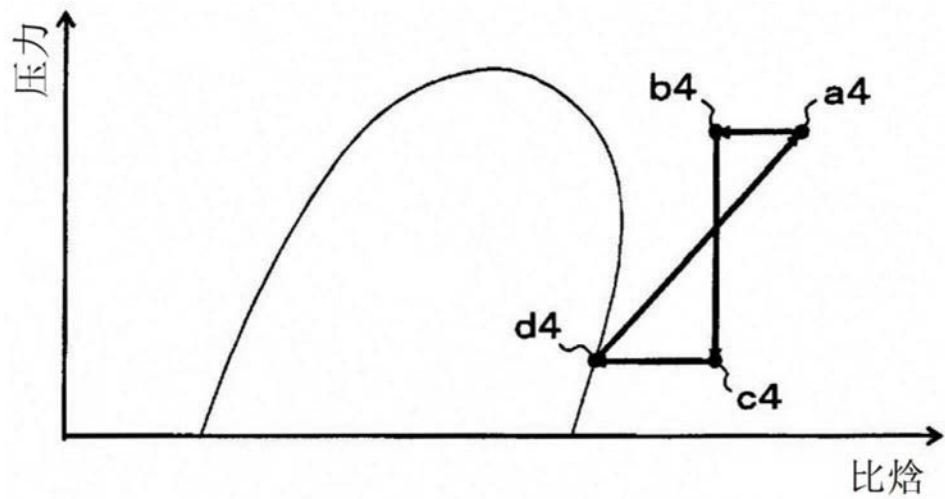


图4

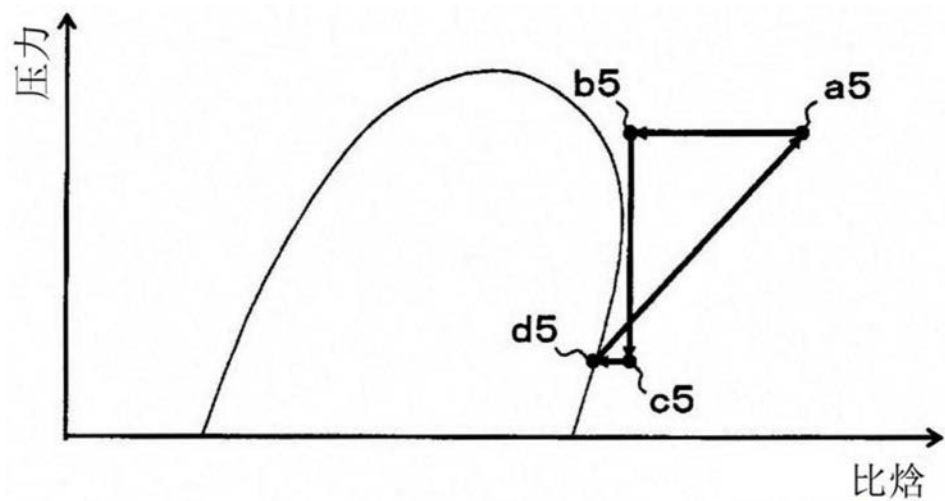


图5

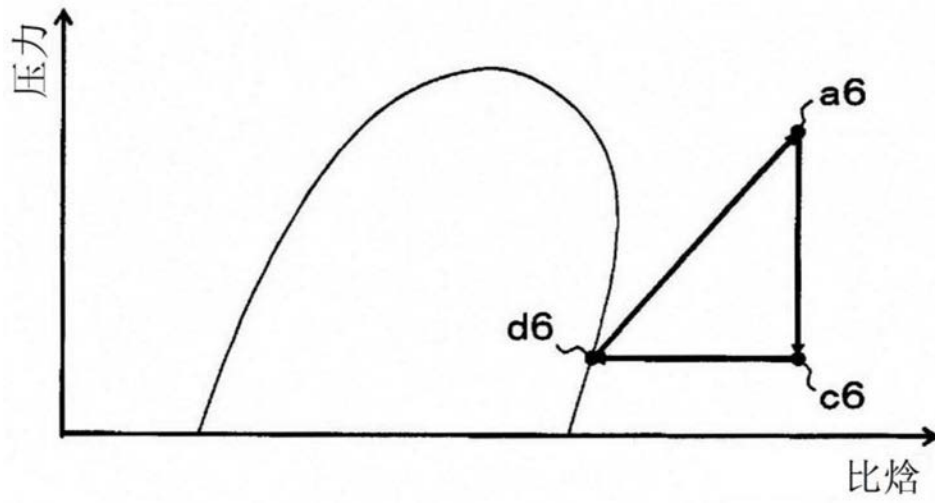


图6

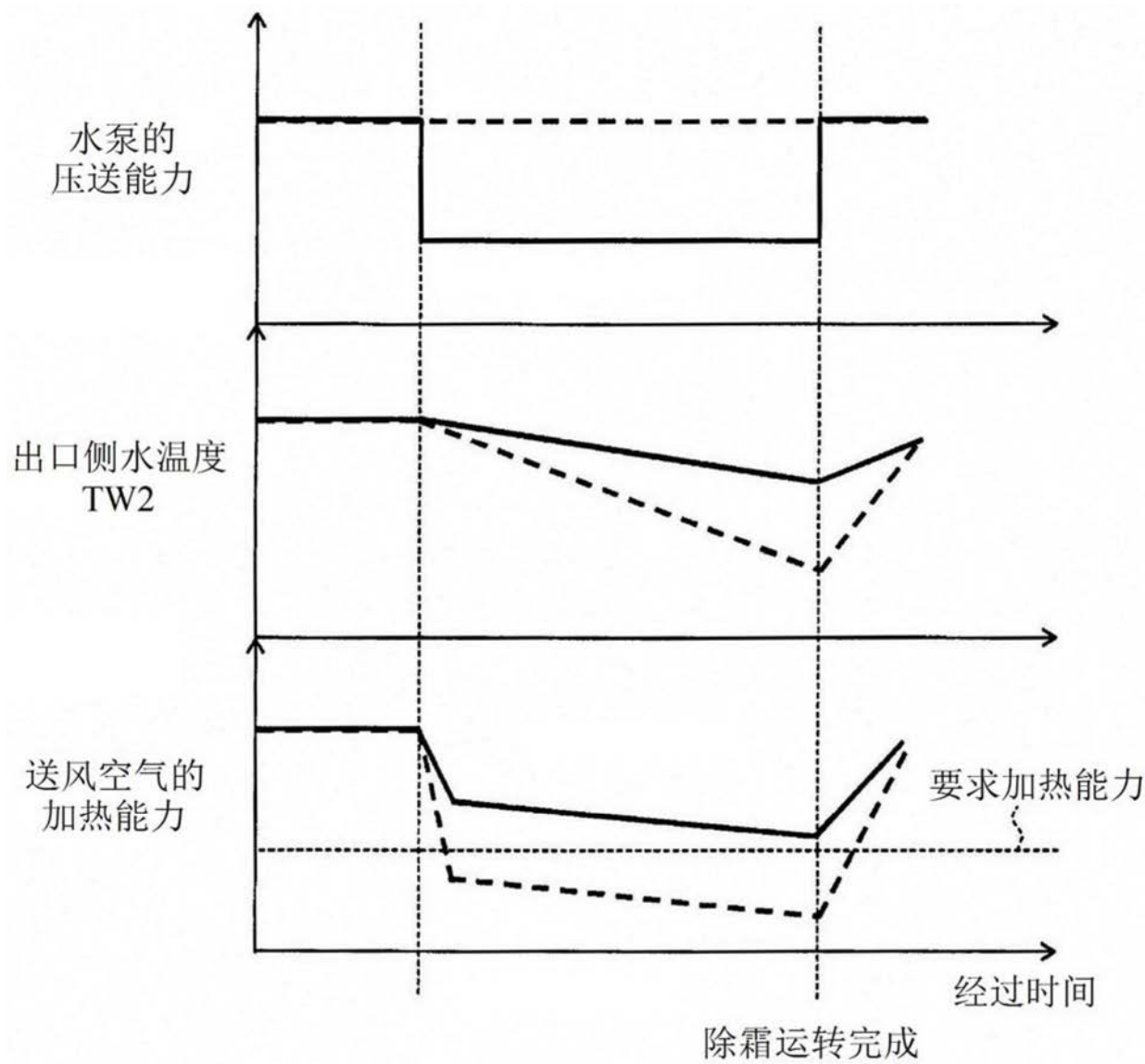


图7

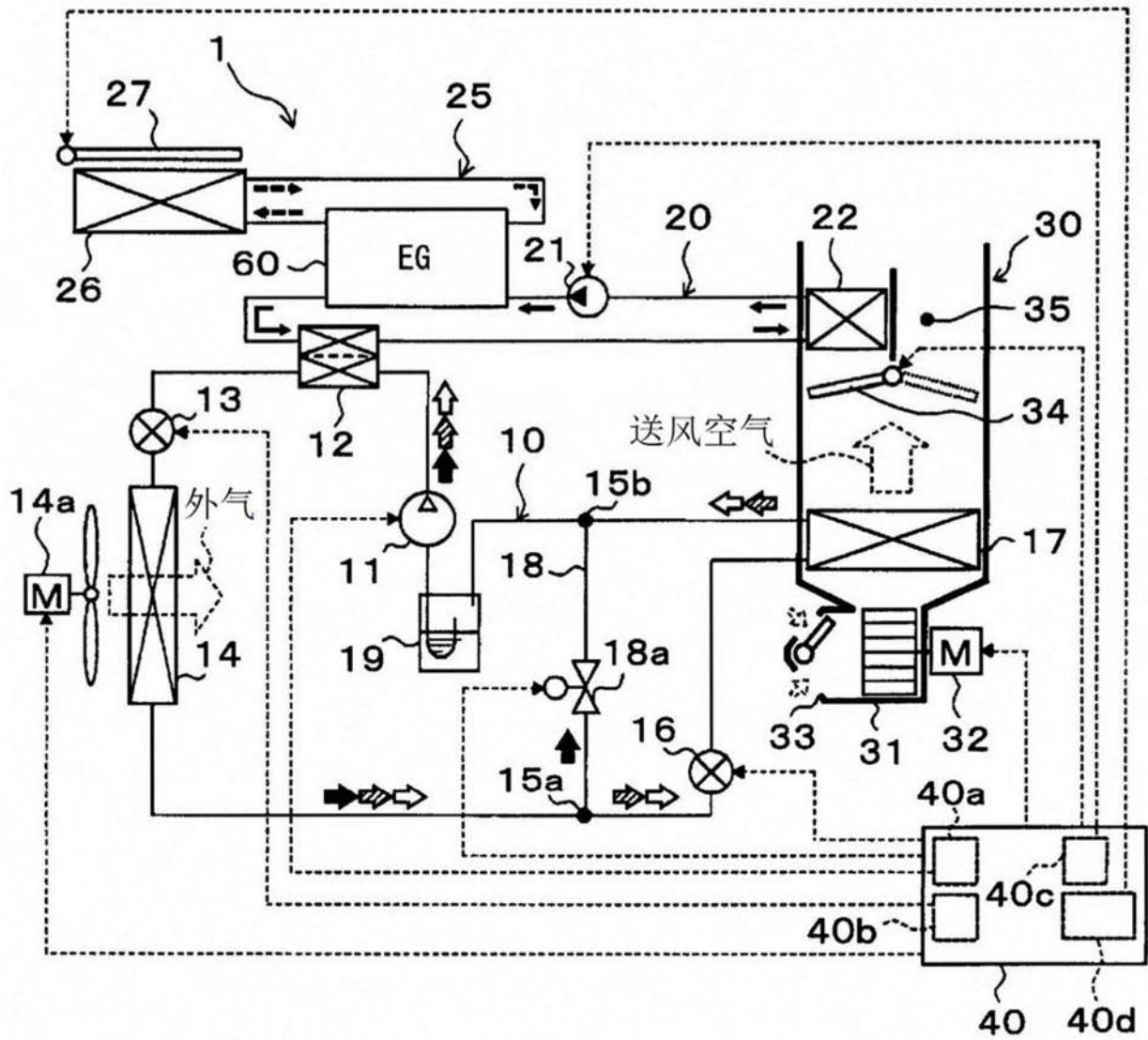


图8

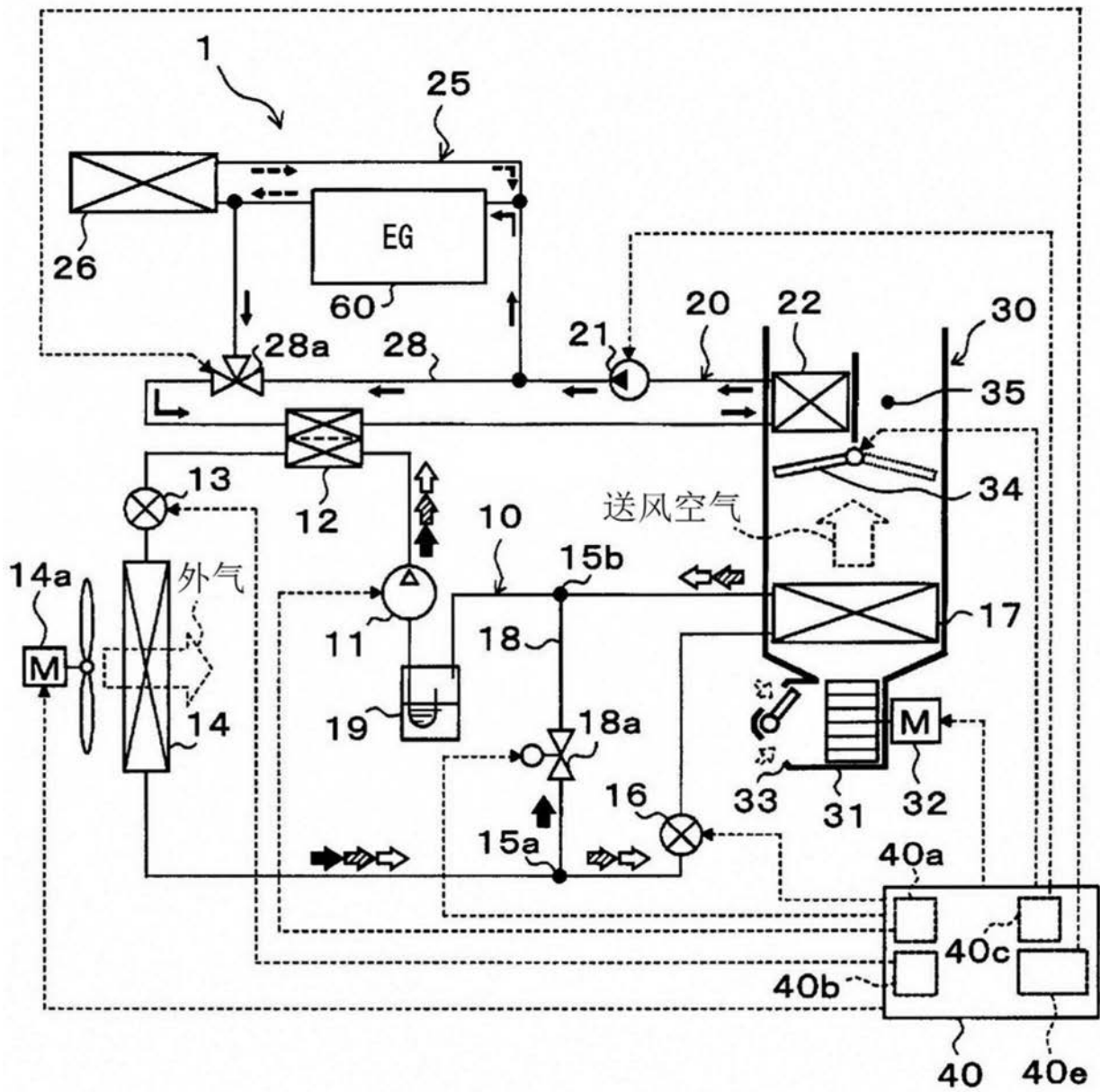


图9

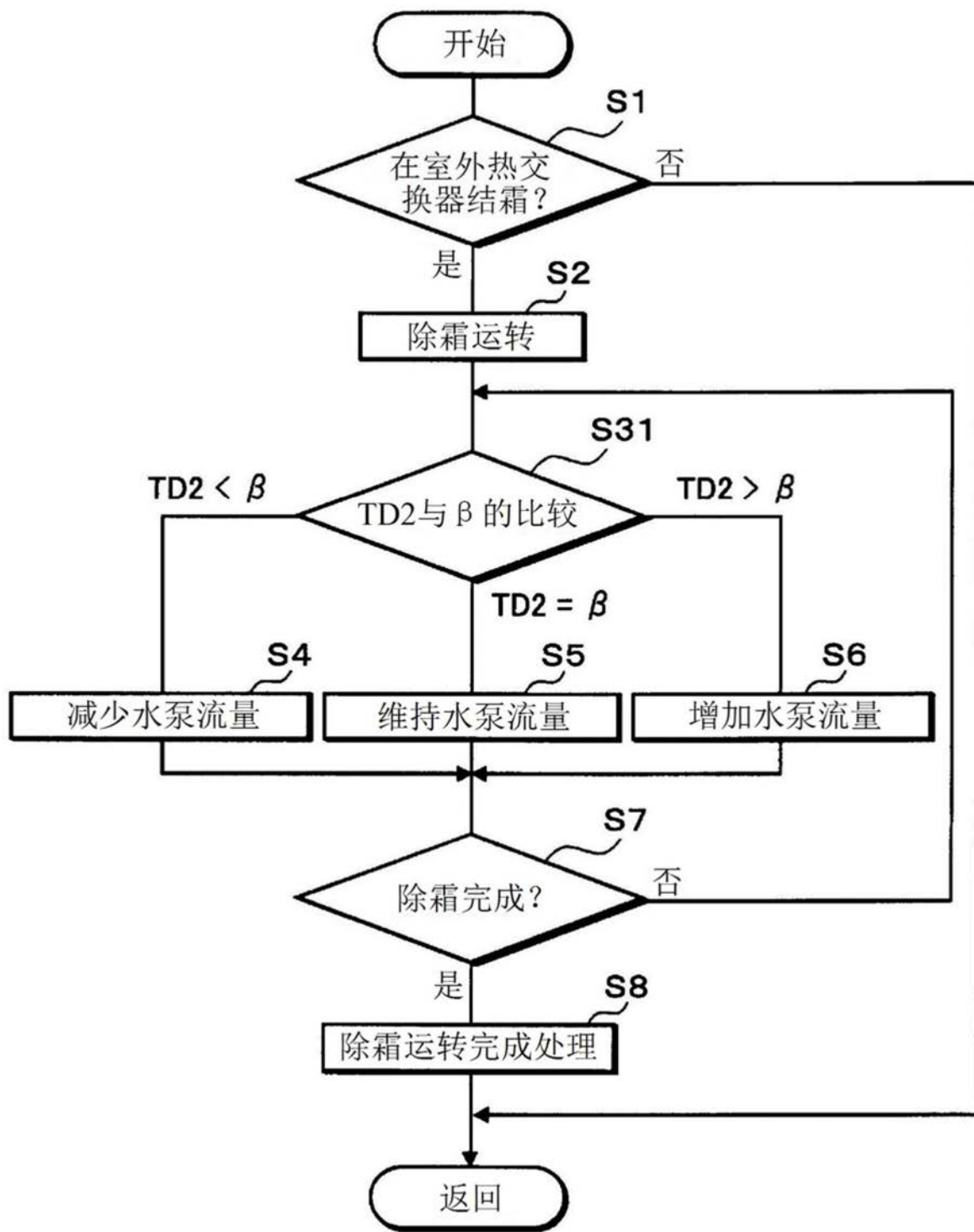


图10

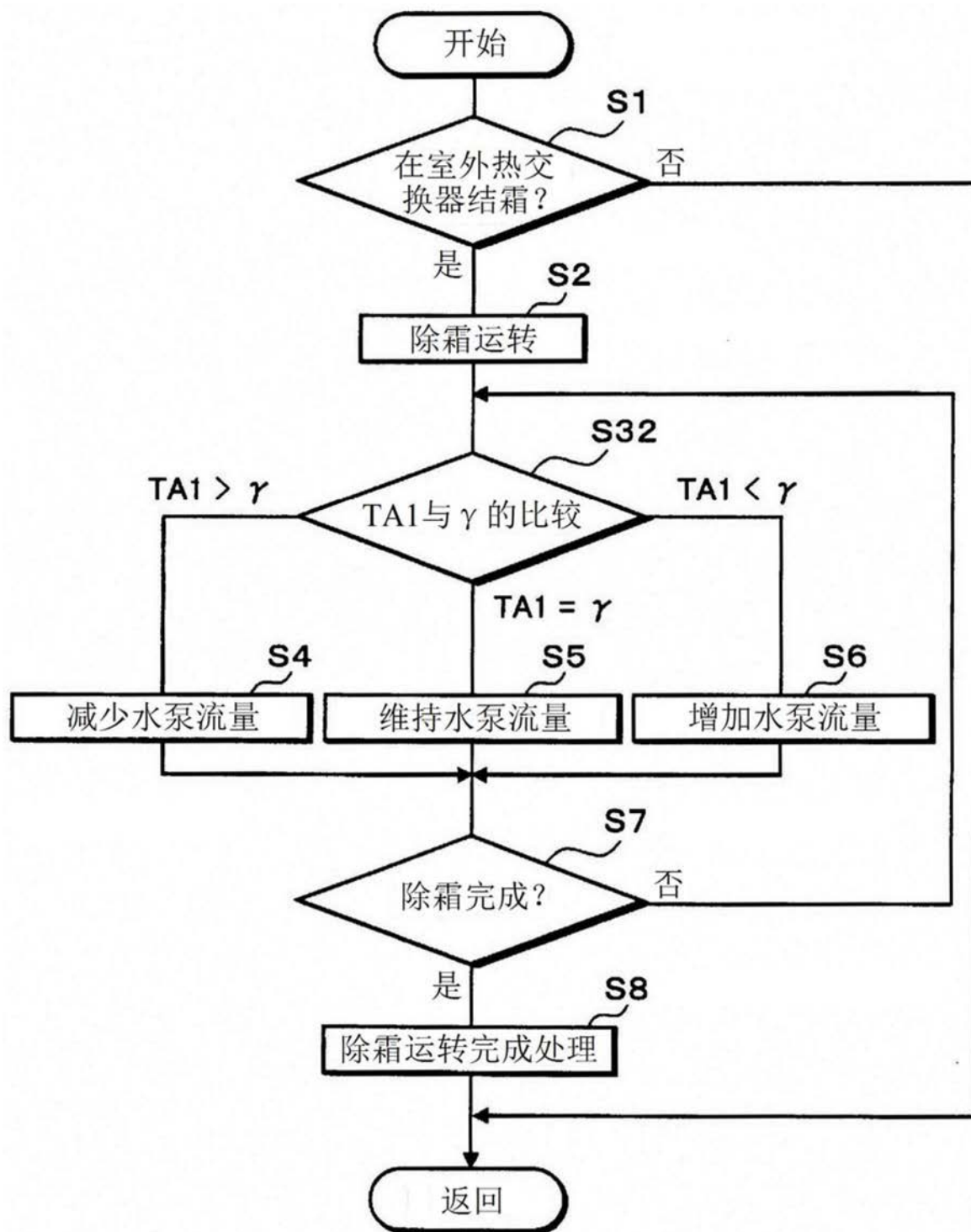


图11