



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 109073264 B

(45) 授权公告日 2021.09.21

(21) 申请号 201780024214.4

五十川贵则 安田源 金子裕昭

(22) 申请日 2017.02.28

上赤匠

(65) 同一申请的已公布的文献号

(74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243

申请公布号 CN 109073264 A

代理人 曾贤伟 范胜杰

(43) 申请公布日 2018.12.21

(51) Int.CI.

F24F 11/89 (2018.01)

(30) 优先权数据

F25B 1/00 (2006.01)

2016-083665 2016.04.19 JP

F25B 13/00 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2018.10.17

(56) 对比文件

(86) PCT国际申请的申请数据

JP 2531256 B2, 1996.09.04

PCT/JP2017/007692 2017.02.28

JP 2002130861 A, 2002.05.09

(87) PCT国际申请的公布数据

CN 102713461 A, 2012.10.03

W02017/183308 JA 2017.10.26

JP 2006343052 A, 2006.12.21

(73) 专利权人 日立江森自控空调有限公司

JP H0599525 A, 1993.04.20

地址 日本东京都

WO 2013093966 A1, 2013.06.27

(72) 发明人 内藤宏治 浦田和干 谷和彦

审查员 高丽慧

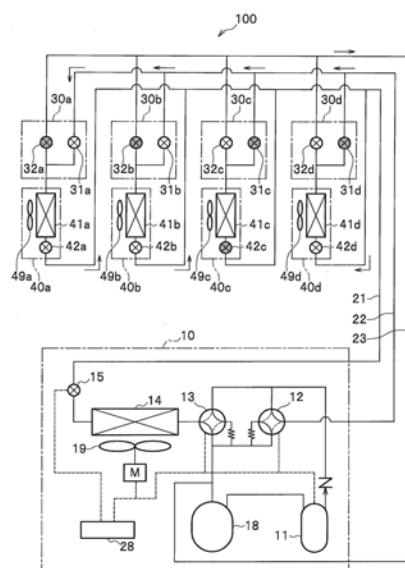
(54) 发明名称

权利要求书3页 说明书11页 附图9页

空气调节装置

(57) 摘要

本发明提供一种空气调节装置,能够冷热同时运行,即一边在作为空调对象的多个室内机中的一部分室内机中以冷却运行或加热运行中的任一模式运行,一边在除了该一部分室内机以外的其余室内机中在与上述一部分室内机的运行模式不同的模式下进行加热运行或冷却运行,该空气调节装置具备室内热交换器(41a~41d)、室内风扇(49a~49d)、压缩机(11)、室内膨胀阀(42a~42d)、室外热交换器(14)、室外风扇(19)、四通阀(13)、室外膨胀阀(15)、冷热切换单元B (30a~30d)、以及根据室内热交换器(41a~41d)的空调能力来控制室外风扇(19)的转速的运算控制装置(28),由此能够提供一种能够稳定地冷热同时运行的空气调节装置。



1. 一种空气调节装置,其能够冷热同时运行,即一边在作为空调对象的多个室内机中的一部分室内机中以冷却运行或加热运行中的任一模式运行,一边在除了该一部分室内机以外的其余室内机中以与上述一部分室内机的运行模式不同的模式进行加热运行或冷却运行,其特征在于,

上述空气调节装置具备:

多个室内热交换器,其分别设置于上述多个室内机中;

室内风扇,其对该室内热交换器吹送室内空气,在该室内空气与制冷剂之间进行热交换;

压缩机,其通过配管与上述室内热交换器相连接,对流通该配管而被输送的制冷剂进行压缩;

第一膨胀机构,从该压缩机观察,该第一膨胀机构设置于制冷剂流向的上游侧或下游侧,使流过上述配管的制冷剂膨胀;

室外热交换器,其与上述室内热交换器、上述压缩机以及上述第一膨胀机构一起构成制冷循环;

室外风扇,其对该室外热交换器吹送室外空气,在该室外空气与制冷剂之间进行热交换;

冷热主体切换装置,其切换冷却主体运行和加热主体运行,该冷却主体运行为,在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为冷凝器而发挥功能的方式形成流路,该加热主体运行为,在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为蒸发器而发挥功能的方式形成流路;

第二膨胀机构,其在上述冷却主体运行时,使在上述室外热交换器中热交换后的制冷剂膨胀,或者在上述加热主体运行时在上述室外热交换器中换热之前的制冷剂膨胀;

流路切换机构,其切换流路,以便来自上述室外热交换器的制冷剂直接被提供,或者在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器;以及

运算控制装置,其在由上述流路切换机构切换流路并在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器时,根据上述其余室内机的室内热交换器的空调能力,控制上述室外风扇的转速,

在上述室外风扇的转速成为预定的下限以下的情况下,上述运算控制装置根据在上述冷却主体运行时成为加热运行的上述其余室内机的室内热交换器的空调能力,来控制上述第二膨胀机构,根据在上述加热主体运行时成为冷却运行的上述其余室内机的室内热交换器的空调能力来控制上述第二膨胀机构,由此调整上述室外热交换器的制冷剂循环量,

在所述冷却主体运行时,在所述其余室内机的空调能力不足时,通过减少所述冷凝器中的制冷剂循环量来增加所述其余室内机的空调能力,并且在所述其余室内机的空调能力过大时,通过增大所述冷凝器中的制冷剂循环量来减小所述其余室内机的空调能力,

上述多个室内热交换器与上述室外热交换器通过液体制冷剂流过的液体主管以及气体制冷剂流过的两个气体主管进行连接。

2. 一种空气调节装置,其能够冷热同时运行,即一边在作为空调对象的多个室内机中的一部分室内机中以冷却运行或加热运行中的任一模式运行,一边在除了该一部分室内机以外的其余室内机中以与上述一部分室内机的运行模式不同的模式进行加热运行或冷却

运行,其特征在于,

上述空气调节装置具备:

多个室内热交换器,其分别设置于上述多个室内机中;

室内风扇,其对该室内热交换器吹送室内空气,在该室内空气与制冷剂之间进行热交换;

压缩机,其通过配管与上述室内热交换器相连接,对流通该配管中而被输送的制冷剂进行压缩;

第一膨胀机构,从该压缩机观察,该第一膨胀机构设置于制冷剂流向的上游侧或下游侧,使流过上述配管的制冷剂膨胀;

室外热交换器,其与上述室内热交换器、上述压缩机以及上述第一膨胀机构一起构成制冷循环;

室外风扇,其对该室外热交换器吹送室外空气,在该室外空气与制冷剂之间进行热交换;

冷热主体切换装置,其切换冷却主体运行和加热主体运行,该冷却主体运行为,在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为冷凝器而发挥功能的方式形成流路,加热主体运行为,在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为蒸发器而发挥功能的方式形成流路;

第二膨胀机构,其使在上述冷却主体运行时在上述室外热交换器中热交换后的制冷剂膨胀、或在上述加热主体运行时在上述室外热交换器中换热前的制冷剂膨胀;

流路切换机构,其切换流路,以便来自上述室外热交换器的制冷剂直接被提供、或者在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器;以及

运算控制装置,其在由上述流路切换机构切换流路并在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器时,根据上述其余室内机的室内热交换器的空调能力,控制上述室外风扇的转速,

在上述室外风扇的转速成为预定的下限以下时,上述运算控制装置通过上述第二膨胀机构来调整上述室外热交换器的制冷剂循环量,并且,在上述第二膨胀机构的制冷剂循环量成为下限时,上述运算控制装置将运行模式从上述冷却主体运行和上述加热主体运行的任一方切换为另一方,

在所述冷却主体运行时,在所述其余室内机的空调能力不足时,通过减少所述冷凝器中的制冷剂循环量来增加所述其余室内机的空调能力,并且在所述其余室内机的空调能力过大时,通过增大所述冷凝器中的制冷剂循环量来减小所述其余室内机的空调能力,

上述多个室内热交换器与上述室外热交换器通过液体制冷剂流过的液体主管以及气体制冷剂流过的两个气体主管进行连接。

3. 根据权利要求1或2所述的空气调节装置,其特征在于,

在作为冷却主体运行的主体的冷却运行或作为加热主体运行的主体的加热运行的任一个中进行作为与主体不同的运行模式的加热或冷却的室内机中,

在该室内机的能力对于空调负载过大时,上述运算控制装置以上述室外热交换器的制冷剂循环量增加的方式控制上述第二膨胀机构,

在该室内机的能力对于空调负载不足时,上述运算控制装置以上述室外热交换器的制

冷剂循环量减少的方式控制上述第二膨胀机构。

4. 根据权利要求3所述的空气调节装置,其特征在于,

在上述室内机的能力对于空调负载过大时,上述运算控制装置以上述室外热交换器的散热量增加的方式提高上述室外风扇的转速,

在上述室内机的能力对于空调负载不足时,上述运算控制装置以上述室外热交换器的散热量减小的方式降低上述室外风扇的转速。

空气调节装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种空气调节装置,具体地说,例如涉及一种多功能型冷热同时空气调节装置中的冷热同时运行时能够良好地调整非主体侧运行室内机的能力的空气调节装置。

背景技术

[0002] 已知一种在建筑物、商业施设等中能够独立且同时使用冷却和加热的空气调节装置(多功能型冷热同时空气调节装置)。在该空气调节装置中,在室内机的冷却运行与加热运行混合存在的情况下,考虑冷却能力与加热能力的平衡而决定制冷剂的流通方向。具体地说,在冷却能力大的情况下,以室外热交换器变为冷凝器的方式切换流路。这种流路的运行被称为“冷却主体”。另一方面,在加热能力大的情况下,以室外热交换器变为蒸发器的方式切换流路。这种流路的运行被称为“加热主体”。

[0003] 作为多功能冷热同时空气调节装置,已知一种专利文献1所述的技术。在专利文献1中记载了一种空气调节装置,具备多个使用单元、热源单元以及中继单元,能够进行冷却运行和加热运行。而且,记载了在多个使用单元的运行中冷却运行和加热运行混合存在的情况下,基于冷却运行的使用单元的冷却负载关系量的合计值以及加热运行的使用单元的加热负载关系量的合计值中合计值较大的一方的运行(主要运行)的空调负载关系量变为最大的使用单元,控制压缩机的运行转速。另外,基于合计值较小的一方的运行(次要运行)的空调负载关系量变为最大的使用单元,控制热源侧送风机的风量。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献1:日本特开2011-112233号公报

发明内容

[0006] 发明要解决的课题

[0007] 在专利文献1所述的技术中,在冷热同时运行时,控制室外送风机,变更提供给室外热交换器的空气流量,由此控制室外空气与流过室外热交换器的制冷剂的热交换量。因此,为了尽可能抑制热交换量,而使室外送风机停止。但是,即使室外送风机停止,室外热交换器的散热也由于自然对流而进行,从而有时无法充分抑制热交换量。

[0008] 此时,例如在冷却主体的情况下,作为主要运行的冷却能力变得过大或作为次要运行的加热能力变得不足。另一方面,在加热主体的情况下,作为主要运行的加热能力变得过大或作为次要运行的冷却能力变得不足。因而,在专利文献1所述的技术中,在冷热同时运行时,根据大气状态,有时冷却运行或加热运行变得过于不足。因此,无法充分满足使用者需求。

[0009] 本发明是鉴于这种问题而完成的,本发明要解决的问题在于,提供一种能够稳定地冷热同时运行的空气调节装置。

[0010] 用于解决课题的手段

[0011] 为了解决上述问题,本发明者们专心进行了研究。其结果,发现了以下见解。即,本发明的宗旨是一种空气调节装置,其能够冷热同时运行,即一边在作为空调对象的多个室内机中的一部分室内机中以冷却运行或加热运行中的任一模式运行,一边在除了该一部分室内机以外的其余室内机中以与上述一部分室内机的运行模式不同的模式进行加热运行或冷却运行,该空气调节装置的特征在于,具备:多个室内热交换器,其分别设置于上述多个室内机中;室内风扇,其对该室内热交换器吹送室内空气,在该室内空气与制冷剂之间进行热交换;压缩机,其通过配管与上述室内热交换器相连接,对流通该配管而被输送的制冷剂进行压缩;第一膨胀机构,从该压缩机观察,该第一膨胀机构设置于制冷剂流向的上游侧或下游侧,使通过上述配管的制冷剂膨胀;室外热交换器,其与上述室内热交换器、上述压缩机以及上述第一膨胀机构一起构成制冷循环;室外风扇,其对该室外热交换器吹送室外空气,在该室外空气与制冷剂之间进行热交换;冷热主体切换装置,其切换在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为冷凝器而发挥功能的方式形成流路的冷却主体运行以及在上述制冷循环中以上述室外热交换器作为蒸发器而发挥功能的方式形成流路的加热主体运行;第二膨胀机构,其在上述冷却主体运行时,使在上述室外热交换器中热交换后的制冷剂膨胀,或在上述加热主体运行时在上述室外热交换器中换热之前的制冷剂膨胀;流路切换机构,其切换流路,以便来自上述室外热交换器的制冷剂直接被提供,或者在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器;以及运算控制装置,其在由上述流路切换机构切换流路并在上述一部分室内机的室内热交换器中热交换后的制冷剂被提供给上述其余室内机的室内热交换器时,根据上述其余室内机的室内热交换器的空调能力,控制上述室外风扇的转速。

[0012] 发明效果

[0013] 根据本发明,能够提供一种能够稳定地冷热同时运行的空气调节装置。

附图说明

[0014] 图1是第一实施方式的空气调节装置中的冷却主体运行时的系统图。

[0015] 图2是表示第一实施方式的空气调节装置中的冷却能力与加热能力的平衡的莫利尔线图。

[0016] 图3是第一实施方式的空气调节装置中的冷却主体运行时的流程。

[0017] 图4是第一实施方式的空气调节装置中的加热主体运行时的系统图。

[0018] 图5是第一实施方式的空气调节装置中的加热主体运行时的流程。

[0019] 图6是第二实施方式的空气调节装置中的冷却主体运行时的系统图。

[0020] 图7是第二实施方式的空气调节装置中的冷却主体运行时的流程。

[0021] 图8是第二实施方式的空气调节装置中的加热主体运行时的系统图。

[0022] 图9是第二实施方式的空气调节装置中的加热主体运行时的流程。

具体实施方式

[0023] 以下,适当地参照附图说明用于实施本发明的方式(本实施方式)。在各实施方式中,对相同装置、部件附加相同附图标记,省略其详细说明。另外,在参照的各流程图中,对相同控制附加相同步骤编号,省略其详细说明。

[0024] [1. 第一实施方式]

[0025] 图1是第一实施方式的空调调节装置100中的冷却主体运行时的系统图。空调调节装置100能够冷热同时运行,即一边在多个室内机40a、40b、40c、40d的一部分室内机中以冷却运行或加热运行中的任一模式运行,一边在除了该一部分室内机以外的其余的室内机中以与上述一部分室内机的运行模式不同的模式下进行加热运行或冷却运行。

[0026] 空调调节装置100具备1台室外机10以及存在于室内机40a、40b、40c、40d与室外机10之间的冷热切换单元30a、30b、30c、30d(流路切换机构)。冷热切换单元30a、30b、30c、30d切换流路以对室内热交换器41a、41b直接提供来自室外热交换器14的制冷剂、或将由设置于局部加热运行室内机40a、40b的室内热交换器41a、41b热交换后的制冷剂提供给设置于其余的冷却运行室内机40d的室内热交换器41d。在此所指的“对室内热交换器41a、41b直接提供来自室外热交换器14的制冷剂”意味着“在室外热交换器14中热交换后的制冷剂不由其它室内热交换器、即室内热交换器41c、41d而提供给室内热交换器41a、41b”。以下,在“直接提供”这种情况下,表示相同意味。

[0027] 在室内机40a、40b、40c、40d中分别配置室内热交换器41a、41b、41c、41d,在后文中详细进行说明,但是这些热交换器、压缩机11、室外热交换器14通过配管相连接。另外,在室内热交换器41a、41b、41c、41d中具备室内风扇49a、49b、49c、49d,该室内风扇49a、49b、49c、49d通过吹送作为空调对象的室内空气,在空气与制冷剂之间进行热交换。另外,在室内机40a、40b、40c、40d中具备室内膨胀阀42a、42b、42c、42d(第一膨胀机构)。

[0028] 另外,室外机10具备:高低压气体管侧四通阀12,其进行切换使得高低压气体主管22与高压侧或低压侧的任一个相连接;(热交换器侧)四通阀13(冷热主体切换装置),其根据冷却主体或加热主体的任一个来切换流路;室外热交换器14;以及室外风扇19,其将大气吹送到室外热交换器14并在大气与制冷剂之间进行热交换。而且,上述室内热交换器41a、41b、41c、41d、压缩机11、室内膨胀阀42a、42b、42c、42d以及室外热交换器14以能够通过配管相连接,以使制冷剂流通。由此,构成制冷循环。

[0029] 另外,室外机10具备室外膨胀阀15(第二膨胀机构),该室外膨胀阀15使在冷却主体运行时在室外热交换器14中热交换后的制冷剂、在加热主体运行时在室外热交换器15中使热交换前的制冷剂膨胀。在后文中记载了室外膨胀阀15的功能。

[0030] 此外,在图1、后述的系统图中,用点图案示出的阀表示闭阀。另外,在本实施方式中,室外机10为1台,但是也同样能够设为2台以上。另外,在本实施方式中,示出将室内机40a、40b、40c、40d设为4台的示例,但是至少还能够设为多于4台。

[0031] 并且,室内机40a为加热运行、室内机40b停止加热高压、室内机40c停止加热低压、室内机40d为冷却运行,假设加热运行机与冷却运行机的混合存在运行。此外,室内热交换器41a、41b连接到高压侧,冷凝器、室内热交换器41c、41d连接到低压侧,作为蒸发器而发挥作用。

[0032] 室外机10为冷热同时多功能用室外机,包括:压缩机11、高低压气体管侧四通阀12、四通阀13、室外热交换器14、室外膨胀阀15以及贮存器18。压缩机11的贮存器侧为低压侧,压缩机11的四通阀侧为高压侧。通过其差压来输送制冷剂。

[0033] 说明2个四通阀12、13的使用方法。作为本次对象的冷热同时运行的情况下,高低压气体管侧四通阀12进行切换,以使高低压气体主管22连接到高压侧。另外,室外四通阀13

根据室内的冷却负载与加热负载的平衡状况。即根据冷却主体或加热主体,将室外热交换器14切换为高压侧与低压侧的中的任一侧。在简单地冷却负载大于加热负载的情况下,将室外热交换器14连接到高压侧而用作冷凝器。这被称为冷却主体。在加热负载大于冷却负载的情况下,将室外热交换器14连接到低压侧而用作蒸发器。这被称为加热主体。图1是冷却主体的一例,后述的图4是加热主体的一例。随后使用图2详细说明冷却负载与加热负载的平衡。

[0034] 在空气调节装置100中,在后文中详细说明随着冷却主体或加热主体的任一个进行的四通阀12、13的控制、压缩机11的控制,室外膨胀阀15的控制通过控制机构28进行。虽然均未图示,但是控制机构28具备CPU(Central Processing Unit:中央处理器)、RAM(Random Access Memory:随机存取存储器)、ROM(Read Only Memory:只读存储器)、I/F(接口)等。而且,通过CPU执行存储于ROM的规定控制程序,由此实现控制机构28。

[0035] 接着,说明制冷剂的流程。如图1所示,室外机10的室外热交换器14以及室内机40a、40b、40c、40d的各室内热交换器41a、41b、41c、41d通过液体主管21、高低压气体主管22以及低压气体主管23这三个配管进行连接。而且,制冷剂在该配管内部流通。

[0036] 首先,由压缩机11压缩的高温高压气体制冷剂的一部分通过高低压气体管侧四通阀12被输送至高低压气体主管22。而且,被输送至加热室内机40a、加热高压停止室内机40b,在各室内热交换器41a、41b中凝结而形成高压液体制冷剂,并被输送至液体主管21。由压缩机11压缩的其余高温高压气体制冷剂通过四通阀13在室外热交换器14中凝结而形成高压液体制冷剂,并被输送至液体主管21,与在上述室内凝结的液体制冷剂进行汇合而被输送至冷却室内机40d。在此,被由室内膨胀阀42d挤压而减压,在室内热交换器41d中蒸发而形成低压气体制冷剂,通过低压气体主管23被输送至室外机。而且,通过贮存器18返回至压缩机11,再次进行循环。

[0037] 这样,制冷剂在制冷循环内循环并传递热。因此,在研究热平衡时,优选分别考虑室外热交换器14中的热交换量、每个室内机40a、40b、40c、40d的蒸发热交换量、凝结热交换量或压缩机11中的动力。在此,参照与热平衡有关的莫利尔线图,研究空气调节装置100中的热平衡。

[0038] 图2是表示第一实施方式的空气调节装置100中的冷却能力与加热能力的平衡的莫利尔线图。在图2中,将横轴表示比焓(kJ/kg),将纵轴表示为制冷循环各部压力(MPa)。关于莫利尔线图的各点,状态1、3的部分能够通过测量压力和温度来唯一地求出,状态4能够根据压力与状态3的比焓求出,状态1能够根据压力与压缩机的特性或压力与冷凝器及蒸发器的特性求出。因此,图2示出的莫利尔线图有助于推定空气调节装置100的运行状态。

[0039] 此外,在图2中,冷凝器相当于室内热交换器41a、41b及室外热交换器14。另外,蒸发器相当于室内热交换器41c、41d。

[0040] 并且,在图2示出的莫利尔线图中,状态1~状态2表示压缩机11的吸入~排出状态,状态2~状态3表示蒸发器的入口~出口状态,状态4~状态1表示冷凝器的入口~出口状态的比焓变化。而且,当将该比焓变化量乘以制冷剂循环量(kg/s)时,还能够求出W(状态1~状态2):压缩机动力、Qcond(状态2~状态3):冷凝器的热交换量,Qevap(状态4~状态1):蒸发器中的热交换量。另外,根据图2可知,在这三种情况下在稳定运行时成立以下式(1)。

[0041] $Q_{cond} = Q_{evap} + W \dots \dots$ 式 (1)

[0042] 针对该式 (1)，从制冷剂侧进行说明时更容易理解。制冷剂由冷凝器释放的热量 Q_{cond} 意味着制冷剂由蒸发器吸收的热量 Q_{evap} 与由压缩机 14 吸收的压缩机动力 W 的合计值。在该热平衡崩溃例如在由冷凝器释放的热量更小的情况下，热量积聚在制冷剂中，因此以使易于散热方式使冷凝器的压力和凝结温度上升从而保持热平衡。相反地在由冷凝器释放的热量更大的情况下，以制冷剂热量减少且不易散热的方式，使冷凝器的压力和凝结温度下降从而保持热平衡。在此，如图 1 示出的空气调节装置 100 那样，在存在多个室内机 40a、40b、40c、40d 的情况下、加热运行机与冷却运行机混合存在的情况下，仅合计热量而想法也并未改变。

[0043] 在室外机 10 为冷却主体的情况下， Q_{cond} 成为所有加热运行室内机 40a 的散热量 $\Sigma Q_{indoorheat}$ 与室外热交换器 14 的散热量 $Q_{outdoor}$ 的合计。另外， Q_{evap} 成为所有冷却运行室内机 40d 的吸热量 $\Sigma Q_{indoorcool}$ 。因此，当对 $Q_{outdoor}$ 展开上述热平衡式时，表示如下。

[0044] $Q_{outdoor} = - \Sigma Q_{indoorheat} + \Sigma Q_{indoorcool} + W \dots \dots$ 式 (2)

[0045] 在调整室外热交换器 14 的散热量时，如上所述，考虑通过控制电动机 M 来调整室外风扇 19 的风量的方法。但是，例如在大气低温时的室外，即使停止室外风扇 19 也无法避免由自然对流引起的散热。并且在室外刮风的情况下，还由强制对流引起散热。由此，冷却能力变得过大或加热能力变得不足。因此，为了应对这种情况，在室外机 10 中设置室外膨胀阀 15，减少制冷剂循环量而抑制散热。

[0046] 另外，如下所述，在室外热交换器 14 的热交换量无限接近 0 [在上述式 (2) 中， $Q_{outdoor} = 0$] 情况下，在将制冷剂循环量抑制为 0 时，通过膨胀阀进行制冷剂循环量调整。

[0047] $\Sigma Q_{indoorheat} = \Sigma Q_{indoorcool} + W \dots \dots$ 式 (3)

[0048] 接着，在图 1 中，考虑热交换量式。室外热交换器 14 如上所述成为冷凝器。另外，室内机 40a、40b 也均连接到高压侧，因此成为冷凝器。而且，将这些冷凝器的热交换量进行合计而得到的值为 Q_{cond} 。另一方面，室内机 41c、41d 连接到低压侧，因此成为蒸发器。由于室内机 40c 为停止室内机，因此通常关闭室内膨胀阀 42c，但是在将膨胀阀过渡打开的情况下能够作为蒸发器而发挥功能，因此将相应的热交换量进行合计而得到的值也成为 Q_{evap} 。

[0049] 在此，当将室外热交换器的热交换量 (以下，称为室外热交换量) 定义为 Q_{od} 、将室内热交换器的热交换量 (以下，称为能力) 按每个室内机定义为 $Q_a \sim Q_d$ ，应用于上述式 (2) 时，得到以下式 (4)。

[0050] $Q_{od} = -Q_a - Q_b + Q_c + Q_d + W \dots \dots$ 式 (4)

[0051] 此外，由于是冷却主体，因此通常通过压缩机 11 的转速来控制冷却运行室内机 40c、40d 的能力 $Q_c + Q_d$ 。另外，压缩机 11 的动力 W 也随着压缩机 11 的运行状态而变化。另一方面，根据室外热交换量 Q_{od} 来调整加热运行室内机 40a、40b 的能力。在式 (4) 中，对加热运行室内机 40a、40b 的能力 Q_a 、 Q_b 附加负的附图标记，因此可知当室外热交换量 Q_{od} 增加时加热运行室内机 40a、40b 的能力减小，当室外热交换量 Q_{od} 减小时加热运行室内机 40a、40b 的能力增加。也就是说，通过调整室外热交换量 Q_{od} ，能够调整作为非主体侧的加热侧室内机 40a、40b 的能力。

[0052] 通过变更室外风扇 19 的转速来变风量，从而能够调整室外热交换量 Q_{od} 。其中，如上所述，有时即使停止室外风扇 19，也发生不期望的散热，作为非主体侧的加热运行室内机

40c、40d的能力变得不足。因此,在这种情况下,在停止室外风扇19之后,通过缩小室外膨胀阀15的开度,减少流过室外热交换器14的制冷剂循环量,增加流过室内机40a、40b的制冷剂循环量。由此,能够使加热运行室内机40c、40d得加热能力上升。而且,最终当将室外膨胀阀15的开度设为预定的下限以下(也可以是全闭)时,由于制冷剂不会流动,因此能够将热交换量无限地抑制为0。

[0053] 在该室外膨胀阀15的控制过程中加热能力变得过大的情况下,可以再次打开室外膨胀阀15的开度。相反地即使在室外膨胀阀15的开度到达下限开度且加热能力也不足的情况下,使用四通阀13将模式从冷却主体切换为加热主体。

[0054] 图3是第一实施方式的空调调节装置100中的冷却主体运行时的流程。只要没有特别说明,则图3示出的流程通过图1示出的控制机构28(运算控制装置)执行。在冷却主体运行时,作为主要运行的冷却运行室内机40c、40d的冷却能力调整通过调整压缩机11的转速并控制制冷剂循环量来进行(步骤S100)。例如在冷却能力不足的情况下,通过提高压缩机11的转速来增加制冷剂循环量、增加冷却能力。另一方面,在吹出温度低于设定温度等冷却能力过大的情况下,通过降低压缩机11的转速来减少制冷剂循环量、减小冷却能力。而且,以下,调整作为次要运行的加热运行室内机40a、40b中的加热能力。

[0055] 首先,判断加热运行室内机40a、40b的空调能力相对于空调负载是否过大(步骤S101)。在判断为能力过大的情况下(“是”方向),接着,判断室外膨胀阀15的开度是否为控制目标开度以下(步骤S102)。此外,在后文中说明“步骤S101的“否”方向”。

[0056] 在步骤S102中判断为“是”的情况下,室外膨胀阀15的开度变大(步骤S103)。由此,室外热交换器14中的制冷剂循环量变大,被热交换的制冷剂量增加,因此抑制加热能力。另一方面,在步骤S102中判断为“否”的情况下,仅室外膨胀阀15的效果是不足的,因此控制电动机M以增加室外风扇19的转速(步骤S104)。由此,室外热交换器14的散热量增加,因此抑制加热能力。然后,通过这些控制,空气调节装置100的控制结束。

[0057] 另外,在上述步骤S101中判断为“否”的情况下,判断加热运行室内机40a、40b的能力是否不足(步骤S105)。在此,在不是不足、即既不是加热能力过大也不是不足的情况下(“否”方向),加热能力与冷却能力平衡良好地运行,因此空气调节装置100的控制结束。

[0058] 但是,在步骤S105中,在判断为能力不足的情况下(“是”方向),接着,判断室外风扇19的转速是否大于预定的下限(步骤S106)。其判断的结果是,在室外风扇19的转速大于下限的情况下(“是”方向),控制电动机M,以降低室外风扇19的转速(步骤S107)。由此,室外热交换器14的散热得到抑制,加热能力增加。然后,通过这些控制,空气调节装置100的控制结束。

[0059] 另一方面,在上述步骤S106中,在判断为室外风扇19的转速为下限以下的情况下(“否”方向),无法通过降低室外风扇19的转速来抑制散热量,从而无法增加加热能力。因此,接着,在判断室外膨胀阀15的开度是否大于预定的下限(步骤S108)。在该判断中,在室外膨胀阀15的开度大于下限的情况下(“是”方向),减小室外膨胀阀15的开度(步骤S109)。由此,通过室外膨胀阀15来减小室外热交换器14中的制冷剂循环量。即,减小在室外热交换器14中热交换的制冷剂量,增加加热能力。

[0060] 另一方面,在室外膨胀阀15的开度为下限以下的情况下(“否”方向),基于室外膨胀阀15的制冷剂循环量成为下限。因此,室外膨胀阀15的开度已经足够小,无法对室外膨胀

阀15进行操作且无法增加加热能力。在该情况下,切换四通阀13,而将运行模式切换为加热主体(步骤S110)。然后,通过这些控制,空调调节装置100的控制结束。

[0061] 此外,在图3示出的流程中,除了将运行模式切换为加热主体的控制(步骤S110)以外,每隔规定时间进行步骤S100以后的流程,取得室内的负载和冷却与加热的热平衡,由此控制空调调节装置100。

[0062] 图4是第一实施方式的空调调节装置100中的加热主体运行时的系统图。在上述例中说明了冷却主体运行中的系统图和流程,接着,说明加热主体运行中的系统图和流程。

[0063] 在图4示出的加热主体运行中,与图1示出的冷却主体运行不同,四通阀13的朝向成为将室外热交换器14连接到低压侧,室外热交换器14成为蒸发器。因而,在图4中,冷凝器相当于室内热交换器41c、41d。另外,蒸发器相当于室内热交换器41a、41b和室外热交换器14。

[0064] 在此,与上述冷却主体运行同样地,参照图2说明热平衡。在室外机10为加热主体的情况下,上述式(1)中的 Q_{cond} 成为所有加热运行室内机40a、40b的散热量 $\Sigma Q_{indoorheat}$ 。另外, Q_{evap} 成为所有冷却运行室内机40c、40d的吸热量 $\Sigma Q_{indoorcool}$ 与室外热交换器14的吸热量 $Q_{outdoor}$ 的合计。因此,当将上述热平衡的式(1)相对于 $Q_{outdoor}$ 展开时,如以下式(5)那样表示。

[0065] $Q_{outdoor} = \Sigma Q_{indoorheat} - \Sigma Q_{indoorcool} - W \cdots \text{式(5)}$

[0066] 在调整室外热交换器14中的吸热量时,考虑调整室外风扇19的风量的方法。但是,如通过上述冷却主体说明那样,即使停止室外风扇19也发生不期望的散热,由此与上述冷却主体的情况同样地使用室外膨胀阀15,从而抑制散热。

[0067] 在此,在图4中,室内机40a、40b连接到高压侧,因此如上所述成为冷凝器,将这些冷凝器的热交换量进行合计而得到的值成为 Q_{cond} 。另一方面,室内机41c、41d和室外热交换器14连接到低压侧,因此如上所述成为蒸发器。将其进行合计而得到的值成为 Q_{evap} 。然后,当通过室外热交换器14的热交换量(以下,称为室外热交换量) Q_{od} 来展开在图1中说明的热平衡的式(2)时成为以下式(6)。

[0068] $Q_{od} = Q_a + Q_b - Q_c - Q_d - W \cdots \text{式(6)}$

[0069] 此外,由于是加热主体,因此通常根据压缩机11的转速来控制加热运行室内机40a、40b的能力 $Q_a + Q_b$ 。另外,压缩机11的动力 W 也随着压缩机11的运行状态而变化。另一方面,根据室外热交换量 Q_{od} 调整冷却运行室内机40c、40d的能力。在式(6)中,对冷却运行室内机40c、40d的能力 $Q_c、Q_d$ 附加负的附图标记,因此可知当室外热交换量 Q_{od} 增加时冷却运行室内机40c、40d的能力减小,当室外热交换量 Q_{od} 减小时冷却运行室内机40c、40d的能力增加。也就是说,通过调整室外热交换量 Q_{od} ,能够调整作为非主体侧的冷却侧室内机40c、40d的能力。

[0070] 控制电动机M并改变风量以变更室外风扇19的转速由此能够调整室外热交换量 Q_{od} 。其中,如上所述,即使在停止室外风扇19时,也有时发生不期望的散热,作为非主体侧的冷却运行室内机40a、40b的能力不足。因此,在这种情况下,在停止室外风扇19之后,缩小室外膨胀阀15的开度,由此减小流过室外热交换器14的制冷剂循环量,增加流过室内机40c、40d的制冷剂循环量。由此,能够提高冷却运行室内机40a、40b的冷却能力。然后,最终当将室外膨胀阀15的开度设为预定的下限(也可以是全闭)以下时,制冷剂不会流动,因此

能够将热交换量无限地抑制为0。

[0071] 在该室外膨胀阀15的控制过程中冷却能力变得过大的情况下,可以再次打开室外膨胀阀15的开度。相反地在即使室外膨胀阀15的开度到达下限开度而冷却能力也不足的情况下,使用四通阀13将模式从加热主体切换为冷却主体。

[0072] 图5是第一实施方式的空气调节装置100中的加热主体运行时的流程。只要没有特别说明,则图5示出的流程也通过图1示出的控制机构28执行。图5示出的加热主体运行时的流程与上述图3示出的冷却主体运行时的流程基本上为相同流程,因此主要说明不同点。

[0073] 在加热主体运行时,作为主要运行的加热运行室内机40a、40b的加热能力调整与冷却主体运行时同样地通过调整压缩机11的转速并控制制冷剂循环量来进行(步骤S200)。例如在加热能力不足的情况下,通过提高压缩机11的转速来增加制冷剂循环量,增加加热能力。另一方面,在加热能力过大的情况下,通过降低压缩机11的转速来减小制冷剂循环量,减小加热能力。然后,以下,调整作为次要运行的冷却运行室内机40c、40d的冷却能力。

[0074] 首先,判断冷却运行室内机40c、40d的能力相对于空调负载是否过大(步骤S201)。在判断为能力过大的情况下(“是”方向),与上述冷却主体运行时(参照图3)同样地,控制室外膨胀阀15、室外风扇19(步骤S102~S104)。

[0075] 另一方面,在上述步骤S201中,在判断为冷却运行室内机40c、40d的能力并不过大的情况下(步骤S201的“否”方向),判断冷却运行室内机40c、40d的能力是否不足(步骤S205)。然后,在判断为能力不足的情况下(“是”方向),与上述冷却主体运行时(参照图3)同样地,控制室外膨胀阀15、室外风扇19(步骤S106~S109)。

[0076] 然后,在即使通过步骤S106~S109的室外膨胀阀15、室外风扇19的控制也无法恢复冷却运行能力的情况下,与上述冷却主体运行时(参照图3)同样地,切换运行模式。即,切换为冷却主体(步骤S210)。

[0077] 如上所述,在空气调节装置100中,在冷却主体运行中执行图3示出的流程,在加热主体运行中执行图5示出的流程。特别是,在任一流程中,室外风扇19的转速均为预定的开度以下,在尽管室外热交换器14的热交换量被充分得到抑制且次要运行的能力不足的情况下,也能够增加次要运行能力。

[0078] 另外,例如在步骤S110、步骤S210中,变更主体运行。然后,在室外膨胀阀15的开度为预定的下限以下时进行该变更。因此,根据客观上容易掌握的“室外膨胀阀15的开度”这种指标来进行主体运行的变更,因此能够简单地进行空气调节装置100的控制。

[0079] 并且,如上述图1、图4所示,在空气调节装置100中,使用液体主管21、高低压气体主管22以及低压气体主管23这三个配管。因此,仅将室外膨胀阀15安装于室外机10,就能够进行图3、图5示出的流程,从而易于灵活使用现有设备。

[0080] [2.第二实施方式]

[0081] 图6是第二实施方式的空气调节装置200中的冷却主体运行时的系统图。图6示出的空气调节装置200处于冷却主体模式,室外热交换器14成为冷凝器。在图6示出的空气调节装置200中,室外机10和室内机40a、40b、40c、40d的台数与上述空气调节装置100相同,连接这些室内机的配管个数仅为高压管24和低压管25这两个。即,与气体制冷剂一起液体制冷剂通过图6示出的高压管24和低压管25,由此省略上述空气调节装置100的液体主管21。

[0082] 另外,空气调节装置200具备:气液分离机61,其用于将从室外机10向室内机40a、

40b、40c、40d侧输送的两相制冷剂分离为液体与气体；以及第一减压机构62和第二减压机构63（例如均为膨胀阀等），其调整分离后的液压与气体压。

[0083] 并且，在空气调节装置200中，具备室外膨胀阀15这一点与上述空气调节装置100相同，但是除了室外膨胀阀15以外，还具备室外热交换器旁通阀17，该室外热交换器旁通阀17不会使返回至室外机10的制冷剂流向室外热交换器14而迂回。该旁通阀17并未图示，但被设置于在铅直方向上设置的旁通管的中途，仅能够使在配置于铅直方向下侧的管中流通的气液混合制冷剂中的气体制冷剂迂回。

[0084] 以下，说明冷却主体运行时的空气调节装置200中的制冷剂的流程。在空气调节装置200中，通常，室外膨胀阀15全开且室外热交换器旁通阀17全闭。

[0085] 由压缩机11压缩的高压气体制冷剂被排出到四通阀13，并提供给室外热交换器14。然后，在室外热交换器14中通过室外风扇19适度地凝结而成为高压两相制冷剂。该高压两相制冷剂通过全开的室外膨胀阀15和止回阀26，并通过高压管24被输送到气液分离器61。由气液分离器61分离的液体制冷剂被输送至第一减压机构62与冷却运行的室内机的室内膨胀阀42d之间。另一方面，由气液分离器61分离的饱和气体制冷剂被输送至进行加热运行的室内机40a、40b，并凝结而成为高压液体制冷剂。该高压液体制冷剂通过室内膨胀阀42a、42b，被输送至第一减压机构62与室内膨胀阀42d之间。由此，该高压液体制冷剂与被输送至上述第一减压机构62与进行冷却运行的室内机的室内膨胀阀42d之间的液体制冷剂进行汇合。

[0086] 这样汇合的液体制冷剂被由室内膨胀阀42d挤压而减压，在室内热交换器41d中与室内空气进行热交换并蒸发而成为低压气体制冷剂。该低压气体制冷剂被输送至低压管25，在室外机10内通过止回阀26而返回至压缩机11并再次进行循环。在此，在加热运行室内机40a、40b的能力不足的情况下，降低室外风扇19的风量而抑制热交换即可。但是，当室外风扇19停止时，无法进一步抑制热交换量。

[0087] 因此，在即使停止室外风扇19之后仍然加热运行的能力不足的情况下，控制室外膨胀阀15和室外热交换器旁通阀17。具体而言，在室外风扇19停止之后，缩小室外膨胀阀15并打开室外热交换器旁通阀17，由此使流过室外热交换器14的制冷剂迂回。由此，室外热交换器14的散热得到抑制，从而能够确保加热运行室内机40a、40b的能力。然后，如果将室外膨胀阀15的开度设为预定的下限以下（也可以是全闭）并且将室外热交换器旁通阀17全开，则在室外热交换器14中不会流动制冷剂，能够将散热无限地抑制为0。

[0088] 在该室外膨胀阀15和室外热交换器旁通阀17的控制过程中加热能力变得过大的情况下，再次增大室外膨胀阀15的开度，并且缩小室外热交换器旁通阀17的开度。相反地，在使室外膨胀阀17的开度到达预定的下限以下（也可以是全闭）且加热能力也不足的情况下，使用四通阀13将运行模式从图6示出的冷却主体切换为图7示出的加热主体。

[0089] 图7是第二实施方式的空气调节装置200中的冷却主体运行时的流程。只要没有特别说明，则图7示出的流程也通过图6示出的控制机构28来执行。另外，图7示出的流程基本上与在上述空气调节装置100中进行冷却主体运行时的流程（参照图3）相同。因此，以与上述图3示出的流程不同的点为中心，说明第二实施方式的空气调节装置200的流程。

[0090] 在以冷却主体使空气调节装置200运行时，如上所述，室外膨胀阀15全开，另外，室外热交换器旁通阀17（以下，有时简称为“旁通阀17”）全闭。然后，在冷却主体运行中，作为

主要运行的冷却能力的调整通过控制压缩机11的转速来进行(步骤101)。另外,作为次要运行的加热能力的调整如下那样进行。即,在加热能力过大的情况下(步骤S101的“是”方向),通过控制室外膨胀阀15、室外风扇19,调整加热能力(步骤S102~步骤S104)。

[0091] 另一方面,在加热能力不足的情况下(步骤S105的“是”方向),控制室外膨胀阀15、室外风扇19与上述空气调节装置100相同(参照图3),但是在图6示出的空气调节装置200中,除此以外还控制旁通阀17(步骤S309)。具体而言,在加热运行室内机40a、40b的能力不足(步骤S105的“是”方向)且室外膨胀阀15的开度大于下限的情况下(步骤S108的“是”方向),进行减小室外膨胀阀15的开度并且增大旁通阀17的开度的控制(步骤S309)。通过打开旁通阀17,室外热交换器14中的制冷剂循环量减少,被热交换的制冷剂量减小。因此,来自室外热交换器14的制冷剂的散热得到抑制,由此,实现恢复加热运行能力。

[0092] 图8是第二实施方式的空气调节装置200中的加热主体运行时的系统图。在上述示例中说明了冷却主体运行的系统图和流程,接着,说明加热主体运行的系统图和流程。

[0093] 在上述图7示出的加热主体运行中,与图6示出的冷却主体运行不同,四通阀13的朝向成为将室外热交换器14连接到低压侧,室外热交换器成为蒸发器。因而,在图6中,冷凝器相当于室内热交换器41c、41d。另外,蒸发器相当于室内热交换器41a、41b和室外热交换器14。以下,说明加热主体运行时的空气调节装置200中的制冷剂的流动。在空气调节装置200中,如上所述,通常,室外膨胀阀15全开,室外热交换器旁通阀17全闭。

[0094] 由压缩机11压缩的高压气体制冷剂被排出到四通阀13,通过止回阀26和高压管24被输送至气液分离机61。在此分离的高压气体制冷剂被输送至加热运行室内机40a、40b,并凝结而成为高压液体制冷剂。该高压液体制冷剂通过室内膨胀阀42a、42b被输送至第一减压机构62与室内膨胀阀42d之间。输送的一部分液体制冷剂被由室内膨胀阀42d挤压而减压,在室内热交换器41d中与室内空气换热而蒸发,成为低压气体制冷剂。该低压气体制冷剂被输送至低压管25。其余的液体制冷剂通过第二减压机构63与被输送至低压管25的上述低压气体制冷剂进行汇合而成为气液两相流。

[0095] 该气液两相流通过低压管25并经由止回阀26被输送至室外热交换器14。然后,与室外空气进行热交换而蒸发,成为低压气体制冷剂。该低压气体制冷剂通过四通阀13而返回至压缩机11并再次进行循环。在此,在冷却运行室内机40c、40d的能力不足的情况下,降低室外风扇19的风量而抑制换热即可。然后,持续降低室外风扇19的风量的结果是,在室外风扇19停止的情况下,通过缩小第二减压机构63能够增加冷却能力。

[0096] 但是,在即使缩小第二减压机构63仍然冷却能力不足的情况下,第二减压机构63全闭。但是,在该情况下,处于在室外热交换器14中仅气体制冷剂流动的状态。气体制冷剂在质量流量相同情况下与液体制冷剂相比体积流量增加,流速也加快。然后,当流速快时,低压管25内的流路阻力简单地与流速的平方成正比,因此压力损失增加,作为制冷循环的效率下降。

[0097] 因此,在空气调节装置200中,在室外风扇19停止之后,缩小第二减压机构63的结果是,当被输送至室外热交换器14的制冷剂气体的比率(干度)增加时,在室外膨胀阀15打开的状态下,室外热交换器旁通阀17也打开。由此,流过室外热交换器14的气体制冷剂的一部分迂回,能够降低室外热交换器14的气体流速,从而能够降低压力损失。

[0098] 并且,在该室外热交换器旁通阀17的控制过程中冷却能力变得过大时,室外热交

换器旁通阀17再次被挤压。由此,气体制冷剂和液体制冷剂再次被提供给室外热交换器14。另一方面,在第二减压机构63的开度到达预定的下限以下(也可以是全闭)且冷却能力也不足的情况下,使用四通阀13将运行模式从图7示出的加热主体切换为图6示出的冷却主体。

[0099] 图9是第二实施方式的空气调节装置200中的加热主体运行时的流程。只要没有特别说明,图9示出的流程也通过图6示出的控制机构28来执行。图9示出的加热主体运行时的流程与上述空气调节装置100中的加热主体运行时的流程(参照图5)基本上为相同流程,因此主要说明与图5示出的流程的区别特征。

[0100] 在以加热主体使空气调节装置200运行时,旁通阀17全闭而进行加热运行。然后,作为主要运行的加热能力的调整通过调整压缩机11的转速来进行(步骤201)。另外,作为次要运行的冷却能力的调整如下那样进行。即,在冷却能力过大的情况下(步骤S201的“是”方向),通过控制室外膨胀阀15、室外风扇19,调整冷却能力(步骤S102~步骤S104)。

[0101] 另一方面,在冷却能力不足的情况下(步骤S205的“是”方向),控制室外风扇19与上述空气调节装置100相同(参照图3),但是在图6示出的空气调节装置200中,除此以外,还控制第二减压机构63和旁通阀17。具体地说,首先,在冷却运行室内机40c、40d的能力不足(步骤S205的“是”方向)且室外风扇19的转速大于下限的情况下(步骤S106的“否”方向),判断第二减压机构63的开度是否大于下限(步骤S408)。然后,在第二减压机构63的开度大于下限的情况下(“是”方向),第二减压机构63缩小(步骤S409)。由此,提供给冷却运行室内机40d的制冷剂量增加,从而实现恢复冷却能力。相反地,在第二减压机构63的开度为下限以下的情况下(“否”方向),无法进一步缩小第二减压机构63,因此切换四通阀13,运行模式从加热主体变更为冷却主体(步骤S410)。

[0102] 如上所述,在空气调节装置200中,在冷却主体运行中执行图7示出的流程,在加热主体运行中执行图9示出的流程。因此,与上述空气调节装置100同样地,在空气调节装置200中,也与室外状态无关地,能够稳定地进行空气调节。

[0103] 附图标记说明

[0104] 10:室外机;11:压缩机;12:高低压气体管侧四通阀;13:四通阀;14:室外热交换器;15:室外膨胀阀;17:室外热交换器旁通阀;18:贮存器;19:室外风扇;21:液体主管;22:高低压气体主管;23:低压气体主管;24:高压管;25:低压管;26:止回阀;28:控制机构;30a、30b、30c、30d:冷热切换单元;31a、31b、31c、31d:高低压气体管用膨胀阀;32a、32b、32c、32d:低压气体管用膨胀阀;40a、40b、40c、40d:室内机;41a、41b、41c、41d:室内热交换器;42a、42b、42c、42d:室内膨胀阀;49a、49b、49c、49d:室外风扇;61:气液分离机;62:第一减压机构;63:第二减压机构。

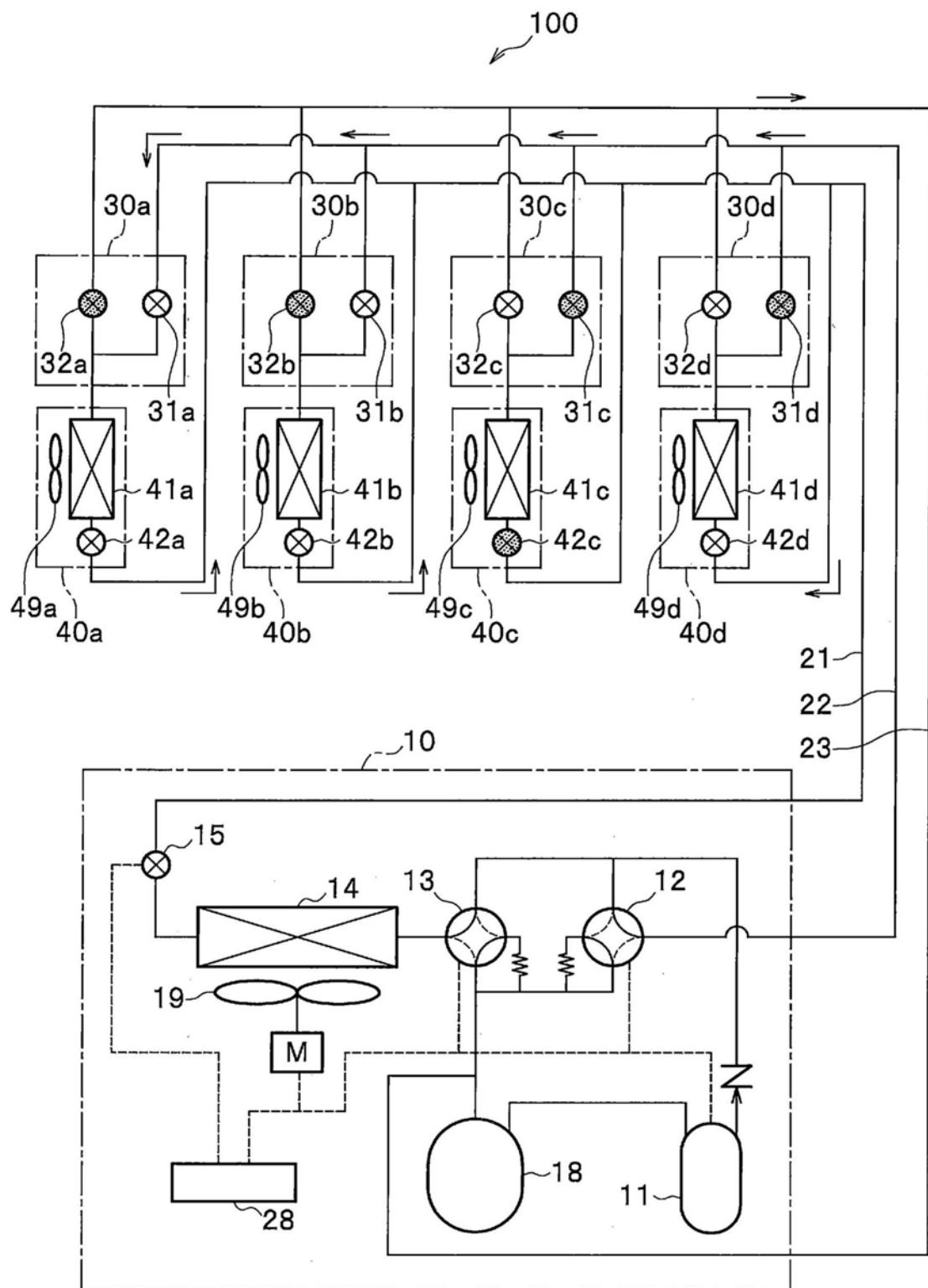


图1

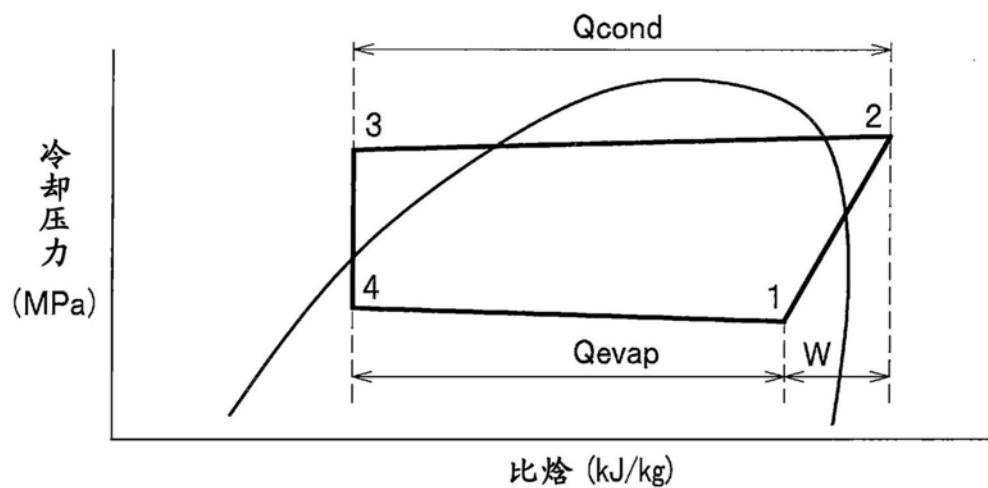


图2

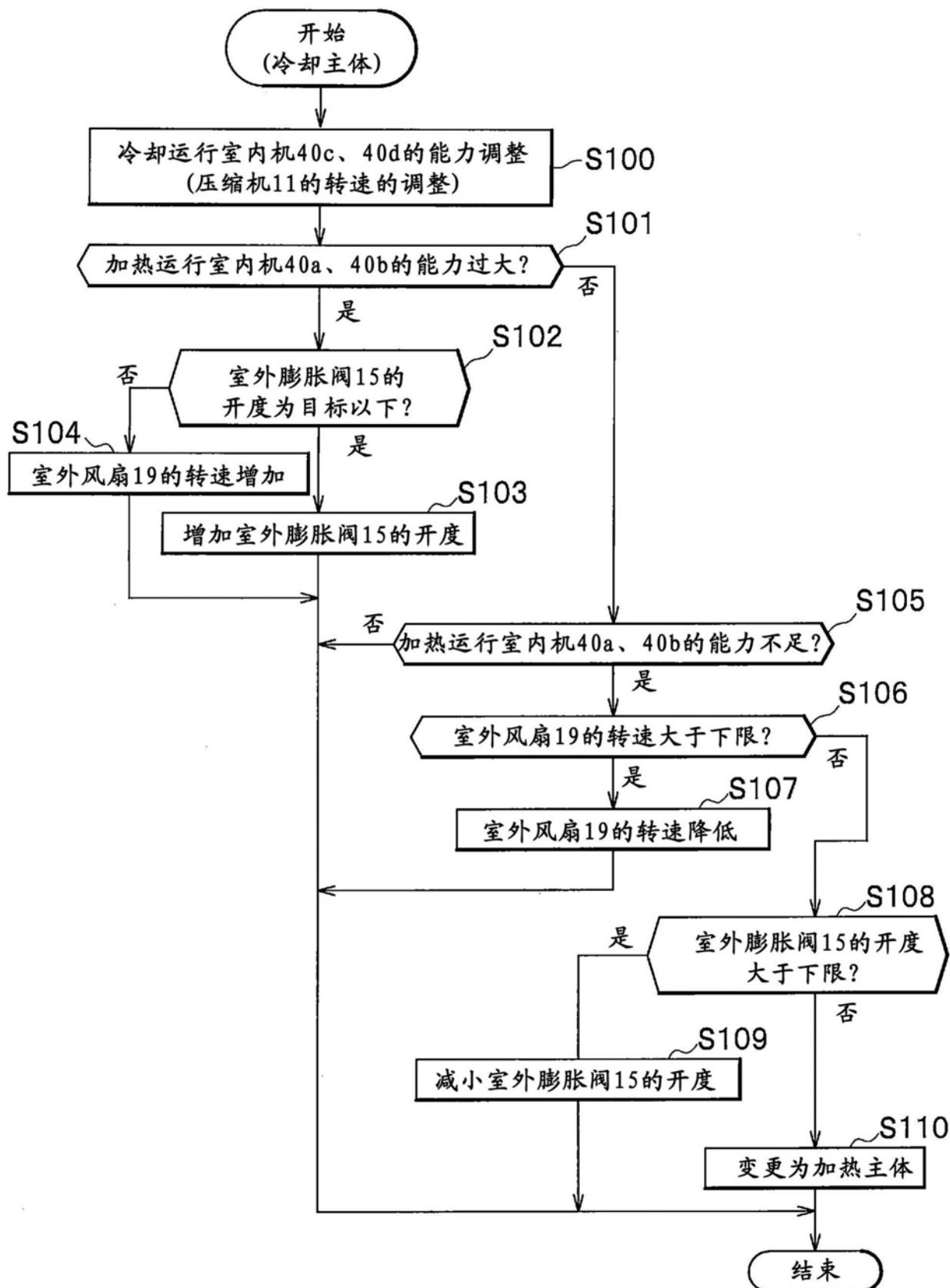


图3

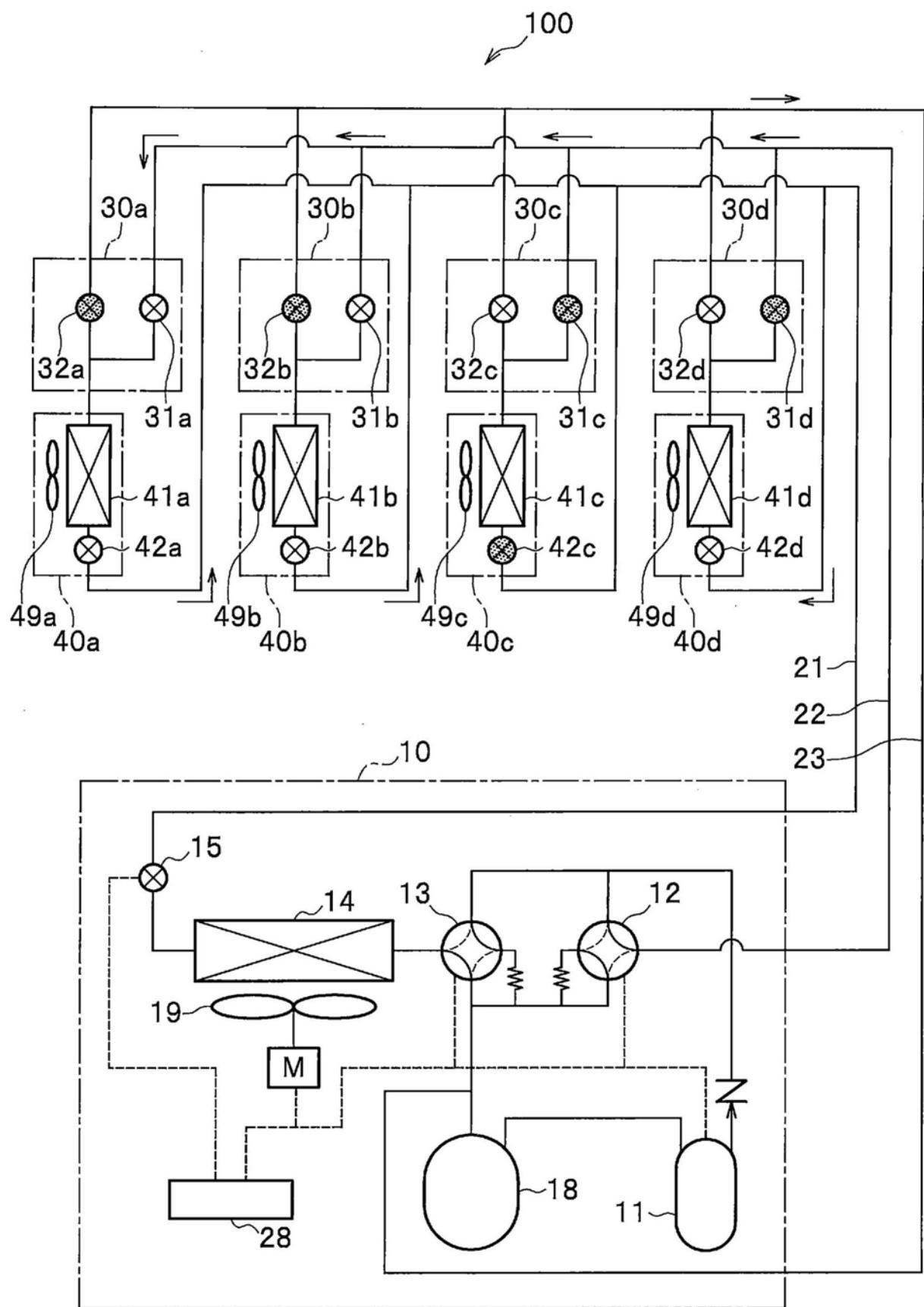


图4

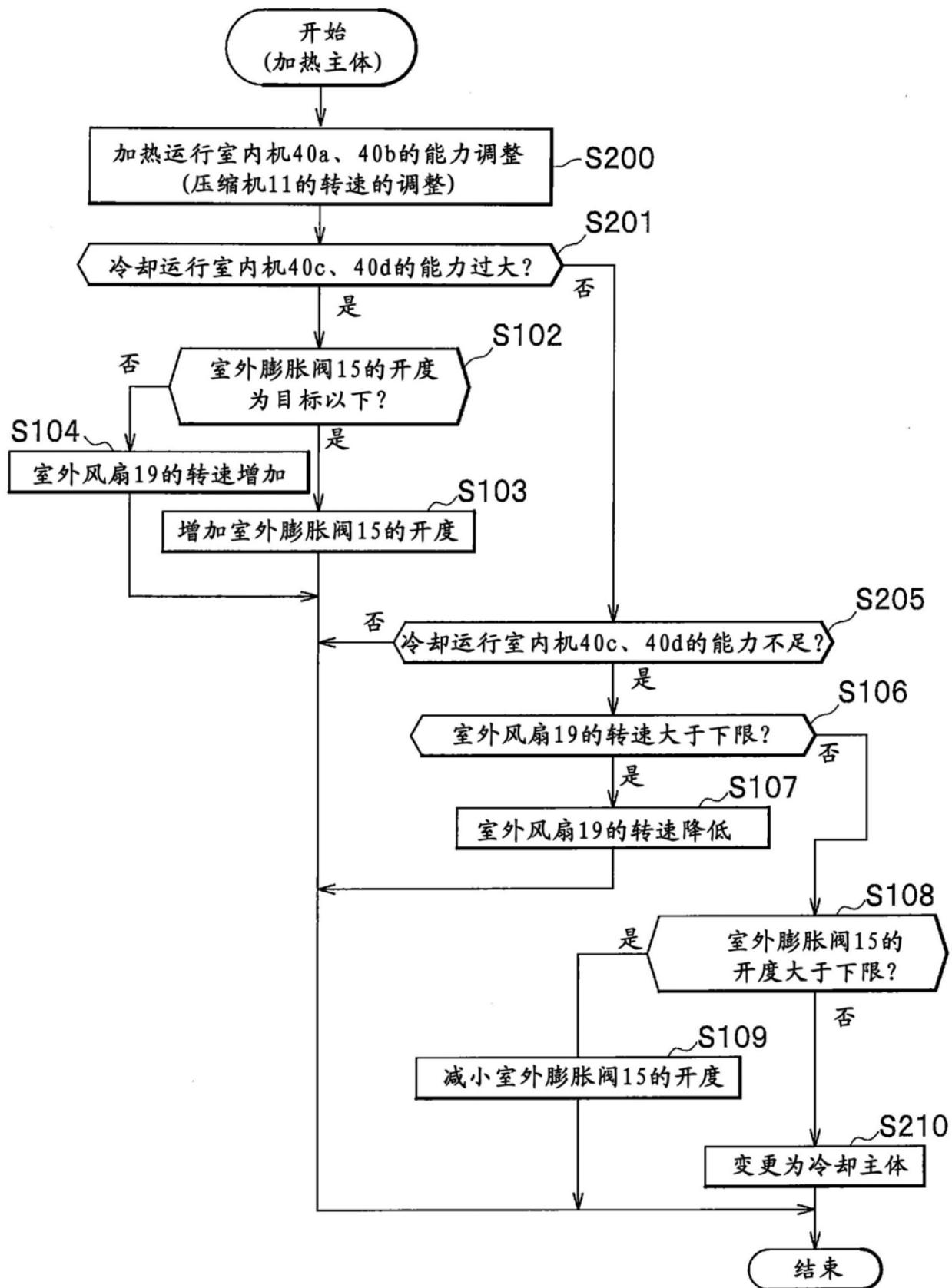


图5

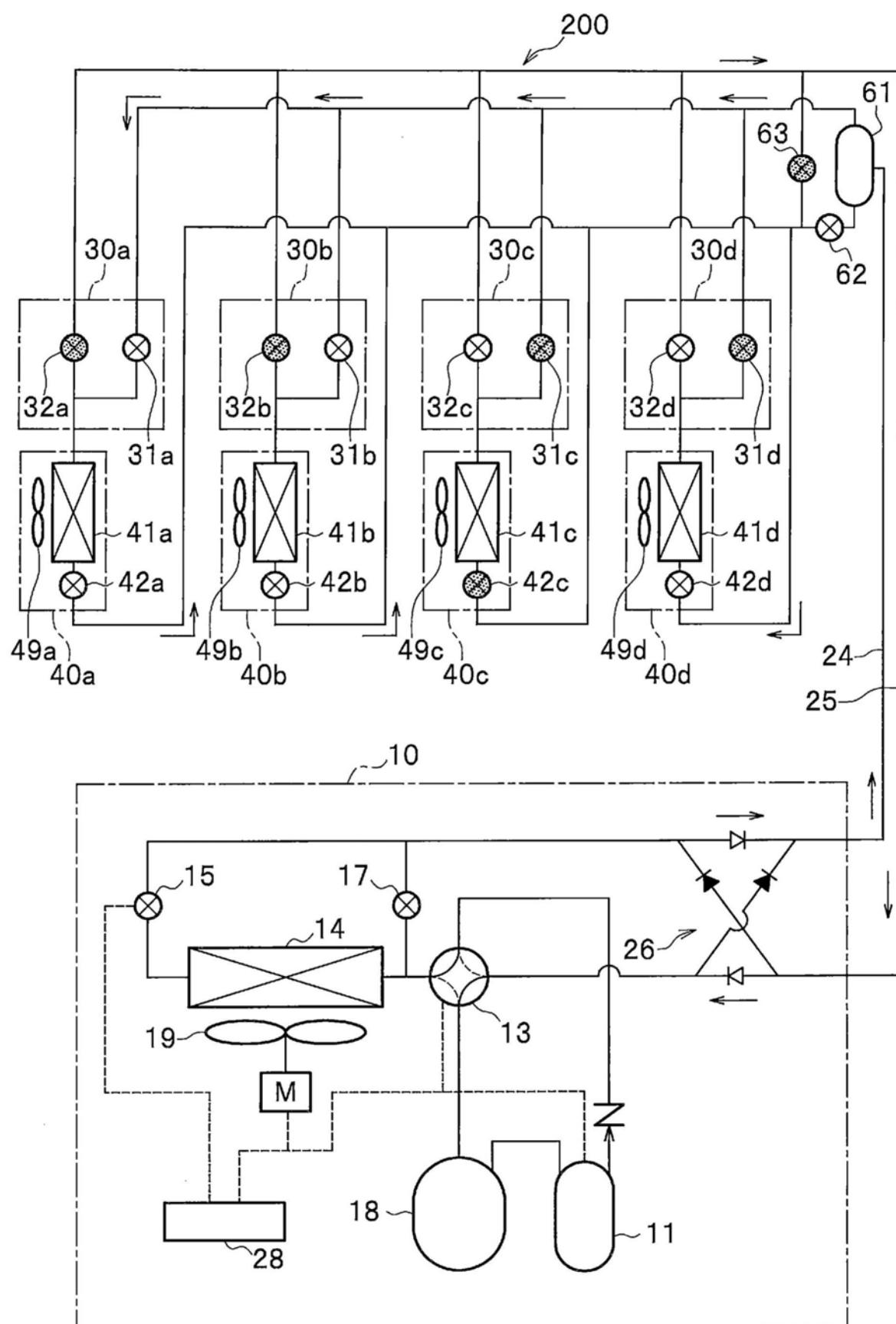


图6

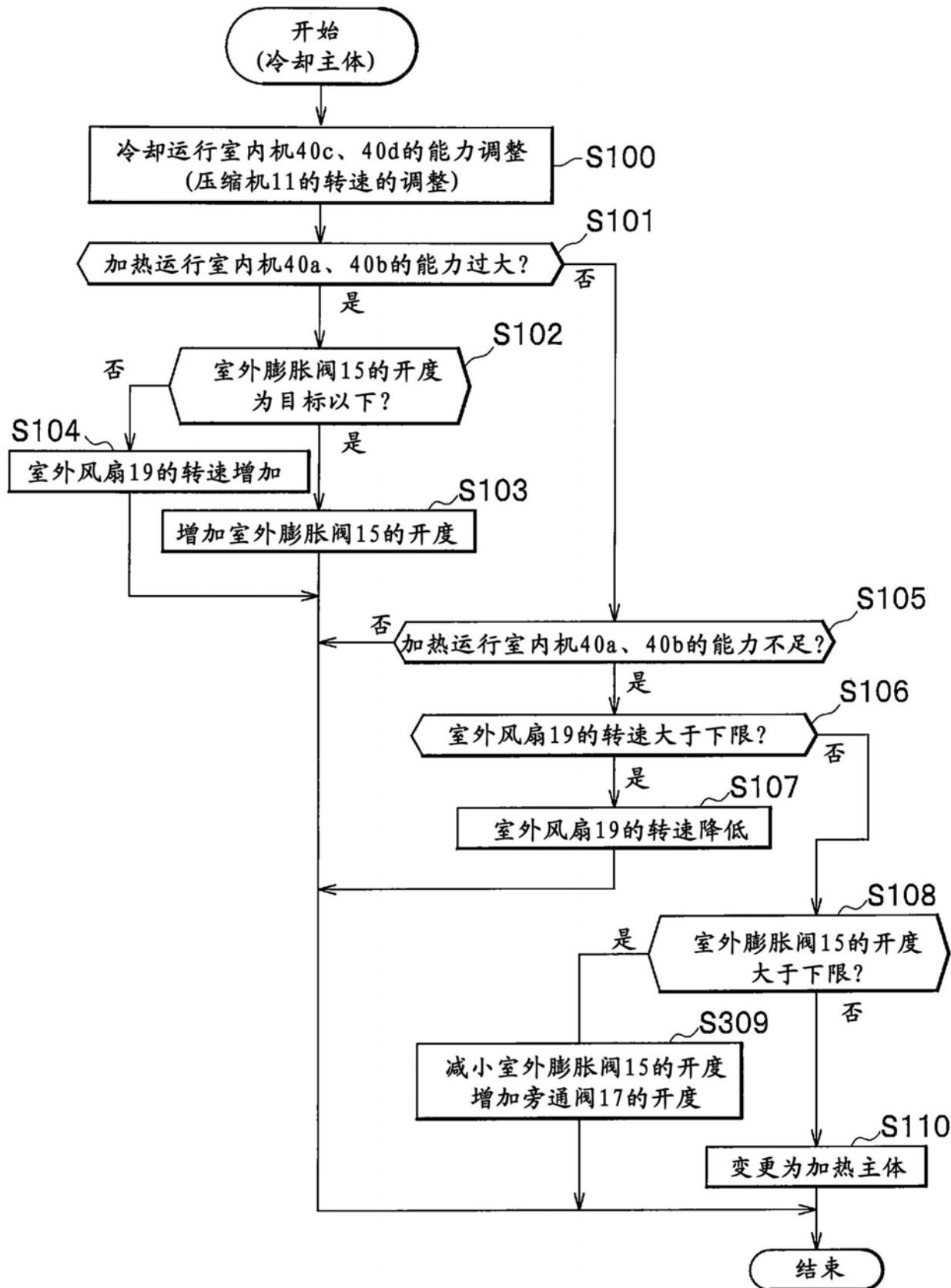


图7

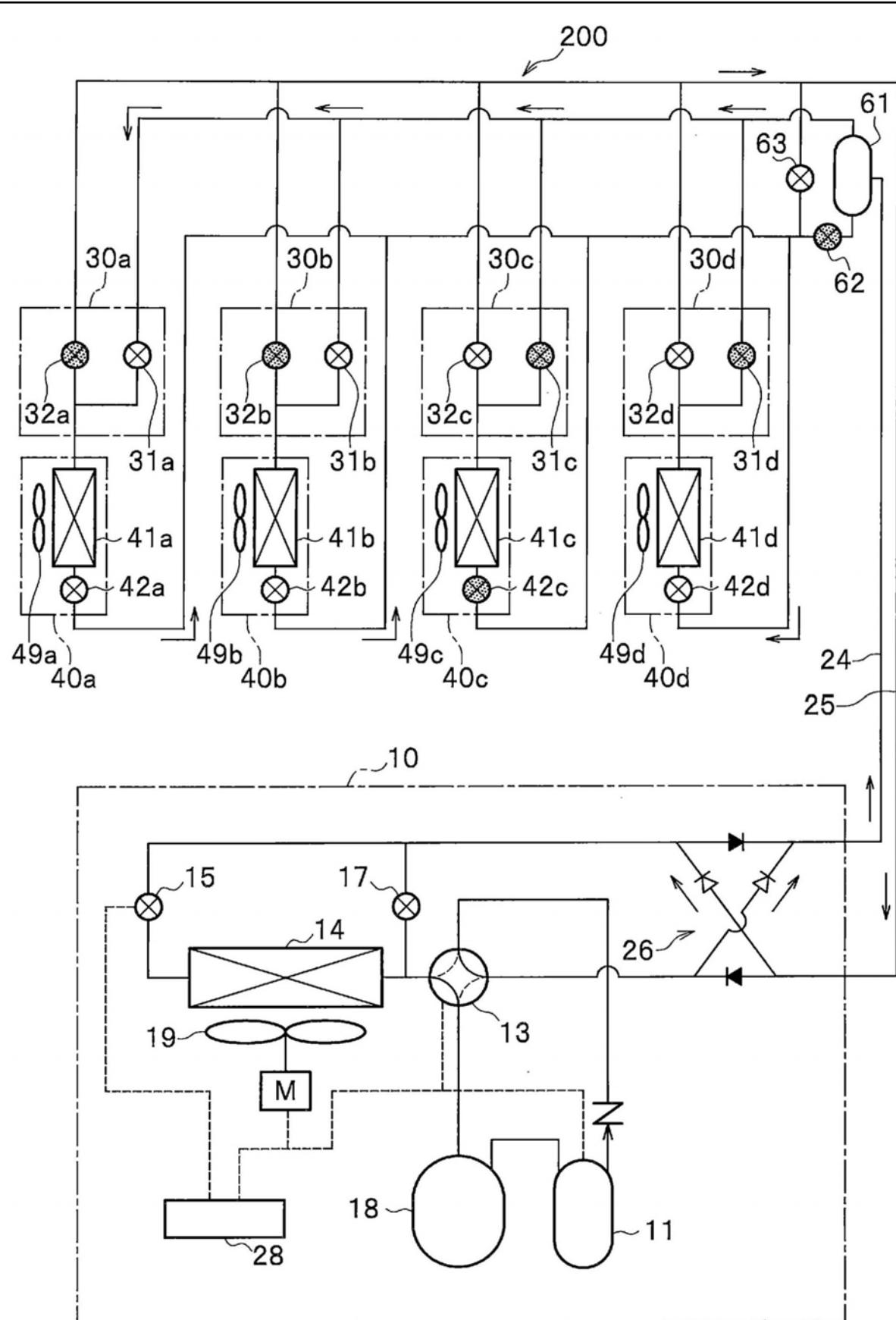


图8

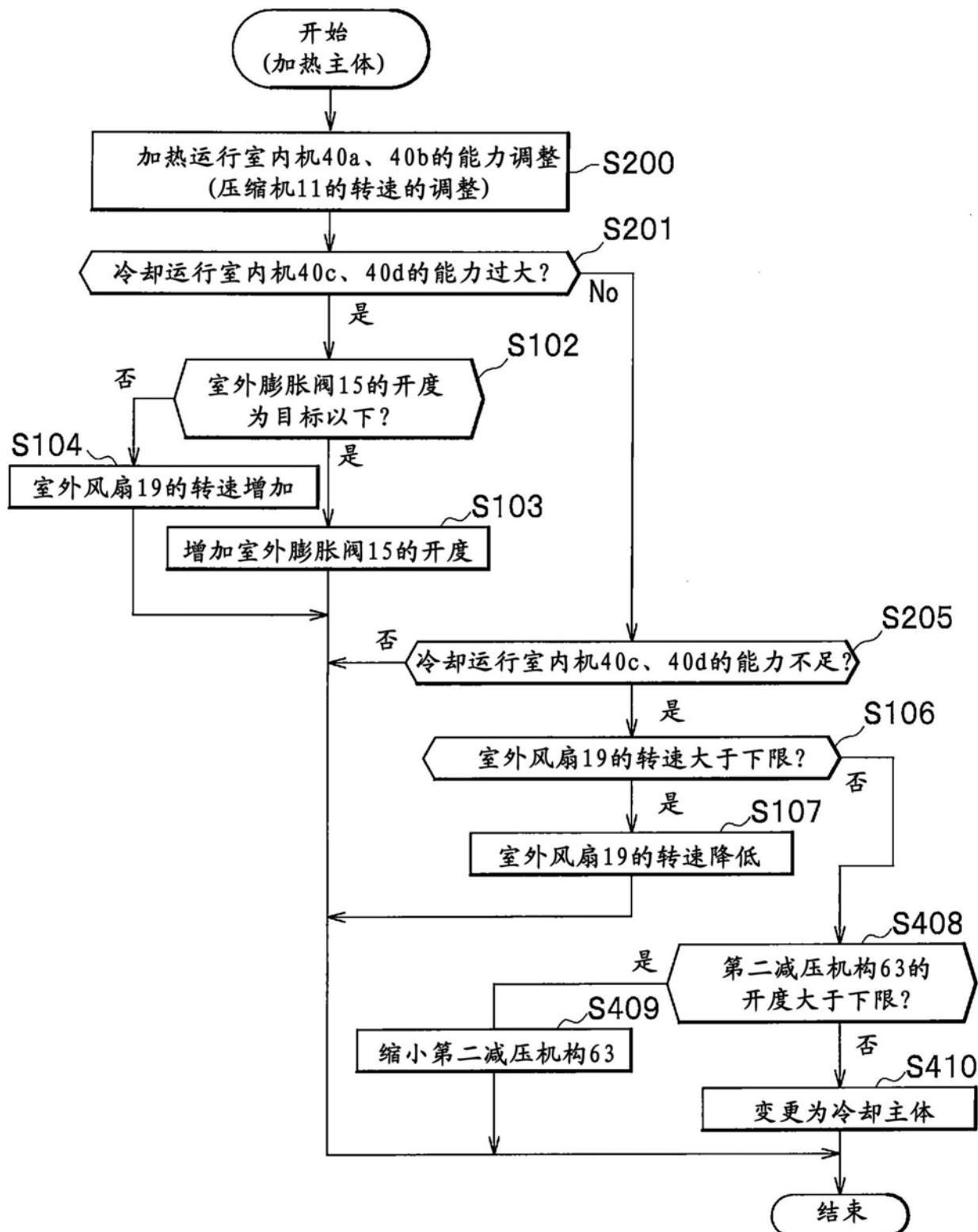


图9