



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 113994149 A

(43) 申请公布日 2022. 01. 28

(21) 申请号 202080042557.5

(22) 申请日 2020.02.17

(30) 优先权数据

PCT/JP2019/023838 2019.06.17 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2021.12.09

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2020/005955 2020.02.17

(87) PCT国际申请的公布数据

W02020/255484 JA 2020.12.24

(71) 申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

(72) 发明人 岐部笃史 尾中洋次

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 郭忠健

(51) Int.Cl.

F24F 1/18 (2006.01)

F25B 39/02 (2006.01)

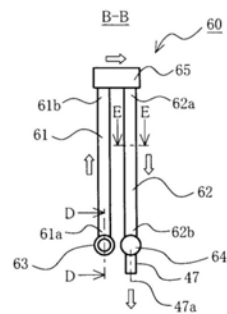
权利要求书3页 说明书17页 附图8页

(54) 发明名称

空调机

(57) 摘要

空调机具备压缩机、和作为蒸发器发挥功能的室外热交换器,所述室外热交换器的第一热交换部具备:多个第一导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,供在内部流动的制冷剂从下端部流出;第一合流管,在横向上延伸,并与多个所述第一导热管的下端部连接,供从多个所述第一导热管流出的制冷剂在内部合流;流出配管,在所述第一合流管的上下方向的中央位置以下的部位与所述第一合流管连接,并将从所述第一合流管流出的制冷剂引向所述压缩机;多个第二导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,供制冷剂从下端部向内部流入;第一分配管,在横向上延伸,并与多个所述第二导热管的下端部连接,将在内部流动的制冷剂向多个所述第二导热管分配;以及第一连接部件,将所述第一导热管的上端部和所述第二导热管的上端部连接。



1. 一种空调机,其特征在于,

具备压缩机、和至少作为蒸发器发挥功能的室外热交换器,

所述室外热交换器具备第一热交换部,

所述第一热交换部具备:

多个第一导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,供在内部流动的制冷剂从下端部亦即流出侧端部流出;

第一合流管,在横向上延伸,并与多个所述第一导热管的所述流出侧端部连接,且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,供从多个所述第一导热管流出的制冷剂在内部合流;

流出配管,在所述第一合流管的上下方向的中央位置以下的部位与所述第一合流管连接,并在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,将从所述第一合流管流出的制冷剂引向所述压缩机;

多个第二导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,供制冷剂从下端部亦即流入侧端部向内部流入,

第一分配管,在横向上延伸,并与多个所述第二导热管的所述流入侧端部连接,且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,将在内部流动的制冷剂向多个所述第二导热管分配;以及

第一连接部件,将所述第一导热管的上端部和所述第二导热管的上端部连接,且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时,将从所述第二导热管流出的制冷剂引向所述第一导热管。

2. 根据权利要求1所述的空调机,其特征在于,

所述第一分配管具备:

内侧配管,该内侧配管为供供给至该第一分配管的制冷剂在内部流动的配管,且形成有贯通外周面的多个节流孔;和

外侧配管,配置于所述内侧配管的外周侧,供通过所述节流孔从所述内侧配管流出的制冷剂在内部流动,

多个所述第二导热管的所述流入侧端部与所述外侧配管连接。

3. 根据权利要求2所述的空调机,其特征在于,

所述内侧配管构成为:距在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时的该内侧配管内的制冷剂的流动方向上成为下游侧的端部起为规定长度的范围的内径,小于在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时的该内侧配管内的制冷剂的流动方向上比所述范围靠上游侧的部位的径。

4. 根据权利要求2或3所述的空调机,其特征在于,

在将多个所述节流孔中的任意一个节流孔设为第一节流孔,

并且将多个所述节流孔中的、除第一节流孔以外的所述节流孔设为第二节流孔的情况下,

所述第二节流孔中的至少一个第二节流孔的内径与所述第一节流孔的内径不同。

5. 根据权利要求2~4中的任一项所述的空调机,其特征在于,

在将多个所述节流孔中的任意一个节流孔设为第三节流孔,

将多个所述节流孔中的、除所述第三节流孔以外的所述节流孔设为第四节流孔的情况下，

在上下方向上，所述第四节流孔中的至少一个第四节流孔的形成位置与所述第三节流孔的形成位置不同。

6. 根据权利要求1~5中的任一项所述的空调机，其特征在于，

所述室外热交换器为还能够作为冷凝器发挥功能的结构，

所述室外热交换器具备第二热交换部，

所述第二热交换部具备：

多个第三导热管，在上下方向上延伸，并在横向上隔开间隔地排列，且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时，供在内部流动的制冷剂从下端部亦即流出侧端部流出；

第二合流管，在横向上延伸，并与多个所述第三导热管的所述流出侧端部连接，且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时，供从多个所述第三导热管流出的制冷剂在内部合流；

多个第四导热管，在上下方向上延伸，并在横向上隔开间隔地排列，且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时，供制冷剂从下端部亦即流入侧端部向内部流入；

第二分配管，在横向上延伸，并与多个所述第四导热管的所述流入侧端部连接，且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时，将在内部流动的制冷剂向多个所述第四导热管分配；以及

第二连接部件，将所述第三导热管的上端部和所述第四导热管的上端部连接，且在所述室外热交换器作为所述蒸发器发挥功能时，将从所述第四导热管流出的制冷剂引向所述第三导热管，

所述第二合流管与所述第一分配管连接，

所述第二热交换部的大小为所述室外热交换器的大小的15%以上，且为所述室外热交换器的大小的35%以下。

7. 根据权利要求1~6中的任一项所述的空调机，其特征在于，

具备：

多个所述室外热交换器；

俯视时呈四边形状的壳体；以及

送风机，收纳于所述壳体，

所述壳体在全部的侧表面形成有吸入口，

在俯视时，多个所述室外热交换器形成为L字状或直线状，

在俯视时，所述送风机的四面被多个所述室外热交换器包围。

8. 根据权利要求1~7中的任一项所述的空调机，其特征在于，

具备多个以串联的方式连接而成的流路切换装置、所述室外热交换器以及膨胀阀的组，

这些所述组以并联的方式连接，

将在多个所述室外热交换器的一部分作为蒸发器发挥功能的状态下未作为蒸发器发挥功能的所述室外热交换器，设为第一休止室外热交换器的情况下，

与所述第一休止室外热交换器连接的所述流路切换装置是成为使所述压缩机的排出

口和所述第一休止室外热交换器连通的状态的结构，

与所述第一休止室外热交换器连接的所述膨胀阀成为对在所述第一休止室外热交换器流动的制冷剂的流量进行调节的结构。

9. 根据权利要求8所述的空调机，其特征在于，

各个所述室外热交换器成为还能够作为冷凝器发挥功能的结构，

将在多个所述室外热交换器的一部分作为冷凝器发挥功能的状态下未作为冷凝器发挥功能的所述室外热交换器，设为第二休止室外热交换器的情况下，

与所述第二休止室外热交换器连接的所述流路切换装置是成为使所述压缩机的吸入口和所述第一休止室外热交换器连通的状态的结构，

与所述第二休止室外热交换器连接的所述膨胀阀成为对在所述第二休止室外热交换器流动的制冷剂的流量进行调节的结构。

空调机

技术领域

[0001] 本公开涉及至少能够进行制热运转的空调机。

背景技术

[0002] 作为现有的空调机的室外热交换器,公知有具备多个导热管、分配管以及合流管的结构(例如参照专利文献1)。分配管是指与多个导热管的制冷剂的流入侧端部连接,并将在内部流动的制冷剂分配至与该分配管连接的多个导热管的结构。合流管是指与多个导热管的制冷剂的流出侧端部连接,并供从与该合流管连接的多个导热管流出的制冷剂在内部合流的结构。在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,多个导热管在横向上延伸,并在上下方向上隔开间隔地排列。因此,分配管及合流管成为在上下方向上延伸的结构。另外,在空调机进行制热运转的情况下,换言之,在室外热交换器作为蒸发器发挥功能的情况下,从合流管流出的制冷剂被引导至压缩机,并在压缩机被压缩。详细而言,在上下方向上延伸的合流管,在上下方向的中途部,连接有将从合流管流出的制冷剂引导至压缩机的流出配管。从合流管流出的制冷剂流入流出配管,通过该流出配管而被引导至压缩机。

[0003] 专利文献1:国际公开第2016/174830号

[0004] 在空调机的压缩机中,以压缩机内部的滑动部分的润滑、压缩机构部的缝隙的密封等为目的,存积有冷冻机油。在压缩机压缩制冷剂并排出时,压缩机内的冷冻机油的一部分也与压缩后的制冷剂一起从压缩机流出。从压缩机流出的冷冻机油在冷冻循环回路内环绕,向压缩机返回。因此,在采用了具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器的空调机中,在室外热交换器作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从压缩机流出的冷冻机油从多个导热管流入合流管而合流,并通过流出配管而返回压缩机。

[0005] 这里,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,合流管为在上下方向上延伸的结构。因此,合流管内的冷冻机油由于重力的影响,而容易积存于合流管的下端部。因此,在采用了具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器的空调机中,存在如下课题,即,在室外热交换器作为蒸发器发挥功能的制热运转时,冷冻机油积存于合流管的下端部,而导致压缩机内的冷冻机油不足,空调机的可靠性降低。

发明内容

[0006] 本公开是为了解决上述那样的课题而完成的,其目的在于得到一种能够抑制由于冷冻机油积存于合流管而导致压缩机内的冷冻机油不足的空调机。

[0007] 本公开所涉及的空调机具备压缩机、和至少作为蒸发器发挥功能的室外热交换器,上述室外热交换器具备第一热交换部,上述第一热交换部具备:多个第一导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,且在上述室外热交换器作为上述蒸发器发挥功能时,供在内部流动的制冷剂从下端部亦即流出侧端部流出;第一合流管,在横向上延伸,并与多个上述第一导热管的上述流出侧端部连接,且在上述室外热交换器作为上述蒸

发器发挥功能时,供从多个上述第一导热管流出的制冷剂在内部合流;流出配管,在上述第一合流管的上下方向的中央位置以下的部位与上述第一合流管连接,且在上述室外热交换器作为上述蒸发器发挥功能时,将从上述第一合流管流出的制冷剂引向上述压缩机;多个第二导热管,在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列,且在上述室外热交换器作为上述蒸发器发挥功能时,供制冷剂从下端部亦即流入侧端部向内部流入;第一分配管,在横向上延伸,并与多个上述第二导热管的上述流入侧端部连接,且在上述室外热交换器作为上述蒸发器发挥功能时,将在内部流动的制冷剂向多个上述第二导热管分配;以及第一连接部件,将上述第一导热管的上端部和上述第二导热管的上端部连接,且在上述室外热交换器作为上述蒸发器发挥功能时,将从上述第二导热管流出的制冷剂引向上述第一导热管。

[0008] 在本公开所涉及的空调机中,室外热交换器的第一合流管是在横向上延伸的结构。另外,在本公开所涉及的空调机中,流出配管在第一合流管的上下方向的中央位置以下的部位,与第一合流管连接。因此,在本公开所涉及的空调机中,能够抑制冷冻机油在第一合流管内积存于难以从流出配管流出的场所,从而能够抑制压缩机内的冷冻机油不足。

附图说明

- [0009] 图1是实施方式所涉及的空调机的制冷剂回路图。
- [0010] 图2是实施方式所涉及的空调机的室外机的纵剖视图。
- [0011] 图3是实施方式所涉及的空调机的室外机的横剖视图。
- [0012] 图4是表示实施方式所涉及的空调机的室外机的变形例的横剖视图。
- [0013] 图5是实施方式所涉及的室外热交换器的侧视图。
- [0014] 图6是图5的A向视图。
- [0015] 图7是图5的B-B剖视图。
- [0016] 图8是图5的C向视图。
- [0017] 图9是图7的D-D剖视图。
- [0018] 图10是图7的E-E剖视图。
- [0019] 图11是表示实施方式所涉及的室外热交换器的另一个例子中的第二热交换部的合流管附近的图。
- [0020] 图12是用于对实施方式所涉及的空调机的制热运转时的动作进行说明的图。
- [0021] 图13是用于对实施方式所涉及的空调机的在低制热负荷状态下的制热运转时的动作进行说明的图。
- [0022] 图14是用于对实施方式所涉及的空调机的制冷运转时的动作进行说明的图。
- [0023] 图15是用于对实施方式所涉及的空调机的在低制冷负荷状态下的制冷运转时的动作进行说明的图。
- [0024] 图16是表示实施方式所涉及的空调机的室外热交换器的分配管的变形例的图。
- [0025] 图17是表示实施方式所涉及的空调机的室外热交换器的分配管的变形例的图。
- [0026] 图18是表示实施方式所涉及的空调机的室外热交换器的分配管的变形例的图。

具体实施方式

[0027] 实施方式

[0028] 图1是实施方式所涉及的空调机的制冷剂回路图。

[0029] 空调机1具备压缩机2、作为冷凝器发挥功能的室内热交换器3、膨胀阀4、以及作为蒸发器发挥功能的室外热交换器。压缩机2、室内热交换器3、膨胀阀4以及室外热交换器由制冷剂配管连接,形成冷冻循环回路。此外,在冷冻循环回路循环的制冷剂的种类没有限定。作为在本实施方式所涉及的冷冻循环回路循环的制冷剂,能够使用R410A、R32以及CO₂等各种制冷剂。

[0030] 压缩机2用于压缩制冷剂。在压缩机2被压缩后的制冷剂被排出并被送往室内热交换器3。压缩机2例如能够由回转式压缩机、涡旋式压缩机、螺杆式压缩机或往复式压缩机等构成。

[0031] 室内热交换器3在制热运转时作为冷凝器发挥功能。室内热交换器3例如能够由翅片管式热交换器、微通道式热交换器、管壳式热交换器、热管式热交换器、套管式热交换器或板式热交换器等构成。

[0032] 膨胀阀4使从冷凝器流出的制冷剂膨胀而将其减压。膨胀阀4例如可以由能够调整制冷剂的流量的电动膨胀阀等构成。

[0033] 室外热交换器在制热运转时作为蒸发器发挥功能。在本实施方式中,具备两个室外热交换器。具体而言,在本实施方式中,具备室外热交换器41及室外热交换器42。而且,室外热交换器41及室外热交换器42在膨胀阀4与压缩机2的吸入侧之间以并联的方式连接。另外,在本实施方式中,在空调机1的冷冻循环回路,还设置有对在室外热交换器41流动的制冷剂的流量进行调节的膨胀阀5、以及对在室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节的膨胀阀6。关于室外热交换器41及室外热交换器42的详细结构,在后文中说明。此外,空调机1所具备的室外热交换器的数量也可以是一个,也可以是三个以上。

[0034] 另外,空调机1为了除了制热运转之外也能够进行制冷运转,而具备设置于压缩机2的排出侧的流路切换装置7及流路切换装置8。流路切换装置7及流路切换装置8在制冷运转和制热运转中切换制冷剂的流动。在本实施方式中,使用四通阀来作为流路切换装置7及流路切换装置8。另外,如图1所示,在本实施方式所涉及的空调机1中,具备多个以串联的方式连接的流路切换装置、室外热交换器以及膨胀阀的组,这些组是以并联的方式连接的结构。此外,也可以使用二通阀或三通阀等,来构成流路切换装置7及流路切换装置8。

[0035] 流路切换装置7将室外热交换器41的连接对象切换为压缩机2的排出口或压缩机的吸入口。详细而言,在制冷运转时,流路切换装置7被切换为将压缩机2的排出口和室外热交换器41连接。此时,流路切换装置7成为将压缩机2的吸入口和室内热交换器3连接的状态。另外,在制热运转时,流路切换装置7被切换为将压缩机2的吸入口和室外热交换器41连接。此时,流路切换装置7成为将压缩机2的排出口和室内热交换器3连接的状态。另外,流路切换装置8将室外热交换器42的连接对象切换为压缩机2的排出口或压缩机的吸入口。详细而言,在制冷运转时,流路切换装置8被切换为将压缩机2的排出口和室外热交换器42连接。另外,在制热运转时,流路切换装置8被切换为将压缩机2的吸入口和室外热交换器42连接。即,在制冷运转时,室外热交换器41及室外热交换器42作为冷凝器发挥功能,室内热交换器3作为蒸发器发挥功能。

[0036] 另外,空调机1具备存积冷冻循环回路内的多余制冷剂的储液器10。储液器10设置于压缩机2的吸入侧。另外,空调机1具备从由压缩机2排出的制冷剂中分离冷冻机油的油分离器9。油分离器9设置于压缩机2的排出侧。由油分离器9从制冷剂分离出的冷冻机油,返回至将压缩机2和储液器10连接的制冷剂配管。

[0037] 另外,空调机1具备控制装置80。控制装置80由专用硬件、或执行存储于存储器的程序的CPU(Central Processing Unit)构成。其中,CPU也称为中央处理装置、处理装置、运算装置、微处理器、微型计算机或处理器。

[0038] 在控制装置80是专用硬件的情况下,控制装置80例如相当于单一电路、复合电路、ASIC(Application Specific Integrated Circuit)、FPGA(Field-Programmable Gate Array)、或它们的组合。可以通过单独的硬件分别实现控制装置80所实现的各功能部,也可以通过一个硬件实现各功能部。

[0039] 在控制装置80是CPU的情况下,通过软件、固件、或软件与固件的组合来实现控制装置80所执行的各功能。软件及固件作为程序记述,存储于存储器。CPU通过读出存储于存储器的程序并执行,来实现控制装置80的各功能。这里,存储器例如是RAM、ROM、闪存、EPROM、或EEPROM等非易失性或易失性的半导体存储器。

[0040] 此外,也可以通过专用硬件实现控制装置80的功能的一部分,通过软件或固件实现一部分。

[0041] 控制装置80控制空调机1的各致动器。换言之,控制装置80具备控制部来作为控制空调机1的各致动器的功能部。例如,控制装置80对压缩机2的起动、压缩机2的停止、压缩机2的驱动频率、膨胀阀4的开度、膨胀阀5的开度、以及膨胀阀6的开度进行控制。另外,例如,控制装置80控制流路切换装置7及流路切换装置8,切换流路切换装置7的流路及流路切换装置8的流路。

[0042] 构成空调机1的上述的各结构收纳于室外机20或室内机30。在本实施方式中,压缩机2、膨胀阀5、膨胀阀6、流路切换装置7、流路切换装置8、油分离器9、储液器10、室外热交换器41、室外热交换器42以及控制装置80收纳于室外机20。另外,室内热交换器3及膨胀阀4收纳于室内机30。此外,在本实施方式中,以并联的方式设置有两个室内机30,但室内机30的数量是任意的。

[0043] 图2是实施方式所涉及的空调机的室外机的纵剖视图。图3是实施方式所涉及的空调机的室外机的横剖视图。此外,图3是室外机20的送风机室23的横剖视图。另外,在图3中,通过作为想象线的双点划线示出了俯视时的送风机29的位置。

[0044] 室外机20具备大致长方体形状的壳体21。即,壳体21在俯视时呈四边形状。该壳体21的下部是收容有压缩机2等的机械室22。另外,壳体21的上部是收容有送风机29、室外热交换器41以及室外热交换器42等的送风机室23。

[0045] 在送风机室23的全部的侧表面形成有吸入口。具体而言,在侧表面24形成有吸入口24a。在与侧表面24邻接的侧表面25形成有吸入口25a。在与侧表面25邻接的侧表面26形成有吸入口26a。在与侧表面24及侧表面26邻接的侧表面27形成有吸入口27a。另外,室外热交换器41形成为在俯视时呈L字状,并以与吸入口24a及吸入口25a对置的方式收容于送风机室23。另外,室外热交换器42形成为在俯视时呈L字状,并以与吸入口26a及吸入口27a对置的方式收纳于送风机室23。

[0046] 在送风机室23的上表面28,形成有排出口28a。另外,在排出口28a,例如配置有作为螺旋桨式风扇的送风机29。因此,通过送风机29的旋转而从吸入口24a及吸入口25a吸入至送风机室23内的室外空气,与在室外热交换器41流动的制冷剂进行热交换。另外,从吸入口26a及吸入口27a吸入至送风机室23内的室外空气,与在室外热交换器42流动的制冷剂进行热交换。然后,与室外热交换器41及室外热交换器42热交换后的室外空气,从排出口28a向室外机20的外部排出。这里,如图3所示,在壳体21的送风机室23的全部的侧表面形成有吸入口。而且,在俯视时,送风机29的四面由室外热交换器41及室外热交换器42包围。通过这样地构成,能够从各吸入口均匀地向壳体21的送风机室23内吸入空气。其结果是,能够抑制送风机29的噪声,还能够减少送风机29的消耗电力。

[0047] 其中,形成于送风机室23的吸入口的位置是一个例子。例如,送风机室23也可以具有未形成有吸入口的侧表面。另外,空调机1所具备的室外热交换器的上述的俯视形状归根结底只是一个例子。例如,空调机1所具备的室外热交换器的上述的俯视形状也可以在俯视时是直线状。

[0048] 图4是表示实施方式所涉及的空调机的室外机的变形例的横剖视图。

[0049] 在室外机20大的情况下,在如上述那样由俯视时呈L字状的两个室外热交换器包围送风机29的四面的情况下,每个室外热交换器的大小变大。其结果是,将室外热交换器组装于壳体21时的作业性变差。因此,在室外机20大的情况下,优选由三个以上的室外热交换器包围送风机29的四面。例如,在图4所示的空调机1的室外机20中,在俯视时,送风机29的四面由三个室外热交换器包围。具体而言,图4所示的空调机1具备室外热交换器40、室外热交换器41以及室外热交换器42。室外热交换器40形成为在俯视时呈直线状,并以与侧表面24的吸入口24a对置的方式收纳于室外机20的送风机室23。室外热交换器41形成为在俯视时呈L字状,并以与侧表面25的吸入口25a及侧表面26的吸入口26a对置的方式收纳于室外机20的送风机室23。室外热交换器42形成为在俯视时呈L字状,并以与侧表面26的吸入口26a及侧表面27的吸入口27a对置的方式收纳于室外机20的送风机室23。

[0050] 在室外机20大的情况下,通过这样用三个以上的室外热交换器包围送风机29的四面,由此能够抑制每个室外热交换器变大,能够提高将室外热交换器组装于壳体21时的作业性。此外,室外热交换器的数量越多,与室外热交换器以串联的方式连接的流路切换装置及膨胀阀的数量也越多。因此,室外热交换器的数量越多,空调机1的成本越高。因此,优选一边比较将室外热交换器组装于壳体21时的作业性和空调机1的成本,一边决定空调机1所具备的室外热交换器的数量。

[0051] 接下来,对室外热交换器41及室外热交换器42的详细结构进行说明。其中,室外热交换器41及室外热交换器42是基本上相同的结构。因此,以下,对室外热交换器41的详细结构进行说明。

[0052] 图5是实施方式所涉及的室外热交换器的侧视图。该图5示出了形成为俯视时的L字状之前的室外热交换器41。即,通过在折弯部位49将图5所示的室外热交换器41折弯,而成为图3中示出的俯视时呈L字状的室外热交换器41。图6是图5的A向视图。图7是图5的B-B剖视图。图8是图5的C向视图。图9是图7的D-D剖视图。图10是图7的E-E剖视图。此外,图5~图9所示的空心箭头表示在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时在室外热交换器41流动的制冷剂的流动方向。

[0053] 室外热交换器41具备第一热交换部60。室外热交换器41虽然可以仅由第一热交换部60构成,但本实施方式所涉及的室外热交换器41除了第一热交换部60之外,还具备第二热交换部50。第一热交换部60和第二热交换部50以串联的方式连接。另外,第二热交换部50在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的制冷剂的流动方向上处于第一热交换部60的上游侧。以下,首先,对第一热交换部60进行说明。之后,对第二热交换部50进行说明。

[0054] 第一热交换部60具备相当于第一导热管的多个导热管62、相当于第一合流管的合流管64、流出配管47、相当于第二导热管的多个导热管61、相当于第一分配管的分配管63、以及相当于第一连接部件的连接部件65。

[0055] 在各个导热管62,形成有制冷剂流路43a。在本实施方式中,如图10所示,使用扁平管作为导热管62。具体而言,导热管62的与制冷剂流路43a所延伸的方向垂直的剖面形状例如是长圆形状等扁平形状。另外,在导热管62,形成有多个制冷剂流路43a。另外,多个导热管61每一个也是与导热管62相同的扁平管。另外,第二热交换部50的后述的各导热管51及各导热管52也是与导热管62相同的扁平管。此外,也可以使用圆管等导热管来作为导热管51、导热管52、导热管61以及导热管62。

[0056] 分配管63在横向上延伸。在该分配管63,连接有第二热交换部50的后述的合流管54。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,制冷剂从第二热交换部50的合流管54向分配管63流入。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,分配管63将在内部流动的制冷剂分配至多个导热管61。此外,在本实施方式中所说的横向并不限定于水平方向。也可以相对于水平方向倾斜。

[0057] 各个导热管61在上下方向上延伸。另外,多个导热管61以在室外热交换器41形成成为俯视时的L字状并配置到送风机室23时沿着吸入口的方式,在横向上隔开间隔地排列。这些导热管61的下端部与分配管63连接。因此,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从分配管63向各导热管61分配制冷剂时,制冷剂从导热管61的下端部流入该导热管61的内部,并且制冷剂从导热管61的上端部流出。即,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,导热管61的下端部成为流入侧端部61a,上端部成为流出侧端部61b。此外,在本实施方式中所说的上下方向并不限定于铅垂方向。也可以相对于铅垂方向倾斜。

[0058] 此外,在本实施方式中,如图9所示,分配管63由多个配管构成。详细而言,分配管63具备内侧配管71及外侧配管75。内侧配管71是供给至分配管63的制冷剂在内部流动的配管。即,第二热交换部50的后述的合流管54与内侧配管71连通,制冷剂从第二热交换部50的合流管54向内侧配管71流入。在该内侧配管71,形成有贯通外周面的多个节流孔72。多个节流孔72例如是相同的内径,形成于内侧配管71的下部。外侧配管75配置于内侧配管71的外周侧。因此,通过节流孔72从内侧配管71流出的制冷剂在外侧配管75的内部流动。导热管61的下端部与外侧配管75连接。即,在外侧配管75的内部流动的制冷剂向各导热管61被分配。

[0059] 各个导热管62在上下方向上延伸。另外,多个导热管62以在室外热交换器41形成成为俯视时的L字状并配置到送风机室23时沿着吸入口的方式,在横向上隔开间隔地排列。另外,多个导热管62和多个导热管61沿着在形成于壳体21的侧表面的吸入口通过的气流方向排列。在本实施方式中,多个导热管62在形成于壳体21的侧表面的吸入口通过的气流方向上配置于多个导热管61的上游侧。

[0060] 连接部件65将导热管61的上端部和导热管62的上端部连接。因此,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从导热管61的上端部流出的制冷剂被连接部件65向导热管62的上端部引导。因此,制冷剂从导热管62的上端部流入该导热管62的内部,并且制冷剂从导热管62的下端部流出。即,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,导热管62的上端部成为流入侧端部62a,下端部成为流出侧端部62b。

[0061] 合流管64在横向上延伸。在该合流管64连接有各导热管62的下端部。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从多个导热管62流出的制冷剂在合流管64的内部合流。

[0062] 在合流管64连接有流出配管47。流出配管47在合流管64的下部与合流管64连接。此外,在本实施方式中,将流出配管47的中心轴47a与合流管64的外周面的交点设为流出配管47与合流管64的连接部位。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从合流管64流出的制冷剂流入流出配管47。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,流出配管47是将从合流管64流出的制冷剂向压缩机2的吸入侧引导的配管。详细而言,流出配管47在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,经由流路切换装置7及储液器10向压缩机2的吸入侧连接。即,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,流入至流出配管47的制冷剂通过流路切换装置7及储液器10被吸入至压缩机2。

[0063] 此外,流出配管47的与合流管64连接的连接部位并不限定于合流管64的下部。

[0064] 图11是表示实施方式所涉及的室外热交换器的另一个例子中的第二热交换部的合流管附近的图。该图11的观察方向与图7的观察方向相同。流出配管47只要在合流管64的上下方向的中央位置以下的部位与合流管64连接即可。

[0065] 第二热交换部50具备相当于第三导热管的多个导热管52、相当于第二合流管的合流管54、相当于第四导热管的多个导热管51、相当于第二分配管的分配管53、以及相当于第二连接部件的连接部件55。

[0066] 分配管53在横向上延伸。在该分配管63,连接有流入配管45。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,制冷剂从流入配管45向分配管53流入。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,分配管53将在内部流动的制冷剂分配至多个导热管51。

[0067] 各个导热管51在上下方向上延伸。另外,多个导热管51以在室外热交换器41形成俯视时的L字状并配置到送风机室23时沿着吸入口的方式,在横向上隔开间隔地排列。这些导热管51的下端部与分配管53连接。因此,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从分配管53向各导热管51分配制冷剂时,制冷剂从导热管51的下端部流入该导热管51的内部,并且制冷剂从导热管51的上端部流出。即,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,导热管51的下端部成为流入侧端部51a,上端部成为流出侧端部51b。

[0068] 各个导热管52在上下方向上延伸。另外,多个导热管52以在室外热交换器41形成俯视时的L字状并配置到送风机室23时沿着吸入口的方式,在横向上隔开间隔地排列。另外,多个导热管52和多个导热管51沿着在形成于壳体21的侧表面的吸入口通过的气流方向排列。在本实施方式中,多个导热管51在形成于壳体21的侧表面的吸入口通过的气流方向上,配置于多个导热管52的上游侧。

[0069] 连接部件55将导热管51的上端部和导热管52的上端部连接。因此,在室外热交换

器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从导热管51的上端部流出的制冷剂被连接部件55向导热管52的上端部引导。因此,制冷剂从导热管52的上端部流入该导热管52的内部,并且制冷剂从导热管52的下端部流出。即,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,导热管52的上端部成为流入侧端部52a,下端部成为流出侧端部52b。

[0070] 合流管54在横向上延伸。在该合流管54连接有各导热管52的下端部。在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从多个导热管52流出的制冷剂在合流管54的内部合流。如上所述,合流管54与第一热交换部60的分配管63连接。因此,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,在第二热交换部50流动的制冷剂流入至第一热交换部60。

[0071] 此外,室外热交换器41也可以仅由第一热交换部60构成。该情况下,流入配管45与分配管63连接。另外,在分配管63如上述那样具备内侧配管71及外侧配管75的情况下,流入配管45与内侧配管71连通。

[0072] 接下来,对本实施方式所涉及的空调机1的动作进行说明。

[0073] 首先,对空调机1进行制热运转时的动作进行说明。

[0074] 图12是用于对实施方式所涉及的空调机的制热运转时的动作进行说明的图。此外,图12所示的空心箭头表示制冷剂的流动方向。

[0075] 在空调机1进行制热运转的情况下,控制装置80将流路切换装置7的流路及流路切换装置8的流路切换为图12中用实线示出的流路。由此,室外热交换器41及室外热交换器42作为蒸发器发挥功能。然后,控制装置80在起动压缩机2后,对压缩机2的驱动频率、膨胀阀4的开度、膨胀阀5的开度、以及膨胀阀6的开度进行控制。由此,开始空调机1的制热运转。

[0076] 在空调机1的制热运转时,从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂,通过流路切换装置7流入至室内热交换器3。流入至室内热交换器3的高温高压的气体状制冷剂,在加热室内空气时被冷却而成为高压的液体状制冷剂并从室内热交换器3流出。从室内热交换器3流出的高压的液体状制冷剂的一部分,通过膨胀阀4及膨胀阀5流入至室外热交换器41。此时,在膨胀阀4及膨胀阀5通过的制冷剂,在膨胀阀4及膨胀阀5中的至少一个被减压,而成为低温低压的气液两相制冷剂。因此,低温低压的气液两相制冷剂流入至室外热交换器41。另外,从室内热交换器3流出的高压的液体状制冷剂的剩余的一部分,通过膨胀阀4及膨胀阀6流入至室外热交换器42。此时,在膨胀阀4及膨胀阀6通过的制冷剂,在膨胀阀4及膨胀阀6中的至少一个被减压而成为低温低压的气液两相制冷剂。因此,低温低压的气液两相制冷剂流入至室外热交换器42。

[0077] 流入至室外热交换器41的低温低压的气液两相制冷剂被室外空气加热而蒸发,成为低压的气体状制冷剂并从室外热交换器41流出。从室外热交换器41流出的低压的气体状制冷剂通过流路切换装置7。另外,流入至室外热交换器42的低温低压的气液两相制冷剂被室外空气加热而蒸发,成为低压的气体状制冷剂并从室外热交换器42流出。从室外热交换器42流出的低压的气体状制冷剂通过流路切换装置8。通过了流路切换装置7的低压的气体状制冷剂和通过了流路切换装置8的低压的气体状制冷剂,在合流后通过储液器10,从压缩机2的吸入口被吸入该压缩机2。被吸入压缩机2的低压的气体状制冷剂,在压缩机2被压缩而成为高温高压的气体状制冷剂并从压缩机2的排出口排出。

[0078] 控制装置80根据空调机1所担负的制热负荷而控制压缩机2的驱动频率,调整空调

机1的制热能力。因此,在一部分室内机30的运转停止的情况等空调机1所担负的制热负荷变小的情况下,控制装置80降低压缩机2的驱动频率。此时,在现有的空调机中,即使将压缩机的驱动频率降至最低频率,在空调机的制热能力相对于空调机所担负的制热负荷变大的情况下,控制装置也使压缩机暂时停止。然后,控制装置一边反复进行压缩机的起动及停止,一边将空调机的制热能力调整为与制热负荷对应的制热能力。然而,这样的控制方法,使室内的温度不均变大,导致室内的人感觉不舒服。因此,本实施方式所涉及的空调机1,在成为现有的空调机中反复进行压缩机的起动及停止的低制热负荷状态的情况下,以如下方式进行动作。

[0079] 如上所述,本实施方式所涉及的空调机1具备多个以串联的方式连接的流路切换装置、室外热交换器以及膨胀阀的组,这些组是以并联的方式连接的结构。因此,空调机1通过使一部分室外热交换器不作为蒸发器发挥功能,并且使制冷剂向不作为蒸发器发挥功能的至少一个室外热交换器流动,从而能够抑制在低制热负荷状态下压缩机2的起动及停止的反复。以下,对低制热负荷状态下的空调机1的动作具体地进行说明。此外,以下,将在多个室外热交换器的一部分作为蒸发器发挥功能的状态下未作为蒸发器发挥功能的室外热交换器设为第一休止室外热交换器。另外,以下,使用室外热交换器41作为蒸发器发挥功能并且室外热交换器42成为第一休止室外热交换器的例子,对低制热负荷状态下的空调机1的动作进行说明。

[0080] 图13是用于对实施方式所涉及的空调机的在低制热负荷状态下的制热运转时的动作进行说明的图。此外,图13所示的空心箭头表示制冷剂的流动方向。

[0081] 在成为低制热负荷状态的情况下,控制装置80将与作为第一休止室外热交换器的室外热交换器42连接的流路切换装置8的流路切换为图13中用实线示出的流路。具体而言,控制装置80将流路切换装置8的流路切换为使压缩机2的排出口和室外热交换器42连通的流路。另外,在成为低制热负荷状态的情况下,控制装置80对与作为第一休止室外热交换器的室外热交换器42连接的膨胀阀6的开度进行控制,而对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节。即,在成为低制热负荷状态的情况下,在空调机1中,流路切换装置8成为使压缩机2的排出口和室外热交换器42连通的结构的结构,膨胀阀6成为对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节的结构。

[0082] 若空调机1成为这样的状态,则从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂的一部分,通过流路切换装置8、室外热交换器42以及膨胀阀6,流入至膨胀阀4与膨胀阀5之间。即,从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂的一部分,能够绕过室内热交换器3而流动。另外,通过对膨胀阀6的开度进行控制,而对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节,由此也能够对在室内热交换器3流动的制冷剂的量进行调节。因此,空调机1即使在低制热负荷状态下,也能够成为与制热负荷对应的制热能力而不停止压缩机2。因此,空调机1能够抑制在低制热负荷状态下压缩机2的起动及停止的反复。

[0083] 接下来,对空调机1进行制冷运转时的动作进行说明。

[0084] 图14是用于对实施方式所涉及的空调机的制冷运转时的动作进行说明的图。此外,图14所示的空心箭头表示制冷剂的流动方向。

[0085] 在空调机1进行制冷运转的情况下,控制装置80将流路切换装置7的流路及流路切换装置8的流路切换为图14中用实线示出的流路。由此,室外热交换器41及室外热交换器42

作为冷凝器发挥功能。然后,控制装置80在起动压缩机2后,对压缩机2的驱动频率、膨胀阀4的开度、膨胀阀5的开度、以及膨胀阀6的开度进行控制。由此,开始空调机1的制冷运转。

[0086] 在空调机1的制冷运转时,从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂的一部分通过流路切换装置7流入至室外热交换器41。另外,从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂的剩余的一部分通过流路切换装置8流入至室外热交换器42。流入至室外热交换器41的高温高压的气体状制冷剂被室外空气冷却而冷凝,成为高压的液体状制冷剂并从室外热交换器41流出。从室外热交换器41流出的制冷剂通过膨胀阀5。流入至室外热交换器42的高温高压的气体状制冷剂也被室外空气冷却而冷凝,成为高压的液体状制冷剂并从室外热交换器42流出。从室外热交换器42流出的制冷剂通过膨胀阀6。通过了膨胀阀5的高压的液体状制冷剂和通过了膨胀阀6的高压的液体状制冷剂。通过膨胀阀4流入至室内热交换器3。此时,从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂,在膨胀阀5及膨胀阀4中的至少一个被减压,而成为低温低压的气液两相制冷剂。另外,从室外热交换器42流出的高压的液体状制冷剂,在膨胀阀6及膨胀阀4中的至少一个被减压,而成为低温低压的气液两相制冷剂。因此,低温低压的气液两相制冷剂流入至室内热交换器3。

[0087] 流入至室内热交换器3的低温低压的气液两相制冷剂在冷却室内空气时被加热,而成为低压的气体状制冷剂并从室内热交换器3流出。从室内热交换器3流出的低压的气体状制冷剂,通过流路切换装置7及储液器10,从压缩机2的吸入口被吸入至该压缩机2。被吸入至压缩机2的低压的气体状制冷剂在压缩机2被压缩,而成为高温高压的气体状制冷剂并从压缩机2的排出口排出。

[0088] 控制装置80根据空调机1所担负的制冷负荷控制压缩机2的驱动频率,调整空调机1的制冷能力。因此,在一部分室内机30的运转停止了的情况等空调机1所担负的制冷负荷变小的情况下,控制装置80降低压缩机2的驱动频率。此时,在现有的空调机中,即使将压缩机的驱动频率降至最低频率,在空调机的制冷能力相对于空调机所担负的制冷负荷变大的情况下,控制装置也使压缩机暂时停止。然后,控制装置一边反复进行压缩机的起动及停止,一边将空调机的制冷能力调整为与制冷负荷对应的制冷能力。然而,这样的控制方法,使室内的温度不均变大,导致室内的人感觉不舒服。因此,本实施方式所涉及的空调机1在成为现有的空调机中反复进行压缩机的起动及停止的低制冷负荷状态的情况下,以如下方式进行动作。

[0089] 如上所述,本实施方式所涉及的空调机1具备多个以串联的方式连接的流路切换装置、室外热交换器以及膨胀阀的组,这些组是以并联的方式连接的结构。因此,空调机1通过使一部分室外热交换器不作为冷凝器发挥功能,并且使制冷剂向不作为冷凝器发挥功能的至少一个室外热交换器流动,从而能够抑制在低制冷负荷状态下压缩机2的起动及停止的反复。以下,对低制冷负荷状态下的空调机1的动作具体地进行说明。此外,以下,将在多个室外热交换器的一部分作为冷凝器发挥功能的状态下未作为冷凝器发挥功能的室外热交换器设为第二休止室外热交换器。另外,以下,使用室外热交换器41作为冷凝器发挥功能并且室外热交换器42成为第二休止室外热交换器的例子,对低制冷负荷状态下的空调机1的动作进行说明。

[0090] 图15是用于对实施方式所涉及的空调机的在低制冷负荷状态下的制冷运转时的动作进行说明的图。此外,图15所示的空心箭头表示制冷剂的流动方向。

[0091] 在成为低制冷负荷状态的情况下,控制装置80将与作为第二休止室外热交换器的室外热交换器42连接的流路切换装置8的流路切换为图15中用实线示出的流路。具体而言,控制装置80将流路切换装置8的流路切换为使压缩机2的吸入口和室外热交换器42连通的流路。另外,在成为低制冷负荷状态的情况下,控制装置80对与作为第二休止室外热交换器的室外热交换器42连接的膨胀阀6的开度进行控制,而对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节。即,在成为低制冷负荷状态的情况下,在空调机1中,流路切换装置8成为使压缩机2的吸入口和室外热交换器42连通的状态的结构,膨胀阀6成为对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节的结构。

[0092] 若空调机1成为这样的状态,则从压缩机2的排出口排出的高温高压的气体状制冷剂,通过流路切换装置7流入至室外热交换器41。流入至室外热交换器41的高温高压的气体状制冷剂被室外空气冷却而冷凝,成为高压的液体状制冷剂并从室外热交换器41流出。从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂的一部分,与图14中说明的制冷运转时的动作相同地,朝向室内热交换器3流动。另一方面,从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂的剩余一部分,通过膨胀阀6、室外热交换器42以及流路切换装置8,流入至室内热交换器3与压缩机2的吸入口之间。即,从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂的一部分能够绕过室内热交换器3而流动。另外,通过对膨胀阀6的开度进行控制,而对向室外热交换器42流动的制冷剂的流量进行调节,由此也能够对在室内热交换器3流动的制冷剂的量进行调节。因此,空调机1即使在低制冷负荷状态下,也能够成为与制冷负荷对应的制冷能力而不停止压缩机2。因此,空调机1能够抑制在低制冷负荷状态下压缩机2的起动及停止的反复。

[0093] 接着,对空调机1的室外热交换器处的制冷剂的流动进行说明。此外,以下,一边参照图5~图9,一边以空调机1的室外热交换器之一的室外热交换器41为例,对空调机1的室外热交换器处的制冷剂的流动进行说明。

[0094] 在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,制冷剂以如下方式流动。

[0095] 在室内热交换器3中冷凝的液体制冷剂,在膨胀阀4及膨胀阀5中的至少一个膨胀而成为气液两相制冷剂,向流入配管45流入。流入至流入配管45的气液两相制冷剂向分配管53流入。然后,流入至分配管53的气液两相制冷剂向第二热交换部50的各导热管51被分配。

[0096] 这里,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,分配管在上下方向上延伸。而且,与分配管连接的多个导热管在上下方向上隔开间隔地配置。即,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,在分配管内沿上下方向流动的气液两相制冷剂被分配至各导热管。比重比气体状制冷剂大的液体状制冷剂,由于重力的影响,而难以在分配管内上升。因此,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,越是配置于上方的导热管越难以被分配液体制冷剂等难以使分配至各导热管的气液两相制冷剂均匀。由此,具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器的热交换能力下降。

[0097] 另一方面,本实施方式所涉及的分配管53在横向上延伸,并将在横向上流动的气液两相制冷剂向各导热管51分配。因此,分配管53与现有的分配管相比,能够使分配至各导热管51的气液两相制冷剂均匀。因此,与具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外

热交换器相比,本实施方式所涉及的室外热交换器41能够抑制热交换能力的下降。

[0098] 流入至导热管51的气液两相制冷剂一边与室外空气进行热交换一边在该导热管51流动,并通过连接部件55向导热管52流入。流入至导热管52的气液两相制冷剂一边与室外空气进行热交换一边在该导热管52流动,并从该导热管52流出。然后,从各导热管52流出的制冷剂在合流管54的内部合流。此外,在本实施方式中,控制装置80控制膨胀阀5等的开度,以使从导热管52流出的制冷剂成为气液两相制冷剂,且从第一热交换部60的导热管62流出的制冷剂成为气体状制冷剂。

[0099] 在合流管54合流的气液两相制冷剂,向第一热交换部60的分配管63流入。然后,流入至分配管63的气液两相制冷剂向各导热管61被分配。分配管63与分配管53相同地,在横向上延伸,并将在横向上流动的气液两相制冷剂向各导热管61分配。因此,分配管63与现有的分配管相比,能够使被分配至各导热管61的气液两相制冷剂均匀。因此,与具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器相比,本实施方式所涉及的室外热交换器41能够抑制热交换能力的下降。

[0100] 这里,在由一根配管构成分配管63的情况下,在分配管63内沿横向流动的气液两相制冷剂,从位于上游侧的导热管61向位于下游侧的导热管61依次流入。此时,可以想到由于气液两相制冷剂向导热管61流入时的压力损失而被分配至各导热管61的气液两相制冷剂变得不均匀。特别是在如本实施方式那样使用扁平管来作为导热管61的情况下,由于制冷剂流路43a的数量变多的同时制冷剂流路43a变细,因此被分配至各导热管61的气液两相制冷剂容易变得不均匀。

[0101] 然而,在本实施方式中,如上所述,由内侧配管71及外侧配管75构成分配管63。在这样构成分配管63的情况下,通过节流孔72从内侧配管71流出的气液两相制冷剂,在外侧配管75内液体状制冷剂和气体状制冷剂被搅拌。然后,该被搅拌的气液两相制冷剂被分配至各导热管61。因此,通过如本实施方式那样构成分配管63,能够抑制由于气液两相制冷剂向导热管61流入时的压力损失而被分配至导热管61的气液两相制冷剂变得不均匀。因此,本实施方式所涉及的室外热交换器41还能够抑制热交换能力的下降。此外,由内侧配管71及外侧配管75构成的分配管63的结构并不限定于图9中示出的结构。以下,对由内侧配管71及外侧配管75构成的分配管63的变形例,介绍几个。

[0102] 图16是表示实施方式所涉及的空调机中的室外热交换器的分配管的变形例的图。该图16是由内侧配管71及外侧配管75构成的分配管63的变形例的纵剖视图。此外,图16所示的空心箭头表示室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的分配管63内的制冷剂的流动方向。

[0103] 如图16所示,在内侧配管71中,以如下方式定义端部73、第一范围74a以及第二范围74b。将在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的内侧配管71内的制冷剂的流动方向上成为下游侧的端部设为端部73。另外,将距端部73为规定长度L1的范围设为第一范围74a。另外,将在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的内侧配管71内的制冷剂的流动方向上成为比第一范围74a靠上游侧的部位设为第二范围74b。在这样定义了端部73、第一范围74a以及第二范围74b的情况下,在图16所示的内侧配管71中,第一范围74a的内径小于第二范围74b的内径。

[0104] 在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时,流入至内侧配管71的气液两相制冷剂

的一部分,一边从节流孔72流出一边朝向端部73流动。因此,在内侧配管71内流动的气液两相制冷剂,随着靠近端部73,而速度降低。这里,为了从内侧配管71向外侧配管75均匀地分配制冷剂,内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式优选为环状流。然而,若在内侧配管71内流动的气液两相制冷剂的速度下降,则存在在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式从环状流变化为分离流的情况。在分离流中,液体状制冷剂由于重力而下降,大量的液体状制冷剂向内侧配管71内的下部流动。因此,在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的范围内,存在超出预期的液体制冷剂从一部分节流孔72流出的情况。例如,在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的范围内,存在超出预期的液体制冷剂从位于制冷剂的流动方向的最上游部的节流孔72流出的情况。若变为这样的状态,则存在向各导热管61的制冷剂分配变得不均匀的情况。

[0105] 然而,在图16所示的内侧配管71中,气液两相制冷剂的流速容易下降的第一范围74a的内径小于第二范围74b的内径。即,在图16所示的内侧配管71中,与内径在各位置相同的内侧配管71相比较,在气液两相制冷剂的流速容易下降的第一范围74a内,能够与内径变小的量对应地提高气液两相制冷剂的流速。即,通过如图16所示地构成内侧配管71,能够抑制内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流,从而能够抑制超出预期的液体制冷剂从一部分节流孔72流出。因此,通过如图16所示地构成内侧配管71,能够进一步抑制向各导热管61的制冷剂分配变得不均匀。

[0106] 图17是表示实施方式所涉及的空调机中的室外热交换器的分配管的变形例的图。该图17是由内侧配管71及外侧配管75构成的分配管63的变形例的纵剖视图。此外,图17所示的空心箭头表示室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的分配管63内的制冷剂的流动方向。

[0107] 如上所述,在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的范围,存在超出预期的液体制冷剂从一部分节流孔72流出的情况。为此,在图17所示的内侧配管71中,求出在将各节流孔72的内径设为相同的情况下从各节流孔72流出的液体制冷剂的量,根据流出的液体制冷剂的量来决定各节流孔72的内径。换言之,使在将各节流孔72的内径设为相同的情况下大量的液体制冷剂流出的位置的节流孔72的直径,小于其他节流孔72的直径。即,在图17所示的内侧配管71中,节流孔72的直径存在多个。换言之,将多个节流孔72中的任意一个设为第一节流孔。另外,将多个节流孔72中的除第一节流孔以外的节流孔72设为第二节流孔。该情况下,在图17所示的内侧配管71中,第二节流孔中的至少一个的内径与第一节流孔的内径不同。

[0108] 通过如图17所示地构成内侧配管71,即使在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的情况下,也能够抑制从各节流孔72流出的液体状制冷剂的量变得不均匀。因此,通过如图17所示地构成内侧配管71,即使在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的情况下,也能够进一步抑制向各导热管61的制冷剂分配变得不均匀。此外,也可以对如图16所示那样内径不同的内侧配管71,如图17所示使各节流孔72的内径不同。这是因为,根据空调机1的运转条件,即使在设为如图16所示那样内径不同的内侧配管71的情况下,内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式也有可能变为分离流。

[0109] 图18是表示实施方式所涉及的空调机中的室外热交换器的分配管的变形例的图。该图18是由内侧配管71及外侧配管75构成的分配管63的变形例的纵剖视图。此外,图18所

示的空心箭头表示室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的分配管63内的制冷剂的流动方向。

[0110] 如上所述,在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的范围,大量的液体状制冷剂向内侧配管71内的下部流动。因此,根据节流孔72的形成位置的高度,也能够对从节流孔72流出的液体状制冷剂的量进行调整。为此,在图18所示的内侧配管71中,求出在将各节流孔72的形成位置的高度设为相同的情况下从各节流孔72流出的液体制冷剂的量,并根据流出的液体制冷剂的量决定各节流孔72的形成位置的高度。换言之,使在将各节流孔72的形成位置的高度设为相同的情况下大量的液体制冷剂流出的部位的节流孔72的形成位置的高度,高于其他节流孔72的形成位置。即,在图18所示的内侧配管71中,节流孔72形成位置的高度存在多个。换言之,将多个节流孔72中的任意一个设为第三节流孔。另外,将多个节流孔72中的、除第三节流孔以外的节流孔72设为第四节流孔。该情况下,在图18所示的内侧配管71中,在上下方向上,第四节流孔中的至少一个的形成位置与第三节流孔的形成位置不同。

[0111] 通过如图18所示地构成内侧配管71,即使在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的情况下,也能够抑制从各节流孔72流出的液体状制冷剂的量变得不均匀。因此,通过如图18所示地构成内侧配管71,即使在内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式变为分离流的情况下,也能够进一步抑制向各导热管61的制冷剂分配变得不均匀。此外,也可以对如图16所示那样内径不同的内侧配管71,如图18所示那样使各节流孔72的形成位置的高度不同。这是因为,根据空调机1的运转条件,即使在设为如图16所示那样内径不同的内侧配管71的情况下,内侧配管71内的气液两相制冷剂的流动样式也有可能变为分离流。另外,当然也可以如图18所示使各节流孔72的形成位置的高度不同,并且如图17所示使各节流孔72的内径不同。

[0112] 若返回室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时的制冷剂流动的说明,则流入至导热管61的气液两相制冷剂一边与室外空气进行热交换一边在该导热管61流动,并通过连接部件65向导热管62流入。流入至导热管62的气液两相制冷剂一边与室外空气进行热交换一边在该导热管62流动,成为气体状制冷剂并从该导热管62流出。从各导热管62流出的制冷剂在合流管64的内部合流。然后,在合流管64合流的制冷剂流入流出配管47,并向压缩机2的吸入侧被引导。

[0113] 然而,在压缩机2中,以压缩机2内部的滑动部分的润滑、压缩机构部的缝隙的密封等为目的,存积有冷冻机油。在压缩机2压缩制冷剂并排出时,压缩机2内的冷冻机油的一部分也与被压缩的制冷剂一起从压缩机2流出。从压缩机2流出的冷冻机油在冷冻循环回路内环绕,并向压缩机2返回。因此,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,从压缩机2流出的冷冻机油从各导热管62流入合流管64而合流,并通过流出配管47而返回至压缩机2。

[0114] 这里,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,合流管是在上下方向上延伸的结构。因此,合流管内的冷冻机油由于重力的影响而容易积存于合流管的下端部。因此,在采用了具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器的空调机中,存在如下情况,即,在室外热交换器作为蒸发器发挥功能的制热运转时,冷冻机油积存于合流管的下端部,而导致压缩机内的冷冻机油不足,空调机的可靠性降低。

[0115] 另一方面,在本实施方式所涉及的空调机1中,合流管64是在横向上延伸的结构。另外,流出配管47在合流管64的上下方向的中央位置以下的部位,与合流管64连接。因此,在本实施方式所涉及的空调机1中,即使在由于重力的影响而冷冻机油积存于合流管64的下方的情况下,冷冻机油也容易流入至流出配管47。换言之,在本实施方式所涉及的空调机1中,能够抑制冷冻机油在合流管64内积存于难以从流出配管47流出的场所。因此,本实施方式所涉及的空调机1能够抑制压缩机2内的冷冻机油不足,从而能够抑制空调机1的可靠性降低。此外,在本实施方式中,流出配管47在合流管64的下部,与合流管64连接。在冷冻机油积存于合流管64的下方的情况下,该连接位置是冷冻机油最容易向流出配管47流动的位置。因此,通过在合流管64的下部将流出配管47和合流管64连接,能够进一步抑制压缩机2内的冷冻机油不足,从而能够进一步抑制空调机1的可靠性降低。

[0116] 这里,如上所述,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,被分配至各导热管的气液两相制冷剂容易变得不均匀。即,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,在各导热管流动的气液两相制冷剂的速度偏差容易变大。因此,对具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器而言,在一部分导热管中,存在不能得到足以运输冷冻机油的气液两相制冷剂的速度情况。特别是,在根据热交换负荷而调整所流动的制冷剂量的室外热交换器的情况下,在一部分导热管中,不能得到足以运输冷冻机油的气液两相制冷剂的速度情况变多。另外,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,导热管在横向上延伸。因此,在具备多个导热管、分配管以及合流管的现有的室外热交换器中,存在冷冻机油积存于不能得到足以运输冷冻机油的气液两相制冷剂的速度的一部分导热管,而导致压缩机内的冷冻机油不足的情况。

[0117] 另一方面,在本实施方式所涉及的空调机1中,如上述那样,与以往相比,能够使被分配至各导热管的气液两相制冷剂均匀。即,在本实施方式所涉及的空调机1中,能够抑制在各导热管流动的气液两相制冷剂的速度偏差。因此,本实施方式所涉及的空调机1能够抑制不能得到足以运输冷冻机油的气液两相制冷剂的速度导热管的产生。另外,在本实施方式所涉及的空调机1中,各导热管在上下方向上延伸。因此,在本实施方式所涉及的空调机1中,还能够抑制冷冻机油积存于一部分导热管,因此能够进一步抑制压缩机2内的冷冻机油不足。

[0118] 在室外热交换器41作为冷凝器发挥功能的制冷运转时,制冷剂以与室外热交换器41作为蒸发器发挥功能时相反的朝向流动。即,从压缩机2排出的高温高压的气体状制冷剂从流出配管47流入至第一热交换部60。然后,流入至第一热交换部60的制冷剂在第一热交换部60内流动后,流入至第二热交换部50。然后,流入至第二热交换部50的制冷剂在第二热交换部50内流动后,从流入配管45向室外热交换器41的外部流出。

[0119] 此外,此时,控制装置80对膨胀阀5等的开度进行控制,以使从第一热交换部60流出的制冷剂成为高压的液体状制冷剂。由此,在第二热交换部50流动的高压的液体状制冷剂被室外空气过冷却,能够增大从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂的过冷却度。即,第二热交换部50作为过冷热交换器发挥功能。通过增大从室外热交换器41流出的高压的液体状制冷剂的过冷却度,能够得到增加空调机1的制冷能力这样的效果、以及能够减少空调机1的消耗电力这样的效果等。

[0120] 这里,在本实施方式中,为了在制冷运转及制热运转两者中实现空调机1的节能运转,而将第二热交换部50的大小设为室外热交换器41的大小的15%以上,且设为室外热交换器41的大小的35%以下。此外,在本实施方式中,以如下方式定义第二热交换部50的大小及室外热交换器41的大小。将配置有导热管51及导热管52的区域的体积设为第二热交换部50的大小。将配置有导热管61及导热管62的区域的体积设为第一热交换部60的大小。将第二热交换部50的大小与第一热交换部60的大小的合计设为室外热交换器41的大小。

[0121] 以下,对将第二热交换部50的大小设为上述的大小的理由进行说明。

[0122] 若第二热交换部50的大小相对于室外热交换器41的大小过小,则产生如下的课题。在室外热交换器41作为冷凝器发挥功能的制冷运转时,不能够确保所希望的大小的冷却度。另外,在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,低温低压的气液两相制冷剂在第二热交换部50流动后,流入至第一热交换部60。此时,若第二热交换部50的大小小,则导热管51及导热管52的根数变少,第二热交换部50中的制冷剂的流路剖面面积变小。其结果是,若第二热交换部50的大小相对于室外热交换器41的大小过小,则在室外热交换器41作为蒸发器发挥功能的制热运转时,低温低压的气液两相制冷剂在第二热交换部50流动时的压力损失变大,导致空调机1的制热能力降低。因此,发明者们研究的结果是得出以下结论,即,为了在制冷运转及制热运转两者中实现空调机1的节能运转,而优选将第二热交换部50的大小设为室外热交换器41的大小的15%以上。

[0123] 另一方面,若第二热交换部50的大小相对于室外热交换器41的大小过大,则产生如下的课题。随着第二热交换部50的大小相对于室外热交换器41的大小变大,第一热交换部60的大小变小。若第一热交换部60的大小小,则导热管61及导热管62的根数变少,第二热交换部50中的制冷剂的流路剖面面积变小。在室外热交换器41作为冷凝器发挥功能的制冷运转时,高温高压的气体状制冷剂流入至第一热交换部60,从第一热交换部60流出的制冷剂在第二热交换部50流动。此时,若第一热交换部60的大小过小,则在室外热交换器41作为冷凝器发挥功能的制冷运转时,高温高压的气体状制冷剂在第一热交换部60流动时的压力损失变大。其结果是,产生不能够确保所希望的大小的冷却度、制冷剂的高压侧的压力过度上升、以及压缩机2的消耗电力增加等课题。因此,在制冷运转时,导致不能够实现空调机1的节能运转。因此,发明者们研究的结果是得出以下结论,即,为了在制冷运转及制热运转两者中实现空调机1的节能运转,而优选将第二热交换部50的大小设为室外热交换器41的大小的35%以下。

[0124] 以上,本实施方式所涉及的空调机1具备压缩机2、和至少作为蒸发器发挥功能的室外热交换器。室外热交换器具备第一热交换部60。第一热交换部60具备多个导热管62、合流管64、流出配管47、多个导热管61、分配管63、以及连接部件55。多个导热管62在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列。另外,多个导热管62在室外热交换器作为蒸发器发挥功能时,供在内部流动的制冷剂从下端部亦即流出侧端部62b流出。合流管64在横向上延伸,并连接有多个导热管62的流出侧端部62b。另外,合流管64在室外热交换器作为蒸发器发挥功能时,供从多个导热管62流出的制冷剂在内部合流。流出配管47在合流管64的上下方向的中央位置以下的部位与合流管64连接。另外,流出配管47在室外热交换器作为蒸发器发挥功能时,将从合流管64流出的制冷剂引导至压缩机2。多个导热管61在上下方向上延伸,并在横向上隔开间隔地排列。另外,多个导热管61在室外热交换器作为蒸发器发挥功能

时,供制冷剂从下端部亦即流入侧端部61a向内部流入。分配管63在横向上延伸,并连接有多个导热管61的流入侧端部61a。另外,分配管63在室外热交换器作为蒸发器发挥功能时,将在内部流动的制冷剂向多个导热管61分配。连接部件55将导热管62的上端部和导热管61的上端部连接。另外,连接部件55在室外热交换器作为蒸发器发挥功能时,将从导热管61流出的制冷剂引导至导热管62。

[0125] 在本实施方式所涉及的空调机1中,合流管64是在横向上延伸的结构。另外,流出配管47在合流管64的上下方向的中央位置以下的部位,与合流管64连接。因此,如上所述,在本实施方式所涉及的空调机1中,能够抑制冷冻机油在合流管64内积存于难以从流出配管47流出的场所,从而能够抑制压缩机2内的冷冻机油不足。

[0126] 附图标记说明

[0127] 1...空调机;2...压缩机;3...室内热交换器;4...膨胀阀;5...膨胀阀;6...膨胀阀;7...流路切换装置;8...流路切换装置;9...油分离器;10...储液器;20...室外机;21...壳体;22...机械室;23...送风机室;24...侧表面;24a...吸入口;25...侧表面;25a...吸入口;26...侧表面;26a...吸入口;27...侧表面;27a...吸入口;28...上表面;28a...排出口;29...送风机;30...室内机;40...室外热交换器;41...室外热交换器;42...室外热交换器;43a...制冷剂流路;45...流入配管;47...流出配管;47a...中心轴;49...折弯部位;50...第二热交换部;51...导热管;51a...流入侧端部;51b...流出侧端部;52...导热管;52a...流入侧端部;52b...流出侧端部;53...分配管;54...合流管;55...连接部件;60...第一热交换部;61...导热管;61a...流入侧端部;61b...流出侧端部;62...导热管;62a...流入侧端部;62b...流出侧端部;63...分配管;64...合流管;65...连接部件;71...内侧配管;72...节流孔;73...端部;74a...第一范围;74b...第二范围;75...外侧配管;80...控制装置。

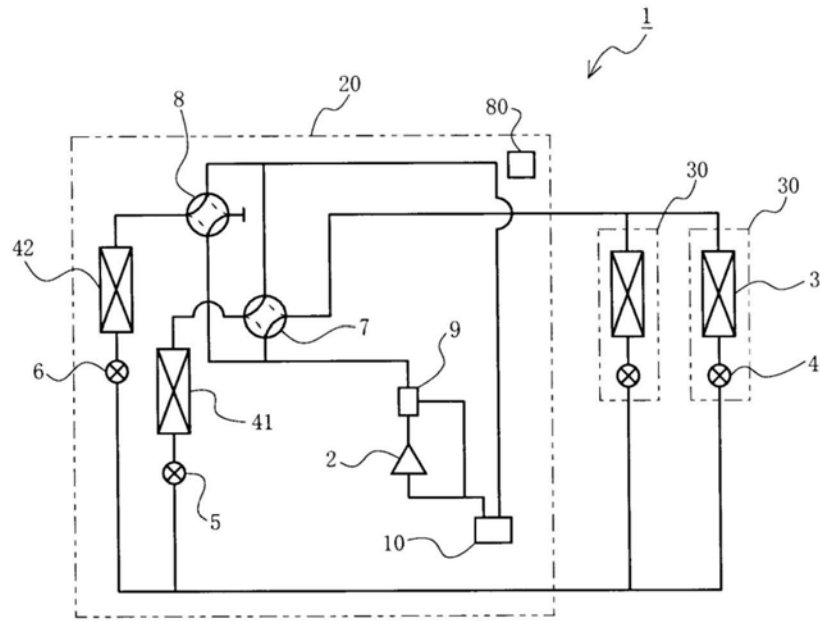


图1

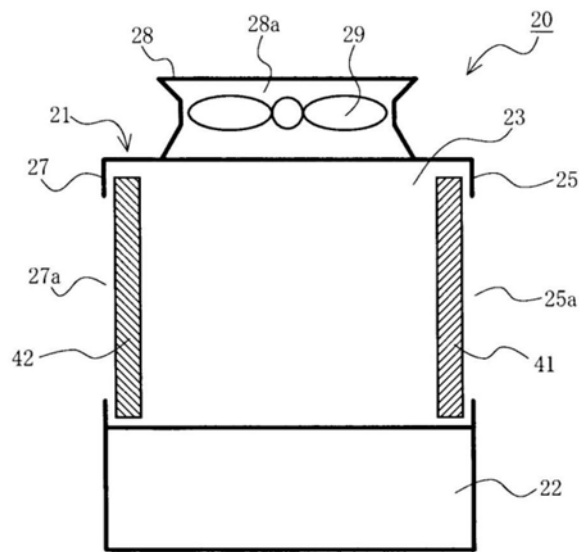


图2

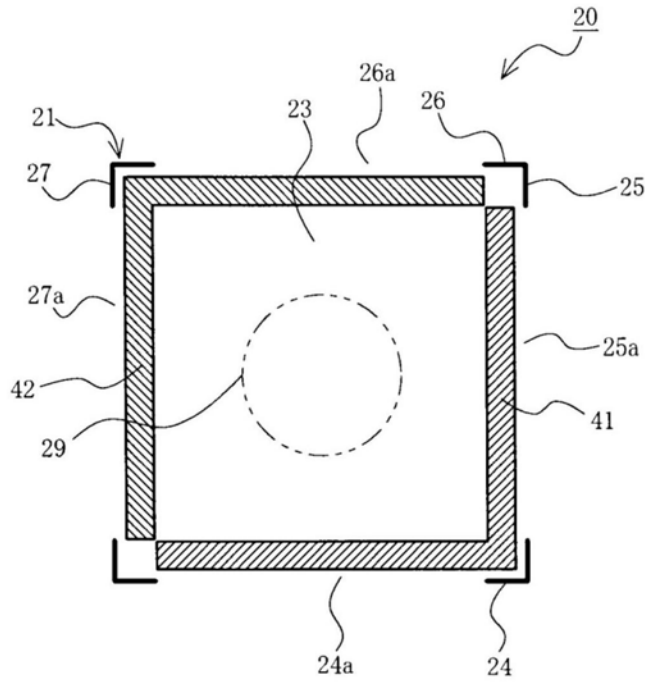


图3

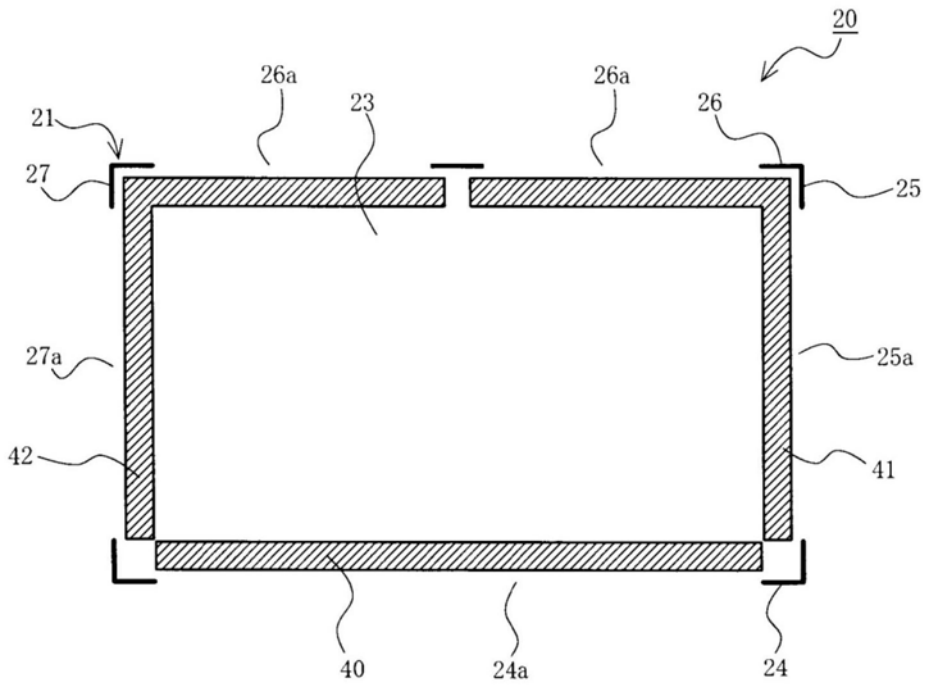


图4

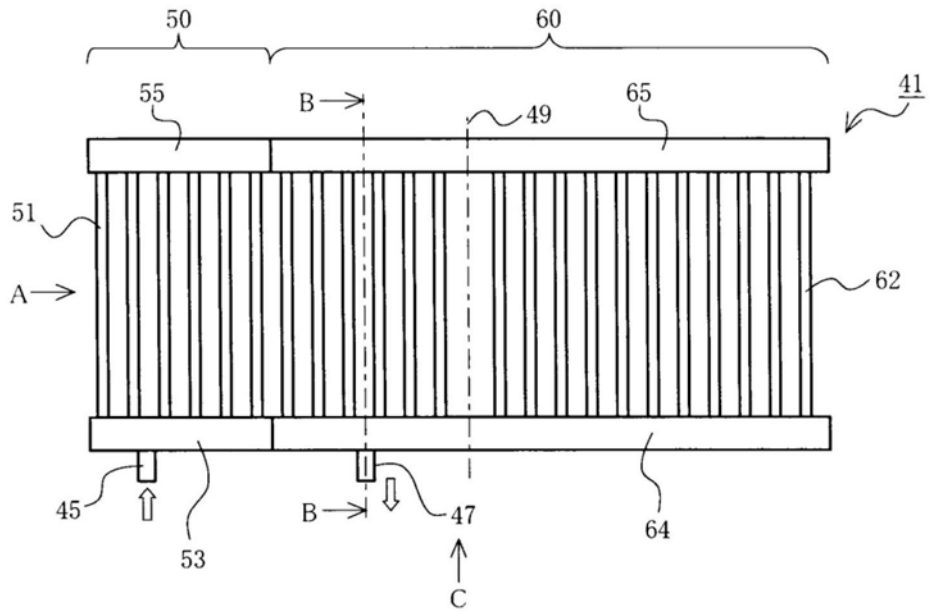


图5

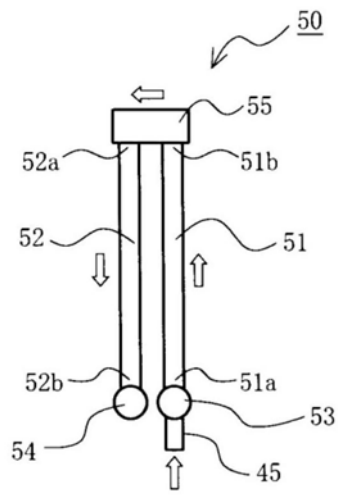


图6

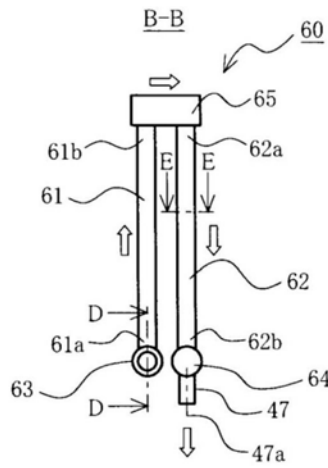


图7

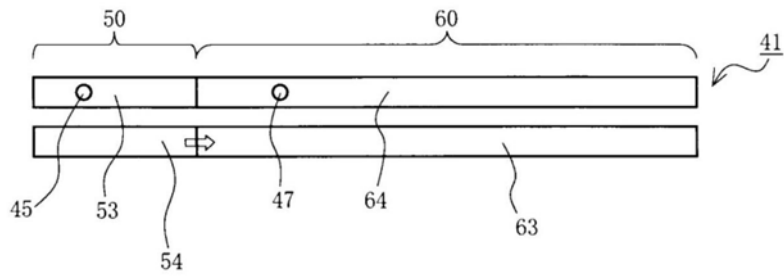


图8

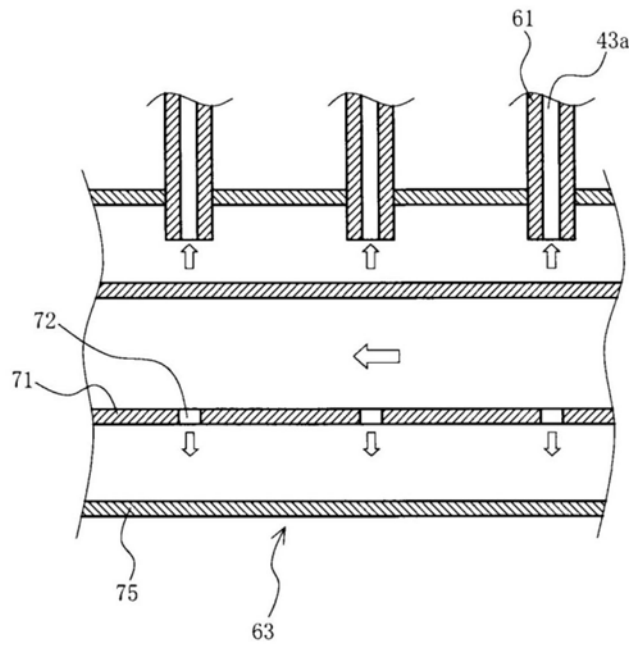


图9

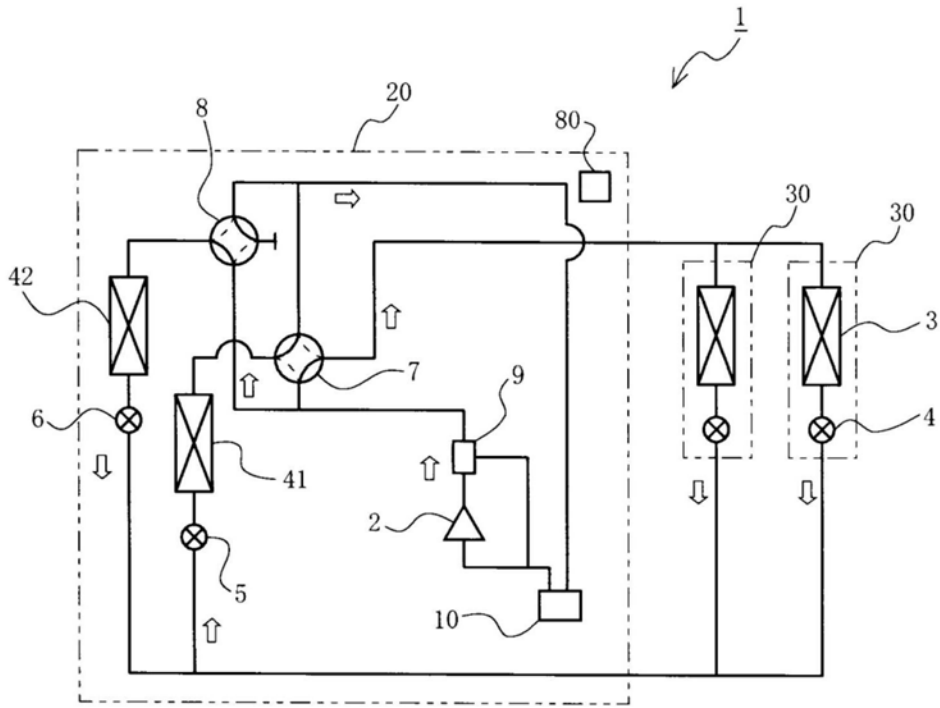


图13

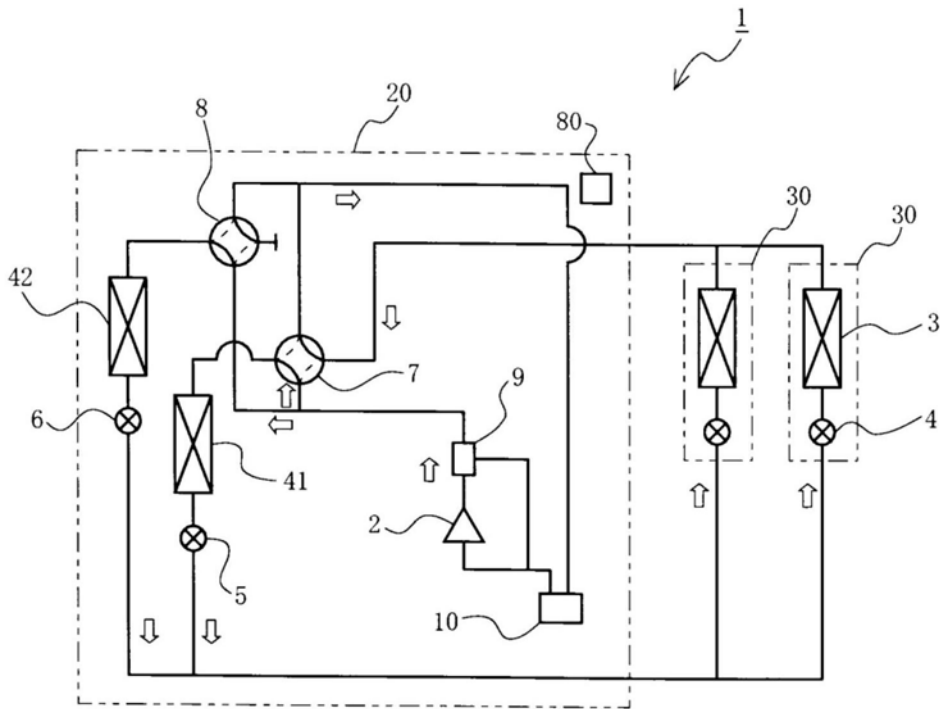


图14

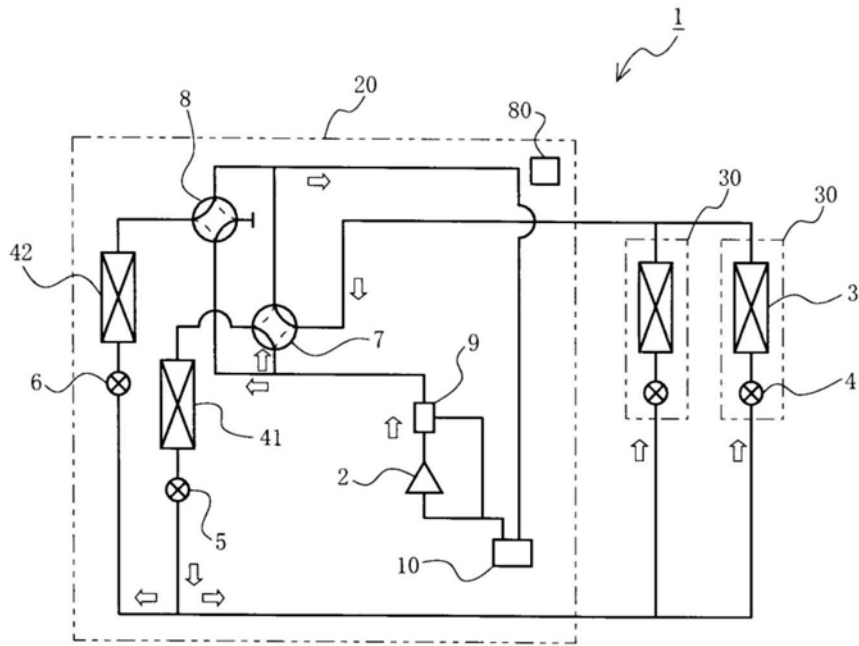


图15

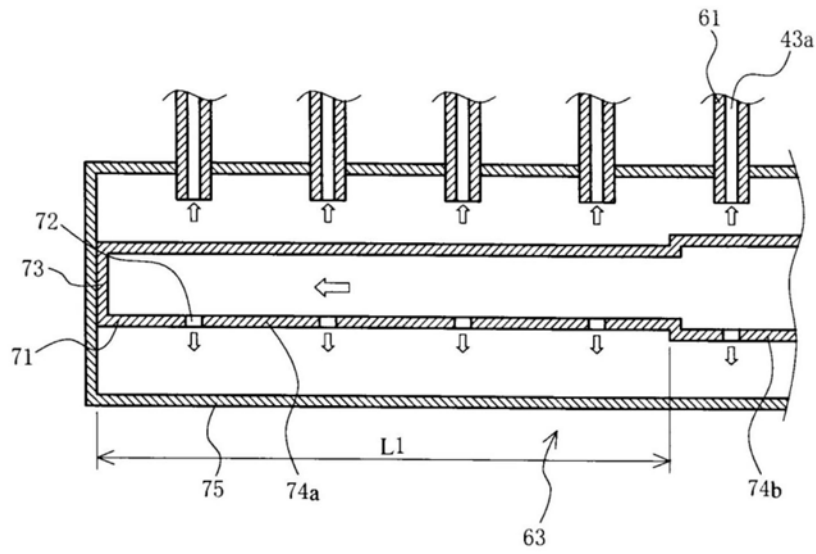


图16

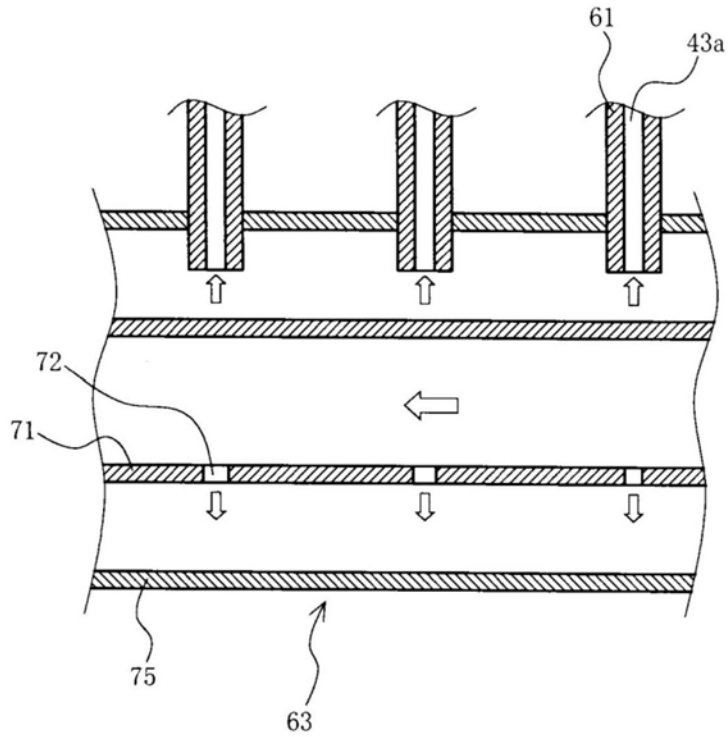


图17

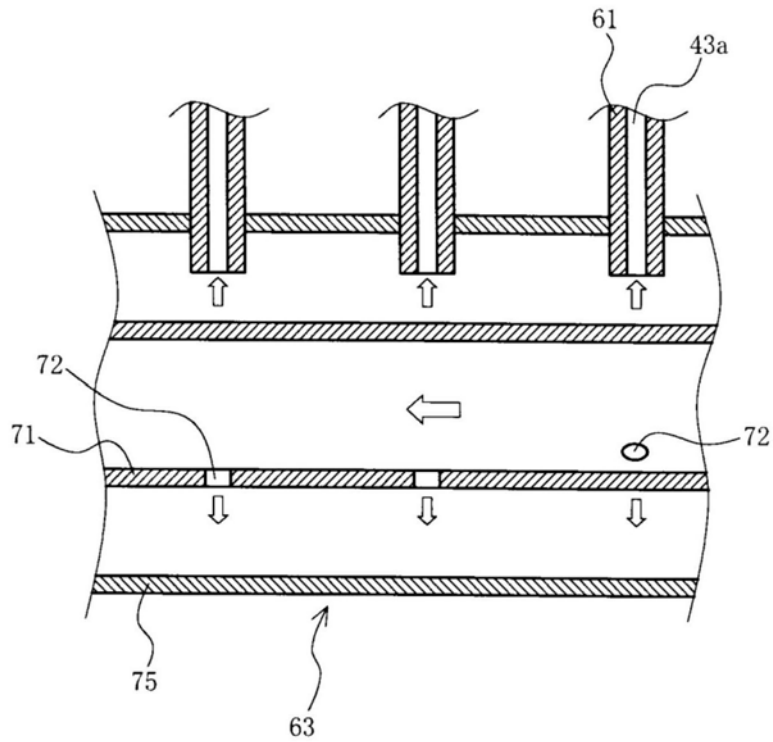


图18