(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 103574952 A
(43)申请公布日 2014.02.12

(21)申请号 201310332027.6
(22)申请日 2013.08.01
(30)优先权数据
2012-172467 2012.08.03 JP
(71)申请人 日立空调·家用电器株式会社
地址 日本东京都
(72)发明人 内田麻理 关谷祯夫 楠本宽
石木良和 板垣纲之
(74)专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243
代理人 丁文蕴 李延虎
(51)Int.Cl.
F25B 1/00(2006.01)
F25B 13/00(2006.01)
F25B 49/02(2006.01)

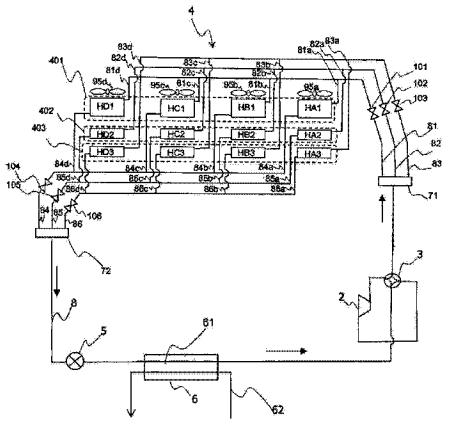
权利要求书1页 说明书7页 附图5页

(54)发明名称

制冷循环装置和具有该制冷循环装置的制冷装置及空调装置

(57)摘要

本发明提供制冷循环装置、制冷装置及空调装置。本发明的课题为：在热源侧换热器的风速在上下方向分布不同的情况下，即使在要求能力变化的部分负载运转中，也能使制冷剂更适当地向热源侧换热器分配，使作为制冷循环装置的期间制冷系数提高。本发明的制冷循环装置具有：压缩机；热源侧换热器用的送风风扇；与空气进行热交换的多个热源侧换热器，该多个热源侧换热器分别沿高度方向被分割且从靠近送风风扇的位置进行分组而构成换热器组；膨胀阀；与利用侧的热运输介质进行热交换的利用侧换热器；依次连接压缩机、热源侧换热器、膨胀阀以及利用侧换热器而使制冷剂循环的制冷剂配管；以及按照负载率来控制流入到各个换热器组中的制冷剂量的控制装置。



CN 103574952 A

1. 一种制冷循环装置，其特征在于，具有：

压缩机；

热源侧换热器用的送风风扇；

与空气进行热交换的多个热源侧换热器，该多个热源侧换热器分别沿高度方向被分割且从靠近上述送风风扇的位置进行分组而构成换热器组；

膨胀阀；

与利用侧的热运输介质进行热交换的利用侧换热器；

依次连接上述压缩机、上述热源侧换热器、上述膨胀阀以及上述利用侧换热器而使制冷剂循环的制冷剂配管；以及

按照负载率来控制流入到各个上述换热器组中的制冷剂量的控制装置。

2. 根据权利要求 1 所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述控制装置在上述负载率越小时使向风速大的上述换热器组流入的制冷剂的流入比率越增大。

3. 根据权利要求 1 所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述控制装置对于越是风速大的上述换热器组越增大所流入的制冷剂的比率，并且在上述负载率越小时使向风速大的上述换热器组流入的制冷剂的流入比率越增大。

4. 根据权利要求 1 所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述送风风扇配置于上述热源侧换热器的上方，

上述控制装置在上述负载率越小时使向位于上侧的上述换热器组流入的制冷剂的流入比率越增大。

5. 根据权利要求 1 所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述送风风扇配置于上述热源侧换热器的上方，

上述控制装置对于越是位于上侧的上述换热器组越增大所流入的制冷剂的比率，并且在上述负载率越小时使向位于上侧的上述换热器组流入的制冷剂的流入比率越增大。

6. 根据权利要求 1 至 5 中任何一项所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述换热器组分别在制冷剂的流入侧具有流入控制装置，

上述控制装置通过控制上述流入控制装置，控制流入到各个上述换热器组中的制冷剂量。

7. 根据权利要求 1 至 6 中任何一项所述的制冷循环装置，其特征在于，

随着上述负载率增大，从位于最上侧的上述换热器组开始依次使用并运转。

8. 根据权利要求 7 所述的制冷循环装置，其特征在于，

在从不使用的上述换热器组放出制冷剂的状态下进行运转。

9. 根据权利要求 8 所述的制冷循环装置，其特征在于，

上述换热器组分别在制冷剂的流入侧具有流入控制装置，并且在制冷剂的流出侧具有流出控制装置，

通过在上述压缩机驱动的状态下，关闭上述流入控制装置，之后，关闭上述流出控制装置，从而从上述不使用的换热器组放出制冷剂。

10. 一种制冷装置或空调装置，其特征在于，

具有根据权利要求 1 至 9 中任何一项所述的制冷循环装置。

制冷循环装置和具有该制冷循环装置的制冷装置及空调装置

技术领域

[0001] 本发明涉及制冷循环装置和具有该制冷循环装置的制冷装置及空调装置。

背景技术

[0002] 一般而言，在冷却装置中，以包围侧面的方式配置多个热源侧换热器。另外，在热源侧换热器的下方配置机械室，并且，在热源侧换热器的上方配置热源侧换热器用的风扇。从而，热源侧换热器的风速在上下方向上分布不均。其结果，经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率不均匀，存在不能有效利用热源侧换热器的传热面积的情况。

[0003] 对此，在专利文献 1 中，公开了如下热交换单元：以与平行地设置了多个的板状翅片正交的方式，将串联连接的多根传热管配置成多级而形成芯，并且将该芯配置成 2 材料 V 字形。在该热交换单元中，将芯在上下方向划分为三个区域，相对于各区域，分别设有具有利用节流孔的流量调整机构的制冷剂分配流道，根据经过各区域的空气流量而分配制冷剂流量，并向传热管供给制冷剂。

[0004] 但是，近年来，代替代表了设备性能的额定制冷系数 COP（热源机输出额定能力时的 COP），导入了与作为期间制冷系数的 APF（Annual Performance Factor：全年能耗效率）和 IPLV（Integrated Part Load Value：综合部分负载值）等的实际使用情况相结合的设备性能的计算方法，并且要求不仅提高在额定运转等的预定的负载条件下的性能，而且提高在如部分负载运转之类的负载率低或负载率发生变动的运转条件下的性能。

[0005] 在此，发明人通过研究的结果确认到：在风速在上下方向分布不同的换热器中，在运转条件发生变化的情况（如要求能力发生变化的部分负载运转的情况）下，若考虑制冷剂在各区域中的流速，则根据负载率而要向各区域供给的最佳的制冷剂流量的比率发生变化。对此，在专利文献 1 中，在设定各节流孔的开口直径的预定的运转条件下，能够使制冷剂流量相对于空气流量的比率最佳化，但向各区域的制冷剂量的分配比率利用节流孔来固定，没有考虑通过运转条件的变化来变更制冷剂流量比。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献 1：日本特开 2006 — 336936 号公报

发明内容

[0008] 本发明的课题为：在热源侧换热器的风速在上下方向分布不均的情况下，即使在要求能力发生变化的部分负载运转中，也能够使制冷剂更适当地向热源侧换热器分配，从而使作为制冷循环装置的期间制冷系数提高。

[0009] 本发明的制冷循环装置具有：压缩机；热源侧换热器用的送风风扇；与空气进行热交换的多个热源侧换热器，该热源侧换热器分别沿高度方向被分割且从靠近送风风扇的位置进行分组而构成换热器组；膨胀阀；与利用侧的热运输介质进行热交换的利用侧换热器；依次连接压缩机、热源侧换热器、膨胀阀以及利用侧换热器而使制冷剂循环的制冷剂配

管；以及按照负载率来控制流入到各个换热器组中的制冷剂量的控制装置。

[0010] 本发明具有如下有益效果。

[0011] 根据本发明，由于按照负载率，控制流入到沿高度方向进行分组的各个换热器组中的制冷剂量，因此即使在要求能力发生变化的部分负载运转中，考虑制冷剂在各区域中的流速，能够更适当地向热源侧换热器分配制冷剂。从而，能够使作为制冷循环装置的期间制冷系数提高。

附图说明

[0012] 图 1 表示制冷装置的制冷剂回路的图。

[0013] 图 2 是热源侧换热器的侧视图。

[0014] 图 3 是表示相对于负载率的换热器的高度位置与制冷剂流量比率的关系的图。

[0015] 图 4 是单元的剖视图。

[0016] 图 5 是表示制冷装置的制冷剂回路的图。

[0017] 图中：

[0018] 1 －制冷装置，2 －压缩机，3 －四通阀，4 －热源侧换热器，5 －膨胀阀，6 －利用侧换热器，8 －制冷剂回路，10 －控制装置，11 －控制阀，12 －控制阀，13 －止回阀，41 －板状翅片，42 －传热管，61 －一次侧流体流道，62 －二次侧流体流道，71 －集管，72 －集管，81、82、83、84、85、86 －制冷剂分配流道，87 －旁通回路，90a、90b、90c、90d －换热器单元，95a、95b、95c、95d －风扇，101、102、103、104、105、106 －流量调整阀，401、402、403 －换热器组，A ～ T －分支部，HA1、HA2、HA3 －热源侧换热器，HB1、HB2、HB3 －热源侧换热器，HC1、HC2、HC3 －热源侧换热器，HD1、HD2、HD3 －热源侧换热器。

具体实施方式

[0019] 首先，对发明人的研究内容进行说明。如在热源侧换热器的上方配置热源侧换热器用风扇的情况下，由于热源侧换热器的风速在上下方向分布不同，因此经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率不均匀，存在不能有效利用热源侧换热器的传热面积的情况。在这种情况下，通过以经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率相等的方式，并且以使制冷剂流量在空气流量大的热源侧换热器的上侧比空气流量小的热源侧换热器的下侧增大的方式分配制冷剂流量，使经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率成为相等程度，能够使热交换效率提高。

[0020] 但是，经发明人研究的结果，确认到：在运转条件发生变化的情况下（如要求能力发生变化的部分负载运转的情况下），要向各区域供给的最佳的制冷剂流量的比率按照负载率而不同。图 3 是表示相对于负载率的换热器的高度位置与制冷剂流量比率的关系的图，是发明人模拟的结构。具体而言，在越是换热器的上方风速越大且越是换热器的下方风速越小的前提下，在负载率 100%、75%、50%、23% 时，上述制冷剂流量比为在使制冷剂流过以高度不同的方式配置的多个通路（通路数 34）的情况下流动于各通路中的制冷剂流量比。由于是 34 个通路，平均值约为 0.0294，越是超过平均值则流动于其通路中的每单位时间的制冷剂量就越多（即、制冷剂的流速大），越是低于平均值则流动于其通路中的制冷剂量越少（制冷剂的流速小）。图 3（1）-（4）的横轴表示换热器中的通路的高度位置，通路 1 为配置于

最上部的通路，通路 34 为配置于最下部的通路。纵轴表示制冷剂流量比。在图 3(1)-(4)的任何一个中，越是风速大的上侧的区域则流动的制冷剂的流量、流速越大。并且，随着负载率减少，越是风速大的上侧的区域则制冷剂的流量、流速变得更大，越是风速分布小的下侧的区域则流动的制冷剂的流量、流速变小。

[0021] 根据该结果，通过在与随着负载率减少而制冷剂流量、流速变小的下侧的区域相比而制冷剂流量、流速变大的上侧的区域，使制冷剂流量增大，能够使热源侧换热器整体的制冷剂的流速增加。由于热源侧换热器整体的制冷剂的流速增加，因此其结果，由于热源侧换热器整体的导热率提高，因此能够使热源侧换热器的热交换效率进一步提高。

[0022] 从而，例如，热源侧换热器的上侧的风速分布比下侧大的情况下，与空气流量小的热源侧换热器的下侧相比，在空气流量大的热源侧换热器的上侧进一步分配制冷剂流量，使经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率成为相等程度，能够使热交换效率提高。并且，由于通过与随着负载率减少而制冷剂的流量、流速变小的下侧的区域相比而制冷剂的流量、流速变大的上侧的区域，使制冷剂流量比率增大，热源侧换热器整体的导热率提高，因此使热源侧换热器的热交换效率进一步提高。

[0023] 另外，如图 3(4)所示，在低负载的情况下(在图 3 中为 25% 负载的情况)，在热源侧换热器的最下部附近由于制冷剂的流速小而制冷剂滞留，流入的制冷剂无助于热交换。从而，在低负载的情况下，在制冷剂的流量、流速变大的上侧的区域，使制冷剂流量比率增大，并且制冷剂滞留的下侧的区域的换热器不使用。使用制冷剂的流速大的换热器能够通过提高导热率来使热交换效率提高，并且能够避免使用因制冷剂的流速小且制冷剂滞留而无助于热交换的下侧的换热器。

[0024] 这样，通过按照负载率控制流入到换热器的各区域的制冷剂量，即使在要求能力变化的部分负载运转中，也能够更适当地向热源侧换热器分配制冷剂。

[0025] 在此，例如，在以 100% 负载成为最佳的方式使用节流孔等来固定向各区域的制冷剂分配比率的情况下，在 100% 负载时，能够使经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率成为相等程度并使热交换效率提高，但即使转移到 50% 负载，也不能变更向各区域的制冷剂分配比率而进一步提高热交换效率。另外，在从 100% 转移到 25% 负载的情况下，在制冷剂滞留而无助于热交换的下侧的换热器中流过制冷剂，热交换效率恶化。另一方面，例如，以 50% 负载成为最佳的方式使用节流孔等来固定向各区域的制冷剂分配比率的情况下，若转移到 100% 负载，则上侧的换热器的流速减少，因此存在如下可能性：(热源侧换热器作为冷凝器而起作用的情况下)在以制冷剂流速变高的方式分配的制冷剂通路中制冷剂不完全冷凝，而到达热源侧换热器出口。

[0026] 如此，在本发明的制冷循环装置中，具有：压缩机；热源侧换热器用的送风风扇；与空气进行热交换的多个热源侧换热器，该多个热源侧换热器分别沿高度方向被分割且从靠近送风风扇的位置进行分组而构成换热器组；膨胀阀；与利用侧的热运输介质进行热交换的利用侧换热器；依次连接压缩机、热源侧换热器、膨胀阀以及利用侧换热器而使制冷剂循环的制冷剂配管；以及按照负载率来控制流入到各个换热器组中的制冷剂量的控制装置。根据本发明，由于按照负载率来控制流入到沿高度方向进行分组的各个换热器组中，因此即使在要求能力发生变化的部分负载运转中，考虑制冷剂在各区域中的流速而能够更适当地向热源侧换热器分配制冷剂。从而，能够提高作为制冷循环装置的期间制冷系数。

[0027] 以下，对本发明的第一实施方式进行说明。图 1 是表示制冷装置的制冷剂回路结构的结构图。如图 1 所示，制冷装置 1 具有压缩机 2、四通阀 3（制冷剂流道转换装置）、热源侧的热源侧换热器 4、膨胀阀 5（减压装置）、以及利用侧换热器 6，利用制冷剂回路 8 依次连接这些设备而构成制冷循环装置。

[0028] 在制冷剂回路 8 内封入制冷剂。作为制冷剂，能够使用 HFC 单一制冷剂、HFC 混合制冷剂、HFO － 1234yf、HFO － 1234ze、自然制冷剂（例如 CO2 制冷剂）等。

[0029] 通过利用压缩机 2 使制冷剂在制冷循环流道内循环，进行冷气运转 / 暖气运转。压缩机 2 使用能够进行容量控制的可变容量型的压缩机。作为压缩机，能够使用活塞式、旋转式、涡旋式、螺旋式、离心式等。通过利用变换器控制的容量控制，旋转速度可以从低速变至高速。

[0030] 构成热源侧换热器单元 90A 的热源侧换热器，用于使热源侧的空气与一次侧流体流道 61 之间进行热交换。热源侧换热器 4 使用以多级方式设置有层叠多张的板状的翅片 41、和贯通该翅片的多个传热管 42 的翅片管式的换热器，通过以弯曲管连接传热管的开口端，构成多个制冷剂流道。制冷剂在制冷剂通路（一次侧流体流道 61）内流动，空气利用送风风扇（送风装置）送风并流过层叠的板状翅片 41 之间。在热源侧换热器 4 中，空气与制冷剂经由风扇 41 及传热管 42 进行热交换，冷气运转时作为冷凝器而起作用，暖气运转时作为蒸发器而起作用。

[0031] 热源侧换热器 4 与多个热源侧换热器相对应而具有多个风扇 95a、95b、95c、95d。

[0032] 利用侧换热器 6 用于使流过一次侧流体流道 61 的制冷剂与流过二次侧流体流道 62 的热运输介质之间进行热交换。作为利用侧换热器 6，能够使用制冷剂与热介质在以板相互隔开的多个流道内部流动而进行热交换的板式的换热器、套管式的换热器等。虽然未图示，但热运输介质利用泵等的循环机构，在负载侧的换热器（例如空调装置）与利用侧换热器之间循环而进行热量的授受。另外，利用侧换热器在冷气运转时作为蒸发器而起作用，在暖气运转时作为冷凝器而起作用。

[0033] 制冷装置 1 具有检测室外空气温度、制冷剂温度、热介质的温度的温度传感器。以温度传感器检测的温度的检测信号输入到控制装置中，另外，制冷装置 1 具有检测制冷循环的制冷剂压力的压力传感器。利用压力传感器检测的压力的检测信号输入到控制装置 10 中。

[0034] 控制装置 10 按照要求负载来决定制冷装置 1 的运转模式，根据所决定的运转模式来控制各种阀（四通阀 3、膨胀阀 5、制冷剂流量控制阀 101 ～ 102 及 104 ～ 106）的状态（开度）、压缩机 2 的旋转速度、热源侧换热器的风扇 95a、95b、95c、95d 的转速。另外，在控制装置 10 中输入利用温度传感器、压力传感器检测的检测量，控制制冷装置 1 的各种运转。制冷装置 1 按照要求负载，控制制冷装置的运转状态，利用控制装置的指令来控制风扇 95a、95b、95c、95d 的转速及运转台数。

[0035] 以利用制冷装置 1 进行冷气运转的情况作为例子进行说明。从压缩机 2 排出的高温高压的气体制冷剂，经由四通阀 3、集管 71 向作为冷凝器而起作用的热源侧换热器 4 流入。流入到热源侧换热器中的制冷剂，通过向外部空气放热而冷凝并液化。液化后的制冷剂利用调整为预定的开度的膨胀阀 5 来减压，成为低温低压的气液二相状态，并流入到利用侧换热器 6 的一次侧流道 61 中。流过利用侧换热器 4 的制冷剂通过从流过二次侧流道

62 的热运输介质吸热，从而蒸发并气化。气化后的制冷剂经由四通阀 3 吸入到压缩机 2 中，利用压缩机 2 再次被压缩而成为高温高压的气体制冷剂。如此形成制冷装置 1 的制冷循环装置。此外，通过转换四通阀 3 并使从压缩机 2 排出的高温高压的气体制冷剂向与冷气运转时相反的方向循环，能够使制冷循环装置作为暖气运转而起作用。

[0036] 在本实施例中，如图 1 所示，热源侧换热器 4 将多个热源侧换热器分别沿高度方向分割，并将沿高度方向分割后的多个热源侧换热器从上侧进行分组而构成换热器组。即，热源侧换热器 4 具有将概略的高度相同的换热器进行分组的换热器组 401、402、403。另外，各换热器组分别具有制冷剂分配流道 81、82、83、制冷剂合流流道 84、85、86，在换热器组的两端分别具有流量控制阀 101 ～ 106。若以最上部的换热器组 401 作为例子进行说明，则换热器组 401 由四个热源侧换热器 HA1、HB1、HC1、HD1 构成，在上游侧具有制冷剂分配流道 81 及流量控制阀 101，在下游侧具有制冷剂合流流道 84 及流量控制阀 104。

[0037] 此外，在本实施例中，虽然沿高度方向将热源侧换热器分割成多个，但还可以是按照换热器的每个高度来变更分割后的传热面积的结构。例如，若将构成最上部的换热器组 401 的换热器 HA1、HB1、HC1、HD1 的前表面面积，做成换热器整体的前表面面积的至少 50% 以上，则通过在被要求的冷却能力低的情况（低负载时）下只对上部的换热器组（例如 401、402）供给制冷剂，向构成换热器组 401、402 的换热器的传热管流入的制冷剂量增加，因此管内的流速增加，制冷剂侧的热导率提高而进行良好的热交换，能够得到被要求的能力。

[0038] 流量控制阀 101 ～ 106 的开度，利用控制装置 10 并根据制冷装置的运转状态而进行控制，被分配最佳的制冷剂量。另外，从制冷剂分配流道 81 分别经由 81a、81b、81c、81d，而向构成换热器组的换热器（例如，在换热器组 401 中为 HA1、HB1、HC1、HD1）分配制冷剂。由于相同的换热器组的换热器的概略的高度处于相同的位置，分支部 171 的设置场所也处于相同的高度，因此没有落差的影响而能向换热器分配制冷剂。另外，通过将流量控制阀 101 ～ 106 的开度调整为能够对各换热器的传热面分配适当的制冷剂量，从而确保换热器的有效传热面积，能够提高运转效率。

[0039] 图 2 表示制冷装置的热源侧换热器单元 90A 的概略图。热源侧换热器 4 的多个制冷剂通路，在换热器的制冷剂入口侧经由分支配管 81a、82a、83a 从分支部 171a、172a、173a 分支，并流入到热源侧换热器 4 中。在热源侧换热器 4 的制冷剂出口侧，多个制冷剂通路在合流部 181a、182a、183a 进行合流，并与合流配管 84a、85a、86a 连接。

[0040] 图 4 是将风扇 95 设置于热源侧换热器 4 的上部位置的单元 94 的剖视图。空气从框体的外侧流入到相对于单元框体设置成纵型的热源侧换热器 4 的换热器组 401、402、403 中，并经由热源侧换热器的风扇及传热管与制冷剂进行热交换之后，利用设置于框体上部的风扇 95 被送风并向单元外部流出。经过换热器的空气的流速，在从上部位置直至下部位置的范围内发生分布。即，在与风扇靠近的上部位置的风路 91、92 中，流速比平均的空气流速还快并促进热交换，但在下部位置 93 中空气流速相对于平均流速低，因此热交换下降。

[0041] 在此，与空气流量小的热源侧换热器的下侧相比，在空气流量大的热源侧换热器的上侧分配更多的制冷剂流量，将经过热源侧换热器的空气流量与制冷剂流量的比率做成相等程度，从而能够提高热交换效率。并且，通过在与随着负载率减少而制冷剂的流量、流速变小的下侧的区域相比而制冷剂的流量、流速变大的上侧的区域，使制冷剂流量比率增大，从而热源侧换热器整体的热导率提高，因此能够使热源侧换热器的热交换效率进一步

提高。

[0042] 并且，在低负载的情况下，在热源侧换热器的最下部附近，制冷剂的流速小而制冷剂滞留，所流入的制冷剂无助于热交换。从而，也可以在制冷剂的流量、流速变大的上侧的区域使制冷剂流量比率增大，并且不使用制冷剂滞留的下侧的区域的换热器。使用制冷剂的流速大的换热器能够通过提高热导率来使热交换效率提高，并且能够避免使用制冷剂的流速小且制冷剂滞留而无助于热交换的下侧的换热器。

[0043] 如上说明，在本实施例的制冷循环装置（制冷装置）中，将多个热源侧换热器分别沿高度方向分割，并将沿高度方向分割后的多个热源侧换热器从上侧进行分组而构成换热器组，根据利用侧换热器的负载来控制流入到各个换热器组中的制冷剂量。由此，由于根据利用侧换热器的负载来控制流入到沿高度方向进行分组的各个换热器组中的制冷剂量，因此在要求能力发生变化的部分负载运转中，能够考虑制冷剂在各区域中的流速而更适当地向热源侧换热器分配制冷剂。从而，能够提高作为制冷循环装置的期间制冷系数。

[0044] 以下，对本发明的第二实施例进行说明。在本实施例中，在第一实施例，还根据制冷循环装置的负载率，从沿高度方向进行分组的换热器组中位于最上侧的换热器组 401 开始依次使用。另外，在不使用的换热器组 403 中，在从该换热器组 403 放出制冷剂的状态下，使用其他的换热器组 401、402 而运转制冷循环装置。

[0045] 如图 3 所示，在热源侧换热器的上侧的风速分布比下侧大的情况下，制冷剂的流速在上侧的热源侧换热器更大。另外，在 25% 负载的情况下，在热源侧换热器的最下部附近，制冷剂的流速小而制冷剂滞留，所流入的制冷剂无助于热交换。

[0046] 从而，在本实施例的制冷循环装置中，根据制冷循环装置的负载率，从沿高度方向进行分组的换热器组中位于最上侧的换热器组 401 开始依次选择性地使用。在制冷循环装置的负载率小的运转情况下，通过从沿高度方向进行分组的换热器组中位于最上侧的换热器组开始依次使用，能够使用制冷剂的流速大的换热器通过提高热导率来使热交换效率提高，并且能够避免使用制冷剂的流速小且制冷剂滞留而无助于热交换的换热器组。

[0047] 并且，在本实施例的制冷循环装置中，在不使用的换热器组中，在从该换热器组放出制冷剂的状态下，使用其他的换热器组而运转制冷循环装置。若保持制冷剂滞留在制冷剂的流速小且制冷剂滞留而无助于热交换的换热器组中，则在有助于运转的其他的换热器组中循环的制冷剂量减少，热交换效率降低。若为了避免这些情况而预先增加制冷剂的封入量，则需要将超过本来需要的制冷剂的不需要的制冷剂封入制冷循环装置中。如此，通过在从不使用的换热器组放出制冷剂的状态下，使用其他的换热器组来运输制冷循环装置，从而能够使向制冷循环装置的制冷剂封入量变得适当，并且能够避免热交换效率降低。

[0048] 具体而言，在制冷装置 1 中，在关闭制冷剂分配流道 83 的流量控制阀 103，并缩小膨胀阀 5 的开度的状态下，进行一定时间的运转，将构成换热器组 403 的换热器内部的压力下降至比要求能力时的压力状态低，从而减少残留于换热器内部的制冷剂量。然后，通过关闭制冷剂合流流道 86 的流量控制阀 106，停止向换热器组 403 供给制冷剂。之后，实施根据要求能力的冷却运转。制冷剂流入到换热器组 401、402 中进行热交换，而向换热器组 401 与换热器组 402 的制冷剂分配，通过调整流量控制阀 101、102 的开度而进行。

[0049] 如此，通过不使用下部的换热器 HA3、HB3、HC3、HD3，向构成换热器组 401、402 的换热器的传热管流入的制冷剂量增加，因此管内的流速增加，制冷剂侧的热导率提高而进行

良好的热交换。

[0050] 并且，如果不使用下部的换热器 HA3、HB3、HC3、HD3，能够防止制冷剂滞留在下部的换热器，能够实现向制冷装置系统的制冷剂封入量的适当化。一般而言，制冷装置的制冷剂封入量被设定为，能够满足制冷循环内部的容积、冷气运转时、暖气运转时系统所要求的能力。冷气运转时的空气换热器，作为冷凝器起作用并将制冷剂从过热气体状态进行冷却液化。在换热器的出口，从各通路流出的多个制冷剂配管合流于合流部 181。例如，在合流部 181 处于比换热器的通路出口还高的位置的情况下，在从换热器的通路出口至合流部的配管上滞留液体制冷剂，有时会成为制冷剂难以流动的状态。这种状态在低负载条件下由于流动于一个通路中的制冷剂量减少而变得明显，陷入制冷剂滞留于换热器的下部的通路上而不能有效利用传热面积的状态。该滞留的制冷剂，由于不在制冷循环内循环而是停留于换热器内部，因此为了达到按照要求能力的循环条件，需要增加制冷剂封入量，从而导致制冷剂封入量过多，从成本及环境负载的方面考虑还成为负面要素。

[0051] 如本实施例所述，由于如果不使用下部的换热器 HA3、HB3、HC3、HD3，能够防止在换热器内部的制冷剂滞留，相对于根据负载率的运转条件，能够确保适当的传热面积，因此能够提高在低负载时的热交换效率，能够提高运转效率。

[0052] 以下，对本发明的第三实施例进行说明。在本实施例中，与图 1 所示的第一实施例的制冷剂分配回路不同，使一条制冷剂分配流道 81 利用分支部 A 分支为两条流道，之后再利用分支部 D 及分支部 G 进一步分支成两条。通过在该分支后的每条流道上设置流量调整阀，能够控制向换热器组分配的制冷剂流量之中向进一步特定的换热器分配的制冷剂流量。

[0053] 此外，在上述各实施例中，对于向换热器组 401、402、403 的制冷剂分配流道 81、82、83 的配管直径，能够将向上部位置的换热器组 401 的制冷剂分配流道 81 的配管直径做成较大，将向中部位置的换热器组 402 的制冷剂分配流道 81 的配管直径做成中等，将向下部位置的换热器组 403 的制冷剂分配流道 83 的配管直径做成较小。通过做成这种结构，由于配管直径而在制冷剂流动时的压力损失上产生差异，因此能够将向上部位置的换热器组 401 供给的制冷剂量设为较大，将向下部位置的换热器组 403 的制冷剂供给量设为较小。在配管直径较大的上部的换热器组，与下部的换热器组相比较能够供给更多的制冷剂。由此，在热源侧换热器的上侧的风速分布比下侧还大的情况下，由于进行根据风速分布的制冷剂供给，因此能够抑制由风速分布的不均匀引起的交换热量的降低，能够有助于制冷系数的提高。

[0054] 另外，在上述各实施例中，作为本实施例的制冷循环装置的适用装置，说明了将使用利用侧换热器 6 进行热交换后的热介质供给到负载侧的设备（未图示）中的制冷装置 1（冷却装置），但还能够适用于空调装置等。

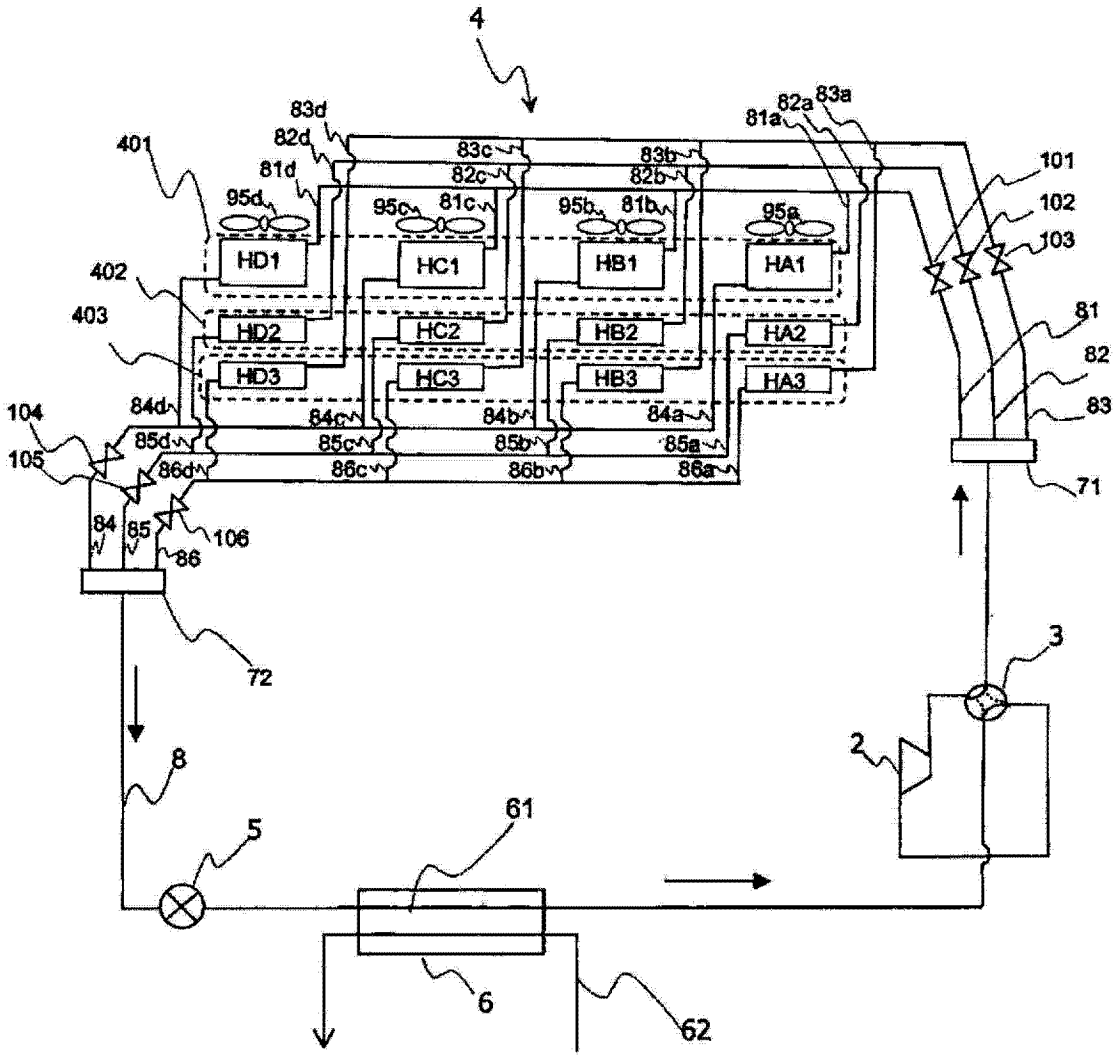

4
401
402
403
HD1
HD2
HD3
HC1
HC2
HC3
HB1
HB2
HB3
HA1
HA2
HA3
83d
82d
81d
95d
83c
82c
81c
95c
83b
82b
81b
95b
81a
82a
83a
95a
101
102
103
81
82
83
71
104
105
84d
85d
86d
84c
85c
86c
84b
85b
86b
84a
85a
86a
84
85
86
106
72
8
5
61
6
62
3
2

图 1

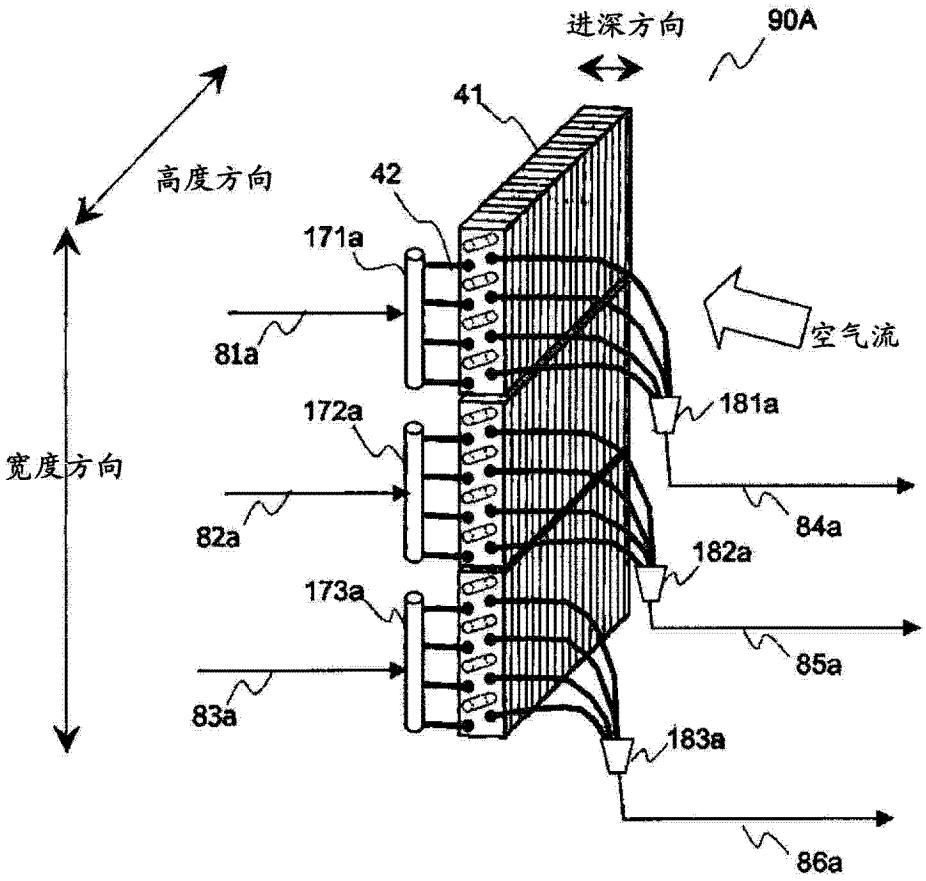

进深方向
90A
41
高度方向
42
171a
81a
空气流
181a
172a
宽度方向
82a
84a
182a
173a
85a
83a
183a
86a

图 2

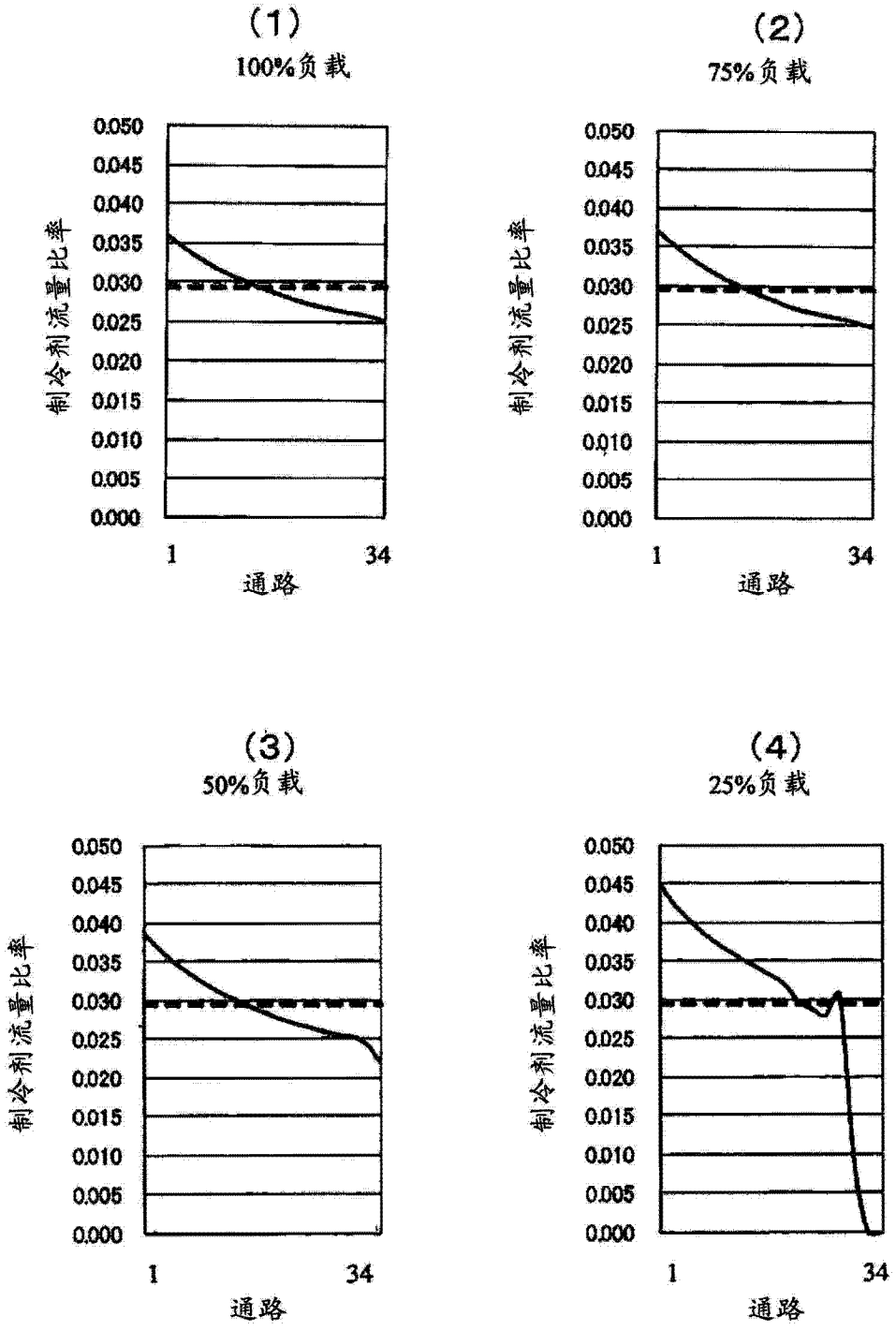

(1)
100%负载
制冷剂流量比率
0.050
0.045
0.040
0.035
0.030
0.025
0.020
0.015
0.010
0.005
0.000
1
34
通路
(2)
75%负载
制冷剂流量比率
0.050
0.045
0.040
0.035
0.030
0.025
0.020
0.015
0.010
0.005
0.000
1
34
通路
(3)
50%负载
制冷剂流量比率
0.050
0.045
0.040
0.035
0.030
0.025
0.020
0.015
0.010
0.005
0.000
1
34
通路
(4)
25%负载
制冷剂流量比率
0.050
0.045
0.040
0.035
0.030
0.025
0.020
0.015
0.010
0.005
0.000
1
34
通路

图 3

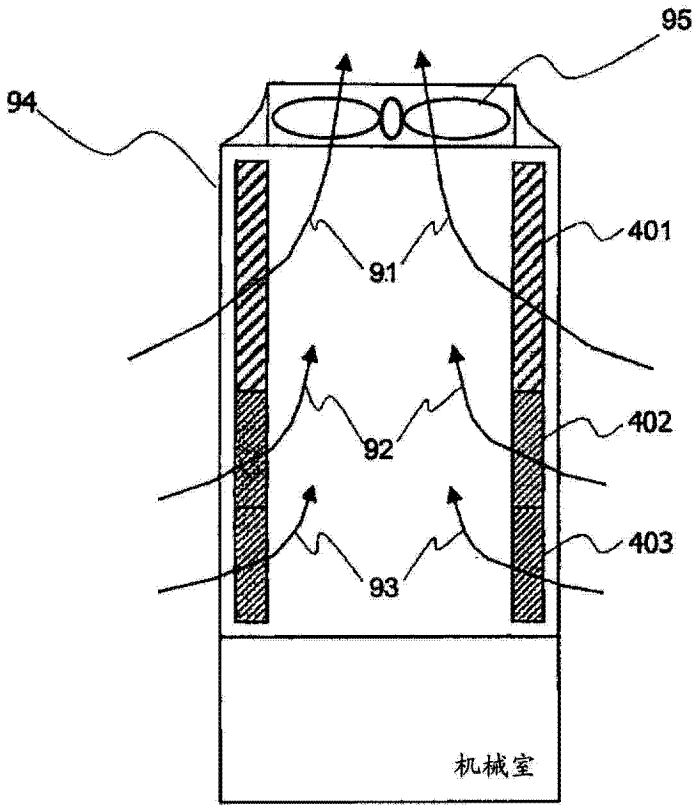


图 4

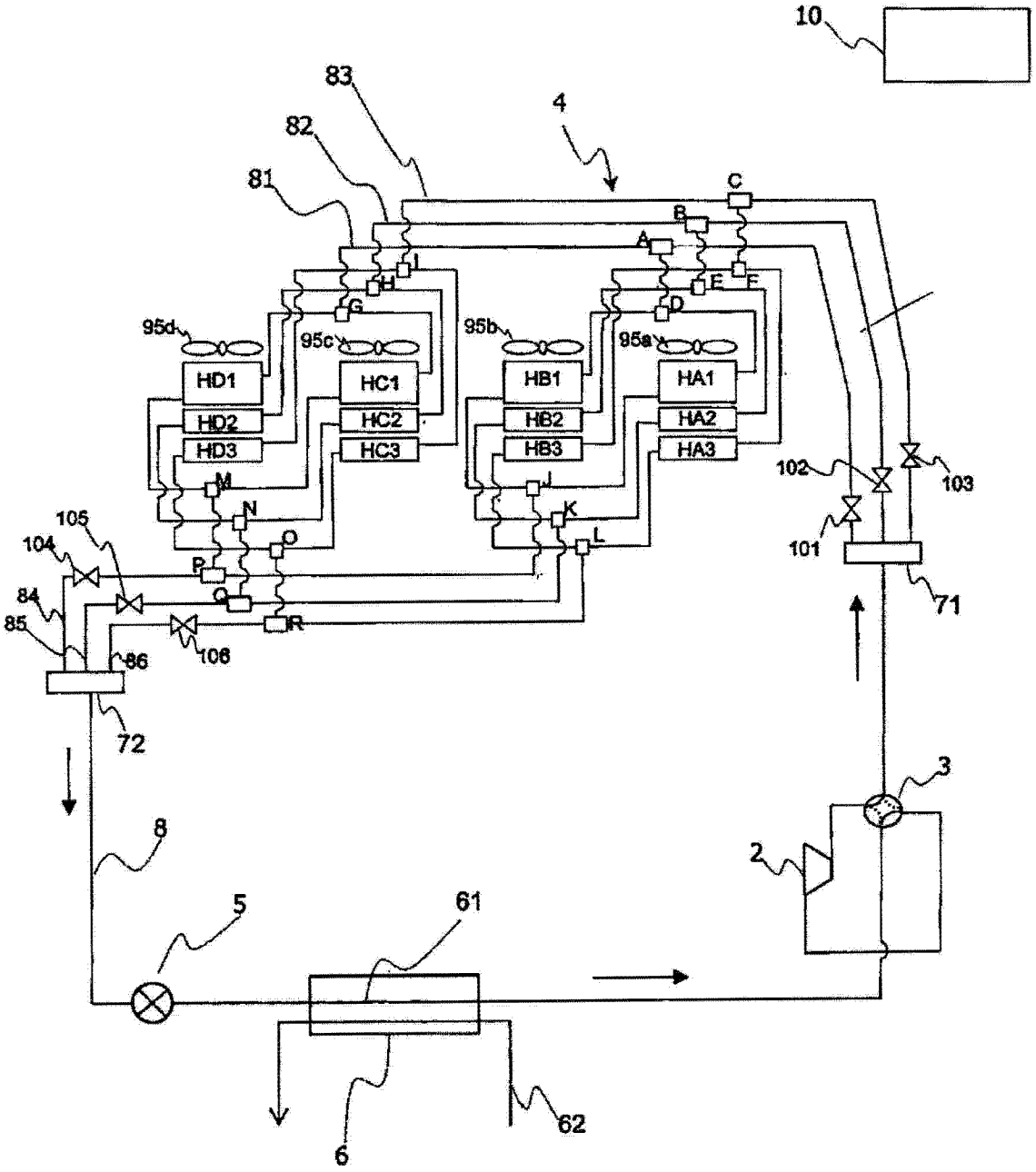

10
83
82
81
4
C
B
A
J
H
G
I
E
F
D
95d
95c
95b
95a
HD1
HD2
HD3
HC1
HC2
HC3
HB1
HB2
HB3
HA1
HA2
HA3
M
N
O
P
Q
R
K
L
102
103
101
71
105
104
84
85
106
86
72
8
3
2
5
61
6
62

图 5