[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F25B 25/00
F25B 29/00 F25D 17/02

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95104330.7

[43] 授权公告日 2003 年 5 月 14 日

[11] 授权公告号 CN 1108502C

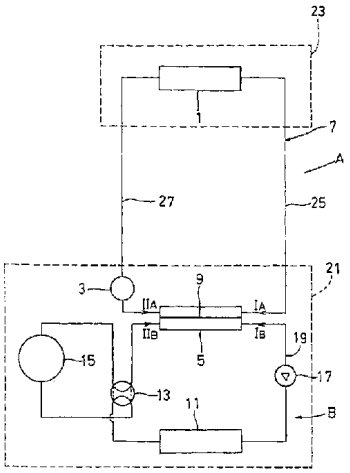
[22] 申请日 1995.3.30 [21] 申请号 95104330.7
[30] 优先权
[32] 1994. 3.30 [33] JP [31] 061632/1994
[71] 专利权人 株式会社东芝
地址 日本神奈川
[72] 发明人 古浜功吉 依野哲夫 小津政雄
审查员 杨秀花
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所
代理人 杜日新

权利要求书 3 页 说明书 22 页 附图 6 页

[54] 发明名称 空调装置

[57] 摘要

一种空调器，取代破坏臭氧的致冷剂，包括流路 A 和 B；流路 A 用配管 7 把流体驱动机和室内热交换器连接，其内有致冷剂 a；流路 B 用配管 19 把压缩机、外热交换器和膨胀管连接，其内有致冷剂 b，在配管 7、19 中间设交换器 5，使致冷剂 a 和 b 热交换。致冷剂 a 是配管 7 内的压力损失小于 HFC134a 的 HFC32 和 HFC125 各占 50%的混合致冷剂。致冷剂 b 是 HFC134a，其热物理值决定的理论致冷系数大于 HFC32 和 HFC125 各占 50%的混合致冷剂。



ISSN 1008-4274

知识产权出版社出版

1. 一种空调器，其特征在于包括:

内部灌封第 1 致冷剂的第 1 致冷剂回路，其构成部分有流体驱动机、室内热交换器、以及对该流体驱动机和室内热交换器进行连接的第 1 配管;

内部灌封第 2 致冷剂的第 2 致冷剂回路，其构成部分有:压缩机、室外热交换器和膨胀装置、以及对该压缩机、室外热交换器和膨胀装置进行连接的第 2 配管; 以及

使上述第 1 致冷剂和上述第 2 致冷剂到互相进行热交换的中间热交换器;

上述第 1 致冷剂是比 HFC134a 在配管内压力损失的致冷剂;上述第 2 致冷剂是热物理值决定的理论致冷系数比 HFC32 的重量比占 50% 的 HFC32 和 HFC125 的混合致冷剂的大的致冷剂。

室内机中安装第一致冷剂回路的室内热交换器，单一的室外机中安装第二致冷剂回路的全部和上述中间热交换器及第一致冷剂回路的液体驱动机，室内机和室外机由配管连接。

2. 如权利要求 1 所述的空调器，其特征在于，上述第 2 致冷剂是 HFC32 和 HFC125 的混合致冷剂且 HFC32 的重量比在 50% 以下; 上述第 1 致冷剂是 HFC134a、氨、或 HFC32 的重量比超过 50% 的 HFC32 和 HFC125 的混合致冷剂中的某一种。

3. 如权利要求 1 所述的空调器，其进一步的特征在于，上述第 1 致冷剂是 HFC125; 上述第 2 致冷剂 HFC32。

4. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，上述第1致冷剂的CO_2；上述第2致冷剂是碳氢化合物。

5. 如权利要求1所述的空调器，其进一步特征在于，上述第1致冷剂和上述第2致冷剂均为HFC32和HFC134a的混合物，其混合组成比各不相同。

6. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，在上述第1致冷剂回路内并联2台以上的室内热交换器。

7. 如权利要求1所述的空调器，其进一步特征在于，上述第1致冷剂回路和第2致冷剂回路，分别具有第1流路和第2流路，其中的上述第1致冷剂和上述第2致冷剂在上述中间热交换器中的流动方向正好相反。

8. 如权利要求1所述的空调器，其进一步特征在于，上述流体驱动机是排出口和吸入口可以逆转的可逆泵。

9. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，在第1致冷剂回路内设置了这样一种切换阀，它可以把上述流体驱动机所排出的流体的流动方向切换到室内热交换器一侧和中间热交换器一侧。

10. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，上述流体驱动机是压缩机。

11. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，在上述第1致冷剂回路的配管中间设置了对第1致冷剂进行加热的致冷剂

加热器。

12. 如权利要求1所述的空调器，其进一步的特征在于，在第1致冷剂回路内连接一条旁通流路，使回路从中间热交换器的旁边通过，在该旁通流路内设置对第1致冷剂进行加热的致冷剂加热器，同时，设置了这样一种控制阀，它使第1致冷剂流过上述旁通流路或中间热交换器。

空调装置

本发明涉及使用替代致冷剂来取代有可能破坏臭氧层的HCFC22致冷剂的空调装置。

为了减少或完全废除有可能破坏臭氧层而造成地球环境问题的CFC、HCFC致冷剂，空调机用的HCFC22也必须改为HFC致冷剂或天然致冷剂。

在现有空 调器中使用这种替代致冷剂时，HFC134a，由热物理值所决定的理论致冷系数（以下简称理论COP）超过HCFC22。但是，连接室内机和室外机的连接管（以下简称连接管）内的压力损失大，所以，实际机器的致冷系数（以下简称实际COP）与HCFC22相比大幅度降低。再者，如果使用氨或丙烷作为致冷剂，则可以达到的实际COP几乎与HCFC22相等。但前者有毒性，后者有可燃性。因此，在一般家庭里安装使用这些致冷剂的室内机是有问题的。

另一方面，把HFC32和HFC125分别按50%的重量比进行混合的致冷剂（以下简称HFC32/125（50/50））和CO_2，连接管的压力损失比HCFC22小，但理论COP与HCFC22相比大大减小，空调器整

体的实际 COP 赶不上 HCFC22。

这样用替代致冷剂来取代现在空调机中所使用的 HCFC22，实际 COP 达不到 HCFC22 的水平，或者即使实际 COP 能够达到要求，也会因具有毒性和可燃性而使其作为替代致冷剂使用时受到限制。

因此，本发明的目的在于充分利用上述各种致冷剂的特征来制作这样一种空调装置，其实际 COP 基本上与使用 HCFC22 时相同，而且作为工作致冷剂可以安全地使用。

为了达到上述目的，本发明具有：

第 1 致冷剂回路，其构成包括流体驱动机，室内热交换器以及连 接该流体驱动机和室内热交换器的第 1 配管，回路内充灌了第 1 致冷剂；

第 2 致冷剂回路，其构成包括压缩机、室外热交换器、膨胀装置以及连接该压缩机、室外热交换器和膨胀装置的第 2 配管，回路内充灌了第 2 致冷剂；

中间热交换器，用于使上述第 1 致冷剂与上述第 2 致冷剂互相进行热交换。

上述第 2 致冷剂的压力损失小于上述第 1 致冷剂的压力损失；由上述第 2 致冷剂的热物理值所决定的理论致冷系数(理论 COP)大于上述第 1 致冷剂的理论致冷系数。

在这种结构的空调器内，具有室内热交换器的第 1 致冷剂回路内所充灌的第 1 致冷剂，压力损失小于规定值，所以，第 1 致冷剂

回路内的压力损失对COP的影响，与现有空调器相比大大减小。另一方面，具有室外热交换器的第2致冷剂回路中所充灌的第2致冷剂，由热物理值所决定的理论致冷系数大于规定值，所以，第2致冷剂回路的致冷系数增大。因此，可以构成仅仅利用致冷剂特性中的优点的周期，可以安全而且高效率地进行运转。

〔实施例〕

下面参照附图来说明本发明的实施例。

图1是表示本发明第1实施例的空调器致冷剂回路图。该致冷剂回路具有两个封闭流路，一个是作为第1致冷剂回路的流路A；另一个是作为第2致冷剂回路的流路B。流路A利用配管7把室内热交换器1、流体驱动机3和中间热交换器5连接在一起，使用HFC32/125(50/50)作为在内部流动的致冷剂a。室内热交换器1使致冷剂a和外部的室内空气进行热交换。流体驱动机3是可以正向反向旋转的可逆泵，它可以把致冷剂a的流出方向切换到室内热交换器1侧和中间热交换器5侧。中间热交换器5通过隔板9把致冷剂a的通路和在流路B内流动的致冷剂b的通路隔离开，使致冷剂a和致冷剂b通过隔板9进行热交换。

流路B利用配管19把室外热交换器11、四通阀13、压缩机15、上述中间热交换器5和膨胀阀17连接在一起，使用HFC134a作为在内部流动的致冷剂b。室外热交换器11使致冷剂b和外部的室外空气进行热交换，四通阀13可以把致冷剂b的流路切换到实线所示

状态和虚线所示状态。压缩机 15 把致冷剂 b 变成高温高压气体致冷剂予以排出，膨胀阀 17 使致冷剂 b 进行膨胀。

流路 B 的全部构件以及中间热交换器 5、流体驱动器 3 均安装在室外机 21 内，室内热交换器 1 安装在室内机 23 内。流路 A 的配管 7 中包括连接室外机 21 和室内机 23 的连接管 25 和 27。

下面说明这种结构的空调器的动作。

冷气设备运转时，流路 A 的致冷剂 a 向 I_A 方向流动；流路 B 的致冷剂 b 向 I_B 方向流动。这时以液体状态从流体驱动机 3 排出的致冷剂 a，通过连接管 27 流入到室内热交换器 1 内，在这里通过对空气进行冷却而部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态后的致冷剂 a 通过连接管 25 流入到中间热交换器 5 内。在中间热交换器 5 内，致冷剂 a 被流路 B 一侧的处于低温状态的致冷剂 b 进行冷却，变成液体状态，流回到流体驱动机 3 内。

另一方面，在冷气设备运转时，流路 B 内被压缩机 15 压缩后排出的蒸气状致冷剂 b，通过切换流路处于虚线状态的四通阀 13 而流入到室外热交换器 11 内。在室外热交换器 11 内致冷剂 b 被空气进行冷却，部分或全部冷凝。变成液体或气液二相状态的的致冷剂 b 通过膨胀阀 17 进行膨胀，变成气液二相状态，流入到中间热交换器 5 内。在该中间热交换器 5 内，致冷剂 b 如上所述对致冷剂 a 进行冷却，变成蒸气状态。变成蒸气状态后的致冷剂 b 经过四通阀 13 返回到压缩机 15。

在暖气设备运转时，流路A的致冷剂a向H_A方向流动；流路B的致冷剂b向H_B方向流动。这时由流体驱动机3排出的液体状态致冷剂a流入到中间热交换器5内，被流路B一侧处于高温状态下的致冷剂b加热，部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态的致冷剂a通过连接管25流入到室内热交换器1内。在室内热交换器1中致冷剂a由于对空气进行加热而冷凝。变成液体状态后的致冷剂a通过连接管27返回到流体驱动机3内。这样，致冷剂a在冷气暖气两种运转时均以液体状态流入到流体驱动机3内，所以，能够使液泵流体驱动机3高效率地进行运转。

另一方面，在暖气设备运转时，在流路B内被压缩机15压缩后排出的蒸气状态致冷剂b，通过切换流路处于实线所示状态的四通阀13，流入到中间热 交换器5内。在中间热交换器5内，如上所述，致冷剂b对致冷剂a进行 加热，而后部分或全部冷凝。变成液体或气液二相状态的致冷剂b通过膨胀阀17进行膨胀，变成气液二相状态，流入到室外热交换器11内。在室外热交换器11内，致冷剂b被空气加热变成蒸气状态，通过四通阀13返回到压缩机15内。

但是，流路A的作用是：利用流体驱动机3使致冷剂a进行循环，把热量从室内热交换器1传送到中间热交换器5(冷气设备运转时)，或者把热量从中间热交换器5传送到室内热交换器1（暖气设备运转时)。从流路A的流体驱动机3的出口到入口的配管内的致冷剂压力损失越小，流体驱动机3的负荷越轻。尤其是流路A中的

配管 7 包含连接室外机 21 和室内机 23 的较长连接管 25、27，所以，有效地减小压力损失。

表 1 列出了各种 HFC 致冷剂和天然致冷剂的压力损失。

表 1

致冷剂	压力损失值（千帕斯卡）
HFC32/125（50/50）	12. 1
HFC32/125（25/75）	15. 7
HFC125	22. 1
HFC23	8. 3
CO_2	3. 9
HFC32/134a（25/75）	20. 2
HFC134a	29. 3

采用 5℃饱和蒸气的连接管部分（各 10 米）

从表中可以看出：在流路 A 中采用的致冷剂 a 为 HFC32/125（50//50）时的压力损失为 12. 1kpa（千帕斯卡），比流路 B 内使用的致冷剂 bHFC134a 的压力损失 29. 3kpa 小得多。所以，如本实施例所示，当使用 HFC32/125（50/50）作为致冷剂 a 时，与使用 HFC134a 时相比，流体驱动机 3 的负荷要小得多。

另外，在表 1 中 HFC32 的压力损失很小，仅为 8. 3kpa，所以，

通过使用 HFC23 作为流路 A 的致冷剂 a，可以进一步减小对流体驱动机 3 的输入。

另一方面，流路 B 安装在室外机 21 内，配管 19 的长度较短，因此，压力损失对流路 B 的实际 COP 的影响，与现有空调器相比要小得多。所以，如果选择理论 COP 大的致冷剂作为致冷剂 b 而不考虑压力损失，那么流路 B 的实际 COP 也将增大。

表 2 列出了 HFC 致冷剂和天然致冷剂的理论 COP 比较

表 2

致冷剂	理论 COP
HFC134a	5. 52
HFC32/125（75/25）	5. 07
HFC32	5. 33
氨	5. 71
丙烷	5. 37
HFC32/134a（10/90）	5. 48
HFC32/125（50/50）	4. 92

蒸发温度 5℃，冷凝温度 45℃。

从该表中可以看出：HFC134a 的理论 COP 为 5. 52，比 HFC32/125（50/50）的理论 COP4. 92 大得多。所以，如本 实施例所示，若

使用 HFC134a 作为流路 B 内的致冷剂 b，则流路 B 的实际 COP 比使用 HFC32/125（50/50）时大得多。

如上所述，在本实施例中，空调器的致冷剂流路由流路 A 和流路 B 构成，. 采用配管压力损失比 HFC134a 小得多的致冷剂 HFC32/125（50/50）作为在流路 A 内流动的致冷剂 a；采用理论 COP 比 HFC32/125（50/50）大得多的致冷剂 HFC134a 作为流路 B 内流动的致冷剂 b，因此，与现有空调器内单独使用 HFC134a，和 HFC32/125（50/50）的任一情况相比，可以获得更高的实际 COP。

再者，表 1 中所列的 CO_2、HFC125、HFC32 的重量比为 50%以下的 HFC32/125（25/75）、HFC32 的重量比为 10%以上 25%以下的 HFC32/134a（25/75）等，由于配管部分的压力损失均小于 HFC134a，所以若将其用作致冷剂 a，则也可获得与本实施例相同的效果，只不过程度不同而已。另外，在这些致冷剂以外，如果是配管部分的压力损失小于 HFC134a 的致冷剂，则可以用作致冷剂 a 来发挥本发明的效果。此外，HFC32/125 和 HFC32/134a 中的 HFC32 的重量比上限值由混合致冷剂的可燃性极限所决定，所以，在当前情况下，在 HFC32/125 时 HFC32 的上限值定为 50%；在 HFC32/134a 时 HFC32 的上限值定为 25%。但是，根据将来的调查结果，该上限值可能提高，届时新的可燃性上限值将成为本发明的 HFC32 的上限值。

在表 2 中所列的氨、丙烷、HFC32、HFC32 的重量比为 50 以上的 HFC32/125、HFC32 的重量比为 25%以下的 HFC32/134a，由于其

理论COP大于HFC32/125(50/50)，所以，若将其用作致冷剂b，则也可获得与本实施例相同的效果，只不过程度不同而已。再者，除了这些致冷剂外，如果是理论COP大于HFC32/125(50/50)的其他致冷剂，那么也可以用作致冷剂b以发挥本发明的效果。

为了更明确地表示出上述图1所示第1实施例的效果，计算出采用第1实施例的空调器在运转时的致冷系数(COP)，示于表3。

表3

	HCFC22	HFC134a	HFC32/125(50/50)	第1实施例
仅根据热物理值计算出的COP	5.86	5.86 (100%)	5.18 (88%)	
加上10米连接管压力损失后算出的COP	5.48	4.26 (78%)	5.01 (91%)	5.61 (102%)

如上所述，能有效地替代HCFC22的HFC134a致冷剂，仅根据热物理值计算出的COP为5.86，与HCFC22的COP相等，但是，由于其压力损失大，所以加上10米长的连接管的压力损失后计算出的COP为4.26，比HCFC22的COP5.48小得多，相当于在同样条件

下的HCFC22的COP的78%。另一方面，HFC32/125（50/50），仅根据热物理值计算出的COP为5.18，和HCFC22的88%一样稍低，但是压力损失比HFC134a小，所以，加上10米长的连接管后计算出的COP为5.01，与HFC134a相比，减小得不多。但尽管如此，也只不过相当于同一条件下的HCFC22的COP的91%。

然而，在该第1实施例中，同时利用了HFC134a的理论COP高的优点和HFC32/15（50/50）的压力损失小的优点，所以，即使把中间热交换器5中的1℃温度所造成的损失量包含在内进行计算的情况下，加上10米长的连接管进行计算时的COP也达到5.61，，即可以获得很高的COP值，不仅远远大于HFC134a和HFC32/125(50/50）中的任一个的COP，而且也比HCFC22的相同条件下的COP大2%。

图2是表示该发明的第2实施例的空调器致冷剂回路图。其中，与上述第1实施例相同的构成部分标注同样的符号。与第1实施例不同的地方是：

（1）流体驱动机3是仅在一个方向上驱动流体的泵，在流路A内设置了四通阀29作为切换阀，用于把从流体驱动机3中排出的流体的流路切换到实线所示状态和虚线所示状态。

（2）室内热交换器1有2台，形成多路系统空调器，其连接室内机23和室外机21的连接管25、27分别对应于2台室内热交换器1，送出路和返回路均分成两条。

(3) 使用氨作为在流路 B 内流动的致冷剂 b。

上述结构的空调器中流路 B 的动作与上述图 1 的第 1 实施例相同。

另一方面，在流路 A 中，冷气运转时致冷剂 a 流向 I_A 的方向。以液体状态从流体驱动机 3 中流出的致冷剂 a，通过切换到实线状态的四通阀 29，分流到 2 条连接管 27、27 内，分别流入 2 台室内热交换器 1、1 内。在室内热交换器 1、1 内，致冷剂 a 通过对空气进行冷却而部分 或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态后的致冷剂 a 通过连接管 25、25 后进行合流，流 入到中间热交换器 5 内。在中间热交换器 5 内，致冷剂 a 被在流路 B 中以低温状态向 I_B 方向流动的致冷剂 b 进行冷却，凝缩，变成液体状态的致冷剂 a 经过四通阀 29 返回到流体驱动机 3 内。

在暖气运转时，把四通阀 29 切换到流路变成虚线的状态，使致冷剂 a 向 II_A 方向流动。从流体驱动机 3 中流出的液体状致冷剂 a，通过四通阀 29 流入中间热交换器 5，被在流路 B 中以高温状态向 II_B 方向流动的致冷剂 b 加热，部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态的致冷剂 a 分流到 2 条连接管 25、25 内，然后流入室内热交换器 1、1 内。在室内热交换器 1 中致冷剂 a 通过对空气加热而进行冷凝。冷凝成液体状的致冷剂 a 通过连接管 27、27 后进行合流，经过四通阀 29 流回到流体驱动机 3 内。

这样一来，致冷剂 a 在冷气运转和暖气运转时均以液体状态流

入到流体驱动机 3 内。所以，能使采用液体 泵的流体驱动机 3 高效率地进行运转。

在上述第 2 实施例中，由于使用了与第 1 实施例相同的、压力损失较小的 HFC32/125（50/50）作为流路 A 的致冷剂 a；使用了理论 COP 比 HFC32/125（50/50）大的氨作为流路 B 的致冷剂 b，所以可以获得与第 1 实施例相同的 效果。具有 2 台以上室内热交换器的多路系统空调器，特别是大楼用的多路系统空调器，由于连接室内机和室外机的配管很长，所以本实施例的效果也更大。

再者，虽然使用具有毒性的氨作为致冷剂 b，但由于流路 B 安装在室外机 21 内，而室外机 21 是安装在室外的，所以发生漏泻时的危险性也比较小。尤其，大楼用的多路系统空调器，室外机多半安装在屋顶等地方，危险性就更小。

但是，在空调器中，压缩机内使用的润滑油的一部分会排出到流路内，该润滑油的回流性能与压缩机的可靠性有很大关系。在本实施例中，压缩机 15 仅设置在流路 B 内，所以，润滑油仅在配管较短的流路 B 内循环，因此，润滑油的回流性能提高，能使压缩机的可靠性提高。尤其，对于像多路系统空调器那样连接管较长的空调器，这种效果更大。

图 3 是表示本发明第 3 实施例的空调器致冷剂回路图。图中，对于和第 1 实施例相同的结构部分，标注同样的符号。与第 1 实施例的不同点如下：

(1) 流体驱动机 3 是压缩机，在流路 A 内设置了四通阀 29，用于把从流体驱动机 3 中排出的流体的流路切换到实线状态和虚线状态。

(2) 使用 HFC32/134a (25/75) 作为致冷剂 a；使用 HFC32/134a (10/90) 作为致冷剂 b，二者均为非共沸混合致冷剂。

(3) 在中间热交换器 5 内，把流路设计成致冷剂 a 和致冷剂 b 能形成完全对向流。

上述结构的空调器内的流路 B 的动作与上述图 1 的第 1 实施例相同。

另一方面，在流路 A 中，冷 气运转时致冷剂 a 向 I_A 方向流动 。以蒸气状态从流体驱动机 3 中流出的致冷剂 a 通过流路处于虚线状态的四通阀 29，流入中间热交换器 5 内。在中间热交换器 5 内，致冷剂 a 被致冷剂 b 冷却，致冷剂 b 在流路 B 内向 I_B 方向流动，与致冷剂 a 形成互相对流，结果使致冷剂 a 部分或全部冷凝。变成液体或气液二相状态的致冷剂 a 通过连接管 25 流入到室内热交换器 1 内，在此对空气进行冷却，而本身进行蒸发。变 成蒸气状态的致冷剂 a 通过连接管 27 后，再经过四通阀 29 返回到流体驱动机 3 内。

在暖气运转时，把四通阀 29 切换到 实线状态，致冷剂 a 向 II_A 方向流动。从流体驱动机 3 排出的蒸气状致冷剂 a 经过四通阀 29，再通过连接管 27 流入到室内热交换器 1 内。在室内热交换器 1 内，致冷剂 a 对空气进行加热，从而部分或全部冷凝。变成液体或气液二相

状态的致冷剂a剂通过连接管25，流入到中间热交换器5内，被致冷剂b加热，进行蒸发，这时在流路B内致冷剂b向II_B方向流动，与致冷剂a形成对流。变成蒸气状态的致冷剂a通过四通阀29返回到流体驱动机3内。

这样，致冷剂a在冷气运转和暖气运转时均以蒸气状态流入到流体驱动机3内，所以，可以使采用压缩机的流体驱动机3高效率地进行运转。

在上述空调器内，使用配管部分压力损失比HFC134a小的HFC32/134a（25/75）作为致冷剂a；使用理论COP比HFC32/125（50/50）大的HFC32/134a（10/90）作为致冷剂b，所以，可以获得与上述第1实施例相同的效果。

另外，在选择上述致冷剂a和致冷剂b时，由于致冷剂a和致冷剂b均为非共沸混合致冷剂，所以在相变（化）时产生温度梯度。另一方面，在冷气运转时和暖气运转时，均在中间热交换器5内形成致冷剂a和致冷剂b（互相）完全对流的形式，所以，即使在相变（化）时产生温度梯度，也能在中间热交换器5内实现致冷剂a和致冷剂b的高效率热交换。

再者，即使在第1和第2实施例中，也可在选择非共沸混合致冷剂作为致冷剂a和致冷剂b时，和上述第3实施例一样，其构成只要在冷气暖气两种运转时均可在中间热交换器5中形成充分（完全）对流（逆流）即可。

图 4 是表示本发明的第 4 实施例的空调器的致冷剂回路图。其中，对于和上述第 1 实施例相同的构成部分，标注相同的符号。与第 1 实施例的不同点是：

(1) 流体驱动机 3 是仅向一个方向驱动流体的气泵。

(2) 在流路 A 内设置致冷剂加热器 31。致冷剂加热器 31 是以民用煤气、丙烷、石油等为燃料，对致冷剂 a 进行加热的燃烧器。

(3) 未设置流路 B 的四通阀 13。

(4) 用 CO_2 作为致冷剂 a；用丙烷作为致冷剂 b。

冷气运转时的 动作，流路 A 和流路 B 均与第 1 实施例相同，流路 A 的致冷剂加热器 31 调到停止状态。

另一方面，暖气运转时，流路 B 的压缩机 15 停止运行，不让流路 B 内的致冷剂 b 进行循环。也就是只让流路 A 工作。流路 A 内的致冷剂 aCO_2 在 32℃以上处于超临界压力状态（压力达到临界压力以上的状态），致冷剂 a 以气体状态，在流路 A 内向 II_A 方向（与冷气运转时的 I_A 相同的方向）进行循环。从采用气泵的流体驱动机 3 中的排出的致冷剂 a 由致冷剂加热器 31 进行加热，达到 100℃左右的高温。达到高温后的制冷剂 a 通过连接管 27 流入到室内热交换器 1 内。在室内热交换器 1 内，致冷剂 a 对空气进行加热，温度降低到 20℃左右。变成低温的致冷剂 a 通过连接管 25、中间热交换器 5，返回到流体驱动机 3 内。由于流路 B 一侧的致冷剂 b 处于停止循环状态，所以，中间热交换器 5 不起热交换作用。

在这种空调器内，由于使用配管部分压力损失比HFC134a小的CO_2作为致冷剂a；使用理论COP比HFC32/125（50/50）大的丙烷作为致冷剂b，所以，在使流路A和流路B一起工作的冷气运转时，可以获得与第1实施例相同的效果。

另一方面，在暖气运转时由于只有致冷剂a进行循环，所以，来自致冷剂加热器31的热量经过室内热交换器1传送到空气中。在把致冷剂加热器安装到现有空调器内时，考虑到致冷剂加热内的致冷剂漏泻问题，不能采用理论COP大的可燃性致冷剂。因此，在冷气运转时难以提高COP。然而，在本实施例中，致冷剂丙烷仅在室外热交换器中进行循环，所以在安全方面没有影响。而且，由于理论COP值大，所以可以提高冷气运转时的COP值。

再者，在上述第4实施例中。可以对单向旋转泵不配置四通阀，而使用像CO_2那样的在暖气运转时进行相变（化）的致冷剂作为致冷剂a。这时，液体状的致冷剂a从液体驱动机3中流出，在致冷剂加热器31中加热，部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态的致冷剂a，通过连接管27流入到室内热交换器1内。在室内热交换器1内，致冷剂a对空气加热，从而冷凝。变成液体状态的致冷剂a通过连接管25和不起热交换器作用的中间热交换器5，仍以液体状态流入到流体驱动机内。

图5是表示本发明第5实施例的空调器致冷剂回路图。图中，对于和上述第1实施例相同的构成，标注同一符号。与第1实施例

的不同点是：

（1）设置了旁通路37，用于连接配管33和配管35，配管33连接流体驱动机3和中间热交换器5；配管35连接中间热交换器5连接管25和室外机21；在旁通路37内设置了只允许从配管33向配管35流通的单向阀39；在配管33上设置了只允许从中间热交换器5向流体驱动机3流通的单向阀41。

（2）在单向阀39向配管33一侧的旁通路37内，设置了致冷剂加热器31。致冷剂加热器31是以民用煤气、丙烷、石油等为燃料，对致冷剂进行加热的燃烧器。

（3）未设置流路B的四通阀13。

（4）用HFC32/125（25/75）作为致冷剂a；用HFC32/125（75/25）作为致冷剂b。

流路B的作用在冷气运转时与第1实施例相同。另一方面，在暖气运转时与上述图4的第4实施例相同，压缩机15停止运行，不让致冷剂b循环。

在流路A内，冷气运转时致冷剂a向I_A方向流动。这时，从流体驱动机3排出，经过室内热交换器1流入到配管25内的致冷剂a，由于单向阀39的作用，不能流入旁通路37，而流入中间热交换器5内。所以，在冷气运转时的流路A的动作与第1实施例相同。

另一方面，在暖气运转时，使采用可逆泵的流体驱动机3按照与冷气运转时相反的方向进行旋转。这样一来，从流体驱动机3中

排出的致冷剂a流入配管33一侧。但由于单向阀41的作用，使其不能流入中间热交换器5，而是如II_A所示流入旁通路37内。这样运转时，由于致冷剂加热器31进行工作，所以致冷剂a被加热，一部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态的致冷剂a，通过连接管25流入室内热交换器1内。在室内热交换器1内，制冷剂a对空气加热，而本身冷凝成液体状态，通过连接管27流入流体驱动机3内。

上述单向阀39、41的作用分别是：在冷气运转时使致冷剂a流入中间热交换器5；在暖气运转时使致冷剂a流入旁通流路37，所以，构成了具有这样一种功能的控制阀；它使致冷剂a流入中间热交换器5和旁通流路37中的某一侧。

在上述空调器内，由于使用配管部分压力损失比HFC134a小的HFC32/125（25/70）作为致冷剂a；使用理论COP比HFC32/125（50/50）大的HFC32/125（75/25）作为致冷剂b，所以，在冷气运转时可以获得与第1实施例相同的效果。

另一方面，在暖气运转时，通过对致冷剂加热而进行暖气运转，而且致冷剂a从中间热交换器5的旁路通过，所以能有效地把从致冷剂加热器31获得的热量有效地传送到室内热交换器1内，可以使暖气运转效率高而且方便。

再者，在本实施例中，由于使用可燃性极低的HFC32/125（25/75）作为由致冷剂加热器31加热的致冷剂a；使用COP值大的HFC32/125（75/25）作为致冷剂b，所以，能够制成既不降低冷气

运转时的 COP 值，又能安全地地对致冷剂加热的空调器。

图 6 是表示本发明第 6 实施例的空调器致冷剂回路图。图中，对于和上述第 1 实施例相同的构成，标注同一符号。与第 1 实施例的不同点是：

(1) 流体驱动机 3 是仅向一个方向排出流体的泵，在流路 A 内设置了四通阀 29，用来把从流体驱动机 3 中排出的流体的流路切换到实线状态和虚线状态。

(2) 对流路 A 的室内机 21 内的连接管 25 上，设置了致冷剂加热器 31。致冷剂加热器 31 是以民用煤气、丙烷和石油等为燃料，对致冷剂 a 进行加热的燃烧器。

(3) 使用 HFC125 作为致冷剂 a；使用 HFC32 作为致冷剂 b。

流路 B 的动作与第 1 实施例相同。

在流路 A 中，冷气运转时致冷剂 a 向 I_A 方向流动。以液体状态从流体驱动机 3 中排出的致冷剂 a，经过处于实线状态的四通阀 29，通过连接管 27，流入室内热交换器 1 内。在室内热交换器 1 内，致冷剂 a 通过对空气进行冷却而部分或全部蒸发。变成蒸气或气液二相状态的致冷剂 a，通过连接管 25 后流入中间热交换器 5 内。在中间热交换器内，致冷剂 a 被流路 B 内向 I_B 方向流动的致冷剂 b 冷却而进行凝缩。变成液体状态的致冷剂 a 通过四通阀 29 返回到流体驱动机 3 内。

在暖气运转时，把四通阀 29 切换到虚线状态，致冷剂 a 向 II_A 方

向流动。从流体驱动机 3 中排出的液体状致冷剂a，经过四通阀 29 流入到中间热交换器 5 内，被在流路 B 内向 II_B 方向流动的致冷剂 b 加热，从而部分或全部蒸发。

这时致冷剂 a 处于蒸气或干燥度大的气液二相状态，也就是在暖气负荷小的情况下，致冷剂加热器 31 不工作，从中间热交换器 5 中流出的致冷剂 a，通过连接管 25，流入到室内热交换器 1 内。在室内热交换器 1 中，致冷剂 a 通过对空气加热而进行冷凝。变成液体状的致冷剂 a 通过连接管 27 后，经过四通阀 29 返回到液体驱动机 3 内。

另一方面，在外部大气温度低和起动时室内温度低这种暖气负荷大的情况下，如果不加大压缩机 15 的输入而进行运转的话，从中间热交换器 5 中流出的致冷剂 a 将变成干燥度小的气液二相状态。在这种情况下，使致冷剂加热器 31 工作，对致冷剂 a 进行加热，使其全部或大部分蒸发。因此，而变成蒸气或干燥度大的气液二相状态的致冷剂 a，通过连接管 25 流入到室内热交换器 1 内。在室内热交换器 1 内，致冷剂 a 通过对空气加热而进行冷凝。变成液体状态的致冷剂 a，通过连接管 27 后，经过四通阀 29 返回到流体驱动机 3 内。

致冷剂加热器 31 是否工作，决定于安装室内机 23 的室内的温度和室内机的设定温度的关系。也就是说，室内温度与设定温度相比，低到规定值以下时，使致冷剂加热器 31 工作，否则就不工作。

在上述空调器内，由于使用配管部分压力损失比 HFC134a 小的

HFC125 作为致冷剂 a；使用理论 COP 值比 HFC32/125（50/50）和 FHC125（理论 COP4. 66）大的 HFC32 作为致冷剂 b。所以可以获得与第 1 实施例相同的效果。另一方面，当暖气负荷大的暖气运转时，在来自流路 B 的致冷剂 b 的热量上又 加上了来自致冷剂加热器 31 的热量，所以不增加对流路 B 的压缩机 15 的输入，即可获得较高的暖气机能力。

再者，当把致冷剂加热器安装到现有空调器内时，考虑到在致冷剂加热器内的致冷剂漏泻问题，不能使用具有可燃性的致冷剂，因此难以提高冷气运转时的 COP 值。然而，在本实施例中，和上述第 4 实施例一样，可以使用可燃性高的致冷剂 HFC32 作为致冷剂 b，因此，能够提高冷气运转时的 COP 值。

在上述第 1—第 6 的各个实施例中，用图示方式仅说用了空调器的主要零件（构成部分）。然而，即使加上其他辅助零件，也不会影响本发明的主要目的。例如，辅助零件在流路 A 内有对循环的致冷剂的量进行调节用的致冷剂罐、对蒸发、冷凝温度进行调节用的压力控制装置、防止蒸气流入泵内用的气液分离器。、防止液体流入压缩机用的蓄液器等。另外，辅助零件还包括控制装置和敏感元件等。另一方面，在流路 B 内，辅助零件有：像现有空调器内的蓄液器、致冷剂罐、各种阀门、控制用敏感元件、装置等。

另外，在第 1—6 的实施例中说明的各种流体驱动机、各种致冷剂 a、各种致冷剂 b、室内热交换器的台数、致冷剂加热的有无等的

组合方式不仅限于第1—6的实施例中说明的组合，还可通过其他组合方式也能实现 本发明的目的。例如，也可以是利用压缩机作为流体驱动机，具有多个室内热交换器的多路系统空调器、以及利用HFC134a作为致冷剂b，而且备有致冷剂加热器的空调器。

如上所述，根据本发明，在具有流体驱动机、室内热交换器的第1致冷剂回路内，使用压力损失小的第1致冷剂，同时在具有压缩机、室外热交换器和膨胀装置的第2致冷剂回路内，使用由热物理值决定的理论致冷系数大的第2致冷剂，在第1、第2的各个致冷剂回路内设置中间热交换器，以此使第1、第2的各致冷剂互相进行热交换，从而可以构成仅利用致冷剂特性中的优点的周期，可以安全而高效率地进行运转。

图1是表示本发明的第1实施例的空调器致冷剂回路图。

图2是表明本发明的第2实施例的空调器致冷剂回路图。

图3是表示本发明的第3实施例的空调器致冷剂回路图。

图4是表示本发明的第4实施例的空调器致冷剂回路图。

图5是表示本发明的第5实施例的空调器致冷剂回路图。

图6是表示本发明的第6实施例的空调器致冷剂回路图。

图 1

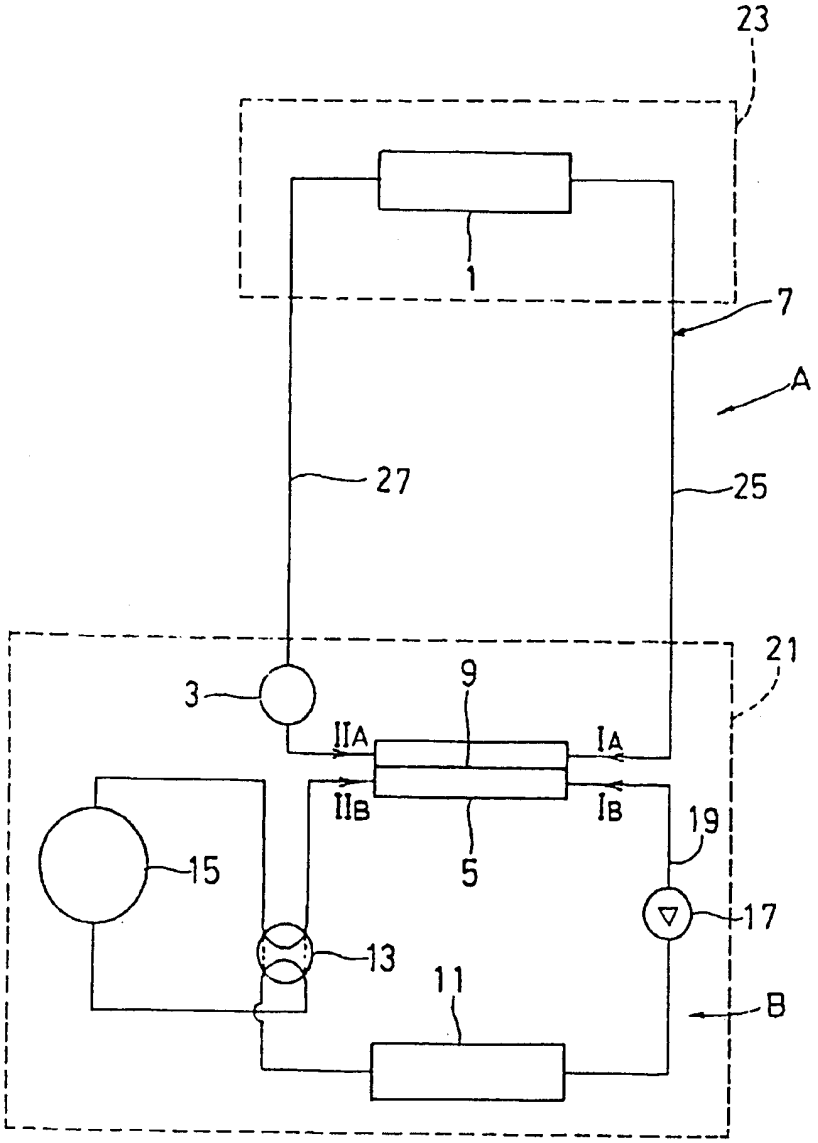


图 2

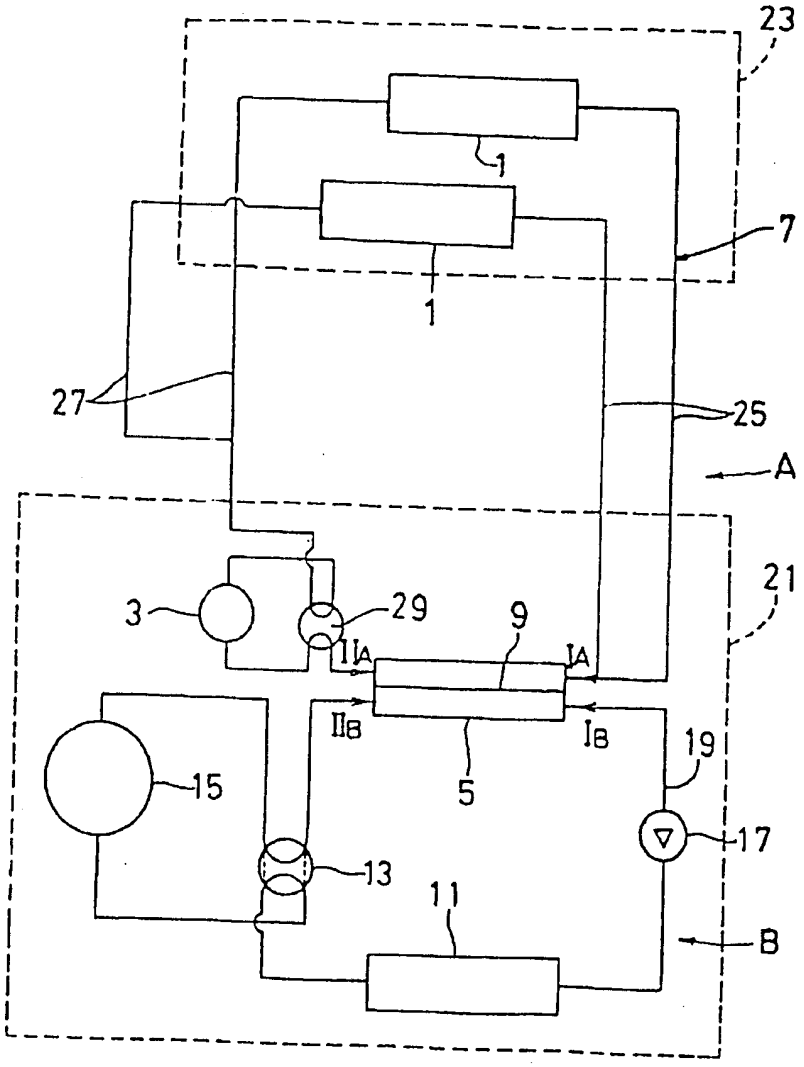


图 3

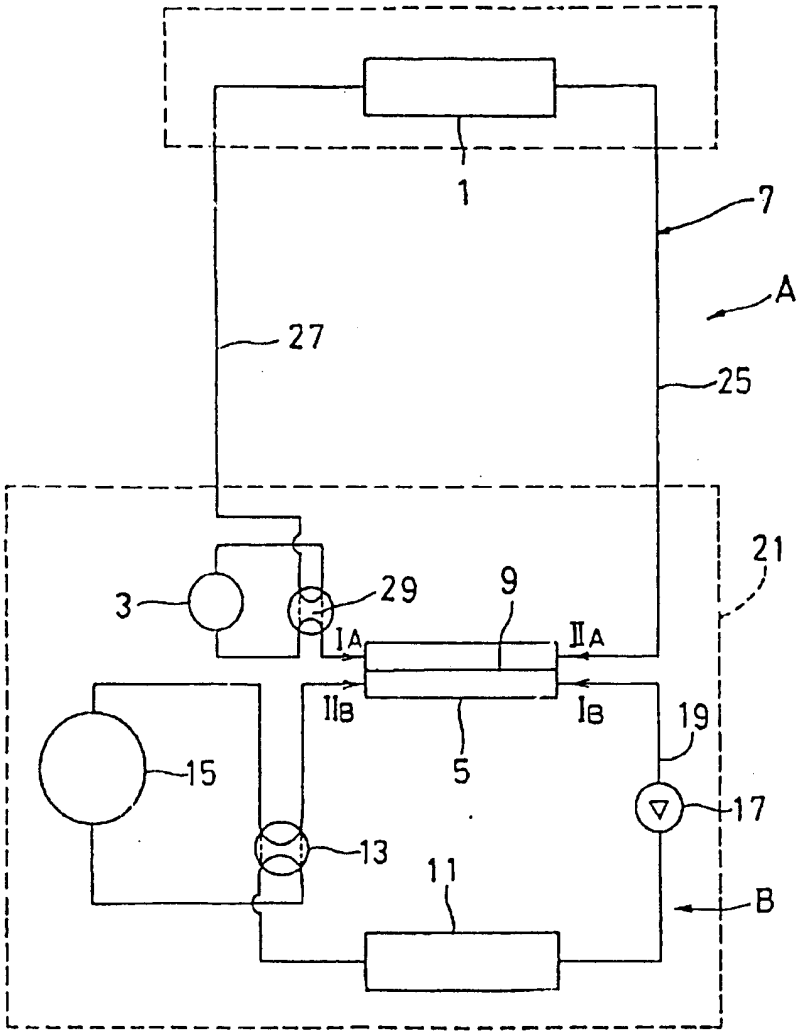


图 4

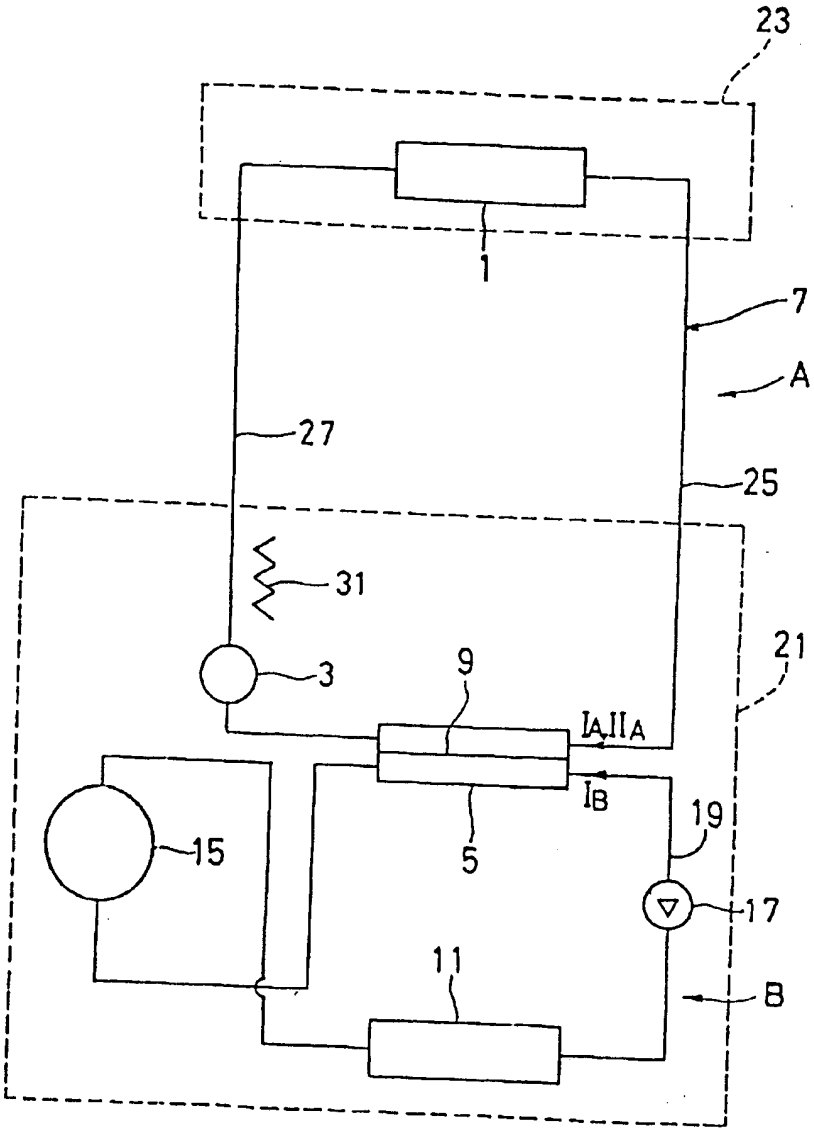


图 5

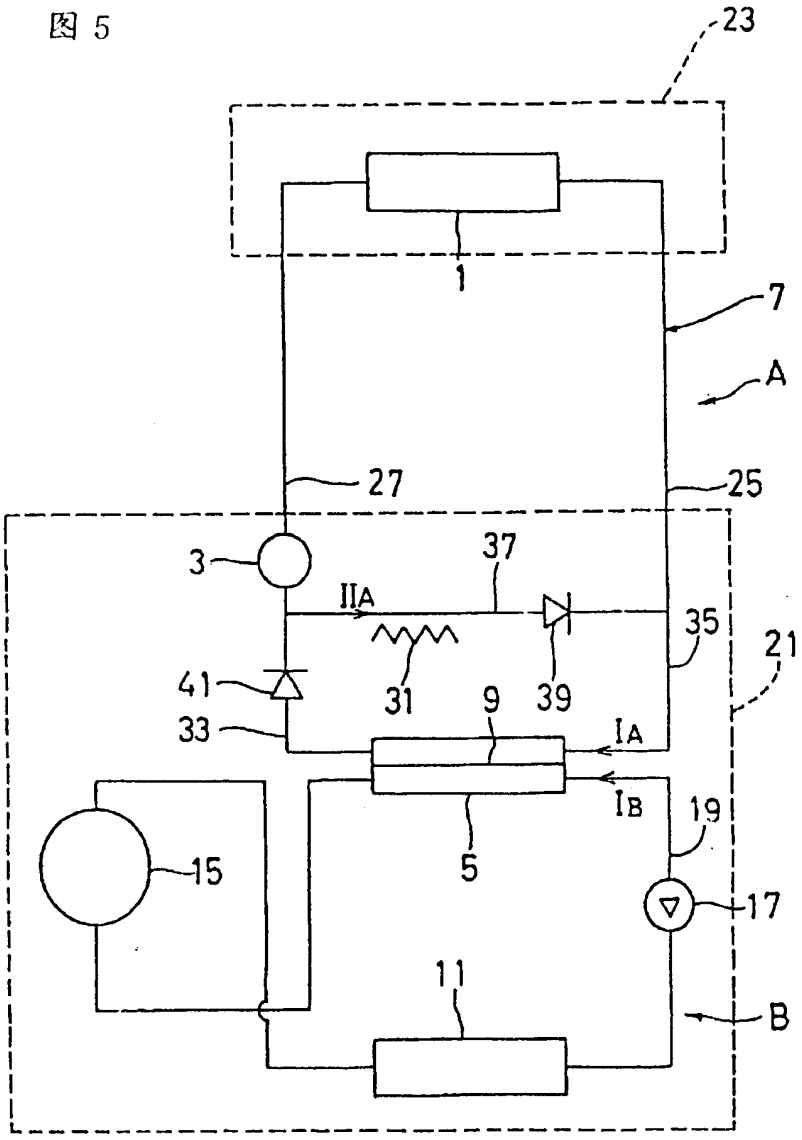
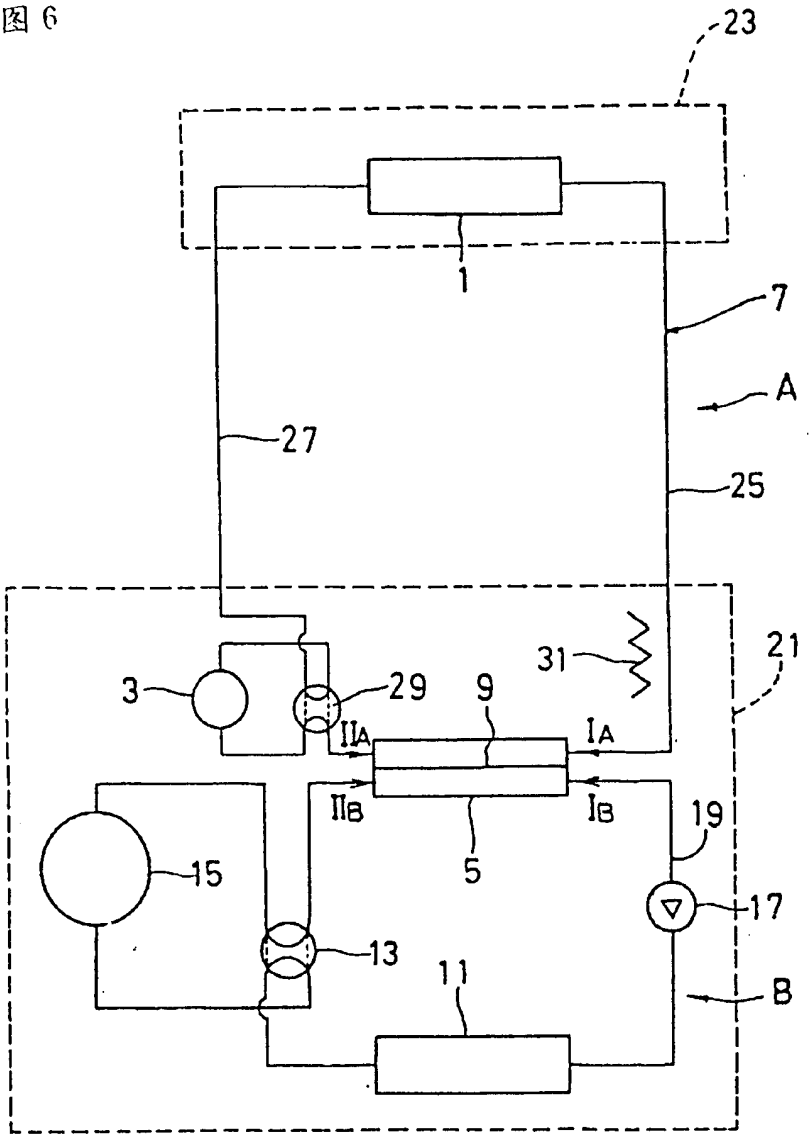



图 6