

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 9/00 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410097983.1

[45] 授权公告日 2007 年 2 月 14 日

[11] 授权公告号 CN 1300522C

[22] 申请日 2004.12.1

[21] 申请号 200410097983.1

[30] 优先权

[32] 2003.12.1 [33] JP [31] 2003-402241

[73] 专利权人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 冈座典穗

[56] 参考文献

CN 1164007A 1997.11.5

JP 11193967A 1999.7.21

US 4169361A 1979.10.2

JP 200346466A 2000.12.15

JP 2000179960A 2000.6.30

CN 1231408A 1999.10.13

审查员 李 红

[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 何腾云

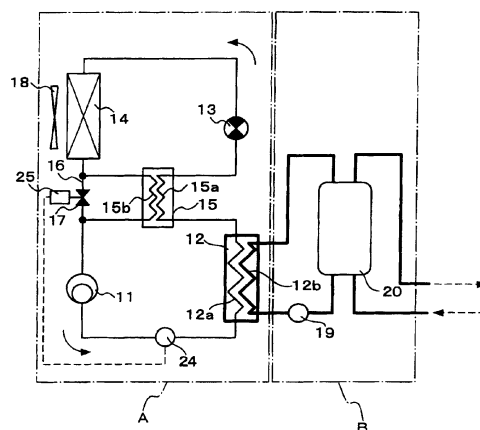
权利要求书 1 页 说明书 10 页 附图 4 页

[54] 发明名称

冷冻循环装置

[57] 摘要

冷冻循环装置由压缩机(11)、作为热水供给用热交换器的散热器(12)的制冷剂流路(12a)、内部热交换单元(15)的高压侧制冷剂流路(15a)、减压器(13)、蒸发器(14)、内部热交换单元(15)的低压侧制冷剂流路(15b)形成制冷剂回路(A); 其中: 由压力检测装置(24)检测出高压侧压力上升到邻近设计压力这一状态, 由电磁阀控制装置(25)控制设于旁通回路(16)的第1电磁阀(17)、使之成为闭状态, 低压侧制冷剂流入到蒸发器(14)出口与压缩机(11)入口间的低压侧制冷剂流路(15b), 冷却在散热器(12)出口与减压器(13)入口间的高压侧制冷剂流路(15a)流动的高压侧制冷剂, 降低高压侧压力。



1. 一种冷冻循环装置，使用在高压侧成为超临界状态的制冷剂，至少具有压缩机、散热器、减压器、蒸发器，不具有制冷剂量调节单元；该冷冻循环装置还具有冷却上述散热器出口与上述减压器入口间的制冷剂的内部热交换单元，其特征在于：上述内部热交换单元由上述减压器出口与上述蒸发器入口间的制冷剂冷却上述散热器出口与上述减压器入口间的制冷剂。

2. 根据权利要求1所述的冷冻循环装置，其特征在于：具有旁通回路、第2电磁阀、压力检测单元、及控制单元；该旁通回路使上述内部热交换单元旁通；该第2电磁阀控制上述旁通回路的制冷剂流动；该压力检测单元检测高压侧压力；该控制单元在由上述压力检测单元检测出的压力上升到邻近设计压力的场合，关闭上述第2电磁阀。

3. 根据权利要求1所述的冷冻循环装置，其特征在于：具有压力检测单元和控制单元；该压力检测单元检测上述高压侧压力；该控制单元在由上述压力检测单元检测出的压力上升到邻近设计压力的场合，降低上述蒸发器的送风扇的转速。

冷冻循环装置

技术领域

本发明涉及一种使用在高压侧可成为超临界状态的制冷剂的作为制冷剂冷冻循环的装置。

背景技术

过去，作为封入到冷冻循环装置内的制冷剂，可使用包含氟原子的烃类（氟里昂类）。然而，氟里昂具有破坏臭氧层的性质，而且，在大气中的寿命较长，从而温室效应大，所以对全球气候变暖产生影响，不能说是令人满意的制冷剂。因此，提出将二氧化碳和乙烷等用作制冷剂代替氟里昂类的冷冻循环装置（例如参照专利文献1），二氧化碳和乙烷等的臭氧破坏系数为零，而且全球变暖系数与氟里昂相比也非常小。

二氧化碳和乙烷等制冷剂的临界温度低，在过去的冷冻循环装置的高压侧（压缩机出口～散热器～减压器入口）不产生冷凝，成为在临界压力以上运行的超临界循环。为此，高压侧的压力可与高压侧的制冷剂的温度无关地任意调整，通常调整为冷冻循环装置的效率最佳的压力。

为了调整高压侧压力，可通过使高压侧的制冷剂的质量即高压侧的制冷剂保持量变化而实现。在专利文献1中，作为调整高压侧压力的方法提出了通过调整减压器的开度而改变缓冲用制冷剂储罐的液体残余量、使高压侧的制冷剂保持量改变的方法，即相对高压侧附加或除去储存于储罐的液体制冷剂的方法。

对于记载于专利文献1的图2的对流型热交换器12有这样的记载，即，“为了获得该装置的功能，并不绝对需要，但可改善其效率特别是相对能力增大这一情况的响应速度”，这说明它并不是为了调整高

压侧的制冷剂保持量而设置，而是为了效率改善而设置。

(专利文献1)

日本特公平 7-18602 号公报

可是，在上述专利文献1公开的已有技术的场合，为了储存液体制冷剂，需要较大容积的储罐或储液器，产生设备大型化的问题。

为此，对没有储罐或储液器的冷冻循环装置进行了各种探讨，结果发现，在通常的运行状态下，通过调整减压器的开度，使低压侧的保持量与高压侧的保持量的比例改变，从而可在某种程度上调整高压侧的压力，但在由散热器散热的流体（例如在空调机的场合为室内空气和外部空气，在热水供给器的场合等为水等）的温度较高的场合，高压侧压力异常上升，存在冷冻循环装置的可靠性下降的问题。

发明内容

因此，本发明的目的在于为了解决上述问题，提供一种冷冻循环装置，该冷冻循环装置不使用储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元，而使用别的单元应对异常高压，克服可靠性的问题，实现设备的小型化。

本发明的第1实施形式的一种冷冻循环装置，使用在高压侧成为超临界状态的制冷剂，至少具有压缩机、散热器、减压器、蒸发器，不具有制冷剂量调节单元；该冷冻循环装置还具有冷却上述散热器出口与上述减压器入口间的制冷剂的内部热交换单元，其特征在于：上述内部热交换单元由上述减压器出口与上述蒸发器入口间的制冷剂冷却上述散热器出口与上述减压器入口间的制冷剂。

按照本实施形式，在流入到散热器的流体的温度增高、高压侧压力上升到邻近设计压力的场合，冷却散热器出口与减压器入口间的高压侧制冷剂，使高压侧制冷剂的密度增大，从而可降低高压侧压力。为此，可抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

另外，按照本实施形式，在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合，通过冷却散热器出口与减压器入口间的高压侧制冷剂，可降低高

压侧压力，从而抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

作为本发明的第2实施形式，在第1实施形式的冷冻循环装置中，具有旁通回路、第2电磁阀、压力检测单元、及控制单元；该旁通回路使内部热交换单元旁通；该第2电磁阀控制旁通回路的制冷剂流动；该压力检测单元检测高压侧压力；该控制单元在由压力检测单元检测出的压力上升到邻近设计压力的场合，关闭第2电磁阀。

按照本实施形式，通过具有关闭第2电磁阀的控制单元，可冷却散热器出口与减压器入口间的高压侧制冷剂，降低高压侧压力，为此，可抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

作为本发明的第3实施形式，在第1实施形式的冷冻循环装置中，具有压力检测单元和控制单元；该压力检测单元检测高压侧压力；该控制单元在由压力检测单元检测出的压力上升到邻近设计压力的场合，降低蒸发器的送风扇的转速。

按照本实施形式，通过具有降低蒸发器的送风扇的转速的控制单元，从而可冷却散热器出口与减压器入口间的高压侧制冷剂，降低高压侧压力，所以，可抑制高压侧压力的异常的上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

附图说明

图1为示出本发明第1实施例的冷冻循环装置的构成图。

图2为示出本发明第2实施例的冷冻循环装置的构成图。

图3为示出本发明第3实施例的冷冻循环装置的构成图。

图4为示出本发明第4实施例的冷冻循环装置的构成图。

图5为图4所示内部热交换单元的构成图。

具体实施方式

(实施例1)

下面，参照附图以热水供给器为例说明本发明的一实施例的冷冻

循环装置。本发明不受本实施例所限。图1为示出本发明第1实施例的冷冻循环装置的构成图。

第1实施例的冷冻循环装置包括制冷剂回路A和流体回路B；该制冷剂回路A包括压缩机11、作为热水供给用热交换器的散热器12的制冷剂流路12a、内部热交换单元15的高压侧制冷剂流路15a、减压器13、蒸发器14、内部热交换单元15的低压侧制冷剂流路15b等；该流体回路B包括供水泵19、散热器12的流体流路12b、热水供给箱20等。

在上述制冷剂回路A中，内部热交换单元15的高压侧制冷剂流路15a设于散热器12（制冷剂流路12a）出口与减压器13入口之间，低压侧制冷剂流路15b设于蒸发器14出口与压缩机11入口之间，由在蒸发器14出口与压缩机11入口之间的低压侧制冷剂流路15b流动的低压侧制冷剂冷却在散热器12（制冷剂流路12a）出口与减压器13入口间的高压侧制冷剂流路15a流动的高压侧制冷剂。另外，上述制冷剂回路A具有旁通低压侧制冷剂流路15b的旁通回路16、设于旁通回路16上的第1电磁阀17、检测高压侧的压力的压力检测装置24、及根据压力检测装置24检测出的压力控制第1电磁阀17的开度的电磁阀控制装置25。另外，具有将外气送到蒸发器14的送风扇18。

下面，说明如上述那样构成的冷冻循环装置的动作。

在流体回路B中，从热水供给箱20的底部由供水泵19送入到散热器12的流体流路12b的流体（例如水）由在制冷剂流路12a中流动的制冷剂加热，成为高温流体（例如热水），该高温流体从热水供给箱20的顶部导入而存留。

另一方面，在制冷剂回路A中，由压缩机11将作为制冷剂的二氧化碳压缩到超过临界压力的压力。该压缩了的制冷剂成为高温高压状态，当在散热器12的制冷剂流路12a流动时，向在流体流路12b流动的水散热而冷却。另外，制冷剂供给到内部热交换单元15的高压侧制冷剂流路15a。此后，制冷剂由减压器13减压，成为低温低压的气液二相状态，供给到蒸发器14。在蒸发器14中，制冷剂由利用送

风扇 18 送入的外气加热，成为气液二相或气体状态。

在通常的运行状态下，设于旁通回路 16 的第 1 电磁阀 17 被控制为开状态。因此，从蒸发器 14 出来的低温的制冷剂基本上不在内部热交换单元 15 的低压侧流路 15b 中流动，而是主要在旁通回路 16 流动，并再次被吸入到压缩机 11。即，在内部热交换单元 15 的高压侧制冷剂流路 15a 流动的制冷剂基本上不被冷却地流入到减压器 13。在这样的场合，高压侧的压力由减压器 13 的开度调整使低压侧的保持量与高压侧的保持量的比例变化而调整。

另一方面，当高温的热水储存到热水供给箱 20 的底部时，流入到散热器 12 的流体流路 12b 的水的温度升高，所以，有时会成为高压侧压力上升到邻近设计压力的运行状态。

在这样的场合，由压力检测装置 24 和电磁阀控制装置 25 控制设于旁通回路 16 的第 1 电磁阀 17，使之成为闭状态。因此，从蒸发器 14 出来的低温的制冷剂，流入到内部热交换单元 15 的低压侧制冷剂流路 15b，冷却在高压侧制冷剂流路 15a 流动的制冷剂后，再次被吸入到压缩机 11。在该场合，在高压侧制冷剂流路 15a 流动的制冷剂被冷却，从而使高压侧的制冷剂的密度增大，所以，即使高压侧的保持量相同也可降低高压侧压力。

在如上述那样构成的冷冻循环装置中，可获得下述效果。即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元，在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合，通过控制第 1 电磁阀 17 使之成为闭状态，从而由蒸发器 14 出口和压缩机 11 入口间的制冷剂冷却散热器 12（制冷剂流路 12a）出口与减压器 13 入口间的制冷剂，使高压侧的制冷剂的密度增大成为可能，即使高压侧的保持量相同，也可降低高压侧压力。为此，可提供一种冷冻循环装置，该冷冻循环装置可抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

在本实施例中，旁通回路 16 形成为旁通内部热交换单元 15 的低压侧制冷剂流路 15b 一方的构成，但也可形成为旁通高压侧制冷剂流路 15a 一方的构成。另外，也可为旁通低压侧制冷剂流路 15b 和高压

侧制冷剂流路 15a 双方的构成。另外，第 1 电磁阀 17 为能够调整开度的膨胀阀，调节流入到内部热交换单元 15 的低压侧制冷剂流路 15b 的制冷剂的流量，也可调节在内部热交换单元 15 的热交换量。

(实施例 2)

图 2 为示出本发明第 2 实施例的冷冻循环装置的构成图。在本实施例中，与第 1 实施例同样的构成要素采用与图 1 相同的符号，省略其说明，以下说明与本实施例的第 1 实施例不同的构成和动作。

在第 2 实施例的冷冻循环装置中，内部热交换单元 21 的高压侧制冷剂流路 21a 设在散热器 12 (制冷剂流路 12a) 出口与减压器 13 入口之间，低压侧制冷剂流路 21b 设置在减压器 13 出口与蒸发器 14 入口之间，由在减压器 13 出口与蒸发器 14 入口间的低压侧制冷剂流路 21b 流动的低压侧制冷剂冷却在散热器 12 (制冷剂流路 12a) 出口与减压器 13 入口间的高压侧制冷剂流路 21a 流动的高压侧制冷剂。另外，该装置具有旁通低压侧制冷剂流路 21b 的旁通回路 22、设于旁通回路 22 上的第 2 电磁阀 23、及根据压力检测装置 24 的检测压力控制第 2 电磁阀 23 的电磁阀控制装置 25。

下面，说明如上述那样构成的冷冻循环装置的动作。

在通常的运行状态下，设于旁通回路 22 的第 2 电磁阀 23 被控制为开状态。因此，从减压器 13 出来的低温的制冷剂基本上不在内部热交换单元 21 的低压侧流路 21b 中流动，而是主要在旁通回路 22 流动，并流入到蒸发器 14。即，在内部热交换单元 21 的高压侧制冷剂流路 21a 流动的制冷剂基本上不被冷却地流入到减压器 13。

另一方面，与第 1 实施例的场合同样，在高压侧压力上升到邻近设计压力的运行状态下，由压力检测装置 24 和电磁阀控制装置 25 控制设于旁通回路 22 的第 2 电磁阀 23，使之成为闭状态。因此，从减压器 13 出来的低温的制冷剂，流入到内部热交换单元 21 的低压侧制冷剂流路 21b，冷却在高压侧制冷剂流路 21a 流动的制冷剂后，流入到蒸发器 14。在该场合，在高压侧制冷剂流路 21a 流动的制冷剂被冷却，从而使高压侧的制冷剂的密度增大，所以，即使高压侧的保持量

相同也可降低高压侧压力。

在如上述那样构成的冷冻循环装置中,也可获得以下那样的效果。即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元,在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合,通过控制第2电磁阀23使之成为闭状态,从而由减压器13出口和蒸发器14入口间的制冷剂冷却散热器12(制冷剂流路12a)出口与减压器13入口间的制冷剂,使高压侧的制冷剂的密度增大,即使高压侧的保持量相同,也可降低高压侧压力。为此,可抑制高压侧压力的异常上升,不损害可靠性即可实现设备的小型化。

在本实施例中,旁通回路22形成为旁通内部热交换单元21的低压侧制冷剂流路21b的构成,但也可形成为旁通高压侧制冷剂流路21a的构成。另外,也可作为旁通低压侧制冷剂流路21b和高压侧制冷剂流路21a双方的构成。另外,第2电磁阀23为能够调整开度的膨胀阀,调节流入到内部热交换单元21的低压侧制冷剂流路21b的制冷剂的流量,也可调节在内部热交换单元21的热交换量。

(实施例3)

图3为示出本发明第3实施例的冷冻循环装置的构成图。在本实施例中,与第1实施例同样的构成要素采用与图1相同的符号,省略其说明,以下说明与本实施例的第1实施例不同的构成和动作。

在第3实施例的冷冻循环装置中,内部热交换单元31的高压侧制冷剂流路31a设在散热器12(制冷剂流路12a)出口与减压器13入口之间,低压侧制冷剂流路31b设置在旁通回路32上,该旁通回路32在散热器12(制冷剂流路12a)与内部热交换单元31的高压侧制冷剂流路31a之间分支,通过第2减压器33连接到蒸发器14与压缩机11之间。然后,由低压侧制冷剂冷却在散热器12(制冷剂流路12a)出口与减压器13入口间的高压侧制冷剂流路31a流动的高压侧制冷剂,该低压侧制冷剂从散热器12(制冷剂流路12a)出来后分支,在旁通回路32流动,由第2减压器33减压后,流入到低压侧制冷剂流路31b。另外,该装置具有根据压力检测装置24的检测压力控制第2减压器33的减压器控制装置35。

下面,说明如上述那样构成的冷冻循环装置的动作。

在通常的运行状态下,第2减压器33被控制为全闭状态。因此,从散热器12(制冷剂流路12a)出来的制冷剂不在内部热交换单元31的低压侧制冷剂流路31b中流动,而是流入到内部热交换单元31的高压侧制冷剂流路31a,不被冷却地流入到减压器13。

另一方面,在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合,由压力检测装置24和减压器控制装置35控制第2减压器33,使之成为从接近全闭状态(不包含全闭)到全开状态的任一开度。因此,从散热器12(制冷剂流路12a)出来的制冷剂的一部分,分支地流到旁通回路32,由第2减压器33减压而成为低温的制冷剂,再流入到内部热交换单元31的低压侧制冷剂流路31b,冷却在高压侧制冷剂流路31a流动的制冷剂,然后,被吸入到压缩机11。在该场合,通过冷却在高压侧制冷剂流路31a流动的制冷剂,使高压侧的制冷剂的密度增大,所以,即使高压侧的保持量相同也可降低高压侧压力。

在如上述那样构成的冷冻循环装置中,也可获得以下那样的效果。即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元,在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合,通过调节第2减压阀33的开度,从而使从散热器12(制冷剂流路12a)出来的制冷剂的一部分分支,由第2减压器33减压后,用该制冷剂冷却散热器12(制冷剂流路12a)出口与减压器13入口间的制冷剂,使高压侧的制冷剂的密度增大,即使高压侧的保持量相同,也可降低高压侧压力,为此,可抑制高压侧压力的异常上升,不损害可靠性即可实现设备的小型化。

(实施例4)

图4为示出本发明第4实施例的冷冻循环装置的构成图。另外,图5为图4所示内部热交换单元15的构成图。在本实施例中,与第1实施例同样的构成要素采用与图1相同的符号,省略其说明,以下说明与本实施例的第1实施例不同的构成和动作。

在第4实施例的冷冻循环装置中,具有根据压力检测装置24的检测压力控制蒸发器14的送风扇18的风扇控制装置45。另外,图5所

示内部热交换单元 15 将连接散热器 12 (制冷剂流路 12a) 出口与减压器 13 入口的铜管的一部分作为高压侧制冷剂流路 15a, 将连接蒸发器 14 出口与压缩机 11 入口的铜管的一部分作为低压侧制冷剂流路 15b, 通过对这些铜管进行硬钎焊接合而构成。分别在高压侧制冷剂流路 15a 和低压侧制冷剂流路 15b 中流动的高压侧制冷剂和低压侧制冷剂最好如图 5 所示那样作为对流进行流动地构成。

下面, 说明如上述那样构成的冷冻循环装置的动作。

在第 4 实施例的冷冻循环装置中, 由于未设置第 1 实施例的旁通回路 16 和第 1 电磁阀 17, 所以, 即使在通常的运行状态下, 虽然在内部热交换单元 15 中, 在流过高压侧制冷剂流路 15a 的制冷剂与流过低压侧制冷剂流路 15b 的制冷剂间进行热交换, 但其热交换量并不太大。

另一方面, 流入到散热器 12 的流体流路 12b 的流体的温度升高, 在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合, 由于流入到内部热交换单元 15 的高压侧制冷剂流路 15a 的制冷剂温度也升高, 所以, 在高压侧制冷剂流路 15a 流动的制冷剂与在低压侧制冷剂流路 15b 流过的制冷剂的温度差扩大, 热交换量增加。因此, 在高压侧制冷剂流路 15a 流过的制冷剂进一步被冷却, 高压侧的制冷剂的密度增大, 所以, 即使高压侧的保持量相同, 也可降低高压侧压力。

在如上述那样构成的冷冻循环装置中, 也可获得以下那样的效果。即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元, 在流入到散热器 12 的流体流路 12b 的流体的温度升高、高压侧压力上升到邻近设计压力的场合, 由于内部热交换单元 15 的热交换量增大, 所以, 可由蒸发器 14 出口与压缩机 11 入口间的制冷剂冷却散热器 12 (制冷剂流路 12a) 出口与减压器 13 入口间的制冷剂, 使高压侧的制冷剂的密度增大, 这样, 即使高压侧的保持量相同, 也可降低高压侧压力。为此, 可抑制高压侧压力的异常上升, 不损害可靠性即可实现设备的小型化。

另外, 为了使在流过高压侧制冷剂流路 15a 的制冷剂与流过低压侧制冷剂流路 15b 的制冷剂间进行热交换的热交换量增加, 由压力检

测装置 24 和风扇控制装置 45 控制蒸发器 14 的送风扇 18 的转速，使转速下降。在该场合，由于蒸发器 14 的蒸发温度下降，所以，流入内部热交换单元 15 的低压侧制冷剂流路 15b 的制冷剂温度也降低，所以，流过高压侧制冷剂流路 15a 的制冷剂与流过低压侧制冷剂流路 15b 的制冷剂的温差扩大，热交换量增加。

在如上述那样构成的冷冻循环装置中，可获得以下那样的效果。即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元，在高压侧压力上升到邻近设计压力的场合，通过控制蒸发器 14 的送风扇 18 的转速，使转速下降，从而使内部热交换单元 15 的热交换量增大，所以，可由蒸发器 14 出口与压缩机 11 入口间的制冷剂冷却散热器 12（制冷剂流路 12a）出口与减压器 13 入口间的制冷剂，使高压侧的制冷剂的密度增大，这样，即使高压侧的保持量相同，也可降低高压侧压力。为此，可抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

关于控制图 4 所示蒸发器 14 的送风扇 18 的风扇控制装置 45，可适用于从第 1 到第 4 实施例的冷冻循环装置。另外，关于图 5 所示内部热交换单元 15，也可作为第 1～第 4 实施例的内部热交换单元 15、21、31 加以利用。

本发明的冷冻循环装置即使没有储罐或储液器这样的制冷剂量调节单元，通过由内部热交换单元增大高压侧的制冷剂的密度，从而可降低高压侧压力，所以，可抑制高压侧压力的异常上升，不损害可靠性即可实现设备的小型化。

本发明的冷冻循环装置适合于采用了冷冻循环的高压侧能够成为超临界状态的制冷剂（例如 R32、二氧化碳、乙烷、乙烯、氧化氮及包含其的混合制冷剂等）的热水供给器、家用空调机、车辆用空调机等。另外，可提供不损害可靠性即可实现设备的小型化的冷冻循环装置。

图2

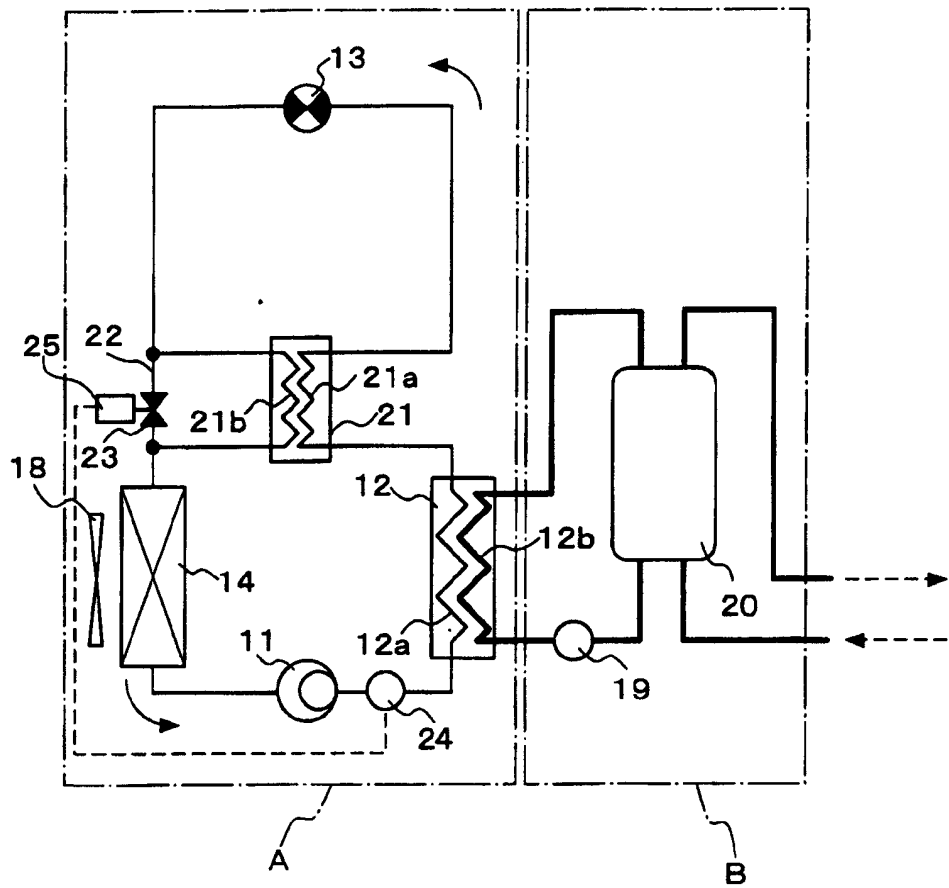


图3

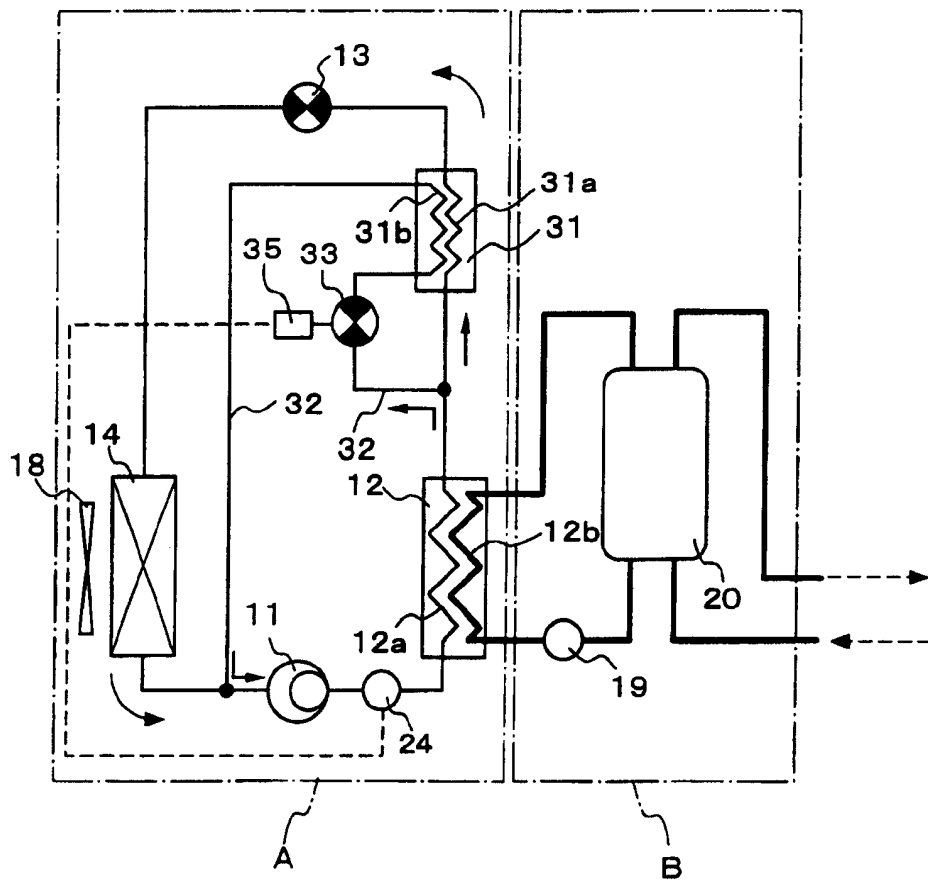


图4

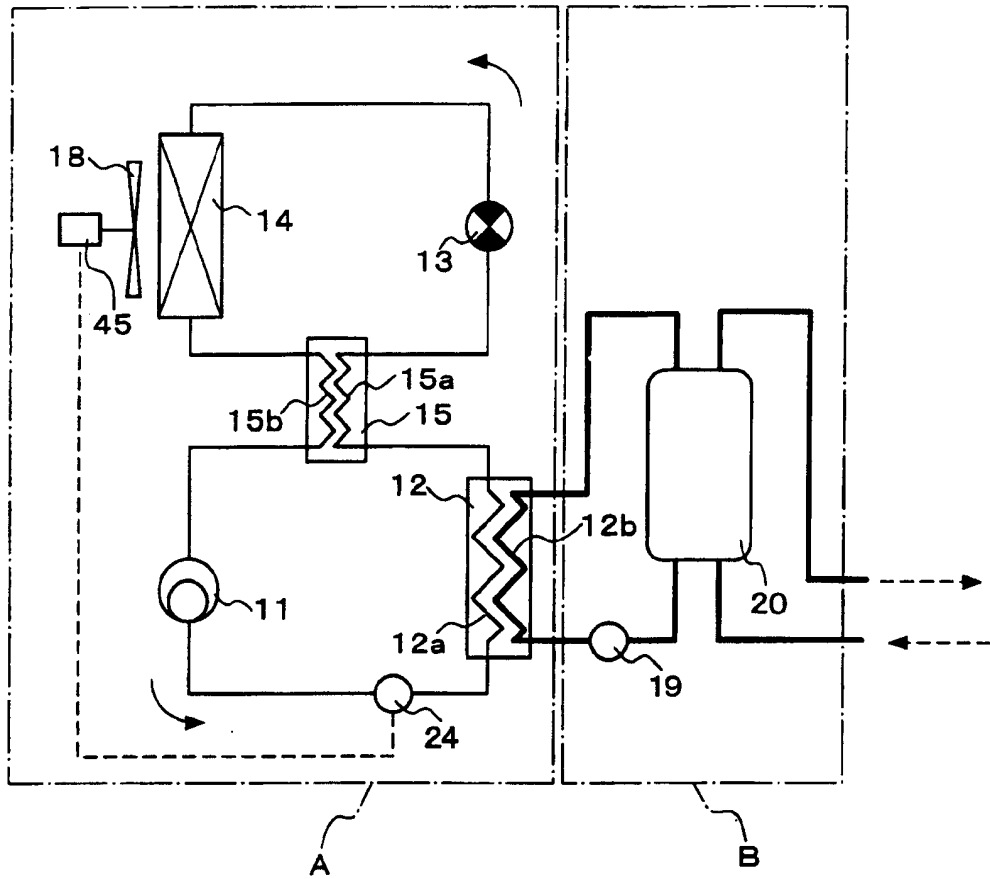


图5

