



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101059288 B

(45) 授权公告日 2010.06.09

(21) 申请号 200610128099.9

JP 2001-174092 A, 2001.06.29, 全文.

(22) 申请日 2006.09.04

CN 1738995 A, 2006.02.22, 说明书第6页第

7行至第8页第31行以及附图1.

(30) 优先权数据

CN 2366801 Y, 2000.03.01, 全文.

2006-115146 2006.04.19 JP

CN 1386185 A, 2002.12.18, 全文.

(73) 专利权人 日立空调·家用电器株式会社

JP 3331102 B2, 2002.10.07, 说明书第12栏

地址 日本东京

第0045段至第15栏第0059段以及附图6.

(72) 发明人 浦田和干 中村宪一 永松信一郎
石神达也

审查员 唐宇

(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 11038

代理人 何腾云

(51) Int. Cl.

F25B 13/00 (2006.01)

F25B 47/02 (2006.01)

(56) 对比文件

JP 2001-133055 A, 2001.05.18, 全文.

CN 1082698 A, 1994.02.23, 说明书第4页第
16行至第5页第15行以及附图2.

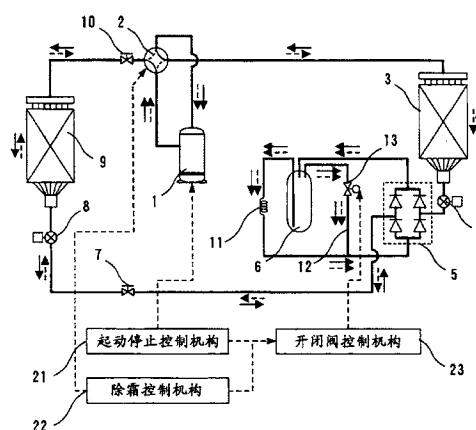
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 8 页

(54) 发明名称

制冷循环装置及空调机

(57) 摘要

本发明提供一种制冷循环,在制冷循环的启动时、除霜时、停止时等的过渡运转状态下,抑制液体返回压缩机,防止液压缩,同时,实现小容量运转时的制冷循环稳定化。制冷循环中,在室内减压装置与室外减压装置之间,设置由止回阀构成的桥回路(5),在该桥回路的朝一个方向流的回路内,依次连接受液器(6)、减压装置(11),为了使受液器顶部的气体制冷剂流向连接上述减压装置与桥回路的配管,设置了受液器旁通回路(12)、和开闭该受液器旁通回路的常时关闭着的受液器开闭阀(13)。



1. 制冷循环装置,用制冷剂配管将压缩机、四通阀、室内热交换器、室内膨胀阀、室外膨胀阀、室外热交换器连接而成,其特征在于,备有受液器、旁通管、受液器开闭阀;上述受液器,用制冷剂配管与上述室内热交换器及室外热交换器连接,用于储留制冷剂;上述旁通管,使上述受液器上部的气体制冷剂通过,并使其与从上述受液器出口流出的制冷剂混合;上述受液器开闭阀,调节通过上述旁通管的气体制冷剂量;还设置了切换部,该切换部把通过了上述旁通管的气体制冷剂与从上述受液器出口流出的制冷剂混合后的制冷剂,切换到上述室内膨胀阀的上游或室外膨胀阀的上游,在回收运转开始前,在以开状态使用上述受液器开闭阀的情况下,使附设在起蒸发器作用的热交换器的上游侧的膨胀阀的开度比在关闭上述受液器开闭阀的状态下进行运转的情况下的开度大。

2. 如权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,上述切换部,是由止回阀构成的桥回路。

3. 如权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,上述切换部是四通阀。

4. 如权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,在上述受液器的下游,用制冷剂配管连接着过冷却器;该过冷却器的主流部入口与上述受液器的出口配管连接;该过冷却器的主流部出口与上述切换部连接;该过冷却器的副流部入口经由过冷却用膨胀阀与上述受液器出口连接;该过冷却器的副流部出口,与连接上述四通阀和上述压缩机吸入侧的制冷剂配管连接;在将开状态的上述受液器开闭阀关闭之前打开上述过冷却用膨胀阀进行调整,使得通过上述旁通管的气体制冷剂与从上述受液器出口流出的制冷剂混合的制冷剂的干度变小。

5. 如权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,从上述压缩机起动时,将上述受液器开闭阀打开预定的时间。

6. 空调机,其特征在于,在用制冷剂配管将压缩机、四通阀、室内热交换器、室内膨胀阀、室外膨胀阀、室外热交换器连接而成的制冷循环装置中,备有受液器、旁通管、受液器开闭阀;上述受液器,用制冷剂配管与上述室内热交换器及室外热交换器连接,用于储留制冷剂;上述旁通管,使上述受液器上部的气体制冷剂通过,并使其与从上述受液器出口流出的制冷剂混合;上述受液器开闭阀,调节通过上述旁通管的气体制冷剂的量;还设置了切换部,该切换部把通过了上述旁通管的气体制冷剂与从上述受液器出口流出的制冷剂混合后的制冷剂,切换到上述室内膨胀阀的上游或室外膨胀阀的上游,在回收运转开始前,在以开状态使用上述受液器开闭阀的情况下,使附设在起蒸发器作用的热交换器的上游侧的膨胀阀的开度比在关闭上述受液器开闭阀的状态下进行运转的情况下的开度大。

7. 如权利要求6所述的空调机,其特征在于,上述切换部,是由止回阀构成的桥回路。

8. 如权利要求6所述的空调机,其特征在于,上述切换部是四通阀。

9. 如权利要求6所述的空调机,其特征在于,在上述受液器的下游,用制冷剂配管连接着过冷却器;该过冷却器的主流部入口与上述受液器的出口配管连接;该过冷却器的主流部出口与上述切换部连接;该过冷却器的副流部入口经由过冷却用膨胀阀与上述受液器出口连接;该过冷却器的副流部出口,与连接上述四通阀和上述压缩机吸入侧的制冷剂配管连接;在将开状态的上述受液器开闭阀关闭之前打开上述过冷却用膨胀阀进行调整,使得通过上述旁通管的气体制冷剂与从上述受液器出口流出的制冷剂混合的制冷剂的干度变小。

10. 如权利要求 6 所述的空调机,其特征在于,从上述压缩机起动时,将上述受液器开闭阀打开预定的时间。

制冷循环装置及空调机

技术领域

[0001] 本发明涉及空调机等制冷循环装置,特别涉及储留液体制冷剂的受液器通过配管与室内热交换器及室外热交换器连接的构造。

背景技术

[0002] 在制冷循环的起动时及除霜运转的切换时等过渡运转的情况下,液体制冷剂容易返回压缩机的吸入侧,为此,已往的制冷循环中,在压缩机的跟前侧,配置了储液器,使液体制冷剂储留在储液器内,将返回压缩机吸入侧的液体制冷剂减少到一定量以下,防止液压缩。但是,配置了储液器后,压力损失增大,引起性能降低,并且,也存在着油与液体制冷剂二相分离的问题,所以实际上希望无储液器的构造。但是,如果没有储液器,则在制冷循环的起动时及除霜运转的切换时,制冷剂不能由蒸发器充分气化,容易作为液体制冷剂返回压缩机吸入侧,从而导致压缩机的可靠性降低。

[0003] 对此,专利文献 1 提出了成立无储液器的制冷循环结构的方法。根据专利文献 1 的方法,在把压缩机、冷凝器、受液器、减压阀及蒸发器连接而成的制冷剂回路中,并且在无论何种运转模式时上述减压阀都位于受液器下游侧的制冷循环中,设置将受液器上部的气体空间与减压阀下游侧的液体管线连接的旁通回路、以及开闭该旁通回路的、常时关闭着的开闭阀,在压缩机起动时或除霜运转的切换时,将上述开闭阀打开,使受液器上部的气体制冷剂流到减压阀下游侧即蒸发器的入口侧,这样,使冷凝器内的液体制冷剂在受液器内移动并被储留,同时,可加大从蒸发器返回的制冷剂的干度,即使没有储液器,也能抑制返回压缩机吸入侧的液体制冷剂量,可防止液压缩。

[0004] 另外,专利文献 2 提出的方法是,在受液器上设置作为气液流量调节机构的旁通管,该旁通管从受液器的上部旁通到受液器前后的配管,在各配管上设有开闭阀,从受液器的上部将各配管与各旁通管连接的配管的途中,设置了气体流量调节装置,该气体流量调节装置用于调节从受液器流出的气体流量。

[0005] 专利文献 1:日本特开平 5-332644 号公报(图 2)

[0006] 专利文献 2:日本特许第 3331102 号(第 0027 段和图 1)

[0007] 专利文献 1 记载的方法,由于将受液器顶部的气体制冷剂旁通到膨胀阀的下游侧,所以,当压缩机的运转容量小时、或蒸发温度低时等制冷循环内的制冷剂循环量少少的情况下,会产生以下的问题。即,由于流入膨胀阀上游侧的制冷剂,是从受液器流出的液体制冷剂,所以,在制冷剂循环量少少的情况下,不得不有些节制膨胀阀的开度。为此,进行膨胀阀的开度调节时,由于使用流量特性相对于开度敏感的部位,所以,在膨胀阀的开度调节中,开度调节有时不能妥善调节,液体制冷剂容易返回,不仅导致制冷循环不稳定,而且增加了对压缩机的返回量,导致液压缩。

[0008] 专利文献 2 的方法中,在制冷、供暖中,都是从受液器抽出气体制冷剂,使用 2 个开闭阀,循环的构造复杂化。另外,制冷或供暖运转中,与流动方向相反地,压力作用在为了将气体制冷剂从受液器抽出而进行打开动作的开闭阀以外的开闭阀上,从而会产生振动。

[0009] 发明内容

[0010] 本发明的目的是,用简单的构造抑制在制冷循环的起动时、除霜时、停止时等的过渡运转状态下返回压缩机的液体量,减少由液压缩引起的故障。

[0011] 为了解决上述课题,本发明一实施形态的制冷循环装置,用制冷剂配管将压缩机、四通阀、室内热交换器、室内膨胀阀、室外热交换器连接而成,其特征在于,备有受液器、旁通管、受液器开闭阀;上述受液器,用制冷剂配管与上述室内热交换器及室外热交换器连接;上述旁通管,使受液器上部的气体制冷剂通过,并使其与从受液器出口流出的制冷剂混合;上述受液器开闭阀,调节通过旁通管的气体制冷剂量;还设置了切换部,该切换部把通过了旁通管的气体制冷剂与从受液器出口流出的制冷剂混合后的制冷剂,切换到上述室内膨胀阀的上游或室外膨胀阀的上游,在回收运转开始前,在以开状态使用上述受液器开闭阀的情况下,使附设在起蒸发器作用的热交换器的上游侧的膨胀阀的开度比在关闭上述受液器开闭阀的状态下进行运转的情况下的开度大。

[0012] 另外,上述切换部,最好是由止回阀构成的桥回路或者是四通阀。

[0013] 另外,受液器的下游,最好用制冷剂配管连接着过冷却器;该过冷却器的主流部入口与受液器的出口配管连接;该过冷却器的主流部出口与上述切换部连接;该过冷却器的副流部入口经由过冷却用膨胀阀与上述受液器出口连接;该过冷却器的副流部出口,与连接上述四通阀和上述压缩机吸入侧的制冷剂配管连接;在将开状态的上述受液器开闭阀关闭之前打开上述过冷却用膨胀阀进行调整,使得通过上述旁通管的气体制冷剂与从上述受液器出口流出的制冷剂混合的制冷剂的干度变小。另外,最好从上述压缩机起动时,将受液器开闭阀打开预定时间。

[0014] 发明效果

[0015] 根据本发明,可以用简单的构造,减少制冷循环装置的液压缩引起的故障,提高制冷循环装置的可靠性。

[0016] 附图说明

[0017] 图 1 是表示本发明一实施形态的制冷循环的框图。

[0018] 图 2 是表示本发明一实施形态的运转状态的莫里尔图。

[0019] 图 3 是本发明一实施形态中使用的膨胀阀的流量特性图。

[0020] 图 4 是用本发明一实施形态的制冷循环进行供暖运转时的时间图。

[0021] 图 5 是用本发明一实施形态的制冷循环进行制冷运转时的时间图。

[0022] 图 6 是用本发明一实施形态的制冷循环进行除霜运转时的时间图。

[0023] 图 7 是表示本发明另一实施形态的制冷循环的配管系统图。

[0024] 图 8 是表示本发明另一实施形态的制冷循环的配管系统图。

[0025] 图 9 表示本发明另一实施形态的制冷循环的配管系统图。

[0026] 具体实施方式

[0027] 下面,说明本发明的实施形态。

[0028] (实施例 1)

[0029] 图 1 是表示本发明一实施形态的制冷循环的框图。图 1 所示的制冷循环,是用配管通过液体阻止阀 7 和气体阻止阀 10 将室外机与室内机连接而构成的。室外机由压缩机 1、主四通阀 2、室外热交换器 3、室外膨胀阀 4 构成。室内机由室内膨胀阀 8、室内热交换器 9

构成。在室外膨胀阀 4 与室内膨胀阀 8 之间,设有由 4 个止回阀构成的桥回路(切换部)5,桥回路 5 中,在制冷剂朝一个方向流的回路内,设有用于储留制冷循环剩余的液体制冷剂的受液器 6。在连接受液器 6 的出口侧与桥回路 5 的配管途中,设有具有一定减压效果的减压装置 11。在连接减压装置 11 与桥回路 5 的配管途中,设有用于从受液器 6 顶部流出气体制冷剂的受液器旁通回路 12。在受液器旁通回路 12 的途中,设有常时关闭着的受液器开闭阀 13。这里所说的桥回路,是指用配管等将并排配置的制冷剂回路的中点相互连接起来的制冷剂回路。另外,在压缩机 1 上,设有用于控制压缩 1 的起动及停止的起动停止控制机构 21。在主四通阀 2 上,设有除霜控制机构 22,当霜附着在起蒸发器作用的热交换器上时,该除霜控制机构 21 切换到使热交换器的霜融解的除霜运转模式。在受液器开闭阀 13 上,设有根据起动停止控制机构 21 及除霜控制机构 22 的信号,任意开闭阀的开闭阀控制机构 23。

[0030] 下面,说明本发明制冷循环的运转模式。本图中,实线箭头表示供暖运转时的制冷剂流向,虚线箭头表示制冷运转时的制冷剂流向。供暖运转时,被压缩机 1 压缩后的高温高压制冷剂,通过主四通阀 2、气体阻止阀 10,流入室内热交换器 9,与通过室内热交换器 9 的空气进行热交换,冷凝液化后,流入室内膨胀阀 8。在室内膨胀阀 8 中,将室内热交换器 9 出口的制冷剂过冷却量调节为一定值,再通过液体阻止阀 7,流入桥回路 5。流入到桥回路 5 内的液体制冷剂,被送到受液器 6,制冷循环中不需要的液体制冷剂被储留,吸出受液器 6 下部的液体制冷剂,送到减压装置 11。送到减压装置 11 的制冷剂,被减压一定量,再流入桥回路 5,送到室外膨胀阀 4。送到室外膨胀阀 4 的制冷剂,被减压到能在室外热交换器 3 蒸发的压力后,流入室外热交换器 3,与通过室外热交换器 3 的空气进行热交换,作为蒸发气体流出,再通过主四通阀 2 返回压缩机 1,这样形成一个制冷循环。

[0031] 另外,制冷运转时,被压缩机 1 压缩后的高温高压制冷剂,通过主四通阀 2,流入室外热交换器 3,与通过室外热交换器 3 的空气进行热交换,冷凝液化后,流入室外膨胀室 4。在室外膨胀室 4 中,将室外热交换器 3 出口的制冷剂过冷却量调节为一定值,再流入桥回路 5。流入到桥回路 5 内的液体制冷剂,被送到受液器 6,制冷循环中不需要的液体制冷剂被储留,吸出受液器 6 下部的液体制冷剂,送到减压装置 11。送到减压装置 11 的制冷剂,被减压一定量,再流入桥回路 5,通过液体阻止阀 7 送到室内膨胀阀 8。送到室内膨胀阀 8 的制冷剂,被减压到能在室内热交换器 9 蒸发的压力后,流入室内热交换器 9,与通过室内热交换器 9 的空气进行热交换,作为蒸发气体流出,再通过气体阻止阀 10、主四通阀 2 返回压缩机 1,这样形成一个制冷循环。

[0032] 制冷运转和供暖运转中,在压缩机 1 的起动时及停止时、或切换到除霜运转时、或从除霜运转切换到通常运转时,打开受液器开闭阀 13,使受液器 6 顶部的气体制冷剂流到受液器旁通回路 12。受液器 6 内的压力和受液器旁通回路 12 的出口压力之中,受液器旁通回路 12 的出口压力降低了,其降低的量相当于从受液器 6 出口流出的液体制冷剂流过减压装置 11 时产生的压力损失。借助该压力差,受液器 6 顶部的气体制冷剂流到受液器旁通回路 12,与从减压装置 11 流出的气液二相状态的制冷剂合流,成为气体量多的制冷剂干度,可使其通过桥回路 5,流入附设在起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀。

[0033] 下面,用图 2 所示的莫里尔图,说明将受液器开闭阀 13 打开时及关闭时的制冷循环状态。图 2 中,实线所示的制冷循环,表示将受液器开闭阀 13 关闭的情况。虚线所示的制冷循环,表示将受液器开闭阀 13 打开的情况。将受液器开闭阀 13 关闭时,被压缩机 1 压

缩的高温高压气体制冷剂,是点 a。在冷凝器冷凝液化后,成为点 b。被附设在起冷凝器作用的热交换器下游侧的膨胀阀减压,成为点 c 的饱和液状态,流入受液器。从受液器 6 流出的制冷剂,被减压装置 11 及附设在起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀减压,成为点 d 的状态,在蒸发器蒸发为气体后,成为点 e 的状态,再被压缩机 1 压缩。这时,流入蒸发器的点 e 的制冷剂的干度 X_1 ,小于压缩机 1 的防止液压缩界限干度。另一方面,打开受液器开闭阀 13 时,由于从受液器 6 顶部抽出气体制冷剂,所以,储留在受液器 6 内的液体制冷剂量增加,由于在制冷循环内流动的有效制冷剂量减少,所以,与关闭受液器开闭阀 13 时相比,高压侧的运转压力降低。即,被压缩机 1 压缩的高温高压气体制冷剂,是点 a'。在冷凝器冷凝液化后,成为点 b'。被附设在起冷凝器作用的热交换器下游侧的膨胀阀减压,成为点 c' 的气液二相状态,流入受液器 6。点 c' 的制冷剂状态,成为在受液器旁通回路 12 中流动的气体制冷剂量、和从受液器 6 出口流出并流到减压装置 11 中流动的液体制冷剂量的比相当的制冷剂干度。然后,从受液器 6 流出的制冷剂,被减压装置 11 及附设在起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀减压,成为点 d' 的状态,在蒸发器蒸发为气体后,成为点 e' 的状态,再被压缩机 1 压缩。这时,为了使流入蒸发器的点 e' 的制冷剂的干度 X_2 ,大于关闭受液器开闭阀 13 时的点 e 的制冷剂干度 X_1 、及压缩机 1 的防止液压缩界限干度,调节在受液器旁通回路 12 中流动的气体制冷剂量,调节减压装置 11 的减压量。

[0034] 下面,说明附设在起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀的开度和流量的特性。图 3 是本发明一实施形态中使用的膨胀阀的流量特性图。横轴表示膨胀阀开度,纵轴表示流量。图中,实线表示受液器开闭阀 13 关闭状态时的流量特性,虚线表示受液器开闭阀 13 打开状态时的流量特性。流量为 Q_1 时的膨胀阀开度,在受液器开闭阀 13 关闭时为 V_1 ,在受液器开闭阀 13 打开时为 V_3 , $V_1 < V_3$ 。流量增加到 Q_2 时,在受液器开闭阀 13 关闭时为 V_2 ,在受液器开闭阀 13 打开时为 V_4 , $V_2 < V_4$ 。这里,将流过膨胀阀的流量从 Q_1 变化到 Q_2 ,所需的膨胀阀开度的差,在受液器开闭阀 13 关闭时为 $(V_2 - V_1)$,在受液器开闭阀 13 打开时为 $(V_4 - V_3)$, $(V_2 - V_1) < (V_4 - V_3)$ 。即,受液器开闭阀 13 打开时,与受液器开闭阀 13 关闭时相比,为了流过相同的流量,必须加大膨胀阀的开度,而且,为了增加相同的流量,必须加大膨胀阀开度的变化幅度。即,受液器开闭阀 13 打开时,与受液器开闭阀 13 关闭时相比,可在膨胀阀的流量特性平缓处控制,相对于膨胀阀的控制,制冷循环的变动小,容易稳定。

[0035] 下面,说明本发明制冷循环的各运转模式中受液器开闭阀 13 的动作。

[0036] 图 4 是用本发明一实施形态的制冷循环进行供暖运转时的时间图。压缩机起动前的主四通阀 2,在图 1 所示的制冷循环中,是虚线所示的状态。在压缩机起动前或起动的同时,将受液器开闭阀 13 打开,将室内膨胀阀 8 全开,将室外膨胀阀 4 设定为起动时的预定开度。制冷循环起动时,首先,压缩机 1 用预定频率 H_{z1} 起动,由于受液器开闭阀 13 打开着,所以,起动时,流入起蒸发器作用的室内热交换器 9 内的制冷剂的干度,在压缩机 1 的液压缩界限干度以上,返回压缩机 1,所以,不产生液压缩,可顺利地起动。接着,经过 T_1 秒后,切换主四通阀 2,在图 1 所示的制冷循环中,成为实线所示的状态,供暖运转开始,这时,由于受液器开闭阀 13 也打开着,在切换主四通阀 2 前,起冷凝器作用的室外热交换器 3 内的液体制冷剂量少,所以,在切换了主四通阀 2 后,也不产生液压缩,可顺利地运转。接着,压缩机 1 的运转频率上升到 H_{z2} ,在经过了压缩机 1 和热交换器等的温度和压力充分稳定的 T_2 秒时,将受液器开闭阀 13 关闭。这时,在关闭受液器开闭阀 13 前或关闭的同时,把起蒸发

器作用的室外热交换器 3 上游侧的室外膨胀阀 4 收缩预定量,这样,可避免在关闭受液器开闭阀 13 时产生的液体回流。然后,根据制冷循环的负荷,压缩机 1 的运转频率被调节,在室内膨胀阀 8,室内热交换器 9 的制冷剂过冷却量被调节,继续供暖运转。接着,制冷循环停止时,进行回收运转,该回收运转,把积存在起冷凝器作用的室内热交换器 9 内的液体制冷剂回收到受液器 6 内。该回收运转的方法是,将压缩机 1 的运转频率降到 Hz3,将室内膨胀阀 8 全开,将受液器开闭阀 13 打开,将室外膨胀阀 4 全闭,这样,压缩机 1 的吸入侧压力渐渐降低,在该压力不成为大气压以下的时刻,将压缩机 1 的运转频率设为 0,将其停止。这样,起冷凝器作用的室内热交换器 9 内的多余液体制冷剂,被回收到受液器 6 内,同时,由于室外膨胀阀 4 关闭着,制冷剂不供给到起蒸发器作用的室外热交换器 3 内,所以,室外膨胀阀 4 下游侧的制冷剂,全部被回收到受液器 6 内,下一次启动时,在低压侧几乎没有液体制冷剂,所以可防止液压缩。

[0037] 下面,说明制冷运转的情形。图 5 是用本发明一实施形态的制冷循环进行制冷运转时的时间图。压缩机起动前的主四通阀 2,在图 1 所示的制冷循环中,是虚线所示的状态。在压缩机起动前或起动的同时,将受液器开闭阀 13 打开,将室内膨胀阀 8 设定为起动时的预定开度,将室外膨胀阀 4 全开。制冷循环起动时,首先,压缩机 1 用预定频率 Hz4 起动,由于受液器开闭阀 13 打开着,所以,起动时,流入起蒸发器作用的室内热交换器 9 的制冷剂的干度,在压缩机 1 的液压缩界限干度以上,返回压缩机 1,所以,不产生液压缩,可顺利地起动。接着,经过 T3 秒后,压缩机 1 的运转频率上升到 Hz5,在经过了压缩机 1 和热交换器等温度和压力充分稳定的 T4 秒时,将受液器开闭阀 13 关闭。这时,在关闭受液器开闭阀 13 前或关闭的同时,把起蒸发器作用的室内热交换器 9 上游侧的室内膨胀阀 8 收缩预定量,这样,可避免在关闭受液器开闭阀 13 时产生的液体回流。然后,根据制冷循环的负荷,压缩机 1 的运转频率被调节,在室内膨胀阀 8,室内热交换器 9 的制冷剂过热量被调节,继续制冷运转。接着,制冷循环停止时,进行回收运转,该回收运转,把积存在起冷凝器作用的室外热交换器 3 内的液体制冷剂回收到受液器 6 内。该回收运转的方法是,将压缩机 1 的运转频率降到 Hz6,将室内膨胀阀 8 全闭,将受液器开闭阀 13 打开,这样,压缩机 1 的吸入侧压力渐渐降低,在该压力不成为大气压以下的时刻,将压缩机 1 的运转频率设为 0,将其停止。这样,起冷凝器作用的室外热交换器 3 内的多余液体制冷剂,被回收到受液器 6 内,同时,由于室内膨胀阀 8 关闭着,制冷剂不供给到起蒸发器作用的室内热交换器 9 内,所以,室内膨胀阀 8 下游侧的制冷剂,全部被回收到受液器 6 内,下一次启动时,在低压侧几乎没有液体制冷剂,所以可防止液压缩。

[0038] 下面,说明除霜运转的情形。图 6 是用本发明一实施形态的制冷循环进行除霜运转时的时间图。流入起蒸发器作用的热交换器的空气的温度低时,蒸发温度是负温,霜就会附着在热交换器的表面,使热交换器性能显著降低,所以要进行除霜运转。尤其是制冷循环中,在与外气接触的室外热交换器 3 起蒸发器作用的供暖运转时,霜附着比较多,所以,本实施例中,说明供暖运转时的除霜运转。另外,在低温下,使室内热交换器 9 起蒸发器作用时,虽然在制冷运转时也产生霜,但其基本运转方法与供暖运转相同。从除霜运转开始,在 T5 秒前的时刻,将起冷凝器作用的室内热交换器 9 下游侧的室内膨胀阀 8 全开,将受液器开闭阀 13 打开,将积存在冷凝器内的制冷剂回收到受液器 6 内,进行回收运转。然后,将压缩机 1 的运转频率降低,将主四通阀 2 从实线切换为虚线,进行逆循环除霜运转,根据上

述的运转方法,在供暖运转中起冷凝器作用、在除霜运转中起蒸发器作用的室内热交换器 9 内的液体制冷剂量,在主四通阀 2 的切换时,可以被减少,可以防止液体回流到压缩机 1。在与除霜运转开始的同时,将室内膨胀阀 8 节制为预定的开度,在主四通阀 2 切换的同时或切换后,将受液器开闭阀 13 关闭,继续除霜运转。这里,在除霜运转前使压缩机 1 的运转频率降低的目的,是为了减低主四通阀 2 切换时的冲击音。接着,除霜运转结束时,在判定了除霜运转结束后,先降低压缩机 1 的运转频率,并且,打开受液器开闭阀 13。这样,把积存在室外热交换器 3 内的液体制冷剂回收到受液器 6 内,同时,可减少流入室内热交换器 9 的液体制冷剂量,在切换主四通阀 2 时,减少返回压缩机 1 的液体量,可防止液压缩。接着,将主四通阀 2 从虚线切换为实线,进行供暖运转。这时,与主四通阀 2 切换的同时或切换后,将室内膨胀阀 8 全开。然后,进行与供暖运转的起动同样的运转。

[0039] 如上所述,借助桥回路 5 和受液器开闭阀 13,可以把受液器 6 顶部的气体制冷剂,导入在制冷运转及供暖运转时都起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀的上游侧,由于可确保流入蒸发器的制冷剂有比较大的干度,使其在蒸发器蒸发,将制冷剂导入压缩机 1 的吸入侧,所以,可以抑制返回压缩机 1 吸入侧的液体制冷剂量,防止液压缩。另外,即使在压缩机 1 的运转容量小时、或蒸发温度低时等情形产生的膨胀阀开度减小,也能积极地在膨胀阀前气液二相化,所以,可以确保膨胀阀大的开度,进行膨胀阀的开度调节时,由于可使用流量特性的平缓处,所以,制冷循环容易稳定化,可提高制冷循环的可靠性。另外,设置桥回路,在供暖时将受液器上部的气体制冷剂导入室外膨胀阀的前面,在制冷时导入室内膨胀阀的前面,这样,在供暖起动时和制冷起动时,都能防止液压缩。

[0040] (实施例 2)

[0041] 图 7 是表示本发明另一实施形态之制冷循环的配管系统图。图中,与图 1 相同的标记表示同一部件。本发明的制冷循环中,设置备有与减压装置 11 同等压力损失的主流部和副流部的过冷却器 14,代替图 1 所示的减压装置 11。过冷却器 14 的主流部入口 24,用配管与受液器 6 的出口配管连接。主流部出口 25,用配管与桥回路 5 连接。另一方面,过冷却器 14 的副流部入口 26,从主流部入口 24 通过调节流过过冷却旁通回路 15 的制冷剂量的过冷却用膨胀阀 16,与过冷却旁通回路 15 连接。副流部出口 27,通过配管进行连接,以与连接主四通阀 2 和压缩机 1 吸入侧的配管合流。其余的构造与图 1 相同,其说明从略。

[0042] 制冷循环起动时,将过冷却用膨胀阀 16 的开度关闭,这样,过冷却器 14 处的压力损失,与图 1 的减压装置 11 相同,所以,在打开了受液器开闭阀 13 时,流过受液器旁通回路 12 的气体制冷剂量相同,可以减低起冷凝器作用的热交换器内的液体制冷剂量,同时使流到起蒸发器作用的热交换器的制冷剂干度,在防止液压缩界限干度以上,所以,可确保压缩机 1 的可靠性地起动制冷循环。

[0043] 在受液器开闭阀 13 保持开状态的情况下,有时因冷凝器的液量降低引起排出压力降低,导致散热量不足,或者因蒸发器入口的干度增加引起蒸发潜热量降低,导致性能降低。为此,在制冷循环的运转状态成为不液压缩状态的时刻,必须将受液器开闭阀 13 关闭,将制冷循环的性能恢复到预定值。但是,图 1 所示的制冷循环中,关闭了受液器开闭阀 13 时,从受液器 6 顶部流过来气体制冷剂供给消失,所以,在起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀前的制冷剂状态,从气液二相状态成为液单相状态,从而,流过膨胀阀的制冷剂量极多,液体制冷剂容易返回压缩机 1,最坏的情形时,会导致液压缩。为此,图 7 所示的制冷

循环中,在制冷循环的运转状态成为不液压缩状态的时刻,将过冷却用膨胀阀 16 打开,使流过过冷却器 14 的副流部的低温低压制冷剂流量增加,使过冷却器 14 的主流部出口 25 的液体制冷剂成为过冷却状态,将受液器旁通回路 12 合流后的干度调节小,与过冷却用膨胀阀 16 的开度符合。在受液器旁通回路 12 合流后的干度足够小的时刻,将受液器开闭阀 13 关闭,这样,在起蒸发器作用的热换热器上游侧的膨胀阀前的制冷剂状态几乎没有变化,所以,膨胀阀的流量特性几乎不变,即使在受液器开闭阀 13 关闭着时,液体也不回流到压缩机 1,可提供稳定的制冷循环。另外,将受液器开闭阀 13 关闭,将过冷却用膨胀阀 16 控制为一定开度时,由于流过蒸发器的制冷剂量少,所以,蒸发器处的压力损失减少,可提高制冷循环的性能。另外,设置桥回路并在桥回路内与受液器下游侧连接,可在供暖时和制冷时,都性能不降低地进行运转。

[0044] (实施例 3)

[0045] 图 8 是表示本发明另一实施形态之制冷循环的配管系统图。图中,与图 1 相同的标记表示同一部件。本发明的制冷循环中,设置副四通阀 17,代替图 1 或图 7 所示的用 4 个止回阀构成的桥回路 5。其余的构造与图 1 相同,其说明从略。

[0046] 如实线所示地切换副四通阀 17 时,成为供暖运转。如虚线所示地切换时,成为制冷运转。可获得与图 1 所示用 4 个止回阀构成的桥回路 5 同样的作用。

[0047] 用 4 个止回阀构成桥回路 5 时,焊接部位共有 12 个,而采用副四通阀 17 时,焊接部位只有 4 个。所以,减少了制冷剂从焊接部位泄漏的发生频度,可提供可靠性高的制冷循环。

[0048] (实施例 4)

[0049] 图 9 是表示本发明另一实施形态之制冷循环的配管系统图。图中,与图 1 相同的标记表示同一部件。本发明的制冷循环中,与图 7 所示制冷循环的不同点是,设置将气体制冷剂从压缩机的排出侧配管旁通到吸入侧配管的压缩机旁通回路 18,在压缩机旁通回路 18 的途中,设置常时关闭着的压缩机开闭阀 19。其余与图 7 相同,其说明从略。

[0050] 本发明的制冷循环中,即使在液体制冷剂储留在与起蒸发器作用的热换热器及压缩机 1 吸入侧连接的配管内的状态下压缩机 1 起动时,通过打开压缩机开闭阀 19,使流过压缩机 1 排出侧的气体制冷剂的一部分,流向压缩机 1 的吸入侧,就可以使返回压缩机 1 吸入侧的制冷剂的状态,成为液压缩界限干度以上,所以,可防止压缩机 1 的液压缩,进一步提高压缩机 1 的可靠性。另外,由于把高温的气体制冷剂的一部分旁通到压缩机 1 的吸入侧,所以,可防止吸入压力降低,并且可快速提高压缩机 1 的温度。这样,可以使制冷循环快速开始。将本发明的制冷循环作为空调机使用时,可提高空调场的舒适性。

[0051] 根据上述实施例,在至少将压缩机、四通阀、室外热换热器、室外减压装置、室内减压装置、室内热换热器连接而成的制冷循环中,在室外减压装置与室内减压装置之间,设置由止回阀构成的桥回路。在桥回路的朝一个方向流的回路内,依次连接受液器、减压装置。为了使受液器顶部的气体制冷剂流向连接减压装置与桥回路的配管,设置了受液器旁通回路和开闭该旁通回路的常时关闭着的受液器开闭阀。还备有起动停止控制机构、除霜控制机构、开闭阀控制机构。起动停止控制机构,在接收到制冷循环的起动及停止指令时,进行压缩机的起动及停止。除霜控制机构,在制冷循环的运转中,按照除霜指令,切换四通阀,进行除霜运转。开闭阀控制机构,根据上述起动停止控制机构及除霜控制机构的信号,任意地

开闭受液器开闭阀。借助桥回路及受液器开闭阀,可以把受液器顶部的气体制冷剂,导入在制冷运转及供暖运转时都起蒸发器作用的热交换器上游侧的膨胀阀的上游侧,可以确保流入蒸发器的制冷剂有较大的干度,使其在蒸发器蒸发后,导入压缩机的吸入侧。因此,可以抑制返回压缩机吸入侧的液体制冷剂量,防止液压缩。另外,即使在压缩机的运转容量小时、或蒸发温度低时等产生的膨胀阀的开度变小,也能积极地在膨胀阀前使气液二相化,所以,可确保膨胀阀的较大开度,进行膨胀阀的开度调节时,由于使用流量特性平缓处,所以,制冷循环容易稳定,可提高制冷循环的可靠性。

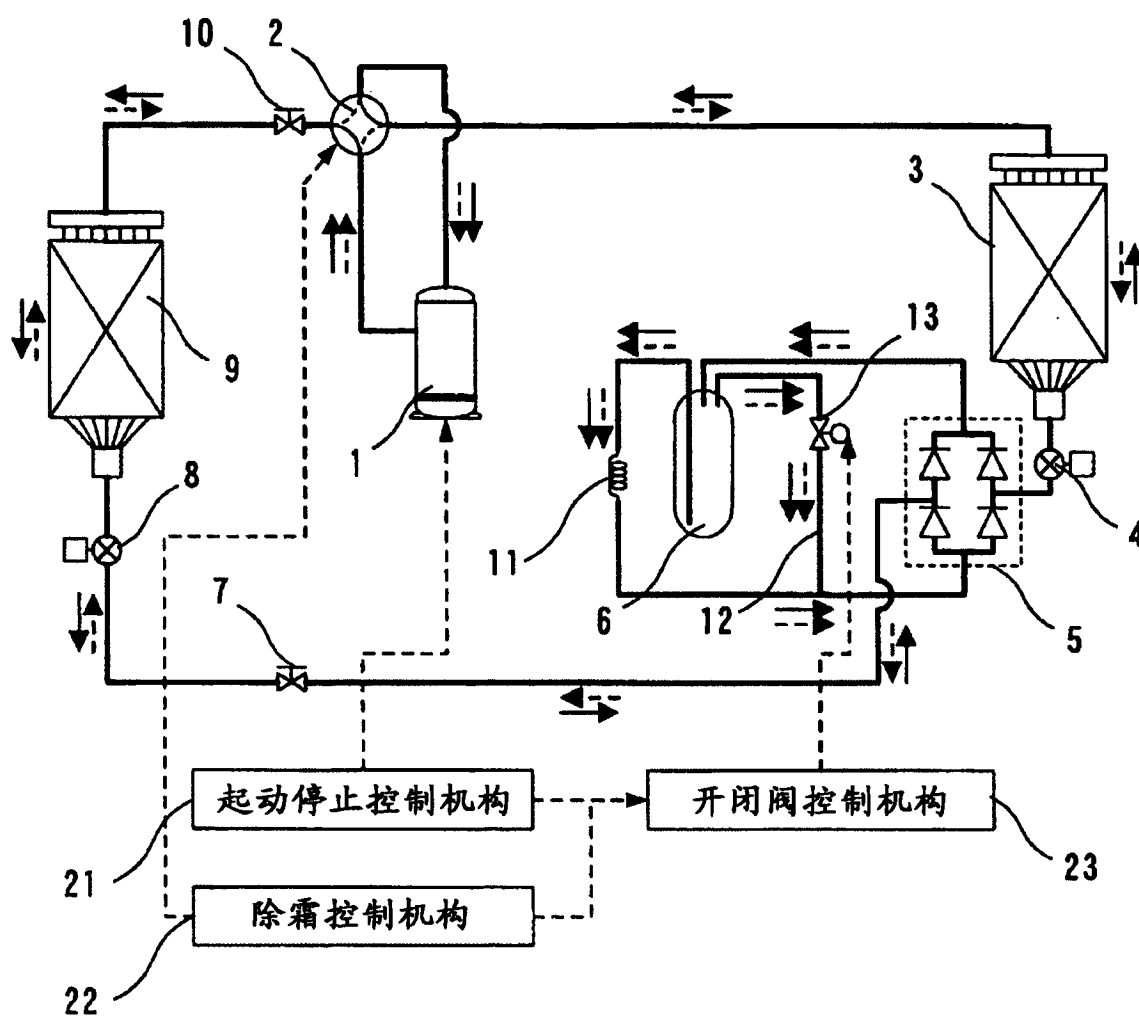


图 1

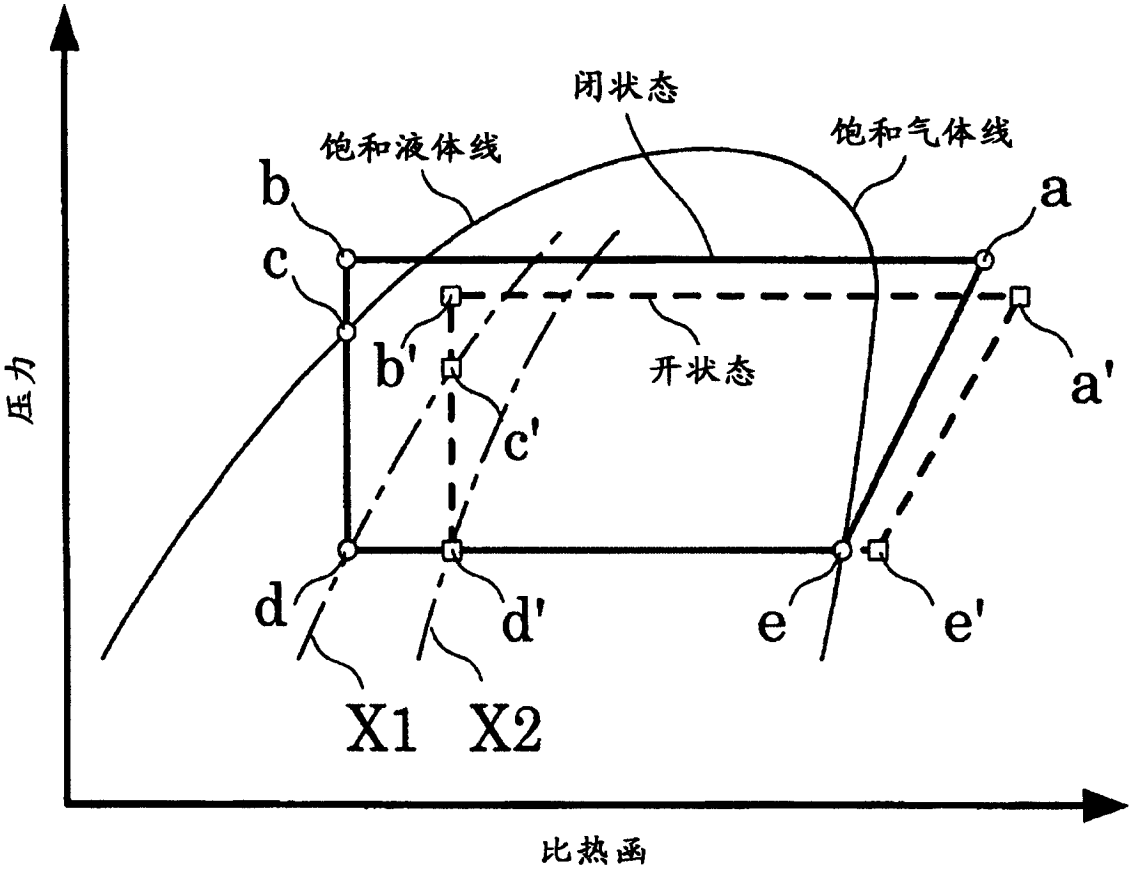


图 2

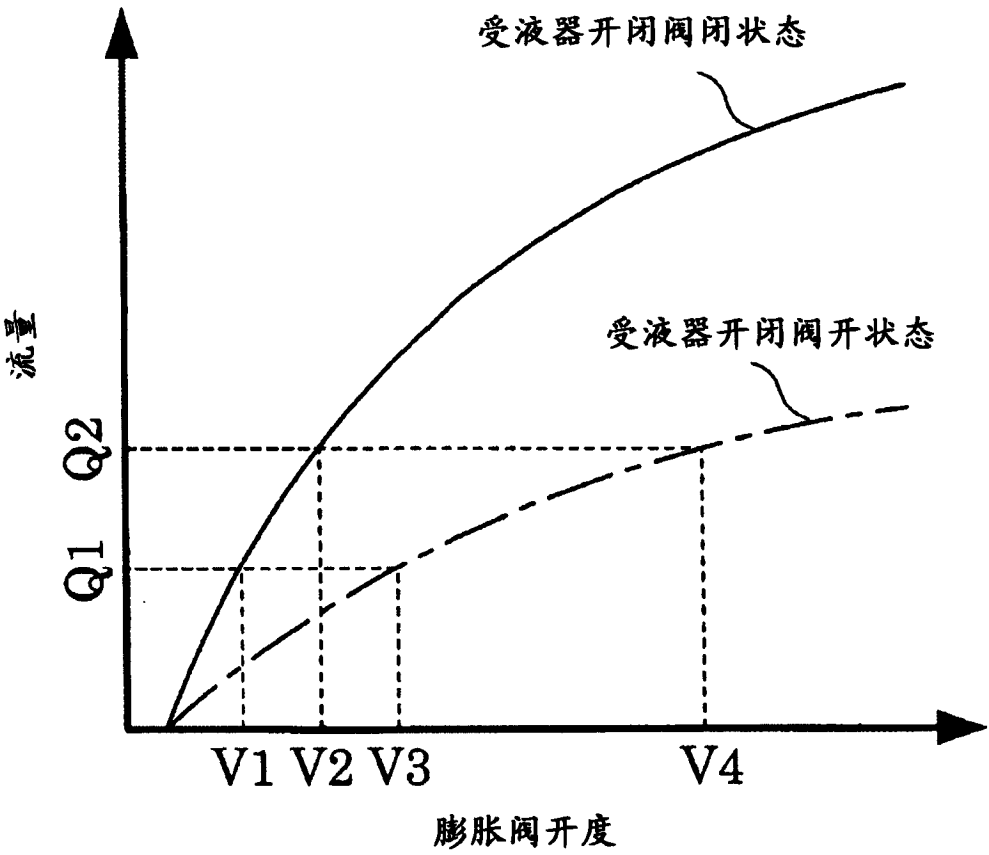


图 3

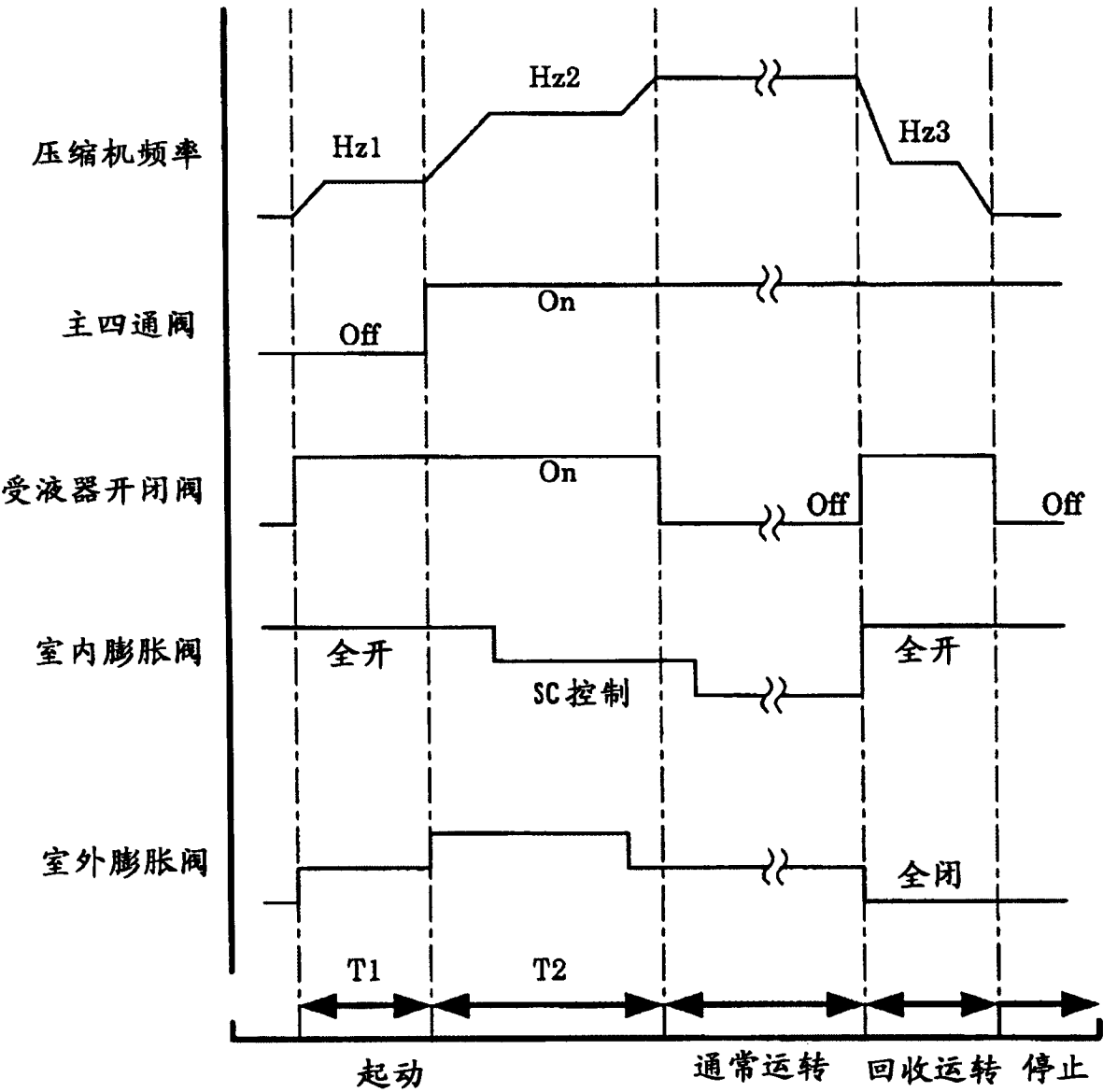


图 4

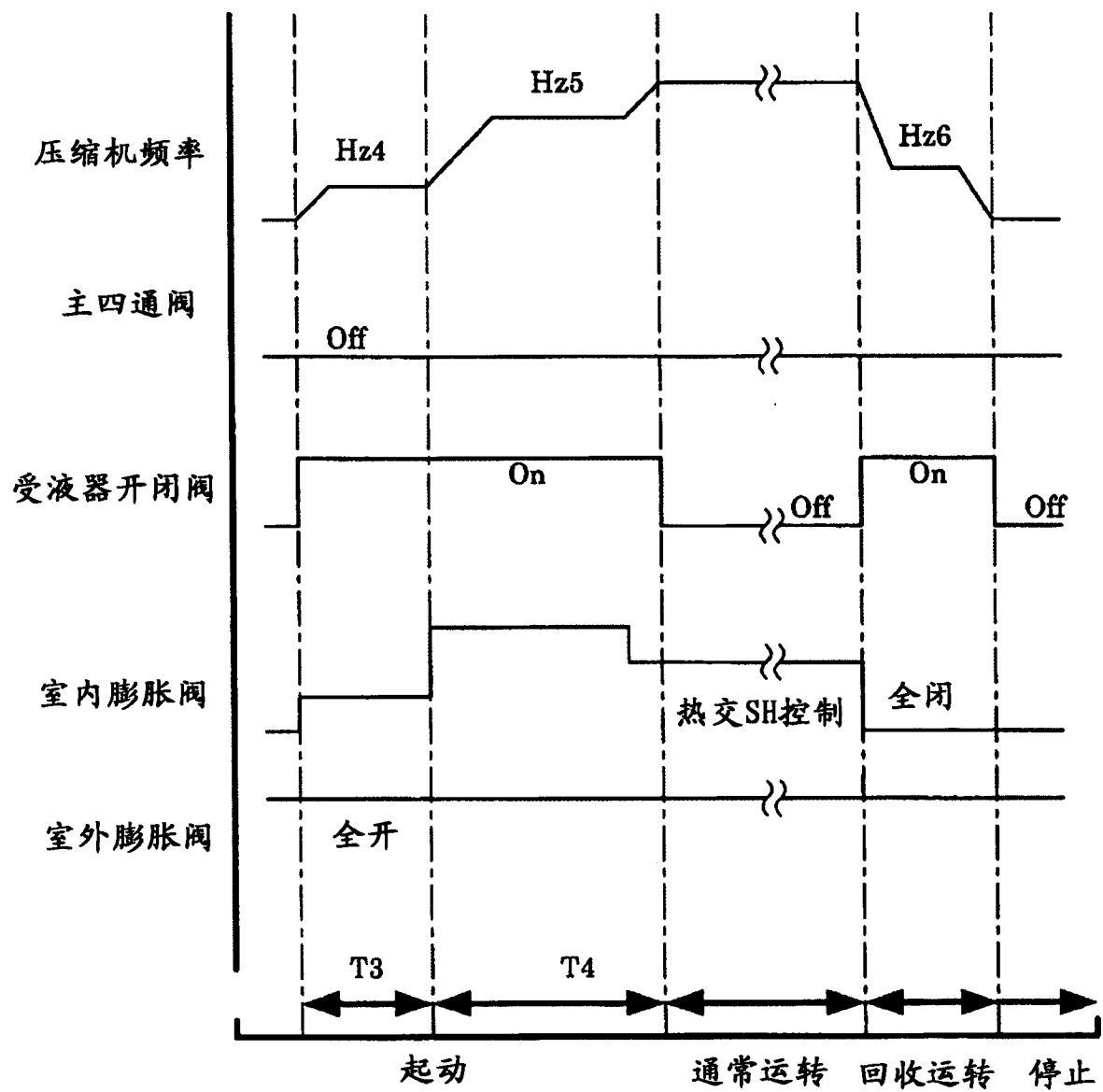


图 5

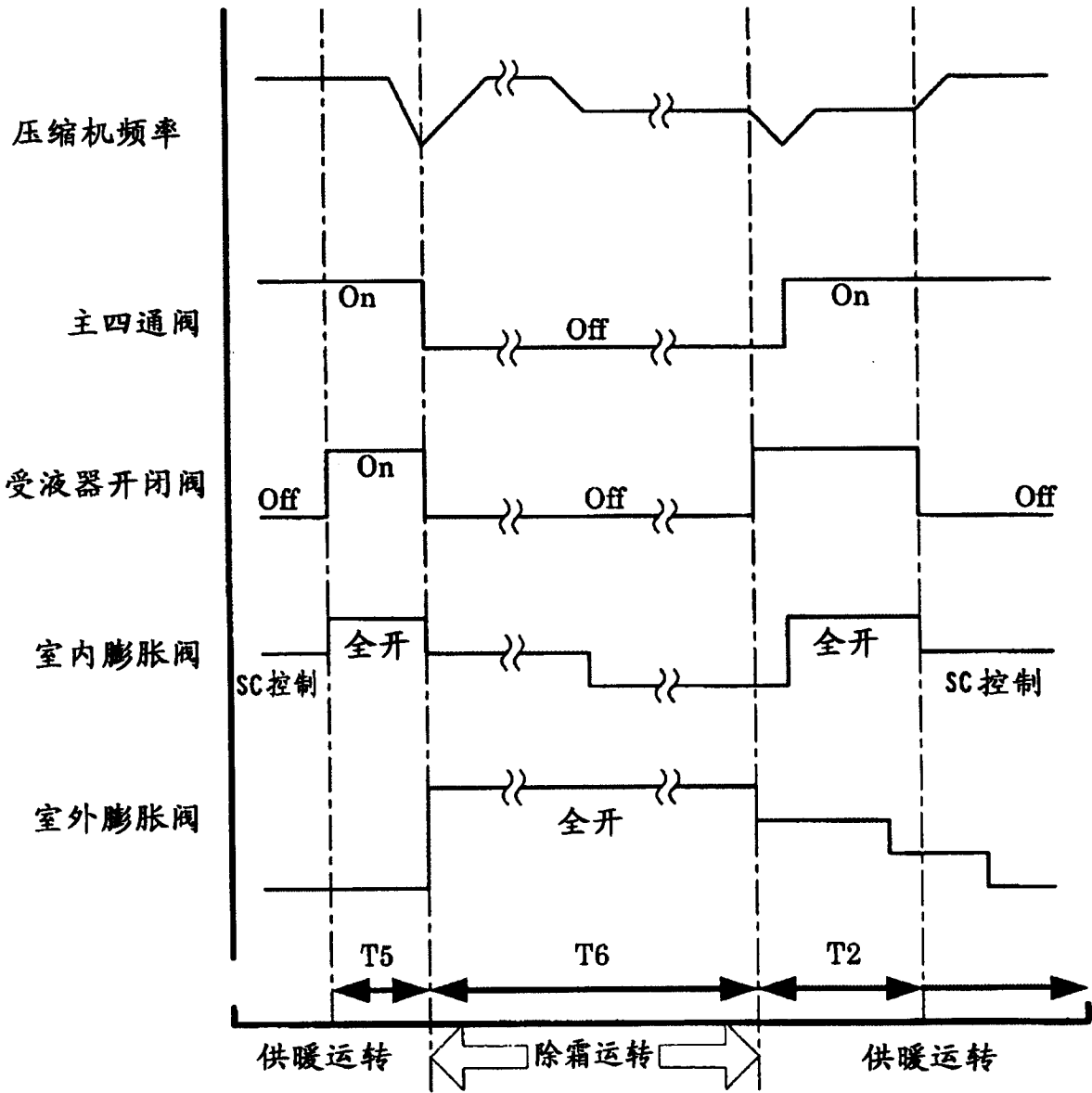


图 6

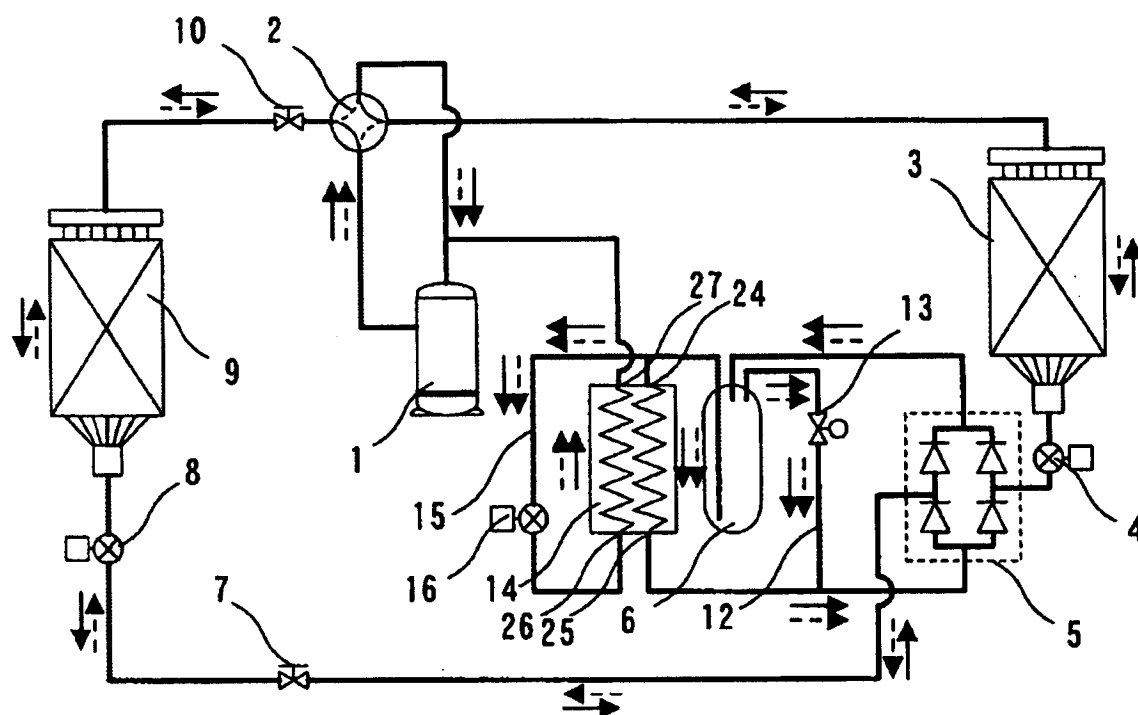


图 7

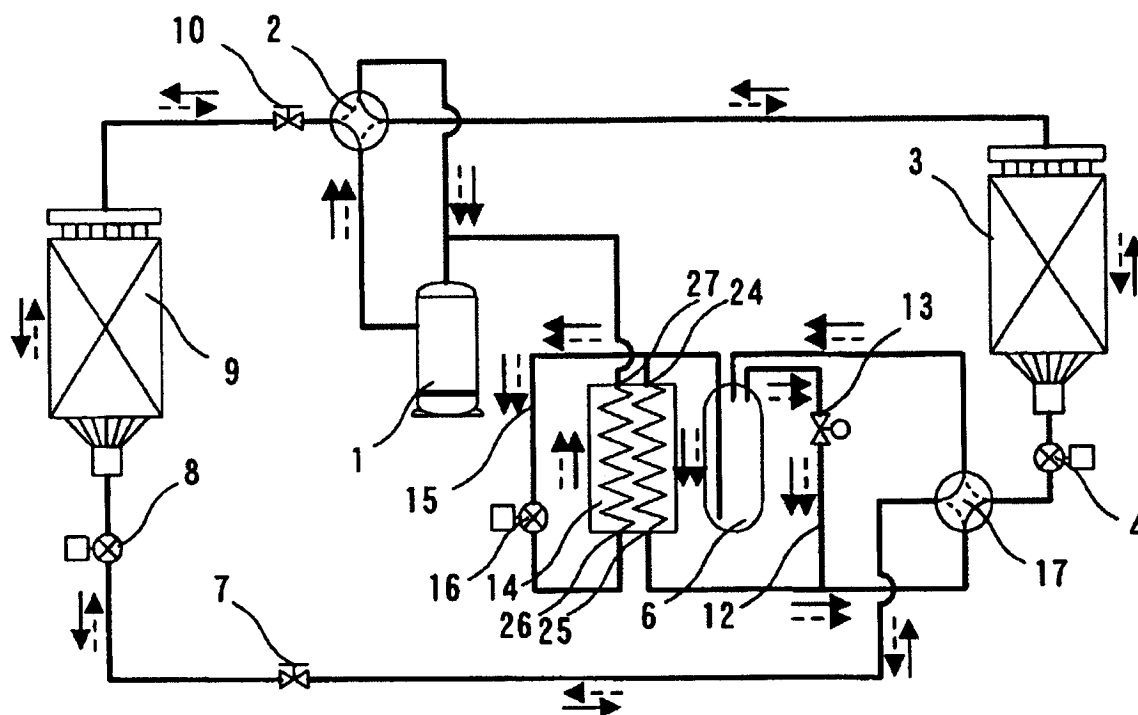


图 8

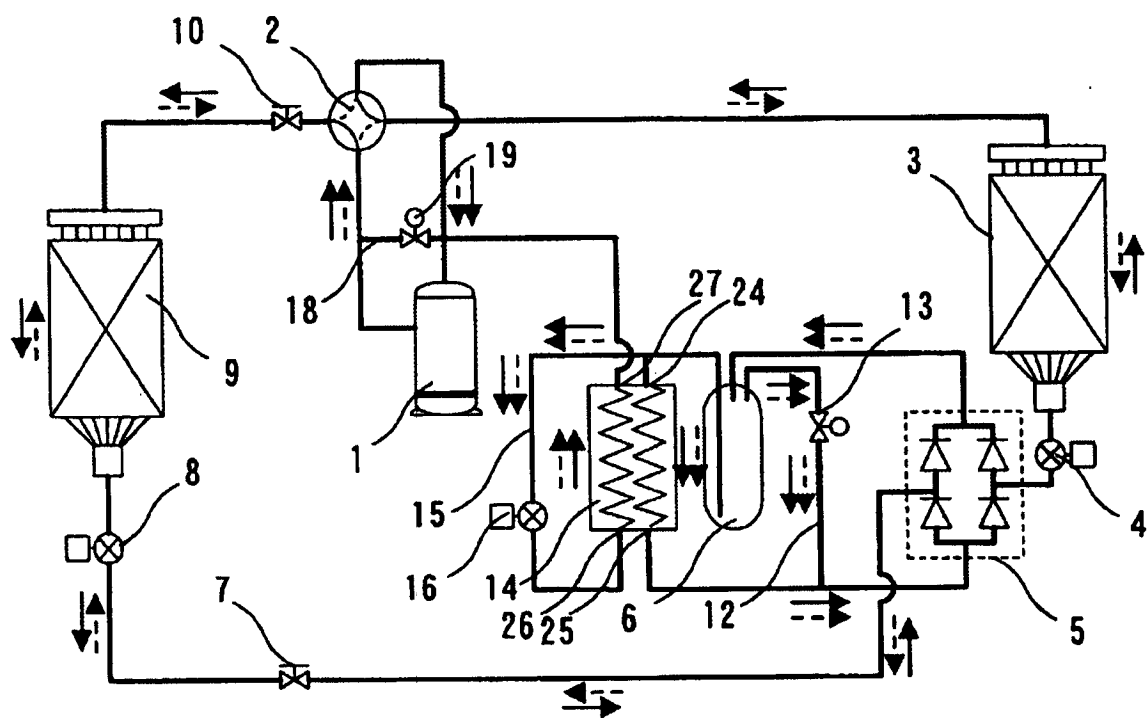


图 9