



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101960232 B

(45) 授权公告日 2012. 11. 07

(21) 申请号 200980106651. 6

(22) 申请日 2009. 02. 27

(30) 优先权数据

2008-048540 2008. 02. 28 JP

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 08. 27

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2009/000893 2009. 02. 27

(87) PCT申请的公布数据

W02009/107395 JA 2009. 09. 03

(73) 专利权人 大金工业株式会社

地址 日本大阪府

(72) 发明人 冈本哲也 笠原伸一

(74) 专利代理机构 北京尚诚知识产权代理有限公司

公司 11322

代理人 龙淳

(51) Int. Cl.

F25B 1/00 (2006. 01)

F24F 11/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

JP 61195255 A, 1986. 08. 29,

CN 1782584 A, 2006. 06. 07,

CN 1275700 A, 2000. 12. 06,

JP 2005226950 A, 2005. 08. 25,

审查员 陈岚岚

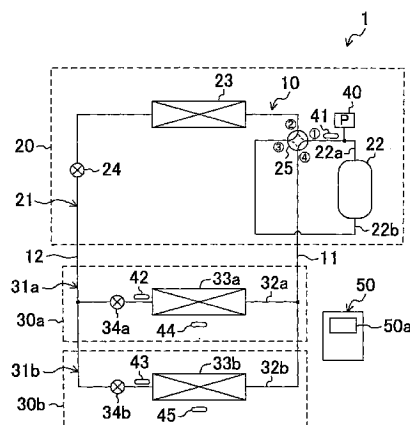
权利要求书 1 页 说明书 8 页 附图 5 页

(54) 发明名称

制冷装置

(57) 摘要

本发明公开了一种制冷装置。在空调装置 (1) 中设置有制冷剂回路 (10), 该制冷剂回路 (10) 包括具有压缩机 (22)、室外热交换器 (23) 及室外膨胀阀 (24) 的室外侧回路 (21) 以及具有室内热交换器 (33a、33b) 及室内膨胀阀 (34a、34b) 的两个室内侧回路 (31a、31b), 并进行超临界制冷循环。在空调装置 (1) 中设置有控制各个室内热交换器 (33a、33b) 的出口制冷剂温度的控制器 (50)。控制器 (50) 包括阀控制部 (50a), 该阀控制部 (50a) 对室内膨胀阀 (34a、34b) 的开度进行调节, 使各个室内热交换器 (33a、33b) 的出口制冷剂温度与所有室内热交换器 (33a、33b) 的出口制冷剂温度的平均值之差接近各个室内热交换器 (33a、33b) 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度与平均值之差即目标值。



1. 一种制冷装置,包括制冷剂回路(10)和控制器(50),该制冷剂回路(10)包括具有压缩机(22)、热源侧热交换器(23)及膨胀机构(24)的热源侧回路(21)以及具有与开度可变的控制阀(34a、34b)连接的利用侧热交换器(33a、33b)且以彼此并联的状态连接在所述热源侧回路(21)上的多个利用侧回路(31a、31b),该制冷剂回路(10)进行高压制冷剂的压力达到临界压力以上的制冷循环,所述控制器(50)在所述利用侧热交换器(33a、33b)放热时将各个所述利用侧热交换器(33a、33b)的出口制冷剂温度控制为规定温度,其特征在于:

所述控制器(50)包括阀控制部(50a),该阀控制部(50a)对各个所述利用侧回路(31a、31b)的控制阀(34a、34b)的开度进行调节,使各个所述利用侧回路(31a、31b)中的利用侧热交换器(33a、33b)的出口制冷剂温度和所有利用侧热交换器(33a、33b)的出口制冷剂温度的平均值之差成为规定的目标值。

2. 根据权利要求1所述的制冷装置,其特征在于:

所述阀控制部(50a)的目标值是目标制冷剂温度与所述平均值之差,其中,所述目标制冷剂温度为根据设置有各个所述利用侧热交换器(33a、33b)的室内的目标空气温度而定的各个所述利用侧热交换器(33a、33b)的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度。

制冷装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种制冷装置,特别是涉及一种对高压制冷剂的压力达到临界压力以上的制冷循环中的放热侧热交换器的出口制冷剂温度进行控制的方法。

背景技术

[0002] 迄今为止,使制冷剂循环来进行制冷循环的制冷装置被广泛用作空调装置。在该空调装置中,包括多台室内机组并联且各台室内机组并联在室外机组上的多联(multi)式空调装置。

[0003] 例如,专利文献1中的空调装置包括:一台具有压缩机、室外热交换器(热源侧热交换器)及室外膨胀阀的室外机组以及两台具有室内热交换器(利用侧热交换器)的室内机组。在与一个所述室内热交换器连接的一根分支管道以及与另一个所述室内热交换器连接的另一根分支管道上,分别设置有对应各个室内热交换器的室内膨胀阀。根据各个室内热交换器的过冷却度对室内膨胀阀的开度进行调节,由此来控制在该空调装置进行制热时的室内制冷能力。

[0004] 专利文献1:日本公开特许公报特开2004-44921号公报

发明内容

[0005] - 发明所要解决的技术问题 -

[0006] 在用二氧化碳作制冷剂的制冷装置中,进行高压制冷剂的压力达到临界压力以上的制冷循环(超临界制冷循环)。因此,无法根据各个室内热交换器的过冷却度调节室内制冷能力。为此,在进行超临界制冷循环的制冷装置中,将室内热交换器的出口制冷剂温度作为直接参数,来调节室内膨胀阀的开度,使该出口制冷剂温度成为目标制冷剂温度。

[0007] 不过,因为在超临界制冷循环中并不存在明确的制冷剂冷凝区域,所以高压制冷剂的压力变化较大,出口制冷剂温度便随着该高压的变化而变化。

[0008] 具体来说,例如图5所示,若高压制冷剂的压力从室内热交换器的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 和目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 为 30°C 的状态开始上升,则出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 就会随着该压力上升而升高到 $T_{gc}(2)$ 。此时,因为目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 没有变化,所以在出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 和目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 之间就会产生温度差 ($T_{gc}(2) > T_{gc}(S1)$)。其结果是,要降低室内膨胀阀的开度,减少制冷剂的循环量,使出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 接近目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 。

[0009] 另一方面,如图6所示,若高压制冷剂的压力从出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 和目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 为 30°C 的状态开始下降,则出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 就会随着该压力下降而降低到 $T_{gc}(3)$ 。此时,因为目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 没有变化,所以在出口制冷剂温度 $T_{gc}(3)$ 和目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 之间就会产生温度差 ($T_{gc}(3) < T_{gc}(S2)$)。其结果是,要加大室内膨胀阀的开度,增加制冷剂的循环量,使出口制冷剂温度 $T_{gc}(3)$ 接近目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 。

[0010] 如上所述,因为现有的控制方法是將出口制冷剂温度本身的价值作为目标制冷剂温度,所以每当室内热交换器的实际出口制冷剂温度频繁地变化时,就要频繁地调节室内膨胀阀的开度。其结果是存在下述问题,即:室内膨胀阀的开度变得不稳定,结果室内热交换器的出口制冷剂温度亦变得不稳定,从而导致室内制冷能力变得不稳定。

[0011] 本发明是鉴于所述问题而发明出来的,其目的在于:即便室内热交换器的出口制冷剂温度随高压制冷剂的压力变化而变化,也能使控制阀的开度保持稳定,使制冷能力保持稳定。

[0012] - 用以解决技术问题的技术方案 -

[0013] 第一方面的发明以下述制冷装置为对象。该制冷装置包括制冷剂回路 10 和控制器 50。该制冷剂回路 10 包括具有压缩机 22、热源侧热交换器 23 及膨胀机构 24 的热源侧回路 21 以及具有与开度可变的控制阀 34a、34b 连接的利用侧热交换器 33a、33b 且以彼此并联的状态连接在所述热源侧回路 21 上的多个利用侧回路 31a、31b。该制冷剂回路 10 进行高压制冷剂的压力达到临界压力以上的制冷循环。所述控制器 50 在所述利用侧热交换器 33a、33b 放热时将各个所述利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度控制为规定温度。

[0014] 并且,所述控制器 50 包括阀控制部 50a。该阀控制部 50a 对各个所述利用侧回路 31a、31b 的控制阀 34a、34b 的开度进行调节,使各个所述利用侧回路 31a、31b 中的利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度与所有利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的平均值之差成为规定的目标值。

[0015] 在所述第一方面的发明中,制冷剂在制冷剂回路 10 中循环,进行蒸气压缩式制冷循环。并且,例如已由所述压缩机 22 压缩了的制冷剂在利用侧热交换器 33a、33b 中放热,来对室内进行制热。此时,所述控制器 50 的阀控制部 50a 算出所有利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的平均值后,再算出该平均值与成为控制对象的利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度之差。即使各个利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度随高压制冷剂的压力变化而变化,该差也是保持一定的。并且,对与所述利用侧热交换器 33a、33b 相对应的控制阀 34a、34b 的开度进行调节,使该差接近规定的目标值。

[0016] 第二方面的发明是这样的,在所述第一方面的发明所涉及的制冷装置中,所述阀控制部 50a 的目标值是根据设置有各个所述利用侧热交换器 33a、33b 的室内的目标空气温度而定的各个所述利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度和所述平均值之差。

[0017] 在所述第二方面的发明中,例如,算出根据现在的室内温度 and 用户设定的设定温度之差即目标空气温度而定的利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度与所述平均值之差,将该差作为目标值。也就是说,将目标制冷剂温度与平均值之差作为目标值。并且,对与作为控制对象的利用侧热交换器 33a、33b 相对应的控制阀 34a、34b 的开度进行调节,使所述平均值与作为所述控制对象的利用侧热交换器 33a、33b 的实际出口制冷剂温度之差接近所述目标值。

[0018] 具体来说,在提高一个利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度来增大目标值时,便要增大与成为对象的利用侧热交换器 33a 相对应的控制阀 34a 的开度。其结果是,制冷剂的循环量增加,所述利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度上升,所述出口制冷剂温度与所述平均值之差便会接近所述目标值。也就是说,所述一个利用侧热交换

器 33a 的出口制冷剂温度接近目标制冷剂温度。另一方面,另一个利用侧热交换器 33b 的目标值是一定的,并且该另一个利用侧热交换器 33b 的出口制冷剂温度与所述平均值之差几乎没有变化。其结果是,所述另一个利用侧热交换器 33b 的控制阀 34b 维持几乎相同的开度,所述利用侧热交换器 33b 的出口制冷剂温度维持目标制冷剂温度。

[0019] 还有,在降低一个利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度来减小所述目标值时,便要减小与成为对象的利用侧热交换器 33a 相对应的控制阀 34a 的开度。其结果是,制冷剂的循环量减少,所述利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度下降,所述出口制冷剂温度与所述平均值之差便会接近所述目标值。也就是说,所述一个利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度接近目标制冷剂温度。另一方面,另一个利用侧热交换器 33b 的目标值是一定的,并且该另一个利用侧热交换器 33b 的出口制冷剂温度与所述平均值之差几乎没有变化。其结果是,所述另一个利用侧热交换器 33b 的控制阀 34b 维持几乎相同的开度,所述利用侧热交换器 33b 的出口制冷剂温度维持目标制冷剂温度。

[0020] - 发明的效果 -

[0021] 根据所述第一方面的发明,算出所有利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的平均值与利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度之差,使该差接近规定的目标值,因而即便各个利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度随高压制冷剂的压力变化而变化,也能够抑制所述差产生变化。其结果是,即使高压制冷剂产生压力变化,也无需调节控制阀 34a、34b 的开度,能够稳定地控制各个利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度。

[0022] 根据所述第二方面的发明,因为将根据室内目标空气温度而定的利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度与所述平均值之差作为目标值,所以在改变了一个利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度之际,能够使所述一个利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度追随目标制冷剂温度。其结果是,未受到高压制冷剂压力变化的影响,就能够对利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度进行控制。

[0023] 还有,因为使用了根据室内目标空气温度而定的利用侧热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度与所述平均值的差,所以容易判断利用侧热交换器 33a、33b 的能力是过剩还是不足。其结果是,能够适当地对与利用侧热交换器 33a、33b 的能力要求相应的利用侧热交换器 33a 的出口制冷剂温度进行控制。由此,能够减少压缩机 22 的无用输入,所以能够谋求节能化。还有,因为能够使与所述利用侧热交换器 33a、33b 的必要能力相应的制冷能力稳定地发挥出来,所以能够谋求舒适性的提高。

附图说明

[0024] 图 1 是实施方式所涉及的空调装置的制冷剂回路的管道系统图。

[0025] 图 2 是表示实施方式所涉及的在高压制冷剂压力变化时制冷剂压力和制冷剂温度之间的关系的状态图。

[0026] 图 3 是表示实施方式所涉及的在热交换器的出口制冷剂温度变化时制冷剂压力和制冷剂温度之间的关系的状态图。

[0027] 图 4 是表示实施方式所涉及的出口制冷剂温度及室内膨胀阀的开度与时间之间的关系图。

[0028] 图 5 是表示现有技术所涉及的在高压制冷剂压力上升时制冷剂压力与制冷剂温

度之间的关系的状态图。

[0029] 图 6 是表示现有技术所涉及的在高压制冷剂压力下降时制冷剂压力与制冷剂温度之间的关系的状态图。

[0030] - 符号说明 -

[0031] 10- 制冷剂回路 ;21- 热源侧回路 ;22- 压缩机 ;23- 室外热交换器 ;24- 室外膨胀阀 ;31a- 第一室内侧回路 ;31b- 第二室内侧回路 ;33a- 第一室内热交换器 ;33b- 第二室内热交换器 ;34a- 第一室内膨胀阀 ;34b- 第二室内膨胀阀 ;50- 控制器。

具体实施方式

[0032] 下面,参照附图对本发明的实施方式进行详细的说明。

[0033] 如图 1 所示,本实施方式所涉及的制冷装置是能够切换着进行制冷运转和制热运转的空调装置,构成所谓的多联式空调装置 1。该空调装置 1 具有设置在室外的一台室外机组 20 以及设置在不同室内的第一室内机组 30a 和第二室内机组 30b。

[0034] 在所述室外机组 20 中设置有构成热源侧回路的室外侧回路 21。在所述第一室内机组 30a 中设置有构成利用侧回路的第一室内侧回路 31a,在所述第二室内机组 30b 中设置有构成利用侧回路的第二室内侧回路 31b。所述各个室内侧回路 31a、31b 相互并联,并经由第一连接管道 11 及第二连接管道 12 连接在室外侧回路 21 上。其结果是,在该空调装置 1 中,构成了制冷剂循环来进行制冷循环的制冷剂回路 10。在该制冷剂回路 10 中,填充二氧化碳作制冷剂,构成超临界制冷循环。

[0035] 在所述室外侧回路 21 中,设置有压缩机 22、在制热时成为蒸发器且在制冷时成为放热器的室外热交换器 23、室外膨胀阀 24 及四通换向阀 25。压缩机 22 是全密闭式高压圆顶型涡旋压缩机。经由变频器向该压缩机 22 供电。也就是说,通过使变频器的输出频率变化,改变压缩机马达的旋转速度,从而能够改变压缩机 22 的容量。室外热交换器 23 是横向肋片 (cross fin) 型管片式热交换器,构成热源侧热交换器。在该室外热交换器 23 中,制冷剂与室外空气之间进行热交换。室外膨胀阀 24 由开度可调节的电子膨胀阀构成,并构成膨胀机构。

[0036] 所述四通换向阀 25 具有第一阀口至第四阀口。在该四通换向阀 25 中,第一阀口与压缩机 22 的喷出管 22a 连接,第二阀口与室外热交换器 23 连接,第三阀口与压缩机 22 的吸入管 22b 连接,第四阀口与第一连接管道 11 连接。四通换向阀 25 能够在第一阀口与第四阀口相互连通且第二阀口与第三阀口相互连通的状态 (图 1 中实线所示的状态) 和第一阀口与第二阀口相互连通且第三阀口与第四阀口相互连通的状态 (图 1 中虚线所示的状态) 之间进行切换。

[0037] 在所述第一室内侧回路 31a 中,设置有一端与第一连接管道 11 侧连接、另一端与第二连接管道 12 连接的第一分支管道 32a。在该第一分支管道 32a 上,设置有在制热时成为放热器且在制冷时成为蒸发器的第一室内热交换器 33a 及第一室内膨胀阀 34a。在第二室内侧回路 31b 中,设置有一端与第一连接管道 11 侧连接、另一端与第二连接管道 12 侧连接的第二分支管道 32b。在该第二分支管道 32b 上,设置有在制热时成为放热器且在制冷时成为蒸发器的第二室内热交换器 33b 及第二室内膨胀阀 34b。

[0038] 所述各个室内热交换器 33a、33b 是横向肋片型管片式热交换器,分别构成利用侧

热交换器。在各个室内热交换器 33a、33b 中,制冷剂与室内空气之间进行热交换。

[0039] 所述第一室内膨胀阀 34a 及第二室内膨胀阀 34b 构成控制阀,由开度可调节的电子膨胀阀构成。第一室内膨胀阀 34a 设置在第一分支管道 32a 的第二连接管道 12 一侧。第二室内膨胀阀 34b 设置在第二分支管道 32b 的第二连接管道 12 一侧。并且,第一室内膨胀阀 34a 调节在第一室内热交换器 33a 中流动的制冷剂的循环量,第二室内膨胀阀 34b 调节在第二室内热交换器 33b 中流动的制冷剂的循环量。

[0040] 在所述制冷剂回路 10 中,设置有高压压力传感器 40、高压温度传感器 41、第一制冷剂温度传感器 42 及第二制冷剂温度传感器 43。高压压力传感器 40 检测压缩机 22 的喷出制冷剂的压力。高压温度传感器 41 检测压缩机 22 的喷出制冷剂的温度。所述第一制冷剂温度传感器 42 设置在制热时的第一室内热交换器 33a 的制冷剂出口处,检测刚流出第一室内热交换器 33a 的制冷剂的温度(出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$)。第二制冷剂温度传感器 43 设置在制热时的第二室内热交换器 33b 的制冷剂出口处,检测刚流出第二室内热交换器 33b 的制冷剂的温度(出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$)。

[0041] 还有,在所述第一室内机组 30a 中,第一室内温度传感器 44 设置在第一室内热交换器 33a 附近。该第一室内温度传感器 44 检测第一室内热交换器 33a 周围的室内空气温度。在第二室内机组 30b 中,第二室内温度传感器 45 设置在第二室内热交换器 33b 附近。该第二室内温度传感器 45 检测第二室内热交换器 33b 周围的室内空气温度。

[0042] 进而,所述空调装置 1 具有用来控制第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度及第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度的控制器 50。并且,该控制器 50 具有阀控制部 50a。该阀控制部 50a 对室内侧回路 31a、31b 的室内膨胀阀 34a、34b 的开度进行调节,使室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度与两个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的平均值之差成为规定的目标值。

[0043] 在此,参照附图对本实施方式的制冷剂回路 10 中的各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的控制进行说明。

[0044] 如上所述,第一制冷剂温度传感器 42 及第二制冷剂温度传感器 43 分别对第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 进行检测。首先,如图 2 所示,所述阀控制部 50a 由出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 和出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 算出平均值 $T_{gc}(a)$,然后再算出该出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 与平均值 $T_{gc}(a)$ 之差 $\Delta T_{gc}(1)$ 。在此,将第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 的目标制冷剂温度设为 $T_{gc}(S1)$ 。该目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 是根据设置有第一室内机组 30a 的室内的第一室内温度传感器 44 检测出的室内空气温度和由用户设定的室内空气温度的目标温度之差算出的。也就是说,目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 也随用户设定的室内空气温度的目标温度的变化而变化。

[0045] 所述阀控制部 50a 算出目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差即目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$,接着调节第一室内膨胀阀 34a 的开度,使该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 接近目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 。由此来控制第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 。

[0046] 还有,对第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 进行与第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 相同的控制。具体来说,将出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 的目标制冷剂温度设为 $T_{gc}(S2)$ 。所述阀控制部 50a 调节第二室内膨胀阀 34b 的开度,使出口制

制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差 $\Delta T_{gc}(2)$ 接近目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差即目标值 $\Delta T_{gc}(S2)$ 。

[0047] - 运转动作 -

[0048] 下面,对本实施方式所涉及的空调装置 1 的运转动作进行说明。在该空调装置 1 中,能够进行利用各台室内机组 30a、30b 进行制热的运转和利用各台室内机组 30a、30b 进行制冷的运转。

[0049] 首先,对制热运转的工作情况进行说明。在该制热运转下,第一室内膨胀阀 34a 及第二室内膨胀阀 34b 起调节在第一室内热交换器 33a 及第二室内热交换器 33b 中流动的制冷剂的流量的流量调节阀的作用。还有,四通换向阀 25 切换到图 1 的实线一侧。

[0050] 如图 1 所示,已由压缩机 22 压缩到临界压力以上的制冷剂经由四通换向阀 25 及第一连接管道 11 分流流向第一分支管道 32a 及第二分支管道 32b。

[0051] 已流入第一分支管道 32a 的制冷剂在第一室内热交换器 33a 中流动。在第一室内热交换器 33a 中,制冷剂向室内空气放热。也就是说,在第一室内热交换器 33a 中,进行加热室内空气的加热动作,对设置有第一室内机组 30a 的室内进行制热。已流出第一室内热交换器 33a 的制冷剂通过第一室内膨胀阀 34a 流入第二连接管道 12。

[0052] 另一方面,已流入第二分支管道 32b 的制冷剂在第二室内热交换器 33b 中流动。在第二室内热交换器 33b 中,制冷剂向室内空气放热。也就是说,在第二室内热交换器 33b 中,进行加热室内空气的加热动作,对设置有第二室内机组 30b 的室内进行制热。已流出第二室内热交换器 33b 的制冷剂通过第二室内膨胀阀 34b 流入第二连接管道 12。

[0053] 然后,在所述第二连接管道 12 中流动的制冷剂经室外膨胀阀 24 膨胀,并在室外热交换器 23 中蒸发(吸热)成为气态制冷剂。该气态制冷剂经由四通换向阀 25 被吸入到压缩机 22 中。在压缩机 22 中,该制冷剂被压缩到临界压力以上。

[0054] 在此,参照附图,对在本实施方式的制冷剂回路 10 中已由压缩机 22 压缩的制冷剂的的压力产生变化时的第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 的变化轨迹进行说明。

[0055] 如图 2 所示,在所述制冷剂回路 10 中,首先根据各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的平均值 $T_{gc}(a)$,算出第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差 $\Delta T_{gc}(1)$,并算出第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差 $\Delta T_{gc}(2)$ 。然后,算出第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 和平均值 $T_{gc}(a)$ 之差即目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 。在该状态下,该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 和目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 几乎相等,所以无需调节第一室内膨胀阀 34a 的开度使出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 产生变化。

[0056] 接着,若从压缩机 22 喷出的高压制冷剂的的压力值变为较高的值,则随着该压力值的变化,第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 移动到 A 位置,并且第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 移动到 B 位置。此时,因为平均值 $T_{gc}(a)$ 随着出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的移动而移动到 C 位置,所以在高压制冷剂压力值产生变化的前后,该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 并未产生变化。并且,由于目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 并没有变化,所以目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 在高压制冷剂压力值变化的前后并未产生变化。

[0057] 因此,由于在高压制冷剂的的压力值产生变化的前后,该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 和目标值

$\Delta T_{gc}(S1)$ 仍几乎相等,所以无需调节第一室内膨胀阀 34a 的开度使出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 产生变化。

[0058] 此外,对第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 进行与所述第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 相同的控制,不过这并未图示出来。

[0059] 在此,参照附图来说明在改变所述第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 时对出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 进行控制的控制情况。此外,所述各个室内热交换器 33a、33b 各自的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 及 $T_{gc}(S2)$ 根据用户设定的室内空气温度的目标温度而变化。

[0060] 如图 3 及图 4 所示,随着用户改变室内空气温度,所述控制器 50 便将第一室内热交换器 33a 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 变更为 $T_{gc}(S1')$ 。这样一来,目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 就增加到 $\Delta T_{gc}(S1')$ 。为此,便要调节第一室内膨胀阀 34a 的开度,使该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 接近目标值 $\Delta T_{gc}(S1')$ 。

[0061] 具体来说,加大第一室内膨胀阀 34a 的开度,使在第一室内热交换器 33a 中进行循环的制冷剂量增加。若第一室内热交换器 33a 中的循环制冷剂量增加,则出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 上升,不久该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 便接近 $\Delta T_{gc}(S1')$,并且出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 接近 $T_{gc}(S1')$ 。

[0062] 在此,若第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 上升,则因为在第二室内热交换器 33b 中进行循环的制冷剂量减少,所以第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 下降,该差 $\Delta T_{gc}(2)$ 就会增大。还有,平均值 $T_{gc}(a)$ 随着出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 的增加而略微升高。不过,因为目标值 $\Delta T_{gc}(S2)$ 并没有因目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 的变化而产生变化,所以目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2)$ 仅升高一点,变为 $T_{gc}(S2')$ 。在此,调节第二室内膨胀阀 34b 的开度,使该差 $\Delta T_{gc}(2)$ 接近目标值 $\Delta T_{gc}(S2')$ ($= \Delta T_{gc}(S2)$)。

[0063] 具体来说,加大第二室内膨胀阀 34b 的开度,使在第二室内热交换器 33b 中进行循环的制冷剂量增加。若第二室内热交换器 33b 中的循环制冷剂量增加,则出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 上升,不久该差 $\Delta T_{gc}(2)$ 便接近目标值 $\Delta T_{gc}(S2')$,并且出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 接近目标制冷剂温度 $T_{gc}(S2')$ 。因此,随着第一室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 上升,第二室内热交换器 33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(2)$ 会略微升高。

[0064] 此外,因为所述平均值 $T_{gc}(a)$ 是各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的平均值,所以并联起来的室内热交换器的数量越多,就越能抑制平均值 $T_{gc}(a)$ 随目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 的上升而升高。

[0065] 另一方面,在所述空调装置 1 的制冷运转下,第一室内膨胀阀 34a 及第二室内膨胀阀 34b 都起膨胀阀的作用,室外膨胀阀 24 保持完全打开的状态。还有,四通换向阀 25 切换到图 1 的虚线一侧。

[0066] 如图 1 所示,已由压缩机 22 压缩到临界压力以上的制冷剂在室外热交换器 23 中放热后,分流流向第一分支管道 32a 及第二分支管道 32b。已分流的制冷剂由第一室内膨胀阀 34a 及第二室内膨胀阀 34b 减压后,在第一室内热交换器 33a 及第二室内热交换器 33b 中蒸发成气态制冷剂。该气态制冷剂在第一连接管道 11 中合流,然后经由四通换向阀 25 被吸入到压缩机 22 中。在压缩机 22 中,该制冷剂被压缩到临界压力以上。

[0067] - 实施方式的效果 -

[0068] 在所述实施方式中,算出所有室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的平均值 $T_{gc}(a)$ 与作为控制对象的室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 之间的差 $\Delta T_{gc}(1)$ 及 $\Delta T_{gc}(2)$,使该差 $\Delta T_{gc}(1)$ 及 $\Delta T_{gc}(2)$ 接近出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 及 $T_{gc}(S2)$ 与所述平均值 $T_{gc}(a)$ 之差即目标值 $\Delta T_{gc}(S1)$ 及 $\Delta T_{gc}(S2)$ 。因此,根据所述实施方式,即便各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 随高压制冷剂的压力变化而变化,也能够抑制所述差 $\Delta T_{gc}(1)$ 及 $\Delta T_{gc}(2)$ 产生变化。其结果是,即使高压制冷剂产生压力变化,也无需调节各个室内膨胀阀 34a、34b 的开度,能够稳定地控制各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 。由此,能够使所述各个室内热交换器 33a、33b 的制热能力保持稳定。

[0069] 还有,因为将根据室内目标空气温度而定的室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 及 $T_{gc}(S2)$ 与所述平均值 $T_{gc}(a)$ 之差作为目标值,所以在改变了一个室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 之际,能够使该室内热交换器 33a 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 追随目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 。其结果是,未受到高压制冷剂压力变化的影响,就能够对各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 进行控制。

[0070] 还有,因为使用了根据室内目标空气温度而定的室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 的目标制冷剂温度 $T_{gc}(S1)$ 及 $T_{gc}(S2)$ 与所述平均值 $T_{gc}(a)$ 的差,所以容易判断各个室内热交换器 33a、33b 的能力是过剩还是不足。其结果是,能够适当地对与各个室内热交换器 33a、33b 的能力要求相应的室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度 $T_{gc}(1)$ 及 $T_{gc}(2)$ 进行控制。由此,能够减少压缩机 22 的无用输入,所以能够谋求节能化。还有,因为能够使与所述各个室内热交换器 33a、33b 的必要能力相应的空调能力稳定地发挥出来,所以能够谋求舒适性的提高。

[0071] (其它实施方式)

[0072] 本发明也可以让所述实施方式采用下述结构。

[0073] 在本实施方式中,并未随着压缩机 22 的高压制冷剂的压力变化,改变各个室内热交换器 33a、33b 的出口制冷剂温度的目标制冷剂温度。不过,在随着高压制冷剂的压力变化改变(再次设定)目标制冷剂温度的情况下也能应用本发明,但这并未图示出来。

[0074] 还有,所述实施方式以能在制冷运转和制热运转之间进行切换的空调装置 1 为对象。不过,本发明也可以适用于只进行制热运转的制热专用空调装置。此时,室内膨胀阀只要是对在室内热交换器中流动的制冷剂量进行调节的控制阀(流量调节阀)即可。

[0075] 还有,本发明不仅适用于空调装置,也可以适用于各种制冷装置。

[0076] 还有,本发明并不限于具有两台室内机组 30a、30b 的装置,也可以是具有三台以上的室内机组、即三台以上的室内热交换器的装置。

[0077] 此外,上述实施方式是本质上优选的示例,但并没有意图对本发明、本发明的应用对象或它的用途范围加以限制。

[0078] - 产业实用性 -

[0079] 综上所述,本发明对进行高压制冷剂的压力达到临界压力以上的制冷循环的制冷装置很有用。

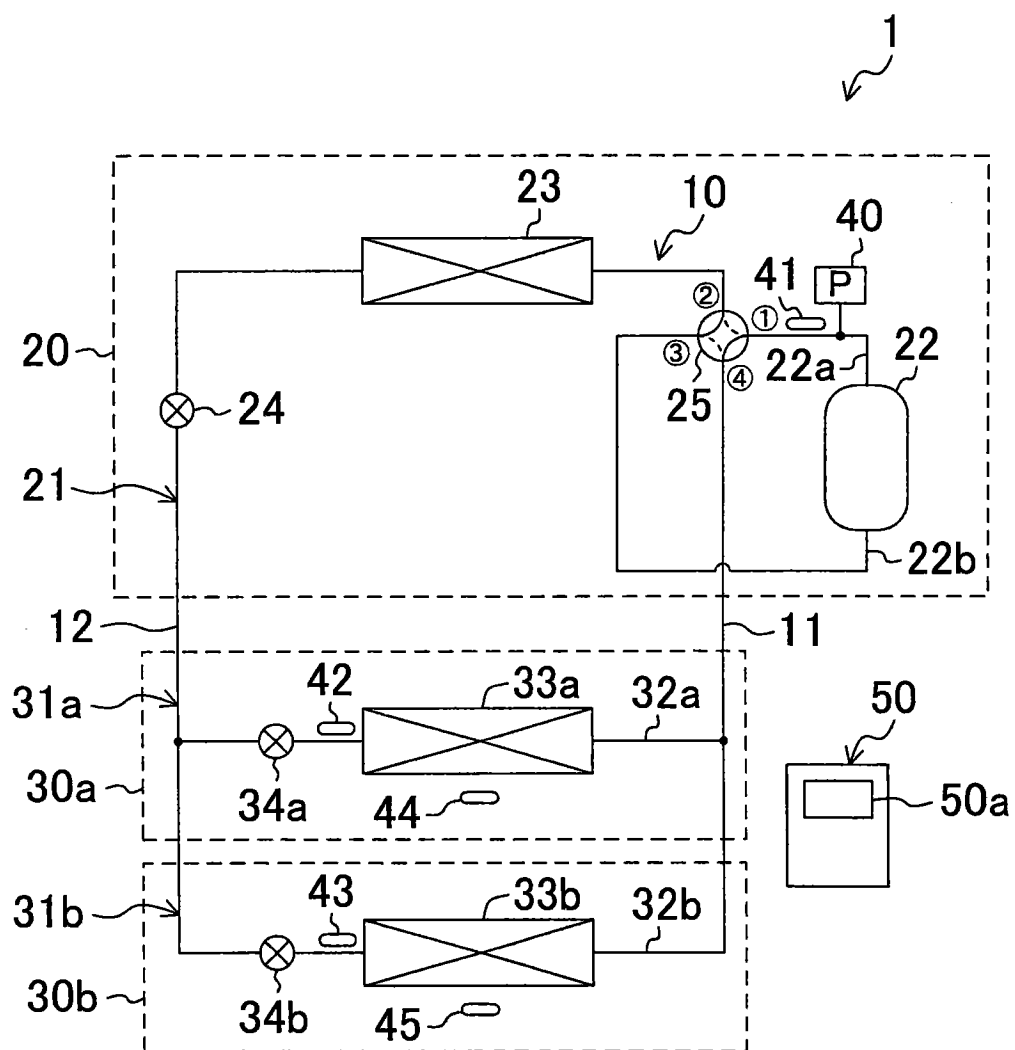


图 1

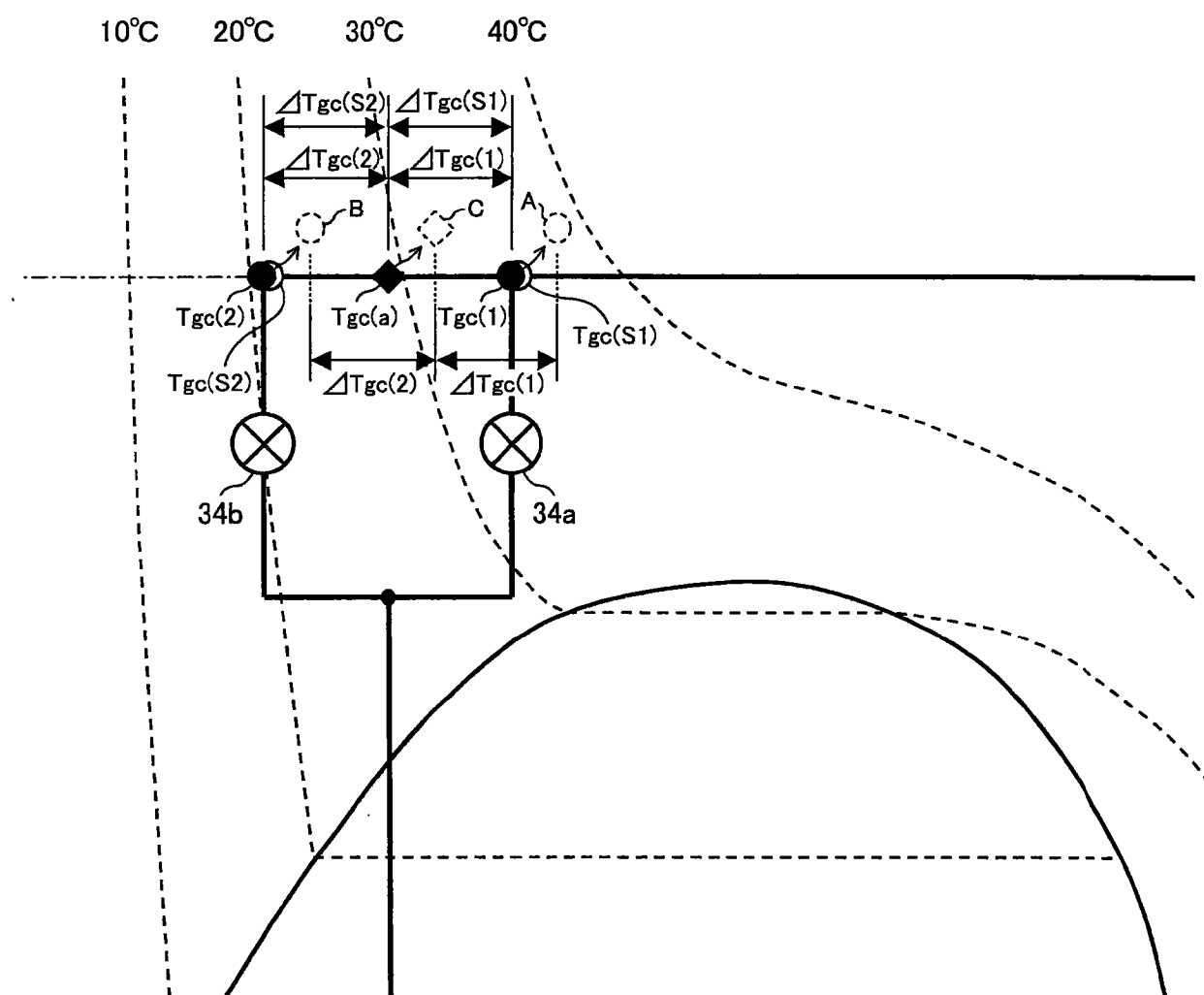


图 2

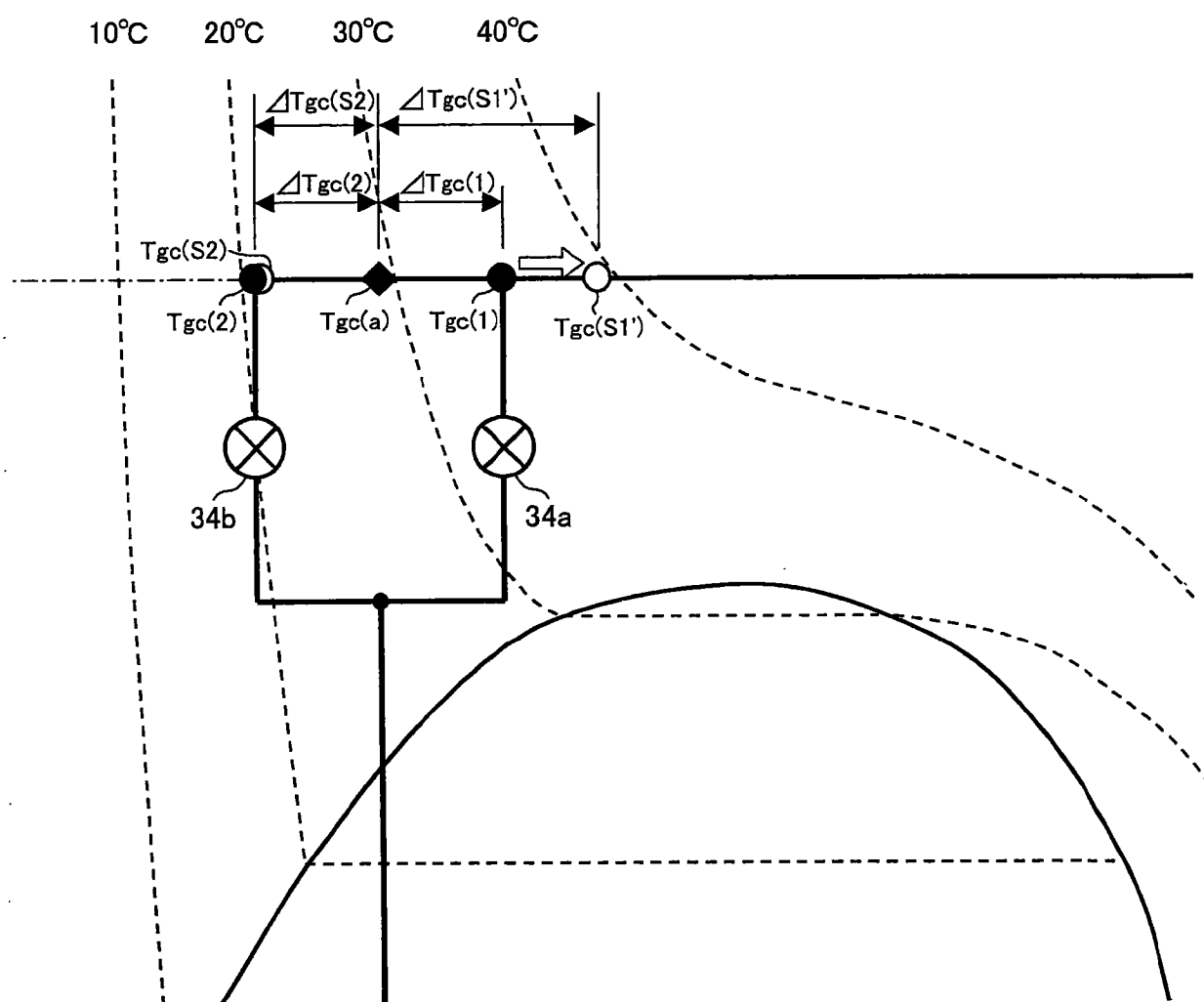


图 3

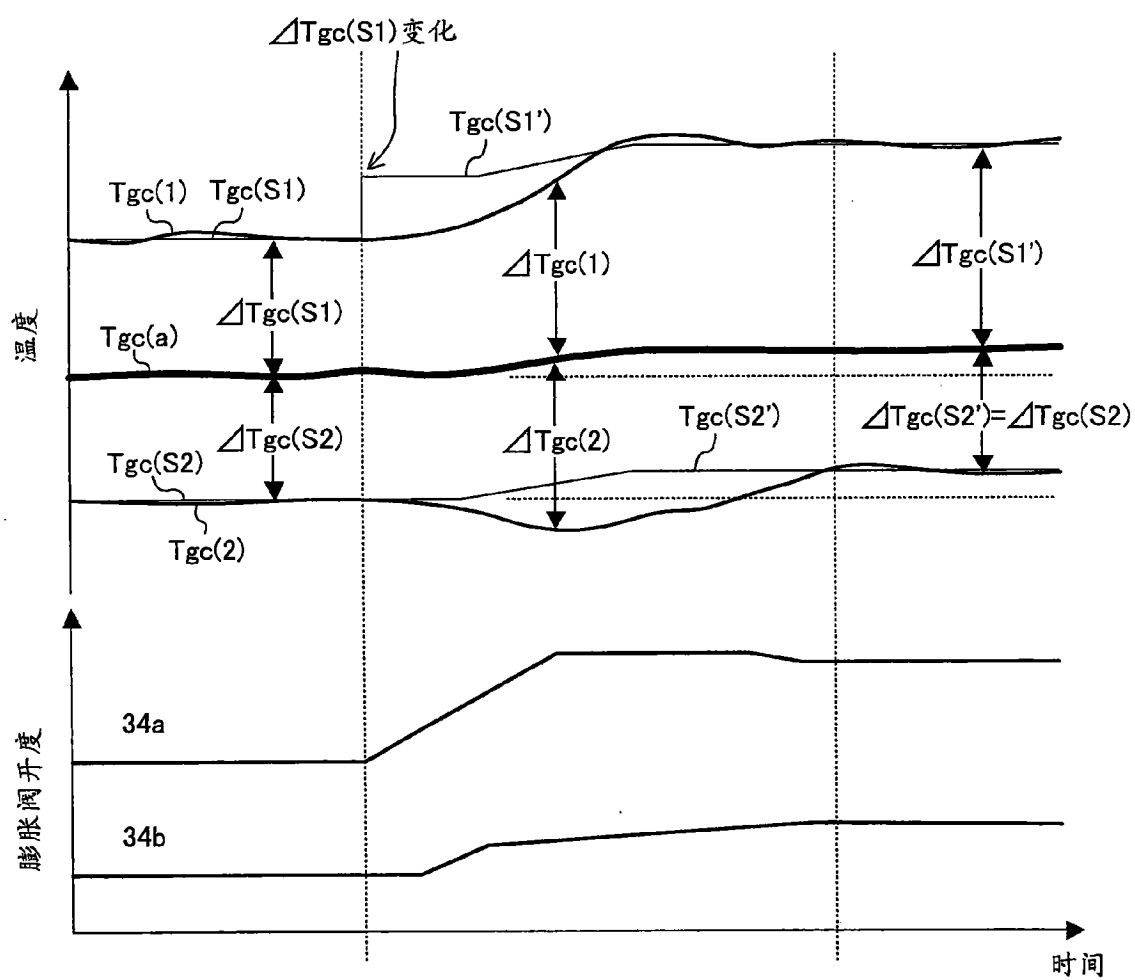


图 4

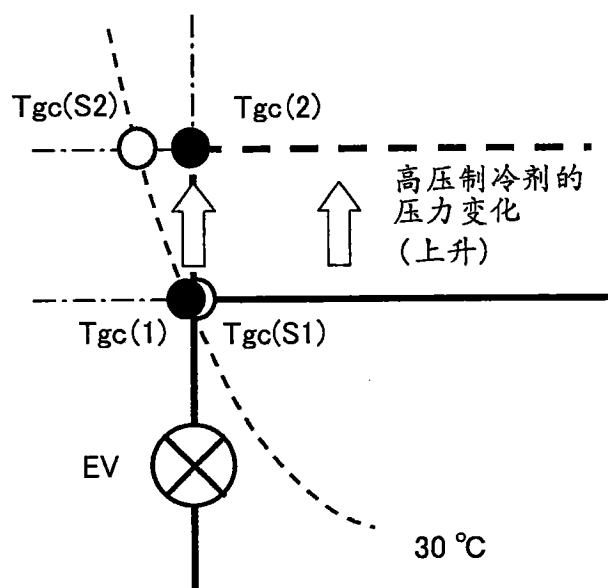


图 5

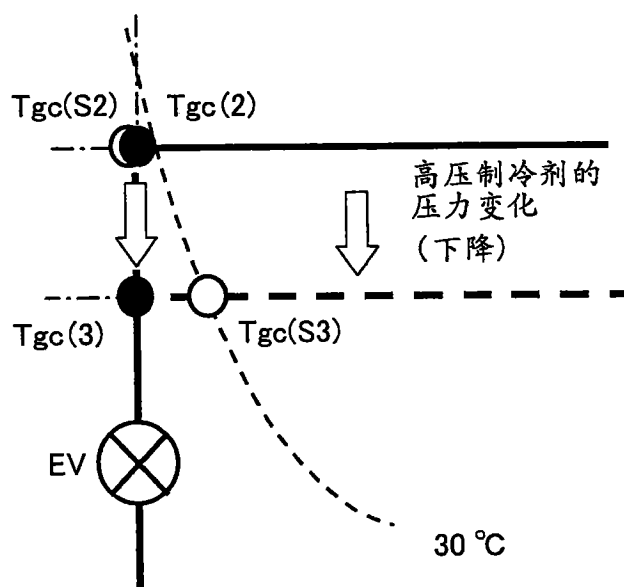


图 6