

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 13/00 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200680000916.0

[45] 授权公告日 2009年10月28日

[11] 授权公告号 CN 100554820C

[22] 申请日 2006.3.27

[21] 申请号 200680000916.0

[86] 国际申请 PCT/JP2006/306119 2006.3.27

[87] 国际公布 WO2007/110908 日 2007.10.4

[85] 进入国家阶段日期 2007.3.27

[73] 专利权人 三菱电机株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 亩崎史武 齐藤信 七种哲二

青木正则 四十宫正人

[56] 参考文献

US6044655A 2000.4.4

JP10-115470A 1998.5.6

JP10-89780A 1998.4.10

JP2001-174091A 2001.6.29

CN1626991A 2005.6.15

审查员 韩 雪

[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

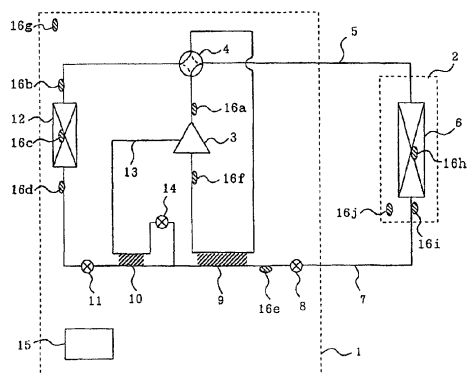
权利要求书 5 页 说明书 19 页 附图 9 页

[54] 发明名称

冷冻空调装置

[57] 摘要

本发明的目的是得到使冷冻空调装置内的供暖能力高于现有的气体喷射循环、即使在外部气体为零下 10℃ 以下的寒冷地区也可充分发挥供暖能力的冷冻空调装置。该冷冻空调装置将压缩机(3)、室内热交换器(6)、第一减压装置(11)、室外热交换器(12)连接成环形,从所述室内热交换器供暖,具有对室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂以及室外热交换器与压缩机之间的制冷剂进行热交换的第一内部热交换器(9)、将室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流并向压缩机内的压缩室喷射的喷射回路(13)、设置在喷射回路上的喷射用减压装置(14)、以及对经过了喷射用减压装置减压的制冷剂与室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂进行热交换的第二内部热交换器(10)。



1. 一种冷冻空调装置，将压缩机、室内热交换器、第一减压装置、室外热交换器连接成环形，从所述室内热交换器供暖，其特征在于，具有：

第一内部热交换器，对所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂、以及所述室外热交换器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换；

喷射回路，将所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流、向所述压缩机内的压缩室喷射；

设置在该喷射回路上的喷射用减压装置；

以及第二内部热交换器，对经过了该喷射用减压装置减压的制冷剂与所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂进行热交换。

2. 如权利要求1所述的冷冻空调装置，其特征在于，在所述室内热交换器和所述第一内部热交换器之间具有第二减压装置。

3. 如权利要求1所述的冷冻空调装置，其特征在于，作为所述第一内部热交换器具有存储器，该存储器设置于所述室内热交换器和所述第一减压装置之间，储存在所述冷冻空调装置内进行循环的制冷剂、与在所述室外热交换器和所述压缩机之间流动的制冷剂之间进行热交换。

4. 如权利要求1所述的冷冻空调装置，其特征在于，具有控制装置，该控制装置进行控制，以便利用所述第一减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室外热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值。

5. 如权利要求1所述的冷冻空调装置，其特征在于，具有控制装置，该控制装置进行控制，以便利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值。

6. 如权利要求 2 所述的冷冻空调装置,其特征在于,具有控制装置,该控制装置进行控制,以便利用所述第二减压装置使得所述室内热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值。

7. 如权利要求 2 所述的冷冻空调装置,其特征在于,具有控制装置,该控制装置进行控制,以便利用所述第一减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室外热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值,利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值,利用所述第二减压装置使得所述室内热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值。

8. 一种冷冻空调装置,将压缩机、室外热交换器、第二减压装置、室内热交换器连接成环形,从所述室内热交换器供冷,其特征在于,具有:

第一内部热交换器,对所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂、以及所述室内热交换器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换;

喷射回路,将所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流、向所述压缩机内的压缩室喷射;

设置在该喷射回路上的喷射用减压装置;

以及第二内部热交换器,对经过了该喷射用减压装置减压的制冷剂与所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂进行热交换。

9. 如权利要求 8 所述的冷冻空调装置,其特征在于,在所述室外热交换器和所述第二内部热交换器之间具有第一减压装置。

10. 如权利要求 8 所述的冷冻空调装置,其特征在于,作为所述第一内部热交换器具有存储器,该存储器设置于所述室外热交换器和所述第二减压装置之间,储存在所述冷冻空调装置内进行循环的制冷剂、与在所述室内热交换器和所述压缩机之间流动的制冷剂之间进行热交换。

11. 如权利要求 8 所述的冷冻空调装置,其特征在于,具有控制

装置，该控制装置进行控制，以便利用所述第二减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室内热交换器出口的制冷剂过热度达到规定值。

12. 如权利要求 8 所述的冷冻空调装置，其特征在于，具有控制装置，该控制装置进行控制，以便利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值。

13. 如权利要求 9 所述的冷冻空调装置，其特征在于，具有控制装置，该控制装置进行控制，以便利用所述第一减压装置使得所述室外热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值。

14. 如权利要求 9 所述的冷冻空调装置，其特征在于，具有控制装置，该控制装置进行控制，以便利用所述第二减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室内热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值，利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值，利用所述第一减压装置使得所述室外热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值。

15. 一种冷冻空调装置，具有压缩机、进行供暖和制冷的运转转换的四通阀、室内热交换器、第二减压装置、第一减压装置和室外热交换器，当将所述四通阀转换到供暖运转时，制冷剂在所述压缩机、所述四通阀、所述室内热交换器、所述第二减压装置、所述第一减压装置、所述室外热交换器、所述压缩机之间循环，从所述室内热交换器供暖，当将所述四通阀转换到制冷运转时，制冷剂在所述压缩机、所述四通阀、所述室外热交换器、所述第一减压装置、所述第二减压装置、所述室内热交换器、所述压缩机之间循环，从所述室内热交换器供冷，其特征在于，具有：

第一内部热交换器，在进行所述供暖运转时，对所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂、以及所述室外热交换器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换，在进行所述制冷运转时，对所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂、以及所述室内热交换

器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换;

喷射回路, 在进行所述供暖运转时, 将所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流、向所述压缩机内的压缩室喷射, 在进行所述制冷运转时、将所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流、向所述压缩机内的压缩室喷射;

设置在该喷射回路上的喷射用减压装置;

以及第二内部热交换器, 在进行所述供暖运转时, 对经过了所述喷射用减压装置减压的制冷剂与所述室内热交换器和所述第一减压装置之间的制冷剂进行热交换, 在进行所述制冷运转时, 对经过了所述喷射用减压装置减压的制冷剂与所述室外热交换器和所述第二减压装置之间的制冷剂进行热交换。

16. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 所述第一内部热交换器是存储器, 设置于所述第一减压装置和所述第二减压装置之间, 储存进行循环的制冷剂, 在进行所述供暖运转时、与所述室外热交换器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换, 在进行所述制冷运转时、与所述室内热交换器和所述压缩机之间的制冷剂进行热交换。

17. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便在进行所述供暖运转时, 利用所述第一减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室外热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值。

18. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便在进行所述供暖运转时, 利用所述第二减压装置使得所述室内热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值。

19. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便在进行所述制冷运转时, 利用所述第一减压装置使得所述室外热交换器的出口的制冷剂过冷度达到规定值。

20. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便在进行所述制冷运转时, 利用所述第二减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室内热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值。

21. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值。

22. 如权利要求 15 所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 具有控制装置, 该控制装置进行控制, 以便在进行所述供暖运转时, 利用所述第一减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室外热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值, 同时利用所述第二减压装置使得所述室内热交换器出口的制冷剂过冷度达到规定值;

在进行所述制冷运转时, 利用所述第一减压装置使得所述室外热交换器的出口的制冷剂过冷度达到规定值, 同时利用所述第二减压装置使得所述压缩机吸入的制冷剂过热度或所述室内热交换器的出口的制冷剂过热度达到规定值, 无论在所述供暖运转或制冷运转时都利用所述喷射用减压装置使得所述压缩机出口的制冷剂排出温度或所述压缩机出口的制冷剂过热度达到规定值。

23. 如权利要求 1 至 22 中任一项所述的冷冻空调装置, 其特征在于, 所述制冷剂使用二氧化碳。

## 冷冻空调装置

### 技术领域

本发明涉及冷冻空调装置，尤其是进行气体喷射、提高外部气体温度低时的供暖能力的冷冻空调装置。

### 背景技术

现有的冷冻空调装置，在冷凝器和蒸发器之间的中间压部分设置气液分离器，将气液分离器分离的气体制冷剂向压缩机的中间压部分进行喷射，以此提高供暖能力（例如参照专利文献1）。

并且，还存在将一部分高压液制冷剂分流、减压后与高压液制冷剂进行热交换、使其蒸发气体化后向压缩机进行喷射，以此提高供暖能力的冷冻空调装置，用来取代气液分离器（例如参照专利文献2）。

并且，也有在冷凝器和蒸发器之间的中间压部分设置液体存储器、使液体存储器内的制冷剂和压缩机吸入的制冷剂进行热交换的装置（例如参照专利文献3）。

专利文献1：日本特开2001-304714号公报

专利文献2：日本特开2000-274859号公报

专利文献3：日本特开2001-174091号公报

### 发明内容

但是，现有的冷冻空调装置具有以下问题。

首先，在专利文献1所述的现有例那样进行设置有气液分离器的喷射的情况下，气液分离器内的液量根据喷射量而变化，冷冻循环内的液体制冷剂量的分布随之发生变化，具有运转不稳定的问题。

在喷射的气体制冷剂流量和流入气液分离器的两相制冷剂中的气体制冷剂流量保持平衡的情况下，只有液体制冷剂向蒸发器侧流出，气液分离器内的液体制冷剂量虽然稳定，但喷射的制冷剂流量减少。若该制冷剂流量少于流入气液分离器的气体制冷剂流量，则形成气体

制冷剂也向蒸发器侧流出的运转，气体从气液分离器底部流出，因此形成气液分离器内的液体几乎全部流出的运转。

相反，若喷射的制冷剂流量增加，则气体制冷剂不足，因此形成液体制冷剂混合到气体制冷剂中被喷射的状态，液体从气液分离器顶部流出，因此气液分离器内的液体几乎是满的。

由于喷射流量容易根据冷冻循环的高低压或气液分离器的压力、以及压缩机的运转容量等发生变化，因此，喷射流量几乎不与流入气液分离器的气体制冷剂流量保持平衡，实际上气液分离器内的液体制冷剂几乎为零或成为满的状态，气液分离器内的制冷剂量容易根据运转情况发生变化。其结果，冷冻循环内的制冷剂量分布发生变化，容易发生运转不稳定。

如专利文献2中所述的现有例，如果采用将一部分高压液体制冷剂分流、进行喷射的形式，由于不存在液体储存部，因此可解决随着这样的气液分离器内的制冷剂量的变化所引起的运转不稳定。但是，采用这样的形式也具有以下的问题。

一般来说，在进行气体喷射的冷冻循环中，使喷射流量增加，从而随着从压缩机排出、流入室内热交换器的制冷剂流量的增加，供暖能力也增加。

但是，一旦增加喷射流量，则液体制冷剂也混入气体制冷剂进行喷射，由于压缩机排出温度降低、室内热交换器入口的制冷剂温度也降低，室内热交换器的热交换能力下降。因此，存在因保持制冷剂流量与热交换能力的平衡而形成最大供暖能力的喷射流量。

在普通的空气热源式热泵冷冻空调装置中，存在在外部气体为零下 $10^{\circ}\text{C}$ 以下的寒冷地区、供暖能力降低而无法进行充分的供暖运转的状况，因而需要能够发挥更多的供暖能力的装置，但在上述的气体喷射循环中，由于供暖能力具有极限，因此具有不能充分进行供暖运转的问题。

并且，在专利文献3中所述的现有例中，其回路结构也没有对增加供暖能力起作用，同样具有在寒冷地区的供暖能力降低、不能进行



充分的供暖运转的问题。

本发明鉴于上述课题、目的是得到使冷冻空调装置内的供暖能力高于现有的气体喷射循环，即使在外部气体为零下 10℃ 以下的寒冷地区也可充分发挥供暖能力的冷冻空调装置。

本发明的冷冻空调装置将压缩机、室内热交换器、第一减压装置、室外热交换器连接成环形，从上述室内热交换器供暖，具有对上述室内热交换器和上述第一减压装置之间的制冷剂以及上述室外热交换器和上述压缩机之间的制冷剂进行热交换的第一内部热交换器、将上述室内热交换器和上述第一减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流并向上述压缩机内的压缩室喷射的喷射回路、设置在该喷射回路上的喷射用减压装置、以及对经过了该喷射用减压装置减压的制冷剂与上述室内热交换器和上述第一减压装置之间的制冷剂进行热交换的第二内部热交换器。

根据如上所述的本发明，在将压缩机、室内热交换器、第一减压装置、室外热交换器连接成环形、进行从上述室内热交换器供暖的供暖运转的情况下，通过用对室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂以及室外热交换器与压缩机之间的制冷剂进行热交换的第一内部热交换器来加热压缩机吸入的制冷剂，即使将室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂的一部分进行分流而增加向压缩机内的压缩室喷射的制冷剂流量，也可抑制压缩机的排出温度的降低、在室内热交换器中发挥充分的热交换性能，从而即使在由于低外部气体条件等、供暖能力容易降低的条件下，也可确保充分的供暖能力，并且，利用对经过了喷射用减压装置减压的制冷剂与室内热交换器和第一减压装置之间的制冷剂进行热交换的第二内部热交换器，在供给进行气体喷射的制冷剂时，通过不依靠气液分离器、将被分流的制冷剂气化供给，具有避免使用气液分离器产生的液量变化、可实现更稳定的装置的运转的效果。

附图说明

图 1 是表示本发明的第一实施方式的冷冻空调装置的制冷剂回路

图。

图 2 是表示该冷冻空调装置进行供暖运转时的运转状况的 PH 线图。

图 3 是表示该冷冻空调装置进行制冷运转时的运转状况的 PH 线图。

图 4 是表示该冷冻空调装置进行供暖运转时的控制动作的流程图。

图 5 是表示该冷冻空调装置进行制冷运转时的控制动作的流程图。

图 6 是表示该冷冻空调装置进行气体喷射时的运转状况的 PH 线图。

图 7 是表示该冷冻空调装置进行气体喷射时的冷凝器的温度变化的图。

图 8 是表示该冷冻空调装置的气体喷射流量变化时的运转特性的图。

图 9 是表示根据该冷冻空调装置是否具有第一内部热交换器而形成的不同的运转特性的图。

图 10 是表示该冷冻空调装置的气体喷射流量变化时的运转特性其它图。

图 11 是表示本发明的第二实施方式的冷冻空调装置的制冷剂回路图。

#### 具体实施方式

##### 第一实施方式

图 1 是表示本发明的第一实施方式的冷冻空调装置的制冷剂回路图。

在图 1 中，在室外机 1 内装载有压缩机 3、进行供暖和制冷的运转转换的四通阀 4、室外热交换器 12、作为减压装置的第一膨胀阀 11、第二内部热交换器 10、第一内部热交换器 9、作为减压装置的第二膨胀阀 8、喷射回路 13、作为喷射用减压装置的第三膨胀阀 14。

压缩机 3 是通过变换器控制转速、进行容量控制的类型，形成可向压缩机 3 内的压缩室内喷射由喷射回路 13 供给的制冷剂的结构。

并且，第一膨胀阀 11、第二膨胀阀 8 以及第三膨胀阀 14 是对开度进行可变控制的电子膨胀阀。并且，室外热交换器 12 与利用鼓风机等送风的外部气体进行热交换。

室内热交换器 6 装载在室内机 2 内。气体管 5、液体管 7 是连接室外机 1 和室内机 2 的连接配管。该冷冻空调装置的制冷剂使用作为 HFC 类的混合制冷剂的 R410A。

在室外机 1 内设置测量控制装置 15 以及各温度传感器 16。温度传感器 16a 设置在压缩机 3 的排出侧、温度传感器 16b 设置在室外热交换器 12 和四通阀 4 之间、温度传感器 16c 设置在室外热交换器 12 的中间部的制冷剂流路上、温度传感器 16d 设置在室外热交换器 12 与第一膨胀阀 11 之间、温度传感器 16e 设置在第一内部热交换器 9 和第二膨胀阀 8 之间、温度传感器 16f 设置在压缩机 3 的吸入侧，分别测量设置部位的制冷剂温度。并且，温度传感器 16g 测量室外机 1 周围的外部气体温度。

温度传感器 16h、16i、16j 设置在室内机 2 内，温度传感器 16h 设置在室内热交换器 6 的中间部的制冷剂流路上，温度传感器 16i 设置在室内热交换器 6 与液体管 7 之间，分别测量设置部位的制冷剂温度。温度传感器 16j 测量吸入到室内热交换器 6 的空气温度。另外，在成为负荷的热介质是水等其它介质的情况下，温度传感器 16j 测量该介质的流入温度。

温度传感器 16c、16h 通过分别在各热交换器中间检测成为气液两相状态的制冷剂温度，可检测高低压的制冷剂饱和温度。

并且，室外机 1 内的测量控制装置 15 根据温度传感器 16 的测量信息和来自冷冻空调装置使用者指示的运转内容来控制压缩机 3 的运转方法、四通阀 4 的流路转换、室外热交换器 12 的鼓风机的送风量以及各膨胀阀的开度等。

以下对该冷冻空调装置中的运转动作进行说明。

首先，根据图 1 以及图 2 所示的供暖运转时的 PH 线图，对供暖运转时的动作进行说明。

在进行供暖运转时，四通阀 4 的流路被设定成图 1 的实线方向。从压缩机 3 排出的高温高压的气体制冷剂（图 2 的点 1）经过四通阀 4 流到室外机 1、经过气体管 5 流入室内机 2。然后流入室内热交换器 6，在成为冷凝器的室内热交换器 6 中一面散热一面冷凝液化、成为高压低温的液体制冷剂（图 2 的点 2）。通过将制冷剂释放的热供给负荷侧的空气和水等的负荷侧介质，进行供暖。

在从室内热交换器 6 流出的高压低温的制冷剂经过液体管 7 流入室外机 1 后，在第二膨胀阀 8 中经过一些减压后（图 2 的点 3），在第一内部热交换器 9 中向被吸入压缩机 3 的低温制冷剂供给热，从而被冷却（图 2 的点 4）。

然后，在将一部分制冷剂分流到喷射回路 13 后，在第二内部热交换器 10 中，与被分流到喷射回路 13 并在第三膨胀阀 14 中被减压而成为低温的制冷剂进行热交换，从而被进一步冷却（图 2 的点 5）。之后，制冷剂在第一膨胀阀 11 被减压到低压、成为两相制冷剂（图 2 的点 6），之后流入作为蒸发器的室外热交换器 12，在此吸热、进行蒸发气体化（图 2 的点 7）。然后，经过四通阀 4、在第一内部热交换器 9 与高压制冷剂进行热交换，被进一步加热（图 2 的点 8），被吸入压缩机 3。

另一方面，被分流到喷射回路 13 的制冷剂由第三膨胀阀 14 减压到中间压，成为低温的两相制冷剂（图 2 的点 9），之后在第二内部热交换器 10 中与高压制冷剂进行热交换、被加热（图 2 的点 10），被喷向压缩机 3。

在压缩机 3 内部，吸入的制冷剂（图 2 的点 8）被压缩到中间压并加热（图 2 的点 11）后，与被喷射的制冷剂合流，在温度降低后（图 2 的点 12），被压缩到高压、排出（图 2 的点 1）。

以下根据图 1 和图 3 所示的制冷运转时的 PH 线图，对制冷运转时的动作进行说明。

在进行制冷运转时，四通阀 4 的流路被设定成图 1 的虚线方向。

从压缩机 3 排出的高温高压的气体制冷剂(图 3 的点 1)经过四通阀 4、流入成为冷凝器的室外热交换器 12, 在此一面散热一面冷凝液化、成为高压低温的制冷剂(图 3 的点 2)。从室外热交换器 12 流出的制冷剂在第一膨胀阀 11 中经过一些减压后(图 3 的点 3), 在第二内部热交换器 10 中与流入喷射回路 13 的低温的制冷剂进行热交换后被冷却(图 3 的点 4), 在此, 在将一部分制冷剂分流到喷射回路 13 后, 紧接着在第一内部热交换器 9 中与被吸入压缩机 3 的制冷剂进行热交换后被冷却(图 3 的点 5)。

然后, 在由第二膨胀阀 8 减压到低压、成为两相制冷剂之后(图 3 的点 6), 从室外机 1 流出、经过液体管 7 流入室内机 2。然后流入成为蒸发器的室内热交换器 6, 一面在此吸热、进行蒸发气体化(图 3 的点 7), 一面向室内机 2 侧的空气和水等的负荷侧介质供冷。

从室内热交换器 6 流出的低压气体制冷剂流出室内机 2、经过气体管 5 流入室外机 1, 经过四通阀 4 后在第一内部热交换器 9 与高压制冷剂进行热交换、被加热后(图 3 的点 8), 被吸入压缩机 3。

另一方面, 被分流到喷射回路 13 的制冷剂由第三膨胀阀 14 减压到中间压, 成为低温的两相制冷剂(图 3 的点 9), 之后在第二内部热交换器 10 中与高压制冷剂进行热交换、被加热(图 3 的点 10), 被喷向压缩机 3。在压缩机 3 内部, 被吸入的制冷剂(图 3 的点 8)被压缩到中间压、加热(图 3 的点 11)后, 与被喷射的制冷剂合流, 在温度降低后(图 3 的点 12), 被再次压缩到高压、排出(图 3 的点 1)。

进行制冷运转时的 PH 线图与进行供暖运转时的大致相同, 无论哪种运转模式都可实现同样的运转。

以下对该冷冻空调装置中的运转控制动作进行说明。

首先根据图 4 的流程图对供暖运转时的控制动作进行说明。

在进行供暖运转时, 首先将压缩机 3 的容量、第一膨胀阀 11 的开度、第二膨胀阀 8 的开度以及第三膨胀阀 14 的开度设置到初始值(步骤 S1)。

然后, 从此时开始经过规定时间后(步骤 S2), 根据之后的运转

状态，如下控制各促动器。

并且，控制压缩机 3 的容量，原则上使利用室内机 2 的温度传感器 16j 测量的空气温度达到冷冻空调装置使用者设定的温度。

即，比较室内机 2 的空气温度与设定值（步骤 S3）。在空气温度与设定温度相同或接近的情况下，保持压缩机 3 的容量不变、进入下一个步骤。

并且，改变压缩机 3 的容量，使得在空气温度比设定温度低很多的情况下增加压缩机 3 的容量，在空气温度接近设定温度的情况下、保持压缩机 3 的容量不变，在空气温度高于设定温度的情况下、降低压缩机 3 的容量（步骤 S4）。

如下进行各膨胀阀的控制。

首先，控制第二膨胀阀 8，使得室内热交换器 6 出口的制冷剂过冷度 SC 达到事先设定的目标值（例如 10℃），该制冷剂过冷度 SC 通过利用温度传感器 16h 检测到的高压制冷剂的饱和利用温度和温度传感器 16i 检测到的室内热交换器 6 的出口温度的温差而得到。

即，比较室内热交换器 6 出口的制冷剂过冷度 SC 和目标值（步骤 S5）。在室内热交换器 6 出口的制冷剂过冷度 SC 与目标值相同或接近的情况下，保持第二膨胀阀 8 的开度不变、进入下一个步骤。

并且，以在室内热交换器 6 出口的制冷剂过冷度 SC 大于目标值的情况下增大第二膨胀阀 8 的开度、而在制冷剂过冷度 SC 小于目标值的情况下缩小第二膨胀阀 8 的开度的方式，改变第二膨胀阀 8 的开度（步骤 6）。

然后，控制第一膨胀阀 11，使得压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 达到事先设定的目标值（例如 10℃），该制冷剂过热度 SH 通过利用温度传感器 16f 检测到的压缩机 3 吸入温度和利用温度传感器 16c 检测到的低压制冷剂的饱和温度的温差而得到。

即，比较压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 和目标值（步骤 S7）。在压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 和目标值相同或接近的情况下，保持第一膨胀阀 11 的开度不变、进入下一个步骤。

并且, 以在压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 大于目标值的情况下增大第一膨胀阀 11 的开度、而在制冷剂过热度 SH 小于目标值的情况下缩小第一膨胀阀 11 的开度的方式, 改变第一膨胀阀 11 的开度(步骤 S8)。

然后, 控制第三膨胀阀 14, 使利用温度传感器 16a 检测到的压缩机 3 的排出温度达到事先设定的目标值(例如 90℃)。

即, 比较压缩机 3 的排出温度和目标值(步骤 S9)。在压缩机 3 的排出温度和目标值相同或接近的情况下, 保持第三膨胀阀 14 的开度不变、返回到步骤 S2。

以下是改变第三膨胀阀 14 的开度时的制冷剂状态的变化。

若第三膨胀阀 14 的开度增大, 则流入喷射回路 13 的制冷剂流量增加。由于第二内部热交换器 10 中的热交换量不因喷射回路 13 的流量而发生大的变化, 因此, 当流入喷射回路 13 的制冷剂流量增加时, 第二内部热交换器 10 中的喷射回路 13 侧的制冷剂热焓差(图 2 的点 9→10 的差)变小, 被喷射的制冷剂热焓(图 2 的点 10)降低。

因此, 喷射后的制冷剂进行合流后的制冷剂热焓(图 2 的点 12)的热焓也降低, 其结果, 压缩机 3 的排出热焓(图 2 的点 1)也降低, 压缩机 3 的排出温度降低。

相反, 若第三膨胀阀 14 的开度缩小, 则压缩机 3 的排出热焓上升, 压缩机 3 的排出温度上升。因此, 对于第三膨胀阀 14 的开度控制, 以在压缩机 3 的排出温度高于目标值的情况下增大第三膨胀阀 14 的开度、反之在排出温度低于目标值的情况下缩小第三膨胀阀 14 的开度的方式, 改变第三膨胀阀 14 的开度(步骤 S10), 之后返回到步骤 S2。

下面根据图 5 的流程图对制冷运转时的控制动作进行说明。

在进行制冷运转时, 首先将压缩机 3 的容量、第一膨胀阀 11 的开度、第二膨胀阀 8 的开度以及第三膨胀阀 14 的开度设置到初始值(步骤 S11)。

从此时开始经过规定时间后(步骤 S12), 根据之后的运转状态, 如下控制各促动器。

首先，控制压缩机 3 的容量，原则上使利用室内机 2 的温度传感器 16j 测量的空气温度与冷冻空调装置使用者设定的温度相同。

即，比较室内机 2 的空气温度与设定温度（步骤 S13）。在空气温度与设定温度相同或接近的情况下，保持压缩机 3 的容量不变、进入下一个步骤。

并且，改变压缩机 3 的容量，使得在空气温度比设定温度大幅度上升的情况下、增加压缩机 3 的容量，在空气温度比设定温度低的情况下、降低压缩机 3 的容量（步骤 S14）。

如下进行各膨胀阀的控制。

首先，控制第一膨胀阀 11，使得室外热交换器 12 出口的制冷剂过冷度 SC 达到事先设定的目标值（例如 10℃），该制冷剂过冷度 SC 通过利用温度传感器 16c 检测到的高压制冷剂的饱和温度和利用温度传感器 16d 检测到的室外热交换器 12 的出口温度的温差而得到。

即，比较室外热交换器 12 出口的制冷剂过冷度 SC 和目标值（步骤 S15）。在室外热交换器 12 出口的制冷剂过冷度 SC 与目标值相同或接近的情况下，保持第一膨胀阀 11 的开度不变、进入下一个步骤。

并且，以在室外热交换器 12 出口的制冷剂过冷度 SC 大于目标值的情况下增大第一膨胀阀 11 的开度、而在制冷剂过冷度 SC 小于目标值的情况下缩小第一膨胀阀 11 的开度的方式，改变第一膨胀阀 11 的开度（步骤 S16）。

然后，控制第二膨胀阀 8，使得压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 达到事先设定的目标值（例如 10℃），该制冷剂过热度 SH 通过利用温度传感器 16f 检测到的压缩机 3 吸入温度和利用温度传感器 16h 检测到的低压制冷剂的饱和温度的温差而得到。

即，比较压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 和目标值（步骤 S17）。在压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 和目标值相同或接近的情况下，保持第二膨胀阀 8 的开度不变、进入下一个步骤。

并且，以在压缩机 3 吸入的制冷剂过热度 SH 大于目标值的情况下增大第二膨胀阀 8 的开度、而在制冷剂过热度 SH 小于目标值的情



况下缩小第二膨胀阀 8 的开度的方式, 改变第二膨胀阀 8 的开度 (步骤 S18)。

然后, 控制第三膨胀阀 14, 使利用温度传感器 16a 检测到的压缩机 3 的排出温度达到事先设定的目标值 (例如 90℃)。

即, 比较压缩机 3 的排出温度和目标值 (步骤 S19)。在压缩机 3 的排出温度和目标值相同或接近的情况下, 保持第三膨胀阀 14 的开度不变、返回到步骤 S12。

并且, 由于使第三膨胀阀 14 的开度变化时的制冷剂状态变化与供暖运转时相同, 因此, 以在压缩机 3 的排出温度高于目标值的情况下增大第三膨胀阀 14 的开度、反之在排出温度低于目标值的情况下缩小第三膨胀阀 14 的开度的方式, 改变第三膨胀阀 14 的开度 (步骤 S20), 返回到步骤 S12。

以下, 对本实施方式的回路构成以及通过控制实现的作用效果进行说明。在本装置的构成中, 由于无论制冷运转还是供暖运转都进行相同的运转, 因此以下特别对供暖运转进行说明。

本装置的回路构成是所谓的气体喷射回路。即, 是将在从成为冷凝器的室内热交换器 6 流出后被减压到中间压的制冷剂中的气体制冷剂喷向压缩机 3 的结构。

一般来说, 多采用在气液分离器中将中间压的制冷剂分离成液体和气体而后进行喷射的结构, 但如图 6 所示, 本装置采用的是通过在第二内部热交换器 10 中的热交换而热分离液体和气体、进行喷射的结构。

通过形成气体喷射回路、可得到以下的效果。

首先, 通过进行气体喷射, 从压缩机 3 排出的制冷剂流量增加, 从压缩机 3 排出的制冷剂流量  $G_{dis}$  = 由压缩机 3 吸入的制冷剂流量  $G_{suc}$  + 被喷射的制冷剂流量  $G_{inj}$ 。

因此, 由于流入成为冷凝器的热交换器的制冷剂流量增加, 因此在供暖运转的情况下、供暖能力增加。

另一方面, 通过在第二内部热交换器 10 中的热交换, 如图 6 所示,

流入成为蒸发器的热交换器的制冷剂热焓降低，在蒸发器中的制冷剂热焓差增大。因此，在进行制冷运转时、制冷能力也有所增加。

并且，在进行气体喷射的情况下，也可以得到提高效率的效果。

流入蒸发器的制冷剂一般是气液两相制冷剂，但其中气体制冷剂对制冷能力不起作用。从压缩机3来看，该压缩机3进行将该低压的气体制冷剂与在蒸发器中与蒸发后的气体制冷剂一起升压到高压的工作。

若进行气体喷射，则用中间压提取出流入蒸发器的气体制冷剂中的一部分、进行喷射，从中间压上升到高压、进行压缩。

因此，不需要对喷射的气体制冷剂的流量进行从低压上升到中间压的压缩工作，可提高这部分的效率。该效果在制冷供暖的任一运转中都可以得到。

以下对气体喷射流量与供暖能力的相互关系进行说明。

如果增加气体喷射流量，则如上所述，从压缩机3排出的制冷剂流量增加，而压缩机3的排出温度降低、流入冷凝器的制冷剂温度也降低。

再来看冷凝器的热交换性能，一般来说热交换器内的温度分布越高、则热交换量越高。在相同的冷凝温度下、冷凝器入口的制冷剂温度不同时的制冷剂温度变化如图7所示，在冷凝器内、制冷剂成为过热气体状态的部分的温度分布有所变化。

在冷凝器中，制冷剂为冷凝温度、两相状态时的热交换量占多数，但过热气体状态的热的热交换量也占整体的20%~30%左右，对热交换量的影响很大。

如果喷射流量过多、过热气体部分的制冷剂温度明显降低，则冷凝器的热交换性能下降，供暖能力也降低。图8表示上述的气体喷射流量和供暖能力的相互关系，存在供暖能力为最大时的气体喷射流量。

以下，对本实施方式的第一内部热交换器9的作用效果进行说明。

在第一内部热交换器9中，从冷凝器流出的高压液体制冷剂和压缩机3的吸入制冷剂进行热交换。因高压液体制冷剂在第一内部热交

换热器 9 中被冷却，流入蒸发器的制冷剂的热焓降低，因此，蒸发器中的制冷剂热焓差增大。

因此，进行制冷运转时的制冷能力增加。

另一方面，吸入压缩机 3 的制冷剂被加热，吸入温度上升。压缩机 3 的排出温度也随之上升。并且，在压缩机 3 的压缩行程中，即使在进行同样的升压的情况下，一般来说，也比压缩高温制冷剂需要更多的工作。

因此，设置第一内部热交换器 9 对效率面的影响表现在蒸发器热焓差增大带来的能力增加和压缩工作的增加这两方面，在蒸发器热焓差增大带来的能力增加的影响大的情况下，装置的运转效率上升。

以下，对如本实施方式所示的、组合第一内部热交换器 9 的热交换和喷射回路 13 的气体喷射的情况下的效果进行说明。

如果进行第一内部热交换器 9 的热交换，则压缩机 3 的吸入温度上升。因此，在进行喷射时的压缩机 3 内部的变化中，从低压上升到中间压的制冷剂热焓（图 2、图 3 的点 11）提高，与喷射的制冷剂合流后的制冷剂热焓（图 2、图 3 的点 12）也提高。

因此，压缩机 3 的排出热焓（图 2、图 3 的点 1）也提高，压缩机 3 的排出温度上升。因此，根据是否有第一内部热交换器 9 的热交换，气体喷射流量与供暖能力的相互关系变化如图 9 所示。

在具有第一内部热交换器 9 的热交换的情况下，由于进行相同喷射量时的压缩机 3 的排出温度提高，因此，冷凝器入口的制冷剂温度也提高，冷凝器热交换量增加，供暖能力增加。因此，形成供暖能力峰值的喷射流量增加，供暖能力的峰值本身也增加，可得到更多的供暖能力。

另外，即使在没有第一内部热交换器 9 的情况下，通过控制第一膨胀阀 11 的开度使压缩机 3 的吸入过热度上升，可使压缩机 3 的排出温度上升。

但是，在这种情况下，由于作为蒸发器的室外热交换器 12 出口的制冷剂过热度也同时增大，因此室外热交换器 12 的热交换效率降低。

一旦室外热交换器 12 的热交换效率降低,则为了得到相同的热交换量、必须降低蒸发温度,形成低压降低的运转。

一旦低压降低,则压缩机 3 吸入的制冷剂流量也减少,因此,如果进行这样的运转,反而会降低供暖能力。

反过来说,如果使用第一内部热交换器 9,则作为蒸发器的室外热交换器 12 出口的制冷剂状态成为适当的状态,可在保持好的热交换效率的状态下使压缩机 3 的排出温度上升,避免上述的低压降低、容易实现供暖能力的增加。

并且,本实施方式的路结构采用将一部分高压制冷剂分流减压后、在第二内部热交换器 10 中进行过热气体化后、进行喷射的结构。

因此,与现有例那样喷射利用气液分离器分离的气体的情况相比,由于喷射量根据控制和运转状态等发生变化时、制冷剂量分布不发生变化,因此,可实现更稳定的运转。

另外,以上说过对第三膨胀阀 14 进行控制以使压缩机 3 的排出温度与目标值相等,将该控制目标值设置成使供暖能力为最大。

如图 9 所示,由于从气体喷射流量-供暖能力-排出温度的相互关系来看,存在有供暖能力为最大的排出温度,因此,事先求出该排出温度、设定为目标值。另外,排出温度的目标值无需是一定值,也可根据运转条件和冷凝器等的机器特性随时改变。

这样,通过控制排出温度,可控制气体喷射量、使供暖能力为最大。

不仅可以以使供暖能力为最大的方式对气体喷射量进行控制,也可以以使运转效率为最大的方式对气体喷射量进行控制。

在如启动冷冻空调装置那样的需要大量的供暖能力的情况下,将能力控制在最大,但在装置运转了一定时间后、室温因供暖而上升了的情况下,就不需要这么多的供暖能力,因此,在这种情况下控制成效率最大。

在喷射流量、供暖能力和运转效率之间具有如图 10 所示的相互关系,与供暖能力为最大的情况相比,在运转效率最大时,喷射流量减

少、排出温度提高。

在供暖能力为最大的喷射流量中，由于使排出温度降低，因此冷凝器的热交换性能降低，并且，为了增加喷射流量，中间压力降低、压缩喷射部分的压缩工作增加，这样，与运转效率为最大的情况相比、效率降低。

因此，作为利用喷射回路 13 的第三膨胀阀 14 进行控制的排出温度目标值，不仅具有成为最大供暖能力的目标值，而且具有成为最大运转效率的目标值，根据运转状况（例如压缩机 3 的运转容量和室内机侧空气温度的状况等），当需要供暖能力时，设定为供暖能力为最大的目标值，除此以外设定成运转效率为最大的目标值。

通过进行这样的运转，在实现大量的供暖能力的同时，可进行装置的高效率运转。

并且，控制第一膨胀阀 11 以使压缩机 3 的吸入过热度达到目标值，通过该控制，可形成作为蒸发器的热交换器出口的最适的过热度，从而可确保蒸发器中的高的热交换性能、并可确保适度的制冷剂热函差地进行运转，可进行高效率的运转。

形成这样运转的蒸发器出口的过热度虽然因热交换器的特性不同而不同，但大约在  $2^{\circ}\text{C}$  左右，由于之后制冷剂在第一内部热交换器 9 中被加热，因此，压缩机 3 的吸入过热度的目标值高于该值，例如将上述的  $10^{\circ}\text{C}$  设定为目标值。

因此，对于第一膨胀阀 11，将蒸发器出口的过热度、供暖运转时由温度传感器 16b 和温度传感器 16c 的温差求出的室外热交换器 12 出口的过热度控制成达到目标值（例如上述的  $2^{\circ}\text{C}$ ）。

但是，在直接控制蒸发器出口的过热度的情况下，在其目标值是  $2^{\circ}\text{C}$  左右的低值的情况下，蒸发器出口过渡性地成为气液两相状态，产生不能正确地检测过热度、很难控制的问题。

如果用压缩机 3 的吸入过热度进行检测，则可设定高的目标值，并且，由于第一内部热交换器 9 中的加热而不会发生吸入制冷剂成为气液两相、不能正确地检测过热度的情况，可更容易地进行控制，可

进行更稳定的控制。

并且，控制第二膨胀阀 8 以使作为冷凝器的室内热交换器 6 出口的过冷度达到目标值，通过该控制，可确保冷凝器中的高的热交换性能、并可适当地确保制冷剂热函差地进行运转，可进行高效率的运转。

形成这样运转的冷凝器出口的过冷度虽然因热交换器的特性不同而不同，但大约在 5~10℃ 左右。

另外，通过将过冷度的目标值设定成高于该值，例如 10~15℃ 左右，也可进行增加供暖能力的运转。

因此，也可根据运转状况改变过冷度的目标值，启动装置时用高一点的过冷度目标值确保供暖能力，室温稳定时用低一点的过冷度目标值进行高效率运转。

另外，作为冷冻空调装置的制冷剂，不局限于 R410A，也可使用 HFC 类制冷剂的 R134a 或 R404A、R407C、自然制冷剂的 CO<sub>2</sub>、HC 类制冷剂、氨、空气、水等其它制冷剂。尤其是针对将 CO<sub>2</sub> 作为制冷剂使用时蒸发器中的制冷剂热函差小、运转效率降低的缺点，本装置的结构可通过第一内部热交换器 9、第二内部热交换器 10 来扩大蒸发器热函差，因此，可更大地提高效率，适合使用本装置。

并且，在使用 CO<sub>2</sub> 的情况下，不存在冷凝温度，在作为散热器的高压侧热交换器中、温度随着流动而降低。因此，散热器中的热交换量变化与在一定区间成为冷凝温度、可确保一定量的热交换量的 HFC 类制冷剂等不同，受入口温度的影响大。

因此，如本实施方式那样，通过采用可一面提高排出温度一面增加喷射流量的结构，使供暖能力的增加率大于 HFC 类制冷剂等，在这方面 CO<sub>2</sub> 也适合使用本装置。

并且，第一内部热交换器 9、第二内部热交换器 10 的设置位置不局限于图 1 的结构，上游下游的位置关系相反也可以得到同样的效果。并且，设置喷射回路 13 的位置也不局限于图 1 的位置，设置于其它的中间压部分以及高压液部的位置也可以得到同样的效果。

另外，考虑到第三膨胀阀 14 的控制稳定性，喷射回路 13 的设置

位置最好是完全形成液体而不是气液两相状态的位置。

另外，在本实施方式中，由于在第一膨胀阀 11 和第三膨胀阀 8 之间设置第一内部热交换器 9、第二内部热交换器 10 以及喷射回路 13 的设置位置，因此，在冷暖的任何一种模式下都可以进行同样的喷射运转。

并且，虽然利用冷凝器、蒸发器中间的制冷剂温度传感器来检测制冷剂的饱和温度，但也可设置检测高低压的压力传感器、换算检测到的压力值、求出饱和温度。

### 第二实施方式

以下本发明的第二实施方式如图 11 所示。图 11 是第二实施方式的冷冻空调装置的制冷剂回路图，中压存储器 17 设置在室外机内，压缩机 3 的吸入配管贯通其内部。

形成该贯通部分的制冷剂与中压存储器 17 内的制冷剂可进行热交换的结构，具有与第一实施方式中的第一内部热交换器 9 相同的功能。

本实施方式的作用效果除了中压存储器 17 以外都与第一实施方式相同，因此，省略对这部分的说明。在进行供暖运转时，室内换热器 6 出口的气液两相制冷剂流入中压存储器 17，在中压存储器 17 内冷却、形成液体流出。在进行制冷运转时，从第一膨胀阀 11 流出的气液两相制冷剂流入中压存储器 17，在中压存储器 17 内冷却、形成液体流出。

在中压存储器 17 内的热交换主要是气液两相制冷剂中的气体制冷剂与吸入配管接触、冷凝液化、进行热交换。因此，滞留在中压存储器 17 内的液体制冷剂量越少，气体制冷剂与吸入配管的接触面积越大，热交换量增加。相反，如果滞留在中压存储器 17 内的液体制冷剂量多，则气体制冷剂与吸入配管的接触面积减少，热交换量减少。

这样，由于具有中压存储器 17 而得到以下效果。

首先，由于在中压存储器 17 的出口形成液体，因此，在进行供暖运转时流入第三膨胀阀 14 的制冷剂必然形成液体制冷剂，因此第三膨

胀阀 14 的流量特性稳定，可确保控制稳定性、进行稳定的装置运转。

并且，通过在中压存储器 17 内进行热交换，还具有中压存储器 17 的压力变得稳定、第三膨胀阀 14 的入口压力稳定、流入喷射回路 13 的制冷剂流量稳定的效果。例如若有负荷变化等使得高压发生变化，则中压存储器 17 内的压力随之产生变化，但通过中压存储器 17 内的热交换可抑制压力变化。

一旦负荷增加、高压上升，则中压存储器 17 内的压力也上升，但此时由于与低压的压力差扩大，中压存储器 17 内的热交换器中的温度差也扩大，因此热交换量增加。如果热交换量增加，则流入中压存储器 17 内的气液两相制冷剂中的气体制冷剂进行冷凝的量增加，因此，压力不容易上升，可抑制中压存储器 17 的压力上升。

相反，一旦负荷减少、高压降低，则中压存储器 17 内的压力也降低，但此时与低压的压力差变小，中压存储器 17 内的热交换器中的温度差也缩小，因此热交换器量减少。一旦热交换器量减少，则流入中压存储器 17 内的气液两相制冷剂中的气体制冷剂进行冷凝的量减少，因此，压力不容易下降，可抑制中压存储器 17 的压力下降。

这样，通过在中压存储器 17 内进行热交换，自动地产生随着运转状态变化的热交换量的变化，其结果，可抑制中压存储器 17 内的压力变化。

并且，通过在中压存储器 17 内进行热交换，还具有稳定装置运转本身的效果。例如，在低压侧的状态发生变化、作为蒸发器的室外热交换器 12 的出口的制冷剂过热度增大的情况下，由于中压存储器 17 内的热交换时的温度差减少，因此热交换量减少，气体制冷剂不容易冷凝，因此中压存储器 17 内的气体制冷剂量增加、液体制冷剂量减少。

减少的液体制冷剂量向室外热交换器 12 移动，室外热交换器 12 内的液体制冷剂量增加，因此，可抑制室外热交换器 12 出口的制冷剂过热度的增大，抑制装置的运转变化。

相反，在低压侧的状态发生变化、作为蒸发器的室外热交换器 12 出口的制冷剂过热度变小的情况下，由于中压存储器 17 内的热交换时



的温度差增加，因此热交换量增加，气体制冷剂容易冷凝，因此中压存储器 17 内的气体制冷剂量减少、液体制冷剂量增加。这部分的液体制冷剂量从室外热交换器 12 移动，从而室外热交换器 12 内的液体制冷剂量减少，因此，可抑制室外热交换器 12 出口的制冷剂过热度变小，抑制装置的运转变化。

该抑制过热度变化的作用，也通过在中压存储器 17 内进行热交换、自动地产生随着运转状态变化的热交换量的变化而产生。

如上所述，通过在中压存储器 17 中进行第一实施方式中的在第一内部热交换器 9 中进行的热交换，即使发生装置的运转变化，也可以通过自动的热交换量变化来抑制变化，稳定地进行装置运转。

另外，虽然是在中压存储器 17 进行热交换的结构，但只要是与中压存储器 17 内的制冷剂进行热交换的结构，则无论什么样的结构都可以得到同样的效果。例如，也可以采用使压缩机 3 的吸入配管与中压存储器 17 容器外周接触、进行热交换的结构。

并且，也可以将向喷射回路 13 供给的制冷剂从中压存储器 17 底部供给。在这种情况下，在制冷供暖的各运转中，液体制冷剂流入第三膨胀阀 14，因此，无论是在制冷运转中、还是在供暖运转中，第三膨胀阀 14 的流量特性都是稳定的，可确保控制稳定性。

图1

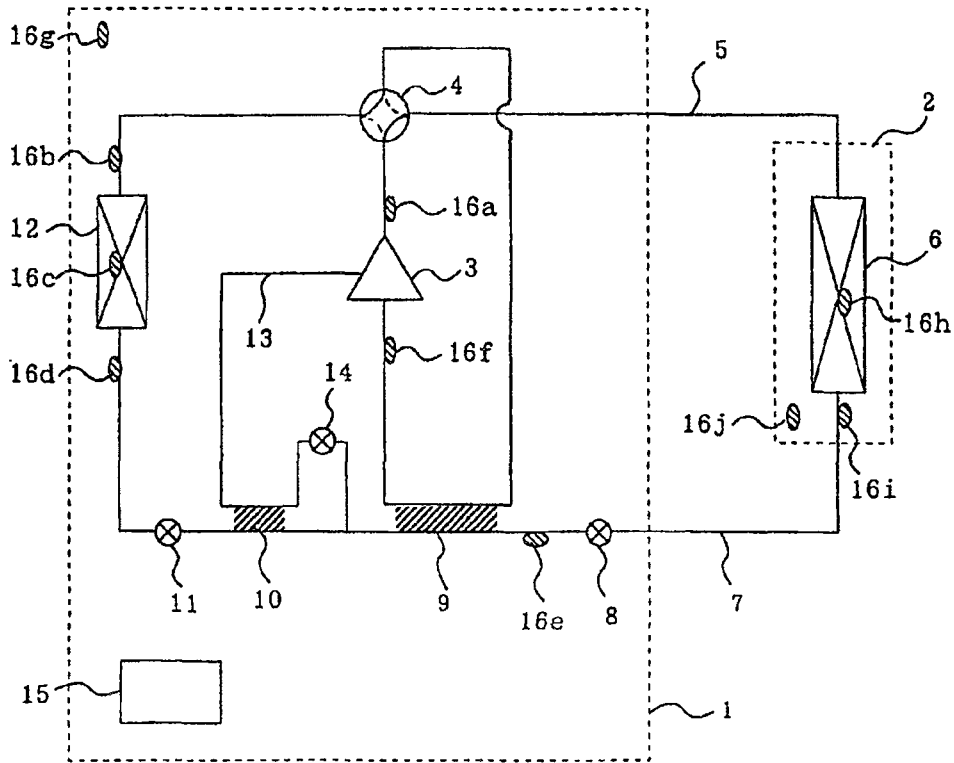


图2

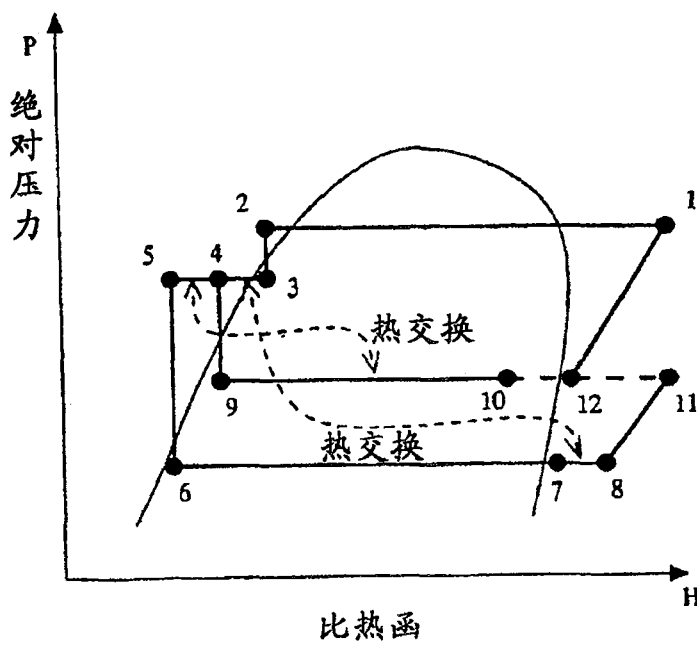


图3

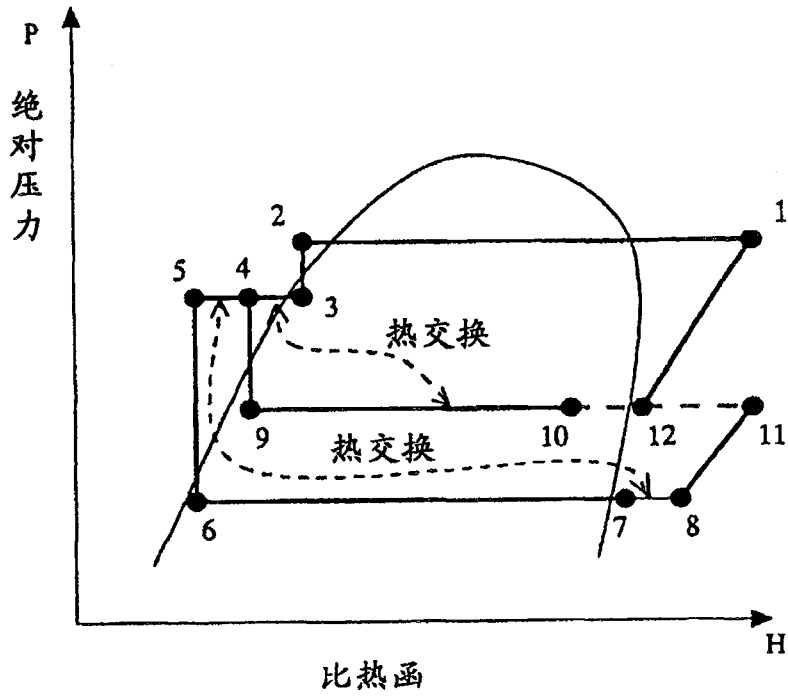


图4

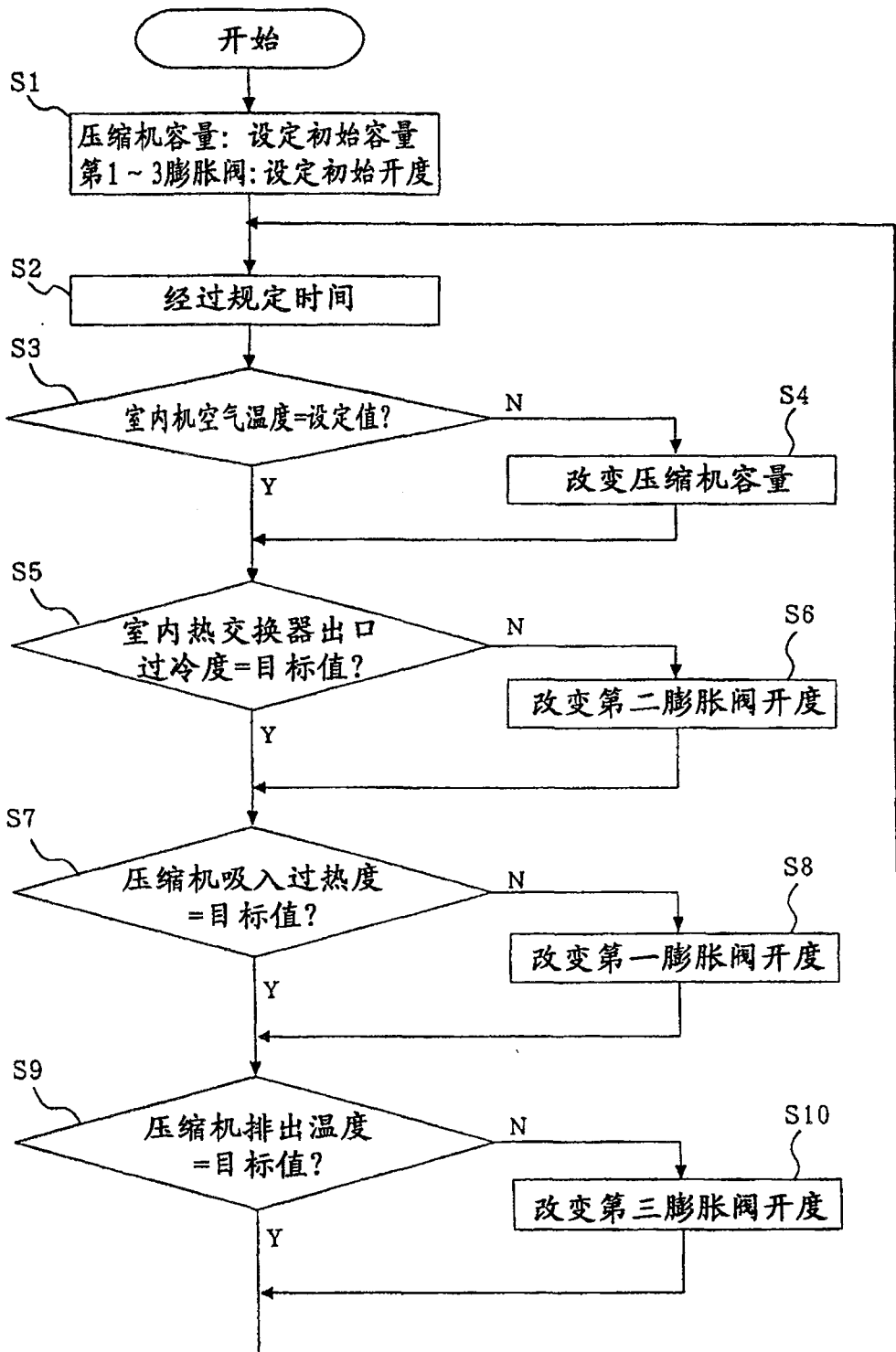


图5

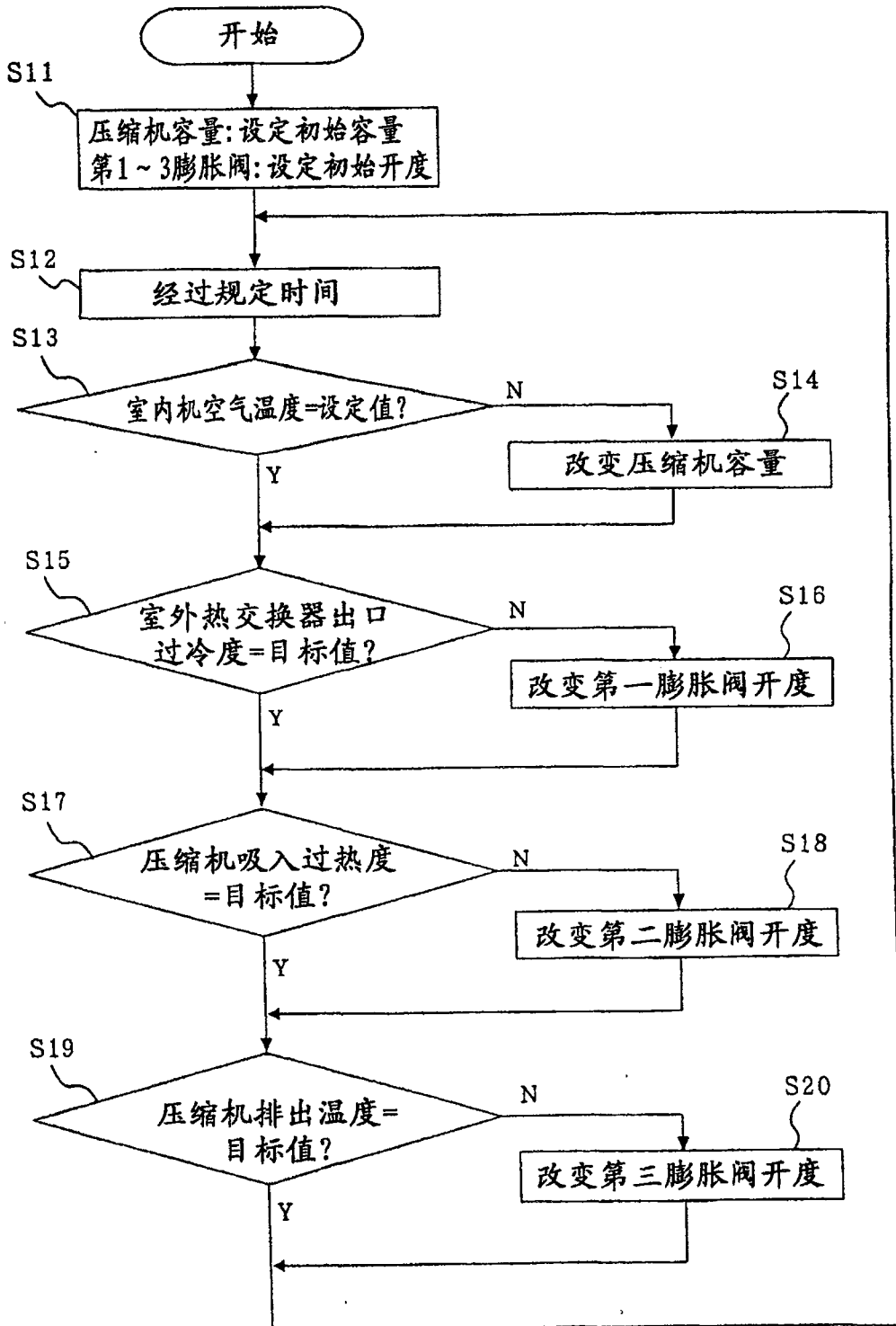


图6

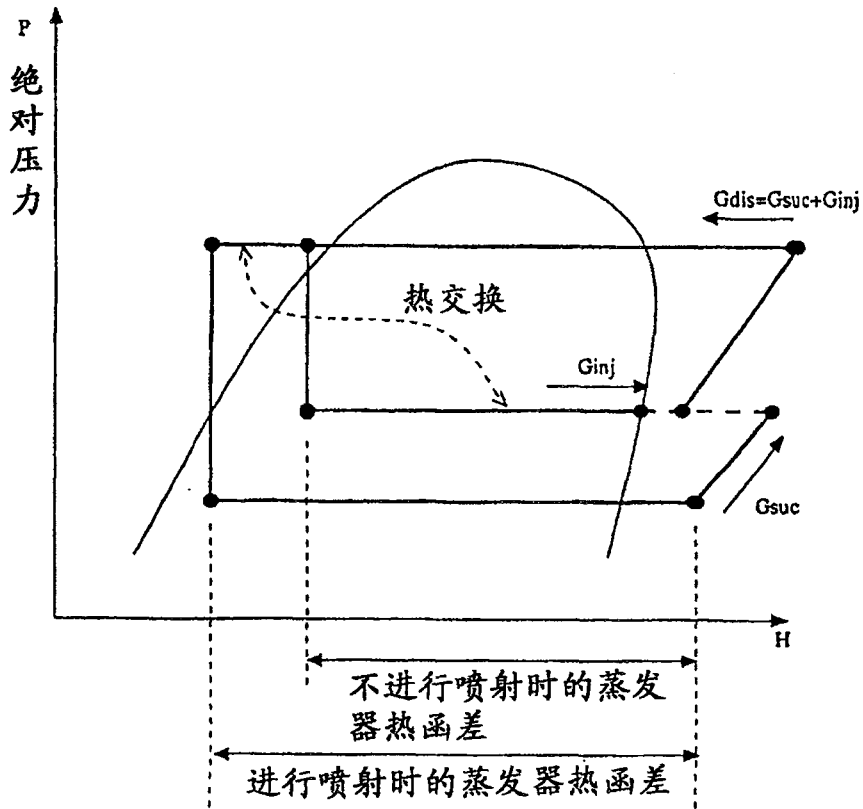


图7

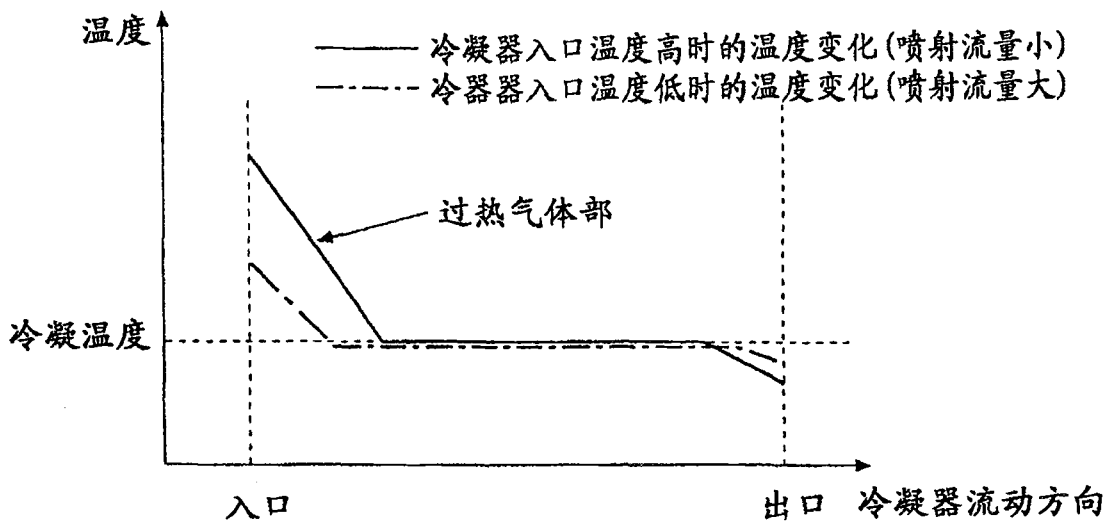


图8

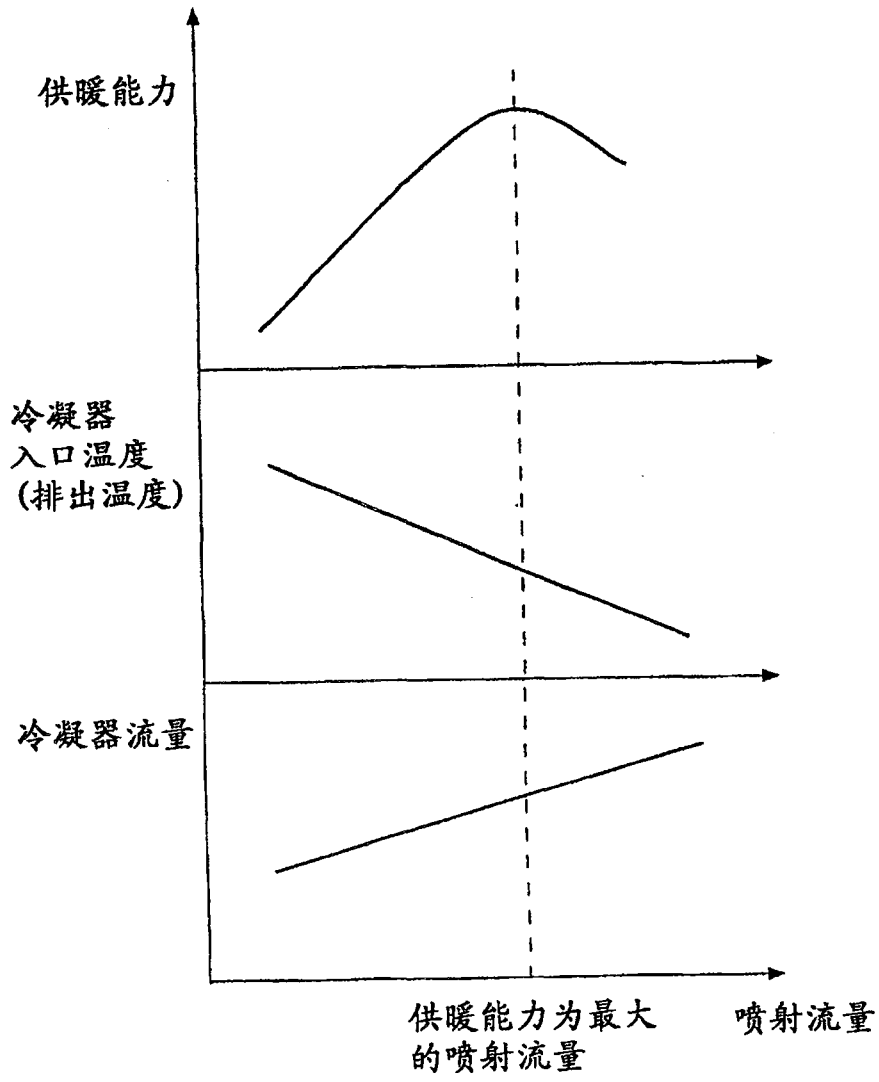


图9

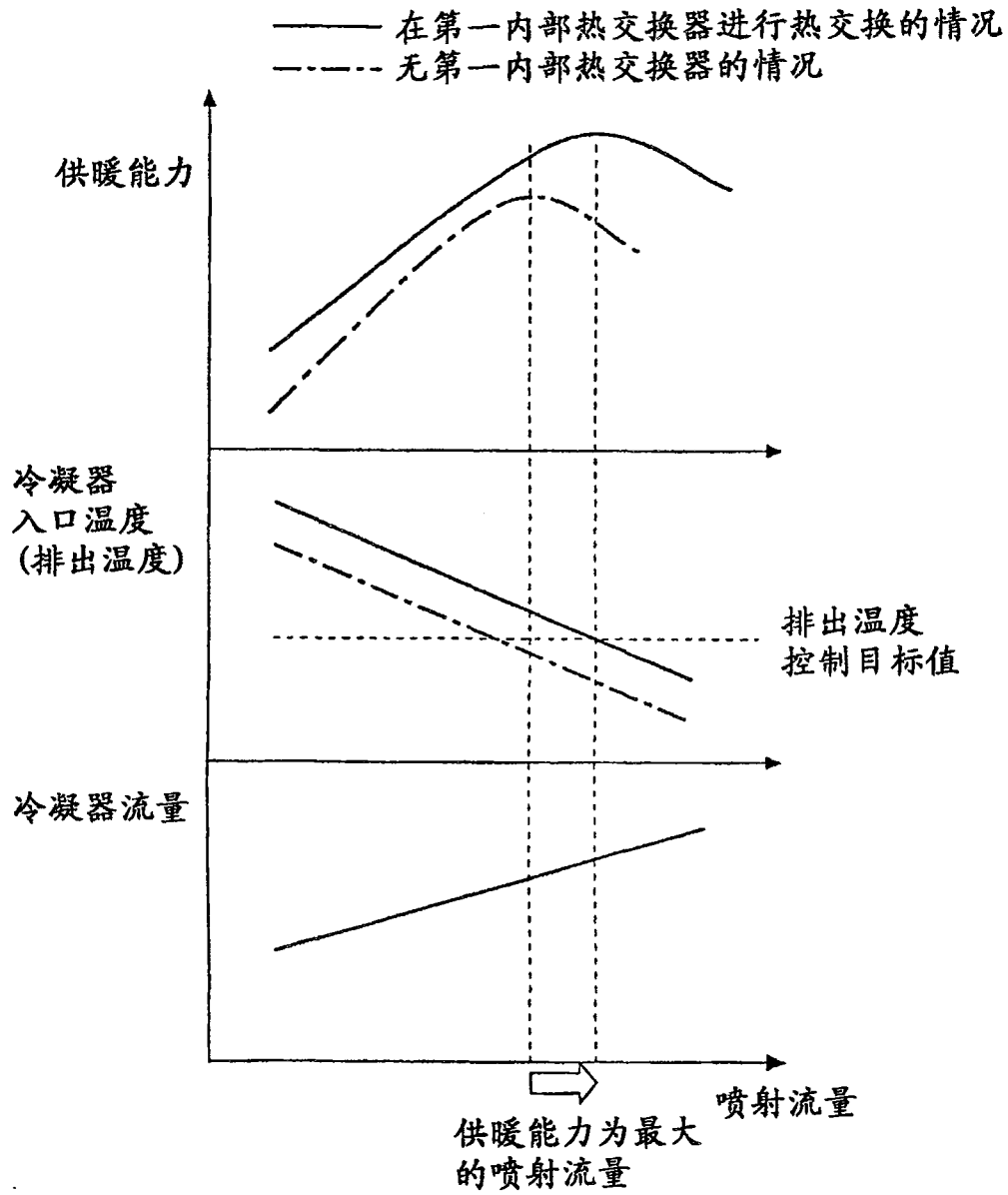




图10

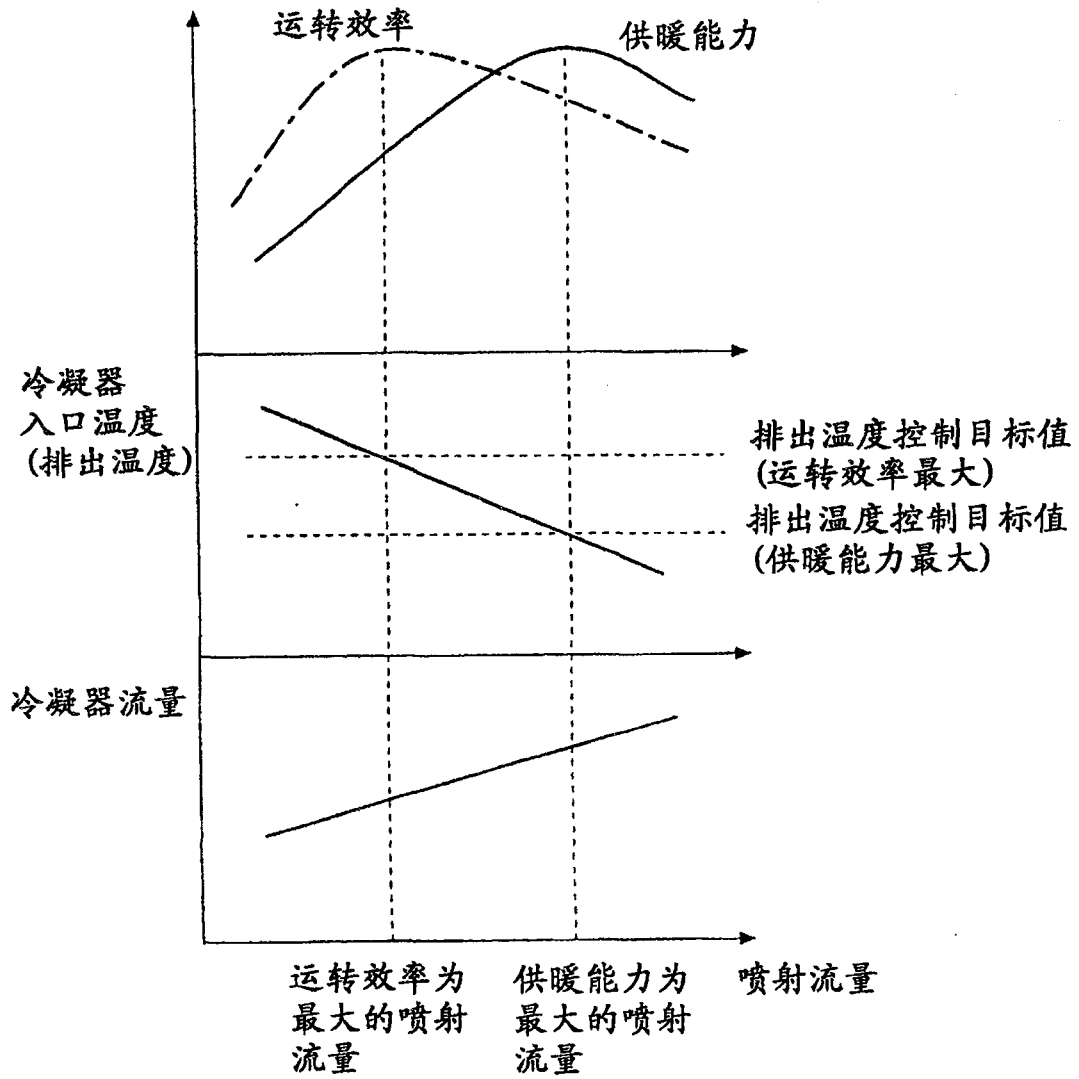


图 11

