

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 30/02 (2006.01)

F25B 49/02 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200610034943.1

[45] 授权公告日 2008年5月7日

[11] 授权公告号 CN 100386580C

[22] 申请日 2006.4.11

[21] 申请号 200610034943.1

[73] 专利权人 珠海格力电器股份有限公司

地址 519070 广东省珠海市前山金鸡西路  
6号

[72] 发明人 苏玉海 刘桂平 孙常权

[56] 参考文献

CN2896146Y 2007.5.2

CN1374482A 2002.10.16

JP11-237126A 1999.8.31

CN1626991A 2005.6.15

JP9-89389A 1997.4.4

JP10-89781A 1998.4.10

CN1138680A 1996.12.25

液体喷射提高制热量方法探讨. 丁洪亮.  
家电科技, 第12期. 2005

审查员 何楚

[74] 专利代理机构 广州新诺专利商标事务所有限  
公司

代理人 李德魁

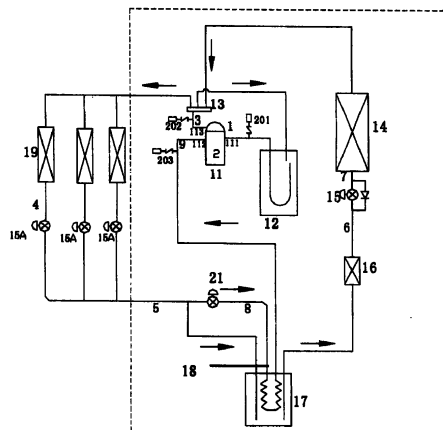
权利要求书3页 说明书9页 附图3页

[54] 发明名称

一种热泵空调系统及其蒸气喷射控制装置和  
控制方法

[57] 摘要

本发明公开了一种能够在室外超低温工况下拥有良好制热效果的热泵空调系统, 包括压缩机、四通阀、室内外机换热器、主节流装置, 各零部件通过管线连接, 压缩机具有一出气口及两个吸气口, 在主节流装置前后引一旁通管, 接入压缩机的第二吸气口, 空调系统包括一蒸气喷射控制装置, 蒸气喷射控制装置包括至少三个传感器及至少一电子膨胀阀, 传感器分别位于压缩机一出气口及两个吸气口, 电子膨胀阀位于旁通管上。本发明通过检测压缩机喷射口压力准确控制制冷剂喷射量, 提高机组在室外低温工况下的制热效果和能效比; 精确控制电子膨胀阀开度, 使室内温度波动幅度降低, 室内舒适性增强。



- 1、一种热泵空调系统，包括压缩机、四通阀、室内机换热器和室外机换热器、主节流装置，各零部件通过管线连接，所述压缩机具有一出气口及两个吸气口，在所述主节流装置前或后引有一旁通管，接入所述压缩机的第二吸气口，其特征在于，所述空调系统包括一蒸气喷射控制装置，所述蒸气喷射控制装置包括至少三个传感器及至少一电子膨胀阀，所述传感器分别位于所述压缩机一出气口及所述两个吸气口，所述电子膨胀阀位于所述旁通管上。
- 2、根据权利要求1所述的热泵空调系统，其特征在于，所述系统中还在主节流装置和室外换热器之间接有一储液器。
- 3、根据权利要求2所述的热泵空调系统，其特征在于，所述旁通管上设有一盘管。
- 4、根据权利要求3所述的热泵空调系统，其特征在于，所述盘管置于所述储液器内。
- 5、根据权利要求2或3或4所述的热泵空调系统，其特征在于，所述储液器和室外换热器之间接有一副冷却盘管。
- 6、根据权利要求1或2或3或4所述的热泵空调系统，其特征在于，所述系统中，在主节流装置和室外换热器之间设有一辅助节流装置。
- 7、根据权利要求1或2或3或4所述的热泵空调系统，其特征在

于，所述传感器为压力传感器或温度传感器。

- 8、一种蒸气喷射控制装置，应用于一种热泵空调系统，在所述系统之中，包括一具有两吸气口和一出气口的压缩机、四通阀、室内机换热器和室外机换热器、主节流装置，各部件形成一个制冷制热循环，在所述主节流装置前或后引有一旁通管，其特征在于，所述蒸气喷射控制装置包括至少三个传感器及至少一电子膨胀阀，所述传感器分别位于所述压缩机一出气口及所述两个吸气口，所述电子膨胀阀位于所述旁通管上。
- 9、一种权利要求 8 所述的蒸气喷射控制装置的控制方法，其特征在于，所述方法通过设置在所述压缩机的吸气口、出气口的传感器检测进出压缩机气体的状态，根据所述进出压缩机气体状态的变化控制与第二吸气口连接的电子膨胀阀的开度，从而控制所述蒸气的喷射量。
- 10、根据权利要求 9 所述的蒸气喷射控制装置的控制方法，其特征在于，所述传感器为压力传感器，所述方法包括以下过程：
  - (1) 所述压力传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出气口气体的压力，对应为  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$ ；
  - (2) 根据压力与温度的关系，求得  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$  对应的温度分别为  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$ ；
  - (3) 计算所述压缩机运行过程中的中间压力  $P_{中}$ ， $P_{中} = \sqrt{P_{低} \times P_{高}}$ ，根据压力与温度的关系，求得对应的温度为  $T_{中}$ ；
  - (4) 计算从所述压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间

压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{\text{实际}}$ ,  $\Delta T_{\text{实际}} = T_{\text{喷}} - T_{\text{中}}$ ;

(5) 所述电子膨胀阀的开度变化量  $N = \Delta T_{\text{目标}} - \Delta T_{\text{实际}}$ , 其中,  
 $\Delta T_{\text{目标}}$  为设定的目标压差对应的温差;

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变化量  $N$  的和。

11、根据权利要求 9 所述的蒸气喷射控制装置的控制方法, 其特征在于, 所述传感器为温度传感器, 所述方法包括以下过程:

(1) 所述温度传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出口气体的温度, 对应为  $T_{\text{低}}$ 、 $T_{\text{喷}}$ 、 $T_{\text{高}}$ ;

(2) 根据压力与温度的关系, 求得  $T_{\text{低}}$ 、 $T_{\text{喷}}$ 、 $T_{\text{高}}$  对应的压力分别为  $P_{\text{低}}$ 、 $P_{\text{喷}}$ 、 $P_{\text{高}}$ ;

(3) 计算所述压缩机运行过程中的中间压力  $P_{\text{中}}$ ,  $P_{\text{中}} = \sqrt{P_{\text{低}} \times P_{\text{高}}}$ , 根据压力与温度的关系, 求得对应的温度为  $T_{\text{中}}$ ;

(4) 计算从所述压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{\text{实际}}$ ,  $\Delta T_{\text{实际}} = T_{\text{喷}} - T_{\text{中}}$ ;

(5) 所述电子膨胀阀的开度变化量  $N = \Delta T_{\text{目标}} - \Delta T_{\text{实际}}$ , 其中,  
 $\Delta T_{\text{目标}}$  为设定的目标压差对应的温差;

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变化量  $N$  的和。

## 一种热泵空调系统及其蒸气喷射控制装置和控制方法

### 技术领域

本发明涉及空气源热泵空调领域，尤其涉及到在室外超低温工况下拥有良好制热效果的热泵空调系统。

### 背景技术

目前，市场上销售的普通空气源热泵空调，在室外低温的工况下，制热量衰减十分严重，甚至无法正常启动运行，因此在我国北方寒冷地区，空气源热泵空调只能在过渡季节使用，一旦进入寒冷的冬季空气源热泵空调几乎无法满足基本的供热需求。众所周知，我国北方传统的集中供暖方式以燃煤、燃气为主，而这些供暖方式在节能、环保、安全方面都无法达到社会发展的要求。所以需要开发一种超低温热泵空调机组用来取代我国北方传统的集中供暖方式。

### 发明内容

本发明克服了现有技术中的缺点，提供一种能够在室外超低温工况下拥有良好制热效果的热泵空调系统。

本发明还提供一种能够实现对喷向热泵空调压缩机蒸气喷射量控制的蒸气喷射控制装置。

另外，本发明还提供一种蒸气喷射控制装置的控制方法。

为了解决上述技术问题，通过以下技术方案实现：

一种热泵空调系统，包括压缩机、四通阀、室内机换热器和室外机换热器、主节流装置，各零部件通过管线连接，所述压缩机具有一出气口及两个吸气口，在所述主节流装置前或后引有一旁通管，接入所述压缩机的第二吸气口，所述空调系统包括一蒸气喷射控制装置，所述蒸气喷射控制装置包括至少三个传感器及至少一电子膨胀阀，所述传感器分别位于所述压缩机一出气口及所述两个吸气口，所述电子膨胀阀位于所述旁通管上。

所述系统中还在主节流装置和室外换热器之间接有一储液器。

所述旁通管上设有一盘管。

所述盘管置于所述储液器内。

所述储液器和室外换热器之间接有一副冷却盘管。

所述系统中，在主节流装置和室外换热器之间设有一辅助节流装置。

所述传感器为压力传感器或温度传感器。

一种蒸气喷射控制装置，应用于一种热泵空调系统，在所述系统之中，包括一具有两吸气口和一出气口的压缩机、四通阀、室内机换热器和室外机换热器、主节流装置，各部件形成一个制冷制热循环，在所述主节流装置前或后引有一旁通管，所述蒸气喷射控制装置包括至少三个传感器及至少一电子膨胀阀，所述传感器分别位于所述压缩机一出气口及所述两个吸气口，所述电子膨胀阀位于所述旁通管上。

一种蒸气喷射控制装置的控制方法，所述方法通过设置在所述压缩机的吸气口、出气口的传感器检测进出压缩机气体的状态，根据所

述进出压缩机气体状态的变化控制与第二吸气口连接的电子膨胀阀的开度，从而控制所述蒸气的喷射量。

所述传感器为压力传感器，所述方法包括以下过程：

(1) 所述压力传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出气口气体的压力，对应为  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$ ；

(2) 根据压力与温度的关系，求得  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$  对应的温度分别为  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$ ；

(3) 计算所述压缩机运行过程中的中间压力  $P_{中}$ ， $P_{中} = \sqrt{P_{低} \times P_{高}}$ ，根据压力与温度的关系，求得对应的温度为  $T_{中}$ ；

(4) 计算从所述压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{实际}$ ， $\Delta T_{实际} = T_{喷} - T_{中}$ ；

(5) 所述电子膨胀阀的开度变化量  $N = \Delta T_{目标} - \Delta T_{实际}$ ，其中， $\Delta T_{目标}$  为设定的目标压差对应的温差；

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变化量  $N$  的和。

所述传感器为温度传感器，所述方法包括以下过程：

(1) 所述温度传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出气口气体的温度，对应为  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$ ；

(2) 根据压力与温度的关系，求得  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$  对应的压力分别为  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$ ；

(3) 计算所述压缩机运行过程中的中间压力  $P_{中}$ ， $P_{中} = \sqrt{P_{低} \times P_{高}}$ ，根据压力与温度的关系，求得对应的温度为  $T_{中}$ ；

(4) 计算从所述压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{\text{实际}}$ ,  $\Delta T_{\text{实际}}=T_{\text{喷}}-T_{\text{中}}$ ;

(5) 所述电子膨胀阀的开度变化量  $N=\Delta T_{\text{目标}}-\Delta T_{\text{实际}}$ , 其中,  $\Delta T_{\text{目标}}$  为设定的目标压差对应的温差;

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变化量  $N$  的和。

与现有技术相比, 本发明提供一种能够在室外超低温工况下拥有良好制热效果的热泵空调系统。采用蒸气喷射系统控制压缩机喷射中间压力的制冷剂蒸气, 并通过喷射口(压缩机第二吸气口)的压力控制对压缩机喷射制冷剂量达到最佳值。在正常工况下与普通热泵空调机组相同进行制冷、制热运行; 当室外环境温度降低, 制热量衰减时, 机组中蒸气喷射系统发挥作用, 对压缩机喷射中间压力的饱和制冷剂气体, 在压缩机内部实现双级压缩, 提高机组在室外低温工况下的制热量和能效比。同时, 系统中压缩机压缩比和机组的排气温度都在合理的范围内, 稳定、可靠; 机组采用智能化霜模式, 通过系统高压控制机组是否进入化霜运行, 可以做到“无霜不化”的地步。

本发明应用于热泵空调机组中, 通过检测压缩机喷射口压力准确控制制冷剂喷射量, 提高机组在室外低温工况下的制热效果和能效比; 使机组化霜次数和时间大大减少, 机组运行制热效果更高, 更加节能; 精确控制电子膨胀阀开度, 使室内温度波动幅度降低, 室内舒适性增强。



## 附图说明

图 1 是热泵空调系统实施例一的原理示意图；

图 2 是热泵空调系统制热运行压焓图；

图 3 是热泵空调系统实施例三的原理示意图。

## 具体实施方式

以下结合附图及实施例对本发明进行详细说明。

实施例一：

请参阅图 1，图 1 中虚线框内部分表示热泵空调系统，图中带箭头的实线表示热泵空调系统制热时制冷剂的流向。一种热泵空调系统，包括压缩机 11、气液分离器 12、四通阀 13、室内机换热器 19、室外机换热器 14、副冷却盘管 16、储液器 17、主节流装置 15A、辅助节流装置 15，各个零部件之间通过铜管连接在一起组成一个制冷制热循环。其中，压缩机 11 包括一出气口 113 及第一吸气口 111、第二吸气口 112 两个吸气口。压缩机 11 为喷气增焓数码涡旋压缩机，主节流装置 15A 为一电子膨胀阀。

所述系统还包括一从主节流装置 15A 后引出，连入压缩机 11 第二吸气口 112 的旁通管，在所述旁通管上连有一盘管 18，所述盘管 18 置于所述储液器 17 内。

所述系统还包括一蒸气喷射控制装置，所述蒸气喷射控制装置包括三个压力传感器及一电子膨胀阀 21，三个压力传感器分别为低压传感器 201、高压传感器 202、喷射压力传感器 203。高压传感器 202

置于压缩机 11 的出气口 113，低压传感器 201 置于压缩机 11 的第一吸气口 111，喷射压力传感器 203 置于压缩机 11 的第二吸气口 112，电子膨胀阀 21 设置于所述旁通管上。在热泵空调系统处理制热状态时，从室内机换热器 19 流出的制冷剂分为两路，一部分经过所述旁通管上的电子膨胀阀 21 及置于储液器 17 内的盘管 18，然后被压缩机 11 的第二吸气口 112 吸入；另一部分制冷剂则直接进入储液器，经过室外机副冷却盘管 16 及辅助节流装置 15 进入室外机换热器 14。

蒸气喷射控制装置的工作原理为：通过设置在压缩机的吸气口、出气口的压力传感器检测进出压缩机气体的压力，根据进出压缩机气体压力的变化控制与第二吸气口连接的电子膨胀阀的开度，从而控制蒸气的喷射量。具体包括以下过程：

(1) 压力传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出气口气体的压力，对应为  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$ ；

(2) 根据压力与温度的关系，求得  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$  对应的温度分别为  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$ ；

(3) 计算压缩机运行过程中的中间压力  $P_{中}$ ， $P_{中} = \sqrt{P_{低} \times P_{高}}$ ，根据压力与温度的关系，求得对应的温度为  $T_{中}$ ；

(4) 计算从压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{实际}$ ， $\Delta T_{实际} = T_{喷} - T_{中}$ ；

(5) 电子膨胀阀的开度变化量  $N = \Delta T_{目标} - \Delta T_{实际}$ ，其中， $\Delta T_{目标}$  为设定的目标压差对应的温差；

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变

化量 N 的和。

下面通过图 2 介绍热泵空调系统的工作过程，图 1 中的 1-9 是与图 2 对应的状态点。系统在室外低温工况下制热运行时，压缩机把从室外机换热器蒸发出来的低温低压的制冷剂气体（状态点 1）压缩到中间压力的状态点 2，在压缩机的涡旋盘内与从压缩机第二吸气口吸入的中间压力的气体（状态点 9）混合到状态点 10，然后继续被压缩机压缩为高温高压的气体（状态点 3）；高温高压的制冷剂气体在室内机换热器内被冷却冷凝为高温高压的制冷剂液体（状态点 4），高压液体被室内机电子膨胀阀 15A 节流降压为气液混合物（状态点 5）；此时制冷剂分为两路，一部分经过电子膨胀阀节流为中间压力制冷剂气液混合物进入储液器内的盘管，吸收盘管外制冷剂热量蒸发为中间压力饱和蒸气（状态点 9）被压缩机第二吸气口吸入，另一部分制冷剂则直接进入储液器外壳与盘管之间的容器内，与盘管内的制冷剂进行热交换放出热量并经过室外机副冷却盘管被冷凝为过冷液体（状态点 6）；过冷液体被室外机电子膨胀阀节流到状态点 7，然后进入室外机换热器蒸发到状态点 1 被压缩机吸气口吸入，完成一个制热循环。

整个热泵空调系统的工作原理为：在正常工况下与普通热泵空调机组相同进行制冷、制热运行；当室外环境温度降低，制热量衰减时，机组中蒸气喷射控制装置发挥作用，对压缩机喷射中间压力的饱和制冷剂气体，在压缩机内部实现双级压缩，提高机组在室外低温工况下的制热量和能效比。同时，系统中压缩机压缩比和机组的排气温度都在合理的范围内，机组运行的可靠性经过大量的实验验证稳定可靠；

机组采用智能化霜模式，通过系统高压控制机组是否进入化霜运行，可以做到“无霜不化”的地步。

### 实施例二：

本实施例与实施例一的区别在于本实施例中的蒸气喷射控制装置采用的传感器为温度传感器，采用温度传感器的蒸气喷射控制装置的工作原理为：通过设置在压缩机的吸气口、出气口的温度传感器检测进出压缩机气体的温度，根据进出压缩机气体温度的变化控制与第二吸气口连接的电子膨胀阀的开度，从而控制蒸气的喷射量。具体包括以下过程：

(1) 温度传感器分别检测压缩机第一吸气口、第二吸气口及出气口气体的温度，对应为  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$ ；

(2) 根据压力与温度的关系，求得  $T_{低}$ 、 $T_{喷}$ 、 $T_{高}$  对应的压力分别为  $P_{低}$ 、 $P_{喷}$ 、 $P_{高}$ ；

(3) 计算压缩机运行过程中的中间压力  $P_{中}$ ， $P_{中} = \sqrt{P_{低} \times P_{高}}$ ，根据压力与温度的关系，求得对应的温度为  $T_{中}$ ；

(4) 计算从压缩机第二吸气口喷射出的压力与压缩机中间压力的实际压差对应的温差  $\Delta T_{实际}$ ， $\Delta T_{实际} = T_{喷} - T_{中}$ ；

(5) 电子膨胀阀的开度变化量  $N = \Delta T_{目标} - \Delta T_{实际}$ ，其中， $\Delta T_{目标}$  为设定的目标压差对应的温差；

(6) 电子膨胀阀的实际开度为电子膨胀阀的原有开度与开度变化量  $N$  的和。

### 实施例三：

如图 3 所示，本实施例与实施例一的区别在于，本实施例系统中没有设置副冷却盘管 16、储液器 17，在旁通管上也没有盘管 18。另外，所述旁通管可以直接从室内机换热器的出口引出。

以上实施例仅用以说明而非限制本发明的技术方案。如节流装置电子膨胀阀可以用普通毛细管代替，室内机可以只是一台；另外，所述旁通管可以直接从室内机换热器的出口引出。因此，不脱离本发明精神和范围的任何修改或局部替换，均应涵盖在本发明的权利要求范围当中。

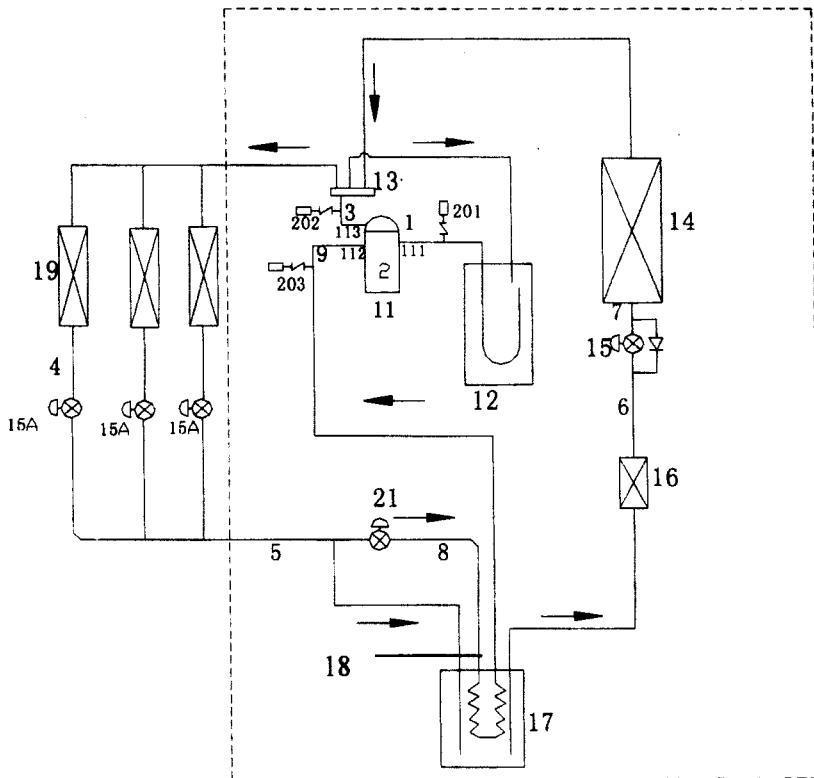


图 1

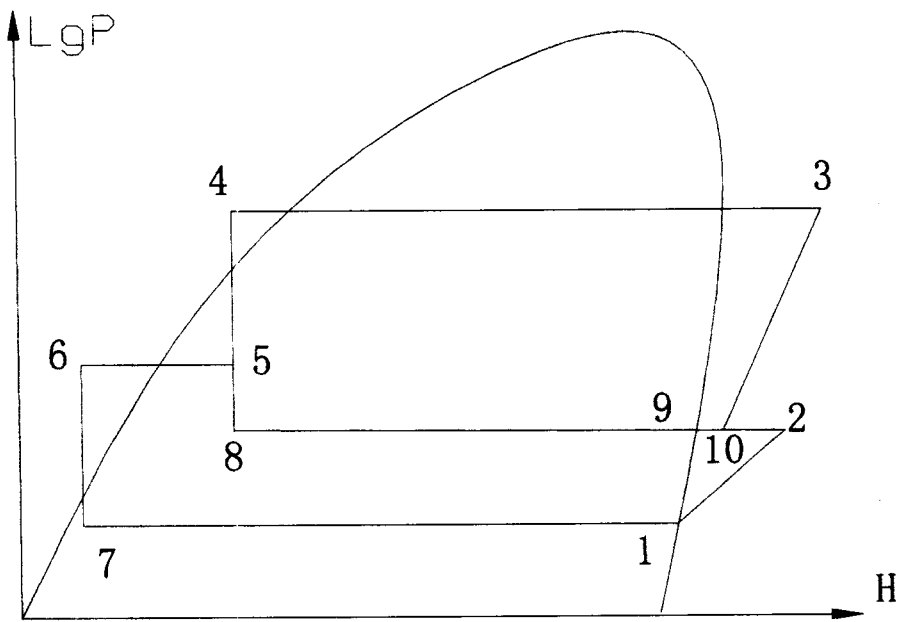


图 2

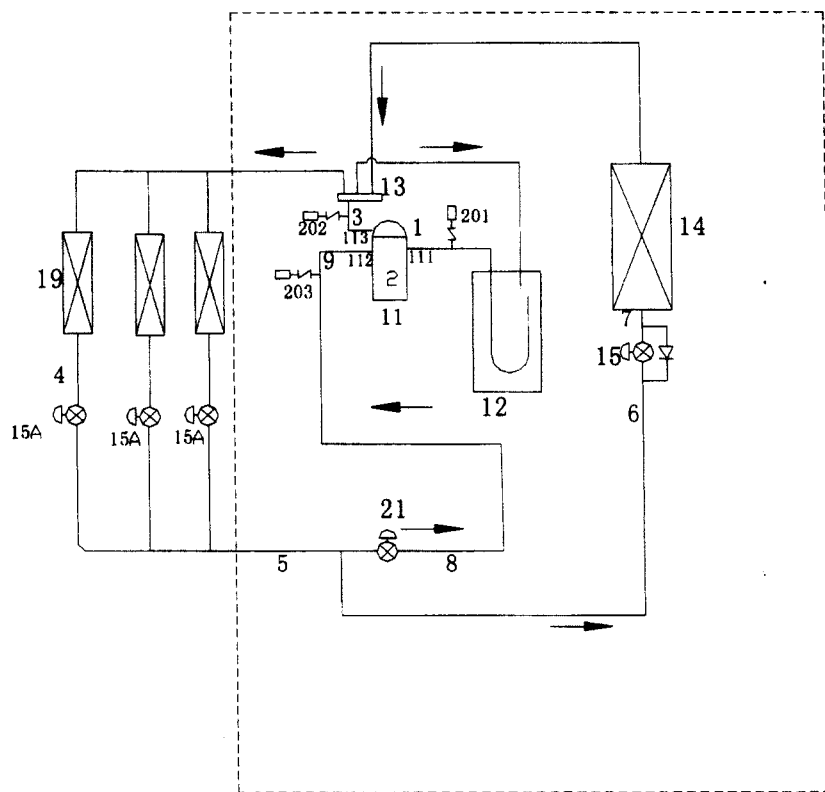


图 3