

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织

国 际 局

(43) 国际公布日

2020 年 11 月 5 日 (05.11.2020)



(10) 国际公布号

WO 2020/220581 A1

(51) 国际专利分类号:

F24F 11/00 (2018.01) *F25B 41/04* (2006.01)
F25B 13/00 (2006.01)

(21) 国际申请号:

PCT/CN2019/109651

(22) 国际申请日: 2019 年 9 月 30 日 (30.09.2019)

(25) 申请语言:

中文

(26) 公布语言:

中文

(30) 优先权:

201910350874.2 2019 年 4 月 28 日 (28.04.2019) CN

(71) 申请人: 广东美芝精密制造有限公司 (GUANGDONG MEIZHI PRECISION-MANUFACTURING CO., LTD) [CN/CN]; 中国广东省佛山市顺德区容桂街道高新技术产业开发区, Guangdong 528303 (CN)。

(72) 发明人: 杨宇飞 (YANG, Yufei); 中国广东省佛山市顺德区容桂街道高新技术产业开发区, Guangdong 528303 (CN)。廖四清 (LIAO, Siqing); 中国广东省佛山市顺德区容桂街道高新技术产业开发区, Guangdong 528303 (CN)。区永东 (OU, Yongdong); 中国广东省佛山市顺德区容桂街道高新技术产业开发区, Guangdong 528303 (CN)。

(74) 代理人: 北京友联知识产权代理事务所 (普通合伙) (YOULINK INTELLECTUAL PROPERTY LAW FIRM); 中国北京市海淀区学清路 8 号科技财富中心 A 座 506 室尚志峰, Beijing 100192 (CN)。

(81) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK,

(54) Title: AIR CONDITIONING SYSTEM

(54) 发明名称: 空调系统

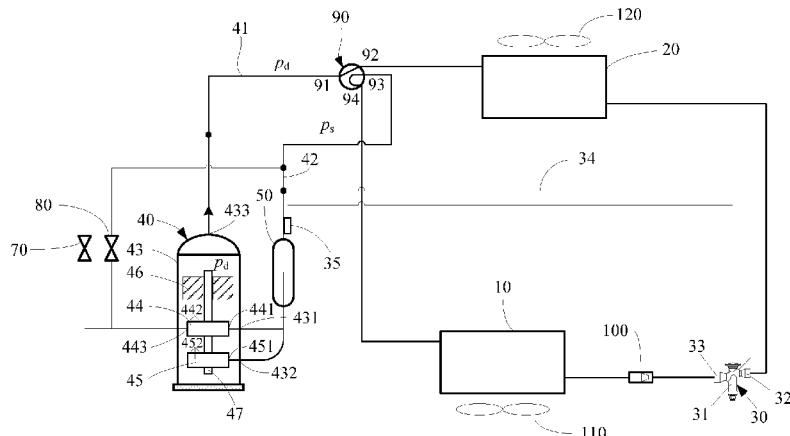


图 3

(57) Abstract: Disclosed is an air conditioning system, comprising: a high-pressure pipe, a low-pressure pipe, an indoor heat exchanger (10), an outdoor heat exchanger (20), a leakage-free thermal expansion valve (30), and a variable capacity compressor (40). The high-pressure pipe and the low-pressure pipe can be connected in an on-off manner for allowing circulation of high and low pressure refrigerants. The leakage-free thermal expansion valve (30) is connected between the indoor heat exchanger (10) and the outdoor heat exchanger (20), the indoor heat exchanger (10) is connected to one of the high pressure pipe and the low pressure pipe and the outdoor heat exchanger (20) is to the other one thereof. The variable capacity compressor (40) comprises a housing (43), a first cylinder (44) and a second cylinder (45). The housing (43) is provided with an intake port and an exhaust port (433). The first cylinder (44) is provided with a first suction hole (441) communicating with the suction port, and a first exhaust hole (442) communicating with the exhaust port (433). The second cylinder (45) is provided with a second suction hole (451) communicating with the suction port, a second exhaust



LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX,
MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL,
PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ,
NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM,
AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG,
CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU,
IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT,
RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

hole (452) communicating with the exhaust port (433), and a pressure relief hole (443) connected with the high-pressure pipe and the low-pressure pipe in an on-off manner. Before the variable capacity compressor (40) is started, the high-pressure pipe is communicated with the low-pressure pipe, and disconnected after a first preset time period.

(57) 摘要: 一种空调系统, 包括高压管、低压管、室内换热器(10)、室外换热器(20)、无泄漏热力膨胀阀(30)及变容量压缩机(40), 高压管和低压管可通断连接, 分别用于供高、低压制冷剂流通; 室内换热器(10)与室外换热器(20)间连无泄漏热力膨胀阀(30), 二者分别连通高压管和低压管中的一个及另一个; 变容量压缩机(40)包括壳体(43)、第一气缸(44)及第二气缸(45), 壳体(43)设有吸气口和排气口(433); 第一气缸(44)设有与吸气口相连通的第一吸气孔(441)、与排气口(433)相连通的第一排气孔(442); 第二气缸(45)设有与吸气口相连通的第二吸气孔(451)、与排气口(433)相连通的第二排气孔(452)、与高压管和低压管可通断连接的卸压孔(443); 在变容量压缩机(40)启动前, 高压管和低压管相连通, 并在第一预设时长后断开。

空调系统

本申请要求于 2019 年 04 月 28 日提交中国专利局、申请号为“2019103508742”、发明名称为“空调系统”的中国专利申请的优先权，其全部内容通过引用结合在本申请中。

技术领域

本申请涉及制冷技术领域，具体而言，涉及一种空调系统。

背景技术

目前，在相关技术中，定速空调系统使用的压缩机由于是定速运转的，当室内热负荷小于压缩机的制冷量时，压缩机必须不断地启停，这样才能维持室内温度的大致恒定，压缩机的频繁启停使得制冷系统在部分负荷时的制冷效率降低，全年能源效率下降。

为了提高空调系统的全年能源效率，一种方法是采用变容压缩机。变容制冷压缩机是一种具有两个及两个以上压缩腔的压缩机，典型的是具有两个气缸的旋转式压缩机。当制冷负荷较大时，压缩机以全容量运转（两个气缸同时工作）；当制冷负荷较小时，压缩机仅以部分容量运转（只有其中一个气缸工作，另一个不工作）。采用变容压缩机的空调系统，可以避免定速空调系统在部分负荷时存在的压缩机频繁启停和部分负荷效率降低问题，其 SEER (seasonal energy efficiency ratio，制冷季节能效比) 远高于定速空调系统，尽管还是低于变频空调系统，但其成本却远低于变频空调系统。可以说变容压缩机是一种兼顾了定速压缩机的低成本和变频压缩机的高效率的一种折衷方案，是近年来压缩机技术发展的一个重要方向，其设计重点在于如何设置合理的变容方案。

为了提高空调系统的全年能源效率，另一种方法是利用压缩机停机时室内侧换热器中的余冷和余热。在空调系统持续运转一段时间以后压缩机刚停机而室内外换热器中的制冷剂尚未达到完全的压力平衡时，室内侧换热器中的制冷剂仍处于温度较低（制冷模式时）或温度较高（制热模式时）

5 的状态，此时若让室内侧风扇继续运转一段时间，就能够以较低的能源消耗，继续向室内供应一段时间的冷风或热风，此即余冷或余热利用。然而这仅是一种理想情况，由于常规的空调系统大多采用毛细管、电子膨胀阀、热力膨胀阀等作为节流元件，这些节流元件在压缩机停机时不具有完全关闭的能力，因此当压缩机刚停止运行时，高压侧的制冷剂将通过节流元件迅速流到低压侧，使高压侧的高温制冷剂和低压侧的低温制冷剂迅速混合，系统的高低压力很快达到压力平衡的状态，室内、室外侧换热器中制冷剂的温度也很快达到温度平衡的状态，从而使得室内侧换热器中余冷或余热的利用价值不高，其设计重点在于如何安全、有效地利用余冷或预热。

10 因此，为实现以上两种方法需克服其各自的困难，但为二者分别配置一定的配套结构，会提高空调系统的结构复杂度，造成成本升高。

发明内容

本申请旨在至少解决现有技术或相关技术中存在的技术问题之一。

15 为此，本申请的一个方面提出了一种空调系统。

有鉴于此，根据本申请的一个方面，提供了一种空调系统，包括高压管、
16 低压管、室内换热器、室外换热器、无泄漏热力膨胀阀及变容量压缩机，
高压管用于供高压制冷剂流通；低压管用于供低压制冷剂流通，低压管与
高压管可通断连接；室内换热器与高压管和低压管中的一个相连通；室外
17 换热器与高压管和低压管中的另一个相连通；无泄漏热力膨胀阀连于室内
换热器和室外换热器之间；变容量压缩机包括壳体、第一气缸及第二气缸，
壳体设有吸气口和排气口；第一气缸设有与吸气口相连通的第一吸气孔、
与排气口相连通的第一排气孔，以及同时与高压管和低压管可通断连接的
20 卸压孔；第二气缸设有与吸气口相连通的第二吸气孔，以及与排气口相连
通的第二排气孔；其中，在变容量压缩机启动前，高压管和低压管相连通，
并在第一预设时长后断开。

本申请实施例提供的空调系统，一方面通过在室内换热器和室外换热器之间配置无泄漏热力膨胀阀，可以在变容量压缩机停机后阻断空调系统高低压侧的制冷剂，不让制冷剂混合而达到压力或温度的平衡（压缩机气

缸本身在停机时密封效果很好，因而制冷剂不能通过压缩机气缸达到快速平衡），从而可利用室内换热器中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。

具体而言，无泄漏热力膨胀阀是这样一种热力膨胀阀，它在高低压差较大时起正常节流作用，而在两侧压差降低到一定程度时则关断，从而可以在变容量压缩机停机时，有效起到使温度较高的高压制冷剂和温度较低的低压制冷剂分别保持在冷凝器和蒸发器中的作用。

进一步而言，无泄漏热力膨胀阀在变容量压缩机停机时完全切断室内换热器和室外换热器之间的管路，高、低压力不能得到完全平衡，因此在变容量压缩机重新启动时，会给变容量压缩机（尤其是气动力矩小、对启动压差敏感的转子式压缩机）带来较大的启动冲击。通过将空调系统的低压管与高压管可通断连接，并在变容量压缩机启动前令低压管和高压管导通第一预设时长，可令高低压侧的制冷剂混合而实现快速压力平衡，保证了变容量压缩机的顺利、安全启动。其中，第一预设时长与制冷剂的混合速度有关，受到高低压侧压差的影响，还受到制冷剂的充注量、粘性及其流动阻力的影响，对于具体的空调系统，可通过理论分析结合试验得出第一预设时长的合理取值。

另一方面，通过配置带有第一气缸和第二气缸的变容量压缩机，可以根据室内制冷或制热负荷调整运转容量，从而避免定速空调系统在部分负荷时存在的压缩机频繁启停和部分负荷效率降低问题，其 SEER 远高于定速空调系统，尽管还是低于变频空调系统，但其成本却远低于变频空调系统，兼顾了低成本和高效率。

具体而言，第一排气孔和第二排气孔均与壳体的内部相通，进而连通排风口。第一气缸采用滑片槽压力变化卸载方式，通过控制滑片腔的压力来决定该气缸是否工作，对于空调系统，高压管中的高压制冷剂的压力与变容量压缩机的排风口的压力一致，低压管中的低压制冷剂的压力与变容量压缩机的吸气口的压力一致，第一气缸的卸压孔同时与高压管和低压管可通断连接，则当卸压孔连通高压管时，第一气缸可正常工作，即能正常压缩气体；当卸压孔连通低压管时，第一气缸因进排气压力相同而被卸载，

此时第一气缸不工作，即不能参与气体压缩。第二气缸为普通气缸，在变容量压缩机运行时始终能够压缩气体。

综上，本申请通过设置无泄漏热力膨胀阀，可以在变容量压缩机停机时隔断高温制冷剂和低温制冷剂，以利用室内换热器中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。本申请还将空调系统的低压管、高压管、变容量压缩机的第一气缸的卸压孔三者可通断连接，三者之间具有三种通断状态，可在不同时序下予以切换，一是在启动变容量压缩机前连通低压管和高压管，实现高低压侧快速压力平衡，保证变容量压缩机启动安全；二是在启动变容量压缩机时，将低压管与卸压孔连通以卸载第一气缸，令变容量压缩机仅以部分容量运转；三是在启动变容量压缩机时，将高压管与卸压孔连通以令第一气缸正常工作。其中后两种通断状态分别对应于变容量压缩机的两种运转容量，在两者之间切换可实现变容量压缩机的运转容量切换，有助于提升季节能源效率。可以理解的是，在变容量压缩机停机，无泄漏热力膨胀阀起到隔断作用时，以上三者之间的通断状态不必发生变化，即不必切换变容量压缩机的运转容量。

本申请通过配置无泄漏热力膨胀阀可有效利用余冷或余热，又利用一组通断结构在不同时序下的不同工作状态，同时实现了变容量压缩机的安全启动和运转容量切换。在提高空调系统的全年能源效率的同时，既便于实际应用，成本又较低。

另外，根据本申请提供的上述技术方案中的空调系统，还可以具有如下附加技术特征：

在一些可能的设计中，空调系统还包括：三通阀，三通阀的第一端口与卸压孔相连，三通阀的第二端口与高压管相连，三通阀的第三端口与低压管相连。

在该设计中，具体限定了高压管、低压管及卸压孔之间的一种通断方案。通过设置三通阀，其三个端口分别连接卸压孔、高压管和低压管，可以实现三者之间不同的导通状态，进而切换空调系统的不同运行状态。具体而言，三通阀具有三种导通状态：在第一导通状态下，第一端口和第二端口导通，第三端口断开，此时卸压孔与高压管连通，第一气缸可正常工作，变容量压缩机以

全容量运转；在第二导通状态下，第一端口和第三端口导通，第二端口断开，此时卸压孔与低压管连通，第一气缸被卸载，变容量压缩机仅以部分容量运转；在第三导通状态下，第二端口和第三端口导通，第一端口断开，可在变容量压缩机启动前实现快速压力平衡，保证了变容量压缩机再次启动的安全性。
5 该方案仅利用一个三通阀，就可实现变容量压缩机在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换，在变容量压缩机停机时保持高低压差以充分利用空调系统室内换热器中的余冷或余热，以及在变容量压缩机启动前实现高低压平衡避免变容量压缩机带载启动等三种功能，在达到提高空调系统全年能源效率的同时，达到了降低系统成本的目的。其中，三通阀可以是多种形式的阀门，例如可以采用电磁三通阀，以方便实现自动控制。
10

在一些可能的设计中，空调系统还包括第一电磁阀及第二电磁阀，第一电磁阀连于卸压孔和高压管之间，第二电磁阀连于卸压孔和低压管之间。

在该设计中，具体限定了高压管、低压管及卸压孔之间的另一种通断方案。通过在卸压孔和高压管之间设置第一电磁阀、在卸压孔和低压管之间设置第二电磁阀，可在仅开启第一电磁阀时令第一气缸正常工作（相当于三通阀的第一导通状态），在仅开启第二电磁阀时卸载第一气缸（相当于三通阀的第二导通状态），在同时开启第一电磁阀和第二电磁阀时，高压管和低压管则经卸压孔导通，可在变容量压缩机启动前实现快速压力平衡（相当于三通阀的第三导通状态）。通过控制第一电磁阀和第二电磁阀的动作时序，即实现了变容量压缩机在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换，在变容量压缩机停机时保持高低压差以充分利用空调系统室内换热器中的余冷或余热，以及在变容量压缩机启动前实现高低压平衡避免变容量压缩机带载启动等三种功能，结构简洁，易于控制，且成本低。
15
20

在一些可能的设计中，空调系统还包括：四通阀，四通阀的第一接口与排气口相连，四通阀的第二接口与室外换热器相连，四通阀的第三接口与吸气口相连，四通阀的第四接口与室内换热器相连。
25

在该设计中，空调系统还设置有四通阀，四通阀具有四个接口，分别连接变容量压缩机的排气口、室外换热器、变容量压缩机的吸气口、室内换热器相连。四通阀有两种连通状态，实现制冷模式和制热模式的切换。在第一连通状

态下，第一接口和第二接口相通，即排气口与室外换热器相通，室外换热器作为冷凝器，第三接口和第四接口相通，即吸气口与室内换热器相通，室内换热器作为蒸发器，空调系统运行制冷模式；在第二连通状态下，第一接口和第四接口相通，即排气口与室内换热器相通，室内换热器作为冷凝器，第二接口和第三接口相通，即吸气口与室外换热器相通，室外换热器作为蒸发器，空调系统运行制热模式。
5

在一些可能的设计中，高压管的两端分别连接第一接口和排气口，低压管的两端分别连接第三接口和吸气口。

在该设计中，具体限定了高压管和低压管的一个设置方案。二者分别直接
10 与排气口、吸气口相连，邻近卸压孔，可缩短布置管路。

在一些可能的设计中，高压管和低压管中的一个的两端分别连接室内换热器和无泄漏热力膨胀阀，高压管和低压管中的另一个的两端分别连接室外换热器和无泄漏热力膨胀阀。

在该设计中，具体限定了高压管和低压管的另一个设置方案。由于无泄漏
15 热力膨胀阀连接在室内换热器和室外换热器之间，在空调系统正常运行时，其两端所连的管路分别为高压管和低压管，也可以实现切换变容量压缩机的容量、在变容量压缩机启动前快速平衡压力的作用。该方案与前一方案的不同之处在于，无泄漏热力膨胀阀两端的管路并不为恒定的高压管或低压管，当空调系统运行制冷模式时，室外换热器为高压侧，室内换热器为
20 低压侧，则室外换热器和无泄漏热力膨胀阀之间的管路为高压管，室内换热器和无泄漏热力膨胀阀之间的管路为低压管，反之则互换，在此不再赘述。

在一些可能的设计中，无泄漏热力膨胀阀为单向节流元件，仅在制冷剂从室外换热器流向室内换热器时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起
25 流通作用；空调系统还包括：单向节流装置，单向节流装置与无泄漏热力膨胀阀相连，仅在制冷剂从室内换热器流向室外换热器时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起流通作用。

在该设计中，具体限定了无泄漏热力膨胀阀为单向节流元件，仅在制冷剂正向流动时起节流作用，在制冷剂反向流动时则仅起流通作用。为实现

空调系统在不同模式下的正常运行，还设置了节流方向与无泄漏热力膨胀阀相反的单向节流装置，单向节流装置也属于单向节流元件，通过二者配合，可在制冷模式和制热模式下都确保制冷剂顺利节流。

在一些可能的设计中，无泄漏热力膨胀阀包括阀体以及连接阀体的第一阀口、第二阀口、外平衡管、感温包，第一阀口与室外换热器直接或间接相连；第二阀口与室内换热器直接或间接相连；外平衡管与吸气口相连通；感温包设置在外平衡管与吸气口之间的管路上，并靠近外平衡管与吸气口的管路结合点；其中，在第一阀口和第二阀口的压差大于等于导通压差，且制冷剂从第一阀口流向第二阀口的情况下，无泄漏热力膨胀阀起节流作用；在第一阀口和第二阀口的压差大于等于导通压差，且制冷剂从第二阀口流向第一阀口的情况下，无泄漏热力膨胀阀起流通作用；在第一阀口和第二阀口的压差小于导通压差的情况下，无泄漏热力膨胀阀关断。

在该设计中，具体限定了无泄漏热力膨胀阀的结构及相应的运行特点，无泄漏热力膨胀阀为单向节流且带压力保持功能的节流元件，可满足在变容量压缩机运行时导通，以确保制冷剂顺利节流，在高低压侧压差减小时关断，以避免高低压侧制冷剂混合，从而可利用室内换热器中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。

在一些可能的设计中，第一预设时长的取值范围为3秒至60秒。

在该设计中，具体限定了第一预设时长的取值范围为3秒至60秒。该下限值可确保有效平衡高低压侧的压差，保证了变容量压缩机的顺利、安全启动，该上限值有助于控制调压耗时，避免空调系统开机时间过长而影响用户的体验感。

在一些可能的设计中，空调系统还包括室内风扇和控制器，室内风扇朝向室内换热器设置；控制器与室内风扇电连接，控制器控制室内风扇在变容量压缩机停机后继续运行第二预设时长。

在该设计中，空调系统还包括朝向室内换热器设置的室内风扇，以及与室内风扇电连接的控制器，通过控制器控制室内风扇在停机后继续运行第二预设时长，可以继续向室内送风，从而充分利用了停机后留存在室内换热器中的制冷剂的余冷或余热，有利于增加空调系统的能效。

在一些可能的设计中，第二预设时长的取值范围为 60 秒至 90 秒。

在该设计中，具体限定了第二预设时长的取值范围为 60 秒至 90 秒，该下限值可确保充分利用室内换热器中的制冷剂的余冷或余热，增加空调系统的能效，该上限值可避免在余冷或余热耗尽后向室内吹热风或吹冷风，有助于提升用户使用健康性和舒适性。
5

本申请的附加方面和优点将在下面的描述部分中变得明显，或通过本申请的实践了解到。

附图说明

10 本申请的上述和/或附加的方面和优点从结合下面附图对实施例的描述中将变得明显和容易理解，其中：

图 1 示出了本申请一个具体实施例的空调系统在制冷模式下的结构示意图；

15 图 2 示出了本申请一个具体实施例的空调系统在制热模式下的结构示意图；

图 3 示出了本申请另一个具体实施例的空调系统在制冷模式下的结构示意图；

图 4 示出了本申请另一个具体实施例的空调系统在制热模式下的结构示意图。

20 其中，图 1 至图 4 中附图标记与部件名称之间的对应关系为：

10 室内换热器，20 室外换热器，30 无泄漏热力膨胀阀，31 阀体，32 第一阀口，33 第二阀口，34 外平衡管，35 感温包，40 变容量压缩机，41 排气管，42 吸气管，43 壳体，431 第一吸气口，432 第二吸气口，433 排气口，44 第一气缸，441 第一吸气孔，442 第一排气孔，443 卸压孔，45 第二气缸，451 第二吸气孔，452 第二排气孔，46 电机，47 曲轴，50 气液分离器，60 三通阀，61 第一端口，62 第二端口，63 第三端口，70 第一电磁阀，80 第二电磁阀，90 四通阀，91 第一接口，92 第二接口，93 第三接口，94 第四接口，100 单向节流短管，110 室内风扇，120 室外风扇。

具体实施方式

为了能够更清楚地理解本申请的上述目的、特征和优点，下面结合附图和具体实施方式对本申请进行进一步的详细描述。需要说明的是，在不冲突的情况下，本申请的实施例及实施例中的特征可以相互组合。

在下面的描述中阐述了很多具体细节以便于充分理解本申请，但是，本申请还可以采用其他不同于在此描述的其他方式来实施，因此，本申请的保护范围并不受下面公开的具体实施例的限制。

下面参照图 1 至图 4 描述根据本申请一些实施例所述空调系统。

如图 1 至图 4 所示，本申请一个方面的实施例提供了一种空调系统，包括高压管、低压管、室内换热器 10、室外换热器 20、无泄漏热力膨胀阀 30 及变容量压缩机 40，高压管（例如变容量压缩机 40 的排气管 41，与排气口 433 相连）用于供高压制冷剂流通；低压管（例如变容量压缩机 40 的吸气管 42，与吸气口相连）用于供低压制冷剂流通，低压管与高压管可通断连接；室内换热器 10 与高压管和低压管中的一个相连通；室外换热器 20 与高压管和低压管中的另一个相连通；无泄漏热力膨胀阀 30 连于室内换热器 10 和室外换热器 20 之间；变容量压缩机 40 包括壳体 43、第一气缸 44 及第二气缸 45，壳体 43 设有吸气口（具体包括第一吸气口 431 和第二吸气口 432）和排气口 433；第一气缸 44 设有与第一吸气口 431 相连通的第一吸气孔 441、与排气口 433 相连通的第一排气孔 442，以及同时与高压管和低压管可通断连接的卸压孔 443；第二气缸 45 设有与第二吸气口 432 相连通的第二吸气孔 451，以及与排气口 433 相连通的第二排气孔 452；其中，在变容量压缩机 40 启动前，高压管和低压管相连通，并在第一预设时长后断开。

本申请实施例提供的空调系统，一方面通过在室内换热器 10 和室外换热器 20 之间配置无泄漏热力膨胀阀 30，可以在变容量压缩机 40 停机后阻断空调系统高低压侧的制冷剂，不让制冷剂混合而达到压力或温度的平衡（压缩机气缸本身在停机时密封效果很好，因而制冷剂不能通过压缩机气缸达到快速平衡），从而可利用室内换热器 10 中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。

具体而言，无泄漏热力膨胀阀 30 是这样一种热力膨胀阀，它在高低压差较大时起正常节流作用，而在两侧压差降低到一定程度时则关断，从而可以在变容量压缩机 40 停机时，有效起到使温度较高的高压制冷剂和温度较低的低压制冷剂分别保持在冷凝器和蒸发器中的作用。

5 进一步而言，无泄漏热力膨胀阀 30 在变容量压缩机 40 停机时完全切断室内换热器 10 和室外换热器 20 之间的管路，高、低压力不能得到完全平衡，因此在变容量压缩机 40 重新启动时，会给变容量压缩机 40（尤其是气动力矩小、对启动压差敏感的转子式压缩机）带来较大的启动冲击。通过将空调系统的低压管与高压管可通断连接，并在变容量压缩机 40 启动 10 前令低压管和高压管导通第一预设时长，可令高低压侧的制冷剂混合而实现快速压力平衡，保证了变容量压缩机 40 的顺利、安全启动。其中，第一预设时长与制冷剂的混合速度有关，受到高低压侧压差的影响，还受到制冷剂的充注量、粘性及其流动阻力的影响，对于具体的空调系统，可通过理论分析结合试验得出第一预设时长的合理取值。

15 另一方面，通过配置带有第一气缸 44 和第二气缸 45 的变容量压缩机 40，可以根据室内制冷或制热负荷调整运转容量，从而避免定速空调系统在部分负荷时存在的压缩机频繁启停和部分负荷效率降低问题，其 SEER 远高于定速空调系统，尽管还是低于变频空调系统，但其成本却远低于变频空调系统，兼顾了低成本和高效率。

20 具体地，第一排气孔 442 和第二排气孔 452 均与壳体 43 的内部相通，进而连通排气口 433。变容量压缩机 40 为双缸变容量旋转式压缩机，还包括电机 46 和曲轴 47，第一气缸 44、第二气缸 45 和电机 46 安装在同一根曲轴 47 上，曲轴 47 随电机 46 的转动而转动，带动第一气缸 44 和第二气缸 45 运行。变容量压缩机 40 的吸气管 42 上还设置有气液分离器 50。第一气缸 44 采用滑片槽压力变化卸载方式，通过控制滑片腔的压力来决定该气缸是否工作，对于空调系统，高压管中的高压制冷剂的压力与变容量压缩机 40 的排气口 433 的压力一致，均为 P_d ，低压管中的低压制冷剂的压力与变容量压缩机 40 的吸气口的压力一致，均为 P_s ，第一气缸 44 的卸压孔 443 同时与高压管和低压管可通断连接，则当卸压孔 443 连通高压管时，

第一气缸 44 可正常工作，即能正常压缩气体；当卸压孔 443 连通低压管时，第一气缸 44 因进排气压力相同而被卸载，此时第一气缸 44 不工作，即不能参与气体压缩。第二气缸 45 为普通旋转式压缩机的气缸，当电机 46 通电时，第二气缸 45 始终工作，即始终能够压缩气体。

综上，本申请通过设置无泄漏热力膨胀阀 30，可以在变容量压缩机 40 停机时隔断高温制冷剂和低温制冷剂，以利用室内换热器 10 中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。本申请还将空调系统的低压管、高压管、变容量压缩机 40 的第一气缸 44 的卸压孔 443 三者可通断连接，三者之间具有三种通断状态，可在不同时序下予以切换，一是在启动变容量压缩机 40 前连通低压管和高压管，实现高低压侧快速压力平衡，保证变容量压缩机 40 启动安全；二是在启动变容量压缩机 40 时，将低压管与卸压孔 443 连通以卸载第一气缸 44，令变容量压缩机 40 仅以部分容量运转；三是在启动变容量压缩机 40 时，将高压管与卸压孔 443 连通以令第一气缸 44 正常工作。其中后两种通断状态分别对应于变容量压缩机 40 的两种运转容量，在两者之间切换可实现变容量压缩机 40 的运转容量切换，有助于提升季节能效。可以理解的是，在变容量压缩机 40 停机，无泄漏热力膨胀阀 30 起到隔断作用时，以上三者之间的通断状态不必发生变化，即不必切换变容量压缩机 40 的运转容量。

本申请通过配置无泄漏热力膨胀阀 30 可有效利用余冷或余热，又利用一组通断结构在不同时序下的不同工作状态，同时实现了变容量压缩机 40 的安全启动和运转容量切换。在提高空调系统的全年能源效率的同时，既便于实际应用，成本又较低。

如图 1 和图 2 所示，在一些实施例中，空调系统还包括：三通阀 60，三通阀 60 的第一端口 61 与卸压孔 443 相连，三通阀 60 的第二端口 62 与高压管相连，三通阀 60 的第三端口 63 与低压管相连。

在该实施例中，具体限定了高压管、低压管及卸压孔 443 之间的一种通断方案。通过设置三通阀 60，其三个端口分别连接卸压孔 443、高压管和低压管，可以实现三者之间不同的导通状态，进而切换空调系统的不同运行状态。具体而言，三通阀 60 具有三种导通状态：在第一导通状态下，

第一端口 61 和第二端口 62 导通，第三端口 63 断开，此时卸压孔 443 与高压管连通，第一气缸 44 可正常工作，变容量压缩机 40 以全容量运转；在第二导通状态下，第一端口 61 和第三端口 63 导通，第二端口 62 断开，此时卸压孔 443 与低压管连通，第一气缸 44 被卸载，变容量压缩机 40 仅以部分容量运转；在第三导通状态下，第二端口 62 和第三端口 63 导通，第一端口 61 断开，可在变容量压缩机 40 启动前实现快速压力平衡，保证了变容量压缩机 40 再次启动的安全性。该方案仅利用一个三通阀 60，就可实现变容量压缩机 40 在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换，在变容量压缩机 40 停机时保持高低压差以充分利用空调系统室内换热器 10 中的余冷或余热，以及在变容量压缩机 40 启动前实现高低压平衡避免变容量压缩机 40 带载启动等三种功能，在达到提高空调系统全年能源效率的同时，达到了降低系统成本的目的。其中，三通阀 60 可以是多种形式的阀门，例如可以采用电磁三通阀 60，以方便实现自动控制。

如图 3 和图 4 所示，在一些实施例中，空调系统还包括第一电磁阀 70 及第二电磁阀 80，第一电磁阀 70 连于卸压孔 443 和高压管之间，第二电磁阀 80 连于卸压孔 443 和低压管之间。

在该实施例中，具体限定了高压管、低压管及卸压孔 443 之间的另一种通断方案。通过在卸压孔 443 和高压管之间设置第一电磁阀 70、在卸压孔 443 和低压管之间设置第二电磁阀 80，可在仅开启第一电磁阀 70 时令第一气缸 44 正常工作（相当于三通阀 60 的第一导通状态），在仅开启第二电磁阀 80 时卸载第一气缸 44（相当于三通阀 60 的第二导通状态），在同时开启第一电磁阀 70 和第二电磁阀 80 时，高压管和低压管则经卸压孔 443 导通，可在变容量压缩机 40 启动前实现快速压力平衡（相当于三通阀 60 的第三导通状态）。通过控制第一电磁阀 70 和第二电磁阀 80 的动作时序，即实现了变容量压缩机 40 在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换，在变容量压缩机 40 停机时保持高低压差以充分利用空调系统室内换热器 10 中的余冷或余热，以及在变容量压缩机 40 启动前实现高低压平衡避免变容量压缩机 40 带载启动等三种功能，结构简洁，易于控制，且成本低。

如图 1 至图 4 所示，在一些实施例中，空调系统还包括：四通阀 90，

四通阀 90 的第一接口 91 与排气口 433 相连，四通阀 90 的第二接口 92 与室外换热器 20 相连，四通阀 90 的第三接口 93 与吸气口相连，四通阀 90 的第四接口 94 与室内换热器 10 相连。

在该实施例中，空调系统还设置有四通阀 90，四通阀 90 具有四个接
5 口，分别连接变容量压缩机 40 的排气口 433、室外换热器 20、变容量压缩机 40 的吸气口、室内换热器 10 相连。四通阀 90 有两种连通状态，实现制
冷模式和制热模式的切换。如图 1 和图 3 所示，在第一连通状态下，第一
10 接口 91 和第二接口 92 相通，即排气口 433 与室外换热器 20 相通，室外换
热器 20 作为冷凝器，第三接口 93 和第四接口 94 相通，即吸气口与室内换
热器 10 相通，室内换热器 10 作为蒸发器，空调系统运行制冷模式；如图
2 和图 4 所示，在第二连通状态下，第一接口 91 和第四接口 94 相通，即
排
15 气口 433 与室内换热器 10 相通，室内换热器 10 作为冷凝器，第二接口 92 和第三接口 93 相通，即吸气口与室外换热器 20 相通，室外换热器 20 作为蒸发器，空调系统运行制热模式。

如图 1 至图 4 所示，在一些实施例中，高压管的两端分别连接第一接
15 口 91 和排气口 433，低压管的两端分别连接第三接口 93 和吸气口。

在该实施例中，具体限定了高压管和低压管的一个设置方案。二者分
别直接与排气口 433、吸气口相连，邻近卸压孔 443，可缩短布置管路。

在一些实施例中，高压管和低压管中的一个的两端分别连接室内换热
20 器 10 和无泄漏热力膨胀阀 30，高压管和低压管中的另一个的两端分别连
接室外换热器 20 和无泄漏热力膨胀阀 30。

在该实施例中，具体限定了高压管和低压管的另一个设置方案。由于
无泄漏热力膨胀阀 30 连接在室内换热器 10 和室外换热器 20 之间，在空调
25 系统正常运行时，其两端所连的管路分别为高压管和低压管，也可以实现
切换变容量压缩机 40 的容量、在变容量压缩机 40 启动前快速平衡压力的
作用。该方案与前一方案的不同之处在于，无泄漏热力膨胀阀 30 两端的管
路并不为恒定的高压管或低压管，当空调系统运行制冷模式时，室外换热器
20 为高压侧，室内换热器 10 为低压侧，则室外换热器 20 和无泄漏热力膨
胀阀 30 之间的管路为高压管，室内换热器 10 和无泄漏热力膨胀阀 30 之

间的管路为低压管，反之则互换，在此不再赘述。

在一些实施例中，无泄漏热力膨胀阀 30 为单向节流元件，仅在制冷剂从室外换热器 20 流向室内换热器 10 时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起流通作用；如图 1 至图 4 所示，空调系统还包括：单向节流装置（例如单向节流短管 100），单向节流装置与无泄漏热力膨胀阀 30 相连，仅在制冷剂从室内换热器 10 流向室外换热器 20 时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起流通作用。

在该实施例中，具体限定了无泄漏热力膨胀阀 30 为单向节流元件，仅在制冷剂正向流动时起节流作用，在制冷剂反向流动时则仅起流通作用。10 为实现空调系统在不同模式下的正常运行，还设置了节流方向与无泄漏热力膨胀阀 30 相反的单向节流装置，单向节流装置也属于单向节流元件，通过二者配合，可在制冷模式和制热模式下都确保制冷剂顺利节流。

如图 1 至图 4 所示，在一些实施例中，无泄漏热力膨胀阀 30 包括阀体 31 以及连接阀体 31 的第一阀口 32、第二阀口 33、外平衡管 34、感温包 35，第一阀口 32 与室外换热器 20 直接或间接相连；第二阀口 33 与室内换热器 10 直接或间接相连；外平衡管 34 与吸气口相连通；感温包 35 设置外平衡管 34 与吸气口之间的管路上，并靠近外平衡管 34 与吸气口的管路结合点；其中，在第一阀口 32 和第二阀口 33 的压差大于等于导通压差，且制冷剂从第一阀口 32 流向第二阀口 33 的情况下，无泄漏热力膨胀阀 30 起节流作用；在第一阀口 32 和第二阀口 33 的压差大于等于导通压差，且制冷剂从第二阀口 33 流向第一阀口 32 的情况下，无泄漏热力膨胀阀 30 起流通作用；在第一阀口 32 和第二阀口 33 的压差小于导通压差的情况下，无泄漏热力膨胀阀 30 关断。

在该实施例中，具体限定了无泄漏热力膨胀阀 30 的结构及相应的运行特点，无泄漏热力膨胀阀 30 为单向节流且带压力保持功能的节流元件，可满足在变容量压缩机 40 运行时导通，以确保制冷剂顺利节流，在高低压侧压差减小时关断，以避免高低压侧制冷剂混合，从而可利用室内换热器 10 中的余冷或余热，提高空调系统的全年能源效率。单向节流短管 100 与无泄漏热力膨胀阀 30 可以采用串联或并联的连接方式，串联时单向节流短管

100 可连接在无泄漏热力膨胀阀 30 的第一阀口 32 所在的一侧，也可连接在第二阀口 33 所在的一侧。具体地，单向节流短管 100 具有正向端和反向端，当单向节流短管 100 串联在第二阀口 33 所在的一侧时，其反向端和第二阀口 33 相连，正向端和室内换热器 10 的一端相连，即第二阀口 33 与室内换热器 10 的一端经单向节流短管 100 间接相连。当制冷剂由反向端流向正向端时，单向节流短管 100 没有节流作用，仅起流通作用；当制冷剂由正向端流向反向端时，单向节流短管 100 起节流作用。

在一些实施例中，第一预设时长的取值范围为 3 秒至 60 秒。

在该实施例中，具体限定了第一预设时长的取值范围为 3 秒至 60 秒。
10 该下限值可确保有效平衡高低压侧的压差，保证了变容量压缩机 40 的顺利、安全启动，该上限值有助于控制调压耗时，避免空调系统开机时间过长而影响用户的体验感。进一步地，第一预设时长的取值范围可缩小至 3 秒至 55 秒，其典型取值范围为 5 秒至 15 秒。

如图 1 至图 4 所示，在一些实施例中，空调系统还包括室内风扇 110 和控制器（图中未示出），室内风扇 110 朝向室内换热器 10 设置；控制器与室内风扇 110 电连接，控制器控制室内风扇 110 在变容量压缩机 40 停机后继续运行第二预设时长。

在该实施例中，空调系统还包括朝向室内换热器 10 设置的室内风扇 110，以及与室内风扇 110 电连接的控制器，通过控制器控制室内风扇 110 在停机后继续运行第二预设时长，可以继续向室内送风，从而充分利用了停机后留存在室内换热器 10 中的制冷剂的余冷或余热，有利于增加空调系统的能效。进一步地，空调系统还包括朝向室外换热器 20 设置的室外风扇 120，以提高室外换热器 20 的换热效率。可以想到地，空调系统中所有电器元件均可由控制器控制，例如三通阀 60、第一电磁阀 70、第二电磁阀 80 和四通阀 90。

在一些实施例中，第二预设时长的取值范围为 60 秒至 90 秒。

在该实施例中，具体限定了第二预设时长的取值范围为 60 秒至 90 秒，该下限值可确保充分利用室内换热器 10 中的制冷剂的余冷或余热，增加空调系统的能效，该上限值可避免在余冷或余热耗尽后向室内吹热风或吹冷

风，有助于提升用户使用健康性和舒适性。

接下来通过两个具体实施例介绍本申请提供的空调系统的运行过程。

具体实施例一

如图 1 和图 2 所示的空调系统，包括室内换热器 10、室外换热器 20、
5 无泄漏热力膨胀阀 30、变容量压缩机 40、气液分离器 50、三通阀 60、四
通阀 90、单向节流短管 100、室内风扇 110、室外风扇 120 等，其具体结
构参见上述实施例。

如图 1 所示的空调系统，在三通阀 60 的控制下，可以实现变容量压缩
机 40 在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换。而在每种运行模
10 式下，又可以分为压缩机运行阶段，压缩机停机期间的压力保持阶段，以
及压缩机开机之前的压力卸载阶段。在压缩机运行阶段下，变容量压缩机
40 可以全容量或部分容量运行；在停机保压阶段，变容量压缩机 40 停止
运行，但室外换热器 20 内保持高压状态，室内换热器 10 内保持低压状态
（此为制冷模式时，制热模式时则正好相反）；在压力卸载阶段，变容量
15 压缩机 40 为停机状态，但变容量压缩机 40 的吸气管 42 和排气管 41 的压
力差迅速达到接近平衡的状态，以减小变容量压缩机 40 的启动压差，为变
容量压缩机 40 下次启动及重新进入运行阶段做好准备。具体如下：

1. 全容量运行模式

(1a) 压缩机以全容量运行阶段

如图 1 和图 2 所示，在此阶段下，变容量压缩机 40 以全容量运行，三
通阀 60 处于第一导通状态，四通阀 90 处于第一连通状态（如图 1 所示的
20 制冷模式时）或第二连通状态（如图 2 所示的制热模式时）。

当三通阀 60 处于第一导通状态时，第一端口 61 和第二端口 62 导通，
变容量压缩机 40 的第一气缸 44 的卸压孔 443 和排风口 433 连通。当变容
25 量压缩机 40 的电机 46 通电时，带动第二气缸 45 运转，将第二吸气孔 451
处的气体压缩到高压，并由第二排气孔 452 排入变容量压缩机 40 的壳体
43 内，进而经由变容量压缩机 40 的排风口 433 排出变容量压缩机 40 外。
由于第一气缸 44 的卸压孔 443 是和排风口 433 连通的，由排风口 433 排出
的高压气体被引入到卸压孔 443 处，使得卸压孔 443 处也为高压状态，因

此第一气缸 44 可以正常工作，即第一气缸 44 和第二气缸 45 都可以压缩气体，变容量压缩机 40 处于全容量运行模式。

在全容量运行阶段，第一气缸 44 由第一吸气孔 441 吸入气体，将气体压缩升压后，由第一排气孔 442 排入变容量压缩机 40 的壳体 43 内，在和 5 第二气缸 45 排入壳体 43 内的气体相混合后，一起经由变容量压缩机 40 的排气口 433 排出变容量压缩机 40 外。

如图 1 所示，在空调系统处于制冷循环模式时，排出变容量压缩机 40 的制冷剂依次经过四通阀 90 的第一接口 91→四通阀 90 的第二接口 92→室外换热器 20→无泄漏热力膨胀阀 30→单向节流短管 100→室内换热器 10 10→四通阀 90 的第四接口 94→第三接口 93→气液分离器 50，返回变容量压缩机 40 的第一吸气口 431 和第二吸气口 432，形成完整的制冷循环。在制冷循环模式下，室外换热器 20 中处于高压冷凝状态，室内换热器 10 中处于低压蒸发状态，无泄漏热力膨胀阀 30 的两侧处于较大压差状态，因此无泄漏热力膨胀阀 30 处于导通和正常节流的状态。在制冷循环模式下，单向节流短管 100 处于反向流动状态，此时单向节流短管 100 没有节流作用，15 只有流通作用。

如图 2 所示，在空调系统处于制热循环模式时，排出变容量压缩机 40 的制冷剂依次经过四通阀 90 的第一接口 91→四通阀 90 的第四接口 94→室内换热器 10→单向节流短管 100→无泄漏热力膨胀阀 30→室外换热器 20 20→四通阀 90 的第二接口 92→四通阀 90 的第三接口 93→气液分离器 50→变容量压缩机 40 的第一吸气口 431 和第二吸气口 432，形成完整的制热循环。在制热循环模式下，单向节流短管 100 处于正向流动状态，此时单向节流短管 100 起节流作用。在制热循环模式下，室内换热器 10 中处于高压冷凝状态，室外换热器 20 中处于低压蒸发状态，无泄漏热力膨胀阀 30 的 25 两侧处于反向的较大压差状态，此时无泄漏热力膨胀阀 30 没有节流作用，只起流通作用。单向节流短管 100 处于正向流动状态，此时单向节流短管 100 起到节流作用。

在全容量运行阶段，室内风扇 110 和室外风扇 120 持续运转，室内风扇 110 将室内换热器 10 的冷量或热量通过空气循环带到室内，以给室内制

冷或供热。

(1b) 停机保压阶段

如图 1 和图 2 所示，在停机保压阶段，变容量压缩机 40 停止运行，而三通阀 60 维持第一导通状态。

当变容量压缩机 40 刚停止运行时，无泄漏热力膨胀阀 30 两侧的压力一开始会趋于平衡，即高压侧的制冷剂会继续向低压侧流动，使得高压侧的压力减小，而低压侧的压力降低。但当无泄漏热力膨胀阀 30 两侧的压差减小到无泄漏热力膨胀阀 30 的截止压力时，无泄漏热力膨胀阀 30 将截止，此时高压侧的制冷剂不能再向低压侧流动，从而将仍具有一定压差的制冷剂分别限制在系统的高压侧和低压侧。

在变容量压缩机 40 刚停机时，若停机前空调系统工作在制冷模式，则停机后室外换热器 20 中仍留有温度较高的高压制冷剂，而室内换热器 10 中仍留有温度较低的低压制冷剂，此时若继续保持室内风扇 110 运转，就能继续向室内送出冷风，从而充分利用变容量压缩机 40 停机后，留存在室内换热器 10 中制冷剂的余冷，有利于增加空调系统的制冷季节能效，提高空调系统的全年能源效率比。

在变容量压缩机 40 刚停机时，若停机前空调系统工作在制热模式，则停机后室内换热器 10 中仍留有温度较高的高压制冷剂，而室外换热器 20 中仍留有温度较低的低压制冷剂，此时若继续保持室内风扇 110 运转，就能继续向室内送出热风，从而充分利用了变容量压缩机 40 停机后，留存在室内换热器 10 中制冷剂的余热，有利于增加空调系统的制热季节能效，提高空调系统的全年能源效率比。

停机保压阶段的时长一般为 3 分钟至 5 分钟，在此阶段变容量压缩机 40 和室外风扇 120 保持停止状态，室内风扇 110 继续运转的时间小于或等于变容量压缩机 40 的停机时间，典型地，室内风扇 110 在变容量压缩机 40 停机后继续运转时间为 60 秒至 90 秒。

(1c) 压力卸载阶段

如图 1 和图 2 所示，在压力卸载阶段，变容量压缩机 40 维持停止状态，而三通阀 60 切换到第三导通状态，并在第三导通状态延时一段时间 t_d (即

第一预设时长) t_d 为 3 秒至 60 秒, 典型地为 5 秒至 15 秒。

当三通阀 60 处于第三导通状态时, 第三端口 63 和第二端口 62 导通, 变容量压缩机 40 的排气口 433 和第一吸气口 431 及第二吸气口 432 连通。在变容量压缩机 40 的排气管 41 中的高压气态制冷剂将立即通过三通阀 60 的第二端口 62 和第三端口 63 旁通到变容量压缩机 40 的第一吸气口 431 和第二吸气口 432 处, 使得第一气缸 44 和第二气缸 45 的吸、排气口 433 处的压差越来越小, 同时室外换热器 20 和室内换热器 10 之间的压差也越来越小, 在 t_d 时间段快结束时, 第一气缸 44 和第二气缸 45 的吸、排气口 433 处的压差接近相等, 即实现了压力卸载。

当延时时间 t_d 结束时, 压力卸载阶段结束。然后重新回到变容量压缩机 40 运行阶段, 三通阀 60 切换回第一导通状态, 同时变容量压缩机 40 启动。由于在压力卸载阶段, 高、低压压力已平衡, 因此变容量压缩机 40 启动负载较小, 能够顺利启动。

2. 部分容量工作方式

15 (2a) 变容量压缩机 40 以部分容量运行阶段

如图 1 和图 2 所示, 在此阶段下, 变容量压缩机 40 以部分容量运行, 三通阀 60 处于第二导通状态, 四通阀 90 处于第一连通状态 (如图 1 所示的制冷模式时) 或第二连通状态 (如图 2 所示的制热模式时)。

当三通阀 60 处于第二导通状态时, 第一端口 61 和第三端口 63 导通, 变容量压缩机 40 的第一气缸 44 的卸压孔 443 和变容量压缩机 40 的吸气管 42 及第一气缸 44 的第一吸气孔 441 相通。此时第一气缸 44 被卸载, 不能正常压缩气体, 而第二气缸 45 仍可以正常压缩气体。当变容量压缩机 40 的电机 46 通电时, 带动第二气缸 45 运转, 将第二吸气孔 451 处的气体压缩到高压, 并由第二排气孔 452 排入变容量压缩机 40 的壳体 43 内, 进而经由变容量压缩机 40 的排气口 433 排出变容量压缩机 40 外。由于第一气缸 44 的卸压孔 443 是和吸气口连通的, 卸压孔 443 处的压力和吸气口处的压力均为低压, 故在电机 46 通电时, 第一气缸 44 只能空转而不能正常压缩气体。因此变容量压缩机 40 处于部分容量运行模式。

如图 1 所示, 在空调系统处于制冷循环模式时, 排出变容量压缩机 40

的制冷剂依次经过四通阀 90 的第一接口 91→四通阀 90 的第二接口 92→室外换热器 20→无泄漏热力膨胀阀 30→单向节流短管 100→室内换热器 10→四通阀 90 的第四接口 94→第三接口 93→气液分离器 50，返回变容量压缩机 40 的第二吸气口 432，形成完整的制冷循环。在制冷循环模式下，室外换热器 20 中处于高压冷凝状态，室内换热器 10 中处于低压蒸发状态，无泄漏热力膨胀阀 30 的两侧处于较大压差状态，因此无泄漏热力膨胀阀 30 处于导通和正常节流的状态。在制冷循环模式下，单向节流短管 100 处于反向流动状态，此时单向节流短管 100 没有节流作用，只有流通作用。

如图 2 所示，在空调系统处于制热循环模式时，排出变容量压缩机 40 的制冷剂依次经过四通阀 90 的第一接口 91→四通阀 90 的第四接口 94→室内换热器 10→单向节流短管 100→无泄漏热力膨胀阀 30→室外换热器 20→四通阀 90 的第二接口 92→四通阀 90 的第三接口 93→气液分离器 50→变容量压缩机 40 的第二吸气口 432，形成完整的制热循环。在制热循环模式下，单向节流短管 100 处于正向流动状态，此时单向节流短管 100 起节流作用。在制热循环模式下，室内换热器 10 中处于高压冷凝状态，室外换热器 20 中处于低压蒸发状态，无泄漏热力膨胀阀 30 的两侧处于反向的较大压差状态，此时无泄漏热力膨胀阀 30 没有节流作用，只起流通作用。单向节流短管 100 处于正向流动状态，此时单向节流短管 100 起到节流作用。

在部分容量运行阶段，室内风扇 110 和室外风扇 120 持续运转，室内风扇 110 将室内换热器 10 的冷量或热量通过空气循环带到室内，以给室内制冷或供热。

(2b) 停机保压阶段

如图 1 和图 2 所示，在停机保压阶段，变容量压缩机 40 停止运行，而三通阀 60 维持第二导通状态。

当变容量压缩机 40 刚停止运行时，无泄漏热力膨胀阀 30 两侧的压力一开始会趋于平衡，即高压侧的制冷剂会继续向低压侧流动，使得高压侧的压力减小，而低压侧的压力降低。但当无泄漏热力膨胀阀 30 两侧的压差减小到无泄漏热力膨胀阀 30 的截止压力时，无泄漏热力膨胀阀 30 将截止，此时高压侧的制冷剂不能再向低压侧流动，从而将仍具有一定压差的制冷

剂分别限制在系统的高压侧和低压侧。

在变容量压缩机 40 刚停机时，若停机前空调系统工作在制冷模式，则停机后室外换热器 20 中仍留有温度较高的高压制冷剂，而室内换热器 10 中仍留有温度较低的低压制冷剂，此时若继续保持室内风扇 110 运转，就能继续向室内送出冷风，从而充分利用变容量压缩机 40 停机后，留存在室内换热器 10 中制冷剂的余冷，有利于增加空调系统的制冷季节能效，提高空调系统的全年能源效率比。
5

在变容量压缩机 40 刚停机时，若停机前空调系统工作在制热模式，则停机后室内换热器 10 中仍留有温度较高的高压制冷剂，而室外换热器 20 中仍留有温度较低的低压制冷剂，此时若继续保持室内风扇 110 运转，就能继续向室内送出热风，从而充分利用了变容量压缩机 40 停机后，留存在室内换热器 10 中制冷剂的余热，有利于增加空调系统的制热季节能效，提高空调系统的全年能源效率比。
10

停机保压阶段的时长一般为 3 分钟至 5 分钟，在此阶段变容量压缩机 40 和室外风扇 120 保持停止状态，室内风扇 110 继续运转的时间小于或等于变容量压缩机 40 的停机时间，典型地，室内风扇 110 在变容量压缩机 40 停机后继续运转时间为 60 秒至 90 秒。
15

(2c) 压力卸载阶段

如图 1 和图 2 所示，在压力卸载阶段，变容量压缩机 40 维持停止状态，而三通阀 60 切换到第三导通状态，并在第三导通状态延时一段时间 t_d 。
20

当三通阀 60 处于第三导通状态时，第三端口 63 和第二端口 62 导通，变容量压缩机 40 的排气口 433 和第一吸气口 431 及第二吸气口 432 连通。在变容量压缩机 40 的排气管 41 中的高压气态制冷剂将立即通过三通阀 60 的第二端口 62 和第三端口 63 旁通到变容量压缩机 40 的第一吸气口 431 和第二吸气口 432 处，使得第一气缸 44 和第二气缸 45 的吸、排气口 433 处的压差越来越小，同时室外换热器 20 和室内换热器 10 之间的压差也越来越小，在 t_d 时间段快结束时，第一气缸 44 和第二气缸 45 的吸、排气口 433 处的压差接近相等，即实现了压力卸载。
25

当延时时间 t_d 结束时，压力卸载阶段结束。然后重新回到变容量压缩

机 40 运行阶段，三通阀 60 切换回第二导通状态，同时变容量压缩机 40 启动。由于在压力卸载阶段，高、低压压力已平衡，因此变容量压缩机 40 启动负载较小，能够顺利启动。

具体实施例二

如图 3 和图 4 所示的空调系统，包括室内换热器 10、室外换热器 20、无泄漏热力膨胀阀 30、变容量压缩机 40、气液分离器 50、第一电磁阀 70、第二电磁阀 80、四通阀 90、单向节流短管 100、室内风扇 110、室外风扇 120 等，其与具体实施例一的区别在于，用第一电磁阀 70 和第二电磁阀 80 代替了三通阀 60。当第一电磁阀 70 导通，第二电磁阀 80 截止时，相当于三通阀 60 处于第一导通状态；当第一电磁阀 70 截止，第二电磁阀 80 导通时，相当于三通阀 60 处于第二导通状态；当第一电磁阀 70 导通，第二电磁阀 80 导通时，相当于三通阀 60 处于第三导通状态。因此，通过第一电磁阀 70 和第二电磁阀 80 的开关状态的组合，可以实现和具体实施例一相同的功能。

如图 3 所示的空调系统，在第一电磁阀 70 和第二电磁阀 80 的控制下，可以实现变容量压缩机 40 在全容量运行模式和部分容量运行模式之间的切换。而在每种运行模式下，又可以分为压缩机运行阶段，压缩机停机期间的压力保持阶段，以及压缩机开机之前的压力卸载阶段。在压缩机运行阶段下，变容量压缩机 40 可以全容量或部分容量运行；在停机保压阶段，变容量压缩机 40 停止运行，但室外换热器 20 内保持高压状态，室内换热器 10 内保持低压状态（此为制冷模式时，制热模式时则正好相反）；在压力卸载阶段，变容量压缩机 40 为停机状态，但变容量压缩机 40 的吸气管 42 和排气管 41 的压力差迅速达到接近平衡的状态，以减小变容量压缩机 40 的启动压差，为变容量压缩机 40 下次启动及重新进入运行阶段做好准备。具体可参考具体实施例一，在此不再赘述。

综上所述，本申请实施例提供了一种节流元件采用无泄漏热力膨胀阀 30 的空调系统，在压缩机运行期间，可以充分发挥热力膨胀阀工作可靠、节流效率高、能够维持吸气过热度为稳定值的优点；在压缩机停机时，可以将温度仍较高和温度较低的制冷剂分别限制在室外换热器 20 或室内换

热器 10 中，使高温制冷剂和低温制冷剂不能互相混合，从而在压缩机停机期间分别保留高温制冷剂的加热能力和低温制冷剂的吸热能力，从而可以充分利用室内换热器 10 中的余冷或余热，有效提高空调系统的季节能率效率比，使系统节能效益突出；在压缩机启动之间的瞬间，通过阀门的切换使高、低压侧连通，可以迅速降低压缩机气缸吸、排风口 433 的压差，降低压缩机排气腔压力，避免压缩机再次启动时出现启动电流过大、启动困难、冲击、振动等压缩机带压启动现象，有利于延长压缩机的寿命。同时，本申请实施例可以实现空调系统在负荷较大时采用全容量运行，而在负荷较小时采用部分容量运行，从而进一步提高了空调系统的季节能率效率比，使得空调系统更加节能。

在本申请中，术语“多个”则指两个或两个以上，除非另有明确的限定。术语“安装”、“相连”、“连接”、“固定”等术语均应做广义理解，例如，“连接”可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或一体地连接；“相连”可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本申请中的具体含义。

在本说明书的描述中，术语“一个实施例”、“一些实施例”、“具体实施例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或特点包含于本申请的至少一个实施例或示例中。在本说明书中，对上述术语的示意性表述不一定指的是相同的实施例或实例。而且，描述的具体特征、结构、材料或特点可以在任何的一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。

以上所述仅为本申请的优选实施例而已，并不用于限制本申请，对于本领域的技术人员来说，本申请可以有各种更改和变化。凡在本申请的精神和原则之内，所作的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本申请的保护范围之内。

权利要求书

1. 一种空调系统，其中，包括：

高压管，用于供高压制冷剂流通；

5 低压管，用于供低压制冷剂流通，所述低压管与所述高压管可通断连接；

室内换热器，所述室内换热器与所述高压管和所述低压管中的一个相连通；

10 室外换热器，所述室外换热器与所述高压管和所述低压管中的另一个相连通；

无泄漏热力膨胀阀，连于所述室内换热器和所述室外换热器之间；及变容量压缩机，所述变容量压缩机包括：

壳体，所述壳体设有吸气口和排气口；

15 第一气缸，所述第一气缸设有与所述吸气口相连通的第一吸气孔、与所述排气口相连通的第一排气孔，以及同时与所述高压管和所述低压管可通断连接的卸压孔；及

第二气缸，所述第二气缸设有与所述吸气口相连通的第二吸气孔，以及与所述排气口相连通的第二排气孔；

其中，在所述变容量压缩机启动前，所述高压管和所述低压管相连通，并在第一预设时长后断开。

2. 根据权利要求 1 所述的空调系统，其中，所述空调系统还包括：

三通阀，所述三通阀的第一端口与所述卸压孔相连，所述三通阀的第二端口与所述高压管相连，所述三通阀的第三端口与所述低压管相连。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的空调系统，其中，所述空调系统还包括：

25 第一电磁阀，连于所述卸压孔和所述高压管之间；及

第二电磁阀，连于所述卸压孔和所述低压管之间。

4. 根据权利要求 1 至 3 中任一项所述的空调系统，其中，所述空调系统还包括：

四通阀，所述四通阀的第一接口与所述排气口相连，所述四通阀的第

二接口与所述室外换热器相连，所述四通阀的第三接口与所述吸气口相连，所述四通阀的第四接口与所述室内换热器相连。

5. 根据权利要求 4 所述的空调系统，其中，

所述高压管的两端分别连接所述第一接口和所述排气口，所述低压管
5 的两端分别连接所述第三接口和所述吸气口；或

所述高压管和所述低压管中的一个的两端分别连接所述室内换热器和所述无泄漏热力膨胀阀，所述高压管和所述低压管中的另一个的两端分别连接所述室外换热器和所述无泄漏热力膨胀阀。

6. 根据权利要求 4 或 5 所述的空调系统，其中，

10 所述无泄漏热力膨胀阀为单向节流元件，仅在制冷剂从室外换热器流向室内换热器时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起流通作用；

所述空调系统还包括：

15 单向节流装置，所述单向节流装置与所述无泄漏热力膨胀阀相连，仅在制冷剂从室内换热器流向室外换热器时起节流作用，当制冷剂反向流动时仅起流通作用。

7. 根据权利要求 6 所述的空调系统，其中，所述无泄漏热力膨胀阀包
括：

阀体；

20 第一阀口，连接所述阀体，所述第一阀口与所述室外换热器直接或间接相连；

第二阀口，连接所述阀体，所述第二阀口与所述室内换热器直接或间接相连；

外平衡管，连接所述阀体，所述外平衡管与所述吸气口相连通；及

25 感温包，连接所述阀体，所述感温包设置在所述外平衡管与所述吸气口之间的管路上，并靠近所述外平衡管与所述吸气口的管路结合点；

其中，在所述第一阀口和所述第二阀口的压差大于等于导通压差，且制冷剂从所述第一阀口流向所述第二阀口的情况下，所述无泄漏热力膨胀阀起节流作用；

在所述第一阀口和所述第二阀口的压差大于等于所述导通压差，且制

冷剂从所述第二阀口流向所述第一阀口的情况下，所述无泄漏热力膨胀阀起流通作用；

在所述第一阀口和所述第二阀口的压差小于所述导通压差的情况下，所述无泄漏热力膨胀阀关断。

5 8. 根据权利要求 1 至 7 中任一项所述的空调系统，其中，
所述第一预设时长的取值范围为 3 秒至 60 秒。

9. 根据权利要求 1 至 8 中任一项所述的空调系统，其中，所述空调系
统还包括：

室内风扇，朝向所述室内换热器设置；

10 控制器，所述控制器与所述室内风扇电连接，所述控制器控制所述室
内风扇在所述变容量压缩机停机后继续运行第二预设时长。

10. 根据权利要求 9 所述的空调系统，其中，
所述第二预设时长的取值范围为 60 秒至 90 秒。

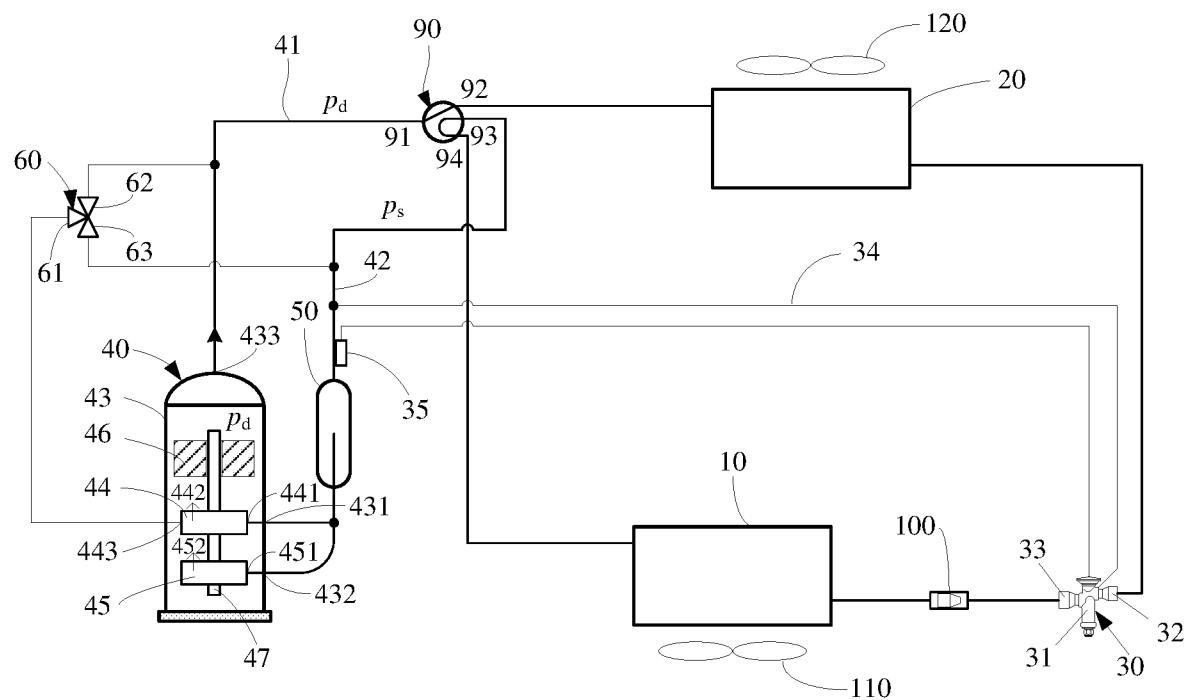


图 1

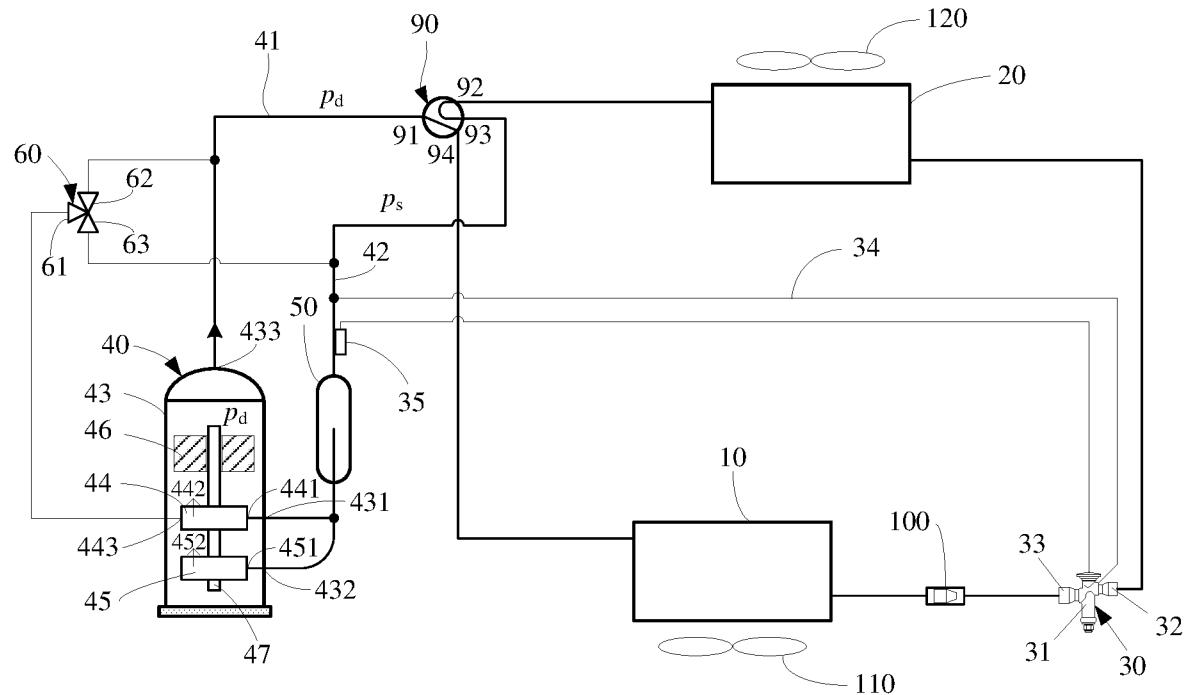


图 2

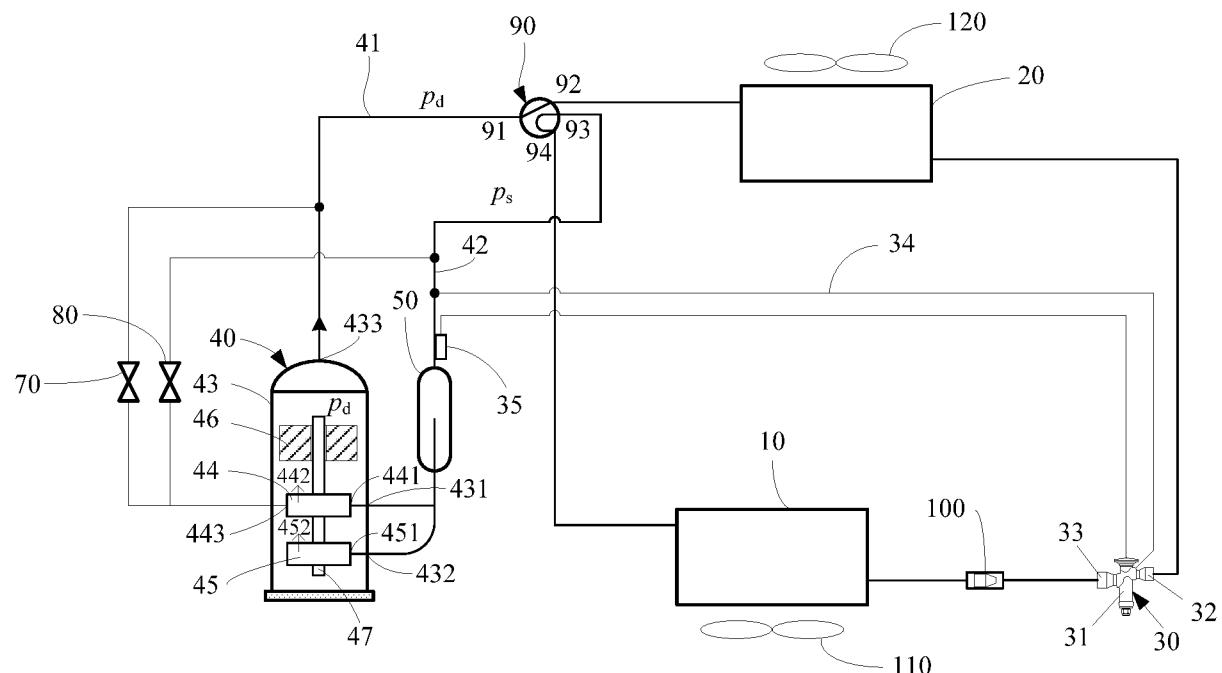


图 3

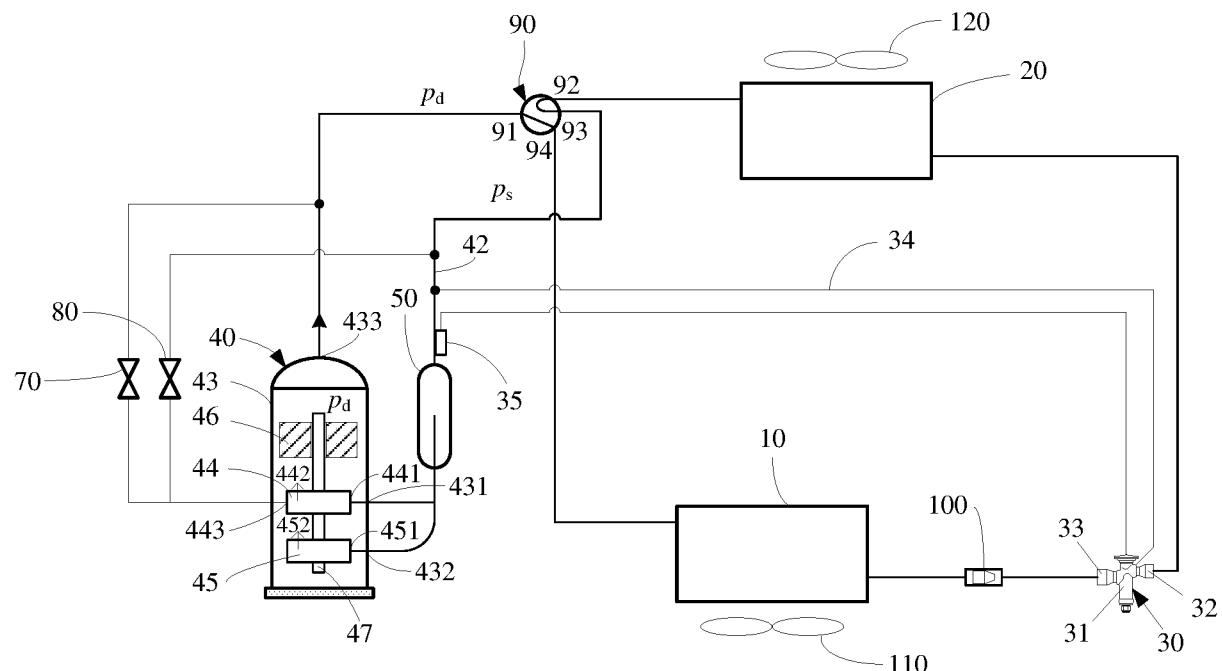


图 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/109651

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F24F 11/00(2018.01)i; F25B 13/00(2006.01)i; F25B 41/04(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F24F; F25B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNPAT, CNKI, CNTXT, VEN: 空调, 无泄漏, 热力, 膨胀阀, 制冷剂, 通, 断, 变容量, 压缩机, 气缸, 吸气, 排气, 卸压, 启动, 平衡, 压力, 高压, 低压, air, condition+, throttle, pipe, thermal, expansion, valve, heat, exchanger, open+, clos+, compressor, start+, pressure, cylinder, high, low, refrigerant, suction, variable, capaci+

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	CN 107356006 A (GUANGDONG MEIZHI COMPRESSOR CO., LTD.) 17 November 2017 (2017-11-17) description, paragraphs [0032]-[0041], and figures 1-4	1-10
Y	CN 107726661 A (ANHUI MEIZHI PRECISION MANUFACTURING CO., LTD.) 23 February 2018 (2018-02-23) description, paragraph [0044], and figure 1	1-10
Y	CN 207230987 U (GUANGDONG MEIZHI COMPRESSOR CO., LTD.) 13 April 2018 (2018-04-13) description, paragraphs [0032]-[0041], and figures 1-4	1-10
Y	CN 207815765 U (ANHUI MEIZHI PRECISION MANUFACTURING CO., LTD.) 04 September 2018 (2018-09-04) description, paragraph [0044], and figure 1	1-10
A	CN 208349616 U (GUANGDONG MEIZHI COMPRESSOR CO., LTD.) 08 January 2019 (2019-01-08) entire document	1-10

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

- “A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- “E” earlier application or patent but published on or after the international filing date
- “L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- “O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- “P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

31 December 2019

Date of mailing of the international search report

15 January 2020

Name and mailing address of the ISA/CN

China National Intellectual Property Administration (ISA/CN)
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088 China

Authorized officer

Facsimile No. **(86-10)62019451**

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2019/109651**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 101592388 A (HAIER GROUP CO., LTD. et al.) 02 December 2009 (2009-12-02) entire document	1-10
A	CN 1187583 A (TOYODA AUTOMATIC LOOM WORKS, LTD.) 15 July 1998 (1998-07-15) entire document	1-10
A	CN 104912795 A (GREEN REFRIGERATION EQUIPMENT ENGINEERING RESEARCH CENTER OF ZHUHAI GREE CO., LTD.) 16 September 2015 (2015-09-16) entire document	1-10
A	WO 2015194020 A1 (MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) 23 December 2015 (2015-12-23) entire document	1-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2019/109651

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)		Publication date (day/month/year)	
CN	107356006	A	17 November 2017	None			
CN	107726661	A	23 February 2018	None			
CN	207230987	U	13 April 2018	None			
CN	207815765	U	04 September 2018	None			
CN	208349616	U	08 January 2019	None			
CN	101592388	A	02 December 2009	CN	101592388	B	30 October 2013
CN	1187583	A	15 July 1998	US	6015269	A	18 January 2000
				FR	2756876	B1	21 June 2002
				KR	19980063912	A	07 October 1998
				DE	19754612	C2	19 September 2002
				DE	19754612	A1	18 June 1998
				FR	2756876	A1	12 June 1998
				CN	1104560	C	02 April 2003
				KR	100266248	B1	15 September 2000
				JP	H10281060	A	20 October 1998
CN	104912795	A	16 September 2015	CN	104912795	B	30 June 2017
WO	2015194020	A1	23 December 2015	GB	2542310	A	15 March 2017
				JP	6338663	B2	06 June 2018
				JP	WO2015194020	A1	20 April 2017
				GB	201700466	D0	22 February 2017

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/109651

A. 主题的分类

F24F 11/00 (2018.01) i; F25B 13/00 (2006.01) i; F25B 41/04 (2006.01) i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F24F; F25B

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNPAT, CNKI, CNTXT, VEN: 空调, 无泄漏, 热力, 膨胀阀, 制冷剂, 通, 断, 变容量, 压缩机, 气缸, 吸气, 排气, 卸压, 启动, 平衡, 压力, 高压, 低压, air, condition+, throttle, pipe, thermal, expansion, valve, heat, exchanger, open+, clos+, compressor, start+, pressure, cylinder, high, low, refrigerant, suction, variable, capacit+

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
Y	CN 107356006 A (广东美芝制冷设备有限公司) 2017年 11月 17日 (2017 - 11 - 17) 说明书第[0032]段至第[0041]段, 附图1-4	1-10
Y	CN 107726661 A (安徽美芝精密制造有限公司) 2018年 2月 23日 (2018 - 02 - 23) 说明书第[0044]段, 附图1	1-10
Y	CN 207230987 U (广东美芝制冷设备有限公司) 2018年 4月 13日 (2018 - 04 - 13) 说明书第[0032]段至第[0041]段, 附图1-4	1-10
Y	CN 207815765 U (安徽美芝精密制造有限公司) 2018年 9月 4日 (2018 - 09 - 04) 说明书第[0044]段, 附图1	1-10
A	CN 208349616 U (广东美芝制冷设备有限公司) 2019年 1月 8日 (2019 - 01 - 08) 全文	1-10
A	CN 101592388 A (海尔集团公司 等) 2009年 12月 2日 (2009 - 12 - 02) 全文	1-10
A	CN 1187583 A (株式会社丰田自动织机制作所) 1998年 7月 15日 (1998 - 07 - 15) 全文	1-10

 其余文件在C栏的续页中列出。 见同族专利附件。

- * 引用文件的具体类型:
- "A" 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件
- "E" 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利
- "L" 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的)
- "O" 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件
- "P" 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

- "T" 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件
- "X" 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性
- "Y" 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性
- "&" 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期 2019年 12月 31日	国际检索报告邮寄日期 2020年 1月 15日
ISA/CN的名称和邮寄地址 中国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 传真号 (86-10)62019451	受权官员 张旭 电话号码 62084783

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2019/109651

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
A	CN 104912795 A (珠海格力节能环保制冷技术研究中心有限公司) 2015年 9月 16日 (2015 - 09 - 16) 全文	1-10
A	WO 2015194020 A1 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP) 2015年 12月 23日 (2015 - 12 - 23) 全文	1-10

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2019/109651

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利		公布日 (年/月/日)	
CN	107356006	A	2017年 11月 17日	无			
CN	107726661	A	2018年 2月 23日	无			
CN	207230987	U	2018年 4月 13日	无			
CN	207815765	U	2018年 9月 4日	无			
CN	208349616	U	2019年 1月 8日	无			
CN	101592388	A	2009年 12月 2日	CN	101592388	B	2013年 10月 30日
CN 1187583	A	1998年 7月 15日		US	6015269	A	2000年 1月 18日
				FR	2756876	B1	2002年 6月 21日
				KR	19980063912	A	1998年 10月 7日
				DE	19754612	C2	2002年 9月 19日
				DE	19754612	A1	1998年 6月 18日
				FR	2756876	A1	1998年 6月 12日
				CN	1104560	C	2003年 4月 2日
				KR	100266248	B1	2000年 9月 15日
				JP	H10281060	A	1998年 10月 20日
CN	104912795	A	2015年 9月 16日	CN	104912795	B	2017年 6月 30日
WO 2015194020	A1	2015年 12月 23日		GB	2542310	A	2017年 3月 15日
				JP	6338663	B2	2018年 6月 6日
				JP	W02015194020	A1	2017年 4月 20日
				GB	201700466	D0	2017年 2月 22日