



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 108426385 B

(45) 授权公告日 2023. 12. 08

(21) 申请号 201810345185.8

F25B 31/00 (2006.01)

(22) 申请日 2018.04.17

F25B 41/40 (2021.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

F25B 41/20 (2021.01)

申请公布号 CN 108426385 A

F25B 41/31 (2021.01)

F04C 18/356 (2006.01)

(43) 申请公布日 2018.08.21

F04C 29/12 (2006.01)

(73) 专利权人 珠海格力电器股份有限公司

(56) 对比文件

地址 519070 广东省珠海市前山金鸡西路六号

CN 208238293 U, 2018.12.14

US 2010223938 A1, 2010.09.09

(72) 发明人 潘俊 郑波 梁祥飞 刘星如 汤康

US 5394709 A, 1995.03.07

US 2017038099 A1, 2017.02.09

(74) 专利代理机构 北京康信知识产权代理有限公司 11240

CN 206269418 U, 2017.06.20

JP 2005105985 A, 2005.04.21

专利代理师 韩建伟 白杨

审查员 李文斌

(51) Int. Cl.

F25B 13/00 (2006.01)

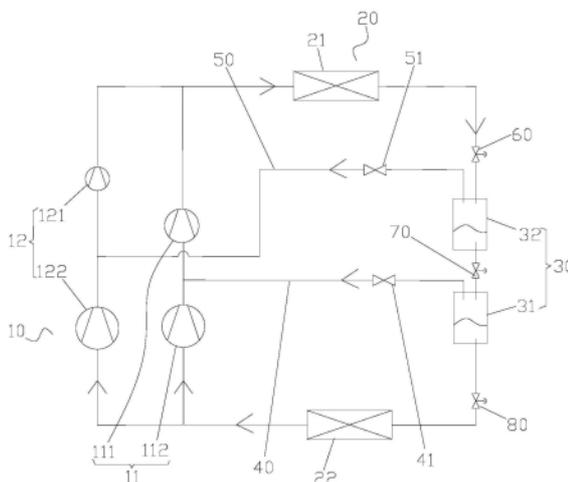
权利要求书2页 说明书8页 附图7页

(54) 发明名称

热泵系统及空调器

(57) 摘要

本发明提供了一种热泵系统及空调器,其中,热泵系统包括顺次连接的压缩机组件、换热器和补气装置,压缩机组件包括并联设置的第一压缩缸组和第二压缩缸组,第一压缩缸组包括串联设置的第一压缩缸和第二压缩缸,第二压缩缸组包括串联设置的第三压缩缸和第四压缩缸,补气装置包括第一补气装置和第二补气装置,第一补气装置用于对第一压缩缸组进行补气,第二补气装置用于对第二压缩缸组进行补气。本发明的技术方案解决了现有技术中的节流损失大,热泵效能低的问题。



1. 一种热泵系统,其特征在于,包括顺次连接的压缩机组件(10)、换热器(20)和补气装置(30),所述压缩机组件(10)包括并联设置的第一压缩缸组(11)和第二压缩缸组(12),所述第一压缩缸组(11)包括串联设置的第一压缩缸(111)和第二压缩缸(112),所述第二压缩缸组(12)包括串联设置的第三压缩缸(121)和第四压缩缸(122),所述补气装置(30)包括第一补气装置(31)和第二补气装置(32),所述第一补气装置(31)用于对所述第一压缩缸组(11)进行补气,所述第二补气装置(32)用于对所述第二压缩缸组(12)进行补气;所述第一压缩缸(111)的工作容积与所述第二压缩缸(112)的工作容积的比例大于所述第三压缩缸(121)的工作容积与所述第四压缩缸(122)的工作容积的比例;

其中,所述压缩机组件还包括壳体(13),所述第一压缩缸组(11)和所述第二压缩缸组(12)均设置在所述壳体(13)内,所述壳体(13)包括吸气口(131)和排气口(132),所述第三压缩缸(121)包括第一滚动转子(1211)和与所述第一滚动转子(1211)配合的第一滑片(1212),所述第三压缩缸(121)上设置有与所述第一滑片(1212)配合的第一滑片槽(1213),所述第四压缩缸(122)包括第二滚动转子(1221)和与所述第二滚动转子(1221)配合的第二滑片(1222),所述第四压缩缸(122)上设置有与所述第二滑片(1222)配合的第二滑片槽(1223),所述热泵系统还包括卸载机构(90),所述卸载机构(90)包括第一管路(91)、第二管路(92)和第三管路(93),其中,所述第一管路(91)的第一端与所述第一滑片槽(1213)和所述第二滑片槽(1223)连通,所述第二管路(92)的第一端与所述排气口(132)连接,所述第二管路(92)的第二端与所述第一管路(91)的第二端连接,所述第三管路(93)的第一端与所述吸气口(131)连接,所述第三管路(93)的第二端与所述第一管路(91)的第二端连接,所述第二管路(92)上设置有第三阀门结构(921),所述第三管路(93)上设置有第四阀门结构(931)。

2. 根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,所述第一补气装置(31)的补气压力小于所述第二补气装置(32)的补气压力。

3. 根据权利要求2所述的热泵系统,其特征在于,所述第一补气装置(31)和所述第二补气装置(32)串联设置,并且在沿冷媒的流动方向上,所述第一补气装置(31)设置在所述第二补气装置(32)的下游。

4. 根据权利要求2所述的热泵系统,其特征在于,在沿冷媒的流动方向上,所述第一压缩缸(111)位于所述第二压缩缸(112)的下游,所述热泵系统还包括第一补气管路(40),所述第一补气管路(40)的第一端与所述第一补气装置(31)连接,所述第一补气管路(40)的第二端连接在所述第二压缩缸(112)的排气口和所述第一压缩缸(111)的吸气口之间。

5. 根据权利要求4所述的热泵系统,其特征在于,所述第一补气管路(40)上设置有第一阀门结构(41)。

6. 根据权利要求2所述的热泵系统,其特征在于,在沿冷媒的流动方向上,所述第三压缩缸(121)位于所述第四压缩缸(122)的下游,所述热泵系统还包括第二补气管路(50),所述第二补气管路(50)的第一端与所述第二补气装置(32)连接,所述第二补气管路(50)的第二端连接在所述第四压缩缸(122)的排气口和所述第三压缩缸(121)的吸气口之间。

7. 根据权利要求6所述的热泵系统,其特征在于,所述第二补气管路(50)上设置有第二阀门结构(51)。

8. 根据权利要求2所述的热泵系统,其特征在于,所述第一补气装置(31)和所述第二补

气装置(32)均为闪发器。

9.根据权利要求8所述的热泵系统,其特征在于,所述热泵系统还包括第一膨胀阀(60)和第二膨胀阀(70),所述第一膨胀阀(60)设置在所述第二补气装置(32)的上游,所述第二膨胀阀(70)设置在所述第一补气装置(31)和所述第二补气装置(32)之间。

10.根据权利要求9所述的热泵系统,其特征在于,所述热泵系统还包括第三膨胀阀(80),所述第三膨胀阀(80)设置在所述第一补气装置(31)的下游。

11.根据权利要求2所述的热泵系统,其特征在于,所述第一补气装置(31)和所述第二补气装置(32)均为经济器。

12.根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,所述换热器(20)包括第一换热器(21)和第二换热器(22),所述补气装置(30)设置在所述第一换热器(21)和所述第二换热器(22)之间。

13.根据权利要求1至12中任一项所述的热泵系统,其特征在于,所述第一压缩缸(111)的工作容积与所述第二压缩缸(112)的工作容积的比例在0.6至0.9的范围内。

14.根据权利要求1至12中任一项所述的热泵系统,其特征在于,所述第三压缩缸(121)的工作容积与所述第四压缩缸(122)的工作容积的比例在0.35至0.55的范围内。

15.根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,所述压缩机组件(10)还包括第一压缩机、第二压缩机、第三压缩机和第四压缩机,其中,所述第一压缩机包括所述第一压缩缸(111),所述第二压缩机包括所述第二压缩缸(112),所述第三压缩机包括所述第三压缩缸(121),所述第四压缩机包括所述第四压缩缸(122)。

16.根据权利要求1所述的热泵系统,其特征在于,所述压缩机组件(10)还包括第一压缩机和第二压缩机,所述第一压缩机包括所述第一压缩缸组(11),所述第二压缩机包括所述第二压缩缸组(12)。

17.一种空调器,包括热泵系统,其特征在于,所述热泵系统为权利要求1至16中任一项所述的热泵系统。

## 热泵系统及空调器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及热泵装置,具体而言,涉及一种热泵系统及空调器。

### 背景技术

[0002] 现有技术中,采用双级压缩中间补气的热泵装置能够有效改善传统单级压缩热泵装置低温、超低温工况下的制热性能变差的问题,当前已被广泛使用。但在传统的双级压缩热泵装置中,无论是单台双级压缩机还是多台双级并联压缩组中均只设置有一个压力相同的补气口,在室内外温差较大时(例如室内20℃,室外-25℃),由于压缩比较大,依然会产生较大的节流损失,导致能效不高。

[0003] 进一步地,为了减少节流损失,现有技术中常用的方法是使用多级压缩多级节流的方式,如专利号为CN206269418U的中国专利中公开了一种多级压缩多级节流的多联式热泵,这种方式的缺陷在于,对于相同的冷媒输气量,需要连续经过三个气缸进行压缩,成本较高。且当冷凝蒸发总压缩比较低时,分离到三级中的每级压缩比极小,而级数越多,相应的系统机械摩擦也越多,难以发挥出理想效果。

### 发明内容

[0004] 本发明的主要目的在于提供一种热泵系统及空调器,以解决现有技术中的节流损失大,热泵效能低的问题。

[0005] 为了实现上述目的,根据本发明的一个方面,提供了一种热泵系统,包括顺次连接的压缩机组件、换热器和补气装置,压缩机组件包括并联设置的第一压缩缸组和第二压缩缸组,第一压缩缸组包括串联设置的第一压缩缸和第二压缩缸,第二压缩缸组包括串联设置的第三压缩缸和第四压缩缸,补气装置包括第一补气装置和第二补气装置,第一补气装置用于对第一压缩缸组进行补气,第二补气装置用于对第二压缩缸组进行补气。

[0006] 进一步地,第一压缩缸的工作容积与第二压缩缸的工作容积的比例大于第三压缩缸的工作容积与第四压缩缸的工作容积的比例。

[0007] 进一步地,第一补气装置的补气压力小于第二补气装置的补气压力。

[0008] 进一步地,第一补气装置和第二补气装置串联设置,并且在沿冷媒的流动方向上,第一补气装置设置在第二补气装置的下游。

[0009] 进一步地,在沿冷媒的流动方向上,第一压缩缸位于第二压缩缸的下游,热泵系统还包括第一补气管路,第一补气管路的第一端与第一补气装置连接,第一补气管路的第二端连接在第二压缩缸的排气口和第一压缩缸的吸气口之间。

[0010] 进一步地,第一补气管路上设置有第一阀门结构。

[0011] 进一步地,在沿冷媒的流动方向上,第三压缩缸位于第四压缩缸的下游,热泵系统还包括第二补气管路,第二补气管路的第一端与第二补气装置连接,第二补气管路的第二端连接在第四压缩缸的排气口和第三压缩缸的吸气口之间。

[0012] 进一步地,第二补气管路上设置有第二阀门结构。

- [0013] 进一步地,第一补气装置和第二补气装置均为闪发器。
- [0014] 进一步地,热泵系统还包括第一膨胀阀和第二膨胀阀,第一膨胀阀设置在第二补气装置的上游,第二膨胀阀设置在第一补气装置和第二补气装置之间。
- [0015] 进一步地,热泵系统还包括第三膨胀阀,第三膨胀阀设置在第一补气装置的下游。
- [0016] 进一步地,第一补气装置和第二补气装置均为经济器。
- [0017] 进一步地,换热器包括第一换热器和第二换热器,补气装置设置在第一换热器和第二换热器之间。
- [0018] 进一步地,第一压缩缸的工作容积与第二压缩缸的工作容积的比例在0.6至0.9的范围内。
- [0019] 进一步地,第三压缩缸的工作容积与第四压缩缸的工作容积的比例在0.35至0.55的范围内。
- [0020] 进一步地,压缩机组件还包括第一压缩机、第二压缩机、第三压缩机和第四压缩机,其中,第一压缩机包括第一压缩缸,第二压缩机包括第二压缩缸,第三压缩机包括第三压缩缸,第四压缩机包括第四压缩缸。
- [0021] 进一步地,压缩机组件还包括第一压缩机和第二压缩机,第一压缩机包括第一压缩缸组,第二压缩机包括第二压缩缸组。
- [0022] 进一步地,压缩机组件还包括壳体,第一压缩缸组和第二压缩缸组均设置在壳体内。
- [0023] 进一步地,壳体包括吸气口和排气口,第三压缩缸包括第一滚动转子和与第一滚动转子配合的第一滑片,第三压缩缸上设置有与第一滑片配合的第一滑片槽,第四压缩缸包括第二滚动转子和与第二滚动转子配合的第二滑片,第四压缩缸上设置有与第二滑片配合的第二滑片槽,热泵系统还包括卸载机构,卸载机构包括第一管路、第二管路和第三管路,其中,第一管路的第一端与第一滑片槽和第二滑片槽连通,第二管路的第一端与排气口连接,第二管路的第二端与第一管路的第二端连接,第三管路的第一端与吸气口连接,第三管路的第二端与第一管路的第二端连接,第二管路上设置有第三阀门结构,第三管路上设置有第四阀门结构。
- [0024] 根据本发明的另一方面,提供了空调器,包括热泵系统,热泵系统为上述的热泵系统。
- [0025] 应用本发明的技术方案,第一压缩缸组和第二压缩缸组并联设置,并且第一压缩缸组包括串联设置的第一压缩缸和第二压缩缸,第二压缩缸组包括串联的第三压缩缸和第四压缩缸。上述结构相比于传统的串联式多级压缩机效能更好,第一补气装置和第二补气装置分别对第一压缩缸组和第二压缩缸组进行补气,使得第一补气装置和第二补气装置能够根据第一压缩缸组和第二压缩缸组的工作压差对补气压力进行调整,从而减小节流损失。因此本发明的技术方案解决了现有技术中的节流损失大,热泵效能低的问题。

## 附图说明

[0026] 构成本申请的一部分的说明书附图用来提供对本发明的进一步理解,本发明的示意性实施例及其说明用于解释本发明,并不构成对本发明的不当限定。在附图中:

[0027] 图1示出了根据本发明的热泵系统的实施例一的结构示意图;

- [0028] 图2示出了根据本发明的热泵系统的实施例二的结构示意图；
- [0029] 图3示出了根据本发明的热泵系统的实施例三的结构示意图；
- [0030] 图4示出了图3中热泵系统的第三压缩缸或者第四压缩缸正常工作时的内部结构示意图；
- [0031] 图5示出了图3中热泵系统的第三压缩缸或者第四压缩缸卸载时的内部结构示意图；
- [0032] 图6示出了现有技术中传统双级压缩系统的p-h图；以及
- [0033] 图7示出了本发明的双级压缩系统的p-h图。
- [0034] 其中,上述附图包括以下附图标记:
- [0035] 10、压缩机组件;11、第一压缩缸组;111、第一压缩缸;112、第二压缩缸;12、第二压缩缸组;121、第三压缩缸;1211、第一滚动转子;1212、第一滑片;1213、第一滑片槽;122、第四压缩缸;1221、第二滚动转子;1222、第二滑片;1223、第二滑片槽;13、壳体;131、吸气口;132、排气口;20、换热器;21、第一换热器;22、第二换热器;30、补气装置;31、第一补气装置;32、第二补气装置;40、第一补气管路;41、第一阀门结构;50、第二补气管路;51、第二阀门结构;60、第一膨胀阀;70、第二膨胀阀;80、第三膨胀阀;90、卸载机构;91、第一管路;92、第二管路;921、第三阀门结构;93、第三管路;931、第四阀门结构。

### 具体实施方式

[0036] 需要说明的是,在不冲突的情况下,本申请中的实施例及实施例中的特征可以相互组合。下面将参考附图并结合实施例来详细说明本发明。

[0037] 下面将结合本申请实施例中的附图,对本申请实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例仅仅是本申请一部分实施例,而不是全部的实施例。以下对至少一个示例性实施例的描述实际上仅仅是说明性的,决不作为对本申请及其应用或使用的任何限制。基于本申请中的实施例,本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本申请保护的范围。

[0038] 需要注意的是,这里所使用的术语仅是为了描述具体实施方式,而非意图限制根据本申请的示例性实施方式。如在这里所使用的,除非上下文另外明确指出,否则单数形式也意图包括复数形式,此外,还应当理解的是,当在本说明书中使用术语“包含”和/或“包括”时,其指明存在特征、步骤、操作、器件、组件和/或它们的组合。

[0039] 如1所示,实施例一的热泵系统包括顺次连接的压缩机组件10、换热器20和补气装置30。其中,压缩机组件10包括并联设置的第一压缩缸组11和第二压缩缸组12。第一压缩缸组11包括串联设置的第一压缩缸111和第二压缩缸112,第二压缩缸组12包括串联设置的第三压缩缸121和第四压缩缸122。补气装置30包括第一补气装置31和第二补气装置32,第一补气装置31用于对第一压缩缸组11进行补气,第二补气装置32用于对第二压缩缸组12进行补气。

[0040] 应用本实施例的技术方案,第一压缩缸组11和第二压缩缸组12并联设置,并且第一压缩缸组11包括串联设置的第一压缩缸111和第二压缩缸112,第二压缩缸组12包括串联的第三压缩缸121和第四压缩缸122。上述结构相比于传统的串联式多级压缩机效能更好,第一补气装置31和第二补气装置32分别对第一压缩缸组11和第二压缩缸组12进行补气,使

得第一补气装置31和第二补气装置32能够根据第一压缩缸组和第二压缩缸组的工作压差对补气压力进行调整,从而减小节流损失。因此本实施例的技术方案解决了现有技术中的节流损失大,热泵效能低的问题。

[0041] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,第一压缩缸111的工作容积与第二压缩缸112的工作容积的比例大于第三压缩缸121的工作容积与第四压缩缸122的工作容积的比例。进一步地第一补气装置31的补气压力小于第二补气装置32的补气压力。具体地,热泵系统中热泵装置中包含四个压缩气缸,即分别为上述的第一压缩缸111、第二压缩缸112、第三压缩缸121和第四压缩缸122。其中,上述四个压缩缸彼此形成两个并联的双级压缩组合M(第一压缩缸111为高压缸,第二压缩缸112为低压缸)与N(第三压缩缸121为高压缸,第四压缩缸122为低压缸)。进一步地,第一压缩缸111的工作容积记为 $V_a$ ,第二压缩缸112的工作容积记为 $V_d$ ,第三压缩缸121的工作容积记为 $V_b$ ,第四压缩缸122的工作容积记为 $V_c$ 。本实施例中,上述的压缩缸的工作容积比例大小关系满足 $V_a/V_d \neq V_b/V_c$ 。进一步地,当 $V_a/V_d > V_b/V_c$ 时,第二补气装置32中形成的较高补气压力补入N中(第三压缩缸121和第四压缩缸122之间),第一补气装置31中形成的较低的补气压力补入M(第一压缩缸111和第二压缩缸112)中。

[0042] 需要说明的是,热泵系统在运行时,第一压缩缸111与第二压缩缸112之间,第三压缩缸121与第四压缩缸122之间会形成两个不同的中间压力。当 $V_a/V_d > V_b/V_c$ 时,第一压缩缸111与第二压缩缸112形成的中间压力会低于第三压缩缸121与第四压缩缸122的中间压力。

[0043] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,第一补气装置31和第二补气装置32串联设置,并且在沿冷媒的流动方向上,第一补气装置31设置在第二补气装置32的下游。具体地,热泵系统中的冷媒连续两次节流后通过在两个节流装置内形成高、低两个不同的补气压力,具体地,当冷媒依次流过第二补气装置32和第一补气装置31后,第一补气装置31的补气压力要大于第二补气装置32的补气压力。当然,也可以通过其他的调节方式使得第一补气装置31内的补气压力大于第二补气装置32内的补气压力,不限于将二者串联设置的方式。

[0044] 在实施例一中,通过将双级压缩气缸组设置成不同的容积比,通过多次节流,分级补气,能够有效减少节流损失,提高热泵装置性能,同时降低了设备成本。因此实施例一的技术方案解决了传统双级压缩热泵装置节流损失过大,能耗高的问题。利用双级压缩实现了梯级多次补气,效果好,成本低。并且实施例一中的热泵系统相对传统双级压缩热泵能效提高5%以上。

[0045] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,在沿冷媒的流动方向上,第一压缩缸111位于第二压缩缸112的下游,热泵系统还包括第一补气管路40,第一补气管路40的第一端与第一补气装置31连接,第一补气管路40的第二端连接在第二压缩缸112的排气口和第一压缩缸111的吸气口之间。具体地,第一补气装置31通过第一补气管路40能够对第一压缩缸111进行补气。

[0046] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,第一补气管路40上设置有第一阀门结构41。具体地,第一阀门结构41为电磁阀,通过控制第一阀门结构41的开闭能够控制是否对第一压缩缸111进行补气。

[0047] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,在沿冷媒的流动方向上,第三压缩缸121位于第四压缩缸122的下游,热泵系统还包括第二补气管路50,第二补气管路50的第一端与第

二补气装置32连接,第二补气管路50的第二端连接在第四压缩缸122的排气口和第三压缩缸121的吸气口之间。具体地,第二补气装置32通过第二补气管路50能够对第三压缩缸121进行补气。

[0048] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,第二补气管路50上设置有第二阀门结构51。具体地,第二阀门结构51为电磁阀,通过控制第二阀门结构51的开闭能够控制是否对第三压缩缸121进行补气。

[0049] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,第一补气装置31和第二补气装置32均为闪发器。当然,第一补气装置31和第二补气装置也可以为其他的常用的补气结构。

[0050] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,在换热器20包括第一换热器21和第二换热器22,补气装置30设置在第一换热器21和第二换热器22之间。优选地,实施例一中的第一换热器21为冷凝器,第二换热器22为蒸发器。并且从图1可以看到,第一换热器21位于压缩机组件10和第二补气装置32之间。第二换热器22位于压缩机组件10和第一补气装置31之间。

[0051] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,热泵系统还包括第一膨胀阀60和第二膨胀阀70,第一膨胀阀60设置在第二补气装置32的上游,第二膨胀阀70设置在第一补气装置31和第二补气装置32之间。热泵系统还包括第三膨胀阀80,第三膨胀阀80设置在第一补气装置31的下游。进一步地,从图1可以看到,第一膨胀阀60的具体位置为设置在第一换热器21和第二补气装置32之间。第三膨胀阀80的具体设置位置为设置在第二换热器22和第一补气装置31之间。

[0052] 进一步地,冷凝器出口的过冷液态冷媒经过第一膨胀阀60节流降压,在第二补气装置32中气液分离,气体在第二补气装置32上部形成较高的补气压力,通过第二阀门结构51补入第三压缩缸121和第四压缩缸122之间(较高的中间压力),液体在第二补气装置32的下部。

[0053] 进一步地,第二补气装置32中的液体通过第二膨胀阀70进一步节流降压,在第一补气装置31中再次气液分离,其中气体在第一补气装置31的上部,形成较低的补气压力,通过第二阀门结构51补入第一压缩缸111和第二压缩缸112之间(较低的中间压力)。液体在第一补气装置31的下部,通过第三膨胀阀80进一步节流至蒸发器,在其中蒸发吸热并重新回到压缩机组件10中。

[0054] 如图1所示,在实施例一的技术方案中,为了使气缸级间产生梯级压力使装置性能较佳,优选地, $V_a/V_d$ 的范围应在0.6~0.9之间, $V_b/V_c$ 的范围应在0.35~0.55之间。也即第一压缩缸111的工作容积与第二压缩缸112的工作容积的比例在0.6至0.9的范围内。第三压缩缸121的工作容积与第四压缩缸122的工作容积的比例在0.35至0.55的范围内。

[0055] 如图2所示,根据本申请的热泵系统的实施例二和实施例一的区别在于,第一补气装置31和第二补气装置32均为经济器。

[0056] 如图3所示,根据本申请的热泵系统的实施例三和实施例一的区别在于,压缩机组件还包括壳体13,第一压缩缸组11和第二压缩缸组12均设置在壳体13内。也即在实施例三种,第一压缩缸111、第二压缩缸112、第三压缩缸121和第四压缩缸122均位于同一个压缩机内。上述的压缩机为单机四缸压缩机。

[0057] 如图3所示,在实施例三的技术方案中,热泵系统还包括卸载机构90,卸载机构90能够对第三压缩缸121和第四压缩缸122进行卸载,避免小负荷工况下频率过低运行,通过

这样的方式使热泵装置在大、小负荷工作时均能保持高效运行。

[0058] 如图3至图5所示,实施例三种的卸载机构90的具体结构如下:壳体13包括吸气口131和排气口132,第三压缩缸121包括第一滚动转子1211和与第一滚动转子1211配合的第一滑片1212,第三压缩缸121上设置有与第一滑片1212配合的第一滑片槽1213。第四压缩缸122包括第二滚动转子1221和与第二滚动转子1221配合的第二滑片1222,第四压缩缸122上设置有与第二滑片1222配合的第二滑片槽1223。卸载机构90包括第一管路91、第二管路92和第三管路93。其中,第一管路91的第一端与第一滑片槽1213和第二滑片槽1223连通,第二管路92的第一端与排气口132连接,第二管路92的第二端与第一管路91的第二端连接,第三管路93的第一端与吸气口131连接,第三管路93的第二端与第一管路91的第二端连接,第二管路92上设置有第三阀门结构921,第三管路93上设置有第四阀门结构931。

[0059] 具体地,如图4所示,当不需要对第三压缩缸121和第四压缩缸122进行卸载时,仅第三阀门结构921打开,此时第一滑片槽1213和第二滑片槽1223内通入排气压力,也即此时第一滑片槽1213和第二滑片槽1223内为高压,第一滑片1212和第二滑片1222受力往外顶,第一滑片1212和第一滚动转子1211紧密贴合在一起,第二滑片1222和第二滚动转子1221紧密贴合在一起,此时第三压缩缸121和第四压缩缸122正常工作。

[0060] 具体地,如图5所示,当需要对第三压缩缸121和第四压缩缸122进行卸载时,仅第四阀门结构931打开,此时第一滑片槽1213和第二滑片槽1223内通入吸气排气压力,也即此时第一滑片槽1213和第二滑片槽1223内为低压。第一滑片1212缩回第一滑片槽1213,第二滑片1222缩回第二滑片槽1223。第三压缩缸121和第四压缩缸122的吸气口与气缸排气口永久串通,此时第三压缩缸121和第四压缩缸122缸卸载不工作。

[0061] 进一步地,本实施例中的压缩机组件10还有其他的设置形式,例如在未示出的实施方式中,压缩机组件10还包括第一压缩机、第二压缩机、第三压缩机和第四压缩机,其中,第一压缩机包括第一压缩缸111,第二压缩机包括第二压缩缸112,第三压缩机包括第三压缩缸121,第四压缩机包括第四压缩缸122。上述结构中,压缩机组件10由四个压缩机构成,并且第一压缩机和第二压缩机串联设置,第三压缩机和第四压缩机串联设置。第一压缩机和第二压缩机串联后与第三压缩机和第四压缩机串联后并联设置。

[0062] 再例如,在未示出的实施方式中,压缩机组件10还包括第一压缩机和第二压缩机,第一压缩机包括第一压缩缸组11,第二压缩机包括第二压缩缸组12。在上述结构中,压缩机组件10包括两个压缩机,并且第一压缩机和第二压缩机并联设置。

[0063] 根据上述结构,本申请的热泵系统具有以下特点:

[0064] 本申请热泵系统能够更佳节能,原因在于通过梯级补气,减少了系统的节流损失。图6图7别为传统双级压缩与本申请的双级压缩压焓图对比,下面表格中通过理论分析给出了单位质量流量R410a冷媒三种系统理论性能对比,可以看出,本申请的双级二次补气系统相对传统单级系统、双级系统性能均有明显提高。本申请的双级二次补气体系统相对传统双级压缩系统,制热能力、COP(能效)分别提高6.6%与4.1%。

[0065] 三种热泵系统理论性能对比

		单级系统	传统双级压缩系统	本申请的双级二次补气系统
[0066] 制热量	KW/kg	236.6	305.8	325.9
功率	KW/kg	88.3	104.0	106.5
COP	W/W	2.68	2.94	3.06
蒸发温度	℃	-25	-25	-25
冷凝温度	℃	45	45	45
蒸发压力	Mpa	0.329	0.329	0.329
冷凝压力	Mpa	2.726	2.726	2.726
补气压力 1	Mpa	-	1.03	1.3
补气压力 2	Mpa			0.7

[0067] 本申请还提供了一种空调器,空调器包括热泵系统,热泵系统为上述的热泵系统。

[0068] 为了实现上述节能效果最好,要考虑气缸的容积比以使压缩补气口压力与闪发器中的压力协调,因此需要对四个气缸的容积比例关系进行设计。若四个气缸a,b,c,d的气缸容积分别为 $V_a, V_b, V_c, V_d$ 。当气缸容积比(高压缸容积与低压缸容积比例)越小时,其运行时的中间压力越大。为了使系统正常工作,需要满足条件 $V_a/V_d > V_b/V_c$ ,为了使系统能够在较宽的工作范围内保持较高运行性能,通过理论计算及试验可以得出较优的气缸容积比范围,作为优选, $V_a/V_d$ 的范围应在0.6~0.9之间, $V_b/V_c$ 的范围应在0.35~0.55之间。

[0069] 除非另外具体说明,否则在这些实施例中阐述的部件和步骤的相对布置、数字表达式和数值不限制本申请的范围。同时,应当明白,为了便于描述,附图中所示出的各个部分的尺寸并不是按照实际的比例关系绘制的。对于相关领域普通技术人员已知的技术、方法和设备可能不作详细讨论,但在适当情况下,所述技术、方法和设备应当被视为授权说明书的一部分。在这里示出和讨论的所有示例中,任何具体值应被解释为仅仅是示例性的,而不是作为限制。因此,示例性实施例的其它示例可以具有不同的值。应注意到:相似的标号和字母在下面的附图中表示类似项,因此,一旦某一项在一个附图中被定义,则在随后的附图中不需要对其进行进一步讨论。

[0070] 在本申请的描述中,需要理解的是,方位词如“前、后、上、下、左、右”、“横向、竖向、垂直、水平”和“顶、底”等所指示的方位或位置关系通常是基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本申请和简化描述,在未作相反说明的情况下,这些方位词并不指示和暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位或者以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本申请保护范围的限制;方位词“内、外”是指相对于各部件本身的轮廓的内外。

[0071] 为了便于描述,在这里可以使用空间相对术语,如“在……之上”、“在……上方”、“在……上表面”、“上面的”等,用来描述如在图中所示的一个器件或特征与其他器件或特征的空间位置关系。应当理解的是,空间相对术语旨在包含除了器件在图中所描述的方位之外的在使用或操作中的不同方位。例如,如果附图中的器件被倒置,则描述为“在其他器件或构造上方”或“在其他器件或构造之上”的器件之后将被定位为“在其他器件或构造下方”或“在其他器件或构造之下”。因而,示例性术语“在……上方”可以包括“在……上方”和“在……下方”两种方位。该器件也可以其他不同方式定位(旋转90度或处于其他方位),并且对这里所使用的空间相对描述作出相应解释。

[0072] 此外,需要说明的是,使用“第一”、“第二”等词语来限定零部件,仅仅是为了便于

对相应零部件进行区别,如没有另行声明,上述词语并没有特殊含义,因此不能理解为对本申请保护范围的限制。

[0073] 以上所述仅为本发明的优选实施例而已,并不用于限制本发明,对于本领域的技术人员来说,本发明可以有各种更改和变化。凡在本发明的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

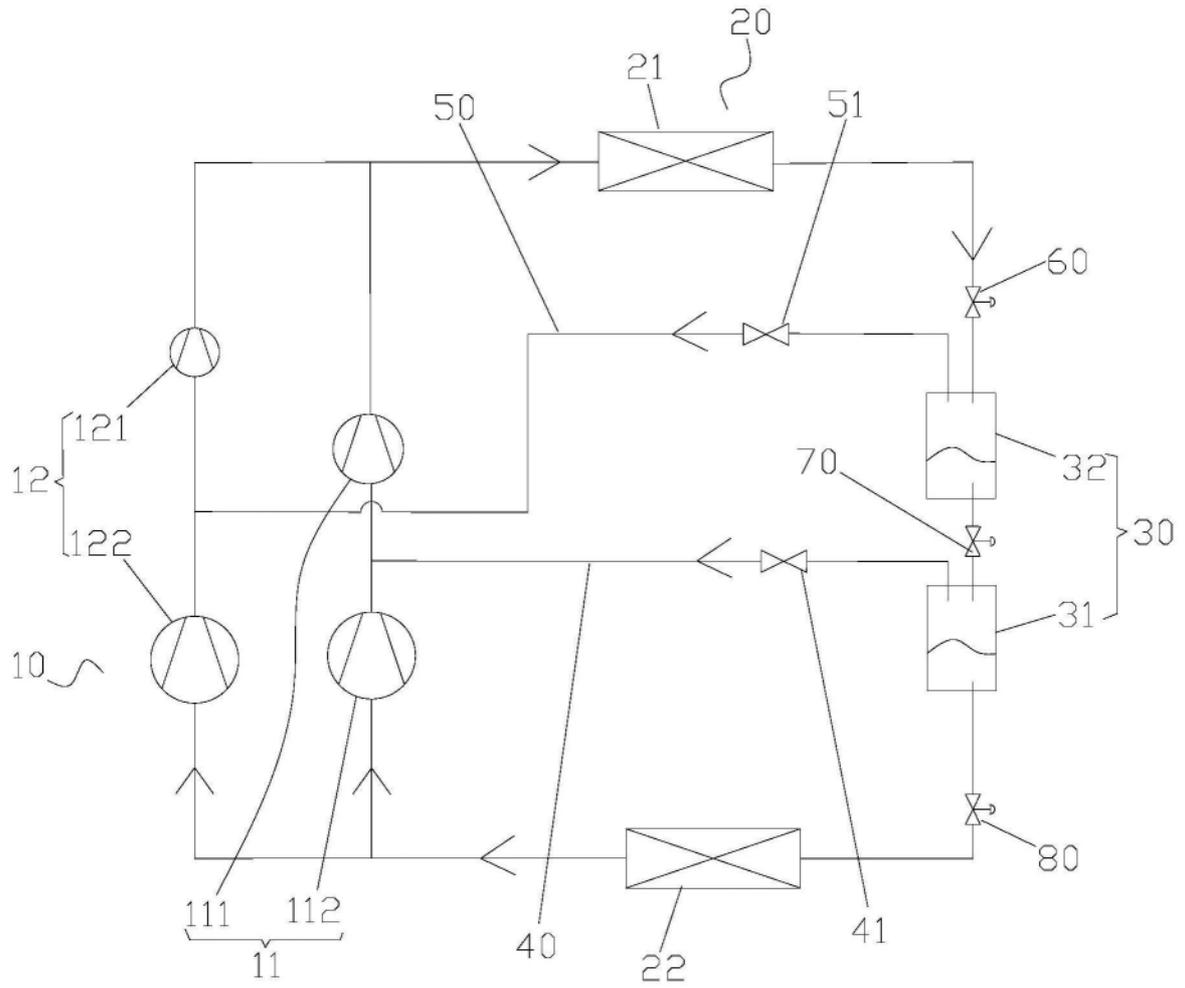


图1

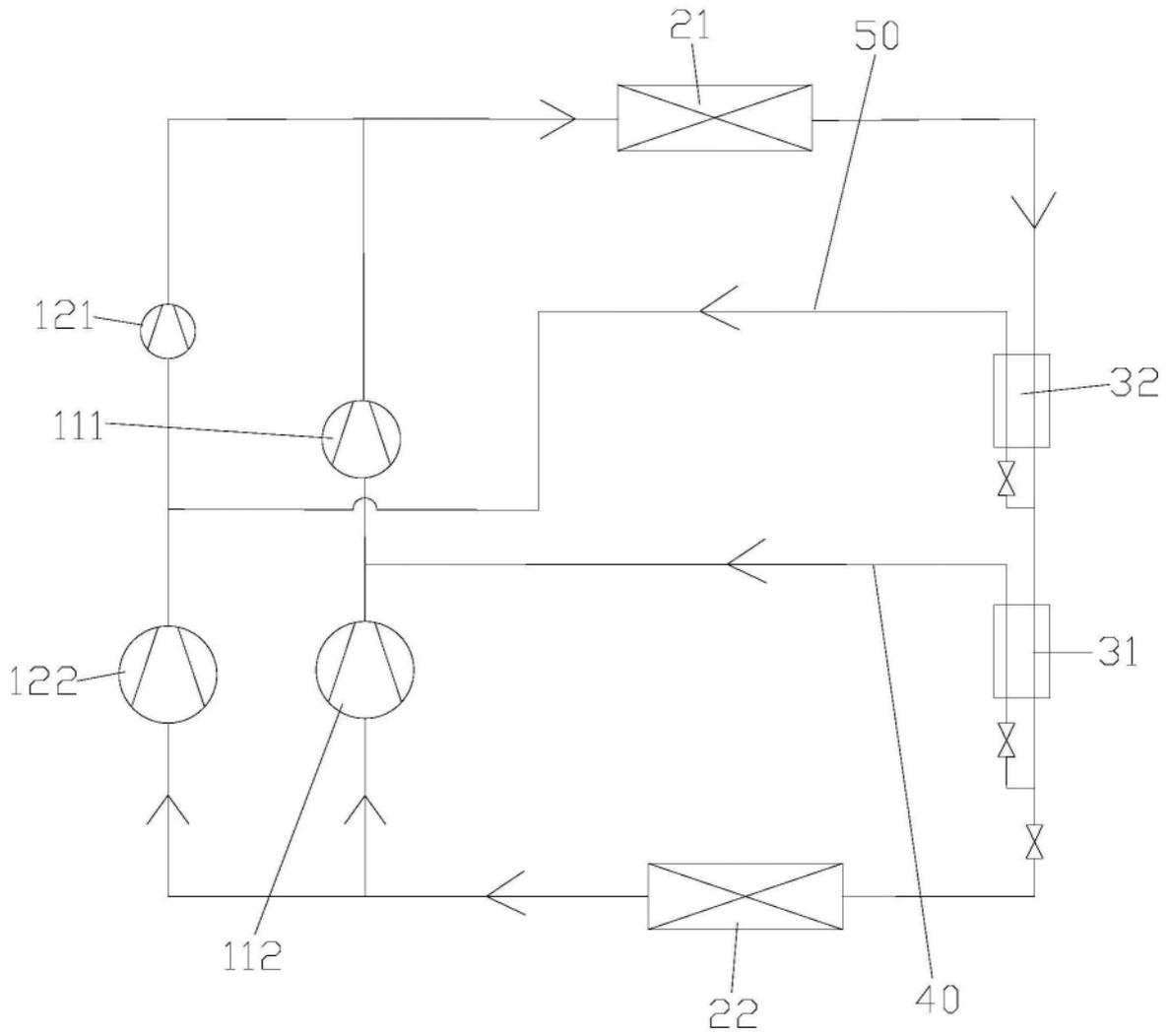


图2

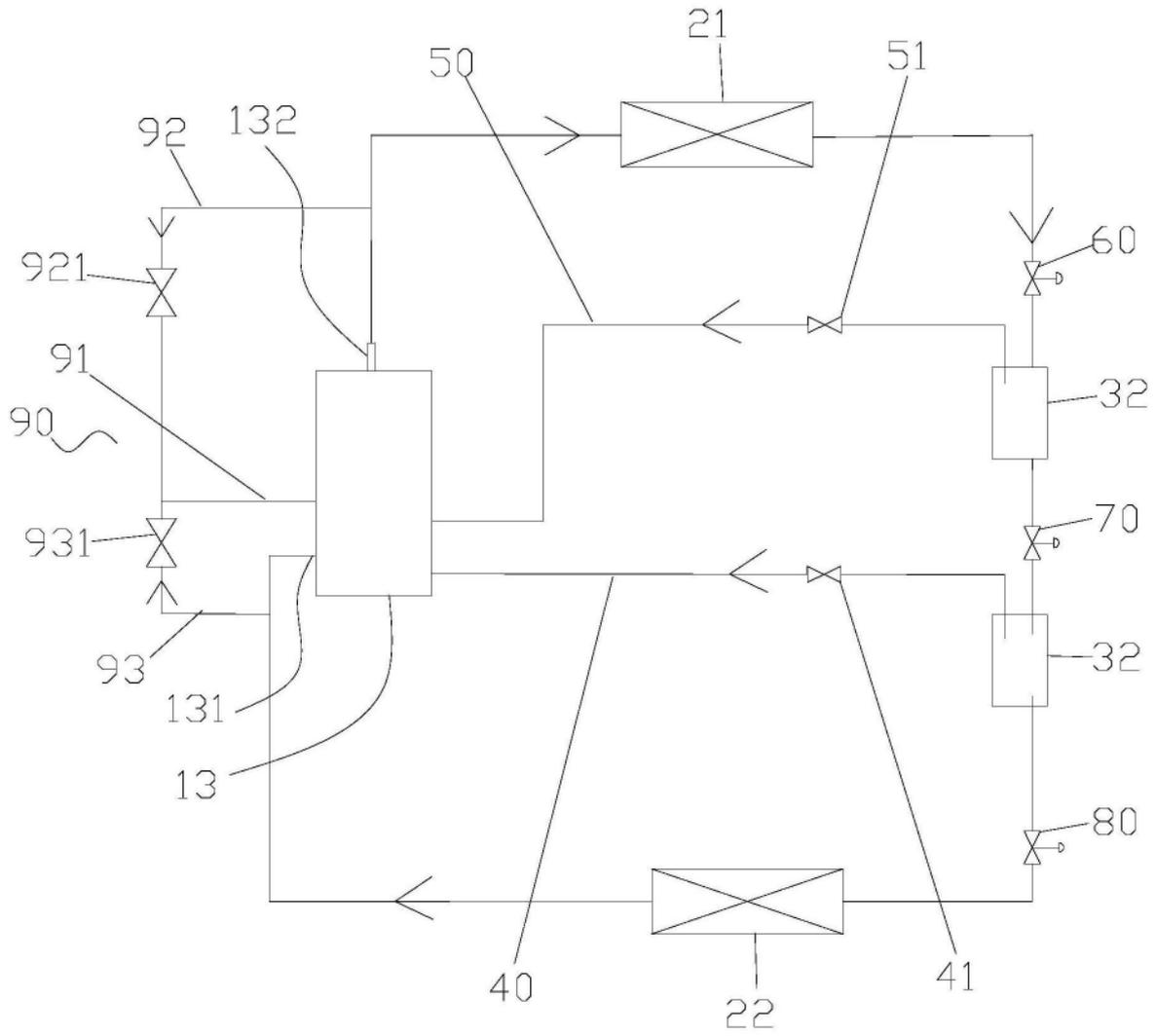


图3

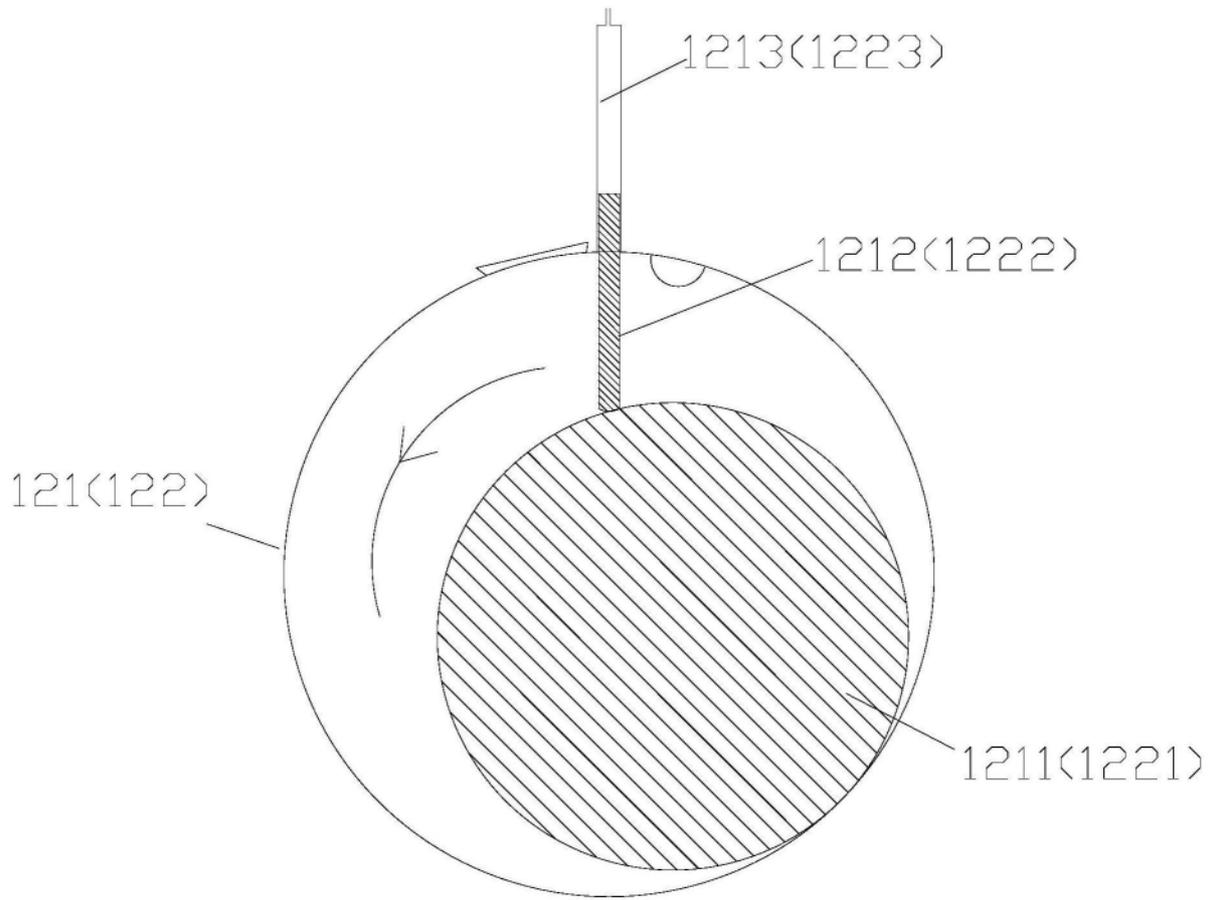


图4

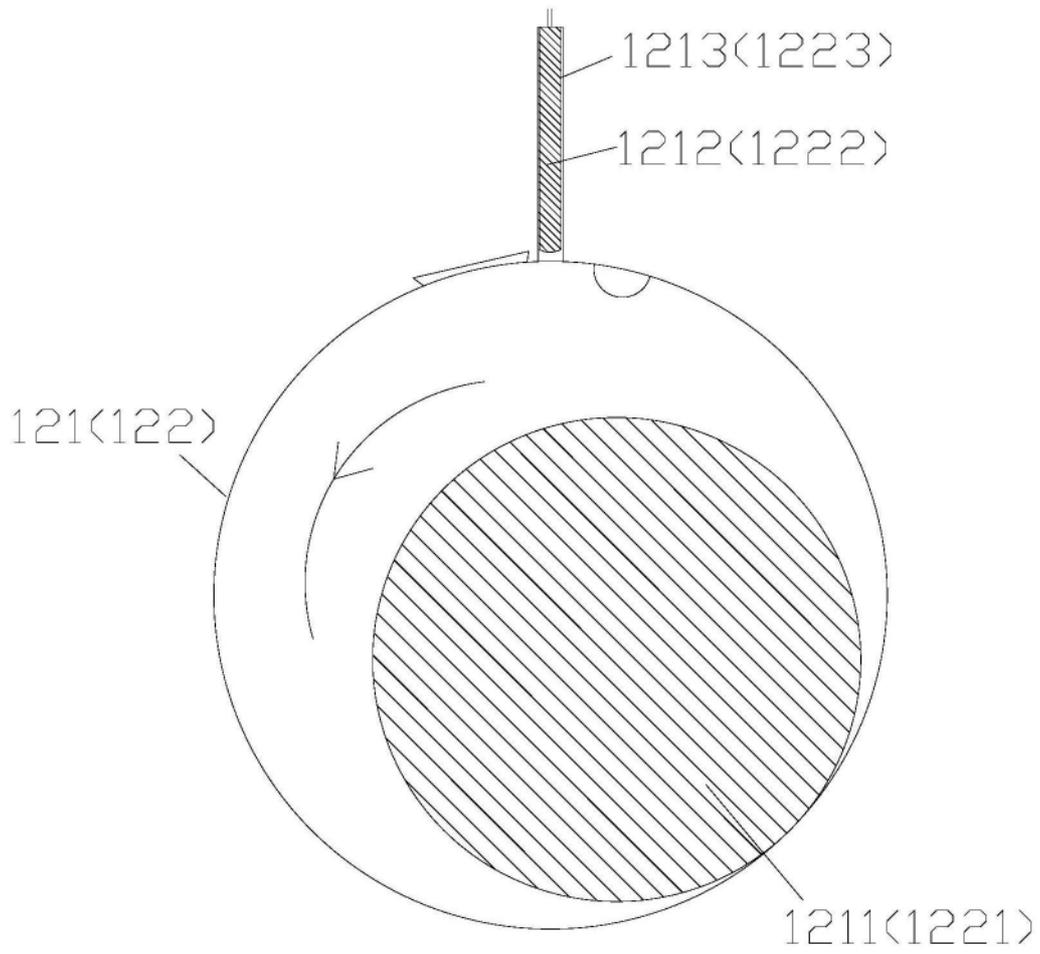


图5

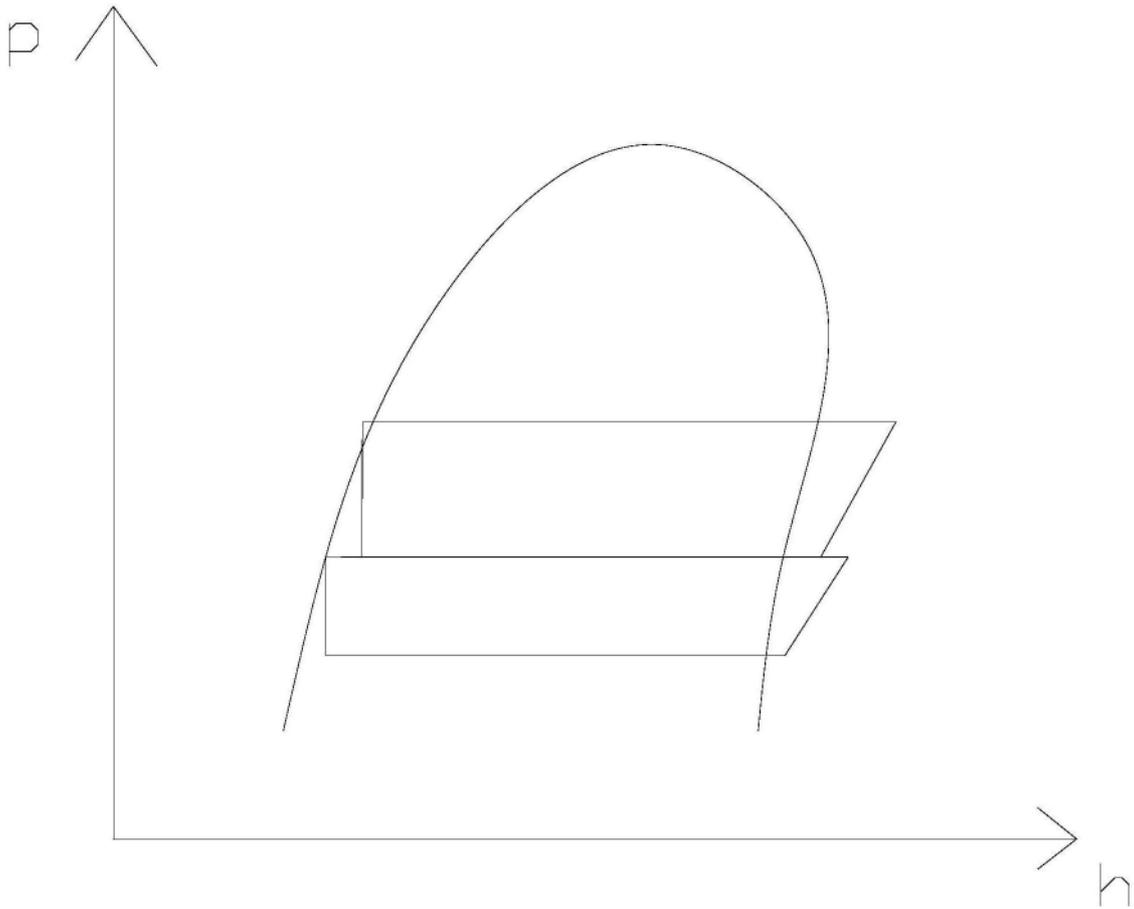


图6

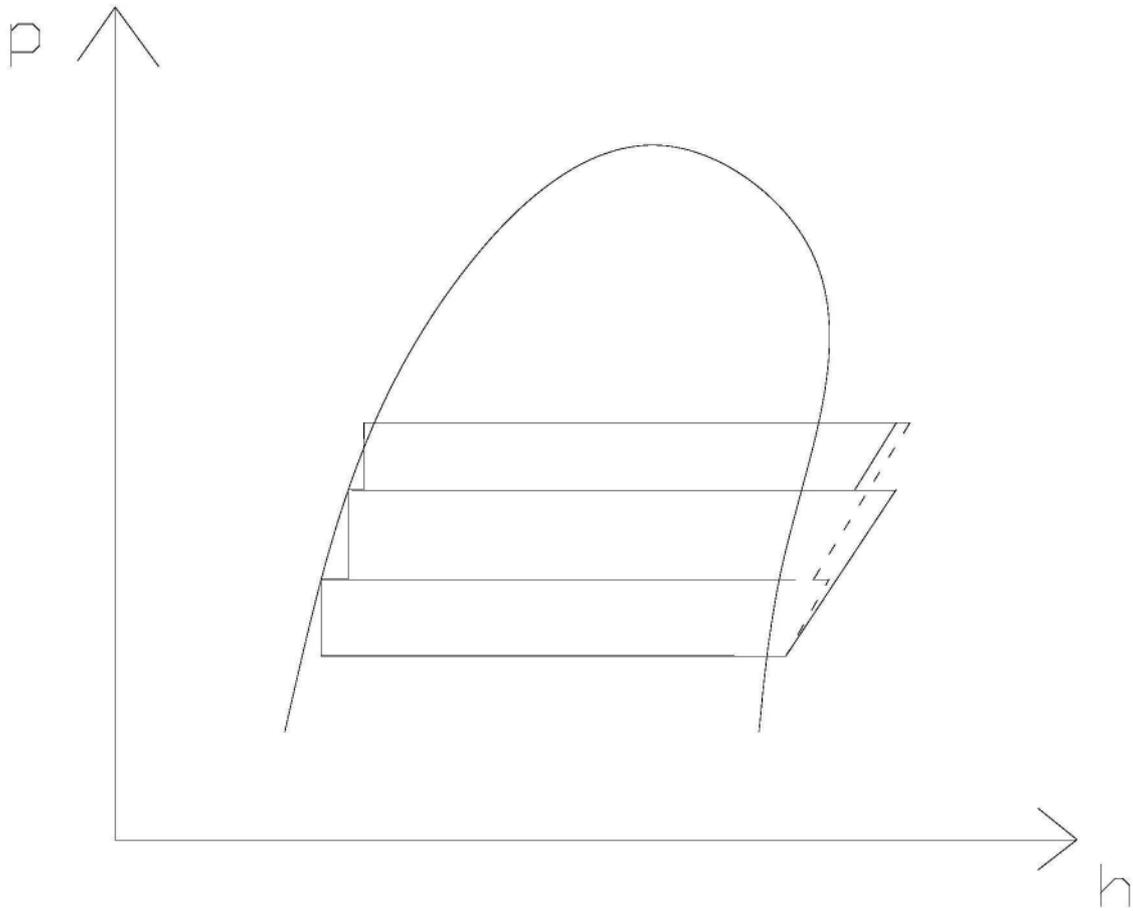


图7