



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110678340 A

(43)申请公布日 2020.01.10

(21)申请号 201880035148.5

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所
11105

(22)申请日 2018.03.30

代理人 谭华

(30)优先权数据

1752950 2017.04.05 FR

(51)Int.Cl.

B60H 1/00(2006.01)

B60H 1/32(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2019.11.27

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/FR2018/050806 2018.03.30

(87)PCT国际申请的公布数据

W02018/185412 FR 2018.10.11

(71)申请人 法雷奥热系统公司

地址 法国拉韦里勒梅尼勒圣但尼

(72)发明人 J.贝努阿里

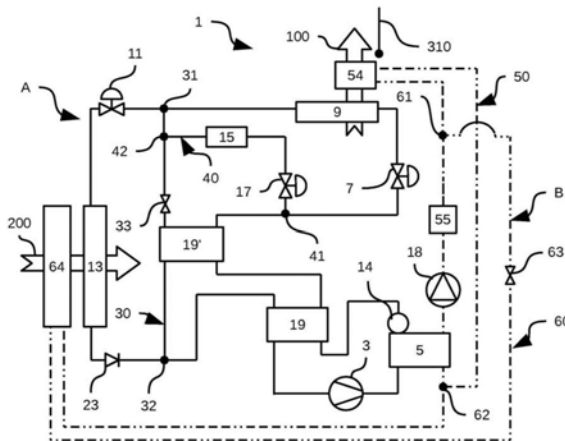
权利要求书3页 说明书18页 附图21页

(54)发明名称

用于机动车辆的间接可逆空调回路及相应的操作方法

(57)摘要

本发明涉及一种用于机动车辆的间接空调回路(1),其包括:第一制冷剂回路(A),包括:压缩机(3),第一减压装置(7),第一热交换器(9),第二减压装置(11),第二热交换器(13),和用于绕过所述第二热交换器(13)的、包括第一截止阀(33)的第一管道(30);第二传热流体回路(B);第一双流体热交换器(5);第一内部热交换器(19);第二内部热交换器(19');和用于绕过第一减压装置(7)和所述第一热交换器(9)的第二管道(40),第二管道(40)包括第三减压装置(17),该第三减压装置布置在第二双流体热交换器(15)的上游,第二双流体热交换器(15)也联合地布置在次级热管理回路上。



CN 110678340 A

1. 一种用于机动车辆的间接空调回路(1),包括:

第一制冷剂流体回路(A),制冷剂流体在其中流动,所述第一制冷剂流体回路(A)在所述制冷剂流体的流动方向上包括:

压缩机(3),

第一双流体热交换器(5),

第一膨胀装置(7),

第一热交换器(9),用于被所述机动车辆的内部空气流(10)穿过,

第二膨胀装置(11),

第二热交换器(13),用于被所述机动车辆的外部空气流(200)穿过,以及

所述第二热交换器(13)的第一旁通管道(30),包括第一截止阀(33),

第二传热流体回路(B),传热流体在其中流动,和

第一双流体热交换器(5),联合地布置在:所述压缩机(3)下游的所述第一制冷剂流体回路(A)上,在所述压缩机(3)和所述第一膨胀装置(7)之间;和所述第二传热流体回路(B)上,以便允许所述第一制冷剂流体回路(A)和所述第二传热流体回路(B)之间的热交换,

第一内部热交换器(19),其允许在所述第一双流体热交换器(5)的出口处的高压制冷剂流体与在所述第二热交换器(13)的或所述第一旁通管道(30)的出口处的低压制冷剂流体之间的热交换,

第二内部热交换器(19'),其允许在所述第一内部热交换器(19)的出口处的高压制冷剂流体与在所述第一旁通管道(30)中流动的低压制冷剂流体之间进行热交换,

所述第一膨胀装置(7)的和所述第一热交换器(9)的第二旁通管道(40),所述第二旁通管道(40)包括第三膨胀装置(17),所述第三膨胀装置布置在第二双流体热交换器(15)的上游,所述第二双流体热交换器(15)也联合地布置在次级热管理回路上。

2. 根据权利要求1所述的间接可逆空调回路(1),其特征在于,所述第二旁通管道(40)一方面连接在所述第一膨胀装置(7)的上游,另一方面在所述第一截止阀(33)的和所述第二内部热交换器(19')的上游连接到所述第一旁通管道(30)上。

3. 根据权利要求1所述的间接可逆空调回路(1),其特征在于,所述第二旁通管道(40)一方面连接在所述第一膨胀装置(7)的上游,另一方面在所述第二内部热交换器(19)的和所述第一截止阀(33')的上游连接到所述第一旁通管道(30)上。

4. 根据权利要求1所述的间接可逆空调回路(1),其特征在于,所述第二旁通管道(40)一方面连接在所述第一膨胀装置(7)的上游,另一方面在所述第二膨胀装置(19')和所述第一内部热交换器(19)之间连接在第二膨胀装置(19')的下游。

5. 根据权利要求1所述的间接可逆空调回路(1),其特征在于,所述第一制冷剂流体回路(A)包括分支管道(70),所述分支管道(70)一方面在所述第二热交换器(19')的截止阀(33)的上游连接到所述第一旁通管道(30)上,另一方面在所述第三膨胀装置(17)和第二截止阀(17)之间连接在所述第三膨胀装置(17)的上游,所述分支管道(70)包括第三截止阀(74)。

6. 根据前述权利要求中任一项所述的间接可逆空调回路(1),其特征在于,所述第二传热流体回路(B)包括:

所述第一双流体热交换器(5),

第一传热流体流动管道(50),其包括用于被所述机动车辆的内部空气流100穿过的第三热交换器(54),并且连接布置在所述第一双流体热交换器(5)下游的第一接合点(61)与布置在所述第一双流体热交换器(5)的上游的第二接合点(62),

第二传热流体流动管道(60),其包括用于被所述机动车辆的外部空气流200穿过的第四热交换器(64),并且连接布置在所述第一双流体热交换器(5)下游的第一接合点(61)与布置在所述第一双流体热交换器(5)的上游的第二接合点(62),和

泵(18),布置在所述第一双流体热交换器(5)的下游或上游,在所述第一接合点(61)和所述第二接合点(62)之间。

7.一种用于根据并联次级冷却模式操作根据权利要求6所述的间接可逆空调回路(1)的操作方法,其中:

所述制冷剂流体流入所述压缩机(3),在所述压缩机中,所述制冷剂流体进入高压并依次流入所述第一双流体热交换器(5),所述第一内部热交换器(19)和所述第二内部热交换器(19'):

所述制冷剂流体的第一部分进入所述第二旁通管道(40),进入所述第三膨胀装置(17),在所述第三膨胀装置(17)处,所述制冷剂流体进入低压,然后所述低压制冷剂流体流入所述第二双流体热交换器(15),然后在所述第一内部热交换器(19)的上游与来自所述第一热交换器(9)的低压制冷剂流体汇合,

所述制冷剂流体的第二部分进入所述第一膨胀装置(7),在所述第一膨胀装置(7)处,所述制冷剂流体成为低压,然后,所述低压制冷剂流体依次流入所述第一热交换器(9),所述第一旁通管道(30),在所述第一旁通管道(30)处流入所述第二内部热交换器(19'),然后进入所述第一内部热交换器(19),然后返回所述压缩机(3),

所述第一双流体热交换器(5)的出口处的传热流体流入所述第二流动管道(50)的所述第四热交换器(64)中。

8.一种用于根据严格次级冷却模式操作根据权利要求6所述的间接可逆空调回路(1)的操作方法,其中:

所述制冷剂流体流入压缩机(3),在所述压缩机(3)中所述制冷剂流体成为高压并依次流入所述第一双流体热交换器(5),所述第一内部热交换器(19),所述第二内部热交换器(19'),然后所述制冷剂流体进入所述第二旁通管道(40),进入所述第三膨胀装置(17),在所述第三膨胀装置(17)中,所述制冷剂流体成为低压,所述低压制冷剂流体然后流入所述第二双流体热交换器(15),

所述第一双流体热交换器(5)的出口处的传热流体流入所述第二流动管道(50)的所述第四热交换器(64)中。

9.一种用于根据并行次级热泵模式操作根据权利要求3至5的权利要求6所述的间接可逆空调回路(1)的操作方法,其中:

所述制冷剂流体流入所述压缩机(3),在所述压缩机中,所述制冷剂流体进入高压并依次流入所述第一双流体热交换器(5),所述第一内部热交换器(19)和所述第二内部热交换器(19'):

所述制冷剂流体的第一部分通过穿过所述第三膨胀装置(17)而穿过所述第二旁通管道(40),在所述第三膨胀装置(17)中,所述制冷剂流体进入低压,穿过所述第二双流体热交

换器(15),然后在所述第一内部热交换器(19)的上游与来自所述第二热交换器的制冷剂流体汇合,

所述制冷剂流体的第二部分穿过所述第一膨胀装置(7),在所述第一膨胀装置(7)处所述制冷剂流体成为中压,然后,所述制冷剂流体依次流入所述第一热交换器(9),所述第二膨胀装置(11),在所述第二膨胀装置处(11),所述制冷剂流体成为低压,然后流入所述第二热交换器(13),

低压制冷剂流体然后通过所述第一内部热交换器(19),然后返回所述压缩机(3),

所述第一双流体热交换器(5)的出口处的传热流体仅流入第一流动管道(50)的第三热交换器(54)中。

10.一种用于根据严格次级热泵模式操作根据结合权利要求5的权利要求6所述的间接可逆空调回路(1)的操作方法,其中:

所述制冷剂流体流入所述压缩机(3),在所述压缩机(3)中所述制冷剂流体成为高压,并依次流入所述第一双流体热交换器(5),所述第一内部热交换器(19),所述第二内部热交换器(19'),所述第一膨胀装置(7),在所述第一膨胀装置(7)处所述制冷剂流体成为中压,所述制冷剂流体随后依次流入所述第一热交换器(9),所述第一旁通管道(30),所述分支管道(70),所述第三膨胀装置(17),在所述第三膨胀装置(17)中,所述制冷剂流体进入低压,然后流入所述第二双流体热交换器(15),然后,低压制冷剂流体穿过所述第一内部热交换器(19),然后返回所述压缩机(3),

第一双流体热交换器(5)的出口处的传热流体仅流入第一流动管道(50)的第三热交换器(54)中。

用于机动车辆的间接可逆空调回路及相应的操作方法

技术领域

[0001] 本发明涉及机动车辆领域,更具体地说,涉及一种机动车辆空调回路及其操作方法。

背景技术

[0002] 当前的机动车辆越来越多地包括空调回路。通常,在“常规”空调回路中,制冷剂流体相继依次地进入:压缩机;称为冷凝器的第一热交换器,其被放置为与机动车辆的外部空气流接触以释放热量;膨胀装置;和称为蒸发器的第二热交换器,其被放置为与机动车辆的内部空气流接触,以对其进行冷却。

[0003] 还存在更复杂的空调回路架构,其使得可以获得可逆的空调系统,即它可以在第一热交换器处吸收外部空气中的热能,第一热交换器则称为蒸发冷凝器,然后将热能返回到汽车内部,尤其是通过专用的第三热交换器。

[0004] 特别地,这可以通过使用间接空调回路来实现。间接在这里应理解为空调回路包括两种分开的流体(例如制冷剂流体和乙二醇水)的两个流动回路,以便进行各种热交换。

[0005] 因此,该空气调节回路包括:第一制冷剂流体回路,制冷剂流体在其中流动;第二传热流体回路,传热流体在其中流动;以及双流体热交换器,其联合布置在第一制冷剂流体回路上和第二传热流体回路上,以允许所述回路之间的热交换。

[0006] 这样的空调回路使得可以根据不同的操作模式被使用,然而,作为电动或混合动力车辆的一部分,诸如电池和电子部件的元件由次级热管理回路进行热管理。这种构造增加了生产成本,并且这些元件所产生的热量会损失掉,而其本可以再次用于加热汽车内部并从而减少空调回路的热泵模式的电能消耗。

[0007] 因此,本发明的目的之一是至少部分地克服现有技术的缺点,并提供一种改进的空调回路,该空调回路还允许对诸如电池、电子部件和特别是在电动或混合动力车辆内的电马达之类的元件进行热管理。

发明内容

[0008] 因此,本发明涉及一种用于机动车辆的间接空调系统,其包括:

[0009] 第一制冷剂流体回路,制冷剂流体在其中流动,所述第一制冷剂流体回路在制冷剂流体的流动方向上包括:

[0010] 压缩机,

[0011] 第一双流体热交换器,

[0012] 第一膨胀装置,

[0013] 第一热交换器,用于被机动车辆的内部空气流穿过,

[0014] 第二膨胀装置,

[0015] 第二热交换器,用于被机动车辆的外部空气流穿过,以及

[0016] 第二热交换器的第一旁通管道,包括第一截止阀,

- [0017] 第二传热流体回路,传热流体在其中流动,
- [0018] 第一双流体热交换器,联合地布置在:压缩机下游的第一制冷剂流体回路上,在所述压缩机和第一膨胀装置之间;和第二传热流体回路上,以便允许第一制冷剂流体回路和第二传热流体回路之间的热交换,
- [0019] 第一内部热交换器,其允许在第一双流体热交换器的出口处的高压制冷剂流体与在第二热交换器的或第一旁通管道的出口处的低压制冷剂流体之间的热交换,
- [0020] 第二内部热交换器,其允许在第一内部热交换器的出口处的高压制冷剂流体与在第一旁通管道中流动的低压制冷剂流体之间进行热交换,
- [0021] 第一膨胀装置的和第一热交换器的第二旁通管道,所述第二旁通管道包括第三膨胀装置,该第三膨胀装置布置在第二双流体热交换器的上游,该第二双流体热交换器也联合地布置在次级热管理回路上。
- [0022] 根据本发明的一个方面,第二旁通管道一方面连接在第一膨胀装置的上游,另一方面在第一截止阀的和第二内部热交换器的上游连接到旁通管道上。
- [0023] 根据本发明的另一方面,第二旁通管道一方面连接在第一膨胀装置的上游,另一方面在第二热交换器的上游且在第一截止阀的下游连接到旁通管道上。
- [0024] 根据本发明的另一方面,第二旁通管道一方面连接在第一膨胀装置的上游,另一方面连接在第二膨胀装置的下游、在所述第二膨胀装置和第一内部热交换器之间。
- [0025] 根据本发明的另一方面,第一制冷剂流体回路包括分支管道,该分支管道一方面在第二热交换器的截止阀的上游连接到第一旁通管道上,另一方面连接在第三膨胀装置的上游、在所述第三膨胀装置和第二截止阀之间,所述分支管道包括第三截止阀。
- [0026] 根据本发明的另一方面,第二传热流体回路包括:
- [0027] 第一双流体热交换器,
- [0028] 第一传热流体流动管道,其包括用于被机动车辆的外部空气流穿过的第三热交换器,并且连接布置在第一双流体热交换器下游的第一接合点与布置在所述第一双流体热交换器的上游的第二接合点,
- [0029] 第二传热流体流动管道,其包括用于被机动车辆的外部空气流穿过的第四热交换器,并且连接布置在第一双流体热交换器下游的第一接合点与布置在所述第一双流体热交换器的上游的第二接合点,和
- [0030] 泵,布置在第一双流体热交换器的下游或上游,在第一接合点和第二接合点之间。
- [0031] 本发明还涉及用于根据并联次级冷却模式操作间接可逆空调回路的操作方法,其中:
- [0032] 制冷剂流体流入压缩机中,在压缩机中所述制冷剂流体成为高压并依次流入第一双流体热交换器,第一内部热交换器和第二内部热交换器:
- [0033] 制冷剂流体的第一部分进入第二旁通管道,进入第三膨胀装置,在第三膨胀装置处,所述制冷剂流体成为低压,然后所述低压制冷剂流体流入第二双流体热交换器,然后在第一内部热交换器的上游与来自第一热交换器的低压制冷剂流体汇合,
- [0034] 制冷剂流体的第二部分进入第一膨胀装置,在第一膨胀装置处,所述制冷剂流体成为低压,然后,所述低压制冷剂流体依次流入第一热交换器,第一旁通管道,在该第一旁通管道处流入第二内部热交换器,然后进入第一内部热交换器,然后返回压缩机,

- [0035] 第一双流体热交换器的出口处的传热流体流入第二流动管道的第四热交换器中。
- [0036] 本发明还涉及用于根据严格次级冷却模式操作间接可逆空调回路的操作方法，其中：
- [0037] 制冷剂流体流入压缩机，在压缩机中所述制冷剂流体成为高压并依次流入第一双流体热交换器，第一内部热交换器，第二内部热交换器，然后制冷剂流体进入第二旁通管道，进入第三膨胀装置，在所述第三膨胀装置中，所述制冷剂流体成为低压，所述低压制冷剂流体然后流入第二双流体热交换器，
- [0038] 第一双流体热交换器的出口处的传热流体流入第二流动管道的第四热交换器中。
- [0039] 本发明还涉及用于根据并联次级热泵模式操作间接可逆空调回路的操作方法，其中：
- [0040] 制冷剂流体流入压缩机中，在压缩机中所述制冷剂流体转至高压并依次流入第一双流体热交换器，第一内部热交换器和第二内部热交换器：
- [0041] 制冷剂流体的第一部分经由穿过第三膨胀装置而穿过第二旁通管道，在第三膨胀装置中，制冷剂流体进入低压，穿过第二双流体热交换器，然后在第一内部热交换器的上游与来自第二热交换器的制冷剂流体汇合，
- [0042] 制冷剂流体的第二部分穿过第一膨胀装置，在该第一膨胀装置处所述制冷剂流体成为中压，然后，所述制冷剂流体依次流入第一热交换器，第二膨胀装置，在第二膨胀装置处，所述制冷剂流体成为低压，然后流入第二热交换器，
- [0043] 低压制冷剂流体然后穿过第一内部热交换器，然后返回压缩机，
- [0044] 第一双流体热交换器出口处的传热流体仅流入第一流动管道的第三热交换器中。
- [0045] 本发明还涉及用于根据严格次级热泵模式操作间接可逆空调回路的操作方法，其中：
- [0046] 制冷剂流体流入压缩机，在该压缩机中制冷剂流体成为高压，并依次流入第一双流体热交换器，第一内部热交换器，第二内部热交换器，第一膨胀装置，在该第一膨胀装置处所述制冷剂流体成为中压，所述制冷剂流体随后依次流入第一热交换器，第一旁通管道，分支管道，第三膨胀装置，在所述第三膨胀装置中，制冷剂流体进入低压，然后流入第二双流体热交换器，然后，低压制冷剂流体穿过第一内部热交换器，然后返回压缩机，
- [0047] 第一双流体热交换器出口处的传热流体仅流入第一流动管道的第三热交换器中。

附图说明

- [0048] 通过附图，并通过阅读下面通过说明性而非限制性示例给出的描述，本发明的其它特征和优点将变得更清楚了，在附图中：
- [0049] 图1示出了根据第一实施例的间接可逆空调回路的示意图；
- [0050] 图2示出了根据第二实施例的间接可逆空调回路的示意图；
- [0051] 图3示出了根据第三实施例的间接可逆空调回路的示意图；
- [0052] 图4示出了根据第四实施例的间接可逆空调回路的示意图；
- [0053] 图5示出了根据替代实施例的膨胀装置；
- [0054] 图6示出了根据替代实施例的图1至图4中的间接可逆空调回路的第二传热流体回路的示意图；

- [0055] 图7a示出了根据冷却模式的图1至3中的间接可逆空调回路；
- [0056] 图7b示出了根据冷却模式的图4中的间接可逆空调回路；
- [0057] 图8a示出了根据并联次级冷却模式的图1中的间接可逆空调回路；
- [0058] 图8b示出了根据并联次级冷却模式的图2中的间接可逆空调回路；
- [0059] 图8c示出了根据并联次级冷却模式的图3中的间接可逆空调回路；
- [0060] 图8d示出了根据并联次级冷却模式的图4中的间接可逆空调回路；
- [0061] 图9a示出了根据严格次级冷却模式的图1中的间接可逆空调回路；
- [0062] 图9b示出了根据严格次级冷却模式的图2中的间接可逆空调回路；
- [0063] 图9c示出了根据严格次级冷却模式的图3中的间接可逆空调回路；
- [0064] 图9d示出了根据严格次级冷却模式的图4中的间接可逆空调回路；
- [0065] 图10a示出了根据热泵模式的图1至3中的间接可逆空调回路；
- [0066] 图10b示出了根据热泵模式的图4中的间接可逆空调回路；
- [0067] 图11a示出了根据并联次级热泵模式的图2中的间接可逆空调回路；
- [0068] 图11b示出了根据并联次级热泵模式的图3中的间接可逆空调回路；
- [0069] 图11c示出了根据热泵模式的图4中的间接可逆空调回路；
- [0070] 图12示出了根据严格次级热泵模式的图4中的间接可逆空调回路；

具体实施方式

[0071] 在各个图中，相同的元件具有相同的附图标记。

[0072] 以下是实施例的示例。尽管描述涉及一个或多个实施例，但这并不一定意味着每个参考都涉及同一实施例，或者这些特征仅适用于单个实施例。不同实施例的单个特征也可以组合或互换以提供其它实施例。

[0073] 在本说明中，某些元件或参数可被编号，例如，第一元件或第二元件以及第一参数和第二参数或者第一标准或第二标准等。在这种情况下，简单的编号用以区分和命名相似但不相同的元件或参数或标准。该编号并不意味着一个元件、参数或标准相对于另一个的优先级，并且这些命名可以容易地互换而不脱离本说明书的范围。该编号也不暗示时间上的顺序，例如用于评估特定标准。

[0074] 在本说明书中，术语“放置在上游”被理解是指元件相对于流体的流动方向放置在另一个元件之前。相反，术语“放置在下游”被理解是指元件相对于气流体的流动方向放置在另一个元件之后。

[0075] 图1示出了用于机动车辆的间接空调回路1。该间接空调回路1主要包括：

- [0076] • 第一制冷剂流体回路A，制冷剂流体在其中流动，
 - [0077] • 第二传热流体回路B，传热流体在其中流动，和
 - [0078] • 第一双流体热交换器5，同时布置在第一制冷剂流体回路A上和第二传热流体回路B上，以便允许所述第一制冷剂流体回路A和所述第二传热流体回路B之间的热交换，
- [0079] 第一制冷剂流体回路A更具体地在制冷剂流体的流动方向上包括：
- [0080] ◦压缩机3，
 - [0081] ◦设置在所述压缩机3下游的第一双流体热交换器5，
 - [0082] ◦第一膨胀装置7，

- [0083] ◦第一热交换器9,用于被机动车辆的内部空气流10穿过,
- [0084] ◦第二膨胀装置11,
- [0085] ◦第二热交换器13,用于被机动车辆的外部空气流200被,以及
- [0086] ◦第二热交换器13的第一旁通管道30。
- [0087] 第一旁通管道30可以更具体地连接第一连接点31和第二连接点32。
- [0088] 第一连接点31在制冷剂流体的流动方向上优选地设置在第一热交换器9的下游,在所述第一热交换器9和第二热交换器13之间。更具体地说,如图1所示,第一连接点31布置在第一热交换器9和第二膨胀装置11之间。然而,完全可以想到的是,第一连接点31设置在第二膨胀装置11和第二热交换器13之间,只要制冷剂流体能够绕过所述第二膨胀装置11或以不经历任何压力损失的方式通过第二膨胀装置11就可以。
- [0089] 第二连接点32则优选地布置在第二热交换器13的下游,在所述热交换器13和压缩机3之间。
- [0090] 为了控制制冷剂流体在第一旁通管道30内的通过或不通过,后者包括第一截止阀33。为了使制冷剂流体不通过第二热交换器13,第二膨胀装置11可以特别地具有截止功能,即,当其关闭时,它能够阻止制冷剂流体的流动。一个替代方案可以是在第二膨胀装置11和第一连接点31之间具有截止阀。
- [0091] 另一替代方案(未示出)也可以在第一连接点31处具有三通阀。
- [0092] 第一制冷剂流体回路A还可以包括止回阀23,该止回阀23布置在第二热交换器13的下游,在所述第二热交换器13和第二连接点32之间,以防止来自第一旁通管道30的制冷剂流体朝向第二热交换器13回流。
- [0093] 截止阀,止回阀,三通阀或具有截止功能的膨胀装置在此应理解为机械的或机电的元件,其可以由嵌入在机动车辆中的电子控制单元控制。
- [0094] 第一制冷剂流体回路A还包括第一内部热交换器19 (IHX:Internal Heat eXchanger),该第一内部热交换器19允许在第一双流体热交换器5的出口处的高压制冷剂流体与在第二热交换器13的或第一旁通管道30的出口处的低压制冷剂流体之间进行热交换。该第一内部热交换器19特别包括源自第二连接点32的低压制冷剂流体的入口和出口,以及源自第一双流体热交换器5的高压制冷剂的入口和出口。
- [0095] 高压制冷剂流体在此被理解是指是在压缩机3处经历了压力增加并且尚未由于膨胀装置之一而经历压力损失的制冷剂流体。低压制冷剂流体在此被理解是指已经经历了压力损失并且压力接近于压缩机3的入口处的压力的制冷剂流体。
- [0096] 第一制冷剂流体回路A还包括第二内部热交换器19',该第二内部热交换器19'允许在第一内部热交换器19的出口处的高压制冷剂流体与在第一旁通管道30中流动的低压制冷剂流体之间进行热交换。该第二内部热交换器19'尤其包括源自第一连接点31的低压制冷剂流体的入口和出口以及源自第一内部热交换器19的高压制冷剂流体的入口和出口。如图1所示,第二内部热交换器19'可以布置在第一截止阀33的下游。
- [0097] 第一内部热交换器19或第二内部热交换器19'中的至少一个可以是同轴热交换器,即,包括两个同轴管并且在两个同轴管之间进行热交换。
- [0098] 优选地,第一内部热交换器19可以是长度在50至120mm范围内的同轴内部热交换器,而第二内部热交换器19'可以是长度在200至700mm范围内的同轴内部热交换器。

[0099] 第一制冷剂流体回路A还可以包括干燥剂缸14,该干燥剂缸14布置在第一双流体热交换器5的下游,更确切地说,在所述第一双流体热交换器5和第一内部热交换器19之间。布置在空调回路的高压侧上,即在双流体热交换器5的下游和膨胀装置的上游的这种干燥剂缸,与其他相分离解决方案相比,具有较小的空间需求并降低了成本,其他相分离解决方案如积蓄器,将被布置在空调回路的低压侧,即压缩机3的上游,特别是在第一内部热交换器19的上游。

[0100] 第一膨胀装置7和第二膨胀装置11可以是电子膨胀阀,即,其出口处的制冷剂流体的压力由致动器控制,该致动器设定膨胀装置的开口面积,从而设定出口处的流体的压力。当所述膨胀装置完全打开时,这种电子膨胀阀尤其能够允许制冷剂流体通过而不会损失压力。

[0101] 根据一个优选实施例,第一膨胀装置7是可由安装在车辆中的控制单元控制的电子膨胀阀,而第二膨胀装置11是恒温膨胀阀。

[0102] 第二膨胀装置11尤其可以是具有截止功能的恒温膨胀阀。在这种情况下,所述第一膨胀装置7和第二膨胀装置11可通过分支管道A'被绕过,分支管道A'特别地包括截止阀25,如图5所示。该分支管道A'允许制冷剂流体绕过所述第一膨胀装置7和第二膨胀装置11而不会经历压力损失。优选地,至少第二膨胀装置11是包括分支管道A'的恒温膨胀阀。第一膨胀装置7还可以包括截止功能,或者在下游包括截止阀,以阻止或不阻止制冷剂流体的通过。

[0103] 第一制冷剂流体回路A还包括第一膨胀装置7的和第一热交换器9的第二旁通管道40。该第二旁通管道40包括布置在第二双流体热交换器15上游的第三膨胀装置17。该第二双流体热交换器15也联合地布置在次级热管理回路上。第二热管理回路可以更特别地是这样的回路,传热流体在其中流动,并连接到电池和/或电子元件中的冷板或热交换器。

[0104] 第三膨胀装置17还可包括截止功能,以允许或不允许制冷剂流体通过第二旁通管道40。一种替代方案是在第三膨胀装置17上游的第二旁通管道上具有截止阀。

[0105] 第二旁通管道40一方面连接在第一膨胀装置7的上游。该连接在第二热交换器19'和所述第一膨胀装置7之间、在布置在第一膨胀装置7上游的第三连接点41处进行。

[0106] 另一方面,根据图1所示的第一实施例,第二旁通管道40在第一截止阀33的和第二内部热交换器19'的上游连接到第一旁通管道30上。如图1所示,当第一截止阀33布置在第二内部热交换器19'的上游时,该连接在布置在第一截止阀33和第一连接点33之间的第四连接点42处进行。

[0107] 根据图2所示的第二实施例,第二旁通管道40另一方面在第二热交换器19'的上游和第一截止阀33的下游连接到第一旁通管道30。如图2所示,当第一截止阀33布置在第二内部热交换器19'的上游时,第四连接点42则布置在第一截止阀33和第二热交换器19'之间。

[0108] 图3示出了本发明的第三实施例,其中第二旁通管道40一方面连接在第一膨胀装置7的上游,另一方面连接在第二膨胀装置19'的下游,在所述第二膨胀装置19'和第一内部热交换器19之间。因此,第三连接点41也布置在第一膨胀装置7的上游,在第二热交换器19'和所述第一膨胀装置7之间。

[0109] 在图3的示例中,第四连接点42布置在第一旁通管道30的下游,在第二连接点32和第一内部热交换器19之间。然而,也完全可以想到的是,第四连接点42布置在第一截止阀33

的和第二内部热交换器19'下游的第一旁通管道30上。

[0110] 图4描绘的第四实施例与图3中的实施例相同,除了第一制冷剂流体回路A包括一方面在第一截止阀33的和第二内部热交换器19'的上游连接到第一旁通管道30上的分支管道70。如图4所示,当将第一截止阀33布置在第二内部热交换器19'的上游时,通过布置在第一截止阀33和第一连接点33之间的第五连接点71进行连接。

[0111] 另一方面,该分支管道70在所述第三膨胀装置17和第二截止阀73之间、在第三膨胀装置17的上游连接到第二旁通管道40上。该第二截止阀73布置在第三连接点41与第三膨胀装置17之间。则在布置在第二截止阀73下游的第五连接点72处进行分支管道70的连接。该分支管道70包括第三截止阀74,以允许或不允许制冷剂流体在其中通过。

[0112] 第二传热回路B又可以包括:

[0113] 第一双流体热交换器5,

[0114] 第一传热流体流动管道50,其包括用于被机动车辆的内部空气流100通过的第三热交换器54,并且连接布置在第一双流体热交换器5下游的第一接合点61与布置在所述第一双流体热交换器5的上游的第二接合点62,

[0115] 第二传热流体流动管道60,其包括用于使机动车辆的外部空气流200通过的第四热交换器64,并且连接布置在第一双流体热交换器5下游的第一接合点61与布置在所述第一双流体热交换器5的上游的第二接合点62,和

[0116] 泵18,布置在第一双流体热交换器5的下游或上游,在第一接合点61和第二接合点62之间。

[0117] 间接可逆空调回路1在第二传热流体回路B内包括用于使源自第一双流体热交换器5的传热流体朝向第一流动管道50和/或朝向第二流动管道60重定向的重定向装置。

[0118] 如图1至图4所示,用于源自第一双流体热交换器5的传热流体的所述重定向装置可以特别地包括布置在第二流动管道60上的第四截止阀63,以阻挡或不阻挡传热流体并防止其在所述第二流动管道60中流动。

[0119] 间接可逆空调回路1还可包括阻塞门310,该阻塞门用于阻挡内部空气流100通过第三热交换器54。

[0120] 特别地,该实施例使得可以限制第二传热流体回路B上的阀的数量,从而可以限制生产成本。

[0121] 根据图6所示的替代实施例,源自第一双流体热交换器5的传热流体的重定向装置可以特别地包括:

[0122] 布置在第二流动管道60上的第四截止阀63,以阻挡或不阻挡传热流体并防止其在所述第二流动管道60中流动,以及

[0123] 第五截止阀53,其布置在第一流动管道50上,以便阻挡或不阻挡传热流体并防止其在所述第一流动管道50中流动。

[0124] 第二传热流体回路B还可包括传热流体的电加热元件55。所述电加热元件55在传热流体的流动方向上特别地设置在第一双流体热交换器5的下游,在所述第一双流体热交换器5和第一接合点61之间。

[0125] 本发明还涉及根据图7a至图12所示的不同操作模式操作间接可逆空调回路1的操作方法。在这些图7a至12中,仅示出了制冷剂流体和/或传热流体在其中流动的元件。制冷

剂流体和/或传热流体的流动方向由箭头表示。

[0126] 图7a和7b描述了一种冷却模式,其中:

[0127] 制冷剂流体流入压缩机3中,在该压缩机3中制冷剂流体成为高压,并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19,第二内部热交换器19',第一膨胀装置7,在该第一膨胀装置7处所述制冷剂流体成为低压,所述低压制冷剂流体随后依次流入第一热交换器9,第一旁通管道30,在该第一旁通管道30处其进入第二内部热交换器19',然后进入第一内部热交换器19,然后返回压缩机3,

[0128] 第一双流体热交换器5的出口处的传热流体流入第二流动管道60的第四热交换器64中。

[0129] 图7a示出了当间接可逆空调回路1是根据图1的第一实施例时的这种冷却模式。然而,当间接可逆空调回路1是根据图2的第二实施例或图3的第三实施例时,除了第四连接点42的位置以外,制冷剂流体的流动是相同的。

[0130] 图7b则描述了当间接可逆空调回路1是根据图4的第四实施例时的这种冷却模式。

[0131] 如图7a和7b所示,在第一双流体热交换器5的出口处的一部分传热流体流入第一流动管道50的第三热交换器54中,并且第一双流体热交换器5的出口处的另一部分传热流体流入第二流动管道60的第四热交换器64中。阻塞门310被关闭,以防止内部空气流100流入第三热交换器54。

[0132] 压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压缩。所述制冷剂流体然后被称为处于高压。

[0133] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0134] 然后,高压制冷剂流体在失去焓之前进入第一内部热交换器19。该焓从第一旁通管道30传递到低压制冷剂流体。

[0135] 然后,高压制冷剂流体进入第二内部热交换器19',在第二热交换器中再次失去焓。该焓被传递到通过第一旁通管道30的低压制冷剂流体。

[0136] 如图7a所示,在第二内部热交换器19'的出口处,由于第三膨胀装置17被关闭,所以制冷剂流体不流入第二旁通管道40。

[0137] 如图7b所示,如果间接可逆空调回路1是根据第四实施例的,则由于第二截止阀73被关闭,制冷剂流体不会流入第二旁通管道40。

[0138] 然后,高压制冷剂流体进入第一膨胀装置7。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。

[0139] 然后,低压制冷剂流体进入第一热交换器9,在第一热交换器9中,低压制冷剂流体通过冷却内部空气流100而获得焓。制冷剂流体返回到气态。在第一热交换器9的出口处,制冷剂流体被朝向第一旁通管道30重定向。为了使制冷剂流体不进入第二热交换器13,第二膨胀装置11被关闭。

[0140] 如图7b中所示,如果存在分支管道70,则由于第三截止阀74关闭,致冷剂流体不通过所述分支管道70。

[0141] 低压制冷剂流体然后进入第二内部热交换器19',在第二内部热交换器19'中,低

压制制冷剂流体从通过第二内部热交换器19'的高压制冷剂流体获得焓。

[0142] 然后,低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此它再次从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体中获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0143] 该冷却模式对于冷却内部孔气流100是有用的。

[0144] 在该冷却模式中,两个内部热交换器19和19'是工作的,并且它们的作用是累加的。内部热交换器19和19'一个接一个地使用,使得可以减小第一膨胀装置7的入口处的制冷剂流体的焓。在第一双流体热交换器5的出口处处于液态的制冷剂流体被离开第一热交换器9的处于低压的气态制冷剂流体冷却。第一热交换器9的终端处的焓差显著增加,这允许增加在冷却空气流100的所述第一热交换器9处可用的冷却能力,因此这导致性能系数(或COP)的提高。

[0145] 另外,在第一内部热交换器19和第二内部热交换器19'处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前其呈液相的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。

[0146] 在第二传热流体回路B处,传热流体在第一双流体热交换器5处从制冷剂流体获得焓。

[0147] 如图7a和7b所示,一部分传热流体流入第一流动管道50,并通过第三热交换器54。然而,由于阻塞们310是关闭的并且阻挡内部空气流100,使得传热流体不会通过第三热交换器54,传热流体不会失去焓。

[0148] 传热流体的另一部分流入第二流动管道60并穿过第四热交换器64。传热流体通过将焓释放到外部空气流200中而在所述热交换器64处失去焓。第四截止阀63打开以允许传热流体通过。

[0149] 为了使传热流体在第三热交换器54处不与内部空气流100发生交换,一种替代的解决方案(未示出)为第一流动管道50提供第五截止阀53并关闭它,以防止传热流体流入所述第一流动管道50,如图6所示。

[0150] 图8a和8b描述了并联次级冷却模式,其中:

[0151] 制冷剂流体流入压缩机3,在该压缩机中,所述制冷剂流体进入高压并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19和第二内部热交换器19':

[0152] 制冷剂流体的第一部分进入第二旁通管道40,进入第三膨胀装置17,在第三膨胀装置17处,所述制冷剂流体进入低压,然后所述低压制冷剂流体流入第二双流体热交换器15,然后在第一内部热交换器19的上游与来自第一热交换器9的低压制冷剂流体汇合,

[0153] 制冷剂流体的第二部分进入第一膨胀装置7,在第一膨胀装置7处,所述制冷剂流体转入低压,然后,所述低压制冷剂流体相继流入第一热交换器9,第一旁通管道30,在该第一旁通管道30处流入第二内部热交换器19',然后进入第一内部热交换器19,然后返回压缩机3,

[0154] 第一双流体热交换器5的出口处的传热流体流入第二流动管道50的第四热交换器64中。

[0155] 如图8a至8c所示,在第一双流体热交换器5的出口处的一部分传热流体流入第一流动管道50的第三热交换器54中,并且第一双流体热交换器5的出口处的另一部分传热流体流入第二流动管道50的第四热交换器64中。阻塞门310被关闭,以防止内部空气流100流

入第三热交换器54。

[0156] 图8a和8b描绘了当间接可逆空调回路1分别根据图1的第一实施例和图2的第二实施例时的并联次级冷却模式。

[0157] 在这两个实施例中,压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压缩。所述制冷剂流体然后在所述压缩机3的出口处被称为处于高压。

[0158] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0159] 然后,高压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此其失去焓。该焓从第一旁通管道30传递到低压制冷剂流体。

[0160] 然后,高压制冷剂流体进入第二内部热交换器19',在第二热交换器中再次失去焓。该焓被传递到通过第一旁通管道30的低压制冷剂流体。

[0161] 如图8a和8b所示,在第二内部热交换器19'的出口处,传热流体的第一部分进入第二旁通管道40,并且制冷剂流体的第二部分被引向第一膨胀装置7。

[0162] 制冷剂流体的第一部分进入第三膨胀装置17。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。

[0163] 然后,低压制冷剂流体进入第二双流体热交换器15,在该处它通过冷却在次级热管理回路中流动的传热流体而获得焓。制冷剂流体返回到气态。在第二双流体热交换器15的出口处,制冷剂流体与第一旁通管道30汇合。在图8a所示的第一实施例中,制冷剂流体在第一截止阀33的和第二内部热交换器19'的上游与第一旁通管道30汇合。在图8b所示的第二实施例中,制冷剂流体在第一截止阀33的下游和第二内部热交换器19'的上游与第一旁通管道30汇合。

[0164] 高压制冷剂流体的第二部分进入第一膨胀装置7。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。

[0165] 然后,低压制冷剂流体进入第一热交换器9,在第一热交换器9中,低压制冷剂流体通过冷却内部空气流100而获得焓。制冷剂流体返回到气态。在第一热交换器9的出口处,制冷剂流体被朝向第一旁通管道30重定向。为了使制冷剂流体不进入第二热交换器13,第二膨胀装置11被关闭。

[0166] 然后,来自第一热交换器9和第二旁通管道40两者的低压制冷剂流体进入第二内部热交换器19',在此,其从通过第二内部热交换器19'的高压制冷剂流体获得焓。

[0167] 然后,低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此它再次从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体中获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0168] 该冷却模式对于冷却内部气流100以及对于冷却次级热管理回路的传热流体以便冷却诸如电池和/或电子元件的元件是有用的。

[0169] 在用于第一实施例和第二实施例的这种并联次级冷却模式中,两个内部热交换器19和19'对来自第一热交换器9的制冷剂流体和通过第二旁通管道40的制冷剂流体均起作用,并且他们的效果是相加的。内部热交换器19和19'一个接一个地使用,使得可以减小第一膨胀装置7的入口处的制冷剂流体的焓。在第一双流体热交换器5的出口处处于液态的制冷剂流体被离开第一热交换器9和第二双流体热交换器15的处于低压的气态制冷剂流体冷

却。这两个热交换器的终端处的焓差显着增加,这允许增加在第一热交换器和所述第二双流体热交换器15两者处可用的冷却能力,因此这导致性能系数(或COP)的提高。

[0170] 另外,在第一内部热交换器19和第二内部热交换器19'处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前其呈液相的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。

[0171] 图8c和8d描绘了当间接可逆空调回路1分别根据图3的第三实施例和图4的第四实施例时的并联次级冷却模式。

[0172] 在这两个实施例中,压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压缩。所述制冷剂流体然后被称为处于高压。

[0173] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0174] 然后,高压制冷剂流体在失去焓之前进入第一内部热交换器19。该焓从第一旁通管道30传递到低压制冷剂流体。

[0175] 然后,高压制冷剂流体进入第二内部热交换器19',在第二热交换器中再次失去焓。该焓被传递到通过第一旁通管道30的低压制冷剂流体。

[0176] 如图8c和8d所示,在第二内部热交换器19'的出口处,传热流体的第一部分进入第二旁通管道40,并且制冷剂流体的第二部分被引向第一膨胀装置7。根据图8d所示的第四实施例,由于第二截止阀73是打开的,所以制冷剂流体的第一部分可以进入第二旁通管道40。

[0177] 制冷剂流体的第一部分进入第三膨胀装置17。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。根据图8d所示的第四实施例,由于第三截止阀74是关闭的,所以致冷剂流体的第一部分不进入分支管道70。

[0178] 然后,低压制冷剂流体进入第二双流体热交换器15,在该处它通过冷却在次级热管理回路中流动的传热流体而获得焓。制冷剂流体返回到气态。在第二双流体热交换器15的出口处,制冷剂流体在第二内部热交换器19'的下游与来自第一热交换器9的制冷剂流体的第二部分汇合。

[0179] 高压制冷剂流体的第二部分进入第一膨胀装置7。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。

[0180] 然后,低压制冷剂流体进入第一热交换器9,在第一热交换器9中,低压制冷剂流体通过冷却内部空气流100而获得焓。制冷剂流体返回到气态。在第一热交换器9的出口处,制冷剂流体被朝向第一旁通管道30重定向。为了使制冷剂流体不进入第二热交换器13,第二膨胀装置11被关闭。

[0181] 来自第一热交换器9的低压制冷剂流体然后进入第二内部热交换器19',在第二内部热交换器19'中,低压制冷剂流体从通过第二内部热交换器19'的高压制冷剂流体获得焓。

[0182] 然后,来自第一热交换器9和第二旁通管道40两者的低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此,其从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0183] 该冷却模式对于冷却内部气流100以及对于冷却次级热管理回路的传热流体以便

冷却诸如电池和/或电子元件的元件是有用的。

[0184] 在这种并联次级冷却模式中,两个内部热交换器19和19'仅对来自第一热交换器9的制冷剂流体起作用,并且它们的作用是累加的。内部热交换器19和19'一个接一个地使用,使得可以减小第一膨胀装置7的入口处的制冷剂流体的焓。在第一双流体热交换器5的出口处处于液态的制冷剂流体被离开第一热交换器9的处于低压的气态制冷剂流体冷却。第一热交换器9的终端处的焓差显着增加,这允许增加在所述第一热交换器9处可用的冷却能力,因此这导致性能系数(或COP)的提高。

[0185] 另外,在第一内部热交换器19和第二内部热交换器19'处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前其呈液相的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。

[0186] 在第二传热流体回路B处,传热流体在第一双流体热交换器5处从制冷剂流体获得焓。

[0187] 如图8a和8d所示,一部分传热流体流入第一流动管道50,并通过第三热交换器54。然而,由于阻塞们310是关闭的并且阻挡内部空气流100,使得传热流体不会通过第三热交换器54,传热流体不会失去焓。

[0188] 传热流体的另一部分流入第二流动管道60并穿过第四热交换器64。传热流体通过将焓释放到外部空气流200中而在所述热交换器64处失去焓。第四截止阀63打开以允许传热流体通过。

[0189] 为了使传热流体在第三热交换器54处不与内部空气流100发送交换,一种替代的解决方案(未示出)为第一流动管道50提供第五截止阀53并关闭它,以防止传热流体流入所述第一流动管道50,如图6所示。

[0190] 图9a和9c描述了严格次级冷却模式,其中:

[0191] 制冷剂流体流入压缩机3,在压缩机3中所述制冷剂流体成为高压并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19,第二内部热交换器19',然后制冷剂流体进入第二旁通管道40,进入第三膨胀装置17,在所述第三膨胀装置17中,所述制冷剂流体成为低压,所述低压制冷剂流体然后流入第二双流体热交换器15,

[0192] 第一双流体热交换器5的出口处的传热流体流入第二流动管道50的第四热交换器64中。

[0193] 图9a描绘了用于图1的第一实施例的这种严格次级冷却模式。图9b描绘了用于图2的第二实施例的这种严格次级冷却模式。图9c描绘了用于图3的第三实施例的这种严格次级冷却模式。图9d描绘了用于图4的第四实施例的这种严格次级冷却模式。

[0194] 该严格次级冷却模式与上述并联次级冷却模式相同,除了第二热交换器19'的出口处的高压制冷剂流体仅在第二旁通管道40中流动并且不通过第一热交换器9之外。为此,第一膨胀装置7被关闭。

[0195] 因此,当仅希望冷却在次级热管理回路中流动的传热流体时,这种严格次级冷却模式非常有用。

[0196] 图10a和10b描述了一种热泵模式,其中:

[0197] 制冷剂流体流入压缩机3中,在该压缩机3中制冷剂流体成为高压,并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19,第二内部热交换器19',第一膨胀装置7,在该第

一膨胀装置7处所述制冷剂流体成为中压,所述中压制冷剂流体随后依次流入第一热交换器9,第二膨胀装置11,在该第二膨胀装置11处,所述制冷剂流体成为低压,然后进入第二热交换器13,然后进入第一内部热交换器19,然后返回压缩机3,

[0198] 第一双流体热交换器5的出口处的传热流体仅流入第一流动管道50的第三热交换器54中。

[0199] 这里的中压应理解为是指制冷剂流体在进入压缩机3时的低压与在所述压缩机3的出口处的制冷剂流体的高压之间的压力。

[0200] 压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压缩。所述制冷剂流体然后被称为处于高压。

[0201] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0202] 然后,高压制冷剂流体在失去焓之前进入第一内部热交换器19。该焓被传递到源自第二热交换器13的低压制冷剂流体。

[0203] 然后,高压致冷剂流体进入第二内部热交换器19',在该处,由于没有致冷剂流体流入所述第二内部热交换器19',所以它没有失去焓。

[0204] 如图10a所示,在第二内部热交换器19'的出口处,由于第三膨胀装置17被关闭,所以制冷剂流体不流入第二旁通管道40。

[0205] 如图10b所示,如果间接可逆空调回路1是根据第四实施例的,则由于第二截止阀73被关闭,制冷剂流体不会流入第二旁通管道40。

[0206] 然后,高压制冷剂流体进入第一膨胀装置7。制冷剂流体经历第一等焓压力损失,这使制冷剂流体进入两相混合状态。现在,制冷剂流体处于中压。

[0207] 然后,制冷剂流体通过第一热交换器9,在第一热交换器9中,制冷剂流体通过加热内部空气流100而失去焓。

[0208] 在第一热交换器9的出口处,制冷剂流体被朝向第二热交换器13重定向。为此,关闭第一旁通管的第一截止阀33。在到达第二热交换器13之前,制冷剂流体进入第一膨胀装置11,在该处它经历第二等焓压力损失。制冷剂流体现在处于低压。

[0209] 如图10b中所示,如果存在分支管道70,则由于第三截止阀74关闭,中压冷剂流体不通过所述分支管道70。

[0210] 然后,低压制冷剂流体穿过第二热交换器13,在第二热交换器9中,低压制冷剂流体通过从外部空气流200吸收焓而获得焓。制冷剂流体然后返回到气态。

[0211] 然后,低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此它再次从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体中获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0212] 在该热泵模式中,仅第一内部热交换器19是起作用的。由于在压缩机3的入口处的低压制冷剂流体的焓较大,因此,当没有内部热交换器时,在压缩机3的出口处的高压制冷剂流体的焓也将大于制冷剂流体的焓。

[0213] 另外,在第一内部热交换器19处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前其呈液相的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。由于第一内部热交换器19的长度在50至120mm范围内,因此其

作用受到限制。该尺寸使得可以限制高压制冷剂流体和低压制冷剂流体之间的热交换,因此,交换的焓使得可以限制制冷剂流体在进入压缩机3之前呈液相的制冷剂流体的比例,而不会损害热泵模式的效率。实际上,该热泵模式的目的是将尽可能多的焓释放到内部空气流100中,以便在第一热交换器9处对其进行加热。在该热泵模式下,该焓经由第二热交换器13来自外部气流200。

[0214] 在第二传热流体回路B处,传热流体在第一双流体热交换器5处从制冷剂流体获得焓。

[0215] 如图10a和10b所示,传热流体流入第一流动管道50,并通过第三热交换器54。传热流体在加热内部空气流100时失去焓。为此,阻尼门310打开和/或第五截止阀53打开。第四截止阀63则关闭以防止传热流体进入第二流动管道60。

[0216] 该热泵模式对于通过吸收第二热交换器13的外部空气流200的焓而在第一热交换器9和第三热交换器54两者处加热内部空气流100是有用的。

[0217] 另外,电加热元件55可以处于操作中,以便向传热流体提供额外的热能供应,以加热内部空气流100。

[0218] 图11a至图11c描绘了并联次级热泵模式,其中:

[0219] 制冷剂流体流入压缩机3,在该压缩机中,所述制冷剂流体进入高压并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19和第二内部热交换器19':

[0220] 制冷剂流体的第一部分通过穿过第三膨胀装置17而穿过第二旁通管道40,在第三膨胀装置17中,制冷剂流体进入低压,穿过第二双流体热交换器15,然后在第一内部热交换器19的上游与来自第二热交换器的制冷剂流体汇合,

[0221] 制冷剂流体的第二部分通过第一膨胀装置7,在该第一膨胀装置7处所述制冷剂流体成为中压,然后,所述制冷剂流体依次流入第一热交换器9,第二膨胀装置11,在第二膨胀装置处11,所述制冷剂流体成为低压,然后流入第二热交换器13,

[0222] 低压制冷剂流体然后通过第一内部热交换器(19),然后返回压缩机(3),

[0223] 第一双流体热交换器(5)的出口处的传热流体仅流入第一流动管道(50)的第三热交换器(54)中。

[0224] 仅在第一热交换器9的出口处的中压制冷剂流体不通过第一旁通管道30而是通过第二膨胀装置11和第二热交换器13的情况下,这种并联次级热泵模式才是可行的。因此,只有在第一截止阀33关闭的情况下其才是可行的。另外,还必须使一部分高压制冷剂流体能够通过第二旁通管道40并与来自第二热交换器13的低压制冷剂流体汇合。但是,这在第一旁通管道40的第二连接点42位于第一截止阀33的上游的第一实施例的情况下是不可行的。因此,仅第二、第三和第四实施例可以实现该并联次级热泵模式。

[0225] 图11a示出了当间接可逆空调回路1是根据图2的第二实施例时的这种次级热泵模式。

[0226] 图11b示出了当间接可逆空调回路1是根据图3的第三实施例时的该次级热泵模式。

[0227] 图11c示出了当间接可逆空调回路1是根据图4的第四实施例时的该次级热泵模式。

[0228] 压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压

缩。所述制冷剂流体然后被称为处于高压。

[0229] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0230] 然后,高压制冷剂流体在失去焓之前进入第一内部热交换器19。该焓被传递到源自第二热交换器13和第二旁通管道40的低压制冷剂流体。

[0231] 然后,高压制冷剂流体进入第二内部热交换器19中。

[0232] 如图11a所示,当间接可逆空调回路1是根据第二实施例的间接可逆空调回路时,因为第二旁通管道40的第二连接点42位于第一旁通管道30上第二内部热交换器19'的上游,因此高压制冷剂流体与来自第二旁通管道40的低压制冷剂流体交换焓。

[0233] 如图11b和11c所示,当间接可逆空调回路1是根据第三或第四实施例时,由于第二旁通管道40的第二连接点42在第二内部热交换器19'的下游,高压制冷剂流体不会失去焓,因为没有制冷剂流体流入所述第二内部热交换器19'。

[0234] 制冷剂流体的第一部分进入第三膨胀装置17。高压制冷剂流体经历等焓压力损失并进入两相混合状态。制冷剂流体现在被称为处于低压。当间接可逆空调回路1是根据第四实施例时,如图11c所示,第二截止阀73是打开的。

[0235] 然后,低压制冷剂流体进入第二双流体热交换器15,在该处它通过冷却在次级热管理回路中流动的传热流体而获得焓。制冷剂流体返回到气态。

[0236] 根据图11a所示的第二实施例,在第二双流体热交换器15的出口处,制冷剂流体在第一截止阀33的下游和第二内部热交换器19'的上游与第一旁通管道30汇合。根据第三和第四实施例,制冷剂流体在第二内部热交换器19'的下游与第一旁通管道30汇合。

[0237] 高压制冷剂流体的第二部分则进入第一膨胀装置7。制冷剂流体经历第一等焓压力损失,这使制冷剂流体进入两相混合状态。现在,制冷剂流体处于中压。

[0238] 然后,制冷剂流体通过第一热交换器9,在第一热交换器9中,制冷剂流体通过加热内部空气流100而失去焓。

[0239] 在第一热交换器9的出口处,制冷剂流体被朝向第二热交换器13重定向。为此,关闭第一旁通管30的第一截止阀33。在到达第二热交换器13之前,制冷剂流体进入第一膨胀装置11,在该处它经历第二等焓压力损失。制冷剂流体现在处于低压。

[0240] 如图11c中所示,如果存在分支管道70,则由于第三截止阀74关闭,中压冷剂流体不通过所述分支管道70。

[0241] 然后,低压制冷剂流体穿过第二热交换器13,在第二热交换器9中,低压制冷剂流体通过从外部空气流200吸收焓而获得焓。制冷剂流体然后返回到气态。在第二热交换器13的出口处,制冷剂流体被已经通过第二旁通管道40的制冷剂流体重新结合。

[0242] 然后,低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此它再次从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体中获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0243] 在该并联次级热泵模式中,在第二实施例中,第一内部热交换器19和第二内部热交换器19'是起作用的。

[0244] 对于第三和第四实施例,仅第一内部热交换器19是起作用的。由于在压缩机3的入口处的低压制冷剂流体的焓较大,因此,当没有内部热交换器时,在压缩机3的出口处的高

压制制冷剂流体的焓也将大于制冷剂流体的焓。

[0245] 另外,在第一内部热交换器19处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前其呈液相的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。由于第一内部热交换器19的长度在50至120mm范围内,因此其作用受到限制。该尺寸使得可以限制高压制冷剂流体和低压制冷剂流体之间的热交换,因此,交换的焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前呈液相的制冷剂流体的比例,而不会损害并联次级热泵模式的效率。实际上,该并联次级热泵模式的目的是将尽可能多的焓释放到内部空气流100中,以便在第一热交换器9处对其进行加热。在该并联次级热泵模式中,该焓经由第二热交换器13来自于外部空气流200,还经由第二双流体热交换器15来自次级热管理回路。

[0246] 在第二传热流体回路B处,传热流体在第一双流体热交换器5处从制冷剂流体获得焓。

[0247] 如图11a至11c所示,传热流体流入第一流动管道50,并通过第三热交换器54。传热流体在加热内部空气流100时失去焓。为此,阻尼门310打开和/或第五截止阀53打开。第四截止阀63则关闭以防止传热流体进入第二流动管道60。

[0248] 该并联次级热泵模式对于通过在第二热交换器13处吸收外部空气流200的焓、并且还第二双流体热交换器15处吸收次级热管理回路的焓而在第一热交换器9和第三热交换器54两者处加热内部空气流100是有用的。

[0249] 另外,电加热元件55可以处于操作中,以便向传热流体提供额外的热能供应,以加热内部空气流100。

[0250] 优选地,对于该并联次级热泵模式,穿过第二旁路管道40的制冷剂流体的第一部分具有比穿过第一热交换器9的制冷剂流体的第二部分更大的质量流。

[0251] 图12描述了严格次级热泵模式,其中:

[0252] 制冷剂流体流入压缩机3,在该压缩机3中所述制冷剂流体成为高压,并依次流入第一双流体热交换器5,第一内部热交换器19,第二内部热交换器19',第一膨胀装置7,在该第一膨胀装置7处所述制冷剂流体成为中压,所述制冷剂流体随后依次流入第一热交换器9,第一旁通管道30,分支管道70,第三膨胀装置17,在第三膨胀装置17中,所述制冷剂流体进入低压,然后流入第二双流体热交换器15,然后,低压制冷剂流体穿过第一内部热交换器19,然后返回压缩机3,

[0253] 第一双流体热交换器5的出口处的传热流体仅流入第一流动管道50的第三热交换器54中。

[0254] 压缩机3的入口处的制冷剂流体处于气相。制冷剂流体通过进入压缩机3而受到压缩。所述制冷剂流体然后被称为处于高压。

[0255] 高压制冷剂流体通过第一双流体热交换器5,并且由于其进入液相并且将焓传递到第二传热流体回路B的传热流体而经历焓损失。然后,高压制冷剂流体失去焓,同时保持恒定压力。

[0256] 然后,高压制冷剂流体在失去焓之前进入第一内部热交换器19。该焓被传递到源自第二热旁通管道40的低压制冷剂流体。

[0257] 高压制冷剂流体然后进入第二内部热交换器19',在第二内部热交换器19'中,由

于第二旁通管道40的第二连接点42在第二内部热交换器19'的下游,没有制冷剂流体流入所述第二内部热交换器19'中,因此制冷剂流体不损失焓。

[0258] 高压制冷剂流体进入第一膨胀装置7。制冷剂流体经历第一等焓压力损失,这使制冷剂流体进入两相混合状态。现在,制冷剂流体处于中压。由于第二截止阀73被关闭,因此高压制冷剂流体不会在第二内部热交换器19'的出口处进入第二旁通管道40。

[0259] 然后,制冷剂流体通过第一热交换器9,在第一热交换器9中,制冷剂流体通过加热内部空气流100而失去焓。

[0260] 在第一热交换器9的出口处,中压制冷剂流体被朝向分支管道70重定向。为此,关闭第一旁通管道30的第一截止阀33以及第二膨胀装置11。第三截止阀74又打开。

[0261] 然后,中压制冷剂流体进入第三膨胀装置17。然后,制冷剂流体经历第二次等焓压力损失。制冷剂流体现在被称为处于低压。

[0262] 然后,低压制冷剂流体进入第二双流体热交换器15,在该处它通过冷却在次级热管理回路中流动的传热流体而获得焓。制冷剂流体返回到气态。

[0263] 然后,低压制冷剂流体进入第一内部热交换器19,在此它再次从通过第一内部热交换器19的高压制冷剂流体中获得焓。然后,低压制冷剂流体返回到压缩机3。

[0264] 在该严格次级热泵模式中,仅第一内部热交换器19是起作用的。由于在压缩机3的入口处的低压制冷剂流体的焓较大,因此,当没有内部热交换器时,在压缩机3的出口处的高压制冷剂流体的焓也将大于制冷剂流体的焓。

[0265] 另外,在第一内部热交换器19处向低压制冷剂流体添加焓使得可以限制制冷剂流体进入压缩机3之前呈液相的制冷剂流体的比例,特别是当空调回路1包括布置在第一双流体热交换器5的下游的干燥剂缸14时。由于第一内部热交换器19的长度在50至120mm范围内,因此其作用受到限制。该尺寸使得可以限制高压制冷剂流体和低压制冷剂流体之间的热交换,因此,交换的焓使得可以限制在制冷剂流体进入压缩机3之前呈液相的制冷剂流体的比例,而不会损害严格次级热泵模式的效率。实际上,该严格次级热泵模式的目的是将尽可能多的焓释放到内部空气流100中,以便在第一热交换器9处对其进行加热。在这种严格次级热泵模式下,该焓通过第二双流体热交换器15来自于次级热管理回路。

[0266] 在第二传热流体回路B处,传热流体在第一双流体热交换器5处从制冷剂流体获得焓。

[0267] 如图12所示,传热流体流入第一流动管道50,并穿过第三热交换器54。传热流体在加热内部空气流100时失去焓。为此,阻尼门310打开和/或第五截止阀53打开。第四截止阀63则关闭以防止传热流体进入第二流动管道60。

[0268] 该严格次级热泵模式对于通过在第二热交换器15处吸收来自外部空气流200的焓而在第一热交换器9和第三热交换器54两者处加热内部空气流100是有用的。

[0269] 另外,电加热元件55可以处于操作中,以便向传热流体提供额外的热能供应,以加热内部空气流100。

[0270] 间接可逆空调回路1的这种架构也可以设想用于其他操作模式,例如除霜、干燥或加热模式。

[0271] 因此,很明显,通过其架构以及两个内部热交换器19和19'的存在,空气调节回路1允许在具有改善的冷却性能和COP的冷却模式下操作,以及在热泵模式下操作,在热泵模式

中,其效率几乎未通过内部热交换器的作用而降低。另外,第二旁通回路40的存在使得可以不仅在各种冷却模式期间而且在热泵模式期间冷却次级热管理回路中存在的诸如电池和/或电子部件的元件,在热泵模式中,次级热管理回路释放的热能使得可以加热内部空气流100,因此有助于加热汽车内部。

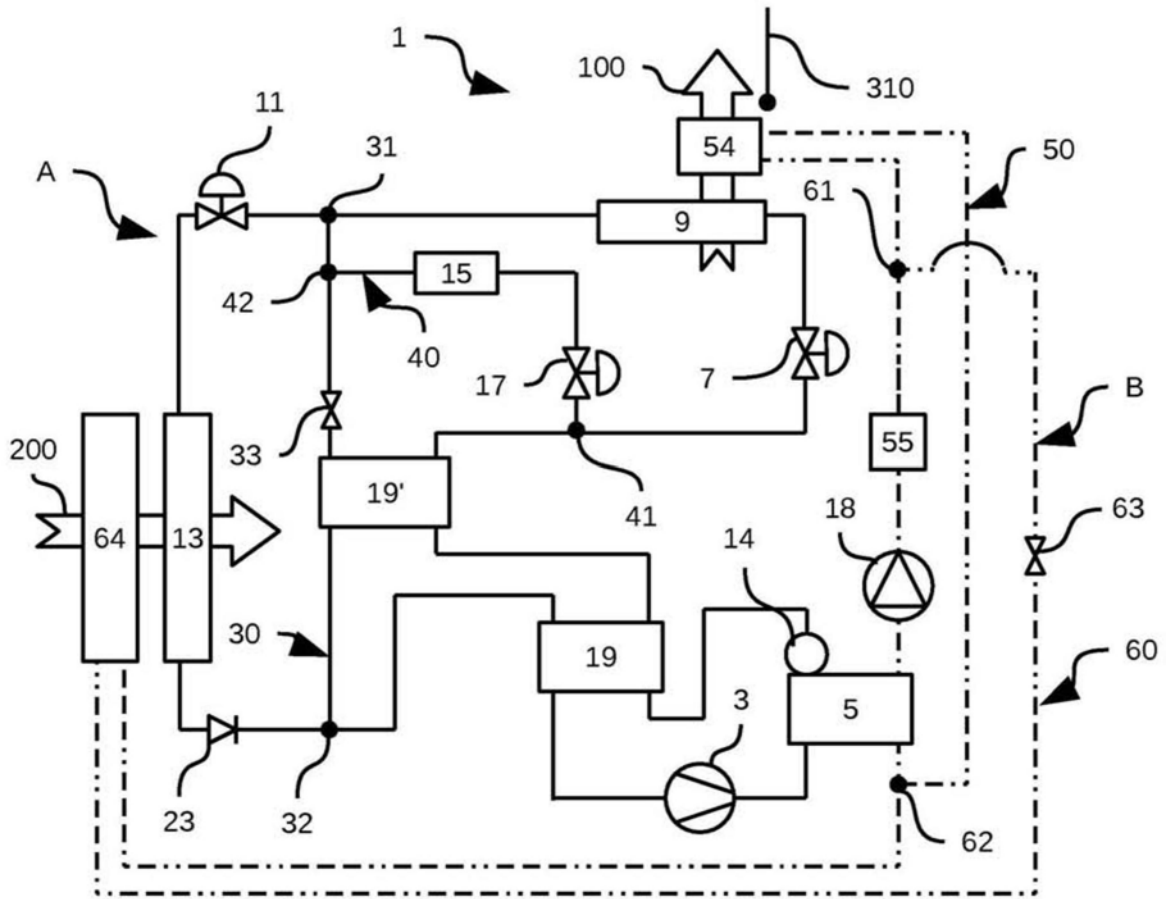


图1

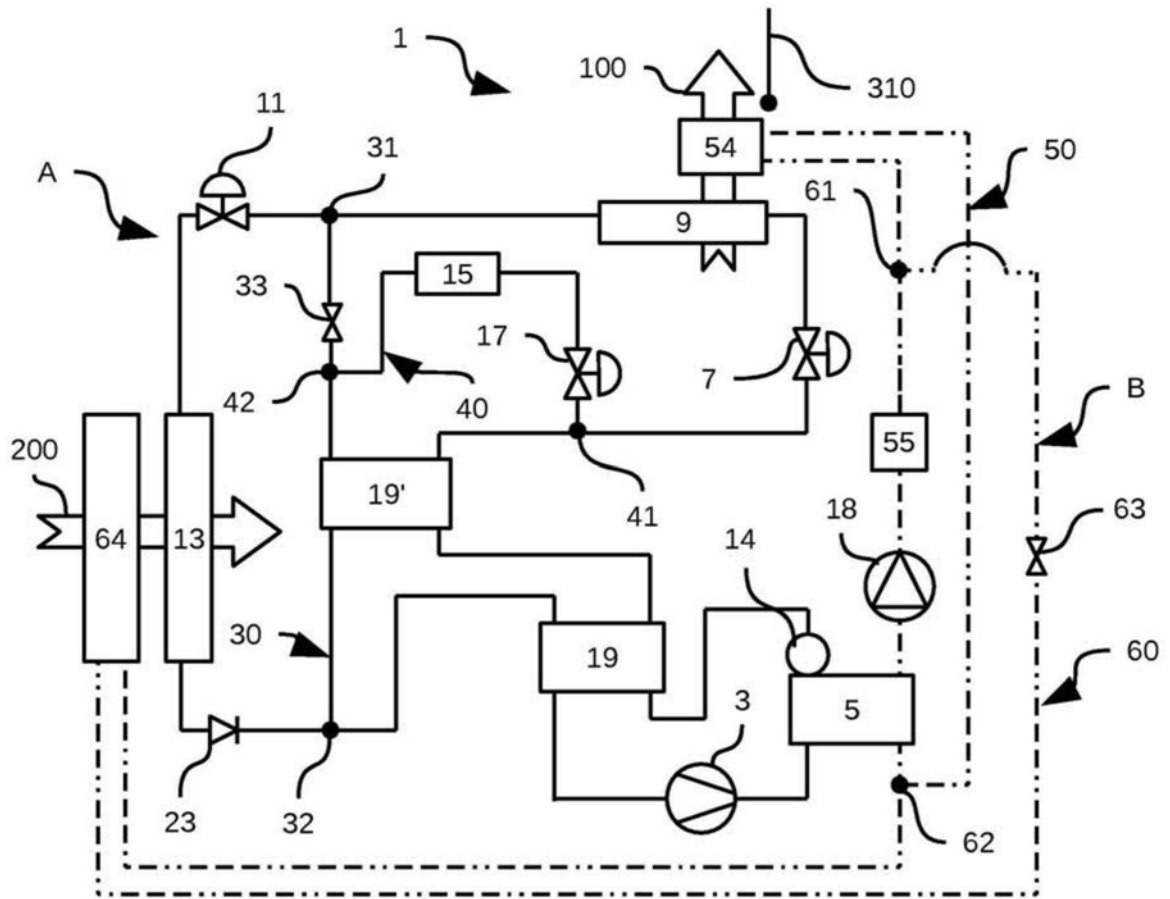


图2

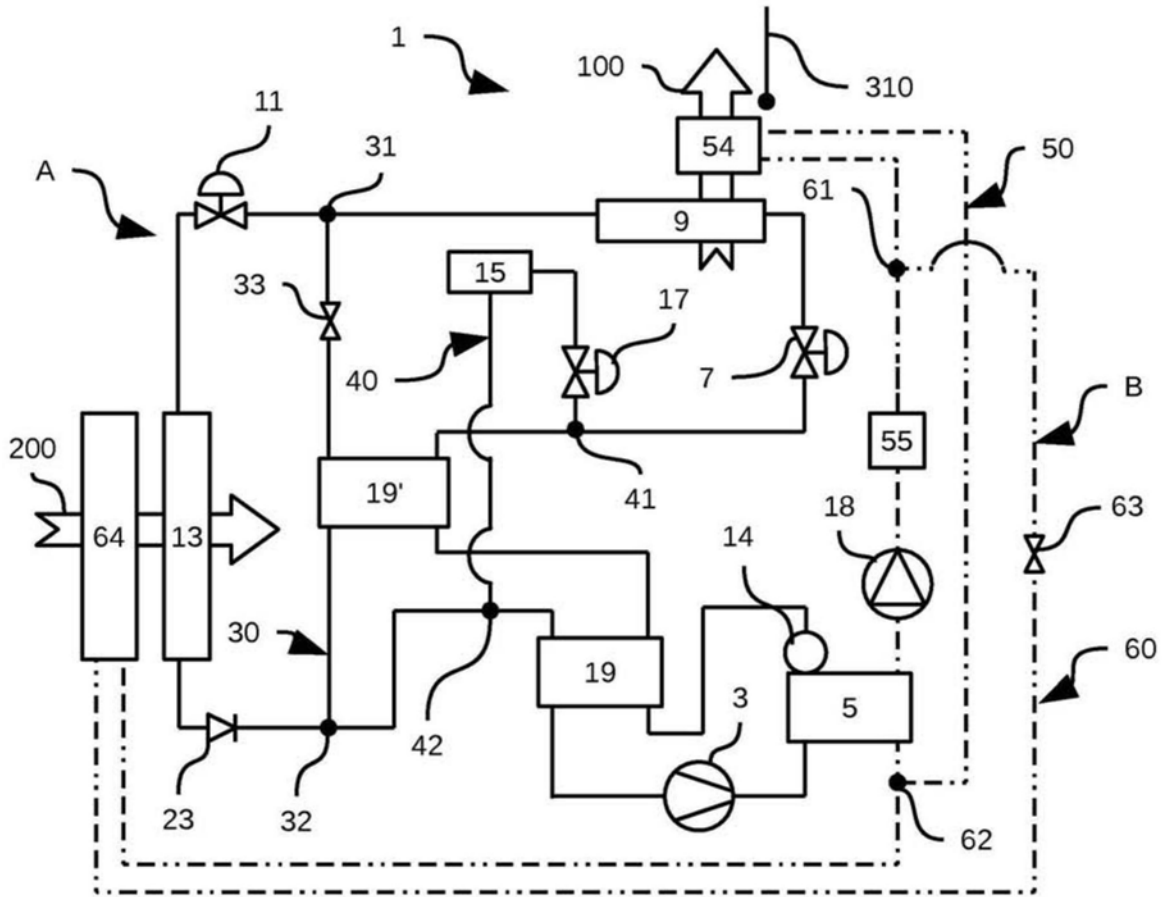


图3

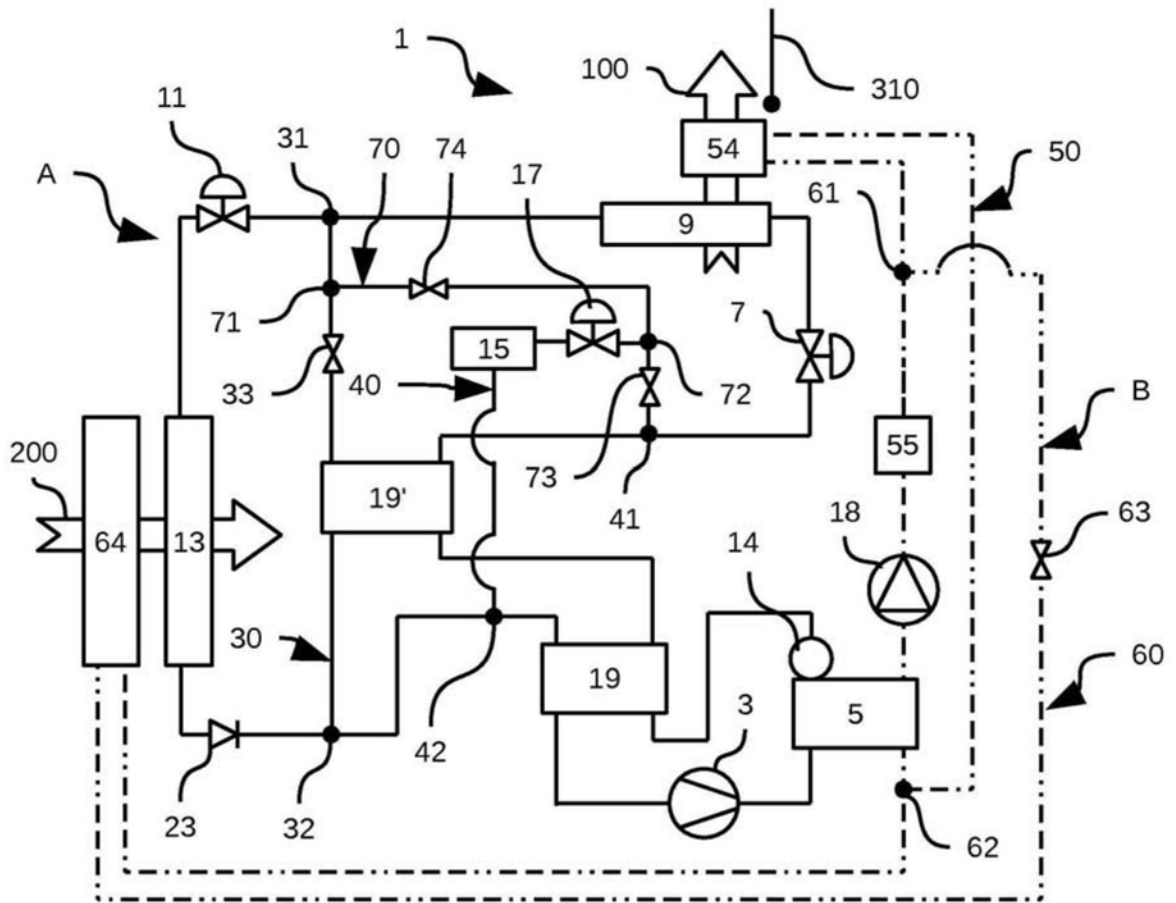


图4

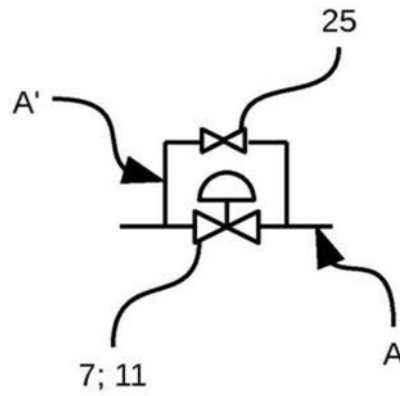


图5

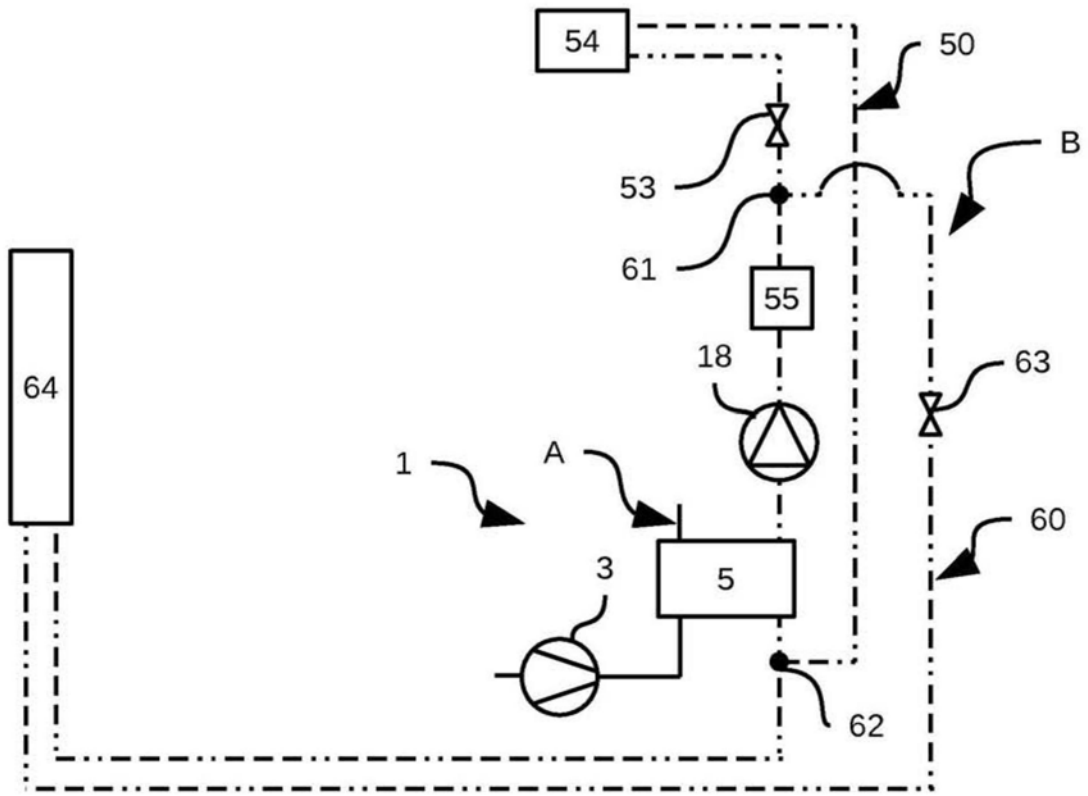


图6

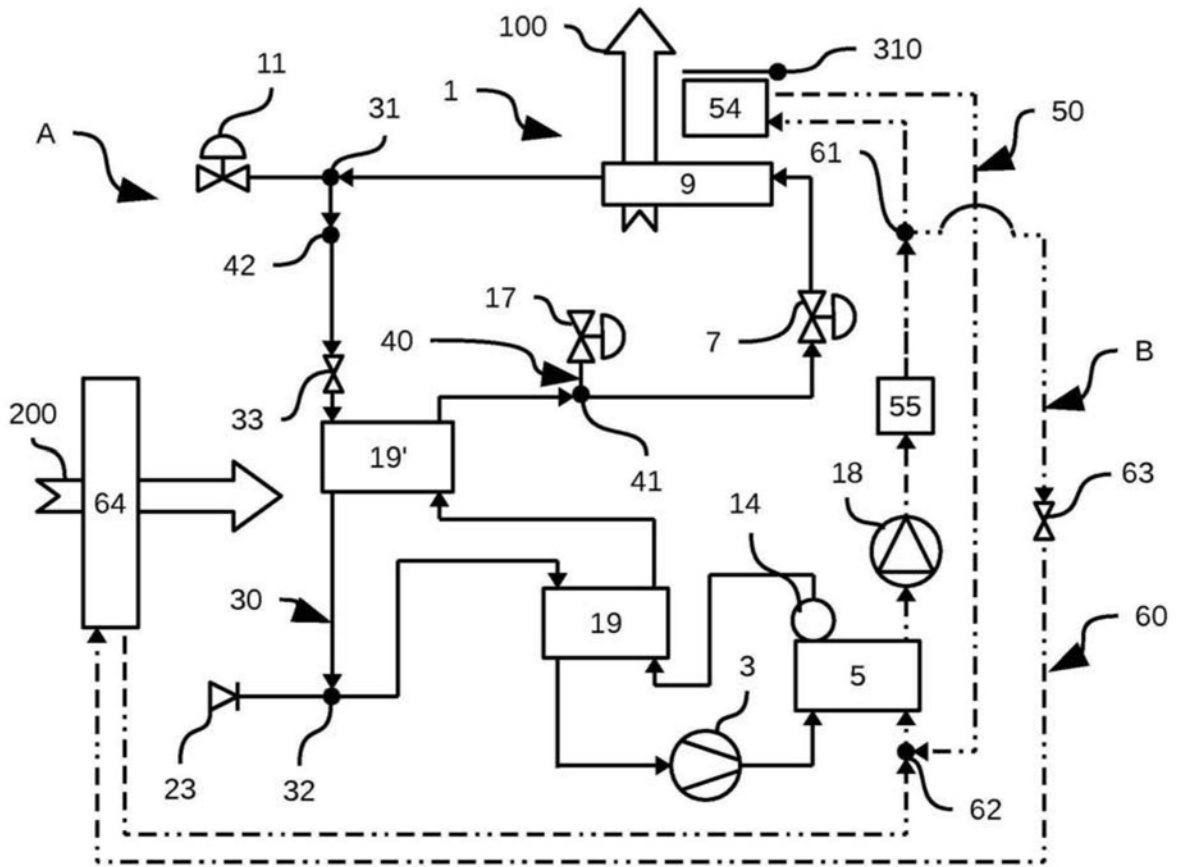


图7a

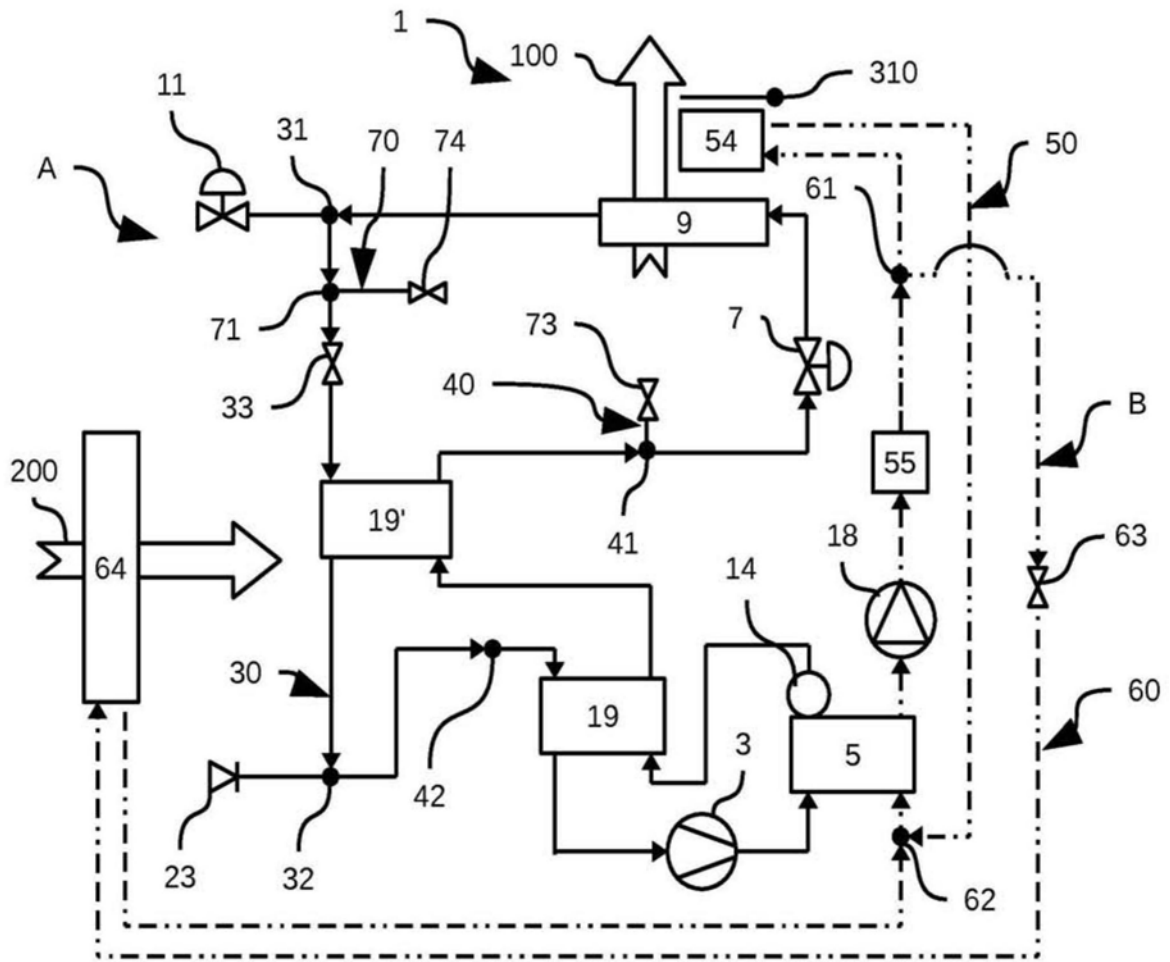


图7b

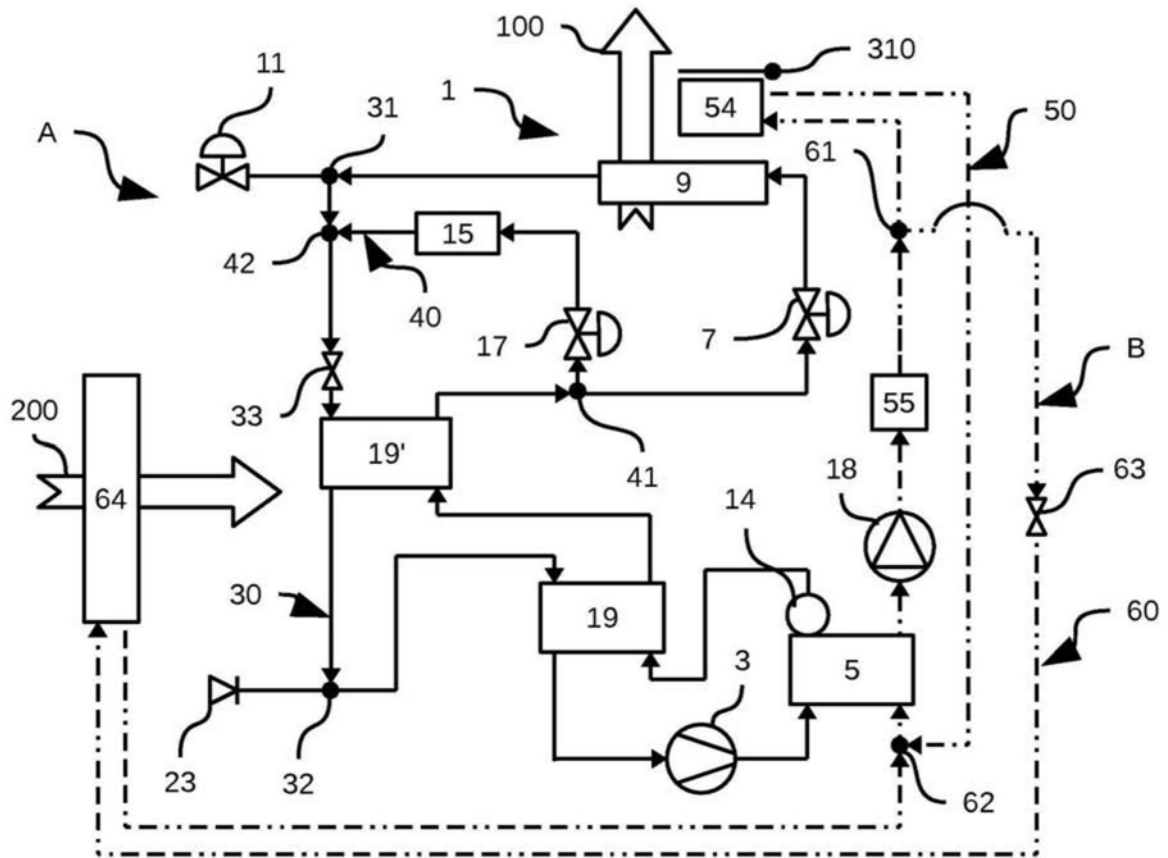


图8a

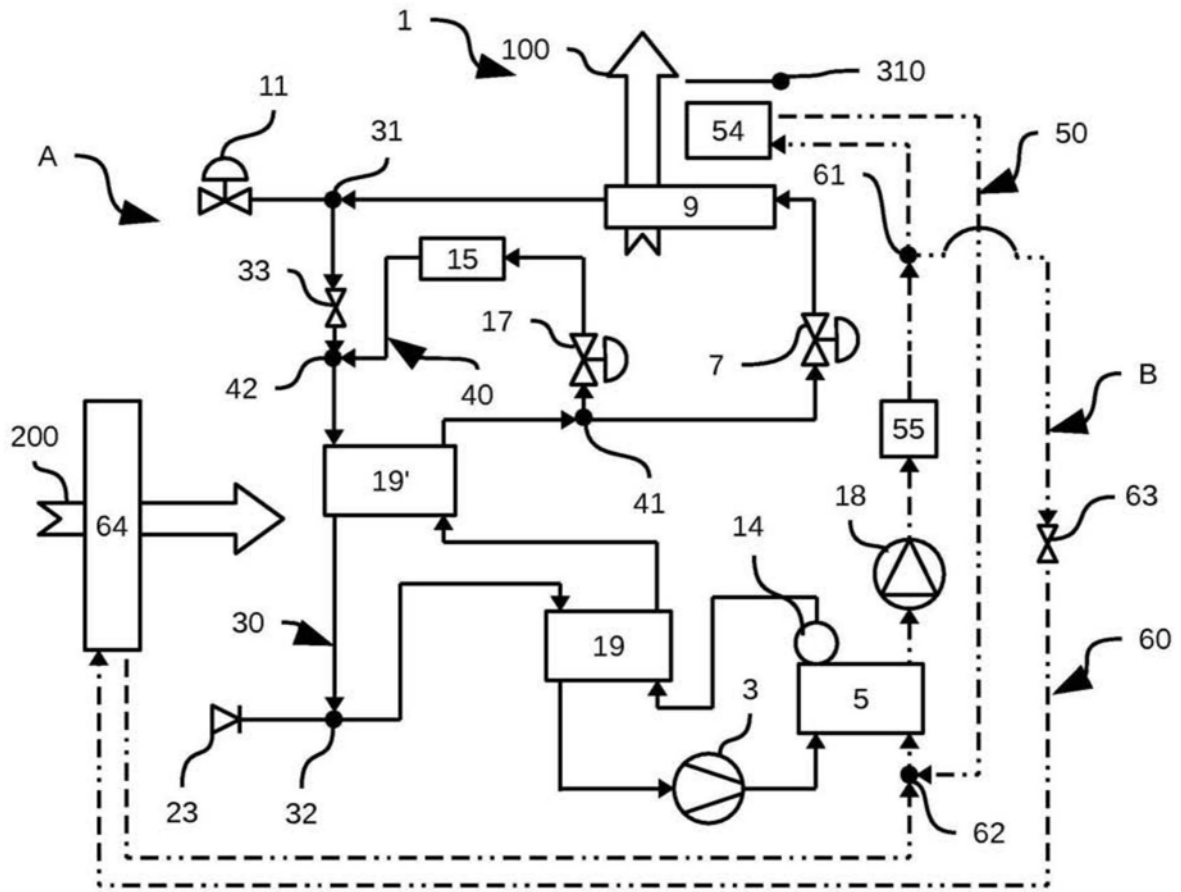


图8b

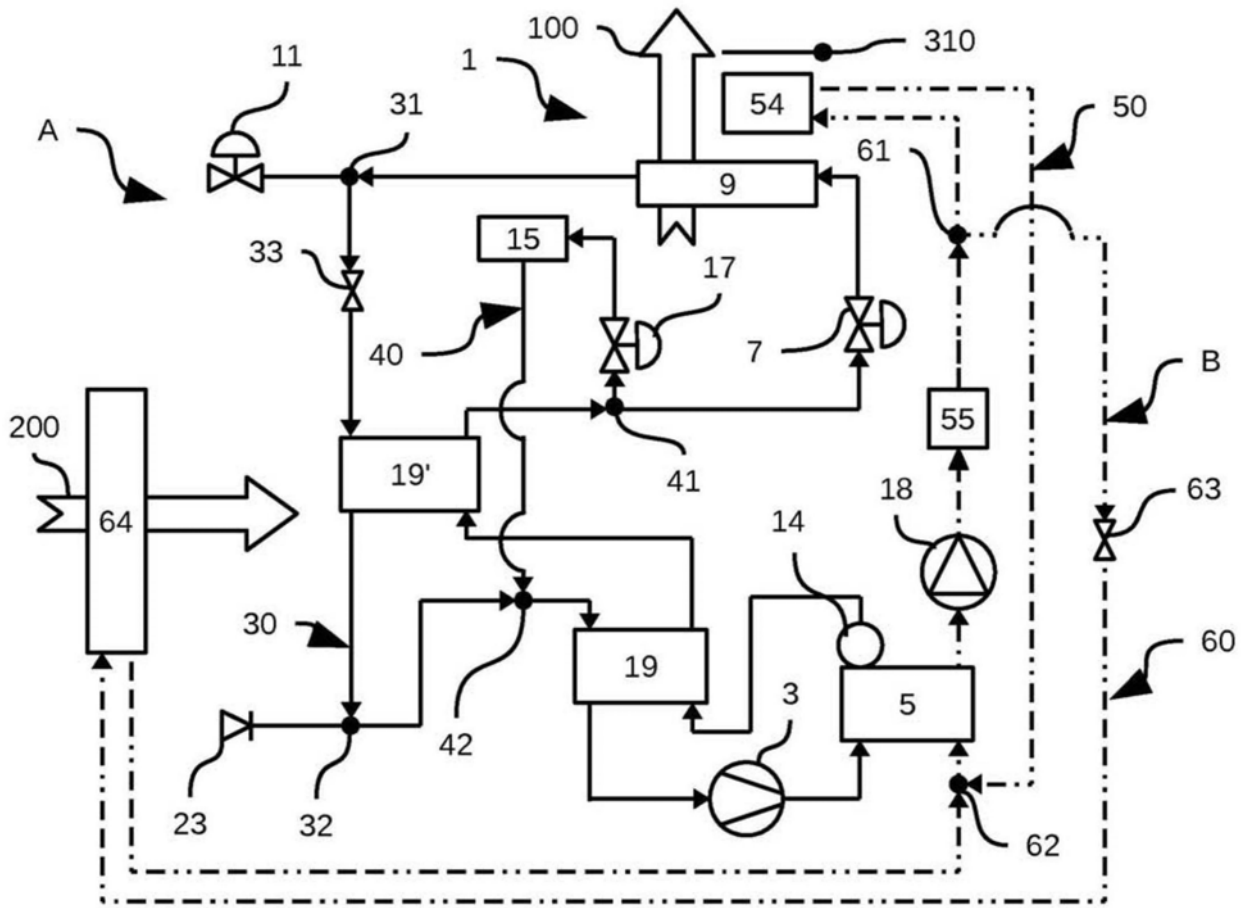


图8c

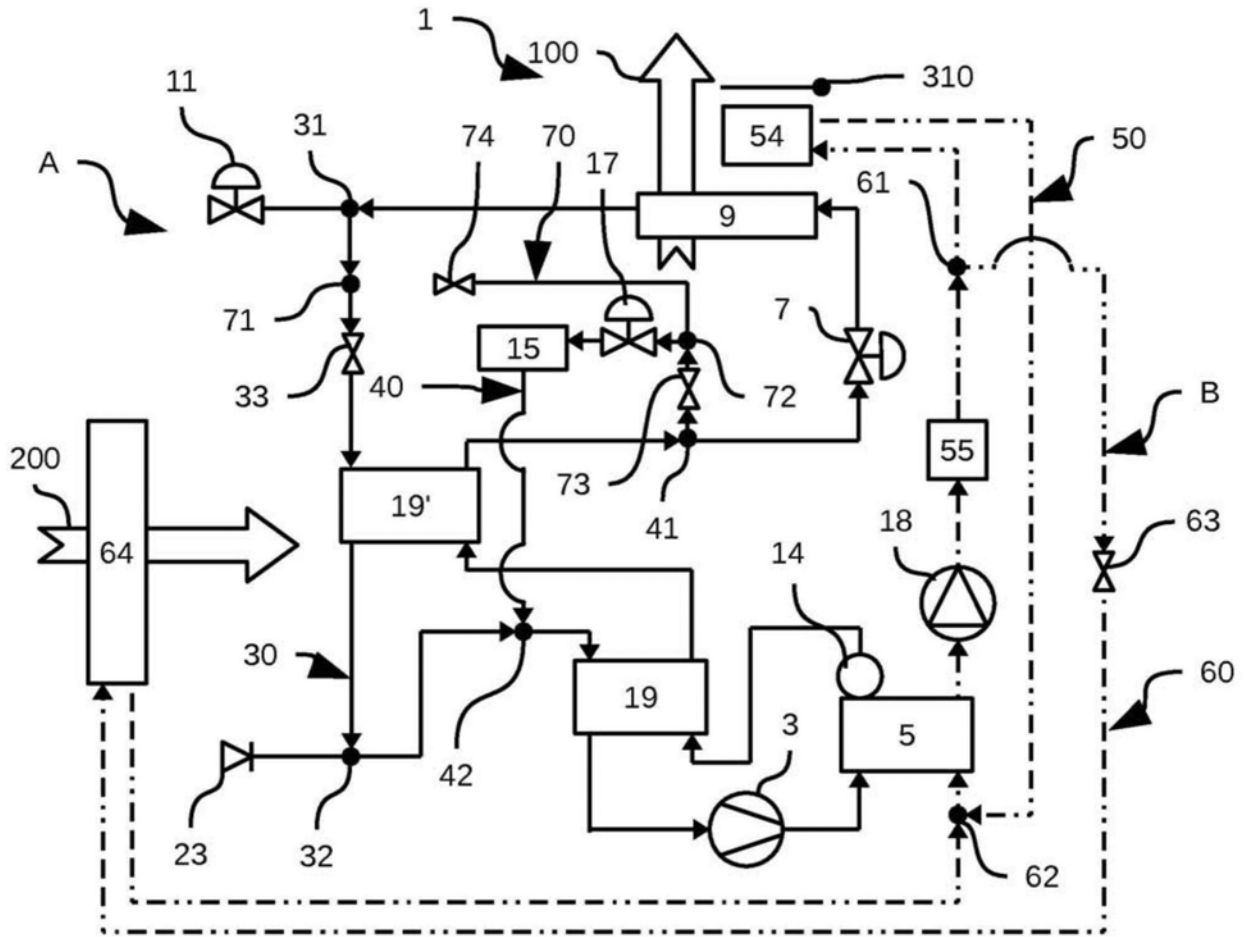


图8d

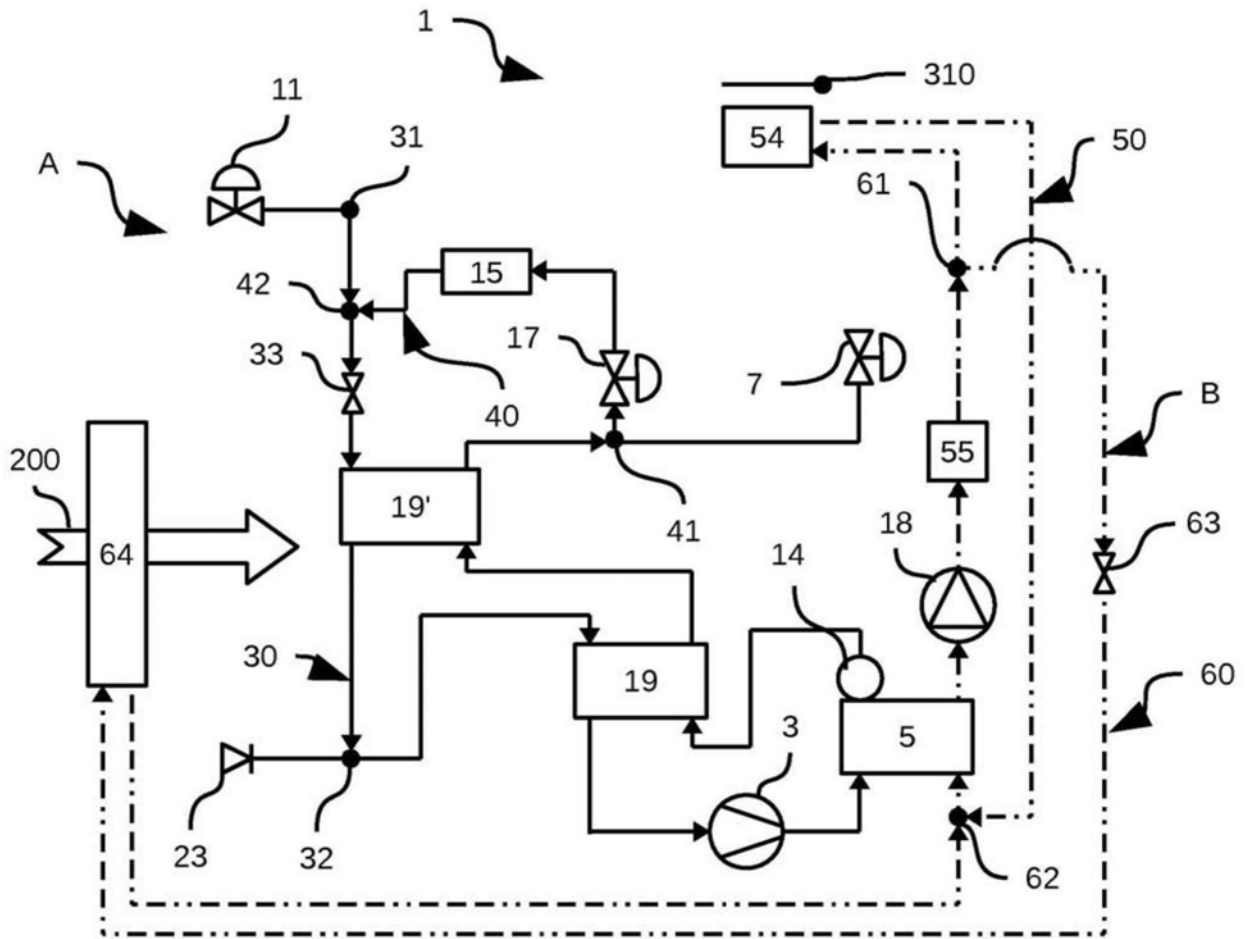


图9a

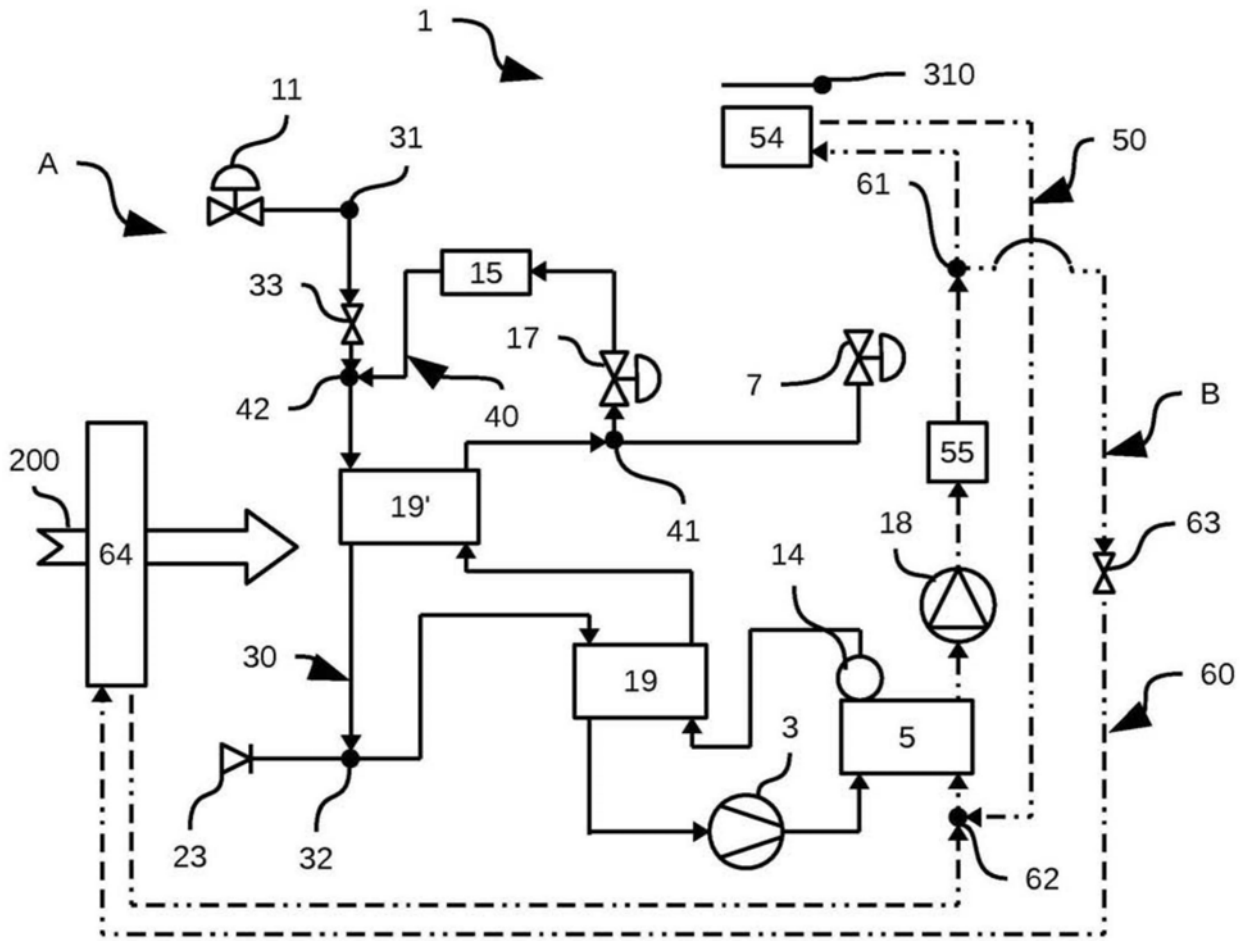


图9b

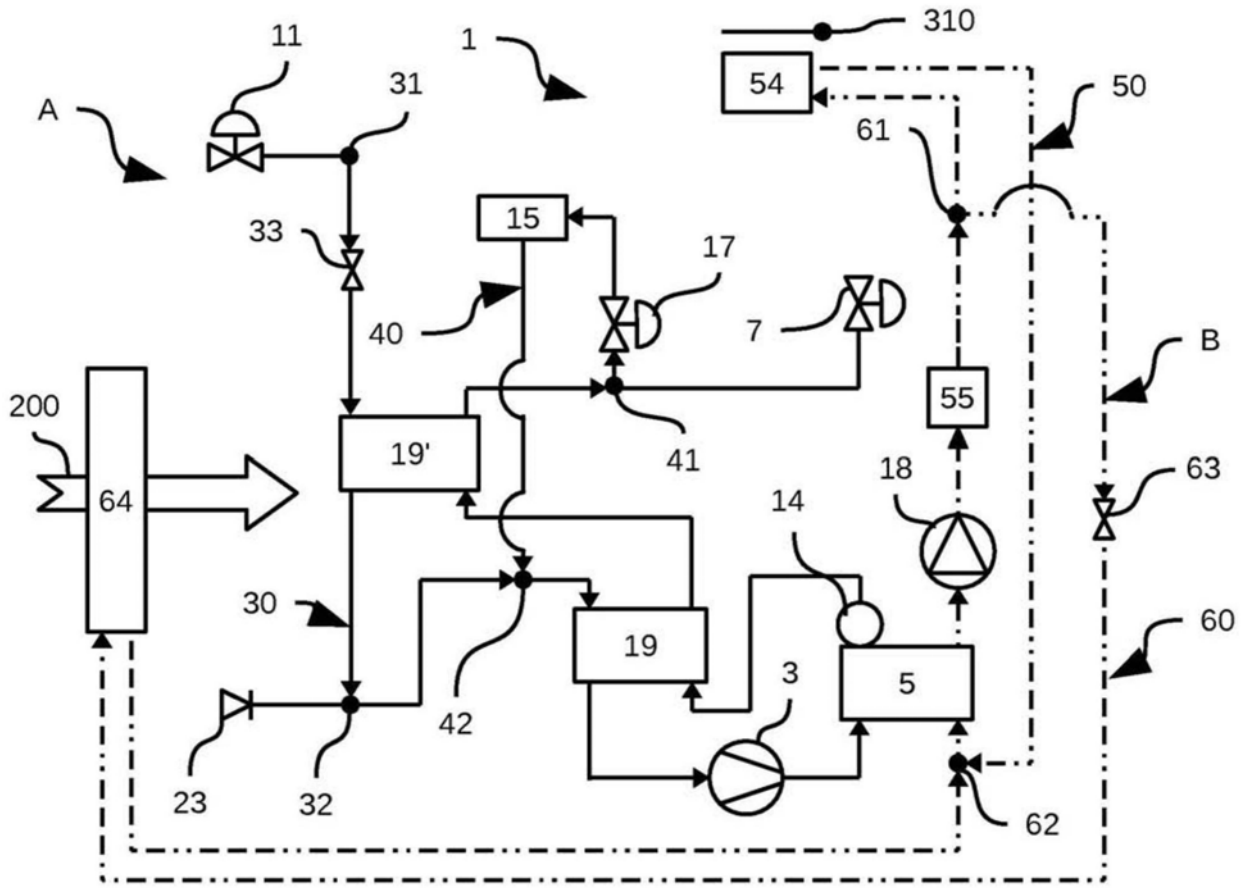


图9c

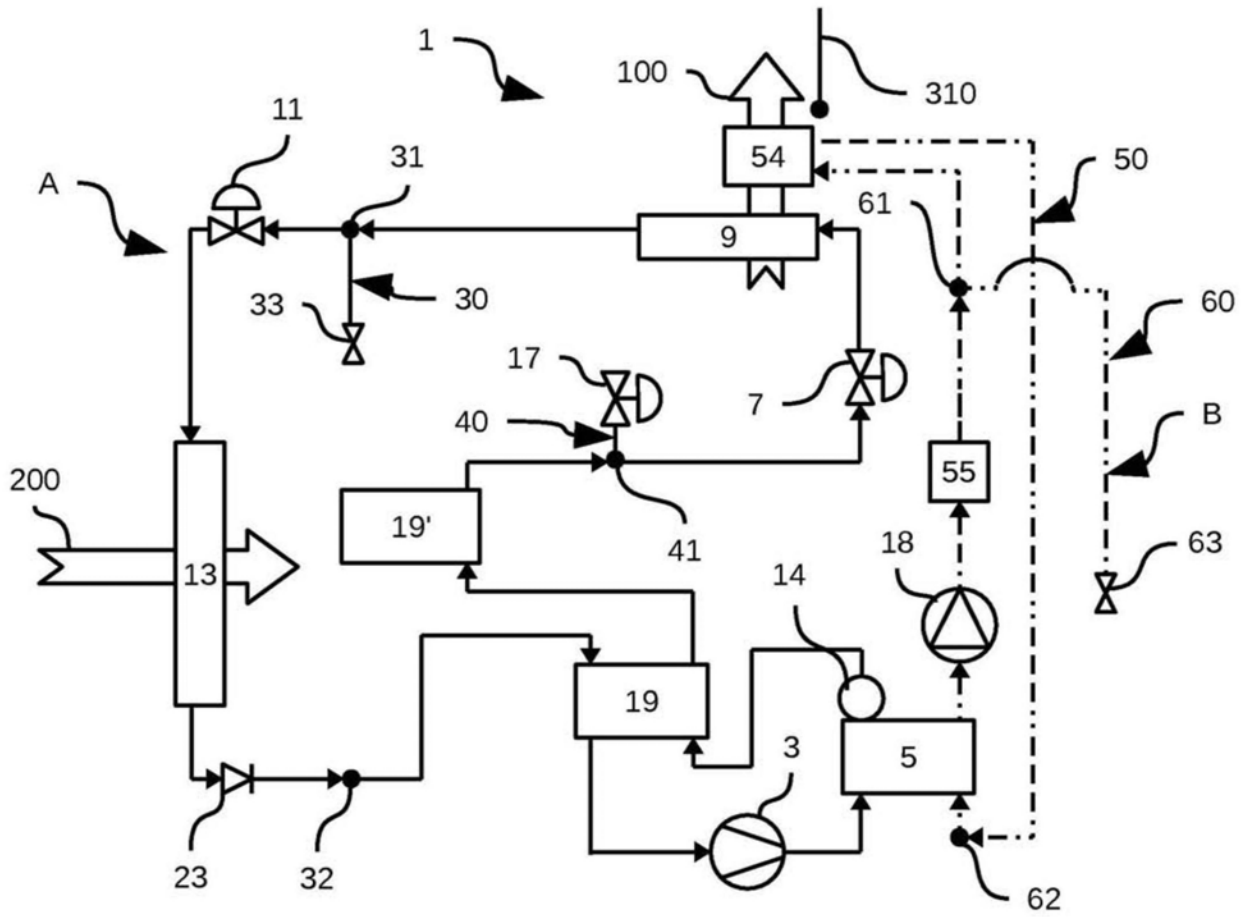


图10a

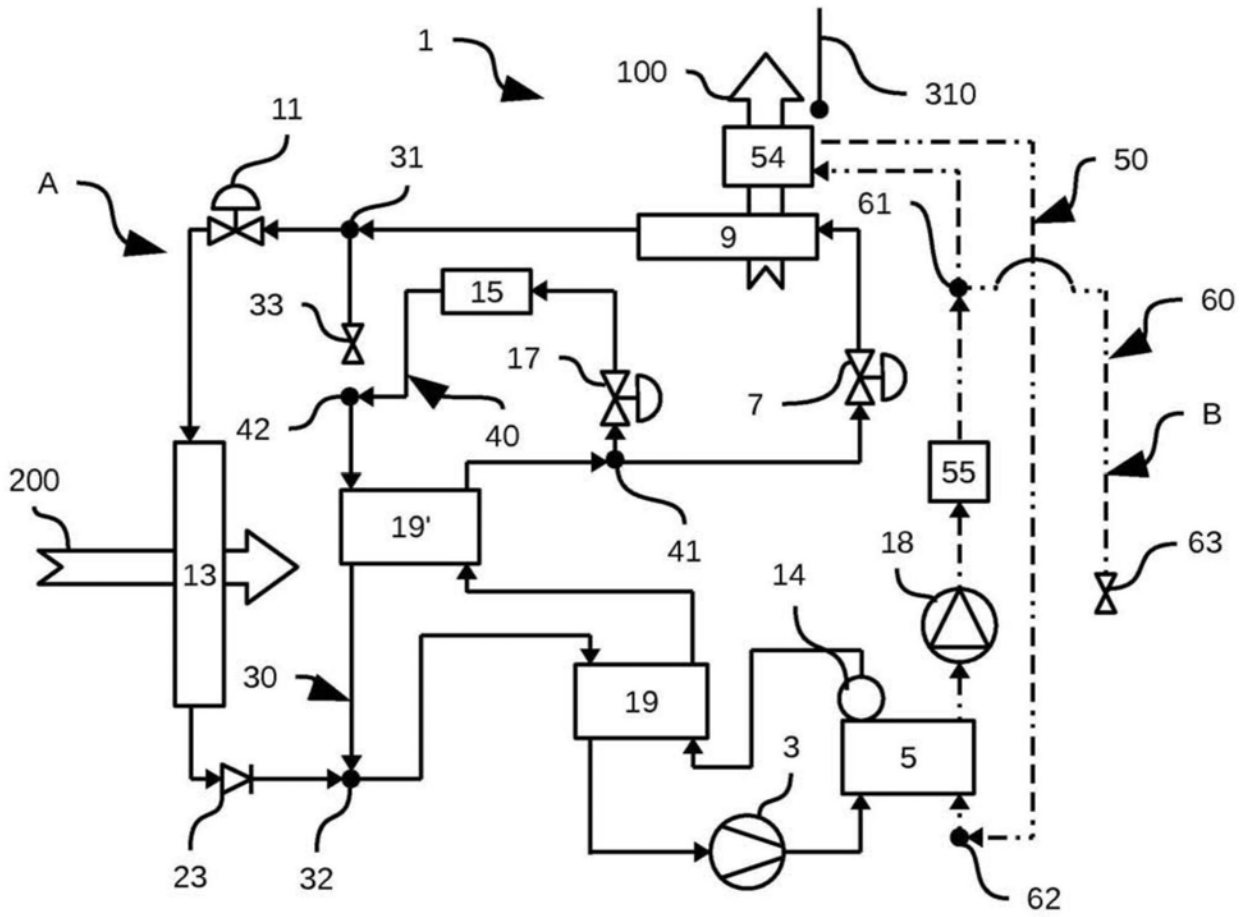


图11a

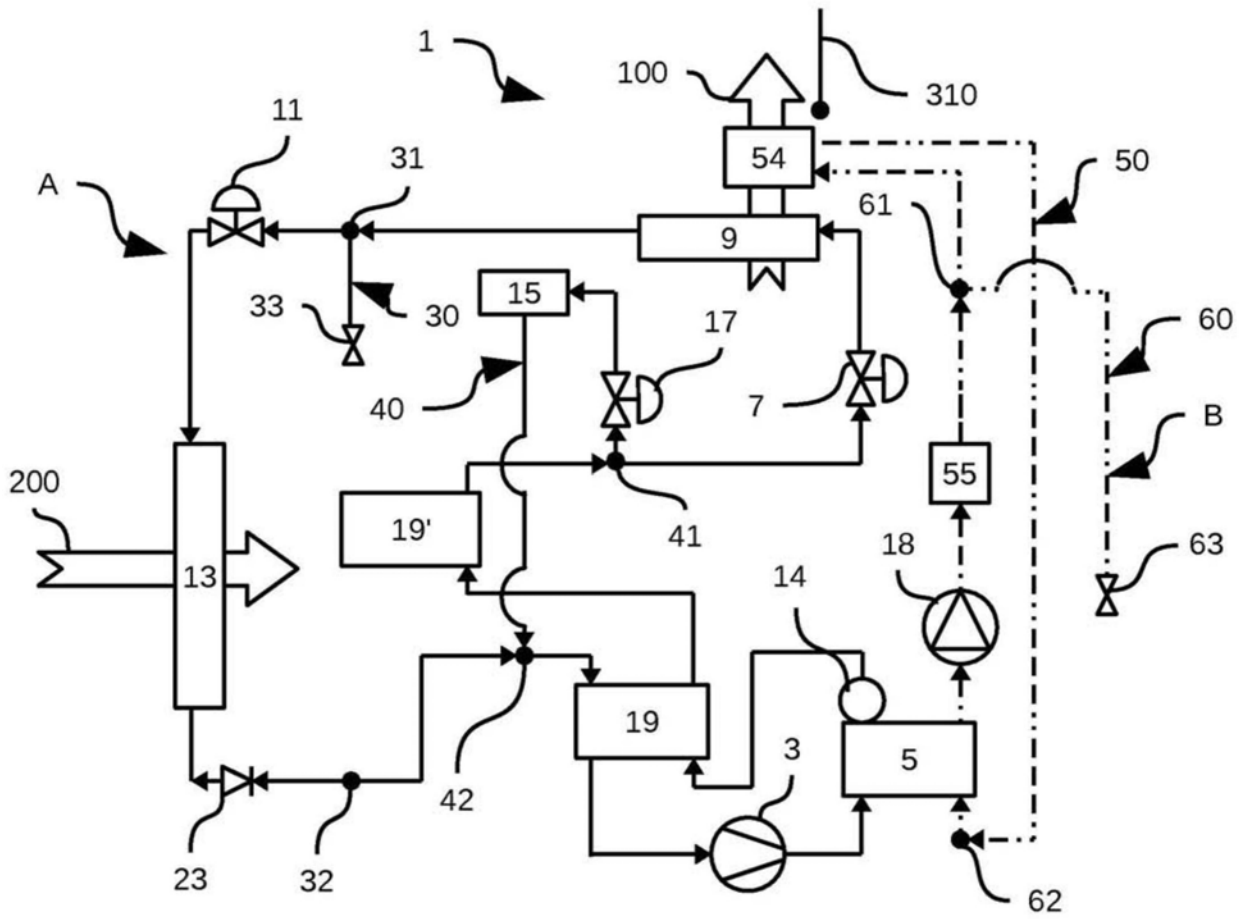


图11b

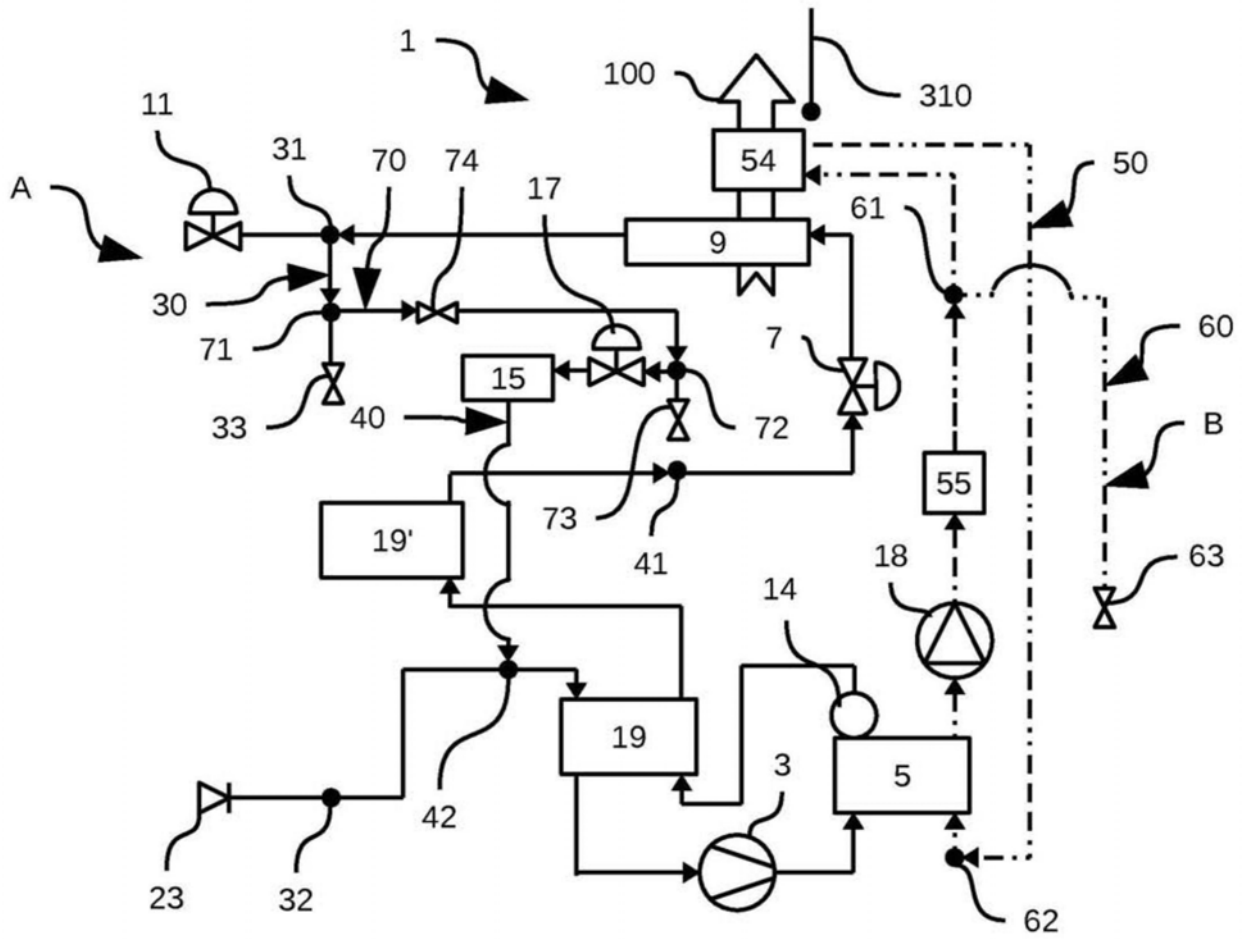


图12