(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 117516215 A
(43)申请公布日 2024.02.06

(21)申请号 202310982440.0
(22)申请日 2023.08.04
(30)优先权数据
22189140.1 2022.08.05 EP
(71)申请人 开利公司
地址 美国佛罗里达州
(72)发明人 F·塔尔霍恩 M·高提耶
(74)专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001
专利代理师 尚恩垚 吴强
(51)Int.Cl.
F28D 7/02(2006.01)
F28F 9/24(2006.01)
F25B 41/42(2021.01)
F25B 43/00(2006.01)
F25B 41/31(2021.01)

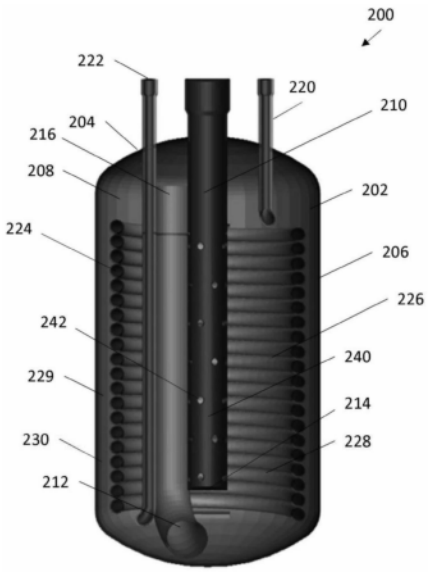
权利要求书2页 说明书11页 附图6页

(54)发明名称

蓄积器热交换器

(57)摘要

用于在制冷系统内使用的蓄积器热交换器200,蓄积器热交换器200包括:蓄积器容器202,其具有用于蓄积制冷剂流体的内部体积208;热交换盘管224,其设置在蓄积器容器202的内部体积208内,其中,热交换盘管224包围热交换盘管224的轴向延伸的内体积226;用于将制冷剂流体引入到内部体积208中的第一入口导管210,第一入口导管210从蓄积器容器202的外侧延伸到蓄积器容器202的内部体积208内的第一入口导管210的内轴向端214,以及用于从内部体积208排出过热气态制冷剂的第一出口导管212,第一出口导管212从蓄积器容器202的内部体积208内延伸到蓄积器容器202的外侧;以及用于过冷制冷剂流体的第二入口导管220和用于过冷制冷剂流体的第二出口导管222,其中,第二入口导管220和第二出口导管222为热交换盘管224提供入口和出口流径;其中,第一入口导管210包括多个出口242,多个出口中的每个适于将制冷剂流体朝向热交换盘管224引导。



CN 117516215 A

1.一种用于在制冷系统内使用的蓄积器热交换器,所述蓄积器热交换器包括:

蓄积器容器,所述蓄积器容器具有用于蓄积制冷剂流体的内部体积;

热交换盘管,所述热交换盘管设置在所述蓄积器容器的内部体积内,其中,所述热交换盘管包围所述热交换盘管的轴向延伸的内体积;

用于将制冷剂流体引入到所述内部体积中的第一入口导管,所述第一入口导管从所述蓄积器容器的外侧延伸到所述蓄积器容器的内部体积内的所述第一入口导管的内端,以及用于从所述内部体积排出过热气态制冷剂的第一出口导管,所述第一出口导管从所述蓄积器容器的内部体积内延伸到所述蓄积器容器的外侧;以及

用于过冷制冷剂流体的第二入口导管以及用于过冷制冷剂流体的第二出口导管,其中,所述第二入口导管和第二出口导管为所述热交换盘管提供入口和出口流径;其中

所述第一入口导管包括多个出口,所述多个出口中的每个适于将制冷剂流体朝向所述热交换盘管引导。

2.根据权利要求1所述的蓄积器热交换器,其中,所述热交换盘管包括内表面,且

每个出口适于将制冷剂流体朝向所述热交换盘管的内表面引导。

3.根据权利要求1或2所述的蓄积器热交换器,其中,所述第一入口导管在所述热交换盘管的内体积内轴向地延伸。

4.根据任一前述权利要求所述的蓄积器热交换器,其中,所述第一入口导管在它的内端处闭合。

5.根据任一前述权利要求所述的蓄积器热交换器,其中

所述第一入口导管包括周向且轴向延伸的表面;

且

所述多个出口包括设在所述周向且轴向延伸的表面中的多个孔。

6.根据权利要求5所述的蓄积器热交换器,其中,所述多个孔中的至少一些围绕所述第一入口导管的周向且轴向延伸的表面周向地分布。

7.根据权利要求5或6所述的蓄积器热交换器,其中,所述多个孔中的至少一些沿所述第一入口导管的周向且轴向延伸的表面轴向地分布。

8.根据权利要求5至7中任一项所述的蓄积器热交换器,其中,所述多个孔中的每个孔具有在1至10㎜的范围内的直径,可选地,所述多个孔中的每个孔具有在2至8㎜的范围内的直径,可选地,所述多个孔中的每个孔具有5㎜的直径。

9.根据任一前述权利要求所述的蓄积器热交换器,其中,所述第一入口导管中的所述多个出口中的一个或多个包括喷嘴。

10.根据任一前述权利要求所述的蓄积器热交换器,其中,所述第一入口导管与所述热交换盘管的纵向轴线重合。

11.一种制冷系统,其包括:

根据任一前述权利要求所述的蓄积器热交换器,

压缩机,

汽化器,

膨胀阀,以及

冷凝器,其中

所述第一入口导管和所述第一出口导管定位在所述汽化器与所述压缩机之间,使得第一制冷剂流径顺序地从所述汽化器延伸到所述第一入口导管,到所述第一出口导管,且到所述压缩机,并且

所述第二入口导管和第二出口导管定位在所述冷凝器与所述膨胀阀之间,使得第二制冷剂流径顺序地从所述冷凝器延伸到所述第二入口导管,到所述第二出口导管,且到所述膨胀阀。

12.根据权利要求11所述的制冷系统,其中,所述第一入口导管直接连接到所述汽化器。

13.根据权利要求11或12所述的制冷系统,其中,所述第一出口导管直接连接到所述压缩机。

14.一种使用根据权利要求1至10中任一项所述的蓄积器热交换器来热交换的方法,所述方法包括:

使制冷剂流体供应到所述第一入口导管中;以及

使制冷剂流体通过所述多个出口朝向所述热交换盘管分布。

15.根据权利要求14所述的方法,其中,使制冷剂流体通过所述多个出口朝向所述热交换盘管分布包括通过在所述第一入口导管的周向且轴向延伸的表面内的多个孔提供制冷剂流体。

蓄积器热交换器

技术领域

[0001] 本公开内容涉及一种蓄积器(accumulator)热交换器和包括蓄积器热交换器的制冷系统。本公开内容还涉及一种使用蓄积器热交换器来热交换的方法。

背景技术

[0002] 蓄积器在制冷系统中用于收集液态制冷剂,且因此防止液态制冷剂进入压缩机中,在压缩机处,制冷剂可能引起破坏。热交换器用于制冷系统中,以便控制制冷剂的温度。提供组合蓄积器和热交换器的功能的蓄积器热交换器是已知的。蓄积器热交换器可在制冷剂进入汽化器之前降低第一制冷剂流的温度以便增加其冷却能力,且同时在制冷剂进入压缩机之前增加第二制冷剂流的温度以便促进由液态制冷剂形成气态制冷剂。因此,可从第一制冷剂流中提取热以形成在制冷系统的第一部分内使用的过冷制冷剂,且该热可有用地用于加热第二制冷剂流以形成在制冷系统的第二部分内使用的过热制冷剂。

[0003] 期望增加两个制冷剂流之间的热交换,以便进一步改进制冷系统的冷却能力和制冷系统的总体效率。

[0004] 已知一旦制冷剂离开蓄积器并且在进入汽化器之前,使用额外的热交换器(诸如液体蒸气热交换器或钎焊板式热交换器)来增加第一制冷剂流的过冷度。然而,将热交换器集成在制冷系统内可能是复杂的,且额外的构件导致成本较高并且制冷系统具有较大的体积。

[0005] 因此,还期望增加两个制冷剂流之间的热交换而不增加制冷系统的复杂性,且不引起制冷系统所需空间的显著增加。

发明内容

[0006] 根据第一方面,提供一种用于在制冷系统内使用的蓄积器热交换器,该蓄积器热交换器包括:蓄积器容器,其具有用于蓄积制冷剂流体的内部体积;热交换盘管,其设置在蓄积器容器的内部体积内,其中,热交换盘管包围热交换盘管的轴向延伸的内体积;用于将制冷剂流体引入到内部体积中的第一入口导管,第一入口导管从蓄积器容器的外侧延伸到蓄积器容器的内部体积内的第一入口导管的内端,以及用于从内部体积排出过热气态制冷剂的第一出口导管,第一出口导管从蓄积器容器的内部体积内延伸到蓄积器容器的外侧;以及用于过冷制冷剂流体的第二入口导管和用于过冷制冷剂流体的第二出口导管,其中,第二入口导管和第二出口导管为热交换盘管提供入口和出口流径;其中,第一入口导管包括多个出口,多个出口中的每个适于将制冷剂流体朝向热交换盘管引导。

[0007] 将认识到,经由第一入口导管进入蓄积器容器的制冷剂流体可包括气态制冷剂、液态制冷剂或这些的混合物。

[0008] 蓄积器容器可具有轴向范围和径向范围。蓄积器容器可为圆柱形的,蓄积器容器的轴向范围和径向范围分别遵循圆柱体的轴向尺寸和径向尺寸。

[0009] 热交换盘管和由此限定的轴向延伸的内体积可具有轴向范围和垂直于轴向范围

的范围,例如径向范围。因此,热交换盘管和由此限定的内体积可包括轴向方向和垂直于轴向方向的方向,例如径向方向。轴向延伸的内体积可理解为形成在盘管的中心处的体积。

[0010] 内体积可理解为具有垂直于热交换盘管的轴线的截面。截面可在内体积的轴向范围上是一致的,或者它可在轴向范围上变化。截面可为圆形的,例如热交换盘管可限定具有圆形截面的内体积。换言之,在特定的轴向位置处由盘管包围的区域的形状可为圆形的。换句话说,热交换盘管可具有圆形截面,使得轴向延伸的内体积具有圆形截面。

[0011] 内体积可为圆柱形的,例如其中截面是圆形的并且在轴向范围上是一致的。

[0012] 内体积的其它截面形状是可能的,例如截面可为椭圆形、方形等。换句话说,热交换盘管可具有椭圆形截面,使得轴向延伸的内体积具有椭圆形截面。热交换盘管可具有方形截面或矩形截面,使得轴向延伸的内体积具有方形截面或矩形截面。内体积由此可为长方体(cuboid),例如,其中截面是方形/矩形形状并且在轴向范围上是一致的。

[0013] 热交换盘管可为螺旋盘管。它可为具有圆形截面的螺旋盘管,使得轴向延伸的内体积具有圆形截面。在截面是圆形并且在轴向长度上一致的情况下,然后轴向延伸的内体积是形成在盘管的中心处的圆柱形体积。

[0014] 热交换盘管可为蛇形热交换盘管。

[0015] 热交换盘管可包括内表面,即,盘管的面向盘管内体积的表面。换句话说,盘管的内表面包括盘管的面向内(朝向内体积)的部分。这可为径向内表面。

[0016] 相反,热交换盘管可理解为包括外表面,即盘管背离盘管内体积的表面。换句话说,盘管的外表面包括盘管的朝向盘管的外侧面向外的部分。这可为径向外表面。

[0017] 将理解,内表面比外表面更接近盘管的中心轴线。

[0018] 将很好认识到,由热交换盘管限定的轴向延伸的内体积不同于形成盘管的管的内部体积,该盘管包括螺旋状制冷剂流径,即过冷制冷剂流动通过的螺旋状制冷剂流径。

[0019] 第一入口导管可在热交换盘管的内体积内延伸。第一入口导管的出口可仅位于在热交换盘管的内体积内延伸的第一入口导管的一部分中。第一入口导管可由互连在一起的多个部分或节段构成。

[0020] 第一入口导管可称为分布器(distributor),或者它可包括称为分布器的部分。出口可在分布器部分中。分布器部分可为连接到第一入口导管的另一节段的单独节段,或者它可与其成整体。

[0021] 第一入口导管适于将气态制冷剂朝向热交换盘管引导,换句话说,第一入口导管可引起制冷剂流体沿一方向离开第一入口导管,使得制冷剂流体接近热交换盘管。因此,离开第一入口导管并且进入蓄积器容器的内部体积的流体的方向可不同于使得气态制冷剂能够进入第一出口导管并且然后离开蓄积器的制冷剂流体路径的方向。第一入口导管可定形成使得离开第一入口导管的制冷剂流体接近热交换盘管。

[0022] 如上文论述的,热交换盘管可包括内(例如径向内)表面。每个出口可适于将制冷剂流体朝向热交换盘管的内(例如,径向内)表面引导。

[0023] 第一入口导管可包括延伸到由热交换盘管包围的轴向延伸的内体积中的部分。然后,热交换盘管可包括面向第一入口导管的内表面(例如,如上文论述的)。第一入口导管可适于向离开第一入口导管的制冷剂流体的流动方向提供分量,该分量沿垂直于热交换盘管的轴向范围的方向。因此可将制冷剂流体朝向热交换盘管的内表面引导。可选地,第一入口

导管可适于使离开第一入口导管的制冷剂流体沿基本上垂直于热交换盘管的轴向范围的方向流动。可选地,第一入口导管可适于使离开第一入口导管的制冷剂流体沿基本上垂直于第一入口导管的长度或轴向范围的方向流动。

[0024] 出口或开口允许制冷剂离开第一入口导管。制冷剂流体由此受到出口的形状和/或定位的影响,且正是该影响引起制冷剂朝向热交换盘管流动。出口可经由添加到第一入口导管的附件或额外构件来提供,该附件或额外构件影响制冷剂流体的方向,以便使得离开第一入口导管的制冷剂流体接近热交换盘管。例如,附件可包括喷口或管道。

[0025] 多个出口可包括2至100个之间的出口,或可包括4至60个之间的出口,或可包括8至40个之间的出口,或可包括16至32个之间的出口。

[0026] 第一入口导管可为基本上圆柱形的或包括基本上圆柱形的部分。第一入口导管可为管状的,例如其可包括管件。第一入口导管可称为分布器管件。

[0027] 蓄积器容器的内部体积内的制冷剂流体越接近热交换盘管,则蓄积器容器的内部体积内的制冷剂流体与热交换盘管中的过冷制冷剂之间的热交换率就越大。

[0028] 类似地,蓄积器容器的内部体积内的制冷剂的混合越大,则蓄积器容器的内部体积内的制冷剂流体与热交换盘管中的过冷制冷剂之间的热交换就越大。因此,通过使离开第一入口导管的制冷剂沿除了到第一出口导管的路线之外的方向流动,且通过使制冷剂在热交换盘管上冲击,在蓄积器容器内就产生更大的湍流,且因此将发生蓄积器容器的内部体积内的制冷剂的更大混合。然后,更大体积的制冷剂将流向热交换盘管附近,使得发生更大的热交换。

[0029] 第一出口导管的入口可位于蓄积器容器内,使得离开第一入口导管的制冷剂不朝向第一出口导管的入口引导。因此,第一出口导管的入口可与制冷剂离开第一入口导管的位置竖直地,或水平地,或既竖直又水平地未对准。通过将第一出口导管的入口定位成远离第一入口导管,使得制冷剂没有直接路径在两者之间流动,而不影响热交换盘管的表面、蓄积器容器的表面或者被迫沿具有方向上变化的路径,避免在发生显著的热交换之前使制冷剂直接从蓄积器容器中吸出。

[0030] 制冷剂流体与热交换盘管相遇处的更大湍流还将减少流过热交换盘管的流体中的边界层。这还用于增加蓄积器容器的内部体积中的制冷剂与热交换盘管之间的热传递。

[0031] 因此,通过使离开第一入口导管的制冷剂流体从多个出口朝向热交换盘管引导,热交换显著增加,例如热交换系数增加。蓄积器容器的内部体积内的过热制冷剂的温度可增加更大的量。热交换盘管内的过冷制冷剂的温度可降低更大的量(即增加过冷度)。因此可提高蓄积器热交换器的效率。结果,与现有技术相比,可增加蓄积器热交换器的冷却能力。有利地,蓄积器热交换器的增加的冷却能力在不增加蓄积器热交换器的尺寸的情况下且在基本上不增加系统的复杂性的情况下增加。根据本公开内容提供的集成的蓄积器热交换器与提供蓄积器和单独的热交换器相比不那么昂贵,且与蓄积器和单独的热交换器相比集成到制冷系统中是不那么复杂且更有效的。

[0032] 可选地,第一入口导管可适于引起制冷剂流体以比制冷剂流体进入第一入口导管的速度更高的速度离开第一入口导管。增加的速度将有助于制冷剂流体接近热交换盘管以及蓄积器容器的内部体积内的制冷剂的混合和制冷剂内的湍流。因此,蓄积器容器的内部体积中的制冷剂与热交换盘管内的制冷剂之间的热交换将增加。

[0033] 第一入口导管可在热交换盘管的内体积内轴向地延伸。第一入口导管可在它的内端处闭合,该内端可为内轴向端。通过在它的内端处闭合,制冷剂流体被迫通过第一入口导管中的出口离开。这产生朝向热交换盘管的高速射流。

[0034] 第一入口导管可包括周向且轴向延伸的表面。多个出口可设在周向且轴向延伸的表面中。出口可包括设在周向且轴向延伸的表面中的孔。

[0035] 第一入口导管可平行于热交换盘管的轴向延伸的内体积的轴向方向延伸,或可沿具有平行于热交换盘管的轴向延伸的内体积的轴向方向的分量的方向延伸。第一入口导管的中心轴线可与热交换盘管的内体积的中心轴线重合(coincident),或者它可相对于其偏移。

[0036] 与第一入口导管类似,第一出口导管可包括周向且轴向延伸的表面。第一出口导管可包括基本上圆柱形的部分。与第一入口导管类似,第一出口导管也可在热交换盘管的内体积内轴向地延伸。第一入口导管和第一出口导管可在热交换盘管的内体积内至少部分地平行于彼此延伸。

[0037] 第一入口导管可在它的内轴向端处闭合,使得防止制冷剂相对于热交换盘管沿轴向方向离开第一入口导管。内轴向端可为第一入口导管的最后部分,该最后部分处于入口导管内的制冷剂流所循的距第一入口导管的制冷剂首先进入蓄积器容器的部分最大距离处。入口导管的内轴向端可经由径向且周向延伸的表面来闭合,或内轴向端可以任何其它方式成形,使得不存在允许制冷剂沿平行于热交换盘管的内体积的轴向方向的方向离开第一入口导管的开口。

[0038] 多个出口可以多个孔的形式提供,其中在第一入口导管的轴向且周向延伸的表面中存在材料缺失。孔可为任何形状,例如它们可为圆形、方形、六边形或任何其它形状。孔可为相同的形状,或孔可为不同的形状。

[0039] 孔中的至少一些可围绕第一入口导管的周向且轴向延伸的表面周向地分布。

[0040] 多个孔的位置可围绕第一入口导管的周向且轴向延伸的表面分布,使得制冷剂在多个角度位置处朝向热交换盘管引导。

[0041] 多个孔可围绕入口导管的周向且轴向延伸的表面的周边相等地间隔,使得每个孔之间的角距离一致。例如,在其中存在四个孔的情况下,孔可分离达90度的角度旋转,且对于其中存在5个孔的情况,孔可分离达72度的角度旋转。

[0042] 孔中的至少一些可沿第一入口导管的周向且轴向延伸的表面轴向分布。

[0043] 多个孔的位置可分布在第一入口导管的周向且轴向延伸的表面上,使得制冷剂在多个轴向高度处朝向热交换盘管引导。

[0044] 多个孔可沿入口导管的周向且轴向延伸的表面的轴向长度相等地间隔,使得每个孔之间的轴向距离一致。

[0045] 典型地,多个孔可围绕入口导管的周向且轴向延伸的表面周向地分布,且沿入口导管的周向且轴向延伸的表面轴向地分布。这最大限度地增加制冷剂在热交换盘管上的分布,且因此最大限度地增加热交换。

[0046] 在存在围绕入口导管的周向且轴向延伸的表面周向地分布的多个孔和沿入口导管轴向地分布的多个孔的情况下,每个孔之间的周向/角度分离可在一组的那些多个孔内是一致的。例如,在单个轴向高度处可有四个孔,且它们各自可围绕第一入口管的周边分离

达90度,在单独的高度处可有另外四个孔,且这四个孔中的每个可围绕第一入口导管的周边分离达90度。设在相同角度位置处的孔之间可存在相等的轴向距离。在一些示例中,可存在围绕第一入口管的周边以相等的角度分离来间隔的一组孔,但是孔中的一些或全部可相对于该组内的其它孔轴向地偏移。

[0047] 孔可具有在1至10mm范围内的直径,可选地,孔具有在2至8mm范围内的直径,可选地,孔具有5mm的直径。孔可具有不同的直径,例如,一些孔可具有在这些范围之一中的直径,而其它孔可具有在其它范围中的直径。

[0048] 孔的大小可设定成以便控制离开第一入口导管的制冷剂流体的速度。孔可小,以便增加制冷剂流体的速度。然而,孔不能太小,以致蓄积器热交换器的功能因制冷剂流过第一入口管的孔所需的压力太大而受到损害。在存在一个以上的孔的情况下,孔可具有相等的大小,或孔可具有不同的大小。孔可为圆形的,且它们的直径可在1至10mm的范围内,可选地,一个或多个孔具有在2至8mm范围内的直径,可选地,一个或多个孔具有5mm的直径。类似地,孔可为方形的并且它们的宽度可在1至10mm的范围内、在2至8mm的范围内,或可为5mm。孔可为任何其它形状,且它们的主要长度或最长长度可在1至10mm的范围内、在2至8mm的范围内,或可为5mm。

[0049] 第一入口导管中的多个出口中的一个或多个可包括喷嘴。换句话说,喷嘴可设在第一入口导管中的出口中的一个或多个处。

[0050] 喷嘴可设在第一入口导管中的出口中的每个处。在其中出口是孔的示例中,喷嘴可设在第一入口导管的周向且轴向延伸的表面内的孔中的一个或多个或者每个处。

[0051] 喷嘴可为定位在出口处的额外构件或额外材料,以便充当用于控制通过出口离开第一入口导管的制冷剂流体射流的喷口。因此,喷嘴可能能够确定或控制射流的方向和/或速度。

[0052] 热交换盘管例如可为圆形螺旋盘管。热交换盘管可包括节距。热交换盘管的节距可为恒定的或可沿盘管的轴向长度变化。该节距可使得:i)相邻圈体不接触,ii)相邻圈体接触,或iii)节距沿热交换盘管的长度变化,使得相邻圈体的第一部分接触而相邻圈体的第二部分不接触。

[0053] 热交换盘管的节距可使得相邻的圈体不接触。热交换盘管的相邻圈体可不彼此接触,而是可紧邻,以便为制冷剂在圈体之间通过提供小流径。相邻圈体之间的间隙的大小可设定成使得当制冷剂通过其中时在制冷剂内引起显著的湍流。

[0054] 在相邻圈体之间没有接触或仅有小空间的情况下,当制冷剂流过圈体并且流过盘管的轴向且周向延伸的表面时,将在制冷剂内引起湍流。该增加的湍流将增加制冷剂与热交换盘管之间的热交换。此外,通过允许圈体之间的流动,流动将接触盘管的更大的热交换表面,因此增加热交换。

[0055] 热交换盘管的节距可使得相邻的圈体接触。热交换盘管的相邻圈体可与彼此接触,使得没有可用于制冷剂在圈体之间通过的流径。

[0056] 在热交换盘管的相邻圈体之间存在接触的情况下,对于蓄积器容器内的任何有意义的制冷剂流,没有路线通过盘管的轴向且周向延伸的表面。因此,通过在相邻圈体之间提供具有接触区域的盘管,当在使用中时,由通过螺旋盘管的轴向延伸表面来从盘管的内体积内通过到热交换盘管的内体积的外侧的制冷剂体积减少。在一些实施例中,相邻的圈体

处于充分、持续的接触，使得对于制冷剂，没有路线从盘管的内体积内通过到热交换盘管的内体积的外侧，而不首先在盘管的轴向端处离开热交换盘管的内体积。在一些实施方式中，相邻圈体密封在一起以便完全防止相邻圈体之间的流动。

[0057] 热交换盘管的节距可沿热交换盘管的长度变化，使得相邻圈体的第一部分接触而相邻圈体的第二部分不接触。热交换盘管的相邻圈体之间的接触程度可沿热交换盘管的长度变化。相邻圈体的第一部分可包括由形成相邻圈体的第二部分的热交换盘管的多个圈体区段分隔开的热交换盘管的多个圈体区段。

[0058] 第一入口导管可与热交换盘管的纵向轴线重合。

[0059] 因此，第一入口导管可沿热交换盘管的中心线延伸通过热交换盘管的内体积。在热交换盘管居中定位在蓄积器容器内的情况下，即热交换盘管的纵向轴线与蓄积器容器的中心轴线对准的情况下，第一入口导管因此也可沿蓄积器容器的中心轴线延伸。

[0060] 根据第二方面，提供一种制冷系统。该制冷系统包括根据第一方面并且可选地包括如上文描述的任何其它特征的蓄积器热交换器、压缩机、汽化器、膨胀阀以及冷凝器，其中，第一入口导管和第一出口导管定位在汽化器与压缩机之间，使得第一制冷剂流径顺序地从汽化器延伸到第一入口导管，到第一出口导管，且到压缩机，并且第二入口导管和第二出口导管定位在冷凝器与膨胀阀之间，使得第二制冷剂流径顺序地从冷凝器延伸到第二入口导管，到第二出口导管，且到膨胀阀。

[0061] 在一些实施例中，第一制冷剂流径可直接从汽化器延伸到第一入口导管和/或直接从第一出口导管延伸到压缩机，即，除了连接制冷剂管线或管之外，不通过中间的另一构件。在其它实施例中，第一制冷剂流径可延伸通过汽化器与第一入口导管中间的额外构件，和/或第一出口导管与压缩机之间的额外构件，但是将保持上面参照汽化器、第一入口导管、第一出口导管和压缩机列举的顺序。

[0062] 在一些实施例中，第二制冷剂流径可直接从冷凝器延伸到第二入口导管和/或直接从第二出口导管延伸到膨胀阀，即，除了连接制冷剂管线或管之外，不通过中间的另一构件。在其它实施例中，第二制冷剂流径可延伸通过冷凝器与第二入口导管中间的额外构件，和/或第二出口导管与膨胀阀之间的额外构件，但是将保持上面参照冷凝器、第二入口导管、第二出口导管和膨胀阀列举的顺序。

[0063] 第一入口导管可直接连接到汽化器。

[0064] 因此，流径设在汽化器与第一入口导管之间，且除了连接制冷剂管线或管之外，该流径不延伸通过汽化器与第一入口导管中间的任何额外构件。

[0065] 第一出口导管可直接连接到压缩机。

[0066] 因此，流径设在第一出口导管与压缩机之间，且除了连接制冷剂管线或管之外，该流径不延伸通过第一出口导管与压缩机中间的任何额外构件。

[0067] 制冷系统可适合用于在运输应用中使用。例如，制冷系统可适合用于在冷藏车辆和/或拖车中使用。此类冷藏车辆和拖车通常用于在冷链配送系统中运输易腐烂的货物。制冷系统可安装到车辆或拖车，与车辆或拖车内的货物空间操作关联，以保持货物空间内的受控温度环境。

[0068] 制冷系统可适合用于在可安装于建筑物、车辆等中的HVAC系统或空调系统中使用。

[0069] 制冷系统可包括多个汽化器。

[0070] 第一入口导管可从多个汽化器中的每个接收制冷剂流体。从汽化器中的每个接收的制冷剂流体的温度可不同。换句话说,制冷系统可为多温度系统。

[0071] 多个汽化器可设在并联连接的制冷系统内。

[0072] 根据第一方面并且可选地包括如上文描述的任何其它特征的蓄积器热交换器在包括多个汽化器的制冷系统中提供特定的优点。归因于与所描述的蓄积器热交换器的改进的热交换,可使用单个蓄积器热交换器而不是为每个汽化器提供单独的外部热交换器。与为每个汽化器使用单独的外部热交换器相比,这不那么昂贵。此外,归因于构件数量的减少以及制冷剂流径内所需的接头数量的减少,制冷剂的泄漏减少。

[0073] 根据另一方面,提供一种使用根据第一方面并且可选地包括如上文描述的任何其它特征的蓄积器热交换器来热交换的方法。该方法包括:使制冷剂流体供应到第一入口导管中;以及使制冷剂流体通过多个出口朝向热交换盘管分布。

[0074] 第一入口导管由此将制冷剂流体引入到蓄积器容器的内部体积中。第二入口导管将过冷制冷剂引入到蓄积器容器内的热交换盘管中。

[0075] 气态制冷剂和液态制冷剂的混合物可通过第一入口导管进入蓄积器容器。液态制冷剂可蓄积在蓄积器容器内的汇集部中,且可周期性地从蓄积器容器中蒸发。气态制冷剂可在整个容器中蓄积,且大体上可从第一入口导管流向第一出口导管的入口。

[0076] 制冷剂将离开第一入口导管并且朝向热交换盘管引导。使制冷剂流体通过多个出口朝向热交换盘管分布可包括通过在第一入口导管的周向且轴向延伸的表面内的多个孔提供制冷剂流体。

[0077] 归因于在热交换盘管中与过冷制冷剂的热交换,故气态制冷剂在其行进通过蓄积器容器时将变成过热气态制冷剂。过热制冷剂处于高于制冷剂蒸发点的温度。过冷制冷剂处于低于制冷剂泡(液)点的温度。

[0078] 第一入口导管、蓄积器容器和第一出口导管内的气态制冷剂处于比第二入口导管、热交换盘管和第二出口导管内的制冷剂更低的压力。结果,第一入口导管、蓄积器容器和第一出口导管内的制冷剂的露蒸气点将低于第二入口导管、热交换盘管和第二出口导管内的制冷剂的露蒸气点。因此,气态制冷剂可处于低于过冷液态制冷剂的温度。因此,热交换经由从热交换盘管内的过冷液态制冷剂到蓄积器容器的内部体积内的制冷剂流体的热传递来发生。因此,蓄积器热交换器用于进一步冷却过冷制冷剂,且进一步加热蓄积器容器的内部体积内的制冷剂流体以形成过热的气态制冷剂。结果,促进经由第一入口导管供应的制冷剂流体的汽化,且减少蓄积器中液态制冷剂蓄积的体积。离开蓄积器热交换器的过冷制冷剂由于其温度降低也具有更大的冷却能力。

[0079] 该热交换方法中的蓄积器热交换器可为制冷系统的一部分,其中,制冷系统包括:压缩机、汽化器、膨胀阀和冷凝器,且热交换的方法包括:从汽化器向第一入口导管供应制冷剂,从第一出口导管向压缩机供应过热气态制冷剂,从冷凝器向第二入口导管供应过冷液态制冷剂,以及从第二出口导管向膨胀阀供应过冷液态制冷剂。

[0080] 在一些实施例中,制冷剂流体可从汽化器直接供应到第一入口导管,和/或过热气态制冷剂可从第一出口导管直接供应到压缩机,即,不通过中间的另一构件。在其它实施例中,制冷剂可流过汽化器与第一入口导管中间的额外构件,和/或第一出口导管与压缩机之

间的额外构件,但是将保持上面参照汽化器、第一入口导管、第一出口导管和压缩机列举的顺序。

[0081] 在一些实施例中,过冷制冷剂可从冷凝器直接供应到第二入口导管,和/或可从第二出口导管直接供应到膨胀阀,即,不通过中间的另一构件。在其它实施例中,过冷制冷剂可流过冷凝器与第二入口导管中间的额外构件,和/或第二出口导管与膨胀阀之间的额外构件,但是将保持上面参照冷凝器、第二入口导管、第二出口导管和膨胀阀列举的顺序。

[0082] 制冷剂流体可直接从汽化器供应到第一入口导管。制冷剂流体由此从汽化器供应到蓄积器容器,而气态制冷剂不进入汽化器与第一入口导管之间的额外构件。气态制冷剂和液态制冷剂的组合可通过第一入口导管从汽化器提供到蓄积器容器。

[0083] 过热气态制冷剂可从第一出口导管直接供应到压缩机。因此,过热气态制冷剂从蓄积器容器提供到压缩机,而不通过第一出口导管与压缩机之间的制冷系统的额外构件。引入到蓄积器容器中的任何液态制冷剂将汇集在容器内,且不会通过第一出口导管流到压缩机。

附图说明

[0084] 现在将仅通过示例并且参照附图来描述本发明的某些实施例,在附图中:

[0085] 图1示出蓄积器热交换器的截面的透视图;

[0086] 图2示出根据本发明的实施例的蓄积器热交换器的截面的透视图;

[0087] 图3示出图2的蓄积器热交换器的外部透视图;

[0088] 图4示出图2的蓄积器热交换器的平面图;

[0089] 图5a示出图1的蓄积器热交换器的平面切片的热图;

[0090] 图5b示出图2的蓄积器热交换器的平面切片的热图;

[0091] 图5c示出图5a和5b中用于表示蓄积器热交换器的温度的标度;

[0092] 图6示出设在图2的蓄积器热交换器内的第一入口导管的透视图;以及

[0093] 图7示出包括图2的蓄积器热交换器的制冷系统的示意图。

具体实施方式

[0094] 如在图1中看到的,蓄积器热交换器100包括具有用于蓄积制冷剂的内部体积108的蓄积器容器102。图1的蓄积器容器102大致是圆柱形的,具有轴向范围和径向范围。在蓄积器容器的轴向端处的盖104为蓄积器容器102提供略微圆顶形的端部。第一入口导管110和第二入口导管111从蓄积器容器102的外侧延伸到蓄积器容器102的内侧。即,第一入口导管110和第二入口导管111延伸到蓄积器容器100的内部体积108中。第一出口导管112和第二出口导管113从蓄积器容器102的内侧延伸到蓄积器容器102的外侧。

[0095] 如在图1中看到的,热交换盘管124设在蓄积器容器102内。热交换盘管124呈具有圆形截面的螺旋盘管的形式,使得它包围圆柱形轴向延伸的内体积126。

[0096] 第二入口导管111和第二出口导管113连接到热交换盘管124,使得第二入口导管111和第二出口导管113为热交换盘管124提供入口和出口流径。在使用中,过冷制冷剂从第二入口导管111流过热交换盘管124,且到第二出口导管113。在示出的示例中,第二入口导管111将过冷制冷剂引入到热交换盘管124的上轴向端。在其它示例中,第二入口导管111将

过冷制冷剂引入到热交换盘管124的下轴向端。

[0097] 在使用中,制冷剂通过第一入口导管110输送到蓄积器容器102的内部体积108。液态制冷剂将汇集在蓄积器容器102内,而气态制冷剂将流到第一出口导管112以从蓄积器容器102中移除。

[0098] 在该系统中,气态制冷剂经由第一入口导管110的轴向端114处的开口离开第一入口导管110,且因此将向下流向蓄积器容器102的基部。

[0099] 图2示出根据本发明的实施例的示例性热交换器蓄积器200的截面。蓄积器热交换器200包括蓄积器容器202,其具有用于蓄积制冷剂的内部体积208。图2的蓄积器容器202大致是圆柱形的,具有轴向范围和径向范围。在蓄积器容器的轴向端处的盖204为蓄积器容器202提供略微圆顶形的端部。第一入口导管210(也称为分布器管件)和第二入口导管220从蓄积器容器202的外侧延伸到蓄积器容器202的内侧。即,第一入口导管210和第二入口导管220延伸到蓄积器容器200的内部体积208中。第一出口导管212和第二出口导管222从蓄积器容器202的内侧延伸到蓄积器容器202的外侧。密封件设在第一入口导管210和第二入口导管220以及第一出口导管212和第二出口导管222通过盖204之处。

[0100] 如在图2中看到的,热交换盘管224设在蓄积器容器202内。热交换盘管224呈具有圆形截面的螺旋盘管的形式,使得它包围圆柱形轴向延伸的内体积226。第二入口导管220和第二出口导管222连接到热交换盘管224,使得第二入口导管220和第二出口导管222为热交换盘管224提供入口和出口流径。在使用中,过冷制冷剂从第二入口导管220流过热交换盘管224,且到第二出口导管222。在示出的示例中,第二入口导管220将过冷制冷剂引入到热交换盘管224的上轴向端。在其它示例中,第二入口导管220将过冷制冷剂引入到热交换盘管224的下轴向端。

[0101] 液态制冷剂将汇集在蓄积器容器202内,而气态制冷剂将流到第一出口导管212以从蓄积器容器202中移除。

[0102] 第一入口导管210从蓄积器容器202的外侧延伸,通过蓄积器容器202的盖204且到第一入口导管210的内轴向端214。第一入口导管的轴向端214设置在热交换盘管224的内体积226内。因此,在使用中,制冷剂通过第一入口导管210输送到热交换盘管224的内体积226。第一入口导管210适于使得在使用中从第一入口导管210喷射的制冷剂流体朝向热交换盘管224引导。

[0103] 热交换盘管包括内表面228,其是径向内表面。第一入口导管210设置在热交换盘管224的内体积226内,使得第一入口导管的周向且轴向延伸的表面240面向热交换盘管的径向内表面228。在使用中,将制冷剂流体朝向热交换盘管224的径向内表面228引导。

[0104] 第一入口导管210包括在周向且轴向延伸的表面240内的出口。出口包括在周向且轴向延伸的表面240中的孔242。多个孔242分布在周向且轴向延伸的表面240上。

[0105] 热交换盘管224设置在蓄积器容器202内,以便在蓄积器容器202的内表面206和热交换盘管224的径向外表面229之间提供轴向延伸的外间隙230。归因于蓄积器容器202和热交换盘管224的圆柱形式,外间隙230在形状上是环形的。

[0106] 在使用中,蓄积器容器202的内部体积208内的气态制冷剂将从蓄积器容器的基部流动,通过环形间隙230且到第一出口导管212的入口216。

[0107] 图3示出蓄积器热交换器200的外部透视图。可看到第一入口导管210和第二入口

导管220进入蓄积器容器202。可看到第一出口导管212和第二出口导管222离开蓄积器容器202。将认识到,第一出口导管212包括在蓄积器容器202的内部体积208内的U形转弯,以便在与第一入口导管210进入蓄积器容器202相同的轴向端处离开蓄积器容器202。

[0108] 图4示出蓄积器热交换器200的外部平面图。第一入口导管示为与蓄积器容器202的中心轴线重合。

[0109] 图5a示出图1的蓄积器热交换器100的平面切片的热图,该平面切片包括蓄积器热交换器100的中心轴线。蓄积器热交换器100包括第一入口导管110,其不具有将制冷剂流体朝向热交换盘管124引导的能力。从热图中显示的温度数据可看出,相对冷的制冷剂从第一入口导管110的出口114朝向蓄积器容器102的内部体积108的基部流动。如可在图5a的框A内看到的,从第一入口导管110的出口114流动的制冷剂通过热交换盘管124,而基本上不与盘管相互作用且在蓄积器容器的内部体积内的制冷剂与热交换盘管124内的制冷剂之间基本上没有热传递。图5a示出第一出口导管112,然而蓄积器热交换器200的第一出口导管212相对于图5a中示出的平面偏移,且因此未示出。

[0110] 图5b示出如上文描述的蓄积器热交换器200的平面切片的热图,该平面切片包括蓄积器热交换器200的中心轴线。制冷剂流体经由第一入口导管(分布管件)210引入到蓄积器容器202的内部体积208中。第一入口导管210包括在周向且轴向延伸的表面240上的孔242,其将制冷剂流体朝向热交换盘管224引导。可看到冷制冷剂的射流250源自第一入口导管210中的孔242,以接近热交换盘管224。如框B中所示,射流中夹带的制冷剂与热交换盘管224相互作用并且由热交换盘管224偏转。

[0111] 图5c中所示用于表示温度的标度与图5a和图5b两者中使用的标度相同。当比较在蓄积器容器102和202的内部体积108、208内和在热交换盘管126、226的内体积的外侧的制冷剂温度时,可看出图5b中示出的蓄积器容器202中的温度相比于图5a中示出的蓄积器容器102内的温度更高。换句话说,归因于与热交换盘管224中的制冷剂进行更有效的热交换,来自蓄积器容器202的内部体积208中存在的第一入口导管210的制冷剂处于较高的温度。

[0112] 图5a示出,在该示例性蓄积器热交换器中,当热交换盘管124内的制冷剂在图5a中示出的蓄积器热交换器100内从热交换盘管125的基部上升到热交换盘管127的顶部时,它的温度降低达约11摄氏度。

[0113] 图5b示出,在该特定实施例中,当热交换盘管224内的制冷剂从热交换盘管225的基部上升到热交换盘管227的顶部时,它的温度降低达约15摄氏度。因此,与蓄积器热交换器100相比,从热交换盘管225的基部上升到热交换盘管227的顶部的制冷剂的温度在蓄积器热交换器200中更大程度地降低。换句话说,热交换盘管224中的制冷剂已通过与来自第一入口导管210的制冷剂进行更有效的热交换而更大程度地冷却。在该示例中,通过热交换盘管224实现4摄氏度的冷却改进,其相对于通过热交换盘管125实现的11摄氏度的冷却改进约37%。

[0114] 大体上,使用包括具有多个出口的第一入口导管的蓄积器热交换器,多个出口中的每个适于将制冷剂流体朝向热交换盘管引导,可导致热交换盘管内制冷剂的过冷与图1的热交换器蓄积器100相比改进约37%。

[0115] 图6示出第一入口导管210的示意。第一入口导管包括周向且轴向延伸的表面240。孔242设在第一入口导管210的周向且轴向延伸的表面240中。

[0116] 在示出的示例中,提供孔242使得在提供成以围绕第一入口导管210的相同角度旋转的那些孔之间存在相等的轴向距离。在示出的示例中,孔242分布成使得设置在相同轴向高度处的孔242之间存在90度的分离。四个孔设在相同的轴向高度处。设置在相同轴向高度处的孔242a相对于设置在轴向相邻层中的孔242b周向偏移达45度。技术人员将认识到,与图6中示出的示例相比,孔的分布可容易地改变。

[0117] 可在蓄积器容器内添加额外部分以增强蓄积器容器中的制冷剂与热交换盘管中的制冷剂之间的热交换。例如,可通过使蓄积器容器内的制冷剂在离开第一入口导管之后且在进入第一出口导管之前沿较长的流径流动来增加热交换。例如,隔板可跨过热交换盘管设置,例如在盘管的顶部处,例如在热交换盘管的内体积的外侧并且与热交换盘管的顶部轴向端接触,使得第一入口导管的出口设置在隔板的第一侧上,且第一出口导管的入口设置在隔板的与第一侧相对的第二侧上。因此,此隔板可迫使制冷剂在热交换盘管的内部体积内向下流动,且然后在间隙(例如蓄积器容器202的内表面206与热交换盘管224的径向外表面229之间的间隙230)中向上流动到第一出口导管212的入口216。

[0118] 图7示出包括上文描述的蓄积器热交换器200的制冷系统300的示意。制冷系统300包括压缩机310、冷凝器320、膨胀阀330和汽化器340。冷凝器320连接到蓄积器200的第二入口导管220。膨胀阀330连接到蓄积器200的第二出口导管212。

[0119] 制冷剂顺序地从压缩机310流到冷凝器320,到蓄积器热交换器200内的热交换盘管224,到膨胀阀330,到汽化器340,到蓄积器热交换器200的第一入口导管210和第一出口导管212,且返回到压缩机310。

[0120] 离开冷凝器的制冷剂将处于相对高的压力(与离开汽化器340的制冷剂相比),且将是液体。冷凝器320通过使制冷剂冷却到它的饱和温度来引起从制冷剂到周围环境的排热,在该饱和温度下,气态制冷剂冷凝成液体。冷凝期间产生的潜热传递到周围环境中。冷凝器320可具有足够的冷却能力以将液体的温度降低至低于饱和温度,由此产生过冷制冷剂。冷凝器320内的高压意味着制冷剂的饱和温度高于汽化器340中处于较低压力的制冷剂的饱和温度。因此,过冷液态制冷剂的制冷剂温度可高于由汽化器340供应的气态制冷剂的温度。因此,热从热交换盘管224中的过冷制冷剂传递到第一入口导管210、蓄积器内部体积208和第一出口导管212内的气态制冷剂。

[0121] 离开第二出口导管222的制冷剂的增加的过冷继而增加制冷剂的冷却能力,使得一旦它供应到汽化器340,则随着液体汽化成气体,从周围环境带走增加的热量。结果,提高制冷系统的效率。

[0122] 增加经由第一入口导管210供应到蓄积器容器202的制冷剂的热将减小蓄积器容器202内的液相制冷剂的比例。结果,更少的液态制冷剂蓄积在蓄积器中,且更大量的气态制冷剂可用于继续通过制冷系统。

[0123] 在该制冷系统300内使用上文描述的蓄积器热交换器200允许实现这些益处,同时避免增加制冷系统300的复杂性并且不增加制冷系统300所需的空间。因此,制冷系统300和它的用途适合于诸如运输制冷的应用,其中制冷系统300可安装到车辆或拖车上,与车辆或拖车内的货物空间操作关联,以保持货物空间内的受控温度环境。

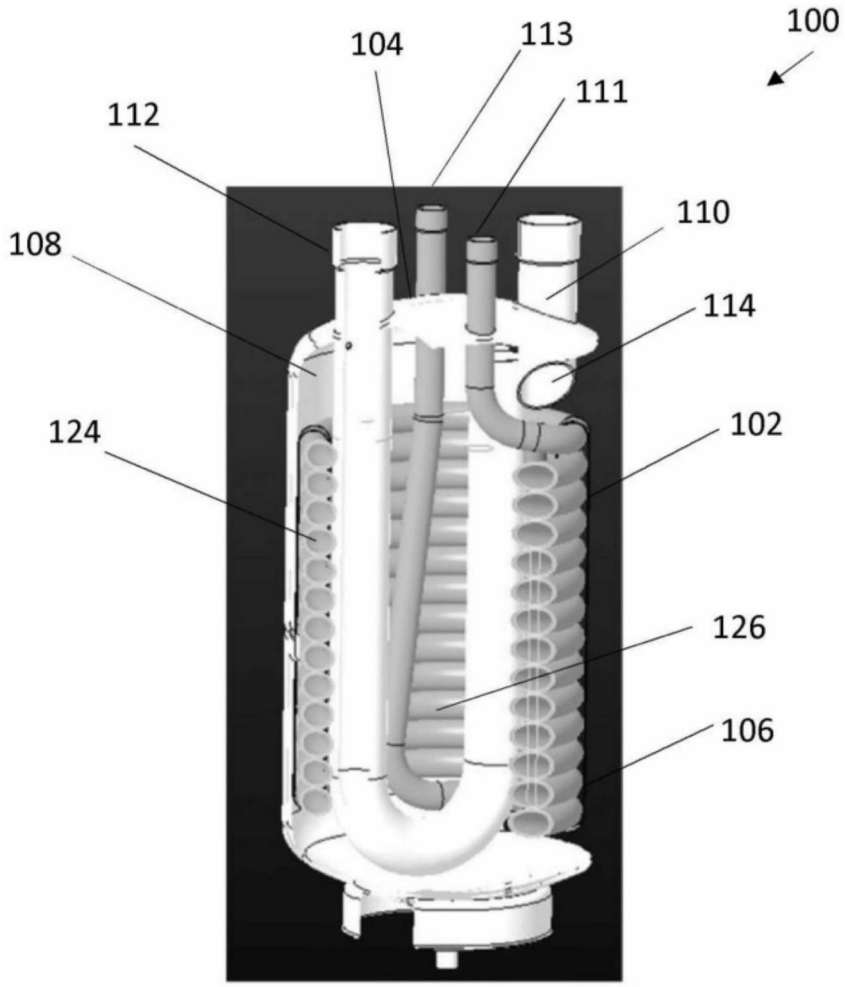


图1

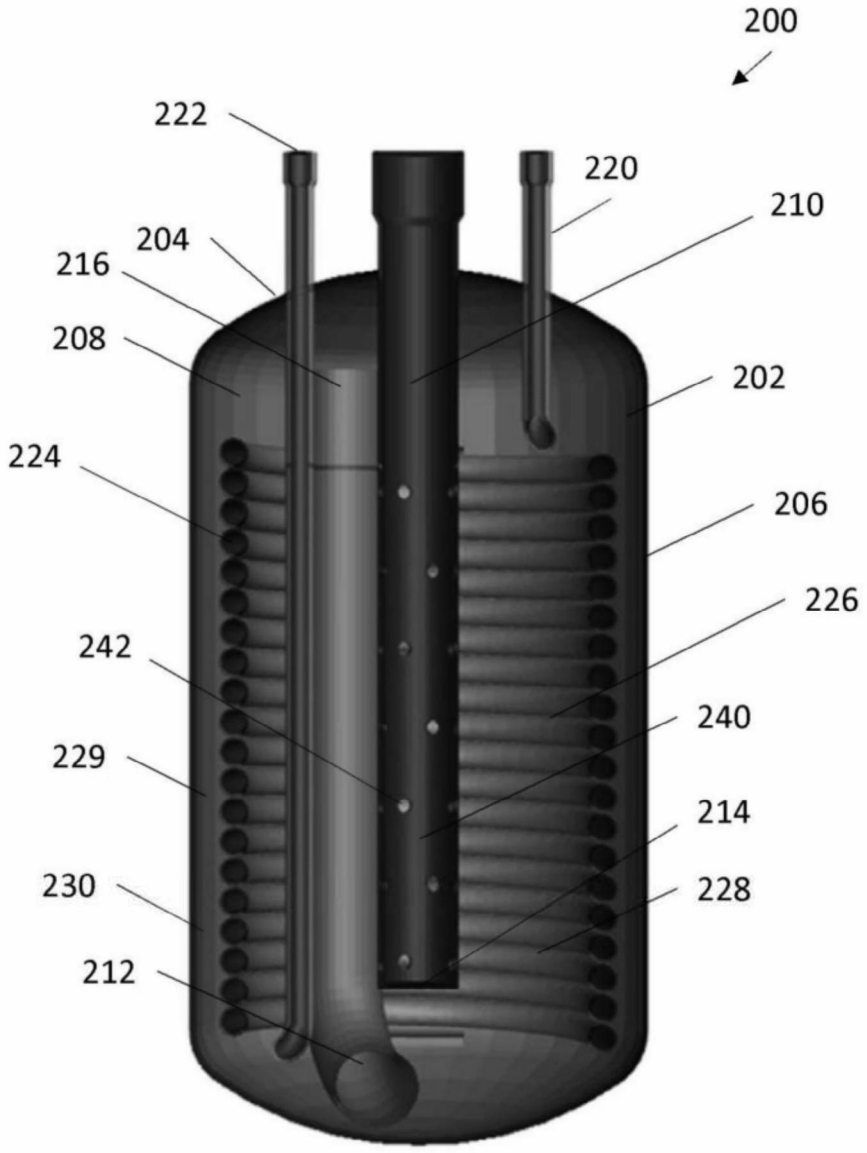

200
222
220
210
204
216
208
202
224
206
226
242
240
229
214
230
228
212

图2

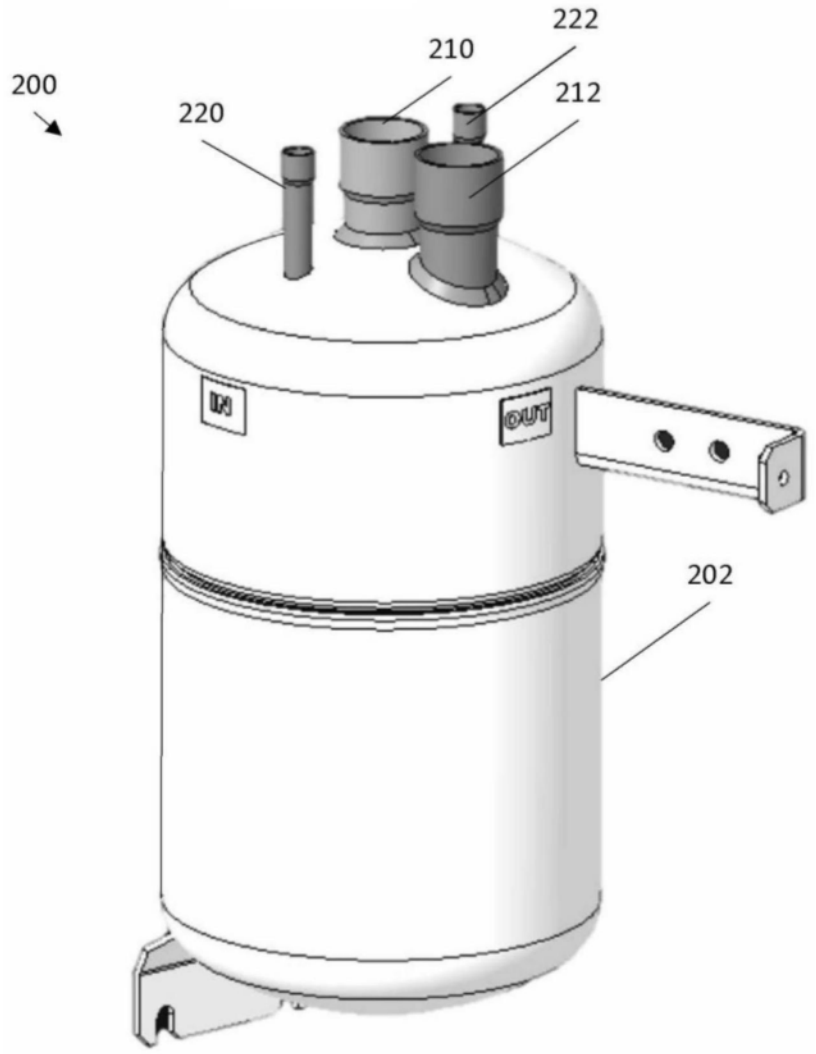


图3

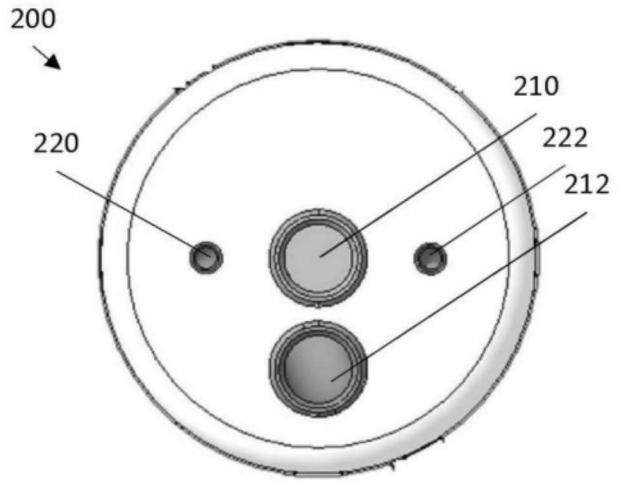


图4

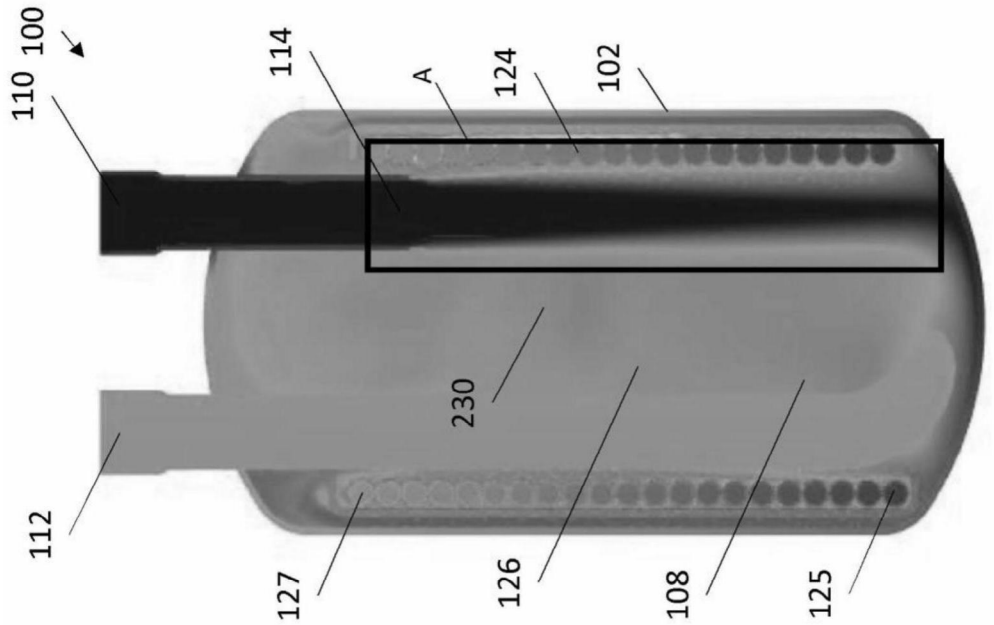

100
110
114
A
124
102
230
112
127
126
108
125

图5a

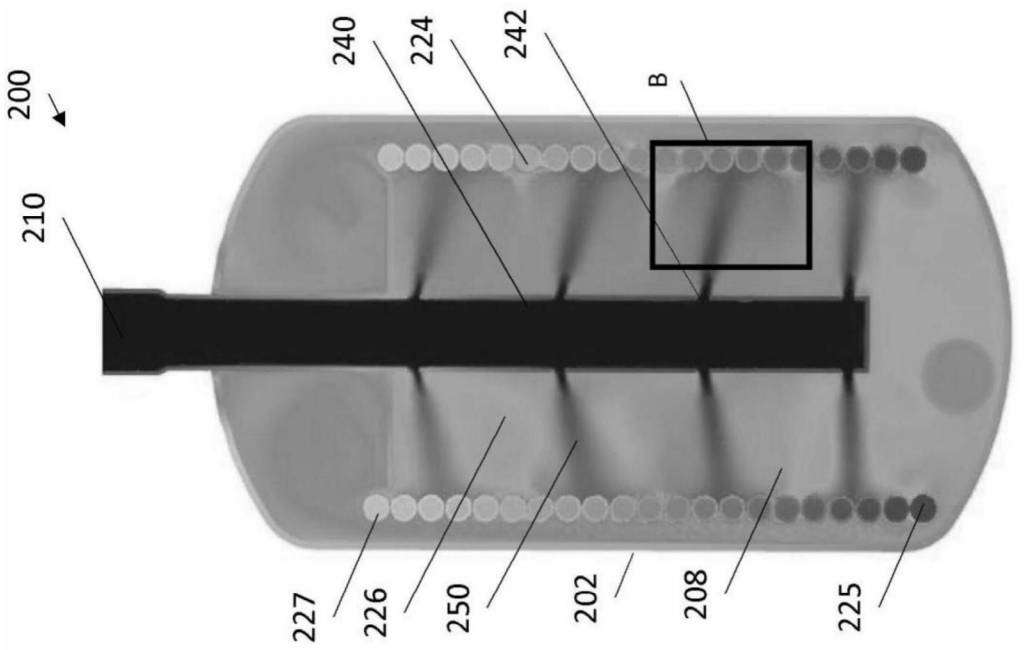

200
240
224
242
B
210
227
226
250
202
208
225

图5b

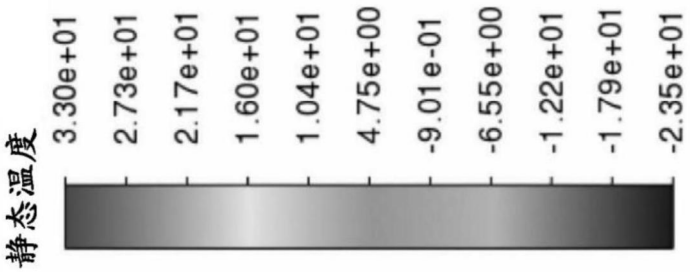

静态温度
3.30e+01
2.73e+01
2.17e+01
1.60e+01
1.04e+01
4.75e+00
-9.01e-01
-6.55e+00
-1.22e+01
-1.79e+01
-2.35e+01

图5c

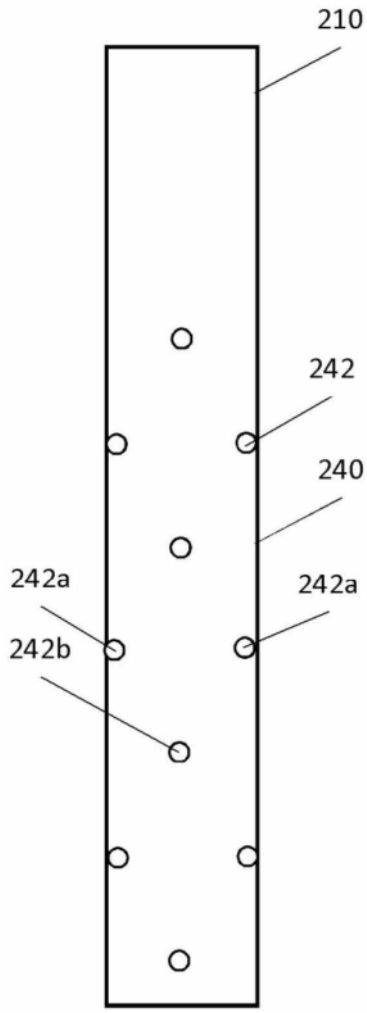

210
242
240
242a
242a
242b

图6

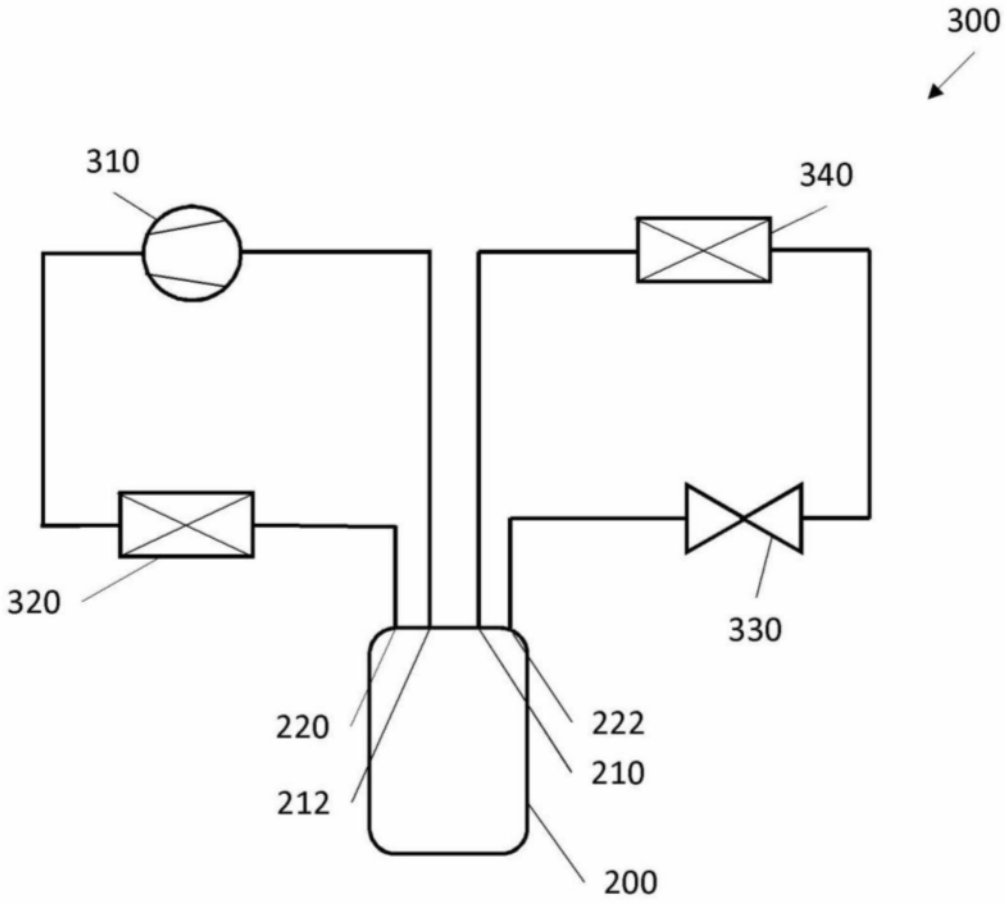


图7