

(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102269489 A

(43) 申请公布日 2011. 12. 07

(21) 申请号 201110130853. 3

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2007. 03. 20

F25B 40/00(2006. 01)

(30) 优先权数据

60/784, 145 2006. 03. 20 US

11/725, 557 2007. 03. 19 US

(62) 分案原申请数据

200780010112. 3 2007. 03. 20

(71) 申请人 艾默生环境优化技术有限公司

地址 美国俄亥俄州

(72) 发明人 亨格·M·范

让-吕克·M·卡伊拉特

罗纳德·L·万·胡斯

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司

公司 11227

代理人 田军锋 魏金霞

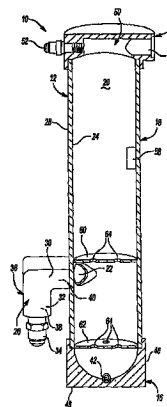
权利要求书 1 页 说明书 19 页 附图 12 页

(54) 发明名称

用于热泵的闪蒸罐设计和控制

(57) 摘要

一种用于能够在加热模式和冷却模式下运行的热泵的闪蒸罐，该闪蒸罐包括外壳，该外壳具有位于顶部和底部之间的中部，所述顶部、底部和中部共同限定出外壳的内部容积。第一口与内部容积流体连通，该第一口在加热模式下用作入口并且在冷却模式下用作出口。第二口与内部容积流体连通，该第二口在冷却模式下用作入口并且在加热模式下用作出口。流动控制装置和止回阀流体连接，以控制该罐在加热模式下用作闪蒸罐并在冷却模式下用作接收器。



1. 一种闪蒸罐,包括:
外壳,所述外壳包括内部容积并具有大约 4 至 6 之间的高度与直径比;
与所述内部容积流体连通的第一口,所述第一口能够在第一模式下用作入口并且能够在第二模式下用作出口;以及
与所述内部容积流体连通的第二口,所述第二口能够在所述第一模式下用作出口并且能够在所述第二模式下用作入口。
2. 如权利要求 1 所述的闪蒸罐,其中,所述第一口穿过所述内部容积的中部形成,所述中部设置在所述内部容积的顶部和底部之间。
3. 如权利要求 2 所述的闪蒸罐,其中,所述第一口与所述底部隔开一段约等于所述外壳的总高度的三分之一或不大于所述外壳的总高度的一半的距离。
4. 如权利要求 1 所述的闪蒸罐,其中,所述第一口与所述外壳的内表面相切地形成。
5. 如权利要求 1 所述的闪蒸罐,其中,所述第一部分包括与所述外壳垂直地形成的第一部分以及与所述外壳基本平行地形成的第二部分,使得所述第一部分和所述第二部分共同限定出大致的 L 形。
6. 如权利要求 5 所述的闪蒸罐,其中,所述第一部分包括用来降低进入所述外壳的流体的速度的膨胀容积。
7. 如权利要求 1 所述的闪蒸罐,还包括位于所述外壳内的内部隔板。
8. 如权利要求 7 所述的闪蒸罐,其中,所述内部隔板与所述内部容积的中部基本垂直地形成,所述中部设置在所述内部容积的顶部和底部之间。
9. 如权利要求 7 所述的闪蒸罐,其中,所述内部隔板相对于所述内部容积的中部成角度地形成,所述中部设置在所述内部容积的顶部和底部之间。
10. 如权利要求 7 所述的闪蒸罐,其中,所述内部隔板包括至少一个通孔。

用于热泵的闪蒸罐设计和控制

[0001] 本申请是申请人艾默生环境优化技术有限公司的申请日为 2007 年 3 月 20 日、申请号为 200780010112.3 的发明专利申请的分案申请。

技术领域

[0002] 本公开涉及一种蒸汽喷射系统,更具体地说,涉及一种用于蒸汽喷射系统的改进的闪蒸罐和控制方案。

背景技术

[0003] 涡旋机械包括与非绕动涡卷构件相互啮合的绕动涡卷构件,以便限定出一系列压缩室。绕动涡卷构件相对于非绕动涡卷构件的旋转导致压缩室尺寸逐渐减小,并导致位于各室内的流体被压缩。

[0004] 在运行过程中,绕动涡卷构件通过驱动轴的旋转而相对于非绕动涡卷构件绕动,所述驱动轴通常由电机驱动。由于驱动轴由电机驱动,所以能量通过绕动涡卷构件的旋转而消耗掉。能量消耗随着排放压力的升高而增加,因为需要涡旋机械做更多的功来获得更高的压力。因此,如果输入蒸汽(即从涡旋机械的吸入侧引入的蒸汽)处于升高的压力,则将蒸汽完全压缩到期望的排放压力所需的能量较少。

[0005] 可对涡旋机械使用蒸汽喷射系统以通过向涡旋机械供应中压蒸汽来提高效率。因为中压蒸汽比吸入压力稍高且比排放压力稍低,所以减少了涡旋机械产生处于排放压力的蒸汽所需的功。

[0006] 蒸汽喷射系统通常从一般称为节热器的外部设备中抽出中压蒸汽,用于将其喷射到涡旋机械的压缩室中,所述节热器例如为闪蒸罐或板式换热器。闪蒸罐或板式换热器通常与涡旋机械和一对用于提高系统容量和效率的换热器相连。这对换热器根据模式(即冷却或加热)分别用作系统的冷凝器和蒸发器。

[0007] 在运行中,闪蒸罐从冷凝器接收液体制冷剂,用于转变成中压蒸汽和过冷液体制冷剂。因为闪蒸罐保持在相对于入口液体制冷剂而言较低的压力下,所以一些液体制冷剂蒸发,从而提高罐内的汽化制冷剂的压力。闪蒸罐中剩余的液体制冷剂放热并变得过冷,以用于蒸发器。因此,常规的闪蒸罐既含有汽化制冷剂,也含有过冷的液体制冷剂。

[0008] 来自闪蒸罐的汽化制冷剂被分配到涡旋机械的中压输入口,由此,汽化制冷剂处于基本高于离开蒸发器的汽化制冷剂但低于离开涡旋机械的制冷剂排出流的压力。来自闪蒸罐的加压制冷剂使得涡旋机械能够将该加压制冷剂在仅仅经过涡旋机械的一部分之后即可压缩到它的正常输出压力。

[0009] 过冷液体从闪蒸罐中排出并根据期望的模式(即加热或冷却)输送到所述换热器中的一个。因为该液体处于过冷状态,所以能够由换热器从周围环境吸收更多的热,从而改善系统的总体加热或冷却性能。

[0010] 对加压制冷剂从闪蒸罐向涡旋机械的流动进行调节,以确保仅有汽化的制冷剂或最少量的液体进入涡旋机械中。同样,对过冷液体制冷剂从闪蒸罐向换热器的流动进行调

节,以阻止汽化制冷剂从闪蒸罐流向蒸发器。常规闪蒸罐在闪蒸罐的入口处调节液体制冷剂向罐内的流动,以控制在冷却模式和 / 或加热模式过程中供应到涡旋机械的汽化制冷剂的量和供应到蒸发器的过冷液体制冷剂的量。

发明内容

[0011] 本发明提供一种用于可在加热模式和冷却模式下工作的热泵的闪蒸罐,该闪蒸罐包括外壳,该外壳具有位于顶部和底部之间的中部,顶部、底部与中部一起限定出该外壳的内部容积。第一口与内部容积处于流体连通,并加热模式下用作入口,在冷却模式下用作出口。第二口与内部容积处于流体连通,并在冷却模式下用作入口,在加热模式下用作出口。

[0012] 在一个方面,该闪蒸罐并入在这样一种类型的热泵系统中:该系统使制冷剂再循环通过第一换热器和第二换热器之间的流体回路进行,所述第一换热器用作冷凝器,所述第二换热器用作蒸发器,并且所述蒸发器包括连接于该流体回路的压缩机。该闪蒸罐与第一和第二换热器以及压缩机的蒸汽喷射口流体连接。闪蒸罐在热泵系统的冷却模式下用作接收器,在热泵系统的加热模式下用作闪蒸罐。

[0013] 通过本文的说明,其它应用领域将会显而易见。应当理解的是说明和具体实例仅用于示例的目的,并不意在限制本公开的范围。

附图说明

[0014] 本说明书中描述的附图仅用于示例的目的,并不意在以任何方式限制本公开的范围。

[0015] 图 1 是根据本教导原理的闪蒸罐的透视图;

[0016] 图 2 是根据本教导原理的包含隔板装置的闪蒸罐的剖视图;

[0017] 图 3 是根据本教导原理的包含隔板装置的闪蒸罐的剖视图;

[0018] 图 4 是沿 4-4 线截取的图 3 的闪蒸罐剖视图;

[0019] 图 5 是根据本教导原理的包含内壳的闪蒸罐的剖视图,该内壳具有顶盘,所述顶盘具有贯穿其中形成的孔,以实现闪蒸罐的顶部和闪蒸罐的底部之间的流体连通;

[0020] 图 6 是根据本教导原理的包含内壳的闪蒸罐的剖视图,该内壳具有顶盘,所述顶盘具有形成于其上的管,以实现闪蒸罐的顶部和闪蒸罐的底部之间的流体连通;

[0021] 图 7 是根据本教导原理的包含内壳的闪蒸罐的剖视图,该内壳具有顶盘部分,所述顶盘部分具有贯穿其中形成的孔和与闪蒸罐的顶部流体连通的回流管,以将闪蒸罐中的液面保持在预定的高度;

[0022] 图 8 是根据本教导原理的包含内壳的闪蒸罐的剖视图,该内壳具有顶盘,所述顶盘具有形成于其上的管,以实现闪蒸罐的顶部和闪蒸罐的底部之间的流体连通;

[0023] 图 9 是包括与压缩机流体连接的闪蒸罐的冷却或制冷系统的示意图;

[0024] 图 10 是具有闪蒸罐的热泵系统的示意图;

[0025] 图 11 是具有闪蒸罐的热泵系统的示意图;

[0026] 图 12 是具有板式换热器的热泵系统的示意图;

[0027] 图 13 是说明蒸汽喷射系统的控制方案的示意图;

[0028] 图 14 是图 13 的控制方案的变化所获得的室内温度变化的图示;

- [0029] 图 15 是说明解冻控制方案的示意图；
- [0030] 图 16 是利用图 13 的控制方案所获得的流过换热器的流速的图示；
- [0031] 图 17 是供应空气温度与室外环境温度的关系的图示；
- [0032] 图 18 是室内空气流百分比与室外环境温度的关系的图示

具体实施方式

- [0033] 以下说明本质上仅仅是示例性的，并不意在限制本公开、应用或用途。
- [0034] 蒸汽喷射可用于空调、冷却器、冰箱和热泵系统中以提高系统容量和效率。这样的蒸汽喷射系统可包括容纳液体制冷剂并将液体制冷剂转变成中压蒸汽和过冷液体制冷剂的闪蒸罐。中压蒸汽被供应到压缩机，而过冷液体制冷剂被供应到换热器。将中压蒸汽供应到压缩机以及将过冷液体制冷剂供应到换热器提高了空调、冷却器、冰箱和 / 或热泵系统的系统总容量和效率。
- [0035] 蒸汽喷射可用于能够向商业和居民建筑提供加热和冷却的热泵系统中，以提高加热容量和效率和 / 或冷却容量和效率。因为同样的原因，闪蒸罐可用于冷却器应用中以提供对水的冷却效应，并可用于制冷系统中以冷却展示柜或冰箱的内部空间，以及用于空调系统中以影响房间或建筑的温度。虽然热泵系统可以包括冷却循环和加热循环，但是冷却器、冰箱和空调系统通常仅包括冷却循环，而在世界上一些地方，提供加热和冷却循环的热泵冷却器才是标准的。每种系统都可以在整个制冷循环中使用制冷剂来产生期望的冷却或加热效应。
- [0036] 对于空调应用，使用制冷循环来降低通常为房间或建筑的待冷却空间的温度。对于该应用，通常使用风扇或鼓风机来强制环境空气与蒸发器更快地接触，从而强化传热并将周围环境冷却。
- [0037] 对于冷却器应用，制冷循环将水蒸气冷却。当在加热模式下运行时，热泵冷却器使用制冷循环来加热水蒸气。与使用风扇或鼓风机不同，制冷剂停留在换热器的一侧，而循环水或盐水提供用于蒸发的热源。在加热模式过程中，热泵冷却器通常使用环境空气作为用于蒸发的热源，但是也可以使用其它热源，例如地下水或从土地吸热的换热器。这样，换热器将通过其中的水冷却或加热，因为在冷却模式下热从水传递到制冷剂，在加热模式下热从制冷剂传递到水。
- [0038] 在制冷系统中，例如冰箱或制冷的展示柜中，换热器将该设备的内部空间冷却，并且冷凝器将所吸收的热排出。通常使用风扇或鼓风机来强制设备内部空间中的空气与蒸发器更快地接触，以强化传热并将内部空间冷却。
- [0039] 在热泵系统中，制冷循环既用于加热也用于冷却。热泵系统可包括室内单元和室外单元，室内单元能够将商业或居民建筑的房间或内部空间加热或冷却。热泵系统也可以是“室外”和“室内”部分合并在一个框架中的整体构造。
- [0040] 尽管上述系统各自具有独特的特征，但均可使用蒸汽喷射来提高系统容量和效率。具体地说，在各个系统中，从换热器接收液体制冷剂流并将一部分液体制冷剂转变成蒸汽的闪蒸罐可用于降低压缩机产生处于期望的排放压力下的蒸汽所需的功的大小。
- [0041] 由于压缩机从闪蒸罐接收的蒸汽为略高于吸入压力且略低于排放压力的中等压力，所以压缩机将该中等压力蒸汽压缩到期望的排放压力所需的功的大小得以降低，这是

因为该中等压力蒸汽仅需通过压缩机的一部分。

[0042] 作为中等压力蒸汽的副产物形成的过冷液体制冷剂通过提高与系统相关联的蒸发器和冷凝器的效率和容量而提高了系统的总容量和效率。因为从闪蒸罐排出的液体是过冷的,所以当该液体供应到蒸发器时,能够从环境吸收更多的热,从而提高了加热或冷却模式中所述一对换热器(即冷凝器和蒸发器)的总体性能。

[0043] 参照图 1 至图 8,提供了用于供上述任何系统使用的闪蒸罐 10。闪蒸罐 10 包括外壳 12,该外壳具有顶部 14、底部 16 和大体上在顶部 14 和底部 16 之间延伸的中部 18。顶部 14、底部 16 和中部 18 共同限定出外壳 12 的内部容积 20。外壳优选具有约 4 至 6 的高度与直径比,以加强通过重力进行的液体分离。在一个示例性实施方式中,外壳 12 的高度为 12 英寸,直径为 2.5 英寸,从而得到大约为 5 的高度与直径比。这样的构造产生约 50 立方英寸的内部容积 20,该尺寸对于基于约 20%蒸汽喷射的三吨热泵是有效的。

[0044] 外壳 12 包括第一口 22,该第一口穿过中部 18 中形成,并且设置成距外壳 12 的底部 16 约等于外壳 12 总高度的三分之一的距离。第一口 22 与内部容积 20 处于流体连通,并且与中部 18 的内表面 24 相切地定位,使得从第一口 22 进入的流体与内表面 24 接触并绕着内表面 24 流动,这在图 4 中显示得最清楚。

[0045] L 形弯管 26 连接于中部 18 的外表面 28,并与第一口 22 流体连接。L 形弯管 26 包括连接到中部 18 的外表面 28 上并与第一口 22 相邻的第一部分 30。该第一部分 30 从外表面 28 延伸成使得第一部分 30 与中部 18 基本垂直。L 形弯管 26 的第二部分 32 与第一部分 30 流体连接,并从第一部分 30 开始以大约 90 度角延伸,使得第二部分 32 与第一部分 30 基本垂直。因为第二部分 32 与第一部分 30 基本垂直,因此第二部分与中部 18 隔开并基本平行。第二部分 32 包括设于第二部分 32 的与第一部分 30 和第二部分 32 之间的连接处相反的端部处的接头 34。

[0046] 第一部分 30、第二部分 32 和接头 34 之间的配合提供了通过第一口 22 与外壳 12 的内部容积 20 相连通的流体通道 36。流体通道 36 包括与接头 34 流体连接并与第一部分 30 的第二室 40 流体连接的第一室 38。第二室 40 与外壳 12 的第一口 22 流体连接,并且具有比第一室 38 大的容积。第二室 40 的较大容积使得第二室 40 能够用作膨胀室,以在高速的膨胀制冷剂输入流体到达外壳 12 的内部容积 20 之前减少与其相关的湍流。可替代地,第二室 40 也可以具有比第一室 38 小的容积,但是可以具有比第一室 38 大的直径,以在输入流体到达外壳 12 的内部容积 20 之前降低其速度。

[0047] 闪蒸罐 10 还包括大体上位于外壳 12 的底部 16 的第二口 42。第二口 42 与外壳 12 的内部容积 20 以及接头 44 流体连接。尽管接头 44 示出为与底部 16 的外表面 46 基本垂直,但是可替代地,接头 44 也可以从底部 16 的底表面 48 延伸出。将接头 44 定位在底部 16 的外表面 46 上还是底表面 48 上在很大程度上取决于闪蒸罐 10 以及闪蒸罐 10 所连接的系统的构造。

[0048] 闪蒸罐 10 还包括大体上位于外壳 12 的顶部 14 内的蒸汽喷射装置 50。蒸汽喷射装置 50 包括压力计接头 52 和出口 54。压力计接头 52 使闪蒸罐 10 具有测量闪蒸罐的压力(即喷射压力)的能力,以达到控制闪蒸罐内液体高度的目的。出口 54 与外壳 12 的内部容积 20 流体连接,以便排出储存于内部容积 20 上部内的中压蒸汽。

[0049] 在运行中,液体通常从 L 形弯管 26 处进入,沿着流体通道 36 行进,然后到达第一

口 22。输入流体的速度因为流体和 L 形弯管 26 的第二室 40 之间的相互作用而降低。具体地说,当输入流体穿过 L 形弯管 26 的第一室 38 时,流体发生大致 90 度的转弯,并遇到第二室 40。因为第二室 40 的容积和 / 或直径比第一室 38 大,所以输入流体在第二室 40 内降低速度,从而降低与流体流动相关的湍流。

[0050] 流体从 L 形弯管 26 的第二室 40 出来后遇到第一口 22。因为第一口 22 相对于中部 18 的内表面 24 相切地设置,所以使得流体沿着内表面 24 流动,从而减少与输入流体流动相关的任何剩余湍流。一旦流体进入外壳 12 的内部容积 20,由于闪蒸罐 10 保持在比入口液体低的压力下,所以流体在重力作用下分离成过冷流体和中压蒸汽。过冷液体通常集中在外壳 12 的底部 16,而中压蒸汽集中在外壳 12 的顶部 14 附近。

[0051] 在一个示例性实施方式中,位于外壳 12 的内部容积 20 内的过冷液体的液面高度保持在基本等于罐总高度的三分之二的高度处,使得外壳 12 的上三分之一部分容纳中压蒸汽。保持外壳 12 的内部容积 20 内过冷液体的液面高度可以通过视镜 56 或液面高度传感器 58 来实现,或通过利用诸如喷射压力或压缩机排放温度的参数调节闪蒸罐流量控制来实现。如果使用视镜 56 来监测外壳 12 内过冷液体的液面高度,则优选将视镜 56 设于液体在外壳 12 中的期望高度附近。如上所述,一个这样的优选液面高度大约等于外壳 12 总高度的三分之二。因此,将视镜 56 设在外壳 12 总高度的约三分之二处将能够测定位于内部容积 20 中的过冷液体的液面高度。

[0052] 如果使用液面高度传感器 58 代替视镜 56 或两者结合使用,则可将液面高度传感器 58 设于液体在外壳 12 的内部容积 20 中的期望液面高度处,从而能够测定内部容积 20 内的液面高度。如果内部容积 20 内的液面高度超过期望的液面高度或落到下限阈值以下,那么还可以在外壳 12 的内部容积 20 内使用附加的液面高度传感器 58 来测定内部容积内过冷液体确切的液面高度,从而提供具体的液面高度数据。

[0053] 如上所述,进入闪蒸罐 10 中的输入流体通常为湍流。与输入流体相关的湍流降低了闪蒸罐 10 充分分离成过冷流体和中压蒸汽的能力。因此,减少输入流体的湍流提高了闪蒸罐 10 将流体分离成过冷流体和中压蒸汽的能力。尽管第二室 40 的膨胀容积和第一口 22 相对于中部 18 的内表面 24 的定位(即与内表面 24 相切)降低了与输入流体相关的湍流,但是也可以采取附加措施进一步控制输入流体。

[0054] 具体参照图 2,示出的闪蒸罐 10 包括上隔板 60 和下隔板 62。上隔板 60 大体上位于第一口 22 之上,包括一系列孔 64,使得外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间能够流体连通。下隔板 62 大体上位于外壳 12 的底部 16 附近,同样包括一系列孔 64。

[0055] 下隔板 62 的孔 64 使得第一口 22 和第二口 42 能够流体连通,使任何大体位于下隔板 62 上方的过冷液体可以穿过下隔板 62 的各孔 64 并从第二口 42 排出外壳 12。上隔板 60 和下隔板 62 一起将输入流体基本上限定在上隔板 60 和下隔板 62 之间。因此,任何与输入液体相关的湍流都基本上受到限定,并且不干扰外壳 12 的顶部 14 附近的蒸汽。

[0056] 例如,如果外壳 12 的顶部 14 包括中压蒸汽,则上隔板 60 防止从第一口 22 进入外壳 12 的流体将过冷流体溅到上隔板 60 以上,从而防止过冷流体与中压蒸汽混合。如果没有上隔板 60,则输入流体可能导致外壳 12 的内部容积 20 中的过冷液体与中压蒸汽混合,并从而可能导致蒸汽喷射装置 50 在其出口 54 处提供混合有过冷液体和输入液体的中压蒸汽。希望这样的混合物处于最少的量(即约 5% 的液体和 95% 的蒸汽),过量会对与蒸汽喷

射装置 50 相连的压缩机的耐久性产生不利影响。因此,通过使闪蒸罐 10 更有效果并更有效率地将输入流体分离成过冷液体和中压蒸汽,上隔板 60 和下隔板 62 联合起来改善了闪蒸罐 10 的总体功能。

[0057] 具体参照图 3,所示的闪蒸罐 10 具有上隔板 66 和一系列倾斜隔板 68。上隔板 66 位于外壳 12 的内部容积 20 内,使得上隔板 66 与中部 18 的内表面 24 基本垂直。上隔板 66 可包括中心孔 70 和 / 或一系列小孔 72,使得外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间能够流体连通。倾斜隔板 68 从上隔板 66 向下延伸,相对于上隔板 66 成角度地定位。每个倾斜隔板 68 都具有延伸穿过其中的中心孔 70 和 / 或具有一系列小孔 72。与上隔板 66 一样,这些中心孔 70 和 / 或小孔 72 提供穿过倾斜隔板 68 的流体连通,从而实现外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通。

[0058] 如上所述,与输入流体相关的湍流能够对闪蒸罐 10 将输入流体分离成过冷液体和中压蒸汽的性能产生不利影响。上隔板 66 和倾斜隔板 68 共同减少了与输入流体相关的湍流。具体地说,当流体从外壳 12 的第一口 22 引入时,如上所述,由于第一口 22 与内表面 24 之间的相切关系,流体与中部 18 的内表面 24 接合。第一口 22 与内表面 24 之间的相切关系导致输入流体与内表面 24 接合并绕着内表面 24 流动,这在图 4 中表示得最清楚。上隔板 66 和倾斜隔板 68 之间的配合进一步加强了输入流体绕着中部 18 的内表面 24 并远离上隔板 66 的流动。

[0059] 具体地说,当输入流体排出第一口 22 并与中部 18 的内表面 24 接合时,流体被上隔板 66 限制不能在外壳 12 的内部容积 20 内大体向上流动。因此,由于倾斜隔板 68 的位置,使得流体继续沿中部 18 的内表面 24 流动并实际上在外壳 12 的内部容积 20 内向下流动。通过这种方式,上隔板 66 与倾斜隔板 68 联合起来降低了与输入流体相关的湍流,并将输入流体导向外壳 12 的底部 16,远离储存于外壳 12 顶部 14 中的中压蒸汽。因此,上隔板 66 和倾斜隔板 68 联合起来提高了闪蒸罐 10 将输入流体分离成过冷液体和中压蒸汽的能力,并因此改善了闪蒸罐 10 的总体性能。

[0060] 具体参照图 5 至图 7,示出的闪蒸罐 10 包括内壳 74。如以上针对隔板 60、62、66 和 68 所述,降低与输入流体相关的湍流以及改善闪蒸罐 10 将输入流体分离成过冷液体和中压蒸汽的能力,将会改善闪蒸罐 10 的总体效率和性能。内壳 74 与 L 形弯管 26 的第二室 40 以及第一口 22 和中部 18 的内表面 24 之间的相切关系联合起来,进一步改善闪蒸罐 10 防止过冷液体和输入液体与中压蒸汽混合的能力。

[0061] 具体参照图 5,示出的内壳 74 包括基本垂直于中部 18 形成的顶盘 76,和从顶盘 76 的底部向外壳 12 的底部 16 延伸的圆筒体 78。顶盘 76 可与中部 18 的内表面 24 接触,使得在顶盘 76 和中部 18 的内表面 24 之间的结合处不允许外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间流体连通。而是通过形成在顶盘 76 中的孔 80 来控制底部 16 与顶部 14 之间的流体连通。孔 80 使得由从第一口 22 进入的流体产生的蒸汽能够从大体位于顶盘 76 之下的区域向外壳 12 的顶部 14 逸出。尽管孔 80 使得中压蒸汽能够穿过顶盘 76 向外壳 12 的顶部 14 选出,但是顶盘 76 阻止来自第一口 22 的输入流体以及位于底部 16 内的过冷液体与储存于外壳 12 的顶部 14 中的中压蒸汽接触。

[0062] 如上所述,从第一口 22 输入的流体通常包括至少一些湍流。因为输入流体的速度和湍流没有被 L 形弯管 26 的第二室 40 以及第一口 22 与中部 18 的内表面 24 之间的相切

关系所完全消除,所以输入流体可能与过冷液体混合并可导致输入流体在外壳 12 的内部容积 20 内发生搅动,从而导致已经位于内部容积 20 中的流体和 / 或过冷液体在内部容积 20 中搅动并大体上向外壳 12 的顶部 14 移动。因为顶盘 76 仅包括孔 80,所以大部分流体和 / 或过冷液体被限制进入外壳 12 的顶部 14 中以及与中压蒸汽混合。因此,顶盘 76 有效地实现了外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通,同时改善了闪蒸罐 10 保持中压蒸汽与过冷液体和从第一口 22 输入的流体相分离的能力。因此,顶盘 76 改善了闪蒸罐 10 在将输入流体分离成中压蒸汽和过冷液体并维持这种分离状态方面的总体性能和效率。

[0063] 尽管顶盘 76 描述为具有单个孔 80,但是顶盘 76 也可以具有穿过其中形成的多个孔,以修整外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体流动。顶盘 76 可以定位在外壳 12 的内部容积 20 中的任何高度处,但是优选将顶盘 76 定位在期望的闪蒸罐液面高度处。在一个示例性实施方式中,位于外壳 12 的内部容积 20 中的过冷液体的期望液面高度基本等于外壳 12 总高度的三分之二。因此,可以将内壳 74 相对于外壳 12 定位成使得顶盘 76 位于外壳 12 的总高度的约三分之二处。

[0064] 具体参照图 6,示出的闪蒸罐 10 包括内壳 74,该内壳具有从顶盘 76 延伸的管 82。管 82 实现外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通。管 82 包括沿着管 82 的长度延伸的中心孔 84。管 82 防止输入流体和 / 或过冷液体进入外壳 12 的顶部 14 以及与储存于顶部 14 中的中压蒸汽混合。

[0065] 因为输入流体进入外壳 12 的底部 16 中的运动通常为湍流,使得输入流体和 / 或过冷液体在底部 16 内搅动,因此输入流体和 / 或过冷液体通常在内部容积 20 中上升并下降。因此,输入流体和 / 或过冷液体可上升到形成于顶盘 76 中的局部 (localized) 孔 80 处并实际上到达外壳 12 的顶部 14。

[0066] 管 82 使得输入流体和 / 或过冷液体能够上升并进入管 82 的孔 84 中,但实际上不与中压蒸汽接触和混合。因此,通过提供具有管 82 的顶盘 76,从第一口 22 输入的流体和 / 或过冷液体与外壳 12 顶部 14 中的中压蒸汽的混合被限制到所希望的“湿”喷射混合 (即如上所述的液体占 5%)。

[0067] 具体参照图 7,所示的闪蒸罐 10 包括内壳 74,该内壳具有孔 80 和溢流回流管 86。如前面参照图 5 所述,孔 80 实现了外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通,同时降低了输入流体和 / 或过冷液体与储存于顶部 14 中的中压蒸汽发生混合的可能性。然而,如果第一口 22 处的输入流体速度过大,或液体制冷剂加料过多,导致在外壳 12 的内部容积 20 中形成湍流,或输入流体和 / 或过冷液体的体积超过预定体积,则位于内部容积 20 内的输入流体和 / 或过冷液体可能在内部容积 20 中上升并遇到孔 80,使得输入流体和 / 或过冷液体穿过孔 80 并进入到外壳 12 的顶部 14 中。

[0068] 如果输入液体和 / 或过冷液体穿过孔 80 并进入外壳 12 的顶部 14,则输入液体和 / 或过冷液体可能与中压蒸汽混合并被蒸汽喷射装置 50 从外壳 12 的内部容积 20 中在出口 54 处抽出,这可能对与闪蒸罐 10 相连的压缩机造成损害。

[0069] 溢流回流管 86 穿过外壳 12 的中部 18,并大体定位在顶盘 76 的孔 80 以上。溢流回流管 86 包括与外壳 12 流体连接的流体通道 88。如果输入流体和 / 或过冷流体流过孔 80,穿过内壳 74 的顶盘 76,那么输入流体和 / 或过冷液体将被溢流回流管 86 收集,并通过

流体通道 88 与第二口 42 处的排出的过冷液体混合,以防止输入流体和 / 或过冷液体与中压蒸汽混合。溢流回流管 86 与孔 80 的联合作用将可能通过顶盘 76 溢出的任何流体和 / 或过冷液体收集起来,并将输入流体和 / 或过冷液体重新导离外壳 12 的顶部 14,并因此导离蒸汽喷射装置 50。

[0070] 尽管已将内壳 74 描述成防止输入流体和 / 或过冷液体从外壳 12 的底部 16 溅到外壳 12 的顶部 14 中,但是内壳 74 也可以通过将外壳 12 中的过冷液体维持在约等于外壳 12 总高度的三分之二的高度处来改善闪蒸罐将输入流体分离成中压蒸汽和过冷液体的能力。这是通过将顶盘 76 在内部容积 20 中定位在约等于外壳 12 总高度的三分之二的高度处而实现的。

[0071] 具体参照图 8,示出的闪蒸罐 10 包括内壳 74,该内壳具有从顶盘 76 大体向外壳 12 的底部 16 延伸的管 83。管 83 实现外壳 12 的底部 16 和外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通。管 83 包括喇叭口 87 和沿着管 83 的长度延伸的中心孔 85。管 83 防止输入流体和 / 或过冷液体进入外壳 12 的顶部 14 以及与存储于顶部 14 中的中压蒸汽混合。

[0072] 由于第一口 22 和外壳 18 之间的相切关系,输入流体进入外壳 12 的底部 16 的运动通常沿着外壳 18 的内表面进行。输入流体与内表面 24 之间的相互作用导致输入流体在外壳 18 内形成涡流(如图 8 中 89 示意性所示)。管 83 大体位于涡流 89 内,使得输入流体围绕喇叭口 87 打旋并且不进入中心孔 85 中。

[0073] 如上所述,输入流体被分离成过冷液体和中压蒸汽。管 83 的定位结合喇叭口 87 以及位于管 83 的与喇叭口 87 相反的一端上的扩散器 91 一起将中压蒸汽从外壳 12 的底部 16 转移到外壳 12 的顶部 14(即穿过顶盘 76)而不引起压降。因此,管 83、喇叭口 87 和扩散器 91 提供了这样一个低压降通道:它实现外壳 12 的底部 16 与外壳 12 的顶部 14 之间的流体连通,并且当中压蒸汽从外壳 12 的底部 16 向外壳 12 的顶部 14 移动时不降低中压蒸汽的压力。

[0074] 通过提供具有管 83 的顶盘 76,第一口 22 处的输入流体和 / 或过冷液体与外壳 12 顶部 14 中的中压蒸汽的混合被限制到所希望的“湿”喷射混合(即如上所述的液体占 5%)。

[0075] 具体参照图 9,所示的闪蒸罐 10 包含在制冷或冷却系统 90 中,所述制冷或冷却系统包括蒸发器 92、第一膨胀装置 94、冷凝器 96 和第二膨胀装置 98。制冷或冷却系统 90 的每个组件都与压缩机 100 流体连接,所述压缩机使流体在各组件之间循环。

[0076] 在运行时,由压缩机 100 产生处于排放压力的蒸汽,所述蒸汽通常从排放接头 102 处排出压缩机 100。处于排放压力的蒸汽沿着管道 104 行进并进入冷凝器 96。一旦处于冷凝器 96 中,则排放压力下的蒸汽通过放热由高压蒸汽相变成液相。一旦高压蒸汽已转变成液体,该液体则从冷凝器 96 排出并沿着管道 106 向第二膨胀装置 98 行进。第二膨胀装置在制冷剂到达闪蒸罐 10 的接头 34 之前使所述液体膨胀。膨胀的液体大体在接头 34 处进入闪蒸罐 10,并且遇到 L 形弯管 26 和第一口 22。

[0077] 如上所述,输入流体首先遇到 L 形弯管 26 的第一室 38,然后遇到 L 形弯管 26 的第二室 40,从而在到达第一口 22 之前降低其速度。一旦输入流体从 L 形弯管 26 的第二室 40 排出,该流体则穿过第一口 22,并由于第一口 22 与中部 18 的内表面 24 之间的相切关系而与中部 18 的内表面 24 接合。输入流体沿着中部 18 的内表面 24 行进,并被上隔板 60 阻止

而不能在外壳 12 内上升。

[0078] 一旦流体处于外壳 12 的底部 16 中,该流体则被分离成过冷液体和中压蒸汽。过冷液体通常集中于外壳 12 的底部 16,而中压蒸汽则在内部容积 20 中向上行进,穿过上隔板 60 的孔 64 并进入到外壳 12 的顶部 14 中。

[0079] 位于外壳 12 的底部 16 中的过冷液体通过第二口 42 从内部容积 20 中排出。排出的过冷液体通过接头 44 排出第二口 42,并沿着管道 108 行进,所述管道 108 大体上在闪蒸罐 10 的第二口 42 和位于蒸发器 92 上游的膨胀装置 94 之间延伸。过冷液体沿着管道 108 行进并经过膨胀装置 94。过冷液体被膨胀装置 94 膨胀并在膨胀后进入蒸发器 92。一旦处于蒸发器 92 中,则过冷液体从液相变成蒸汽相,从而产生冷却效应。

[0080] 一旦过冷液体从液相变成蒸汽相,则该蒸汽排出蒸发器 92 并沿着管道 110 行进,所述管道 110 大体上在蒸发器 92 和压缩机 100 的吸入口 112 之间延伸。蒸汽被从管道 110 中吸出,并从吸入口 112 进入压缩机 100。一旦蒸汽到达压缩机 100,则开始新的循环,且压缩机将进入的蒸汽加压到排放压力,然后将处于排放压力的蒸汽从排放接头 102 分配。

[0081] 位于外壳 12 的顶部 14 中的中压蒸汽通过蒸汽喷射装置 50 供应到压缩机 100。具体地说,中压蒸汽从蒸汽喷射装置 50 的出口 54 供应到压缩机 100 的喷射口 114。如上所述,中压蒸汽的压力比排放压力低,但是比从压缩机 100 的吸入口 112 处接收的蒸汽的压力(即吸入压力)高。中压蒸汽在喷射口 114 被射入,并且由于其相对于吸入压力的高压,仅需要穿过压缩机 100 的一部分就能达到排放压力。因此,减少了压缩机 100 产生处于排放压力的蒸汽所需要做的功。通过减少压缩机 100 产生处于排放压力的蒸汽所需做功的量,减少了与压缩机 100 的运行相关的能量,并提高了系统 90 的总体效率。可以在喷射口 114 附近设置并流体连接电磁阀 117,以便根据容量控制的需要选择性地关闭或开启喷射流。

[0082] 具体参照图 10,所示的闪蒸罐 10 包含在能够以加热和冷却模式运行的热泵系统 116 中。热泵系统 116 包括与室内换热器 120 和室外换热器 122 流体连接的压缩机 118。四路换向阀 124 大体安装于压缩机 118 和室内、室外换热器 120、122 之间,以引导系统 116 内的流体流动。具体地说,当四路换向阀 124 将流体从压缩机 118 导向室内换热器 120 时,热泵系统 116 以加热模式运行,当四路换向阀 124 将流体从压缩机 118 导向室外换热器 122 时,热泵系统 116 以冷却模式运行。

[0083] 止回阀 126 和控制装置 128 与室内换热器 120 相关联。控制装置 128 可以是热膨胀阀、电子膨胀阀或固定节流孔。如果控制装置 128 是热膨胀阀,可将压力计接头 130 和灯泡 132 流体连接在室内换热器 120 的与热膨胀阀相反的一侧,用于控制热膨胀阀。尽管示出的止回阀 126 和控制装置 128 为独立的、分离的元件,但是止回阀 126 和控制装置 128 也可以是市售的、与室内换热器 120 流体连通的单个整体单元。

[0084] 室外换热器 122 同样也包括止回阀 134 和控制装置 136。控制装置 136 可以是热膨胀阀、电子膨胀阀或固定节流孔。如果控制装置 136 是热膨胀阀,可将压力计接头 138 和灯泡 140 设置在室外换热器 122 的与热膨胀阀相反的一侧,用于控制热膨胀阀。尽管示出的止回阀 134 和控制装置 136 为独立的元件,但是止回阀 134 和控制装置 136 也可以合并成流体连接到室外换热器 122 的市售的单个整体单元。

[0085] 如果分别与室内换热器 120 和室外换热器 122 相关的控制装置 128 和 136 中任一个为固定节流孔或毛细管,则应当设置蓄集器 142。因为固定节流孔和毛细管不能进行调

节以适于加热或冷却载荷的变化,所以需要蓄集器 142 来保持与压缩机 118 和换热器 120、122 流体连通的制冷剂储备,以防载荷导致过量的制冷剂返回压缩机的吸入侧。因此,如果对与室内换热器 120 或室外换热器 122 相关的控制装置 128、136 中任一个使用固定节流孔或毛细管,则可能需要蓄集器 142。

[0086] 所示的闪蒸罐 10 与压缩机 118、室内换热器 120 和室外换热器 122 流体连接。止回阀 144 和控制装置 146 大体上设于闪蒸罐 10 和室内换热器 120 的止回阀 126 和控制装置 128 之间。控制装置 146 可以是热膨胀阀、电子膨胀阀或固定节流孔。如果控制装置 146 是热膨胀阀,可在闪蒸罐 10 的第二口 44 之后将压力计接头 147 和灯泡 149 流体连接到管道 156 上。同样,尽管示出的止回阀 144 和控制装置 146 为独立元件,但是止回阀 144 和控制装置 146 也可以设置成流体连接在与室内换热器 120 相关的止回阀 126、控制装置 128 和闪蒸罐 10 之间的单个单元。

[0087] 闪蒸罐 10 的蒸汽喷射装置 50 与压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 流体连接,以在热泵系统 116 运行期间选择性地向压缩机 118 供应中压蒸汽。电磁阀 150 大体设于蒸汽喷射装置 50 的出口 54 与压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 之间。电磁阀 150 可以是电磁阀,或任何用于控制向压缩机 118 的喷射流的适当装置,以便根据需要控制容量。电磁阀 150 优选离压缩机 118 的喷射口 148 尽可能地近,以将压缩气体再膨胀损失最小化。

[0088] 尽管将固定节流孔说明为控制装置 128、146 的一个选择,但是可替代地,该固定节流孔也可以是毛细管。此外,尽管已将控制装置 128、146 一般性地说明为电子膨胀阀,但该电子膨胀阀可包括步进电机驱动的电磁阀或脉冲宽度调制的电磁阀。

[0089] 参照图 10,将详细说明热泵系统 116 的运行。如上所述,热泵系统 116 能够以加热模式和冷却模式运行。在加热模式下,闪蒸罐 10 通过打开电磁阀 150 选择性地向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 提供中压蒸汽。在冷却模式下,闪蒸罐 10 通过关闭电磁阀 150 用作接收器,从而防止中压蒸汽到达压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。液体制冷剂被接收器(即闪蒸罐 10)轻微过冷,从而降低冷凝器(即室外换热器 122)所需的过冷量,因而轻微降低冷凝器负荷和冷却模式下所需的压力。

[0090] 在冷却模式下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 提供处于排放压力的汽化制冷剂。如果室内换热器 120 和室外换热器 122 中的一个或两者都使用固定节流孔或毛细管作为控制装置 128、136,则所需的蓄集器 142 可以沿着管道 174 流体连接在压缩机 118 和四路换向阀 124 之间。处于排放压力的蒸汽制冷剂沿着管道 152 行进并遇到四路换向阀 124,阀 124 将处于排放压力的汽化制冷剂沿着管道 154 向室外换热器 122 引导。

[0091] 处于排放压力的汽化制冷剂进入室外换热器 122 并放热,其状态从而从高压蒸汽变成液态。以这种方式,室外换热器 122 在冷却模式中用作冷凝器。

[0092] 一旦汽化的制冷剂充分地由蒸汽变为液态,液体制冷剂则从室外换热器 122 中排出并流过止回阀 134,绕过控制装置 136。液体制冷剂通过管道 156 穿过止回阀 134 到达闪蒸罐 10 的第二口 44。液体制冷剂从第二口 44 进入闪蒸罐 10 并大体上容纳在外壳 12 的底部 16 内。

[0093] 位于闪蒸罐 10 的内部容积 20 中的液体制冷剂仅被允许到达约等于外壳 12 总高度三分之一的液面高度处,因为在冷却模式中用作出口的第一口 22 位于约等于外壳 12 总高度三分之一的高度处。因此,当从冷却模式下用作入口的第二口 44 进入的液体到达约等

于外壳 12 总高度三分之一的高度时,液体遇到第一口 22 并通过 L 形弯管 26 从闪蒸罐 10 的内部容积 20 中排出。

[0094] 从第二口 44 进入的液体不分离为过冷液体和中压蒸汽,因为沿着大体上在蒸汽喷射装置 50 的出口 54 和压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 之间延伸的管道 158 设置的电磁阀 150 保持关闭。因为电磁阀 150 保持关闭,所以不允许中压蒸汽从闪蒸罐 10 的内部容积 20 中逸出以及沿着管道 158 流向压缩机 118。因为不允许中压蒸汽沿着管道 158 行进以及进入压缩机 118,所以进入闪蒸罐 10 的液体制冷剂不能膨胀成中压蒸汽和过冷液体制冷剂。由于进入闪蒸罐 10 的液体制冷剂不能分离成中压蒸汽和过冷液体,所以进入的流体仅停留在外壳 12 的底部 16 内,从而使得闪蒸罐 10 在冷却模式下用作接收器。

[0095] 当处于外壳 12 底部 16 中的液体制冷剂到达第一口 22 时,液体制冷剂进入第一口 22 并通过 L 形弯管 26 排出外壳 12。液体制冷剂首先遇到 L 形弯管 26 的第二室 40,并穿过第二室 40 直到通过第一室 38 和接头 34 从 L 形弯管 26 排出。一旦液体制冷剂从接头 34 排出闪蒸罐 10,液体制冷剂则沿着大体位于接头 34 和止回阀 144 之间的管道 160 行进。液体制冷剂遇到止回阀 144 并从中穿过,从而绕过控制装置 146。

[0096] 一旦液体制冷剂通过止回阀 144 绕过控制装置 146,液体制冷剂将沿着大体上在止回阀 144 和止回阀 126 之间延伸的管道 162 行进。液体制冷剂沿着管道 162 行进并与和室内换热器 120 相关的止回阀 126 接合。

[0097] 止回阀 126 使得液体制冷剂沿着管道 164 行进并与控制装置 128 接合。控制装置在液体制冷剂到达室内换热器 120 之前使液体制冷剂膨胀。如果控制装置 128 是固定节流孔,那么液体制冷剂在到达室内换热器 120 之前的膨胀程度是固定的。然而,如果控制装置 128 是热膨胀装置或电子膨胀装置中的一种,则控制装置 128 将根据冷却需要来调节液体制冷剂的膨胀量。

[0098] 膨胀后的制冷剂离开控制装置 128 并通过管道 166 和 168 进入室内换热器 120。一旦制冷剂进入室内换热器 120 中,制冷剂将从周围环境吸热并从液态变为气态。以这种方式,室内换热器 120 在冷却模式下用作蒸发器。

[0099] 一旦制冷剂已充分地由液态变为气态,制冷剂将离开室内换热器 120 并通过管道 170 返回到四路换向阀 124。四路换向阀 124 通过管道 174 将汽化的制冷剂引至压缩机 118 的吸入口 172。

[0100] 在加热模式中,四路换向阀使制冷剂在热泵系统 116 内反向流动,使得室内换热器 120 用作冷凝器而室外换热器 122 用作蒸发器。在运行中,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 供应处于排放压力的汽化制冷剂。四路换向阀通过管道 170 将处于排放压力的汽化制冷剂导向室内换热器 120。处于排放压力的汽化制冷剂进入室内换热器 120 并放热,从而从蒸汽态变为液态。

[0101] 一旦制冷剂已充分地由高压蒸汽态变为液态,液体制冷剂将通过管道 168 离开室内换热器 120 并与止回阀 126 接合。止回阀让液体制冷剂从中通过并大体上沿着管道 162 向止回阀 144 行进,从而绕过控制装置 128。液体制冷剂遇到止回阀 144,并且被迫必须首先经过控制装置 146 才能进入闪蒸罐 10 的接头 34。液体与止回阀 144 接合并被沿着管道 176 导向控制装置 146。液体制冷剂在控制装置 146 作用下膨胀,然后通过管道 160 和 178 被导向闪蒸罐 10 的接头 34。膨胀后的制冷剂通过接头 34、L 形弯管 26 和第一口 22 进入

闪蒸罐 10 的内部容积 20。如上所述,由于 L 形弯管 26 的第二室 40 的关系以及第一口 22 与外壳 12 的内表面 24 之间的相切关系,输入的制冷剂的速度和湍流得以降低。

[0102] 一旦液体制冷剂进入闪蒸罐 10 的内部容积 20 中,液体制冷剂则被膨胀成高压汽化制冷剂和过冷液体制冷剂。

[0103] 过冷液体制冷剂大体上集中于外壳 12 的底部 16,而中压蒸汽大体上集中于外壳 12 的顶部 14 附近。

[0104] 中压蒸汽通过管道 158 被供应到压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。蒸汽喷射装置 50 通过出口 54、管道 158 和电磁阀 150 将中压蒸汽提供到压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。也可以根据加热需要对控制装置进行控制。如果室外环境温度较低,优选在 25 华氏度以下,则需要使电磁阀 150 更充分地开启并使更多的中压蒸汽通过蒸汽喷射口 148 进入压缩机 118 中。相反,如果室外环境温度较高,优选在 45 华氏度以上,则电磁阀 150 将限制通过管道 158 的流动,从而限制压缩机 118 在蒸汽喷射口 148 处接收的中压蒸汽的量。

[0105] 电磁阀 150 也可以根据室外温度而进行脉冲宽度调制。例如,在较低的室外温度下(即室外环境温度低于 25 华氏度),可以将电磁阀 150 完全打开,以使热泵的容量最大化,从而减少辅助加热器(即电阻式电加热器)的使用。相反,在较高的室外温度下(即室外环境温度在 45 华氏度以上),可以将电磁阀 150 关闭,以使热泵的容量最小化,从而降低开/关循环损失。当室外环境温度在 25 华氏度至 45 华氏度之间时,可以对电磁阀 150 进行脉冲宽度调制。

[0106] 在蒸汽喷射口 118 处为压缩机 118 提供中压蒸汽降低了压缩机产生处于排放压力的汽化制冷剂所需的做功量。具体地说,因为中压蒸汽的压力比排放压力低但是比吸入压力高,因此,与将蒸汽从吸入压力压缩到排放压力所需做的功相比,压缩机将中压蒸汽压缩到排放压力所需做的功较少。

[0107] 位于外壳 12 底部 16 中的过冷液体制冷剂从第二口 44 离开闪蒸罐 10,并大体上沿着管道 156 向止回阀 134 行进。当过冷液体制冷剂遇到止回阀 134 时,该止回阀使得过冷液体制冷剂沿着管道 180 行进并遇到控制装置 136。控制装置 136 在过冷液体制冷剂进入室外换热器 122 之前使制冷剂膨胀。一旦制冷剂在控制装置 136 作用下膨胀,膨胀后的制冷剂将沿着一对管道 182、184 行进并被室外换热器 122 接收。膨胀后的换热器吸热并因此从液态变为蒸汽态。一旦制冷剂已充分地从液态变为蒸汽态,蒸汽将离开室外换热器 122 并通过管道 154 到达四路换向阀 124。在到达四路换向阀 124 后,蒸汽通过管道 174 返回到压缩机 118 的吸入口 172,从而开始新的循环。

[0108] L 形弯管 26 相对于闪蒸罐 10 底部 16 的定位使得闪蒸罐 10 在加热模式中用作闪蒸罐,而在冷却模式中用作接收器。在冷却模式中,闪蒸罐 10 作为接收器来运行,因此基本上使接收的制冷剂通过闪蒸罐 10 而不发生膨胀。因此,L 形弯管 26 距外壳 12 的底部 16 越近,系统 116 中所需的制冷剂(即加料)就越少。然而,对于加热模式,闪蒸罐 10 用作闪蒸罐并将接收的制冷剂分离成中压蒸汽和过冷液体制冷剂。因此,闪蒸罐 10 接收的制冷剂越多,能够产生的中压蒸汽和过冷液体制冷剂也就越多。

[0109] 如果闪蒸罐 10 仅用于具有加热模式的系统中,那么 L 形弯管 26 可以位于外壳 12 的大致中部处,与底部 16 和顶部 14 基本上等距,从而使外壳内的过冷液体和中压蒸汽的量最大化。

[0110] 然而,对于以加热和冷却两种模式工作的热泵系统,例如热泵系统 116,将 L 形弯管 26 定位在外壳 12 的中部处要求向热泵系统 116 提供更多的制冷剂(即加料),使得在冷却模式下从第二口 44 进入的制冷剂能够充分填充内部容积 20、到达 L 形弯管 26 并离开外壳 12。

[0111] 考虑到以上所述,将 L 形弯管 26 定位在与闪蒸罐 10 的底部相距约外壳 12 总高度三分之一的位置处。该位置使得热泵系统 116 在冷却模式下具有比否则 L 形弯管 26 沿着外壳 12 定位在更高点(即,例如外壳 12 的中点)时所需的加料量少的加料量,并使得闪蒸罐 10 在加热模式过程中产生足量的中压蒸汽供蒸汽喷射装置 50 使用。

[0112] 高效热泵系统倾向于要求室外换热器 122 的内部容积比室内换热器 120 的内部容积大。因此,减小了所需的最小加料量,并且在无需“加料回采”(charge robbing)装置的情况下使冷却模式和加热模式的加料需求平衡,所述加料回采装置为例如使得过量加料能够被移除的空容积体或罐。

[0113] 对于热泵系统 116,控制装置 146 和 128 连通其止回阀 144 和 126 可以用单个的双向电子膨胀阀替代,该阀优选位于室内换热器 120 的与控制装置 128 相同的位置处。通过这样的设置,流体管道 162 将在冷却模式中含有液体制冷剂,而在加热模式中含有膨胀后的制冷剂。

[0114] 对于热泵系统 116,电磁阀 150 可以在冷却模式下开启,以便以比加热模式高得多的喷射压力将大量液体而不是蒸汽引入到压缩机 118 中,因为当液体进入接收器(即闪蒸罐 10)时不膨胀成低压。这通常称为“液体喷射”系统而不是蒸汽喷射系统。液体喷射可在室外温度高的情况下使用,以根据需要对压缩机 118 的提供内部冷却。

[0115] 具体参照图 11,提供了另一种热泵系统 116a。鉴于与热泵系统 116 相关的部件在结构和功能方面与热泵系统 116a 基本相似,所以在下文中在图中用相似的附图标记表示相似的部件,其中相似的附图标记含有字母扩展部,以区分经过修改的部件。

[0116] 热泵系统 116a 类似于热泵系统 116,不同在于蒸汽喷射装置 50 在加热模式和冷却模式中都使用。在这种设置中,可以去除电磁阀 150,并且向蒸汽喷射口 148 进行的喷射取决于压缩机 118 是否在运行。为此,将止回阀 186 和控制装置 188 流体大体上沿着管道 156 连接在闪蒸罐 10 的第二口 44 和室外换热器 122 的止回阀 134 和控制装置 136 之间。

[0117] 在运行中,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 供应处于排放压力的蒸汽。如果室内换热器 120 或室外换热器 122 中任一个含有用作控制装置 128、136 的固定节流孔,则可能需要蓄集器 142。在这种情况下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 提供处于排放压力的蒸汽。

[0118] 在冷却模式下,四路换向阀 124 在接收到处于排放压力的汽化制冷剂后,将该处于排放压力的汽化制冷剂导向室外换热器 122。汽化制冷剂进入室外换热器 122 并在其中由蒸汽转变成液体。

[0119] 一旦汽化制冷剂已充分地由蒸汽转变成液体,该液体制冷剂将沿着管道 184 离开室外换热器 122,穿过止回阀 134 并被通过管道 156 导向闪蒸罐 10。液体制冷剂沿着管道 156 行进并遇到止回阀 186。止回阀 186 使得液体制冷剂沿着管道 190 行进并遇到控制装置 188。控制装置 188 可以是热膨胀阀、电子膨胀阀或固定节流孔,用于在液体制冷剂进入闪蒸罐 10 之前使液体制冷剂膨胀。

[0120] 在经过控制装置 188 膨胀后,液体制冷剂沿着管道 192、194 行进,然后被闪蒸罐 10 接收。膨胀后的液体制冷剂从第二口 44 进入闪蒸罐 10 并在外壳 12 的内部容积 20 中膨胀成中压蒸汽和过冷液体制冷剂。中压蒸汽被蒸汽喷射装置 50 导向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。

[0121] 蒸汽喷射装置 50 通过出口 54、管道 158 和电磁阀 150(如果使用了电磁阀 150)将中压蒸汽导向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。电磁阀 150 可以基于冷却需要进行控制,并且可以根据室外环境温度进行控制。例如,电磁阀 150 可以在最大室外温度(125 华氏度)下关闭以降低电网的峰值负荷,或开启以使压缩机 118 高效地提供更大的冷却效应。同样,可以在额定的全负荷室外环境温度(即 95 华氏度)下将电磁阀 150 打开以提高系统的额定标称容量(即全负荷下容量),并在较低的室外温度(即 82 华氏度)下关闭以降低部分负荷(即较低负荷)下的容量,从而通过降低换热器负荷而提高系统效率。

[0122] 位于外壳 12 底部 16 内的过冷液体制冷剂通过第一口 22 和 L 形弯管 26 离开内部容积 20。过冷液体制冷剂大体上通过管道 160 向止回阀 144 行进穿过 L 形弯管 26 和接头 34。过冷液体制冷剂穿过止回阀 144,绕过控制装置 146,并继续沿着管道 162 大体上向止回阀 126 行进。止回阀 126 使得液体制冷剂沿着管道 164 进行并遇到控制装置 128。控制装置 128 使过冷液体制冷剂膨胀并将膨胀的过冷液体制冷剂通过管道 166 和 168 导向室内换热器 120。

[0123] 一旦膨胀后的制冷剂处于室内换热器 120 中,膨胀后的制冷剂将吸热并因此从液态变为蒸汽态。一旦制冷剂已充分地由液态变为蒸汽态,汽化的制冷剂则离开室内换热器 120 并沿着管道 170 大体上向四路换向阀 124 行进。四路换向阀 124 接收汽化的制冷剂并将其通过管道 174 导向压缩机 118 的吸入口 172,从而开始新的过程。

[0124] 在加热模式下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 提供处于排放压力的蒸汽。同样,室内换热器 120 或室外换热器 122 包括作为控制装置 128、136 的固定节流孔,并且可能需要蓄集器 142。在这种情况下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 提供处于排放压力的蒸汽。

[0125] 在加热模式下,四路换向阀 124 将处于排放压力的蒸汽导向室内换热器 120。汽化的制冷剂进入室内换热器 120 中并放热,从而由高压蒸汽相变为液相。一旦制冷剂已充分地由蒸汽相变为液相,液体制冷剂将通过管道 168 离开室内换热器 120。

[0126] 离开的制冷剂沿着管道 168 行进并遇到止回阀 126。止回阀 126 使液体制冷剂绕过控制装置 128 并沿着管道 162 大体上向止回阀 144 行进。止回阀 144 将液体制冷剂通过管道 176 导向控制装置 146。控制装置 146 使液体制冷剂膨胀,然后将液体制冷剂导向闪蒸罐 10。

[0127] 膨胀后的液体制冷剂离开控制装置 146 并通过管道 178 和 160 行进到 L 形弯管 26 的接头 34。膨胀后的制冷剂通过接头 34、L 形弯管 26 和第一口 22 进入闪蒸罐 10。

[0128] 一旦膨胀后的制冷剂进入闪蒸罐 10 的内部容积 20 中,制冷剂便膨胀成中压蒸汽和过冷液体制冷剂。中压蒸汽被蒸汽喷射装置 50 供应到压缩机 118 的喷射口 148。具体地说,蒸汽喷射装置 50 将中压蒸汽通过出口 54、管道 158 和电磁阀 150 导向压缩机 118 的喷射口 148。如上所述,可以根据室外环境温度对电磁阀 150 进行控制。

[0129] 大体上处于外壳 12 的底部 16 中的过冷液体制冷剂通过第二口 44 离开闪蒸罐 10。

离开的过冷液体制冷剂通过管道 194 向止回阀 186 行进并绕过控制装置 188。一旦过冷液体制冷剂已通过止回阀 186,过冷液体制冷剂则沿着管道 156 大体上向止回阀 134 行进。

[0130] 止回阀 134 使得过冷液体制冷剂沿着管道 180 大体上向控制装置 136 行进。控制装置 136 使过冷液体制冷剂膨胀,然后将过冷液体制冷剂导向室外换热器 122。一旦制冷剂已充分膨胀,制冷剂将通过管道 182 和 184 被导入室外换热器 122。一旦处于室外换热器 122 中,液体制冷剂便吸热并从液态变为蒸汽态。一旦制冷剂已充分地由液态变为蒸汽态,汽化的制冷剂便通过管道 154 被导向四路换向阀 124。四路换向阀 124 通过管道 174 将汽化的制冷剂导向压缩机 118 的吸入口 172,从而开始新的循环。

[0131] 具体参照图 12,提供了另一种热泵系统 116b。鉴于与热泵系统 116 相关的部件在结构和功能方面与热泵系统 116b 基本相似,所以在下文中在图中用相似的附图标记表示相似的部件,其中相似的附图标记含有字母扩展部,以区分经过修改的部件。

[0132] 热泵系统 116b 类似于热泵系统 116 和 116a,但是闪蒸罐 10 被板式换热器 196 替代,该换热器用于向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 供应蒸汽。该换热器可以是管壳式或微通道式,但是板式换热器设计是最常见的并且它使加料需求最小化。板式换热器 196 包括蒸汽侧 198 和过冷液体侧 200,并且流体连接在室内换热器 120 和室外换热器 122 之间。控制装置 202 设置在蒸汽侧 198 的入口 204 处,以使液体制冷剂在进入蒸汽侧 198 之间使其膨胀。控制装置 202 与蒸汽侧 198 一起产生供蒸汽喷射装置 50b 使用的中压蒸汽流。蒸汽喷射装置 50b 向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 提供中压蒸汽,以改善压缩机 118 的总体效率和性能。

[0133] 继续参照图 12,将说明热泵系统 116b 的运行。在冷却模式下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀 124 供应处于排放压力的蒸汽。如果室内换热器 120 或室外换热器 122 含有用作控制装置 128、136 的固定节流孔,则可能需要蓄集器 142。在这种情况下,压缩机 118 通过管道 152 和蓄集器 142 向四路换向阀 124 提供处于排放压力的蒸汽。

[0134] 四路换向阀 124 将处于排放压力的蒸汽导向室外换热器 122。室外换热器 122 从四路换向阀 124 接收高压蒸汽并使该高压蒸汽放热,从而使其从蒸汽相变为液相。一旦制冷剂已充分地由蒸汽相变成液相,液体制冷剂便沿着管道 184 离开室外换热器 122。液体制冷剂沿着管道 184 行进并遇到止回阀 134,从而绕过控制装置 136。液体制冷剂继续在管道 184 中行进,穿过止回阀 134,继续通过止回阀 134 并进入管道 156。

[0135] 液体制冷剂通过管道 156 大体上向板式换热器 196 行进,并流入管道 206 和管道 208,所述管道 206 将液体制冷剂导向板式换热器 196 的蒸汽侧 198,所述管道 208 将液体制冷剂导向板式换热器 196 的过冷液体侧 200。

[0136] 位于管道 206 中的液体制冷剂遇到位于蒸汽侧 198 的入口 204 的上游的控制装置 202。控制装置 202 可以是热膨胀阀、电子膨胀阀或固定节流孔。如果控制装置 202 是热膨胀阀,则可将压力计接头 210 和灯泡 212 大致定位在蒸汽侧 198 的出口 214 的下游,大体上位于出口 214 和压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 之间。压力计接头 210 和灯泡 212 用于控制位于蒸汽侧 198 的入口 204 上游的热膨胀装置 202。

[0137] 位于管道 206 中的液体制冷剂被控制装置 202 接收,在到达蒸汽侧 198 的入口 204 前先发生膨胀。一旦液体制冷剂已充分地被控制装置 202 膨胀,那么膨胀后的制冷剂从入口 204 进入板式换热器 196 的蒸汽侧 198。一旦处于蒸汽侧 198,液体制冷剂便从在板式换

热器 196 的过冷液体侧 200 中的管道 208 中流动的液体制冷剂中吸热。

[0138] 以这种方式,当液体制冷剂流过板式换热器 196 的过冷液体侧 200 中的管道 208 时,热量损失给板式换热器 196 的蒸汽侧 198,从而将进入板式换热器 196 的过冷液体侧 200 中的液体制冷剂转变为过冷液体制冷剂。从通过板式换热器 196 的过冷液体侧 200 的液体制冷剂中吸收的热被进入板式换热器 196 的蒸汽侧 198 中的液体制冷剂吸收,从而导致蒸汽侧 198 中的液体膨胀并形成中压蒸汽流。

[0139] 中压蒸汽从出口 214 离开板式换热器 196 的蒸汽侧 198,并沿着管道 158 行进到压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。如以上针对热泵系统 116 和 116a 所述,从蒸汽喷射口 148 进入压缩机 118 的中压蒸汽提高压缩机 118 产生处于排放压力的蒸汽的能力。因此,通过在板式换热器 196 中产生中压蒸汽并将该中压蒸汽供应到压缩机 118,改善了压缩机 118 和系统 116b 的总体效率。

[0140] 电磁阀 150 大体上设置在蒸汽侧 198 的出口 214 和压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 之间,如上所述,它控制蒸汽喷射口 148 接收的中压蒸汽的量。

[0141] 由板式换热器 196 的过冷液体侧 200 产生的过冷液体离开板式换热器并沿着管道 162 大体上向止回阀 126 行进。止回阀 126 迫使过冷液体制冷剂沿着管道 164 进行并遇到控制装置 128。控制装置 128 在液体制冷剂进入室内换热器 120 之前使其膨胀。一旦制冷剂已充分地控制装置 128 作用下膨胀,制冷剂便通过管道 166 和 168 进入室内换热器 120。进入室内换热器 120 的过冷液体制冷剂吸热,从而由液相变成蒸汽相。一旦制冷剂已充分地由液体转变为蒸汽,汽化的制冷剂便离开室内换热器 120 并通过管道 170 向四路换向阀 124 行进。四路换向阀 124 通过管道 174 将汽化的制冷剂导向压缩机 118 的吸入口 172,从而开始新的循环。

[0142] 在加热模式下,压缩机 118 产生处于排放压力的蒸汽并将该蒸汽通过管道 152 导向四路换向阀 124。同样,如果室内换热器 120 或室外换热器 122 包括作为控制装置 128、136 的固定节流孔,则可能需要蓄集器 142。在这种情况下,压缩机 118 通过管道 152 向四路换向阀提供处于排放压力的蒸汽。

[0143] 四路换向阀 124 通过管道 170 将处于排放压力的蒸汽导向室内换热器 120。室内换热器 120 从四路换向阀 124 接收高压蒸汽,并使高压蒸汽放热,从而使制冷剂由蒸汽相变成液相。一旦制冷剂已充分地由蒸汽相变为液相,液体制冷剂便离开室内换热器 120 并通过管道 168 向止回阀 126 行进。

[0144] 止回阀使液体制冷剂绕过控制装置 128 并通过管道 162 继续向板式换热器 196 行进。液体制冷剂沿管道 162 行进并被板式换热器 196 的过冷液体侧 200 接收。液体制冷剂通过管道 208 穿过板式换热器 196 的过冷液体侧 200。一旦液体制冷剂遇到管道 208,制冷剂便穿过管道 208 并进入到管道 206 中。

[0145] 进入管道 206 的液体制冷剂遇到控制装置 202,一旦进入控制装置 202 中则在其作用下被膨胀。膨胀后的液体制冷剂离开控制装置 202 并从入口 204 进入板式换热器 196 的蒸汽侧 198。

[0146] 板式换热器 196 的蒸汽侧 198 使得其中的膨胀的液体制冷剂从穿过板式换热器 196 的过冷液体侧 200 的制冷剂中吸热。这样,穿过蒸汽侧 198 的制冷剂转变成中压蒸汽,穿过过冷液体侧 200 的制冷剂转变成过冷液体制冷剂。在这种设置中,蒸汽侧 198 和过冷

液体侧 200 在加热模式中具有对流构造,而在冷却模式中则具有平行流构造。

[0147] 中压蒸汽从出口 214 离开板式换热器 196 的蒸汽侧 198,并被蒸汽喷射装置 50b 导向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。中压蒸汽沿着管道 158 行进,穿过电磁阀 150,然后达到压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。

[0148] 在加热模式下,当室外环境温度降低时,电磁阀 150 使更多的中压蒸汽进入压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。使更多的中压蒸汽进到达压缩机 118 改善了压缩机 118 产生处于排放压力的蒸汽的能力。使压缩机 118 产生更多的处于排放压力的蒸汽改善了热泵系统 116b 产热的能力,并因此改善了系统 116b 的总体性能和效率。

[0149] 由板式换热器 196 的过冷液体侧 200 产生的过冷液体制冷剂沿着管道 208 和管道 156 大体上向止回阀 134 行进。止回阀 134 使得过冷液体制冷剂沿着管道 180 行进并遇到控制装置 136。控制装置 136 在过冷液体制冷剂进入室外换热器 122 之前使其膨胀。一旦过冷液体制冷剂已在控制装置 136 作用下充分膨胀,膨胀后的制冷剂便通过管道 182 和 184 进入室外换热器 122。

[0150] 室外换热器 122 接收膨胀的制冷剂,并使制冷剂吸热而从液相变成蒸汽相。一旦制冷剂已充分地由液体转变成蒸汽,汽化的制冷剂便离开室外换热器 122 并大体上沿着管道 154 向四路换向阀 124 行进。四路换向阀 124 通过管道 174 将汽化的制冷剂导向压缩机 118 的吸入口 172,从而开始新的过程。

[0151] 具体参照图 13 和图 14,在上述热泵系统 116、116a、116b 的任何一个中,将各系统 116、116a、116b 停止可能导致制冷剂在系统 116、116a、116b 内的瞬态流动。例如,对于热泵系统 116,当压缩机 118 的运行停止并且控制阀 150 保持开启时,制冷剂发生大体从闪蒸罐 10 到压缩机 118 的迁移,这一直持续到系统 116 中的制冷剂达到稳定状态。类似地,如果与室外换热器 122 相关的控制装置 136 保持开启,那么大体上位于闪蒸罐 10 和室外换热器 122 之间的制冷剂也处于瞬态并可迁移到压缩机 118 的吸入口 172,直到系统内的制冷剂达到稳定状态(即平衡)。

[0152] 虽然以下技术可用于防止上述热泵系统 116、116a 或 116b 的任何一个中制冷剂的迁移,但将针对热泵系统 116a 说明下述步骤,因为热泵系统 116a 包括加热和冷却两种模式下的蒸汽喷射。当由于达到了期望的室内温度(即加热或冷却)而即将将压缩机 118 关闭时,可将控制装置 136 和电磁阀 150 中的一个或两者都关闭,以防止制冷剂在热泵系统 116a 内迁移。

[0153] 控制装置 136 和电磁阀 150 可在压缩机 118 关闭前的预定量时间时关闭,以防止制冷剂迁移。通过在压缩机 118 关闭前的预定量时间时关闭电磁阀 150,防止了制冷剂从闪蒸罐 10 的上部 14 向压缩机 118 的蒸汽喷射口 148 迁移。同样,通过在压缩机 118 关闭前的预定量时间时关闭控制装置 136,防止了制冷剂从室外换热器 122 向压缩机 118 的吸入口 172 迁移。

[0154] 防止制冷剂通过控制装置 136 和电磁阀 150 迁移到压缩机 118 中避免压缩机 118 处于溢流启动状态。具体地说,如果控制装置 136 和电磁阀 150 在压缩机 118 关闭时保持开启,那么系统 116a 中的制冷剂能够在系统 116a 内迁移并可进入压缩机 118。当压缩机 118 再次启动时,位于压缩机 118 内的过量制冷剂可能包括液体制冷剂,这会对压缩机 118 造成损害。

[0155] 当控制装置 136 和电磁阀 150 处于关闭位置时,可以安全地启动压缩机 118,因为防止了制冷剂迁移到压缩机 118 中。在压缩机 118 启动后,可以将控制装置 136 和电磁阀 150 保持在关闭位置一段预定量的时间,从而让制冷剂填充到闪蒸罐 10 和室外换热器 122 中并在相应的控制装置 136 和电磁阀 150 开启之前稳定下来。

[0156] 如上所述,控制装置 136 和电磁阀 150 关闭一段预定量的时间直到系统关闭,并且在系统 116a 启动之后保持关闭一段预定的时间。在一个示例性实施方式中,所述预定时期可以基本等于 0 至 60 秒,使得控制装置 136 和电磁阀 150 在系统 116a 关闭前大约 0 至 60 秒时关闭,并在系统 116a 开启后 0 到 60 秒时开启。尽管说明了一段固定的或规定的时间(即 0 至 60 秒),但是该预定时期可以基于系统 116a 和 / 或压缩机 118 的性能来设定。具体地说,所述预定时期可以基于指示压缩机和系统性能的压缩机 118 的排放线路温度或液面高度来设定。

[0157] 一旦电磁阀 150 打开,中压蒸汽便从蒸汽喷射口 148 供应到压缩机 118。如上所述,该蒸汽喷射改善了压缩机 118 提供处于排放压力的蒸汽的能力。电磁阀 150 可以无限期地保持在开启状态,以便持续地对压缩机 118 提供改进的性能,或者,一旦系统 116a 达到稳定状态,便可以将电磁阀 150 选择性地关闭。在一个示例性实施方式中,系统 116a 在电磁阀 150 开启后约 10 分钟时达到稳定状态,并将中压蒸汽供应到压缩机 118。

[0158] 可以基于室外环境条件确定将电磁阀 150 保持在开启状态、从而向压缩机 118 提供中压蒸汽的时长。例如,如果系统 116a 在冷却模式下运行,那么在较高的室外环境温度下,将向压缩机 118 提供中压蒸汽较长的时期。相反,当室外环境温度低并且系统 116a 在冷却模式下运行时,可向压缩机 118 提供较少的中压蒸汽。通过控制电磁阀 150 保持开启的时间,可以控制供应到压缩机 118 的中压蒸汽的量。控制对压缩机 118 的中压蒸汽供应能够有效地使压缩机 118 的输出与需求相匹配,这可以如上所述基于室外环境温度来设定。

[0159] 具体参照图 15 和图 16,调节电磁阀 150 的运行还可以改善系统 116、116a、116b 中任何一个的解冻循环的性能。尽管以下解冻控制方案可用于上述系统 116、116a 和 116b 中的任何一个,但是将针对控制系统 116a 来说明解冻控制方案。

[0160] 在运行时,蒸汽喷射装置 50 提供容量增大的解冻循环,以使系统 116a 将在冻结温度以下在加热模式下用作蒸发器的室外换热器 122 解冻。在运行时,当确定了解冻条件时,将信号发送给四路换向阀 124,以使流动逆转,并将处于排放压力的蒸汽导向经历冰冻状态的换热器 122。处于排放压力的蒸汽一旦进入经历冰冻状态的换热器 122 中便从蒸汽相变为液相,并由此放热。释放的热使换热器 122 中的冰冻融化并使换热器 122 回到基本不冻状态。

[0161] 在解冻循环中,蒸汽喷射装置 50 可用于向压缩机 118 提供中压蒸汽,以改善压缩机 118 提供处于排放压力的蒸汽的能力。压缩机 118 提供处于排放压力的蒸汽的能力的改善本质上增大了释放到经历冰冻状态的换热器 122 中的热容量,并因而改善了系统 116a 更快地消除相应的换热器 122 上的冰冻的能力。

[0162] 在向压缩机 118 提供中压蒸汽改善了系统 116a 对换热器 122 的的除冻能力的同时,对电磁阀 150 的控制有助于防止四路换向阀 124 换向过程中液体迁移到压缩机 118 中。具体地说,在将四路换向阀 124 切换成将处于排放压力的蒸汽导向经历冰冻状态的换热器 122 之前,将电磁阀 150 关闭,从而防止中压蒸汽在换向期间到达压缩机 118 的蒸汽喷射口

148。四路换向阀 124 可以关闭一段预定量的时间,直至四路换向阀 124 换向。因此,由于换热器 120、122 之间的流动被反向,所以防止了闪蒸罐 10 内任何与过冷液体制冷剂或输入的液体制冷剂混合的中压蒸汽到达压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。如上所述,防止进入压缩机 118 中的这种液体喷射保护了压缩机 118,并因而改善了系统 116a 的总体性能。

[0163] 电磁阀 150 保持关闭一段预定时间,使得制冷剂在系统 116a 内在各换热器 120、122 之间改变流动方向。在一个示例性实施方式中,该预定时期可以约等于 0 至 60 秒。尽管 0 至 60 秒为一个示例性实施方式,但是可基于处于系统 116a 内的制冷剂的体积和 / 或各换热器 120、122 的尺寸 (即螺旋管尺寸等) 来设定该预定时期。

[0164] 在该预定时期之后,电磁阀 50 再次开启,使中压蒸汽能够到达压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。如上所述,向压缩机 118 提供中压蒸汽本质上增大了在经历冰冻状态的换热器 122 中释放的热容量,并因而减少了使经历冰冻状态的换热器 122 完全解冻所需要的时间量。

[0165] 为终止解冻循环,系统 116a 使流动反向,使得处于排放压力的蒸汽被导离已解冻的换热器 122,并被导向室内换热器 120。在四路换向阀 124 改变制冷剂在系统 116a 中的流动方向之前,将电磁阀 150 再次关闭。将电磁阀 150 关闭一段预定时期直到解冻周期终止,以防止液体制冷剂到达压缩机 118。如以上针对解冻循环的启动所述,当四路换向阀 124 改变制冷剂在系统 116a 中的流动方向时,进入闪蒸罐 10 中的液体制冷剂可能与位于闪蒸罐 10 内部容积 20 中的过冷液体制冷剂和中压蒸汽混合,并因而从蒸汽喷射口 148 被吸入压缩机 118 中,导致对压缩机 118 的损害。因此,在四路换向阀 124 改变制冷剂在系统 116a 中的流动方向之前将电磁阀 150 关闭,以防止任何液体制冷剂到达压缩机 118 的蒸汽喷射口 148。

[0166] 电磁阀 150 在解冻循环结束后保持关闭一段预定时期。在一个示例性实施方式中,该预定时期约等于 0 至 60 秒,使得系统 116a 内的制冷剂达到稳定流动状态。可以基于处于系统 116a 内的制冷剂的体积和 / 或各换热器 120、122 的尺寸来设定该预定时期。

[0167] 蒸汽喷射系统 50 也可以结合用于室内换热器 120 的可变速鼓风机进行优化,以在加热模式下增加较热空气的供应并在冷却模式下强化除湿 (图 17 和图 18)。鼓风机速度可以根据电磁阀 150 的开启或关闭而改变。

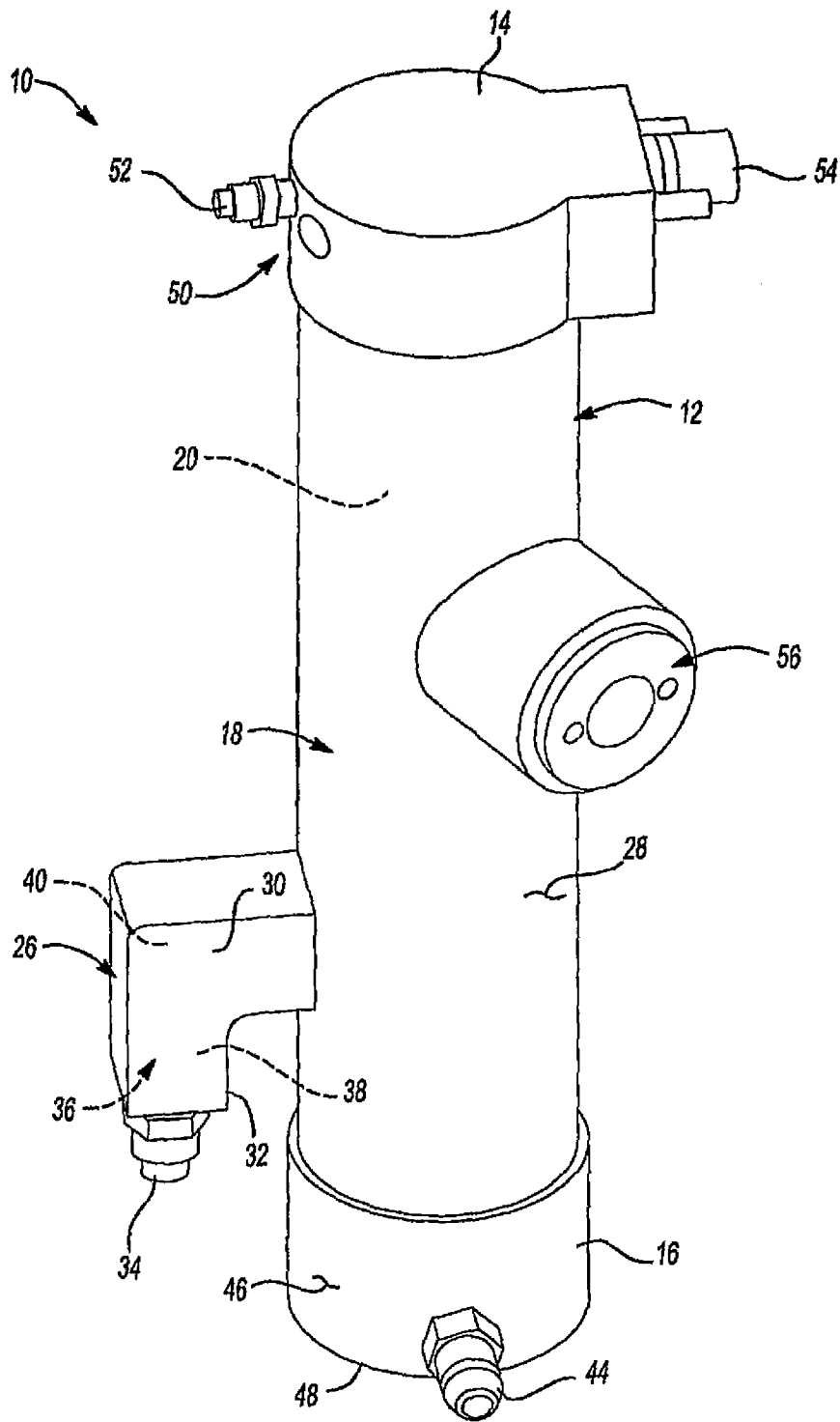


图 1

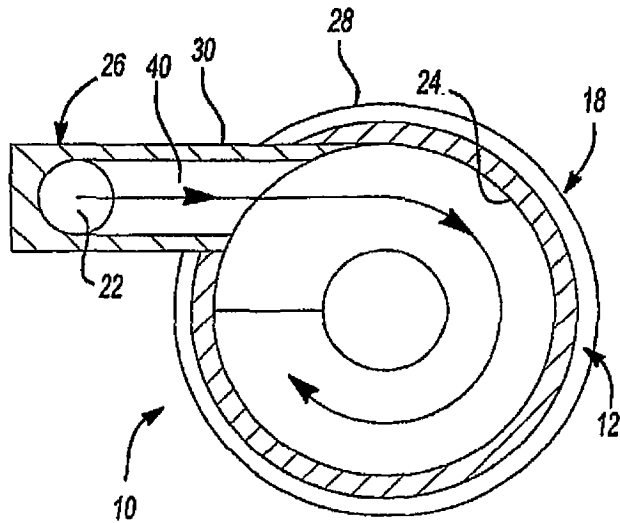


图 4

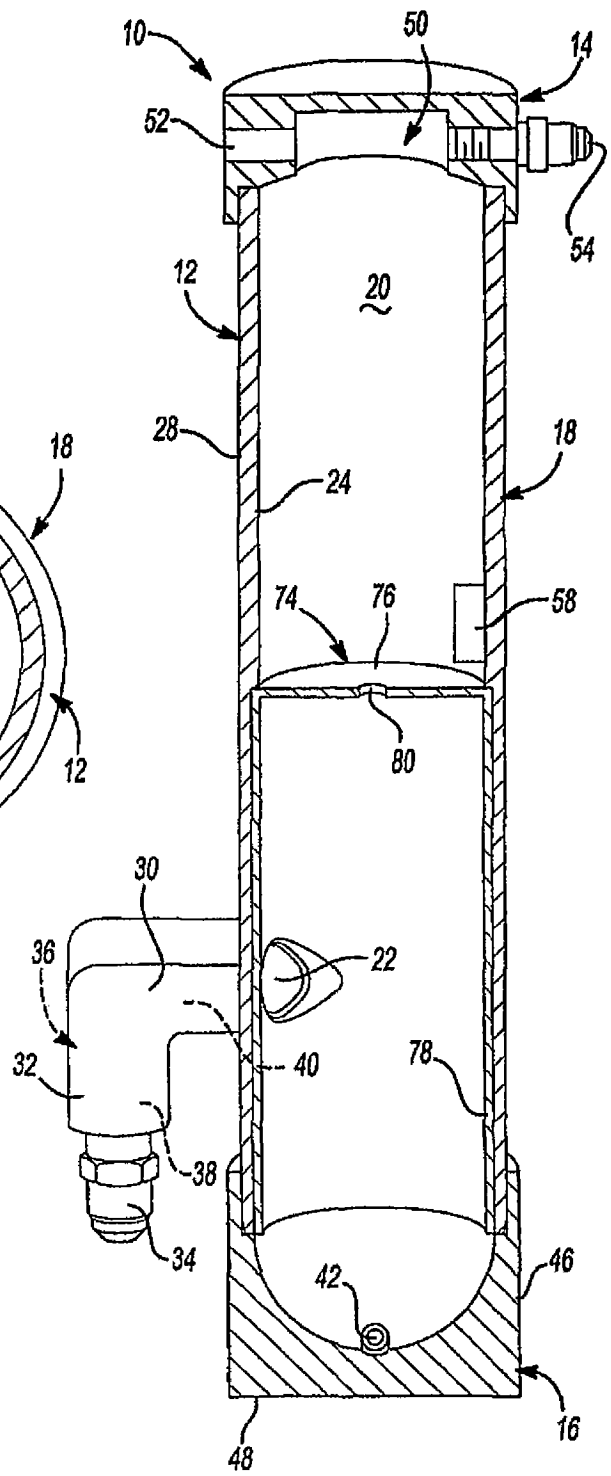


图 5

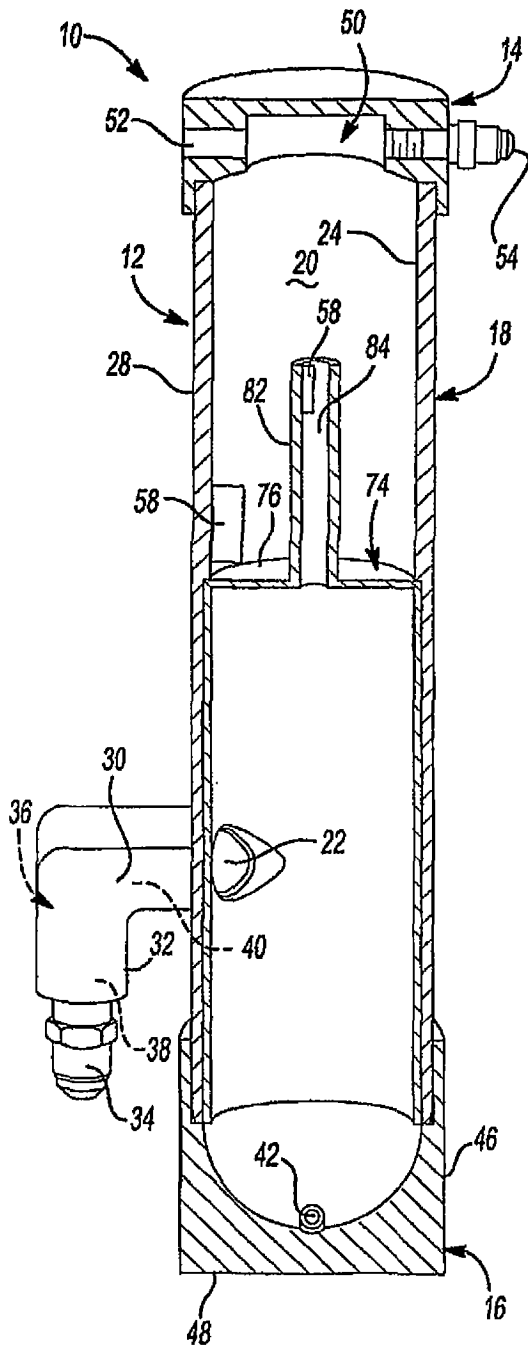


图6

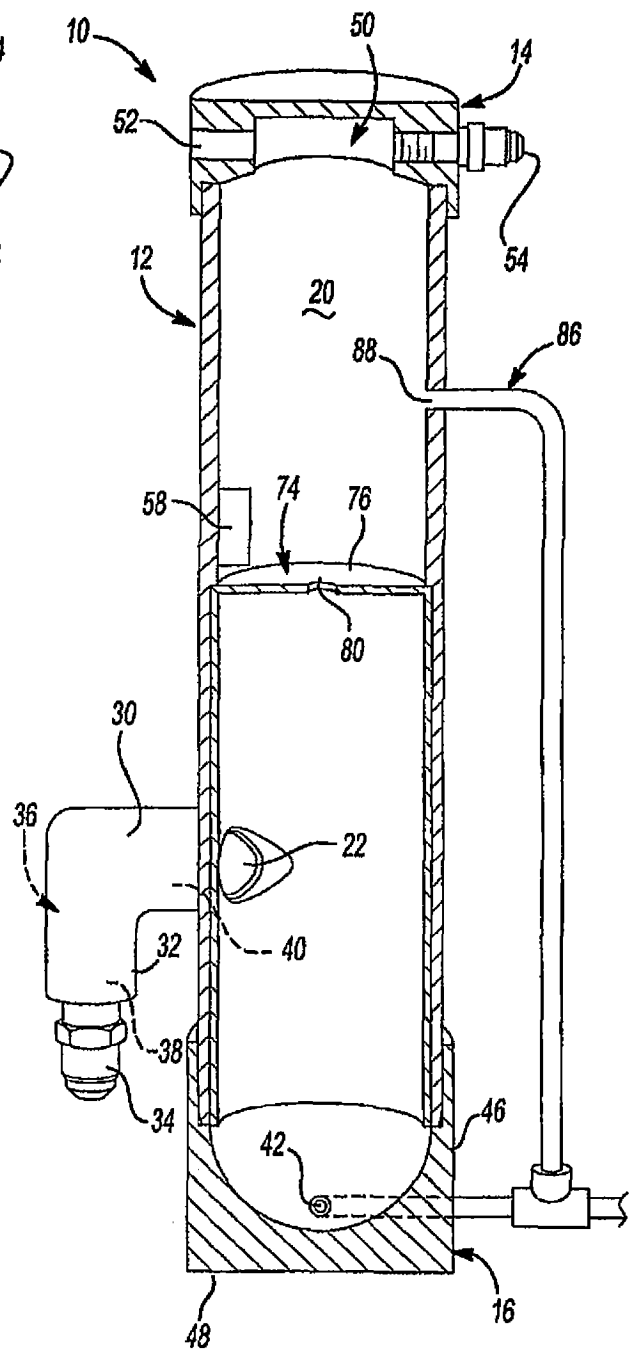


图7

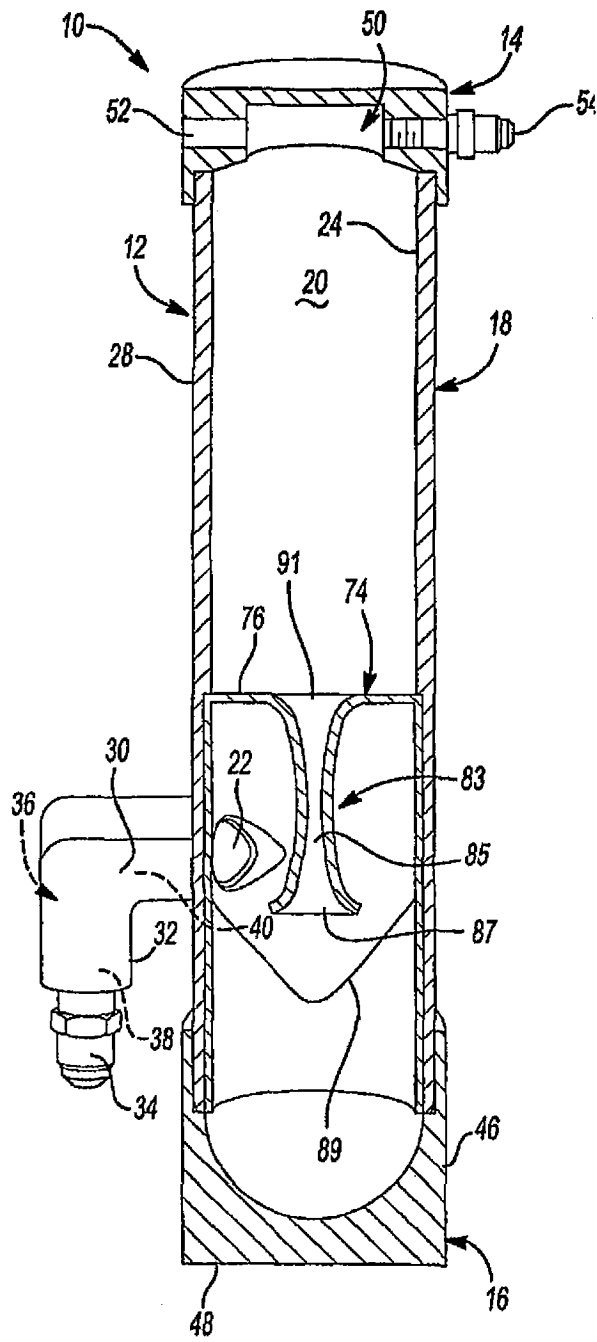


图 8

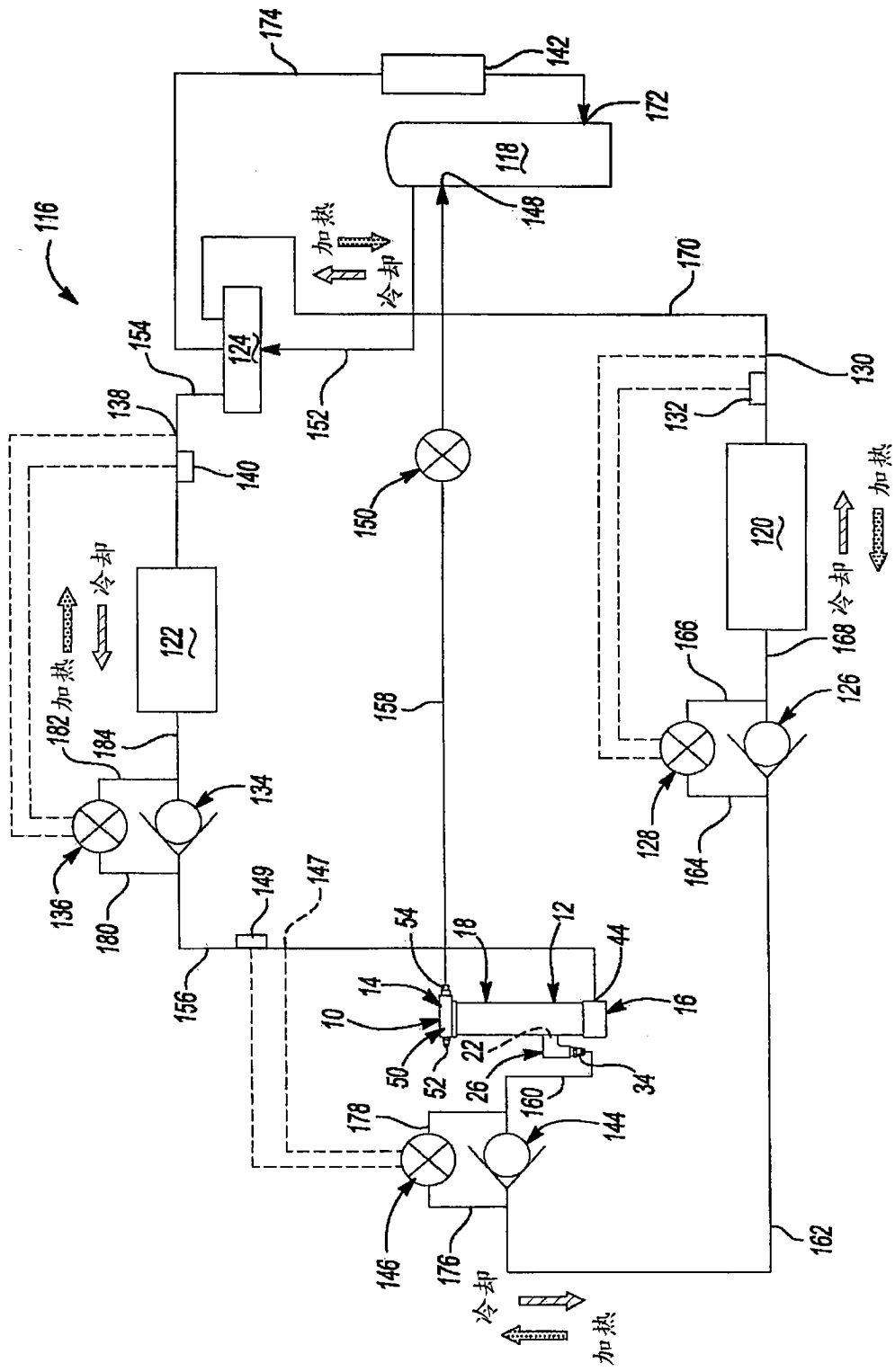


图 10

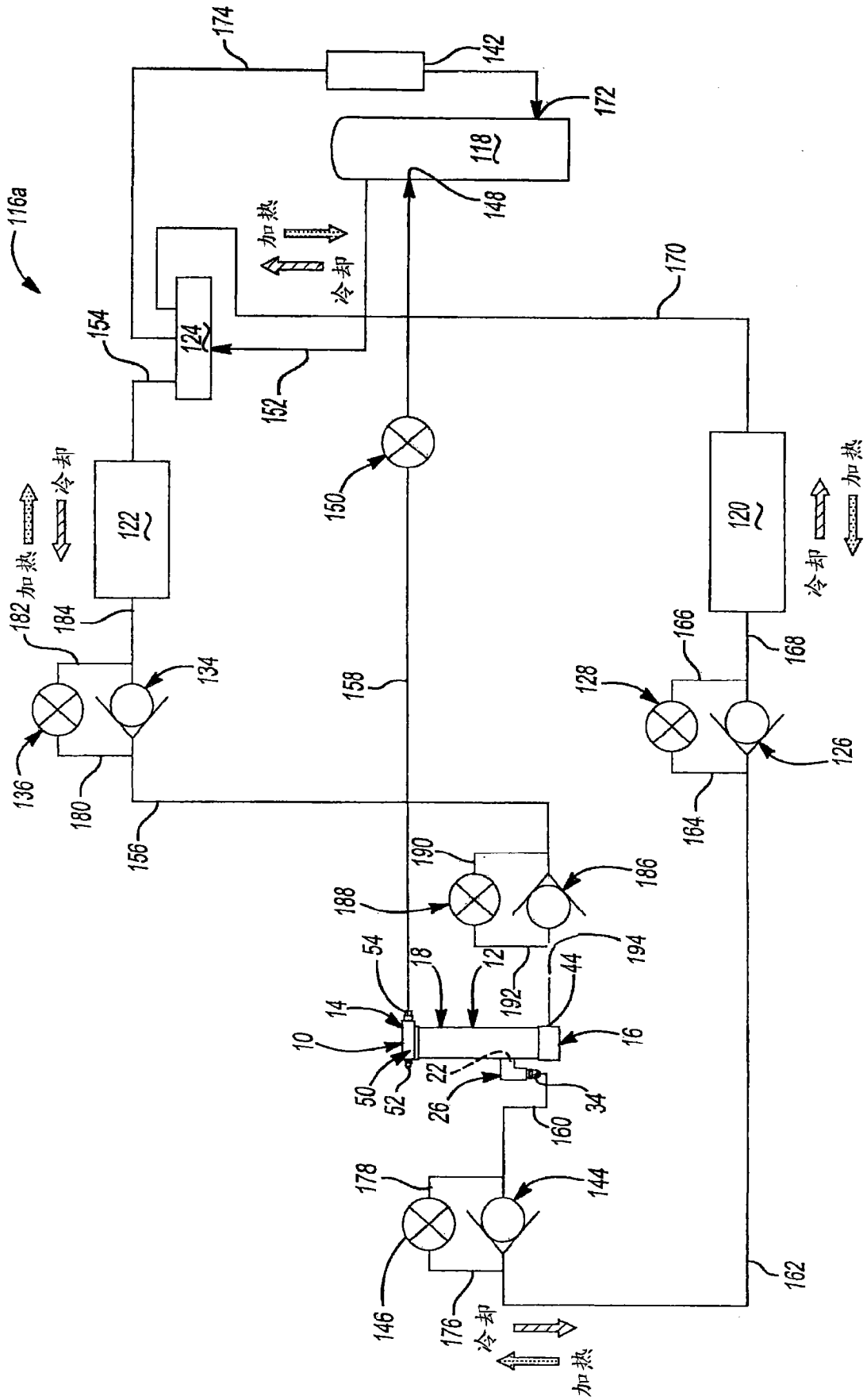


图 11

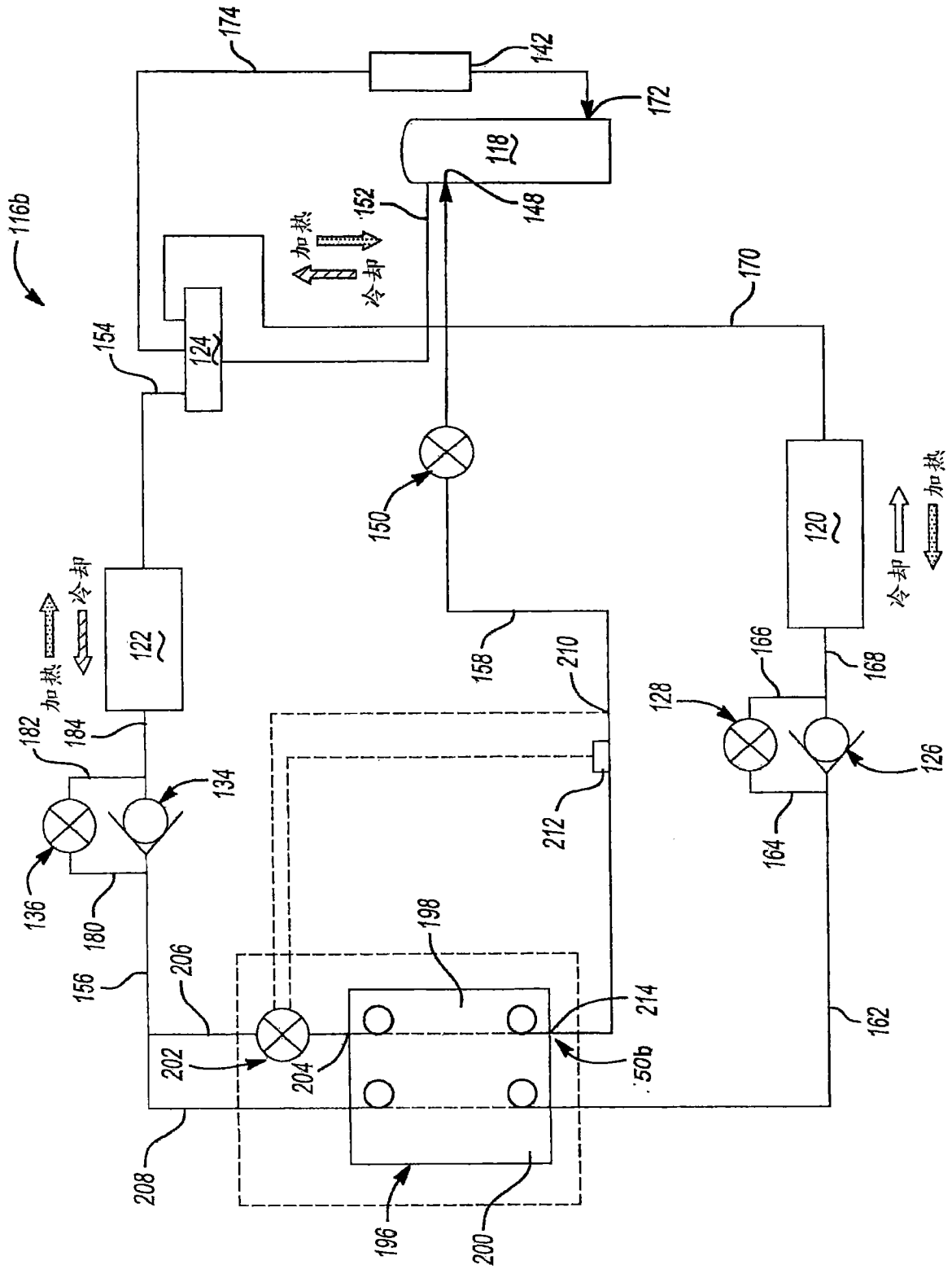


图 12

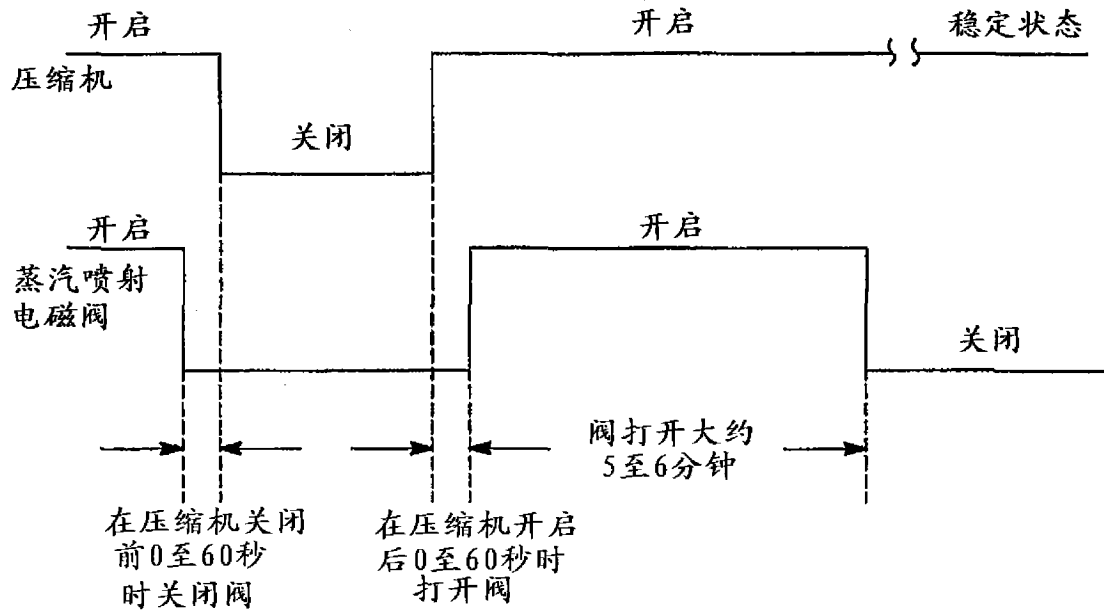


图 13

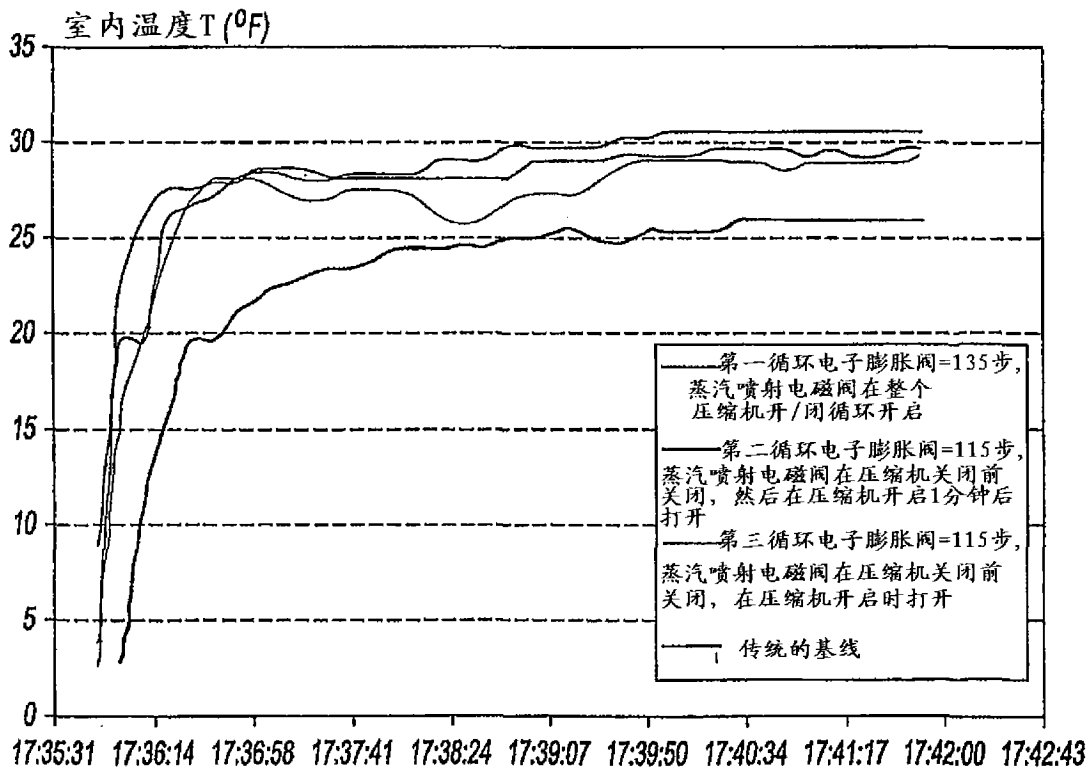


图 14

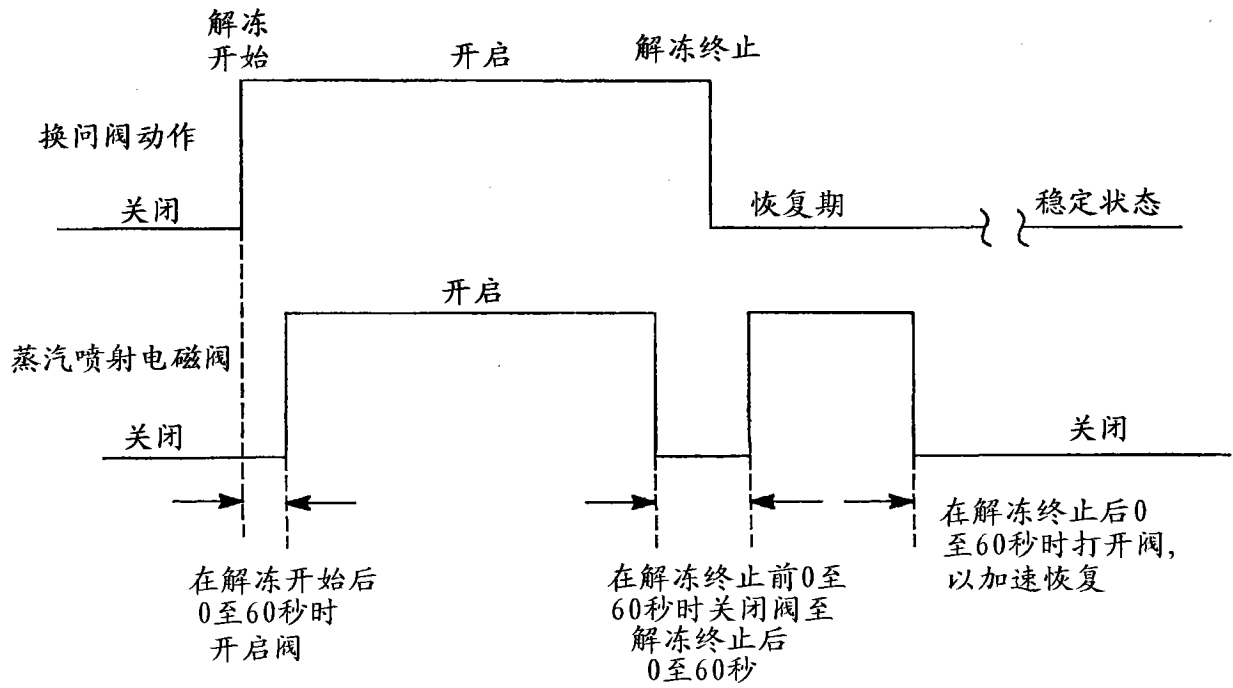


图 15

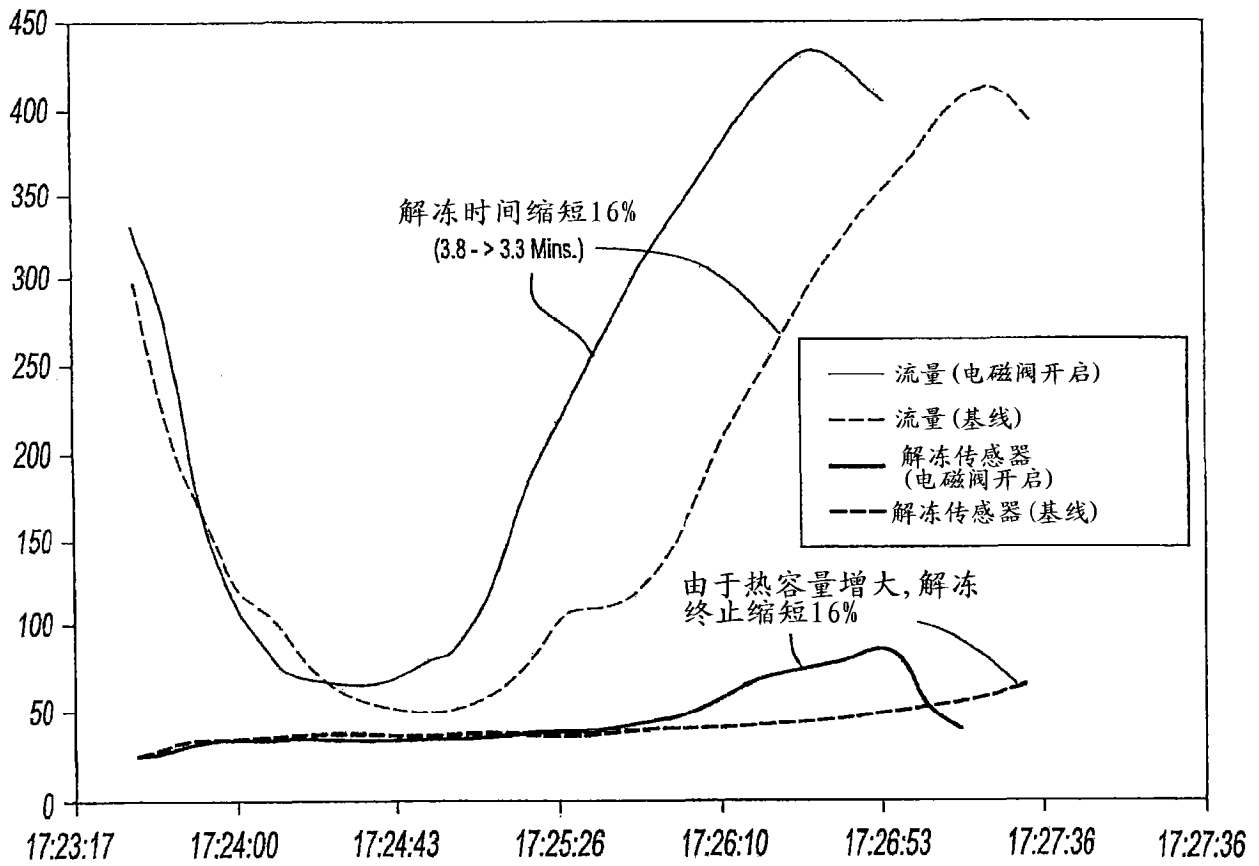


图 16

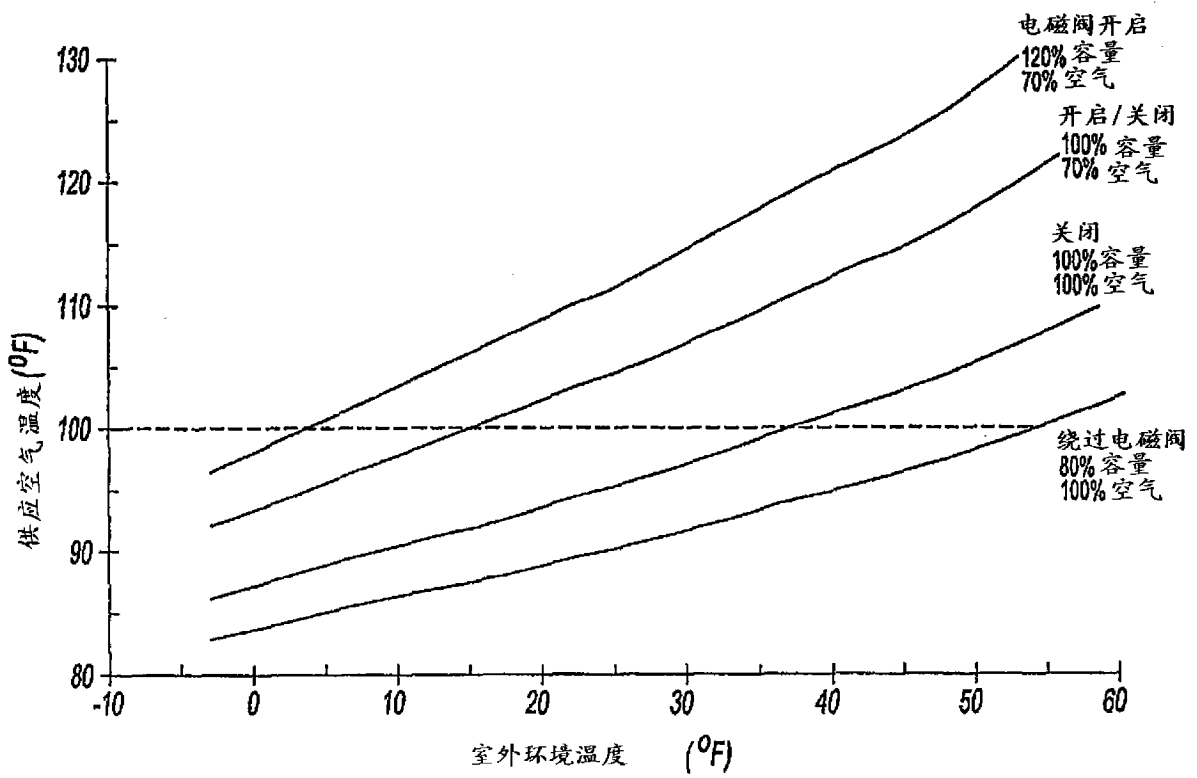


图 17

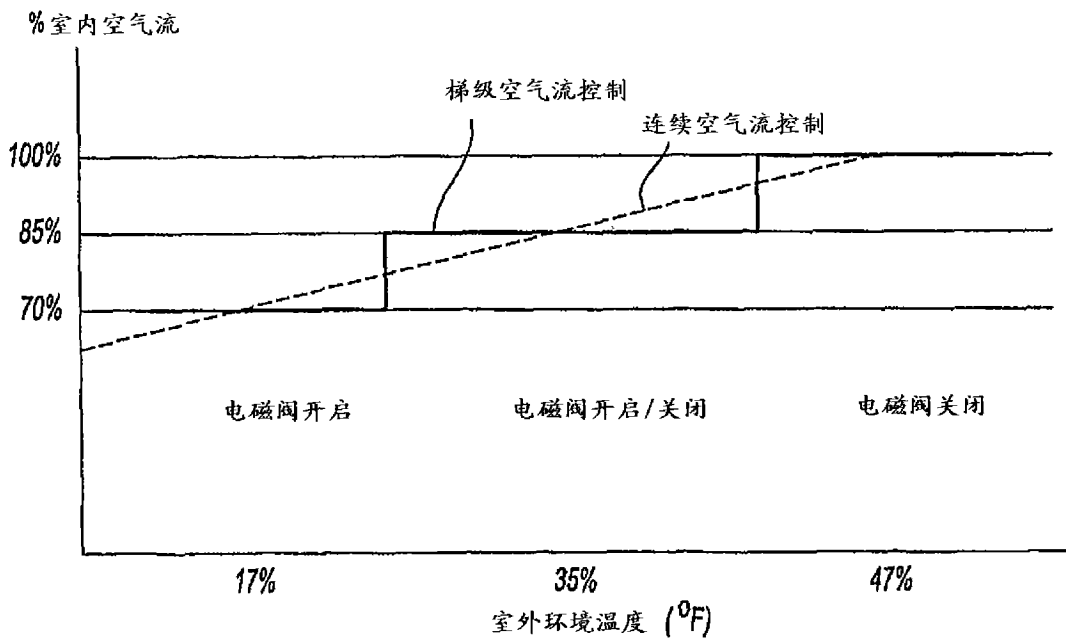


图 18