(19)国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 111623555 B
(45)授权公告日 2025.04.11

(21)申请号 202010341180.5

(22)申请日 2020.04.27

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 111623555 A

(43)申请公布日 2020.09.04

(73)专利权人 宁波工程学院
地址 315016 浙江省宁波市海曙区体育场路翠柏路89号
专利权人 浙江艾奇尼环境科技有限公司
宁波市海智普智能科技有限公司

(72)发明人 涂虬 朱建军 邓晨冕

(74)专利代理机构 宁波甬致专利代理有限公司 33228
专利代理师 李迎春

(51)Int.Cl.
*F25B 30/02*(2006.01)
*F25B 49/02*(2006.01)
*F25B 40/02*(2006.01)
*F25B 41/26*(2021.01)
*F25B 41/30*(2021.01)

(56)对比文件
CN 106322833 A,2017.01.11
CN 212029926 U,2020.11.27

审查员 郭晓明

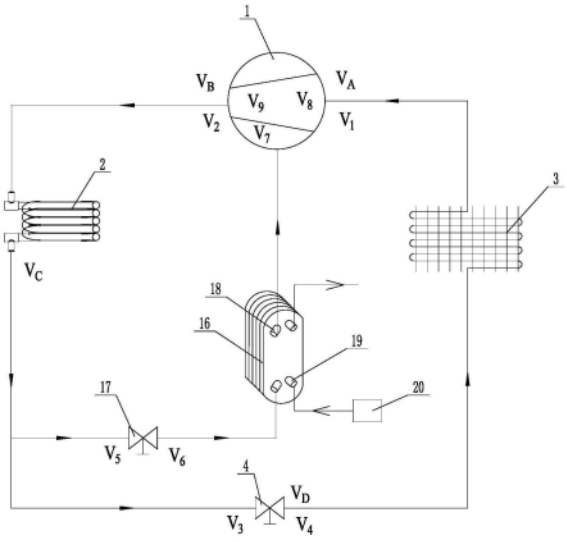
权利要求书2页 说明书8页 附图5页

(54)发明名称

基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵及其控制方法

(57)摘要

制冷剂喷射可以提升热泵制热量和能效,但喷射热量来自热泵自身,是无源喷射,喷射特性表现为热泵性能提升幅度有限,极低温环境下热泵无法运行。针对该问题,本发明提出了一种基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵,其充分利用低品位热源,如太阳能,高温废水、废气等,使外部热源的热量与喷射制冷剂在过冷器中充分换热,获得热量的制冷剂喷射到压缩机中间压力腔,从而使外部热量转化到热泵机组中,并获得热功增益,进而不但大幅提高热泵的制热能力和能效,而且能够有效提高用户的使用舒适性,并拓宽热泵适用范围,使热泵能够应用于-15℃以下的地区。同时,本发明还提出了上述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法。




CN 111623555 B

1.一种基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其特征在于,所述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵包括热泵系统、喷射系统、外部热源(20)和外部热源泵(21),所述热泵系统包括循环连通的压缩机(1)、冷凝器(2)、蒸发器(3)、主节流阀(4)和四通阀(5);所述喷射系统包括过冷器(16)和过冷节流阀(17),所述过冷器(16)上设有制冷剂换热管(18)和外部热源换热管(19),所述过冷节流阀(17)一端与冷凝器(2)的出口端连通,所述过冷节流阀(17)的另一端与制冷剂换热管(18)的进口端连通,所述制冷剂换热管(18)的出口端与压缩机(1)的中间压力腔连通,所述外部热源泵(21)连通在外部热源换热管(19)的进口端与外部热源(20)的出口端之间;所述外部热源(20)的出口端处设有外部热源温度传感器(22),所述制冷剂换热管(18)的进口端处设有过冷器进口温度传感器(23),所述制冷剂换热管(18)的出口端处设有过冷器出口温度传感器(24);

所述控制方法包括以下步骤:

在热泵运行过程中,所述主节流阀(4)和过冷节流阀(17)按照一定的目标调节开度,同时通过所述外部热源温度传感器(22)实时检测外部热源温度$T_{h,in}$,通过所述过冷器进口温度传感器(23)实时检测制冷剂换热管(18)进口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$,通过过所述冷器出口温度传感器(24)实时检测制冷剂换热管(18)出口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,out}$;

当外部热源温度$T_{h,in}$≤过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,控制所述外部热源泵(21)停止运行,使所述外部热源(20)不进入到过冷器(16)中;

当外部热源温度$T_{h,in}$>过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,控制所述外部热源泵(21)启动运行,使所述外部热源(20)能够进入到过冷器(16)中。

2.根据权利要求1所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其特征在于:在所述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与所述压缩机(1)吸气口连接的管路上设有吸气温度传感器(26),与所述蒸发器(3)的进口端连接的管路上设有蒸发器进口温度传感器(28);

所述主节流阀(4)根据热泵的过热度控制调节,热泵的过热度定义为:

压缩机吸气温度$T_s$-除霜温度$T_{def}$;

当实际过热度>目标过热度时,所述主节流阀(4)开大;

当实际过热度<目标过热度时,所述主节流阀(4)关小;

当实际过热度=目标过热度时,所述主节流阀(4)保持当前开度;

其中,目标过热度为热泵的系统预设温度值,压缩机吸气温度$T_s$由所述吸气温度传感器(26)获取,除霜温度$T_{def}$由所述蒸发器进口温度传感器(28)获取。

3.根据权利要求1所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其特征在于:在所述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与所述冷凝器(2)的出口端连接的管路上设有冷凝器出口温度传感器(27),与所述压缩机(1)排气口连接的管路上设有高压压力传感器(14);

所述过冷节流阀(17)根据热泵的过冷度控制调节,热泵的过冷度定义为:

热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$-液管温度$T_{liq}$;

当实际过冷度>目标过冷度时,所述过冷节流阀(17)开大;

当实际过冷度<目标过冷度时,所述过冷节流阀(17)关小;

当实际过冷度＝目标过冷度时,所述过冷节流阀(17)保持当前开度;

其中,目标过冷度为热泵的系统预设温度值,热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$由所述高压压力传感器(14)获取到热泵高压压力后换算得到,液管温度$T_{liq}$由所述冷凝器出口温度传感器(27)获取。

4.根据权利要求3所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其特征在于:在所述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与所述压缩机(1)排气口连接的管路上设有排气温度传感器(25);

所述过冷节流阀(17)根据热泵的压缩机排气过热度进行修正调节,热泵的压缩机排气过热度定义为:

压缩机排气温度$T_d$-热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$;

当实际压缩机排气过热度＜设定值B时,所述过冷节流阀(17)关小;

当实际压缩机排气过热度＞设定值C时,所述过冷节流阀(17)开大;

当设定值B≤实际压缩机排气过热度≤设定值C时,所述过冷节流阀(17)按照热泵的目标过冷度进行控制调节;

其中,设定值B和设定值C均为热泵的系统预设温度值,且设定值C＞设定值B;压缩机排气温度$T_d$由所述排气温度传感器(25)获取。

5.根据权利要求1或2或3或4所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其特征在于,还包括以下步骤:

在所述外部热源泵(21)启动运行后,

当过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A≤外部热源温度$T_{h,in}$＜过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,使所述外部热源泵(21)保持持续运行状态;

当外部热源温度$T_{h,in}$＜过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A时,控制所述外部热源泵(21)停止运行;

其中,设定值A为热泵的系统预设温度值,过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A＜过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$。

# 基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵及其控制方法

## 技术领域

[0001] 本发明涉及一种热泵,具体是一种基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵及其控制方法。

## 背景技术

[0002] 随着经济的发展和人们生活水平的不断提高以及城镇化建设的发展,空调采暖系统的应用日益广泛,由此带来的建筑能耗巨大。

[0003] 热泵用于制热采暖时,存在低环境温度下制热能力和能效衰减严重的问题,这成为了阻碍该技术推广使用的主要因素。为解决上述问题,目前的热泵多采用喷气增焓技术,其原理是通过中间压力吸气孔吸入一部分中间压力的冷媒,与经过部分压缩的冷媒混合后再压缩,单台压缩机实现两级压缩,以此增加冷凝器中的制冷剂流量,加大主循环回路的焓差,进而提高压缩机的效率。

[0004] 上述的喷气增焓技术虽然在一定程度上提升了热泵的制热能力和能效,但是这种带有过冷器的制冷剂喷射,由于喷射制冷剂和主回路中的制冷剂采用的是内部热交换,并没有从外部吸收热量,是一种制冷剂无源喷射,因此在实际上对热泵的制热能力和能效的提升幅度有限,在实际应用过程中,上述这种制冷剂无源喷射热泵的制热量提升幅度一般在10%左右,采取优化控制措施后,最大提升幅度也不超过20%,而且热泵的能效提升幅度更是有限,这样就限制了热泵的使用,当环境温度低于-15℃以下时,低温热泵将无法发挥制热作用。

## 发明内容

[0005] 本发明要解决的其中一个技术问题是,提供一种制热能力和能效好,适用范围广的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵。

[0006] 为解决上述技术问题,本发明提供了一种以下结构的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵:包括热泵系统、喷射系统、外部热源和外部热源泵,热泵系统包括循环连通的压缩机、冷凝器、蒸发器、主节流阀和四通阀;喷射系统包括过冷器和过冷节流阀,过冷器上设有制冷剂换热管和外部热源换热管,过冷节流阀一端与冷凝器的出口端连通,过冷节流阀的另一端与制冷剂换热管的进口端连通,制冷剂换热管的出口端与压缩机的中间压力腔连通,外部热源泵连通在外部热源换热管的进口端与外部热源的出口端之间。

[0007] 采用上述结构后,与现有技术相比,本发明具有以下优点:本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵能够充分利用外部热源,特别是低品位热源,并将低品位热源转化为高品位热源,以此不但能够有效提高过冷器的换热性能,从而大大提高了热泵的制热能力和能效,而且还解决了热泵在低环境温度下的制热能力和能效衰减严重的问题,使热泵能够应用于环境温度低于-15℃地区,从而大大拓宽了热泵的适用范围。

[0008] 本发明所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵,其中,外部热源的出口端处设有外部热源温度传感器,制冷剂换热管的进口端处设有过冷器进口温度传感器,制冷

剂换热管的出口端处设有过冷器出口温度传感器。

[0009] 上述结构能够对外部热源泵的启停进行精确控制,从而使热泵的运行更为稳定,保证热泵的制热能力和能效。

[0010] 本发明要解决的另一个技术问题是,提供一种上述基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法。

[0011] 为解决上述技术问题,本发明提供了一种基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,包括以下步骤:

[0012] 在热泵运行过程中,通过外部热源温度传感器实时检测外部热源温度$T_{h,in}$,通过过冷器进口温度传感器实时检测制冷剂换热管进口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$,通过过冷器出口温度传感器实时检测制冷剂换热管出口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,out}$;

[0013] 当外部热源温度$T_{h,in}$≤过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,控制外部热源泵停止运行,使外部热源不能进入到过冷器中;

[0014] 当外部热源温度$T_{h,in}$>过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,控制外部热源泵启动运行,使外部热源能够进入到过冷器中。

[0015] 采用上述控制方法后,与现有技术相比,本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法具有以下优点:

[0016] 本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法能够使热泵充分利用外部热源,特别是低品位热源,并将低品位热源转化为高品位热源,以此不但能够有效提高热泵中的过冷器的换热性能,从而大大提高了热泵的制热能力和能效,而且还使热泵能够应用于环境温度低于-15℃地区,从而大大拓宽了热泵的适用范围。

[0017] 本发明所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其中,在基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与压缩机吸气口连接的管路上设有吸气温度传感器,与蒸发器的进口端连接的管路上设有蒸发器进口温度传感器;

[0018] 主节流阀根据热泵的过热度控制调节,热泵的过热度定义为:

[0019] 压缩机吸气温度$T_s$-除霜温度$T_{def}$;

[0020] 当实际过热度>目标过热度时,主节流阀开大;

[0021] 当实际过热度<目标过热度时,主节流阀关小;

[0022] 当实际过热度=目标过热度时,主节流阀保持当前开度;

[0023] 其中,目标过热度为热泵的系统预设温度值,压缩机吸气温度$T_s$由吸气温度传感器获取,除霜温度$T_{def}$由蒸发器进口温度传感器获取。

[0024] 上述对主节流阀的控制调节能够有效保证热泵的运行可靠性。

[0025] 本发明所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其中,在基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与冷凝器的出口端连接的管路上设有冷凝器出口温度传感器,与压缩机排气口连接的管路上设有高压压力传感器;

[0026] 过冷节流阀根据热泵的过冷度控制调节,热泵的过冷度定义为:

[0027] 热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$-液管温度$T_{liq}$;

[0028] 当实际过冷度>目标过冷度时,过冷节流阀开大;

[0029] 当实际过冷度<目标过冷度时,过冷节流阀关小;

[0030] 当实际过冷度=目标过冷度时,过冷节流阀保持当前开度;

[0031] 其中,目标过冷度为热泵的系统预设温度值,热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$由高压压力传感器获取到热泵高压压力后换算得到,液管温度$T_{liq}$由冷凝器出口温度传感器获取。

[0032] 上述对过冷节流阀的控制调节能够有效保证热泵的运行可靠性。

[0033] 本发明所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其中,在基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵中,与压缩机排气口连接的管路上设有排气温度传感器;

[0034] 过冷节流阀根据热泵的压缩机排气过热度进行修正调节,热泵的压缩机排气过热度定义为:

[0035] 压缩机排气温度$T_d$-热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$;

[0036] 当实际压缩机排气过热度<设定值B时,过冷节流阀关小;

[0037] 当实际压缩机排气过热度>设定值C时,过冷节流阀开大;

[0038] 当设定值B≤实际压缩机排气过热度≤设定值C时,过冷节流阀按照热泵的目标过冷度进行控制调节;

[0039] 其中,设定值B和设定值C均为热泵的系统预设温度值,且设定值C>设定值B;压缩机排气温度$T_d$由排气温度传感器获取。

[0040] 上述对过冷节流阀的修正调节能够进一步地保证热泵的运行可靠性。

[0041] 本发明所述的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法,其中,还包括以下步骤:

[0042] 在外部热源泵启动运行后,

[0043] 当过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A≤外部热源温度$T_{h,in}$<过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时,使外部热源泵保持持续运行状态;

[0044] 当外部热源温度$T_{h,in}$<过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A时,控制外部热源泵停止运行;

[0045] 其中,设定值A为热泵的系统预设温度值,过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A<过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$。

[0046] 上述控制方法能够有效防止热泵中的外部热源泵频繁启停,从而使热泵的运行更为稳定,保证热泵的制热能力和能效。

## 附图说明

[0047] 图1是现有技术的热泵制热时的系统简化原理图;

[0048] 图2是现有技术的热泵制热时的循环压焓图;

[0049] 图3是本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵制热时的系统详细原理图;

[0050] 图4是本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵制热时的系统简化原理图;

[0051] 图5是本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵制热时的循环压焓图。

[0052] 附图标记说明:

[0053] 对于现有技术的热泵:101、压缩机;102、冷凝器;103、蒸发器;104、主节流阀;105、过冷器;106、冷节流阀。

[0054] 对于本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵:1、压缩机;2、冷凝器;3、蒸发器;4、主节流阀;5、四通阀;6、储液罐;7、气液分离器;8、室外风机;9、保温水箱;10、主机水泵;11、制冷剂导管;12、保温水导管;13、高压压力开关;14、高压压力传感器;15、低压压力开关;16、过冷器;17、过冷节流阀;18、制冷剂换热管;19、外部热源换热管;20、外部热源;21、外部热源泵;22、外部热源温度传感器;23、过冷器进口温度传感器;24、过冷器出口温度传感器;25、排气温度传感器;26、吸气温度传感器;27、冷凝器出口温度传感器;28、蒸发器进口温度传感器。

## 具体实施方式

[0055] 下面结合附图和具体实施方式对本发明基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵及其控制方法作进一步的详细说明。

[0056] 现有技术的热泵制热时的系统简化原理图如图1所示:

[0057] 当制冷剂无喷射时,热泵循环过程如下:过冷节流阀106关闭,压缩机101运转,制冷剂经压缩机101吸气口进入压缩机101并经压缩后,会变为高温气态制冷剂并从压缩机101排气口排出,然后流入冷凝器102中并与空气或水进行换热,接着放出热量的制冷剂经过过冷器105、主节流阀104流入蒸发器103,在蒸发器103中与空气换热,最后回到压缩机101吸气口并再次进入压缩机101中;

[0058] 当制冷剂喷射时,热泵循环过程如下:过冷节流阀106打开,按照一定的目标进行调节(如按照热泵的过冷度或过热度进行调节),制冷剂经压缩机101吸气口进入压缩机101并经压缩后,会变为高温气态制冷剂并从压缩机101排气口排出,然后流入冷凝器102中并与空气或水进行换热,接着,制冷剂会流经两条路径,主循环路径为经过冷器105、主节流阀104流入蒸发器103,在蒸发器103中与空气换热,最后回到压缩机101吸气口并再次进入压缩机101中;另外一条路径为经过冷节流阀106节流,进入过冷器105中并和主循环流路的制冷剂进行换热,最后在压差作用下喷射到压缩机101的中间压力腔中。

[0059] 现有技术的热泵制热时的对应压焓图如图2所示,其中,h为比焓,P为压力。

[0060] 图1和图2中的$V_A$、$V_B$、$V_C$和$V_D$为制冷剂无喷射时的制冷剂状态点,且分别对应压缩机101吸气口、压缩机101排气口、冷凝器102出口、主节流阀104节流后的制冷剂状态点;$V_1$-$V_9$为制冷剂喷射时的制冷剂状态点,且$V_1$、$V_2$、$V_3$、$V_4$和$V_8$分别对应主循环流路制冷剂在压缩机101吸气口、压缩机101排气口、主节流阀104入口、主节流阀104出口、压缩机101第一级压缩后对应的状态点,$V_5$、$V_6$和$V_7$分别对应喷射流路制冷剂在过冷节流阀106入口、过冷节流阀106出口、进入压缩机101中间压力腔的状态点,$V_9$对应主循环流路制冷剂和喷射流路制冷剂在压缩机101中间腔混合后的状态点。

[0061] 从图2可知,制冷剂在压缩机101中经历了两级压缩,其中$V_1$到$V_8$为第一级压缩,$V_9$到$V_2$为第二级压缩。

[0062] 根据热泵循环原理,现有技术的热泵的制热量$Q_{h,V}$等于蒸发器103吸收的空气能$Q_{e,V}$与压缩功$EP_V$之和,表达式为:

[0063] $$Q_{h,V}=Q_{e,V}+EP_V$$

[0064] 其中,蒸发器103吸收的空气能$Q_{e,V}$的表达式为:

[0065] $$Q_{e,V}=(m_V-m_{i,V})\times\left(h_{V_1}-h_{V_4}\right)$$

[0066] 一部分制冷剂在蒸发器103中换热后回到压缩机101，另一部分制冷剂喷射到压缩机101中间腔，两部分制冷剂混合后进行第二级压缩，因此现有技术的热泵的压缩功表达式为：

[0067] $$EP_V=EP_{V-1}+EP_{V-2}=\left(m_V-m_{i,V}\right)\times\left(h_{V_8}-h_{V_1}\right)+m_{i,V}\times\left(h_{V_2}-h_{V_9}\right)$$

[0068] 现有技术的热泵的能效$COP_V$的表达式为：

[0069] $$COP_V=\frac{Q_{h,V}}{EP_V}$$

[0070] 在上述的表达式中，$m_V$和$m_{i,V}$分别为压缩机排气量和制冷剂喷射质量流量。

[0071] 以上表明：现有技术的热泵的性能增益来自过冷度提高增加的空气能($V_5$点与$V_3$点的焓差)以及压缩功的增加，而制冷剂喷射的热量($V_7$点与$V_6$点的焓差值计算的制热量)没有计算到制热量$Q_{h,V}$中。

[0072] 由此可知，现有技术热泵制热时制冷剂喷射的热量来自热泵自身，因此为无源喷射，其对热泵的性能提升幅度有限，为此本发明的目的在于开发一种基于外部低品位热源作用下的制冷剂有源喷射热泵，以此来充分利用低品位热源，如太阳能、废热等，达到大幅提高热泵制热能力和能效的目的。

[0073] 实施例1：

[0074] 如图3所示，本发明的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵包括热泵系统、喷射系统、外部热源20和外部热源泵21，热泵系统包括压缩机1、冷凝器2、蒸发器3、主节流阀4、四通阀5、储液罐6、气液分离器7、室外风机8、保温水箱9和主机水泵10，冷凝器2上设有制冷剂导管11和保温水导管12，压缩机1排气口与四通阀5的D口连通，四通阀5的E口与冷凝器2上的制冷剂导管11的进口端连通，制冷剂导管11的出口端与储液罐6一端连通，储液罐6另一端与主节流阀4的一端连通，主节流阀4的另一端与蒸发器3的一端连通，蒸发器3的另一端与四通阀5的C口连通，四通阀5的S口与气液分离器7的进口端连通，气液分离器7的出口端与压缩机1吸气口连通，主机水泵10连通在保温水导管12的进口端与保温水箱9的出口端之间，保温水导管12的出口端通过管路与保温水箱9的进口端连通，室外风机8靠近蒸发器3设置；与压缩机1排气口连接的管路上设有高压压力开关13和高压压力传感器14，与压缩机1吸气口连接的管路上设有低压压力开关15；喷射系统包括过冷器16和过冷节流阀17，过冷器16上设有制冷剂换热管18和外部热源换热管19，过冷节流阀17一端与冷凝器2的出口端连通，本实施例中的过冷节流阀17一端连通在制冷剂导管11的出口端与储液罐6一端之间的管路上；过冷节流阀17的另一端与制冷剂换热管18的进口端连通，制冷剂换热管18的出口端与压缩机1的中间压力腔连通，外部热源泵21连通在外部热源换热管19的进口端与外部热源20的出口端之间，外部热源换热管19的出口端通过管路接出，本实施例中的外部热源20可以是经由太阳能、废热等低品位热源加热后的热水、蒸汽或热空气；外部热源20的出口端处设有外部热源温度传感器22，制冷剂换热管18的进口端处设有过冷器进口温度传感器23，制冷剂换热管18的出口端处设有过冷器出口温度传感器24；与压缩机1排气口连接的管路上设有排气温度传感器25，与压缩机1吸气口连接的管路上设有吸气温度传感器26，与冷凝器2的出口端连接的管路上设有冷凝器出口温度传感器27，与蒸发器3的进口端连接的

管路上设有蒸发器进口温度传感器28。

[0075] 本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵制热时的系统简化原理图如图4所示：

[0076] 当制冷剂无喷射时，热泵循环过程如下：过冷节流阀17关闭，压缩机1运转，制冷剂经压缩机1吸气口进入压缩机1并经压缩后，会变为高温气态制冷剂并从压缩机1排气口排出，然后流入冷凝器2中并与空气或水进行换热，接着放出热量的制冷剂经过主节流阀4流入蒸发器3，在蒸发器3中与空气换热，最后回到压缩机1吸气口并再次进入压缩机1中；

[0077] 当制冷剂喷射时，热泵循环过程如下：过冷节流阀17打开，按照一定的目标进行调节(如按照热泵的过冷度或过热度进行调节)，同时向过冷器16中输入外部热源20；压缩机1运转，制冷剂经压缩机1吸气口进入压缩机1并经压缩后，会变为高温气态制冷剂并从压缩机1排气口排出，然后流入冷凝器2中并与空气或水进行换热，接着制冷剂会流经两条路径，主循环路径为经主节流阀4流入蒸发器3，在蒸发器3中与空气换热，最后回到压缩机1吸气口并再次进入压缩机1中；另外一条路径为经过冷节流阀17节流，进入过冷器16中并和外部热源20进行换热，最后在压差作用下喷射到压缩机1的中间压力腔中。

[0078] 本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵制热时的对应压焓图如图5所示：

[0079] 本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的制热量的表达式为：

[0080] $Q_{h,V}=Q_{e,V}+Q_{sc,inj}+EP_V$

[0081] 其中，$Q_{sc,inj}$为制冷剂在过冷器中吸收的热量，其表达式为：

[0082] $$Q_{sc,inj}=m_{i,V}\times\left(h_{V_7}-h_{V_6}\right)$$

[0083] 本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的压缩功表达式为：

[0084] $$EP_V=EP_{V-1}+EP_{V-2}=\left(m_V-m_{i,V}\right)\times\left(h_{V_8}-h_{V_1}\right)+m_{i,V}\times\left(h_{V_2}-h_{V_9}\right)$$

[0085] 由上可知，本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的制热量比现有技术的热泵制热量多出了制冷剂在过冷器中吸收的热量$Q_{sc,inj}$，因此本实施例中的基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的能效$COP_V$亦随之提高。

[0086] 实施例2：

[0087] 本实施例公开了实施例1中基于低品位热源的制冷剂有源喷射热泵的控制方法，包括以下步骤：

[0088] 在热泵运行过程中，主节流阀4和过冷节流阀17按照一定的目标调节开度，如按照热泵的过冷度或过热度进行调节；同时通过外部热源温度传感器22实时检测外部热源温度$T_{h,in}$，通过过冷器进口温度传感器23实时检测制冷剂换热管18进口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$，通过过冷器出口温度传感器24实时检测制冷剂换热管18出口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,out}$；

[0089] 当外部热源温度$T_{h,in}$≤过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时，控制外部热源泵21停止运行，使外部热源20不能进入到过冷器16中；

[0090] 当外部热源温度$T_{h,in}$＞过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时，控制外部热源泵21启动运行，使外部热源20能够进入到过冷器16中。

[0091] 在本实施例中，主节流阀4根据热泵的过热度控制调节，热泵的过热度定义为：

[0092] 压缩机吸气温度$T_s$-除霜温度$T_{def}$；

[0093] 当实际过热度＞目标过热度时，主节流阀4开大；

[0094] 当实际过热度＜目标过热度时，主节流阀4关小；

[0095] 当实际过热度＝目标过热度时，主节流阀4保持当前开度；

[0096] 其中，目标过热度为热泵的系统预设温度值，压缩机吸气温度$T_s$由吸气温度传感器26获取，除霜温度$T_{def}$由蒸发器进口温度传感器28获取。

[0097] 过冷节流阀17根据热泵的过冷度控制调节，热泵的过冷度定义为：

[0098] 热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$-液管温度$T_{liq}$；

[0099] 当实际过冷度＞目标过冷度时，过冷节流阀17开大；

[0100] 当实际过冷度＜目标过冷度时，过冷节流阀17关小；

[0101] 当实际过冷度＝目标过冷度时，过冷节流阀17保持当前开度；

[0102] 其中，目标过冷度为热泵的系统预设温度值，热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$由高压压力传感器14获取到热泵高压压力后换算得到，液管温度$T_{liq}$由冷凝器出口温度传感器27获取。

[0103] 为保证热泵的运行可靠性，过冷节流阀17根据热泵的压缩机排气过热度进行修正调节，热泵的压缩机排气过热度定义为：

[0104] 压缩机排气温度$T_d$-热泵高压对应的饱和温度$P_{d_t}$；

[0105] 当实际压缩机排气过热度＜设定值B时，过冷节流阀17关小；

[0106] 当实际压缩机排气过热度＞设定值C时，过冷节流阀17开大；

[0107] 当设定值B≤实际压缩机排气过热度≤设定值C时，过冷节流阀17按照热泵的目标过冷度进行控制调节；

[0108] 其中，设定值B和设定值C均为热泵的系统预设温度值，且设定值C＞设定值B；压缩机排气温度$T_d$由排气温度传感器25获取。

[0109] 设定值B和设定值C能够在压缩机排气温度$T_d$过低和过高时，使过冷节流阀17参与控制调节压缩机排气温度$T_d$，保证压缩机排气温度$T_d$始终处于可靠性范围内；比如目前的热泵一般都要求压缩机排气过热度在10℃以上，那么在保证一定余量的情况下，设定值B可设定在15～20℃；而目前热泵的压缩机排气温度$T_d$的保护值一般在120℃左右，按照一般的热泵高压(限频高压37～38bar)对应的饱和温度$P_{d_t}$为60℃左右，那么在保证一定余量的情况下，设定值C可设定45～55℃。

[0110] 当然，由于过冷节流阀17根据热泵的过冷度控制调节属于正常调节，而过冷节流阀17根据热泵的压缩机排气过热度进行修正调节则是为了保证热泵的运行可靠性，因此在调节过冷节流阀17的开度时，需优先保证热泵的运行可靠性，即在能够保证热泵的运行可靠性的前提下，过冷节流阀17才根据热泵的过冷度控制调节。

[0111] 实施例3：

[0112] 本实施例与实施例2的区别在于，本实施例增加了防止外部热源泵21频繁启停的控制方法，具体包括以下步骤：

[0113] 在热泵运行过程中，主节流阀4和过冷节流阀17按照一定的目标调节开度，同时通过外部热源温度传感器22实时检测外部热源温度$T_{h,in}$，通过过冷器进口温度传感器23实时检测制冷剂换热管18进口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$，通过过冷器出口温度传感器

24实时检测制冷剂换热管18出口端处的过冷器喷射入口温度$T_{inj,out}$；

[0114] 当外部热源温度$T_{h,in}$＞过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时，控制外部热源泵21启动运行，使外部热源20能够进入到过冷器16中；

[0115] 在外部热源泵21启动运行后，

[0116] 当过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A≤外部热源温度$T_{h,in}$＜过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$时，使外部热源泵21保持持续运行状态；

[0117] 当外部热源温度$T_{h,in}$＜过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A时，控制外部热源泵21停止运行；

[0118] 其中，设定值A为热泵的系统预设温度值，过冷器喷射入口温度$T_{inj,in}$+设定值A＜过冷器喷射出口温度$T_{inj,out}$。

[0119] 设定值A的设置主要是防止热源频繁切换，可根据实际的Th,in变化来确定。

[0120] 设定值A的设置主要是为了防止外部热源泵21频繁启停，因此其具体数值可根据实际的外部热源温度$T_{h,in}$变化来确定。

[0121] 本实施例中的主节流阀4和过冷节流阀17的调节开度方式与实施例2中相同，固不在此赘述。

[0122] 以上的实施例仅仅是对本发明的优选实施方式进行描述，并非对本发明的范围进行限定，在不脱离本发明设计精神的前提下，本领域普通技术人员对本发明的技术方案作出的各种变形和改进，均应落入本发明权利要求书确定的保护范围内。

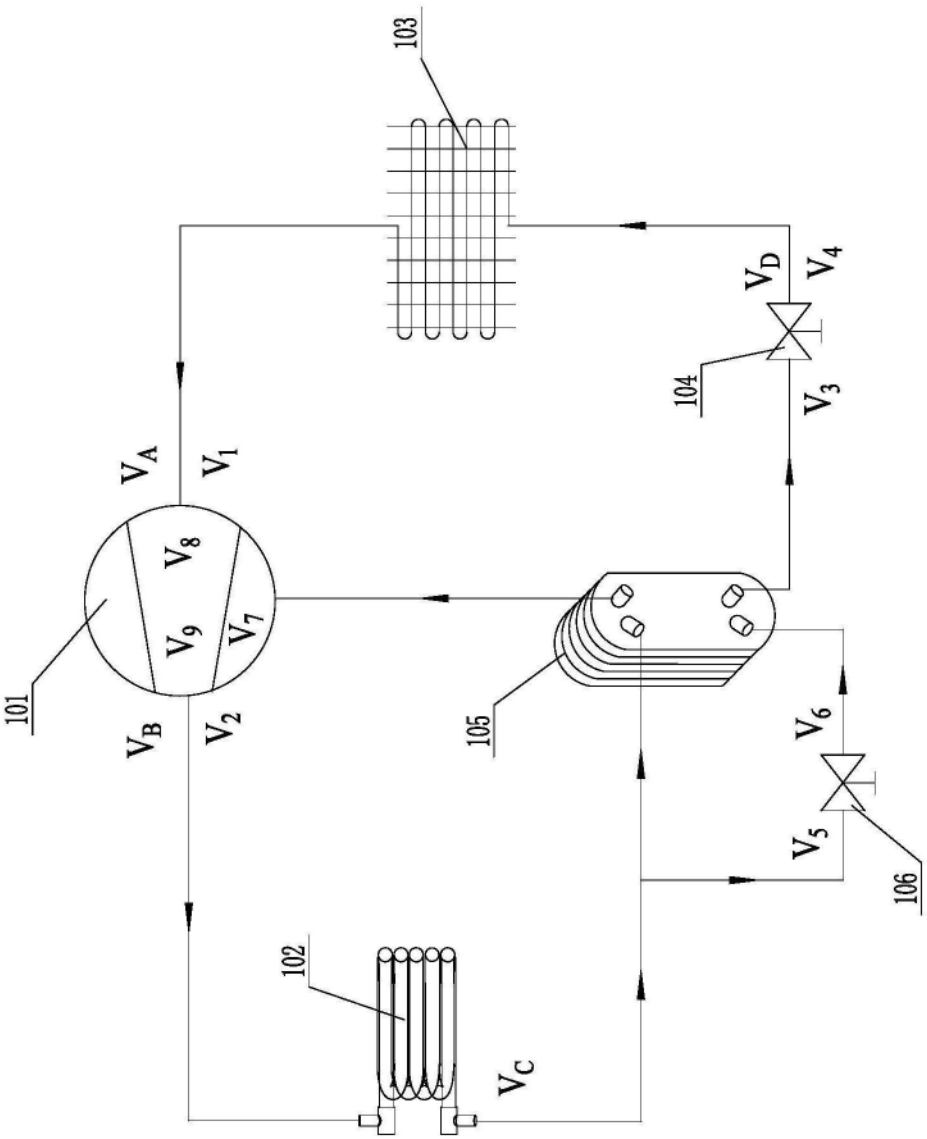



图1

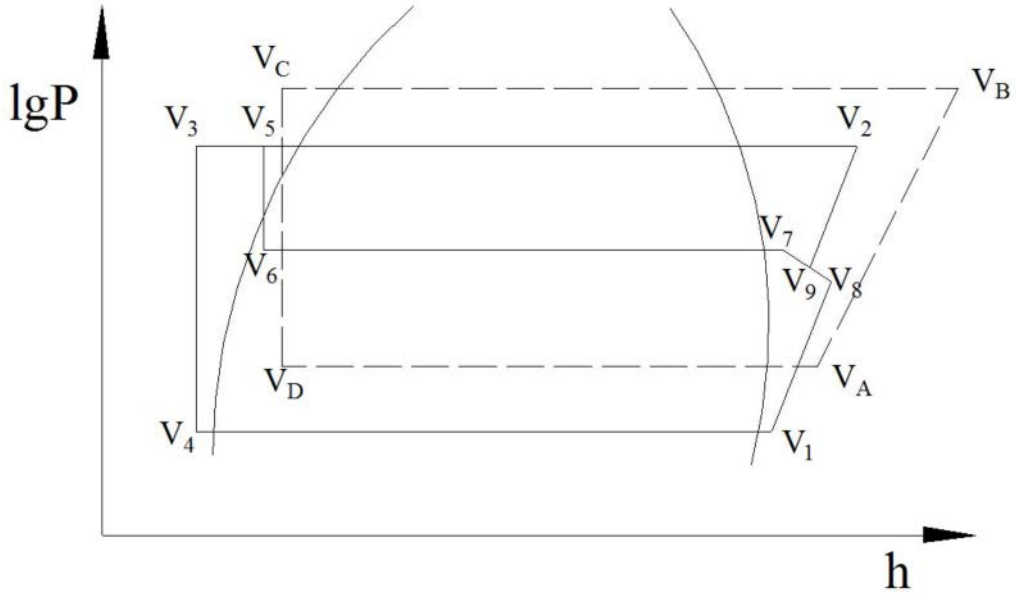



图2

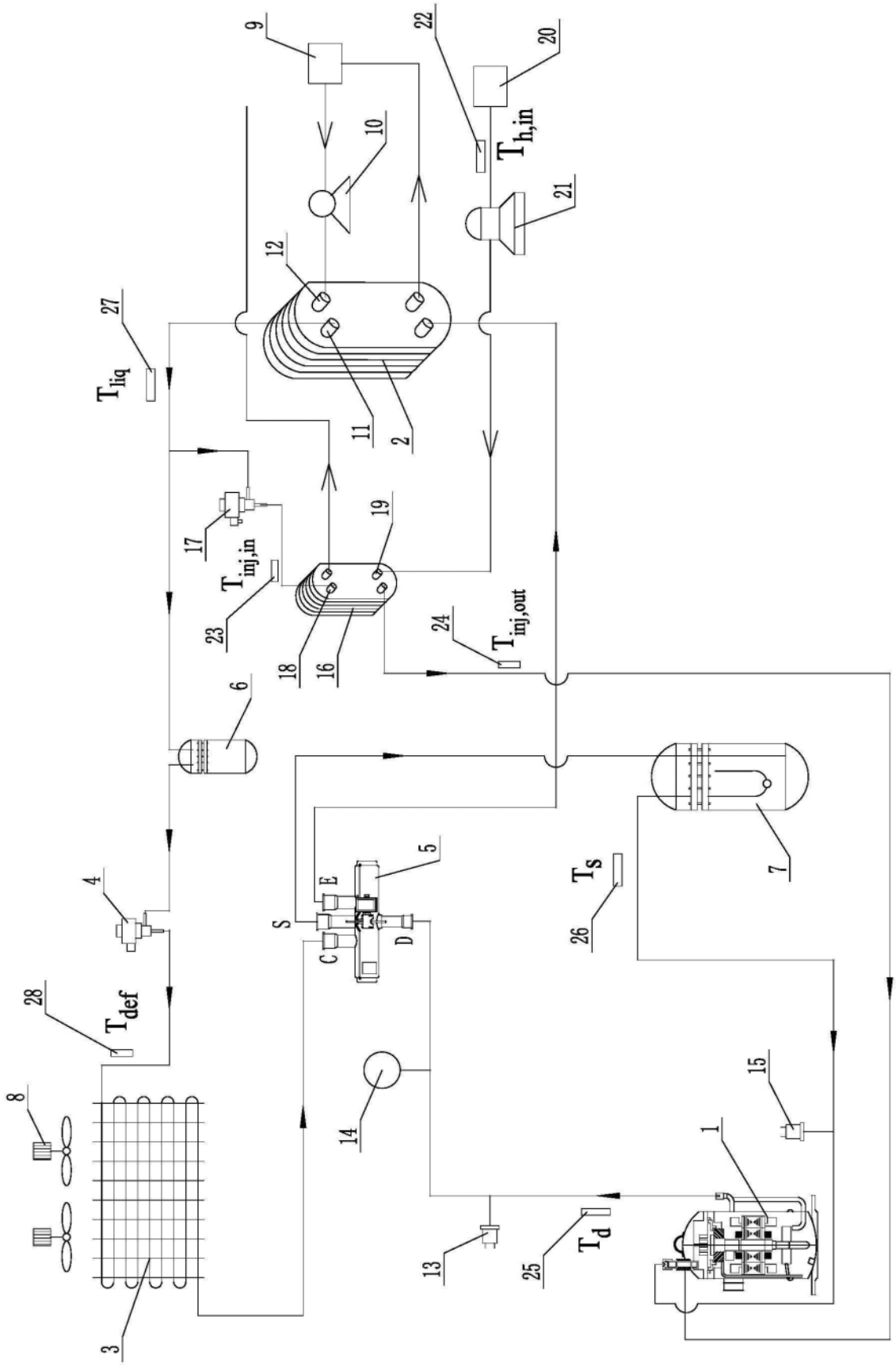

9
22
20
10
$T_{h,in}$
21
12
27
$T_{liq}$
11
2
17
19
$T_{inj,in}$
23
18
16
24
$T_{inj,out}$
6
7
5
E
S
C
D
4
$T_s$
26
28
$T_{def}$
8
14
15
1
13
25
$T_d$
3

图3

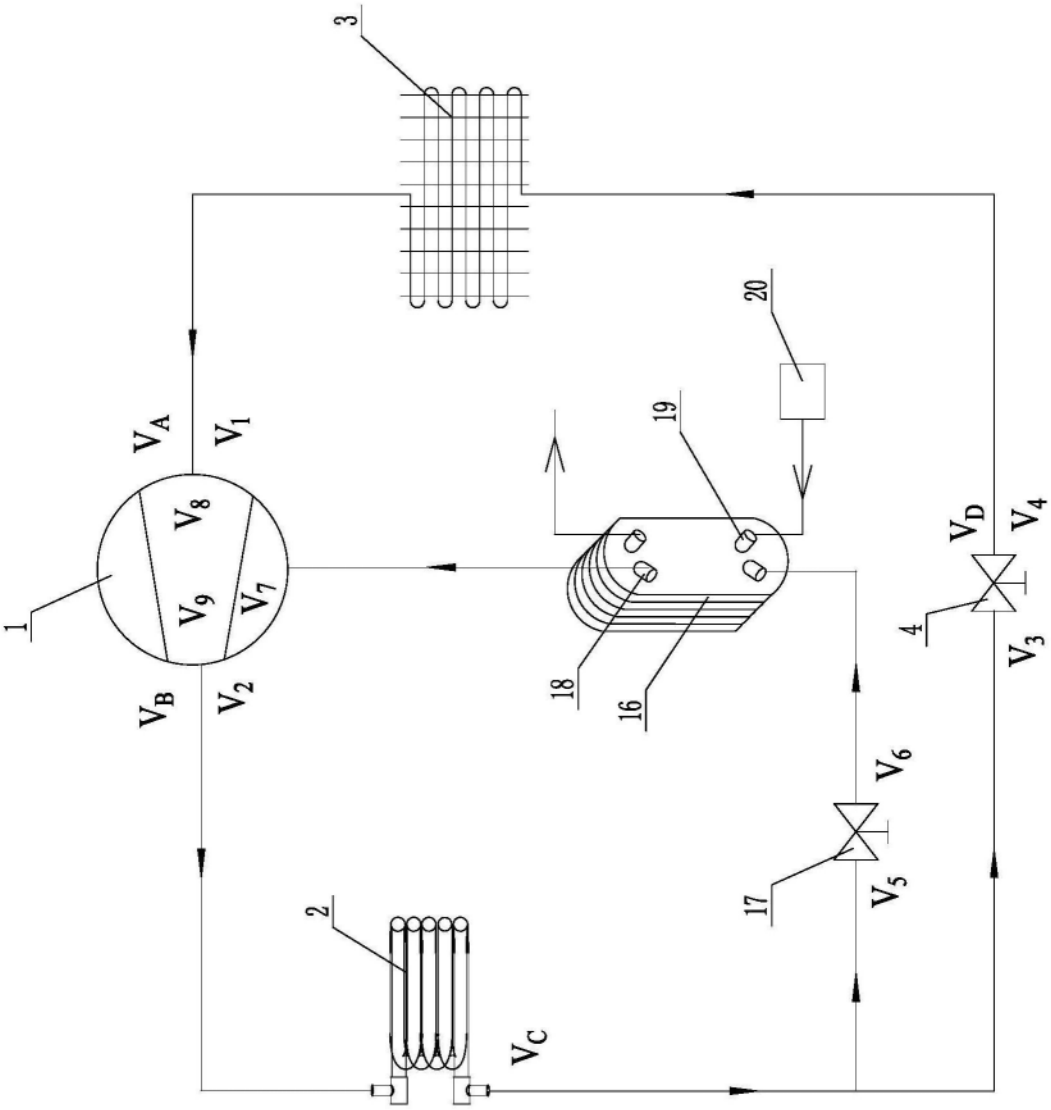



图4

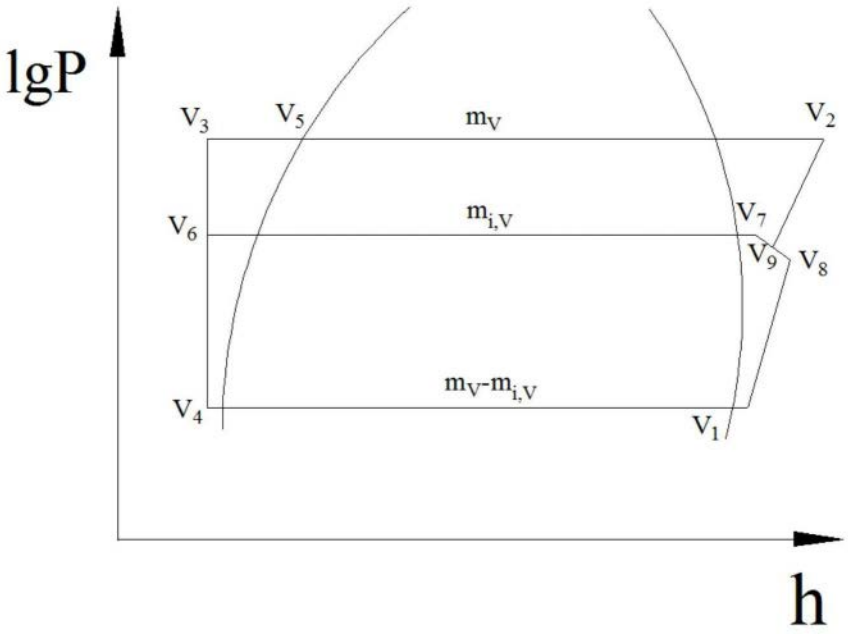



图5