



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110486943 A

(43)申请公布日 2019. 11. 22

(21)申请号 201910834768.1

F24D 3/18(2006.01)

(22)申请日 2019.09.05

(71)申请人 天津商业大学

地址 300134 天津市北辰区光荣道409号

(72)发明人 代宝民 赵晓璇 漆乐 孙悦桐

刘笑 赵谱

(74)专利代理机构 天津市三利专利商标代理有

限公司 12107

代理人 仝林叶

(51) Int. Cl.

F24H 4/02(2006.01)

F25B 1/10(2006.01)

F25B 30/02(2006.01)

F25B 40/06(2006.01)

F25B 41/06(2006.01)

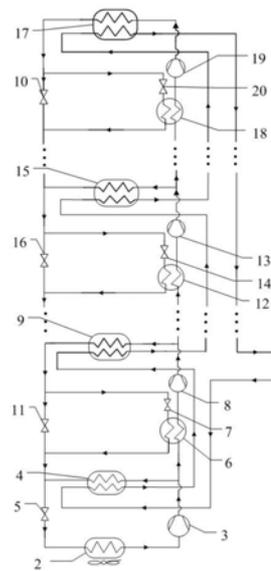
权利要求书1页 说明书6页 附图3页

(54)发明名称

多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统

(57)摘要

本发明公开了一种多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却多温级中高温热泵系统。本发明由蒸发器、各级压缩机、各级冷凝器、各级节流阀、各级旁通节流阀和各级回热器组成,可通过设置不同的级数对常温水按照工艺要求进行加热,用以生产普通民用生活热水及工业用中高温热水及高压蒸汽等。通过制冷剂的多级压缩和多级冷凝过程,对常温水进行多次连续加热,可显著减小常温水加热过程中与制冷剂的换热不可逆损失,各级压缩机的压缩比较小,并通过旁通节流阀节流降压对压缩机排气进行降温。在冷凝器与回热器间并联供暖热水加热管路可用于房间供暖,实现热量梯级利用。



CN 110486943 A

1. 一种多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统,其特征在于,所述系统中 $3 \leq i \leq n-1, n \geq 4$;

第一级压缩机(3)出口与第一级冷凝器(4)工质侧入口相连,第一级压缩机(3)工质侧出口与第二级回热器(6)过热气侧入口相连,第二级回热器(6)过热气侧出口与第二级压缩机(8)相连,第一级冷凝器(4)工质侧出口与第一级节流阀(5)入口相连,第二级节流阀(11)出口与第一级节流阀(5)入口相连,第二级回热器(6)两相流体侧出口与第一级节流阀(5)入口相连,第一级节流阀(5)出口与蒸发器(1)工质侧入口相连,蒸发器(1)工质侧出口与第一级压缩机(3)入口相连;第二级冷凝器(9)工质侧出口通过设置第二级旁通节流阀(7)的管路连接第二级回热器(6);

第 $i-1$ 级压缩机出口与第 i 级回热器(12)过热气侧入口相连,第 i 级回热器(12)过热气侧出口与第 i 级压缩机(13)入口相连,第 i 级压缩机(13)出口与第 $i+1$ 级回热器过热气侧入口相连,第 i 级压缩机(13)出口与第 i 级冷凝器(15)工质侧入口相连,第 i 级冷凝器(15)工质侧出口与第 i 级节流阀(16)入口连接,第 $i+1$ 级节流阀出口与第 i 级节流阀(16)入口相连,第 $i+1$ 级回热器两相流体侧出口与第 i 级节流阀(16)入口相连,第 i 级节流阀(16)出口与第 $i-1$ 级节流阀入口相连;第 i 级冷凝器(15)工质侧出口与第 i 级旁通节流阀(14)入口相连,第 i 级旁通节流阀(14)出口与第 i 级回热器(12)两相流体侧入口相连,第 i 级回热器(12)两相流体侧出口与第 $i-1$ 级节流阀入口相连;

第 $n-1$ 级压缩机出口与第 n 级回热器(18)过热气侧入口相连,第 n 级回热器(18)过热气侧出口与第 n 级压缩机(19)入口相连,第 n 级压缩机(19)出口与第 n 级冷凝器(17)工质侧入口相连,第 n 级冷凝器(17)工质侧出口与第 n 级节流阀(10)入口连接,第 n 级节流阀(10)出口与第 $n-1$ 级节流阀入口相连;第 n 级冷凝器(17)工质侧出口与第 n 级旁通节流阀(20)入口相连,第 n 级旁通节流阀(20)出口与第 n 级回热器(18)两相流体侧入口相连,第 n 级回热器(18)两相流体侧出口与第 $n-1$ 级节流阀入口相连;

常温水出口与第一级冷凝器(4)换热流体侧入口相连,第一级冷凝器(4)换热流体侧出口与第二级冷凝器(9)换热流体侧入口相连,第二级冷凝器(9)换热流体侧出口与第三级冷凝器换热流体侧入口相连,第 i 级冷凝器(15)换热流体侧出口与第 $i+1$ 级冷凝器换热流体侧入口相连,第 $n-1$ 级冷凝器换热流体侧入口与第 n 级冷凝器(17)换热流体侧入口相连,第 n 级冷凝器(17)换热流体侧出口与中高温热水或高温蒸汽入口相连。

2. 根据权利要求1所述的多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统,其特征在于,使用的工质采用纯制冷剂,或采用 $\text{CO}_2/\text{R1234zeE}$ 、 $\text{CO}_2/\text{R1234zeZ}$ 、 $\text{CO}_2/\text{R1234yf}$ 、 $\text{R41}/\text{R1234zeE}$ 、 $\text{R41}/\text{R1234zeZ}$ 、 $\text{R41}/\text{R1234yf}$ 、 $\text{R32}/\text{R1234zeE}$ 、 $\text{R32}/\text{R1234zeZ}$ 、 $\text{R32}/\text{R1234yf}$ 非共沸混合工质。

多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统

技术领域

[0001] 本发明涉及热泵技术领域,特别是涉及一种多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统。

背景技术

[0002] 生活中及工业上对中高温热水及蒸汽的需求十分广泛,然而生产中高温热水往往会消耗大量电力及燃料资源。热泵产品作为一种清洁、高效、稳定的采暖设备已得到广泛使用,进一步提高热泵设备的能效对推动节能减排,提升经济效益具有重要的实际意义和社会价值。

[0003] 采用常规中高温热泵系统冷凝温度恒定,常温水在冷凝器中直接加热,常温水进出口温差较大,受冷凝器制冷剂 and 常温水换热温差的限制,冷凝器中两侧流体的换热温差分布严重不均匀,导致冷凝器中平均换热温差很大,换热过程产生较大的不可逆损失,系统能效较低。使用非共沸工质的常规单级压缩热泵系统,其蒸发和冷凝过程的温度滑移相当,适用于热源和热沉侧换热流体温度变化接近的工况,但对于中高温热泵系统,热源侧的温度变化一般较小,热沉侧的水或蒸汽的温度升较大或很大,远大于热源侧流体的温降。并且对于热源和热沉温跨较大的工况,常规压缩机压缩比较大,压缩机效率低。

发明内容

[0004] 本发明提供一种采用多级压缩多级冷凝中高温热泵系统,以解决换热过程不可逆损失大、压缩比大以及系统能效低的问题。

[0005] 本发明一种多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统所采取的技术方案是:系统中 $3 \leq i \leq n-1, n \geq 4$;

[0006] 第一级压缩机3出口与第一级冷凝器4工质侧入口相连,第一级压缩机3工质侧出口与第二级回热器6过热气侧入口相连,第二级回热器6过热气侧出口与第二级压缩机8相连,第一级冷凝器4工质侧出口与第一级节流阀5入口相连,第二级节流阀11出口与第一级节流阀5入口相连,第二级回热器6两相流体侧出口与第一级节流阀5入口相连,第一级节流阀5出口与蒸发器1工质侧入口相连,蒸发器1工质侧出口与第一级压缩机3入口相连;第二级冷凝器9工质侧出口通过设置第二级旁通节流阀7的管路连接第二级回热器6;

[0007] 第 $i-1$ 级压缩机出口与第 i 级回热器12过热气侧入口相连,第 i 级回热器12过热气侧出口与第 i 级压缩机13入口相连,第 i 级压缩机13出口与第 $i+1$ 级回热器过热气侧入口相连,第 i 级压缩机13出口与第 i 级冷凝器15工质侧入口相连,第 i 级冷凝器15工质侧出口与第 i 级节流阀16入口连接,第 $i+1$ 级节流阀出口与第 i 级节流阀16入口相连,第 $i+1$ 级回热器两相流体侧出口与第 i 级节流阀16入口相连,第 i 级节流阀16出口与第 $i-1$ 级节流阀入口相连;第 i 级冷凝器15工质侧出口与第 i 级旁通节流阀14入口相连,第 i 级旁通节流阀14出口与第 i 级回热器12两相流体侧入口相连,第 i 级回热器12两相流体侧出口与第 $i-1$ 级节流阀入口相连;

[0008] 第n-1级压缩机出口与第n级回热器18过热气侧入口相连,第n级回热器18过热气侧出口与第n级压缩机19入口相连,第n级压缩机19出口与第n级冷凝器17工质侧入口相连,第n级冷凝器17工质侧出口与第n级节流阀10入口连接,第n级节流阀10出口与第n-1级节流阀入口相连;第n级冷凝器17工质侧出口与第n级旁通节流阀20入口相连,第n级旁通节流阀20出口与第n级回热器18两相流体侧入口相连,第n级回热器18两相流体侧出口与第n-1级节流阀入口相连;

[0009] 常温水出口与第一级冷凝器4换热流体侧入口相连,第一级冷凝器4换热流体侧出口与第二级冷凝器9换热流体侧入口相连,第二级冷凝器9换热流体侧出口与第三级冷凝器换热流体侧入口相连,第i级冷凝器15换热流体侧出口与第i+1级冷凝器换热流体侧入口相连,第n-1级冷凝器换热流体侧入口与第n级冷凝器17换热流体侧入口相连,第n级冷凝器17换热流体侧出口与中高温热水或高温蒸汽入口相连。

[0010] 使用的工质采用纯制冷剂,或采用CO₂/R1234ze (E)、CO₂/R1234ze (Z)、CO₂/R1234yf、R41/R1234ze (E)、R41/R1234ze (Z)、R41/R1234yf、R32/R1234ze (E)、R32/R1234ze (Z)、R32/R1234yf等非共沸混合工质。对于非共沸混合工质,选配温度滑移与蒸发器换热流体进出口温差相当的制冷剂。

[0011] 多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统,可按照工艺需求设为多级(简称n级),温升越高,设置级数越多。

[0012] 级数确定原则为:为保证蒸发器和冷凝器换热过程同时匹配,根据工艺要求对常温水加热的温升以及热源换热流体的温降,计算(常温水加热温升/热源换热流体冷却温降),取整作为系统的级数。

[0013] 本发明系统还可以将各温级冷凝器和各温级回热器并联供暖热水加热管路,应用为多级压缩多冷凝器中间节流不完全冷却热泵两联供系统。供热末端可配置风机盘管、地盘管、暖气片等装置,各级冷凝器和各级回热器直接为其提供热量,用于房间供暖,实现热量梯级利用。

[0014] 与现有技术相比,本发明具有的优点和积极效果是:

[0015] (1) 与常规纯质单级压缩热泵系统相比,本发明中常温水在多级冷凝器内连续加热,水在各级冷凝器内的温升较低,制冷剂各温位冷凝过程与常温水加热过程形成良好的温度匹配,可显著降低换热流体与工质的换热温差,降低换热流体与制冷剂之间的换热不可逆损失,焓效率提高,有效提升循环的COP;

[0016] (2) 对于采用非共沸工质的常规单级压缩热泵系统,蒸发器、冷凝器中工质难以满足与换热流体温度的同时匹配。与常规非共沸工质单级压缩热泵系统相比,本发明常温水的加热过程经过两次及两次以上的连续升温,每次加热过程的温升不高,与非共沸制冷剂蒸发过程及各温位的冷凝过程形成很好的温度匹配。通过本发明,可实现蒸发器和冷凝器两侧流体同时匹配,换热不可逆损失大大减小,进一步提高系统焓效率及能效,提高经济效益;

[0017] (3) 越第二级的压缩机的输气量越少,压缩机的吸气量降低,相对同等常温水温升条件下的单级热泵系统,本发明压缩机的功耗显著降低;

[0018] (4) 相对传统单级压缩,多级压缩过程的压比减小,压缩机等熵效率提高。此外本发明装置设置中间节流过程对压缩机出口过热气进行冷却,排气温度降低,延长压缩机使

使用寿命；

[0019] (5) 本装置可同时用于供暖、生产生活热水及工业用中高温热水及高压蒸汽等。用途广泛,具有良好的发展前景。

附图说明

[0020] 图1为双级压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统图；

[0021] 图2为双级纯质压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统温焓图；

[0022] 图3为双级非共沸工质压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统温焓图；

[0023] 图4为双级压缩双冷凝器中间节流不完全冷却热泵两联供系统图；

[0024] 图5为多级压缩多级冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统图。

具体实施方式

[0025] 下面结合附图对本发明做进一步说明。

[0026] 实施例一:双级压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统

[0027] 本系统由第一级热泵循环和第二级热泵循环以及常温水连续加热过程组成,系统如图1所示。

[0028] (1) 若系统采用纯工质,其双级纯质压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统温焓图如图2所示。具体实施方式如下:

[0029] 第一步:第一级压缩机3吸入蒸发器2工质侧出口处的低温低压的工质(如图2状态1),将其压缩成中温中压的过热气体(如图2状态2),之后过热气分为两路。一路气体流入第一级冷凝器4工质侧入口,冷凝器内工质冷凝至饱和液(如图2状态10),并将常温水(如图2状态w1)加热至一定温度(如图2状态w2)。之后工质进入第一级节流阀5节流降压至两相流体状态(如图2状态12),气液两相流体进入蒸发器2工质侧入口,工质蒸发吸收常温水热量后变为饱和气态(如图2状态1),被第一级压缩机3吸入。

[0030] 第二步:从第一级压缩机3中流出的另一路过热气体流入回热器6中冷却至图2状态3,之后进入第二级压缩机8,工质被压缩为高温高压流体(如图2状态4),然后流入第二级冷凝器9工质侧入口,工质与从第一级冷凝器换热流体侧中流出的换热流体(热水或蒸汽)(如图2状态w2和w3,w2和w3为同一状态)进行换热,温度降低至图2状态6,换热流体被进一步加热至图2状态w4。

[0031] 第三步:第二级冷凝器9流出的工质也分为两路,一路流经第二级旁通节流阀7节流降压,变为气液两相流体状态(如图2状态7)。节流降压后的气液两相流体与从第一级压缩机3中流出的高温气体在回热器6内换热,第一级压缩机排气温度降低至图2状态3,气液两相流体吸热蒸发为饱和气态如图2状态8。第二级冷凝器9流出的另一路工质流经第二级节流阀10节流降压,变为气液两相状态(如图2状态7)。回热器6工质侧出口的饱和气与节流阀10出口的气液两相流体混合至图2状态9,然后与从第一级冷凝器4工质侧出口流出的中压流体(如图2状态10)三股流体进行混合至图2状态11,流经第一级节流阀5进一步节流至图2状态12后进入蒸发器2工质侧入口,工质吸热变为饱和气态(如图2状态1),被第一级压缩机1吸入,完成热泵循环。

[0032] 第四步:常温水(如图2状态w1)首先流入第一级冷凝器4换热流体侧被加热至图2状态w2(w3),然后流入第二级冷凝器9(如图2状态w3)换热流体侧入口,被加热为工艺所需温度(如图2状态w4),得到所需中高温热水或高温蒸汽,完成常温水连续加热过程。

[0033] (2)若采用非共沸混合工质,其双级压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统的制冷剂与常温水加热过程的匹配特性会更加优异,可进一步提升系统能效,提高经济效益。其双级非共沸工质压缩双冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统温焓图如图3所示。

[0034] 具体实施方式如下:

[0035] 第一步:第一级压缩机3吸入蒸发器2工质侧出口处的低温低压的工质(如图3状态1),将其压缩成中压过热的气体(如图3状态2),之后气体分为两路。一路流入第一级冷凝器4工质侧入口,冷凝器内工质冷凝至饱和液(如图3状态11),并将换热流体侧的常温水(如图3状态w1)加热至一定温度(如图3状态w2)。之后工质进入第一级节流阀5节流降压至两相流体状态(如图3状态12),气液两相流体进入蒸发器2工质侧入口,工质吸收常温水热量后变为饱和气态(如图3状态1),被第一级压缩机3吸入。

[0036] 第二步:从第一级压缩机3中流出的另一路气体流入回热器6过热气侧冷却至图3状态3,之后进入第二级压缩机8,工质被压缩为高温高压流体(如图3状态4),流入第二级冷凝器9工质侧入口,与从第一级冷凝器4换热流体侧流出的换热流体(如图3状态w2和w3,w2和w3为同一状态)进行换热,温度降低至图3状态6,换热流体被进一步加热至图3状态w4。

[0037] 第三步:第二级冷凝器9流出的工质也分为两路,一路流经第二级旁通节流阀7节流降压,变为气液两相流体状态(如图3状态7)。节流降压后的气液两相流体与从第一级压缩机1中流出的高温工质在回热器6内进行换热,第一级压缩机排气温度降低至图3状态3,气液两相流体吸热蒸发为饱和气态(如图3状态10)。从第二级冷凝器9流出的另一路工质流经第二级节流阀10节流降压,变为气液两相状态(如图3状态7)。回热器6工质侧出口的饱和气7与节流阀10出口的气液两相流体10混合至图3状态9,然后与从第一级冷凝器4中流出的中压工质(如图3状态11)三股流体进行混合至图3状态8,流经第一级节流阀5进一步节流至图3状态12进入蒸发器2,吸热蒸发后(如图3状态1),被第一级压缩机3吸入,完成热泵循环。

[0038] 第四步:常温水(如图3状态w1)先流入第一级冷凝器4换热流体侧被加热至图3状态w2(w3),然后流入第二级冷凝器9换热流体侧继续加热(如图3状态w4),被连续加热至中高温,得到工艺所需中高温热水或高温蒸汽,完成常温水连续加热过程。

[0039] 实施例二:在冷凝器与回热器间并联供暖热水加热管路,形成双级压缩双冷凝器中间节流不完全冷却热泵两联供系统,系统如图4所示。

[0040] 供热末端11可配置风机盘管、地盘管、暖气片等供热末端,供热末端11出口处常温换热流体进入第一级冷凝器4换热流体侧,被第一次加热至一定温度,然后流入回热器6换热流体侧,供热末端的回水与从第一级压缩机3流出的高温工质进行换热,第一级压缩机3排气温度降低,供热末端的回水被进一步加热,用于房间供暖,实现热量梯级利用,减少热量的损耗。

[0041] 实施例三:三级及以上压缩的多冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统。

[0042] 本装置还可根据具体实施需要设计为多级压缩多级冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统,实现多次对常温水进行加热,以制取更高温度的热水或蒸汽,以便更好地

适应不同工艺所要求。多级压缩多级冷凝器中间节流不完全冷却中高温热泵系统如图5。

[0043] 具体实施方式如下：

[0044] 第一步：第一级压缩机3吸入蒸发器2工质侧出口处的低温低压的工质，将其压缩成中间压力的过热气体，之后分为两路。一路过热气流入第一级冷凝器4工质侧，冷凝器内工质冷凝，并将常温水加热至一定温度。之后工质进入第一级节流阀5节流降压，然后进入蒸发器2工质侧，工质吸热蒸发后，被第一级压缩机3吸入。

[0045] 第二步：从第一级压缩机3中流出的另一路工质先进入第二级回热器6工质侧冷却，之后进入第二级压缩机8，压缩为过热气，第二级压缩机8流出的流体分为两路，其中一路流入第二级冷凝器9工质侧，与从第一级冷凝器4换热流体侧流出的常温水进行换热，常温水被进一步加热。加热后的常温水进入第三级冷凝器换热流体侧。从第二级冷凝器9工质侧流出的流体与来自第三级的气液两相流体混合，之后分为两路。一路流经第二级旁通节流阀7节流降压，变为气液两相状态。节流降压后的气液两相流体与从第一级压缩机3中流出的过热气在第二级回热器6内进行换热，第一级压缩机排气温度降低，气液两相流体吸热蒸发为饱和气态。从第二级冷凝器9流出的另一路工质流经第二级节流阀11节流降压，变为气液两相状态。以上两路流体与从第一级冷凝器4工质侧中流出的流体进行混合后，流经第一级节流阀5节流。从第二级压缩机8流出的另一路流体进入第三级压缩机。

[0046] 第三步：系统从第3级开始到第n-1级循环的结构形式相同，为简化叙述，对于第3级到第n-1级均用第i级表示。从第i-1级压缩机中流出的另一路工质先进入第i级回热器12换热流体侧冷却，之后进入第i级压缩机13，压缩为过热气，从第i级压缩机13流出的过热气分为两路，其中一路流入第i级冷凝器15工质侧，与从第i-1级冷凝器换热流体侧流出的换热流体进行换热，换热流体被进一步加热，加热后的常温水进入第i+1级冷凝器换热流体侧。从第i级冷凝器15工质侧流出的流体与来自第i+1级的气液两相流体混合，之后分为两路。一路流经第i级旁通节流阀14节流降压，变为气液两相状态。节流降压后的气液两相流体与从第i-1级压缩机流出的过热气在第i级回热器12内进行换热，第i-1级压缩机排气温度降低，气液两相流体吸热蒸发为饱和气态。从第i级冷凝器15工质侧流出的另一路工质流经第i级节流阀16节流降压，变为气液两相状态。以上两路流体与从第i-1级冷凝器工质侧流出的流体进行混合后，流经第i-1级节流阀节流。从第i级压缩机13流出的另一路流体进入第i+1级压缩机被压缩。

[0047] 第四步：第n-1级压缩机流出的另一路流体进入第n级回热器18工质侧冷却，之后进入第n级压缩机19，压缩成为过热气，第n级压缩机19流出的过热气流入第n级冷凝器17工质侧，与从第n-1级冷凝器换热流体侧中流出的换热流体进行换热，换热流体被最后一次加热。

[0048] 第五步：第n级冷凝器17工质侧流出的流体分为两路，一路流经第n级旁通节流阀20节流降压，变为气液两相状态。节流降压后的气液两相流体与从第n-1级压缩机中流出的过热气在第n级回热器18内进行换热，第n-1级压缩机排气温度降低，气液两相流体吸热蒸发为饱和气态。从第n级冷凝器17工质侧流出的另一路工质流经第n级节流阀10节流降压，变为气液两相状态。以上两路流体混合后，进入第n-1级节流阀节流。

[0049] 第六步：常温水依次流入各级冷凝器，被连续加热至中高温后，从第n级冷凝器17换热流体侧流出，得到工艺所需中高温热水或高温蒸汽，完成常温水连续加热过程。

[0050] 尽管上面结合附图对本发明的优选实施例进行了描述,但是本发明并不局限于上述的具体实施方式,上述的具体实施方式仅仅是示意性的,并不是限制性的,本领域的普通技术人员在本发明的启示下,在不脱离本发明宗旨和权利要求所保护的范围情况下,还可以做出很多形式,这些均属于本发明的保护范围之内。

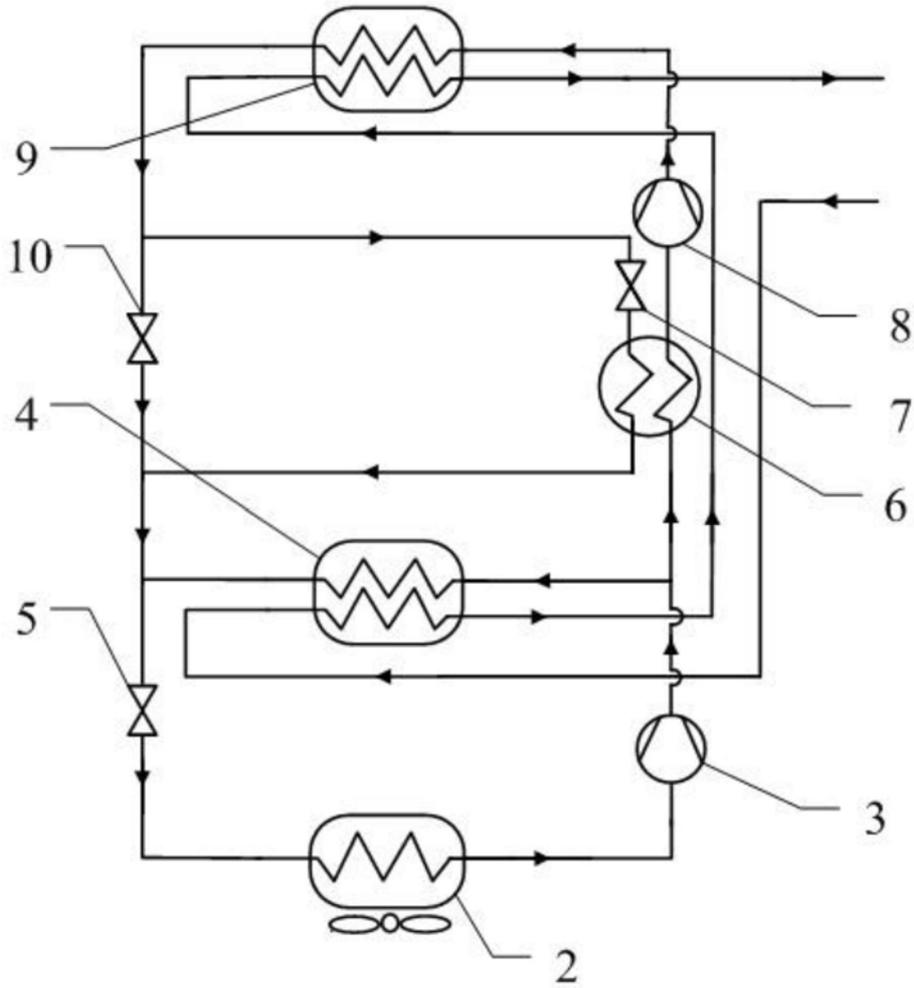


图1

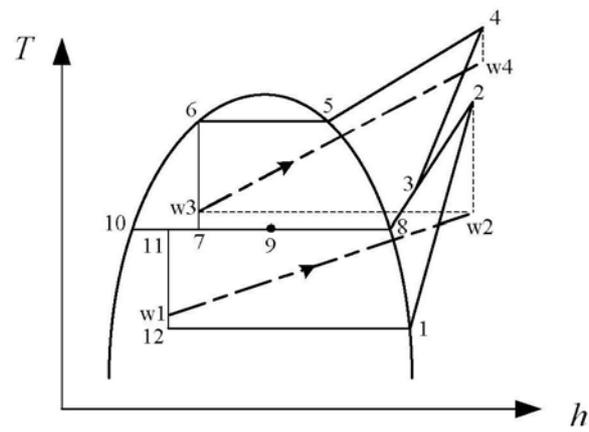


图2

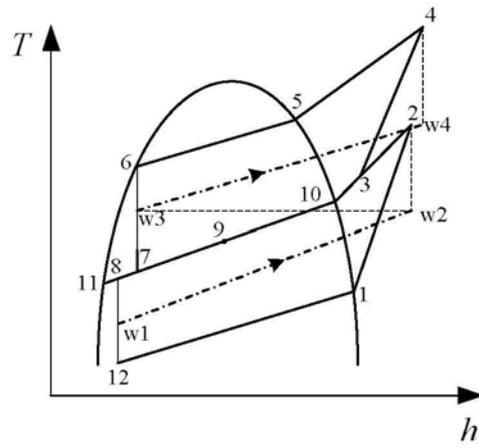


图3

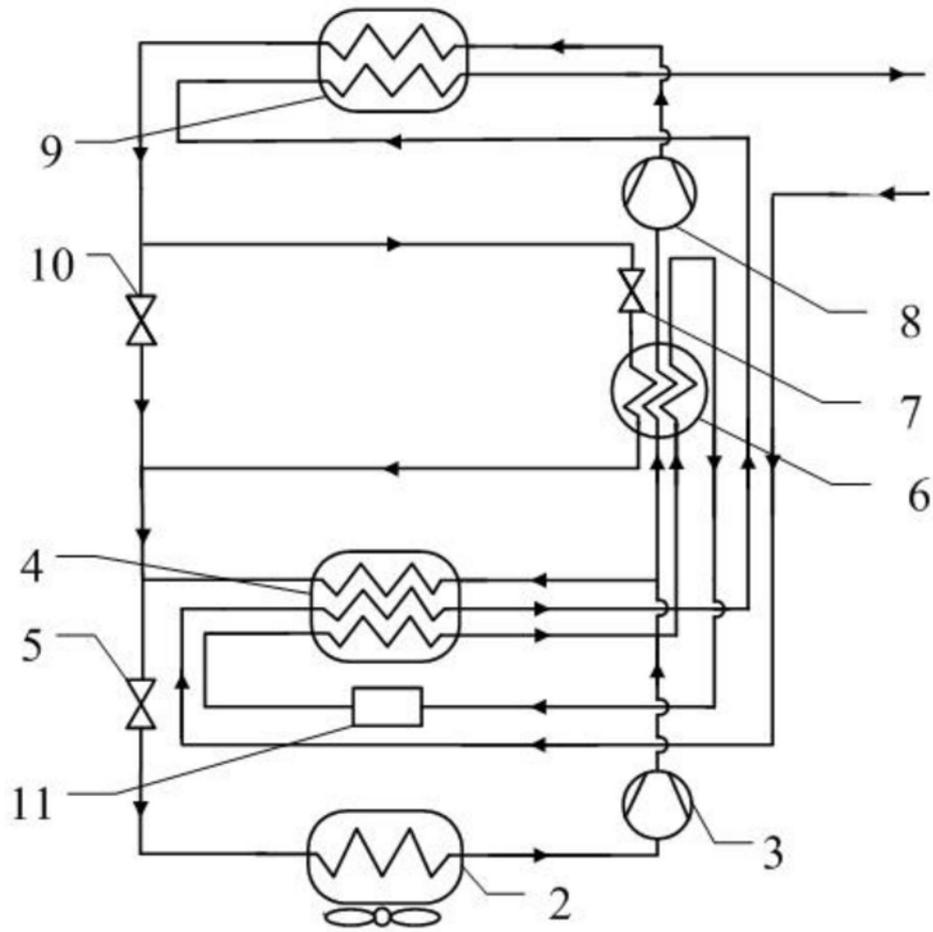


图4

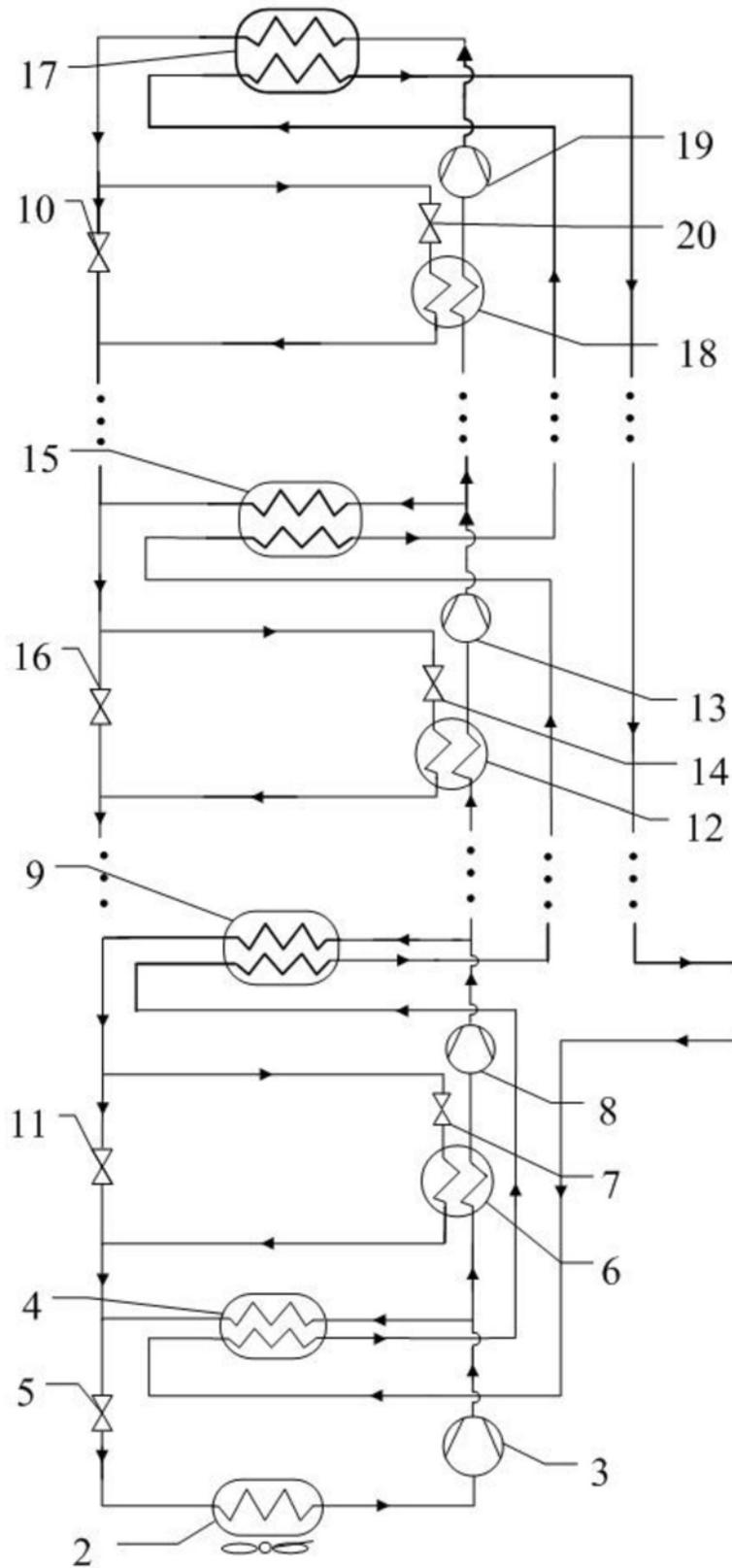


图5