(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 108775266 B
(45)授权公告日 2020.12.15

(21)申请号 201810596026.5

(22)申请日 2018.06.11

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 108775266 A

(43)申请公布日 2018.11.09

(73)专利权人 山东理工大学
地址 255086 山东省淄博市张店区张周路12号山东理工大学交通与车辆工程学院

(72)发明人 李成宇 刘永启 郑斌 高振强 杨彬彬

(51)Int.Cl.
F01K 27/02(2006.01)
F01K 25/10(2006.01)
F01K 7/32(2006.01)

(56)对比文件
TW 589442 B,2004.06.01
CN 103629860 A,2014.03.12
CN 104792066 A,2015.07.22
CN 105042931 A,2015.11.11
CN 107842897 A,2018.03.27

审查员 姚放

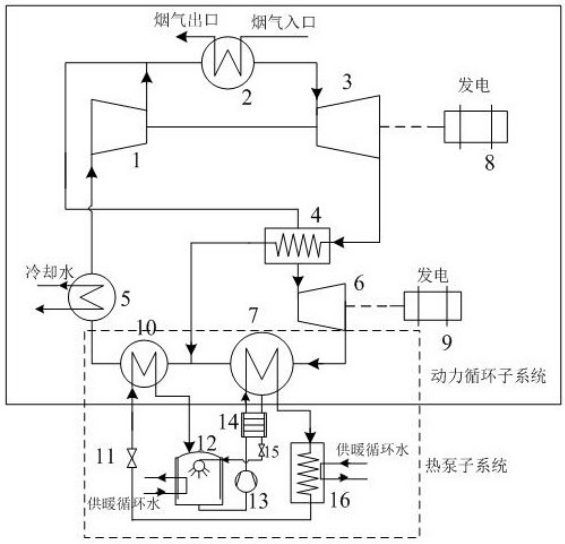
权利要求书2页 说明书4页 附图1页

(54)发明名称

一种用于高温烟气余热回收的跨临界二氧化碳动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统

(57)摘要

本发明公开了一种用于高温烟气余热回收的CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，所述系统通过集成高、低温动力循环和吸收式热泵循环，实现热电联产。所述动力循环以CO_2作为工质，吸热过程位于超临界压力，向冷源的放热过程位于亚临界压力，为跨临界循环形式。所述高温动力循环以高温烟气为热源，低温动力循环从高温动力循环的乏汽吸热；所述的吸收式热泵系统以低温动力循环高温乏汽为驱动热源，并以低温乏汽为低温热源，尽可能充分地利用余热资源，并提高了吸收式热泵循环的COP。本发明改善了循环与变温热源换热匹配性，同时有效利用了循环的乏汽热量，实现了对不同品味余热能的梯级利用，提高了系统整体的能源利用效率。



CN 108775266 B

1.一种用于高温烟气余热回收的跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，其特征在于，系统包括动力循环子系统与吸收式热泵子系统，所述动力循环子系统主要部件包括：压缩机(1)、超临界加热器(2)、第一透平膨胀机(3)、回热器(4)、冷凝器(5)、第二透平膨胀机(6)、高温气体冷却器(7)、第一发电机(8)、第二发电机(9)和低温气体冷却器(10)；所述吸收式热泵子系统主要部件包括：节流阀(11)、吸收器(12)、溶液泵(13)、溶液热交换器(14)、减压阀(15)、冷凝器(16)，所述动力循环的高温气体冷却器(7)为吸收式热泵的发生器，所述低温气体冷却器为吸收式热泵的蒸发器(10)；所述动力循环子系统中，所述压缩机(1)出口分别与超临界加热器(2)入口和回热器(4)低温侧入口相连；所述超临界加热器(2)出口与第一透平膨胀机(3)入口相连；所述第一透平膨胀机(3)出口与回热器(4)高温侧入口相连；所述回热器(4)高温侧出口与冷凝器(5)入口相连；所述冷凝器(5)出口与压缩机(1)入口相连；回热器(4)低温侧出口与第二透平膨胀机(6)入口相连；所述第二透平膨胀机(6)出口与高温气体冷却器(7)入口相连；所述高温气体冷却器(7)出口与低温气体冷却器(10)入口相连；所述低温气体冷却器(10)出口与冷凝器(5)入口相连；所述吸收式热泵子系统中，所述发生器(7)气相出口与冷凝器(16)入口相连；所述冷凝器(16)出口与节流阀(11)入口相连；所述节流阀(11)出口与蒸发器(10)入口相连；所述蒸发器(10)出口与吸收器(12)气相入口相连；所述吸收器(12)出口与溶液泵(13)入口相连；所述溶液泵(13)出口与溶液热交换器(14)低温侧入口相连；所述溶液热交换器(14)低温侧出口与发生器(7)入口相连；所述发生器(7)液相出口与溶液热交换器(14)高温侧入口相连；所述溶液热交换器(14)高温侧出口与减压阀(15)入口相连；所述减压阀(15)出口与吸收器(12)液相入口相连。

2.根据权利要求1所述的一种用于高温烟气余热回收的跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，其特征在于，所述动力循环采用CO_2为工质的跨临界循环，所述循环的吸热过程处于超临界压力，吸热过程工质不发生相变，为变温吸热过程；循环的放热过程为亚临界压力，存在定温的相变冷凝过程。

3.根据权利要求2所述的一种用于高温烟气余热回收的跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，其特征在于，所述吸收式热泵采用二元混合工质对。

4.根据权利要求3中所述的一种用于高温烟气余热回收的跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，其特征在于，所述二元混合工质对可采用溴化锂-水。

5.一种双级CO_2跨临界动力循环和吸收式热泵循环复叠的热电联产的方法，其特征在于，所述循环包括高温动力循环、低温动力循环和吸收式热泵循环：

1)高温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入超临界加热器从高温烟气吸热，然后进入第一透平膨胀机膨胀做功，之后进入回热器向低温循环放热，然后与低温循环气体冷却器出口的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程；

2)低温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入回热器从高温循环吸热，然后进入第二透平膨胀机膨胀做功，之后流入气体冷却器冷却降温，然后与高温循环从回热器出来的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程；

3)吸收式热泵循环：从吸收器流出的稀溶液经过溶液泵加压后流入溶液热交换器，被发生器流出的浓溶液加热，随后稀溶液流入发生器从动力循环高温乏汽吸热，被高温热源加热至汽液平衡状态，其中，浓溶液流经溶液热交换器向稀溶液放热，随后经过减压阀降压

流入吸收器，气相制冷剂被分离出来进入冷凝器冷凝降温，这部分冷却热被供暖回路循环水带走，作为一个供热热源，冷凝后的制冷剂经过节流后流入蒸发器从动力循环低温乏汽吸热，随后制冷剂流入吸收器被浓溶液吸收，混合溶液变为稀溶液，吸收过程向供暖循环回路循环水放热，作为另一个供热热源；

所述的高温动力循环以高温烟气为热源；所述的低温动力循环以高温动力循环的乏汽为热源；所述的吸收式热泵循环以低温动力循环的高温乏汽为驱动热源，所述的吸收式热泵循环以动力循环的低温乏汽为低温热源。

6.根据权利要求5所述的方法，其特征在于，高温动力循环和低温动力循环共用一个压缩机；压缩后的工质经分流设备分别进入高温循环和低温循环。

7.根据权利要求5所述的方法，其特征在于，所述的第一透平膨胀机与压缩机同轴，第一透平膨胀机驱动压缩机压缩工质，其余膨胀功带动第一发电机发电；所述第二透平膨胀机的膨胀功全部用于驱动第二发电机发电。

8.根据权利要求6所述的方法，其特征在于，还包括分流装置；所述分流装置入口与压缩机出口相连，出口分别与超临界加热器和回热器相连；分流装置将工质分为两路，工质分别流经高、低温循环；所述两回路工质质量流量比可调，最优比例因循环工况而定。

一种用于高温烟气余热回收的跨临界二氧化碳动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统

技术领域

[0001] 本发明涉及动力机械和热泵用于余热利用的节能技术领域，具体涉及一种用于高温烟气余热回收的跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统。

背景技术

[0002] 采用恰当的技术有效回收、利用工业生产中产生的高温(>500 ℃)烟气余热可实现良好的经济效益和社会效益。根据能量梯级利用原则，对于中、高品味的烟气余热可依次进行动力回收和热利用。目前的余热动力回收技术主要有传统的水朗肯循环、有机工质循环和卡琳娜循环等。有机工质循环和卡琳娜循环适用于中低温的余热回收。在高温工况下，有机工质存在热分解的风险，分解产物将影响系统运行效率和安全；卡琳娜循环主要依靠氨-水二元非共沸工质的温度滑移来改善循环与变温热源的换热匹配，相对于高温烟气热源放热过程的大温降，其温度滑移已远远不足。水朗肯循环是一种成熟的高温余热回收技术，但是从热力学方面来讲，循环的定温吸热与烟气热源的变温放热的换热过程存在较高的不可逆损失，窄点突出的问题限制了对变温热源的利用效率；从技术条件来说，水朗肯循环系统体积大，占地面积大，汽轮机结构复杂，系统造价高，应用于工业过程的余热回收中存在诸多不利条件。

[0003] CO_2作为自然工质，具有优良的环境友好性，无毒、无污染，廉价易得。此外，CO_2不可燃，具有极高的化学惰性和热稳定性，提高了其高温循环过程的安全性。CO_2的临界温度较低，容易实现跨临界或超临界的循环形式，工质在吸热过程中不存在定温相变，改善了与变温热源的换热匹配，增加循环的热力学完善度。但是，由于CO_2临界温度低，在高温工况下，膨胀机出口的CO_2乏汽具有很高的过热度，需要对这部分显热进一步利用。

[0004] 本发明针对上述问题，结合热力学基本原理，提出了一种双级CO_2跨临界循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，在不影响变温热源利用率的前提下，可实现对乏汽携带显热的有效利用。

发明内容

[0005] 本发明的目的是提供一种跨临界CO_2动力循环与吸收式热泵复合的热电联产系统，解决变温热源下常规CO_2动力循环存在的热源利用不充分、系统综合效率低等问题，改善循环与变温热源的换热匹配，有效利用动力循环放热过程显热，进一步系统整体的热能利用效率。

[0006] 为了实现上述目的，本发明采用了以下技术方案。

[0007] 该系统以二氧化碳作为工质，以高温烟气作为余热源，通过工质在超临界压力下的吸热过程改善与变温烟气热源的换热匹配，通过引入复叠循环和对用户供热实现对高温乏汽的热利用。系统在充分回收利用烟气携带热量的前提下，尽可能多地输出净功，同时对更低品味的乏汽余热进行热利用。

[0008] 所述的热电联产系统包括动力循环子系统与吸收式热泵子系统，所述动力循环子系统主要部件包括：压缩机1、超临界加热器2、第一透平膨胀机3、回热器4、冷凝器5、第二透平膨胀机6、高温气体冷却器7、第一发电机8、第二发电机9和低温气体冷却器10；所述吸收式热泵子系统主要部件包括：节流阀11、吸收器12、溶液泵13、溶液热交换器14、减压阀15、冷凝器16，所述动力循环的高温气体冷却器7为吸收式热泵的发生器，所述低温气体冷却器为吸收式热泵的蒸发器10。

[0009] 所述动力循环吸热过程处于超临界压力，吸热过程工质不发生相变，为变温吸热过程，所述压缩机1出口分别与超临界加热器2入口和回热器4低温侧入口相连；所述超临界加热器2出口与第一透平膨胀机3入口相连；所述第一透平膨胀机3出口与回热器4高温侧入口相连；所述回热器4高温侧出口与冷凝器5入口相连；所述冷凝器5出口与压缩机1入口相连；回热器4低温侧出口与第二透平膨胀机6入口相连；所述第二透平膨胀机6出口与高温气体冷却器7入口相连；所述高温气体冷却器7出口与低温气体冷却器10入口相连；所述低温气体冷却器10出口与冷凝器5入口相连。所述吸收式热泵子系统中，所述发生器7气相出口与冷凝器16入口相连；所述冷凝器16出口与节流阀11入口相连；所述节流阀11出口与蒸发器10入口相连；所述蒸发器10出口与吸收器12气相入口相连；所述吸收器12出口与溶液泵13入口相连；所述溶液泵13出口与溶液热交换器14低温侧入口相连；所述溶液热交换器14低温侧出口与发生器7入口相连；所述发生器7液相出口与溶液热交换器14高温侧入口相连；所述溶液热交换器14高温侧出口与减压阀15入口相连；所述减压阀15出口与吸收器12液相入口相连。

[0010] 本发明提供了一种双级CO_2跨临界动力循环和吸收式热泵循环复叠的热电联产的方法，具体包括：

[0011] 1)高温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入超临界加热器从高温烟气吸热，然后进入第一透平膨胀机膨胀做功，之后进入回热器向低温循环放热，然后与低温循环气体冷却器出口的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程。工质依次流过1-2-3-4-5-1。

[0012] 2)低温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入回热器从高温循环吸热，然后进入第二透平膨胀机膨胀做功，之后流入气体冷却器冷却降温，然后与高温循环从回热器出来的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程。工质依次流过1-4-6-7-5-1。

[0013] 3)吸收式热泵循环：从吸收器流出的稀溶液经过溶液泵加压后流入溶液热交换器，被发生器流出的浓溶液加热，随后稀溶液流入发生器从动力循环高温乏汽吸热，被高温热源加热至汽液平衡状态，其中，浓溶液流经溶液热交换器向稀溶液放热，随后经过减压阀降压流入吸收器，气相制冷剂被分离出来进入冷凝器冷凝降温，这部分冷却热被供暖回路循环水带走，作为一个供热热源，冷凝后的制冷剂经过节流后流入蒸发器从动力循环低温乏汽吸热，随后制冷剂流入吸收器被浓溶液吸收，混合溶液变为稀溶液，吸收过程向供暖循环回路循环水放热，作为另一个供热热源。

[0014] 所述的高温动力循环以高温烟气为热源；所述的低温动力循环以高温动力循环的乏汽为热源；所述的吸收式热泵循环以低温动力循环的高温乏汽为驱动热源，所述的吸收式热泵循环以动力循环的低温乏汽为低温热源。

[0015] 本发明采用超临界CO_2作为动力循环工质，可降低余热利用系统的体积和占地面积，同时提高了循环与烟气热源的换热匹配；采用两级循环方法，有效利用了高温循环放热过程的热量，将其部分转换为低温循环的输出功；引入吸收式热泵循环，将动力循环的较高温度乏汽作为热泵的驱动热源，低温乏汽作为热泵的低温热源，有效利用了动力循环放热过程的热量，提高了系统整体的能源利用效率。

附图说明

[0016] 图1为本发明实施例的结构示意图。

具体实施方式

[0017] 下面结合附图和实施例对本发明作进一步说明。显然，所述实施方法仅为本发明的较佳实施方法之一，本发明不限于所公开的具体实施方法，凡是依据本发明的技术实质对以下实施例所作出的简单修改、变化，均属于本发明保护的范围。

[0018] 图1示出了根据本发明的一个实施例的用于高温烟气余热回收的CO_2循环热电联产系统的结构示意图。如图1所示，所述系统主要包括：压缩机1、超临界加热器2、第一透平膨胀机3、回热器4、冷凝器5、第二透平膨胀机6、高温气体冷却器7、第一发电机8、第二发电机9和低温气体冷却器10、节流阀11、吸收器12、溶液泵13、溶液热交换器14、减压阀15、冷凝器16，其中，所述动力循环的高温气体冷却器7为吸收式热泵的发生器，所述低温气体冷却器为吸收式热泵的蒸发器10。

[0019] 所述动力循环子系统中，所述压缩机1出口分别与超临界加热器2入口和回热器4低温侧入口相连；所述超临界加热器2出口与第一透平膨胀机3入口相连；所述第一透平膨胀机3出口与回热器4高温侧入口相连；所述回热器4高温侧出口与冷凝器5入口相连；所述冷凝器5出口与压缩机1入口相连；回热器4低温侧出口与第二透平膨胀机6入口相连；所述第二透平膨胀机6出口与气体冷却器7入口相连；所述气体冷却器7出口与冷凝器5入口相连。所述的第一透平膨胀机3与压缩机1同轴，第一透平膨胀机驱动压缩机1压缩工质，其余膨胀功带动第一发电机8发电。所述第二透平膨胀机的膨胀功全部用于驱动第二发电机9发电。

[0020] 所述吸收式热泵子系统中，所述发生器7气相出口与冷凝器16入口相连；所述冷凝器16出口与节流阀11入口相连；所述节流阀11出口与蒸发器10入口相连；所述蒸发器10出口与吸收器12气相入口相连；所述吸收器12出口与溶液泵13入口相连；所述溶液泵13出口与溶液热交换器14低温侧入口相连；所述溶液热交换器14低温侧出口与发生器7入口相连；所述发生器7液相出口与溶液热交换器14高温侧入口相连；所述溶液热交换器14高温侧出口与减压阀15入口相连；所述减压阀15出口与吸收器12液相入口相连。

[0021] 所述复合循环的循环过程为：

[0022] 1)高温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入超临界加热器从高温烟气吸热，然后进入第一透平膨胀机膨胀做功，之后进入回热器向低温循环放热，然后与低温循环气体冷却器出口的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程。工质依次流过1-2-3-4-5-1。

[0023] 2)低温动力循环：从压缩机流出的超临界CO_2经分流后，一部分进入回热器从高温

循环吸热，然后进入第二透平膨胀机膨胀做功，之后流入气体冷却器冷却降温，然后与高温循环从回热器出来的工质混合，进入冷凝器冷却，最后经压缩机升压完成循环过程。工质依次流过1-4-6-7-5-1。

[0024] 3)吸收式热泵循环：从吸收器流出的稀溶液经过溶液泵加压后流入溶液热交换器，被发生器流出的浓溶液加热，随后稀溶液流入发生器从动力循环高温乏汽吸热，被高温热源加热至汽液平衡状态，其中，浓溶液流经溶液热交换器向稀溶液放热，随后经过减压阀降压流入吸收器，气相制冷剂被分离出来进入冷凝器冷凝降温，这部分冷却热被供暖回路循环水带走，作为一个供热热源，冷凝后的制冷剂经过节流后流入蒸发器从动力循环低温乏汽吸热，随后制冷剂流入吸收器被浓溶液吸收，混合溶液变为稀溶液，吸收过程向供暖循环回路循环水放热，作为另一个供热热源。

[0025] 以初温600 ℃烟气为热源，烟气质量流量为1kg/s，循环选择跨临界循环形式，冷凝温度设为20 ℃。所述超临界加热器出口的工质温度可达到585 ℃，若系统高压侧以30 MPa压力运行，烟气出口温度可被降至66 ℃(不考虑酸露腐蚀)，吸热量605.5 kW。所述第一透平膨胀机出口温度为390 ℃，压力为5.73 MPa，膨胀做功165.7 kW。低温循环通过回热器4从高温循环吸热，所述第二透平膨胀机入口温度可达375 ℃，出口温度208 ℃，膨胀做功82.6 kW。所述压缩机1压缩过程耗功48.1 kW，所述系统总净功率为200.2 kW，发电热效率33.1%。所述高温、低温动力循环工质流量分别为0.78 kg/s，0.55 kg/s。所述冷凝器5工质入口温度为20 ℃，放热量为201.2 kW，所述低温气体冷却器入口温度为66 ℃，放热量为115.1 kW，所述高温气体冷却器7工质入口温度为208 ℃，放热量为89.0 kW。所述吸收式热泵为采用水/溴化锂工质对的I类吸收式热泵，假设制热COP为1.7，热泵机组供热量为151.3 kW，热电联产系统总热效率为58.1%。

[0026] 本发明针对现有动力循环应用于回收中高温烟气余热中存在的余热源利用率低、换热匹配性不好等问题，提出了以二氧化碳作为工质，通过工质在超临界压力下的吸热过程改善与变温烟气热源的换热匹配。本发明采用超临界加热、工质分流、内部回热等技术，构建了高-低温自复叠的复合循环，低温循环可有效利用高温循环的放热量。系统在充分回收利用烟气携带热量的前提下，尽可能多地输出净功。本发明针对二氧化碳动力循环乏汽温度高、携带废热多的问题，引入吸收式热泵系统，以进一步利用动力循环的乏汽余热。

[0027] 本发明的热电联产系统具有较高的热功转换效率和总效率，同时可输出温度较高的供热水，满足生活、生产所需，具有较高的经济效益和应用价值，对余热能源综合利用有重要的意义。

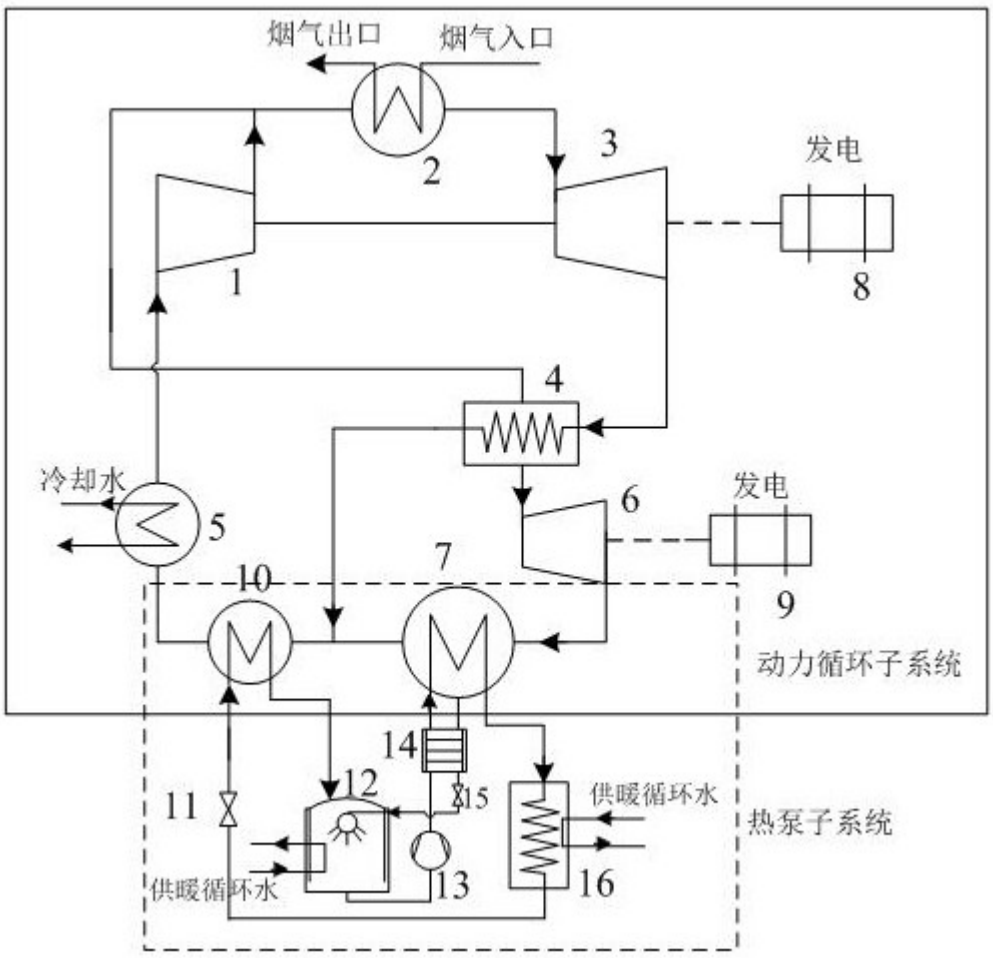

烟气出口
烟气入口
2
3
发电
1
8
4
冷却水
5
6
发电
7
10
9
动力循环子系统
14
12
15
11
供暖循环水
热泵子系统
供暖循环水
13
16

图1