

新型太阳能吸收-压缩复叠制冷循环的特性研究

王稳超, 张潇, 蔡亮

东南大学能源与环境学院, 南京 江苏 210018

Study on the Characteristics of A Novel Solar Absorption-compression Cascade Refrigeration Cycle

WANG Wenchao, ZHANG Xiao, CAI Liang

School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, Jiangsu 210018

ABSTRACT: In order to improve the utilization rate of solar energy and save high-grade electric energy, a new low-temperature driven solar absorption-compression cascade refrigeration cycle system (LT-SACDR) was proposed according to the different grades of the cooling capacity required by the independent temperature and humidity control air conditioning system. The thermodynamic model of each component of the system is established by EES software, and the performance of the new cycle is analyzed. The performance of the new system is compared with that of the solar absorption-compression cascade double-temperature refrigeration cycle. The results show that compared with the reference system, the LT-SACDR system can reduce the generating pressure, expand the solar energy temperature utilization range, improve the solar energy utilization rate, and have better thermodynamic performance and energy saving characteristics. In addition, when the generating pressure is 1.22kPa, the COP of the absorption subsystem reaches the maximum value of 0.75.

KEY WORDS: absorption refrigeration; thermodynamic properties; pressure occurs; efficiency of solar energy

摘要: 为提高太阳能利用率, 节约高品位电能, 根据温湿度独立控制空调系统所需冷量的品位不同, 提出了一种新型低温驱动的太阳能吸收-压缩复叠制冷循环系统 (LT-SACDR)。通过 EES 软件建立了系统各部件的热力学模型, 进行热力计算, 分析了新型循环的性能。并将新系统与太阳能吸收-压缩复叠双温制冷循环进行性能比较。结果表明, 相较于参考系统, LT-SACDR 系统能够通过降低发生压力, 扩大太阳能温度利用区间, 提高太阳能利用率, 并且具有更好的热力学性能和节能特性。此外, 当发生压力为 1.22kPa 时, 吸收子系统的 COP 达到最大值, 为 0.75。

关键词: 吸收式制冷; 热力学性能; 发生压力; 太阳能利

基金项目: 国家重点研发计划项目(2019YFE0122000); ZK21-05-08。

Financed by the National Key Research and Development Program of China(Grant No.2019YFE0122000).

用率

引言

当今, 能源涉及到人类社会的可持续发展、经济增长、环境保护等方方面面, 通过更高效、合理地利用能源来节约资源、减少碳排放是全球面临的最重要挑战之一^[1,2]。在众多可再生能源中, 太阳能易获取、无毒、能量巨大等特点在一定程度上提高了系统的效率, 且减小了污染气体的排放, 是最被认可的可再生能源^[3,4]。太阳能溴化锂吸收式制冷技术具有节能减排和绿色环保的显著优势, 是一种可持续发展的空调制冷技术。太阳能溴化锂吸收式制冷机最早问世于 20 世纪 40 年代^[5], 从 20 世纪 80 年代, 太阳能吸收式制冷机已经开始走向商业领域。多年来, 国内外学者针对太阳能吸收制冷机变工况特性、能量储存方式、机组优化设计和新型太阳能吸收制冷循环流程构建等方面开展大量的理论与实验研究。Ali 等^[6]对一台 35.17kW 太阳能单效溴化锂吸收式制冷机进行了实验研究, 该机组配备 108 m² 真空管集热器、6.8m³ 储水箱和 1.5m³ 冷水储箱。五年实验数据表明, 制冷季效率约为 25%, 冷冻水出水温度 9℃ 时, 系统的 COP 为 0.37~0.81。高等人^[7]在山东乳山建立了 100 kW 冷负荷的热管式真空管集热器驱动的吸收制冷系统, 并对系统进行了流程解释和性能分析, 结果显示制冷机的 COP 可达 0.7。Venegas 等人^[8]研究了关键参数对太阳能吸收式冷却系统性能的影响。结果表明, 对系统每日产生的制冷量和日平均太阳能 COP 影响最大的变量是环境温度、平均风速和风向。

国内外学者研究表明, 太阳能溴化锂吸收式系统对于夏季制冷是可行的。但是其制冷效率低、热力学性能较差, 变工况运行不稳定, 间歇性且初投资

高、太阳能综合利用率低等缺点，也成为限制太阳能吸收制冷系统广泛推广的重要因素。因此，为解决上述问题，越来越多的学者开始关注吸收-压缩复叠制冷系统。

1993年，Chinnappa等人^[9]研究了用于空调系统的吸收-压缩复叠制冷系统，发现在吸收子系统的辅助下，压缩子系统的COP从2.55提高到5，同时压缩子系统的功耗从4.35 kW降低至2.2kW。并通过热力学性能的分析，发现了吸收-压缩复叠制冷循环具有一定的发展潜力。Kairouani等人^[10]提出了一种由地热能驱动的吸收-压缩复叠制冷循环系统，并讨论了该新型循环系统的热力学性能与其实际开发的可行性。在此系统中，Kairouani等人选择了R717、R22和R134a作为传统压缩系统的工质，选择氨水作为吸收式系统的工质对，为运行温度为335K的发生器供能。结果表明，系统的COP显著高于单级制冷系统，在蒸发温度为263K、冷凝温度为308K的相同工况下，与传统吸收式制冷循环相比，COP可提高37%~54%。He等人^[11]实验研究了一种带有蒸发器和过冷器的吸收-压缩制冷复叠系统，该系统回收压缩机排气中的部分热量来驱动吸收式制冷循环。Wang等人^[12]开发了一种用于低温制冷的吸收-压缩复叠制冷系统，并将所提出的系统应用于郑州市的一座建筑，以评估其循环和经济性能。基于不同品位的能量，将系统分别与传统的太阳能吸收式制冷系统和风冷蒸汽压缩制冷系统进行比较。结果表明，与传统吸收式制冷系统相比，整个制冷季节，耗电量降低了约26.70%，且该系统比前两个系统具有更好的经济性能。Jain等人^[13]提出了一种新型蒸汽压缩-吸收式集成制冷系统，发现该新型系统发生器温度可以在60℃的下运行。Xu等^[14]对带有蒸发冷凝器的吸收-压缩复叠制冷系统与带蒸发过冷器的吸收-压缩复叠制冷系统的性能进行了细致的比较，发现带有蒸发冷凝器的复叠制冷系统更有助于节省能源，而带有蒸发过冷器的复叠制冷系统具有更好的性能。

综上所述，相对于传统太阳能溴化锂吸收制冷系统，吸收-压缩复叠制冷系统具有较高的热力性能系数，可以节省更多高品位电能。但是传统的太阳能吸收-压缩复叠制冷系统的太阳能和电能的利用效率有限，可供使用的太阳能温区较窄，仍存在可提升区间。因此为提高太阳能利用率，节约高品位电能，根据温湿度独立控制空调系统所需冷量的品位不同，提出了一种新型低温驱动的太阳能吸

收-压缩复叠制冷循环系统（LT-SACDR），该系统通过降低内部吸收子系统（LTAR）的发生压力，从而降低热源驱动温度，以扩大太阳能利用区间，实现最大程度的利用。

1 LT-SACDR 系统流程

LT-SACDR系统主要由太阳能集热器、蓄热罐、LTAR子系统，高温冷冻水（HTCC）子系统和压缩制冷（WCR）子系统构成，LTAR子系统采用H₂O-LiBr工质对，WCR子系统采用R134a为工质。图1为该系统的运行流程图，该系统可以在两种模式下运行。

模式A：当有太阳能辐射且太阳能集热器热水出口温度较高时，打开控制阀V1、V2、V3和V4，关闭控制阀V5和V6。此时LTAR子系统制取较高温度的冷冻水，先进入HTCC循环子系统的换热器承担建筑全部或部分显热负荷，然后再进入WCR子系统的冷凝器，带走冷凝热。WCR子系统则制取较低温度的冷冻水用以承担建筑潜热负荷。此外，值得注意的是，当LT-SACDR系统输出的高温冷冻水和低温冷冻水能够满足建筑的负荷需求时，打开控制阀V7、V8，将热水多余的能量（工况31和32）储存在蓄热罐中，反之，当LT-SACDR系统输出的高温冷冻水和低温冷冻水不能够满足建筑的负荷需求时，打开阀门V9、V10，释放蓄热罐储存的能量（工况33和34），以满足LT-SACDR系统的冷负荷。

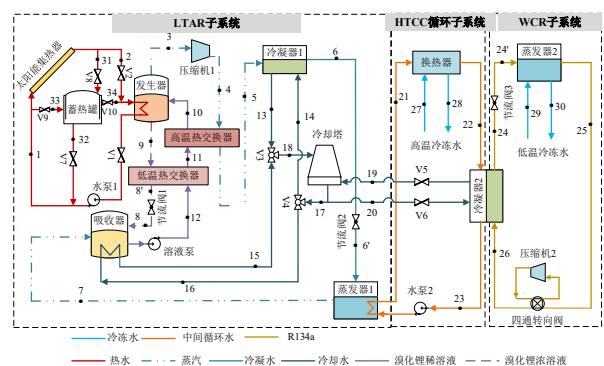


图1 LT-SACDR 系统流程图

Fig.1 System flow chart

模式B：在无太阳能辐射或太阳能集热器出口温度较低时，打开控制阀V5和V6，关闭控制阀V1、V2、V3和V4，此时LTAR子系统不工作。冷却塔提供的冷却水（工况19和20）用来带走WCR子系统中冷凝器2的冷凝热，由WCR子系统产生的冷冻水来满足建筑全部的冷负荷需求。

2 热力学数学模型

根据质量守恒和能量守恒定律, 建立新系统的热力学模型, 各部件节点如图1所示。

2.1 太阳能集热器

本文选取真空管集热器来收集太阳能, 产生热水驱动 LTAR 子系统, 真空管集热器的效率由下式计算^[15,16]:

$$\eta_{ETC} = \alpha_0 \cdot K(\theta) - \alpha_1 \cdot \left(\frac{T_{ETC,in} - T_a}{DNI} \right) \quad (1)$$

式中, η_{ETC} 为真空管集热器效率; α_0 和 α_1 分别与集热器的性质有关, 分别为 0.82 和 2.19^[17]; $T_{ETC,in}$ 为真空管集热器进口热水温度, K; T_a 为环境温度, °C; DNI 为太阳能辐射强度, W/m²; θ 为太阳能入射角; $K(\theta)$ 为入射角修正系数:

$$K(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) \quad (2)$$

式中, b_0 为入射角修正常数, 0.2^[16]。

真空管集热器接收到的太阳能为:

$$Q_{sol} = A_{sol} \cdot DNI / 1000 \quad (3)$$

式中, Q_{sol} 为真空管集热器接收到的太阳能, kW; A_{sol} 为真空管集热器的面积, m²。

真空管集热器的能量守恒式为:

$$Q_{sol} \cdot \eta_{ETC} = Q_{hw} \quad (4)$$

$$Q_{hw} = m_{hw} \cdot C_{p,hw} \cdot (T_{ETC,out} - T_{ETC,in}) \quad (5)$$

式中, Q_{hw} 为太阳能集热器产生热水的热量, kW; m_{hw} 为真空管集热器中热水的质量流量, kg/s; $C_{p,hw}$ 为热水的比热容, kJ/(kg · K); $T_{ETC,out}$ 为真空管集热器出口热水温度, K。

2.2 LTAR 子系统

(1) 发生器

$$m_{10} = m_9 + m_3 \quad (6)$$

$$m_{10}x_{10} = m_9x_9 \quad (7)$$

$$Q_G = Q_{hw} = m_{10}h_{10} - m_9h_9 - m_3h_3 \quad (8)$$

(2) 压缩机 1

$$P_4 = P_{C1} \quad (9)$$

$$r_{com1} = P_4 / P_3 \quad (10)$$

$$\eta_{is,com1} = 0.874 - 0.0135 \cdot r_{com1} \quad [18] \quad (11)$$

$$h_4 = (h_{4,is} - h_3) \cdot \eta_{is,com1} + h_3 \quad (12)$$

$$W_{com1} = m_3 \cdot (h_4 - h_3) / \eta_{m1} \quad (13)$$

(3) 高温热交换器

$$m_4 = m_3 \quad (14)$$

$$Q_{HTHX} = m_4 \cdot (h_4 - h_5) \eta_{HTHX} = m_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (15)$$

(4) 冷凝器

$$m_5 = m_4 \quad (16)$$

$$Q_{C1} = m_5 \cdot (h_5 - h_6) = m_{13} \cdot C_{pm,C1} \cdot (T_{13} - T_{14}) \quad (17)$$

(5) 节流阀 2

$$m_6 = m_5 \quad (18)$$

$$h_6 = h_{6'} \quad (19)$$

(6) 蒸发器 1

$$m_6 = m_{6'} \quad (20)$$

$$Q_{E1} = m_{6'} \cdot (h_7 - h_{6'}) = m_{23} \cdot C_{pm,E1} \cdot (T_{23} - T_{21}) \quad (21)$$

(7) 吸收器

$$P_A = P_{E1} - 0.08 \quad (22)$$

$$m_7 = m_{6'} \quad (23)$$

$$Q_A = m_7 \cdot h_7 + m_8 \cdot h_8 - m_{12} \cdot h_{12} \\ = m_{15} \cdot C_{pm,A} \cdot (T_{15} - T_{16}) \quad (24)$$

(8) 节流阀 1

$$m_8 = m_{8'} \quad (25)$$

$$h_8 = h_{8'} \quad (26)$$

(9) 低温热交换器

$$m_{8'} = m_9 \quad (27)$$

$$m_{10} = m_{11} = m_{12} \quad (28)$$

$$Q_{LTHX} = m_9 \cdot (h_{8'} - h_9) \eta_{LTHX} = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (29)$$

式中, Q 为能量, kW; m 为质量流量, kg/s; h 为焓值, kJ/kg; x 为溴化锂 - 水溶液的浓度; P 为压力, kPa; T 为温度, K; r_{com1} 为压缩机的压缩比; $C_{pm,C1}$ 和 $C_{pm,A}$ 分别为冷凝器 1 和吸收器冷却水的平均比热容, J/(kg · K); $C_{pm,E1}$ 为蒸发器中间循环水的平均比热容, J/(kg · K); $\eta_{is,com1}$ 为压缩机的等熵效率; η_{m1} 为压缩机的机械效率, 85%^[19]; η_{LTHX} 和 η_{HTHX} 分别为高温热交换器和低温热交换器的效率, 90%^[20]; W_{com1} 为压缩机 1 的耗电量, kW; 脚标 G 、 $E1$ 、 A 、 $C1$ 分别代表发生器、蒸发器 1、吸收器、冷凝器 1; 其余脚标数字对应图 1 中的工况。

忽略泵的耗功, LTAR 系统的热平衡方程式可以表示为:

$$Q_G + Q_{E1} + W_{com1} = Q_C + Q_A \quad (30)$$

LTAR 子系统的 COP 可以由下式计算:

$$COP_{LTAR} = \frac{Q_{E1}}{Q_{G1} + W_{com}} \quad (31)$$

2.3 HTCC 子系统

$$m_{21} = m_{22} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} Q_{HTCW} &= m_{21} \cdot C_{pm,HX} \cdot (T_{22} - T_{21}) = \\ &= m_{27} \cdot C_{pm,HTCW} \cdot (T_{27} - T_{28}) \eta_{HX} \end{aligned} \quad (33)$$

其中, $C_{pm,HX}$ 和 $C_{pm,HTCW}$ 分别为换热器中间循环水和高温冷冻水的平均比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; Q_{HTCW} 为高温冷冻水的能量, kW ; η_{HX} 为换热器效率, 90%。

2.4 WCR子系统

(1) 冷凝器2

$$m_{24} = m_{26} \quad (34)$$

$$Q_{C2} = m_{24} \cdot (h_{26} - h_{24}) = m_{22} \cdot C_{pm,C2,icw} \cdot (T_{23} - T_{22}) \quad (35)$$

$$Q_{C2} = \begin{cases} m_{22} \cdot C_{pm,C2,icw} \cdot (T_{23} - T_{22}) & \text{(模式A)} \\ m_{19} \cdot C_{pm,C2,cow} \cdot (T_{19} - T_{20}) & \text{(模式B)} \end{cases} \quad (36)$$

(2) 节流阀3

$$m_{24} = m_{24'} \quad (37)$$

$$h_{24} = h_{24'} \quad (38)$$

(3) 蒸发器2

$$m_{24'} = m_{25} \quad (39)$$

$$Q_{E2} = m_{24'} \cdot (h_{25} - h_{24'}) = m_{29} \cdot C_{pm,LTCW} \cdot (h_{29} - h_{30}) \quad (40)$$

(4) 压缩机2

$$r_{com2} = P_{26}/P_{25} \quad (41)$$

$$\eta_{is,com2} = 0.874 - 0.0135 \cdot r_{com2} \quad [18] \quad (42)$$

$$h_{26} = (h_{26,is} - h_{25}) \cdot \eta_{is,com2} + h_{25} \quad (43)$$

$$W_{com2} = m_{25} \cdot (h_{26} - h_{25})/\eta_{m2} \quad (44)$$

$$m_{25} = m_{26} \quad (45)$$

其中, $C_{pm,LTCW}$ 为低温冷冻水的平均比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $C_{pm,C2,cow}$ 为冷凝器冷却水的平均比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; r_{com2} 为压缩机2的压缩比; $C_{pm,C2,icw}$ 为冷凝器中间循环水的平均比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $\eta_{is,com2}$ 为压缩机2的等熵效率; η_{m2} 为压缩机2的机械效率, 85%^[19]; W_{com2} 为压缩机2的耗电量, kW ; 脚标 E2 和 C2 分别表示蒸发器2和冷凝器2; 其余脚标数字可以在图1中找到。

忽略泵耗功, WCR子系统的平衡方程式为:

$$Q_{E2} + W_{com2} = Q_C \quad (46)$$

WCR子系统的COP可以由下式求出:

$$COP_{WCR} = \frac{Q_{E2}}{W_{com2}} \quad (47)$$

2.5 蓄热罐

$$\eta_{TES} = \frac{Q_{TES} - Q_{loss,TES}}{Q_{TES}} \quad (48)$$

式中, η_{TES} 为蓄热罐的效率; $Q_{loss,TES}$ 、 Q_{TES} 分别

为蓄热罐损失的热量和储存的热量, kW 。

2.6 性能评价

为体现 LT-SACDR 系统在性能方面的优越性, 选择宋^[15]等人提出的太阳能溴化锂吸收-压缩复叠双温制冷循环 (SACDR) 为参考系统。SACDR 系统相较传统太阳能溴化锂吸收制冷系统而言, 不管在质量还是数量上都具有更好循环性能表现, 在相同工况下分别可获得更高的制冷量和更好的热力性能, 具有显著的优越性, 因此选择 SACDR 系统^[21]作为参考系统。相比 LT-SACDR 系统, SACDR 系统在工况3和工况4之间少了一个压缩机, 其他流程与 LT-SACDR 系统相同。

(1) 能源利用率

系统的能源利用率定义为系统输出能量与输入能量的比值, 由下式表示:

$$\eta_{en,sys} = \frac{Q_{HTCW} + Q_{LTCW}}{Q_{en}} \quad (49)$$

$$Q_{en} = Q_{sol} + E_{ele} \quad (50)$$

$$Q_{LTCW} = Q_{E2} \quad (51)$$

$$E_{ele} = W_{com1} + W_{com2} \quad (52)$$

式中, Q_{en} 为系统的总能源消耗量, kW ; Q_{sol} 为太阳能输入量, kW ; $\eta_{en,sys}$ 为系统的能源利用率; Q_{HTCW} 为高温冷冻水的能量, kW ; Q_{LTCW} 为系统产生低温冷冻水的能量, kW ; E_{ele} 为从电网购买的电能^[22], kW 。

(2) 焓效率

系统的焓效率为系统输出焓值与系统输入焓的比值, 其可以用下式表示:

$$\eta_{ex,sys} = \frac{Ex_{HTCW} + Ex_{LTCW}}{Ex_{ex}} \quad (53)$$

$$Ex_{ex} = Ex_{sol} + E_{ele} \quad (54)$$

式中, $\eta_{ex,sys}$ 表示系统的效率; Ex_{ex} 为系统的总焓消耗量, kW ; Ex_{HTCW} 、 Ex_{LTCW} 和 Ex_{sol} 分别表示高温冷冻水焓、低温冷冻水焓、太阳能, kW , 它们可以由下式计算^[23]:

$$Ex_{HTCW} = \left(\frac{T_0}{T_{HTCW}} - 1 \right) Q_{HTCW} \quad (55)$$

$$Ex_{LTCW} = \left(\frac{T_0}{T_{LTCW}} - 1 \right) Q_{LTCW} \quad (56)$$

$$Ex_{sol} = \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sol}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sol}} \right)^4 \right) Q_{sol} \quad (57)$$

式中, T_0 表示参考环境的温度, K; T_{HTCW} 和 T_{LTCW} 分别表示高温冷冻水和低温冷冻水的平均温度, K; T_{sol} 表示太阳的温度, 为 6000K^[24];

(3) 太阳能-冷效率

太阳能-冷能量效率定义为系统输出的冷冻水的能量与输入太阳能能量的比值, 可以由下式表示:

$$\eta_{en,sol-col} = \frac{Q_{HTCW} + Q_{LTCW}}{Q_{sol}} \quad (58)$$

式中, $\eta_{en,sol-col}$ 为太阳能-冷能量效率。

太阳能-冷熵效率定义为系统输出的冷冻水的熵与输入太阳能熵的比值, 表示为:

$$\eta_{ex,sol-col} = \frac{Ex_{HTCW} + Ex_{LTCW}}{Ex_{sol}} \quad (59)$$

式中, $\eta_{ex,sol-col}$ 为太阳能-冷熵效率。

(4) 能源节省率

本文以能源节约率突显系统在能耗方面的优异程度, 其可以用下式求出:

$$ESR = \frac{Q_{en,ref} - Q_{en}}{Q_{en,ref}} \quad (60)$$

$$Q_{en,ref} = Q_{sol,ref} + W_{com,ref} \quad (61)$$

式中, ESR 为能源节省率; $Q_{en,ref}$ 为 SACDR 参考系统的总能源消耗量, kW; $Q_{sol,ref}$ 为参考系统输入的太阳能的热量, kW; $W_{com,ref}$ 为 SACDR 参考系统中 WCR 子系统的耗电量, kW。

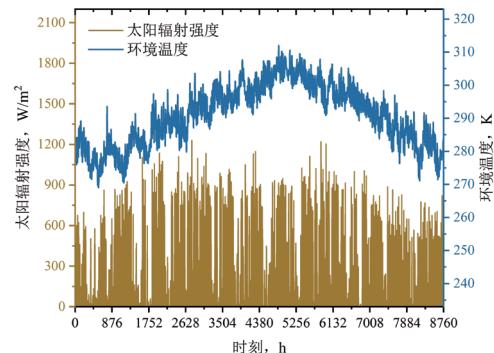
3 结果与讨论

3.1 典型日运行工况分析

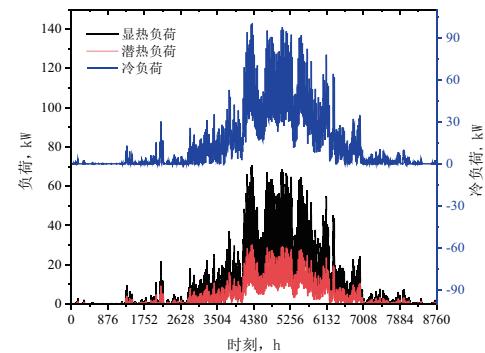
将本文提出的 LT-SACDR 系统应用于上海某宾馆, 该建筑总面积 5000m², 太阳能可利用面积为 1000m²。借助 DesT 软件, 模拟得到上海地区全年 8760 小时的环境温度和太阳辐射强度。此外, 通过建立建筑的三维模型, 从而模拟得到建筑全年 8760 小时的建筑负荷需求。图 2 为上海地区全年的太阳辐射强度、环境温度, 以及建筑全年的热负荷需求。

为了评估 LT-SACDR 系统和 SACDR 参考系统能否满足建筑的负荷需求, 选取 6.30 日作为典型日 (此时建筑负荷最大), 分析并比较了 LT-SACDR 系统和 SACDR 系统在典型日的性能。

图 3 为典型日 LTAR 和 SACDR 系统中吸收子系统 (AR) 的逐时性能。由于太阳辐射强度的影响, 太阳能热水的能量和出口温度在典型日呈现



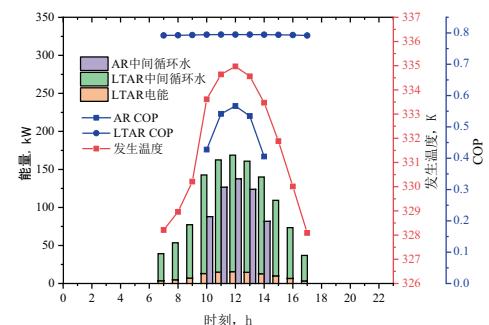
(a) 太阳辐射强度和环境温度



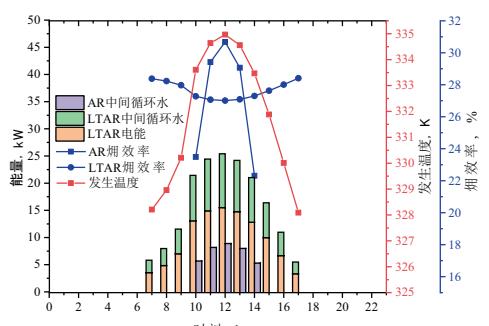
(b) 宾馆负荷需求

图 2 上海某宾馆全年太阳辐射强度、环境温度和负荷需求

Fig.2 Annual solar radiation intensity, ambient temperature and load demand of a hotel in Shanghai



(a) 能量性能



(b) 热性能

图 3 典型日 LTAR 和 AR 子系统逐时性能

Fig.3 Hourly performance of LTAR and AR subsystems on a typical day

一个先增大后减小的趋势，因此在典型日内，LT-SACDR系统中的LTAR子系统和SACDR参考系统中的AR子系统产生的中间循环水的能量和熵、发生温度、COP、LTAR子系统消耗的电能和熵、AR子系统的熵效率都先增大后减小，在12:00时达到最大值。这是因为LT-SACDR系统和参考系统，在相同的太阳辐射强度下，太阳能热水出口温度相同，因此LTAR子系统和AR子系统发生温度也相同。对比LTAR子系统和AR子系统的性能发现，AR子系统由于没有设置压缩机，其在7:00时至9:00时和15:00时至17:00时内发生温度较低（328.09K-331.88K），导致参考系统不能运行，而LTAR子系统由于增加了压缩机，其受发生温度的限制程度较轻，在较低的发生温度下也可以通过调节压比运行，因此证明了LTAR子系统的可利用得太阳能温度区间要高于AR子系统。此外，还可以发现，LTAR子系统的COP显著高于AR子系统的COP，说明LTAR子系统的能量性能要高于AR子系统。虽然在典型日内，太阳能热水和LTAR子系统产生中间循环水的熵先增大后减小，但是电能和熵相同，而太阳能热水和中间循环水的温度较低导致它们的熵较低，远远低于它们的能量，且低于LTAR子系统消耗电的熵。所以在典型日内，LTAR子系统的熵效率先减小后增大，在10:00时和14:00时，其熵效率要低于AR子系统的熵效率。

图4展示了典型日LT-SACDR和SACDR参考系统中各子系统承担建筑逐时冷负荷情况。可以看出，由于太阳辐射强度在10:00时至14:00时较高，此时LT-SACDR系统和参考系统产生的显热负荷足够满足建筑的负荷需求，多余的太阳能热水能量被储存在蓄热罐中，在13:00时蓄热罐储存的能量达到最高，此时LT-SACDR系统和参考系统中蓄热罐储存的能量分别为70.46kW和51.52kW。因为LTAR子系统的COP高于AR子系统的COP，所以LT-SACDR系统蓄热罐储存的能量要高于SACDR系统中蓄热罐储存的能量。由于LTAR子系统可利用的太阳能温区较大，其可以在较低的发生温度下运行，因此，在15:00时，LT-SACDR中蓄热罐中仍存在储存的能量，供建筑使用。在0:00时至6:00时和18:00时至23:00时，由于太阳能集热器不工作，导致LTAR子系统和AR子系统不运行，建筑的全部负荷由WCR子系统提供。因此，LT-SACDR系统中WCR子系统提供的显热负荷和潜热负荷与参考系统中WCR子系统提供的显热负荷

和潜热负荷相等。此外，由于LT-SACDR系统中LTAR子系统全天运行的时间较长，且其COP较高，因此LT-SACDR系统中HTCC子系统承担的显热负荷显著高于参考系统中HTCC子系统承担的显热负荷。在15:00时，LT-SACDR系统中HTCC子系统承担的显热负荷最高，为44.33kW，而由于15:00时参考系统中AR子系统不工作，参考系统中HTCC子系统承担的显热负荷在14:00时最高，为43.66kW。总的来说，LT-SACDR系统中WCR承担的潜热负荷较低，因此其消耗的电能也较少，相比参考系统更具有节能优势。

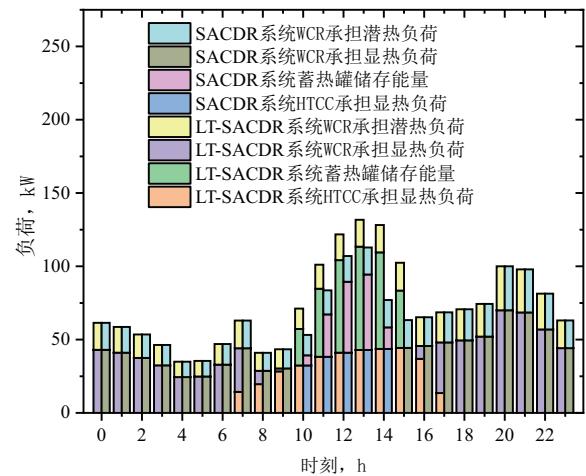
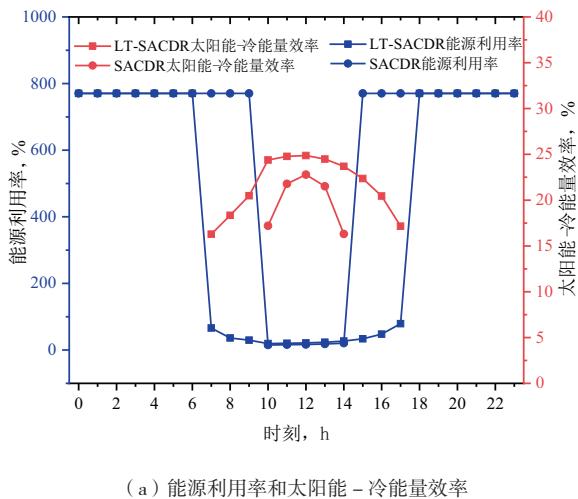


图4 典型日LT-SACDR和SACDR参考系统中各子系统承担建筑逐时冷负荷情况

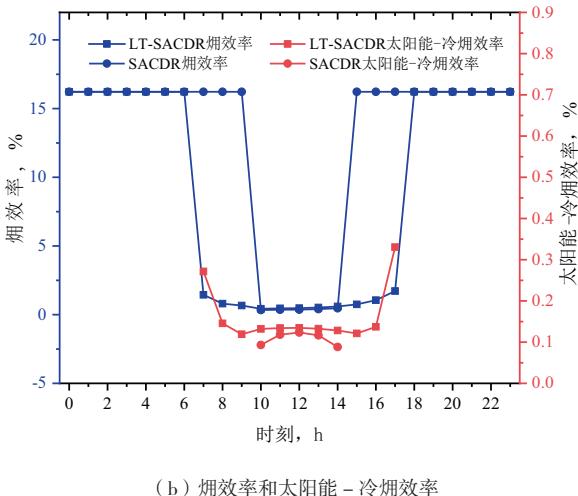
Fig.4 Each subsystem in the typical daily LT-SACDR and SACDR reference system bears the hourly cooling load of the building

图5为典型日LT-SACDR和SACDR参考系统逐时能源利用率和熵效率、太阳能-冷能量效率和熵效率。由于在0:00-6:00和18:00-23:00时间段，WCR子系统全部提供建筑的显热负荷和潜热负荷需求，且LT-SACDR系统和参考系统中WCR子系统的冷凝温度相同，所以在0:00时至6:00时和18:00时至23:00时，LT-SACDR系统和参考系统的能源利用率和熵效率相同，分别770.40%和16.22%。在7:00时-17:00时，LT-SACDR系统中LTAR子系统开始工作，而参考系统中AR子系统只在10:00时至14:00时才会运行，所以参考系统只有在此时间段内才会有太阳能-冷能量效率。在LTAR子系统和AR子系统共同运行时间段，即10:00时至14:00时，参考系统的能源利用率和熵效率、太阳能-冷能量效率和熵效率低于LT-SACDR系统的能源利用率和熵效率、太阳能-冷能量效率和熵效率，说明LT-SACDR系统在能量性能方

面具有一定的优势。因为在10:00时, LT-SACDR系统和参考系统产生的显热负荷足够满足建筑的负荷需求, 此时不需要WCR子系统来提供显热负荷, 而LTAR和AR子系统的COP和烟效率要远低于WCR子系统的能量效率和烟效率, 因此, LT-SACDR系统和参考系统的能源利用率和烟效率在10:00时达到最小值, 分别为19.20%和0.43%、14.87%和0.34%。由于在12:00时, LTAR子系统和AR子系统的COP最高, 所以LT-SACDR系统和参考系统的太阳能-冷能量效率和烟效率在12:00时最大, 分别为24.86%和0.13%、22.79%和0.12%。



(a) 能源利用率和太阳能-冷能量效率



(b) 烟效率和太阳能-冷烟效率

图5 典型日LT-SACDR和SACDR参考系统逐时能源利用率和烟效率、太阳能-冷能量效率和烟效率

Fig.5 Hourly energy utilization rate and exergic efficiency, solar-cold energy efficiency and exergic efficiency

3.2 发生压力对系统性能的影响

由于本文提出的LT-SACDR系统相对于参考系统增设了压缩机, 用以提升LTAR子系统发生压力, 从而降低热源驱动温度。因此本文重点分析发生压力对系统性能的影响。

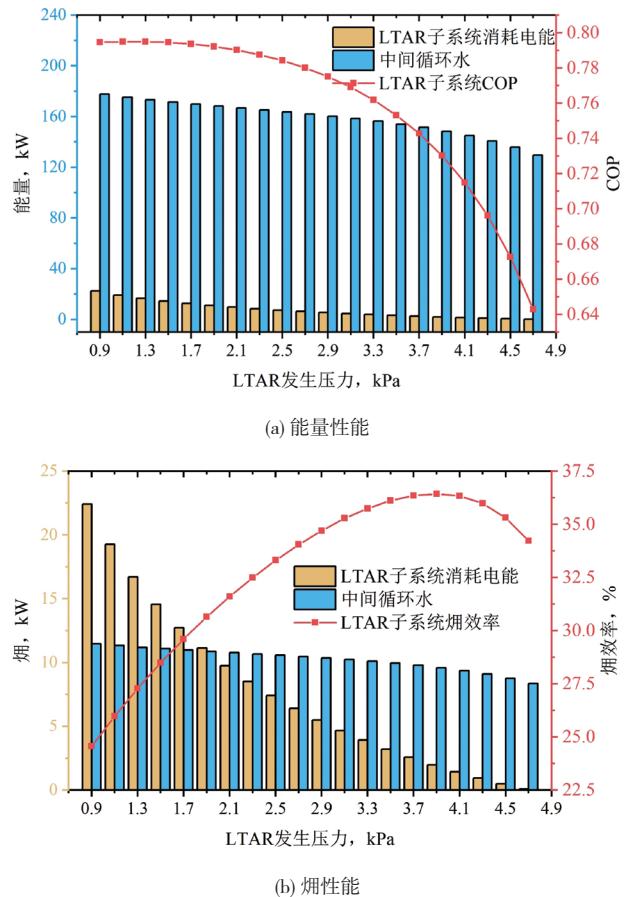


图6 LTAR发生压力对LTAR子系统的影响

Fig.6 Effect of LTAR generation pressure on LTAR subsystem

LTAR子系统的发生压力会影响压缩机的耗电, 进而影响LTAR子系统以及LT-SACDR系统的性能。图6为LTAR发生压力对LTAR子系统的影响。可以看出, 当发生压力从0.9kPa增加到4.7kPa时, LTAR子系统耗电的能量和烟22.43kW下降到0.10kW、产生中间循环水的能量和烟分别从177.75kW下降到129.50kW、11.48kW下降到8.37kW。这是由于压缩机1出口蒸汽压力等于冷凝压力不变, 当LTAR子系统发生压力增加时, 会导致压缩机1的压缩比增大, 压缩机1的等熵效率降低, 从而减小压缩机1出口蒸汽的焓值。所以发生压力增加, LTAR子系统耗电的能量和烟下降。耗电的能量和烟下降, 从而导致LTAR子系统产生循环水的能量和烟下降。此外, 当发生压力从0.90kPa增加到4.70kPa时, LTAR子系统的COP和烟效率是非单调的, 其先上升后下降, COP在1.22kPa时达到最高, 为0.75, 而烟效率在3.90kPa时达到最大, 为36.43%。

图7为LTAR发生压力对LT-SACDR系统的影响。可以看出, 当发生压力从0.90kPa提高到

4.90kPa时, 高温冷冻水的能量和熵分别71.49kW下降到52.08kW、0.36kW下降到0.26kW, 能源利用率和熵效率分别从52.05%下降到41.12%、2.02%下降到1.61%, 太阳能-冷能量效率和熵效率分别从24.00%下降到17.48%、0.13%下降到0.09%, 低温冷冻水的能量和熵分别从102.10kW下降到74.42kW、5.98kW下降到4.36kW, 这是因为, 当发生压力增加时, LTAR子系统产生的中间循环水的能量降低, 从而导致 HTCC子系统产生的高温冷冻水和WCR子系统产生的低温冷冻水的能量下降, 而输入到系统的太阳能不变, 所以系统的能源利用率、熵效率、太阳能-冷能量效率和太阳能-冷熵效率都随着LTAR发生压力的升高而降低。

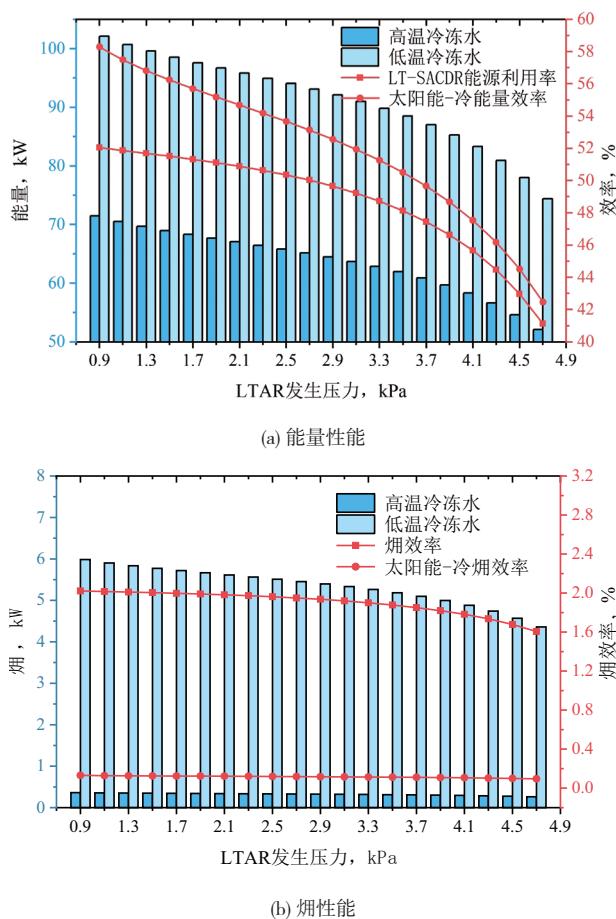


图7 发生压力对LT-SACDR系统的影响

Fig.7 Effect of generating pressure on LT-SACDR system

4 结论

本文建立了LT-SACDR系统的热力学模型和评价指标, 并根据上海某宾馆建筑负荷, 分析对比了新系统与SACDR参考系统在典型日的逐时性能。此外, 重点分析了发生压力对LTAR子系统和

LT-SACDR系统的性能影响。主要结论如下:

(1) 典型日逐时性能分析发现, LT-SACDR系统与SACDR参考系统相比, 其可以在较低的发生温度下运行(328.09K-331.88K)。在典型日, LT-SACDR系统中吸收子系统全天运行时间段为7:00时-17:00时, 共10h, 高于参考系统吸收子系统的运行时间(5h)。此外, 新系统相较于参考系统在COP、能源利用率、太阳能-冷能量效率方面也具有显著优势。因此证明了LT-SACDR系统具有节能和可以扩大温度利用区间的优势, 提高了太阳能利用率。

(2) 随着发生压力的增大, LTAR子系统耗电量、中间循环水的能量和熵下降, LT-SACDR系统的能源利用率、熵效率、太阳能-冷能量效率和太阳能-冷熵效率也随之降低。当发生压力当发生压力从0.90kPa增加到4.70kPa时, LTAR子系统的COP和熵效率是非单调的, 其先上升后下降, 发生压力为1.22kPa时COP达到最高, 为0.75, 而熵效率在发生压力为3.90kPa时达到最大, 为36.43%。

参考文献

- [1] 崔炜, 满延春, 杨汝岱. 中国地区经济增长、能源消费结构与“碳中和” [J]. 消费经济: 1-17.
- [2] CUI W, MAN Y, YANG R. Regional economic growth, energy consumption structure and "carbon neutrality" in China [J]. Consumption Economy: 1-17.
- [3] 朱维群, 王倩. 碳中和目标下的化石能源利用新技术路线开发 [J]. 发电技术, 2021, 42(1): 3-7.
- [4] ZHU Weiqun, WANG Qian. Development of New Technological Routes for Fossil Energy Utilization Under the Goal of Carbon Neutral[J]. Power Generation Technology, 2021, 42(1): 3-7.
- [5] 张昕宇, 边萌萌, 李博佳, 何涛, 王敏, 黄祝连, 张磊. 建筑太阳能热利用技术研究进展与展望 [J]. 建筑科学, 2022, 38(10): 268-274.
- [6] ZHANG X, BIAN M, LI B, HE T, WANG M, HUANG Z, ZHANG L. Research progress and prospect of building solar thermal utilization technology [J]. Building Science, 2022, 38(10): 268-274.
- [7] 赵春生, 杨君君, 王婧, 等. 燃煤发电行业低碳发展路径研究 [J]. 发电技术, 2021, 42(5): 547-553.
- [8] ZHAO Chunsheng, YANG Junjun, WANG Jing, et al. Research on Low-carbon Development Path of Coal-fired

- Power Industry[J]. Power Generation Technology, 2021, 42(5): 547–553.
- [5] Kohlenbach P, Jakob U. Solar cooling: the earthscan expert guide to solar cooling systems. 1st ed. UK: Taylor & Francis Ltd; 2014.
- [6] Ali A H H, Noeres P, Pollerberg C. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide water absorption chiller [J]. Solar Energy, 2008, 82(11): 1021–1030.
- [7] 高小童, 秦志龙, 高新宇. 含海上风电-光伏-储能的多能源发输电系统可靠性评估 [J]. 发电技术, 2022, 43(4): 626–635.
- GAO Xiaotong, QIN Zhilong, GAO Xinyu. Reliability Evaluation of Multi-Energy Generation and Transmission System With Offshore Wind Power-Photovoltaic-Energy Storage[J]. Power Generation Technology, 2022, 43(4): 626–635.
- [8] Venegas M, Rodríguez-Hidalgo M C, Salgado R, Lecuona A, Rodríguez P, Gutiérrez G. Experimental diagnosis of the influence of operational variables on the performance of a solar absorption cooling system [J]. Applied Energy, 2011, 88(4): 1447–1454.
- [9] Chinnappa J C V, Crees M R, Srinivasa Murthy S, Srinivasan K. Solar-assisted vapor compression-absorption cascaded air-conditioning systems [J]. Solar Energy, 1993, 50(5): 453–458.
- [10] Kairouani L, Nehdi E. Cooling performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(2): 288–294.
- [11] He H, Wang L, Yuan J, Wang Z, Fu W, Liang K. Performance evaluation of solar absorption compression cascade refrigeration system with an integrated air-cooled compression cycle [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 201: 112153.
- [12] 王泽众, 黄平瑞, 魏高升, 等. 太阳能热发电固-气两相化学储热技术研究进展 [J]. 发电技术, 2021, 42(2): 238–246.
- WANG Z Z, HUANG P R, WEI G S, et al. Research Progress of Solid-Gas Two-Phase Chemical Heat Storage Technology for Solar Thermal Power Generation[J]. Power Generation Technology, 2021, 42(2): 238–246.
- [13] Jain V, Sachdeva G, Kachhwaha S S. Comparative performance study and advanced exergy analysis of novel vapor compression-absorption integrated refrigeration system [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 172: 81–97.
- [14] Xu Y, Jiang N, Wang Q, Chen G. Comparative study on the energy performance of two different absorption-compression refrigeration cycles driven by low-grade heat [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 33–41.
- [15] Price G A, Barlaz M A, Hater G R. Nitrogen management in bioreactor landfills [J]. Waste Management, 2003, 23(7): 675–688.
- [16] 谢明熹, 柴少伟, 代彦军. 真空管内聚光集热器光学性能研究 [J]. 工程热物理学报, 2022, 43(10): 2612–2622 %@ 0253–231X %L 11–2091/04 %W CNKI.
- XIE M, CHAI S, DAI Y. Study on optical properties of concentrator in vacuum tube [J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(10): 2612–2622 %@ 0253–231X %L 11–2091 / 04% CNKI.
- [17] 袁铁江, 杨洋, 董力通. 与典型日负荷匹配的风电出力场景构建方法 [J]. 电力建设, 2022, 43(11): 132–141.
- YUAN Tiejiang, YANG Yang, DONG Litong. Construction method of wind power output scenario matching with typical daily load[J]. Electric Power Construction, 2022, 43(11): 132–141.
- [18] Xu Y, Jiang N, Wang Q, Chen G. Comparative study on the energy performance of two different absorption-compression refrigeration cycles driven by low-grade heat [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 33–41.
- [19] 邓辉, 李清, 唐巍, 等. 一种新型增压风机与传统增压风机经济性比较 [J]. 电力科技与环保, 2020, 36(3): 48–52.
- DENG Hui, LI Qing, TANG Wei, et al. Economic comparision between a new type of blower fan and conventional fan[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2020, 36(3): 48–52.
- [20] 闫庆友, 史超凡, 秦光宇, 等. 基于近端策略优化算法的电化学/氢混合储能系统双层配置及运行优化 [J]. 电力建设, 2022, 43(8): 22–32.
- YAN Qingyou, SHI Chaofan, QIN Guangyu, et al. Research on two-layer configuration and operation optimization based on proximal policy optimization for electrochemical/hydrogen hybrid energy storage system[J]. Electric Power Construction, 2022, 43(8): 22–32.
- [21] 宋梦宇, 王林, 曹艺飞, 等. 太阳能吸收-压缩复

- 叠双温制冷系统特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2021, 42(07):1651–1658.
- SONG M, WANG L, CAO Y, et al. Study on the characteristics of solar absorption–compression cascade double-temperature refrigeration system [J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(07):1651–1658.
- [22] 许传博, 赵云灏, 王晓晨, 等. 碳中和愿景下考虑电氢耦合的风光场站氢储能优化配置 [J]. 电力建设, 2022, 43(1): 10–18.
- XU Chuanbo, ZHAO Yunhao, WANG Xiaochen, et al. Optimal configuration of hydrogen energy storage for wind and solar power stations considering electricity–hydrogen coupling under carbon neutrality vision[J]. Electric Power Construction, 2022, 43(1): 10–18.
- [23] Wang J, Han Z, Liu Y, Zhang X, Cui Z. Thermodynamic analysis of a combined cooling, heating, and power system integrated with full-spectrum hybrid solar energy device [J]. Energy Conversion and Management, 2020: 113596.
- [24] Wang J, Chen Y, Lior N, Li W. Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system integrated with compound parabolic concentrated-photovoltaic thermal solar collectors [J]. Energy, 2019, 185: 463–476.

**作者简介:**

王稳超(1994)男, 硕士, 研究方向: 太阳能溴化锂吸收式制冷。E-mail: 1693776954@qq.com.

王稳超