

文章编号:0254-0096(2020)10-0375-06

新型吸收式与压缩式耦合循环性能研究

孙 健, 马世财, 霍 成, 戈志华, 杜小泽, 杨勇平

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘要: 提出一种将吸收式循环和压缩式循环深度耦合的新型机组, 解决以溴化锂溶液为工质的吸收式制冷机无法制取0℃以下冷却盐水的技术难题。首先分析耦合机组的循环原理, 其次建立各部件数学模型以构建其系统稳态模型, 通过设备仿真揭示耦合循环双相变换热器蒸发冷凝温度、水蒸气压缩机压比和盐水出口温度对制冷机性能的影响规律, 最后与常规电制冷机进行经济性对比。计算结果表明, 耦合循环具有良好的循环性能和经济性, 因而在工业节能减排领域具有较好的应用前景。

关键词: 热泵系统; 余热回收; 吸收式制冷; 耦合系统; 换热器

中图分类号: TK11

文献标志码: A

0 引言

能源与环保是当今世界发展的两大主题。中国工业耗能占据社会总耗能的70%以上, 但能源利用效率仅有33%^[1]。化工、电力和钢铁等主要行业的能耗水平比国际先进水平超出40%以上^[2]。以化工行业为例, 其生产工艺过程存在大量-5~15℃的制冷需求。制取冷却盐水的设备通常为电动制冷机, 由于该方式以高品位的电力作为驱动, 因此运行能耗较高。若采用溴化锂吸收式制冷机, 由于其以水作为制冷剂所以无法制取0℃以下的冷却盐水。

为了提升吸收式制冷机与电动压缩式制冷机的性能和工作范围, 国内外针对2种制冷机的性能对比与组合方式进行研究。陈光明等^[3]和 Bergland^[4]对国内外的吸收式和压缩式制冷机循环进行了综述, 指出目前将吸收式循环与压缩式循环进行复合的方式为在吸收式热泵循环中嵌入蒸汽压缩机以提升热泵的工作范围。Ayala等^[5]将压缩机与溶液吸收循环采用并联的方式进行了实验研究。Kim等^[6]针对多种设置压缩机的三效循环进行对比, 认为可以降低吸收式热泵的发生温度以缓解腐蚀问题。Dixit等^[7]对压缩机置于高压与低压吸收器的吸收式热泵循环进行模拟, 系统的COP可达到0.43。Fukuta等^[8]在单效吸收式循环中的蒸发器和吸

收器之间加入压缩机以降低稀溶液浓度从而提升放气范围。

综上所述, 为了提升吸收式循环的工作范围和性能系数, 研究者采用将压缩机嵌入吸收式循环的方式完成复合式循环, 但采用溴化锂溶液仍无法制取0℃以下冷却盐水。本研究提出一种同时采用吸收式和压缩式独立循环深度耦合的机组^[9]。该深度耦合循环的原理如图1所示, 将吸收式制冷机的蒸发器与电动制冷机的冷凝器合二为一组成双相变换热器, 该设备采用低品位工业废汽驱动, 同时实现吸收式和压缩式循环, 在相同制冷量下由于回收工业余热相比常规电制冷方式可显著节

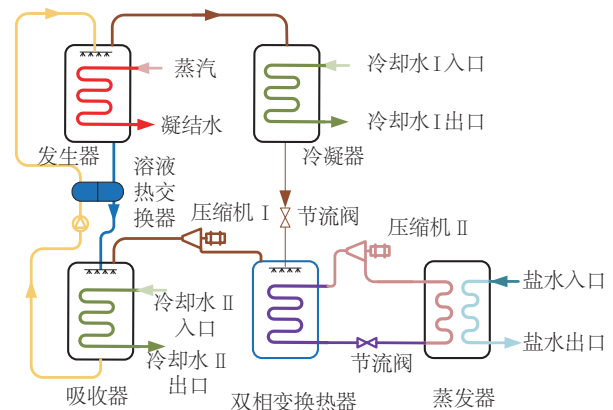


图1 深度耦合循环流程图

Fig. 1 Flow chart of hybrid cycle

收稿日期: 2019-08-01

基金项目: 国家自然科学基金(51606061); 国家重点研发计划(2017YFB0602105)

通信作者: 孙 健(1985—), 男, 博士、副教授, 主要从事工业余热利用热泵技术方面的研究。sunjian@163.net

约运行费用。为提升耦合循环安全运行可靠性,其中吸收式循环以无毒无味的溴化锂水溶液为工质,压缩式循环以常用的安全环保工质 R134a 为工质。

1 深度耦合循环机组数学模型

在深度耦合循环中除采用氟利昂压缩机外,还设置水蒸气压缩机和双相变换热器。由于耦合循环采用品位较低的工业废气余热驱动,所以其吸收式循环中浓溶液的浓度较低,为了保证稀溶液与浓溶液之间存在稳定运行所需的浓度差,通过设置水蒸气压缩机以提升吸收器的冷剂蒸汽压力进而降低稀溶液的浓度。建立系统模型步骤为:首先,对各部件建立能量平衡和质量平衡方程;其次,建立水蒸气压缩机和氟利昂压缩机模型;最后,联立方程组进行求解获得各部件的进出口参数。方程组的求解采用 EES 软件(engineering equation solver)完成^[10]。耦合循环数学模型假设为^[11]:

1)工质的蒸发与冷凝为等压过程,忽略蒸发与冷凝过程压降的影响;

2)节流前后为等焓过程;

3)工质在相变过程以及管道流动过程中与外界无热量交换;

4)压缩过程的循环效率为电机效率、机械效率和等熵效率的乘积,取电机效率为 0.85,机械效率为 0.85,等熵效率为 0.90。

各部件数学模型为:

1)发生器模型:在发生器中蒸汽冷凝释放热量,稀溶液被加热沸腾变成浓溶液并产生冷剂蒸汽,其能量守恒方程为:

$$Q_g = m_d h_d + m_{sol,s} h_{sol,s,in} - m_{sol,w} h_{sol,w,out} \quad (1)$$

式中, Q_g ——发生器负荷, kW; m_{steam} ——余热蒸汽流量, kg/s; h_{steam} 、 h_{con} ——余热蒸汽和凝结水的比焓, kJ/kg; m_d ——冷剂蒸汽流量, kg/s; h_d ——冷剂蒸汽比焓, kJ/kg; $m_{sol,s}$ 、 $m_{sol,w}$ ——浓溶液和稀溶液的质量流量, kg/s; $h_{sol,s,in}$ 、 $h_{sol,w,out}$ ——发生器出口浓溶液和发生器入口稀溶液的比焓, kJ/kg。

2)溶液热交换器模型:

$$m_{sol,s}(h_{sol,s,in} - h_{sol,s,out}) = m_{sol,w}(h_{sol,w,out} - h_{sol,w,in}) \quad (2)$$

式中, $h_{sol,s,out}$ ——溶液热交换器出口浓溶液的比焓, kJ/kg; $h_{sol,w,in}$ ——溶液热交换器入口稀溶液的比焓, kJ/kg。

3)吸收器完成浓溶液吸收经压缩机 I 压缩后的水蒸气的过程,其能量平衡方程为:

$$Q_a = m_d h_{com1,out} + m_{sol,s} h_{sol,s,out} - m_{sol,w} h_{sol,w,in} \quad (3)$$

式中, Q_a ——吸收器负荷, kW; m_{cw2} ——冷却水 2 质量流量, kg/s; $h_{cw2,in}$ 、 $h_{cw2,out}$ ——吸收器进出口冷却水的比焓, kJ/kg; $h_{com1,out}$ ——压缩机 I 出口制冷剂比焓, kJ/kg。

4)冷凝器能量平衡方程为:

$$Q_c = m_d(h_{c,AHP,in} - h_{c,AHP,out}) \quad (4)$$

式中, Q_c ——冷凝器负荷, kW; $h_{cw1,in}$ 、 $h_{cw1,out}$ ——冷凝器进出口冷却水的比焓, kJ/kg; $h_{c,AHP,in}$ 、 $h_{c,AHP,out}$ ——冷凝器进出口的制冷剂比焓, kJ/kg。

5)双相变换热器的换热量:

$$Q_{c-e} = m_r(h_{com2,out} - h_{v,in}) = m_d(h_{com1,in} - h_{c,AHP,out}) \quad (5)$$

式中, Q_{c-e} ——双相变换热器负荷, kW; m_r ——压缩式系统工质质量流量, kg/s; $h_{com2,out}$ 、 $h_{v,in}$ ——双相变换热器进出口工质的比焓, kJ/kg; $h_{com1,in}$ 、 $h_{c,AHP,out}$ ——双相变换热器进出口的制冷剂比焓, kJ/kg。

6)蒸发器能量平衡方程:

$$Q_e = m_r(h_{com2,in} - h_{v,out}) = m_{chw}(h_{chw,in} - h_{chw,out}) \quad (6)$$

式中, Q_e ——蒸发器负荷, kW; m_{chw} ——冷却盐水质量流量, kg/s; $h_{chw,in}$ 、 $h_{chw,out}$ ——蒸发器进出口盐水的比焓, kJ/kg; $h_{v,out}$ 、 $h_{com2,in}$ ——蒸发器进出口的工质比焓, kJ/kg。

7)设定节流前后焓值不变则有:

$$h_{v,in} = h_{v,out} \quad (7)$$

8)压缩机 I 的耗功量:

$$W_I = m_d(h_{com1,out} - h_{com1,in}) \quad (8)$$

式中, W_I ——压缩机 I 的耗功量, kW。

压缩机效率为:

$$\eta = \frac{h_{com1,ins} - h_{com1,in}}{h_{com1,out} - h_{com1,in}} \quad (9)$$

式中, η ——压缩机压缩效率; $h_{com1,ins}$ ——压缩机入口制冷剂等熵压缩后的比焓, kJ/kg。

9)压缩机 II 的耗功量:

$$W_{II} = m_r(h_{com2,out} - h_{com2,in}) \quad (10)$$

式中, W_{II} ——压缩机 II 的耗功量, kW。

压缩机效率:

$$\eta = \frac{h_{com2,ins} - h_{com2,in}}{h_{com2,out} - h_{com2,in}} \quad (11)$$

10)溴化锂溶液质量守恒方程:

$$C_{sol,s} m_{sol,s} = C_{sol,w} m_{sol,w} \quad (12)$$

式中, $C_{sol,s}$ 、 $C_{sol,w}$ ——浓溶液和稀溶液的浓度, %。

2 深度耦合机组性能分析

深度耦合循环的核心部件为双相变换热器与2台压缩机,其中双相变换热器中吸收式循环的蒸发温度与压缩式循环的冷凝温度直接影响吸收式循环与压缩式循环的性能系数,两者温差越小双相变换热器换热过程不可逆损失越小。当冷却盐水出口温度一定时,电动制冷机冷凝温度越低相应氟利昂循环性能系数越高,因此氟利昂压缩机耗功减少,但同时吸收式循环蒸发温度下降导致吸收式循环性能系数减小,因而水蒸气压缩机耗功增加,2个压缩机耗功是此消彼长的制约关系,因此首先分析双相变换热器蒸发与冷凝温度对系统的性能影响规律。由于该制冷机有2个压缩机,所以制冷性能系数的计算公式为:

$$COP = \frac{Q_c}{Ne_{AHP} + Ne_{EHP}} \quad (13)$$

式中, Ne_{AHP} —— 吸收式循环水蒸气压缩机耗电功率, kW; Ne_{EHP} —— 压缩式循环氟利昂压缩机耗电功率, kW。

2.1 双相变换热器蒸发与冷凝温度影响分析

以回收 0.2 MPa 蒸汽废热(过热度为 30 °C)制取(-10 °C 盐水为例,冷却水进出口温度为 30 °C/35 °C,其流量为 20 kg/s,冷却水先进入吸收器后经过冷凝器再通过冷却塔进行散热,盐水进出口温度为-5 °C/-10 °C,先设定双相变换热器换热温差(冷凝与蒸发温度之差)为 2 °C 和水蒸气压缩机压比为 2,吸收式循环工质为溴化锂溶液,压缩式循环工质为 R134a,分析不同蒸发温度与冷凝温度对系统性能影响,结果如图 2 所示。由于设定双相变换热器冷凝温度与蒸发温度温差为 2 °C,当

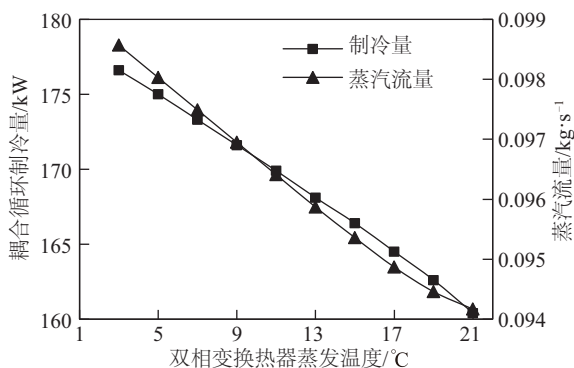


图2 系统制冷量和驱动蒸汽流量随蒸发温度变化规律
Fig. 2 Variation of cooling capacity and flow rate of driving steam with evaporation temperature

蒸发温度改变时冷凝温度也随之变化。当蒸发温度上升,压缩式循环冷凝侧与蒸发侧温差增大,所以系统制冷量显著下降,同时吸收式循环受蒸发温度影响,驱动蒸汽流量也随之减小。

如图 3 所示,由于水蒸气压缩机压比取值为 2,其耗功量变化取决于进出口的水蒸气参数,因此变化较小,而氟利昂压缩机耗功量从 18.6 kW 增加到 38.0 kW。由图 4 可知,双相变换热器蒸发温度越低系统的制冷性能系数越高,但蒸发温度的下限取决于吸收式循环蒸发过程,由于以水作为制冷介质,当接近 0 °C 蒸发容易有结冰的危险,所以蒸发温度较佳取值为 3 °C。

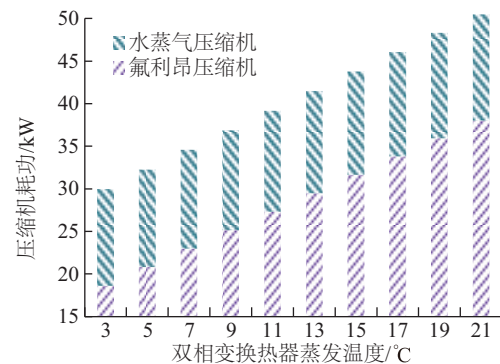


图3 两台压缩机耗功量随蒸发温度变化规律

Fig. 3 Variation of power consumption of compressors with evaporation temperature

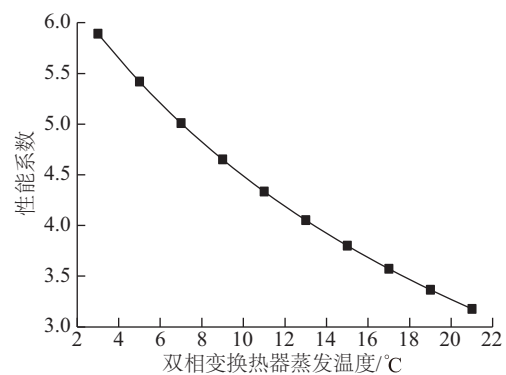


图4 耦合循环性能系数随蒸发温度变化规律

Fig. 4 Variation of COP with evaporation temperature

由图 5 可发现,双相变换热器的蒸发与冷凝温差增大时,由于氟利昂压缩机耗功显著上升导致耦合循环的性能系数有所下降,同时制冷量也呈直线趋势下降。当该温差从 1 °C 增大到 10 °C 后,耦合循环性能系数下降 28.6%,同时制冷量下降 5.3%。

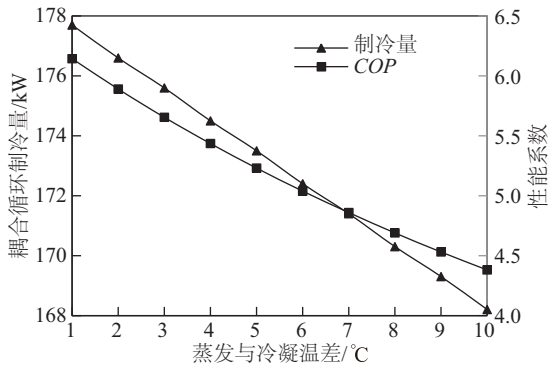


图5 机组制冷量和性能系数随蒸发冷凝温差变化规律

Fig. 5 Variation of unit cooling capacity and COP with temperature difference between evaporation and condensation

2.2 水蒸气压缩机压比对系统性能影响

通过改变水蒸气压缩机的压比可改变吸收式循环内蒸发器和吸收器压力。当压比增加时吸收器压力上升,吸收式循环稀溶液浓度减小,使溶液的放气范围增大,进而提升了吸收式循环的性能,降低了蒸汽的需求量。但压比增大后蒸汽压缩机耗功量显著上升而导致制冷机性能系数下降,取双相变换热器蒸发温度为 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,不同水蒸气压缩机压比机组性能计算结果如图6所示。随着水蒸气压缩机压比的增加,耦合循环性能系数和蒸汽流量下降趋势变缓。需要注意的是,在耦合循环中需根据具体工况设计水蒸气压缩机压比的下限值,保证吸收式循环中稀溶液与浓溶液存在5%以上的浓度差以确保吸收式循环稳定运行。

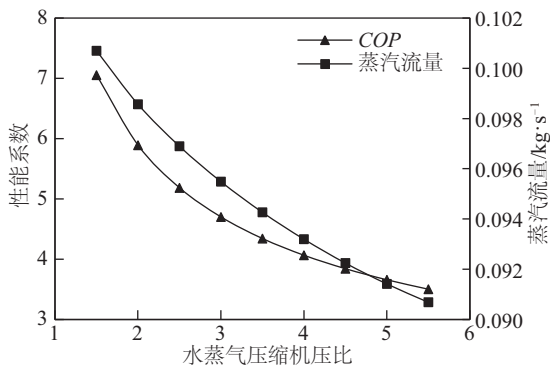


图6 耦合循环性能系数和蒸汽流量随水蒸气压缩机压比变化规律

Fig. 6 Variation of COP and steam flow rate with water compressor pressure ratio

2.3 盐水出口温度对系统性能影响

在实际应用中,不同场合对盐水温度需求不同,随着盐水出口温度的下降,吸收式循环与压缩式循环的性

能均有所减弱,因此耦合循环性能系数也呈近似直线的减弱趋势(如图7所示),盐水出口温度从 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下降到 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,其性能系数从7.1减小到4.8,同时制冷量由于性能系数的减小也由 181.1 kW 减小到 171.0 kW 。

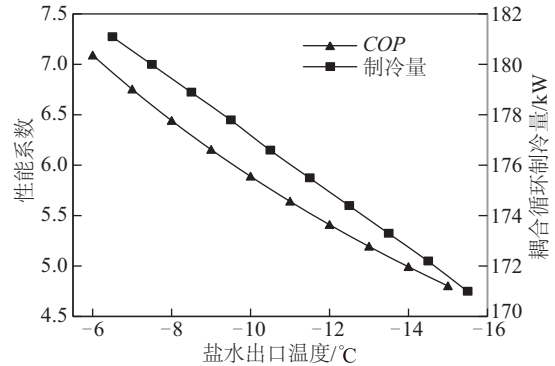


图7 耦合循环性能系数和制冷量随盐水出口温度变化

Fig. 7 Variation of COP and cooling capacity of coupled refrigerator with outlet temperature of brine

与现有电动制冷机相比,耦合循环采用深度耦合方式回收工业废汽实现低温制冷进而显著降低了耗电量。回收 0.2 MPa 的工业废气,同时冷却水进出口温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}/35\text{ }^{\circ}\text{C}$,不同冷却盐水出口温度时耦合循环与常规电制冷机性能系数对比如图8所示。计算结果表明耦合循环的性能系数在不同盐水出口温度下高于常规电动制冷机80%以上。

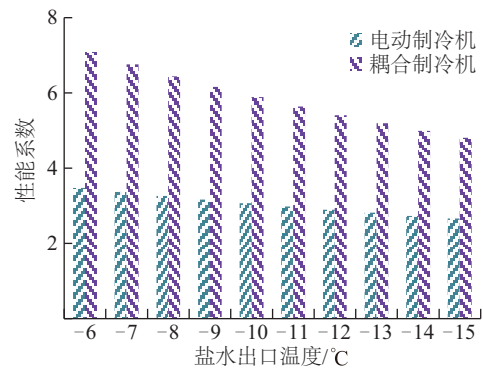


图8 性能系数随盐水出口温度变化

Fig. 8 Variation of COP with outlet temperature of brine

3 耦合循环机组经济性评价

以制冷量 1 MW 为例,将耦合循环与常规电制冷机经济性进行比较,盐水的进出口温度为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}/-10\text{ }^{\circ}\text{C}$,回收 0.2 MPa 的工艺废蒸汽,年运行时间为10个月,其中吸收式设备投资按 0.6 元/W (制冷量),压缩式设备按 0.5 元/W (制冷量),水蒸气压缩机按 1.5 元/W (功率)。两者经济性对比如表1所示,其中工业电价

按 0.8 元/kWh 计算。由表 1 可知,将吸收式与压缩式深度耦合后系统的性能系数显著提升,相比现有制冷机回收工业废热同时大幅降低了运行费用,采用耦合循环的投资回收期为不到 1 a,具有显著的技术优越性。

表 1 耦合循环机组与常规电制冷机经济性比较

Table 1 Economic comparison between hybrid cycle and conventional unit

参数	耦合循环	常规电制冷
性能系数	5.8	3.1
年耗电量/万 kWh	119	234
年运行费/万元	95	187
设备投资/万元	130	50

4 结 论

工业耗能占据社会总耗能 70%以上,但大量低品位废热未被利用因此能源利用效率较低。本研究提出一种新型耦合循环,其将吸收式循环与压缩式循环进行深度耦合,相比现有组合方式显著提升了其工作范围和性能系数,通过建立完整数学模型分析关键参数对耦合循环系统性能的影响,并与常规制冷机进行经济性评价,具体结论如下:

1)采用 2 台压缩机和双相变换热器的耦合循环相比现有制冷机显著提升了制冷机的工作范围和性能系数,采用安全环保的溴化锂溶液为工质时可高效制取 0℃以下盐水满足生产工艺需求。

2)耦合循环设置 2 个压缩机,增大水蒸气压缩机压比时吸收式循环性能提升,进而减少蒸汽流量但压缩机耗功增加;增大氟利昂压缩机压比时同样提升了吸收式循环的蒸发温度,进而提升了吸收式循环性能,但其自身耗功增加。

3)双相变换热器的蒸发与冷凝温度高低对耦合循环性能具有显著影响,当两者温度升高时,吸收式循环由于蒸发温度上升进而性能提升,但在压缩式自身循环中由于蒸发与冷凝温差增大而导致性能下降。当冷却水进出口温度为 30℃/35℃时回收 0.2 MPa 的工业废气,双相变换热器的推荐蒸发和冷凝温度分别为 3℃和 5℃。

4)与常规电制冷机相比,耦合循环的经济性优势较为显著,盐水的进出口温度为 -5℃/-10℃,同时冷却水进出口温度为 30℃/35℃,耦合循环的性能系数相比常规制冷机提升了 91.7%,投资回收期为 1 a,具有较好的市场推广应用前景。

[参考文献]

- [1] 连红奎,李艳,束光阳子,等.我国工业余热回收利用技术综述[J].节能技术,2011,29(2):123-133.
LIAN H K, LI Y, SHU G Y Z, et al. An overview of domestic technologies for waste heat utilization[J]. Energy conservation technology, 2011, 29 (2) : 123-133.
- [2] 何雅玲.工业余热高效综合利用的重大共性基础问题研究[J].科学通报,2016,61(17):1856-1857.
HE Y L. Study on the significant common basic problems of efficient and comprehensive utilization of industrial waste heat[J]. Chinese science bulletin, 2016, 61(17): 1856-1857.
- [3] 陈光明,石玉琦.吸收式制冷(热泵)循环流程研究进展[J].制冷学报,2017,38(4):1-22.
CHEN G M, SHI Y Q. Research progress in absorption refrigeration cycle[J]. Journal of refrigeration, 2017, 38 (4): 1-22.
- [4] BERGLAND M G. Optimizing the compression/absorption heat pump system at high temperatures [R]. NILU Brage, 2015.
- [5] AYALA R, HEARD C L, HOLLAND F A. Ammonia/lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation [J]. Applied thermal engineering, 1997, 17(3): 223-233.
- [6] KIM J S, ZIEGLER F, LEE H. Simulation of the compressor assisted triple-effect H₂O/LiBr absorption cooling cycles [J]. Applied thermal engineering, 2002, 22(3): 295-308.
- [7] DIXIT M, ARORA A, KAUSHIK S. Thermodynamic and ther-moeconomic analyses of two stage hybrid absorption compression refrigeration system [J]. Applied thermal engineering, 2017, 113: 120-131.
- [8] FUKUTA M, YANAGISAWA T, IWATA H, et al. Performance of compression/absorption hybrid refrigeration cycle with propane/mineral oil combination [J]. International journal of refrigeration, 2002, 25 (7): 907-915.
- [9] 孙健,戈志华,杜小泽,等.一种高效工业余热回收变负荷冷热水机组:中国,ZL201910089196.9[P]. 2019-01-30.
SUN J, GE Z H, DU X Z, et al. High- efficiency industrial waste heat recovery unit with variable heating and cooling load: PRC patent, ZL201910089196.9[P]. 2019-01-30.

- [10] KLEIN S, NELLIS G. Thermodynamics[M]. Cambridge University Press, 2012.
- [11] 孙健, 董小波, 戈志华, 等. 余热回收型高温热泵非共沸工质循环性能研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(9): 1949-1957.
- SUN J, DONG X B, GE Z H, et al. Study on cycle performance of non-azeotropic mixed working fluid in high temperature heat pump for heat recovery[J]. Journal of engineering thermophysics, 2019, 40(9): 1949-1957.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A NEW HYBRID UNIT COMBINED WITH ABSORPTION AND COMPRESSION CYCLES

Sun Jian, Ma Shicai, Huo Cheng, Ge Zhihua, Du Xiaoze, Yang Yongping

(School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: A new hybrid cycle is presented here, which combines absorption and compression cycles at the same time. This hybrid unit could meet different cooling requirements by using lithium bromide solution and Freon. The mathematical model of hybrid unit is built firstly, and influence on *COP* caused by temperatures of double phase change heat exchanger, pressure ratio of steam compressor, outlet temperature of cooling water are analyzed. The analysis results indicate that the hybrid unit has very good cycle performance and economics, which shows that it could be quite promising for industrial heat recovery due to obvious advantages.

Keywords: heat pump systems; heat recovery; absorption cooling; hybrid systems; heat exchangers