

引用格式:井广宁. 低品位余热回收高温热泵系统能效分析[J]. 有色设备, 2024, 38(4): 92-98.

JING Guangning. Energy efficiency analysis of high temperature heat pump system for low grade waste heat recovery[J]. Nonferrous Metallurgical Equipment, 2024, 38(4): 92-98.

低品位余热回收高温热泵系统能效分析

井广宁

(矿冶科技集团有限公司 工程公司, 北京 100160)

[摘要] 针对矿山行业的冶炼厂低品位的热水,如设备的冷却循环水、矿井井下涌水等,本文采用单级和两级蒸气压缩高温热泵系统进行余热回收,建立了系统热力性能计算模型,并对2种系统能效进行了分析比较。结果表明,系统性能系数(COP)受冷凝器出口温度、冷凝器进口温度、窄点温度、等熵效率等因素影响显著,两级蒸气压缩热泵系统(TS)的性能优于单级蒸气压缩热泵系统(SS),在热水进口温度85℃、出口温度115℃时,TS系统相对于SS系统COP提升幅度为22.60%,在等熵效率为0.7时,TS系统COP比SS系统COP提高了21.07%。

[关键词] 冶炼厂; 余热回收; 蒸气压缩; 高温热泵; 能效; 两级压缩

[中图分类号] TU83; TD727 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1003-8884(2024)04-0092-07

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2024.04.014

0 引言

热泵作为一种热的“开采技术”,可以通过电输入将低品位的热(工业废热、可再生能源等)转化为更高品位的传热流体(通常是水或空气)^[1]。热泵广泛应用于工业加热、干燥、清洗等领域^[2],对于高温制热需求,对于实际应用或市场上使用的高温高压系统,单级蒸气压缩热泵系统(SS)是主要的系统配置,各个行业的热需求温度范围也不尽相同。然而,中国工业余热资源的回收率仅为30%左右^[3-5]。利用高温热泵(HTHP)对工业余热进行回收和改造,可以生产出优质的工业用高温流体^[6]。这是减少传统化石能源消耗的有效途径,实现了分级利用能源,减少碳排放^[7]。

人们对热泵系统在油田采热水中的应用进行了大量的研究工作。Gu等^[8]提出了一种利用油田循环水替代油田加热炉的热泵系统。结果表明,与加热炉相比,能效比(EER)为4.67的热泵系统可节约能源成本20%以上。Cao等^[9]将油田废水中的热量作为热源回收到不同的热泵系统中,其中废水的平均温度为45℃,热泵系统产生的热水温度高达

95℃。然而,由于SS热泵在大温度升程情况下压缩机的压比达到5以上,给SS压缩的稳定运行带来了一定的困难^[10-11]。同时,在非常低的环境温度下,空气源热泵的性能会大大恶化,从而限制了应用。环境温度越低,性能系数(COP)越低,输出热量越差,压缩机排气温度越高。因此,需要开发在非常低的环境温度下运行更高效的热泵。目前,补气增焓技术可使空气源热泵能够在非常低的环境温度下运行,然而,热泵系统的蒸发器和冷凝器的温差升高会导致高压比^[12],无法解决供热能力不足的问题。

1 两级蒸气压缩高温热泵系统的研究现状

在寒冷气候条件下,改善空气源热泵性能的有效方法是采用两级蒸气压缩循环,其中使用2台压缩比相对较低的压缩机,并使用中间冷却器。通过这种方式,热泵可以在蒸发器和冷凝器之间温差较大的条件下更有效地运行,从而在非常寒冷的气候下提高其COP。两级蒸气压缩可以有效解决压缩比较高、耗功量较大的问题。大量研究表明,相对于SS,TS具有更好的热力学性能。Lee等^[13]对比了SS热泵的季节特性评价,结果显示调整后的TS喷射热泵的季节COP比SS高1.4%。Mateu-royo等^[14]提出了不同系统结构的SS和TS循环,结果表

[收稿日期] 2024-05-25

[第一作者] 井广宁(1987—),男,河北沧州人,高级工程师,硕士,主要从事暖通与热工工程设计工作。

明,TS 在高于 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高温提升下具有显著的潜力。Liu 等^[15]为提高系统效率,提出了一种基于两级压缩的空气源热泵,仿真结果表明,该热泵在寒冷的冬季条件下具有良好的性能,在环境温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时 COP 达到 2.4。Jiang 等^[16]在前人研究的基础上推导了两级热泵系统的模型,其建模表明,增加级间过冷度可以增加热泵循环的 COP。研究表明,对于两级压缩空气源热泵,优化低级和高级压缩机的压缩比对于获得更好的性能至关重要^[17-18]。Ayoub 等^[19]研究了两级压缩配置的热泵,使用纯制冷剂(氨)和共沸混合物(氨/水)作为工作流体,同时为原料奶的巴氏杀菌提供加热和冷却。与传统的氨热泵相比,两级氨/水热泵系统可更高效地运行,从而降低了系统部件的成本,特别是压缩机的成本。Jin 等^[20]研究了采用 R410A 制冷剂进行级间引射的两级压缩热泵系统,结果发现热量输出可提高 15%,COP 可提高 12%。

制冷剂的选择和热泵系统的设计对于实现节能和环保都很重要^[21]。制冷剂的性质不仅决定了蒸气压缩热泵的性能,也影响了其对环境的影响^[22]。制冷剂选择的原则应优先考虑制冷剂的全球变暖潜能值(GWP)和臭氧消耗潜能值(ODP),以保护环境^[23-24]。《蒙特利尔议定书》基加利修正案^[25]对氢氟碳化物的生产和消费进行了规范,并依法减少和控制氢氟碳化物。因此,低 GWP 制冷剂得到了广泛的讨论和研究^[26-27]。Mateu-royo 等^[28]采用正戊烷、R600、R1233zd(E)和 R1336mzz(Z)代替 R245fa,对 5 种蒸气压缩系统布局的性能进行了评价。Wu 等^[29]研究了以水为工质的高温热泵性能,

结果表明,冷凝温度最高可达 $150\text{ }^{\circ}\text{C}$,COP 为 1.96。Yan 等^[30]对以 R1234ze(E)为制冷剂的水源热泵进行了模拟、搭建和试验,COP 可达 3.5。Mateu-royo 等^[31]展示了 HTHPs 联合区域供热网络的潜力,并评估了低 GWP 制冷剂的性能,结果表明,R1234ze(E)、R290 和 R1234yf 是理想的工质。Zhang 等^[32]对 6 种制冷剂进行了热力学理论研究,结果表明 R1234ze(Z)具有更好的热力学性能。Jiang 等^[33]对 HTHP 装置中 R1233zd(E)的理论特性进行了评估,得出基于 R1233zd(E)的 HTHP 换热器的性能可以得到显著提升。

显然,两级蒸气压缩热泵系统(TS)能有效降低排气温度,同时提升系统能效比^[34]。我国工业大量的余热资源没有得到有效的利用。对于矿山行业冶炼厂,其低品位的热源较多,如冷却循环水、矿井井下涌水、矿井通风出来的空气等。利用高温热泵对工业余热进行回收,可以生产出高温热水或蒸气等工业用热^[35]。R1234ze(Z)制冷剂的使用不仅有利于环境效益而且可以进一步提高系统性能。

因此,本文基于矿冶工厂对制热的需求,对采用工质 R1234ze(Z)的单级和两级蒸气压缩水源热泵余热回收系统的性能进行了分析,为矿冶工厂的低碳制热提质增效提供理论参考。

2 系统介绍

2.1 单级蒸气压缩高温热泵系统

图 1(a)描述了传统的单级蒸气压缩高温热泵系统(SS)的配置。工质在蒸发器中吸热蒸发,蒸发后的工质进入压缩机被压缩为高温高压工质,之

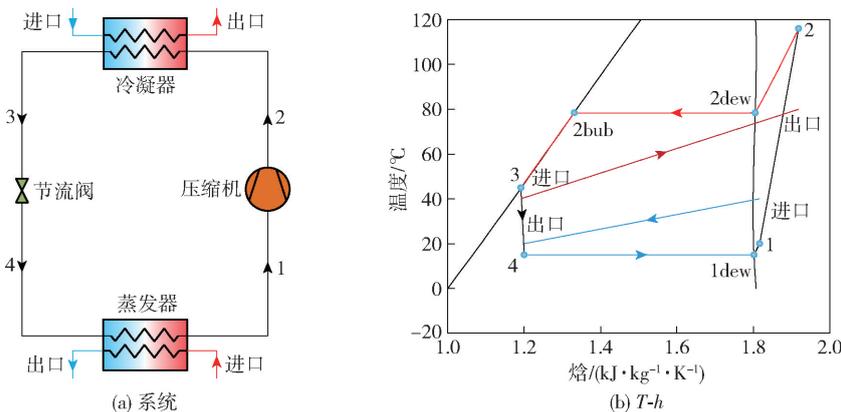


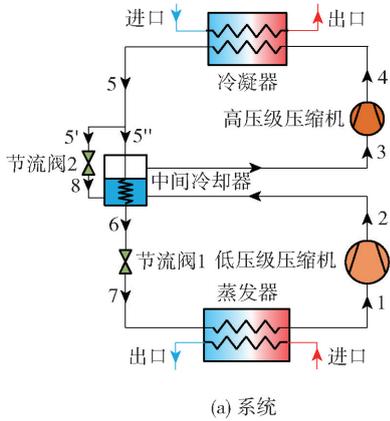
图 1 单级压缩系统(SS)

Fig. 1 Single-stage compression system (SS)

后进入冷凝器加热循环水,工质释热变为过冷液。过冷液进入节流阀降压变成两相流体,最后流入蒸发器吸收余热变为过热气进入压缩机,继续循环。

2.2 两级蒸气压缩高温热泵系统

图2(a)为两级蒸气压缩高温热泵系统(TS)。高压级压缩机出口的蒸气进入冷凝器,将热量释放到水中,冷凝器出口的工质被分离成两股流体,



第一股流体流经节流阀2,节流后变为低温低压的工质,第二股流体流入中间冷却器,然后第二股流体被第一股节流后的低温低压流体冷却,冷却后流入节流阀1节流,接着进入蒸发器吸收余热热源的热量变为过热气被低压级压缩机吸入,最后低压级压缩机出口蒸气进入中间冷却器被第一股节流冷却,冷却后的蒸气进入高压级压缩机,完成循环。

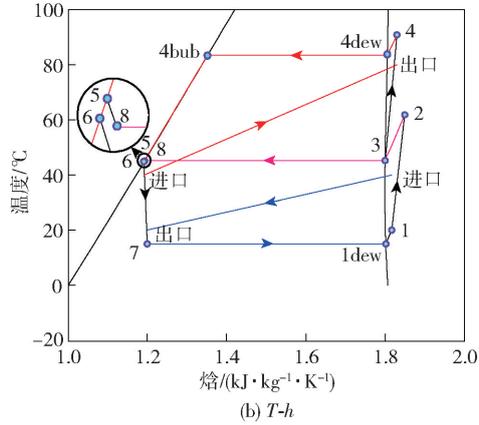


图2 两级压缩系统(TS)

Fig. 2 Two-stage compression system (TS)

3 热力性能模型

3.1 模型假设

模型的假设和边界条件如下。

- 1) 高温热泵系统在稳定状态下运行^[36]。
- 2) 忽略热交换器和管道中的压降和热损失^[37]。
- 3) 蒸发器和冷凝器中的窄点温差设定为 5 °C^[38]。
- 4) 蒸发器出口处的过热度固定为 5 °C^[39]。
- 5) 低压级压缩机的工质质量流量设定为 1 kg/s。
- 6) 高压级压缩机吸气温度比中间冷却器流饱和温度高 2 °C。

蒸发器和冷凝器中的换热流体均为水,供水温度在 85 ~ 115 °C,回水温度为 50 °C。流体热物性和输运性质由 REFPROP 10.0 获得^[40]。

3.2 热力性能计算模型

基于上述假设和热力学第一定律,可以得到高温热泵系统各个部件的能量方程见式(1)。

$$Q_{\text{output}} = W + \sum m_{\text{out}} h_{\text{out}} - \sum m_{\text{in}} h_{\text{in}} \quad (1)$$

式中: Q_{output} 为净输出热量,kW; W 为净输出功,kW;

m_{out} 为出口流体的质量流量,kg/s; m_{in} 为进口流体的质量流量,kg/s; h_{out} 为出口流体的焓,kJ/kg; h_{in} 为进口流体的焓,kJ/kg。

对于两级压缩系统,系统制热量可表示为式(2)。

$$Q_H = m(h_4 - h_5) \quad (2)$$

式中: Q_H 为系统制热量,kW; h_4 、 h_5 分别为4、5点处流体的焓,kJ/kg。

系统压缩机低压级耗功和高压级耗功可通过式(3)、式(4)分别进行计算。

$$W_{\text{Comp},l} = m(h_2 - h_1) \quad (3)$$

式中: $W_{\text{Comp},l}$ 为低压级压缩机的耗功,kW; h_1 、 h_2 分别为1、2点处流体的焓,kJ/kg。

$$W_{\text{Comp},h} = m(h_4 - h_3) \quad (4)$$

式中: $W_{\text{Comp},h}$ 为高压级压缩机的耗功,kW; h_3 为3点处流体的焓,kJ/kg。

系统总耗功可通过式(5)计算得出。

$$W_{\text{Comp}} = W_{\text{Comp},l} + W_{\text{Comp},h} \quad (5)$$

式中: W_{Comp} 为压缩机总耗功,kW。

系统 COP 计算通过总制热量与总压缩机功率消耗之比来表示,见式(6)。

$$COP = \frac{Q_H}{W_{Comp}} \quad (6)$$

COP 提升率通过 TS 和 SS 系统的 COP 之差与 SS 系统 COP 之比来表示,见式(7)。

$$\eta_{COP} = (COP_{TS} - COP_{SS}) / COP_{SS} \quad (7)$$

4 结果分析

4.1 模型验证

为了验证本模型的准确性,将本文 SS 系统模型

计算得到的 COP 与文献^[41]中 SS 系统的结果进行比较,具体数值如表 1 所示。相对偏差(RD)定义为式(8)。

$$RD = \frac{COP_{cal} - COP_{ref}}{COP_{cal}} \quad (8)$$

式中: COP_{cal} 为本文计算值; COP_{ref} 为文献结果。

通过计算相对误差为 0.04% ~ 0.84%,计算结果与文献结果吻合较好,表明本文模型准确可靠。

表 1 本文模型计算结果与文献^[41]数据的相对偏差

Table 1 The relative deviation between the calculated results of the model in this paper and the data in Ref. ^[41]

系统名称	$T_{sink,in}$	$T_{sink,out}$	$T_{source,in}$	$T_{source,out}$	T_{lift}	COP_{ref}	COP_{cal}	$RD/\%$
Kobe Steel Kobelco SGE 120 (R245fa)	20	120	65	60	55	3.5	3.497	-0.098
			55	50	65	3.1	3.108	0.250
			45	40	75	2.7	2.693	-0.241
			35	30	85	2.3	2.303	0.145
Ochsner IWWDS ER3c4 (R245fa)	20	85	45	40	40	3.7	3.709	0.234
			65	60	25	5.8	5.828	0.480
			105	50	45	2.7	2.692	-0.310
Combitherm HWW (R245fa)	20	100	50	45	50	3.4	3.401	0.042
Ochsner IWWDS ER3b (R245fa)	20	105	50	45	55	2.7	2.692	-0.310
Star Refrigeration Neatpump (R717)	20	90	40	35	50	3.0	3.015	0.516
			55	50	35	4.0	4.033	0.836
			60	55	30	5.0	4.959	-0.815
GEA Grasso FX P (R717)	20	80	35	30	45	5.0	5.006	0.118
Johnson Controls SABROE Heat-PAC HPX (R717)	70	90	39	34	51	4.0	4.004	0.101

4.2 功耗分析

SS 和 TS 系统的 COP 如图 3 和图 4 所示,图 3 为冷凝器出口热水温度从 85 °C 提高到 115 °C 的系统 COP 变化情况。随着冷凝器出口热水温度增加,工质冷凝温度和冷凝压力增大,压缩机压缩比增大,耗功量增加,使 SS 和 TS 系统的 COP 均呈下降趋势,其中 TS 系统的 COP 始终高于 SS 系统,TS 系统的 COP 最高为 3.80。并且随着冷凝器侧出口水温的增加, COP 提升率更加显著,在冷凝器进口温度 50 °C,冷凝器出口温度为 115 °C 时,TS 系统相对于 SS 系统提升幅度最高,为 19.14%。

从图 4 可以看出,随着冷凝器侧进口热水温度的增加,冷凝器侧出口工质温度增大,节流损失增多使 SS 和 TS 系统的 COP 均呈下降趋势,但 TS 系统

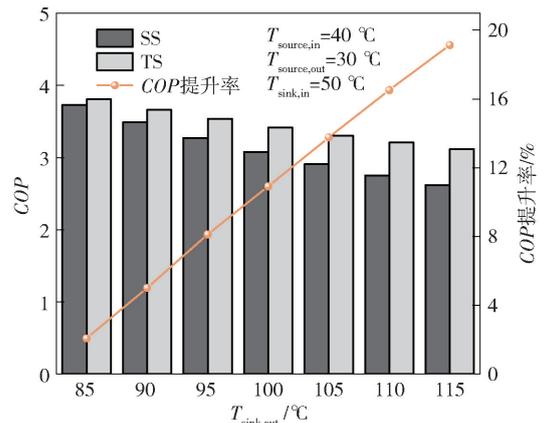


图 3 COP 随冷凝器侧出口热水温度的变化

Fig. 3 The change in COP with the temperature of the hot water at the outlet of the condenser

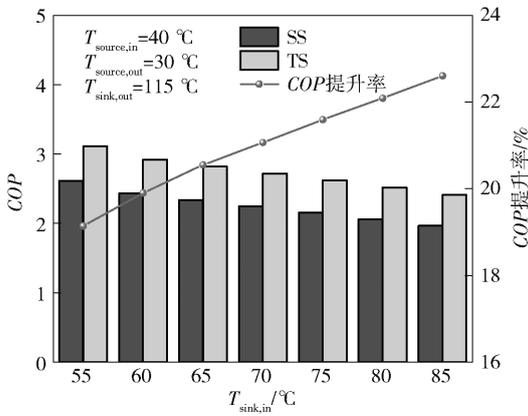
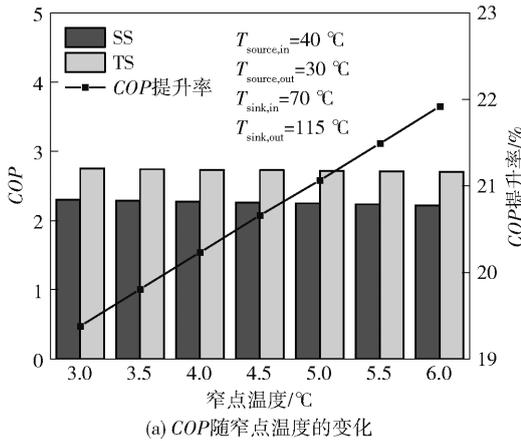


图4 COP随冷凝器侧进口热水温度的变化

Fig.4 COP varies with the temperature of the hot water at the inlet of the condenser

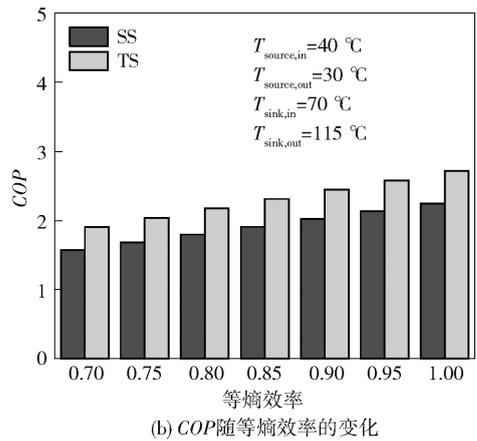


(a) COP随窄点温度的变化

的性能优于SS系统,并且随冷凝器侧进口热水温度的增加,COP增幅逐渐增大,在冷凝器进口温度85℃,出口温度115℃时,TS系统相对于SS系统COP提升幅度为22.60%。

综上所述,在本研究设定的全工况范围内,TS系统COP值更大,性能更优,这是由于TS系统的压缩比远小于SS系统,从而耗功减小,COP增大。

图5显示了COP随窄点温度和等熵效率的变化。从图5(a)可知,随着窄点温度的增加,SS和TS系统COP均逐渐下降,窄点温度从3℃增加到6℃,SS系统COP降低了3.73%,TS系统降低了1.68%,当窄点温度为6℃时,TS系统比SS系统COP高21.92%。由图5(b)可知,SS和TS系统COP均随等熵效率的增加而增加,在等熵效率为0.7时,TS系统COP比SS系统COP提高了21.07%。



(b) COP随等熵效率的变化

图5 运行参数对高温热泵系统性能的影响

Fig.5 Influence of operation parameters on the performance of high temperature heat pump system

5 结论

本文基于矿山工厂对低品位热源回收利用的需求,对单级蒸气压缩高温热泵系统(SS)和两级蒸气压缩高温热泵系统(TS)的制热性能进行了对比分析,结论如下。

1)SS和TS系统均可对冶炼厂的低品位余热进行高效利用,其中TS系统的性能优于SS系统,在冷凝器进口温度50℃,冷凝器出口温度为115℃时,TS系统比SS系统COP高19.14%。

2)SS和TS系统的COP均受冷凝器进口温度的影响,TS系统在不同冷凝器进口温度下的性能均优于SS系统,冷凝器出口温度115℃时,TS系统相对于SS系统COP提升幅度为22.60%。

3)TS系统COP随着窄点温度的增加而减小,随着等熵效率的增加而增加。在等熵效率为0.7时,TS系统COP比SS系统COP提高了21.07%。

[参考文献]

[1] DEYMI-DASHTEBAYAZ M, VALIPOUR-NAMANLO S. Thermoeconomic and environmental feasibility of waste heat recovery of a data center using air source heat pump[J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 219: 117-26.

[2] ARPAGAUS C, BLESS F, UHLMANN M, et al. High temperature heat pumps: market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials [J]. Energy, 2018, 152: 985-1010.

[3] HE YL. Study on major common basic problems of efficient comprehensive utilization of industrial waste heat[J]. Chinese Science Bulletin, 2016, 61(17): 1856-1857.

- [4] YANG A, JIN S, SHEN W, CUI P, et al. Investigation of energy-saving azeotropic dividing wall column to achieve cleaner production via heat exchanger network and heat pump technique[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2019, 234: 410–22.
- [5] 赵鹏飞, 殷书岩. 难处理金矿氧压预浸工艺余热回收系统研究[J]. *绿色矿冶*, 2023, 39(3): 26–30.
- [6] 王永菲. 有色矿山喷油螺杆式空压机余热回收的设计应用探讨[J]. *有色冶金节能*, 2017, 33(4): 31–33, 42.
- [7] WU D, HU B, WANG RZ. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants[J]. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 2021, 138: 110571.
- [8] GU Z, QIU J, LI Y, CAI G. Heat pump system utilizing produced water in oil fields[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(15): 1959–1970.
- [9] CAO XQ, YANG WW, ZHOU F, et al. Performance analysis of different high-temperature heat pump systems for low-grade waste heat recovery[J]. *Application Thermal Engineering*, 2014, 71(1): 291–300.
- [10] 解增光. ISP 密闭鼓风机冶炼过程中的余热综合利用[J]. *有色矿冶*, 2018, 34(5): 30–35.
- [11] KONDOU C, KOYAMA S. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 53: 126–141.
- [12] H CEYLAN, Review on the two-stage vapor injection heat pump with a flash tank[J]. *Engineering Science and Technology*, 2023, 54: 101583.
- [13] LEE SH, JEON Y, KIM B, et al. Simulation-based comparative seasonal performance evaluation of single-stage heat pump and modulated two-stage injection heat pump using rotary compressors with various cylinder volume ratios[J]. *Application Thermal Engineering*, 2019, 159: 113892.
- [14] MATEU-ROYO C, ARPAGAUS C, MOTA-BABILONI A, et al. Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: a comprehensive study[J]. *Energy Conversion Management*, 2021, 229: 113752.
- [15] J LIU, L ZHOU, J CHENG, et al. A novel two-stage compression air-source heat pump cycle combining space heating, cooling, and domestic hot water production[J]. *Energy Build*, 2023, 285: 112863.
- [16] S JIANG, S. WANG, X. JIN, et al. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 51: 88–102.
- [17] H W Jung, H Kang, W J Yoon, Y Kim, Performance comparison between a single-stage and a cascade multi-functional heat pump for both air heating and hot water supply[J]. *International Journal of Refrigeration*. 2013, 36: 1431–1441.
- [18] C BAEK, J HEO, J JUNG, et al. Effects of the cylinder volume ratio of a twin rotary compressor on the heating performance of a vapor injection CO₂ cycle[J]. *Application Thermal Engineering*, 2014, 67: 89–96.
- [19] D S AYOU, R HARGIYANTO, A CORONAS, Ammonia-based compression heat pumps for simultaneous heating and cooling applications in milk pasteurization processes: performance evaluation[J]. *Application Thermal Engineering*, 2022, 217: 119168.
- [20] X Jin, J Zhang, Z Liu, W Hong, et al. Performance analysis of a two-stage vapor compression heat pump based on intercooling effect[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 51: 103643.
- [21] European Commission, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006, 2014.
- [22] E A Heath, Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer[J]. *International Journal of Materials Research*, 2017, 56: 193–205.
- [23] O Bamigbetan, T M Eikevik, P NeksÅ, et al. Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 80: 197–211.
- [24] K Uddin, B B Saha. An overview of environment-friendly refrigerants for domestic air conditioning applications[J]. *Energy*, 2022, 15: 80822.
- [25] MOTA-BABILONI A, MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, et al. Optimisation of high-temperature heat pump cascades with internal heat exchangers using refrigerants with low global warming potential[J]. *Energy*, 2018, 165: 1248–1258.
- [26] WU Z, WANG X, SHA L, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of the high-temperature cascade heat pump system[J]. *Energy*, 2021, 223: 120097.
- [27] SANGURI K, GANGULY K, PANDEY A. Modelling the barriers to low global warming potential refrigerants adoption in developing countries: a case of Indian refrigeration industry[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2021, 280: 124357.
- [28] MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, MOTA-BABILONI A, et al. Theoretical evaluation of different high-temperature heat pump configurations for low-grade waste heat recovery[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 90: 229–237.
- [29] WU D, JIANG J, HU B, et al. Experimental investiga-

- tion on the performance of a very high temperature heat pump with water refrigerant [J]. *Energy*, 2020, 190: 116427.
- [30] YAN H, WU D, LIANG J, et al. Selection and validation on low-GWP refrigerants for a water-source heat pump [J]. *Application Thermal Engineering*, 2021, 193: 116938.
- [31] MATEU-ROYO C, SAWALHA S, MOTA-BABILONI A, et al. High temperature heat pump integration into district heating network [J]. *Energy Conversion Manage*, 2020, 210: 112719.
- [32] ZHANG X, XU H. Experimental performance of moderately high temperature heat pump with working fluid R1234ze(Z) [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2021, 144(4): 1535 – 1545.
- [33] JIANG J, HU B, WANG R Z, et al. Theoretical performance assessment of low-GWP refrigerant R1233zd(E) applied in high temperature heat pump system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 131: 897 – 908.
- [34] 杨锴,唐运通,陈健勇,等. 采用非共沸制冷剂的双喷气增焓两级压缩热泵循环研究 [J]. *制冷与空调*, 2024, 24(4): 67 – 72, 79.
- [35] YANG A, JIN S, SHEN W, CUI P, et al. Investigation of energy-saving azeotropic dividing wall column to achieve cleaner production via heat exchanger network and heat pump technique [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2019, 234: 410 – 422.
- [36] WU D, YAN H, HU B, et al. Modeling and simulation on a water vapor high temperature heat pump system [J]. *Energy*, 2019, 168: 1063 – 1072.
- [37] GALINDO J, RUIZ S, DOLZ V, et al. Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 126: 217 – 227.
- [38] LUO B, ZOU P. Performance analysis of different single stage advanced vapor compression cycles and refrigerants for high temperature heat pumps [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 104: 246 – 258.
- [39] LEMMON EW, BELL IH, HUBER ML, et al. Fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP) NIST standard reference database; vol. 23 [EB/OL]. Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology (NIST), 2018, Version 10.0.
- [40] DAI B, LIU X, LIU S, et al. Dual-pressure condensation high temperature heat pump system for waste heat recovery: energetic and exergetic assessment [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 218: 112997.
- [41] ARPAGAUS C, BLESS F, UHLMANN M, et al. High temperature heat pumps: market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials [J]. *Energy*, 2018, 152: 985 – 1010.

Energy efficiency analysis of high temperature heat pump system for low grade waste heat recovery

JING Guangning

(Engineering Company BGRIMM Technology Group, Beijing 100160, China)

Abstract: In view of the fact that there are many low-grade hot water in smelters in the mining industry, such as cooling circulating water of equipment and underground water inflow in mines, in this study, the single-stage and two-stage vapor compression heat pump systems for waste heat recovery is compared, and a calculation model of the thermal performance of the system is developed. Then the energy efficiency of the two systems is compared. The results show that the performance of the two-stage vapor compression heat pump system (TS) is better than that of the single-stage vapor compression heat pump system (SS). When the hot water inlet temperature is 85 °C and the outlet temperature is 115 °C, the *COP* of the TS system is increased by 22.60% compared with the SS system when the hot water inlet temperature is 85 °C and the outlet temperature is 115 °C, and the *COP* of the TS system is increased by 21.07% compared with the SS system when the isentropic efficiency is 0.7.

Key words: smelters; waste heat recovery; vapor compression; high temperature heat pump; energy efficiency; two-stage compression

