

文章编号:0253 – 4339(2018) 04 – 0128 – 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 04. 128

冷热互联系统研究及其能效计算准则讨论

翟晓婷¹ 张会明² 崔一丹¹ 毛国良² 吴华根¹ 剧成成²

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049; 2 冰轮环境技术股份有限公司 烟台 264002)

摘 要 随着节能减排的不断深入和能源效率的逐步提高,同时利用冷量和热量的冷热互联系统将得到进一步的推广应用。与传统的制冷系统和制热系统的能效计算相比,冷热互联系统能综合利用冷热两部分的能量,原来单独冷、热量的能效计算法则是否适用于新的系统需要重新考虑。本文构建了复叠机组和热泵机组互联(A 系统)、以及常规制冷机组和热泵互联(B 系统)两种冷热互联系统,提出了 3 种能效计算方式,通过具体实验操作和分析给出了 3 种系统的 COP 计算方式和结果,其中第 3 种计算方法综合考虑了制冷系统制冷量和热泵系统制热量作为收益,将整个系统的轴功率看作补偿能量,最为合理。

关键词 冷热互联系统;能效计算准则;COP

中图分类号:TB61⁺1; TQ051.5 **文献标识码**:A

Discussion of Energy Efficiency Calculation Criteria in Integrated System Coupling Refrigeration with Heating

Zhai Xiaoting¹ Zhang Huiming² Cui Yidan¹ Mao Guoliang² Wu Huagen¹ Ju Chengcheng²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. Moon Environment Technology Co., Ltd., Yantai, 264002, China)

Abstract With the deepening of energy conservation and emission reduction, the improvement of energy efficiency, integrated system coupling refrigeration with heating is bound to be further promoted and applied. Compared with traditional refrigeration system and heating system, the integrated system can comprehensively utilize the energy of both cold and heat. Therefore, whether the calculation of the energy efficiency of individual cold and heat is still applicable to the new system. In this paper, two kinds of integrated system coupling refrigeration with heating of integrated system A with cascade unit and heat pump, and integrated system B with conventional refrigeration unit and heat pump are constructed, and three methods of energy efficiency calculation are proposed. Through specific experiments, three coefficients of performance (COP) calculation methods and results are given for discussion and analysis within the industry. Among them, the third calculation method take into account the cooling capacity of the refrigeration system and the heating of the heat pump system, and the shaft power of the whole system is regarded as the compensation energy, it is the most reasonable method.

Keywords integrated system coupling refrigeration with heating; energy efficiency calculation standards; COP

制冷系统和制热系统已经广泛应用于我国工业、商业、民用、建筑等多个领域,并担负着重要的作用。随着社会发展以及产品的更新换代,单一制冷或者制热已经渐渐不能满足某些领域发展以及能源高效利用的需求^[1],将制冷系统和制热系统相结合的冷热互联系统应运而生。

国内外学者分别从制冷系统和制热系统的角度进行了建模分析、工质选择、实验研究,对于同时涉及冷热互联的系统仅有简单的探索。田磊等^[1]利用再生水源热泵回收污水厂外排水的低温余热,将其提升后满足污泥高温消化等需热工艺;被吸取热量后的低温水用于建筑制冷,形成再生水源热泵冷热联供系统,从不同角度提升能源利用效率。Zhao Zhaorui 等^[2]介绍了一种新型高温氨双螺杆压缩机系统,用于回收热量和供应热水。针对高压双螺杆压缩机的特点,提出了一种半经验模型并进行了理论和实验研究。A. Polzot 等^[3]对 CO₂ 商用制冷机组集成的水循环热泵系统进行了建模和能效评估,深入了解热回收解决方案的节能潜力。S. Singh 等^[4]基于某一制冷设备的现场数据,通过 CO₂ 热泵系统将废热利用,建立了热力学模型并对全年现场数据进行了模拟,最终能源成本降低 33.8%。李树平等^[5]从能源利用率的角度,用当量热力系数及能源利用系数分析比较了吸附式空调热泵构成的冷热电联供系统,发现采用吸附

制冷热泵的三联供系统可以提高能源利用率。刘雄等^[6]提出了一种双级压缩制冷热泵循环,能够实现冷热量的同时独立调节,在工作过程中存在一个特征温度。李军等^[7]通过分析发现氨螺杆式高温热泵适用于制取 70 ℃ 及以下温度热水的场合,而复叠制冷系统更适合制取 80 ℃ 以上温度热水。现阶段,对于在整个冷热互联系统的实际实验操作以及相关能效计算分析的研究相对较少。

对系统进行能效分析,其结果可在一定程度上反映当前产品设计制造的综合水平,是制定相关产品能效标准的依据^[8]。传统能效计算中,能效比是取得的收益能量和付出的补偿能量之间的比值^[9],但在冷热互联系统中,冷热量都可被回收利用,若依旧仅考虑制冷量或制热量作为收益能量不合理。在涉及到冷、热量共用的系统中,传统的能效计算方式不能满足新型系统的实际状况。因此,需要重新思考能效标准的定义。本文研究了对两种冷热互联系统的性

能,提出了 3 种能效计算方法,通过相关实验加以论述,总结了相应的能效计算法则及特点。

1 冷热互联系统

在高效的冷热互联系统中,制冷系统的冷凝热作为热泵系统的热源。图 1 所示为冷热互联系统流程图。制冷系统排气经过中间冷却器降低过热度后,以饱和气体的状态吸入热泵压缩机,吸气压力为制冷系统冷凝压力,吸气温度为此时冷凝压力下的饱和温度。吸入的饱和制冷剂气体经过热泵压缩机增压成为高温高压气体,此时具有更高品位的能量,增压后的制冷剂进入热泵冷凝器,完成冷凝放热过程,将热量释放给工艺用水,从而生产高温热水,通过水路将热泵油冷却器与热泵冷凝器串联,完成冷凝热全回收。冷凝后的制冷剂液体一部分节流进入中间冷却器,用来降低制冷系统排气过热度,另一部分经过降压,循环至制冷系统。

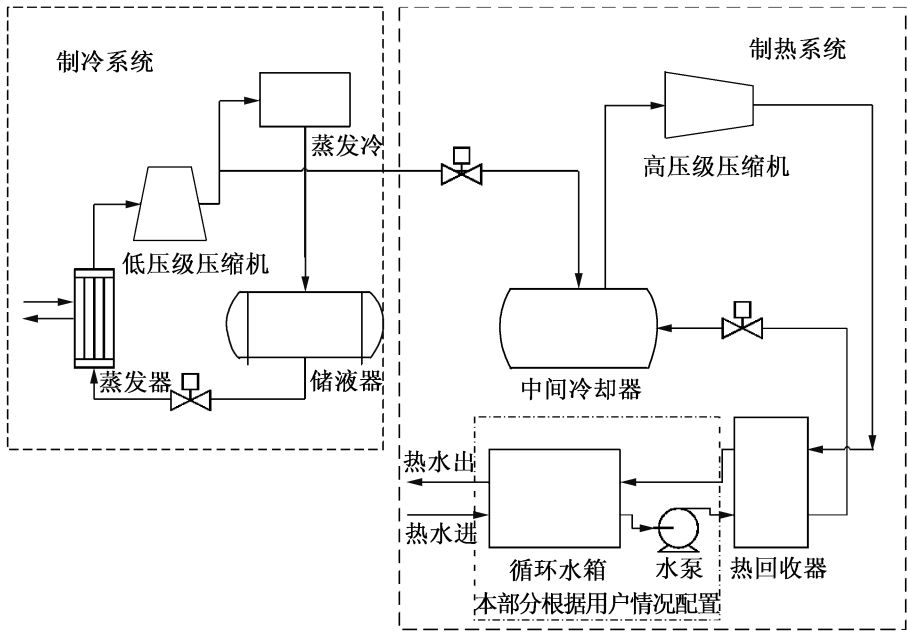


图 1 冷热互联系统流程图

Fig.1 The flow chart of integrated system coupling refrigeration with heating

2 冷热互联系统模型建立

本文建立了两种冷热互联系统模型,分别为由 NH₃/CO₂ 复叠机组与氨高温热泵机组并联而成的 A 系统,常规氨制冷机组与氨高温热泵机组并联而成的 B 系统。

2.1 机组说明

A 系统中的制冷部分选择 NH₃/CO₂ 复叠系统^[10]采用 LG16M12RFD 机组,由高温级压缩系统、

低温级压缩系统、冷凝蒸发器、蒸发式冷凝器、桶泵系统、供液系统等组成。低温级制冷剂为 CO₂,使用 RCH12S 单级高压压缩,其油冷负荷、冷凝负荷全部由高温氨机吸收;高温级制冷剂为 NH₃,使用 LG16M 单级压缩机。

B 系统中制冷部分为常规氨制冷机组,压缩机组型号采用 LG16MYA,使用油冷冷却器,油冷负荷、冷凝负荷全部由冷凝器承担。

两个系统的制热部分均选择氨高温热泵^[11]系

统,采用 LS12SHRB 机组,由压缩机、中间冷却器、冷凝器、供液系统等组成,油冷却器与冷凝器采用水冷却形式,通过串联水路将冷凝热全部吸收,是宽温区系统的一种特殊形式^[12]。

2.2 系统原理

A 系统: NH_3/CO_2 复叠系统匹配氨高温热泵后,对于氨侧变为“氨双级压缩一次节流中间完全冷却系统”,氨复叠高温级成为双级压缩的低压级,同时带经济器运行,可看作氨准三级压缩。复叠部分压焓图如图 2 所示。

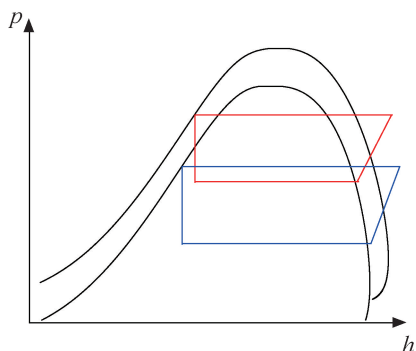


图 2 NH_3/CO_2 复叠系统压焓图

Fig. 2 The p - h diagram of NH_3/CO_2 cascade system

复叠氨高温级排气进入氨高温热泵系统中间冷却器,将过热度降低后成为饱和蒸气被热泵压缩机吸入,增压后进入冷凝器放热给循环水,用于产生热水;冷却后的氨一部分节流后进入复叠系统,另一部分节流后进入中间冷却器降低复叠高温机排气过热度。从而制冷系统冷凝热得到全回收^[13]。热泵部分压焓图如图 3 所示。

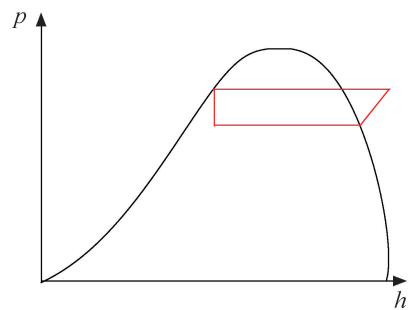


图 3 氨高温热泵等效循环压焓图

Fig. 3 The p - h diagram of NH_3 high temperature heat pump

B 系统常规氨制冷机组与氨高温热泵匹配^[6],使得氨由常规制冷循环成为“氨双级压缩一次节流中间完全冷却系统”。其制冷部分压焓图类似 A 系统复叠系统高温级,制热部分压焓图类似 A 系统高温

热泵。

3 能效计算方法

针对冷热互联系统的特殊情况,本文提出 3 种能效计算方法。

第 1 种:

$$\text{COP} = \frac{\text{热泵制热量}}{\text{热泵轴功率}} \quad (1)$$

此种计算方法从热泵角度考虑^[14],将制热量作为收益能效,热泵轴功率作为补偿能量,不考虑与之结合的制冷系统的相关功耗和收益。

第 2 种:

$$\text{COP} = \frac{\text{热泵制热量}}{\text{整体系统轴功和}} \quad (2)$$

该算法仍将热泵制热量作为收益,不同于第 2 种方法的是将整个系统的轴功作为补偿能量,但忽略制冷收益。

第 3 种:

$$\text{COP} = \frac{\text{热泵制热量} + \text{制冷系统制冷量}}{\text{整体系统轴功和轴功率}} \quad (3)$$

该计算方法综合了制冷系统的制冷量和热泵系统的制热量,将其整体看作收益能量,而补偿能量依旧采用第 2 种方式中整个系统的轴功率。

4 计算结果及分析

基于系统实测数据,根据能量守恒定理,结合 Refprop 软件进行如下计算。

4.1 A 系统计算

整体系统计算条件为机组满载运行,耦合系统工况为 $-40\text{ }^\circ\text{C}/65\text{ }^\circ\text{C}$,复叠系统运行工况 $-40\text{ }^\circ\text{C}/40\text{ }^\circ\text{C}$,根据机组排量特性最优中间温度为 $-17\text{ }^\circ\text{C}$,氨高温热泵系统运行工况 $40\text{ }^\circ\text{C}/65\text{ }^\circ\text{C}$ 。

为方便计算,高温热泵系统数值上等效为常规制冷系统,等效计算模型为复叠高温级与热泵中间采用 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 换热温差的热交换器进行换热,热泵看作复叠高温级冷凝器。

4.1.1 复叠系统低温级性能计算

低温级循环工质为 CO_2 ,压缩机选用 RCH12S,理论排量 $V_1 = 152\text{ m}^3/\text{h}$,实验测得容积效率 $\eta_v = 0.87$,绝热效率 $\eta_s = 0.71$,相关参数详见表 1。

4.1.2 复叠系统高温级性能计算

高温级循环工质为 NH_3 ,压缩机选用 LG16M,理论排量 $V_1 = 598\text{ m}^3/\text{h}$,冷凝温度与低温级蒸发温度有 $3\text{ }^\circ\text{C}$ 的传热温差,实验测得容积效率 $\eta_v = 0.86$,绝热效率 $\eta_s = 0.71$,相关参数见表 2。

表 1 复叠系统低温级参数

Tab.1 The parameters of cascade system in low temperature stage

参数	数值
蒸发温度 $T_e/^\circ\text{C}$	-40
冷凝温度 $T_c/^\circ\text{C}$	-14
吸气压力降 D_{ps}/kPa	30
吸气压力 p_s/kPa	975
吸气过热度 $T_{ss}/^\circ\text{C}$	0.1
吸气温度 $T_s/^\circ\text{C}$	-39.9
冷凝液体焓 $H_c/(\text{kJ/kg})$	167.56
排气压力降 D_{pd}/kPa	30
排气压力 p_d/kPa	2 389
液体过冷度 $\Delta t/^\circ\text{C}$	1
等熵排气温度 $T_{d1}/^\circ\text{C}$	18.13
实际吸气量 $V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	132.24
实际质量流量 $q_m/(\text{kg/s})$	0.93
理论功率 W_{11}/kW	35.56
压缩机轴功率 W_{e1}/kW	53.07
制冷量 Q_{e1}/kW	249.9
实际排气温度 $T_{d2}/^\circ\text{C}$	35.8
CO ₂ 放热负荷 W_{e1}/kW	303

表 2 复叠系统高温级参数

Tab.2 The parameters of cascade system in high temperature stage

参数	数值
蒸发温度 $T_e/^\circ\text{C}$	-17
冷凝温度 $T_c/^\circ\text{C}$	40
吸气压力降 D_{ps}/kPa	5
吸气压力 p_s/kPa	212
吸气过热度 $T_{ss}/^\circ\text{C}$	0.1
吸气温度 $T_s/^\circ\text{C}$	-16.9
冷凝液体焓 $H_c/(\text{kJ/kg})$	533.80
排气压力降 D_{pd}/kPa	30
排气压力 p_d/kPa	1 585
液体过冷度 $\Delta t/^\circ\text{C}$	2
等熵排气温度 $T_{d1}/^\circ\text{C}$	132.25
实际吸气量 $V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	514.28
实际质量流量 $q_m/(\text{kg/s})$	0.252
理论功率 W_{12}/kW	77.14
压缩机轴功率 W_{e2}/kW	108.6
制冷量 Q_{e2}/kW	268.35
实际排气温度 $T_{d2}/^\circ\text{C}$	77.5
CO ₂ 放热负荷 W_{e2}/kW	373

4.1.3 氨高温热泵系统性能计算

氨高温热泵系统压缩机选用 RCH12S,其理论排量 $V_1=152\text{ m}^3/\text{h}$,氨蒸发温度与复叠系统高温级 NH_3 冷凝温度相匹配,实验测得容积效率 $\eta_v=0.87$ 、绝热效率 $\eta_s=0.65$,相关参数见表 3。

表 3 A 系统氨高温热泵参数

Tab.3 The parameters of NH₃ high temperature heat pump of system A

参数	数值
蒸发温度 $T_e/^\circ\text{C}$	40
冷凝温度 $T_c/^\circ\text{C}$	65
吸气压力降 D_{ps}/kPa	30
吸气压力 p_s/kPa	1 525
吸气过热度 $T_{ss}/^\circ\text{C}$	0.1
吸气温度 $T_s/^\circ\text{C}$	40.1
冷凝液体焓 $H_c/(\text{kJ/kg})$	661.42
排气压力降 D_{pd}/kPa	30
排气压力 p_d/kPa	2 979
液体过冷度 $\Delta t/^\circ\text{C}$	1
等熵排气温度 $T_{d1}/^\circ\text{C}$	91.42
实际吸气量 $V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	132.24
实际质量流量 $q_m/(\text{kg/s})$	0.431
理论功率 W_{13}/kW	40.18
压缩机轴功率 W_{e3}/kW	61.88
制冷量 Q_{e3}/kW	421.5
实际排气温度 $T_{d2}/^\circ\text{C}$	80.9
CO ₂ 放热负荷 W_{e3}/kW	483.38
制热水温度 $T_{w2}/^\circ\text{C}$	62
回水温度 $T_{w1}/^\circ\text{C}$	45
热水循环量 $Q_{vw}/(\text{m}^3/\text{h})$	26

4.2 B 系统相关计算

机组运行在 -15℃/65℃ 工况下(即常规氨制冷蒸发温度/氨高温热泵冷凝温度)。

4.2.1 常规制冷系统性能计算

常规氨制冷机组,压缩机选用同 A 系统高温级,为 LG16M,实验测得容积效率 $\eta_v=0.86$ 、绝热效率 $\eta_s=0.71$,相关参数见表 4。

4.2.2 氨高温热泵系统性能计算

氨高温泵蒸发温度与制冷系统冷凝温度相匹配。压缩机选用 RCH12S,理论排量 $V_1=152\text{ m}^3/\text{h}$,实验测得容积效率 $\eta_v=0.87$ 、绝热效率 $\eta_s=0.65$,相关参数见表 5。

表 4 氨制冷机组参数

Tab.4 The parameters of NH₃ refrigeration unit

参数	数值
蒸发温度 $T_e/^\circ\text{C}$	-15
吸气压力降 D_{ps}/kPa	5
吸气压力 p_s/kPa	231
吸气过热度 $T_{ss}/^\circ\text{C}$	0.1
吸气温度 $T_s/^\circ\text{C}$	-14.9
冷凝温度 $T_c/^\circ\text{C}$	38.5
冷凝液体焓 $H_c/(\text{kJ/kg})$	526.4
排气压力降 D_{pd}/kPa	30
排气压力 p_d/kPa	1 522
液体过冷度 $\Delta t/^\circ\text{C}$	2
等熵排气温度 $T_{d1}/^\circ\text{C}$	123.8
实际吸气量 $V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	514
实际质量流量 $q_m/(\text{kg/s})$	0.274
理论功率 W_{14}/kW	77.59
压缩机轴功率 W_{c4}/kW	109.28
制冷量 Q_{c4}/kW	294.16
实际排气温度 $T_{d2}/^\circ\text{C}$	77.5
氨放热负荷 W_{c4}/kW	409.44

表 5 B 系统氨高温热泵系统参数

Tab.5 The parameters of NH₃ high temperature
heat pump of system B

参数	数值
蒸发温度 $T_e/^\circ\text{C}$	38.5
吸气压力降 D_{ps}/kPa	30
吸气压力 p_s/kPa	1 462
吸气过热度 $T_{ss}/^\circ\text{C}$	0.1
吸气温度 $T_s/^\circ\text{C}$	38.6
冷凝温度 $T_c/^\circ\text{C}$	65
冷凝液体焓 $H_c/(\text{kJ/kg})$	661.4
排气压力降 D_{pd}/kPa	30
排气压力 p_d/kPa	298
液体过冷度 $\Delta t/^\circ\text{C}$	1
等熵排气温度 $T_{d1}/^\circ\text{C}$	93.22
实际吸气量 $V_2/(\text{m}^3/\text{h})$	132.24
实际质量流量 $q_m/(\text{kg/s})$	0.413
理论功率 W_{15}/kW	41.2
压缩机轴功率 W_{c5}/kW	63.38
热回收量 Q_{c5}/kW	403.74
实际排气温度 $T_{d2}/^\circ\text{C}$	81.1
氨制热负荷 W_{c5}/kW	467.11
制热水温度 $T_{w2}/^\circ\text{C}$	62
回水温度 $T_{w1}/^\circ\text{C}$	45
热水循环量 $Q_{vw}/(\text{m}^3/\text{h})$	25.5

5 能效分析讨论

A 系统:在制冷蒸发温度为 -40 ℃ ,制冷冷凝温度为 40 ℃ ,热泵冷凝温度为 65 ℃ 的工况下,系统能量参数见表 6。

表 6 A 系统能量参数

Tab.6 The energy parameters of system A

参数	数值
复叠系统制冷量 Q_{c1}/kW	250
CO ₂ 压缩机轴功率 W_{c1}/kW	53
氨高温级压缩机轴功率 W_{c2}/kW	109
氨高温热泵轴功率 W_{c3}/kW	62
系统总制热量 W_{c3}/kW	483

第 1 种计算方法:氨高温热泵制热效率应为系统总制热量除以热泵轴功率:

$$\text{COP}_h = \frac{W_{c3}}{W_{e3}} = \frac{483}{62} = 7.79$$

(4)

第 2 种计算方法:若考虑从 -40 ℃ 蒸发温度提取热量,至 65 ℃ 冷凝温度制热,则制热效率为:

$$\text{COP}_h = \frac{W_{c3}}{W_{e1} + W_{e2} + W_{e3}} = \frac{483}{224} = 2.16$$

(5)

第 3 种计算方法:若考虑用 -40 ℃ 蒸发温度制冷,65 ℃ 冷凝温度制热,则综合效率为:

$$\text{COP}_h = \frac{Q_{c1} + W_{c3}}{W_{e1} + W_{e2} + W_{e3}} = \frac{733}{224} = 3.27$$

(6)

B 系统:蒸发温度为常规空气源热泵运行点,制冷蒸发温度为 -15 ℃ ,制冷冷凝温度为 38.5 ℃ ,热泵冷凝温度为 65 ℃ ,系统能量参数见表 7。

表 7 B 系统能量参数

Tab.7 The energy parameters of system B

参数	数值
常规氨制冷系统制冷量 Q_{c4}/kW	294
常规氨制冷压缩机轴功率 W_{c4}/kW	109
氨高温热泵轴功率 W_{c5}/kW	63
系统总制热量 W_{c5}/kW	467

第 1 种计算方法:氨高温热泵制热效率应为系统总制冷量除以热泵轴功率:

$$\text{COP}_h = \frac{W_{c5}}{W_{e5}} = \frac{467}{63} = 7.41$$

(7)

第 2 种计算方法:若考虑从 -15 ℃ 蒸发温度提

取热量,至65℃冷凝温度制热,则制热效率为:

$$\text{COP}_h = \frac{W_{c5}}{W_{c4} + W_{c5}} = \frac{467}{172} = 2.72 \quad (8)$$

第3种计算方法:若考虑用-15℃蒸发温度制冷,65℃冷凝温度制热,则综合效率为:

$$\text{COP}_h = \frac{Q_{c4} + Q_{c5}}{W_{c4} + W_{c5}} = \frac{761}{172} = 4.42 \quad (9)$$

6 结论

本文构建冷热互联系统的两种模型,进行实验操作,分析对比A、B两种系统,得出以下结论:

1)在热泵系统和热泵放热温度相同的情况下, NH_3/CO_2 复叠机组(-40℃/65℃)可以比普通氨制冷机组(-15℃/65℃)使用温度范围广。

2)第1种能效计算方法,虽然计算得到的系统COP较高,但由于仅考虑热泵收益热量忽略制冷系统制冷量,且仅考虑热泵轴功率忽略制冷系统轴功率显然不合理。

3)第2种能效计算方法虽然在轴功率方面按照整个系统来算,但没有将制冷系统的制冷量看作收益,同样值得商榷。

4)第3种能效计算方法,综合考虑了制冷系统的制冷量和热泵系统的制热量,同时将整个系统的轴功率看作补偿能量,充分体现了冷热系统的特性,因此在3种计算方法中最为合理,更具有参考意义。

参考文献

[1] 田磊,史琳,吴静,等.基于再生水源热泵的城市污水处理厂冷热联供系统[J].制冷学报,2010,31(6):1-5. (TIAN Lei, SHI Lin, WU Jing, et al. Combined heating and cooling system with reclaimed water source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(6):1-5.)

[2] ZHAO Zhaorui, XING Ziwen, HOU Feng, et al. Theoretical and experimental investigation of a novel high temperature heat pump system for recovering heat from refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 758-767.

[3] POLZOT A, DIPASQUALE C, D'AGARO P, et al. Energy benefit assessment of a water loop heat pump system integrated with a CO_2 commercial refrigeration unit[J]. Energy Procedia, 2007, 123:36-45.

[4] SINGH S, DASGUPTA M S. CO_2 heat pump for waste heat recovery and utilization in dairy industry with ammonia based refrigeration[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 78: 108-120.

[5] 李树平,王文.吸附式制冷热泵及其在冷热电联供系统应用的能源利用分析[J].山东电力技术,2001(5):

12-14. (LI Shuping, WANG Wen. Comprehensive analysis of adsorption heat pump and its application on co-generation system of cooling heating and electricity supplying[J]. Shandong Electric Power, 2001(5): 12-14.)

[6] 刘雄,姜乔乔,刘珂,等.同时供冷供热的双级压缩制冷热泵循环性能研究[J].建筑科学,2011,27(6):83-86. (LIU Xiong, JIANG Qiaoqiao, LIU Ke, et al. Performance analysis on two-stage compression heat pump for simultaneously heating and cooling[J]. Building Science, 2011, 27(6):83-86.)

[7] 李军,吴一波.氨螺杆式高温热泵的应用范围分析[J].制冷与空调(北京),2017,17(2):1-4. (LI Jun, WU Yibo. Analysis on application range of ammonia screw high-temperature heat pump[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2017, 17(2): 1-4.)

[8] 马一太,田华,刘春涛,等.制冷与热泵产品的能效标准研究和循环热力学完善度的分析[J].制冷学报,2012,33(6):1-6. (MA Yitai, TIAN Hua, LIU Chuntao, et al. Analysis on energy efficiency of water chiller and water source heat pump systems with thermodynamic perfectibility[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(6):1-6.)

[9] 吴正业,朱瑞琪,厉彦忠,等.制冷与低温技术原理[M].北京:高等教育出版社,2004. (WU Yezheng, ZHU Ruiqi, LI Yanzhong, et al. The principle of refrigeration and cryogenic technology[M]. Beijing: Higher Education Press, 2004.)

[10] 王炳明,李建风,吴华根,等. NH_3/CO_2 复叠制冷系统中 CO_2 螺杆压缩机的研发[J].流体机械,2009,37(3):16-18. (WANG Bingming, LI Jianfeng, WU Huagen, et al. Development of twin screw CO_2 compressor for NH_3/CO_2 cascade refrigeration system[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3): 16-18.)

[11] HUANG Tao, YUAN Dongli. Application of heat pump water heating system with heat recovery in ammonia refrigeration system[J]. Advanced Materials Research, 2013, 614/615: 670-673.

[12] 牛俊皓,吴华根,曹峰,等.新型宽温区高效制冷供热耦合集成系统的开发[J].制冷与空调(北京),2017,17(3):1-3. (NIU Junhao, WU Huagen, CAO Feng, et al. Development of the energy-efficient integrated system coupling refrigeration with heating used in wide temperature range[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2017, 17(3):1-3.)

[13] SHAN Shiquan, LI Yuan. New Integrated solar system of refrigeration and heating with hot water for building and model analysis[J]. Building Energy Efficiency, 2016(2): 105-109.

[14] 江明旒,吴静怡,王如竹,等.多功能热泵机组的能效

评价指标研究[J]. 制冷学报, 2011, 32 (5):6 – 11. (JIANG Mingliu, WU Jingyi, WANG Ruzhu, et al. Research on efficiency evaluation of multi-functional heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32 (5):6 – 11.)

通信作者简介

吴华根,男,副教授,西安交通大学压缩机研究所,13572961020,E-

mail:hgwu@mail.xjtu.edu.cn。研究方向:双螺杆压缩机性能研究与开发,工业余热回收螺杆膨胀机,压缩机降噪技术。

About the corresponding author

Wu Huagen, male, associate professor, Department of Compressor Engineering, Xi'an Jiaotong University, +86 13572961020, E-mail:hgwu@mail.xjtu.edu.cn. Research fields: performance research and development on twin screw compressor, industrial waste heat recovery, noise reduction technology.

(上接第 122 页)

- [13] 何丽娟,梁晶晶,李洁琼,等. 新型半导体制冷空调伞温度场流场的实验研究[J]. 可再生能源, 2014, 32(4): 481 – 484. (HE Lijuan, LIANG Jingjing, LI Jieqiong, et al. Experimental study on temperature and flow fields of a new semiconductor refrigeration air-conditioning umbrella [J]. Renewable Energy Resources, 2014, 32(4): 481 – 484.)
- [14] 贺培春. 基于舒适度的室内空气调节系统研究[D]. 重庆:重庆大学,2010. (HE Peichun. The study about indoor air conditioning based on PMW[D]. Chongqing:Chongqing University,2010.)

通信作者简介

何丽娟,女,教授,博士,硕士生导师,内蒙古科技大学能源与环境学院,(0472)5951569,E-mail:zdlilyhe@163.com。研究方向:低品位能源热利用,自然工质替代。

About the corresponding author

He Lijuan, female, professor, Ph. D., master tutor, Institute of Environment and Energy, Inner Mongolia University of Science and Technology, +86 472-5951569, E-mail:zdlilyhe@163.com. Research fields:utilization of low-grade heat source, natural refrigeration substitution.