

CO₂ 跨临界热泵和加热炉冷却循环耦合系统性能分析

王洪利 刘建雄 张 岩 陈 杉

(河北联合大学 冶金与能源学院 河北 唐山 063009)

摘 要: 提出跨临界 CO₂ 热泵和朗肯循环耦合实现加热炉的余热回收。基于热力学研究方法,分别对影响耦合循环效率和 CO₂ 跨临界热泵性能的关键参数进行了研究。随着热泵性能 COP 的提高,耦合循环的效率提高。当热泵性能超过限定值后,压缩机耗功比值越大,耦合循环效率越低。排气压力范围内,热泵性能和耦合循环效率均有极值。给定条件下最优排气压力为 8.5 MPa,热泵性能 COP 为 4.2,耦合循环效率为 0.35。蒸发温度提高或冷凝温度降低,均有利于热泵性能和耦合循环效率的提高。此研究为回收加热炉余热和提高电厂效率提供理论基础。

关 键 词: 跨临界 CO₂ 热泵; 朗肯循环; 耦合循环; 性能分析; 热力学方法

中图分类号: TK123 文献标识码: A

引 言

钢铁行业中轧钢厂能量消耗 10% ~ 15% 用于加热炉上^[1],但是加热炉的热有效利用率很低,13% ~ 20% 的热量随加热炉冷却系统而损失,因而进行加热炉冷却系统的余热回收研究是非常必要的^[2]。

CO₂ 是环境友好型制冷剂,单位容积制冷量大,将它用于跨临界循环时不仅温度滑移大,而且排气温度较高,很适合热泵循环。朗肯循环中大约 55% ~ 70% 的热量由凝汽器耗散在环境中。由于加热炉冷却系统的水温不是很高,与环境温差小,采用传统的余热回收方式具有一定的局限性^[3]。

基于热泵的良好性能,本研究提出跨临界 CO₂ 热泵和朗肯循环耦合实现加热炉的余热回收^[4~5]。利用锅炉汽轮机水循环中的凝结水来冷却加热炉炉底水管,不仅保证了加热炉水冷构件的安全运行,还提高了锅炉给水温度,很大程度上提高了朗肯循环

效率。

此外,热泵循环在小温差下的效率较高,可以将热泵从加热炉冷却系统的水中回收的热量加热锅炉给水温度,进而提高耦合系统效率。

朗肯循环是最基本的蒸汽动力循环,耦合循环是将朗肯循环与 CO₂ 跨临界热泵循环耦合进而提高循环的效率。

1 跨临界 CO₂ 热泵和朗肯循环系统组成及热力学分析

1.1 系统组成

1.1.1 朗肯循环

朗肯循环主要包括锅炉、汽轮机(高、低压)、冷凝蒸发器、气液分离器、除氧器、水泵。

1.1.2 耦合循环

耦合循环主要包括锅炉、加热炉、汽轮机(高、低压)、冷凝蒸发器、气液分离器、除氧器、水泵、压缩机、气体冷却器、节流阀。

耦合循环是 CO₂ 跨临界热泵循环与朗肯循环耦合而成,利用 CO₂ 跨临界热泵将朗肯循环中乏汽冷凝释放出的热量和加热炉的余热进行回收,用来加热锅炉给水,提高给水温度,从而提高循环的效率。图 1 给出了耦合循环的原理和 $T-s$ 图,数字为循环中各状态点。

1.2 热力学分析

1.2.1 朗肯循环

$$\eta_t = (h_1 - h_{2_{act}}) / (h_1 - h_5) \quad (1)$$

式中: h_1 —1 点的焓值, kJ/kg; $h_{2_{act}}$ —2 点的实际焓值, kJ/kg; h_5 —锅炉入口点的焓值, kJ/kg。

收稿日期: 2012-05-07; 修订日期: 2012-05-31

基金项目: 河北省高等学校科学技术研究重点基金资助项目(ZD2010105)

作者简介: 王洪利(1976-),男,河北唐山人,河北联合大学副教授。

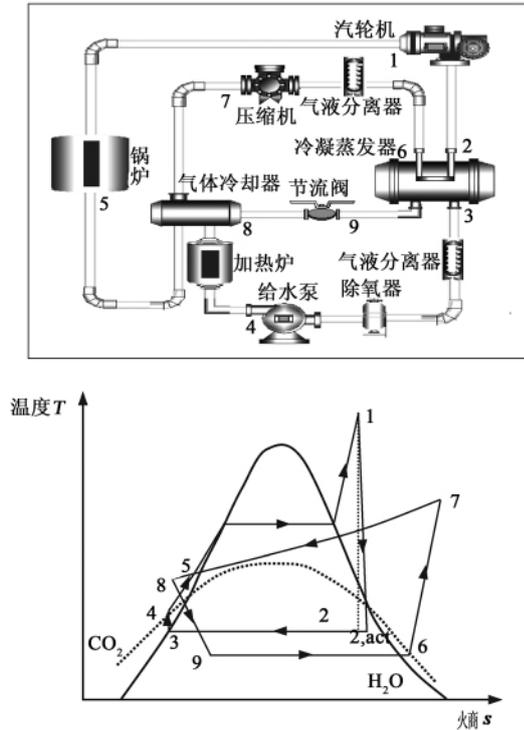


图 1 耦合循环系统原理和 $T-s$ 图
Fig. 1 Fundamental and $T-s$ diagram of a coupled cycle system

1.2.2 耦合系统

内部热泵侧性能系数:

$$COP = (h_7_{act} - h_8) / (h_7_{act} - h_6) \quad (2)$$

式中: h_6, h_8 —耦合循环内热泵循环 6 点、8 点的焓值 kJ/kg ; h_7_{act} 则为 7 点的实际焓值 kJ/kg 。

外部朗肯循环效率:

$$\begin{aligned} \eta_{i耦} &= \frac{(h_1 - h_{2_{act}}) - (h_7_{act} - h_6)}{h_1 - h_5} \\ &= \frac{(h_1 - h_{2_{act}}) - (h_7_{act} - h_6)}{(h_1 - h_4) - (h_7_{act} - h_8)} \\ &= \frac{(h_1 - h_{2_{act}}) - (h_7_{act} - h_6)}{(h_1 - h_4) - COP(h_7_{act} - h_6) - h_{余}} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: h_1, h_4, h_5 —1、4、5 点焓值 kJ/kg ; $h_{2_{act}}$ —2 点的实际焓值 kJ/kg , COP —耦合循环内热泵性能系数; $h_{余}$ —余热焓值 kJ/kg 。

1.2.3 压缩机耗功占理论发电量比值

$$\kappa = (h_7_{act} - h_6) / (h_1 - h_{2_{act}}) \quad (4)$$

式中: 朗肯循环 $\eta_i = 0.32$; 其中 $h_{余}$ 取 0, κ 取 0.1、0.2、0.3、0.4; $\eta_{i耦}$ 与 COP 的变化如图 4 所示。

1.3 跨临界 CO₂ 热泵和朗肯循环耦合系统计算工况

1.3.1 内部热泵侧计算工况

压缩机效率为 0.45 ~ 0.75; 压缩机排气压力 6 ~ 14 MPa; 气体冷却器出口温度 28 ~ 45 °C; 蒸发温度为 -10 ~ 10 °C;

1.3.2 外部朗肯循环计算工况

主蒸汽参数 1.3 MPa/250 °C, 背压(排汽) 4 kPa/29 °C; 燃料发热值 $Q_{dw} = 18\,359 \text{ kJ/kg}$; 锅炉热效率 $\eta_{lg} = 0.9$; 汽轮机效率为 0.5 ~ 0.9; 假设:

- ① 系统在稳态条件下运行;
- ② 忽略换热器及管道压降和热损失;
- ③ 忽略水泵耗功。

2 循环性能分析

本项目基于通用软件 Visual Basic 开发了性能计算软件平台, 对各循环进行了性能分析。

耦合循环效率和热泵性能随压缩机耗功比值的增加, 如图 2 所示。随着热泵性能系数 COP 的提高, 耦合循环的效率 $\eta_{i耦}$ 提高。当热泵性能系数 COP 小于 3.3 时, 随着压缩机耗功比值 κ 的增加, 耦合循环的性能反而下降; 当热泵性能系数 COP 大于 3.3 时, 压缩机耗功比值越大, 耦合循环效率越低。因此, 过于追求热泵性能, 势必会影响耦合循环输出功。

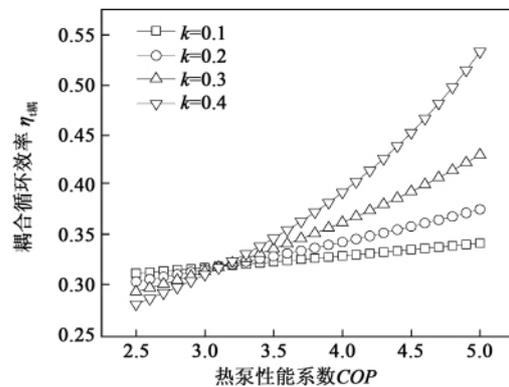


图 2 耦合循环效率 $\eta_{i耦}$ 与 COP 和 κ 的关系
Fig. 2 Relationship of the coupled cycle efficiency $\eta_{i耦}$ with COP and κ

图 3 给出了热泵性能系数 COP 随压缩机效率 η 变化关系。随着压缩机效率的增加, 热泵侧性能系数 COP 不断变大。因而, 热泵机组要求高效率的

压缩机。

图 4 给出了热泵性能系数 COP 和耦合循环效率 $\eta_{i,耦}$ 随压缩机排气压力的变化。随着排气压力增加,热泵循环性能先提高后下降,压缩机最优排气压力对应热泵循环最大性能。耦合循环效率随排气压力的变化趋势与热泵性能系数 COP 变化趋势相似。给定条件下,最优排气压力为 8.5 MPa,热泵最优性能系数 COP 为 4.2,耦合循环效率为 0.35。分析表明, CO_2 热泵循环性能最优时,朗肯循环冷凝余热回收效果最好。

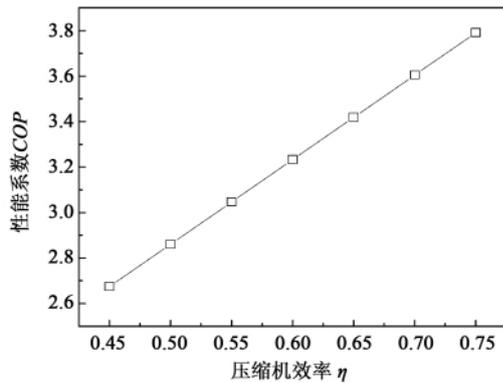


图 3 热泵性能系数 COP 和压缩机效率 η 关系
Fig. 3 Relationship of the COP of the heat pump with the compressor efficiency η_i

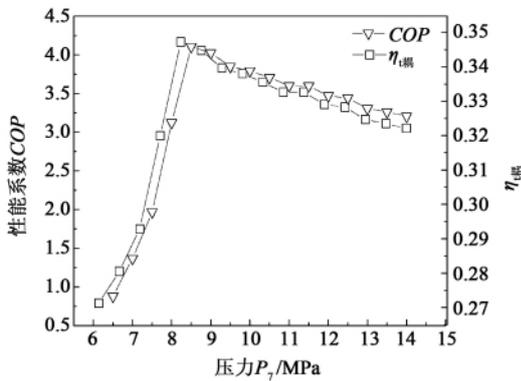


图 4 热泵性能系数 COP 和 $\eta_{i,耦}$ 随压力的变化
Fig. 4 Change of the COP and efficiency η_i with pressure

图 5 给出了热泵性能系数 COP 随蒸发温度的变化。随着温度的增加,热泵性能系数 COP 增加。究其原因,蒸发温度的提高,使得压缩机耗功下降,进而循环性能增加。

图 6 给出了热泵性能系数 COP 随冷却器出口

温度变化。随着温度的增加,无论是冷却器侧制热量还是蒸发器侧制冷量,二者均减少,进而热泵性能系数 COP 降低。

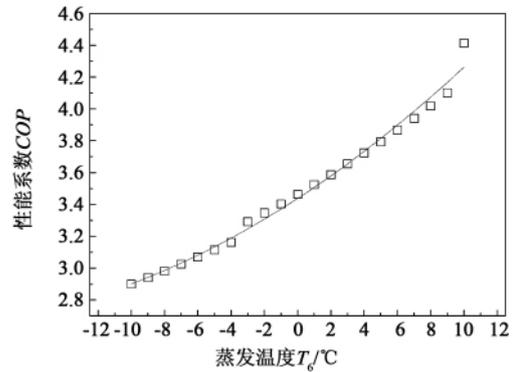


图 5 热泵性能系数 COP 随蒸发温度的变化
Fig. 5 Change of the COP of the heat pump with evaporation temperature

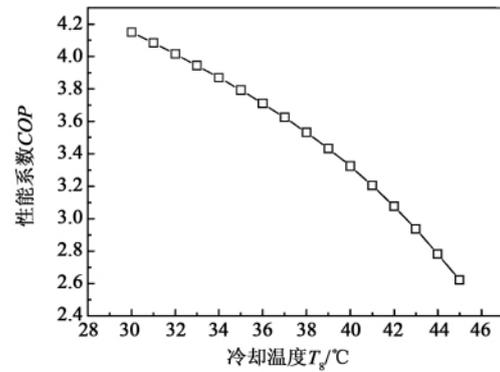


图 6 热泵性能系数 COP 随冷却温度的变化
Fig. 6 Change of the COP of the heat pump with cooling temperature

3 结 论

(1) 随着热泵性能系数 COP 的提高,耦合循环的效率提高。当热泵性能超过限定值后,压缩机耗功比值越大,耦合循环效率越低。

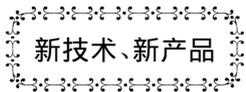
(2) 排气压力范围内,热泵性能和耦合循环效率均有极值出现。给定条件下,最优排气压力为 8.5 MPa,热泵最优性能系数 COP 为 4.2,耦合循环效率为 0.35。

(3) 蒸发温度提高或冷凝温度降低,均有利于热泵性能和耦合效率的提高。

参考文献:

- [1] Matt Croucher. Potential problems and limitations of energy conservation and energy efficiency [J]. Energy Policy, 2011, 39(10): 5795 - 5799.
- [2] Daniela Gewald, Konstantinos Stokos, Sotirios Karellas, et al. Waste heat recovery from a landfill gas - fired power plant [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(4): 1779 - 1789.
- [3] Paisarn Naphon. Study on the exergy loss of the horizontal concentric micro - fin tube heat exchanger [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(2): 229 - 235.
- [4] White S D, Yarrall M G, Cleland D J, et al. Modeling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 479 - 486.
- [5] Chen Y, Lundqvist P, Johansson A, et al. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery [J]. Applied Thermal Engineer, 2006, 26: 2142 - 2147.

(丛敏 编辑)



GTD - 110 升级后功率达 130 MW 而效率达 37.5%

据《Gas Turbine World》2012年5-6月刊报道,在过去的5-6年内,总计有7台现在生产的GTD-110燃气轮机已被销售用于电站和CHP(冷热电联产)项目。

GTD-110的额定设计性能:

- 简单循环

以天然气为燃料,在15℃和海平面现场条件下,ISO基本负荷下额定输出功率为110 MW,效率为34.5%。

- 联合发电

在基本负荷输出功率下,不补燃的余热锅炉,产热572.8 GJ/h,热电联产效率达85%。

- 联合循环

标准的OEM(原设备制造厂商)参考装置,双轴结构,装置额定总输出功率为165 MW,效率为52.5%。

俄罗斯NPO Saturn(“土星”科学生产联合体)研制的轴流式GTD-110燃气轮机的设计特点:双支承转子轴系、冷端(压气机端)输出和轴向排气,15级压气机,总压比达14.7:1,4级涡轮。为了在发动机启动过程中运行无失速,在前机匣上安装有一列可变几何进口导叶。

干式低排放燃烧室为逆流管-环型结构,共有20个火焰筒和联焰管。涡轮进口温度为1210℃,排气温度为517℃,排气流量为362 kg/s。

未来3年,NPO Saturn预期将推出升级和改进的GTD-110M燃气轮机,其简单循环的输出功率将增加到130 MW,简单循环效率提高到37.5%,并且其联合循环装置的净效率将升至58%。预期将在2014年底完成该升级和改进工作。

(吉桂明 摘译)

双油路离心喷嘴雾化特性试验 = **Experiment of the Atomization Characteristics of a Dual-oil-line Centrifugal Nozzle** [刊 汉] LIU Cun-xi ,XING Shuang-xi ,FANG Ai-bing ,XU Gang(Engineering Thermophysics Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing ,China ,Post Code: 100190) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(1) . - 33 ~37

Experimentally studied were the atomization characteristics of a whole set of 6 dual-oil-line nozzles of an engine by using a LSA-III type laser particle size meter ,including the oil supply characteristics of the main and auxiliary oil line ,atomization cone angle ,Sauter mean particle diameter(SMD or d_{32}) and the dimension distribution. The research results show that the total non-uniformity coefficients of the mass flow rates of the main and auxiliary oil line are 2.42% and 3.29% respectively. The atomization cone angle and mean particle diameter will decrease and the absolute value of the slope will gradually become smaller with an increase of the oil supply pressure after the atomization cone angles of the main and auxiliary oil line have been fully developed. The development process of the atomization cone of the central auxiliary oil line was analyzed at a low oil supply pressure. The atomization cone angle will quickly become bigger and the mean particle diameter will rapidly become smaller with an increase of the oil supply pressure. **Key words:** dual-oil-line centrifugal nozzle ,atomization characteristics ,atomization cone angle ,average particle diameter

CO₂ 跨临界热泵和加热炉冷却循环耦合系统性能分析 = **Analysis of the Performance of a Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump and Heater Cooling Cycle Coupled System** [刊 汉] WANG Hong-li ,LIU Jian-xiong ,ZHANG Yan ,CHEN Bin(College of Metallurgy and Energy Source ,Hebei United University ,Tangshan ,China ,Post Code: 063009) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(1) . - 38 ~41

Presented was the waste heat recovery of a heater realized by using a transcritical carbon dioxide heat pump coupled with the Rankine cycle. By adopting the thermodynamic method ,the key parameters influencing the efficiency of the coupled cycle and the performance of the transcritical carbon dioxide heat pump were studied respectively. With an increase of the COP of the heat pump ,the efficiency of the coupled cycle will go up. After the performance parameter of the heat pump has exceeded its limit value ,the bigger the power consumption ratio of the compressor ,the lower the efficiency of the coupled cycle. Within the exhaust gas pressure range of the heat pump ,both COP of the heat pump and the efficiency of the coupled cycle have their limit values. Under the given conditions ,the optimum exhaust gas pressure is regarded as 8.5 MPa ,the COP as 4.2 and the efficiency of the coupled cycle as 0.35. To raise the evaporation temperature or to lower the condensing temperature can enhance the performance of the heat pump and the efficiency of the coupled cycle. The foregoing can offer a theoretical basis for recovering the waste heat of a heater and enhancing the efficiency of a power plant. **Key words:** transcritical carbon dioxide heat pump ,Rankine cycle ,coupled cycle ,performance analysis ,thermodynamic method

超临界工况下回热器对低温余热发电系统的性能影响 = **Influence of a Recuperator on the Performance of Its Low Temperature Waste Heat Power Generation System Under the Supercritical Operating Condition**