

# 一种新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环理论研究

潘利生<sup>1</sup> 魏小林<sup>1</sup> 史维秀<sup>2</sup>

(1. 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190,  
2. 北京建筑大学能源与动力工程系, 北京 100044)

**摘要** CO<sub>2</sub> 环境性质优秀, 是较为理想的动力循环工质。针对常规 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环冷凝器中工质难以被常规冷却水冷凝的问题, 提出一种新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环, 并采用理论分析方法, 研究了此循环的循环性能。结果表明, 系统内部正循环质量流量保持不变, 系统内部逆循环质量流量随冷却终温的升高而升高; 循环净输出功率和循环热效率随冷却终温的升高而缓慢降低, 随冷却压力的升高而降低; 当冷却压力为 7.5 MPa, 冷却终温为 30.5°C 时, 净输出功率为 258.8 kW, 循环热效率为 0.067。

**关键词** CO<sub>2</sub>; 跨临界动力循环; 循环性能

**中图分类号:** TK123 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2015)06-1182-04

## Theoretical Investigation on a Novel CO<sub>2</sub> Transcritical Power Cycle

PAN Li-Sheng<sup>1</sup> WEI Xiao-Lin<sup>1</sup> SHI Wei-Xiu<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of High-temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;  
2. Department of Energy and Power Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing 100044, China)

**Abstract** CO<sub>2</sub> is an ideal working fluid because of its excellent environment properties. A novel CO<sub>2</sub> transcritical power cycle is put forward to solve the problem that working fluid is difficult to be condensed by traditional cooling water in conventional CO<sub>2</sub> transcritical power cycle. Besides, the cycle performance is investigated by theoretical analysis method. The results show that the mass flow rate in internal reverse circulation increases with rising the final cooled temperature when in internal normal circulation keeps constant. Net power output and thermal efficiency decrease with the increase of the final cooled temperature, as well as with the cooled pressure. In the condition with the cooled pressure of 7.5 MPa and the final cooled temperature of 30.5°C, the net power output can reach 258.8 kW and the thermal efficiency 0.067.

**Key words** CO<sub>2</sub>; transcritical power cycle; cycle performance

### 符号表

$t_b$	沸点温度	°C	$t_c$	临界温度	°C
$p_c$	临界压力	MPa	LFL	燃烧下限	%
ODP	臭氧破坏潜值	-	GWP	温室效应潜值	-
$\dot{P}$	功率	kW	$\dot{P}_{tur}$	汽轮机输出功率	kW
$\dot{P}_{pum}$	工质泵消耗功率	kW	$\dot{P}_{com}$	压缩机消耗功率	kW
$\dot{P}_{exp}$	膨胀机输出功率	kW	$\dot{P}_{net}$	净输出功率	kW
$\dot{Q}_{heating}$	超临界加热器换热量	kW	$\eta_{ther}$	循环热效率	-
$\dot{m}$	工质质量流量	kg/s	$t'_{cooling}$	冷却水出口温度	°C

## 0 前 言

低温热能储量巨大, 高效开发利用这部分资源对缓解化石能源不足的压力具有重要意义。采用非

常规工质的动力循环具有高效开发利用低温热能的潜力。学者主要关注的非常规工质包括有机工质和无机工质两大类, 有机工质主要是 HCFCs、HFCs 和

收稿日期: 2015-02-12; 修订日期: 2015-05-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51306198)

作者简介: 潘利生 (1982-), 男, 助理研究员, 博士, 主要从事低品位热能高效利用理论及技术研究。

HCs, 无机工质主要是 NH<sub>3</sub> 和 CO<sub>2</sub>。每类工质均有各自的优势和不足, CO<sub>2</sub> 的优势表现为环境友好、不可燃、无毒、稳定, 并且价格廉价, CO<sub>2</sub> 的劣势表现为运行压力较高, 临界温度较低。

Guo 等<sup>[1]</sup> 着眼于 80~120°C 的地热资源, 对比分析了 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环和 HFC245fa 亚临界朗肯循环的循环性能。Chen 等<sup>[2]</sup> 针对低温热能, 对比分析了以 CO<sub>2</sub> 和 HFC32 为工质的两种跨临界动力循环性能。Garg 等<sup>[3]</sup> 针对碳氢化合物类工质的可燃性, 对 CO<sub>2</sub> 与碳氢化合物的混合物工质性能进行了研究。Zhang 等<sup>[4,5]</sup> 搭建了太阳能 CO<sub>2</sub> 跨临界循环实验系统, 采用节流阀代替膨胀做功部件, 获得了 8.78%~9.45% 循环效率。Kim 等<sup>[6]</sup> 针对低温和高温热源, 对 CO<sub>2</sub> 跨临界循环和超临界循环开展了研究。超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环吸引了众多学者的注意, Batet 等<sup>[7]</sup> 对用于核能发电的 CO<sub>2</sub> 动力循环进行建模, 分析了稳定工况和变工况的系统循环性能。Garg 等<sup>[8]</sup> 对比了 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环和蒸汽跨临界动力循环性能。超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环一般采用分流压缩循环, 能够降低工质向环境放热, 并有利于换热介质的温度匹配<sup>[9]</sup>。Halimi 等<sup>[10]</sup> 对比了再热对分流布雷顿循环的影响, 采用再热可将循环热效率提高 0.69%。

表 1 给出了 CO<sub>2</sub> 基本热物性和环境特性参数, 从表中可知 CO<sub>2</sub> 临界温度仅有 31.1°C, 因此 25°C 左右的常规冷却水很难将亚临界 CO<sub>2</sub> 冷凝, 从而阻碍了常规 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环由实验室研究迈向工程实际应用。针对常规 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环存在的不足, 提出一种新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环, 并采用理论分析方法, 考察了新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环性能。

表 1 CO<sub>2</sub> 的基本热物性和环境特性参数<sup>[11]</sup>

Table 1 Basic thermal and environment properties of CO<sub>2</sub><sup>[11]</sup>

$t_b / ^\circ\text{C}$	$t_c / ^\circ\text{C}$	$p_c / \text{MPa}$	LFL/%	大气寿命/a	ODP	GWP/100 a
-78.4	31.1	7.38	none	> 50	0.00	1

## 1 理论研究方法

图 1 为新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环示意图, 理论分析时采用导热油为模拟热源介质, 在超临界加热器中将超临界 CO<sub>2</sub> 从状态点 5 加热至状态点 1; CO<sub>2</sub> 进入汽轮机膨胀至状态点 2a, 并对外输出轴功; 处于状态点 2a 的 CO<sub>2</sub> 与来自于压缩机处于状态点 2b 的 CO<sub>2</sub> 混合达到状态点 2; 在冷却器中, 处于状态

点 2 的 CO<sub>2</sub> 被冷却水冷却至状态点 3; 处于状态点 3 的较冷的超临界 CO<sub>2</sub> 进入膨胀机膨胀至状态点 4; 在气液分离器中, 处于状态点 4 的 CO<sub>2</sub> 分离为饱和液 (4a) 与饱和汽 (4b); 饱和汽被压缩机从状态点 4b 增压至状态点 2b; 饱和液被工质泵从状态点 4a 增压输送至状态点 5。整个循环包括 2 个内部循环, 分别为内部正循环 1-2a-2-3-4-4a-5-1 和内部逆循环 2b-3-4-4b-2b。

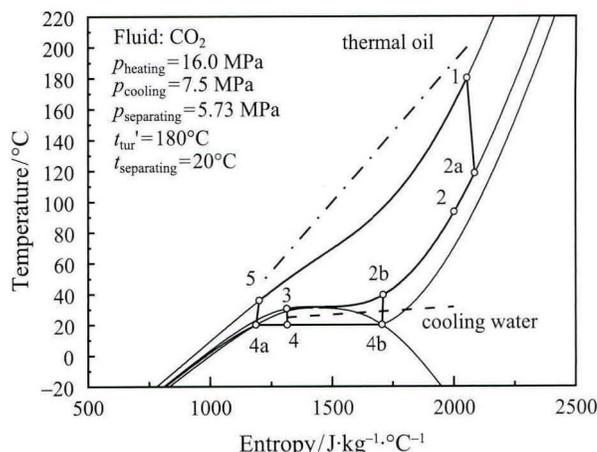


图 1 新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the novel CO<sub>2</sub> transcritical power cycle

内部正循环为主要循环, 汽轮机对外输出轴功, 工质泵消耗轴功; 内部逆循环为辅助循环, 为正循环运行提供条件, 压缩机消耗轴功, 膨胀机回收膨胀功。在膨胀机部位可以采用更为简便的节流阀, 达到降压降温的目的, 但会损失此过程的膨胀功。系统总的循环净输出功率由式 (1) 表示, 循环热效率由式 (2) 表示。在循环性能理论计算过程中工质物性来自于 REFPRO9.0<sup>[12]</sup>。

$$\dot{P}_{\text{net}} = (\dot{P}_{\text{tur}} - \dot{P}_{\text{pum}}) - (\dot{P}_{\text{com}} - \dot{P}_{\text{exp}}) \quad (1)$$

$$\eta_{\text{ther}} = \frac{\dot{P}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{heating}}} \quad (2)$$

在理论分析中, 指定如下参数: 导热油质量流量为 10 kg/s, 导热油比热容为 2.5 kJ/(kg·°C), 导热油密度为 750 kg/m<sup>3</sup>, 导热油进口温度为 200°C, 超临界加热压力为 16.0 MPa, 汽轮机进口温度为 180°C, 工质泵等熵效率为 0.75, 汽轮机等熵效率为 0.75, 压缩机等熵效率为 0.85, 膨胀机等熵效率为 0.75, 加热器窄点温差为 10°C, 冷却器窄点温差为 5°C, 冷却水温度为 25°C。

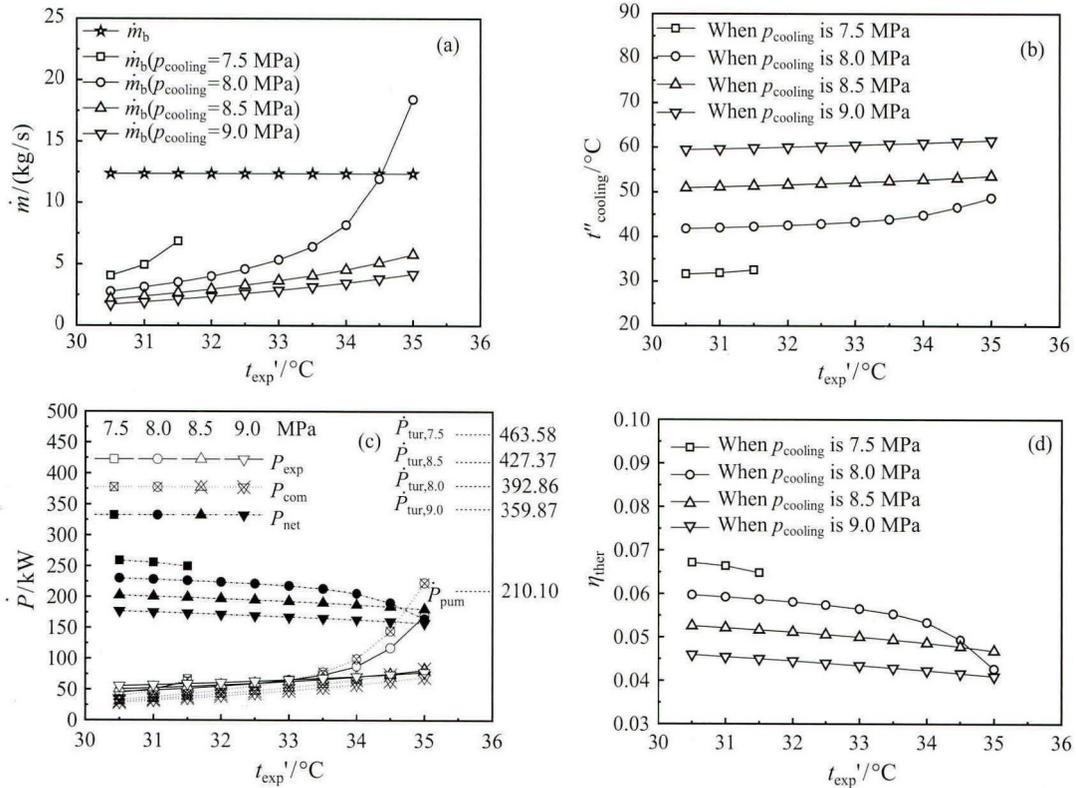


图 2 新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环性能的变化 (a) 工质质量流量; (b) 冷却水出口温度; (c) 功率; (d) 循环热效率  
 Fig. 2 Variation of performance of the novel CO<sub>2</sub> transcritical power cycle.  
 (a) mass flow rate of fluid; (b) outlet temperature of cooling water; (c) power; (d) cycle thermal efficiency

## 2 理论研究结果

采用理论分析方法,研究了循环工质质量流量(包括内部正循环质量流量和内部逆循环质量流量)、冷却水出口温度、功率(包括工质泵耗功、汽轮机输出功率、膨胀机输出功率、压缩机耗功和净输出功率)和循环热效率等参数随工况的变化规律。

如图 2(a) 所示,系统内部正循环质量流量保持不变,系统内部逆循环质量流量随冷却终温的升高而升高,随冷却压力的升高而降低。超临界加热器工质进出口状态参数不随冷却终温的变化而变化,导热油进口温度和流体换热窄点温差保持不变,从而导热油出口温度不变。超临界加热器工质进出口状态参数和导热油进出口参数均保持不变,超临界加热器中换热量决定了内部正循环质量流量,因此内部正循环质量流量随冷却终温保持不变。汽液分离器中饱和汽比例随冷却终温的升高而升高,当内部正循环流量(饱和液流量)保持不变时,内部逆循环流量(饱和汽流量)随冷却终温的升高而升高。在相同冷却终温时,冷却压力越高,膨胀后干度越低,内部逆循环流量越低。

值得注意的是,在冷却压力为 7.5 MPa 时,由

于压力较低,当冷却终温升高到一定程度时,膨胀后干度过高,造成内部逆循环流量过大,逆循环压缩耗功过高,整个循环净输出功率极小,甚至为负值,这些工况明显偏离正循环意图,因此对冷却压力为 7.5 MPa,冷却终温为 32~35 $^{\circ}\text{C}$  的工况不进行分析。

如图 2(b) 所示,冷却水出口温度随冷却终温的升高缓慢升高,随冷却压力的升高而升高。冷却器中换热流体换热窄点温差保持不变,冷却水进口温度保持不变。窄点位置随冷却终温和冷却压力的升高而被抬升,造成冷却水出口温度随冷却终温的升高而升高。

如图 2(c) 所示,当冷却压力为 7.5、8.0、8.5 和 9.0 MPa 时,内部正循环汽轮机输出功率分别 463.58、427.37、392.86 和 359.87 kW;内部正循环工质泵耗功为 210.10 kW;内部逆循环膨胀功和压缩耗功随冷却终温的升高而升高;循环净输出功率随冷却终温的升高而降低。冷却压力即为汽轮机出口压力,汽轮机出口压力越低,汽轮机输出功率越高,因此当冷却压力为 7.5 MPa 时,汽轮机输出功率最高。冷却终温越高,工质比容越大,膨胀功也越高,但是变化幅度很小。循环净输出功率变化趋势主要受汽轮机输出功率和压缩耗功影响,随

冷却终温的升高而降低, 并且随冷却压力的升高而降低。

如图 2(d) 所示, 循环净输出功率随冷却终温的升高而缓慢降低, 随冷却压力的升高而降低。循环热效率受超临界加热器中工质吸热量和净输出功率影响。超临界加热器中, 导热油和工质的进出口状态参数均保持不变, 导热油流量也保持不变, 从而超临界加热器中工质吸热量在考察工况范围内为定值。由图 3(c) 可知, 循环净输出功率随冷却终温的升高而降低, 随冷却压力的升高而降低。因此循环热效率与循环净输出功率的变化趋势相似, 随冷却终温的升高而降低, 随冷却压力的升高而降低。

综上所述, 冷却压力 (汽轮机出口压力) 越低, 循环性能越优, 越具有更高的净输出功率和循环热效率。因此, 考察工况范围内, 冷却压力为 7.5 MPa, 冷却终温为 30.5、31.0 和 31.5°C 的三个工况较优。

### 3 结 论

本文提出一种新型 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环, 循环内含两个内部循环, 内部正循环和内部逆循环, 该循环避免了亚临界 CO<sub>2</sub> 被常规冷却水冷凝的过程, 比常规 CO<sub>2</sub> 跨临界动力循环更具实际应用价值。并采用理论分析方法对该循环开展了循环性能分析。

1) 系统内部正循环质量流量保持不变时, 系统内部逆循环质量流量随冷却终温的升高而升高, 随冷却压力的升高而降低。

2) 内部正循环为主要循环, 内部逆循环为辅助循环。汽轮机输出功率和工质泵功耗不随冷却终温的升高而变化。内部逆循环膨胀功和压缩耗功随冷却终温的升高而升高。循环净输出功率随冷却终温的升高而缓慢降低, 随冷却压力的升高而降低。

3) 冷却压力 (汽轮机出口压力) 越低循环性能越优, 越具有较高的净输出功率和循环热效率。当冷却压力为 7.5 MPa, 冷却终温为 30.5°C 时, 净输出

功率为 258.8 kW, 循环热效率为 0.067。

### 参 考 文 献

- [1] Guo T, Wang H X, Zhang S J. Comparative Analysis of CO<sub>2</sub>-Based Transcritical Rankine Cycle and HFC245fa-Based Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) Using Low-Temperature Geothermal Source [J]. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 2010, 53(6): 1869–1900
- [2] Chen H, Goswami D Y, Rahman M M, et al. Energetic and Exergetic Analysis of CO<sub>2</sub>-and R32-Based Transcritical Rankine Cycles for Low-Grade Heat Conversion [J]. *Applied Energy*, 2011, 88(8): 2802–2808
- [3] Garg P, Kumar P, Srinivasan K, et al. Evaluation of Carbon Dioxide Blends with Isopentane and Propane As Working Fluids for Organic Rankine Cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 52(2): 439–448
- [4] Zhang X R, Yamaguchi H, Ueno D. Experimental Study on the Performance of Solar Rankine System Using Supercritical CO<sub>2</sub> [J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(15): 2617–2628
- [5] Yamaguchi H, Zhang X R, Fujima K, et al. Solar Energy Powered Rankine Cycle Using Supercritical CO<sub>2</sub> [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(17/18): 2345–2354
- [6] Kim Y M, Kim C G, Favrat D. Transcritical or Supercritical CO<sub>2</sub> Cycles Using Both Low-and High-Temperature Heat Sources [J]. *Energy*, 2012, 43(1): 402–415
- [7] Batet L, Alvarez-Fernandez J M, Mas de les Vallis E, et al. Modeling of a Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle for Nuclear Fusion Reactors Using RELAP5-3D [J]. *Fusion Engineering and Design*, 2014, 89(4): 354–359
- [8] Garg P, Srinivasan K, Dutta P. Comparison of CO<sub>2</sub> and Steam in Transcritical Rankine Cycles for Concentrated Solar Power [J]. *Energy Procedia*, 2014, 49: 1138–1146
- [9] Iverson B D, Conboy T M, Pasch J J. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycles for Solar-Thermal Energy [J]. *Applied Energy*, 2013, 111(11): 957–970
- [10] Halimi B, Suh K Y. Computational Analysis of Supercritical CO<sub>2</sub> Bragytton Cycle Power Conversion System for Fusion Reactor [J]. *Energy Conversion and Management*, 2012, 63(11): 38–43
- [11] Calm J M, Hourahan G C. Refrigerant Data Summary [J]. *Engineered Systems*, 2001, 18(11): 74–88
- [12] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), version 9.0 [R]. National Institute of Standards and Technology, 2010