

中高温烟气余热动力回收的复叠跨临界 CO₂ 动力循环热力学分析

李成宇¹,高振强¹,高明云²,高升堂²,王有镗¹

(1.山东理工大学 交通与车辆工程学院,山东 淄博 255000;2.山东一村空调有限公司,山东 淄博 255302)

摘 要:工业窑炉存在大量的中高温烟气余热,现有的动力循环或工质存在难以有效回收大温降烟气余热的问题。提出以 CO₂ 为工质的复叠跨临界动力循环,以单位质量烟气的循环净功率最大为优化目标,在 400 和 500 ℃ 的烟气热源条件下,研究循环参数对循环性能的影响规律。重点分析了工质分流质量比、吸热压力对回热过程换热匹配特性以及循环性能的影响,并对简单循环、回热循环和复叠循环进行了优化对比。结果表明,复叠循环中,上下级循环的回热匹配是影响循环性能的重要因素,通过调节工质泵出口的工质分流比 x 以改善回热匹配性,烟气初温 400 和 500 ℃ 下,最优的工质分流比 0.6 和 0.7。吸热压力的增加有利于循环净输出功率的增加,烟气初温 500 ℃ 下,吸热压力由 20 MPa 增至 35 MPa 时,净功率由 117.4 kW 增至 143.8 kW,增幅为 22.49%;对各部件而言,提高吸热压力可增加高、低温透平输出功率,但对回热功率的作用相反;20~35 MPa 内随吸热压力的升高,低温透平输出功率占比由 31.4% 降至 27.3%,吸热压力对高温透平的性能影响更明显。对比 3 种跨临界 CO₂ 循环,简单循环的热效率和净功率均最低,回热循环具有最高的热效率,复叠循环输出最高的净功率。烟气初温 400 ℃ 下,复叠循环的净功率比简单循环和回热循环分别高 22.2% 和 6.1%;烟气初温 500 ℃ 下,分别高 35.7% 和 12.5%。

关键词:中高温烟气;余热回收;CO₂;复叠跨临界循环;参数优化;热力学性能

中图分类号:TK115

文献标志码:A

文章编号:1006-6772(2020)05-0070-07

Thermodynamic analysis of cascading transcritical power cycle using CO₂ for waste heat recover from medium and high temperature flue gas

LI Chengyu¹, GAO Zhenqiang¹, GAO Mingyun², GAO Shengtang², WANG Youtang¹

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China;

2. Shandong Yancheng Air Conditioning Co., Ltd., Zibo 255302, China)

Abstract: Large quantities of waste heat from medium and high temperature flue gas are generated from industrial kilns. However, the present power cycles or working fluids is difficult to effectively recover the waste heat of flue gas with the temperature drop. A cascading transcritical power cycle using CO₂ as working fluids was proposed. The maximum net power output per unit mass flue gas was selected as objective function. The effects of parameters on cycle thermodynamic performance were investigated under flue gas temperature of 400 and 500 ℃. The influence of mass split flow ratio and high pressure on thermal matching in regenerator and cycle performance were mainly analyzed. The optimization and comparative analysis was conducted among basic transcritical cycle, regenerative transcritical cycle and cascading transcritical cycle. The results indicate that the thermal matching in regenerator is key influence factor on cycle performance of the cascade cycle. By adjusting mass split flow ratio x at the outlet of the working medium pump to improve the regenerative matching, the optimal value of of working medium is 0.6 and 0.7 under flue gas temperature of 400 and 500 ℃. The increase of endothermic pressure is

收稿日期:2020-08-06;责任编辑:白娅娜 DOI:10.13226/j.issn.1006-6772.IF20080614

基金项目:淄博市校城融合发展计划资助项目(2019ZBXC081)

作者简介:李成宇(1989—),男,山东淄博人,讲师,主要从事工业节能及余热利用技术。E-mail:licy@sdut.edu.cn。通讯作者:王有镗,副教授,主要从事能源高效利用的研究。E-mail:wyt@sdut.edu.cn

引用格式:李成宇,高振强,高明云,等.中高温烟气余热动力回收的复叠跨临界 CO₂ 动力循环热力学分析[J].洁净煤技术,2020,26(5):70-76.

LI Chengyu, GAO Zhenqiang, GAO Mingyun, et al. Thermodynamic analysis of cascading transcritical power cycle using CO₂ for waste heat recover from medium and high temperature flue gas[J]. Clean Coal Technology, 2020, 26(5): 70-76.



移动阅读

beneficial to the increase of net power output, and when the endothermic pressure increases from 20 MPa to 35 MPa under flue gas temperature of 500 °C, the net power increases from 117.4 kW to 143.8 kW, with an increase of 22.49%. The higher pressure also promotes power output for both high- and low-temperature turbines, but the deteriorates heat exchange amount in regenerator. The ratio of low-temperature turbine power output to total ranges from 31.4% to 27.3% with high pressure increasing from 20 to 35 MPa, which means that the high-temperature turbine is more affected by high pressure. Compared with the three transcritical CO₂ cycles, the basic transcritical cycle has the lowest thermal efficiency and net power output. The regenerative transcritical cycle achieves the highest thermal efficiency. The cascading transcritical cycle outputs the maximum net power. The net power output of cascading transcritical cycle is 22.2% and 6.1% higher than that of basic and regenerative cycle under flue gas temperature of 400 °C, respectively, and the values is 35.7% and 12.5% under flue gas temperature of 500 °C.

Key words: medium and high temperature flue gas; waste heat recovery; CO₂; cascading transcritical power cycle; parametric optimization; thermodynamic performance

0 引 言

工业能耗占我国总能耗的 70% 以上^[1], 工业生产在消耗大量化石能源的同时产生了大量余热资源。其中, 电力、钢铁、石化等行业中, 高达 20% ~ 50% 的余热以不同载体携带排向或耗散至环境, 以烟气为介质的余热占总余热资源的比例高达 50%^[2-3]。品位较高的中高温工业窑炉烟气余热具有很高的动力回收价值, 合理、高效地回收利用该部分余热资源是工业节能减排的重要组成。

烟气是典型的有限热容热源, 在放热过程中温度不断降低。常规的水蒸气朗肯循环定温吸热段的比例较大, 窄点温差突出的现象明显, 造成蒸发温度提升与烟气利用率的提升形成“相悖”特性。有机工质受自身热稳定性的影响, 通常施以最高循环温度的限制^[4-5]($\leq 300\text{ }^{\circ}\text{C}$), 在回收中高温烟气余热时造成蒸发器高温入口端差较大, 大温差传热不可逆损失严重^[6]。因此, 亟需寻找合适的工质, 使工质吸热温度-热源载流体放热温度形成良好的匹配, 解决变温热源利用率低和传热温差过大的问题。从热力学优化角度, 以烟气为余热源的动力循环优化中, 应兼顾循环热效率与余热利用率, 即在既定的热源条件下尽可能输出更多净输出功率。

近年来, CO₂ 作为热力循环工质受到广泛关注。CO₂ 的 ODP 为 0, GWP 很低, 不可燃烧, 热稳定性好, 是一种廉价、环保、安全的工质。尤其在中高温领域, 以超临界 CO₂ 为工质的循环受到重视。循环的构建及改进是研究的重要方向之一, 依托于各类热源, 目前已经提出了简单回热、再压缩、中间冷却、分流形式的超临界循环及在此基础上的改进循环^[7]; 研究中提出的再压缩循环适用于核电、太阳能光热发电等恒温热源, 是极具潜力的新型循环^[8]。应用于中高温烟气余热回收, 超临界状态 CO₂ 的吸热过程可良好匹配于烟气的大温降放热过

程, 但目前尚存以下问题: 简单的跨(超)临界循环透平出口乏汽温度高、显热量大, 不加以利用则造成大量热量浪费、循环效率低; 回热、再压缩等循环形式虽然有效回收了乏汽携带的显热量, 但会抬高吸热过程中工质在主气体加热器的入口温度, 降低烟气的热利用率^[9], 总体上对净输出功率的收益不明显。

针对上述问题, 学者针对性地对 CO₂ 动力循环提出了改进研究。Liu 等^[10]研究了超临界 CO₂ 动力循环用于燃煤电站的余热回收, CO₂ 动力循环的乏汽余热用于燃煤电站的空气预热。Song 等^[11]提出了一种改进型的预热超临界 CO₂ 动力循环用于内燃机烟气余热回收, 循环采用了分流、预热和两级回热相结合的方式, 结果表明余热回收可使系统总功率提升 6.9%。Zhang 等^[12]提出了一种梯级利用燃气轮机烟气余热的跨临界 CO₂ 动力循环, 即高温的再压缩循环与低温的回热循环依次回收烟气余热, 结果表明所提出的循环比常规循环的净功率提升 5.3%。Kim 等^[13]研究了超临界 CO₂ 动力循环用于燃气透平烟气的余热回收, 对比分析了 9 种循环形式, 结果表明部分加热循环输出功率相对较高, 虽然双级加热分流循环输出功率最高, 但是系统部件较多、循环复杂度高。

上述研究有效提升了循环的热力学性能, 但也增加了系统的复杂性。本文针对于跨临界 CO₂ 动力循环在中高温烟气余热动力回收存在的问题, 构建了一种相对简单的复叠跨临界循环形式, 在 400 ~ 500 °C 烟气热源下, 以单位质量烟气的系统净输出功率为目标函数, 分析该循环的热力学性能, 考察关键参数对循环性能的影响。并与简单循环和回热循环进行了优化对比分析, 以考察复叠循环的热力学性能改善程度。

1 循环介绍

复叠式跨临界 CO₂ 动力循环系统示意和 T-s 图

如图1、2所示。循环流程如下:CO₂以饱和液相状态1进入工质泵,经过绝热压缩后,升压至超临界状态2(2'),随后工质分流为2股,一股流体2进入超临界加热器从高温烟气余热源吸热,经过定压吸热后以超临界流相状态3进入高温透平,经过绝热膨胀过程、对外输出功,乏汽以过热态4进入回热器;从工质泵出口分流的另一股流体2'进入回热器,从高温透平乏汽吸取热量,被加热至中温超临界流相态6,随后进入低温透平膨胀做功,降温降压至状态7,同时主回路的高温乏汽被冷却至状态5;两路过热乏汽被冷却水降温至饱和液相1,形成一个闭合循环。

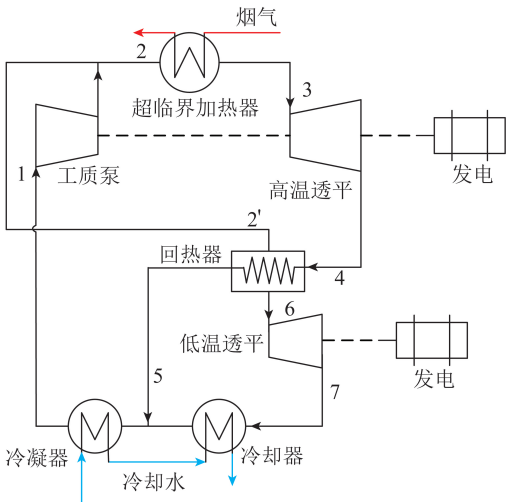


图1 复叠跨临界CO₂动力循环系统示意

Fig.1 Schematic diagram of cascading transcritical CO₂ power system

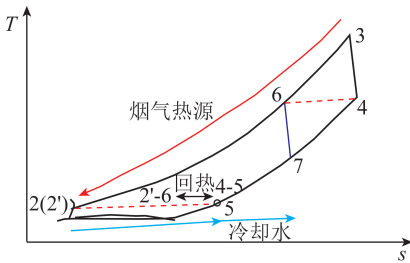


图2 复叠跨临界CO₂动力循环T-s图

Fig.2 T-s diagram of cascading transcritical CO₂ power cycle

复叠循环中,底(下)级循环充分回收利用顶(上)级循环透平乏汽的高温显热量,额外输出部分净功,并降低循环的平均放热温度、提高循环热效率。相比于简单的跨临界循环,复叠循环在维持顶级吸热过程不变的前提下,额外增加底级循环的输出功以改善循环的热力学特性;相比于带回热的循环(包括简单回热、再压缩循环等),复叠循环顶级循环吸热过程保持了良好的换热匹配特性、余热利用率高的优点。

2 循环热力学模型及假设

复叠式跨临界CO₂动力循环的数学模型为超临界加热器功率:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{w,top}(h_3 - h_2) = \dot{m}_{gas} c_{p,gas}(T_{gas,in} - T_{gas,out}), \quad (1)$$

式中, $\dot{m}_{w,top}$ 和 $\dot{m}_{gas}$ 分别为上级循环工质和烟气的质量流量,kg/s; $c_{p,gas}$ 为烟气定压比热容 kJ/(kg·K); $T_{gas,in}$ 、 $T_{gas,out}$ 分别为烟气在换热器中的进、出口温度,℃; h_2 、 h_3 分别为工质在超临界加热器的进、出口比焓,kJ/kg。

循环工质分流比:

$$x = \dot{m}_{w,bot} / \dot{m}_{w,top}, \quad (2)$$

式中, $\dot{m}_{w,bot}$ 为下级循环工质的质量流量,kg/s。

工质泵耗功:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{w,top}(1 + x)(h_2 - h_1), \quad (3)$$

式中, h_1 为工质在工质泵入口的比焓,kJ/kg。

高温透平输出功:

$$\dot{W}_{t,top} = \dot{m}_{w,top}(h_3 - h_4), \quad (4)$$

式中, h_4 为工质在高温透平出口的比焓,kJ/kg。

低温透平输出功:

$$\dot{W}_{t,bot} = \dot{m}_{w,bot}(h_6 - h_7), \quad (5)$$

式中, h_6 和 h_7 分别为工质在低温透平进、出口的比焓,kJ/kg。

回热器功率:

$$\dot{Q}_{rh} = \dot{m}_{w,top}(h_4 - h_5) = \dot{m}_{w,bot}(h_6 - h_2), \quad (6)$$

式中, h_5 为回热器放热侧的工质出口比焓,kJ/kg。

循环放热量:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{w,top}(h_5 - h_1) + \dot{m}_{w,bot}(h_7 - h_1) = \dot{m}_{water} c_{p,water}(T_{water,out} - T_{water,in}), \quad (7)$$

式中, $\dot{m}_{water}$ 为冷却水的质量流量,kg/s; $c_{p,water}$ 为冷却水的定压比热容,kJ/(kg·K); $T_{water,in}$ 、 $T_{water,out}$ 分别为冷却水的进、出口温度,℃。

循环净输出功率:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{t,top} + \dot{W}_{t,bot} - \dot{W}_p, \quad (8)$$

循环热效率:

$$\eta = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{in}. \quad (9)$$

在本文的优化计算中,提出了如下假设:① 工质在循环各过程中是稳态、稳流的;② 忽略动能、势能、摩擦压损;③ 忽略换热器与环境的换热损失;

④ 考虑到不同燃料燃烧后生成烟气的酸露点多在 80~160 ℃^[14],烟气最低热利用排温限制为 90 ℃。

本文基于 MATLAB 建立了循环优化程序,采用逐层降维的方法对多个变量在各自的搜索区间进行一维搜索和优化。CO₂ 的物性数据基于 REFPROP NIST 软件。循环预设参数见表 1。

表 1 循环预设参数	
Table 1 Specifications of the model	
参数	数值
烟气入口温度 $T_{\text{gas,in}}/^\circ\text{C}$	400,500
烟气出口温度 $T_{\text{gas,out}}/^\circ\text{C}$	≥ 90
高压侧压力 p_{H}/MPa	20~35
高温透平入口温度 $T_3/^\circ\text{C}$	385,485
冷凝温度 $T_{\text{cond}}/^\circ\text{C}$	20
回热器窄点温差 $\Delta T_{\text{pinch}}/^\circ\text{C}$	10
透平等熵效率 $\eta_t/\%$	90
工质泵等熵效率 $\eta_p/\%$	80
水泵效率 $\eta_{\text{p,water}}/\%$	75
工质分流比 x	0.3~1.2
烟气质量流量 $\dot{m}_{\text{gas}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	1

3 结果分析与讨论

3.1 高温透平入口工况对乏汽参数的影响

透平入口温度(TIT)既定的情况下,乏汽温度主要受膨胀初压的影响,具体如图 3 所示。可知乏汽温度与膨胀初压呈现负相关关系,在透平入口温度 485 和 385 ℃ 下,随着压力由 20 MPa 升至 35 MPa,乏汽温度变化区间分别为 346.6~287.8 ℃ 和 259.9~202.0 ℃。对于简单跨临界循环,相当于 200 ℃ 以上的余热排向环境,造成浪费,导致循环平均放热温度高、效率低。对于回热循环,过高的乏汽温度势必会引起回热器被加热侧流体温升较大,进而导致烟气排温较高。依据文献[15],烟气初温 400 和 500 ℃ 时,烟气排温分别为 159.7 和 186.3 ℃,循环对烟气余热源的利用率受限。对于复叠跨临界循环,高温透平乏汽温度影响底级循环的温度

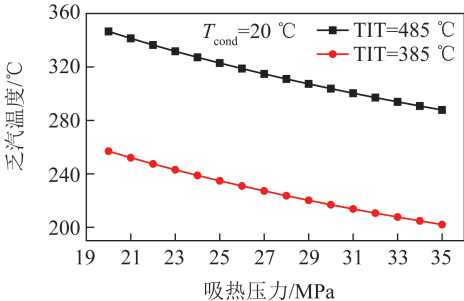


图 3 吸热压力对乏汽温度的影响

Fig.3 Effect of endothermic pressure on turbine outlet temperature

上限,同时也影响底级循环的吸热量及热量品质,进而影响底级循环的循环性能。

3.2 回热过程匹配性影响分析

低温流体(吸热流体)压力较高,平均比热容较大,在加热过程中由超临界液相变化至超临界流相,比热容变化较为明显;高温流体(放热流体)为亚临界气相,平均比热容较小,在冷却过程中比热容变化平缓。当分流比 x 较小时,吸热流体的平均比热容明显小于放热流体的平均比热容,因此,放热流体的温降小于吸热流体的温升,此时传热窄点位于回热器高温端,低温端传热温差较大,如图 4(a)所示,低温端差为 154.6 ℃。在较高的分流比 x 下,吸热流体的平均比热容明显高于放热流体的平均比热容,放热流体的温降高于吸热流体的温升,此时传热窄点位于回热器的低温端,高温端传热温差较大,如图 4(b)所示,高温端差为 152.6 ℃。另外,窄点位于低温端时,底级循环可充分回收高温乏汽的余热,此时回热功率保持最大值 209.5 kW;随着 x 的减少,窄点位置逐渐移动至高温端,被加热流体所需加热量逐渐减少,不断抬高回热器放热流体出口温度,例如 $x=0.3$ 时,回热功率为 93.4 kW。

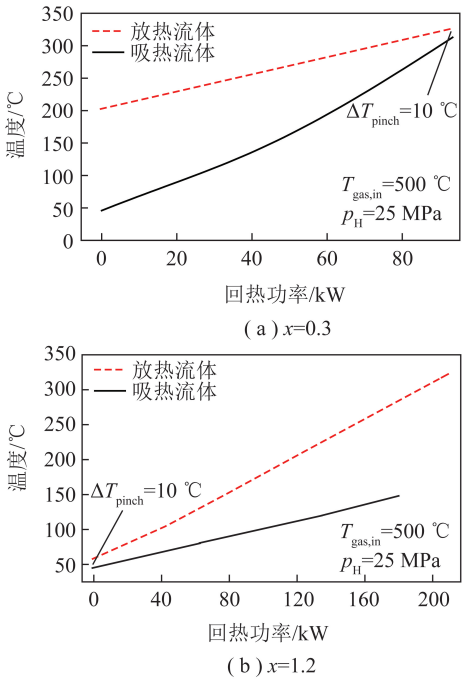


图 4 回热过程两侧流体换热匹配

Fig.4 Thermal matching between both sides of the fluid in regenerative process

3.3 分流比 x 对循环性能的影响

分流比 x 对系统净输出功率的影响如图 5 所示。可知随着 x 的增加系统净功率呈现先增长后降低的趋势,最优值点在烟气初温 400 和 500 ℃ 时,分

别为 0.6 和 0.7,最优值点受吸热压力的影响不明显。在既定烟气热源参数和高温透平入口参数下,顶级循环的工质质量流量及透平输出功率不受分流比 x 的影响,保持不变。

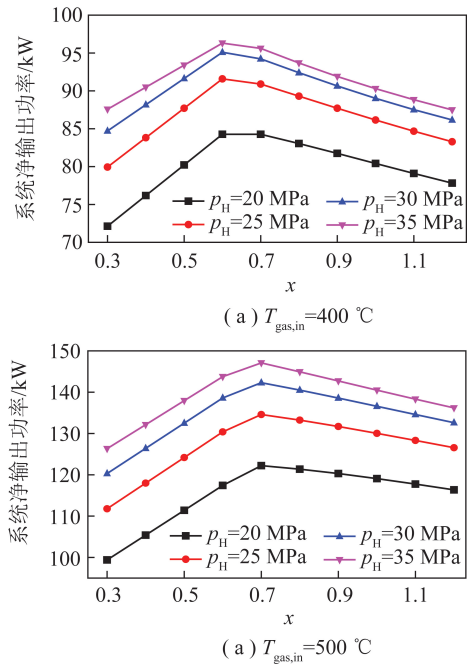


图 5 分流比 x 对系统净输出功率的影响
Fig.5 Effect of mass split flow ratio x on system net power output

分流比 x 影响回热过程的换热匹配如图 6 所示,可知随着 x 的增加回热器的换热功率先增大后保持不变。低温透平入口温度随 x 的增加不断降低,导致单位工质质量流量下的低温透平做功降低,但因工质质量流量的增加,低温透平总输出功率呈现先快速增加后缓慢增加的变化,总体趋势与回热功率变化曲线基本一致,表明低温透平的做功主要受回热量的影响。但因工质泵耗功随 x 的增加单调递增,最终导致系统净输出功率存在最优值,最优值点的位置与回热功率刚好达到最大值时的位置保持一致,即此时底部循环在保证充分吸热的前提下,尽可能保持了较高的循环温度上限及循环热效率。

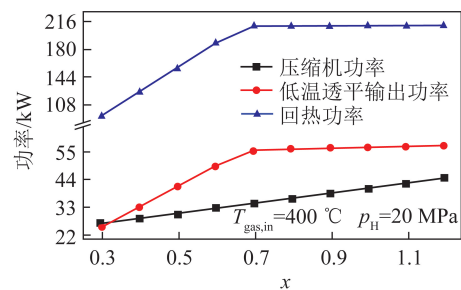


图 6 分流比 x 对系统部件功率的影响
Fig.6 Effect of mass split flow ratio x on component's power output

3.4 吸热压力对循环性能的影响

烟气初温 $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时系统净输出功率和热效率随吸热压力的变化如图 7 所示。可知随着吸热压力的升高,净输出功率和热效率均提高,但增长幅度有所降低。以 $x = 0.6$ 为例,吸热压力由 20 MPa 增至 35 MPa 时,净功率由 117.4 kW 增至 143.8 kW ,增幅为 22.49% ,热效率由 25.5% 增至 31.2% ,净增值为 5.7% 。在材料强度允许范围内,提高循环吸热压力有利于改善循环的热力学性能。

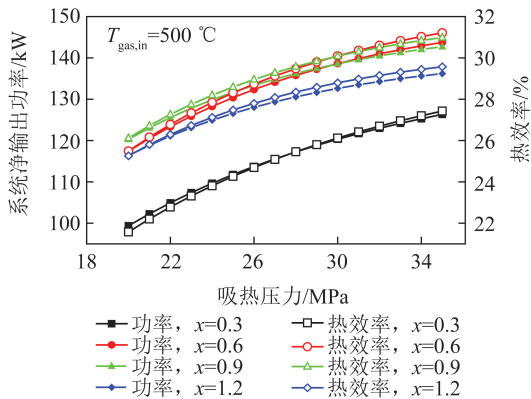


图 7 吸热压力对净功率和热效率的影响
Fig.7 Effect of endothermic pressure on the net power output and thermal efficiency

吸热压力对高、低温透平输出功率和回热功率的影响如图 8 所示。随着吸热压力的升高,超临界加热器进出口工质的比焓差值逐渐降低,导致工质的质量流量不断增加,但乏汽温度不断降低,总体来看高温乏汽在回热器内部的放热量随压力的升高而递减。高、低温透平输出功率均随吸热压力的升高而增加,随着吸热压力由 20 MPa 升高至 35 MPa ,高温透平输出功由 98.4 kW 增至 142.2 kW ,增幅为 44.5% ,低温透平输出功率由 45.0 kW 增至 53.5 kW ,增幅为 18.9% ;低温透平输出功率占总输出功率的比例随吸热压力的升高而降低,由 31.4%

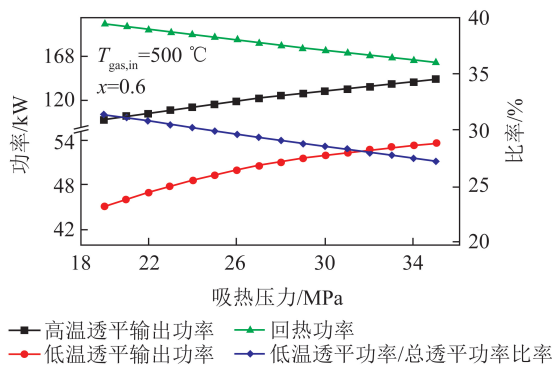


图 8 吸热压力对透平输出功率和回热功率的影响
Fig.8 Effect of endothermic pressure on turbine power output and heat exchange of regenerator

降至 27.3%。由此可见,提高吸热压力对高温透平性能提升效果更明显。

3.5 循环优化结果及对比分析

复叠跨临界 CO₂ 动力循环在烟气初温 400 和 500 ℃ 下以净输出功率最大化为目标的优化结果见表 2,可知复叠循环的净输出功率分别为 96.3 和 147.1 kW,热效率分别为 28%和 31.9%。

烟气初温 400 和 500℃ 条件下,简单跨临界 CO₂ 循环、全回热跨临界 CO₂ 循环与复叠跨临界 CO₂ 循环在充分优化后的性能比较如图 9 所示。可知各类循环的热效率和净功率均与吸热压力成正比。简单跨临界 CO₂ 循环在相同温度和压力下,均输出最低的净输出功率和热效率,主要原因在于中高温工况下透平乏汽携带的大量显热被直接外排、未加以利用。回热循环输出最高的热效率(2 种热源条件下

分别为 32.8%和 35.6%),但其净功率介于简单循环和复叠循环之间。主要由于其高温乏汽余热用以预热高压侧工质,但因换热量大造成回热器出口工质温度较高,过分抬高烟气出口温度,导致烟气热利用率下降、吸热量减少,从而减缓了系统净功率的增加。复叠循环中,下级循环可较充分地回收利用上级循环的乏汽显热,但下级循环透平乏汽依然损失部分废热(烟气初温 500 ℃ 时,低温透平乏汽高达 100 ℃),因此其热效率虽较简单循环有明显提升,但仍低于全回热循环。此外,复叠循环与烟气的换热过程与简单循环保持一致,即可充分回收烟气之显热,加之低温透平额外输出功,因此复叠循环的净输出功率为三者最高。烟气初温 400 ℃ 下,复叠循环的净功率比简单循环和回热循环分别高 22.2%和 6.1%;烟气初温 500 ℃ 下,分别高 35.7%和 12.5%。

表 2 复叠跨临界 CO₂动力循环的优化结果

Table 2 Optimization results for cascading transcritical CO ₂ power system								
烟气初温/℃	吸热压力/ MPa	高温透平 初温/℃	低温透平 初温/℃	工质分流 比 x	高温透平 功率/kW	低温透平 功率/kW	净输出 功率/kW	热效率/%
400	35	385	192.0	0.6	109.9	34.8	96.3	28.0
500	35	485	265.6	0.7	142.2	59.9	147.1	31.9

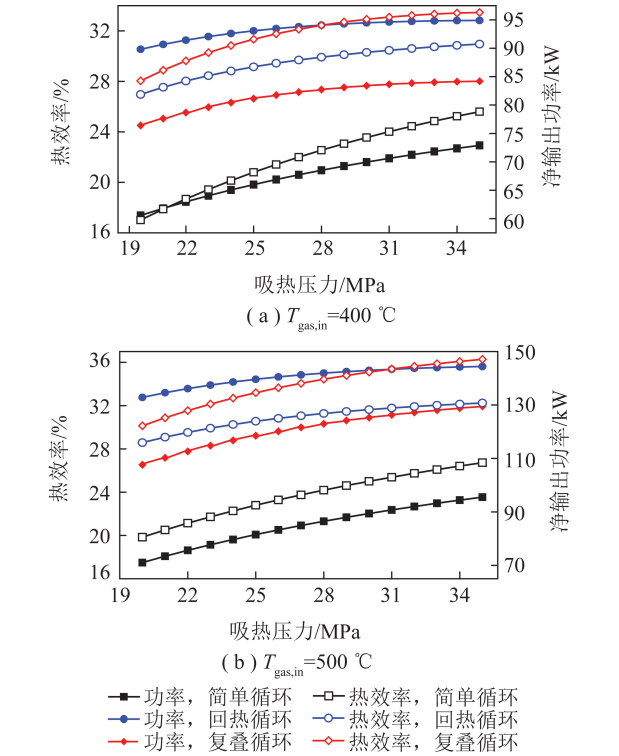


图 9 各循环在不同吸热压力下的净功率和热效率对比
Fig.9 Comparison of net power output and thermal efficiency of three power cycles under different high pressure

4 结 论

1) 本文针对现有跨临界 CO₂ 循环难以有效回收

中高温烟气余热的问题,构建了复叠式跨临界 CO₂ 循环,以净输出功率为优化目标,开展了循环参数性能影响分析;并对充分优化后的简单跨临界循环、回热跨临界循环与复叠跨临界循环开展了对比分析。复叠循环中,上下级循环的回热匹配是影响循环性能的重要因素。通过调节工质泵出口的工质分流比 x 以改善回热匹配性,最优工况为同时保证下级循环充分吸热和足够的温度上限;烟气初温 400 和 500 ℃ 下,最优的工质分流比 0.6 和 0.7。

2) 吸热压力的增加有利于循环净输出功率的增加;对各部件而言,提高吸热压力可增加高、低温透平输出功率,但对回热功率的作用相反;低温透平输出功率占比随吸热压力的升高而降低,吸热压力对高温透平的性能影响更明显。

3) 对比 3 种跨临界 CO₂ 循环:简单循环、回热循环和复叠循环,简单循环的热效率和净功率均最低,回热循环具有最高的热效率,复叠循环输出最高的净功率。烟气初温 400 ℃ 下,复叠循环的净功率比简单循环和回热循环分别高 22.2%和 6.1%;烟气初温 500 ℃ 下,分别高 35.7%和 12.5%。

参考文献 (References):

[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): 123-128.
LIAN Hongkui, LI Yan, SHU Guangyangzi, et al. An overview of

domestic technologies for waste heat utilization[J]. Energy Conservation Technology, 2011, 29(2): 123-128.

[2] 徐文栋. 烟气余热利用技术及其工程应用研究[D]. 上海: 上海理工大学, 2013.

XU Wendong. The utilization of flue gas waste heat and its engineering application [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology, 2013.

[3] AGENCY I E. World Energy Outlook 2015[EB/OL]. (2015-11-10). <https://www.ipieca.org/news/world-energy-outlook-2015/>.

[4] LAI N A, Wendland M, FISCHER J. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles [J]. Energy, 2011, 36(1): 199-211.

[5] PREIBINGER M, BRÜGGEMANN D. Thermalstability of hexamethyldisiloxane(MM) for high-temperature Organic Rankine Cycle (ORC)[J]. Energies, 2016, 9(3): 183.

[6] SCHROEDER D J, LESLIE N. Organic Rankine cycle working fluid considerations for waste heat to power applications[J]. Ashrae Transactions, 2010, 116: 525-533.

[7] 郭嘉琪, 王坤, 朱含慧, 等. 超临界 CO₂ 及其混合工质布雷顿循环热力学分析[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(4): 695-702.

GUO Jiaqi, WANG Kun, ZHU Hanhui, et al. Thermodynamic analysis of Brayton cycles using supercritical carbon dioxide and its mixture as working fluid[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(4): 695-702.

[8] XU Jinliang, LIU Chao, SUN Enhui, et al. Perspective of S-CO₂ power cycles[J]. Energy, 2019, 186: 1-8.

[9] XU Jinliang, SUN Enhui, LI Mingjia, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant [J]. Energy, 2018, 157(8): 227-246.

[10] LIU Ming, ZHANG Xuwei, MA Yuegeng, et al. Thermo-economic analyses on a new conceptual system of waste heat recovery integrated with an S-CO₂ cycle for coal-fired power plants[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 161: 243-253.

[11] SONG Jian, LI Xuesong, REN Xiaodong, et al. Performance improvement of a preheating supercritical CO₂ (S-CO₂) cycle based system for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 161: 225-233.

[12] ZHANG Qiang, OGREN R, KONG S. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of a novel waste heat recovery system with a transcritical CO₂ cycle for offshore gas turbine application[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 172: 212-227.

[13] KIM M S, AHN Y, KIM B, et al. Study on the supercritical CO₂ power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle [J]. Energy, 2016, 111: 893-909.

[14] TCHANCHE B F, LAMBRINOS G, FRANGOUDAKIS A, et al. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles: A review of various applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(8): 3963-3979.

[15] 李成宇, 王怀信. 中温烟气为热源的 CO₂ 跨临界循环改进及分析[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(8): 1643-1648.

LI Chengyu, WANG Huaixin. Improvements and analyses of CO₂ trans-critical cycle using medium temperature flue gas heat source[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(8): 1643-1648.