

超临界二氧化碳布雷顿循环的参数优化

段承杰, 杨小勇, 王 捷

(清华大学 核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

摘要: 本文通过建立二氧化碳布雷顿再压缩循环模型, 研究了各参数对循环效率的影响及各参数间的关系, 并对循环参数进行优化, 阐述二氧化碳循环高效能量转换的机理。结果表明, 超临界二氧化碳再压缩循环是一种较为理想的能量转换方式, 适宜为出口温度较低的反应堆做能量转换。

关键词: CO₂; 再压缩循环; 参数优化

中图分类号: TK11

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2011)12-1489-06

Parameters Optimization of Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle

DUAN Cheng-jie, YANG Xiao-yong, WANG Jie

(Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: By well modeling a supercritical carbon dioxide Brayton recompression cycle, the effects of cycle parameters on cycle efficiency and the interrelationship of parameters were studied. The cycle was optimized and the high-efficiency energy conversion mechanism of CO₂ cycle was represented. The results show that supercritical CO₂ cycle is an effective energy conversion system and is suitable for low core outlet temperature reactors.

Key words: CO₂; recompression cycle; parameters optimization

第四代核能论坛(GIF)提出的第四代核能系统6种推荐堆型中除超临界水堆外,其余堆型的能量转换均可采用布雷顿循环(Brayton cycle)^[1],其中,钠冷快堆(SFR)、铅冷快堆(LFR)被推荐使用二氧化碳作为布雷顿循环的工质。二氧化碳具有良好的热稳定性和物理性质,不需很高的循环最高温度即可达到满意的热效率^[2-4],超临界循环可利用二氧化碳在临界点附近的物性,减小压缩功,提高回热效率,从而提高循环效率。同时,二氧化碳循环相比氦

气循环减小了部件损失及部件体积,且二氧化碳与氢气相比,储量丰富、易于获得且价格便宜。本文介绍超临界二氧化碳再压缩循环,根据热力学定律建立循环模型。分析循环中压比、温比等主要参数对循环效率的影响及最佳值的选取,同时对影响回热器的参数进行研究。

1 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环

二氧化碳超临界循环需采用多个回热器(若只采用1个回热器,由于回热器低压侧流体

比热较小,换热时高压侧流体温升不够,会导致换热器出现夹点),使热量得以更好利用。二氧化碳再压缩循环示意图如图 1 所示,循环温熵图如图 2 所示。

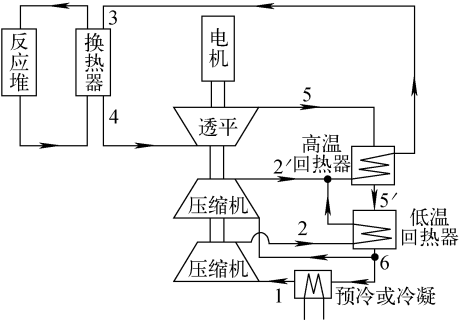


图 1 二氧化碳再压缩循环示意图
Fig. 1 Sketch of CO₂ recompression cycle

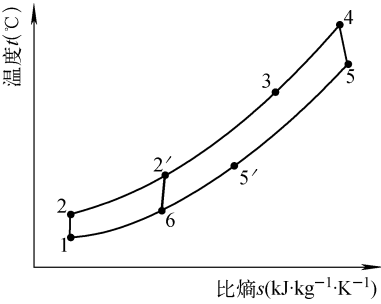


图 2 二氧化碳再压缩循环温熵图
Fig. 2 t - s diagram of CO₂ recompression cycle

透平出口的二氧化碳流体先进入高温回热器进行放热(5 至 5'),后进入低温回热器(5' 至 6),而后,一部分流体直接通往高温压缩机被压缩(6 至 2'),另一部分流体先冷却后(6 至 1)再进入压缩机压缩(1 至 2)。然后,通过低温回热器回热(2 至 2')到与直接被高温压缩机压缩的流体相同的温度,混合后一起再流经高温回热器(2' 至 3)、换热器(3 至 4),最后流入透平做功(4 至 5)。

2 循环数学模型

定义 Brayton 循环压比 $\epsilon = p_{\max}/p_{\min}$ 、温比 $\tau = t_{\max}/t_{\min}$ 。其中: p 为压力; t 为温度。

假设经过预冷器的分流量为 $x(0 \leq x \leq 1)$,低温回热器的回热度 α_{hrec} 可表示为:

$$\alpha_{\text{hrec}} = \frac{x(h_{2'} - h_2)}{(mc_p)_{\min} \Delta t_{\max}} = \frac{h_{5'} - h_6}{(mc_p)_{\min} \Delta t_{\max}} \quad (1)$$

其中: $\Delta t_{\max}$ 为高压侧或低压侧出入口温差最大值; h 为比焓, J/kg; m 为质量流量, kg/s; c_p 为比定压热容, kJ/(kg · K)。

高温回热器的回热度 α_{hrec} 表示为:

$$\alpha_{\text{hrec}} = \frac{h_3 - h_{2'}}{h_5 - h(p_{5'}, t_{2'})} = \frac{h_5 - h_{5'}}{h_5 - h(p_{5'}, t_{2'})} \quad (2)$$

α_{hrec} 与 α_{lrec} 的计算方法差异是由分流引起的。其中,回热器高压侧的出口温度须分别满足条件 $t_2 + \Delta t \leq t_6 \leq t_{5'}$ 及 $t_{2'} + \Delta t' \leq t_{5'} \leq t_5$, Δt 与 $\Delta t'$ 分别为避免回热器内传热恶化而设置的工程上所允许的最小温差,通常取为 8 °C。

整个循环的效率 η 可表示为:

$$\eta = 1 - \frac{x(h_6 - h_1)}{h_4 - h_3} \quad (3)$$

式(3)是从能量损失角度来计算循环效率,可看出,采用分流设计,Brayton 循环释放到环境中未被利用的热量减少,热源吸收的热量也减少,因此,循环效率大幅提高。

分流措施可在 CO₂ 超临界 Brayton 循环中使用是因 CO₂ 物性受工作环境下的压力、温度影响较大。在无分流回热时有: $\bar{c}_{p,h} \Delta t_h = \bar{c}_{p,l} \Delta t_l$, 下标 h 表示回热器高压侧, l 表示低压侧。其中, $\bar{c}_{p,h} > \bar{c}_{p,l}$, 因此,流量相等的情况下导致 $\Delta t_h < \Delta t_l$, 即进入堆芯的气体温度较低,在相同的 ϵ 、 τ 下,高压侧流经堆芯或换热器的流体需吸收较多的热量,降低了循环效率。而分流循环则是牺牲一部分功用于压缩流体,从而使流体回热后温度得到升高,相同条件下的循环在堆芯或换热器吸收的热量减少,同时预冷损失的热量降低,增加了循环效率。

3 优化分析

由数学模型可知,超临界 CO₂ Brayton 再压缩循环的循环效率可表示为:

$$\eta = \eta(\varphi, \epsilon, \tau, \eta, \xi, k_i) \quad (4)$$

其中: φ 为初始点的工况; η 为压气机和透平的等熵效率; ξ 为各部件压力损失; k_i 为以下 4 个变量任选其二,即经过预冷器的流量份额 x 、低温回热器低压侧出口温度与高压侧入口(即回热器冷端)温度之差 Δt 、低温回热器回热度 α_{lrec} 及高温回热器回热度 α_{hrec} 。只要确定了以上参数,并保证回热器不出现传热恶化现象,即可唯一确定超临界 CO₂ Brayton 循环的效率。

作为实际气体的循环,影响循环效率的参数较复杂,有的参数并非完全独立,选取有一定范围的限制。为简化讨论,选定二氧化碳超临界 Brayton 循环的最高参数分别为压力 20 MPa、温度 650 ℃^[2],并作为计算初始点。英国 AGR 反应堆运行证实了 CO₂ 在 670 ℃ 以下的安全性。循环其余各节点的压力、温度均在临界点参数之上。同时逆流换热器冷端温差越小,换热效果越好,但实际情况不能相等,因此,本工作给定回热器冷端温差为 8 ℃。

对于图 2 所示的循环,环境温度、 ϵ 、 τ 、低温回热器冷端温差和压缩机等熵效率确定, t_2 、 t_6 和 t_2' 即可确定。在满足回热器不出现夹点和传热恶化的情况下,当高温回热器低压侧出口温度 t_5' 越接近高压侧入口温度 t_2' 时,高压侧所交换的热量越多, t_3 越高。而 $x = \frac{\bar{c}_{p,rec,l}}{c_{p,rec,h}} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_h}$, $\bar{c}_{p,rec,h}$ 、 $\Delta t_h = t_2' - t_2$ 不变,随 t_5' 的减小, $\bar{c}_{p,rec,l}$ 增大, $\Delta t_1 = t_5' - t_6$ 减小, $\frac{\bar{c}_{p,l}}{c_{p,h}}$ 的增幅小于 $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_h}$ 的减幅。最终 x 减小到一极小值,此时高温回热器回热温度最高,从堆芯吸收热量最少,透平做功份额增加远大于压缩机耗功份额的增加,因此在相同循环 ϵ 、 τ 下, x 最小时对应的循环效率是所示循环的最佳循环效率,且不同的 ϵ 、 τ 对应不同的最小 x 和最佳循环效率。

3.1 压比对最佳循环效率的影响

假定循环最低温度 35 ℃,随 ϵ 增大,压缩机进口工况向临界点靠近,使二氧化碳的比热产生较大变化。各 ϵ 对应的最小分流量及最佳效率如图 3 所示。从图 3 可看出,随循环 ϵ 的增大,各工况下的最佳循环效率先增加到最大值,然后减小。

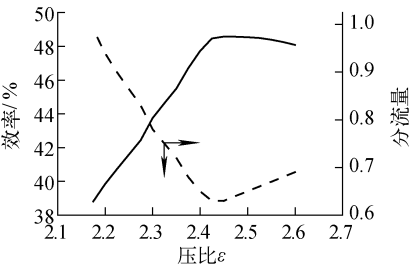


图 3 压比对最佳循环效率和最小分流量的影响
Fig. 3 Effect of pressure ratio on optimum cycle efficiency and minimum bypass flow

而最小分流量变化规律却与效率几乎相反。图 3 中左端取到了 1 个极限 ϵ ,这是因为回热器高低压侧二氧化碳的比热差别不太大,无需进行分流,不必采用再压缩循环,同时也可看出,此时的循环效率并不高。右端的极限 ϵ 是保证该循环仍为超临界循环的压比。

对应于各工况,分流量均能取到极小值。此时低温回热器高压侧流体经回热后,已达到满足限制条件的极限换热温升,再减小流量升高温度,易造成低温回热器出现夹点。当回热器低压侧流体越接近临界压力时, $\bar{c}_{p,l}/\bar{c}_{p,h}$ 逐渐增大,且增长率越来越大(图 4),而 t_5' 的温度越接近 t_2' 的温度,使得 $\Delta t_1/\Delta t_h$ 减小,在最佳 ϵ 之后减小速率变慢。在 $\left| d\left(\frac{\bar{c}_{p,l}}{c_{p,h}} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_h}\right) / d\epsilon \right| = 0$ 时出现 x 的最小值,此 ϵ 下的循环效率也最高。

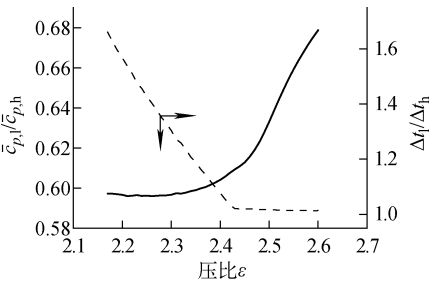


图 4 压对比比热的影响 ($t_{min} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Fig. 4 Effect of pressure ratio on specific heat ratio ($t_{min} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$)

图 5 所示为对应最佳效率时高温回热器及低温回热器的回热度的变化。随 ϵ 增大,各最佳效率循环回热度均增加,但两回热度增大的速率不同,在最优 ϵ 之前,高温回热器的回热度曲线

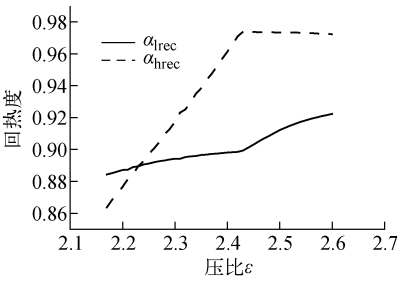


图 5 压比对最佳循环效率下回热器回热度的影响
Fig. 5 Effect of pressure ratio on recuperator effectiveness under optimum cycle efficiency

斜率较大,之后趋于平缓,而低温回热器回热度在最优 ϵ 之前增长较缓,之后增幅逐渐变大。

随 ϵ 变化,对应最佳效率下,流体最高回热温度迅速上升,超过最佳 ϵ 后趋于平缓(图 6)。最佳循环效率在某压比处达到最大值的原因是:在最佳 ϵ 前,回热后流体进入堆芯温度升高,使流体吸收热量减少,同时分流量减小使无法利用的热量比例减少,这两处对效率增加的贡献较分流导致压缩机做功增加所带来的损失大,效率上升。超过最佳 ϵ 后,温度上升缓慢,而循环最小分流量增大,使无法回收利用的热量比例增大,同时压缩机做功增多,效率下降。

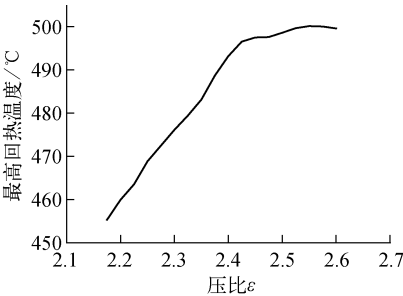


图 6 各压比最佳效率下最高回热温度 t_3 随压比 ϵ 的变化

Fig. 6 Variation of t_3 with pressure ratio under optimum cycle efficiency

3.2 温比对最佳循环效率的影响

选定 $\epsilon=2.45$,改变低温压气机进口温度。给定压比下,理想气体的简单回热 Brayton 循环通常热效率随最低循环温度的减小而增大,但实际二氧化碳气体的循环却有不同,效率存在最优值。在某个温度以上时,效率随最低循环温度减小而增大,低于该温度后急速下降(图 7)。分流量 x 的变化与效率的变化恰好相反。分流量在 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 左右出现变化的原理(图 8)类似于前文有关压比接近临界点附近的论述,

$$\left| d\left(\frac{\bar{c}_{p,l}}{c_{p,h}} \cdot \frac{\Delta t_l}{\Delta t_h}\right) / dt_{\min} \right| = 0$$
 时循环效率最大。

高温回热器回热度随循环最低温度的上升,从最低值迅速增加到最大值,而后缓慢下降,而低温回热器回热度先略有下降,然后逐渐升高,且较高温回热器所需的回热度低(图 9)。

最高回热温度先随循环最低温度的增加而迅速增加,在 x 达最小值后减缓,超过最佳循

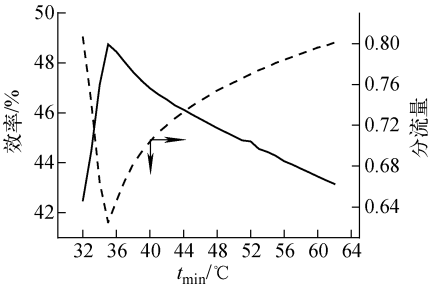


图 7 $t_{\min}$ 对最佳循环效率和分流量的影响
Fig. 7 Effect of $t_{\min}$ on optimum cycle efficiency and bypass flow

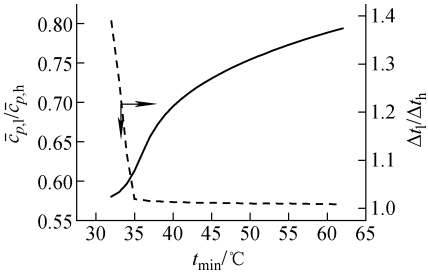


图 8 $t_{\min}$ 变化对比热的影响($\epsilon=2.45$)
Fig. 8 Effect of $t_{\min}$ on specific heat ratio ($\epsilon=2.45$)

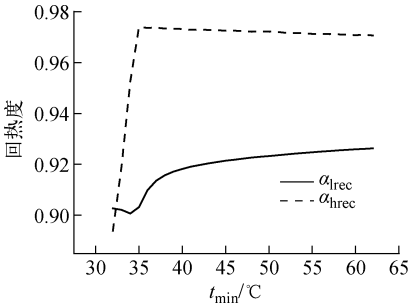


图 9 $t_{\min}$ 对最佳循环效率下回热器回热度的影响
Fig. 9 Effect of $t_{\min}$ on recuperator effectiveness under optimum cycle efficiency

环最低温度后,温度上升缓慢,而循环最小分流量增大使无法回收利用的热量比例增大,压缩机做功增多(图 10)。因此,循环效率在 x 最小处增长到极大值,然后减小。

3.3 Δt 及 x 对循环效率及回热度的影响

选定 $\epsilon=2.45$,循环最低温度 $35\text{ }^\circ\text{C}$ 来研究其他参数的影响。如图 11 所示,给定 x ,回热度、效率均随 Δt 的变大而降低,因相同情况下,回热器温差越大,未被利用的热量多,必然导致效率和回热度的降低。

在给定 ϵ 和 τ 下,分流量存在最小值,原因

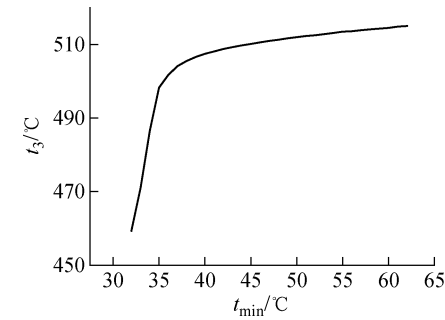


图 10 最佳效率下最高回热温度 t_3 随 $t_{\min}$ 的变化
Fig. 10 Variation of t_3 with $t_{\min}$ under optimum cycle efficiency

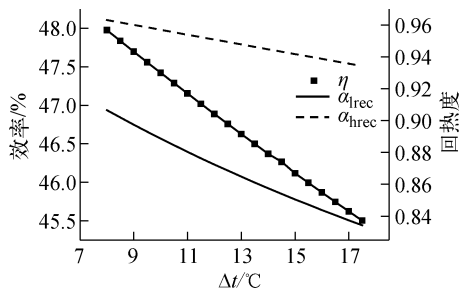


图 11 Δt 对循环效率和回热度的影响
Fig. 11 Effect of Δt on cycle efficiency and effectiveness

同前文分析,随分流量的增大,效率降低。同时高温回热器回热度也逐渐降低,而低温回热器回热度却缓慢增加,这是因为对回热度有 $\alpha = q/Q < 1$,即实际回热量 q 除以理论最大回热量 Q ,在冷端温度相同情况下,低温回热器传热量增大,回热度 $\alpha_{lrec} = (q + dq)/(Q + dq)$,低温回热器回热度增加;而高温回热器冷端温差变大(x 的增加带来 $t_{5'}$ 的升高),换热量减少,但理论最大换热量不变,回热度 $\alpha_{hrec} = (q - dq)/Q$,所

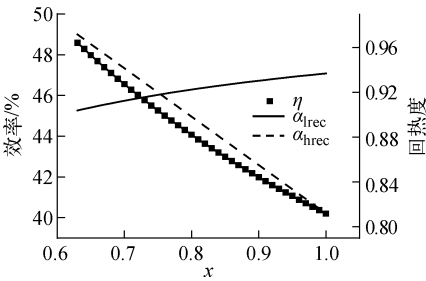


图 12 x 对效率、回热度的影响
Fig. 12 Effect of x on cycle efficiency and effectiveness

以高温回热度降低。
3.4 Δt 及 α_{hrec} 对循环参数的影响
根据当今紧凑式换热器技术现状,回热度可达 0.98,现保守取 $\alpha_{hrec} = 0.95$ 。给定高温回热器回热度,随低温回热器冷端温差的增大, x 在很小的范围内逐渐减小(图 13),低温回热器的回热度也在减小。 x 的减小虽有利于效率的提高,但回热度的下降使效率最终呈下降趋势,在给定高温回热器回热度的情况下,冷端温差增加 1 °C,约使效率下降 0.05 %。

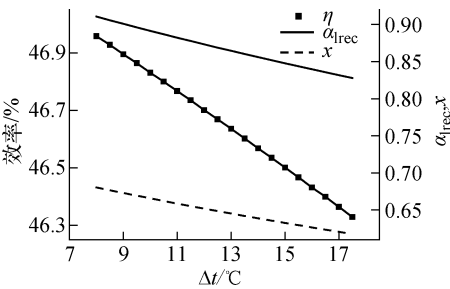


图 13 Δt 变化对循环效率、 α_{lrec} 及 x 的影响
Fig. 13 Effect of Δt on cycle efficiency, α_{lrec} and x

保证低温回热器冷端温差不变,随高温回热器回热度的增加,5'点温度必然下降,因此,导致低温回热器高温流体换热量降低(图 14),而须达到相同温度,只能减少 x ,同时导致低温回热器回热度降低,但降幅很小,所以, x 减小带来的效率增加远大于低温回热器回热度降低带来的损失。因此,低温回热器冷端温度不变的情况下,随高温回热器回热度的增加,效率增加,且增加速率变大。同时,回热度只能在一定范围内变化,低于最低值时不需采用分流设计。

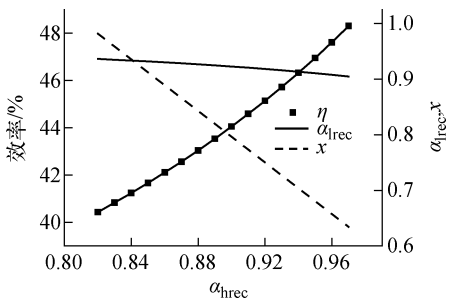


图 14 α_{hrec} 对循环效率、 α_{lrec} 及 x 的影响
Fig. 14 Effect of α_{hrec} on cycle efficiency, α_{lrec} and x

3.5 Δt 和 α_{lrec} 对循环参数的影响

若给定低温回热器的回热度 $\alpha_{\text{lrec}}=0.9$, 随冷端温差的增大, 换热量必然增大, 为使回热温度仍满足循环设计点, 只能增大 x , 而低温回热器回热度的增大导致高温回热器冷端差的增大, 从而导致高温回热器回热度的下降, 因此循环效率下降(图 15)。

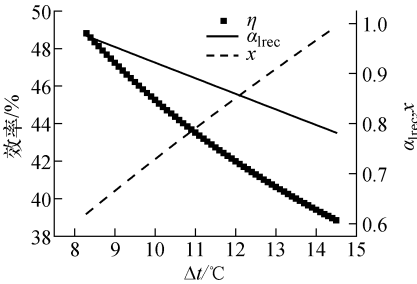


图 15 Δt 变化对循环效率、 α_{hrec} 及 x 的影响
Fig. 15 Effect of Δt on cycle efficiency, α_{hrec} and x

若给定低温回热器冷端温差 Δt , 随回热度的升高, 高温流体进口温度上升, 而低温流体换热后温度不能变化, 这使 x 增加。同时, 高温回热器换热量减小, 其冷端温差变大, 回热度减小, 循环效率降低。同样, 低温回热器回热度也在一定范围变化, 低于最低值无需采用分流设计(图 16)。

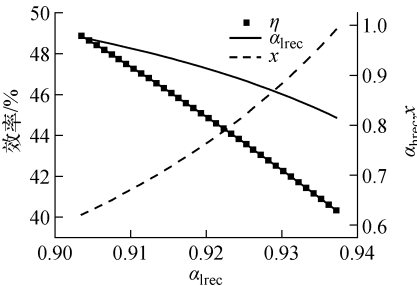


图 16 α_{lrec} 变化对循环效率、 α_{hrec} 及 x 的影响
Fig. 16 Effect of α_{lrec} on cycle efficiency, α_{hrec} and x

给定循环最高压力和温度, 在满足限制条件的情况下, 循环达到最佳效率时的工况为: $\Delta t=8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{\text{max}}=20\text{ MPa}$, $t_{\text{max}}=650\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{\text{min}}=7.8\text{ MPa}$, $t_{\text{min}}=34.36\text{ }^{\circ}\text{C}$, 以及该工况下高温回

热器回热度为 0.95、0.977 时的参数(表 1)。

表 1 最佳循环工况下的参数比较
Table 1 Comparison of different parameters under optimum operation condition

α_{hrec}	α_{lrec}	x	$\eta/\%$
0.977	0.916	0.647 3	51.73
0.95	0.923	0.706 5	50.22

4 结论

针对普通 CO_2 循环的不足, 本文计算并比较了改进后采用分流的 CO_2 透平循环, 结论如下。

1) 采用分流式设计的二氧化碳 Brayton 循环在较低的循环最高温度下可达较高的循环效率, 与目前广泛研究的氦气循环在高温下达到的效率相当。采用分流措施避免夹点温差小的问题, 改善了循环特性。

2) 改进后循环的效率取决于 φ 、 ε 、 τ 、 η 、 ξ 、 k_i 等参数。研究发现在工程约束条件下循环存在最佳分流比和最佳循环效率。

3) CO_2 循环的堆芯出口温度较低, 保证了反应堆的安全性, 同时效率不低于 He 透平循环, 具有良好的发展前景, 能用做第四代先进核能系统的能量转换方式。

参考文献:

[1] A technology roadmap for generation IV nuclear energy systems[R]. US: DOE, 2002.

[2] DOSTAL V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[R]. MIT, USA: Department of Nuclear Engineering, 2004.

[3] YANG Chen. Novel cycles using carbon dioxide as working fluid [D]. Stockholm: School of Industrial Engineering and Management, 2006.

[4] KATO Y, NITAWAKI T, MUTO Y. Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactor [J]. Nuclear Engineering and Design, 2004, 230 (1-3): 195-207.

[5] WANG Jie, GU Yihua. Parametric studies on different gas turbine cycles for a high temperature gas-cooled reactor[J]. Nuclear Engineering and Design, 2005, 235(16): 1 761-1 772.