

# 超临界工质布雷顿循环热力学分析

郑开云

(上海发电设备成套设计研究院有限责任公司, 上海 200240)

**摘要:** [目的]  $N_2O$ 、 $C_2H_6$ 、 $SF_6$  用于制冷剂或朗肯循环的工质, 这些工质的临界点和物性特征使其具有作为超临界布雷顿循环工质的潜力。[方法] 采用自行开发的 MATLAB 程序并调用美国国家标准与技术研究所(NIST)发布的 REFPROP 物性数据库, 对超临界  $N_2O$  ( $S-N_2O$ )、超临界  $C_2H_6$  ( $S-C_2H_6$ )、超临界  $SF_6$  ( $S-SF_6$ ) 布雷顿循环进行热力学分析, 并与超临界  $CO_2$  ( $S-CO_2$ ) 布雷顿循环进行对比。选择再压缩循环方式, 分别计算得到了透平入口温度为  $300 \sim 550 \text{ }^\circ\text{C}$ 、压力为  $15 \sim 25 \text{ MPa}$ , 预冷器出口温度为  $32 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $47 \text{ }^\circ\text{C}$  的各种工况。[结果] 热效率计算表明:  $S-N_2O$ 、 $S-C_2H_6$ 、 $S-SF_6$  再压缩循环均表现较高的热效率, 且比相对应的  $S-CO_2$  再压缩循环的热效率高, 再压缩循环热效率总是随着透平入口温度的提高而提高, 但提高压力不一定总是提高循环热效率, 提高预冷器出口温度导致循环热效率显著下降。流量计算表明,  $S-N_2O$ 、 $S-C_2H_6$ 、 $S-SF_6$ 、 $S-CO_2$  循环的总质量流量和透平入口体积流量均远高于同等参数条件的蒸汽朗肯循环, 但这四种超临界工质循环的透平出口体积流量相近。[结论]  $S-N_2O$ 、 $S-C_2H_6$ 、 $S-SF_6$ 、 $S-CO_2$  循环均有潜在应用价值。

**关键词:** 超临界工质; 布雷顿循环; 再压缩循环; 热效率

中图分类号: TK12

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2018)03-0042-07

## Thermodynamic Analysis of Supercritical Working Fluid Brayton Cycle

ZHENG Kaiyun

(Shanghai Power Equipment Research Institute Co. Ltd., Shanghai 200240, China)

**Abstract:** [Introduction]  $N_2O$ 、 $C_2H_6$ 、 $SF_6$  are used as refrigerants or working fluids in Rankine cycle. The critical and physical properties of these refrigerants make them as potential supercritical Brayton cycle fluids. [Method] By using a self-developed MATLAB program and REPROP physical property database published by the National Institute of Standards and Technology (NIST), thermodynamic analysis of supercritical  $N_2O$  ( $S-N_2O$ ), supercritical  $C_2H_6$  ( $S-C_2H_6$ ) and supercritical  $SF_6$  ( $S-SF_6$ ) Brayton cycle was conducted with comparison to supercritical  $CO_2$  ( $S-CO_2$ ) Brayton cycle. Recompression cycle was selected for study, and a variety of conditions were calculated with turbine inlet temperature in range of  $300 \sim 550 \text{ }^\circ\text{C}$ , pressure in range of  $15 \sim 25 \text{ MPa}$ , and pre-cooler outlet temperature of  $32 \text{ }^\circ\text{C}$  and  $47 \text{ }^\circ\text{C}$ . [Result] Thermal efficiency calculation results show that  $S-N_2O$ ,  $S-C_2H_6$ ,  $S-SF_6$  Brayton cycles all exhibit high efficiency, and the efficiency is higher than the corresponding thermal efficiency of  $S-CO_2$  Brayton cycle, and the thermal efficiency is always improved with the increase of the inlet temperature of the turbine, but the increase of the pressure does not always increase the cycle thermal efficiency. The increase of the outlet temperature of the pre-cooler leads to a significant decrease in the cyclic thermal efficiency. Flow calculation shows that the total mass flow rate and turbine inlet volume flow rate of  $S-N_2O$ ,  $S-C_2H_6$ ,  $S-SF_6$ ,  $S-CO_2$  cycle are much higher than steam Rankine cycle with similar parameters, but the turbine outlet volume flow rates of these four supercritical fluids are close to each other. [Conclusion]  $S-N_2O$ ,  $S-C_2H_6$ ,  $S-SF_6$  and  $S-CO_2$  cycle all have potential application value.

**Key words:** supercritical working fluid; brayton cycle; recompression cycle; thermal efficiency

$CO_2$  具有化学性质稳定、密度高、无毒性、

低成本的特点, 在能源领域有诸多应用(如:  $CO_2$  驱油<sup>[1]</sup>), 并且其临界点和物性特征十分适合用作超临界循环的工质。尽管超临界  $CO_2$  ( $S-CO_2$ ) 布雷顿循环的研究可追溯至上世纪四十年代, 并且在

六、七十年代取得丰富的研究成果，但是当时由于透平机械、紧凑式热交换器制造技术不成熟而被迫放弃，直至本世纪初，S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的研究才再度兴起<sup>[2]</sup>。近年来，S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的研究受到广泛关注，其循环系统简单、结构紧凑、效率较高，被认为在火力发电、第四代核反应堆、聚光型太阳能热发电、余热发电、地热发电等领域具有良好的应用前景<sup>[3]</sup>。

N<sub>2</sub>O、C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> (R-170)、SF<sub>6</sub> (R-7146) 可用作制冷剂或中低温朗肯循环的工质<sup>[4-7]</sup>，其临界温度和临界压力分别为：36.37 °C/7.24 MPa、32.17 °C/4.87 MPa 和 45.57 °C/3.75 MPa，可以得知这个值与 CO<sub>2</sub> 的临界点 (30.98 °C/7.38 MPa) 差距不大<sup>[8]</sup>。同时，其物性特征也具有作为超临界循环工质的潜质。基于这种考虑，本文尝试采用 N<sub>2</sub>O、C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、SF<sub>6</sub> 作为工质，对超临界 N<sub>2</sub>O (S-N<sub>2</sub>O)、超临界 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> (S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>)、超临界 SF<sub>6</sub> (S-SF<sub>6</sub>) 布雷顿循环进行热力学分析，并与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环进行对比。

目前，关于上述超临界工质循环的研究报道还比较少。关于 S-N<sub>2</sub>O 布雷顿循环的研究见于 J. Sarkar 的报道<sup>[9]</sup>，文中针对新一代核反应堆，提出了 S-N<sub>2</sub>O 再压缩循环，并对其作了热力学分析和优化，对于循环最高温度为 550 ~ 750 °C、最高压力 20 ~ 30 MPa，最低温度为 30 ~ 50 °C 的工况，S-N<sub>2</sub>O 循环的效率约比 S-CO<sub>2</sub> 循环高一个百分点，表明 S-N<sub>2</sub>O 也是超临界循环的可选工质。关于 S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 布雷顿循环的研究最早由 Perez 等提出，作为代替 S-CO<sub>2</sub> 用于液态金属冷却剂的快中子增殖反应堆的动力转换系统<sup>[10]</sup>。S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 工质的主要问题是其化学稳定性和可燃性，其中前者是关键。Enriquez 等研究了 S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 布雷顿循环用于线聚焦太阳能热电站<sup>[11]</sup>，对简单布雷顿循环、再压缩循环、部分冷却再压缩循环和主压缩机中间冷却再压缩循环等四种循环方式作了研究，对于文中所研究的透平入口温度为 300 ~ 550 °C 的各种工况下，S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 循环效率高于 S-CO<sub>2</sub> 循环。同时，文献<sup>[11]</sup>指出对于 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 高温分解的问题，减少工质在高温停留时间是一个解决方法。关于 S-SF<sub>6</sub> 布雷顿循环，未见相关文献报道。SF<sub>6</sub> 工质也存在化学稳定性的问题，可能并不适用于高温工况<sup>[12]</sup>。此外，美国 Sandia 实验室的学者将烷烃 (包括 C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>)、稀有气

体、SF<sub>6</sub> 等作为添加工质混合至 CO<sub>2</sub> 从而改变其临界点，以提高循环效率<sup>[13]</sup>。

本文选择再压缩循环方式，分别采用 S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub> 和 S-CO<sub>2</sub> 工质，对透平入口温度 300 ~ 550 °C、压力 15 ~ 25 MPa，预冷器出口温度 32 °C 和 47 °C 的工况开展循环的热力学分析，对比不同工质的再压缩循环的热效率以及循环工质的流量。

## 1 循环布置

再压缩循环系统主要由主压缩机、再压缩机、透平、发电机、热交换器、回热器、预冷器等组成，如图 1 所示。与此循环相对应的温熵图如图 2 所示。

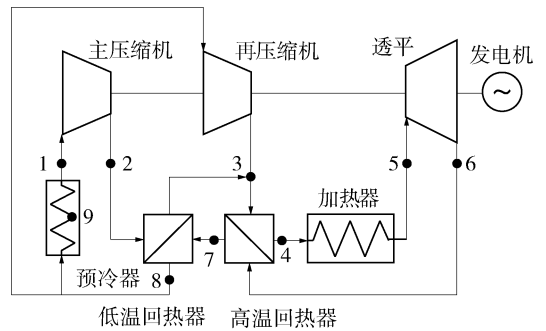


图 1 再压缩循环示意图

Fig. 1 Schematic diagram of recompression cycle

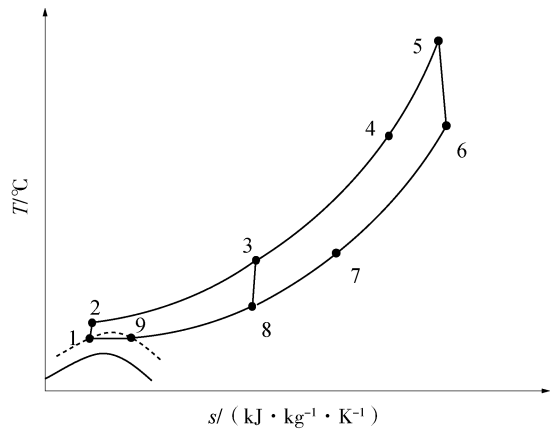


图 2 再压缩循环温熵图

Fig. 2 T-s diagram of recompression cycle

图 2 分别给出了不发生冷凝 (饱和线为图 2 中的实线) 和冷凝 (饱和线为图 2 中的虚线) 的两种工况，图 2 中状态点对应于图 1 中的位置 (数字所示)，对于发生冷凝的工况，1 ~ 9 为水平线，代表冷凝相变。由加热器出来的高温高压工质经透平膨

胀做功,推动发电机工作,透平排出的低压工质经高温回热器和低温回热器将热量传递给高压侧的工质,工质在进入预冷器前分流成两路,一路工质进入预冷器(主流),再经主压缩机和低温回热器,然后与进入再压缩机的另一路工质汇合进入高温回热器,最后再进入加热器。

## 2 循环热效率分析方法

基于热力学第一定律,循环热效率  $\eta$  表达为:

$$\eta = \frac{w_t - w_c}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (1)$$

式中:  $w_t$  为透平功率;  $w_c$  为压缩机功率;  $Q_{in}$  为加热器吸热功率;  $Q_{out}$  为预冷器放热功率。

下文中,均以  $w$  表示做功功率;以下标  $c$  表示压缩机;  $t$  表示透平;  $Q$  为热功率;下标  $in$  和  $out$  表示吸收和释放热量。

对于再压缩循环,则有:

$$\eta = \frac{(h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_5 - h_4)} = \frac{(h_5 - h_4) - (h_8 - h_1)}{(h_5 - h_4)} \quad (2)$$

式中:  $h$  为比焓;下标数字表示循环的状态点。

压缩机内的压缩过程与透平内的膨胀做功过程均视为绝热过程,等熵效率分别用  $\eta_c$  和  $\eta_t$  表示。

压缩机的压缩过程:

$$\eta_c = \frac{h_{c,out,is} - h_{c,in}}{h_{c,out} - h_{c,in}} \quad (3)$$

式中:  $is$  表示等熵过程。

透平的膨胀做功过程:

$$\eta_t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out,is}} \quad (4)$$

回热器的回热效率  $\eta_{rec}$  ( $rec$  表示回热器)可表达为:

$$\eta_{rec} = \frac{\Delta h_{rec}}{h_{max}} \quad (5)$$

式中:  $\Delta h_{rec}$  表示回热器实际换热量;  $h_{max}$  表示回热器理想的最大换热量。需要指出的是,文献报道中也经常采用以下表达式<sup>[11]</sup>:

$$\eta_{rec} = \frac{\max\{\Delta T_c, \Delta T_h\}}{T_{hh} - T_{cc}} \quad (6)$$

式中:  $\Delta T_c$  低温侧两端温差;  $\Delta T_h$  高温侧两端温差;  $T_{hh}$  高温侧端温度;  $T_{cc}$  低温侧端温度。

依据表达式(5)和式(6)进行循环热力学分析

计算的结果略有区别,本文采用式(5)。

为避免回热器内温差过小而导致传热恶化,规定的回热器两侧工质的最小温差( $\Delta T_{rec}$ )应不小于规定值。因此,回热器的热交换过程必须同时满足回热效率和最小温差的限制条件。

对于循环的热力学分析,事先给定的参数包括:透平入口的温度和压力、预冷器出口温度、压缩机和透平等熵效率、回热器效率和最小温差,忽略部件压损、散热损失,不计及发电机效率损失。

循环热效率分析过程采用自行开发的 MATLAB 程序并调用美国国家标准与技术研究所(NIST)发布的 REFPROP 物性数据库实现<sup>[8]</sup>。计算程序的有效性通过与文献[14]中对于 S-CO<sub>2</sub> 循环的热力学分析的结果进行对比来验证, S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环的计算结果如表1所示。设备技术参数取为:压缩机等熵效率 89%;透平等熵效率 90%;回热器效率 95%;回热器最小温差 10 °C。可见,本文的计算与文献报道的数据吻合较好。

表1 S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环热效率计算结果与文献报道比较

Tab. 1 Comparison of calculated thermal efficiencies and efficiencies reported in the literature for S-CO<sub>2</sub> recompression cycle

透平入口 温度/°C	透平入口 压力/MPa	预冷器出 口温度/°C	压比	本文计算 热效率/%	参考文献 热效率/%
550	15	32	2.0	43.0	42.7 <sup>[14]</sup>
550	20	32	2.6	45.5	45.4 <sup>[14]</sup>
550	25	32	3.2	46.5	46.4 <sup>[14]</sup>

## 3 循环热效率对比

S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub>、S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环热力学分析预设参数和工况条件如表2所示。透平入口温度范围选取 400 ~ 550 °C 的中高温区段,其中 S-N<sub>2</sub>O 的透平入口温度受限于物性计算式外推极限最高只取到 500 °C,其余取到 550 °C,并且鉴于工质的热稳定性,不考虑更高温度。相应地,透平入口压力取 15 ~ 25 MPa。预冷器出口温度取 32 °C (水冷),此时除 S-CO<sub>2</sub> 循环外,其它三种循环中工质可冷凝成液相;另一情况是预冷器出口温度取 47 °C (空冷),所有工质均不发生冷凝。再压缩循环热效率最佳值对应的压比、主流份额可通过最优化计算获得。

表2 循环热力学分析预设参数和工况条件

Tab. 2 Preset parameters and working conditions for cycle thermodynamics analysis

参数	取值
透平入口温度/ °C	400、450、500、550
透平入口压力/ MPa	15、20、25
预冷器出口温度/ °C	32、47
压缩机等熵效率/%	89
透平等熵效率/%	90
回热器效率/%	95
回热器最小温差/ °C	10

S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub>、S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环在预冷器出口温度为 32 °C 的各种工况下最佳热效率的计算结果如表 3 ~ 表 6 所示。总体上, 提高透平入口温度和压力, 循环的热效率提高。但提高压力也有例外, S-N<sub>2</sub>O 和 S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> 循环在透平入口温度为 400 °C 时, 当透平入口压力从 20 MPa 提高至 25 MPa, 循环热效率反而稍有下降。

由于临界点差异, 在相同的最低温度(32 °C)条件下, N<sub>2</sub>O、C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、SF<sub>6</sub> 的饱和压力分别为: 6.58 MPa、4.85 MPa、2.78 MPa<sup>[9]</sup>。S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub> 循环的最佳压比对应的压缩机入口压力为稍高于饱和压力的值, 在此压力下工质经过预

表3 S-N<sub>2</sub>O 再压缩循环在预冷器出口温度为 32 °C 的最佳热效率Tab. 3 Optimized thermal efficiencies of S-N<sub>2</sub>O recompression cycle under various working conditions with pre-cooler outlet temperature of 32 °C

透平入口温度/ °C	透平入口压力/ MPa	压比	主流份额	热效率/%
400	15	2.27	0.52	37.71
450	15	2.27	0.52	40.41
500	15	2.27	0.54	42.65
550	15	—	—	—
400	20	3.03	0.59	38.50
450	20	3.03	0.59	41.77
500	20	3.03	0.59	44.64
550	20	—	—	—
400	25	3.70	0.64	38.41
450	25	3.70	0.64	41.88
500	25	3.79	0.64	44.92
550	25	—	—	—

表4 S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>再压缩循环在预冷器出口温度为 32 °C 的最佳热效率Tab. 4 Optimized thermal efficiencies of S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> recompression cycle under various working conditions with pre-cooler outlet temperature of 32 °C

透平入口温度/ °C	透平入口压力/ MPa	压比	主流份额	热效率/%
400	15	3.05	0.70	38.84
450	15	3.07	0.72	41.35
500	15	3.08	0.74	43.35
550	15	3.08	0.77	45.12
400	20	4.00	0.76	39.30
450	20	4.01	0.76	42.50
500	20	4.05	0.78	44.90
550	20	4.08	0.80	46.91
400	25	5.02	0.79	39.25
450	25	5.02	0.79	42.68
500	25	5.04	0.80	45.49
550	25	5.05	0.82	47.67

表5 S-SF<sub>6</sub>再压缩循环在预冷器出口温度为 32 °C 的最佳热效率Tab. 5 Optimized thermal efficiencies of S-SF<sub>6</sub> recompression cycle under various working conditions with pre-cooler outlet temperature of 32 °C

透平入口温度/ °C	透平入口压力/ MPa	压比	主流份额	热效率/%
400	15	5.39	0.77	39.16
450	15	5.39	0.80	41.54
500	15	5.39	0.82	43.36
550	15	5.39	0.84	44.98
400	20	7.19	0.81	39.83
450	20	7.19	0.82	42.63
500	20	7.19	0.84	44.70
550	20	7.19	0.87	46.52
400	25	8.99	0.83	39.96
450	25	8.99	0.83	43.06
500	25	8.99	0.85	45.34
550	25	8.99	0.88	47.28

表6 S-CO<sub>2</sub>再压缩循环在预冷器出口温度为32℃的最佳热效率

Tab. 6 Optimized thermal efficiencies of S-CO<sub>2</sub> recompression cycle under various working conditions with pre-cooler outlet temperature of 32℃

透平入口 温度/℃	透平入口 压力/MPa	压比	主流 份额	热效 率/%
400	15	2.00	0.59	35.78
450	15	2.00	0.59	38.78
500	15	1.98	0.55	41.07
550	15	2.00	0.62	43.01
400	20	2.60	0.59	37.56
450	20	2.63	0.59	40.80
500	20	2.60	0.59	43.44
550	20	2.64	0.61	45.70
400	25	3.21	0.63	37.75
450	25	3.21	0.63	41.18
500	25	3.21	0.63	44.16
550	25	3.27	0.63	46.58

冷器凝结为液相,有利于减少主压缩机做功损失。S-CO<sub>2</sub>循环最佳压比对应的主压缩机入口压力与临界压力相近。相同工况下不同工质的再压缩循环主流份额有所不同,其中S-CO<sub>2</sub>和S-N<sub>2</sub>O相近,S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>和S-SF<sub>6</sub>相近,且前两者小于后两者。四种工质循环热效率也有差异,S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub>再压缩循环热效率均比S-CO<sub>2</sub>循环高,其中S-N<sub>2</sub>O比S-CO<sub>2</sub>高约0.6%~2%,S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>比S-CO<sub>2</sub>高约1%~3%,S-SF<sub>6</sub>比S-CO<sub>2</sub>高约0.7%~3.4%。透平入口压力越低,热效率差异越大。

以上是预冷器出口温度为32℃的情况,当此温度提高至47℃,这对于各种工质循环的热效率的影响以及相互之间的对比如表7所示,这里仅以透平入口压力20MPa为例进行说明,其它参数同表2。如表7所示,提高预冷器出口温度导致各种工质循环热效率降低约4%,同时,循环的压比减小,说明提高预冷器出口温度将造成压缩机做功损失增大。S-SF<sub>6</sub>循环和S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>循环的主流份额稍有增大,S-N<sub>2</sub>O循环和S-CO<sub>2</sub>循环的主流份额稍有减小。四种工质循环的热效率从小到大依次为:S-CO<sub>2</sub><S-N<sub>2</sub>O<S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub><S-SF<sub>6</sub>,可见对于不发生冷凝的再压缩循环,其它三种工质循环热效率比S-CO<sub>2</sub>循环高。

表7 超临界工质再压缩循环在预冷器出口温度为47℃的最佳热效率

Tab. 7 Optimized thermal efficiencies of supercritical working fluid recompression cycle under various turbine inlet temperature with pre-cooler outlet temperature of 47℃

工质	透平入口 温度/℃	透平入口 压力/MPa	压比	主流份额	热效率/%
S-SF <sub>6</sub>	400	20	5.09	0.83	36.14
	450	20	5.09	0.85	39.06
	500	20	5.12	0.87	41.16
	550	20	5.11	0.90	43.02
S-N <sub>2</sub> O	400	20	2.16	0.65	34.61
	450	20	2.18	0.65	37.80
	500	20	2.28	0.67	40.43
	550	20	—	—	—
S-C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	400	20	2.90	0.80	35.41
	450	20	2.92	0.82	38.41
	500	20	2.94	0.84	40.60
	550	20	3.10	0.85	42.77
S-CO <sub>2</sub>	400	20	2.08	0.67	33.58
	450	20	2.08	0.67	36.92
	500	20	2.07	0.68	39.49
	550	20	2.07	0.70	41.66

以循环输出功率为300MW为例,根据工质的物性,计算了透平入口压力为20MPa、预冷器出口温度为32℃时循环的总质量流量及经过透平的体积流量如表8所示。通过对流量的计算分析可发现,相对于同等功率的超临界蒸汽的朗肯循环,本文所研究的四种超临界工质布雷顿循环中工质的质量流量比蒸汽朗肯循环高几倍至十几倍,但是由于这四种超临界工质的密度比同等参数的蒸汽大,所以透平入口的体积流量提高的倍数要小一些。大的质量流量和体积流量说明工质的单位质量做功能力小,并可能导致换热器的换热面积需求非常大。四种超临界工质中,N<sub>2</sub>O与CO<sub>2</sub>的物性相近,所以S-N<sub>2</sub>O循环与S-CO<sub>2</sub>循环的质量流量和体积流量均十分相近。S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>循环的质量流量远小于S-CO<sub>2</sub>循环,这主要是由于C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>的比热比CO<sub>2</sub>大,单位质量的做功能力大,同时,前者的透平入口体积流量也显著小于后者。S-SF<sub>6</sub>循环的质量流量大于S-CO<sub>2</sub>循环,但是SF<sub>6</sub>的密度比CO<sub>2</sub>大三倍,所以透平入口体积流量约为前者的二分之一。S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-CO<sub>2</sub>循环的透平出口体积流量十分相近,S-SF<sub>6</sub>循环的透平出口体积流量略高于其它工质,由此可推断这四种超临界工质循环中透平的尺寸应比较相近。

表8 超临界工质再压缩循环总质量流量及经过透平的体积流量

Tab. 8 Mass flow rate and volume flow rate through turbine for supercritical working fluid recompression cycle

工质	透平入口 温度/℃	总质量流 量/(t·s <sup>-1</sup> )	透平体积流量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> )	
			入口	出口
S-SF <sub>6</sub>	400	6.515 36	13.38	77.81
	450	5.748 46	12.89	74.80
	500	5.146 18	12.47	72.34
	550	4.653 04	12.09	70.18
S-N <sub>2</sub> O	400	4.187 77	26.50	64.92
	450	3.654 78	25.21	62.04
	500	3.251 91	24.23	59.87
	550	—	—	—
S-C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	400	2.088 50	19.64	66.63
	450	1.827 56	18.77	64.08
	500	1.612 70	17.92	61.95
	550	1.447 30	17.26	60.30
S-CO <sub>2</sub>	400	4.800 30	30.70	65.83
	450	4.226 00	29.40	63.93
	500	3.743 93	28.09	60.76
	550	3.381 23	27.18	59.76

## 4 结论

本文通过对 S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub> 再压缩循环在透平入口温度 300~550℃、压力 15~25 MPa, 预冷器出口温度 32℃(水冷)和 47℃(空冷)的各种工况的热力学分析, 以及与 S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环的对比研究, 得出主要结论如下:

1) S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub> 再压缩循环均表现较高的热效率, 且这三种工质的循环热效率比对应的 S-CO<sub>2</sub> 循环的热效率高。

2) S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub>、S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环热效率总是随着透平入口温度的提高而提高, 但提高压力不一定总是提高循环热效率, 提高预冷器出口温度导致循环热效率显著下降。

3) S-N<sub>2</sub>O、S-C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>、S-SF<sub>6</sub>、S-CO<sub>2</sub> 循环总质量流量和透平入口体积流量有所不同, 且均远高于高等参数条件的蒸汽朗肯循环, 但这四种超临界工质循环的透平出口体积流量相近。

### 参考文献:

- [1] ZHOU D, LI P C, ZHANG C M. Offshore CO<sub>2</sub>-EOR: worldwide progress and a preliminary analysis on its potential in the sedimentary basins off China [J]. Southern Energy Construction, 2015, 2(3): 1-9.
- [2] DOSTAL V, DRISCOLL M J, HEJZLAR P. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors [R].

- U. S. A.; Advanced Nuclear Power Technology Program, 2004.
- [3] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47(6): 647-661.
- [4] SARKAR J, BHATTACHARYYA S. Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N<sub>2</sub>O refrigeration cycle [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1): 33-40.
- [5] SARKAR J. Analyses and optimization of a supercritical N<sub>2</sub>O Rankine cycle for low-grade heat conversion [J]. Energy, 2015, 81(1): 344-351.
- [6] ROVIRA A, MUNOZ-ANTON J, MONTES M J, et al. Optimization of brayton cycles for low-to-moderate grade thermal energy sources [J]. Energy, 2013, 55(1): 403-416.
- [7] ROVIRA A, RUBBIA C, VALDES M, et al. Thermodynamic cycles optimised for medium enthalpy units of concentrating solar power [J]. Energy, 2014, 67(4): 176-185.
- [8] National Institute of Standards and Technology. Reference fluid thermodynamic and transport properties; NIST standard reference database 23 [S]. Maryland: National Institute of Standards and Technology, 2010.
- [9] SARKAR J. Thermodynamic analyses and optimization of a recompression N<sub>2</sub>O Brayton power cycle [J]. Energy, 2010, 35(8): 3422-3428.
- [10] PEREZ J A. Evaluation of ethane as a power conversion system working fluid for fast reactors [D]. U. S. A.; Massachusetts Institute of Technology, 2008.
- [11] LUIS C E, JAVIER M A, JOSE M MV P. S-ethane brayton power conversion systems for concentrated solar power plant [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2016, 138(1): 1-12.
- [12] CALDERAZZI L, PALIANO P C. Thermal stability of R-134a, R-141b, R-1311, R-7146, R-125 associated with stainless steel as a containing material [J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(6): 381-389.
- [13] WRIGHT S A, PICKARD P S, VERNON M E, et al. Enhancing power cycle efficiency for a supercritical Brayton cycle power system using tunable supercritical gas mixtures: US 20130033044 A1 [P]. 2013-02-07.
- [14] KULHANEK M, DOSTAL V. Thermodynamic analysis and comparison of supercritical carbon dioxide cycles [C]//Southwest Research Institute. In: Proceedings of Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium, Boulder, Colorado, 24-25, May 2011. Boulder: Southwest Research Institute, 2011: 2-8.

### 作者简介:



ZHENG K Y

郑开云(通信作者)

1980-, 男, 浙江宁波人, 高级工程师, 博士, 主要从事动力工程技术研究工作 (e-mail) zhengkaiyun@speri.com.cn.

(责任编辑 高春萌)