文章编号:1674-7607(2026)10-0186-10 **DOI**:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.250390

100 MW 级 Allam 循环发电系统热力性能优化分析

赵 峰, 陈逸伦, 郝 宁

(上海发电设备成套设计研究院有限责任公司, 上海 200240)

摘 要: Allam 循环是一种以天然气为燃料,以超临界二氧化碳为循环工质的动力循环,具有非常高的循环效率、近 100%的二氧化碳捕获水平,且系统可能接近零排放水平。建立了 Allam 循环的热力学计算模型,针对透平进出口参数、透平冷却气温度、动力设备等熵效率和循环最低温度对系统循环效率的影响进行了敏感性分析,并根据优化结果给出了 100 MW 级 Allam 循环参数方案。结果表明:透平进口压力、进口温度与透平出口压力对循环效率的影响呈现非单调变化关系;有效利用透平排气余热、提高冷却气温度能够提高系统循环效率;系统动力设备中,与压缩机等熵效率的影响相比,透平等熵效率对系统循环效率的影响较大,透平等熵效率每提高 1 个百分点,可使系统循环效率提高 0.32 个百分点;在透平进口压力 28 MPa、进口温度 1 150 ℃、出口压力 3.8 MPa、循环最低温度 24 ℃时,系统循环效率可达到 54.22%。

关键词: Allam 循环; 超临界二氧化碳循环; 二氧化碳捕集和储存; 热力学分析

中图分类号:TK479 **文献标志码**:A **学科分类号**:470.30

Thermal Performance Optimization Analysis of a 100 MW Class Allam Cycle Power Generation System

ZHAO Feng, *CHEN Yilun*, *HAO Ning*

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

Abstract: The Allam cycle is a power cycle fueled by natural gas using supercritical carbon dioxide as the working fluid, characterized by extremely high cycle efficiency, a near 100% carbon dioxide capture rate, and the potential for near-zero system emissions. A thermodynamic calculation model of the Allam cycle was developed, and a sensitivity analysis was conducted regarding the impacts of turbine inlet and outlet parameters, turbine cooling gas temperature, isentropic efficiency of power equipment, and the minimum cycle temperature on the system cycle efficiency. Based on the optimization results, a parameter scheme for a 100 MW class Allam cycle was proposed. The results indicate that the influence of turbine inlet pressure, inlet temperature, and outlet pressure on cycle efficiency exhibits a non-monotonic relationship. Effectively utilizing turbine exhaust waste heat and increasing the cooling gas temperature can improve the system cycle efficiency. Among the system power equipment, compared with the influence of compressor isentropic efficiency, turbine isentropic efficiency has a greater impact on the system cycle efficiency, with

收稿日期:2025-06-26 **修订日期**:2025-07-15

作者简介:赵 峰(1985—),男,山西晋中人,硕士研究生,研究方向为压缩空气储能、超临界二氧化碳动力循环、燃气轮机动力循环等,E-mail: zhaofeng@speri.com.cn。

every 1 percentage point increase in turbine isentropic efficiency resulting in 0.32 percentage points increase in system cycle efficiency. Under the conditions of a turbine inlet pressure of 28 MPa, inlet temperature of 1 150 ℃, outlet pressure of 3.8 MPa, and a minimum cycle temperature of 24 ℃, the system cycle efficiency reaches 54.22%.

Key words: Allam cycle; supercritical carbon dioxide cycle; carbon dioxide capture and storage; thermodynamic analysis

2024 年，中国能源活动相关的碳排放总量达 106.6 亿 t(除化工产品固碳部分)，正在进入平台期[1]。富氧燃烧发电系统作为一项极具潜力的发电技术，可实现低能耗碳捕集，为实现“碳达峰、碳中和”目标提供了有力支撑。富氧燃烧技术又被称为 O_2/CO_2 燃烧技术，它最初由 Abraham 等[2]提出，主要应用于石油行业。随着全球温室效应等环境问题的日益凸显，富氧燃烧技术在电力行业得到了越来越多的关注。国内外学者针对富氧燃烧发电技术进行了大量的研究，并提出了不同的循环构型，包括半闭式富氧燃烧联合循环(SCOC-CC)[3]、MATIANT 循环[4]、Allam 循环[5]、O_2/H_2O 燃烧零排放发电循环(CES 循环)[6]和 Graz 循环[7]等。国际能源署(IEA)对上述富氧燃烧动力循环进行评估发现，在透平进口温度 1 150 ℃、进口压力 30 MPa 以及出口压力 3.4 MPa 时，Allam 循环表现出最佳的循环效率和优越的经济性能[8]。

Allam 循环是由 NET Power 公司开发的一种内燃半闭式布雷顿循环，在技术方面与外燃闭式布雷顿循环(简称闭式循环[9])兼容，相比于闭式循环更具效率提高的潜力[10-11]。Allam 循环与碳捕集相结合，可在保持高效率的同时实现近 100%的碳捕集。Allam 循环的工质为超临界 CO_2。与其他做功工质相比，CO_2 易于达到临界点，具有黏度小、密度大、压缩性小的优点[12]。以超临界 CO_2 作为循环工质的系统在相同参数下可以获得更高的发电效率[13]。

本文基于燃用天燃气的 Allam 循环开展详细的热力学特性研究，创建了带冷却的燃气轮机模型和多流股回热器模型，并完成了系统建模。对 1 050～1 300 ℃和 26～34 MPa 的宽温度和压力范围的燃气透平进口参数进行了研究，并评估了燃气透平出口压力、燃气透平冷却气温度、燃气透平和压缩机效率以及循环最低温度对系统性能的影响。最后，基于系统参数对循环效率的影响规律，对系统循环效率进行了优化，并给出了 100 MW 级 Allam 循环参数方案。

1　研究对象及系统建模

1.1　研究对象

本文以燃用天然气的 Allam 循环为研究对象，如图1所示，其中各数字代表循环中的主要物流。

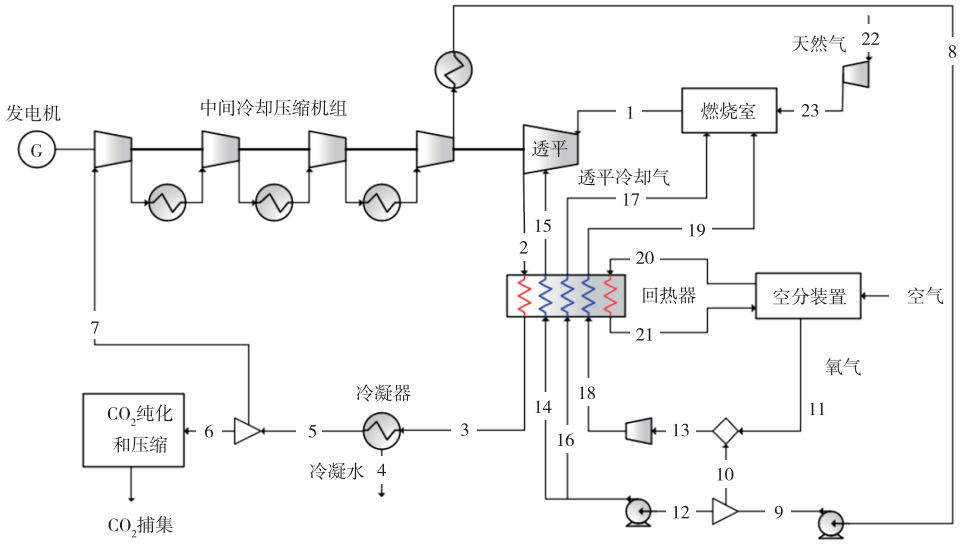


图 1　Allam 循环系统结构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of the Allam cycle system

天然气经气体燃料压缩机加压后进入燃烧室。空分装置中产生的高纯度氧气与部分 CO_2 混合并通过加压泵加压后进入燃烧室。燃烧生成的高温烟气进入燃气透平膨胀做功发电。透平排气进入多流股高温回热器,同时,来自空分装置的压缩热空气也进入回热器。上述两个流股作为热物流将热量传递给氧气与 CO_2 混合流股、CO_2 再循环流股和燃气透平冷却气流股。

高温烟气经回热器冷却后进入冷凝器,烟气中的水分在此冷凝并从循环流中分离。在冷凝器之后,部分 CO_2 经纯化和压缩后被捕集封存,其余富含 CO_2 的流体则作为循环工质进入中间冷却压缩机组。CO_2 循环工质经压缩后进入一级加压泵。加压后的工质一部分与氧气混合进入压缩机,另一部分则进入二级加压泵。二级加压泵出口的工质经分流、回热后分别进入燃烧室和燃气透平,至此循环结束。

1.2 燃气透平模型

燃气透平是 Allam 循环的核心设备,采用"改进型连续膨胀模型"[14]对燃气透平进行建模。该模型易于集成至系统模型中,可以评估用于燃气透平的冷却气量并计算燃气透平的输出功率,而无需处理叶片几何形状、速度三角形、转速等透平设计细节。

"改进型连续膨胀模型"的结构示意图如图 2 所示。该模型的计算公式参考文献[14],基本计算思路为:将透平分为带叶片冷却和不带叶片冷却 2 个部分,共 $N+1$ 级,其中前 N 级为带冷却的膨胀过程,各级的膨胀比相同;主流烟气工质先进行膨胀,再与冷却流混合进入下一级透平,依次类推,直至第 $N+1$ 级透平的进气温度等于燃气透平叶片材料的许用温度(本文许用温度取 860 ℃,N 取 15),最后一级透平仅包含绝热膨胀过程。

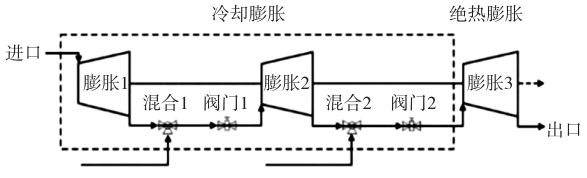


图 2 燃气透平模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the gas turbine model

图 2 中冷却膨胀部分每股冷却气的质量流量 q_{mi} 为

$$q_{mi}=K_1\frac{T_{Ii}-T_w}{T_w-T_{Ci}}W_{EXPi} \tag{1}$$

式中:W_{EXPi} 为第 i 级透平的膨胀功;T_{Ii} 为第 i 级透平的工质进口温度;T_w 为最后一级透平的进口温度;T_{Ci} 为冷却气进口温度;K_1 为透平冷却模型中的一个重要参数,其与透平工质侧的斯坦顿数 St、透平的几何系数、透平级的负荷系数和马赫数、冷却技术等相关,本文 K_1 的选取参考文献[15]。

此外,透平建模中还应考虑透平冷却气与主流工质在掺混过程中产生的压力损失,已有文献对此进行了详细的推导,此处不再复述。

1.3 回热器模型

如图 1 所示,Allam 循环的回热器为多流股回热器,其中:热流股包括燃气透平排气和来自空分装置的压缩空气;冷流股包括氧气与 CO_2 的混合流股、CO_2 再循环流股和燃气透平冷却气流股。

根据文献[16],Allam 循环中燃气透平排气压力为 3 MPa 左右。在此压力下,随着烟气冷却,水蒸气会在回热器内部凝结,此时回热器内部可能形成夹点,若在建模时仅规定回热器进出口参数或仅指定回热器冷热端差,则在回热器计算时可能会出现内部温度交叉问题。

通过对 2 股热流股和 3 股冷流股进行组合,可以得到如图 3 所示的热侧复合曲线和冷侧复合曲线。基于冷、热侧复合曲线,可以确定回热器中最小温差所处位置。图 3 中分别标注了 CO_2 循环流股进口、烟气露点、透平冷却气出口、空分装置压缩热进口等节点的位置。由图 3 可以看出,回热器中的潜在夹点可能出现在 CO_2 循环流股进入回热器处以及透平排气中的水蒸气开始发生冷凝处。

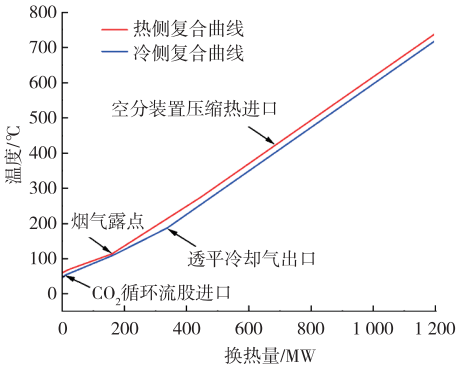


图 3 复合流股温度-换热量曲线

Fig. 3 Temperature-heat transfer curve of composite streams

目前针对 Allam 循环的研究中,对回热器的建模大多采用单台多流股回热器。本文根据上述对回热器潜在夹点的分析,采用如图 4 所示的回热器模型,该模型按燃气透平排气的流向分为 HX1、HX2 和 HX3 共 3 个换热模块,每个模块进、出口温度的

确定遵循以下原则：

（1）燃气透平排气在 HX1 中冷却到露点温度。

（2）来自空分装置的压缩空气以 275 ℃进入 HX1，与透平燃气以相同的温度离开 HX1。

（3）压缩空气和燃气透平排气以相同的温度离开 HX2 和 HX3。

（4）氧气与 CO_2 混合流股进入 HX3，被加热到与 CO_2 再循环流股和燃气透平冷却气流股进入 HX2 时相同的温度。氧气与 CO_2 混合流股中氧气以 15 ℃的温度与 CO_2 流股混合，因此混合流股的温度低于纯 CO_2 流股温度。

（5）3 股冷流股以相同的温度进入 HX2，并以相同的温度离开。设定夹点温度为 5 ℃，夹点位置可能出现在 HX2 的热端或冷端。

（6）氧气与 CO_2 混合流股、CO_2 再循环流股以相同的温度离开 HX1，该温度比燃气透平排气温度低至少 20 K。

（7）在满足上述原则的条件下，燃气透平冷却气离开 HX1 的温度由能量平衡计算得到。

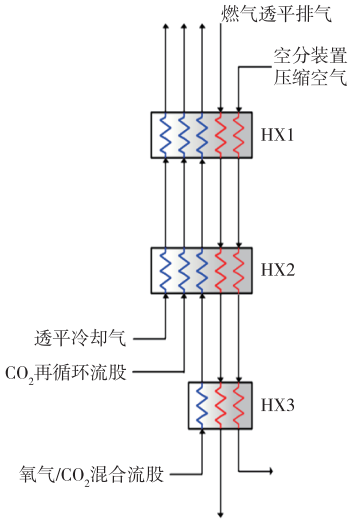


图 4　回热器工艺流程图

Fig. 4　Process flow diagram of recuperator

1.4　设计基准及假设

空分装置需要为系统提供氧气和压缩热。氧气的压力和纯度（即摩尔分数）分别为 12 MPa 和 99.5%。制取该参数氧气的功耗参考行业水平，取 1 390.6 kJ/kg。

为 CO_2 间冷压缩机组提供的冷却水温度设为 15 ℃，间冷温度设为 26 ℃。燃料天然气的组成及相关的热力学性质、主要流体机械设备的效率、主要设备的压力损失分别如表 1～表 3 所示。

表 1　天然气组成

Tab. 1　Natural gas composition

参数	数值
CH_4 摩尔分数/%	89.00
C_2H_6 摩尔分数/%	7.00
C_3H_8 摩尔分数/%	1.00
C_4H_{10} 摩尔分数/%	0.10
C_5H_{12} 摩尔分数/%	0.01
CO_2 摩尔分数/%	2.00
N_2 摩尔分数/%	0.89
低位热值/(MJ·kg^{-1})	46.493
温度/℃	15
压力/MPa	7

表 2　流体机械设备效率

Tab. 2　Efficiencies of the fluid machinery equipment

单位：%

参数	数值
气相压缩机等熵效率	90
密相泵水力效率	85
天然气压缩机多变效率	84.5
燃气透平等熵效率	89
机械效率	99
发电机效率	99

表 3　压力损失系数

Tab. 3　Pressure loss coefficients　单位：%

部件	压力损失系数
燃烧室	0.99
回热器高压侧	0.66
回热器烟气侧	2.94
回热器压缩空气侧	2.67
CO_2 压缩机组间冷器	2.00

在系统中氧气需要与 CO_2 混合后再送入燃烧室。这是因为纯氧对 200 ℃以上的材料具有极强的腐蚀性[17]。同时，也要控制氧气与 CO_2 混合流股中氧气的含量。Allam 循环开发人员认为安全的氧气摩尔分数为 25%；国际能源署（IEA）公开的报告中选择了更加保守的 13.34%。本文将氧气与 CO_2 混合流股中氧气的摩尔分数控制在 13.34%。

系统循环效率 η 计算公式为

$$\eta=\frac{W_t-W_c}{q_{m\mathrm{fuel}}Q_{\mathrm{fuel}}} \tag{2}$$

式中：$q_{m\mathrm{fuel}}$ 为输入的天然气质量流量；Q_{fuel} 为天然气的低位发热量；W_t 为透平输出功率；W_c 为循环功耗（包括间冷压缩机组功耗和 CO_2 加压泵功耗）。

1.5　模型验证

本文对文献[15]中的 Allam 循环计算进行了

复现，并将其主要参数作为本文的基础工况。基础工况下系统输入参数如表 4 所示。热力学模型验证结果如表 5 所示。

表 4 基础工况下系统输入参数

Tab. 4 System input parameters under baseline conditions

参数	数值
燃烧温度/℃	1 150
透平进口压力/MPa	30
透平出口压力/MPa	3.4
回热器热端最小温差/K	20
回热器最小温差/K	5
循环最低温度/℃	26
热空气温度/℃	275
热空气纯度/%	99.5

表 5 热力学模型验证结果

Tab. 5 Verification results of the thermodynamic model

参数	参考值	计算值	误差
燃料提供的热能（基于 Q_{fuel}）	786.31 MW	767.94 MW	−2.34%
透平输出功率	622.42 MW	610.98 MW	−1.84%
间冷压缩机组功耗	111.15 MW	109.45 MW	−1.53%
天然气压缩机功耗	4.18 MW	4.21 MW	0.72%
空分装置功耗	85.54 MW	84.45 MW	−1.27%
净电功率输出	419.31 MW	412.87 MW	−1.54%
净比功	329.91 kJ/kg	327.05 kJ/kg	−0.87%
净电效率	54.58%	53.63%	−1.74%
透平出口温度	741.2 ℃	738.2 ℃	−0.40%
循环流股最终温度	721.2 ℃	718.2 ℃	−0.42%
冷却流股最终温度	183 ℃	188 ℃	2.73%
烟气至冷凝器温度	62.1 ℃	61.0 ℃	−1.77%
循环流股至回热器温度	54.2 ℃	54.2 ℃	0
透平进口质量流量	1 271.0 kg/s	1 262.4 kg/s	−0.68%
冷却质量流量	99.4 kg/s	99.9 kg/s	0.50%
循环总质量流量(包含氧气)	1 353.9 kg/s	1 345.9 kg/s	−0.59%

从表 5 可以看出，各参数计算值与参考值的误差均在可接受的范围内，表明该模型具有准确性。产生差异的原因一方面是参考系统对回热器相关参数的介绍并不完整，未提及来自空分装置的压缩热温度(本文选取压缩空气温度为 275 ℃)；另一方面是本文所调用的物性库版本比参考系统高，工质的物性参数存在差异。

2 结果与分析

本节旨在分析系统的关键参数和建模边界条件假设对 Allam 循环性能的影响，前者包括透平进口温度、进口压力、出口压力、透平冷却气温度和循环最低温度，后者则包括压缩机等熵效率和透平等熵效率。

由于影响 Allam 循环性能的参数较多，且各参数并非完全独立，本文开展系统性能优化时拟采用的方式为：首先，在特定的透平排气压力下，对透平进口温度和进口压力进行寻优，得到最优的透平进口参数；其次，根据得到的透平进口参数，对透平出口压力进行寻优；最后，根据透平进、出口参数，对冷却气温度、部件效率、循环最低温度等参数进行寻优。根据上述优化过程，最终给出 100 MW 级 Allam 循环发电系统参数方案。

本节主要设计基准及假设参考 1.4 节。在研究过程中，保持系统的天然气供应量为定值，为 800 kmol/h，相应的氧气输入量、空分装置产生的热压缩空气量均为固定值。

2.1 透平进口温度对循环效率的影响

在表 4 中输入参数的基础上，透平进口压力分别为 26、28、30、32、34 MPa 时，透平进口温度对循环效率的影响如图 5 所示。

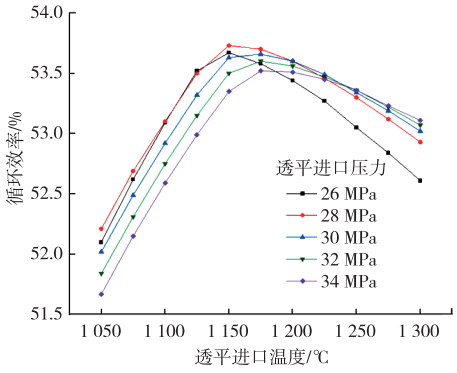


图 5 透平进口压力和进口温度对循环效率的影响

Fig. 5 Influence of turbine inlet pressure and inlet temperature on cycle efficiency

由图 5 可以看出，在不同透平进口压力下，循环效率均随着透平进口温度的升高先升高后降低，且每个透平进口压力下均存在最佳的透平进口温度。以透平进口压力 30 MPa 为例，最大的循环效率出现在透平进口温度为 1 175 ℃时，这与文献[8]中的结果一致，即透平进口压力为 30 MPa 时，最大循环效率出现在进口温度为 1 150～1 200 ℃时。

透平进口温度升高一方面会使透平冷却气流量增加。这是因为根据回热器模型，随着透平进口温度的升高，透平的排气温度也随之升高，进而使回热器中用于加热冷却气的热量增加，导致冷却气温度升高。根据式(1)，冷却气温度升高会造成冷却气流量增加。另一方面使进入燃烧室的流股(包括 CO_2

再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股）流量减少。这是因为在天然气燃料输入量不变的情况下，为了提高燃烧室的温度，需要减少上述两个流股流量。

CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股中的 CO_2 流股、冷却气流股均经过 CO_2 间冷压缩机组压缩进入透平，流量变化趋势如图 6 所示。可以看出，间冷压缩机组的流量在进口温度为 1 175 ℃时最小。这意味着该工况下间冷压缩机组功耗和加压泵功耗最少，从而有利于提高循环效率。图 6 中透平进口流量由间冷压缩机组出口总 CO_2 工质流量、注入燃烧室的氧气流量和天然气燃料流量共同组成，并需扣除用于透平冷却的 CO_2 工质抽气流量。根据系统输入热量不变的设计原则，氧气和天然气流量始终保持不变；透平进口流量扣除氧气和天然气两股流量后与间冷压缩机组流量的差值即为透平冷却气的流量。可见，随着透平进口温度的升高，用于透平冷却的流量逐渐增加。

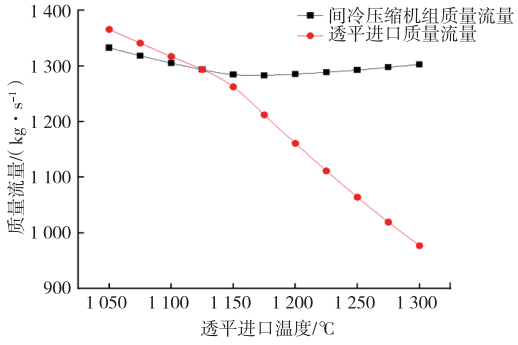


图 6　间冷压缩机组流量和透平进口流量的变化趋势

Fig. 6　Trends of flow rate in the intercooled compression unit and turbine inlet flow rate

对于透平进口压力为 30 MPa 的工况，当透平进口温度低于 1 175 ℃时，循环效率的变化速率明显快于透平进口温度大于 1 175 ℃的工况。这是因为较低的透平进口温度不能保证回热器热端端差保持在 20 K。而对于透平进口温度分别为 1 050、1 075、1 100 和 1 125 ℃的工况，回热器热端端差分别为 44.0、38.1、31.5 和 24.3 K。这直接影响进入燃烧室的 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股的温度。这种影响与前述间冷压缩机组功耗增加的共同作用，导致当透平进口温度低于 1 175 ℃时，循环效率的降幅更加明显。

2.2　透平进口压力对循环效率的影响

由图 5 可以看出，在不同透平进口温度下，均存在最佳的透平进口压力。由式(2)可知，系统循环效率与输入的低位热值、透平输出功率和循环功耗有关。本文设定系统的天然气供应量始终为定值，因此循环效率仅与后两者有关。以 1 150、1 300 ℃ 2 个透平进口温度的工况为研究对象，透平输出功率与透平进口压力的关系如图 7 所示。可以看出，随着透平进口压力的提高，透平输出功率呈上升趋势。

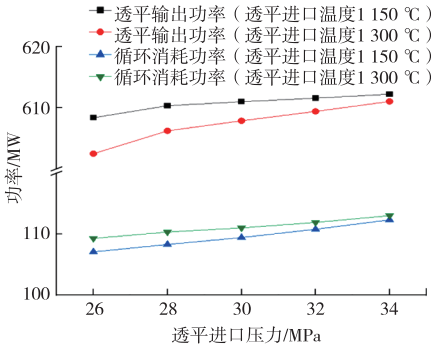


图 7　透平进口压力对透平输出功率和循环功耗的影响

Fig. 7　Influence of turbine inlet pressure on turbine output power and cycle power consumption

但是，1 150 ℃下透平输出功率较 1 300 ℃更高。这是由于在相同的天然气输入条件下，为了获得更高的燃烧温度，需要减少进入燃烧室的 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股的总流量。这会导致透平进口的高温烟气流量减少。同时，较高的透平进口温度又会造成透平冷却需要的冷却气量增多。直接进入透平的高温烟气减少，中间掺混进入透平的冷却气量增加，这会对透平做功造成不利影响。

循环功耗的变化如图 7 所示，其影响因素包括 CO_2 循环流量和透平进口压力。在固定的透平进口温度下，透平进口压力提高、整体膨胀比增大势必会造成透平排气温度降低，进而导致进入燃烧室的 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股的温度降低。在天然气输入量不变时，为了保证燃烧室温度稳定，需要减少 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股总流量。这有利于降低循环功耗，但是，透平进口压力的提高又会提高压缩系统压比。相比之下，压缩系统压比的提高对循环功耗增加的影响更大，因此随着透平进口压力的提高，循环功耗呈上升趋势。

综合考虑透平输出功率和循环功耗的变化规律，透平进口温度为 1 150、1 300 ℃时，透平进口压力对循环效率的影响如图 8 所示。透平进口温度为 1 150 ℃时，随着透平进口压力的提高，循环效率先上升后下降。这意味着透平输出功率提升为系统带来的收益会逐渐被增加的循环功耗所抵消。而对于 1 300 ℃的透平进口温度，随着透平进口压力的提高，循环效率单调上升。这意味着透平输出功率提

升所带来的系统收益始终大于循环功耗所造成的损失。总体来看，1 150 ℃时不同透平进口压力对应的循环效率均高于 1 300 ℃。这意味着对于 Allam 循环，追求过高的参数未必会带来循环效率上的收益。

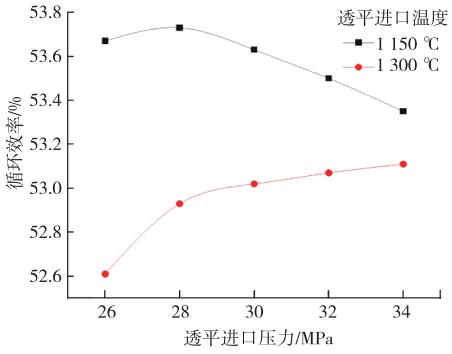


图 8 透平进口压力对循环效率的影响

Fig. 8 Influence of turbine inlet pressure on cycle efficiency

2.3 透平出口压力对循环效率的影响

由图 5 可知，在固定透平出口压力为 3.4 MPa 时，存在最佳的透平进口参数：进口压力为 28 MPa，进口温度为 1 150 ℃。基于这一透平进口参数，研究透平出口压力对循环效率的影响，结果如图 9 所示。可以看出，随着透平出口压力的上升，循环效率呈先上升后下降的趋势。

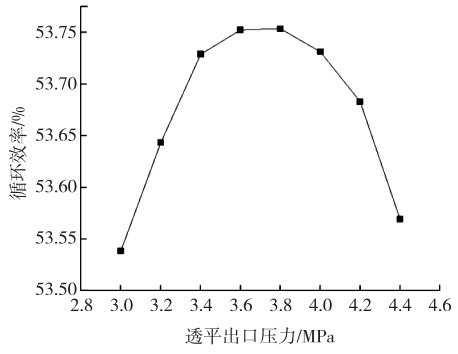


图 9 透平出口压力对循环效率的影响

Fig. 9 Influence of turbine outlet pressure on cycle efficiency

随着透平出口压力的上升，透平膨胀比减小，循环压比减小，同时，排气温度上升，回热器中 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股、冷却气流股的出口温度均上升。为了保证燃烧室温度稳定和透平冷却效果，需要增加上述 3 个流股的流量。这会使得间冷压缩机组循环流量和透平进口流量均上升。间冷压缩机组循环流量和透平进口流量上升又会使循环功耗和透平输出功率增加，循环压比和透平膨胀比降低会使循环功耗和透平输出功率降低，总体而言，循环压比和透平膨胀比降低对循环功耗和透平输出功率的影响更为明显，因此，循环功耗和透平输出功率随透平出口压力上升单调降低，如图 10 所示。可以看出，透平输出功率先近似线性降低，在透平出口压力为 3.8 MPa 处开始逐渐加快；而循环功耗的降低速率则先快后慢，在透平出口压力为 3.8 MPa 处开始线性降低；系统循环效率在透平出口压力为 3.8 MPa 时达到最优。

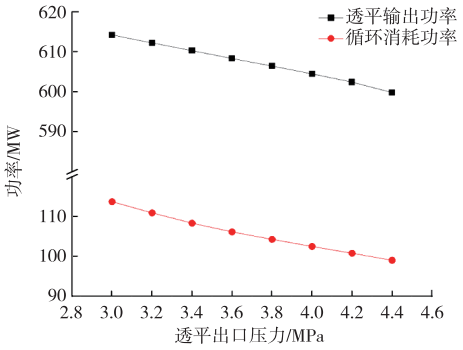


图 10 透平出口压力对透平输出功率和循环功耗的影响

Fig. 10 Influence of turbine outlet pressure on turbine output power and cycle power consumption

2.4 透平冷却气温度对循环效率的影响

当透平进口压力为 28 MPa、进口温度为 1 150 ℃、出口压力为 3.8 MPa 时，透平冷却气温度对循环效率的影响如图 11 所示。

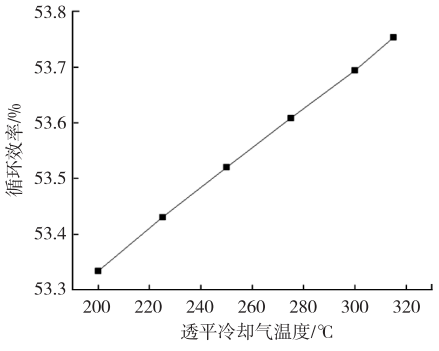


图 11 冷却气温度对循环效率的影响

Fig. 11 Influence of cooling gas temperature on cycle efficiency

当冷却气温度较低时，回热器中用于加热冷流股的热量减少，排烟温度升高。冷却气温度为 200 ℃时，回热器最小温差为 7.8 K，排烟温度为 57.2 ℃；冷却气温度为 250 ℃时，回热器最小温差为 6.6 K，排烟温度为 55.6 ℃；而当回热器最小温差为 5 K 时，冷却气最高可被加热到 315 ℃，排烟温度为 53.5 ℃。如前文所述，提高冷却气温度会使冷却气流量增加，从而增加 CO_2 再循环流量，进而增加再循环功耗。这在一定程度上对循环效率不利，但相比之下充分回收烟气余热对于循环效率的益处更大。若烟气热

量仅用于加热 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股会产生大量余热损失，导致巨大的㶲损失。

2.5　压缩机和透平等熵效率对循环效率的影响

本节在与 2.4 节相同的透平进、出口参数条件下，分析了压缩机和透平等熵效率对循环效率的影响。需要说明的是，此处的压缩机是指 CO_2 气相压缩机。计算结果如图 12 所示。

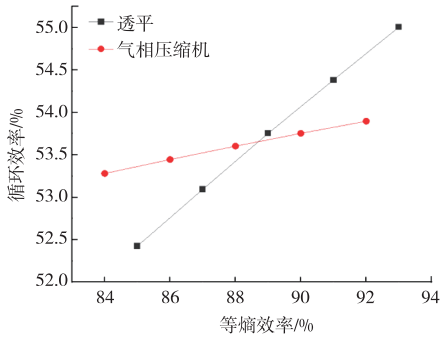


图 12　压缩机和透平等熵效率对循环效率的影响

Fig. 12　Influence of compressor and turbine isentropic efficiencies on cycle efficiency

由图 12 可以看出：压缩机等熵效率对系统循环效率的影响较小，等熵效率每提高 1 个百分点，循环效率提高约 0.08 个百分点；而透平等熵效率对系统循环效率的影响较大，等熵效率每提高 1 个百分点，循环效率提高约 0.32 个百分点。后者对循环效率影响更大的原因在于：更高的等熵效率一方面会增加透平输出功率，另一方面由于透平出口温度降低，CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股进入燃烧室的温度降低，为了维持燃烧温度，这两个流股的流量会有所减少，进而减少了循环功耗。

2.6　循环最低温度对循环效率的影响

在透平进、出口参数与 2.4 节相同的情况下，循环最低温度（即烟气冷凝器和压缩机组中间冷却器出口温度）对循环效率的影响如图 13 所示。可见，循环最低温度在 24～28 ℃内时，循环效率近似呈线性下降趋势，CO_2 压缩机和泵入口温度的降低对减少循环功耗有着积极的影响。

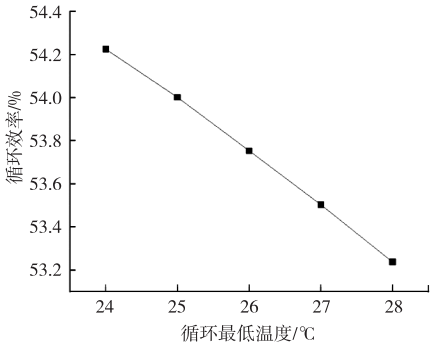


图 13　循环最低温度对循环效率的影响

Fig. 13　Influence of minimum cycle temperature on cycle efficiency

在给定的透平进、出口参数条件下，若进一步降低循环最低温度，进入回热器的 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股温度降低，导致 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股在设定的出口条件下，回热器的最小温差小于 5 K；此外，过低的循环最低温度也会使 CO_2 压缩机组流道中产生液相形成的风险。

2.7　优化系统方案

根据 2.1～2.6 节分析结果，本文提出了一套 100 MW 级 Allam 循环发电系统优化方案。该方案的关键运行参数如下：透平进口压力为 28 MPa，透平进口温度为 1 150 ℃，透平出口压力为 3.8 MPa，循环最低温度为 24 ℃；透平冷却气温度为 314.3 ℃。CO_2 压缩机及透平的等熵效率均保持与基础工况一致。基于上述参数进行热力计算，得到优化后系统循环效率为 54.22%，较基础工况（53.63%）提高了 0.59 个百分点。系统主要物流（节点见图 1）的参数如表 6 所示。

表 6　系统优化方案的主要物流参数

Tab. 6　Main stream parameters of the system optimization scheme

物流	温度/℃	压力/bar	质量流量/(kg·s^{-1})	摩尔分数/%									
				O_2	CO_2	H_2O	N_2	Ar	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}
1	1 150.0	280.0	321.3	0.23	92.12	6.01	1.11	0.53	0	0	0	0	0
2	763.1	38.0	352.5	0.23	92.61	5.50	1.12	0.54	0	0	0	0	0
3	49.2	36.9	352.5	0.23	92.61	5.50	1.12	0.54	0	0	0	0	0
4	24.0	36.9	8.1	0	0	100.00	0	0	0	0	0	0	0
5	24.0	36.9	344.4	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
6	24.0	36.9	10.6	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
7	24.0	36.9	333.8	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0

续表

物流	温度/℃	压力/bar	质量流量/(kg·s^{-1})	摩尔分数/%									
				O_2	CO_2	H_2O	N_2	Ar	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}
8	24.0	78.4	333.8	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
9	33.6	122.4	333.8	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
10	24.0	120.0	333.8	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
11	15.0	120.0	14.8	99.50	0	0	0.20	0.30	0	0	0	0	0
12	24.0	120.0	132.7	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
13	15.9	120.0	147.5	13.34	84.96	0.11	1.05	0.53	0	0	0	0	0
14	47.7	284.7	31.2	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
15	314.3	282.8	31.2	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
16	47.7	284.7	169.9	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
17	743.1	282.8	169.9	0.24	97.88	0.13	1.18	0.57	0	0	0	0	0
18	41.6	284.7	147.5	13.34	84.96	0.11	1.05	0.53	0	0	0	0	0
19	743.1	282.8	147.5	13.34	84.96	0.11	1.05	0.53	0	0	0	0	0
20	275.0	7.5	66.6	20.75	0.04	0.97	77.32	0.92	0	0	0	0	0
21	49.2	7.3	66.6	20.75	0.04	0.97	77.32	0.92	0	0	0	0	0
22	15.0	70.0	4.0	0	2.00	0	0.89	0	89.00	7.00	1.00	0.10	0.01
23	138.6	284.8	4.0	0	2.00	0	0.89	0	89.00	7.00	1.00	0.10	0.01

3 结论

(1) 系统循环效率并不是随着透平进口压力、进口温度的提高而单调上升的。这一现象与蒸汽朗肯循环有着较大的差别。存在最佳透平进口温度、最佳透平进口压力,使得系统效率达到峰值。这意味着在透平进口压力、进口温度较低时,Allam 循环仍可以获得较高的循环效率。同时,在特定的透平进口参数下,也存在最佳的透平出口压力。

(2) 在规定的系统设计边界条件下,透平进、出口参数的变化会引起 CO_2 再循环流股、氧气与 CO_2 混合流股以及透平冷却气流股的变化,进而影响透平输出功率和循环功耗。这种耦合作用在系统循环效率的非线性变化上得以反映。

(3) 充分利用烟气余热加热透平冷却气,提高压缩机、透平等熵效率以及降低循环最低温度等技术措施有利于提高 Allam 循环性能。然而,这些参数的选取往往又与设备设计制造水平相关联。因此,在进行系统设计时,需要开展工程化的经济技术详细评估,以最大限度降低电力成本。

(4) 通过对系统性能进行优化,在透平进口压力为 28 MPa,进口温度为 1 150 ℃,出口压力为 3.8 MPa,循环最低温度为 24 ℃时,系统循环效率为 54.22%,较基础工况下的循环效率(53.63%)提高了 0.59 个百分点。

参考文献:

[1] 中国石油化工集团公司经济技术研究院. 中国能源展望 2060(2025 年版)[R]. 北京: 中国石油化工集团公司经济技术研究院, 2025.
Sinopec Economics & Development Research Institute. China energy outlook 2060 (2025 Edition) [R]. Beijing: Sinopec Economics & Development Research Institute, 2025.

[2] ABRAHAM B, ASBURY J G, LYNCH E P, et al. Coal-oxygen process provides CO_2 for enhanced recovery [J]. Oil & Gas Journal, 1982, 11(80): 68-70, 75.

[3] ZELASCHI A, GIOSTRI A, CHIESA P, et al. Semi-closed oxy-combustion combined cycles for combined heat and power applications[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2025, 147(4): 041011.

[4] IANTOVSKI E, MATHIEU P. Highly efficient zero emission CO_2-based power plant[J]. Energy Conversion and Management, 1997, 38: S141-S146.

[5] ALLAM R J, PALMER M R, BROWN JR G W, et al. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide[J]. Energy Procedia, 2013, 37: 1135-1149.

[6] BANNISTER R L, NEWBY R A, YANG W C. Final report on the development of a hydrogen-fueled combustion turbine cycle for power generation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(1): 38-45.

[7] WIMMER K, SANZ W. Optimization and comparison of the two promising oxy-combustion cycles NET power cycle and Graz cycle[J]. International Journal

of Greenhouse Gas Control, 2020, 99: 103055.

[8] MANCUSO L, FERRARI N, CHIESA P, et al. Oxy-combustion turbine power plants[R]. Cheltenham: IEAGHG, 2015.

[9] OLUMAYEGUN O, WANG Meihong, OKO E. Thermodynamic performance evaluation of supercritical CO_2 closed Brayton cycles for coal-fired power generation with solvent-based CO_2 capture[J]. Energy, 2019, 166: 1074-1088.

[10] 纪宇轩，邢凯翔，岑可法，等. 超临界二氧化碳布雷顿循环研究进展[J]. 动力工程学报，2022，42(1)：1-9.
JI Yuxuan, XING Kaixiang, CEN Kefa, et al. A review on supercritical carbon dioxide Brayton cycle [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(1): 1-9.

[11] 田松峰，刘亚轩，李正宽，等. 基于碳捕集系统半闭式 S-CO_2 布雷顿循环性能分析[J]. 动力工程学报，2023，43(3)：349-358.
TIAN Songfeng, LIU Yaxuan, LI Zhengkuan, et al. Performance analysis of semi-closed S-CO_2 Brayton cycle based on carbon capture system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2023, 43(3): 349-358.

[12] 邢凯翔. 超临界二氧化碳布雷顿循环近临界特性研究[D]. 杭州：浙江大学，2021.
XING Kaixiang. Investigations on the characteristics of the sCO_2 Brayton cycle near the critical region[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2021.

[13] MITCHELL C, AVAGYAN V, CHALMERS H, et al. An initial assessment of the value of Allam cycle power plants with liquid oxygen storage in future GB electricity system[J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2019, 87: 1-18.

[14] MARTINELLI M, CHIESA P, MARTELLI E. Techno-economic assessment of the Allam cycle for different plant sizes, oxygen purities and heat integration with external sources[J]. Fuel, 2025, 381: 133383.

[15] SCACCABAROZZI R, GATTI M, MARTELLI E. Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET power oxy-combustion cycle[J]. Applied Energy, 2016, 178: 505-526.

[16] ALLAM R, MARTIN S, FORREST B, et al. Demonstration of the Allam cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture [J]. Energy Procedia, 2017, 114: 5948-5966.

[17] European Industrial Gases Association. Oxygen pipeline and piping systems 2020[EB/OL]. (2020-08-26) [2025-06-26]. https://www.eiga.eu/uploads/documents/DOC013.pdf.

(上接第 93 页)

[26] CHEN Heng, ZHANG Meiyan, WU Yunyun, et al. Design and performance evaluation of a new waste incineration power system integrated with a supercritical CO_2 power cycle and a coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 210: 112715.

[27] KAKAVAND A, SAYADI S, TSATSARONIS G, et al. Techno-economic assessment of green hydrogen and ammonia production from wind and solar energy in Iran[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(38): 14170-14191.

[28] DE GROOT M T, KRAAKMAN J, GARCIA BARROS R L. Optimal operating parameters for advanced alkaline water electrolysis[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(82): 34773-34783.

[29] LI Yangyang, DENG Xintao, ZHANG Tao, et al. Exploration of the configuration and operation rule of the multi-electrolyzers hybrid system of large-scale alkaline water hydrogen production system[J]. Applied Energy, 2023, 331: 120413.

[30] PÉREZ-FORTES M, SCHÖNEBERGER J C, BOULAMANTI A, et al. Methanol synthesis using captured CO_2 as raw material: techno-economic and environmental assessment[J]. Applied Energy, 2016, 161: 718-732.

[31] ZHENG Yi, HUANG Chunjun, TAN Jin, et al. Off-grid wind/hydrogen systems with multi-electrolyzers: optimized operational strategies[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 295: 117622.