

DOI: 10.11949/0438-1157.

双压力等级内外压缩空分变工况热力学与经济性分析

李嘉睿, 李瑞凡, 许宏宇, 许诚

(新能源电力系统国家重点实验室, 华北电力大学, 北京 102206)

摘要: 为支撑可再生能源电力并网需求, 煤基半闭式CO₂循环发电系统需长时间偏离设计工况运行, 作为系统主要能耗来源, 空分的变工况性能对发电系统宽负荷高效运行至关重要。构建了可同时生产6.6 MPa与33.4 MPa氧气的空分系统变工况模型, 提出滑压运行的变工况策略, 探究了内、外压缩空分在不同工况下的热力学性能及技术经济性。结果表明, 在100%~80%负荷运行范围内, 相较于内压缩空分, 外压缩空分的单位制氧能耗降低了6.70%~8.52%, 初期投资成本高3.02%, 产品平准化成本低5.54%。外压缩空分在运行成本和变工况效能方面更具优势, 内压缩空分则在高压安全性与初期投资方面占优, 在工程应用中应根据具体需求综合权衡后合理选型。

关键词: 半闭式CO₂循环; 空气分离; 变工况性能; 热力学; 经济性

中图分类号: TQ 116.11

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-14

Thermodynamic and economic analysis of dual-pressure internal and external compression air separation units under variable operating conditions

LI Jiarui, LI Ruifan, XU Hongyu, XU Cheng

(Key Laboratory of Alternate Electrical Power System with Renewable Energy Sources, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: In order to meet the grid integration requirement for renewable energy, coal-fueled semi-closed CO₂ cycle power generation system is required to operate under off-design conditions for extended periods. As the primary energy consumption component within the system, the off-design performance of air separation unit (ASU) is critical for the efficient operation of the power generation system over a wide load range. This paper proposes the off-design model for the ASU capable of simultaneously producing oxygen at two pressure levels: 6.6 MPa and 33.4 MPa. Based on sliding pressure control strategies, this study investigates the thermodynamic performance and techno-economic viability of two ASU configurations, internal compression (IC) and external compression (EC), under variable operating conditions. The results indicate that within the load range of 100% to 80%, the EC model achieves a reduction in the specific energy consumption of 6.70% to 8.52%, has a 3.02% higher initial investment cost, and lowers the levelized cost of product by 5.54% compared to the IC model. The EC model has advantages in operating cost and off-design performance, while the IC model has better performance in terms of high-pressure safety and initial investment. Therefore, the appropriate model should be selected with careful consideration based

收稿日期: 2026-04-13 修回日期: 2026-06-17

通信作者: 许诚(1987—), 男, 教授, xucheng@ncepu.edu.cn

第一作者: 李嘉睿(2002—), 男, 硕士研究生, 120242202219@ncepu.edu.cn

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFB4102400); 国家自然科学基金项目(52422601)

引用本文: 李嘉睿, 李瑞凡, 许宏宇, 许诚. 双压力等级内外压缩空分变工况热力学与经济性分析[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1-14

Citation: LI Jiarui, LI Ruifan, XU Hongyu, XU Cheng. Thermodynamic and economic analysis of dual-pressure internal and external compression air separation units under variable operating conditions[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-14

on specific requirements in engineering applications.

Keywords: semi-closed CO₂ cycle; air separation; off-design performance; thermodynamic; economics

引 言

随着全球变暖问题加剧,发展新型电力系统是实现双碳目标的必然要求,基于我国的煤炭禀赋资源,燃煤发电在相当长时期内仍将承担保障我国能源电力安全和灵活调峰的重要作用^[1],在此背景下,发展高效、低碳且灵活的燃煤发电技术至关重要。碳捕集与封存(CCS)是降低化石能源发电碳排放的关键技术^[2]。富氧燃烧作为重要的火力发电 CCS 技术路线,通过燃料与纯氧燃烧,可避免空气中的氮气参与燃烧而引起的 NO_x 排放^[3-4],且通过冷凝可实现 CO₂ 和水的低能耗分离^[5],因而受到了广泛关注。其中半闭式 CO₂ 循环利用 CO₂ 工质在临界点附近密度高、粘度低的特点,系统压缩耗功较小,在零碳排放与高效能量转化方面具有显著优势^[6]。煤基半闭式 CO₂ 循环发电系统涉及煤气化、富氧燃烧等复杂过程,要求空分同时提供两种不同压力等级的高纯度氧气^[7]。因此,针对双压氧气产品空分系统的变工况运行性能及运行负荷范围的研究,对保障煤基半闭式 CO₂ 循环发电系统在全工况下高效、稳定与安全运行具有重要意义。

空分是富氧燃烧系统主要能耗来源,其能耗占比可达发电系统总输出功率的 22% 以上^[8],导致整体效率下降约 10~12%^[9-10]。根据氧产品压缩方式,空分系统可分为外压缩与内压缩空分。在外压缩空分中,常压氧气产品通过氧压机增压至所需压力^[11-12];在内压缩空分中,氧产品通过液氧泵增压至目标压力,经复热气化后对外输出^[13-14]。针对空分系统设计工况的参数与流程优化,国内外已开展了广泛研究。Fu 等^[11]使用 Aspen Plus 构建了生产 95% 纯度常压氧气的外压缩空分模型,并对其进行了参数与构型优化,当压缩机等熵效率从 0.74 提高到 0.9 时,空压机耗功可降低 19%,低压塔采用双再沸器构型可使系统单位制氧能耗降低 10%。常亮等^[15]将内部热耦合技术引入空分精馏塔,借助压缩机与节流阀实现了两塔之间的物料循环,取代了传统的冷凝再沸器,使空分系统能耗下降约 20%。文兆伦等^[16]基于自热再生和隔壁塔技术,以单隔壁塔替代传统的双塔与粗氩塔,使空分单位制氧能耗降低了 26.19%,年度支出降低了 31.93%。Van der Ham

等^[17]针对 IGCC 系统提出了双塔与三塔两种内压缩空分流程,并对两种流程进行 ■ 分析,三塔流程的 ■ 损失降低了 12%,能耗降低了 7%。丁传琪^[18]比较了 5000 Nm³/h 等级膨胀空气进上塔与进下塔的内压缩空分性能,结果表明,与膨胀空气进上塔流程相比,膨胀空气进下塔流程能耗高 7.5%,但氧提取率提高了约 5%。Hamayun 等^[19]构建了 7 种双塔外压缩空分工艺流程,结果表明加工空气全进高压塔、液态产品由低压塔提供的类 Petlyuk 结构下,系统 ■ 损失最小,相较于其他构型可降低 3.75%~7.72%。Singla 等^[20]对两种生产 4 MPa 氧气的空分系统进行了比较,结果表明内压缩空分的单位制氧能耗较外压缩空分增加了 7.7%~7.8%。Xin 等^[21]对比了内、外压缩空分在煤基 Allam 循环中的热力学性能,研究发现,外压缩空分的单位制氧能耗相较于内压缩空分降低了 5%,但内压缩空分可回收的 ■ 较外压缩空分提高了一倍。

现有研究多聚焦于空分系统设计工况下的参数及结构优化,针对空分变工况性能的研究不足,在煤基半闭式 CO₂ 循环中,随着系统负荷率下降,气化炉的原料输入量与燃烧器的燃料输入量均逐渐减少,气化炉与燃烧室的内部压力也随之变化,进而导致气化和燃烧过程所需氧气的流量与压力发生变化。其中,燃烧器压力随燃料负荷率降低呈线性下降,燃料负荷率每降低 1%,燃烧室压力下降 0.25 MPa^[22]。然而,当前研究尚未考虑所需氧气压力与流量发生变化时,双压力等级空分系统在变工况运行条件下如何进行调控。因此本文探究可同时生产两种压力等级氧气的空分系统变工况性能,构建了内、外压缩空分变工况模型,提出了滑压运行的变负荷控制策略,在不同工况下对两种空分系统进行了能量分析与 ■ 分析。此外,对比了两种空分系统的全生命周期技术经济性,为富氧燃烧技术空分系统的选型及变工况运行策略提供了理论与技术支撑。

1 系统流程与变工况策略

1.1 系统流程

图 1(a)为采用外压缩空分流程示意图。在空

分系统中,空气(AIR)经过空压机间冷加压至0.52 MPa后分为两股,小部分(PA)经主换热器冷却后膨胀至0.12 MPa,其他部分(A-2)经主换热器冷却至接近露点温度后进入高压塔。从塔的下部得到含氧液空(LA、CE),氮气经冷凝再沸器液化后部分回流进入高压塔,剩余液氮(LN)通入低压塔。高压塔产物经过冷节流,与膨胀空气(PA-2)一同通入低压塔,在塔顶得到低压氮气(N-1),液氧在冷凝再沸器中升温,其中一部分气化后作为上升汽返回低压塔,剩余液氧(LO)经主换热器复热气化得到产品氧气(GO)。氧气分流后通过气化氧压机和燃烧氧压机得到气化(OG-2)与燃烧(O-2)所需的氧气。

图1(b)为内压缩空分的系统流程示意图。在内压缩空分中,为补充液氧增压过程中损失的冷能,膨胀空气PA经两级增压机增压至2.55 MPa后分为两股,一股(PA-2)经主换热器冷却后膨胀制冷进入高压塔,一股(HA)经第三级增压机增压至6.95 MPa后冷却节流进入高压塔。低压塔产物液氧(LO-1)经液氧泵增压后(LO-2)复热气化得到产品氧气(GO)。

1.2 系统变工况策略

变工况运行时,空分加工空气量与氧气产量将发生显著改变,半闭式CO₂循环对氧气压力的需求也随负荷率下降而改变。为满足发电系统氧气需求,拓宽空分系统运行负荷范围,需采用有效的调节方式以提高关键设备效率。对于叶轮机械设备,空压机、增压机与氧压机均通过调节入口导叶角度方式运行,膨胀机通过调节可变静叶角度方式运行,液氧泵采用变转速调节策略。换热器与精馏塔几何尺寸与内部结构均固定,不具备主动调节能力。但需对两个关键参数进行限制:一方面,为防止精馏塔塔板上出现液泛与漏液等水力学失衡现象,需维持各塔板液泛率在40%~80%范围内;另一方面,为避免出现换热器冷热股换热不平衡,换热器夹点温差应大于2℃。

结合非设计工况下煤基半闭式CO₂循环对氧气流量与压力的需求,空分系统采用滑压运行变工况策略,其中空压机与膨胀机出口压力随精馏塔进料塔板压力变化而变化,增压机出口压力根据系统冷能需求进行调整,氧压机与液氧泵出口压力根据气化炉与燃烧器需氧压力改变而改变。

2 系统模型

2.1 初始条件与假设

本研究使用Aspen Plus与MATLAB对内压缩空分与外压缩空分进行模拟计算,采用PR状态方程计算流体物性。参考相关文献^[23]中关于煤基半闭式CO₂循环发电系统的氧气需求,空分系统氧气产品总流量为45.23 kg/s,其中31.7%增压至6.6 MPa后进入气化炉,剩余氧气增压至33.4 MPa后输送至燃烧器。表1总结了设计工况下内、外压缩空分的主要参数。为简化建模流程,本研究提出以下假设:

- (1) 空气视作氮-氧-氩三元混合物,占比分别为78%、21%、1%;
- (2) 空分系统处于理想绝热状态,忽略系统与外界的热交换;
- (3) 忽略管道以及辅助设备的压力和能量损失;
- (4) 忽略了动能与势能的变化;
- (5) 系统处于稳态运行。
- (6) 空分负荷率每下降1%,燃烧氧压机出口压力降低0.25 MPa^[22]。

2.2 关键部件热力学模型

2.2.1 压缩机 压缩机是空分系统中的主要耗能部件,包括空气压缩机与氧气压缩机两种,压缩机能耗与等熵效率的计算公式为:

$$W_{\text{com}} = m_{\text{com}} \times (h_{\text{com,out}} - h_{\text{com,in}}) \quad (1)$$

$$\eta_{\text{com}} = \frac{(h_{\text{com,out,s}} - h_{\text{com,in}})}{(h_{\text{com,out}} - h_{\text{com,in}})} \quad (2)$$

式中, m 为流体的质量流量; h 为流体的比焓;下标s为理想状态;in表示进口参数;out表示出口参数;com表示压缩机。

变工况时,压缩机采用通用公式^[24]进行计算,其中参数 $b=1.8, q=1.8, c_4=0.3, b_1=1, b_2=1, b_3=0.01$ 。

$$G = \frac{m \sqrt{T_{\text{in}}}}{P_{\text{in}}} \quad (3)$$

$$\bar{n} = \frac{n}{\sqrt{T_{\text{in}}}}$$

$$\pi_{\text{com,r}} = c_1 G_{\text{com,r}}^2 + c_1 G_{\text{com,r}} + c_3 \quad (4)$$

$$\eta_{\text{com}} = \left[1 - c_4 (1 - \bar{n}_{\text{com,r}})^2 \right] \cdot (\bar{n}_{\text{com,r}} / G_{\text{com,r}}) \cdot (2 - \bar{n}_{\text{com,r}} / G_{\text{com,r}}) \quad (5)$$

$$c_1 = \frac{\bar{n}_{\text{com,r}}}{q(1 - b/\bar{n}_{\text{com,r}}) + \bar{n}_{\text{com,r}}(\bar{n}_{\text{com,r}} - b)^2} \quad (6)$$

$$c_2 = \frac{q - 2b\bar{n}_{\text{com,r}}^2}{q(1 - b/\bar{n}_{\text{com,r}}) + \bar{n}_{\text{com,r}}(\bar{n}_{\text{com,r}} - b)^2} \quad (7)$$

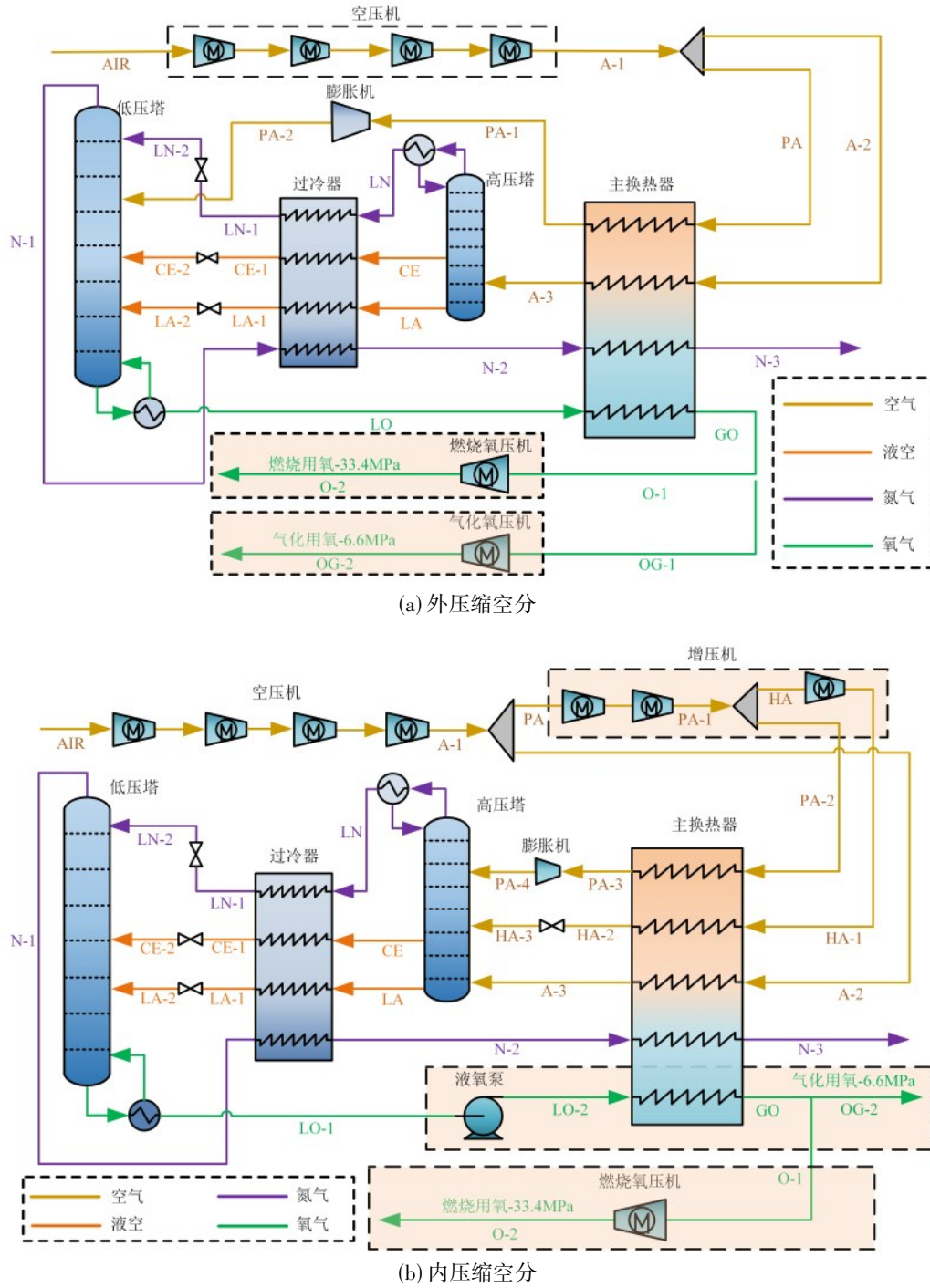


图1 同时生产两种压力氧气的空分系统流程图

Fig.1 ASU simultaneously producing two pressure grades oxygen

$$c_3 = \frac{b^2 \bar{n}_{\text{com},r}^3 - q b \bar{n}_{\text{com},r}}{q \left(1 - b/\bar{n}_{\text{com},r}\right) + \bar{n}_{\text{com},r} (\bar{n}_{\text{com},r} - b)^2} \quad (8)$$

$$G_{\text{com}} = G_{\text{com,map}} \left(1 + \frac{b_1 \Delta \alpha}{100}\right) \quad (9)$$

$$\pi_{\text{com}} - 1 = \left(\pi_{\text{com,map}} - 1\right) \left(1 + \frac{b_2 \Delta \alpha}{100}\right) \quad (10)$$

$$\eta_{\text{com}} = \eta_{\text{com,map}} \left(1 - \frac{b_3 \Delta \alpha^2}{100}\right) \quad (11)$$

式中, G 为折合流量; π 为压比; η 为等熵效率; n 为转速; $\bar{n}$ 为折合转速; $\Delta \alpha$ 为压缩机入口导叶角度; 下标 map 表示设计运行点; r 表示相对值。

2.2.2 液体系 液体泵是内压缩空分中将液氧增压至所需压力的设备, 泵的能耗与等熵效率为:

表1 空分系统主要参数

Table 1 Key parameters of ASU under design condition		
项目	外压缩	内压缩
环境参数		
环境温度(K)	288.15	288.15
环境压力(MPa)	0.101	0.101
叶轮机械		
空压机级数	4	4
增压机级数	—	3
气化氧压机级数	6	—
燃烧氧压机级数	8	2
空压机等熵效率(%)	85	85
氧压机等熵效率(%)	86	86
级间冷却温度(K)	298.15	298.15
膨胀机等熵效率(%)	87	87
液氧泵等熵效率(%)	—	85
机械效率(%)	99	99
换热器		
换热器压损(MPa)	0.01	0.01
换热器最小夹点温差(K)	2	2
高压塔		
塔板数	20	25
工作压力(MPa)	0.5~0.512	0.5~0.515
液氮纯度(%)	99.9	99.9
低压塔		
塔板数	65	65
工作压力(MPa)	0.122~0.126	0.122~0.125
液氧纯度(%)	99.5	99.5

$$W_{\text{pump}} = m_{\text{pump}} \times (h_{\text{pump,out}} - h_{\text{pump,in}}) \quad (12)$$

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{(h_{\text{pump,out,s}} - h_{\text{pump,in}})}{(h_{\text{pump,out}} - h_{\text{pump,in}})} \quad (13)$$

式中,下标pump表示泵。

变工况时,液氧泵采用变转速调节策略^[22]。图2展示了泵的做功系数 Ψ 及效率相对于流量系数 Φ 的性能曲线,定义如下:

$$\phi = \frac{V_{\text{in}}}{\omega D^3} \quad (14)$$

$$\psi = \frac{\Delta P v_{\text{in}}}{\omega^2 D^3} \quad (15)$$

式中, V_{in} 为泵入口体积流量; ω 为泵转速; D 为泵直径; ΔP 为泵的压头; v_{in} 为泵的入口比体积。

2.2.3 膨胀机 膨胀机为空分系统主要制冷设备,膨胀机做功的计算公式为:

$$W_{\text{exp}} = m_{\text{exp}} \times (h_{\text{exp,in}} - h_{\text{exp,out}}) \quad (16)$$

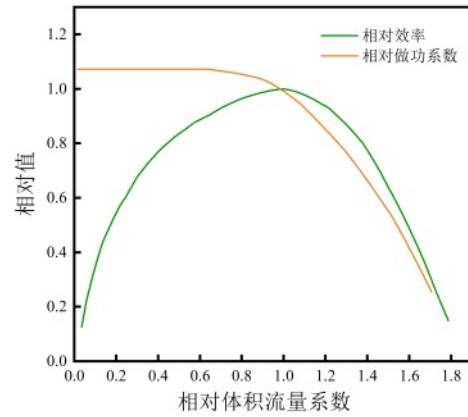


图2 离心泵通用变转速运行特性曲线

Fig.2 Generalized performance map of the centrifugal pump

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{(h_{\text{exp,in}} - h_{\text{exp,out,s}})}{(h_{\text{exp,in}} - h_{\text{exp,out}})} \quad (17)$$

式中,下标exp表示膨胀机。

变工况时,膨胀机采用通用公式^[24]进行计算。

$$G_{\text{exp,r}} = \sqrt{1.4 - 0.4\bar{n}_{\text{exp}}/\bar{n}_{\text{exp,d}}} \cdot \sqrt{(1/\pi^2 - 1)/(1/\pi_{\text{exp,d}}^2 - 1)} \quad (18)$$

$$\eta_{\text{exp,r}} = \left[1 - 0.3(1 - \bar{n}_{\text{exp,r}})^2\right] \cdot (\bar{n}_{\text{exp,r}}/G_{\text{exp,r}})(2 - \bar{n}_{\text{exp,r}}/G_{\text{exp,r}}) \quad (19)$$

$$\frac{G_{\text{exp,r}}}{G_{\text{exp,r,map}}} = 1.19 - \frac{3}{10000}(\Delta\beta - 25)^2 \quad (20)$$

$$\frac{\eta_{\text{exp}}}{\eta_{\text{exp,map}}} = 1 - \frac{0.9}{10000}\Delta\beta^2 \quad (21)$$

式中, $\Delta\beta$ 为膨胀机静叶角度。

2.2.4 换热器 空分系统包括主换热器与过冷器两个换热器,换热器运行时需保持冷热侧流股热负荷平衡,具体计算如下:

$$\sum m_{\text{hot},j}(h_{\text{hot,in},j} - h_{\text{hot,out},j}) = \sum m_{\text{cold},j}(h_{\text{cold,out},j} - h_{\text{cold,in},j}) \quad (22)$$

式中,下标j为不同流股,hot为热侧流股,cold为冷侧流股。

基于稳态传热理论,换热器的热量传递可采用总传热系数法进行计算

$$Q = UA\Delta t \quad (23)$$

式中, Q 为换热量, U 为传热系数, A 为换热面积。

换热器的变负荷模型均基于热导率(UA)-流量-物性关联式^[25]构建。部分负荷下的 UA_{od} 与 Δp_{od} 计算如下式所示。

$$\frac{UA_{\text{od}}}{UA_{\text{d}}} = \frac{m_{\text{cold,d}}^{-0.8} + m_{\text{hot,d}}^{-0.8}}{m_{\text{cold,od}}^{-0.8} + m_{\text{hot,od}}^{-0.8}} \quad (24)$$

$$\frac{\Delta p_{\text{od}}}{\Delta p_{\text{d}}} = \left(\frac{m_{\text{od}}}{m_{\text{d}}}\right)^{7/4} \quad (25)$$

当换热过程中流体物性剧烈变化且呈现强非

线性时,需引入物性修正参数。

$$\frac{UA_{od}}{UA_d} = \frac{\alpha_{cold,d}^{-1} + \alpha_{hot,d}^{-1}}{\alpha_{cold,od}^{-1} + \alpha_{hot,od}^{-1}} \quad (26)$$

$$\alpha = m^{0.8} c_p^n k^{(1-n)} \mu^{(n-0.8)} \quad (27)$$

$$\frac{\Delta p_{od}}{\Delta p_d} = \left(\frac{m_{od}}{m_d} \right)^{\frac{7}{4}} \cdot \left(\frac{\mu_{od}}{\mu_d} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\rho_{od}}{\rho_d} \right)^{-1} \quad (28)$$

式中,下标d和od分别为额定工况和变负荷。

针对复杂的多流股换热器,采用串并联等效拆分法将多流股换热器分解为多个双流股子换热器,空分系统中换热器拆分示意图如图3所示。为防止换热器出现换热温差过小甚至温度交叉等换热失效问题,可通过调节关键流股的分流比及增压机的出口压力,实现膨胀机的制冷量及系统冷量分配的协调控制。

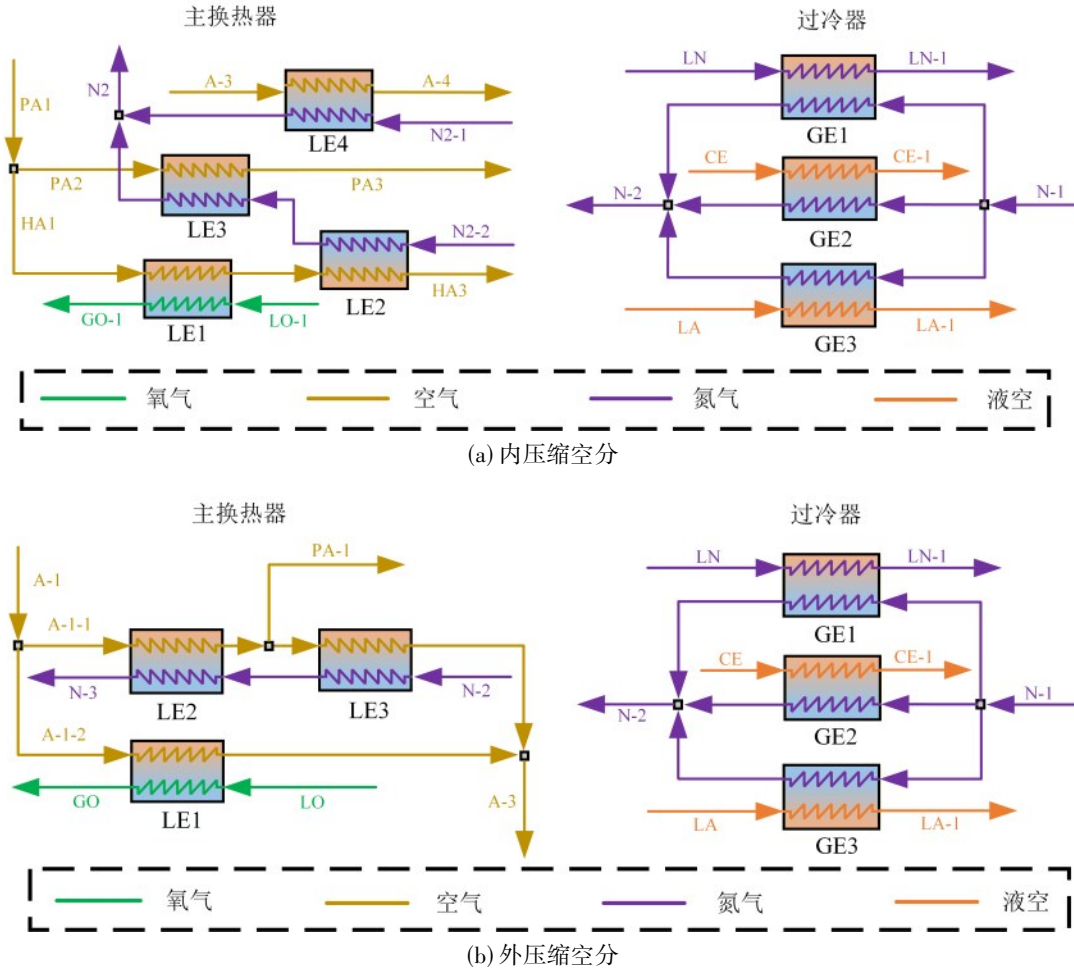


图3 换热网络示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the heat exchanger network

2.2.5 精馏塔 精馏塔是空分系统的核心部件,由高压塔、低压塔以及冷凝蒸发器组成。运行时需保证塔内物料平衡、组分平衡以及能量平衡^[14]:

$$\sum m_{G,in} + \sum m_{L,in} = \sum m_{G,out} + \sum m_{L,out} \quad (29)$$

$$\sum F_{G,in} x_i + \sum F_{L,in} x_i = \sum F_{G,out} x_i + \sum F_{L,out} x_i \quad (30)$$

$$\sum m_{G,in} h_{G,in} + \sum m_{L,in} h_{L,in} = \sum m_{G,out} h_{G,out} + \sum m_{L,out} h_{L,out} \quad (31)$$

式中, F 为混合物的摩尔流量, x 为某组分的摩尔分数,下标G为气相,L为液相, i 为某种组分。

在变工况计算时,除物料平衡、组分平衡与能

量平衡外,还需根据水力学模型计算整塔压降。高压塔采用筛板塔模型,筛板塔的塔板压降由三部分组成^[26]:清液层静压 h_l 、干板阻力 h_d 及表面张力压头 h_σ ,计算公式如下。

$$\Delta p = \rho_l g (h_l + h_d + h_\sigma) \quad (32)$$

$$h_l = \phi_e \left[h_w + C \left(\frac{Q_l}{l_w \phi_e} \right)^{2/3} \right] \quad (33)$$

$$h_d = \frac{0.499 \rho_g U_0^2}{c_o^2 \rho_l g} \quad (34)$$

$$h_{\sigma} = \frac{6\sigma}{g\rho_L D_H} \quad (35)$$

$$0.345\text{kPa} \leq \Delta p \leq 1.03\text{kPa} \quad (36)$$

式中, Φ_e 为有效相对气泡密度; h_w 为堰的高度; Q_l 为单位堰长度液体体积流量; C 为与堰相关的系数; l_w 为堰的长度; c_o 为孔口系数; U_o 为基于孔洞面积的实际气体流速; ρ_g 为气体密度; ρ_L 为液体密度; g 为重力常数; σ 为液体表面张力; D_H 为孔的直径。

低压塔采用填料塔模型, 对于填料塔, 其压降计算需区分干塔 (仅气相) 与湿塔 (气液两相) 条件^[27]。干塔压降仅由气相流经填料空隙的摩擦损失决定, 湿塔压降则在干塔压降基础上, 引入持液量 h_L 以修正液相占据空隙对流动通道的影响, 其计算公式如下。

$$\frac{\Delta P_d}{Z} = f \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \rho_g \frac{U_{gs}^2}{d_p} \quad (37)$$

$$f = \frac{150}{Re} + 1.75 \quad (38)$$

$$h_L = 0.555 \cdot Fr^{1/3} \quad (39)$$

$$Fr = \frac{U_{ls}^2 \cdot a}{g \cdot \varepsilon^{4.65}} \quad (40)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_d} = \left[\frac{1 - \varepsilon \left(1 - \frac{h_L}{\varepsilon} \right)}{1 - \varepsilon} \right]^{\frac{2 + \varepsilon}{3}} \left(1 - \frac{h_L}{\varepsilon} \right)^{-4.65} \quad (41)$$

式中, Z 为填料总高度; f 为摩擦因子; ε 为填料孔隙率; ρ_g 为气体密度; U_{gs} 为空塔内气体表观速度; d_p 为粒子直径; Re 为雷诺数; h_L 为持液量; Fr 为弗劳德数; U_{ls} 为空塔内液体表观速度; a 为填料表面积。

2.3 经济性模型

空分系统中初始投资成本计算公式如表2所示。空分系统的系统总设备成本如下:

$$C_{ASU} = C_{com-A} + C_{exp} + C_{HX} + C_{HPC} + C_{LPC} + C_{com-O} + C_{pump} \quad (42)$$

式中, C_{ASU} 为空分系统的总设备成本; C_{exp} 为膨胀机的采购成本; C_{com-A} 为空气压缩机的采购成本; C_{com-O} 为氧气压缩机的采购成本; C_{HX} 为换热器的采购成本; C_{pump} 为液氧泵的采购成本; C_{HPC} 为高压塔的采购成本; C_{LPC} 为低压塔的采购成本。

由于所有设备的成本数据需在同一参考年份, 因此需要结合化工厂成本指数将各部件成本转化为同一年份:

$$C_{ref} = C_{org} \left(\text{CEPCI}_{ref} / \text{CEPCI}_{org} \right) \quad (43)$$

式中, C_{ref} 为参考年份部件的初始投资成本, C_{org} 为初始年份部件的初始投资成本, CEPCI_{ref} 为参考年份部件的化工程成本指数, CEPCI_{org} 为初始年份部件

的化工程成本指数。

将空分系统的设备价格以及其他资本投入转化为年度系统成本 ACS , 包括年度资本成本 C_{acap} 、年度维护成本 C_{amin} 以及年度运营成本 C_{aope} 。计算公式如下^[14,28]:

$$ACS = C_{acap} + C_{amin} + C_{aope} \quad (44)$$

$$C_{acap} = C_{cap} \cdot CRF(i, Y_{proj}) \quad (45)$$

$$CRF = \frac{i \cdot (1 + i)^{Y_{proj}}}{(1 + i)^{Y_{proj}} - 1}$$

$$C_{amin} = C_{cap} \times 2.375\% \quad (46)$$

$$C_{aope} = C_{labor} + C_{ele} + C_{insurance} \quad (47)$$

$$C_{ele} = 340 P_{ASU} (c_{ele} \times 24) + 12 \times 0.9 \times c_{capacity} \times P_{ASU} / \eta_l \quad (48)$$

$$C_{insurance} = C_{cap} \times 3\% \quad (49)$$

式中, CRF 为资本回收系数; i 为年实际利率; Y_{proj} 为系统的运行年限; C_{labor} 为人工成本; C_{ele} 为电力成本; $C_{insurance}$ 为保险成本与税收。 P_{ASU} 为空分耗功, c_{ele} 为工业日均电价, $c_{capacity}$ 为容量电价, η_l 为电容器负载率。

3 系统评价指标及模型验证

3.1 系统评价指标

氧提取率是产品氧气中总氧量占加工空气中总氧量的比例, 氧提取率的计算公式如下:

$$\gamma = \frac{m_O}{m_{O-air}} \quad (50)$$

式中, γ 为氧提取率; m_O 为空分系统产出纯氧量; m_{O-air} 为加工空气中氧气的质量流量。

压缩设备比能耗是压缩设备对单位质量工质增压所需的净耗功, 压缩机比能耗计算公式如下:

$$w_O = \frac{W_{com-O}}{m_O} \quad (51)$$

$$w_A = \frac{W_{com-A}}{m_A} \quad (52)$$

式中, w 为比能耗, W_{com-A} 为空气压缩设备净能耗; W_{com-O} 为氧增压设备净能耗; m_A 为加工空气质量流量。

单位制氧能耗是空分系统生产单位质量流量氧气所消耗的能量, 单位制氧能耗的计算公式如下:

$$SPC = \frac{W_{ASU}}{m_O} \quad (53)$$

$$W_{ASU} = W_{com-A} + W_{com-O} - W_{exp} \quad (54)$$

式中, SPC 为单位制氧能耗; W_{ASU} 为空分系统净能耗; W_{exp} 为空气膨胀机净出功。

混合物的 ■ 可通过混合物总摩尔 ■ 与摩尔流

表2 空分系统初始投资成本计算公式

Table 2 Calculation of initial investment cost for ASU

设备名称	公式	单位
压缩机 ^[29]	$C_{\text{com}} = \frac{39.5 \times m_{\text{com}}}{0.9 - \eta_{\text{com}}} \times \pi_{\text{com}} \ln(\pi_{\text{com}}) \times k$ k 为美元与人民币间的汇率	元
膨胀机 ^[29]	$C_{\text{exp}} = \left(\frac{266.3 \times m_{\text{exp}}}{0.92 - \eta_{\text{exp}}} \right) \times \ln(\pi_{\text{exp}}) \times$ $(1 + e^{0.036T_{\text{in}} - 54.4}) \times k$ T 为膨胀机入口温度(K)	元
换热器 ^[30]	$C_{\text{HX}} = (5000 + 450A^{0.82}) \times k$ A 为换热器面积(m^2),假设换热器 U 为 $70\text{W}/\text{m}^{2[31]}$	元
液体泵 ^[30]	$C_{\text{pump}} = (50000 + 1500W_{\text{pump}}^{0.8}) \times k$ W_{pump} 为液氧泵净耗功(kW) $C_{\text{HPC}} = (C_{\text{Ve}} + C_{\text{trap}}) \times k$ $C_{\text{LPC}} = (C_{\text{Ve}} + C_{\text{pick}}) \times k$ $C_{\text{Ve}} = 1780(L^{0.87})(d^{1.23})(2.86 + 1.694F_{\text{M}} \times \gamma)$ $\gamma = 10.01 - 7.408 \ln P + 1.395(\ln P)^2$ L 为精馏塔塔高(m); d 为精馏塔直径(m); F_{M} 为材料系数; P 为塔内平均压力	元
精馏塔 ^[14,31]	$C_{\text{trap}} = N_{\text{actual}}[193.04 + 22.72d + 60.38(d)^2]$ $C_{\text{pick}} = \pi(d/2)^2 \times L \times c_{\text{pick}}$ (kPa); N_{actual} 为实际塔板数; c_{pick} 为单位体积填料价格(元/ m^3)	元
直接支出 ^[28]	$C_{\text{DPC}} = C_{\text{ASU}} + C_{\text{ASU}} \times 10\% + C_{\text{ASU}} \times 10\%$ $+ C_{\text{ASU}} \times 14\%$	元
间接支出 ^[28]	$C_{\text{IPC}} = 9.8\% \times C_{\text{ASU}} + 11.9\% \times C_{\text{DPC}}$	元
总资本支出	$C_{\text{cap}} = C_{\text{DPC}} + C_{\text{IPC}}$	元

量相乘计算。总摩尔 ■ 由物理摩尔 ■ 与化学摩尔 ■ 组成,计算公式如下^[32]:

$$\varepsilon_{\text{mix}} = \varepsilon_{\text{ph}} + \varepsilon_{\text{ch}} \quad (55)$$

$$\varepsilon_{\text{ph}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (56)$$

$$\varepsilon_{\text{ch}} = \sum_{i=1}^n x_i \varepsilon_{\text{ch},i} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i) \quad (57)$$

$$E = F\varepsilon_{\text{mix}} \quad (58)$$

式中, E 为混合物的 ■ ; ε_{mix} 为混合物的总摩尔 ■ ; ε_{ph} 为混合物的物理 ■ ; ε_{ch} 为混合物的化学 ■ ; R 为摩尔气体常数;下标0表示环境温度与压力下的参数。

■ 效率是系统在能量转换与传递过程中被利用(或收益)的 ■ 与支付(或耗费)的 ■ 的比值。对于不同部件,其利用的 ■ 与支付的 ■ 的含义并不相同。各部件 ■ 效率与 ■ 损失计算公式如表3所示。

在经济性方面,空分系统不直接参与电力市场交易,且煤基半闭式 CO_2 循环中空分系统的主要产品不进入自由市场。参考电厂经济性计算中常用的平准化度电成本,将年度系统成本除以空分系统该年度氧气产量,可得到统一的产品(氧气)平准化

表3 空分系统各部件 ■ 效率

Table 3 Exergy efficiency of each component in ASU

设备	■ 效率	■ 损失
压缩机,泵	$E\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{out}} - E_{\text{in}}}{W}$	$I = W - (E_{\text{out}} - E_{\text{in}})$
膨胀机	$\eta_{\text{ex}} = \frac{W}{E_{\text{in}} - E_{\text{out}}}$	$I = (E_{\text{in}} - E_{\text{out}}) - W$
换热器	$\eta_{\text{ex}} = \frac{\sum E_{\text{out}}^{\text{hot}} - \sum E_{\text{in}}^{\text{hot}}}{\sum E_{\text{in}}^{\text{cold}} - \sum E_{\text{out}}^{\text{cold}}}$	$I = \sum E_{\text{in}} - \sum E_{\text{out}}$
精馏塔,节流阀	$\eta_{\text{ex}} = \frac{\sum E_{\text{out}}}{\sum E_{\text{in}}}$	$I = \sum E_{\text{in}} - \sum E_{\text{out}}$

成本^[14]。计算公式如下:

$$LCOP = ACS/M_{\text{O,annual}} \quad (59)$$

式中, $LCOP$ 为产品平准化成本; $M_{\text{O,annual}}$ 为空分系统年度产氧量。

3.2 模型验证

通过与参考文献^[21]中内外压缩空分系统进行对比,验证本文设计工况模型的准确性。结果如表4所示,单位制氧能耗与氧提取率的相对误差均在2%以内,系统设计工况模型具有较高的计算

精度。

表4 空分系统设计工况模型验证
Table 4 Validation of ASU design model

项目	单位	模拟值	参考值	误差
内压缩空分				
氧气摩尔纯度	%	99.50	99.50	0.00%
单位制氧能耗	kWh/t	371.00	369.00	0.54%
氧提取率	%	98.63	98.10	0.54%
外压缩空分				
氧气摩尔纯度	%	99.5	99.5	0.00%
单位制氧能耗	kWh/t	343.31	350.16	-1.96%
氧提取率	%	90.73	91.7	-1.06%

由于针对空分系统非设计工况性能的研究缺少公开的文献数据,因此,本文将变工况模型在额定工况下的计算结果与设计工况模型计算结果进行对比,验证变工况模型的准确性。结果如表5所示,关键性能参数的相对误差均在0.05%以内,系统变工况模型具有较高的计算精度。

表5 空分系统非设计工况模型验证
Table 5 Validation of ASU off-design model

项目	单位	模拟值	参考值	误差
内压缩空分				
氧气摩尔纯度	%	99.50	99.50	0.00%
6.6 MPa 氧气流量	kg/s	14.34	14.34	0.00%
33.4 MPa 氧气流量	kg/s	30.90	30.89	0.03%
单位制氧能耗	kWh/t	408.96	408.96	0.00%
氧提取率	%	96.61	96.61	0.00%
外压缩空分				
氧气摩尔纯度	%	99.5	99.5	0.00%
6.6 MPa 氧气流量	kg/s	14.34	14.34	0.00%
33.4 MPa 氧气流量	kg/s	30.9	30.89	0.03%
单位制氧能耗	kWh/t	381.5	381.59	-0.02%
氧提取率	%	90.22	90.21	0.01%

4 结果与讨论

4.1 能量分析

设计工况下内、外压缩空分的关键热力学性能参数如图4所示,与内压缩空分相比,虽然外压缩空分的氧提取率低6.69个百分点,但其单位制氧能耗可降低27.40 kWh/tO₂。采用液氧泵可使内压缩空分压缩氧气的能耗降低17.84 MW,但需增设空气增压机将空气增压至更高压力,以补充液氧增压所消耗的冷能,使压缩空气的耗功提高了22.90 MW,且

由于内压缩空分加工空气全部进入高压塔,为保证氧气产品纯度,高压塔内需配置更多层筛板,精馏塔所需压力更高,使内压缩空分的单位制氧能耗升高。

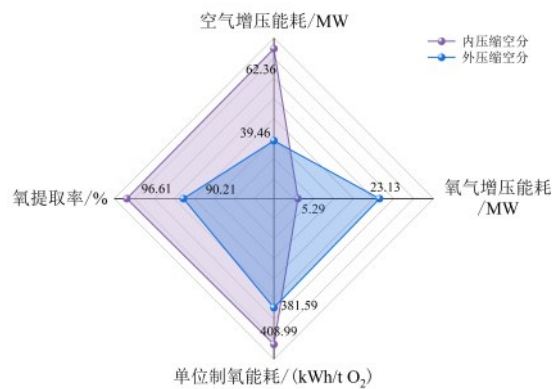


图4 空分设计工况关键热力学性能参数

Fig.4 Key thermodynamic performance parameters of ASU under design condition

不同工况下内压缩空分与外压缩空分的单位制氧能耗与精馏塔压力如图5所示。随着空分负荷率从100%降低至80%,压缩机接近喘振边界,限制了空分负荷继续下降。随负荷降低,两种空分系统的单位制氧能耗均呈上升趋势,80%负荷工况下,内压缩空分单位制氧能耗从408.99 kWh/tO₂提升至422.79 kWh/tO₂;外压缩空分从381.59 kWh/tO₂提升至386.78 kWh/tO₂。两种空分系统单位制氧能耗差由27.40 kWh/tO₂增加至36.00 kWh/tO₂。尽管空分系统负荷降低使精馏塔操作压力降低,但压缩机、膨胀机以及液氧泵等关键设备均偏离设计工况运行,导致等熵效率下降。空分系统关键设备比能耗变化如图6所示,两种系统氧压缩设备比能耗随负荷降低变化不大,内压缩空分空气压缩设备比能耗增加4.36%,比外压缩空分高1.72%,导致单位制氧能耗的上升更为显著。

4.2 损失分析

设计工况下内、外压缩空分各部件的损失分布及效率如图7所示,精馏塔、空气压缩设备与主换热器为空分系统损失的主要来源,其中精馏塔的损失占比最高,在内、外压缩空分总损失中分别占39.55%与40.95%。这是因为精馏塔承担了空分系统核心的精馏分离过程,且塔内气液两相传质传热具有强不可逆性。内、外压缩空分中空气压缩设备的损失占比分别为35.72%与23.53%。虽然液氧泵

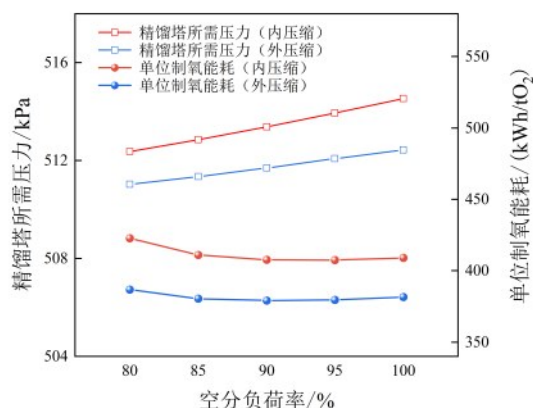


图5 不同工况下空分单位制氧能耗与精馏塔压力

Fig.5 Specific energy consumption and distillation column pressure of ASU under variable operating condition

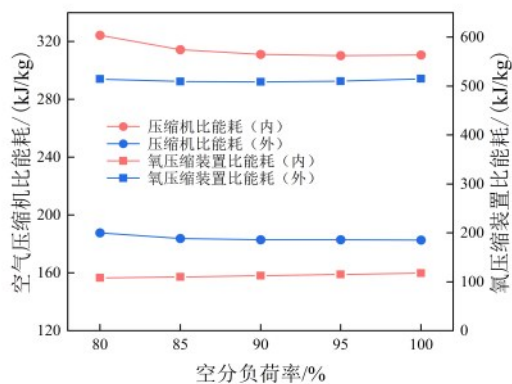
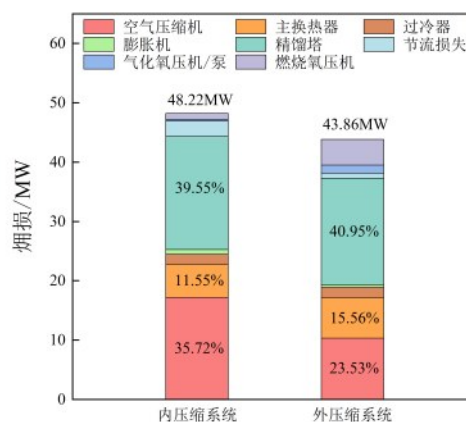


图6 不同工况下空分压缩机比能耗

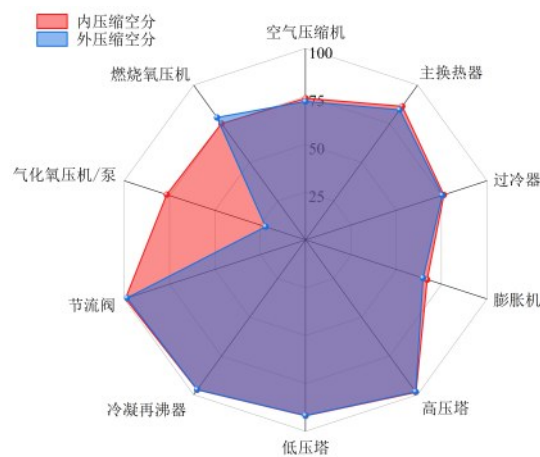
Fig.6 Compressor specific energy consumption of ASU under variable operating conditions

的■效率与氧压机相比较低,但■损失较小,使内压缩空分氧压缩设备的■损比外压缩空分降低了4.42 MW,但增压机使空气压缩设备的■损增加了7.08 MW,是造成内压缩空分■损失较高的核心原因。

不同工况下内压缩空分与外压缩空分各部件的■损占比如图8所示,当空分负荷降低至80%时,内压缩空分中空气压缩设备■损占比由35.72%上升至40.06%,外压缩空分由23.53%增至25.61%。其余设备的■损占比略有下降,其中内压缩空分精馏塔■损占比由39.55%下降至38.02%,主换热器■损占比由11.55%下降至9.91%。外压缩空分精馏塔■损占比由40.95%下降至40.64%,主换热器■损占比由15.56%下降至13.87%。与外压缩空分相比,内压缩空分因增设空气增压机,在偏离设计



(a) ■ 损分布



(b) ■ 效率

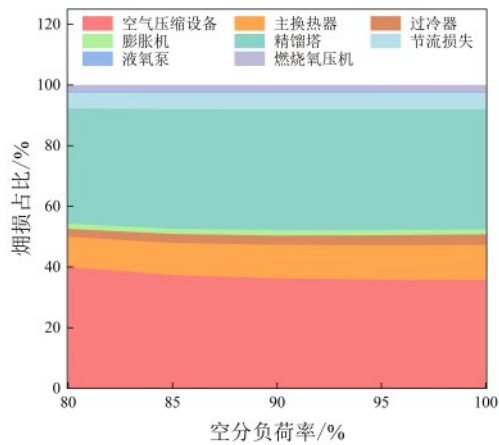
图7 设计工况空分各部件■损分布及■效率

Fig.7 Exergy destruction distribution and exergy efficiency of each ASU components under design condition

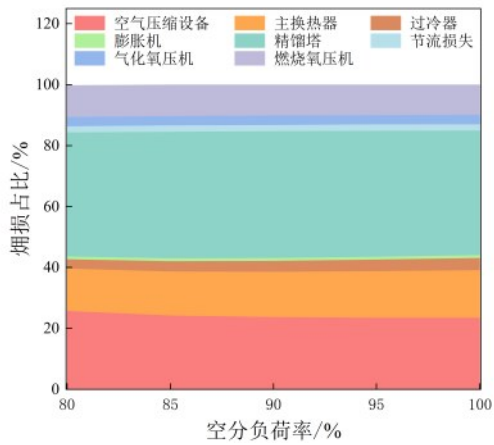
工况时,压缩机等熵效率下降带来的影响更显著,导致空气压缩设备的不可逆损失增大,加剧了空气压缩机■损占比的上升。因此,内压缩空分中空气压缩设备■损占比上升幅度较外压缩空分高2.26个百分点。

4.3 经济性分析

内压缩空分与外压缩空分整体成本与各部件成本如图9所示,在相同氧气产品规模下,内压缩空分设备总成本相比外压缩空分降低3.02%。由于内压缩空分氧提取率较高,制备相同质量氧气所需空气量更少,因此换热器所需成本较外压缩空分低18.85%。尽管采用液氧泵增压使增压氧气的成本相较于外压缩空分降低了35.65%,但内压缩空分增设了增压机,且膨胀机的压比与流量更高,因此空气叶轮机成本增加了近一倍。



(a) 内压缩空分



(b) 外压缩空分

图8 不同负荷下空分系统各部件■损占比

Fig.8 Percentage of exergy destruction for each ASU component under variable operating conditions

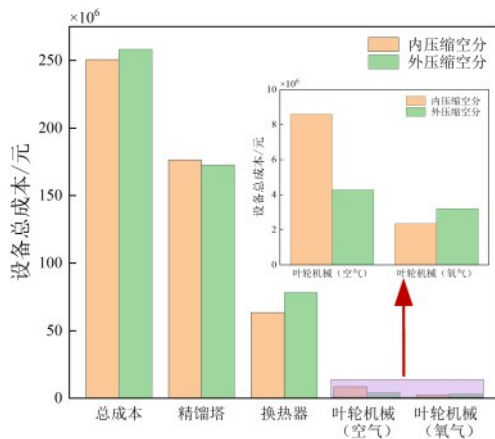


图9 内压缩空分与外压缩空分成本

Fig.9 Cost of internal and external compression ASU

根据国内市场现状,假设系统运行年限为20年,年运行时长为340天,空分系统全年以额定负荷

运行,年实际利率为3.60%,人工成本为5760000元,大工业负荷电价为0.437元/kW·h,电容器负载率 η_c 为95%,容量电价为20.0元/kV·A^[28]。内压缩空分与外压缩空分的技术经济性分析结果如表6所示。结果表明,虽然采用内压缩工艺可降低系统总设备成本,年度资本成本与年度维护成本较低,但较高的能耗导致电力成本支出较高,进而导致年度运营成本较高,产品平准化成本较外压缩空分高5.54%。

表6 内压缩空分与外压缩空分技术经济性分析结果

Table 6 Result of techno-economic analysis of internal and external compression ASU

参数	单位	内压缩	外压缩
C_{ASU}	万元	25059.30	25817.10
C_{DPC}	万元	33579.46	34594.91
C_{IPC}	万元	6451.77	6646.87
C_{cpa}	万元	40031.23	41241.78
C_{acpa}	万元	2842.19	2928.14
C_{amin}	万元	153.23	157.86
C_{labor}	万元	576.00	576.00
C_{ele}	万元	25255.84	23636.24
$C_{insurance}$	万元	193.55	199.41
C_{aope}	万元	26025.39	24411.64
ACS	万元	29020.80	27497.64
LCOP	元/tO ₂	218.42	206.96

5 结论

本文针对煤基半闭式CO₂循环发电系统,构建了可同时产出6.6 MPa与33.4 MPa两种压力氧气的空分系统变工况模型,提出了压缩机滑压运行的变工况策略,探究了不同工况下内、外压缩空分系统的热力学性能及技术经济性,具体结论如下:

(1)在设计工况下,与内压缩空分相比,虽然外压缩空分的氧提取率降低了6.62%,但单位制氧能耗降低了6.70%。随着负荷率从100%降低至80%,压缩机接近喘振边界,空分系统达到最低运行工况,内压缩空分单位制氧能耗从408.99 kWh/tO₂升高至422.79 kWh/tO₂,相较于外压缩空分系统,其单位制氧能耗的增值由27.40 kWh/tO₂扩大至36.01 kWh/tO₂。

(2)精馏塔、空气压缩设备以及主换热器是空分系统■损主要来源,虽然内压缩空分中液氧泵使氧压缩设备■损降低,但空气压缩设备■损增加,

导致系统 ■ 损比外压缩空分提高 9.94%。空分负荷率降低至 80% 时,内、外压缩两种系统中空气压缩设备的 ■ 损占比分别上升了 12.31% 与 9.39%。

(3) 与外压缩空分相比,相同规模内压缩空分的设备成本低 3.02%,但由于其能耗较高,电力成本较高,进而导致其年运营成本提高了 6.61%,产品平准化成本高 5.54%。

(4) 对于需长期偏离设计工况运行的煤基半闭式 CO₂ 循环发电系统,采用外压缩空分可降低运行成本并提升变工况效能。然而,内压缩空分在高压氧气工况下的运行安全性更高,且初期设备投资较低,在实际工程应用中,应综合考虑经济性、安全性以及能耗,依据实际需求合理选择空分系统构型。

以上对内、外压缩空分系统设计工况与变工况运行时的热力学性能与经济性的分析,为煤基半闭式 CO₂ 循环发电系统配套空分选型提供了理论支撑,并补充了空分系统变工况研究的空白。

符 号 说 明

A —— 换热面积, m²
 ACS —— 年度系统成本, 元
 a —— 填料表面积, m²/m³
 C —— 堰相关系数, 无量纲
 C_{acap} —— 年度资本成本, 元
 C_{amin} —— 年度维护成本, 元
 C_{aope} —— 年度运营成本, 元
 C_{ASU} —— 空分系统总设备成本, 元
 C_{com-A} —— 空气压缩机采购成本, 元
 C_{com-O} —— 氧气压缩机采购成本, 元
 C_{DPC} —— 直接支出, 元
 C_{ele} —— 电力成本, 元
 C_{exp} —— 膨胀机采购成本, 元
 C_{HPC} —— 高压塔采购成本, 元
 C_{HX} —— 换热器采购成本, 元
 $C_{insurance}$ —— 保险与税收成本, 元
 C_{IPC} —— 间接支出, 元
 C_{labor} —— 人工成本, 元
 C_{LPC} —— 低压塔采购成本, 元
 C_{org} —— 初始年份设备成本, 元
 C_{pump} —— 液氧泵采购成本, 元
 C_{ref} —— 参考年份设备成本, 元
 $CEPCI$ —— 化工厂成本指数, 无量纲
 CRF —— 资本回收系数, 无量纲
 $c_{capacity}$ —— 容量电价, 元/(kV·A) c_{ele} —— 工业电价, 元/(kW·h)

c_o —— 孔口系数, 无量纲
 c_{pick} —— 单位体积填料价格, 元/m³
 D —— 泵直径, m
 D_H —— 筛板孔直径, m
 d —— 精馏塔直径, m
 d_p —— 粒子直径, m
 E —— ■, MW
 F —— 摩尔流量, kmol/s
 F_M —— 材料系数, 无量纲
 Fr —— 弗劳德数, 无量纲
 f —— 摩擦因子, 无量纲
 G —— 折合流量, 无量纲
 g —— 重力常数, m/s²
 h —— 比焓, kJ/kg
 h_d, h_l, h_w, h_σ —— 干板阻力、清液层静压、堰高、表面张力压头, m
 h_L —— 持液量, m³/m³
 i —— 年实际利率, %
 k —— 美元与人民币汇率, 元/美元
 $LCOP$ —— 产品平准化成本, 元·t/O₂
 l_w —— 堰长, m
 $M_{O,annual}$ —— 空分系统年度产氧量, t
 m —— 质量流量, kg/s
 m_A, m_O, m_{O-air} —— 加工空气质量、产品氧气质量、加工空气中氧气质量, kg/s
 N_{actual} —— 实际塔板数, 无量纲
 n —— 转速, r/min
 P —— 压力, kPa
 P_{ASU} —— 空分系统耗电, kW
 Q —— 换热量, kW
 Q_1 —— 单位堰长液体体积流量, m³·(s m)⁻¹
 Re —— 雷诺数, 无量纲
 SPC —— 单位制氧能耗, kWh/tO₂
 T —— 温度, K
 U —— 总传热系数, W·(m²·K)⁻¹
 U_{gs}, U_{ls}, U_o —— 空塔内气体表观速度、空塔内液体表观速度、基于孔洞面积的气体流速, m/s
 V_{in} —— 泵入口体积流量, m³/s
 v_{in} —— 泵入口比体积, m³/kg
 W —— 净能耗(出功), kW
 w —— 比能耗, kJ/kg
 x —— 摩尔分数, 无量纲
 Y_{proj} —— 系统运行年限, 年
 Z —— 填料总高度, m
 α —— 压缩机入口导叶角度, °
 β —— 膨胀机静叶角度, °
 γ —— 氧提取率, %

ε ——填料孔隙率,无量纲
 $\varepsilon_{\text{ch}}, \varepsilon_{\text{mix}}, \varepsilon_{\text{ph}}$ ——化学摩尔■、混合物总摩尔■、物理摩尔■,kJ/kmol
 η ——等熵效率,%
 η_i ——电容器负载率,%
 π ——压比,无量纲
 ρ ——密度,g/m³
 σ ——液体表面张力,N/m
 Φ ——流量系数,无量纲
 Ψ ——做功系数,无量纲
 ω ——泵角速度,rad/s

下角标

cold——冷侧流股
 com——压缩机
 d——额定工况
 exp——膨胀机
 G——气相
 hot——热侧流股
 i——组分序号
 in——进口
 j——流股编号
 L——液相
 map——设计运行点
 od——变工况
 org——初始年份
 out——出口
 pump——泵
 r——相对值
 ref——参考年份
 s——理想状态
 0——环境参数

参考文献

- [1] 杨勇平,陈衡,郝俊红,等."双碳"目标下我国燃煤发电转型升级发展路径[J].中国电机工程学报,2024,44(17):6900-6909.
 Yang Y P, Chen H, Hao J H, et al. Development pathways for the transformation and upgrading of China's coal-fired power generation under the goals of carbon peak and carbon neutrality [J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(17): 6900-6910.
- [2] Koohestanian E, Shahraki F. Review on principles, recent progress, and future challenges for oxy-fuel combustion CO₂ capture using compression and purification unit[J]. Journal of Environmental Chemical Engineering, 2021, 9(4): 105777.
- [3] Moon J H, Jo S H, Park S J, et al. Carbon dioxide purity and combustion characteristics of oxy firing compared to air firing in a pilot-scale circulating fluidized bed[J]. Energy, 2019, 166: 183-192.
- [4] Hu Y Q, Kobayashi N, Hasatani M. The reduction of recycled-NO_x in coal combustion with O₂/recycled flue gas under low recycling ratio[J]. Fuel, 2001, 80(13): 1851-1855.
- [5] Zhang N, Lior N. Two novel oxy-fuel power cycles integrated with natural gas reforming and CO₂ capture[J]. Energy, 2008, 33(2): 340-351.
- [6] 许宏宇.富氧燃烧半闭式超临界CO₂循环构建方法与变工况特性研究[D].北京:华北电力大学,2025.
 Xu H Y. Design methodology and off-design characteristics investigation of the oxygen-fuel combustion semi-closed supercritical CO₂ cycle[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2025.
- [7] 杨威,辛团团,蒯艺文,等.煤与CO₂协同转化的半闭式动力循环系统构建与热力学分析[J].中国电机工程学报,2026,46(10):4164-4174.
 Yang W, Xin T T, Kuai Y W, et al. System proposal and thermodynamic analysis of the semi-closed power cycle based on coal and CO₂ synergistic conversion[J]. Proceedings of the CSEE, 2026, 46(10): 4164-4174.
- [8] 阎维平,赵文娟,孙俊威,等.富氧燃烧发电机组制氧设备供电方式的优化分析[J].动力工程学报,2012,32(1):66-71.
 Yan W P, Zhao W J, Sun J W, et al. Optimization of power supply mode for ASU of oxygen-enriched combustion power generating sets[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(1): 66-71.
- [9] Hagi H, Le Moullec Y, Nemer M, et al. Performance assessment of first generation oxy-coal power plants through an exergy-based process integration methodology[J]. Energy, 2014, 69: 272-284.
- [10] Zhao Y J, Duan Y Y, Liu Q, et al. Life cycle energy-economy-environmental evaluation of coal-based CLC power plant vs. IGCC, USC and oxy-combustion power plants with/without CO₂ capture[J]. Journal of Environmental Chemical Engineering, 2021, 9(5): 106121.
- [11] Fu C, Gundersen T. Using exergy analysis to reduce power consumption in air separation units for oxy-combustion processes [J]. Energy, 2012, 44(1): 60-68.
- [12] Fu C, Gundersen T. Recuperative vapor recompression heat pumps in cryogenic air separation processes[J]. Energy, 2013, 59: 708-718.
- [13] Arnaiz del Pozo C, Jiménez Álvaro Á, Roncal Casano J J, et al. Exergoeconomic assessment of air separation units for pressurized O₂ production incorporating two-phase expanders[J]. Cryogenics, 2022, 124: 103477.
- [14] Ebrahimi A, Meratizaman M, Akbarpour Reyhani H, et al. Energetic, exergetic and economic assessment of oxygen production from two columns cryogenic air separation unit[J]. Energy, 2015, 90: 1298-1316.
- [15] 常亮,刘兴高.内部热耦合空分塔的节能优化分析[J].化工学报,2012,63(9):2936-2940.
 Chang L, Liu X G. Energy optimization analysis of internal thermally coupled air separation columns[J]. CIESC Journal, 2012, 63(9): 2936-2940.
- [16] 文兆伦,李沛睿,张忠林,等.基于自热再生的隔壁塔深冷空分工艺设计及优化[J].化工学报,2023,74(7):2988-2998.
 Wen Z L, Li P R, Zhang Z L, et al. Design and optimization of cryogenic air separation process with dividing wall column based on self-heat regeneration[J]. CIESC Journal, 2023, 74(7): 2988-2998.
- [17] van der Ham L V, Kjelstrup S. Exergy analysis of two cryogenic air separation processes[J]. Energy, 2010, 35(12): 4731-4739.

- [18] 丁传琪. 5000Nm³/h空分的两种内压缩流程比较[J]. 低温与特气, 2013, **31**(2): 18–21.
Ding C Q. Comparison of Two Kinds of Inner Compression Process For 5000 Nm³/h Air Separation Plant[J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2013, **31**(2): 18–21.
- [19] Hamayun M H, Ramzan N, Hussain M, et al. Evaluation of two-column air separation processes based on exergy analysis[J]. Energies, 2020, **13**(23): 6361.
- [20] Singla R, Chowdhury K. Comparisons of thermodynamic and economic performances of cryogenic air separation plants designed for external and internal compression of oxygen[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, **160**: 114025.
- [21] Xin T T, Li S X, Yang W, et al. Thermodynamic comparison of cryogenic air separation units with external and internal compression of oxygen designed for the coal-fueled allam cycle[J]. Energy, 2025, **333**: 137325.
- [22] Zaryab S A, Scaccabarozzi R, Martelli E. Advanced part-load control strategies for the allam cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, **168**: 114822.
- [23] Xin T T, Yang W, Li S X, et al. Development of a novel coal-fueled nearly zero emission semi-closed supercritical CO₂ cycle with the net efficiency above 50 % based on the process splitting method[J]. Energy, 2025, **318**: 134944.
- [24] Huang J J, Xu Y J, Guo H, et al. Dynamic performance and control scheme of variable-speed compressed air energy storage [J]. Applied Energy, 2022, **325**: 119338.
- [25] Ma Y G, Morosuk T, Liu M, et al. Development and comparison of control schemes for the off-design operation of a recompression supercritical CO₂ cycle with an intercooled main compressor[J]. Energy, 2020, **211**: 119011.
- [26] Du Y C, Luo Y Q, Yang P L, et al. Rigorous design and economic optimization of reactive distillation column considering real liquid hold-up and hydraulic conditions of industrial device[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2024, **76**: 211–226.
- [27] Madsen E, Neerup R, Gladis A, et al. Pressure drop of structured packing in pilot column and comparison to common correlations [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2023, **64**: 281–291.
- [28] 秦晓巧, 谭宏博, 温娜. 储能式低温空分系统热力学与经济性分析[J]. 化工学报, 2024, **75**(7): 2409–2421.
Qin X Q, Tan H B, Wen N. Thermodynamic and economic analysis of air separation unit with energy storage and generation [J]. CIESC Journal, 2024, **75**(7): 2409–2421.
- [29] Bai T, Shi W Y, Xue X J, et al. Thermodynamic and economic analysis of the compressed air energy storage coupled with the combustible solid waste power plant[J]. Journal of Energy Storage, 2026, **141**: 119345.
- [30] Morandin M, Mercangöz M, Hemle J, et al. Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles[J]. Energy, 2013, **58**: 571–587.
- [31] Singla R, Chowdhury K. Determining design criteria to reduce power and cost in filling high-pressure oxygen cylinders directly from cryogenic air separation plants[J]. Cryogenics, 2021, **116**: 103299.
- [32] Huo C J, Sun J J, Song P. Energy, exergy and economic analyses of an optimal use of cryogenic liquid turbine expander in air separation units[J]. Chemical Engineering Research and Design, 2023, **189**: 194–209.