

基于微型 AA-CAES 的 CCHP 系统热力学与经济性分析

李昊轩¹, 笪耀东^{2,3}, 徐洪涛¹, 王浩鹏¹, 刘雪敏^{2,3}, 王振川^{2,4}

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 中国特种设备检测研究院, 北京 100029;
3. 国家市场监督管理总局技术创新中心(锅炉清洁低碳高效燃烧与安全评价), 北京 100029;
4. 国家市场监督管理总局重点实验室(特种设备安全与节能), 北京 100029)

摘要:为了探究关键运行参数对基于微型先进绝热压缩空气储能(AA-CAES)的冷热电联产(CCHP)系统性能与经济性的影响规律,寻求系统优化路径,构建了热力学与经济学模型,重点针对压缩机压比递减系数、透平机膨胀比递减和递增系数以及释能阶段换热器上端差4个关键参数进行了敏感性分析。结果表明:在压缩机压比与透平机膨胀比都采用均匀分配原则且释能阶段换热器上端差为20 K的设计条件下,系统可实现47.12%的储能效率,发电成本与利润率分别为166.3 \$(MW·h)和47.2%;压缩机压比递减系数对发电成本和利润率影响较低,而膨胀比递减系数增加对系统储能效率和利润率造成的负面影响较为显著;减小释能阶段换热器上端差可同时提高储能效率与利润率。

关键词:冷热电三联产;压缩空气储能;热力学性能分析;经济性分析;敏感性分析

中图分类号:TK02 **文献标识码:**A **DOI:**10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.12.010

[引用本文格式]李昊轩,笪耀东,徐洪涛,等.基于微型 AA-CAES 的 CCHP 系统热力学与经济性分析[J].热能动力工程,2025,40(12):109-118. LI Haoxuan, DA Yaodong, XU Hongtao, et al. Thermodynamic and economic analysis of a CCHP system based on micro AA-CAES[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(12): 109-118.

Thermodynamic and Economic Analysis of a CCHP System based on Micro AA-CAES

LI Haoxuan¹, DA Yaodong^{2,3}, XU Hongtao¹, WANG Haopeng¹, LIU Xuemin^{2,3}, WANG Zhenchuan^{2,4}

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093;
2. China Special Equipment Inspection and Research Institute, Beijing, China, Post Code: 100029; 3. Technology Innovation Center of Clean, Low-Carbon, and High-Efficiency Combustion and Safety Evaluation of Boilers, State Administration for Market Regulation, Beijing, China, Post Code: 100029; 4. National Key Laboratory of Special Equipment Safety and Energy Conservation, State Administration for Market Regulation, Beijing, China, Post Code: 100029)

Abstract: Aiming to investigate the influence of key operating parameters on the performance and economics of a combined cooling, heating and power (CCHP) system based on micro-scale advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES), in order to identify pathways for system optimization, thermodynamic and economic models were established, and a sensitivity analysis was conducted on four key parameters including the compressor pressure ratio decreasing coefficient, the turbine expansion ratio decreasing and increasing coefficients, and the end difference of the heat exchanger during the dischar-

收稿日期:2025-05-26; 修订日期:2025-08-07

基金项目:国家重点研发计划资助(2023YFF0615000);黑龙江省“碳达峰碳中和”榜单揭榜挂帅科技攻关项目(2022ZXJ09C01)

Fund-supported Project:National Key Research and Development Program of China (2023YFF0615000); Heilongjiang Province "Carbon Peak and Carbon Neutrality" Technology Innovation Project (2022ZXJ09C01)

作者简介:李昊轩(1998-),男,上海理工大学硕士研究生。

通信作者:笪耀东(1979-),男,中国特种设备检测研究院正高级工程师。

ging phase. The results show that under the design conditions of uniformly distributed compressor pressure ratios and turbine expansion ratios, along with a upper end difference of 20 K in the discharging-phase heat exchanger, the system achieves an energy storage efficiency of 47.12%, with a cost of electricity (COE) of 166.3 \$(MW·h) and a profit margin of 47.2%. The compressor pressure ratio decreasing coefficient has a minor impact on electricity cost and profitability, whereas an increase in the expansion ratio decreasing coefficient significantly reduces both system efficiency and profit margin. Reducing the upper end difference during the discharging phase simultaneously improves energy storage efficiency and profitability.

Key words: CCHP, CAES, thermodynamic performance analysis, economic analysis, sensitivity analysis

引言

同步发展可再生能源与分布式能源系统是我国实施节能减排战略,构建清洁低碳、安全高效能源体系的重要举措^[1]。结合新能源的冷热电联产系统(Combined Cooling, Heating and Power, CCHP)通过对能源梯级利用,进一步提升系统的能源利用率和经济性,是分布式能源系统中重要的研究领域。在碳中和目标的持续推进下,新能源快速发展也为CCHP系统带来了广阔前景^[2]。

微型先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, AA-CAES)系统不依赖地下岩穴进行储能,对环境要求低,同时节约了投资成本,常被配置在分布式能源系统中。微型AA-CAES的冷、热、电联产能力与CCHP能源系统之间存在良好的适配性,两者结合可以实现储能与联产的双重功能^[3-5]。

近年来,AA-CAES系统的效率优化一直是研究热点^[6-7]。张梦洁等人^[8]搭建了A-CAES系统实验台,研究压缩机级数和压比组合对系统的影响。黄恩和^[9]通过对A-CAES系统建模后得出,在较高的压缩级数下,上端差加剧对循环效率的负面影响更显著。吴金龙等人^[10]发现,当总膨胀比不变时,AA-CAES系统循环效率随一级透平机膨胀比的增大而降低。综上,压缩机、透平和换热器是影响AA-CAES系统效率的主要部件。然而目前关于压比、膨胀比分配对系统效率影响的研究通常集中在二级压缩-二级膨胀系统^[10-11],而针对多级数系统的相关研究相对较少。

当AA-CAES系统与CCHP系统耦合后,由于CAES系统的结构参数变化会引起系统内部能量分

配关系的改变,因此CAES系统的高效运行并不一定意味着整个CCHP系统的高效。如果能流匹配不当,甚至会导致系统整体性能下降和成本增加^[12]。因此,许多学者基于CAES的CCHP系统在热力学性能和经济性方面开展了深入研究^[13-16]。李鹏等人^[17]针对CAES的CCHP系统,研究了在不同运行方案下,储能功率、储气室最大压比以及压缩机进口温度对系统的烟效率、烟密度以及年利率的影响。Ding等人^[18]提出一种耦合CAES、有机朗肯循环和吸收式制冷的CCHP系统,并发现通过改善压缩机和燃烧室的入口温度可显著提升系统性能。梁健等人^[19]以烟效率和单位能量成本为评价指标,对耦合地热与CAES的CCHP系统进行建模评估,研究表明,透平机和换热器对系统效率具有关键影响,提高透平机入口温度与膨胀比能够提升输出电能,而提高换热器温差以及压缩机压比则可提升系统产热量。综上,目前关于压比分配、膨胀比分配以及换热器上端差对基于多级数CAES的CCHP系统效率与经济性影响的研究较少。

文献[20]研究表明,压缩机与透平机级数接近有助于提升AA-CAES系统效率。基于这一结论,本研究对文献[21]中五级压缩-三级膨胀构型进行改进,提出了一种适用于分布式场景的基于微型AA-CAES的CCHP系统。该系统采用四级压缩-三级膨胀的配置,使压缩与膨胀级数更匹配。此外,系统将AA-CAES末级透平机出口空气用于驱动吸收式制冷器制冷,向冷用户提供冷水,并利用释能过程中储热介质余热为热用户提供生活热水,从而实现冷热电联供。最后建立该系统的热力学与经济学模型,分析关键参数对热力学性能与经济性的影响。研究结论有助于改进基于微型AA-CAES的CCHP系统设计。

1 系统构建

利用 MATLAB 构建基于微型 AA-CAES 与吸收式制冷的 CCHP 系统^[21], 具体如图 1 所示。系统分成 6 部分:(1) 压缩与级间冷却:采用四级压缩机(C1~C4)与四级级间冷却换热器(EX1~EX4),对空气交替进行压缩与冷却,有利于压缩过程的正向进行,减小压缩空气所需的压缩功;(2) 蓄热介质储存:在储能阶段,换热器出口的高温水被储存在热水罐中,而在热用户处进行余热回收后,得到的常温水则被储存在冷水罐中;(3) 余热回收:释能阶段级间再热后的中温水与热水罐剩余高温水被一同送至热用户处供热;(4) 储气:储能阶段将压缩后的高压空气存储在储气罐中;(5) 级间再热与膨胀:高压空气在释能阶段换热器(EX5~EX7)中被加热后进入透平机(T1~T3)做功,空气压力逐级下降;(6) 吸收式制冷:透平机出口热空气进入吸收式制冷器中产生冷水输送至冷用户处制冷。

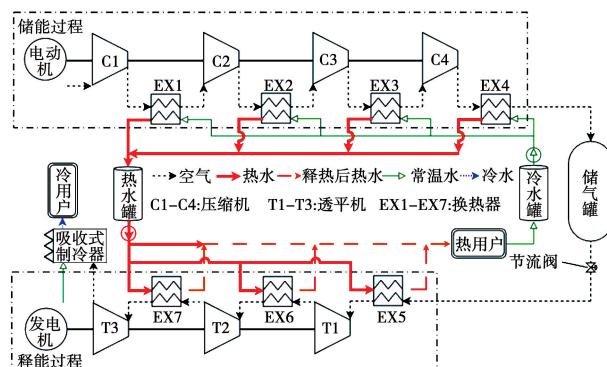


图 1 基于微型 AA-CAES 的 CCHP 系统图^[21]

Fig. 1 Schematic diagram of a CCHP system based on a micro AA-CAES^[21]

为了突出关键参数对系统的影响,根据以下假设进行相应的简化^[22-23]:(1) 假设系统部署时无高程差,忽略空气的位置势能影响;(2) 假设储气罐、高温罐及管道保温良好,忽略其对外散热损失;(3) 在计算储气罐压强、温度时,将空气按理想气体计算;(4) 可忽略启停过程中设备偏离设计工况的时间,假设压缩机与透平机具有恒定的等熵效率,其中透平机为离心式透平机;(5) 忽略驱动换热介质的泵功等辅助系统能耗。

2 热力学模型

2.1 部件模型

2.1.1 储能过程的压缩机

压缩过程被认为是绝热过程。空气在压缩机中被加压至设计压力时,其温度相应升高。压缩机空气出口压力和温度分别为:

$$p_{c,i}^{\text{out}} = p_{c,i}^{\text{in}} \pi_{c,i} \quad (1)$$

$$T_{c,i}^{\text{out}} = T_{c,i}^{\text{in}} \left\{ \frac{[\pi_{c,i}^{k-1} - 1]}{\eta_{c,i}} + 1 \right\} \quad (2)$$

式中: $p_{c,i}^{\text{in}}, p_{c,i}^{\text{out}}$ —第 i 级压缩机的进、出口压力,Pa; $T_{c,i}^{\text{in}}, T_{c,i}^{\text{out}}$ —第 i 级压缩机的进、出口温度,K; k —空气比热容比; $\eta_{c,i}$ —第 i 级压缩机等熵效率,%; $\pi_{c,i}$ —第 i 级压缩机压比。

第 i 级压缩机耗电功率 $\dot{W}_{c,i}$ 为:

$$\dot{W}_{c,i} = (h_{c,i}^{\text{out}} - h_{c,i}^{\text{in}}) q_{m,c} \quad (3)$$

式中: $h_{c,i}^{\text{in}}, h_{c,i}^{\text{out}}$ —第 i 级压缩机的空气进/出口焓值,kJ/kg; $q_{m,c}$ —储能过程压缩空气质量流量,kg/s。

总压缩机耗电量 W_c 为:

$$W_c = t_{\text{char}} \sum_{i=1}^4 \dot{W}_{c,i} \quad (4)$$

式中: t_{char} —储能过程运行时间,s。

2.1.2 储能过程的换热器

储能过程换热器空气出口温度为:

$$T_{c,i+1}^{\text{in}} = \varepsilon_i T_{\text{cw}}^{\text{in}} + (1 - \varepsilon_i) T_{c,i}^{\text{out}} \quad (5)$$

式中: ε_i —第 i 级换热器效能; $T_{\text{cw}}^{\text{in}}$ —压缩过程中低温储热介质温度,K。

储能阶段换热器出口压力为^[24]:

$$p_{c,i+1}^{\text{in}} = p_{c,i}^{\text{out}} \left(1 - \frac{0.0083 \varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \right) \quad (6)$$

2.1.3 储/释能过程的储气罐

在储/释能过程中,随着空气不断注入或排出储气罐,其内部压力和温度的计算公式为:

$$\frac{dp_{ac}}{dt} = \frac{R_g k}{V_{ac}} (q_{m,c} T_{in} - q_{m,e} T_{ac}) \quad (7)$$

$$\frac{dT_{ac}}{dt} = \frac{(q_{m,c} k T_{in} + [(1 - k) q_{m,e} - q_{m,c}] T_{ac})}{m_{ac}} \quad (8)$$

式中: p_{ac} —储气罐的内部压力,Pa; R_g —通用气体常数; T_{in} —储气罐的进口温度,K; T_{ac} —储气罐温度,K; V_{ac} —储气罐体积,m³; m_{ac} —储气罐内的空气质量,kg; $q_{m,e}$ —释能过程释放空气质量流量,kg/s。

2.1.4 释能过程的透平机

空气在透平机中膨胀至设计压力,其温度相应降低。第 i 级透平机出口压力和温度为:

$$P_{e,i}^{\text{out}} = P_{e,i}^{\text{in}} \pi_{e,i} \quad (9)$$

$$T_{e,i}^{\text{out}} = T_{e,i}^{\text{in}} \{ 1 - [1 - \pi_{e,i}^{k-1}] \eta_{e,i} \} \quad (10)$$

式中: $P_{e,i}^{\text{in}}$, $P_{e,i}^{\text{out}}$ —第 i 级透平机的进/出口压力,Pa;
 $\pi_{e,i}$ —第 i 级透平机的膨胀比; $T_{e,i}^{\text{in}}$ —第 i 级透平机进口温度,K; $T_{e,i}^{\text{out}}$ —第 i 级透平机出口温度,K; $\eta_{e,i}$ —第 i 级透平机等熵效率,%。

第 i 级透平机发电功率 $\dot{W}_{e,i}$ 为:

$$\dot{W}_{e,i} = (h_{e,i}^{\text{in}} - h_{e,i}^{\text{out}}) q_{m,e} \quad (11)$$

式中: $h_{e,i}^{\text{in}}$, $h_{e,i}^{\text{out}}$ —第 i 级透平机的进/出口焓值,kJ/kg。

释能过程中总输出功 W_e 为:

$$W_e = t_{\text{dis}} \sum_{i=1}^3 \dot{W}_{e,i} \quad (12)$$

式中: t_{dis} —释能过程运行时间,s。

2.1.5 释能过程的换热器

释能过程换热器空气出口温度为 $T_{\text{tun},i}^{\text{in}}$:

$$T_{\text{tun},i}^{\text{in}} = \varepsilon_i T_{\text{ew}}^{\text{in}} + (1 - \varepsilon_i) T_{\text{tun},i-1}^{\text{out}} \quad (13)$$

式中: $T_{\text{ew}}^{\text{in}}$ —释能过程中高温储热介质温度,K;
 $T_{\text{tun},i-1}^{\text{out}}$ —上一级透平机出口温度,K。

释能阶段换热器出口压力 $p_{\text{tun},i+1}^{\text{in}}$ 为:

$$p_{\text{tun},i+1}^{\text{in}} = p_{\text{tun},i}^{\text{out}} \left(1 - \frac{0.0083 \varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \right) \quad (14)$$

式中: $p_{\text{tun},i}^{\text{out}}$ —第 i 级透平机出口压力。

2.1.6 系统供热量

系统供热量计算公式 Q_h 为:

$$Q_h = Q_{\text{rec}} + Q_{\text{rem}} \quad (15)$$

式中: Q_{rec} —高温储热工质加热空气后剩余的热量,kW·h; Q_{rem} —高温罐剩余储热工质的热量,kW·h。

$$Q_{\text{rec}} = \sum_{i=1}^3 [(T_{\text{ew},i}^{\text{out}} - T_{\text{env}}) q_{m,i}^{\text{out}}] c_{p,w} t_{\text{dis}} \quad (16)$$

式中: $T_{\text{ew},i}^{\text{out}}$ —释能过程第 i 级换热器储热介质出口温度,K; $q_{m,i}^{\text{out}}$ —释能过程第 i 级换热器储热介质出口质量流量,kg/s; $c_{p,w}$ —储热介质比定压热容,kJ/(kg·K); T_{env} —环境温度,K。

$$Q_{\text{rem}} = (T_{\text{ew}} - T_{\text{env}}) m_{\text{rem}} c_{p,w} \quad (17)$$

式中: m_{rem} —释能过程结束后高温罐中剩余储热介质质量,kg。

2.1.7 系统制冷量

系统制冷量 Q_{cooling} 的计算公式为:

$$Q_{\text{cooling}} = P_{\text{cooling}} t_{\text{dis}} \quad (18)$$

$$P_{\text{cooling}} = \text{COP}_{\text{ab}} (T_{e,3}^{\text{out}} - T_{\text{env}}) c_{p,a} q_{m,e} \quad (19)$$

式中: P_{cooling} —释能阶段系统产冷功率; COP_{ab} —吸收式制冷机制冷系数,取 1.3^[25]; $T_{e,3}^{\text{out}}$ —第 3 级透平机出口温度; $c_{p,a}$ —空气比定压热容。

2.2 经济学建模

2.2.1 系统投资成本

设备投资总成本 Z_{tot} 的计算公式为:

$$Z_{\text{tot}} = \sum Z_j \quad (20)$$

式中: Z_j —系统各部件投资成本。

设备购买计算公式如表 1 所示。其中: A_{HEX} 为换热器换热面积; V_{ht} 为高温罐体积; V_{ct} 为低温罐体积。

表 1 设备购买成本公式表^[26-27]

Tab. 1 Equipment purchase cost formula table^[26-27]

部件	成本方程/\$
压缩机	$Z_{e,i} = \frac{71.1 q_{m,e} \pi_{e,i} \ln(\pi_{e,i})}{0.9 - \eta_{e,i}}$
换热器	$Z_{\text{HEX},i} = 12000 \left(\frac{A_{\text{HEX},i}}{100} \right)^{0.6}$
储气室	$Z_{\text{ac}} = 1.218 \exp[2.631 + 1.367 (\ln(V_{\text{ac}}) - 0.063 (\ln V_{\text{ac}})^2)]$
高温罐	$Z_{\text{ht}} = 5941.7 V_{\text{ht}}^{-0.389}$
低温罐	$Z_{\text{ct}} = 5941.7 V_{\text{ct}}^{-0.389}$
透平机	$Z_{e,i} = \frac{479.34 \dot{m}_e \ln(\pi_{e,i})}{0.92 - \eta_{e,i}} [1 + \exp(0.036 T_{e,i}^{\text{in}} - 54.4)]$
电动机	$Z_m = 60 (\dot{W}_e)^{0.95}$
发电机	$Z_g = 60 (\dot{W}_e)^{0.95}$
吸收式制冷机	$Z_{\text{ab}} = 196 \dot{P}_{\text{cooling}}$

2.2.2 资本回收系数

资本回收系数(Capital Recovery Factor,CRF)是一种用于将总投资额转换为在其使用寿命内每年等额支付的年金系数。其计算公式如下:

$$CRF = \frac{r (r + 1)^n}{(1 + r)^n - 1} \quad (21)$$

式中: r —贴现率,取 6%^[28]; n —系统服务年限,取 30 年。

2.2.3 年运维费用

系统年运维费用 Z_0 为:

$$Z_0 = \varphi Z_{\text{tot}} \quad (22)$$

式中: φ —年运维系数, 取 6%^[29]。

2.2.4 年度耗电成本

年度耗电成本 Z_E 为:

$$Z_E = 365 W_e c_{\text{val}} \quad (23)$$

式中: c_{val} —低谷期电价, 取 0.0307 \$/(kW·h)^[30]。

2.2.5 年利润

年利润 M_{AT} 计算公式为:

$$M_{\text{AT}} = R_{\text{AT}} - Z_0 - Z_E \quad (24)$$

其中:

$$R_{\text{AT}} = 365 (R_E + R_h + R_c) \quad (25)$$

$$R_E = 365 W_e c_{\text{pea}} \quad (26)$$

$$R_h = Q_h c_h \quad (27)$$

$$R_c = Q_c c_c \quad (28)$$

式中: R_{AT} —年收入, \$; R_E —供电收入, \$; R_h —供热收入, \$; R_c —制冷收入, \$; c_{pea} —高峰期电价, 0.112 \$/(kW·h)^[28]; c_h —热量价格, 0.0452 \$/(kW·h); c_c —制冷价格, 0.0482 \$/(kW·h)^[31]。

2.3 评价指标

为了从热力学和经济性两个角度来衡量基于微型 AA-CAES 的 CCHP 系统性能, 定义了储能效率、发电成本、年利润率 3 个性能指标。

2.3.1 储能效率

储能效率 η_{cyc} 被定义为系统透平机总发电量与压缩机总耗电量之比, 反映了系统的电 – 电效率, 其计算公式为:

$$\eta_{\text{cyc}} = \frac{W_e}{W_c} \times 100\% \quad (29)$$

2.3.2 发电成本

发电成本(Cost of Electricity, COE)^[32]被定义为每千瓦时电所消耗的成本, 反映了系统的应用潜力, 其计算公式为:

$$\text{COE} = \frac{Z_{\text{tot}} \text{CRF} + Z_0 + Z_E}{365 W_e} \quad (30)$$

2.3.3 年利润率计算

年利润率 μ_{AP} 被定义年利润与年成本之比, 反映了系统的盈利潜能, 其计算公式为:

$$\mu_{\text{AP}} = \frac{M_{\text{AT}}}{Z_0 + Z_E} \times 100\% \quad (31)$$

2.4 模型验证

参照文献[21]的 AA-CAES 系统结构及设计参

数, 对上述数学模型进行校核。其中空气热物性参数使用 REFPROP 9.1 软件计算。AA-CAES 计算结果对比如表 2 所示。由表 2 可知, 结果中最大相对误差为 3.8%, 说明本文数学模型精确性较好, 可用于后续研究。

表 2 AA-CAES 计算结果对比

Tab. 2 Comparison of AA-CAES calculation results

性能指标	文献[21]	本文模型	相对误差/%
压缩机耗功率/kW	287.74	293.12	1.8
透平机输出功率/kW	551.7	573.5	3.8
循环效率/%	38.3	39.1	2.0

3 结果与讨论

选取 CAES 中压缩机压比递减系数 α 、透平机膨胀比递增系数 β 、膨胀比递减系数 γ 、换热器上端差 4 个参数进行敏感性分析。

3.1 设计条件下系统性能结果

采用表 3 中参数设置系统, 总压比和总膨胀比在各级间均匀分布。

表 3 基于微型 AA-CAES 的 CCHP 系统设计参数^[21,33]

Tab. 3 Design parameters of micro-scale AA-CAES-based CCHP system^[21,33]

参数	数值
总压比	137
总膨胀比	23
压缩机等熵效率/%	85.0
T ₁ 等熵效率/%	87.9
T ₂ 等熵效率/%	87.0
T ₃ 等熵效率/%	85.0
储气罐体积/m ³	100
储气罐最高压力/MPa	10
储气罐最低压力/MPa	2.5
储能过程质量流量/kg·s ⁻¹	0.46
释能过程质量流量/kg·s ⁻¹	2.41
环境温度/K	298
换热器上端差/K	20
储热介质初始温度/K	298
充能时间/h	5
释能时间/h	1
单日调峰次数	2

在表 3 的设计条件下, 系统性能评价指标如表

4 所示。其中,储能效率达到 47.12%,发电成本为 166.3 \$(MW·h),年利润率为 47.2%。

表 4 基于微型 CAES 的 CCHP 系统性能指标
Tab. 4 Performance indicators of micro-scale CAES-based CCHP system

评价指标	数值
储能效率/%	47.12
发电量/GJ	2.147
供热量/GJ	1.886
制冷量/GJ	0.387
发电成本/(\$·MW ⁻¹ ·h ⁻¹)	166.3
年利润率/%	47.2

3.2 压气机压比递减系数 α 敏感性分析

将四级压缩机的递减压比设置为 $\pi_{e,1} = 3.42^{1+0.08\alpha}$ 、 $\pi_{e,2} = 3.42^{1+0.04\alpha}$ 、 $\pi_{e,3} = 3.42^{1-0.04\alpha}$ 、 $\pi_{e,4} = 3.42^{1-0.08\alpha}$, 其中 α 为压比递减系数。随 α 逐渐增加, 压比递减程度增高, $\pi_{e,1}$ 和 $\pi_{e,2}$ 增加, $\pi_{e,3}$ 和 $\pi_{e,4}$ 减少。

图 2 展示了随着压比递减系数 α 递增, 系统储能效率、C1~C4 耗电量及输出能量的变化情况。由图 2 可知, 压比递减系数 α 从 0 增加到 10 时, 系统储能效率先略微增加后下降。当 α 为 2 时储能效率最大。随压比递减系数 α 从 2 增加到 10,C1、C2 耗电量增加,C3、C4 耗电量减少,而 C1、C2 耗电增加量大于 C3、C4 耗电减少量,导致系统能耗增加, 储能效率从 46.78% 降低至 46.34%。同时, 随压比递减系数 α 增加系统供热量与制冷量增多。

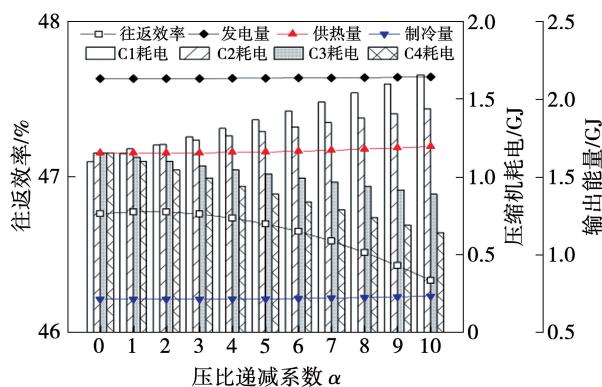


图 2 CAES 压缩机压比递减系数 α 对储能效率及压缩机耗功、输出能量的影响

Fig. 2 Impact of CAES compressor pressure ratio decrement coefficient α on energy storage efficiency, compressor power consumption and output energy

系统发电成本与利润率随压比递减系数 α 的变化如图 3 所示。根据表 1 中的压缩机成本方程, 随着压比递减系数 α 增加, 压缩机成本增加, 造成系统投资成本与年度耗电成本同时升高, 导致发电成本从 166.2 \$(MW·h) 略微上升至 167.0 \$(MW·h)、利润率从 47.21% 略微下降至 47.13%。

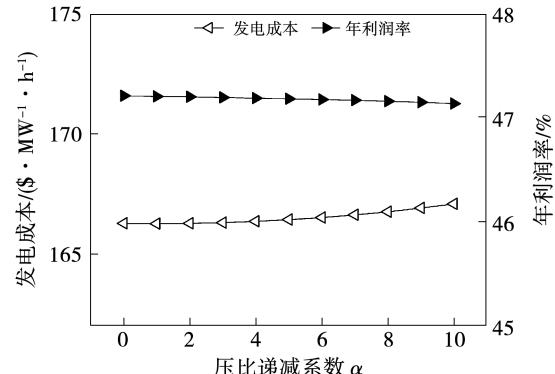


图 3 CAES 压比递减系数 α 对发电成本和年利润率的影响

Fig. 3 Impact of CAES pressure ratio decrement coefficient α on COE and annual profit margin

3.3 透平机膨胀比递减系数 β 敏感性分析

将三级透平机的膨胀比设置为 $\pi_{t,1} = 2.84^{1+0.04\beta}$ 、 $\pi_{t,2} = 2.84$ 、 $\pi_{t,3} = 2.84^{1-0.04\beta}$, 其中 β 为膨胀比递减系数。随着 β 逐渐递增, 膨胀比递减程度增高, $\pi_{t,1}$ 增加, $\pi_{t,3}$ 减少。

图 4 给出了透平机膨胀比递减系数 β 对系统储能效率、透平机发电量和输出能量的影响规律。

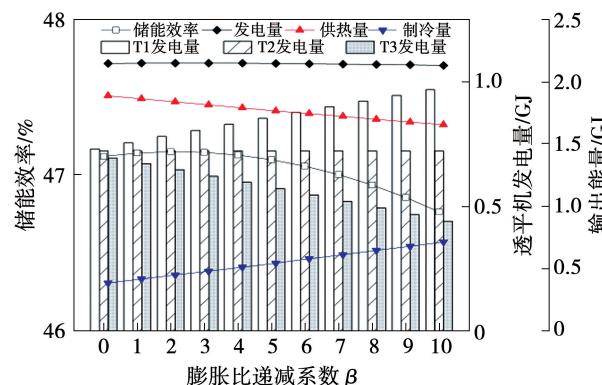


图 4 CAES 透平机膨胀比递减系数 β 对储能效率、透平机发电量、输出能量的影响

Fig. 4 Impact of CAES turbine expansion ratio decrement coefficient β on energy storage efficiency, turbine power generation and output energy

由图 4 可知, 当膨胀比递减系数 β 从 3 增加到 10 时, T1 发电量上升, 而 T3 发电量下降, 且 T1 发电量增幅小于 T3 降幅, 造成系统发电量从 2.149 GJ 降至 2.131 GJ, 储能效率相应从 47.15% 下降到 46.77%。随着递减程度增加, T1 出口空气在级间再热过程中从高温水中吸收热量增多, 造成系统最终供热量减少。

系统发电成本、年利润率随膨胀比递减系数的变化如图 5 所示。由图 5 可知, 当膨胀比递减系数 β 从 0 增加到 10 时, 由于释能过程中空气吸收的热量增加, 换热器需要更大的换热面积, 从而导致投资成本增加。在此条件下, 发电成本从 166.2 \$/(MW·h) 显著上升至 172.7 \$/(MW·h), 利润率从 47.21% 显著下降至 44.79%。

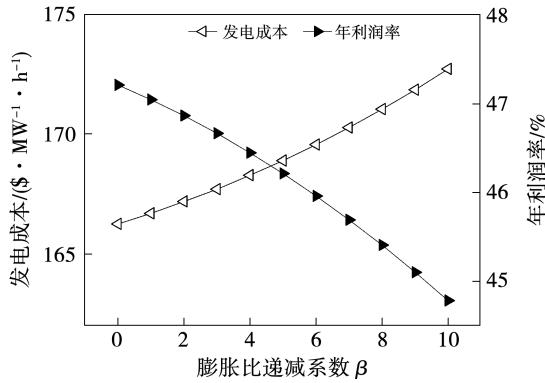


图 5 CAES 膨胀比递减系数 β 对发电成本、年利润率影响

Fig. 5 Impact of CAES expansion ratio decrement coefficient β on power generation cost and annual profit margin

3.4 透平机膨胀比递增系数 γ 敏感性分析

将三级透平机的膨胀比设置为 $Pr_{el} = 2.84^{1-0.04\gamma}$, $Pr_{e2} = 2.84$, $Pr_{e3} = 2.84^{1+0.04\gamma}$, 其中 γ 为膨胀比递增系数。随 γ 逐渐递增, 膨胀比递减程度增高, Pr_{el} 减小, Pr_{e3} 增加。

图 6 展示了膨胀比递增系数 γ 对系统储能效率、透平机发电量及输出能量的影响规律。由图 6 可知, 随膨胀比递增系数 γ 从 0 增加至 10 时, T1 发电量减少, T3 发电量增加。但由于 T3 绝热效率小于 T1, 导致 T3 增加的发电量小于 T1 减少的发电量。总体而言, 透平机系统发电量从 2.147 GJ 下降至 2.107 GJ, 储能效率从 47.12% 下降至 46.22%。随

着膨胀比递增程度的增加, 空气在级间再热过程中从高温水中吸收的热量减少, 从而导致系统最终的供热量增加。同时由于 T3 膨胀比增加, 出口空气温度降低, 导致吸收式制冷器制冷量从 0.387 GJ 降至 0.095 GJ。

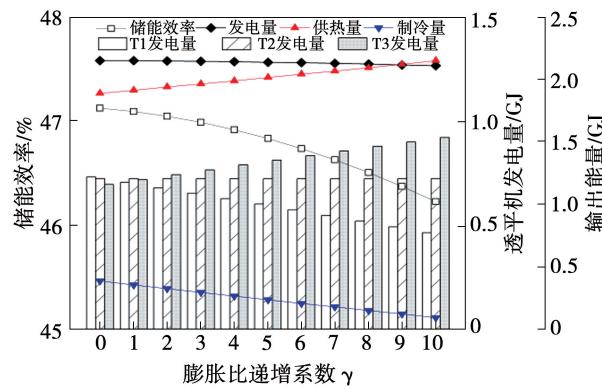


图 6 CAES 透平机膨胀比递增系数 γ 对储能效率、透平机发电量、输出能量的影响

Fig. 6 Impact of CAES turbine expansion ratio increment coefficient γ on energy storage efficiency, turbine power generation and output energy

图 7 展示了系统膨胀比递增系数 γ 对发电成本和年利润率的影响。

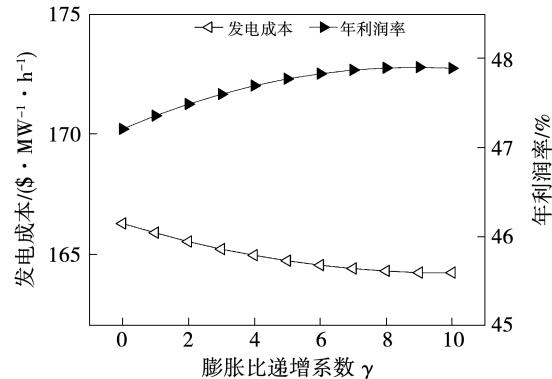


图 7 CAES 膨胀比递增系数 γ 对发电成本和年利润率的影响

Fig. 7 Impact of CAES expansion ratio increasing coefficient γ on COE and annual profit margin

根据表 1 中成本方程可知, 吸收式制冷器的投资成本随着系统制冷量的减少而降低, T1 的投资成本随着膨胀比的减少而降低, EX6 的投资成本也随着换热量的减少而降低。由图 7 可知, 尽管系统发电量也在减少, 但整体而言, 随着膨胀比递增系数 γ

从 0 增加到 10, 发电成本随着系统总投资成本减少从 $166.3 \text{ \$/(MW}\cdot\text{h)}$ 下降至 $164.2 \text{ \$/(MW}\cdot\text{h)}$, 利润率从 47.21% 上升至 47.89%, 由此反映出膨胀比递增系数 γ 的设定需在储能效率与利润率之间进行权衡。

3.5 释能阶段换热器上端差敏感性分析

释能阶段换热器上端差对系统储能效率、供热量以及制冷量的影响如图 8 所示。由图 8 可知, 随着释能阶段换热器上端差从 20 K 减小至 5 K, 系统储能效率从 47.12% 显著增加至 48.82%。同时释能过程空气级间再热从高温水吸收热量增多, 透平入口空气温度上升, 供热量下降; 同时末级透平出口温度随之上升, 系统制冷量增加。

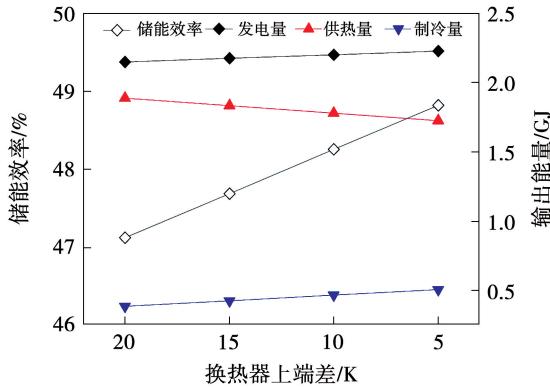


图 8 换热器上端差对储能效率和输出能量的影响

Fig. 8 Impact of heat exchanger upper end difference on energy storage efficiency and output energy

图 9 为释能阶段换热器上端差对系统发电成本和年利润率的影响。

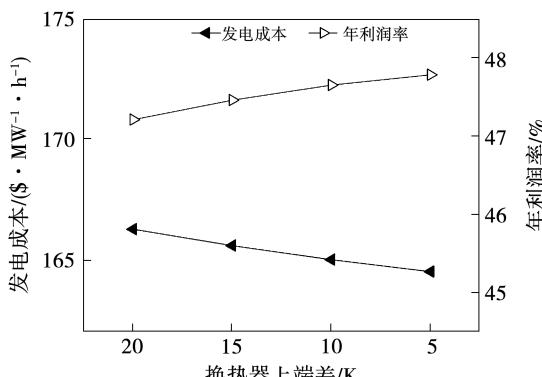


图 9 换热器上端差对发电成本和年利润率的影响

Fig. 9 Impact of heat exchanger upper end difference on power generation cost and annual profit margin

由图 9 可知, 随着释能阶段换热器上端差从 20 K 减小至 5 K, 发电成本下降, 利润率升高。然而, 上端差减小时, 级间再热换热量、发电量及供冷量均上升, 根据表 1 中成本方程可知, 上端差减小时, 释能阶段换热器、发电机以及吸收式制冷器的成本均随之提高, 但由于系统发电量增加而导致发电成本降低。当换热器上端差达到 5 K 时, 系统发电成本最小且利润率最大, 分别为 $164.5 \text{ \$/(MW}\cdot\text{h)}$ 与 47.78%。因此, 在设计中适当地减小换热器上端差可以提高储能效率与利润率。

4 结 论

本文提出了一种耦合 CAES 与吸收式制冷装置的 CCHP 系统, 研究了压缩机压比递减系数、膨胀比递减与递增系数、释能阶段换热器上端差对系统热力学与经济学的影响, 主要研究结论如下:

(1) 在设计条件下, 该 CCHP 系统的储能效率为 47.12%, 系统发电成本为 $166.3 \text{ \$/(MW}\cdot\text{h)}$, 系统利润率为 47.2%。

(2) 压比递减系数 α 增加对系统储能效率以及利润率影响较小。当压比递减系数 α 从 0 增加至 10 时, 储能效率和利润率分别下降 0.44% 和 0.08%。

(3) 当膨胀比递减系数 β 从 0 增加至 10 时, 系统储能效率从 47.15% 下降至 46.72%, 利润率从 47.21% 下降至 44.79%, 结果表明, 膨胀比递减系数增加对系统负面影响较为显著。

(4) 提高膨胀比递增系数 γ 一方面会降低储能效率, 但另一方面会提高利润率。因此, 在设计中应综合考虑储能效率和利润率, 合理权衡膨胀比递增系数。

(5) 减小释能阶段换热器上端差会同时提高储能效率与利润率。当换热器上端差为 5 K 时, 系统储能效率和利润率达到最大, 分别为 48.82% 和 47.78%。

参 考 文 献:

- [1] 李承周, 王宁玲, 窦潇潇, 等. 多能源互补分布式能源系统集成研究综述及展望 [J]. 中国电机工程学报, 2023, 43 (18): 7127–7150.

LI Chengzhou, WANG Ningling, DOU Xiaoxiao, et al. Review and prospect on the system integration of distributed energy system with

- the complementation of multiple energy sources [J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(18): 7127–7150.
- [2] MOHEBBI M, SONG D. Study on the strategies and techniques for achieving urban carbon peaking and neutralization using random matrix analysis [J]. Energy and Built Environment, 2024.
- [3] WU D, WEI W, BAI J, et al. Energy and exergy efficiency analysis of advanced adiabatic compressed air energy storage based trigeneration energy hub [J]. CSEE Journal of Power and Energy Systems, 2023, 9(6): 2409–2422.
- [4] 冯慧敏, 盛健, 张华. 压缩空气储能系统热能储存与利用研究进展 [J]. 热能动力工程, 2024, 39(10): 10–19.
FENG Huimin, SHENG Jian, ZHANG Hua. Research progress on the thermal energy storage and utilization of compressed air energy storage system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(10): 10–19.
- [5] 张德怀, 蒋润花, 罗向龙. 储能技术在冷热电三联供系统中的研究现状与应用 [J]. 热能动力工程, 2021, 36(12): 157–163.
ZHANG Dehuai, JIANG Runhua, LUO Xianglong. Research status and application of energy storage technology in CCHP system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(12): 157–163.
- [6] 王浩鹏, 笪耀东, 徐洪涛, 等. 微型先进绝热压缩空气储能系统热力学性能分析 [J]. 动力工程学报, 2025.
WANG Haopeng, DA Yaodong, XU Hongtao, et al. Thermodynamic performance analysis of a miniature advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025.
- [7] 吴迪, 刘奥, 龚弟鑫, 等. 计及 AA-CAES 与 PTC 集成的综合能源系统运行优化与性能分析 [J]. 动力工程学报, 2024, 44(1): 138–147, 156.
WU Di, LIU Ao, GONG Dixin, et al. Optimization and performance analysis of integrated energy systems considering AA-CAES and PTC integration [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2024, 44(1): 138–147, 156.
- [8] 张梦洁, 刘强, 张彤赫, 等. 微型绝热压缩空气储能系统热力学建模与性能分析 [J]. 热力发电, 2024, 53(9): 39–47.
ZHANG Mengjie, LIU Qiang, ZHANG Tonghe, et al. Thermodynamic modeling and performance analysis for micro adiabatic compressed air energy storage system [J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(9): 39–47.
- [9] 黄恩和. 绝热式压缩空气储能系统热力性能及其优化设计 [D]. 南京: 东南大学, 2021.
HUANG Enhe. Thermodynamic performance and optimal design of adiabatic compressed air energy storage systems [D]. Nanjing: Southeast University, 2021.
- [10] 吴金龙, 李峻, 邢泰高, 等. 绝热压缩空气储能系统的热力性能与经济性分析 [J]. 热力发电, 2024, 53(2): 27–36.
WU Jinlong, LI Jun, XING Taigao, et al. Thermodynamic and economic analysis of adiabatic compressed air energy storage system [J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(2): 27–36.
- [11] 赵军, 王坤. 储热型压缩空气储能系统参数研究 [J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(S2): 317–321.
ZHAO Jun, WANG Kun. Study on parameters of compressed air energy storage system with heat storage [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2024, 45(S2): 317–321.
- [12] 崔杨, 于一凡, 付小标, 等. 考虑多热源协同互补的含先进绝热压缩空气储能系统容量配置方法 [J]. 电网技术, 2024, 48(10): 4195–4208.
CUI Yang, YU Yifan, FU Xiaobiao, et al. A capacity allocation method of advanced adiabatic compressed air energy storage systems considering the synergistic complementarity of multiple heat sources [J]. Power System Technology, 2024, 48(10): 4195–4208.
- [13] DIB G, HABERSCHILL P, RULLIÈRE R, et al. Modelling small-scale trigenerative advanced adiabatic compressed air energy storage for building application [J]. Energy, 2021, 237: 121569.
- [14] XU Yonghong, ZHANG Hongguang, YANG Fubin, et al. Performance analysis of combined cooling power based on small-scale compressed air energy storage system [J]. Journal of Energy Storage, 2021, 44(1): 103382.
- [15] 李鹏, 胡庆亚, 韩中合. 两种 AA-CAES + CSP 系统的热经济性研究 [J]. 太阳能学报, 2022, 43(11): 424–432.
LI Peng, HU Qingya, HAN Zhonghe. Thermo-economic research on two AA-CAES + CSP systems [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(11): 424–432.
- [16] LI Peng, HU Qingya, LI Guoneng, et al. Research on thermo-economic characteristics of a combined cooling, heating and power system based on advanced adiabatic compressed air energy storage [J]. Journal of Energy Storage, 2022, 47: 103590.
- [17] 李鹏, 李国能, 苏航, 等. 不同运行方案下 AA-CAES 系统性能分析及优化 [J]. 动力工程学报, 2022, 42(9): 843–851.
LI Peng, LI Guoneng, SU Hang, et al. Performance analysis and optimization of AA-CAES + CSP system under different operation schemes [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(9): 843–851.
- [18] DING Y, OLUMAYEGUN O, CHAI Y, et al. Simulation, energy and exergy analysis of compressed air energy storage integrated with organic Rankine cycle and single effect absorption refrigeration for trigeneration application [J]. Fuel, 2022, 317: 123291.
- [19] 梁健, 王蒙, 杨亚欣, 等. 基于压缩空气储能与增强型地热的三联产系统热力学分析 [J]. 中国电力, 2024, 57(1): 209–218.
LIANG Jian, WANG Meng, YANG Yaxin, et al. Thermodynamic analysis of CCHP with compressed air energy storage and enhanced geothermal technology [J]. Electric Power, 2024, 57(1): 209–218.

- [20] 韩中合,王 珊,胡志强,等. AA-CAES + CSP 系统性能及关键参数分析 [J]. 太阳能学报,2021,42(2):322–329.
HAN Zhonghe, WANG Shan, HU Zhiqiang, et al. Analysis on performance and key parameters of AA-CAES + CSP system [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(2): 322–329.
- [21] WEI S M , JIE J W , FANG T , et al. Design and engineering implementation of non-supplementary fired compressed air energy storage system: TICC – 500 [J]. Science China (Technological Sciences), 2015, 58(4):600–611.
- [22] LI Peng, LI Guoneng, LIU Jianyang, et al. Performance comparison and multi-objective optimization of improved and traditional compressed air energy storage systems integrated with solar collectors [J]. Journal of Energy Storage, 2023, 58:106149.
- [23] WU Chenxi, HONG Hanxiao, TSENG Chungli, et al. Economic dispatch of CAES in an integrated energy system with cooling, heating, and electricity supplies [J]. Energy Conversion and Economics, 2023, 4(1):61–72.
- [24] 田英男. 先进绝热压缩空气储能系统的高等烟分析及经济性评价 [D]. 济南: 山东大学, 2023.
TIAN Yingnan. Advanced exergetic analysis and economic evaluation of advanced adiabatic compressed air energy storage system [D]. Jinan: Shandong University, 2023.
- [25] 黄兆云,张德怀,罗向龙,等. 基于压缩空气储能的新型冷热电联供系统性能研究 [J]. 热能动力工程, 2024, 39(4): 86–95.
HUANG Zhaoyun, ZHANG Dehuai, LUO Xianglong, et al. Research on the performance of a novel combined cooling, heating, and power system based on compressed air energy storage system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(4):86–95.
- [26] 文 军,刘 楠,裴 杰,等. 储能技术全生命周期度电成本分析 [J]. 热力发电, 2021, 50(8):24–29.
WEN Jun, LIU Nan, PEI Jie, et al. Life cycle cost analysis for energy storage technology [J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(8):24–29.
- [27] SHADI B M, MAHDIEH A, SOLTANI M, et al. Transient thermodynamic modeling and economic analysis of an adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) based on cascade packed bed thermal energy storage with encapsulated phase change materials [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 243:114379.
- [28] 吕浩男. 基于膨胀压缩两用机的恒压绝热压缩空气储能系统性能研究 [D]. 南京: 东南大学, 2024.
LYU Haonan. Study on performance of isobaric adiabatic compressed air energy storage system based on dual-usage compres-
- sor-expander [D]. Nanjing: Southeast University, 2024.
- [29] 王思成. 基于压缩空气储能和吸收式制冷的冷热电联供系统性能分析 [D]. 吉林: 东北电力大学, 2024.
WANG Sicheng. Performance analysis of combined cooling, heating and power supply system based on compressed air energy storage and absorption refrigeration [D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2024.
- [30] 安徽省发展和改革委员会. 安徽省发展改革委关于发布我省 12 月份电网企业代理工商业用户电价表和代理购电价格表的通告 [EB/OL]. 淮北市发展和改革委员会(淮北市粮食和物资储备局、淮北市能源局), 2024-12-16. <https://fgw.huabei.gov.cn/fgdt/tzgg/57832007.html>.
Anhui Provincial Development and Reform Commission. Announcement of the Anhui Provincial Development and Reform Commission on the release of the electricity price table and agency electricity purchase price table for power grid enterprises on behalf of industrial and commercial users in december in our province [EB/OL]. Huabei Development and Reform Commission (Huabei Municipal Bureau of Grain and Material Reserve, Huabei Municipal Energy Bureau), 2024-12-16. <https://fgw.huabei.gov.cn/fgdt/tzgg/57832007.html>.
- [31] 北京市人民政府. 关于调整本市非居民供热价格有关问题的通知 [EB/OL]. (2019-11-08) [2024-12-18]. https://www.beijing.gov.cn/zhenge/zhengefagui/201911/t20191108_484524.html.
People's Government of Beijing. Notice on adjusting the heating prices for non-residential users in Beijing [EB/OL]. (2019-11-08) [2024-12-18]. https://www.beijing.gov.cn/zhenge/zhengefagui/201911/t20191108_484524.html.
- [32] DRURY E, DENHOLM P L, MARGOLIS R M. Impact of different economic performance metrics on the perceived value of solar photovoltaics [R]. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2011.
- [33] 锡林郭勒盟发展和改革委员会. 关于完善蒙西电网、蒙东电网工商业分时电价的政策解读 [EB/OL]. (2024-04-26) [2025-05-23]. <https://fgw.xlgl.gov.cn/fgw/ywgz/jgsf/zcfg/2024042615402690396/index.html>.
Xilingol League Development and Reform Commission. Policy interpretation on the improvement of time-of-use electricity pricing for industrial and commercial users in mengxi and mengdong power grids [EB/OL]. (2024-04-26) [2025-05-23]. <https://fgw.xlgl.gov.cn/fgw/ywgz/jgsf/zcfg/2024042615402690396/index.html>.

(刘 颖 编辑)