

小型压缩空气储能系统变工况运行特性实验研究

席免¹, 滕石洋², 李昱泉³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 陕西西安; 2. 西安交通大学未来技术学院, 710049, 陕西西安; 3. 比亚迪汽车有限公司, 710119, 陕西西安)

摘要: 为满足分布式新能源、微电网和偏远地区供电对储能装置的安全性、循环耐久性和部署灵活性的高要求, 提出一种小型压缩空气储能系统。该系统以不可燃空气为介质, 采用压力容器储气和机械膨胀做功, 具有寿命长、使用安全和模块化部署等特点。为揭示该系统变工况下的压力—负载匹配规律, 采用压力容器、气动马达、永磁发电机和电子负载构建了百瓦级实验系统, 并建立了出口温度和理论等熵比功模型, 开展入口温度、入口压力和负载电流变工况实验, 实验结果表明: 模型预测与实测出口温度趋势一致, 最大相对误差为5.2%; 在测试范围内, 入口压力升高使轴功率提高126.5%、发电机发电效率提高6.6%; 负载电流增大使转速降低、扭矩升高。当入口压力由0.30 MPa提高至0.35 MPa时, 对应额定转速的负载电流由0.80 A增至1.05 A, 提高31.3%。相较于已报道同类小型气动马达发电装置约75.1%的最高发电机效率, 所提系统可达到91.7%~98.9%, 表明其具有较高的机械能到电能转换性能。研究结果可为分布式压缩空气储能的部件匹配、工作点调节和源荷协调提供依据。

关键词: 压缩空气储能系统; 分布式储能; 变工况运行; 热力性能; 发电性能; 负载匹配

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubXXXXXX001 **文章编号:** 0253-987X(XXXX)XX-0001-12

Experimental Investigation of Off-Design Operating Characteristics of a Small-Scale Compressed Air Energy Storage System

XI Huan¹, TENG Shiyang², LI Yuquan³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China; 2. School of Future Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China; 3. BYD Auto Co., Ltd, Xi'an, Shaanxi 710119, China)

Abstract: To meet the stringent requirements for safety, cycle durability, and deployment flexibility of energy storage devices in distributed renewable energy systems, microgrids, and remote areas, a compact compressed air energy storage system is proposed. This system uses non-flammable air as the working medium, stores energy in a pressure vessel, and generates work through mechanical expansion. It features a long service life, operational safety, and modular deployment. To elucidate the pressure-load matching behavior of this system under varying operating conditions, a 100-watt-class experimental system was constructed using a pressure vessel, a pneumatic motor, a permanent magnet generator, and an electronic load. A model based on outlet temperature and the theoretical

isentropic specific work was established, and experiments were conducted under varying inlet temperature, inlet pressure, and load current conditions. The experimental results show that the model predictions align with the measured outlet temperature trends, with a maximum relative error of 5.2%; within the test range, an increase in inlet pressure resulted in a 126.5% increase in shaft power and a 6.6% increase in generator efficiency; an increase in load current caused a decrease in rotational speed and an increase in torque. When the inlet pressure was increased from 0.30 MPa to 0.35 MPa, the load current at rated speed increased from 0.80 A to 1.05 A, representing a 31.3% increase. Compared to the highest generator efficiency of approximately 75.1% reported for similar small-scale pneumatic motor-generator systems, the proposed system achieves efficiencies ranging from 91.7% to 98.9%, indicating superior mechanical-to-electrical energy conversion performance. These findings provide a basis for component matching, operating point adjustment, and source-load coordination in distributed compressed air energy storage systems.

Keywords: compressed air energy storage system; distributed energy storage; off-design operation; thermodynamic performance; power generation performance; load matching

在全球能源结构低碳转型和电力系统加速向高比例可再生能源演进的背景下,风能、太阳能等新能源的大规模接入加剧了电源侧出力的波动性与不确定性,电能供需在时间和空间上的不匹配问题日益突出。储能技术能够实现能量的跨时段转移,是平抑新能源波动、提升电力系统调节能力和保障供能可靠性的重要支撑^[1]。在集中式与分布式供能并存的应用格局下,分布式能源、微电网、偏远地区供电及应急电源等场景对储能装置的安全性、循环寿命、部署灵活性和运行维护便利性提出了更高要求。相较于面向电网侧的大规模储能设施,小型储能装置更接近用户和负荷,其工程应用不仅取决于储能容量,还取决于变工况条件下能量转换过程的稳定性与效率。

压缩空气储能(Compressed Air Energy Storage, CAES)以空气为储能介质,具有储能规模易于扩展、储能集中以及选址较抽水蓄能更为灵活等特点^[2],同时具有安全性较高、使用寿命长等优势^[3],是物理储能技术的重要形式。传统大规模CAES系统多依赖盐穴、矿洞等地下空间储气,而小型CAES系统通常采用压力容器储气,可降低对特定地质条件的依赖,更适用于分布式能源和用户侧场景。先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, AA-CAES)通过储热器回收压缩过程产生的压缩热^[4],并在释能阶段用于加热高压空气,使系统无需燃料补热即可完成膨胀做功,运行过程无直接燃烧产物排放^[5],且具有较高的能量转换效率,已成为CAES的重要研究方向^[6-8]。在小型CAES的释能过程中,压缩空气的

温度和压力决定可利用膨胀功,膨胀动力装置将其转化为机械功,发电机及电负载则共同决定机组运行工作点。因此,小型CAES的实际运行性能不仅受单一部件效率影响,还取决于气源热力状态、膨胀动力装置与电侧负载之间的协同匹配,这也是其变工况实验研究需要重点解决的问题。

现有研究已围绕系统构型、建模仿真、动态分析和多能耦合等方面分析CAES的性能变化规律^[9-10]。Hartmann等^[11]建立四个AA-CAES系统热力学模型,对系统进行建模分析,得出使用两级压缩时系统能效更高。Dupin等^[12]建立了模块化的动态模型,得到储热装置容量、换热方式及压力控制对系统流量波动和往返效率的影响。Ma等^[13]将包含几何尺寸、传热和压降计算在内的详尽换热器模型应用于A-CAES系统,指出换热器压降和换热面积会对系统的设计效率和运行收益产生影响;Guo等^[14]通过建模分析得到两种特殊操作模式下AA-CAES压缩过程在偏离设计工况时的运行性能。在AA-CAES与其他系统的耦合问题上^[15],Razmi等^[16]设计了与风力发电场集成的压缩空气储能系统;Fu等^[17]提出了光热辅助AA-CAES方法并研究了太阳辐射、压缩机出口压力以及膨胀机进口压力对输出功、COP和储能密度的影响;Ji等^[18]提出一种新型的风力-太阳能-压缩空气储能系统,实现不同品位能量间的梯级利用。Zarnoush M等^[19]对先进绝热压缩气体储能系统进行了能量、COP和经济性的对比,分析不同工质和储热配置对系统性能的影响。上述模拟研究均可以作为AA-CAES系统优化设计的重要理论基础^[20],然而模拟的结果仍

然需要实验来验证,而且目前很少有实验研究涉及膨胀机在非设计工况下的工作性能。

在实验研究方面,由于系统的复杂性和资金投入较大,针对 CAES 的实验研究往往具有较高的实施难度^[21]。Wang 等^[22]提出了 AA-CAES 试点工厂“TICC-500”,其往返效率为 22.6%,充电过程中压缩机电能消耗电量为 1375 kW·h,放电过程中发电机的最大功率为 430 kW。Cheayb 等^[23]提出了三联产压缩空气储能系统,通过耦合实验/建模方法检验了该系统的可行性,模型输出值与实验结果吻合良好,误差小于 13.2%。Chen 等^[24]设计并测试了实验室规模的 CAES 系统,在该实验装置的基础上建立了更加可靠的 CAES 数值模型。上述实验研究主要集中于中等规模和实验室规模的 CAES 系统^[25],而小型 CAES 装置不受地理条件的制约,与分布式能源更为契合^[26],能够更加充分地利用如太阳能、风能等新能源,满足用户的能源需求,有效地提高了能源利用的灵活性。然而,目前对小型压缩空气储能系统释能阶段的实验研究较少,且缺少对膨胀机性能的系统性实验研究。

对于压缩空气储能系统的小规模应用,气动马达作为一种膨胀做功装置具有价格低廉、操作和维护方便、功率范围广等优点,与小型压缩空气储能系统具有较高的适配性。Xu 等^[27]开展了基于气动马达和压缩空气的小型发电储能装置的实验研究,测试了气动马达在压缩空气驱动下的发电性能。Xu 等^[28]进一步研究了气动马达在并联运行模式下压缩空气储能系统的性能。Teng 等^[29]将涡流管与压缩空气储能系统结合,提出了一种新型三联产压缩空气储能系统并进行了实验验证。Grimaldi 等^[30]则对气动径向活塞马达进行了动态建模与实验验证。总体而言,现有工作对小型压缩空气储能系统膨胀发电过程的变工况实验研究仍相对不足,尚未充分建立气源热状态、膨胀动力装置机械输出和发电机电负载之间的实验联系;入口温度、入口压力

与负载电流共同变化时的运行规律,以及压力-负载匹配关系,仍需进一步量化。

基于上述分析,本文搭建小型压缩空气储能实验平台,采用气动马达驱动永磁发电机,开展变工况运行特性实验与热力学分析。研究内容包括:测试入口温度、入口压力和负载电流对转速、扭矩、轴功率及发电性能的影响;建立出口温度和理论等熵膨胀比功模型,并通过出口温度误差及理论比功-实测轴功率归一化趋势进行验证;在分析系统变工况运行规律的基础上,确定不同入口压力下发电机额定转速对应的负载电流,量化压力-负载匹配关系。研究结果可为小型压缩空气储能系统的设备选型、工作点调节和源荷协调提供实验依据。

1 实验方法及研究方案

1.1 可视化试验台的搭建

图 1 显示了基于气动马达的压缩空气储能实验流程。气动马达中使用的压缩气体由空气压缩机提供,在实验过程中,每组工况开始测试前运行压缩机 10 分钟,以保持储气罐内温度和压力稳定。一定气压的压缩空气进入气动马达中做功,马达带动永磁发电机发电,将发电机发出的三相交流电通过整流器转化为直流电,并与电子负载连接,通过电子负载来调节通过电子负载的电流。

本研究围绕入口温度、入口压力和负载电流三个变量展开试验设计,在保持其余主要参数相对稳定的前提下,考察单一因素变化对气动马达及发电机性能的影响。在具体操作过程中,每组试验均在压缩机预运行 10 min 后进行,以减小储气罐内温度和压力的瞬态变化。待气动马达达到稳定运行状态后,再同步记录系统各项参数数据。实验平台主要部件及其功能参数如表 1 所示。

气动马达和发电机的连接部分如图 2 所示,气动马达和扭矩传感器通过传动轴连接,扭矩传感器和发电机通过传动轴连接,气动马达带动发电机发

表 1 实验平台主要设备及参数

Table 1 Main equipment and parameters of the experimental platform

部件	参数
储气罐	容积 1m ³ ;压力 0.8MPa
气动马达	功率 120W;扭矩 0.84N·m;转速 1050 r/min;耗气量 200L/min
永磁发电机	功率 100W;转速 750r/min;扭矩 1.1 N·m
电子负载	型号 IT8510;功率 120W
空气加热器	电加热温度 30—110℃

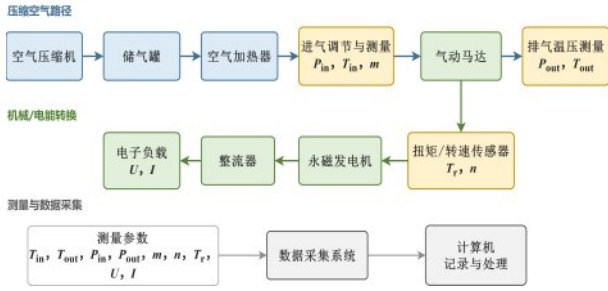


图1 基于气动马达的压缩空气储能实验流程

Fig. 1 Experimental setup for compressed air energy storage using a pneumatic motor

电,扭矩传感器测得气动马达的转速和扭矩。电子负载的工作方式为恒电流模式,即通过电子负载的电流为一定值。

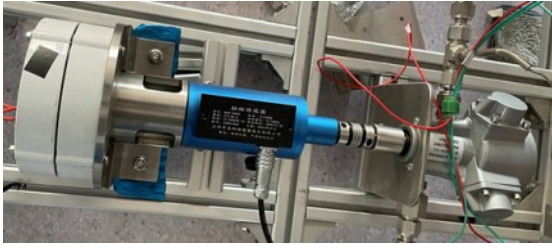


图2 气动马达和发电机的连接

Fig. 2 Connection of pneumatic motor and generator

1.2 测量参数与热力学模型

气动马达进出口温差 ΔT 由下式表示:

(1)

式中: T_{in} 和 T_{out} 分别为气动马达进口和出口的温度。

气动马达进出口压差 Δp 由下式表示:

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (2)$$

式中: p_{in} 和 p_{out} 分别为气动马达进口和出口的压力。

气动马达的轴功率 P_p 由下式计算:

$$P_p = \frac{n \times T_r}{9550} \quad (3)$$

式中: P_p 为气动马达的轴功率/kW; n 为气动马达的转速/ $r \cdot \min^{-1}$; T_r 为气动马达的扭矩/ $N \cdot m$ 。得到上述参数后,气动马达的等熵效率 η_s 可以表示为:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \times 100\% \quad (4)$$

式中: h_1 和 h_2 分别为气动马达入口和出口压缩空气的比焓/ $kJ \cdot kg^{-1}$; h_{2s} 为气动马达出口压缩空气的等熵比焓。气动马达的机械效率 η_m 由下式计算:

$$\eta_m = \frac{P_p}{\dot{m} \times (h_1 - h_2)} \times 100\% \quad (5)$$

式中: $\dot{m}$ 为压缩空气的质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$ 。气动马达的总效率 η_p 计算如下:

$$\eta_p = \eta_s \times \eta_m \quad (6)$$

发电机的发电功率 P_g 由下式表示:

$$P_g = U \times I \quad (7)$$

式中: U 为电子负载两侧的电压; I 为通过电子负载的电流。

在研究中,发电机发电效率定义为发电机输出功率与气动马达轴功率之比,用于表征机械功向电功转化的效率:

$$\eta_g = \frac{P_g}{P_p} \times 100\% \quad (8)$$

为进一步建立实验结果与热力学模型之间的联系,本文将气动马达等效为释能阶段的膨胀做功元件,并基于入口温度、入口压力、出口压力和气动马达等熵效率计算出口温度。忽略管路散热和局部压降时,气动马达出口温度可表示为:

$$T_{out} = T_{in} \left\{ 1 - \left[1 - \beta^{\frac{1-k}{k}} \right] \eta_s \right\} \quad (9)$$

式中: T_{out} 为气动马达出口温度计算值; β 为气动马达膨胀比; k 为空气比热容比; η_s 为由式(4)得到的气动马达等熵效率,该模型用于后续实验结果与热力学计算结果的对比验证。

进一步地,在入口压力变化工况中,入口温度和出口压力近似保持稳定,入口压力升高对可利用膨胀功的影响可由单位质量空气的理论等熵膨胀比功表征:

$$w_s = c_p T_{in} \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (10)$$

式中: c_p 为空气定压比热容。若考虑气动马达实际质量流量,则理论等熵膨胀功率为:

$$P_{is} = \dot{m} w_s \quad (11)$$

为比较不同入口压力下热力学模型输出与实验轴功率的相对变化趋势,采用极差归一化方法定义:

$$w_s^* = \frac{w_s - \min(w_s)}{\max(w_s) - \min(w_s)} \quad (12)$$

$$P_p^* = \frac{P_p - \min(P_p)}{\max(P_p) - \min(P_p)} \quad (13)$$

式中: w_s^* 和 P_p^* 分别为归一化理论等熵膨胀比功和归一化实测轴功率。

1.3 实验系统不确定度分析

在实验过程中,实际测得的参数包括温度、压力、空气流量、马达转速及扭矩。上述测量精度见表 2。

表 2 传感器参数及精度

Table 2 Sensor specifications and accuracy

传感器	测量范围	精度度
压力传感器	0—1MPa	$\pm 0.2\%FS$
温度传感器	-20—100 °C	$\pm 0.5^\circ C$
流量计	5—15 m ³ ·h ⁻¹	$\pm 0.5\%FS$
扭矩传感器	0— ± 2 N·m	$\pm 0.5\%FS$
转速传感器	0—1000 r·min ⁻¹	$\pm 0.5\%FS$
电压	0—250V	$\pm 0.005\%FS$
电流	0—30A	$\pm 0.01\%FS$

其余参数均为导出参数,其不确定度由上述测量参数不确定度计算得出:

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_i \left[\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right]^2 \Delta X_i^2} \quad (14)$$

式中: Y 为导出参数; ΔY 为导出参数的不确定度; ΔX_i 为已测得参数 X_i 的不确定度。因此,导出变量的相对不确定度可表示为:

$$\delta Y = \frac{\Delta Y}{Y} \quad (15)$$

根据上式及所测得的实验数据,系统主要计算参数的相对不确定度计算结果见表 3。

表 3 主要计算参数的相对不确定度

Table 3 Relative Uncertainty of Key Calculation Parameters

参数	相对不确定度/%
轴功率	1.37
发电功率	0.71
等熵效率	2.53
机械效率	1.76
气动马达总效率	2.95

2 结果与讨论

围绕小型 AA-CAES 释能阶段的运行特征,本文首先从出口温度和输出性能两个方面对气动马达热力学模型进行实验验证,随后分别研究入口温度、入口压力和负载电流三个变量对系统性能的影响。

三组参数试验虽然改变的变量不同,但观察指标保持一致,均围绕气动马达转速、扭矩、轴功率以及发电机功率、发电机发电效率等展开。

2.1 热力学模型验证

为检验上述式(9)的热力学模型在小型 AA-CAES 释能实验中的适用性,选取入口压力分别稳定在 0.30 MPa 和 0.32 MPa 的两组温度变化工况进行对比。在气动马达稳定运行后,根据实测入口温度、出口压力、质量流量和气动马达效率,利用上述热力学关系计算气动马达出口温度,并与出口温度实测值进行比较,结果见表 4。

表 4 气动马达出口温度实测值与计算值对比

Table 4 Comparison between measured and calculated outlet temperatures of the pneumatic motor

入口压力/MPa	入口温度/K	实测出口温度/K	计算出口温度/K	相对误差/%
0.32	296.3	286.2	292.5	2.18
0.32	303.2	291.2	298.2	2.35
0.32	307.7	296.2	303.5	2.42
0.32	313.3	293.9	308.9	4.84
0.32	320.9	300.0	316.3	5.15
0.30	295.3	284.9	290.0	1.77
0.30	303.2	289.2	294.2	1.70
0.30	309.1	296.0	303.5	2.47
0.30	315.1	295.2	309.4	4.56
0.30	318.6	297.1	313.0	5.07

由表 4 可知,0.30 MPa 和 0.32 MPa 工况下气动马达出口温度计算值与实测值变化趋势一致,相对误差为 1.70%-5.15%,最大相对误差约为 5.2%。其中,入口温度升高时误差有所增大,主要与实验过程中压缩空气流量波动以及空气加热温度难以完全稳定有关。总体来看,该模型能够反映气动马达出口温度随入口热力状态变化的趋势,说明本文实验结果与热力学计算结果具有较好一致性。因此,后续入口温度、入口压力和负载电流影响分析不仅是实验数据展示,也可作为对小型 AA-CAES 释能阶段膨胀过程的模型验证与运行参数分析。

2.2 气动马达入口温度的影响

首先选取入口压力为 0.35 MPa 的典型温度变化工况开展实验。在实验过程中,气动马达入口压力(0.35 MPa)保持稳定,气动马达稳定运行后,测量马达的出口温度 T_{out} 、出口压力 p_{out} 、气动马达轴功

率以及通过马达的压缩空气的质量流量,根据公式(4)-(6),计算得到该工况下气动马达的各效率值,结果如图3所示。

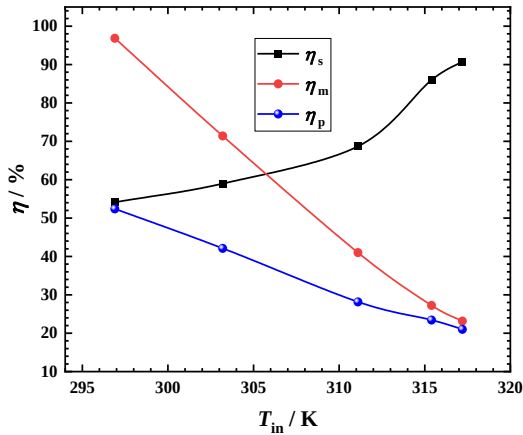


图3 不同入口温度下气动马达的各效率值

Fig. 3 Efficiency values of pneumatic motor at different inlet temperatures

由图3可以看出,随着入口温度由296.9 K升高至317.2 K,按式(4)计算得到的气动马达等熵效率 η_s 由54.07%升至90.69%,说明入口温度提高后压缩空气在膨胀过程中的有效做功能力增强,气动侧能量利用程度有所改善。与此相反,气动马达机械效率 η_m 随入口温度升高明显降低,表明高温工况下气动侧可用能增加并不会直接转化为同等幅度的轴端机械输出,轴端损失和工况匹配对机械效率具有显著影响。气动马达总效率 η_p 随着入口温度的增加由52.38%降低至21%,说明在该实验范围内入口温度升高对气动侧等熵效率具有促进作用,但气动马达综合能量转换效率仍受到机械转换和负载匹配的共同制约。

在入口压力约为0.33 MPa、出口压力约为0.1 MPa的条件下,进一步研究入口温度变化对气动马达机械输出和发电机侧输出及效率的影响。图4给出了不同入口温度下气动马达转速和扭矩的变化,图5进一步给出了对应的轴功率、发电机功率和发电机发电效率。

随着气动马达的入口温度 T_{in} 的升高,气动马达的转速逐渐增加,在315.0 K时达到了最大值814 r·min⁻¹。气动马达的扭矩在试验范围内并未随入口温度发生明显变化。这说明在当前装置和工况下,入口温度的提升对马达转速的影响更为显著,而对扭矩的影响程度相对较小。轴功率 P_p 由转速和扭矩共同决定,在扭矩变化不明显的情况下,转速提

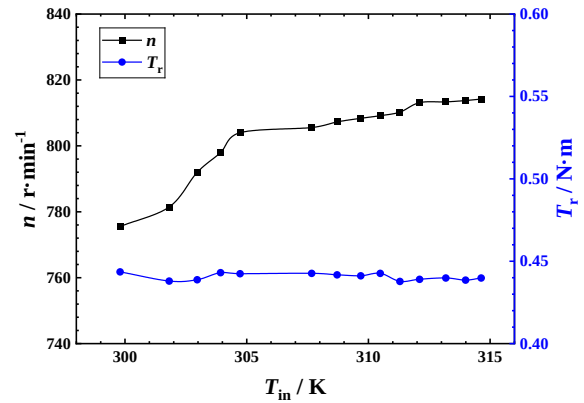


图4 不同入口温度下气动马达的转速和扭矩

Fig. 4 Speed and torque of pneumatic motors at different inlet temperatures

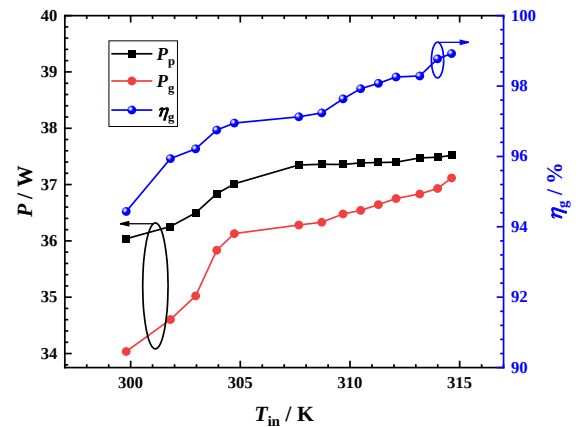


图5 入口温度对气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响

Fig. 5 Effects of inlet temperature on shaft power, generator power, and generator efficiency

升直接导致了轴功率的增加。入口温度升高后,进入气动马达的压缩空气在膨胀过程中能够维持更好的做功能力,因此转速呈现上升趋势。本研究实验范围内扭矩变化不明显,说明在入口压力和负载条件基本保持一致时,温度提升主要通过改善气体膨胀过程影响转速。该现象也表明,入口温度主要通过改变气动马达转速和轴功率进而影响发电机输出。

如图5所示,随着入口温度提高,气动马达输出功率增加,由其带动的发电机输出功率也同步提高,发电机发电效率由94.4%增加至98.9%。从能量转化过程来看,入口空气温度升高意味着进入气动马达前的压缩空气具有更高的焓,在其他条件基本保持不变的情况下,更有利于维持膨胀做功过程中的速度输出,从而改善机械侧与电侧的耦合效果。由此可见,在小型AA-CAES释能阶段,提高进

入气动马达前压缩空气的温度,有利于提升系统的发电性能和能量利用水平。储热装置的放热能力或空气预热程度不仅影响释能侧的热状态,也会通过转速和轴功率的变化进一步影响发电端性能。因此,对于以气动马达作为膨胀做功装置的小型系统而言,入口温度控制是运行优化中的重要环节。

2.3 气动马达入口压力的影响

在入口温度保持约 298 K 的条件下,进一步研究入口压力对气动马达-发电机组性能的影响。图 6 给出了入口压力变化时气动马达转速和扭矩的变化,图 7 给出了对应的轴功率、发电机功率和发电机发电效率。

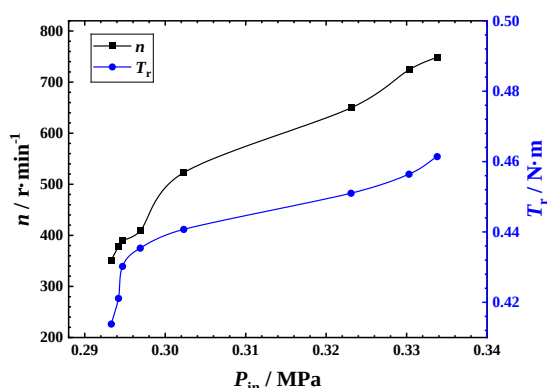


图 6 不同入口压力下气动马达的转速和扭矩

Fig. 6 Speed and torque of pneumatic motors at different inlet pressures

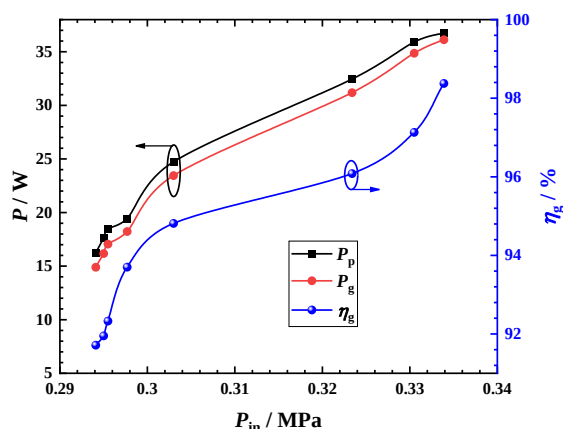


图 7 不同入口压力下气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率

Fig. 7 Shaft power, generator power, and generator efficiency of pneumatic motor at different inlet pressures

由图 6 可知,随着入口压力的增加,气动马达的转速和扭矩增加,在入口压力为 0.334 MPa 时达到最大值,分别为 $794 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和 $0.46 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。与入口温

度主要影响转速不同,入口压力的提高同时增强了转速和扭矩两项机械输出特征,这说明气源压力水平对气动马达输出能力具有更为直接的影响。由式(3)可知,在转速和扭矩同步增加的情况下,气动马达轴功率必然随之上升。

入口压力升高导致气动马达进出口之间具有更大的压力差,使得压缩空气在膨胀过程中能够释放更多压力能,因此转速和扭矩均随之提高。与入口温度的影响相比,入口压力对机械输出的作用更加直接。因此,在小型 AA-CAES 释能阶段,入口压力是决定气动马达输出能力的关键边界条件。

从图 7 可以看出,入口压力升高时,气动马达轴功率由 16.2 W 增至 36.7 W,发电机发电功率同步增加,发电机发电效率由 91.7% 升至 98.3%。这说明入口压力不仅决定气动马达机械输出上限,也会影响发电机是否处于高效工作状态。若入口压力偏低,系统难以获得较高轴功率;在本文可控压力范围内提高入口压力,则有利于增强释能阶段气动马达-发电机组的输出稳定性。

为进一步从热力学模型角度解释入口压力对气动马达输出性能的影响,基于式(10)计算不同入口压力下单位质量压缩空气的理论等熵膨胀比功,并按照式(12)和式(13)对理论等熵膨胀比功和实测轴功率进行归一化处理,结果如图 8 所示。随着入口压力升高,理论等熵膨胀比功归一化值与实测轴功率归一化值均呈增加趋势,说明热力学模型能够反映入口压力提高后压缩空气可释放膨胀功增加的基本规律。实测轴功率的变化还受到转速、扭矩、流动匹配及机械损失等因素影响,因此其局部增幅与理论比功并不完全一致。该结果表明,入口压力对气动马达输出能力的影响不仅表现为实验现象,也可由热力学模型中的可用膨胀功增加得到解释。

2.4 负载电流的影响

为分析发电机侧负载对气动马达工作点的反馈作用,在入口温度约 313 K 条件下,测试不同入口压力下负载电流变化对气动马达和发电机性能的影响。图 9 至图 11 分别给出了入口压力为 0.30 MPa、0.33 MPa 和 0.35 MPa 时,负载电流对气动马达转速和扭矩的影响。

从图 9 中可以看出,在入口压力为 0.30 MPa 的情况下,随着流经负载的电流增大,气动马达的转速下降,而扭矩升高。在工作范围内,马达转速在负载电流为 0.8 A 时达到最大值,为 $726 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,而

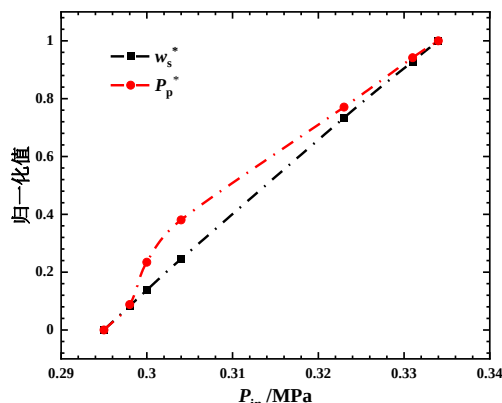


图8 入口压力变化下理论等熵膨胀比功与实测轴功率归一化对比

Fig. 8 Normalized comparison between theoretical isentropic expansion specific power and measured shaft power under different inlet pressures

扭矩在负载电流为1.2 A时达到最大值0.45 N·m。如图10、图11所示,当入口压力为0.33 MPa和0.35 MPa时,负载电流对转速和扭矩的影响规律与0.30 MPa工况一致,即负载电流增加时,转速下降而扭矩上升。

负载电流增加后,发电机侧电磁阻力增大,气动马达需要输出更大的扭矩来维持系统运行,因此扭矩随电流增加而提高;但在气源压力一定的条件下,较大的负载会抑制转速,导致转速下降。该变化说明电侧负载并不是独立于气动侧存在的外部条件,而是会反向影响气动马达的机械运行状态。对于小型系统而言,负载电流设置过大可能造成转速偏离发电机适宜工作区间。

值得注意的是,气动马达入口压力的变化导致了气动马达工作范围的变化。以本文中研究的发

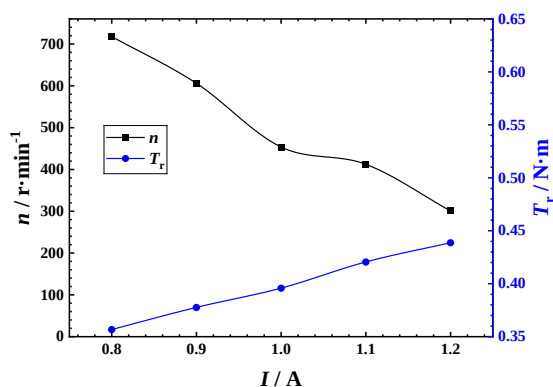


图9 入口压力为0.3MPa时负载电流对气动马达转速和扭矩的影响

Fig. 9 The effect of load current on the speed and torque of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.30 MPa

电机为例,本文发电机的额定转速为750 r·min⁻¹,当入口压力为0.3 MPa时,系统的负载电流应维持在0.8 A;当入口压力为0.33 MPa时,系统的负载电流应维持在0.95 A;当入口压力为0.35 MPa时,系统的负载电流应维持在1.05 A。因此在更高入口压力条件下,系统能够在更高负载电流下维持发电机接近额定工况运行。在实际应用中,应根据气动马达入口压力来选择合适负载电流,以满足发电机的额定工况,或者根据负载电流来调节气动马达入口压力以满足发电机的额定工况,以此提高释能阶段气动马达-发电机组运行性能,并延长设备使用寿命。

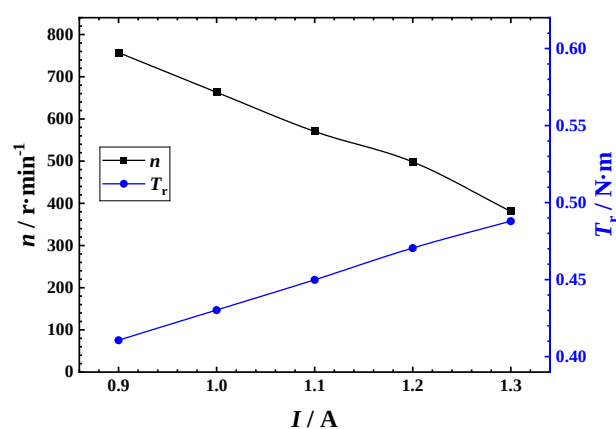


图10 入口压力为0.33MPa时负载电流对气动马达转速和扭矩的影响

Fig. 10 The effect of load current on the speed and torque of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.33 MPa

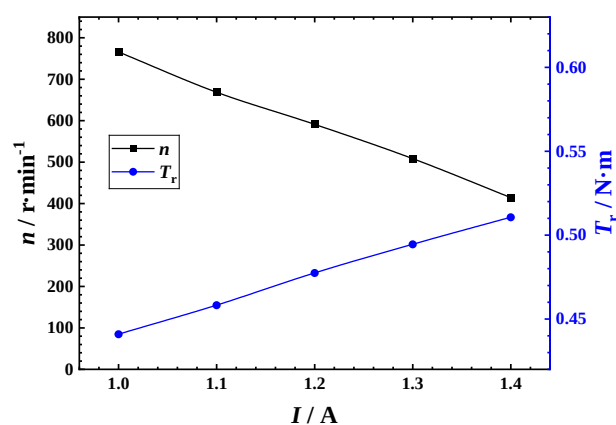


图11 入口压力为0.35MPa时负载电流对气动马达转速和扭矩的影响

Fig. 11 The effect of load current on the speed and torque of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.35 MPa

在明确负载电流对转速和扭矩的影响后,进一步分析其对轴功率、发电机功率和发电机发电效率

的影响。图 12 至图 14 分别显示了入口压力为 0.30 MPa、0.33 MPa 和 0.35 MPa 时,负载电流对气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响。

如图 12 所示,当入口压力为 0.3 MPa 时,随着通过负载的电流增加,气动马达的轴功率、发电机功率均降低,其主要原因是气动马达的转速下降。与此同时,发电机发电效率随着负载电流增加而增加,在负载电流为 1.2 A 时达到最大值。图 13 和图 14 表明,在入口压力为 0.33 MPa 和 0.35 MPa 时,负载电流对轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响趋势与 0.30 MPa 时相同,即轴功率和发电机功率随负载电流增加而减小,发电机发电效率则呈增加趋势。进一步比较不同入口压力下的结果可以发现,在相同负载电流条件下,随着入口压力增加,发电机发电效率相应提高。

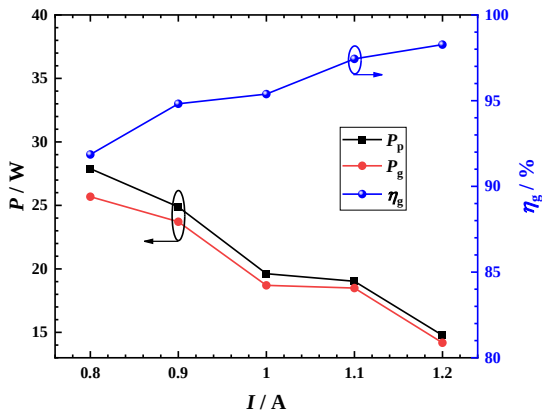


图 12 入口压力为 0.3 MPa 时负载电流对气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响

Fig. 12 The effect of load current on the shaft power, generator power, and generator efficiency of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.3 MPa

综合来看,负载电流是小型 AA-CAES 释能阶段气动马达-发电机组运行匹配中的重要变量。本文结果表明,电侧负载与气源压力之间是否匹配,会直接影响气动马达转速、轴功率和发电机输出。当负载电流过大而入口压力不足时,气动马达转速明显衰减,发电机难以维持在适宜工作区间;当入口压力保持在较高水平时,机组能够承受更大的电流负载,并在一定程度上维持较高的发电机发电效率。因此,实际运行中应结合气动马达入口压力合理选取负载电流,或根据既定负载电流反向调节入口压力,以获得更协调的压力-负载匹配关系。

对三组实验结果加以比较后可以发现,入口温度主要改变压缩空气入口热力状态,入口压力则更

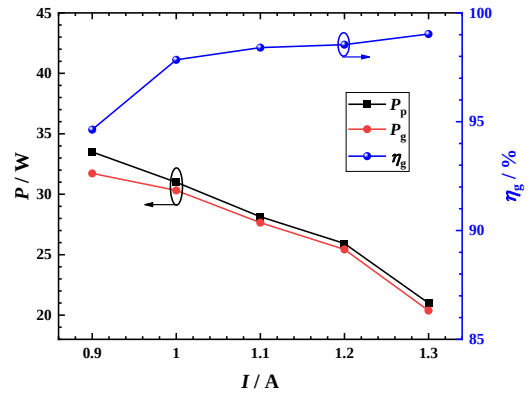


图 13 入口压力为 0.33 MPa 时负载电流对气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响

Fig. 13 The effect of load current on the shaft power, generator power, and generator efficiency of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.33 MPa

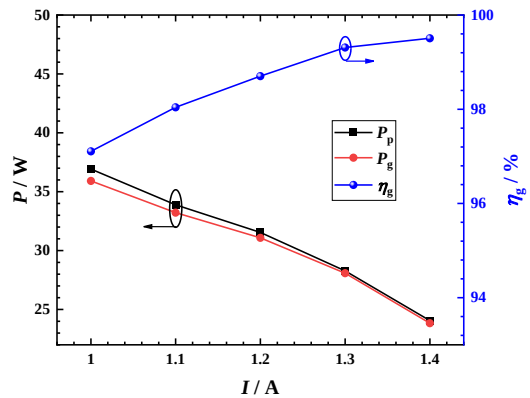


图 14 入口压力为 0.35 MPa 时负载电流对气动马达轴功率、发电机功率和发电机发电效率的影响

Fig. 14 The effect of load current on the shaft power, generator power, and generator efficiency of pneumatic motor at an inlet pressure of 0.35 MPa

直接地决定气动马达可利用的压力能,而负载电流则反映了发电端对机械输出的需求。三者作用路径不同,但最后都会体现在转速、扭矩、轴功率、发电机功率和发电机发电效率等主要指标中。需要说明的是,本文实验评价对象主要为释能阶段的气动马达-发电机组,尚未覆盖压缩、储热和完整循环过程,完整 AA-CAES 系统效率则需结合压缩、储能、释能及变工况运行过程综合评价^[31]。

3 结 论

本文针对小型压缩空气储能系统释能发电过程,开展了入口温度、入口压力和负载电流变化条件下的稳态变工况实验,并分析了气动马达-发电机组的热力性能、机械输出和压力-负载匹配关

系。主要结论如下:

(1)基于等熵膨胀关系建立的气动马达出口温度计算模型能够较好反映实验变化趋势。在入口压力为0.30 MPa和0.32 MPa的验证工况下,计算值与实测值的相对误差为1.70%-5.15%,最大相对误差约为5.2%。入口压力升高时,理论等熵膨胀比功与实测轴功率均呈增加趋势,表明该模型能够解释入口压力提高后气动马达输出能力增强的热力学机制。

(2)入口温度主要通过影响气动马达转速和轴功率改变发电机输出。随着入口温度的增加,气动马达的转速逐渐增加,在315 K时达到最大值814 r·min⁻¹。在本文试验范围内,扭矩变化不明显。入口温度升高主要通过提高转速和轴功率影响发电机输出,发电机发电效率由94.4%增加至98.9%。与入口温度相比,入口压力对机械输出的影响更为直接。随着入口压力升高,气动马达转速和扭矩均增加,轴功率由16.2 W提高至36.7 W,发电机发电效率由91.7%提高至98.3%。

(3)负载电流会反向影响气动马达的机械工作状态。在入口压力一定时,负载电流增大使气动马达转速降低、扭矩升高。当入口压力由0.30 MPa提高至0.35 MPa时,对应发电机额定转速的负载电流由0.80 A增至1.05 A,说明提高入口压力能够使机组在较高负载电流下维持接近额定转速运行。

(4)小型压缩空气储能系统释能阶段的运行性能由入口热状态、气源压力和电侧负载共同决定,其中入口压力与负载电流之间的合理匹配是维持气动马达—发电机组适宜工作点的关键。研究结果可为小型压缩空气储能系统的膨胀动力装置选型、运行参数调节和源荷协调提供实验依据。

参考文献:

- [1] 陈海生,李泓,徐玉杰,等. 2022年中国储能技术研究进展[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(05): 1516-1552.
- CHEN H, LI H, XU Y, et al. Research progress of energy storage technology in China in 2022 [J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(05): 1516-1552.
- [2] 郭丁彰,尹钊,周学志,等. 压缩空气储能系统储气装置研究现状与发展趋势[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(05): 1486-1493.
- GUO D, YIN Z, ZHOU X, et al. Research status and development trend of gas storage devices for compressed air energy storage systems [J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(05): 1486-1493.
- [3] 袁照威,杨易凡. 压缩空气储能技术研究现状及发展趋势[J]. 南方能源建设, 2024, 11(02): 146-153.
- YUAN Z, YANG Y. Research status and development trend of compressed air energy storage technology [J]. Southern Energy Construction, 2024, 11(02): 146-153.
- [4] 万明忠,王元媛,李峻,等. 压缩空气储能技术研究进展及未来展望[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(9): 26-31.
- WAN M, WANG Y, LI J, et al. Research progress and future prospects of compressed air energy storage technology [J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(9): 26-31.
- [5] 耿晓倩,徐玉杰,黄景坚,等. 先进压缩空气储能系统全生命周期能耗及二氧化碳排放[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(09): 2971-2979.
- GENG X, XU Y, HUANG J, et al. Life-cycle energy consumption and carbon dioxide emissions of advanced compressed air energy storage systems [J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(09): 2971-2979.
- [6] 张玮灵,古含,章超,等. 压缩空气储能技术经济特点及发展趋势[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(04): 1295-1301.
- ZHANG W, GU H, ZHANG C, et al. Technical and economic characteristics and development trend of compressed air energy storage [J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(04): 1295-1301.
- [7] BARBOUR E, POTTIE D L. Adiabatic compressed air energy storage technology[J]. Joule, 2021, 5(8): 1914-1920.
- [8] ZHANG X, GAO Z, ZHOU B, et al. Advanced Compressed Air Energy Storage Systems: Fundamentals and Applications [J]. Engineering, 2024, 34: 246-269.
- [9] 孙晓霞,桂中华,高梓玉,等. 压缩空气储能系统动态运行特性[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(06): 1840-1853.
- SUN X, GUI Z, GAO Z, et al. Dynamic operation characteristics of compressed air energy storage systems [J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(06): 1840-1853.
- [10] JANKOWSKI M, PAŁAC A, SORNEK K, et al. Status and Development Perspectives of the Compressed Air Energy Storage (CAES) Technologies

- A Literature Review [J]. *Energies*, 2024, 17(9): 2064.
- [11] HARTMANN N, VöHRINGER O, KRUCK C, et al. Simulation and analysis of different adiabatic compressed air energy storage plant configurations [J]. *Applied Energy*, 2012, 93: 541-548.
- [12] DUPIN V, TEIXEIRA D. Advanced adiabatic compressed air energy storage systems dynamic modelling: Impact of the heat storage device [J]. *Heliyon*, 2025, 11(1).
- [13] MA L, ZHANG X, ZHANG T, et al. Design and operation of an adiabatic compressed air energy storage system incorporating a detailed heat exchanger model [J]. *Energy*, 2024, 304: 132104.
- [14] GUO H, XU Y, ZHANG Y, et al. Off-design performance and an optimal operation strategy for the multistage compression process in adiabatic compressed air energy storage systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 149: 262-274.
- [15] 夏琦, 何阳, 徐玉杰, 等. 绝热压缩空气储能系统冷热电联供与负荷匹配特性 [J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(05): 1494-1502.
- XIA Q, HE Y, XU Y, et al. Combined cooling, heating and power supply and load matching characteristics of adiabatic compressed air energy storage systems [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(05): 1494-1502.
- [16] RAZMI A R, SOLTANI M, ARDEHALI A, et al. Design, thermodynamic, and wind assessments of a compressed air energy storage (CAES) integrated with two adjacent wind farms: A case study at Abhar and Kahak sites, Iran [J]. *Energy*, 2021, 221: 119902.
- [17] FU H, HUA Q, SHI J, et al. Photothermal-assisted scheme design and thermodynamic analysis of advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. *Renewable Energy*, 2023, 215: 118927.
- [18] JI W, ZHOU Y, SUN Y, et al. Thermodynamic analysis of a novel hybrid wind-solar-compressed air energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 142: 176-187.
- [19] ZARNOUSH M, GOLAKI P P, SOLTANI M, et al. Comparative evaluation of advanced adiabatic compressed gas energy storage systems [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 73: 108831.
- [20] 王国华, 张通, 陈来军, 等. 面向工程应用的先进绝热压缩空气储能模型及先进(火用)分析 [J]. *全球能源互联网*, 2024, 7(02): 127-135.
- WANG G, ZHANG T, CHEN L, et al. Advanced adiabatic compressed air energy storage model and advanced exergy analysis for engineering application [J]. *Global Energy Interconnection*, 2024, 7(02): 127-135.
- [21] 虞启辉, 魏志刚, 孙国鑫, 等. 基于喷雾换热的压缩空气准等温膨胀系统实验研究及性能分析 [J]. *储能科学与技术*, 2023, 12(03): 878-888.
- YU Q, WEI Z, SUN G, et al. Experimental study and performance analysis of a compressed air quasi-isothermal expansion system based on spray heat transfer [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2023, 12(03): 878-888.
- [22] WANG S, ZHANG X, YANG L, et al. Experimental study of compressed air energy storage system with thermal energy storage [J]. *Energy*, 2016, 103: 182-191.
- [23] CHEAYB M, GALLEGOM M, TAZEROUT M, et al. Modelling and experimental validation of a small-scale trigenerative compressed air energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2019, 239: 1371-1384.
- [24] CHEN S, ARABKOOHSAR A, ZHU T, et al. Development of a micro-compressed air energy storage system model based on experiments [J]. *Energy*, 2020, 197: 117152.
- [25] ALAMI A H, YASIN A, ALRASHID R, et al. Experimental evaluation of compressed air energy storage as a potential replacement of electrochemical batteries [J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 54: 105263.
- [26] 王宇轩, 张羽丰, 李连生. 小型先进绝热压缩空气储能系统建模仿真与动态分析 [J]. *南方能源建设*, 2025, 12(02): 145-157.
- WANG Y, ZHANG Y, LI L. Modeling, simulation and dynamic analysis of a small advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. *Southern Energy Construction*, 2025, 12(02): 145-157.
- [27] XU Y, ZHANG H, YANG F, et al. Experimental study on small power generation energy storage device based on pneumatic motor and compressed air [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 234: 113949.
- [28] XU Y, ZHANG H, YANG F, et al. Performance of compressed air energy storage system under parallel operation mode of pneumatic motor [J]. *Renewable Energy*, 2022, 200: 185-217.
- [29] TENG S, XI H. Experimental evaluation of vortex tube and its application in a novel trigenerative compressed air energy storage system [J]. *Energy*

- Conversion and Management, 2022, 268: 115972.
- [30] GRIMALDI K, NAJJARAN A, MA Z, et al. Dynamic Modelling and Experimental Validation of a Pneumatic Radial Piston Motor[J]. Energies, 2023, 16 (4): 1954.
- [31] 李广阔,陈来军,谢毓广,等. 考虑压缩空气储能变工况特性的风储联合系统运行优化策略[J]. 高电压技术, 2020, 46(02): 511-518.
- LI G, CHEN L, XIE Y, et al. Coordinated optimization strategies of wind-storage hybrid system considering off-design characteristics of compressed air energy storage[J]. High Voltage Engineering, 2020, 46(02): 511-518.