

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-10
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250703001

风光波动直驱的非补燃压缩空气储能动态特性及热力学约束机制研究

张雨辰 宋昱龙 蔚清盛 常天亮 崔策 曹锋

(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

摘要 为研究新能源输入的波动性对非补燃式压缩空气储能系统动态特性的影响,从功率波动输入-压缩机动态响应-储释能耦合的压缩空气储能系统全过程仿真入手,构建了光伏+风电耦合驱动的非补燃蓄热式 CAES 全工况动态仿真模型。基于 Davenport 风速谱与傅里叶变换生成湍流风速序列,结合光伏功率构建秒级波动输入电源,驱动多级压缩机组;通过移动平均法提取参数趋势,揭示系统在波动激励下的动态响应机理。研究结果表明:输入功率 $\pm 31.66\%$ 扰动会引发压缩机转速 $\pm 8.6\%$ 、压比 $\pm 13.39\%$ 的剧烈波动,并导致单级排气温度最大升高 153.08 K,级间换热器油温同步波动达 38.2 K;储气罐与高温储热罐表现出显著的热力学惯性效应,验证了后端储能单元的扰动滤波能力;受非补燃限制,透平级间再热温度无法突破储热介质温度上限,膨胀比从 4.447 降至 1.470 时,透平排气温度升至 513.1 K,导致 18.3 t 高压空气(2.133 MPa)无法有效做功。研究揭示了新能源波动下压缩空气储能系统多时间尺度动态耦合机制,为提升系统变工况适应性与热力学优化提供了理论支撑。

关键词 压缩空气储能;变工况;储能;动态特性

中图分类号:TK02;TB61*1

文献标识码:A

Dynamic Characteristics and Thermodynamic Constraint Mechanisms of Non-Supplementary-Fired Compressed Air Energy Storage Driven by Fluctuating Wind and Solar Power

Zhang Yuchen Song Yulong Yu Qingsheng Chang Tianliang Cui Ce Cao feng

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract To investigate the impact of renewable-energy input fluctuations on the dynamic characteristics of compressed air energy-storage systems, this study developed a full-range dynamic simulation model of a non-supplementary-fired thermal storage compressed air energy storage (CAES) system driven by coupled photovoltaic and wind-power sources. Turbulent wind-speed sequences were generated based on the Davenport wind-speed spectrum and Fourier transform and combined with the PV power to construct a second-level fluctuating power input for driving a multistage compressor unit. Parameter trends were extracted using the moving-average method to reveal the dynamic response mechanisms of the system under fluctuating excitations. The results indicated that input power disturbances of $\pm 31.66\%$ induced severe fluctuations in the compressor speed ($\pm 8.6\%$) and pressure ratio ($\pm 13.39\%$), accompanied by a maximum temperature rise of 153.08 K in the single-stage exhaust gas and synchronous oil temperature fluctuations of 38.2 K in the interstage heat exchangers. The air and high-temperature thermal storage tanks exhibited significant thermodynamic inertia effects, validating the disturbance-filtering capability of the downstream energy-storage units. Because of the non-supplementary-fired constraints, the interstage reheating temperature of the turbines could not exceed the upper limit of the thermal-storage medium temperature. When the expansion ratio decreased from 4.447 to 1.470, the turbine exhaust temperature increased to 513.1 K, rendering 18.3 t of high-pressure air (2.133 MPa) incapable of effective work output. This study elucidated the multi-timescale dynamic coupling mechanisms of CAES under renewable-energy fluctuations, providing theoretical support for enhancing the system adaptability under variable operating conditions and guiding thermodynamic optimization.

Keywords compressed-air energy storage; off-design condition; energy storage; dynamic characteristics

从能源资源类型、利用方式来看,全球能源发展总趋势为由高碳向低碳发展、由直接一次向多次转

化发展^[1]。国家提出的“双碳”目标为新能源发电的加速发展提供了重要动力。《2030年前碳达峰行动方

收稿日期:2025-07-03;修回日期:2025-09-08;录用日期:2025-10-15

案》^[2]明确强调了推进能源结构的绿色化转型的重要性,同时强调了新能源的重要战略地位。然而,新能源固有的间歇性与波动性导致电力供应可靠性低,会增大电网的负担,破坏电网的安全性,亟需规模化新能源消纳技术作为支撑^[3]。

CAES(压缩空气储能, compressed air energy storage)具有高可靠性、大容量等优势^[4],是一种具备调峰与快速响应功能的长时储能技术,可实现跨时空能量调节,能够用于平抑新能源的波动^[5],有望成为构建新型电力系统的关键枢纽^[6]。近年来,许多学者针对压缩空气储能耦合新能源输入进行研究,通过可再生能源协同优化、光热-储热协同机制等多种技术路径,实现了系统热力学性能提升,以印证压缩空气储能系统在灵活调度方面的技术支撑作用^[7]。S. B. Mousavi等^[8]提出地热-太阳能-压缩空气储能集成系统,通过可再生能源协同优化显著降低关键单元焓损。Lin Xixiang等^[9-10]研究了光热-储热协同机制,为多能互补系统的灵活调度与低碳化运行提供了技术支撑。

然而,压缩空气储能系统在实际运行中面临复杂的动态特性与工况变化:新能源电力输入的波动会引起储罐内温度/压力的非稳态波动、多级压缩/膨胀机的变工况匹配等,均对系统效率产生显著影响^[11]。过往研究多聚焦于设计工况下的稳态性能分析,或对部分子系统进行理想化动态模拟,缺乏对全工况动态过程的建模,不能很好地考虑到新能源波动对系统造成的影响^[12-14]。因此,一些学者通过优化

储能充放电策略与输入功率匹配机制、利用统计分析方法、建模预测输入功率波动方法,研究了压缩空气储能系统耦合新能源电力输入下的动态响应。Jin He等^[15]通过优化储能充放电策略与输入功率匹配机制,使电网频率波动幅度减少41%。S. Y. Wang等^[16]通过统计分析方法量化CAES额定功率约束,提出了风电-压缩空气储能系统容量协同优化模型,在典型北方电网场景下可使弃风回收量达 2.02×10^5 MW·h/年。Bai Jiayu等^[17]提出考虑温度影响的双SoC模型及数据驱动动态规划方法,优化不确定环境下AA-CAES能源枢纽调度。但上述研究仍缺乏功率波动输入-压缩机动态响应-储释能耦合的压缩空气储能系统全过程变工况仿真。

构建涵盖多时间尺度响应的压缩机全工况动态模拟模型,揭示变工况条件下能量传递与损耗机理,对提升压缩空气储能系统效率具有重要研究价值^[18]。本研究旨在通过建立光伏+风电耦合驱动的非补燃蓄热压缩空气储能系统全工况动态模型,为新一代压缩空气储能系统的优化设计提供研究支撑。

1 系统介绍

基于可再生能源直接耦合的压缩空气储能系统流程如图1所示,系统主要由光伏、风力发电直连驱动的多级压缩机、带动发电机的多级透平、多个级间换热器、高压储气罐、高温储热储罐、低温储热储罐等组成。

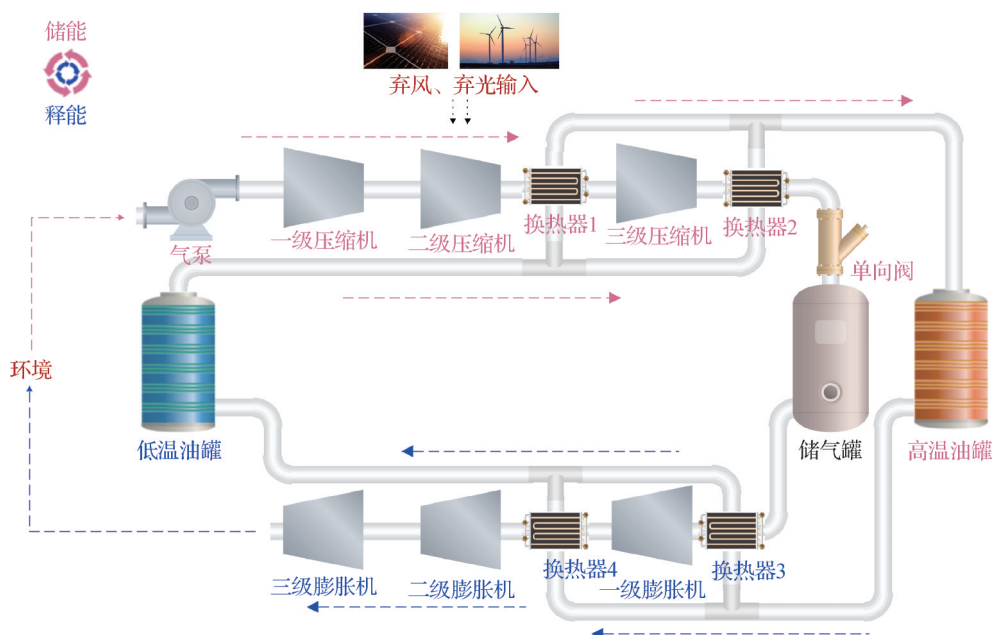


图1 非补燃式蓄热式压缩空气储能系统

Fig.1 Non-combustion-supplemented regenerative compressed air energy storage system

本系统能量管理框架包含储能与释能2种典型运行模式,其热力学能量转换机制如下:

在储能阶段,首先,利用Davenport风速谱以及傅里叶变换生成湍量,并与光伏发电数据合成作为秒级波动输入电源驱动多级压缩机组。通过压缩机动态模型计算随输入电源功率波动引起的压缩机转速、效率等参数变化,并对输入电变频以匹配压缩机运行参数的波动,使压缩机组能够在变工况下工作。同时,由于剧烈波动掩盖整体趋势,通过移动平均法对波动数据进行平滑处理,剔除尖锐的起伏,使数据的长期变化模式更显著。压缩机组产生的高压空气的部分内能以压力势能的形式存储于高压储气装置,而压缩过程产生的热量则通过集成于各级压缩机后的级间换热器进行回收,且可以通过级后温度变化进一步研究系统的动态响应。吸收的热能通过换热介质存储于高温储热容器,由此构建热力学解耦存储架构,实现压力势能与热能的分离存储。

在释能阶段,存储的高压空气经多级再热透平机组逐级膨胀做功,驱动发电单元输出电能。在每级透平前,压缩空气通过吸收高品位储热介质的热能,将存储的热能有效转化为机械功增量。完成热交换的低温传热介质回流至低温储罐,形成工质参数严格受控的闭式热力循环系统,有效降低热力学不可逆损失。

2 系统数学模型与评价指标

为体现系统在光伏+风电波动电源直驱下的响应特性,构建各功能单元的热力学模块,再集成各模块建立全工况动态压缩空气储能系统模型。为便研究模型以及提升工况的普适性,引入如下基本前提约束对系统进行简化处理:

- 1)在仿真过程中,系统工质泄漏忽略不计;
- 2)管道与组件内的空气流动的摩擦损失忽略不计。

2.1 热力学模型

2.1.1 风速模拟

利用Davenport风速谱基于频域的功率谱密度函数计算公式如下^[19]:

$$S(f) = \frac{4Kv^2(Lf/v)^2}{f[1 + (Lf/v)^2]^{4/3}} \quad (1)$$

式中: $S(f)$ 为频率 f 处的功率谱密度, m^2/s ; K 为地面粗糙度系数,与地表类型相关; L 为积分长度尺度, m ,反映湍流涡旋的平均尺寸; v 为平均风速, m/s ; f 为频率, Hz 。

模型通过傅里叶逆变换将频域能量分布转化为时域随机风速序列:首先,根据Davenport公式计算各离散频率点的功率谱密度,生成对应频率的随机相位角构造复数形式的频域幅值;然后,通过逆傅里叶变换得到脉动风速时程;最后,叠加平均风速并调整幅值,使生成序列的统计特性与目标谱一致,从而模拟非平稳随机风速。

2.1.2 压缩机

基于压缩空气储能系统的热力学设计,针对系统所需求的压比与流量参数,本文所针对的系统中,压缩机组选用三级离心式压缩机,压缩机的压比 π_c 和等熵效率 η_c 通过下式计算:

$$\pi_c = p_{c,out}/p_{c,in} \quad (2)$$

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

式中: $p_{c,in}$ 、 $p_{c,out}$ 分别为压缩机入口、出口空气压力, kPa ; $h_{c,in}$ 分别为压缩机入口、出口空气比焓, kJ/kg ; $h_{c,out}$ 为压缩机出口空气比焓, kJ/kg ; $h_{c,out,s}$ 为压缩机理想出口空气比焓, kJ/kg 。

压缩机功耗为:

$$w_c = q_{m,c}(h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (4)$$

式中: $q_{m,c}$ 为压缩机内空气的质量流量, kg/s 。

由于光伏+风电耦合驱动储能工作面临输入电源间歇性波动的问题,使压缩机组工作偏离设计工况。非设计工况下离心式压缩机的压比和等熵效率可由下式计算^[20-21]:

$$\frac{\pi_c}{\pi_{c0}} = c_1(\dot{n}_c)\dot{m}_c + c_2(\dot{n}_c)\dot{m}_c + c_3(\dot{n}_c) \quad (5)$$

$$\frac{\eta_c}{\eta_{c0}} = \left(1 - c_4(1 - \dot{n}_c)^2\right) \frac{\dot{n}_c}{\dot{m}_c} \left(2 - \frac{\dot{n}_c}{\dot{m}_c}\right) \quad (6)$$

$$\begin{cases} c_1(\dot{n}_c) = \frac{\dot{n}_c}{a(1 - b/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - b)^2} \\ c_2(\dot{n}_c) = \frac{a - 2b\dot{n}_c^2}{a(1 - b/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - b)^2} \\ c_3(\dot{n}_c) = -\frac{ab\dot{n}_c - b^2\dot{n}_c^3}{a(1 - b/\dot{n}_c) + \dot{n}_c(\dot{n}_c - b)^2} \\ c_4 = 0.3 \end{cases} \quad (7)$$

其中,

$$\dot{n}_c = \frac{n_c/\sqrt{T_{in}}}{(n_c/\sqrt{T_{in}})_0} \quad (8)$$

$$\dot{m}_c = \frac{q_m\sqrt{T_{in}}/p_{c,in}}{(q_m\sqrt{T_{in}}/p_{c,in})_0} \quad (9)$$

式中: n_c 为压缩机的转速, r/min ; \dot{n}_c 为相对折合转速;

\dot{m}_c 为相对折合质量流量; T_{in} 为进入压缩机组的空气温度,K; a 和 b 为经验参数; c_1 、 c_2 、 c_3 、 c_4 为经验关联式拟合的待定系数;下标0代表压缩机设计工况。

2.1.3 换热器

各级间换热器的换热量可通过下式计算:

$$\dot{Q} = q_{m,air}(h_{air,in} - h_{air,out}) = q_{m,oil}(h_{oil,out} - h_{oil,in}) \quad (10)$$

式中: $q_{m,air}$ 、 $q_{m,oil}$ 分别为换热器中空气侧、导热油的质量流量,kg/s; $h_{air,in}$ 、 $h_{air,out}$ 分别为空气进入、离开换热器的比焓,kJ/kg; $h_{oil,in}$ 、 $h_{oil,out}$ 分别为导热油进入、离开换热器的比焓,kJ/kg。

2.1.4 储气罐

储能阶段,储气罐中压力与温度的变化可通过下式计算^[23]:

$$dp_{tank} = \frac{c_{p,air}q_{m,in}T_{air,in} - \alpha M_{tank}(T_{tank} - T_{env})}{c_{v,air}V} R_g dt \quad (11)$$

$$dT_{tank} = \frac{R_g T_{tank} dt}{c_{v,air} V p_{tank}} (c_{p,air} q_{m,in} T_{air,in} - \alpha M_{tank}(T_{tank} - T_{env}) - c_{v,air} q_{m,in} T_{tank}) \quad (12)$$

式中: t 为时间,s; p_{tank} 为储气罐空气压力,kPa; V 为储气罐容积,设定为1 000 m³; M_{tank} 为储气罐内气体质量,kg; R_g 为气体常数,kJ/(kg·K); $q_{m,in}$ 为储气罐进口空气质量流量,kg/s; α 为储气罐传热系数,W/(kg·K); T_{env} 为环境温度,K; $T_{air,in}$ 为储气罐进口空气温度,K; T_{tank} 为储气罐内空气温度,K; $c_{p,air}$ 为空气比定压热容,kJ/(kg·K); $c_{v,air}$ 为空气比定容热容,kJ/(kg·K)。

释能阶段,储气罐中压力与温度的变化可通过下式计算^[22]:

$$dp_{tank} = \frac{R_g dt}{c_{v,air} V} [-c_{p,air} q_{m,out} T_{air,out} - \alpha M_{tank}(T_{tank} - T_{env})] \quad (13)$$

$$dT_{tank} = \frac{R_g T_{tank} dt}{c_{v,air} V p_{tank}} [-c_{p,air} q_{m,out} T_{air,out} - \alpha M_{tank}(T_{tank} - T_{env}) - c_{v,air} q_{m,out} T_{tank}] \quad (14)$$

式中: $q_{m,out}$ 为储气罐出口空气质量流量,kg/s; $T_{air,out}$ 为储气罐出口空气温度,K。

2.1.5 透平膨胀机

为了便于研究储气罐排气对于透平膨胀机组功率输出的影响,假设透平机组的排气压力为环境压力,吸气压力为储气罐排气压力。透平膨胀机的膨胀比 π_t 和等熵效率 η_t 可以分别通过下式计算:

$$\pi_t = p_{t,in}/p_{t,out} \quad (15)$$

$$\eta_t = (h_{t,in} - h_{t,out})/(h_{t,in} - h_{t,out,s}) \quad (16)$$

式中: $p_{t,in}$ 、 $p_{t,out}$ 分别为透平膨胀机入口、出口空气压力,kPa; $h_{t,in}$ 、 $h_{t,out}$ 分别为透平膨胀机入口、出口空气

比焓,kJ/kg; $h_{t,out,s}$ 为透平膨胀机理想出口空气比焓,kJ/kg。

2.2 系统评价标准

对于系统总体,系统往返效率 η 直接决定能量存储的全周期损耗水平^[23],储能密度 E 决定了分布式应用的可行性,是评价CAES系统性能的核心指标^[24]。可通过下式计算:

$$E_{CAES} = \frac{\int_0^{t_{discharge}} w_t dt}{V} \quad (17)$$

$$\eta_{CAES} = \frac{\int_0^{t_{discharge}} w_t dt}{\int_0^{t_{charge}} w_{in} dt} \quad (18)$$

式中: w_t 为透平膨胀机机组每秒的输出功率,kW; w_{in} 为系统每秒的输入功率,kW; $t_{discharge}$ 为释能时间,s; t_{charge} 为储能时间,s。

2.3 模型验证

为了准确研究在输入端波动条件下压缩空气储能系统的变工况动态响应特性,需要对系统的动态子系统进行验证。根据文献[25]中给出的释能过程的储气部件运行参数,利用本文构建的模型进行模拟,得到的结果与文献中的实验结果进行对比,如图2所示,储气罐释能压力模拟参数相比于实验参数误差在多数区间小于4.5%,最大误差不超过10%;储气罐释能温度模拟参数相比于实验参数误差总体保持在7%以内,证明了所建模型的准确性。

3 计算结果与分析

3.1 参数设定

基于非补燃式压缩空气储能系统各部件变工况分析模型在稳态工况下的计算,选择系统的设计运行参数。表1所示为系统的关键参数设置。

3.2 输入端数据

据中国气象局^[26]查询某日西安市气象小时级数据,通过给定点集构造分段三次多项式函数,保证相邻段在连接点处的函数值及一、二阶导数连续,之后插值得到温度与辐照度曲线图。根据式(20)确定并离散化Davenport风速谱,再通过上文提到的方法,得到一个随时间变化的、符合Davenport谱统计特性的波动风速时程数据。然后,利用得到的波动风速、温度与辐照度数据,计算出与所建系统规模相对应的波动发电数据,并通过平滑处理得到参数变化趋势,如图3所示。

由图3可知,在11:00—16:00时段内呈现典型的高辐照特征(峰值>1 000 W/m²),环境温度保持

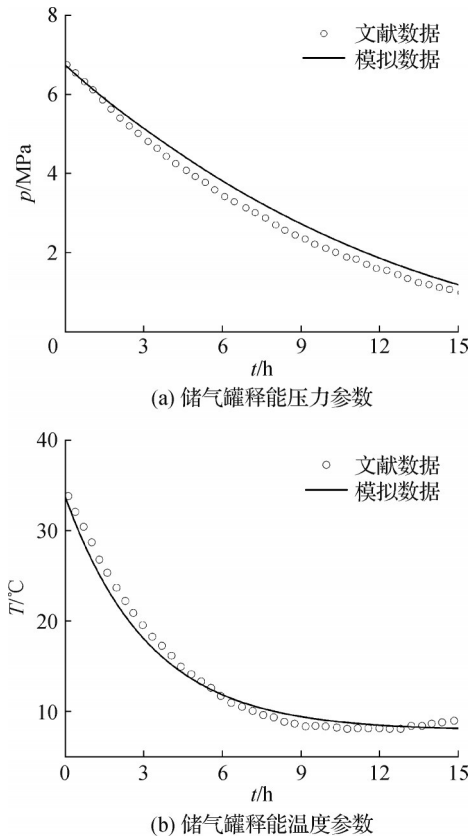
图2 利用Huntorf厂的实验数据对空气储存模型进行验证^[25]Fig.2 Verify the air storage model using the experimental data from Huntorf Plant^[25]

表1 系统运行参数设置

Tab.1 System operation parameter settings

设备	参数类型	数值
压缩机	设计工况压比	3.94
	设计工况效率/%	85
	设计工况流量/(kg/s)	3.714
	设计工况转速/(r/min)	3 000
	吸气(环境)压力/kPa	101.325
储气罐	气体常数/[J/(mol·K)]	8.314
	体积/m ³	1 000
透平膨胀机	效率/%	90
	额定流量/(kg/s)	4.526
低温储热储罐	温度/K	373.15
	储油量/t	70

(33±1) °C高位稳态,太阳能辐照强度与环境温度形成正向协同效应,使光伏转换效率有所提升。同时,平均风速具有相对较高的持续风流。根据图3多参数耦合分析表明,在该日的11:00—15:30时段具备显著的可再生能源富集特性,相比于其他时段更展现出优异的输入稳定性。由于此时输入电源具有高

能量密度与低波动性的双重优势,选定作为本研究模型的最大输入工况。如图3所示,在选定的系统工作时间内,天气变化会引起输入功率产生最大±31.66%扰动。

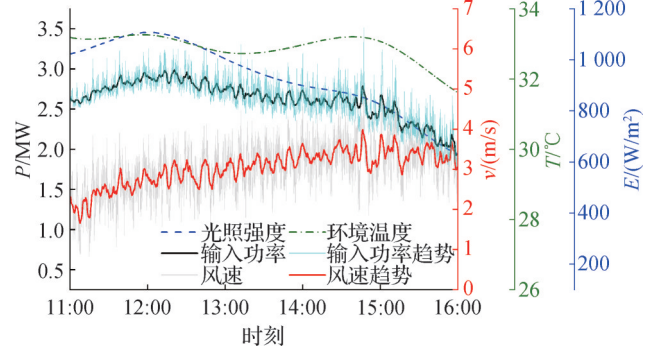


图3 区域日间气象参数及输入功率

Fig.3 Regional daytime meteorological parameters and input power

3.3 储能过程的动态特性

3.3.1 压缩机在波动输入条件下的响应特性

压缩机动态响应特性曲线如图4所示,输入功率的扰动对系统运行参数产生显著影响。由图4可知,压缩机转速与输入功率呈现严格的正相关特性,其动态响应曲线与激励波形保持相位同步。在功率扰动作用下,转速波动幅值达到±10.12%,且在功率输入波动的影响下会产生剧烈波动。这种动态响应同样会引发空气流量和压比的同步振荡响应。具体而言,系统表现出以下非线性特征:空气流量产生最大1.56 m/s的波动,压比波动幅值达1.01,且均呈现出与输入功率相同相位的同步波。

这些参数振荡对系统热力学过程产生连锁效应:首先,如图4(a)所示,等熵效率同样受到波动影响并产生最大1%的效率下降,导致系统效率下降,并会导致压缩机排气温度温升加剧。

其次,通过图5所示压缩机级间温度响应分析发现,由于压缩机组压比及等熵效率等参数的变化,会引起压缩机组排气温度产生波动,单级压缩机的排气温度会产生最大153.08 K的大幅波动,且在多处均会发生数分钟内20~30 K的温度波动。由于级间冷却器出口导热油温度与压缩机排气温度呈现显著的正相关性,该温度波动也会传递给级间冷却器。这种热力参数的大幅波动不仅会加速设备疲劳损伤的累积速率,还会增加换热器系统的设计复杂性。根据动态响应特性分析,即便在输入功率波动处于相对稳定的工况区时,多参数耦合效应仍会显著影响压缩机以及级间冷却器的工作,从而降低压缩机

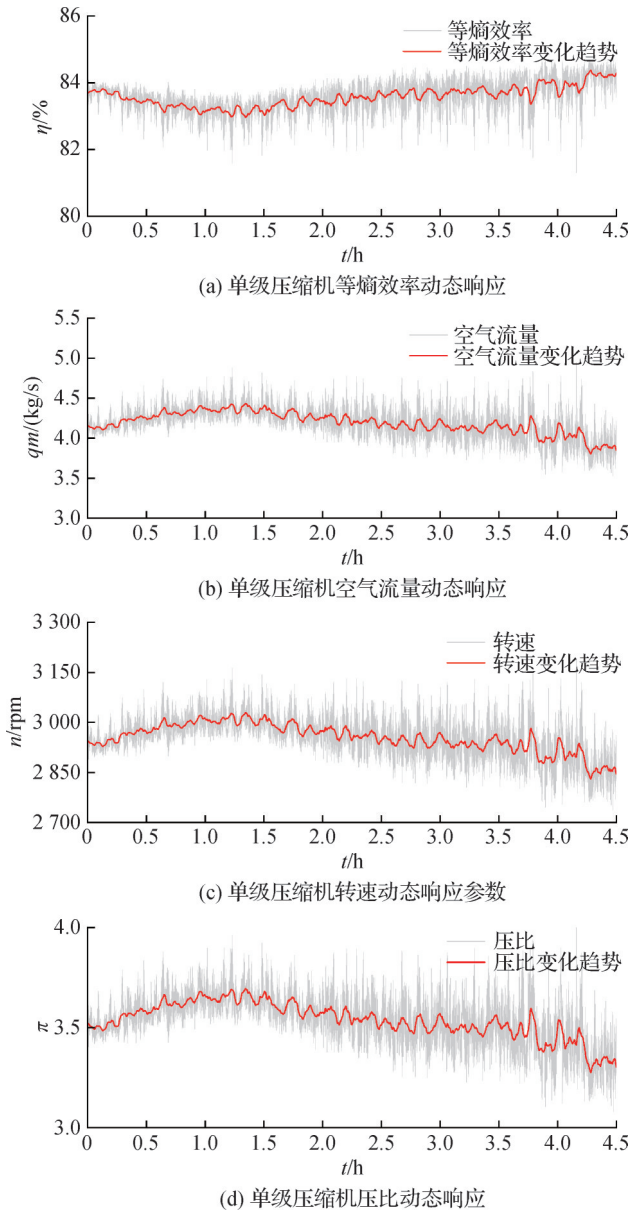


图4 压缩机组动态响应分析

Fig.4 Dynamic response analysis of compression unit

组的运行稳定性。

3.3.2 储能部件的动态响应特性

储能部件动态相应分析如图6所示。由图6(a)可知,当输入功率从初始值提升至第一峰值时,储气罐压力增量由529.08 Pa跃升至551.52 Pa。然而,在经历首次峰值后,系统呈现显著的压力振荡衰减特性,根据平滑后压力变化趋势可知,储气罐的压力变化率呈现逐渐降低的趋势。这是由于罐内储气质量与压力变化速率呈负相关,随着储气过程的进行,储气罐中的高压空气质量增加,使进入储气罐的高压空气所能引起的储气罐压力变化大幅降低,并最终随着输入功率的下降储气罐的压力增量也持续下降。从温度变化率分析来看,在输入功率升至第一峰值

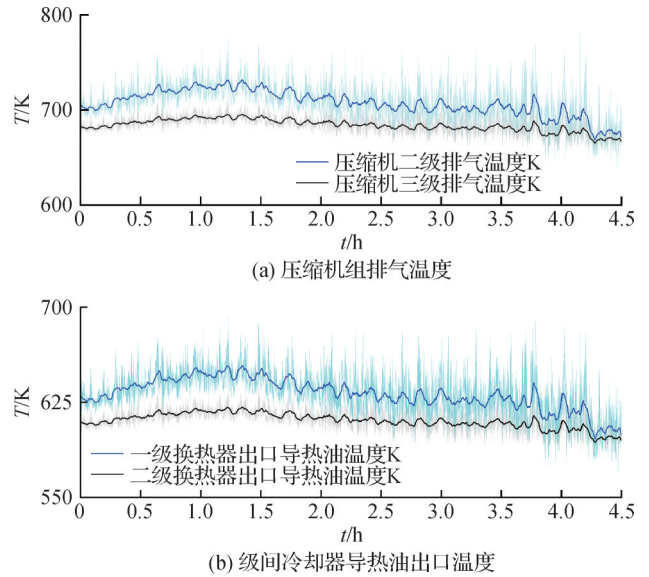


图5 压缩机级间温度响应

Fig.5 Interstage temperature response of compressor

时,储气罐温度变化率已从0.15 K/s降至0.001 K/s。并且,随着储气的进行,由于输入的热量渐渐小于对外的散热量,储气罐温度变化量进一步降至负值,储气罐温度有小幅度的下降(从12:00至储气结束共下降2.1 K)。这说明随着储能过程的持续进行,输入功率扰动所能对储气罐的参数造成的影响越来越少。由图6(b)可知,储气罐压力呈现线性上升趋势:即在输入端存在显著功率波动的工况下,压力曲线的上升斜率保持高度稳定性。该现象揭示了储气罐在气体压缩过程中形成的动态惯性效应有效抑制了输入端扰动的传递。

由图6(c)可知,与级间冷却器不同的是,虽然导热油出口温度会产生波动,但作为核心储热单元的高温储热罐展现出优异的运行参数稳定性:在系统运行30 min后平均温度稳定在约627 K,高温储热罐温度波动幅度显著衰减至1.04%以内,进一步验证了该储热系统对前端电力扰动具有显著的能量滤波特性和鲁棒的工况适应能力。以上分析表明:储能部件受输入功率扰动的影响较小,在动态工况下具备良好的鲁棒性与自稳定特性。

3.4 释能过程的动态特性

释能动态相应分析如图7所示。由图7(a)可知,储气罐压力变化率呈近似线性变化的特征,其曲线斜率在整个能量释放周期内保持相对恒定(-591.728~-524.973 Pa/s)。同时,罐内温度变化率始终维持在极窄的波动区间(-0.00175~-0.00115 K/s),这说明压缩空气储能系统可将输入端的间歇性能量波动转化为储气罐中平稳可控的输出参数。

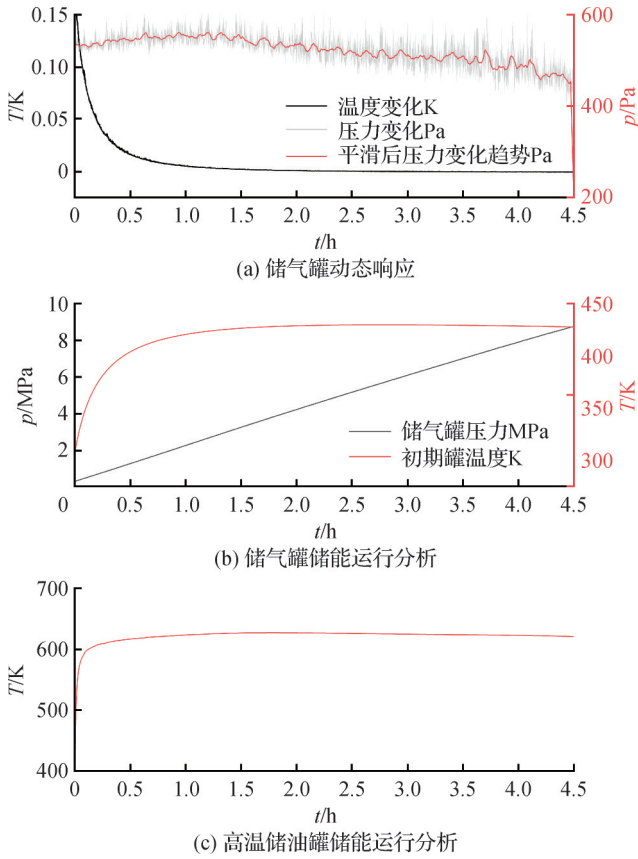


图6 储能部件动态响应分析
Fig.6 Dynamic response analysis of energy storage components

由图7(b)可知,随着储气罐压力的下降,单级透平膨胀机的膨胀比也会缓慢下降,这将导致输出功率从2.41 MW降至0.77 MW。同时,在运行至12 000 s后(储气罐中压力为2.13 MPa),输出功率曲线下下降速率逐渐增大,系统的输出功率开始快速降低,至约15 000 s时系统已基本不具备对外大量做功的能力。

3.5 系统能效评价

根据式(17)~式(18)可知,在耦合新能源的输入功率波动运行工况下,系统的往返效率为68.03%,储能密度为8.618 kW·h/m³。相比于传统的压缩空气储能系统,例如德国的Huntorf压缩空气储能电厂(往返效率为42%^[27]),蓄热式压缩空气储能系统由于减少了压缩热的损失,往返效率显著提升。并且,采用非补燃式蓄热系统,有利于分析独立系统在波动电源驱动下的热力学机制。限制系统往返效率及储能密度的主要因素分析如下:

本系统属于非补燃蓄热式压缩空气储能系统,采用导热油进行储热,在能量转化环节具有局限性,储热介质与工质的热容差异,从根本上限制了透平机组的热力学做功潜力。根据图5对比可知,压缩热从空气转移至导热油中会产生约90 K的温降,最终

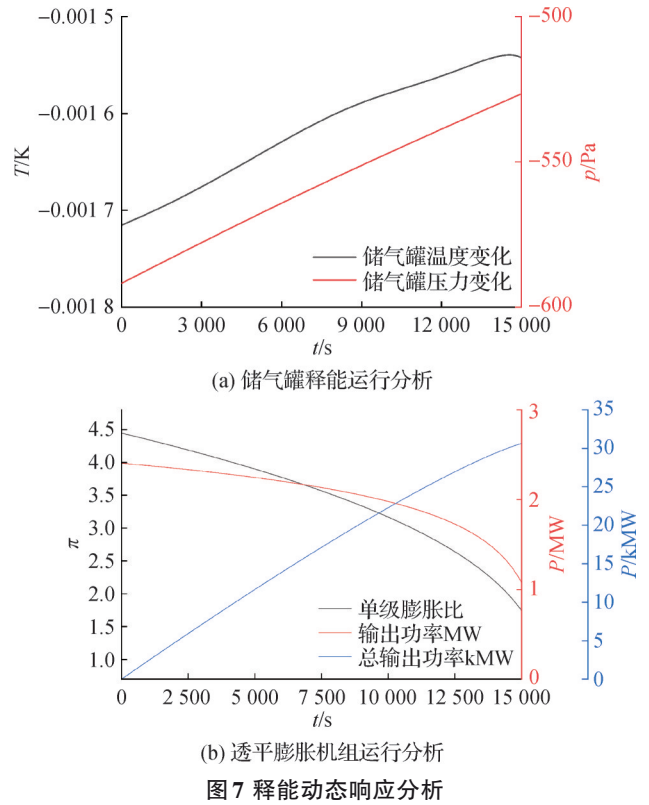


图7 释能动态响应分析
Fig.7 Dynamic response analysis of energy release

储热罐的温度会保持在约627 K。受热力学第二定律约束,在无补燃条件下,透平膨胀机级间再热过程仅能将高压空气加热至储热罐温度水平(约627 K),限制了透平膨胀机膨胀过程的温降,并导致功率减少。7 000 s时透平膨胀机做功分析如图8所示,由图8进一步证实,当膨胀比不变时,透平膨胀机进气温度提升100 K时,虽能改善系统做功能力,但需额外补充燃烧热量以满足温升需求。

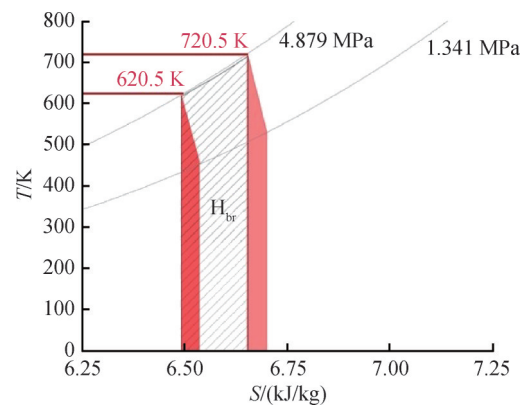


图8 7 000 s时透平做功分析
Fig.8 Analysis of turbine work at 7000 seconds

释能透平做功动态分析如图9所示。由图9可知,透平机组排气温度与膨胀比呈显著负相关特性。以第一级透平为例,其排气温度在释能初始阶段为

429.9 K(对应膨胀比为4.45),随着储气罐压力降至0.322 MPa,膨胀比逐步降至1.47,温度呈现非线性递增趋势(图9时序曲线)。该过程中单级透平膨胀机进出口工质温降由初始阶段的约200 K持续衰减至末期的约60 K,降幅达70%,透平膨胀机排气温度高达513.1 K,造成热能浪费。数值模拟表明,当膨胀比低于2.76时,温降的非线性衰减导致透平膨胀机机组的排气中会有大量未利用的热量流失,使透平膨胀机输出功率快速下降,从2.406 MW非线性衰减至0.772 MW。

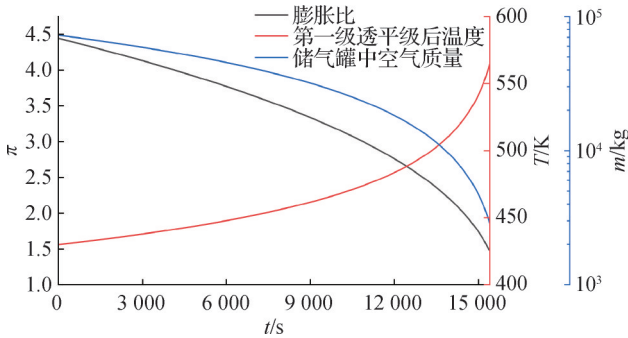


图9 释能透平膨胀机做功动态分析

Fig.9 Analysis of system work limiting factors

由于上述原因的耦合效应,系统在约12 000 s时开始出现显著性能劣化。随着膨胀比降低,透平膨胀机机组排气温度急剧上升,导致储气罐内约18.3 t高压空气(对应压力为2.133 MPa)无法有效参与发电过程。该运行状态的恶化表现为功率输出曲线的加速衰减,如图10所示,这导致系统往返效率产生重大折损。

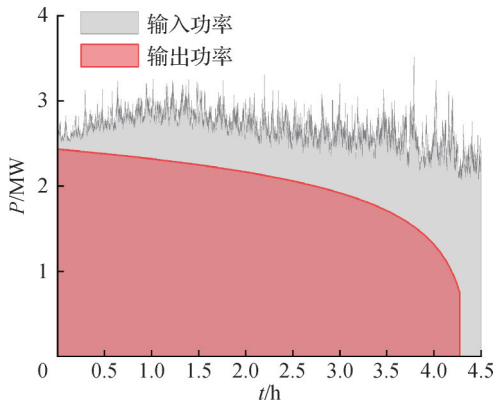


图10 输入与输出功率对比分析

Fig.10 Comparative analysis of input and output power

4 结论

本研究通过Davenport风速谱以及傅里叶变换,构建光伏+风电耦合驱动的非补燃压缩空气储能系

统全工况动态模型,研究了在波动输入条件系统的动态响应特性,并通过移动平均法体现出系统各参数的变化趋势,揭示了系统关键单元的动态响应特性与能量传递机理,分析了系统在该条件下运行的优势与局限性,得到如下结论:

1)在可再生能源波动输入工况下,系统关键单元展现出差异化动态响应特性。多级压缩机组对输入功率波动高度敏感,相比于各参数的平均值,由天气变化引起的输入功率 $\pm 31.66\%$ 扰动,将引发压缩机转速 $\pm 8.6\%$ 的波动、压比 $\pm 13.39\%$ 的波动,以及单级压缩机排气温度153.08 K的升高;而储气罐与高温储热罐表现出显著的热力学惯性效应,有效抑制了输入端扰动导致的压力与温度波动,验证了系统后端储能单元对前端扰动的动态滤波能力。

2)系统在动态运行中展现出往返效率的限制因素。热力学约束分析表明,在无补燃条件下,储热介质与工质的热容差异导致透平膨胀机级间再热温度受限。同时,在储气罐压力降至0.322 MPa时,透平膨胀机膨胀比从4.447降至1.470,使单级透平膨胀机温降从初始约200 K衰减至约60 K,透平膨胀机排气温度高达513.1 K,造成热能浪费,导致输出功率从2.406 MW非线性衰减至0.772 MW,约18.3 t高压空气(2.133 MPa)因膨胀比不足无法有效做功,造成系统整体效率损失。

在风光波动直驱的非补燃压缩空气储能系统中,主要面临两大挑战:首先,在储能阶段,由于输入功率的波动,压缩机组的运行极易受到干扰;其次,在释能阶段,因工质与储热介质的热容差异,系统的往返效率受限,从而影响其做功能力,尤其当储罐压力降低时,该问题更为突出。为使这类系统更好地适应新能源电力直驱,一方面,应尽可能提升压缩机组对输入功率波动的适应性,以确保其稳定工作;另一方面,需在释能过程中适时适当地补充热量输入,以此抵消因储罐压力下降而导致的做功能力衰减。

参考文献

[1] 邹才能, 赵群, 张国生, 等. 能源革命: 从化石能源到新能源[J]. 天然气工业, 2016, 36(1): 1-10. (Zou Caineng, Zhao Qun, Zhang Guosheng, et al. Energy revolution: From a fossil energy era to a new energy era [J]. Natural Gas Industry, 2016, 36(1): 1-10.)

[2] 张涛. 《2030年前碳达峰行动方案》解读[J]. 生态经济, 2022, 38(1): 9-12. (Zhang Tao. Interpretation of peak carbon dioxide emissions Action Plan to 2030 [J]. Ecological Economy, 2022, 38(1): 9-12.)

[3] 舒印彪, 张智刚, 郭剑波, 等. 新能源消纳关键因素分

- 析及解决措施研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(1): 1-9. (Shu Yinbiao, Zhang Zhigang, GUO Jianbo, et al. Study on key factors and solution of renewable energy accommodation [J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(1): 1-9.)
- [4] 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(1): 22-27, 40. (Yao Erren, Wang Huanran, Xi Guang. A novel combined cooling heating and power system with coupled compressed air energy storage and combustion engine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(1): 22-27, 40.)
- [5] Zhang Xinjing, Gao Ziyu, Zhou Bingqian, et al. Advanced compressed air energy storage systems: fundamentals and applications [J]. Engineering, 2024, 34: 246-269.
- [6] Budt M, Wolf D, Span R, et al. A review on compressed air energy storage: Basic principles, past milestones and recent developments [J]. Applied Energy, 2016, 170: 250-268.
- [7] 孙晓霞, 桂中华, 张新敬, 等. 压缩空气储能与可再生能源耦合研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(23): 9224-9242. (Sun Xiaoxia, Gui Zhonghua, Zhang Xinjing, et al. Research progress on compressed air energy storage coupled with renewable energy [J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(23): 9224-9242.)
- [8] Mousavi S B, Ahmadi P, Pourahmadiyan A, et al. A comprehensive techno-economic assessment of a novel compressed air energy storage (CAES) integrated with geothermal and solar energy [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2021, 47: 101418.
- [9] Lin Xixiang, An Dou, Teng Shiyang, et al. Designing and performance assessment of a hybrid CAES based CHP system integrated with solar energy and heat pump [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2024, 53: 103799.
- [10] Fu Hailun, Hua Qingsong, Shi Juan, et al. Photothermal-assisted scheme design and thermodynamic analysis of advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. Renewable Energy, 2023, 215: 118927.
- [11] 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(6): 1840-1853. (Sun Xiaoxia, Gui Zhonghua, Gao Ziyu, et al. Dynamic characteristics of compressed air energy storage system [J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(6): 1840-1853.)
- [12] Adib M, Nasiri F, Haghghat F, et al. Integrating compressed air energy storage with wind energy system-A review [J]. e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy, 2023, 5: 100194.
- [13] Saini K, Saini M, Kumar A, et al. Performance analysis and optimization in renewable energy systems: a bibliometric review [J]. Discover Applied Sciences, 2025, 7(3): 178.
- [14] Razmi A, Soltani M, Torabi M. Investigation of an efficient and environmentally-friendly CCHP system based on CAES, ORC and compression-absorption refrigeration cycle: energy and exergy analysis [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 195: 1199-1211.
- [15] Jin He, Liu Pei, Li Zheng. Dynamic modeling and design of a hybrid compressed air energy storage and wind turbine system for wind power fluctuation reduction [J]. Computers & Chemical Engineering, 2019, 122: 59-65.
- [16] Wang S Y, Yu J L. Optimal sizing of the CAES system in a power system with high wind power penetration [J]. International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2012, 37(1): 117-125.
- [17] Bai Jiayu, Wei Wei, Chen Laijun, et al. Rolling-horizon dispatch of advanced adiabatic compressed air energy storage based energy hub via data-driven stochastic dynamic programming [J]. Energy Conversion and Management, 2021, 243: 114322.
- [18] Calise F, Cappiello F L, Cimmino L, et al. Off-design performance of a hybrid renewable compressed air energy storage system: Dynamic simulation and thermo-economic analysis [J]. Journal of Cleaner Production, 2025, 501: 145254.
- [19] Davenport A G. The spectrum of horizontal gustiness near the ground in high winds [J]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1961, 87(372): 194-211.
- [20] Zhang Na, Cai Ruixian. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(9-12): 1323-1337.
- [21] Wang Wei, Cai Ruixian, Zhang Na. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(13): 1851-1863.
- [22] 胡厚鹏. 分布式微电网中压缩空气储能系统的动态建模[D]. 贵阳: 贵州大学, 2018. (Hu Houpeng. Dynamic modeling of compressed air energy storage system in distributed microgrid [D]. Guiyang: Guizhou University, 2018.)
- [23] Worku M Y. Recent advances in energy storage systems for renewable source grid integration: a comprehensive review [J]. Sustainability, 2022, 14(10): 5985.
- [24] Rabi A, Radulovic J, Buick J. Comprehensive review of compressed air energy storage (CAES) technologies [J]. Thermo, 2023, 3(1): 104-126.

- [25] Raju M, Khaitan S K. Modeling and simulation of compressed air storage in Caverns: a case study of the Huntorf plant [J]. *Applied Energy*, 2012, 89 (1) : 474-481.
- [26] 中国气象局. 中国气象局天气信息网 [EB/OL]. (2025-02-15) [2025-07-03]. <https://weather.cma.cn/>. (China Meteorological Administration. China Meteorological Administration Weather Information Network [EB/OL]. (2025-02-15) [2025-07-03]. <https://weather.cma.cn/>.)
- [27] Fu Yang, University G, Chen Shiwan, et al. Development and application of a laboratory simulation device for the underground compressed air energy storage system [J]. *ACS Omega*, 2025, 10(36): 40930-40941.

通信作者简介

曹锋,男,教授,西安交通大学能源与动力工程学院,13571825806,E-mail:fcao@mail.xjtu.edu.cn。

About the corresponding author

Cao Feng, male, professor, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 86-13571825806, E-mail: fcao@mail.xjtu.edu.cn.