

大容量压缩空气储能压缩和膨胀系统 启动关键过程特性研究

张旭¹, 李阳海², 王廷举³, 张彪², 潘宏刚¹, 孙力¹, 王小亮³

(1.沈阳工程学院 能源动力与核技术工程学院, 辽宁 沈阳 110136; 2.国网湖北省电力有限公司电力科学研究院, 湖北 武汉 430070; 3.博努力(北京)仿真技术有限公司, 北京 100085)

摘要: 为了正确掌握大容量压缩空气储能电站压缩和膨胀系统启动关键过程的特性, 文章建立了 300 MW 级压缩空气储能电站的全工艺系统数学模型, 定量分析了压缩和膨胀系统启动过程的关键参数变化规律和动态响应特性, 包括压缩机的防喘操作、压缩机组的变频 1 拖 4 启动、透平机组的全自动程启、透平的配气调节特性等。研究表明:合理的防喘策略可在保证机组安全的前提下提高启动过程中系统的效率;系统启动过程的精确评估可优化启动流程、缩短启机时间、提高系统效率,为机组的安全、高效启动提供数据参考和理论依据。

关键词: 大容量; 压缩空气储能; 启动关键过程; 动态响应特性

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5292(2025)03-0316-08

0 引言

大容量压缩空气储能系统具有单机容量大、释能时间长、系统效率高、燃料零消耗等诸多优点,可起到缓解输电线路堵塞、优化电力系统结构、平滑可再生能源出力波动等关键作用,得到了广泛关注和大力推广^[1]。

为了得到大容量压缩空气储能电站关键组件以及整体系统的运行特性,国内外学者做了大量的研究。Zhao P^[2]分析了两级压缩配套两级膨胀系统的运行特性,揭示了压缩机压比、效率以及透平膨胀比和效率随着储气室压力的变化规律。Hartmann N^[3]搭建了两级压缩配套两级膨胀的非补燃式压缩空气储能系统,定量评估了储热介质温度对系统效率的影响,储热介质温度越高,系统效率越高。王国华^[4]基于储气库壁面上发生的对流换热建立了盐穴模型,仿真表明,注、排气过程中盐穴内的温度变化程度均小于绝热模型。薛小军^[5]和李斌^[6]将压缩空气储能系统与燃煤电站耦合,省去了蓄热设备,不仅提高了效率,还减少了投资。冉鹏^[7]将压缩空气储能与超临界二氧化碳循环耦合,进行综合性能分析,研究表明,该耦合可大幅提高系统效率。Huang J J^[8]分析了变频压缩

机的运行特性,研究表明,变频技术可大幅拓展压缩机的运行区间,提升变工况时压缩机组的效率。文献[9-11]研究了压缩空气储能系统的动态调节特性、涉网特性、以及优化控制策略。李惠琴^[12]建立了基于低温压缩空气储能系统的风储耦合优化评估模型,大幅提高风能利用率,降低发电成本。

然而,以上研究均未对压缩空气储能系统关键组件的启动特性进行研究。由于压缩空气储能系统启动频繁(压缩机组和透平机组每天各 1 次),且周期较长(5~10 min),对系统性能的影响较大。本研究利用多学科仿真平台(Multi-subject Simulation Platform, MSP)和模块化热力建模工具(Power Builder)建立了大容量压缩空气储能电站全工艺流程的数学模型,分析关键组件(压缩机和透平)的启动特性,确定重要启动过程的动态特性,评估启动性能,优化启动流程。

1 关键组件建模

1.1 压缩机

压缩机建模采用两步插值法。该方法精度高,动态特性好。建模过程如下。

- ①坐标的等范围转换,保证插值点不越限。
- ②首次插值:针对每条特性曲线,进行压比和

收稿日期: 2024-03-02。

基金项目: 湖北省重点研发计划项目(2022BAD163); 辽宁省教育厅面上项目(JYTMS20230325); 联合基金博士启动项目(2023-BSBA-234)

作者简介: 张旭(1983-),男,博士,高级工程师,研究方向为绝热压缩空气储能系统、火电机组流程优化、旋转机械振动故障诊断及治理。E-mail: syxuzi@163.com

等熵效率的 r 阶多项式拟合^[11-14]。

$$G_{c,i}^* = S_{0,i} + S_{1,i} \pi_c^* + S_{2,i} \pi_c^{*2} + \dots + S_{r,i} \pi_c^{*r} \quad (1)$$

式中: $G_{c,i}^*$ 为压缩机等转速线 i 上的折合流量, $(\text{kg} \cdot \text{K}^{1/2})/(\text{MPa} \cdot \text{s})$; π_c^* 为压缩机的折合压比; $S_{0,i}$, $S_{1,i}$, $S_{2,i}$, \dots , $S_{r,i}$ 为 r 阶拟合公式的各阶系数。

③二次插值: 利用拟合好的曲线对线间数据进行 t 阶多项式拟合, 得到压缩机工作区内所有点的运行特性, 拟合过程同上。

1.2 透平

透平建模采用经转速修正的弗留格尔公式。该公式为机理公式, 精度较高。建模过程如下。

①由弗留格尔公式确定膨胀比^[15]

$$\pi_t = \frac{G_t}{G_{t0}} \sqrt{\frac{T_{t0}}{T_t}} \frac{\sqrt{\pi_{t0}^2 - 1}}{\sqrt{1.4 - 0.4 \frac{n_t}{n_{t0}}}} \quad (2)$$

式中: G_t 为空气透平的入口流量, kg/s ; n_t 为透平的转速, r/min ; T_t 为透平的入口温度, K ; π_t 为膨胀比; 下标 0 为各参数的设计值。

②确定等熵效率^[15]

$$\eta_t = [1 - 0.3(1 - n'_t)^2] \frac{n'_t}{G'_t} \left(2 - \frac{n'_t}{G'_t} \right) \eta_{t0} \quad (3)$$

式中: η_t , n'_t , G'_t 分别为空气透平的等熵效率、量纲一的折合转速、量纲一的折合流量; 下标 0 为各参数的设计值。

透平的转速为^[16]

$$J_t \frac{d\omega_t}{dt} = \frac{1}{\omega_t} (W_{in} - W_{out} - W_{loss}) \quad (4)$$

式中: J_t 为透平的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; ω_t 为转子的角速度, rad/s ; W_{in} , W_{out} , W_{loss} 分别为透平的输入、输出、损失功率, kW 。

1.3 储气室

注气和释能过程中, 储气室是一个处于非稳态下的开式系统。在工作范围内, 储气室内的空气近似为理想气体, 其微分方程为^[17]

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (5)$$

式中: p 为储气室的压力, MPa ; V 为储气室的容积, m^3 ; m 为储气室内部气体的质量, kg ; T 为绝对温度, K 。

储气室容积不变, 内部空气温度近似不变。引入时间变量得^[17]:

$$\frac{dp}{d\tau} = p \frac{1}{m} \frac{dm}{T} \quad (6)$$

式中: τ 为时间, s 。

引入压缩因子 $\beta = p/p_0$ 和储气室额定流量 $m_0 = p_0 V / (R_g T)$, 得:

$$\frac{d\tau}{d\beta} = \frac{m_0}{R} \quad (7)$$

式中: m_0 为储气室内部气体的额定质量, kg ; p_0 为储气室的额定压力, MPa ; R_g 为空气的气体常数, 取 $287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

此外, 注气和放气时储气室内部的空气与环境的换热量很少, 可忽略不计, 故整个储气室系统可近似为绝热系统, 过程可近似为绝热过程。

2 系统搭建

本文搭建的压缩空气储能系统设计参数: 机组容量 $300 \times 5 \text{ MW} \cdot \text{h}$; 压缩时间 8 h ; 储气室容积 $6.5 \times 10^5 \text{ m}^3$; 工作压力 $6.0 \sim 8.0 \text{ MPa}$ 。原型为目前正在建的最大压缩空气储能工程, 某 300 MW 级压缩空气储能电站。

压缩机和透平的主要设计参数见表 1。

表 1 压缩机和透平的主要设计参数
Table 1 Design parameters of compressor and turbine

设备	参数	数值			
		1	2	3	4
压缩机	级数	1	2	3	4
	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	20	40	40	40
	入口压力/ MPa	0.10	0.42	1.48	4.95
	出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	194	194	194	108
	出口压力/ MPa	0.47	1.53	5.00	8.80
	等熵效率/ $\%$	92.0	91.2	89.0	89.5
透平	级数	1	2	3	
	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	170	170	170	
	入口压力/ MPa	8.80	2.08	0.46	
	出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	33	33	22	
	出口压力/ MPa	2.13	0.51	0.10	
	等熵效率/ $\%$	92.0	91.8	90.2	

压缩机和透平的工艺流程见图 1。其中: 压缩机组双列布置, 每列 4 级, 级间冷却(图 1 为原则性工艺流程示意图, 仅展示了单列设备); 透平机组单列布置, 共 3 级, 级前再热。

3 研究结果

3.1 仿真精度

为了验证本文仿真结果的准确性, 将系统关键参数的仿真结果与设计值进行比较, 误差由式(8)得出。

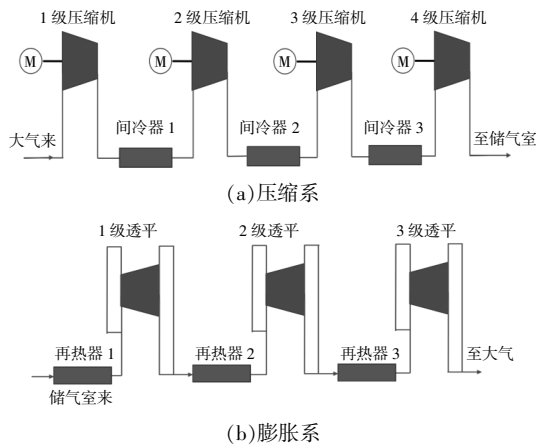


图1 原则性工艺流程示意图
Fig.1 Schematic of principle system

$$\delta = \frac{P - P_0}{P_0} \times 100\% \quad (8)$$

式中： δ 为相对误差； P 为仿真结果； P_0 为设计值。计算结果见如表2。

表2 仿真精度
Table 2 Simulation accuracy

参数	误差/%
电-电转化率	0.42
首级/次级/次末级/末级压缩机功耗	0.07/0.47/0.45/0.32
首级/次级/次末级/末级压缩机出口压力	0.00/0.34/0.39/0.31
首级/次级/次末级/末级压缩机出口温度	0.00/0.00/0.00/0.13
首级/次级/次末级/末级压缩机效率	0.45/0.11/0.46/0.48
压缩机流量	0.06
透平功率	0.00
首级/次级/末级透平入口温度	0.00/0.00/0.00
首级/次级/末级透平出口温度	0.13/0.42/0.49
透平流量	0.21
热/冷水温度	0.00/0.00
热/冷水流量	0.12/0.45

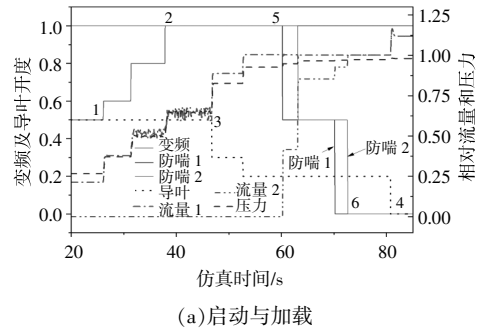
各参数误差均小于0.5%，满足该系统的仿真精度要求（关键参数误差 $\leq 0.5\%$ ；主要参数误差 $\leq 1\%$ ；一般参数误差 $\leq 2\%$ ），保证了启动过程仿真数据的准确性。

3.2 压缩机启动特性分析

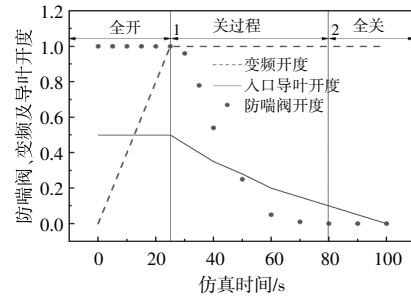
3.2.1 防喘操作

喘振是压缩机在流量减少到一定程度时所发生的非正常振动，严重威胁着压缩机组的安全、稳定运行。压缩机组启动时流量低，必须通过开启防喘阀，增加流量来避免喘振，故压缩机的防喘操作在其启动过程中发挥着至关重要的作用。本研究展示了压缩机启动及调节中防喘阀的调节特性，

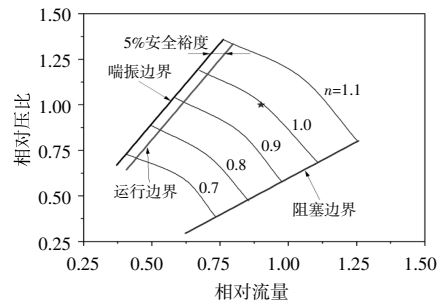
如图2所示。



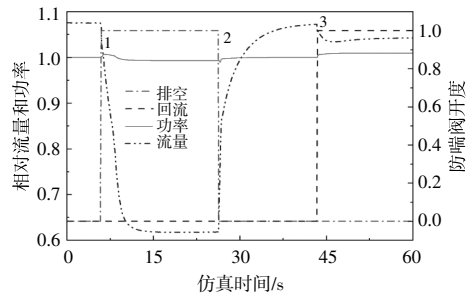
(a)启动与加载



(b)防喘放空与防喘回流



(c)压缩级运行边界



(d)最佳防喘开度曲线

图2 压缩机的防喘

Fig.2 Compressor anti-surge

图2(a)展示了压缩机的升速和加载过程中防喘阀的调节特性：①启动前，防喘阀1,2全开；②压缩机变频启动，变频开度由0.5增至1(过程1~2)，压缩机流量和出口压力呈阶梯式增长，此时的压缩机出口流量均经防喘阀排至大气，并未去往下一级压缩机；③压缩机定频加载：入口导叶

由0开至100%(过程3~4),出口压力和流量继续增长,此过程的流量已大于压缩机的喘振流量,故防喘阀准备关闭;④防喘阀由1关至0(过程5~6),防喘流量减少,至下级压缩机流量增加至额定值。

上述启动过程中,防喘阀全开,气体均由此阀排走,压缩机有效功为0;防喘阀开度50%,约40%的气体流至下一级压缩机被有效利用;防喘阀全关,所有压缩气体均被有效利用。因此,启动过程中应合理控制防喘阀开度,既保证压缩机不发生喘振,又尽量减小防喘阀开度,则能大幅提高压缩机的启动效率。

防喘阀开度与入口导叶开度的关系见图2(b)。变频启动时,防喘阀全开;定频加载时,防喘阀逐渐关闭,入口导叶开至75%时,防喘阀全关,具体对应关系见表3。图2中导叶的显示开度与表3中实际开度的对应关系:0对应100%;0.5对应0%。

表3 首级压缩机定速后防喘阀的最佳开度曲线
Table 3 Opening of the anti-purge valves at rated speed

导叶开度/%	20	30	40	50	60	70	80
防喘阀开度/%	100	96	54	25	5	1	0

压缩机安全运行边界的确定如图2(c)所示。其中,压缩机各等转速线最低流量点的连线为喘振边界。压缩机启动时流量不能低于喘振流量,即运行点不能落入喘振边界的左侧。实际启动过程中为避免喘振,启动流量远大于喘振边界流量[如图2(c)中的星形点],导致功耗过大。本文根据设计资料提供的压缩机喘振边界曲线,将喘振边界对应的最低流量增加了5%的裕度,在喘振边界流量上增加5%裕度既能避免喘振,又可减少启动流量,降低启动功耗;同时,当压缩机电压、电流波动或气象条件变化时,压缩机流量可能减小,此时,该裕度能保证运行点不落入喘振区间。

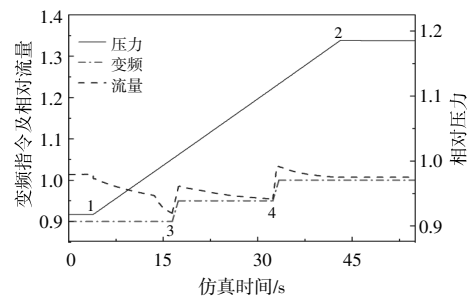
为了提高启动过程中压缩机的性能,通常将非首级压缩机的排气通过阀门引至上一级压缩机的出口,这个阀门称为防喘回流阀,这样既增加了压缩机流量,又利用了上级压缩机的能量;同时,为了保证防喘调节的绝对可靠,增设了另一路防喘线路:压缩机的排气经另一阀门直接排至大气,该阀门称为防喘放空阀。本文评估了压缩机启动过程中分别投入防喘回流阀与投入防喘放空阀时

压缩机在性能上的区别,如图2(d)所示。①压缩机组正常运行,防喘放空阀全开(过程1~2),此时压缩机有效流量大幅降低,降幅高达37.5%,故压缩机效率大幅下降。②防喘放空阀关闭(过程2~3),压缩机的流量和功率恢复正常。③防喘回流阀开启(过程3以后),有效流量只是小幅下降,只有5%左右。因此,对于非首级压缩机,启动过程应尽可能多地投入回流防喘阀,保证压缩机的高效运行。

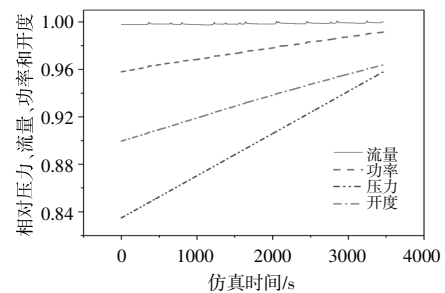
对于300 MW级储能压缩机组,按照优化后的曲线启停,流量及功耗大幅减少。通常,流量最少可降低10%。按照启停时间40 min计算,压缩机组耗电量将减少0.834%,即每天减少耗电量约2万kW·h。按谷电0.3元/(kW·h),年启停300次计算,年收益近180万元。

3.2.2 变频调节

启动过程除了防喘操作外,压缩机的变频调节也至关重要。压缩机注气时,储气室压力逐渐升高,为维持额定流量,末级压缩机常采用变频调节。压缩机的调节过程如图3所示。



(a) 阶跃调节



(b) 连续调节

图3 压缩机的变频调节

Fig.3 Frequency regulation of the compressors

图3(a)为末级压缩机注气过程中变频开度增加时流量的瞬态特性。储气室压力升高(过程1~2),为了保证额定的注气流量,须提高频率。变频开度升高瞬间,压缩机流量会出现大幅度阶跃

式上升,然后逐渐降低稳定在相应数值。因此,压缩机变频调节时,须控制变频开度增量,避免压缩机出现过载。

为防止上述现象发生,注气时压缩机为闭环变频控制,以维持流量恒定为目标。本研究模拟了这一过程,如图 3(b)所示。储气室压力升高,变频开度自动增加,流量基本不变。由于自动方式下变频开度变化平缓,故流量未出现骤增现象。此外,随着储气室压力的升高,压缩机功耗逐渐增加。

3.2.3 顺控程序

为了保证压缩机组的快速、安全、高效启动,降低人为误操作的可能性,压缩空气储能系统的压缩机组通常采用顺控启动。本文模拟了这一过程,各级压缩机的升压特性和末级压缩机的流量特性见图 4(a)。**①**压缩机组启动前,压缩机的防喘阀及放空阀全开。**②**首级压缩机变频启动:变频

开度增大,出口压力升高;当变频开至最大时,首级压缩机切至工频运行,变频自动切至第 2 级压缩机。**③**第 2 级压缩机变频启动:变频开度增大,第 2 级压缩机的出口压力升高;同时由于对首级抽吸作用的加强,首级压缩机出口压力下降;变频开至最大时,第 2 级压缩机切至工频运行,变频自动切换至第 3 级压缩机。**④**第 3 级压缩机变频启动:其出口压力特性与前两级相似:出力压力升高,由于抽吸的加强,上级压缩机出口压力下降;当变频开至最大,第 3 级压缩机切至工频运行,变频自动切换至末级压缩机。**⑤**末级压缩机的变频启动:出口压力升高;当变频开至 50%时,防喘阀关闭,压缩机的有效流量大幅增加。**⑥**末级压缩机的变频运行:末级压缩机始终处于变频运行状态,变频开度随储气室压力变化,以维持额定的注气流量;此时变频开度增至 80%,流量额定(约 230 kg/s)。该过程历时约 7 min,最大程度地保证了压缩机组的快速、安全、高效启动。并且,本研究给出了启动过程中压缩机出口压力的瞬时变化过程以及各级之间的相互影响情况。

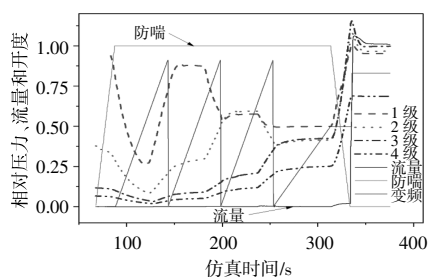
顺控程序中,各级压缩机的压比变化趋势与出口压力变化基本相同,受本级压缩机以及其他级压缩机运行状态的影响,如图 4(b)所示。出口温度随转速增加,且受其他级压缩机运行状态影响,符合变化规律^[9],如图 4(c)所示。

3.3 透平启动特性分析

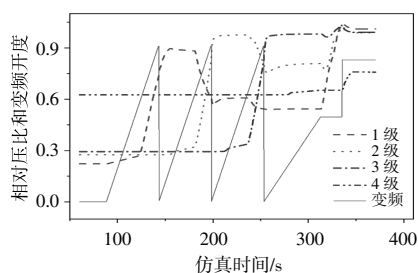
3.3.1 顺控启动

压缩空气储能电站除了要求压缩机组具备顺控、快速启动能力,同样要求透平工作组具备顺控、快速启动能力。透平从上次停机到下次启动通常历时 24 h,故透平启动基本为热态或温态启动;且透平设计入口温度较低(170 ℃),与透平停机时的热态或温态匹配,故技术上可实现快速启动,保证了透平能快速参与涉网调节。整个启动过程(冲转、升速、定速、并网、带负荷到满负荷)可以在约 5 min 内完成。此外,透平的润滑油、控制油系统以及换热系统均须顺控自动投入,整个顺控启动流程如图 5 所示。

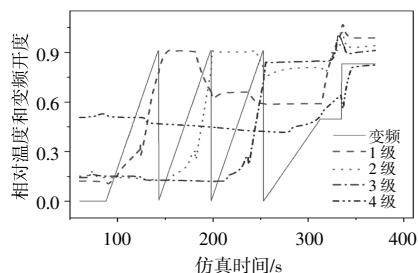
本文模拟了顺控启动过程中透平转速、功率与阀门开度的对应关系,如图 6 所示。**①**冲转过程:冲转时,调门开启,控制升速率为 1 000 r/min,3 min 后透平定速;升速过程,机组实际转速与目



(a) 出口压力和流量



(b) 压比



(c) 出口温度

图 4 压缩机顺控启动

Fig.4 Programmed start of the compressors

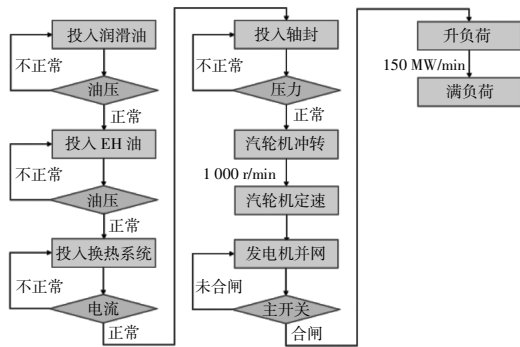


图5 透平顺控启动流程

Fig.5 Start flowchat of the burbines

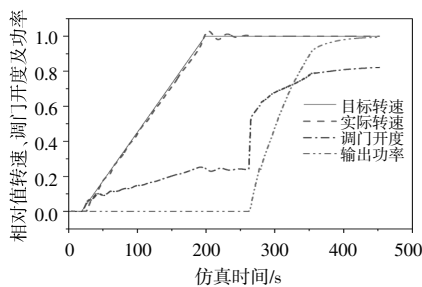


图6 透平的冲转及带负荷特性

Fig.6 Characteristics of turbine start and loading

标转速基本吻合,说明调门开度控制良好;刚定速时,透平转速在 3 000 r/min 附近波动 2~3 个周期后稳定,且最高转速不超过 OPC (Overspeed Protection Control) 动作转速(3 090 r/min),说明模型具有良好的动态调节特性。②并网:并网瞬间,调门骤开,机组功率约为额定值的 20%,大于最低负荷(5%的额定负荷)要求。③升至满负荷:升负荷过程中,调门开度继续开大,控制升负荷率 150 MW/min,约 2 min 后机组负荷升至额定值 300 MW。负荷接近额定值时,控制升负荷率的 PID 控制器会自动降低输出,避免机组超出力运行^[10]。整个过程(冲转、定速、并网、加负荷至额定)历时约 6 min,满足压缩空气储能电站透平快速启动(温态和热态)的要求,具有良好的调频特性。

3.3.2 调节过程

透平满发后,压缩空气储能系统进入释能环节。随着储气室压力的降低,透平调门开大维持额定功率,当压力降至拐点值时(调门全开且补气阀全关时透平满发所对应的储气室压力,本文为 7.0 MPa),补气阀开启,开度逐渐增大以维持额定功率。图 7 展示了释能时节流-补气配气方式下的调节过程。

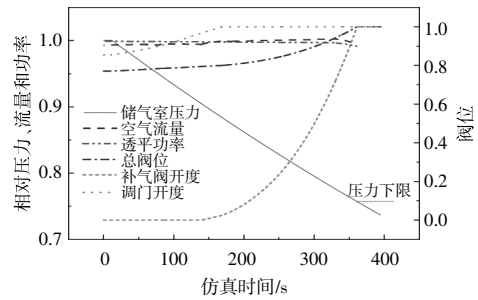


图7 释能过程透平的调节特性

Fig.7 Regulation process of turbine during energy release

由图 7 可见:①随着储气室压力的降低,为了维持额定功率,透平调门开大(总阀位随之开大),此时流量小幅增加;②储气室压力降至拐点值,此时调门全开且补气阀全关,对应的总阀位为 79.5%;③储气室压力继续降低,补气阀开启,流量显著增加,功率仍维持在额定值 300 MW;④补气阀全开,总阀位开至 100%,此时对应的储气室压力为释能过程的最低压力。至此,释能过程结束,准备开始向储气室注气;如果储气室压力继续下降,入口流通面积不变,流量会降低,透平功率下降,不能满发。

4 结论

本文通过模块化建模工具 PowerBuilder 建立了 300 MW 级压缩空气储能电站全工艺系统数学模型,利用大型商用多学科仿真运算平台 MSP 定量分析了关键组件(压缩机和透平)启动关键过程的动态特性,确定了如何提高启动过程安全、快速和高效性的技术方法,为控制系统的设计、实际工程的开展、运行调节的优化提供了数据参考和依据。结论如下。

①评估了压缩机启动过程中防喘阀开度对压缩机有效流量和压比的影响,确定了压缩机启动性能最佳的防喘阀开度曲线;对比了防喘回流阀和防喘放空阀开启时压缩机的特性,指出对于非首级压缩机应尽可能多地利用防喘回流阀以提高启动效率。

②注气过程中末级压缩机的变频调节不宜过快,避免流量瞬间骤增导致压缩机过负荷;确定了定流量下的变频自动调节过程,以及功率的变化趋势。

③模拟了压缩机组变频 1 拖 4 的顺控启动流程,以及透平冲转、升速、定速、并网、带负荷至满负荷的顺控启动全流程,确定了顺控过程中压缩

机和透平关键参数的变化规律, 指明了启动过程的关键节点和注意事项, 为启动控制的合理设计提供了依据和参考。

④探讨了释能过程中透平采用节流-补气配气方式时功率的调节过程, 确定了阀门的开度曲线与储气室压力的对应关系、补气阀投入时的储气室压力以及投入前后的流量功率特性, 为功率调节提供理论依据和数据支撑。

参考文献:

- [1] 梅生伟, 李瑞, 陈来军, 等. 先进绝热压缩空气储能技术研究进展及展望 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(10): 2893-2907, 3140.
- [2] Zhao P, Gao L, Wang J, et al. Energy efficiency analysis and off-design analysis of two different discharge modes for compressed air energy storage system using axial turbines[J]. Renewable Energy, 2015, 85: 1164-1177.
- [3] Hartmann N, Voehringer O, Eltrop C K. Simulation and analysis of different adiabatic compressed air energy storage plant configurations [J]. Applied Energy, 2012, 93: 541-548.
- [4] 王国华, 张学林, 李智, 等. 压缩空气储能盐穴储气库注采全过程热力学特性分析[J]. 可再生能源, 2019, 37(4): 618-624.
- [5] 薛小军, 李云飞, 田煜昆, 等. 与燃煤电站耦合的压缩空气储能系统性能分析 [J]. 动力工程学报, 2022, 42(9): 835-842, 880.
- [6] 李斌, 陈吉玲, 李晨昕, 等. 压缩空气储能系统与火电机组的耦合方案研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(3): 244-250.
- [7] 冉鹏, 张森, 王亚瑟, 等. 耦合超临界二氧化碳循环的压缩空气储能冷热电联供系统特性研究[J]. 动力工程学报, 2022, 42(11): 1077-1088.
- [8] 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.
- [9] 李盼, 杨晨, 陈雯, 等. 压缩空气储能系统动态特性及其调节系统 [J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(7): 2295-2305, 2408.
- [10] 李姚旺. 先进绝热压缩空气储能系统动态建模、经济性评估及协同调度方法研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2022.
- [11] 贾祥. 先进绝热压缩空气储能电站热力系统动态特性研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2018.
- [12] 李惠琴, 和佳琪, 王静, 等. 风能与低温绝热压缩空气储能集成的并网发电优化策略[J]. 可再生能源, 2020, 38(12): 1679-1685.
- [13] 张冬阳. 压气机特性的系数拟合法[J]. 燃气轮机技术, 1993(3): 27-32.
- [14] 房友龙, 刘东风, 贺星, 等. 压气机特性曲线精确分步拟合方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019, 32(2): 21-27.
- [15] 赵攀, 王佩姿, 许文盼, 等. 两级填充床蓄热器式绝热压缩空气储能系统变工况特性研究[J]. 太阳能学报, 2022, 43(1): 294-299.
- [16] Chaibakhsh A, Amirkhani S. A simulation model for transient behavior of heavy-duty gas turbines[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 115-127.
- [17] Grazzini G, Milazzo A. A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES[J]. Proceedings of the IEEE, 2012, 100(2): 461-472.

Key start-up performance research for compression and expansion process of large-capacity compressed air energy storage system

Zhang Xu¹, Li Yanghai², Wang Tingju³, Zhang Biao², Pan Honggang¹, Sun Li¹, Wang Xiaoliang³
(1.College of Energy Power and Nuclear Technology Engineering, Shenyang Institute of Engineering, Shenyang 110136, China; 2.State Grid Hubei Electric Power Co.,Ltd., Electric Power Science Research Institute, Wuhan 430070, China; 3.Bernouly (Beijing) Simulation Technology Co.,Ltd, Beijing 100085, China)

Abstract: To evaluate the importance of the start-up process of the compressed air energy system (CAES), a mathematical model of the entire system was established based on a 300 MW CAES power plant. A series of analyses were conducted to evaluate the changes in the main parameters during the start-up and the corresponding dynamic responses were obtained. These analyses include the anti-surge operation of the compressors, 1-drive-4 variable frequency start-up of the compressor train, the programmed start-up of the turbine train, and the power regulation process under the air-distribution scheme. The results indicate that the optimization of start-up process can shorten the start time of the compressor and turbine trains and improve the system efficiency. In addition, the qualitative data during many important operation process was determined. The study provides valuable data and theoretical basis for the safe and efficient operation of the CAES unit.

Keywords: large-capacity; compressed air energy storage; key start-up process; dynamic response characteristics