

锅炉给水流量扰动对主汽温动态特性的影响研究

王建功

华电国际莱城发电厂 山东济南 271100

摘要: 主汽温是决定火电机组运行稳定性与热效率的关键参数,其动态特性受多源扰动交叠影响,尤以给水流量变化最为敏感。本文聚焦于锅炉给水扰动条件下主汽温的动态响应机制,基于典型超临界机组运行结构,构建扰动传播路径模型,剖析系统的非线性响应规律、热惯性特征及调节系统的耦合盲区。通过实际运行故障案例验证,发现主汽温响应具备“滞后启动—快速超调—缓慢回稳”的三相动态特征,且存在控制失效的临界扰动区。本文旨在为大型锅炉调节策略优化与扰动识别系统构建提供理论支持与实践参考。

关键词: 锅炉给水扰动; 主汽温; 动态响应; 热惯性; 非线性控制

引言

主蒸汽温度是锅炉蒸汽控制过程中主要的控制参数之一,保证其优良的控制效果对提高机组热效率和安全经济生产都具有重要的实际意义。如果主蒸汽温度过高,主蒸汽管道、调速汽阀和汽缸等金属部件的机械强度将会降低,从而威胁着机组的安全性;如果主蒸汽温度过低,将会导致机组的热效率降低。因此,必须严格控制主蒸汽温度,使其维持在给定值附近,即温度波动在设定值的 $\pm 10^{\circ}\text{C}$ 左右^[1]。然而在实际运行中,给水流量扰动频发且难以预测,已成为影响主蒸汽温度稳定性的关键变量之一。本文将围绕其动态作用机制与响应特征展开系统研究。

1. 锅炉系统结构与主汽温控制对象概述

1.1 热力系统构成及其耦合结构特性

现代大型煤粉炉锅炉系统普遍采用前置省煤器、自然循环蒸发器、串联式过热器与再热器的组合构型,其核心热力路径呈现出多阶段串联与并联并存的动态网络结构。给水作为最初输入量,在省煤器中吸收烟气显热后进入汽包系统,继而参与蒸发及后续过热过程。该流程中,各部件的热容特性、换热效率及布置方式共同构成主汽温控制的物理基础。主汽温调控的实际难度并非来源于某一环节的复杂性,而在于系统整体热惯性与扰动传递路径的不确定性。尤其在深度调峰或负荷切换期间,给水流量扰动往往引发热平衡动态重构,最终显著影响主汽温响应轨迹,造成滞后、过冲或调节偏差等非线性现象。

1.2 主汽温调控对象的响应特性与限制边界

主汽温作为电站锅炉的关键输出参量,其动态特性受控变量与扰动变量交互影响,且调节路径多为间接耦合。燃烧侧热输入虽为主动变量,但给水流量作为系统显性扰动源,其变化将引发省煤器出水温度漂移,进而影响汽水比与过热器热负荷。此类链式反应在短时间内可造成主汽温偏离控制设定,甚至干扰后级喷水调节的有效性。由于过热器系统本身具有较大的热容量与结构惯性,其响应对扰动信号呈现低频缓冲特性,使得调节系统存在滞后缺陷^[2]。主汽温测点的时空分布亦对系统响应起到关键作用,不同测点位置导致信号反馈延迟程度不一,进而影响控制器对扰动变化的辨识能力。因此主汽温调节不仅需要燃烧侧热负荷进行合理分配,更需提前识别并抑制给水扰动路径的波动放大趋势,从而实现精确稳态控制。

2. 主汽温动态特性理论基础与影响路径分析

2.1 热惯性主导下的动态响应特征

主汽温的变化过程本质上体现出强耦合、非线性与滞后性并存的多变量控制问题,其动态行为由锅炉系统各换热段的热容积决定。过热器、蒸发器与省煤器之间热质耦合紧密,使得扰动在传递过程中不断积累并产生反馈增益,最终反映于主汽温的响应曲线中。特别是在负荷调节阶段,锅炉内部热场结构迅速调整,造成热惯性滞后时间难以预测,温度调节指令往往迟后响应,形成明显的控制失配。换热器结构材料、烟气流速波动及给水焓值变化等因素,共同影响主汽温调节的动态边界条件,从而使系统表现出显著的非稳态

滞后特性。

2.2 扰动传播链路的机制建构

锅炉给水流量扰动在系统中传播并非线性单向，而是呈现出多路径、多节点、多尺度的耦合特征。扰动起始于给水量微变，经由省煤器出口温度的变动，逐步牵动蒸发段汽水比的变化，进一步传递至过热器前级热负荷。在此过程中，因介质温升速率与热流密度波动频繁，主汽温响应不仅受前置段影响，同时也受到过热器本体结构的热积聚效应牵制。部分机组在高负荷运行中，过热器饱和趋势显著，其热响应特征呈现出迟滞—过冲—缓降的非典型三相曲线，直接影响主汽温的动态稳定区间^[3]。另外扰动链路中存在多个反馈节点，包括喷淋调节与燃料输入的耦合调控，这些控制策略若未及时介入或算法参数不匹配，极易引发二次扰动加剧系统震荡。

3. 锅炉给水流量扰动场景下主汽温动态响应特性分析

3.1 微幅扰动条件下的系统缓冲与调节响应

在微幅给水扰动条件下（幅度变化 $\leq \pm 3\text{t/h}$ ），系统表现出较强的自稳性与动态缓冲能力。由于此类扰动未突破省煤器与蒸发段的热容调节极限，过热器热负荷维持相对平衡状态，主汽温波动幅度通常受限于 1.5°C 以内。调节系统中的PID控制器在该阶段可实现高效响应，反馈路径中未出现明显滞后或过冲现象。然而，长期频繁的小扰动积累将造成执行机构疲劳与调节裕度下降，诱发非周期性震荡，形成低频扰动波群，对温控系统形成慢性干扰机制^[4]。这一现象在部分机组夜间稳负荷运行时表现尤为显著。

3.2 中幅扰动诱发的动态链式偏移特性

当给水流量扰动介于 $\pm 3\text{t/h}$ 至 $\pm 10\text{t/h}$ 之间，主汽温响应不再呈线性规律。扰动信号经由省煤器出口后，进入蒸发系统阶段性蓄积，最终在过热器段形成“阶跃—响应—缓降”型波动特征。该过程涉及多级热惯性耦合及能量传递路径的动态再构，在时间尺度上表现为30~90秒延迟响应区间，并伴随温度偏离最大可达 6°C 。此类扰动场景下，主汽温调节系统往往出现指令与响应不同步、喷水调节滞后启动等现象，甚至因检测点反馈偏移而导致控制器误判，触发误调整逻辑。需要强调的是，若喷水系统未进行充分预调节或分级控制，则该类扰动极易演变为不稳定响应链条，引发更广泛的系统性波动。

3.3 大幅扰动触发的非线性临界状态跃迁

当给水扰动幅度超过 $\pm 10\text{t/h}$ ，系统将进入非线性强耦合临界状态区。此时，传统线性模型下的调节路径不再适用，扰动引发的热力再分布伴随明显的迟滞与非对称响应，主汽温波动幅度可能达到 10°C 以上，严重时超出允许运行上限，造成汽轮机热应力冲击风险上升。该类型扰动通常源于负荷快速切换、辅机切换故障或控制逻辑突变。热惯性被迅速打破的同时，调节路径中出现“死区”与“延迟带”并存现象，喷水系统响应迟缓，燃烧调节系统短时过量或欠量输出，导致主汽温振荡呈现强突变特征。更严重的情形下，扰动带来的非稳态抗流结构还可能干扰汽包水位控制系统，进一步扩大系统耦合程度，诱发多变量协同失控。

3.4 响应阶段划分与特征指标提取

从动态过程来看，主汽温响应可划分为初期响应段、中期调节段与后期恢复段三阶段。初期阶段通常为热容吸收主导，响应滞后明显，持续时间为20~60秒。中期阶段调节系统开始介入，喷水量快速变化，过冲与回调在此阶段同时发生，主汽温波动速度达到最大。后期阶段以系统回稳为主，调节量趋于平衡，温度恢复至设定点上下 $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 范围^[5]。量化指标方面，应重点监测：①最大偏移温差；②响应时间；③恢复时间；④振荡频率。上述参数的变化趋势对于识别扰动源类别与判定控制策略有效性均具有关键意义。

3.5 特定扰动边界下的控制盲区识别

在实际运行中存在一类特殊扰动区间，即幅度介于 $\pm 5\text{t/h}$ 至 $\pm 8\text{t/h}$ ，扰动持续时间超过2分钟的缓变扰动。此类扰动极易被常规控制策略误判为正常工况微波动，从而未能及时触发喷水调节阈值，导致系统陷入“迟启动—过调整—再迟滞”的闭环错误逻辑。此类盲区的存在提示调节系统亟需建立扰动识别模型，引入多维扰动趋势判断参数与微分预测策略，以避免误判与响应滞后。

4. 实际运行案例分析

4.1 案例背景与扰动概况

某600MW等级的超临界直流锅炉机组在运行负荷维持于450MW时，B电动给水泵突发停机，导致主给水流量从1400t/h骤降至900t/h。随后由于调度层面快速启用备用C电泵，系统在短时间内反超至1800t/h，最终稳态回落至1200t/h。整个过程持续近10分钟。扰动发生期间，主汽温度出现剧烈波动，从 561°C 急剧升高至 580°C ，屏式过热器

壁温超过设定阈值，触发高温报警。该事件在技术层面揭示出锅炉热力过程对给水扰动的快速响应特性及其调节系统的耦合缺陷（如图 1 所示）。

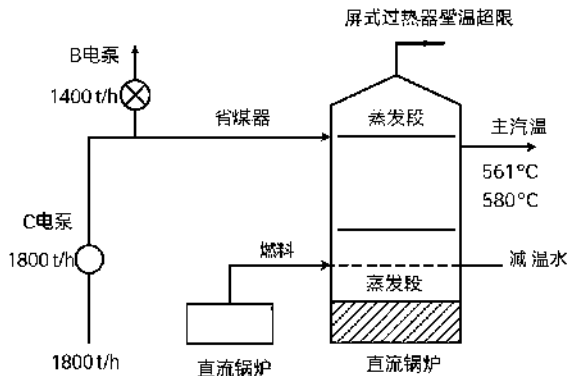


图 1 直流锅炉机组运行示意图

4.2 典型影响机制分析

在直流锅炉运行工况下，给水流量需与燃料投量严格维持线性匹配关系，保障燃水比稳定。突发减水未伴随燃料下调，将直接导致水冷壁吸热路径缩短，蒸汽在未饱和状态下进入过热器区域，热负荷骤增，主汽温随之爬升。案例中，B 泵停运后未及时削减减料，燃水比由 0.2 跌至 0.16，造成吸热速度加快，主汽温在短时间内升高近 20℃，说明锅炉热惯性在扰动前期表现为“负缓冲”。

给水系统故障常伴随进水温度下降。受高加级联影响，省煤器出水温显著降低，但中间点（汽包或分离器出口）温度响应滞后，进而误导调节系统对热负荷判断。实际数据表明，给水温度在 3 分钟内下降 40℃，而中间点过热度下降延迟达 2 分钟，削弱了主汽温前馈通道的辨识能力，加剧了主调节环的滞后累积。

主汽温调节结构基于超前补偿信号（一般取减温器后温度），但在扰动工况中，换热面能量分布发生突变，导致测点信号与实际主汽温走势出现偏差。案例中即便减温器已至最大喷水开度，主汽温依旧升高，揭示出传统控制策略对快速扰动缺乏适应性，需在控制逻辑层进行动态补偿增强（见表 1）。

表 1 关键参数提取与阶段性响应特征

扰动阶段	给水流量变化	主汽温变化速率	调节滞后时间
停机初期	1400 → 900 t/h	+4℃ /min	2 ~ 3 分钟
C 泵联启超调阶段	900 → 1800 t/h	-2℃ /min	1 ~ 2 分钟
稳态恢复阶段	1800 → 1200 t/h	± 0.5℃ /min	5 ~ 8 分钟

动态响应中表现出“急升—急降—缓调”的三段式特征，主汽温达峰与调节响应存在明显时间错位，反映出系统在扰动阶段缺乏有效的预判机制与限速控制。

4.3 优化策略与系统改进方向

建议在高加切除、泵切换等预设风险操作前，引入工况预降机制，如自动发出燃料削减预指令或临时锁定喷水调节带宽。引入给水流量变化速率限制器，可将超调率控制在 200t/h · min 以内，避免因流量突变造成汽温激振。

推荐在主汽温调节环节中引入“扰动增量识别函数”，当给水流量波动幅度超出 ± 100t/h 时，自动触发燃料量调整，提升系统应变能力。同时，缩短超前信号（减温器后测点）的微分时间常数，有助于捕捉快速波动趋势，降低调节滞后风险。

现有设备联锁逻辑需增强纵向冗余能力。如案例中因低加旁路门卡涩引发水源中断，可增设旁路逻辑“旁路门位置异常→切换至工频泵 + 再循环阀全开”，形成闭环应急响应路径。

4.4 案例结论与价值总结

该案例验证了在直流锅炉系统中，主汽温对给水扰动的响应具备高灵敏性和多阶段放大效应，其动态特性呈现出“高速响应+滞后调节”的复合机制。通过提前识别扰动模式、改进控制结构与补强系统冗余，可显著压缩汽温波动幅值，提高运行鲁棒性。在未来的控制系统设计中，应以协同预测与动态补偿为核心，实现热工扰动的快速感知与主动抑制，确保大容量机组在高频率调峰工况下的安全边界稳定。

5. 结语

本文围绕锅炉给水扰动对主汽温动态特性的影响展开系统剖析，从热惯性、耦合结构与非线性链路等维度，明晰了扰动的传递路径与系统响应规律。实证案例表明，典型突变扰动可诱发主汽温在数分钟内剧烈波动，并暴露现有调节系统响应迟缓、控制冗余不足等隐患。针对上述问题，提出燃水比协同控制、扰动识别模型构建与串级调节优化等改进策略。未来研究应聚焦于扰动感知精度提升与自适应调控算法的工程集成，进一步夯实主汽温控制的鲁棒性与前瞻性，助力火电机组在高强度负荷波动条件下实现安全高效运行。

参考文献：

[1] 王胜,章家岩.基于改进的广义预测控制在火力发电锅炉主汽温中的应用[J].赤峰学院学报(自然科学

版),2019,35(12):49-53.

[2] 文波. 智能控制在火电厂热工自动化中的应用研究[J]. 新型工业化, 2022(2):12.

[3] 章家岩, 高锦, 冯旭刚. 火力发电锅炉主汽温控制系统的动态矩阵控制策略[J]. 西安交通大学学报, 2019,53(10):96-102+174.

[4] 朱明泽. 基于 Elman 神经网络的火电厂锅炉主汽温自动控制方法研究[J]. 科学技术创新, 2020(36):187-188.

[5] 田鹏. 基于多模型的超临界直流锅炉主汽温度控制系统设计[D]. 中北大学, 2023.

作者简介: 王建功(1994.03-), 男, 汉族, 山东济南人, 本科, 助理工程师, 研究方向: 热能与控制工程。