

# 用于凝结水节流的除氧器水位控制新方法

赵永强<sup>1</sup>, 唐嘉<sup>2</sup>, 丁宏宇<sup>3</sup>, 丁思变<sup>3,\*</sup>

<sup>1</sup> 国家电投集团河南电力有限公司技术信息中心, 河南郑州, 中国

<sup>2</sup> 华中科技大学中欧清洁与可再生能源学院, 湖北武汉, 中国

<sup>3</sup> 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北武汉, 中国

\*通讯作者

**【摘要】**为安全高效地进行凝结水流量调节, 实现机组协调控制性能提升, 提出了一种除氧器水位串级-前馈控制方法, 通过增设除氧器水位设定值控制器, 使除氧器水位根据机组负荷偏差而波动, 引起凝结水流量相应改变, 从而达到机组变负荷调节作用; 并设置除氧器水位调节阀控制器动态前馈, 提升凝结水流量响应速度。搭建了某超超临界机组流体网络模型, 在该模型上实现了所提控制方法, 并进行仿真实验与验证。仿真结果表明: 相较于常规定值控制, 所提除氧器水位串级-前馈控制能够有效提升机组在变负荷过程中的调节性能, 提高机组对负荷指令的响应速度, 同时能减少机组关键参数偏差, 使机组更快地完成稳定调节。在变负荷过程中, 除氧器水位等参数始终在安全设定范围内变化, 并充分挖掘了凝结水节流的负荷调节能力。

**【关键词】**除氧器水位控制; 超超临界机组; 凝结水节流; 串级-前馈控制; 流体网络

**【基金项目】**国网湖北省电力有限公司科技项目(编号: B31532210001C)

## 1. 引言

风能和太阳能发电受自然条件影响严重, 存在比较大的随机性。在这些新能源大规模并网后, 电力系统仍然存在对此消纳的适应性不足问题[1-4]。为增强发电侧对新能源的调节能力, 提高火电机组的灵活性至关重要[5,6]。利用机组蓄能来提升机组灵活性成为重要的研究方向, 尽管锅炉侧有较大的储热能力[7], 但由于其固有的惯性与延迟问题, 难以进一步提高变负荷速率[8]。为此, 凝结水节流[9-11]等基于汽机侧蓄能综合利用参与变负荷调节的方法成为有效提升机组灵活性的关键[12]。

凝结水节流技术的概念首先由 Lausterer 于 1998 年提出[13], 通过在汽轮机低压缸抽汽管道上安装调节阀, 并同时关小低压缸抽汽管道调节阀和凝结水流量调节阀, 实现了快速升负荷效果。凝结水节流技术即通过改变凝结水的流量影响加热器的温度和压力, 导致进入低压加热器的汽轮机抽汽流量改变, 从而影响进入汽轮机做功的蒸汽量, 实现机组负荷短时间内的提高或降低[14,15]。

2006 年, 国内首次尝试将凝结水节流技术应用于超临界机组, 并验证了利用该技术进行一次调频的可行性[16]。随着对火电

机组灵活性要求的不断提高, 对于该技术在机理模型上的研究也在不断深入。Wang[17]等人基于凝结水系统机理结构, 建立了凝结水节流的静态和动态模型。刘鑫屏[18]分析了凝结水节流的静、动态特性, 得到了凝结水流量变化与机组负荷变化的传递函数关系。Long[19]等建立了凝结水节流在不同工况下的动态模型, 并研究了其在不同变负荷速率下的性能。

一般地, 除氧器水位控制设定值为定值, 对于凝结水节流过程控制也绝大部分直接通过调节凝泵变频器频率或除氧器上水电动阀门开度实现。然而, 如何更安全高效地利用凝结水节流提升机组协调性能, 并在工程实际中实现凝结水节流常态化, 仍然需要解决诸多问题。一方面, 在凝结水节流过程中, 负荷的变化量受凝结水流量变化量的影响, 同时也受机组协调控制系统 (Coordinated control system, CCS) 的影响, 使凝结水节流调节效果难以评估, 刘吉臻[20,21]等对解决此问题做出了一定贡献, 通过确定凝结水节流量与机组功率增量的定量关系, 实现了节流功率增量与机炉协调功率增量的解耦, 并设计了结合凝结水节流的协调控制方案, 提升了机组自动发电控制 (Automatic generation control, AGC)、一次调频性能。

另一方面，凝结水流量与除氧器水位呈非线性关系，难以得到明确的函数关系，这导致除氧器水位的变化幅度无法得到准确预估和控制。凝结水流量的迅速、大幅变化会导致除氧器水位和凝汽器水位剧烈变化[22]，当水位超出安全阈值时会引起连锁保护严重影响机组正常运行。所以，一般地，在进行凝结水节流调节时，会相应设定一系列凝结水节流投入与退出条件以保证机组安全性[23]，也对运行人员的操作、监视提出更高要求[24]。

为实现凝结水节流对机组变负荷的全程自动调节，简化凝结水节流的投入退出条件，充分挖掘凝结水节流对机组负荷变化的调节能力。本文利用凝结水节流对于变负荷的调节特点，相较于常规除氧器水位定值控制，提出一种除氧器水位串级-前馈控制结构：通过增设除氧器水位设定值控制器使除氧器水位设定值在安全设定区间内根据负荷偏差变化而变化，允许除氧器水位和凝汽器水位在一定范围内波动，从而使凝结水流量相应变化，实现凝结水节流对机组变负荷控制的辅助调节效果；同时通过增加除氧器水位调节阀控制器动态前馈提升水位响应的快速性。并通过仿真实验验证了该方案的有效性。

## 2. 机组概况

本文研究对象为某 660 MW 超超临界机组，锅炉采用了东方锅炉（集团）股份有限公司生产的 DG2060/28.25-I2 型锅炉，变压直流炉、单炉膛、一次再热、平衡通风、露天岛式布置、固态排渣、全钢构架、全悬吊结构、对冲燃烧方式，Π型锅炉。汽轮机为由东方汽轮机厂生产的一次中间再热、单轴、四缸四排汽、双背压、抽汽凝汽式汽轮机。汽轮机型号为 C660/578-27/0.4/600/600 型，额定出力 660MW，最大连续出力 733MW，额定转速 3000rpm。

汽轮机回热系统为八级回热抽汽，其中 1、2、3 段抽汽供三台高压加热器；二段抽汽同时供汽动引风机；三段抽汽设置一台蒸汽冷却器；第四级抽汽用于除氧器加热、驱动给水泵汽轮机及厂用辅助蒸汽系统；第 5、6、7、8 段抽汽分别用于四台低压加热器，加热器疏水逐级自流。除氧器水位均采用定值控制方式，通过冷凝水泵变频器或除氧器水位调节阀控制凝结水流量从而保持除氧器和凝汽器水位稳定，凝泵变频与除氧器水位调节阀无法同时投入自动。

## 3. 除氧器水位串级-前馈控制结构设计

### 3.1 除氧器水位串级-前馈控制结构

如图 1 所示，本文提出一种除氧器水位串级-前馈控制结构，除氧器水位设定值控制器（即主回路 PID1）的设定值与过程值分别为经限速后的负荷目标值与机组实际负荷，PID1 输出作为除氧器水位调节阀控制器（即副回路 PID2）的设定值，PID2 的过程值为除氧器水位实际值。经 PID2 计算输出后，与除氧器水位调节阀动态前馈叠加后得到除氧器水位调节阀的开度，从而进行水位跟踪调节。调节过程中会造成凝结水流量的变化，从而改变汽轮机去低压加热器的抽汽流量，短时间内提升或降低机组功率。

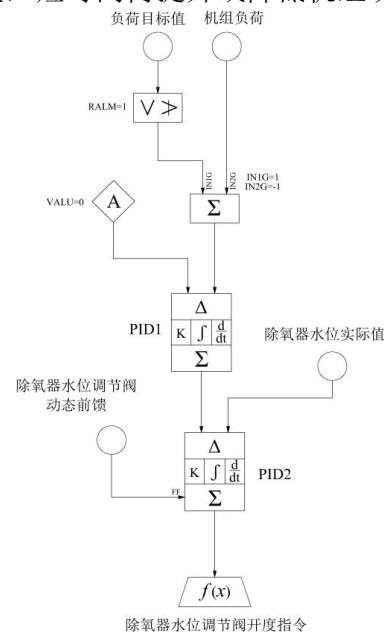


图 1. 除氧器水位串级-前馈控制回路结构图

在此控制方法中，为保证除氧器水位在安全范围内变化，以主机运行规程中除氧器水位高低值[850 mm, 2400 mm]为标准，将 PID1 的输出高低限设为[1500 mm, 2300 mm]，此时在采用除氧器水位串级-前馈控制回路时，除氧器水位设定值始终保持在安全范围内，并留有调节余量，能够使除氧器水位不会超出安全范围影响机组安全运行。控制回路中副回路 PID2 的整定原则是不超过内回路的动作速度，动态前馈的作用幅度限制为 $\pm 25$ 。

$$Lv_{sp}(s) = \Delta P(s) K_{p1} (1 + 1/(1 + T_{i1}s)) \quad (1)$$

$$OP(s) = Lv_{sp}(s) K_{p2} (1 + \frac{1}{1 + T_{i2}s}) - Lv(s) K_{p2} (1 + \frac{1}{1 + T_{i2}s}) + FF(s) \quad (2)$$

式中  $Lv_{sp}(s)$  为除氧器水位设定值, mm;  
 $Lv(s)$  为除氧器实际水位, mm;  $\Delta P(s)$  为负  
荷目标值与机组实际负荷的偏差, MW;  
 $K_{p1}$ ,  $K_{p2}$  分别为PID1与PID2的比例增益;  
 $T_{i1}$ ,  $T_{i2}$  分别为PID1与PID2的积分时间;  
 $OP(s)$  为除氧器水位调节阀开度指令;  
 $FF(s)$  为动态前馈。

### 3.2 除氧器水位调节阀动态前馈的构建

除氧器水位调节阀动态前馈设计如图2所示。与锅炉主控加速控制信号的设计思想相似,在增、减机组负荷时,需要额外地补充或释放这部分的凝结水蓄能。该动态前馈考虑了负荷与主蒸汽压力两个方面,在此二者与目标值出现偏差时快速向对应方向调整除氧器水位调节阀开度,提升除氧器水位响应能力,从而提升由凝结水流量变化造成的机组变负荷响应能力,进一步改善机组协调控制性能。具体而言:

(1) 机组负荷或主蒸汽压力低于目标值时,减小凝结水流量,动态前馈值为负,释放凝结水蓄能;

(2) 机组负荷或主蒸汽压力高于目标

值时,增大凝结水流量,动态前馈值为正,补充凝结水蓄能;

(3) 机组稳定负荷运行或除氧器水位采用定值控制时,除氧器水位调节阀动态前馈为零。

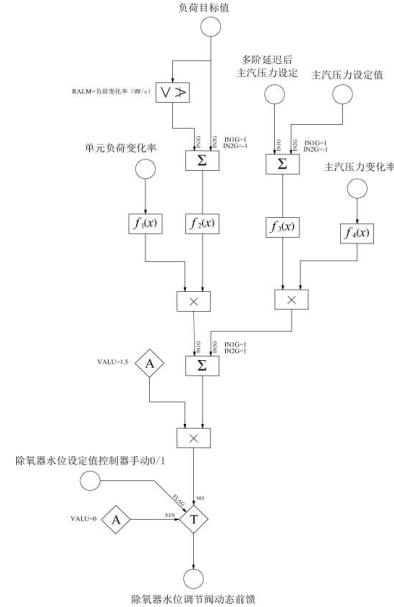


图2.除氧器水位调节阀动态前馈结构图

### 3.3 除氧器水位串级-前馈控制回路与定值控制回路切换逻辑

除氧器水位调节阀手动 0/1

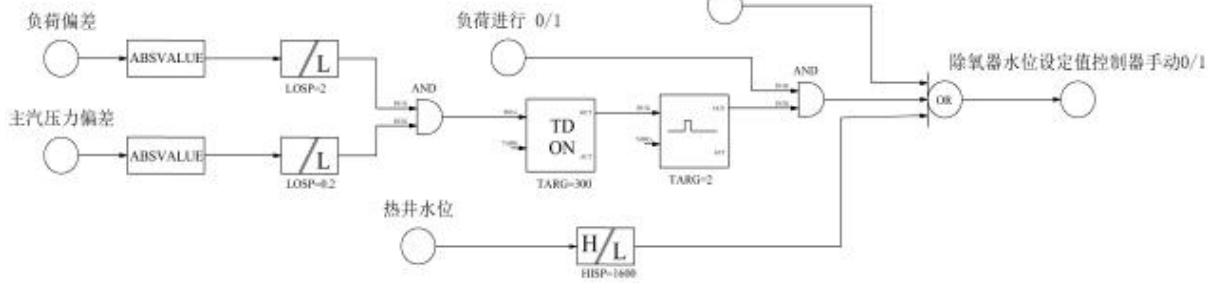


图3.除氧器水位控制回路切换逻辑结构图

在机组变负荷时,投入除氧器水位串级-前馈控制回路可有效改善协调控制效果,然而,为保证除氧器水位在下次变负荷过程中有足够的提升或下降空间,需要在机组稳定负荷运行时切换至除氧器水位定值控制回路,将除氧器水位恢复至中间值(1900mm)。见图3,控制回路切换逻辑设计为:

(1) 在机组负荷稳定工况下,机组主蒸汽压偏差小于0.2 MPa及机组负荷偏差小于2 MW,并保持一定时间(300s)后,除氧器水位串级-前馈控制回路切换为除氧器水位定值控制回路。

(2) 除氧器水位调节阀切至手动状态

时,除氧器水位串级-前馈控制回路切换为除氧器水位定值控制回路。

(3) 凝汽器水位超出设定范围[700, 1600]时,除氧器水位串级-前馈控制回路切换为除氧器水位定值控制回路。

### 4.热力系统流体网络建模

热力系统图形化建模普遍采用热工流体网络建模方法[25-27],将热力系统管网系统抽象成由节点和支路组成的流体网络,将热力设备模块的热力性质模型耦合进流网中,由流网通过质量守恒、动量守恒、能量守恒计算各支路的流量、节点的压力及温度等,由设备模块数学模型计算设备对工质热力性质的影响。流体网络基本守恒方程如下式

(3)-式(9)。热力设备特性数学模型详见经典文献[28]和文献[29]，这里不再赘述。

#### 4.1 节点质量守恒方程

$$V_i \frac{d\rho_i}{dt} = \sum_{j=1}^m G_j + GL_i \quad (3)$$

其中， $V_i$ 是节点*i*的容积， $\rho_i$ 是节点*i*内工质的密度， $G_j$ 是和节点*i*相连的支路*j*的质量流量， $m$ 是节点*i*相连的支路数量， $GL_i$ 为节点*i*泄漏流量。

#### 4.2 支路动量守恒方程

$$Ia_j \frac{dG_j}{dt} = Pin_j + HB_j - Pto_j - f_j \quad (4)$$

其中： $Ia_j$ 为支路*j*中工质惯性， $Ia_j = \frac{L_j}{A_j}$ ， $L_j, A_j$ 分别为管道的长度和截面积， $G_j$ 为支路*j*流量， $Pin_j, Pto_j$ 分别是支路*j*进出口压力， $Pin_j = P_{in}, Pto_j = P_{to}$ ， $P_{in}, P_{to}$ 分别是与支路*j*进出口相连的节点压力。

$HB_j$ 是支路动力，即管道中存在高度差、速度差及泵等产生的压头，计算式如下：

$$HB_j = \rho_j g (Z_{in} - Z_{to}) + \frac{1}{2} \rho_j (u_{in}^2 - u_{to}^2) + H_{pump} \quad (5)$$

其中： $\rho_j$ 是支路*j*中工质的密度， $g$ 为当地重力加速度， $Z_{in}, Z_{to}$ 分别为进出节点处高度， $u_{in}, u_{to}$ 分别为支路进出口处工质流速， $H_{pump}$ 为支路中泵的扬程。

$f_j$ 是支路*j*中工质的流动阻力，包括由于流体粘性产生的沿程阻力和由于管道截面变化产生的局部阻力，计算式如下：

$$f_j = \left( \frac{1}{2} \lambda \frac{L_j}{d_j} + \sum_{k=1}^k \xi_k \right) \rho_j u_j |u_j| \quad (6)$$

其中： $\lambda$ 为支路*j*沿程阻力系数， $d_j$ 为支路*j*的当量直径， $k$ 为支路*j*的弯头次数和截面变化次数的和， $\xi_k$ 是管道的局部阻力系数。

#### 4.3 节点能量守恒方程

$$Cm_i \frac{dH_i}{dt} = \sum_{j=1}^{m_{in}} G_j Hto_j + Sn_i - H_i \sum_{j=1}^{m_{out}} G_j \quad (7)$$

其中， $j$ 从1到 $m_{in}$ 是指所有工质流入节点*i*的支路。 $j$ 从1到 $m_{out}$ 指所有工质流出节点*i*的支路， $Cm_i$ 为节点内工质质量， $H_i$ 为节点内工质焓， $G_j$ 为支路质量流量， $Hto_j$ 是指 $m_{in}$ 条支路中的*j*支路出口焓，按下式

计算：

$$Hto_j = H_{in} + DH_j \quad (8)$$

其中： $H_{in}$ 是与支路进口相连的节点焓， $DH_j$ 是支路焓差。

$Sn_i$ 为节点传热量，按下式计算：

$$Sn_i = Tm_i (Ha_i - H_i) \quad (9)$$

其中： $Tm_i$ 为热源系数。

### 5.控制结构仿真实现

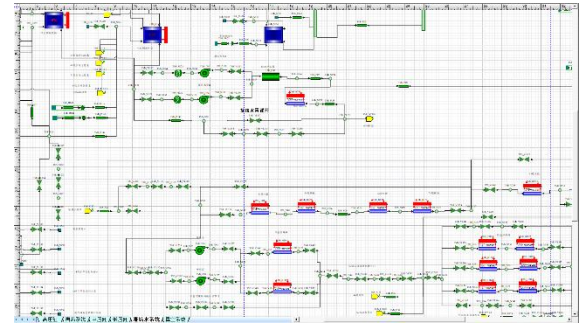


图 4.凝给水系统流体网络模型部分画面

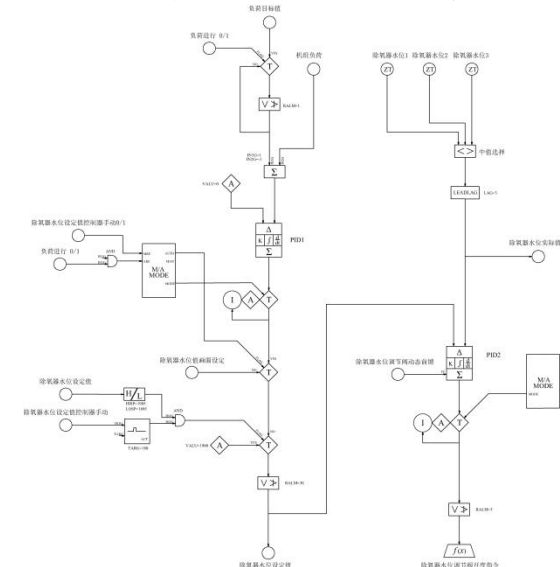


图 5.除氧器水位串级-前馈控制逻辑组态设计

基于图形化建模仿真软件，利用流体网络理论及虚拟 DCS (distributed control system) 技术，分别搭建了该机组热力系统流体网络模型和 DCS 组态仿真模型，实现了全范围工况的超超临界机组动态仿真，并在多个负荷工况下保证该模型主要参数精度在 2% 以内。凝给水系统热工流体网络模型的部分画面见图 4 所示。本文对除氧器水位控制结构的改造及变负荷试验基于该仿真模型实现。

对常规除氧器水位单冲量定值控制回路改造后的除氧器水位串级-前馈控制逻辑组态设计见图 5，在控制系统仿真平台中搭建

并实现，部分组态画面如图 6 所示。

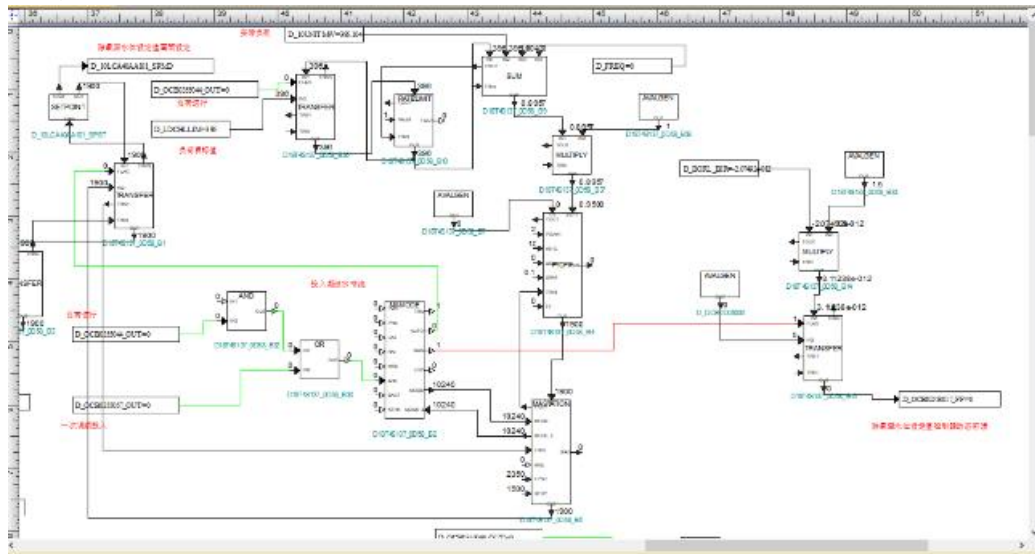


图 6.部分组态画面

## 6. 仿真结果分析

### 6.1 控制回路调节机理分析

为探究本文设计的除氧器水位串级-前馈控制回路对机组变负荷的全过程调节机理，在机组运行 495 MW（75%额定负荷）工况下进行降负荷，CCS 保持投入，负荷目标指令设置为 462 MW，变负荷量为 5%额定负荷，机组负荷变化率设定为 10 MW/min，机组滑压运行，主蒸汽压力变化率设置为 0.5MPa/min。

如图 7 为机组相关参数在此降负荷过程中的变化曲线。从图 7 中可以看出，机组在 A 时刻开始降负荷，并在 B 时刻降负荷指令达到目标值，在 C 时刻主蒸汽压力指令达到目标值。在 A 时刻投入除氧器水位串级-前馈控制回路，机组实际负荷与限速后的负荷目标值偏差导致 PID1 控制器输出增大，除氧器水位设定值增大，同时 PID2 控制器动态前馈值为正且迅速上升，PID2 控制器输出增大，也即除氧器水位气动调节阀指令迅速上升并至全开，同时凝结水流量迅速提升约 480t/h 并保持一段时间（约 1min）。凝结水流量的上升使得机组负荷相应一定幅度下降，这样，提升了机组变负荷响应速度。除氧器水位调节阀开度在最佳保持时间长短受到除氧器水位设定值上下限、凝汽器水位上下限以及负荷目标值限速程度等因素的限制。

随着降负荷过程进行，实际负荷和负荷目标值的偏差逐渐减小，PID1 控制器输出增速减缓，也即除氧器水位设定值增速减缓，

使 PID2 控制器输出、也即除氧器水位调节阀开度指令减小，凝结水流量下降，对机组减负荷起反作用，配合 CCS 调节。当降负荷过程进行至 B 时刻，机组实际负荷与负荷目标值的偏差接近为 0，并因超调作用，逐渐使偏差为负值，PID1 控制器输出减小，除氧器水位设定值下降，同时因为负荷指令不变，PID2 控制器动态前馈值由负荷指令与目标值偏差的影响消除，但主蒸汽压力指令与目标值的偏差的影响仍在，所以动态前馈值有所下降，但不下降至 0。

降负荷过程进行至 C 时刻，主蒸汽压力指令与目标值的偏差为 0，动态前馈值下降至 0，实际负荷与负荷目标值偏差仍为负值，除氧器水位设定值继续下降，使得 PID2 控制器输出继续下降，凝结水流量继续下降，对机组减负荷起反作用，抑制机组负荷超调。同样当该过程进行到 D 时刻，实际负荷与负荷目标值偏差转为正值，除氧器水位设定值上升，凝结水流量继续上升，对机组增负荷起反作用，从而减小机组负荷与目标值的偏差。过程进行到 F 时刻，机组满足除氧器水位串级-前馈控制切换至定值控制条件，除氧器水位设定值经限速（30mm/s）后降至设定值（1900mm），凝结水流量下降，以备下次变负荷过程。

如图 8 为采用本文控制策略后，机组从 495MW 升负荷至 528MW，变负荷速率 10MW/min，滑压运行，主蒸汽压力变化率设置为 0.5MPa/min 的相关运行参数变化曲线。本控制策略对机炉协调的调节机理分析

与降负荷过程类似，不作赘述。

所以，本文设计的除氧器水位控制策略，可以在机组变负荷过程开始阶段通过迅速大幅改变凝结水流量，使机组对变负荷指令快速响应；在变负荷过程目标值稳定阶段，通

过小幅改变凝结水节流，仍可以达到加速减小机组负荷与目标值偏差、平抑负荷波动的作用，改善机炉协调控制性能。且全过程各机组设备参数在安全限定范围内变化。

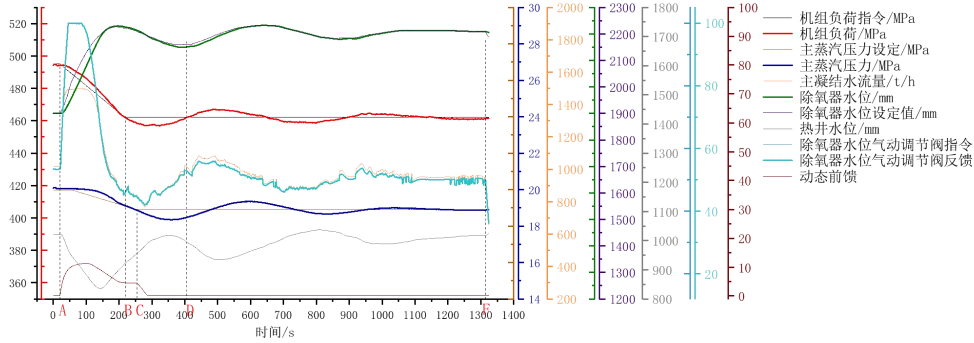


图 7.降负荷过程中相关参数运行曲线

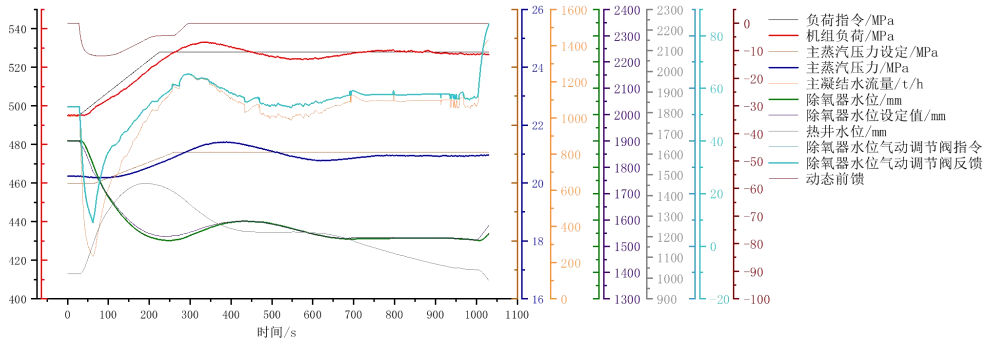


图 8.升负荷过程中相关参数运行曲线

## 6.2 对比仿真验证

进一步地，为验证本文设计的除氧器水位串级-前馈控制回路对于机炉协调控制能力提升的作用，将除氧器水位控制回路切换至常规定值控制，在相同机组仿真模型、相同工况点上，进行相同参数的降、升负荷实验，并进行采用除氧器水位串级-前馈控制回路与采用常规除氧器水位定值控制回路的机组负荷变化以及主蒸汽压力变化的对比仿真分析。降、升负荷过程机组负荷、主蒸汽压力变化对比曲线分别见图 9、图 10。

如图 9(a)为降负荷过程的机组负荷变化对比曲线，机组在接收到降负荷指令后，采用除氧器水位串级-前馈控制策略的机组仿真模型能够比常规定值控制快 15 s 做出变负荷响应，且在变负荷初期负荷变化率提升 3.2 MW/min。在达到负荷指令后，相比常规定值控制减少了 1.4 MW 超调量。主蒸汽压力变化对比曲线如图 9(b)所示，采用常规定值控制的机组在降负荷初期其主蒸汽压力不降反增，这是因为锅炉侧的响应迟延，无法及时调节燃料量等燃烧参数使机炉供需平衡。采用串级-前馈控制回路，因为凝结水

流量蓄能的释放，为锅炉侧响应提供了缓冲时间，主蒸汽压力稳定下降，主蒸汽压力指令稳定后，相比常规定值控制减少了 0.12MPa 的超调量。升负荷过程参数曲线对比分析与此类似，不再赘述。因此，验证了本文设计的除氧器水位串级-前馈控制回路在机组变负荷过程中，不仅能在变负荷初期由凝结水流量变化导致的抽汽量增加提高变负荷速率，同时，在变负荷后期也能够减少机组参数与设定值偏差，使机组更快的完成稳定调节。

进一步地，采用误差绝对值积分（integral of the absolute error, IAE）对两种策略控制性能进行评估，降、升负荷过程机组实际负荷与负荷指令偏差的绝对值变化曲线以及主蒸汽压力与压力设定值偏差的绝对值变化曲线见图 10。由 IAE 指标计算公式：

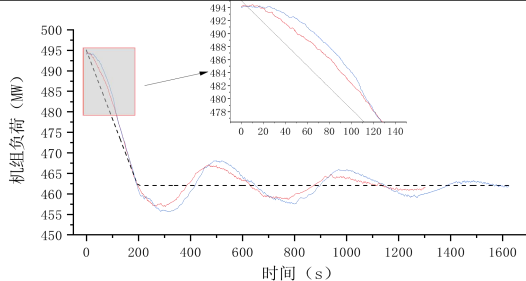
$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (10)$$

对曲线在相同时间段内进行积分得到计算结果如表 1 所示。由表中数据知，采用除氧器水位串级-前馈控制回路的机组在升降

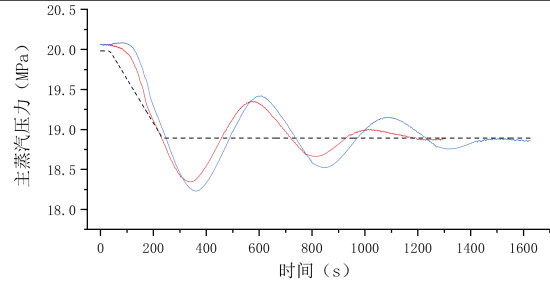
负荷过程中 IAE 指标值均显著小于常规控制回路, 也即控制性能更优。

表 1. IAE 指标计算结果

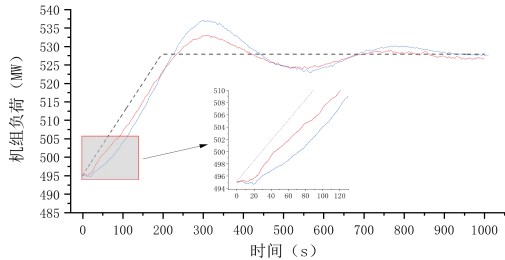
	降负荷过程			升负荷过程		
	串级-前馈控制	常规定值控制	相对减小 (%)	串级-前馈控制	常规定值控制	相对减小 (%)
负荷主蒸汽压力	2807.96	3955.23	29.0	2265.21	3467.54	34.67
汽压力	236.48	348.55	32.2	166.28	201.62	17.53



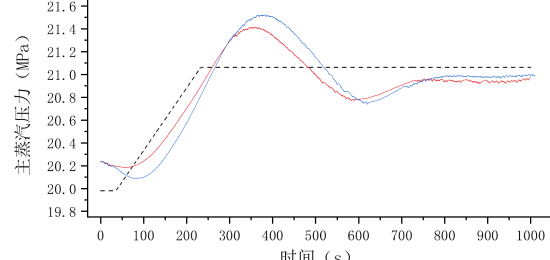
(a)降负荷过程中机组负荷变化的对比曲线



(b)降负荷过程中主蒸汽压力变化的对比曲线

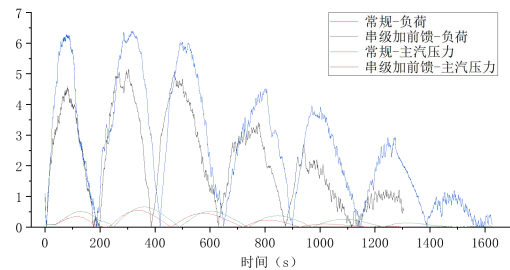


(c)升负荷过程中机组负荷变化的对比曲线

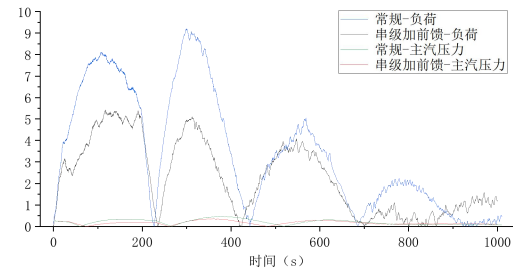


(d)升负荷过程中主蒸汽压力变化的对比曲线

图 9.降负荷过程和升负荷过程的仿真对比曲线: 黑色虚线表示指令值, 红色实线表示串级-前馈控制下的实际值, 蓝色实线表示常规控制策略下的实际值



(a)降负荷过程



(b)升负荷过程

图 10.主要参数的偏差绝对值的变化曲线

## 7. 结论

凝结水节流技术用于机组变负荷调节的有效性已经被广泛论证和认可, 但如何安全高效地进行凝结水流量调节是决定其实现机组协调控制性能提升的关键问题。本文设计了一种用于凝结水节流快速变负荷的除氧器水位控制新方案, 通过一种前馈加串级结构控制除氧器的水位, 允许除氧器水位和凝汽器水位在设定范围内波动, 从而改变凝结水流量实现机组负荷的快速响应及负荷变化后期的稳定调节。

在 660 MW 超超临界机组仿真模型上进行该控制策略与常规控制策略的对比仿真, 通过仿真结果分析表明, 该方法能够有效提升机组在变负荷过程中的调节性能, 提高机

组对负荷指令的响应速度及变负荷初期的负荷变化率, 且能有效减少机组关键参数实际值与目标值的偏差, 使机组更快地完成稳定调节。通过 IAE 性能指标对比结果也能证明此方法能有效提高机组负荷变化时的机炉协调控制性能。同时在变负荷过程中, 除氧器水位等参数始终在安全范围内变化, 保证了机组运行的安全性。

## 参考文献

[1]叶小宁, 王彩霞, 时智勇, 等.国外高比例新能源消纳分析及对中国新能源可持续发展的建议[J].中国电力, 2025, 58(6): 137-144.DOI:10.11930/j.issn.1004-

- 9649.202411062.
- [2]张敏, 王建学, 王秀丽, 等.面向新能源消纳的调峰辅助服务市场双边交易机制与模型[J].电力自动化设备, 2021, 41(01): 84-91.
- [3]唐云霓, 闫如雪, 周艳玲.碳中和愿景下能源政策的结构表征与优化路径[J/OL].清华大学学报(自然科学版): 1-14[2022-11-22].
- [4]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(01): 1-9.
- [5]WANG C, ZHAO Y, LIU M, et al. Peak shaving operational optimization of supercritical coal-fired power plants by revising control strategy for water-fuel ratio[J]. Applied Energy, 2018, 216.
- [6]LIU M, WANG S, YAN J. Operation scheduling of a coal-fired CHP station integrated with power-to-heat devices with detail CHP unit models by particle swarm optimization algorithm[J]. Energy, 2020, 214.
- [7]Gao M, Hong F, Liu J. Investigation on energy storage and quick load change control of subcritical circulating fluidized bed boiler units[J]. Applied Energy, 2017, 185.
- [8]Wang Z, Liu M, Zhao Y, et al. Flexibility and efficiency enhancement for double-reheat coal-fired power plants by control optimization considering boiler heat storage[J]. Energy, 2020, 201.
- [9]王迪.火电机组建模及快速变负荷控制[D].东北电力大学, 2018.
- [10]刘畅, 耿林霄, 高林, 等.凝结水变负荷深度调峰技术实现方法及其经济性评价[J].热力发电, 2018, 47(05): 57-62.
- [11]MA L Y, LI F, CHENG L, et al. An Intelligent Dual Optimization Approach for Improved Load Following of Supercritical Power Unit Based on Condensate Throttling[J]. IFAC PapersOnLine, 2017, 50(1).
- [12]HU Y, ZENG D, LIU J, et al. Dynamic model for controller design of condensate throttling systems[J]. ISA Transactions, 2015, 58.
- [13]LAUSTERER G K.. Improved maneuverability of power plants for better grid stability[J]. Control Engineering Practice, 1998, 6(12):1549-1557.
- [14]索中举.超超临界 1000MW 机组凝结水节流一次调频的应用研究[D].东南大学, 2019.
- [15]HAN Z, XIANG P. Modeling condensate throttling to improve the load change performance of cogeneration units[J]. Energy, 2020, 192.
- [16]姚峻, 陈维和.900MW 超临界机组一次调频试验研究[J].华东电力, 2006(08): 84-87.
- [17]WANG W, LIU J, ZENG D, et al. Modeling for condensate throttling and its application on the flexible load control of power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95.
- [18]刘鑫屏, 田亮, 曾德良, 等.凝结水节流参与机组负荷调节过程建模与分析[J].华北电力大学学报(自然科学版), 2009, 36(02): 80-84.
- [19]LONG D, WANG W, YAO C, et al. An experiment-based model of condensate throttling and its utilization in load control of 1000 MW power units[J]. Energy, 2017, 133.
- [20]刘吉臻, 王耀函, 曾德良等.基于凝结水节流的火电机组 AGC 控制优化方法[J].中国电机工程学报, 2017, 37(23): 6918-6925+7082.DOI:10.13334/j.0258-8013.pcsee.161979.
- [21]刘吉臻, 王耀函, 曾德良等.凝结水节流参与的超超临界机组一次调频控制方法[J].中国电机工程学报, 2017, 37(24): 7216-7222+7435.DOI:10.13334/j.0258-8013.pcsee.162405.
- [22]胡勇.基于汽轮机蓄能特性的大型火电机组快速变负荷控制研究[D].华北电力大学, 2015.
- [23]杨伴龙.凝结水节流技术在火电机组中的应用[J].工程建设与设计, 2017(12): 42-43.DOI:10.13616/j.cnki.gcjsysj.2017.06.118.
- [24]马良玉, 宁福军, 宋胜男.凝结水节流对机组负荷影响的仿真研究[J].热力发电, 2015, 44(3): 109-114.
- [25]张悦, 韩璞.一种基于信号流图理论的流体网络建模方法[J].系统仿真学报, 2016, 28(05): 1038-1044.DOI:10.16182/j.cnki.joss.2016.05.0

- 06.
- [26]董竖彪.热工流体网络建模与软件开发[D].哈尔滨工程大学, 2022.DOI:10.27060/d.cnki.ghbcu.2020.001864.
- [27]蔡瑞忠,王威,吕崇德.基于流体网络模块的模块化建模方法[J].清华大学学报(自然科学版), 1999(12): 62-64.DOI:10.16511/j.cnki.qhdxxb.1999.12.017.
- [28]吕崇德.大型火电机组系统仿真与建模[M].清华大学出版社, 2002.
- [29]章臣樾.锅炉动态特性及其数学模型[M].水利电力出版社, 1987.