

7-30-2020

## Modeling and Simulation for Ultra Supercritical Units Load Regulation by Condensate Throttling

Junjie Gu

*School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;*

Wang Peng

*School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

## Modeling and Simulation for Ultra Supercritical Units Load Regulation by Condensate Throttling

### Abstract

**Abstract:** *Dynamic model of the condensate flow and load of ultra supercritical units was given. Reasonable inference and simplified were made by the conservation of volume, conservation of mass and conservation of energy and dynamic model of the condensate flow and load of supercritical units was offered, which could provide theoretical basis for the implement of the power plant condensate throttling and load control. Taking a 1000 MW ultra supercritical unit as an example, simulation of the model was made and compared. Results show that the gain coefficient and the time constant of the transfer function of the condensate flow and load can be regulated by changing different amount of condensate flow at the rated working condition; in different working condition, the gain coefficient is larger with the increase of load, but the time constant is shorter.*

### Keywords

ultra supercritical, condensate throttling, dynamic model, thermal balance diagram, simulation

### Recommended Citation

Gu Junjie, Wang Peng. Modeling and Simulation for Ultra Supercritical Units Load Regulation by Condensate Throttling[J]. Journal of System Simulation, 2015, 27(12): 2920-2926.

## 超超临界机组凝结水节流负荷调节的建模与仿真

谷俊杰, 王鹏

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

**摘要:** 给出了超超临界机组凝结水流量与负荷的动态模型: 利用容积守恒, 质量守恒和能量守恒方程, 进行推理和简化, 建立两者之间的动态模型, 为电厂实行凝结水节流与负荷控制提供理论依据。以某电厂 1 000 MW 超超临界机组为例, 根据热平衡图及结构参数, 对模型进行仿真。结果表明: 在额定工况下, 改变不同的凝结水流量, 可得到对应的凝结水流量与负荷的传递函数的增益系数和时间常数; 在不同工况下, 随着负荷的增大, 增益系数是变大的, 而时间常数是变小的。

**关键词:** 超超临界; 凝结水节流; 动态模型; 热平衡图; 仿真

中图分类号: TM76 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2015) 12-2920-07

### Modeling and Simulation for Ultra Supercritical Units Load Regulation by Condensate Throttling

Gu Junjie, Wang Peng

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

**Abstract:** Dynamic model of the condensate flow and load of ultra supercritical units was given. Reasonable inference and simplified were made by the conservation of volume, conservation of mass and conservation of energy and dynamic model of the condensate flow and load of supercritical units was offered, which could provide theoretical basis for the implement of the power plant condensate throttling and load control. Taking a 1000 MW ultra supercritical unit as an example, simulation of the model was made and compared. Results show that the gain coefficient and the time constant of the transfer function of the condensate flow and load can be regulated by changing different amount of condensate flow at the rated working condition; in different working condition, the gain coefficient is larger with the increase of load, but the time constant is shorter.

**Keywords:** ultra supercritical; condensate throttling; dynamic model; thermal balance diagram; simulation

## 引言

随着国内经济的飞速发展, 生活用电占整个电力消费比例逐年升高, 电力供应峰谷差越来越大, 从而容易导致电网负荷大范围波动<sup>[1]</sup>。大型机组要

求进入调峰, 单纯依靠调节给煤量已无法满足电网调峰的要求, 所以合理利用锅炉侧蓄热和汽轮机侧蓄热可以改善机组的负荷响应, 减小汽压的波动。

当电网要求涨负荷时, 锅炉侧蓄热可以通过增大汽机调节阀开度释放出来, 其蓄热主要包括工质蓄热和金属管道蓄热<sup>[2]</sup>。汽机侧蓄热则是通过减少各低压加热器的抽气量从而增大在汽轮机做功的蒸汽量, 进而增大机组的输出功率。Dorner 等<sup>[3]</sup>提出了 ‘condensate stoppage’ 方法, 它是通过停



收稿日期: 2015-06-01 修回日期: 2015-09-12;  
基金项目: 河北省教育厅科学研究指导性项目 (z2007414);  
作者简介: 谷俊杰(1959-), 男, 河北, 教授, 硕士, 研究方向为电站热工控制与优化运行; 王鹏(1988-), 男, 河南, 硕士生, 研究方向为单元机组运行控制。

<http://www.china-simulation.com>

• 2920 •

用加热器来提供旋转备用容量。刘吉臻等<sup>[4]</sup>建立了机组负荷与凝结水流量的静态关系式, 分析了机组凝结水节流负荷静态响应。

在加热器的动态特性研究方面, Roetzel 等<sup>[5]</sup>发现加热器出口温度变化迟延不仅与流体特性、金属热容有关, 还与 NTU 数有关。Wakui 等<sup>[6]</sup>建立了加热器的稳态半经验模型, 并依据实验数据对加热器的传热系数进行修正。宁涛等<sup>[7]</sup>将纯凝结段回热加热器划分为 4 个控制容积, 从而得到回热加热器的动态模型。赵文升等<sup>[8]</sup>再假定已知蒸汽流量的前提下仿真回热加热器的动态特性。然而这些研究者未曾研究分析低压加热器系统凝结水流量与机组负荷的动态关系。

本文在前人研究基础上, 通过对凝结水节流的机理分析, 建立了凝结水流量与负荷的动态模型, 通过仿真分析凝结水流量与负荷之间的关系, 并对不同负荷时凝结水流量变化对负荷的影响进行比较。电厂进行凝结水节流操作时, 提出一种通过先后调节汽机阀门和进行凝结水节流的有机结合方法, 综合利用锅炉侧和汽机侧的蓄热, 既能维持机组的安全运行, 又能用来弥补因煤量改变造成的负

荷迟延, 以适应机组的突发性、大范围调峰, 满足电网一次调频的要求。

## 1 低压加热器的动态特性

### 1.1 机理分析

对于大型机组而言, 通常采用三高四低一除氧的回热加热系统, 通过质量平衡和能量平衡, 可得到凝结水流量与机组负荷之间的动态特性, 即机理建模。对于此 1 000 MW 机组, 低加和除氧器部分的结构如图 1 所示。

下面对凝结水节流导致机组功率增加的机理进行分析<sup>[9]</sup>。对于壳侧水位不受控的加热器, 依靠加热器有自平衡能力, 当凝结水流量减小时, 加热凝结水所需要的总热量减少, 而抽汽量暂时不变, 因而导致加热器管侧出口水温上升, 进而导致壳侧饱和温度与压力上升, 使得汽轮机抽汽压力与加热器内壳侧饱和压力之间的偏差减小, 加热器从汽轮机中抽汽量减小, 流经汽轮机蒸汽量增加, 机组输出功率增加。

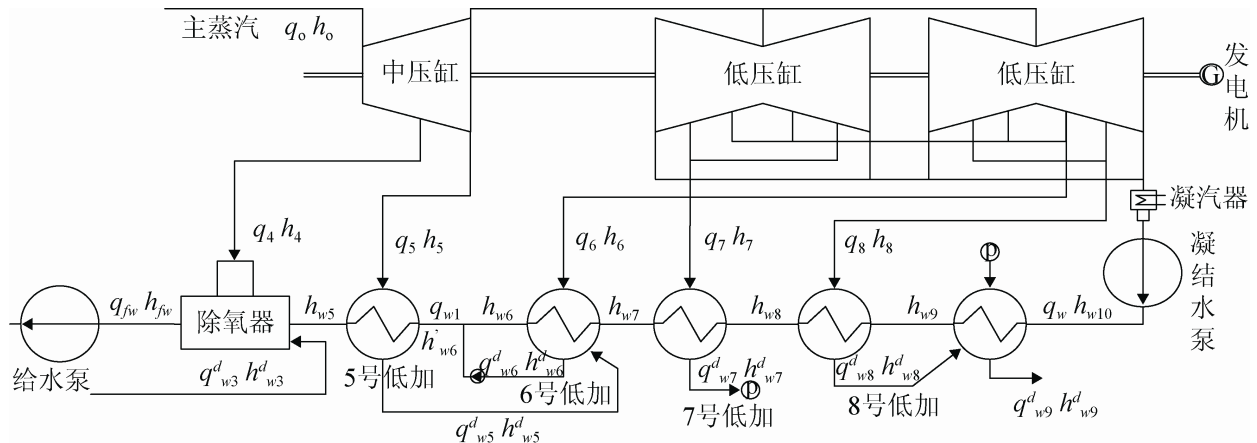


图 1 1 000 MW 机组除氧器和低加系统图

### 1.2 模型的假设条件

回热加热器的建模对于整个热力系统建模与仿真具有重要性作用。回热加热器的动态过程较为复杂, 加热器内的参数不仅为时间的函数, 而且还

是空间的函数, 该系统具有分布特性<sup>[10]</sup>。通过建立关于时间函数的质量方程、能量方程, 并进行简化整理, 可得到回热加热器的动态模型。对于凝结水节流工况, 动态模型的输入量为凝结水流量, 输出量为抽气量。

在凝结水节流的动态过程中, 低压加热器的工质状态参数呈非线性特性, 工质的热物性及工质之间的换热系数都在变化, 实际模型的阶数很高, 使得方程的求解十分困难。为了使模型简化且求解方便, 对动态模型需要进行以下假设:

- 1) 忽略壳侧抽汽的压降, 认为蒸汽在蒸汽冷却段和蒸汽凝结段的压力均匀一致。
- 2) 对于蒸汽凝结段, 忽略上级疏水影响, 认为壳侧的蒸汽和水都处于饱和状态。
- 3) 管束金属可以不作为独立环节列出, 其动态特性归入到壳侧进行考虑。
- 4) 管侧与壳侧的传热按平均温差进行计算, 且忽略冷却段和凝结段传热系数的差异。
- 5) 忽略管侧管长方向的压降, 并认为沿管长方向导热和管壁径向导热系数为无穷大。

### 1.3 低压加热器抽气量与凝结水量的数学模型

壳侧工质的容积平衡

$$\frac{dv'}{d\tau} + \frac{dv''}{d\tau} = 0 \quad (1)$$

壳侧工质的质量平衡

$$\frac{d(\rho'v')}{d\tau} + \frac{d(\rho''v'')}{d\tau} = q_j - q_{fw} \quad (2)$$

壳侧工质的能量平衡

$$\frac{d(\rho'v'h')}{d\tau} + \frac{d(\rho''v''h'')}{d\tau} + C_{jin}M_{jin} \frac{dt_s}{d\tau} = q_j \times h_j - q_{fw} \times h_{fw} - Q \quad (3)$$

壳侧工质与管内凝结水之间传热方程

$$Q = K_s A \left( \frac{t_j + t_s}{2} - \frac{t_{wo} + t_{wi}}{2} \right) \quad (4)$$

式中:

$$K_s = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} + \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}} \quad (5)$$

管内凝结水能量方程

$$\frac{dt_{wo}}{d\tau} = \frac{Q - q_w c_w (t_{wo} - t_{wi})}{c_w \rho v} \quad (6)$$

式(1)~(6)中  $t_s$  为饱和水和饱和蒸汽的饱和温

度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $q_j$ ,  $t_j$ ,  $h_j$  分别为抽汽的流量、温度和焓,  $\text{kg/s}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{kJ/kg}$ ;  $q_{fw}$ ,  $h_{fw}$  分别为疏水的流量和焓,  $\text{kg/s}$ ,  $\text{kJ/kg}$ ;  $C_{jin}$ ,  $M_{jin}$  分别为金属的比热容和质量,  $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ 、 $\text{kg}$ ;  $\rho'$ ,  $\rho''$ ,  $v'$ ,  $v''$ ,  $h'$ ,  $h''$  分别为饱和水和饱和蒸汽的密度、空间体积和焓值,  $\text{kg/m}^3$ ,  $\text{m}^3$ ,  $\text{kJ/kg}$ ;  $K_s$ ,  $A$ ,  $Q$  分别为壳侧与管侧之间的换热系数、有效换热面积和换热量,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ,  $\text{m}^2$ ,  $\text{kJ/s}$ ;  $\alpha_1$  为凝结水与金属管壁的换热系数,  $\text{w}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $\alpha_2$  为抽汽与管壁的换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $\lambda$  为管壁的导热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $d_1$ ,  $d_2$  分别为金属管道的内径和外径,  $\text{m}$ ;  $q_w$  为凝结水流量,  $\text{kg/s}$ ;  $c_w \rho v$  为管内凝结水热容量,  $\text{kw}/^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{wo}$ ,  $t_{wi}$  分别为管侧凝结水的出口温度和进口温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

由(1)和(2)可得饱和水容积与饱和温度变化的关系

$$\frac{dv'}{d\tau} = \frac{1}{\rho' - \rho''} \left[ q_j - q_{fw} - \left( v' \frac{d\rho'}{dt_s} + v'' \frac{d\rho''}{dt_s} \right) \frac{dt_s}{d\tau} \right] \quad (7)$$

由(2), (3)和(7)联立并整理可得(8)式

$$\frac{dt_s}{d\tau} = \frac{q_j * h_j - q_{fw} * h_{fw} - \left( h'' \frac{d\rho'}{dt_s} - \frac{\rho' h' - \rho'' h''}{\rho' - \rho''} \frac{d\rho'}{dt_s} + \rho'' \frac{dh''}{dt_s} \right) v'' + Q - (q_j - q_{fw}) \frac{\rho' h' - \rho'' h''}{\rho' - \rho''}}{\left( h' \frac{d\rho'}{dt_s} - \frac{\rho' h' - \rho'' h''}{\rho' - \rho''} \frac{d\rho'}{dt_s} + \rho' \frac{dh'}{dt_s} \right) v' + C_{jin} M_{jin}} \quad (8)$$

可令式(8)中

$$\frac{\rho' h' - \rho'' h''}{\rho' - \rho''} = b_1 \quad (9)$$

$$h'' \frac{d\rho'}{dt_s} - b_1 \frac{d\rho'}{dt_s} + \rho'' \frac{dh''}{dt_s} = b_2 \quad (10)$$

$$h' \frac{d\rho'}{dt_s} - b_1 \frac{d\rho'}{dt_s} - b_2 + \rho' \frac{dh'}{dt_s} = b_3 \quad (11)$$

## 2 动态模型中系数的具体计算

### 2.1 动态方程中系数的具体计算

在式(7)和式(8)中,  $\rho'$ 、 $\rho''$  为饱和水与饱和蒸汽密度差, 由数据可知, 当机组运行在100%负荷下, 低加壳侧的饱和水的密度为  $908.23 \text{ kg/m}^3$ , 饱和蒸

汽密  $3.028 \text{ kg/m}^3$ , 因此  $\rho' - \rho''$  可近似约为  $\rho'$ 。所以式(9)的  $b_1$  可化简为

$$b_1 = \frac{\rho' h' - \rho'' h''}{\rho' - \rho''} \approx h' - \frac{\rho''}{\rho'} h''$$

## 2.2 饱和水及饱和蒸汽密度、压力、焓的计算

由饱和水性可知, 饱和水及饱和蒸汽的密度、压力和焓都可表示成饱和温度的单值函数, 因此在 100% 负荷工况时, 误差允许的范围, 饱和水及饱和蒸汽的密度、焓、压力可拟合为:

$$\rho' = 1065.5 - t_s \quad (12)$$

$$\rho'' = 0.076 t_s - 8.90467 \quad (13)$$

$$h' = 4.398 t_s - 28.51 \quad (14)$$

$$h'' = 1.12254 t_s + 2578.33 \quad (15)$$

$$p_s = 0.0001959 t_s - 0.04749 + 3.19905 \quad (16)$$

式(12)~(16)中: 饱和温度  $t_s$  的范围为 [150, 180]。

## 2.3 抽汽流量及疏水流量与压力的关系

机组抽汽压力与壳侧蒸汽压力的差值和抽汽流量的平方成比例关系, 对于凝结水节流过程, 是在基本维持超超临界再热机组主蒸汽参数和再热蒸汽参数稳定的基础上进行的。因此机组抽汽压力基本不变可近似为定值, 疏水压力变化很小可近似为定值, 即:

$$p_j - p_s = k_1 q_j^2 \quad (17)$$

$$p_s - p_{fw} = k_2 q_{fw}^2 \quad (18)$$

式中:  $p_j$  为抽汽口压力, MPa;  $p_{fw}$  为疏水压力, MPa;  $k_1$ ,  $k_2$  分别为抽汽和疏水的系数, 单位为  $\text{MPa}/(\text{kg/s})^2$ 。

## 2.4 机组功率与抽汽流量的关系

相比于低压加热系统, 在汽轮机中蒸汽的能量转换很快, 因此可以忽略汽轮机的动态特性。根据能量平衡可知:

$$N = \eta \left[ q_{st} (h_{st} - h_c) - \sum_{j=5}^8 q_j (h_j - h_c) \right] \times 10^{-3} \quad (19)$$

式中:  $N$  为机组功率, MW;  $\eta$  为汽轮机效率;  $q_{st}$  为蒸汽流量, kg/s;  $h_{st}$  为蒸汽焓, kJ/kg;  $h_c$  为排汽焓, kJ/kg。

## 3 实际对象参数整定及仿真

### 3.1 凝结水节流动态模型主要参数计算

以某厂 1000 MW 超超临界机组为研究对象, 其低加主要结构参数见表 1。

表 1 低压加热器主要参数

参数	数值
有效换热面积/ $\text{m}^2$	1050
壳体最大外径/mm	1632
壳体材料	20R
壳体总长/mm	10300
管子数量/根	1269
管束型式	U形管
管子材料	TP304
管子外径/mm	65
管子壁厚/mm	0.9

根据表 2 和查阅资料可求得

$$C_{jin} M_{jin} = 7930 \times 0.0009 \times 1050 \times 0.46 = 3447.17$$

式(9)~(11)中的  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  可由公式(12)~(15)代入求得

$$b_1 \approx h' - \frac{\rho''}{\rho'} h'' = 4.39407 \theta_s - 19.4864$$

$$b_2 = h'' \frac{d\rho'}{dt_s} - b_1 \frac{d\rho'}{dt_s} + \rho'' \frac{dh''}{dt_s} = 193.205 - 0.239 \theta_s$$

$$b_3 = h' \frac{d\rho'}{dt_s} - b_1 \frac{d\rho'}{dt_s} - b_2 + \rho' \frac{dh'}{dt_s} = 4501.8879 - 4.15525 \theta_s$$

式(17), (18)中系数  $k_1$ ,  $k_2$  可由 100% 稳定工况点的压力和抽气量及疏水量求得

$$k_1 = \frac{p_j - p_s}{q_j^2} = \frac{0.609 - 0.576}{32.3589^2} = 3.151566 \times 10^{-5}$$

$$k_2 = \frac{p_s - p_1}{q_{fw}^2} = \frac{0.576 - 0.2314}{32.3589^2} = 3.291 \times 10^{-4}$$

### 3.2 100%负荷工况下凝结水节流模型仿真

#### 3.2.1 100%负荷工况下凝结水节流抽汽流量的响应曲线

通过MATLAB软件对所求得的凝结水流量与机组负荷的动态模型进行仿真。将超超临界机组实际满负荷运行时的凝结水流量值作为模型的输入值，并带入结构参数及求得的系数，得到低加抽汽流量以及机组负荷的动态响应曲线。

根据100%负荷工况下超超临界机组功率与凝结水流量仿真流程图，如图2所示。

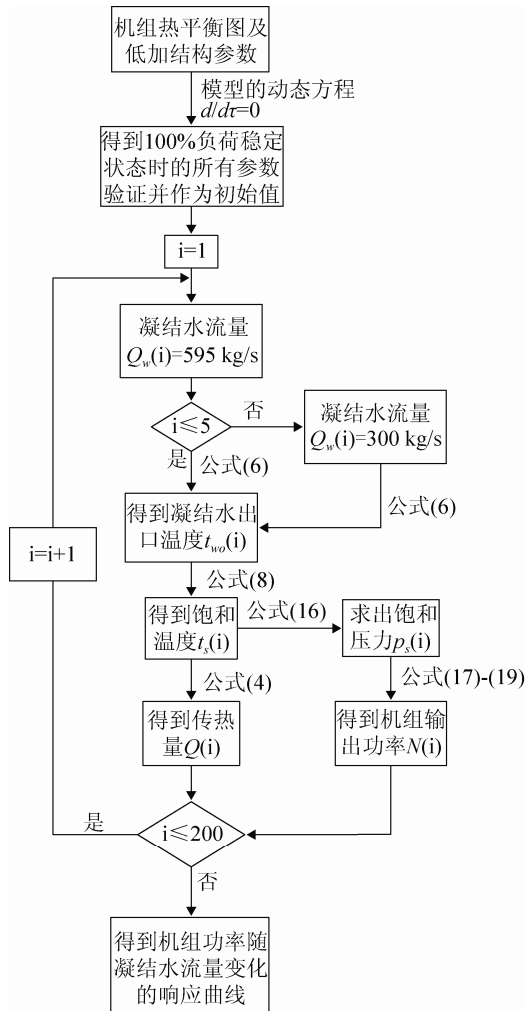


图2 超超临界机组功率与凝结水流量的仿真流程图

当机组在100%负荷工况下运行，凝结水流量由595 kg/s分别阶跃减少到300 kg/s，200 kg/s，100 kg/s时，随着凝结水量的减少，如图3所示，凝

结水的出口温度上升，凝结水与抽汽之间换热量减少，导致壳侧的饱和温度升高，进而使抽气量减少，如图4所示，且随着凝结水量的减少幅度增大，抽汽量下降幅度变大，抽气量的响应时间有所增大。低压加热器是串联布置，经过所有低压加热器的凝结水流量是同时变化，所以整体的热惯性表现为并联特性，即整体的时间常数为低压加热器本身的时间常数。

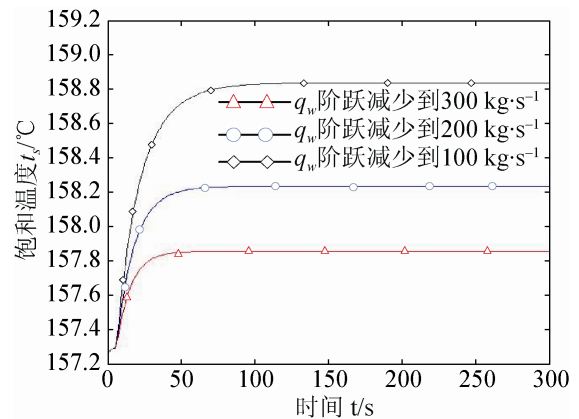


图3 不同凝结水量时饱和温度的变化曲线

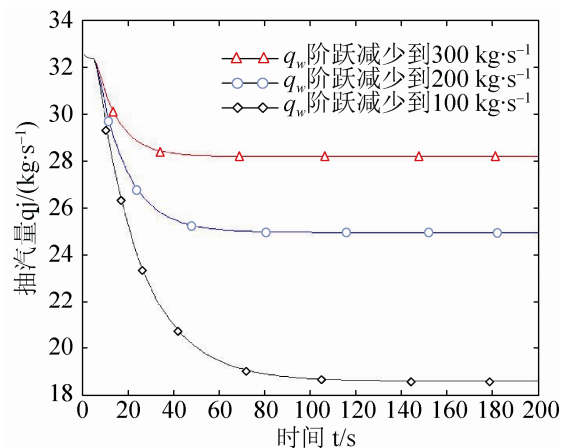


图4 不同凝结水量时抽汽流量变化曲线

#### 3.2.2 凝结水流量与机组功率的传递函数的求取

凝结水节流导致机组功率增加这一过程的热惯性时间可以根据机理分析确定约在10~20 s，也可以通过凝结水节流实验加以确定。通过仿真得到凝结水流量由595 kg/s分别阶跃减少到300 kg/s，200 kg/s，100 kg/s时机组输出功率的响应曲线，如图5所示。由响应曲线分析可知，机组输出功率与

凝结水流量的动态关系可拟合为一阶惯性系统。

对于此超超临界机组, 凝结水流量  $q_w$  (kg/s) 与机组功率  $N$  (MW) 之间的传递函数为:

$$\frac{\Delta N}{\Delta q_w} = \frac{K}{Ts+1} MW / (kg \cdot s^{-1}) \quad (20)$$

由图5可知, 式(20)中的增益系数  $K$  和时间常数  $T$  与凝结水流量的变化量有一定关系, 根据阶跃响应曲线求取增益系数  $K$  和时间常数  $T$  并列入表2中。由表2的数据可知, 当凝结水流量变化较大时, 机组的输出功率增大的幅度变大, 但由于低压加热器依靠自平衡特性改变抽气量, 当凝结水变化越大时, 管内凝结水出口温度动态变化时间越长, 壳侧的饱和温度的变化时间越长, 加热器自身蓄热产生的热惯性越大, 从而造成抽气量的惯性时间增大, 最终导致负荷响应的时间变长。

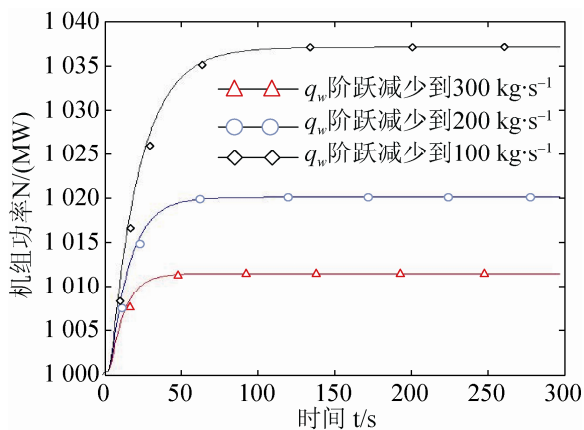


图 5 不同凝结水量时机组功率的变化曲线

表 2 机组功率与凝结水变化量传递函数的系数

凝结水节流量 /(kg·s <sup>-1</sup> )	增益系数 $K$ / (MW/kg·s <sup>-1</sup> )	时间常数 $T$ /s
300	0.040 7	11.741
200	0.050 6	14.038
100	0.072 7	20.435

### 3.2.3 模型验证

在模型验证中, 由建模仿真所得机组负荷响应曲线与凝结水节流试验的数据进行验证对比。凝结水节流试验数据如表3所示。

表 3 100% 负荷下凝结水节流试验数据

凝结水节流 /(kg·s <sup>-1</sup> )	试验前功率 /MW	最大功率 /MW	功率增加 /MW
300	1 001.3	1 014.6	13.3
400	1 001.6	1 020.5	18.9
500	1 000.4	1 035.8	35.4

试验发现, 在额定负荷下进行凝结水节流试验, 机组负荷响应时间在10~20 s, 快速达到最大值的90%的时间在40~60 s。由图5和表3可以看出, 试验所得的负荷增加量及响应时间与通过建模仿真所得数据基本一致。由此证明了模型的正确性。

### 3.3 不同负荷工况下凝结水节流模型仿真

同100% THA 工况计算过程相似, 分别计算出机组在75% THA 工况、50% THA 工况下, 机组输出功率与凝结水流量变化量的传递函数。在凝结水流量都减少50%的情况下, 得出不同负荷工况下, 机组输出功率的增加量的输出曲线, 如图6所示。并计算出3个负荷工况点的传递函数的增益系数  $K$  和时间常数  $T$ 。由表4和图6可知, 机组运行在不同负荷工况下, 随着凝结水量的减少其功率的增加量和响应时间是不相同的。随着机组运行的负荷的增大, 增益系数是变大的, 即机组功率的增加量是变大的, 但其时间常数是变小的, 即响应时间变小, 这说明机组运行的负荷越大, 机组进行凝结水节流控制负荷的效果越好。

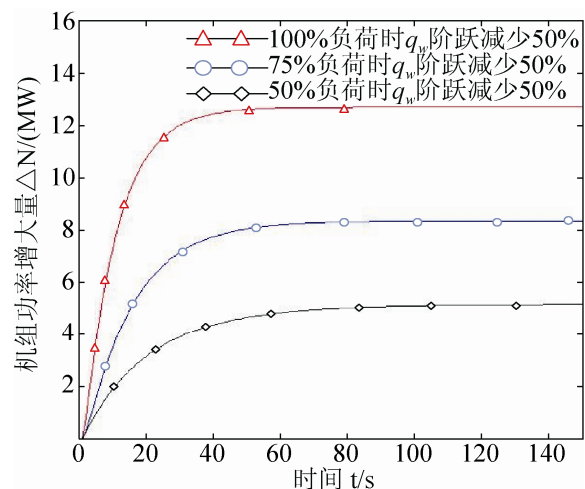


图 6 不同负荷工况下功率增加量的变化曲线



表 4 不同工况下传递函数的系数

凝结水流量减少 50% 工况下	增益系数 $K$ /(MW/kg·s <sup>-1</sup> )	时间常数 T/s
50% THA	0.034 2	21.341
75% THA	0.038 1	16.669
100% THA	0.040 7	11.741

## 4 结论

本文通过对凝结水节流控制负荷的过程进行机理分析, 利用质量方程、能量方程和传热方程, 建立了凝结水流量和负荷的动态模型。利用某电厂的热平衡图和结构参数, 对动态模型进行仿真。结果表明: 机组输出功率能力随凝结水流量减小而增大。在凝结水流量同样减少 50% 的情况下, 机组运行的负荷越大, 机组进行凝结水节流控制负荷的效果越好。

### 参考文献:

- [1] 胡勇, 刘吉臻, 曾德良, 等. 1 000 MW 火电机组凝结水节流系统动态模型研究 [J]. 太原理工大学学报, 2014, 45(6): 818-822.
- [2] 谷俊杰, 张永涛, 曹喜果, 等. 超(超)临界直流锅炉蓄热系数计算 [J]. 动力工程学报, 2015, 35(3): 173-177.

(上接第 2919 页)

### 参考文献:

- [1] Liu J F, Wu J H, Su Y F. Development of an interactive lane keeping control system for vehicle [C]// Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007, VPPC 2007, IEEE. USA: IEEE, 2007: 702-706.
- [2] Hwang J, Huh K, Na H, *et al.* Development of a model based predictive controller for lane keeping assistance [R]// SAE Technical Paper, 2008. USA:SAE, 2008.
- [3] Minoiu N, Netto M, Mammari S, *et al.* A switched optimized approach for road departure avoidance: implementation results [C]// IEEE Conference Intelligent Vehicles Symposium. USA: IEEE, 2007: 787-792.
- [4] Katagiri N, Marumo Y, Tsunashima H. Controller Design and Evaluation of Lane-Keeping-Assistance System for Motorcycles[J]. Jmtl (S1882-1782), 2009, 2(1):43-54.
- [5] 马莹, 王建强, 徐友春, 等. 智能车辆车道保持系统 [J]. ITS 通讯, 2004, 6(1): 7-12.
- [6] 张海林, 罗禹贡, 江青云, 等. 基于电动助力转向的车道保持系统 [J]. 汽车工程, 2013, 35(6): 526-531.

- [3] Dorner W, Welfonder E. Economic spinning reserve power by controlled preheater activation [C]. IFAC Symposium on Control of Power Plants and Power Systems. England: Control Engineering Practice, 1992, 1: 135-140.
- [4] 刘吉臻, 刘彧昕, 王伟. 基于汽水分布方程的热力发电机组凝结水节流静态负荷响应特性 [J]. 动力工程学报, 2015, 35(4): 318-324.
- [5] Roetzel W, Xuan Y. Transient Behaviour of Multipass shell-And-Tube Heat Exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(3): 703-710.
- [6] Wakui T, Yokoyama R. On-Line Model-Based Performance Monitoring of a Shell-And-Tube Type Heat Exchanger Using Steam and Water [J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(10): 2669-2677.
- [7] 宁涛, 张瑞山, 李根, 等. 纯凝结段回热加热器动态特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(4): 676-679.
- [8] 赵文升, 王兵树, 马良玉, 等. 大型火电机组加热器动态数学模型的研究 [J]. 汽轮机技术, 2001, 43(6): 324-327.
- [9] 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, 2009, 36(2): 80-84.
- [10] 丁萃箐. 换热设备动态特性计算 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1993.

- [7] Pacejka H. Tire and vehicle dynamics [M]. Germany: Elsevier, 2005.
- [8] Timings J P, Cole D J. Minimum manoeuvre time of a nonlinear vehicle at constant forward speed using convex optimization [C]// Proceedings of The 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control. Loughborough, UK:AVEC 10, 2010:1-6.
- [9] Guo K, Guan H. Modelling of driver/vehicle directional control system [J]. Vehicle System Dynamics (S0042-3114), 1993, 22(3-4): 141-184.
- [10] 孙涛, 张志伟. 基于 Kalman 滤波器的车道保持辅助系统研究 [J]. 计算机应用与软件, 2014, 31(1): 54-56.
- [11] Rajamani R. Vehicle dynamics and control [M]. Germany: Springer Science & Business Media, 2011.
- [12] Shamma J S. Analysis and design of gain scheduled control systems [D]. USA: Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [13] Rugh W J, Shamma J S. Research on gain scheduling [J]. Automatica (S0005-1098), 2000, 36(10): 1401-1425.
- [14] 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册, 试验篇 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.