

# 考虑阀门管理函数的汽轮机调速系统 稳定性分析

李冰天, 王强, 张军科, 张军辉, 葛挺  
(大唐华中电力试验研究院, 河南 郑州 450000)

**[摘要]** 阀门管理函数是调速系统的关键环节, 但现用的汽轮机调速系统模型并没有考虑其影响。对此, 本文通过分析阀门流量特性, 建立了含阀门管理函数的调速系统 Simulink 仿真模型, 同时引入了线性因子  $\beta$  用来衡量阀门管理函数的线性程度。通过仿真和计算分析, 得出调速系统处于开环控制和数字电液控制系统 (DEH) 闭环控制方式下的阻尼特性, 并进一步分析了 2 种控制方式下  $\beta$ 、PI 控制参数  $K_P$  和  $K_I$ 、油动机时间常数  $T_{y_{dj}}$  和高压缸前汽室容积时间常数  $T_{CH}$  对系统阻尼特性的影响。通过传递函数计算得到了 DEH 闭环控制时系统稳定性判断条件和  $\beta$  与  $K_P$ 、 $K_I$ 、 $T_{y_{dj}}$  和  $T_{CH}$  的函数关系, 并给出了  $\beta$  的负阻尼临界值和过阻尼临界值的计算方法, 这可作为部分机组出现调速系统摆动时的分析依据。

**[关键词]** 阀门管理函数; 汽轮机; 调速系统模型; 线性因子  $\beta$ ; 阻尼特性; 稳定性分析

**[中图分类号]** TM621.6 **[文献标识码]** B **[DOI 编号]** 10.19666/j.rlfed.202003049

**[引用本文格式]** 李冰天, 王强, 张军科, 等. 考虑阀门管理函数的汽轮机调速系统稳定性分析[J]. 热力发电, 2021, 50(2): 150-156. LI Bingtian, WANG Qiang, ZHANG Junke, et al. Stability analysis for turbine speed control system considering valve management function[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(2): 150-156.

## Stability analysis for turbine speed control system considering valve management function

LI Bingtian, WANG Qiang, ZHANG Junke, ZHANG Junhui, GE Ting  
(Datang Central-China Electric Power Test Research Institute, Zhengzhou 450000, China)

**Abstract:** Valve management function is the key link of speed control system. However, the current model of turbine speed control system does not consider the influence of valve management function. Thus, through analyzing the flow characteristics of valve, this paper establishes the Simulink simulation model of speed control system with valve management function, and introduces the linear factor  $\beta$  to measure the linear degree of valve management function. Through simulation and calculation analysis, the damping characteristics of the speed control system under the open-loop control and closed-loop control are obtained, and the influences of the linear factor  $\beta$ , PI control parameters  $K_P$ ,  $K_I$ , time constant  $T_{y_{dj}}$  of the hydraulic servo motor and volume time constant  $T_{CH}$  of the high cylinder front steam chamber on the damping characteristics of the system are further analyzed. Through the transfer function calculation, the system stability judgment condition and the function relationship between  $\beta$  and  $K_P$ ,  $K_I$ ,  $T_{y_{dj}}$  and  $T_{CH}$  are obtained, and the calculation method of  $\beta$ 's negative damping critical value and over damping critical value are given, which can be used as the analysis basis for some units when the speed governing system swings.

**Key words:** valve management function, steam turbine, speed governing system model, linear factor  $\beta$ , damping characteristics, stability analysis

汽轮机调速系统的稳定性决定了汽轮机的调节品质。衡量调速系统的稳定性主要从一次调频性能、功率或转速闭环控制性能、配汽方式切换是否

平稳、调节汽阀及 EH 油系统是否稳定等方面考虑。

在导致调速系统稳定性下降的原因中, 调速系统摆动问题最为突出。调速系统摆动不仅会导致调

修回日期: 2020-06-08

第一作者简介: 李冰天(1993), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为汽轮机调节系统, libingtian123@126.com。

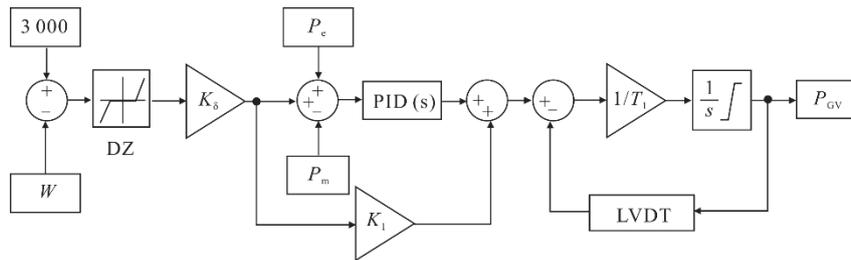
节汽阀、油动机等设备频繁动作，同时也有可能导  
致功率、转速出现大幅波动，并进一步诱发电力系  
统低频振荡事故<sup>[1-4]</sup>。导致调速系统摆动的主要原因  
有：一次调频回路参数设置过强，如人为地降低速  
度不等率、增大前馈系数等；协调控制系统（CCS）  
侧或数字电液控制系统（DEH）侧功率闭环控制参  
数设置不当，如 PI 比例作用或积分作用过强等；EH  
油系统或调节汽阀故障等；阀门管理函数与实际流  
量特性不匹配，使得综合阀位指令变化所对应的流  
量变化偏差过大等<sup>[5-7]</sup>。以上原因常常相互叠加，最  
终导致机组在一次调频动作、负荷调整或配汽方式  
切换时出现调速系统摆动或功率振荡问题。

因导致调速系统摆动的影响因素较多，需要综  
合考虑，但目前使用的汽轮机调速系统模型并未包  
含阀门管理函数部分。实际上，阀门管理函数与 PI  
控制参数、速度不等率及前馈因子等参数配合良好  
才能确保调速系统的调节品质；若阀门管理函数线  
性度差，不仅给 PI 参数的整定带来困难，同时也会  
影响机组的调节品质。本文通过对含阀门管理函数

的汽轮机及其调速系统的建模和计算分析，进一步  
研究了阀门管理函数如何影响调速系统稳定性，以  
及与 PI 调节参数、速度不等率及一次调频前馈因子  
之间的相关关系。

## 1 含阀门管理函数的汽轮机调速系统模型

图 1 为目前使用的典型汽轮机调速系统模型<sup>[8]</sup>。  
由于典型的调速系统模型没有考虑阀门管理函数  
的影响，模型中的  $P_{GV}$  事实上表示阀门的流量，而  
非阀门的开度。而实际上阀门的开度与流量并非线  
性关系。在 DEH 中采用阀门管理函数修正的办法，  
使综合阀位指令与蒸汽流量呈线性关系。但从实际  
运行情况来看，阀门管理函数常出现与阀门流量特  
性不匹配的情况，导致机组一次调频能力差、功率  
波动、调速系统摆动甚至电力系统低频振荡的事  
故时有发生<sup>[9-10]</sup>。因此，在建立调速系统模型时，  
应当考虑阀门管理函数的影响。



DZ—转速死区带； $K_0$ —速度不等率的倒数； $K_1$ —一次调频前馈系数； $T_{yd}$ —油动机时间常数，s；  
LVDT—线性位移传感器； $P_e$ —功率指令； $P_m$ —实测功率； $P_{GV}$ —阀门输出开度。

图 1 典型调速系统模型  
Fig.1 The model of typical speed control system

阀门流量特性可通过阀门流量特性测试得到。  
从调节级后至高压缸排汽末级，可应用弗留格尔公  
式，得到式(1)。

$$\frac{G_1}{G_0} = A \times \frac{p_{11}}{p_{10}} \times \sqrt{\frac{T_{10}}{T_{11}}} \quad (1)$$

式中： $G_0$ 、 $G_1$  分别为变工况前、后蒸汽流量，kg/s；  
 $p_{10}$ 、 $p_{11}$  分别为变工况前、后调节级后压力，MPa；  
 $T_{10}$ 、 $T_{11}$  分别为变工况前、后调节级蒸汽温度，K；  
 $A$  为通流面积， $m^2$ 。

忽略蒸汽温度的变化，根据式(1)，蒸汽流量与  
调节级压力接近正比关系，因此可用调节级压力代  
表蒸汽流量。但调节级压力不仅受阀门开度影响，

同时也受主蒸汽压力  $p_0$  的影响，因此必须将调节级  
压力修正到额定主蒸汽压力下的值，可采用  $p_1/p_0$  来  
表示阀门的通流量。它代表了经主蒸汽压力修正后  
的蒸汽流量  $G'$ 。 $G'$  再经过标么化处理后即可得到  
阀门的流量特性公式为

$$G'_x = \frac{\left(\frac{p_{11}}{p_{01}}\right)_x - \left(\frac{p_{11}}{p_{01}}\right)_0}{\left(\frac{p_{11}}{p_{01}}\right)_1 - \left(\frac{p_{11}}{p_{01}}\right)_0} \quad (2)$$

式中， $G'_x$  表示在  $x$  阀位处的阀门流量的标么值，  
 $(p_{11}/p_{01})_1$ 、 $(p_{11}/p_{01})_0$ 、 $(p_{11}/p_{01})_x$  分别表示阀门在全开、  
全关和  $x$  开度下的流量。

然后可建立阀门流量特性修正模型，如图 2 所示。

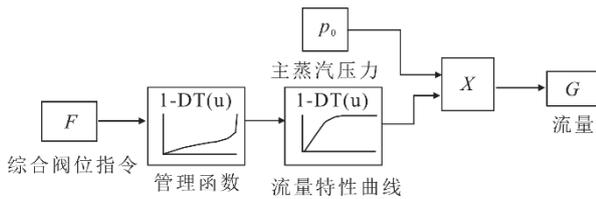
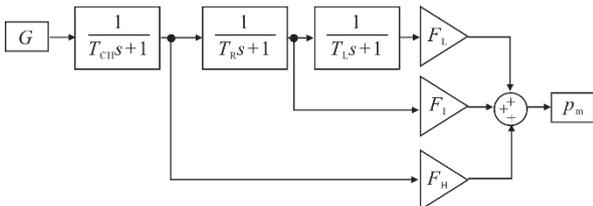


图2 阀门流量修正模型  
Fig.2 The valve flow correction model

汽轮机功率传递模型如图3所示，该模型不考虑高压缸自然过调系数和中调门开度变化。



G—蒸汽流量； $T_{CH}$ —高压缸前汽室容积时间常数，s； $T_R$ —再热器时间常数，s； $T_L$ —连通管时间常数，s； $F_H$ 、 $F_1$ 、 $F_L$ —高、中、低压缸的做功比例。

图3 汽轮机功率传递模型  
Fig.3 The turbine power transfer model

## 2 调速系统稳定性影响因素分析

### 2.1 阀门管理函数

阀门管理函数对于调速系统的影响主要体现在汽轮机调节的线性程度上，因此引入阀门管理函数线性因子  $\beta$ 。 $\beta$  表示修正后蒸汽流量  $G'$  标么值变化量与综合阀位变化量的比值，其计算式为

$$\beta = \frac{\Delta G'}{\Delta F} = \frac{\Delta \left( \frac{P_{11}}{P_{01}} \times \frac{P_{00}}{P_{10}} \times 100 \right)}{\Delta F} \quad (3)$$

式中： $\Delta G'$ 、 $\Delta F$  分别为修正后流量标么值的变化量和综合阀位的变化量，%； $p_{01}$ 、 $p_{00}$  分别为变工况、设计工况下的主蒸汽压力，MPa。

当阀门管理函数与实际流量特性匹配较好时，各区间  $\beta$  值应基本保持不变。一般情况下，汽轮机通流量设计裕度较大，额定主蒸汽压力时，综合阀位指令在 83% 左右即可带到额定负荷，所以理想情况下， $\beta$  值为 1.20 左右<sup>[11]</sup>。

另一个重要因素是阀门流量的重叠度，即前一阀门开启时，前一阀门并没有完全开启的区间。流量重叠度过大，会导致高压调节阀节流损失增加，经济性较差；重叠度过小，在阀门流量性较陡的高开度区域，易导致调节阀摆动。

根据线性因子  $\beta$  的定义可知， $\beta$  事实上改变了系统的增益。因此，为了直接体现  $\beta$  的影响，同时方便分别对阀门开度和功率的变化进行仿真，可建立图4中的模型，利用切换块进行切换。

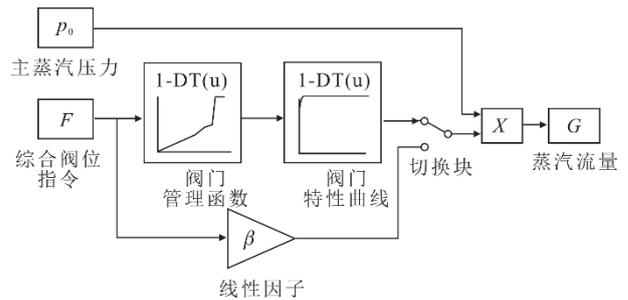


图4 含线性因子的阀门管理函数仿真模型  
Fig.4 The simulation model of valve management function with linear factor

本文利用调速系统仿真模型，以某 600 MW 机组为对象，仿真分析阀门重叠度和线性因子  $\beta$  对调速系统的影响。

#### 2.1.1 阀门重叠度仿真

取  $K_{\delta}=20$ ，PI 参数  $K_P=0.3$ 、 $K_I=10$ 、 $K_1=1$ ， $T_{yd}=0.1$ ， $T_{CH}=0.30$  s， $T_R=8$  s， $T_L=0.2$  s， $F_H=0.3$ ， $F_1=0.27$ ， $F_L=0.43$ ， $\beta=1$ ，分别设置先同时开启的 2 个阀门与第 3 个阀门的重叠度为 0、5%、10%、15%。在 DEH 功率闭环方式下，设置转速差为 -1 r/min 进行一次调频动作仿真，观察前 2 个同时开启阀门的动作情况。因前 2 个阀门的开度相同，故只采用其中 1 个阀门的开度进行分析，结果如图 5 所示。

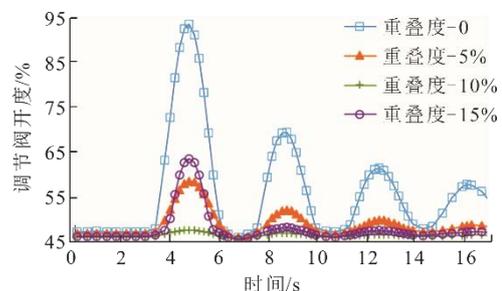


图5 不同重叠度的一次调频高压调节阀动作曲线  
Fig.5 The action curves of primary frequency and high-frequency valve with different overlapping degrees

从图5可见：重叠度为 0 时，阀门摆动幅度最大；重叠度为 10% 时，阀门摆动幅度最小；重叠度为 15% 时，阀门摆动幅度又有所增加，这是因为第 3 个开启的阀门也已经越过了流量调节能力较强的阀位区间。

实际上，当阀门开度处于升程末端时，因开度变化所引起的流量变化较少，流量特性测试结果的误差相对较大。若重叠度过小，极易出现综合阀位变化后功率却几乎不变的情况。若运行中主蒸汽压力稍有波动，此时在 CCS 或 DEH 功率闭环的作用下便会加剧阀门的摆动。根据仿真结果，重叠度应

设计为 10%左右, 这样既确保了调节品质和系统的稳定, 又不会使得经济性下降过多。

### 2.1.2 线性因子 $\beta$ 仿真

取  $K_{\delta}=20$ , PI 参数  $K_P=0.3$ 、 $K_I=10$ ,  $K_I=1$ ,  $T_{y_{dj}}=0.1$  s,  $T_{CH}=0.30$  s,  $T_R=8$  s,  $T_L=0.2$  s,  $F_H=0.3$ ,  $F_I=0.27$ ,  $F_L=0.43$ , 转速差设置为  $-1$  r/min, 分别在 DEH 阀控方式和功率闭环方式进行仿真, 得到线性因子  $\beta$  分别为 0.50、1.00、2.00、3.00 时的仿真曲线如图 6 所示。

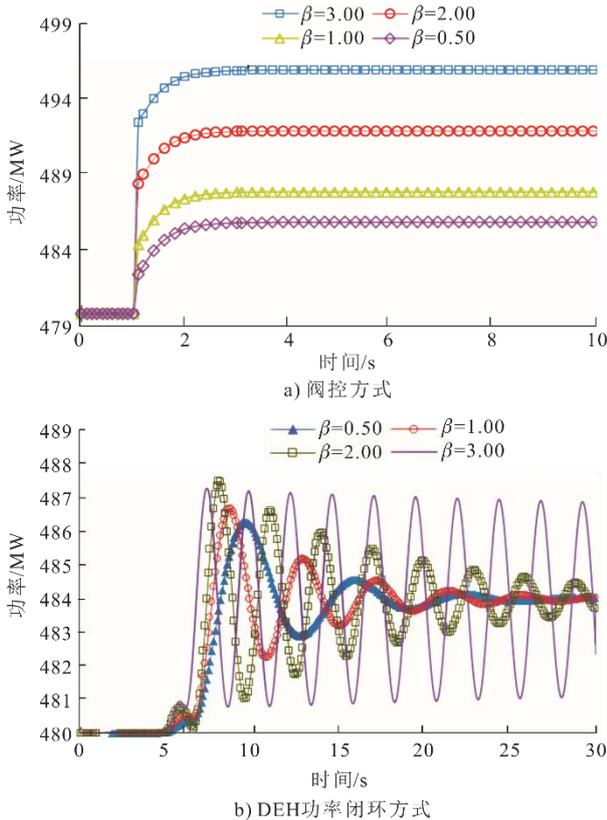


图 6 不同控制方式下的一次调频仿真曲线  
Fig.6 The simulation curves of primary frequency modulation under different control modes

从图 6 可知:  $\beta$  越小, 功率响应速率越慢, 调频功率越少;  $\beta$  越大, 功率响应速率越快, 调节能力越强, 调频功率越多, 但振荡次数增多; 当  $\beta$  超过一定值后, 会出现持续的振荡。

实际运行中, 流量特性修正存在偏差时, 便会导致汽轮机线性度较差, 体现为线性因子  $\beta$  在不同阀位时忽高忽低。某机组的综合阀位与线性因子  $\beta$ 、修正后蒸汽流量  $G'$  的关系曲线如图 7 所示。从图 7 可见: 该机组综合阀位在 65%~85%之间时,  $G'$  的变化曲线存在明显的凹陷,  $\beta$  值则先逐渐下降至最低点, 再逐渐升高至最高点; 综合阀位为 67%时,  $\beta=0.11$ , 综合阀位为 81%时,  $\beta=3.08$ 。就一次调频功

能而言, 因调节阀开度需要阶跃式变化, 阀门流量特性修正不佳将会导致 2 个后果: 1) 相同频差, 不同阀位下的功率响应能力有区别; 2) 相同阀位, 不同频差下的响应能力也有差异, 尤其是当阀位处于局部线性度突变的区域。可通过观察不同频差和阀位下的调频功率和局部转速不等率来分析  $\beta$  对一次调频品质的影响。在 DEH 阀控方式、 $K_{\delta}=20$  时, 分别取转速差为  $-3$ 、 $-9$  r/min 对各阀位下的一次调频动作进行仿真, 仿真时假定主蒸汽压力相同, 得出不同阀位的仿真曲线如图 8 所示。

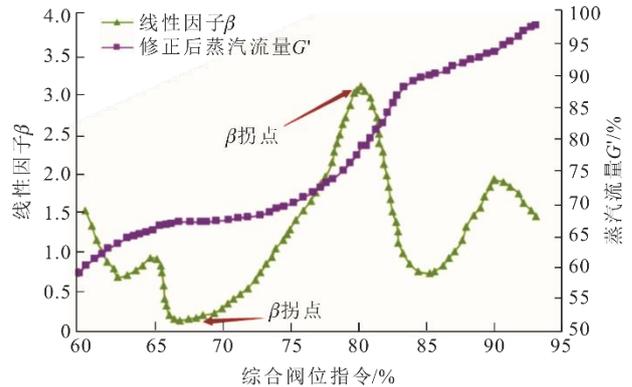


图 7 综合阀位与蒸汽流量、线性因子关系曲线  
Fig.7 The relation curves of comprehensive valve position with steam flow and linear factor

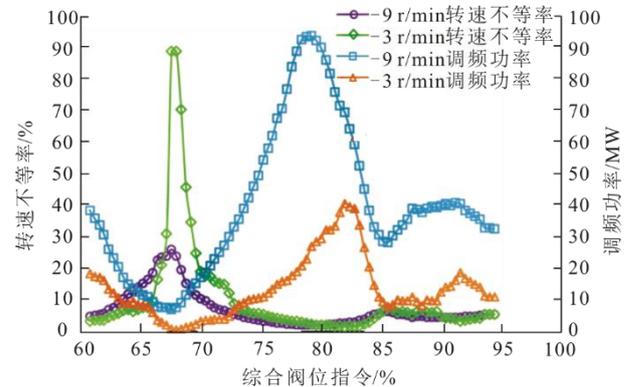


图 8 不同阀位下的转速不等率与调频功率曲线  
Fig.8 The speed unequal rate and frequency modulation power curves at different valve positions

从图 8 可见: 一次调频动作后, 不同阀位的调频功率差别很大, 65%~70% 阀位的平均调频功率仅为 75%~80% 阀位的 20% 左右; 65%~70% 阀位在  $-9$ 、 $-3$  r/min 的转速不等率平均值分别为 18.53%、36.18%; 75%~80% 阀位在  $-9$ 、 $-3$  r/min 的转速不等率平均值则分别为 2.30%、3.35%。由此可知, 阀门管理函数的线性度对机组调节品质造成较大的影响, 线性度较差时会导致局部转速不等率严重偏离设计值; 即使在相同阀位时, 不同频差下所表现出来的一次调频品质也存在明显差距。

2.2 PI 参数、油动机时间常数及汽缸容积时间常数

汽轮机组普遍采用 PI 调节器实现机组的闭环控制。若 PI 参数设置不当,如比例或积分作用过强,便有可能造成系统失稳。特别是在目前广泛采用 CCS+DEH 实现一次调频功能的情况下,当机组一次调频动作时,在 DEH 侧叠加阀位指令的同时也在 CCS 侧叠加功率指令,若 PI 参数设置不当,如  $K_P$  设置过大,便有可能导致功率变化过大,造成一次调频反复动作,从而引起调节系统摆动。

油动机时间常数  $T_{y dj}$  反映了油动机的动作速率和滞后特点。 $T_{y dj}$  越小,动作速率越快。汽轮机汽缸容积时间常数反映了级组前的蒸汽容积大小。因中间容积存在惯性作用,从而使其压力和流量变化较慢,进一步导致级组间的做功或力矩变化减缓。汽

轮机汽缸容积的存在对汽轮机动态特性有着较大的影响。汽轮机组投产后,油动机时间常数和汽缸容积时间常数基本不变,而 PI 参数却因改造、优化等原因经常发生变化。若阀门管理函数与实际流量不匹配,导致  $\beta$  在各阀位区间不一致,便会给 PI 参数整定带来一定的困难。因此在进行 PI 参数整定前,必须确保  $\beta$  在各阀位区间保持一致。

3 汽轮机及调速系统稳定性分析

由前文可知,线性因子  $\beta$  对汽轮机的调节品质产生重要的影响。为进一步分析  $\beta$  与调速系统相关参数的关系,建立了含  $\beta$  的简化版汽轮机及其调速系统模型,如图 9 所示。因再热器容积时间常数较大,在讨论调速系统摆动时可暂不考虑。

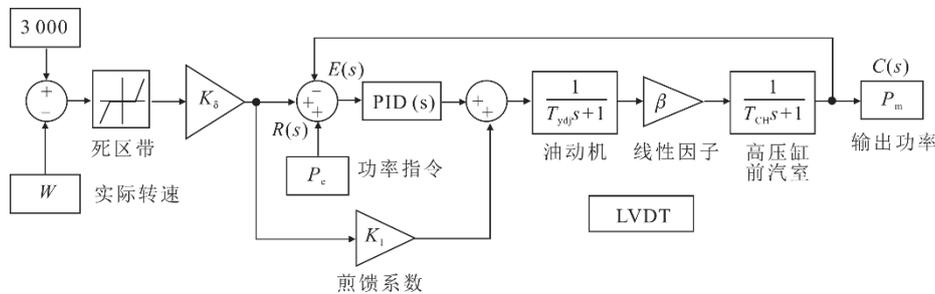


图 9 简化版汽轮机及其调速系统模型  
Fig.9 The simplified steam turbine and its governing system model

3.1 开环控制时调速系统稳定性分析

开环控制以一次调频动作为例,PI 功能不参与调节,此时汽轮机及调速系统的传递函数为

$$G(s) = -\frac{\Delta P_m}{\Delta w} = \frac{K_\delta K_I \beta}{(T_{y dj} s + 1)(T_{CH} s + 1)} \tag{4}$$

$$= \frac{K_\delta K_I \beta}{T_{y dj} T_{CH} s^2 + (T_{y dj} + T_{CH}) s + 1}$$

$$= \frac{K_\delta K_I \beta}{s^2 + 2\left(\frac{T_{y dj} + T_{CH}}{2\sqrt{T_{y dj} T_{CH}}}\right) s + \left(\frac{1}{\sqrt{T_{y dj} T_{CH}}}\right)^2}$$

该传递函数是典型的二阶传递函数,代表汽轮机及其调速系统本身的传递特性。

系统阻尼系数为

$$\zeta = (T_{y dj} + T_{CH}) / 2\sqrt{T_{y dj} T_{CH}} \tag{5}$$

无阻尼自然振荡角频率为

$$\omega_n = 1 / \sqrt{T_{y dj} T_{CH}} \tag{6}$$

从式(5)、式(6)可知,汽轮机及调速系统本身的阻尼系数和自然振荡角频率只与油动机时间常数、汽轮机高压缸前汽室容积时间常数有关,而与  $K_\delta$ 、

$K_I$ 、 $\beta$  无关。将式(4)进行分解,可得到调速系统的阻尼转矩系数

$$K_{Dm} = \frac{K_\delta K_I \beta (1 - T_{y dj} T_{CH} \omega_n^2)}{(1 - T_{y dj} T_{CH} \omega_n^2)^2 + (T_{y dj} + T_{CH})^2 \omega_n^2} \tag{7}$$

从式(7)可知:当  $\omega_n = 1 / \sqrt{T_{y dj} T_{CH}}$  时,  $K_{Dm} = 0$ , 此时汽轮机及调速系统不提供阻尼;当  $\omega_n < 1 / \sqrt{T_{y dj} T_{CH}}$  时,  $K_{Dm} > 0$ , 汽轮机及调速系统提供正阻尼;当  $\omega_n > 1 / \sqrt{T_{y dj} T_{CH}}$  时,  $K_{Dm} < 0$ , 汽轮机及调速系统提供负阻尼。 $1 / \sqrt{T_{y dj} T_{CH}}$  称为汽轮机及调速系统的分界频率。当机电振荡频率小于分界频率时,原动机提供正阻尼;当机电振荡频率大于分界频率时,原动机提供负阻尼<sup>[12]</sup>。

以  $T_{y dj} = 0.1$  s,  $T_{CH} = 0.30$  s 为例,可计算得到系统的阻尼系数  $\zeta = 1.155$ , 自然振荡频率为

$$f = \omega_n / 2\pi = 1 / 2\pi\sqrt{T_{y dj} T_{CH}} = 0.92 \text{ Hz} \tag{8}$$

根据式(7),  $K_\delta$ 、 $K_I$ 、 $\beta$  等比例环节虽然不改变系统的分界频率,但是会改变系统的  $K_{Dm}$  值,且当系统处于负阻尼区域,即  $K_{Dm} < 0$  时,  $K_\delta$ 、 $K_I$ 、 $\beta$  的

增大将会导致阻尼继续减小,严重时可造成调速系统失稳。另有研究指出:尽管比例环节不会改变调速系统的分界频率,但会对电力系统的振荡频率产生影响;比例系数越大,电力系统振荡频率越高,当该频率大于调速系统的分界频率后,调速系统提供负阻尼,便可能诱发电力系统低频振荡事故<sup>[13]</sup>。

### 3.2 DEH 闭环控制时调速系统稳定性分析

因一次调频动作的转速差信号最终折算为功率并叠加在功率指令上,故当 DEH 功率闭环控制投入后,不再区分输入指令的变化是由一次调频动作引起的还是因功率指令变化引起的,只考虑由 PI 调节器至功率反馈这一闭环过程。此时调速系统的开环传递函数为

$$G(s) = \frac{C(s)}{E(s)} = \frac{\left(K_I \frac{1}{s} + K_P\right)\beta}{(T_{y_{dj}}s + 1)(T_{CH}s + 1)} \quad (9)$$

闭环传递函数为

$$\phi(s) = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{1 + \frac{K_P}{K_I}s}{\frac{T_{y_{dj}}T_{CH}}{K_I\beta}s^3 + \frac{T_{y_{dj}} + T_{CH}}{K_I\beta}s^2 + \frac{K_P\beta + 1}{K_I\beta}s + 1} \quad (10)$$

该传递函数是一个三阶传递函数,根据劳斯稳定性判据,系统稳定的条件为

$$\frac{T_{y_{dj}} + T_{CH}}{K_I\beta} \frac{K_P\beta + 1}{K_I\beta} - \frac{T_{y_{dj}}T_{CH}}{K_I\beta} > 0 \quad (11)$$

即

$$\frac{K_P\beta + 1}{K_I\beta} > \frac{T_{y_{dj}}T_{CH}}{T_{y_{dj}} + T_{CH}} \quad (12)$$

引入系统阻尼比 $\zeta_1$ 表示闭环控制下系统的阻尼特性。 $\zeta_1 > 0$ 表示系统处于稳定状态。 $\zeta_1$ 表达式为

$$\zeta_1 = \frac{K_P\beta + 1}{K_I\beta} - \frac{T_{y_{dj}}T_{CH}}{T_{y_{dj}} + T_{CH}} \quad (13)$$

以 $T_{y_{dj}}=0.1\text{ s}$ , $T_{CH}=0.30\text{ s}$ , $K_P=0.5$ , $K_I=10$ , $\beta=1.00$ 为例,可计算得到 $\zeta_1=0.075$ ,远小于开环控制时的阻尼比(1.155),说明当 PI 闭环控制投入后,系统的阻尼比会大幅下降。因此,若闭环投入时出现调速系统摆动或功率振荡,应当及时退出闭环控制从而提高系统阻尼,削弱振荡。

从式(13)可知: $\beta$ 越大, $\zeta_1$ 越小,当 $\zeta_1 \leq 0$ 便会引发调速系统摆动; $\beta$ 越小, $\zeta_1$ 越大,当 $\zeta_1 > 1$ 时,系统进入过阻尼区域,此时系统的响应速度变慢。将 $\zeta_1=0, 1$ 对应的 $\beta$ 值分别称为负阻尼临界值和过阻尼临界值,用 $\beta_f$ 、 $\beta_g$ 表示,计算式分别为

$$\beta_f = \frac{T_{y_{dj}} + T_{CH}}{K_I T_{y_{dj}} T_{CH} - K_P (T_{y_{dj}} + T_{CH})} \quad (14)$$

$$\beta_g = \frac{T_{y_{dj}} + T_{CH}}{K_I T_{y_{dj}} T_{CH} + (K_I - K_P)(T_{y_{dj}} + T_{CH})} \quad (15)$$

为验证上述分析的正确性,以 $T_{y_{dj}}=0.1\text{ s}$ , $T_{CH}=0.30\text{ s}$ 为例,在机组处于 DEH 闭环控制方式下,调速系统稳定性条件为

$$\frac{K_P\beta + 1}{K_I\beta} > \frac{3}{40} \quad (16)$$

取 $K_P=0.5$ , $K_I=10$ ,可计算得到 $\beta_f=4$ , $\beta_g=0.09$ 。利用 Simulink 模型仿真可以得到 $\beta$ 分别为 0.09、1.00、2.00、4.00 时的功率阶跃曲线,如图 10 所示。

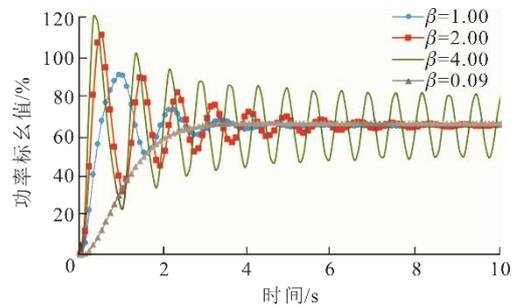


图 10  $\beta$  取不同值时的功率阶跃曲线  
Fig.10 The power step curves with different values of  $\beta$

从图 10 可见:当 $\beta=0.09$ 时,功率响应速度最慢,没有超调;当 $\beta=1.00, 2.00$ 时,系统响应速度较快,有一定的超调;当 $\beta=4.0$ 时,系统出现了频率为 0.92 Hz 的振荡。因汽轮机及调速系统的分界频率为 0.92 Hz,此频率落在了电力系统低频振荡的频率范围[0.1~2.5 Hz]<sup>[14]</sup>内。若以上参数设置不当,导致调速系统稳定性下降,便可能诱发由原动机引起的电力系统低频振荡事故。

从式(13)和式(14)还可以看出, $T_{y_{dj}}$ 和 $T_{CH}$ 越小,则 $\zeta_1$ 越大, $\beta_f$ 越大,此时 $\beta$ 的变化对于调速系统稳定性的影响会有所减小。因此在设计制造时,应当尽量减少油动机和高压缸前汽缸容积时间常数,提高系统的响应速率,减小惯性和迟滞。

某机组一次调频考核合格率常低于 50%且高负荷存在功率波动的问题,通过现场试验,得到该机组的线性因子 $\beta$ ,试验结果见表 1。

该机组正常运行期间 DEH 功率闭环投入, $K_P=0.3$ , $K_I=10$ , $T_{y_{dj}}=0.11\text{ s}$ , $T_{CH}=0.32\text{ s}$ 。根据式(14)和式(15),可计算得到机组的 $\beta_f=1.85$ , $\beta_g=0.096$ 。由表 1 可见:该机组综合阀位在 72%~75%区间时, $\beta$ 的平均值与 $\beta_g$ 相同,导致系统进入过阻尼区域,响应速率下降,从而降低了一次调频调节能力,因

此  $\beta$  值偏小是机组一次调频合格率较低的原因之一；而综合阀位在 80%~90% 区间时， $\beta$  值又明显偏大，超过了  $\beta_r$ ，调节能力过强，故在一次调频动作或升降负荷时易出现功率波动现象。

表 1 线性因子  $\beta$  实际测试结果  
Tab.1 The actual test results of linear factor

综合阀位 指令/%	流量 标么值/%	$\beta$	综合阀位 指令/%	流量 标么值/%	$\beta$
60	58.00	0.90	78	65.92	0.58
63	60.64	0.88	81	72.88	2.32
66	62.59	0.65	84	81.55	2.89
69	63.61	0.34	87	92.89	3.78
72	63.97	0.12	90	99.91	2.34
75	64.18	0.07			

## 4 结 论

1) 系统在开环控制时，阻尼特性仅油动机时间常数和高压缸汽缸容积时间常数有关，而与线性因子  $\beta$ 、速度不等率和一次调频前馈系数等比例环节无关；但比例环节能够改变系统的阻尼转矩系数，从而恶化或加强阻尼。在 DEH 闭环控制投入后，系统的阻尼会大幅下降。

2) 通过计算得到了 DEH 闭环控制时的稳定性判断条件和  $\beta$  与  $K_P$ 、 $K_I$ 、 $T_{y dj}$  和  $T_{CH}$  的函数关系，并给出了  $\beta$  的负阻尼临界值和过阻尼临界值的计算方法，用来判断系统是否处于稳定状态，可用于解释部分机组出现的调速系统摆动事故的原因。

### [参 考 文 献]

[1] 方日升, 林耀东, 徐振华, 等. 基于录波曲线的电力系统低频振荡事故原因分析与抑制策略[J/OL]. 中国电力. 2020-02-26 [2020-06-08]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.3265.TM.20200225.1757.002.html>.  
FANG Risheng, LIN Yaodong, XU Zhenhua, et al. Cause analysis and suppression strategy of power system low-frequency oscillation based on recording curves[J/OL]. Electric Power. 2020-02-26 [2020-06-08]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.3265.TM.20200225.1757.002.html>.

[2] 朱亚清. 1 000 MW 超超临界机组低频振荡原因分析[J]. 南方电网技术, 2017, 11(3): 65-73.  
ZHU Yaqing. Analysis on causes of low frequency oscillation of a 1 000 MW ultra supercritical unit[J]. Southern Power System Technology, 2017, 11(3): 65-73.

[3] 张宝, 顾正皓, 应光耀, 等. 汽轮机转速不等率对机组一次调频能力的影响[J]. 中国电力, 2018, 51(7): 78-83.  
ZHANG Bao, GU Zhenghao, YING Guangyao, et al. Influence of turbine droop on the primary frequency control capacity of steam turbine units[J]. Electric Power, 2018, 51(7): 78-83.

[4] 丁阳俊, 印旭洋, 顾正皓, 等. 600 MW 汽轮机通流改造后的顺序阀投运方式研究[J]. 浙江电力, 2019, 38(1): 30-34.  
DING Yangjun, YIN Xuyang, GU Zhenghao, et al. Study on order valve operation mode of 600 MW steam turbine after through-flow retrofit[J]. Zhejiang Electric Power, 2019, 38(1): 30-34.

[5] 韩炜. 基于机网协调的汽轮机优化控制策略研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2019: 41-42.  
HAN Wei. Research on turbine optimal control strategy based on machine network coordination[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019: 41-42.

[6] 陈荣堂. 汽轮机调速系统与电网功率振荡的耦合作用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2017: 26.  
CHEN Rongtang. Study on the coupling effect of turbine governing system and power grid power oscillation[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2017: 26.

[7] 李明辉, 杨星奎, 云卫涛, 等. 基于模糊内模控制的汽轮机调速系统研究[J]. 汽轮机技术, 2018, 60(3): 172-174.  
LI Minghui, YANG Xingkui, YUN Weitao, et al. Research on steam turbine governing system based on fuzzy internal model control[J]. Turbine Technology, 2018, 60(3): 172-174.

[8] 同步发电机原动机及其调节系统参数实测与建模导则: DL/T 1235—2013[S]. 北京: 中国电力出版社, 2013: 9.  
Guide for modeling and testing of generator prime mover and governing system: DL/T 1235—2013[S]. Beijing: China Electric Power Press, 2013: 9.

[9] 李明, 周志平, 付晨鹏, 等. 超临界 600 MW 汽轮机高压调节汽门优化及经济性分析[J]. 汽轮机技术, 2010, 52(2): 144-146.  
LI Ming, ZHOU Zhiping, FU Chenpeng, et al. 600MW Supercritical steam turbine high pressure control valve optimization and economic analysis[J]. Turbine Technology, 2010, 52(2): 144-146.

[10] 王竹, 吴鹏, 张锐锋, 等. 基于历史数据的汽轮机调节阀流量特性优化[J]. 热力发电, 2019, 48(2): 39-44.  
WANG Zhu, WU Peng, ZHANG Ruifeng, et al. Research on flow characteristics of steam turbine regulating valve based on historical data[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(2): 39-44.

[11] 盛锴, 刘复平, 刘武林, 等. 汽轮机阀门流量特性对电力系统的影响及其控制策略[J]. 电力系统自动化, 2012, 36(7): 104-109.  
SHENG Kai, LIU Fuping, LIU Wulin, et al. Influence of steam turbine valve discharge characteristics on power systems and its control strategy[J]. Automation of Electric Power Systems, 2012, 36(7): 104-109.

[12] 王官宏, 陶向宇, 李文锋, 等. 原动机调节系统对电力系统动态稳定的影响[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(34): 80-86.  
WANG Guanhong, TAO Xiangyu, LI Wenfeng, et al. Influence of turbine governor on power system dynamic stability[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(34): 80-86.

[13] 翁洪杰, 徐衍会, 王珍珍. 汽轮机调速系统对电网低频振荡的影响[J]. 南方电网技术, 2014, 8(3): 83-86.  
WENG Hongjie, XU Yanhui, WANG Zhenzhen. The impact of steam-turbine governor system on the low frequency oscillation of power grids[J]. South China Power System Technology, 2014, 8(3): 83-86.

[14] 陈红坤, 胡畔, 朱晓航, 等. 随机激励下基于微分包含理论的电力系统低频振荡分析[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(15): 4395-4406.  
CHEN Hongkun, HU Pan, ZHU Xiaohang, et al. Small-signal stability analysis of power system under stochastic excitation through differential inclusion theory[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(15): 4395-4406.

(责任编辑 刘永强)