

水力发电机组在负荷突变下的瞬态切换调节

孙 健, 杨建国, 邓宇闻

(西北农林科技大学 水利与建筑工程学院, 陕西 杨凌 712100)

摘要: 电力负荷小波动情况已经成为水力发电机组运行时频繁出现的运行工况,为此,主要研究了水轮机调节系统(HTGS)在负荷突变情况下的瞬态切换调节和过渡过程调节稳定性评价问题。提出在适当时间将HTGS从PID调节切换到PI调节,定义了多因素稳定性指标 M 。从定性和定量角度证明此方法有效性,并分析了不同切换时间下的调节效果。在过渡过程的中期($t_s = 10\text{ s} \sim 13\text{ s}$)将HTGS从PID调节切换到PI调节,可以减小机组波动,使机组快速达到稳定。相较于PI和PID调节,机组在10 s切换时系统不稳定程度可以降低4.5%和7.1%。

关键词: 水轮机调节系统;瞬态切换调节;负荷突变;稳定性

中图分类号: TV734;TK730

文献标识码: A

文章编号: 1672—1144(2020)02—0147—07

Transient Switching Regulation of a Hydro – turbine Governing System Under Sudden Loads

SUN Jian, YANG Jianguo, DENG Yuwen

(College of Water Resources and Architectural Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: The small fluctuation of electric power load has become a frequently occurring operating condition during the operation of the hydro – generator units. For this reason, the transient switching regulation and transient process regulation stability evaluation of the hydro-turbine governing system (HTGS) under a sudden load change have been analyzed in this paper. It is proposed to switch the HTGS from PID regulation to PI regulation at an appropriate time, and a multi – factor stability index M is defined. The effectiveness of this method is proved from the qualitative and quantitative perspectives, and the regulation effect under different switching time is analyzed. Switching the HTGS from PID regulation to PI regulation in the middle of the transition process ($t_s = 10\text{ s} \sim 13\text{ s}$) can reduce unit fluctuations and make the unit quickly reach stability. Compared with PI and PID regulation, the system instability degree can be reduced by 4.5% and 7.1% when the unit is switched at 10 s.

Keywords: hydro-turbine governing system; transient switching regulation; sudden load change; stability

电力负荷小波动情况已经成为水力发电机组运行时频繁出现的运行工况^[1],电网对水力发电机组在负荷突然变化下的安全、稳定、柔性运行提出了更高的要求^[2]。然而,水力发电机组实际上是一个集水力、机械、电气、电磁等多因素多维度耦合的非线性复杂巨系统^[3],尤其是瞬态过程下的水力发电机组则更具有调控复杂性^[4-5]。因此,研究水力发电

机组在负荷突然变化下的调节问题具有重要的理论意义和实际工程意义。

目前水力发电机组的调速系统常采用具有精准性和灵活操作性的PID闭环反馈控制^[6-7]。许多学者针对水力发电机组控制方法及效果评价做了大量的研究,文献[8-10]通过整定PID参数,研究PID参数稳定域获得一定效果;文献[11-13]通过改进

PID 控制方法,例如模糊 PID、分数阶 PID 等,也取得了较好的控制效果;文献[14-16]通过研究其他控制方法也取得了一定进展,例如滑膜控制、神经控制等。但是,少有学者研究切换控制调节,且较少关注水力发电机组在负荷突变下的实际运行工况,并未对水轮机调节系统在过渡过程中的稳定性进行定量描述。

本文提出在水力发电机组负荷突变过渡过程的初始阶段采用 PID 调节,然后在负荷突变过渡过程合适时间(t_s)将机组切换到 PI 调节,切换调节原理图如图 1 所示。从而综合 PID 调节与 PI 调节的优势,可减小系统波动幅度,又能使水力发电机组快速稳定,并且定义一个多因素稳定性指标 M ,用以综合评价水轮机调节系统在过渡过程中的稳定质量。

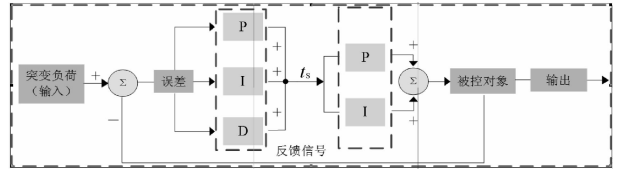


图 1 水轮机调节系统突变负荷下切换调节原理图

1 水轮机调节系统切换调节

水轮机调节系统由压力管道、水轮机、发电机、调速器等子系统组成,研究水力发电机组负荷突变工况调节问题时,应从系统角度对水轮机调节系统各子系统进行模块化建模。水轮机调节系统示意图如图 2 所示。

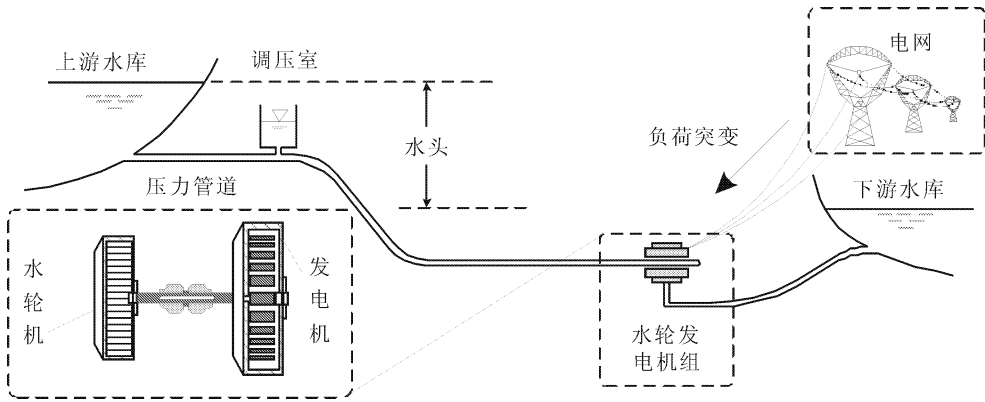


图 2 水轮机调节系统示意图

1.1 水轮机调节系统建模

(1) 水轮机线性模型。基于传递系数表达式的水轮机模型如式(1)所示^[17]:

$$\begin{cases} m_t = e_{mx}x + e_{my}y + e_{mh}h \\ q = e_{qx}x + e_{qy}y + e_{qh}h \end{cases} \quad (1)$$

式中: m_t 、 q 、 h 、 x 、 y 分别为转矩、流量、水头、转速和导叶开度对应的相对偏差量; e_{mx} 、 e_{my} 、 e_{mh} 是水轮机在转速、导叶开度和水头方面的偏导数; e_{qx} 、 e_{qy} 、 e_{qh} 是流量相对于转速、导叶开度和水头的偏导数。

(2) 压力管道系统模型。水轮发电机组在负荷突然变化时的压力管道系统动力学模型如图 3 所示。

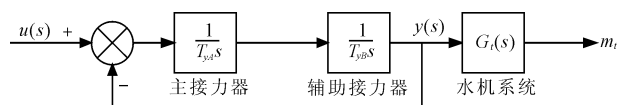


图 3 压力管道系统动力学模型

考虑压力容器的弹性水锤效应,将水轮机导叶开度对扭矩的传递函数导出为状态空间形式^[18]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = -a_0x_1 - a_1x_2 - a_2x_3 + y \end{cases} \quad (2)$$

同时得到水轮机输出转矩方程:

$$m_t = b_3y + (b_0 - a_0b_3)x_1 + (b_1 - a_1b_3)x_2 + (b_2 - a_2b_3)x_3 \quad (3)$$

式中, $a_0 = \frac{24}{e_{qh}h_w T_r^3}$, $a_1 = \frac{24}{T_r^2}$, $a_2 = \frac{3}{e_{qh}h_w T_r}$, $b_0 = \frac{24e_{my}}{e_{qh}h_w T_r^3}$, $b_1 = \frac{24ee_{my}}{e_{qh}T_r^2}$, $b_2 = \frac{3e_{my}}{e_{qh}h_w T_r}$, $b_3 = -\frac{ee_{my}}{e_{qh}}$, x_1 、 x_2 和 x_3 为状态变量; e 为中间变量; h_w 为管道特性系数; T_r 为弹性水击时间常数。

(3) 发电机模型。本文考虑发电机转子的二阶非线性模型^[19-20],即:

$$\begin{cases} \dot{\delta} = \omega_0\omega \\ \dot{\omega} = \frac{1}{T_{ab}}(m_t - m_{g0} - e_n \cdot x) \end{cases} \quad (4)$$

式中: δ 为发电机转子角度; ω 为发电机电角转速相

对偏差; T_a 和 T_b 表示发电机和负载的惯性时间常数, $T_{ab} = T_a + T_b$; e_n 为综合自调节系数; m_{g0} 为负荷扰动的相对偏差。

(4) 调速器模型。不考虑系统频率扰动对调速器动态特性的影响,调速器输出信号 u 可以表示为:

$$u = -k_p \omega - k_I \int \omega dt - k_D \dot{\omega} = -k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - k_D \dot{\omega} \quad (5)$$

式中: k_p 、 k_I 、 k_D 分别为比例系数、积分系数和微分系数; T_y 是离合器反应时间。

液压伺服系统的动态特性描述如下:

$$T_y \frac{dy}{dt} + y = u \quad (6)$$

水轮机调节系统的调速器模型为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 \\ \dot{x}_3 = -\frac{24}{e_{qh} h_w T_r^3} x_1 - \frac{24}{T_r^2} x_2 - \frac{3}{e_{qh} h_w T_r} x_3 + y \\ \delta = \omega_0 \omega \\ \dot{\omega} = \frac{1}{T_{ab}} (m_t - m_{g0} - e_n \cdot x) \\ \dot{m}_t = \frac{ee_{my}}{e_{qh}} \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - k_D \dot{\omega} - y \right) + \left(\frac{24}{e_{qh} h_w T_r^3} \cdot \frac{3}{e_{qh} h_w T_r} \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} - \frac{24}{e_{qh} h_w T_r^3} \cdot \frac{3e_{my}}{e_{qh} h_w T_r} \right) x_1 + \\ \left(\frac{24e_{my}}{e_{qh} h_w T_r^3} - \frac{24}{e_{qh} h_w T_r^3} \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} - \frac{24}{T_r^2} \cdot \frac{3e_{my}}{e_{qh} h_w T_r} + \frac{24}{T_r^2} \cdot \frac{3}{e_{qh} h_w T_r} \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} \right) x_2 + \\ \left(\frac{24ee_{my}}{e_{qh} T_r^2} - \frac{24}{T_r^2} \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} - \frac{3}{e_{qh} h_w T_r} \cdot \frac{3e_{my}}{e_{qh} h_w T_r} + \left(\frac{3}{e_{qh} h_w T_r} \right)^2 \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} \right) x_3 + \left(\frac{3e_{my}}{e_{qh} h_w T_r} - \frac{3}{e_{qh} h_w T_r} \cdot \frac{ee_{my}}{e_{qh}} \right) y \\ \dot{y} = \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - k_D \dot{\omega} - y \right) \quad (t \leq t_s) \\ \dot{y} = \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - y \right) \quad (t > t_s) \end{cases} \quad (10)$$

1.2 多因素稳定性指标 M

以往评价水力机组系统仿真稳定性常采用曲线衰减率、稳定性等相关指标。该方法与系统运行工况结合较弱,且常从单一因素特征进行评价,如转速、流量、力矩等参数的峰谷波动是否超过限值,少有从多因素和定量的角度综合评价机组在负荷突变下的过渡过程稳定性。本文尝试定义一个多因素稳定性指标 M ,用来定量评价水轮机调节系统在负荷突然变化时的运行稳定性。指标 M 综合考虑了机组达到稳定时间、波峰、波谷和振荡次数四个因素,这四个因素是评价系统在负荷突然变化过渡过程中系统综

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - k_I \int \Delta \omega - k_D \dot{\omega} - y \right) \quad (7)$$

PID控制器由比例(P)、积分(I)和微分(D)组成,其中,比例单元反应快,稳定性好;积分单元可以消除水轮机调节系统的稳态偏差,直至偏差为零;微分单元具有预测性,常用于被调节对象响应延迟的情况。当采用PID或PI调节时,水轮机调节系统的调节器模型分别表示为式(8)和式(9)。

$$\dot{y} = \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - k_D \dot{\omega} - y \right) \quad (8)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{T_y} \left(-k_p \omega - \frac{k_I}{\omega_0} \delta - y \right) \quad (9)$$

因此,当PID调节切换到PI调节时,水轮机调节系统突变负荷时的模型如式(10)所示,其中 t_s 为从PID调节切换为PI调节的切换时间。

合质量的重要指标。 M 值可以表示为:

$$M = a_* + b_* + t_* + m_* \quad (11)$$

式中: a_* 、 b_* 、 t_* 和 m_* 分别表示稳定时间指标值、波峰指标值、波谷指标值和振荡次数指标值。

a_* 可以表示为:

$$a_* = \begin{cases} \frac{a}{a_{\max}} \cdot n_1 \cdot 100 & a > 0 \\ \frac{a_{\min} + (a_{\min} - a)}{a_{\min}} \cdot n_1 \cdot 100 & a \leq 0 \end{cases} \quad (12)$$

b_* 可以表示为:

$$b_* = \begin{cases} \frac{b}{b_{\max}} \cdot n_2 \cdot 100 & b > 0 \\ \frac{b_{\min} + (b_{\min} - b)}{b_{\min}} \cdot n_2 \cdot 100 & b \leq 0 \end{cases} \quad (13)$$

式中: a 和 b 分别为各个波峰值和波谷值; a_{\max} 和 b_{\max} 分别表示所有波峰值和波谷值中的最大值。 a_{\min} 和 b_{\min} 表示所有波峰值和波谷值中的最小值。

t_* 、 m_* 分别表示为式(14)和式(15):

$$t_* = \frac{t}{t_{\max}} \cdot n_3 \cdot 100 \quad (14)$$

$$m_* = \frac{m}{m_{\max}} \cdot n_4 \cdot 100 \quad (15)$$

式中: t 为不同调节方式下流量、转速等参数达到稳定所需时间; t_{\max} 是采用不同调节方式时系统流量、转速等参数达到稳定所需最长时间值; m 是流量、转速等参数在不同调节方式下达到稳定前的振荡次数; m_{\max} 是采用不同调节方式时系统参数达到稳定前的最大振荡次数。 n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 分别是波峰值、波谷值、达到稳定所需时间和振荡次数权重值。稳定时间可以反映水轮机调节系统是否能尽快与电网负荷保持平衡,波峰和波谷值是确定系统是否会与电网解裂的重要因素。在小波动过渡过程中,系统各参数波动范围不会过大,但更少的振荡波动数可以提高系统过渡过程的质量。本文邀请多位行业内专家,对指标 M 主要因素进行权重赋予,该方法直观性强、计算方法简单,可以考虑难以定量计算的评价因素^[21]。对权重平均计算得:波峰值、波谷值、达到稳定所需时间和振荡次数的权重分别为 $n_1 = 0.25$, $n_2 = 0.25$, $n_3 = 0.35$ 和 $n_4 = 0.15$ 。

2 算例分析

2.1 系统各参数动力学特性的定性分析

选取机组四个典型参数转速、流量、转矩、导叶开度的相对偏差值(x 、 q 、 m_t 、 y),对比分析了水轮机调节系统在负荷突变下单独采用 PID 调节和 PI 调节时系统各参数的动态特性,定性分析了不同切换时间(t_s)下系统各参数的动力学特性,验证了由 PID 调节切换为 PI 调节的可行性。机组参数取自国内某水电站,系统的各项参数分别为 $T_{ab} = 6$ s、 $T_y = 0.3$ s、 $T_r = 2.0$ s、 $h_w = 1.5$ 、 $m_{g0} = 0.1$ 、 $e_n = 0$ 、 $\omega = 314$ r/min,机组调速器参数分别为 $k_p = 3.5$ 、 $k_1 = 2.3$ 、 $k_D = 4$ 。利用四阶龙格-库塔法,迭代次数为 4000,时间步长为 0.01,初始值为(0.01, 0.001, 0.001, 0.01, 0.001, 0.001, 0.001, 0.001)。图 4—

图 7 为不同调节模式下(PID、PI、切换时间 $t_s = 5$ s、10 s、15 s、20 s、25 s)水轮机调节系统在负荷突增下转速、流量、转矩、导叶开度的相对偏差值(x 、 q 、 m_t 、 y)的动态轨迹。

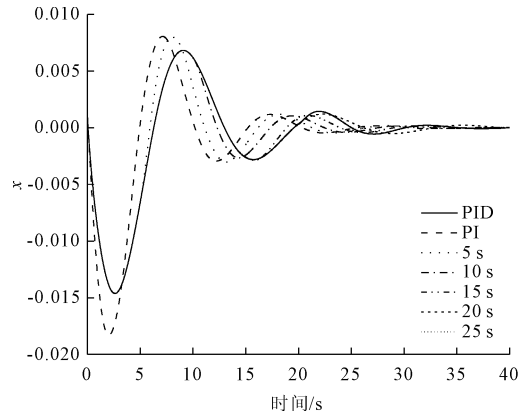


图 4 不同调节方式下水轮机调节系统在负荷突增时 x 的动态变化轨迹

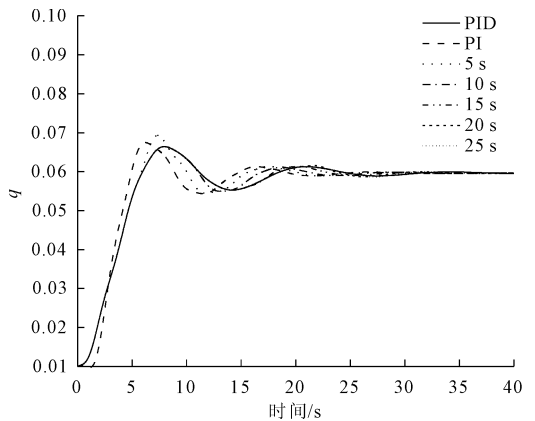


图 5 不同调节方式下水轮机调节系统在负荷突增时 q 的动态变化轨迹

从图 4 可以看出,负荷突增时,转速相对偏差值 x 先减小,这是由于负荷突然增大导致发电机组功率突然增大,但此时水轮机功率暂时不变,因此在阻力转矩的作用下,相应水力发电机组转速减小。同时,单独采用 PID 调节时 x 的振荡幅度较小,但转速达到稳定时间较长,而 PI 调节时 x 的动态行为则相反,所以,应采用 PID 切换 PI 调节策略,此时既能减小 x 振荡幅度,又能缩短 x 达到稳定所需时间。对于何时切换,可以看出当 $t_s = 5$ s 时, x 的波峰值接近采用 PI 调节时的波峰值;当 $t_s = 25$ s 时, x 达到稳定所需时间略长于采用 PID 调节时所需的稳定时间。这说明,在机组过渡过程的早期或后期阶段采用切换调节并未产生较好效果。

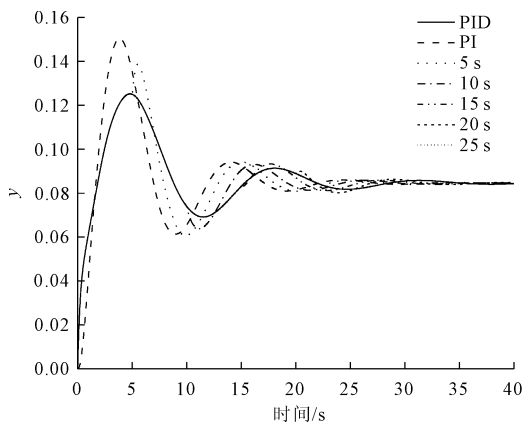


图 6 不同调节方式下水轮机调节系统在负荷突增时 y 的动态变化轨迹

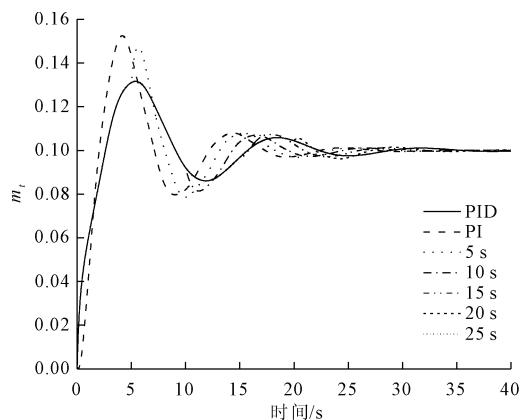


图 7 不同调节方式下水轮机调节系统在负荷突增时 m_t 的动态变化轨迹

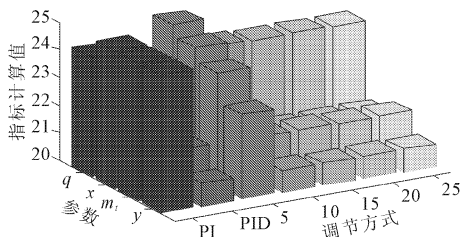
图 5 中流量相对偏差值 q 并未显示出如 x 明显特征,原因是水电站运行过程中,压力管道中流量处于不断波动变化的随机不确定性过程。图 5 与图 4

不同在于, $t_s = 5\text{ s}$ 时 q 的波峰值大于单独采用 PI 调节时 q 的波峰值。另外,类似于图 4,除了 $t_s = 25\text{ s}$ 时,将机组从 PID 调节切换到 PI 调节时系统所需的稳定时间也比单独采用 PID 调节时所需的稳定时间短。图 6 和图 7 描述了转矩和导叶开度的相对偏差值 m_t 和 y 随时间的变化趋势。由图 6 得: $t_s = 5\text{ s}$ 时 m_t 的波峰值小于单独采用 PI 调节时的波峰值。从图 7 可以看出, $t_s = 25\text{ s}$ 时的稳定时间比单独采用 PID 调节时稍长,根据 y 和 m_t 动态响应同样得出在机组过渡过程的早期或后期阶段采用切换调节效果不好。另外,图 6 和图 7 中当 $t_s = 5\text{ s}$ 时刚切换时 y 和 m_t 变化出现了突增不连续现象,这是由于在切换调节时,调速器迅速反应引起的导叶开度突然变化,而转矩与导叶开度关联密切,故出现这种现象。

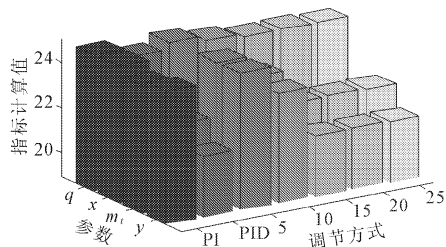
综合图 4—图 7,可以定性得出:(1) 将水力发电机组在负荷突增时由 PID 调节切换为 PI 调节能够有效减小系统波动幅度,缩短机组达到稳定时间;(2) 通过分析不同调节方式下水轮机调节系统在负荷突增时 x 、 q 、 m_t 、 y 的动态变化轨迹,可知在过渡过程的前 5 s 和 25 s 后切换并未有较好效果,应在过渡过程中期采用切换调节。

2.2 不同调节方式及切换时间对机组过渡过程影响的定量分析

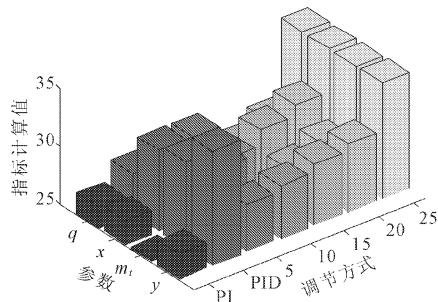
为了定量评价水力发电机组参数在负荷突增时的稳定性,并确定合适的切换调节时间,不同调节方式和切换时间下水力发电机组转速、流量、转矩和导叶开度的 a_* 、 b_* 、 t_* 、 m_* 值变化如图 8 所示。



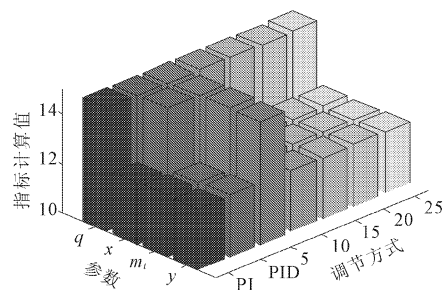
(a) 不同调节方式下 x 、 q 、 m_t 、 y 的 a_* 指标值变化规律



(b) 不同调节方式下 x 、 q 、 m_t 、 y 的 b_* 指标值变化规律



(c) 不同调节方式下 x 、 q 、 m_t 、 y 的 t_* 指标值变化规律



(d) 不同调节方式下 x 、 q 、 m_t 、 y 的 m_* 指标值变化规律

图 8 不同调节方式下 x 、 q 、 m_t 、 y 的 a_* 、 b_* 、 t_* 、 m_* 指标值变化规律

图 8(a)和图 8(b)除由于流量随机波动性, q 的 a_* 、 b_* 值并未显示明显特征(如图 5 所示), x 、 m_i 、 y 的 a_* 、 b_* 值在单独采用 PI 调节和在过渡过程前期切换调节($t_s = 5 \text{ s} \sim 10 \text{ s}$)时, a_* 、 b_* 保持较大值, 说明此时系统振动剧烈。由图 8(c)明显看出采用 PID 调节和在过渡过程后期切换调节($t_s = 25 \text{ s}$)时, 系统达到稳定所需时间较长。图 8(d)除采用 PID 调节和在过渡过程前期采用切换调节时, 系统振动波动次数频繁; 采用其他不同调节方式时, 系统参数在稳定前波峰波谷数相等。综合图 8 知 x 、 q 、 m_i 、 y 的 a_* 、 b_* 、 t_* 、 m_* 值从各个角度均能说明采用切换调节的优势。

过渡过程的多因素稳定性指标 M 计算结果如表 1 所示。

表 1 不同调节切换时间下($t_s = 0 \text{ s}$ 、 5 s 、 10 s 、 15 s 、 20 s 、 25 s 、 $> 25 \text{ s}$)水轮机调节系统 4 个典型参数(x 、 q 、 m_i 、 y)的 M 值

参数	调节模式	t_s	a_*	b_*	t_*	m_*	M	
x	PI 调节	0	25.00*	25.00*	27.13	12.50	89.63	
	PID 调节	>25	21.25	19.95	32.06	15.00*	88.26	
		5	24.69	19.95	32.02	15.00*	91.66	
	PID 切换为 PI 调节	10	21.25	19.95	28.96	12.50	82.66*	
		15	21.25	19.95	30.33	12.50	84.02	
	PI 调节	20	21.25	19.95	31.35	12.50	85.05	
		25	21.25	19.95	35.00	12.50	88.70	
	q	PI 调节	0	24.33	25.00*	26.85	15.00	91.18
		PID 调节	>25	23.95	24.58	28.60	15.00	92.13
			5	25.00*	24.94	24.91	15.00	89.84
PID 切换为 PI 调节		10	23.95	24.72	25.96	15.00	89.63*	
		15	23.95	24.58	27.38	15.00	90.91	
PI 调节		20	23.95	24.58	28.51	15.00	92.04	
		25	23.95	24.58	35.00*	15.00	98.53*	
m_i		PI 调节	0	25.00*	24.62	25.18	12.50	87.30
		PID 调节	>25	21.57	22.61	32.50	12.50	89.19
			5	24.11	25.00*	30.81	15.00*	94.92*
	PID 切换为 PI 调节	10	21.57	24.08	22.53	12.50	80.67*	
		15	21.57	22.61	28.46	12.50	85.14	
	PI 调节	20	21.57	22.61	29.47	12.50	86.16	
		25	21.57	22.61	35.00*	12.50	91.68	
	y	PI 调节	0	25.00*	24.85	27.18	12.50	89.54
		PID 调节	>25	20.81	21.67	34.92	12.50	89.90
			5	23.06	25.00*	29.07	15.00*	92.13*
PID 切换为 PI 调节		10	20.81	23.83	29.63	12.50	86.77	
		15	20.81	21.67	30.32	12.50	85.30*	
PI 调节		20	20.81	21.67	30.85	12.50	85.83	
		25	20.81	21.67	35.00*	12.50	89.98	

注: M 值越小, 此种调节方式下机组稳定质量越好。☆标注表示在该调节方式下, 机组过渡过程最不稳定。*标注表示此种调节方式下机组过渡过程稳定质量最好。

由表 1 得, a_* 、 b_* 、 t_* 、 m_* 几个指标的☆标注数

值均出现在单独采用 PID 或 PI 调节及在 5 s 或 25 s 切换时, 说明此时系统最不稳定, 选用单个调节方式或在不合适的时间切换会造成机组过渡过程偏危险。分析 x 的 M 值, 采用 PID 调节为 88.2, 采用 PI 调节为 89.6, 10 s 切换后 M 值为 82.6, 相较于 PI 和 PID 调节, 系统不稳定程度分别可以降低 5.6% 和 7%。通过计算 x 、 q 、 m_i 、 y 的系统不稳定程度降低均值得, 相较于 PI 和 PID 调节, 系统不稳定程度分别可以降低 4.5% 和 7.1%。

为了更好地探讨切换时间 t_s 对系统过渡过程稳定性影响, 图 9 给出了四个典型参数(x 、 q 、 m_i 、 y)的 M 值随时间变化曲线。从图 9 可得, x 、 m_i 和 y 曲线的趋势基本一致, M 值先增大, 然后在切换时间 $t_s = 2.64 \text{ s}$ 、 3.09 s 、 3.12 s 达到最大值, 这意味着过渡过程的 3 s 前采用切换调节, 系统变得越来越不稳定。 m_i 、 x 、 y 的 M 值分别在 $t_s = 10.84 \text{ s}$ 、 11.25 s 和 15.25 s 达到最小值, 说明此时采用切换调节机组最稳定; 随着时间增长, M 值逐渐增大, 说明在 15 s 之后不适合采用切换调节。对于 q 曲线, q 在 $t_s = 5 \text{ s} \sim 10 \text{ s}$ 时 M 值变化并没有显著特征, 在 $t_s = 8.40 \text{ s}$ 时达到最小值。综上所述, 切换时间 t_s 对水力发电机组的稳定运行具有重要影响, 当水轮机调节系统处于负荷突增时, 应在过渡过程的中期($t_s = 10 \text{ s} \sim 13 \text{ s}$)将系统由 PID 调节切换为 PI 调节。

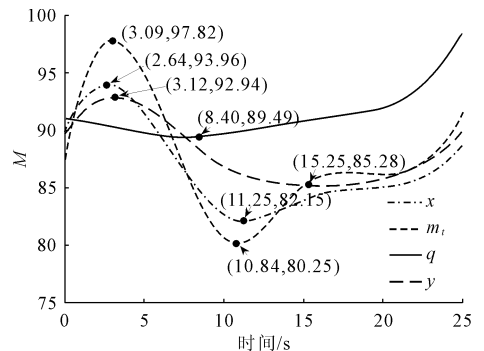


图 9 水轮机调节系统四个典型参数(x 、 q 、 m_i 、 y)在负荷突增过渡过程中的 M 值变化趋势

3 结 论

本文提出在负荷突增时将水力发电机组由 PID 调节切换为 PI 调节, 定性分析了系统在不同调节方式下转速、流量、转矩、导叶开度的相对偏差值的动态轨迹, 证明了该切换调节的有效性。在此基础上, 利用提出的多因素稳定性指标 M 定量分析了机组瞬态过程的综合质量, 并分析了不同切换时间(t_s)

对机组过渡过程稳定性的影响。主要结论如下:

(1) 在负荷突变的过渡过程中,将水力发电机组由PID调节适时切换为PI调节,可以减小机组在负荷突增过程中的振荡幅度和达到稳定所需时间,并验证了该方法有效性;相较于PI和PID调节,机组在10 s切换时系统不稳定程度可以降低4.5%和7.1%。

(2) 定量分析了适当的切换时间应在负荷突增过渡过程的中期($t_s = 10 \text{ s} \sim 13 \text{ s}$),此时 M 值最小,在该时间切换系统稳定性最强。

参考文献:

- [1] Patrícia da Silva Holanda, Claudio José Cavalcante Blanco, André Luiz Amarante Mesquita, et al. Assessment of hydrokinetic energy resources downstream of hydropower plants[J]. *Renewable Energy*, 2016,101:1203-1214.
- [2] Kishor N, Saini R P, Singh S P. A review on hydropower plant models and control[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2007,11(5):776-796.
- [3] Wu Q, Zhang L, Ma Z. A model establishment and numerical simulation of dynamic coupled hydraulic - mechanical - electric - structural system for hydropower station[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017,87(1):459-474.
- [4] 唐兆祥. 非线性水轮机调节系统稳定性分析[J]. *中国农村水利水电*,2016(11):175-177.
- [5] Avdyushenko, Cherny S G, Chirkov D V, et al. Numerical simulation of transient processes in hydroturbines[J]. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2013,20(5):577-593.
- [6] 沈祖谕. 水轮机调节系统分析[M]. 北京:水利电力出版社,1991.
- [7] 魏守平. 现代水轮机调节技术[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2002.
- [8] Jiang C, Ma Y, Wang C. PID controller parameters optimization of hydro-turbine governing systems using deterministic - chaotic - mutation evolutionary programming (DCMEP) [J]. *Energy Conversion and Management*, 2006,47(9/10):1222-1230.
- [9] Xu Ling. A proportional differential control method for a time-delay system using the Taylor expansion approximation[J]. *Applied Mathematics and Computation*, 2014,236:391-399.
- [10] Zhang C B, Yang M J, Li J Y. Detailed modeling and parameters optimization analysis on governing system of hydro - turbine generator unit [J]. *IET Generation Transmission & Distribution*, 2017,12(5):1045-1051.
- [11] Ramachandran R, Madasamy B, Veerasamy V, et al. Load frequency control of a dynamic interconnected power system using generalised Hopfield neural network based self - adaptive PID controller[J]. *IET Generation Transmission & Distribution*, 2018,12(21):5713-5722.
- [12] 许永强,王玲花,刘旭阳,等. 基于BP神经网络PID控制在水轮机调节中应用的研究[J]. *水力发电*, 2016,42(11):80-83,94.
- [13] 张醒,张德虎,刘莹莹. 基于分数阶模糊PID控制的水轮机调节系统[J]. *排灌机械工程学报*,2016,34(6):504-510.
- [14] Kalaam R N, Muyeen S M, Al - Durra A, et al. Optimisation of controller parameters for grid - tied photovoltaic system at faulty network using artificial neural network - based cuckoo search algorithm[J]. *IET Renewable Power Generation*, 2017,11(12):1517-1526.
- [15] 李文武,胡一鸣,游文霞. 水轮发电机组调速系统的串级鲁棒控制研究[J]. *水力发电*,2019,45(7):90-93,98.
- [16] 李超顺,周建中,肖汉,等. 基于引力搜索模糊模型辨识的水电机组预测控制[J]. *水力发电学报*,2013,32(6):272-277.
- [17] 常近时. 水力机械装置过渡过程[M]. 北京:高等教育出版社,2005.
- [18] 许贝贝,陈帝伊,张浩,等. 随机转速波动下水轮机调节系统动力稳定性[J]. *振动与冲击*,2018,37(12):226-231.
- [19] Zhang H, Chen D, Xu B, et al. Nonlinear modeling and dynamic analysis of hydro - turbine governing system in the process of load rejection transient[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015,90:128-137.
- [20] 莫春霞,晋良海. 马马崖一级水电站水轮机调节系统大波动过渡过程分析[J]. *水利与建筑工程学报*, 2015,13(2):110-115.
- [21] 陈忠源,戴自航. 基于云模型的岩质边坡稳定性评价方法研究[J]. *水利与建筑工程学报*,2018,16(6):65-69.