

文章编号: 1000-8152(2002)01-0095-04

汽轮发电机组转子轴系扭振系统部分模态施控特性研究*

郝志勇 付鲁华

(天津大学机械工程学院·天津, 300072)

摘要: 在汽轮发电机组转子轴系扭振动力响应计算结果的基础上, 根据独立模态空间控制的思想, 探讨了对轴系扭振部分模态进行施控的可行性, 导出了轴系扭振部分施控反馈最优控制规律, 并对一台 200MW 汽轮发电机组转子轴系进行了主动控制部分施控的模拟计算, 取得了理想的效果。

关键词: 轴系扭振; 主动控制; 部分施控

文献标识码: A

An Investigation on the Partially Control of the Torsional Vibration of the Turbogenerator Shaft System

HAO Zhiyong and FU Luhua

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, 300072, P.R. China)

Abstract: The active control on torsional vibration is investigated on the basis of the result of dynamic response computation of turbogenerator shaft system and theory of independent mode space control. Considering the engineering practice, active control partially vibration is presented and applied in the studied system from which its optimal law is induced. A simulated calculation of partially active control on torsional vibration of a 200MW turbogenerator achieves satisfactory results.

Key words: torsional vibration of shaft; active control; partial control

1 引言(Introduction)

汽轮发电机组转子轴系是一个结构复杂的连续体, 具有无穷多阶扭振模态。基于机械系统的可控可观性, 汽轮发电机组转子轴系扭振的各阶振动都是可以控制的。但是, 受客观条件的制约, 在工程实际中难以实现对转子轴系扭振所有各阶模态的监控。一般情况下, 转子轴系的扭振主要集中在某几阶模态上, 因此, 不必要对转子轴系扭振的各阶模态都进行控制, 只需控制涵盖主要振动成分的模式即可。本文在汽轮发电机组转子轴系扭振动力响应计算结果的基础上, 采用现代控制理论的观点研究了针对轴系扭振的部分模态进行主动控制的问题。

2 汽轮发电机组转子轴系扭振的模式方程 (Mode equation of torsional vibration of a turbogenerator shaft system)

首先根据文献[1]提出的方法计算汽轮发电机组转子轴系的扭振响应。汽轮发电机组转子轴系由具有复杂几何形状的各单元(励磁机、发电机、高压

缸、中压缸、低压缸等)组成, 总体具有阶梯轴的形状特征。因此可以建立具有阶梯轴外形的汽轮发电机组转子轴系弹性连续体模型, 以及基于该模型的无量纲扭振波动方程, 如式(1):

$$\frac{\partial^2 Q_j}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 Q_j}{\partial x^2} = f_j(x, t), \quad x_{j-1} < x < x_j, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (1)$$

Q_j 为无量纲扭转角, f_j 为无量纲载荷, n 为阶梯轴系的轴段数。

根据转子轴系的初始条件和边界条件, 利用(1)式可精确解得汽轮发电机组转子轴系的固有频率和固有振型。转子轴系扭振响应角位移可利用展开定理表示为如下的线性组合:

$$Q(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} W_r(x) \eta_r(t). \quad (2)$$

式中, W_r 为第 r 阶固有振型函数, η_r 为第 r 阶模态坐标, $r = 1, 2, \dots$ 。

同理, 载荷 $f(x, t)$ 也可展开为:

* 基金项目: 国家自然科学基金(59575015)和教育部基金(D196001, G00023)资助项目。

收稿日期: 1999-07-02; 收修稿日期: 2001-01-16。

$$f(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} m(x) W_r(x) f_r(t). \quad (3)$$

式中, $m(x)$ 为转子轴系质量密度函数, $f_r(t)$ 为第 r 阶模态力.

通过一系列的分析、简化,可以得到一组解耦的转子轴系扭振的模态方程:

$$\eta_r + \bar{\omega}_r^2 \eta_r(t) = f_r(t), \quad r = 1, 2, \dots \quad (4)$$

式中, $\bar{\omega}_r$ 为转子轴系第 r 阶固有频率.

3 汽轮发电机组转子轴系扭振主动控制系统的部分施控 (Partially control of the torsional vibration of the turbogenerator shaft system)

在得到解耦的模态方程组(4)后,进一步讨论汽轮发电机组转子轴系的扭振控制,因模态方程组(4)的独立性,此种控制被称为独立模态空间控制 (independent mode space control, 简称 IMSC). 独立模态空间控制就是把对系统的控制转化为对各阶模态的控制,通过对模态空间状态进行估计,并反馈形成模态控制力,再综合求得实际控制力.这种方法可以减小控制器的阶数,降低控制系统设计的复杂程度.

汽轮发电机组转子轴系具有无穷多阶的扭振模态,从理论上讲,采用独立模态空间控制方法对其无穷阶模态进行控制,需要连续分布的执行器和传感器,即连续的控制力,这在工程实际中是难以实现的.为此,考虑用有限个执行器作用于结构上的点 $x = x_i (i = 1, 2, \dots, m)$ 处来控制扭振.此时,控制力可写为:

$$f = \sum_{i=1}^m F_i(t) \delta(x - x_i), \quad 0 < x < L. \quad (5)$$

其中, F_i 是 x_i 点的控制力, $\delta(x - x_i)$ 是空间 Dirac δ 函数.

设模态的状态矢量:

$$q_r(t) = [\eta_r(t) \quad \dot{\eta}_r(t)]^T, \quad (6)$$

则得到汽轮发电机组转子轴系弹性连续体结构模态的状态方程:

$$\begin{cases} \dot{q} = Aq + B_u U + B_T T, & q(0) = 0, \\ y = Cq. \end{cases} \quad (7)$$

式中, U 为控制力向量, T 为激励力向量, y 为系统输出向量, A 为系统矩阵, B_u 为控制输入矩阵, B_T 为激励输入矩阵, C 为系统输出单位矩阵.

在线性反馈控制中,控制力矢量和模态矢量具有如下关系:

$$U(t) = -Gq(t). \quad (8)$$

式中的 G 为 $m \times \infty$ 阶的控制增益矩阵.可是,要寻

求一有限维的增益矩阵是不可能的,也就是说,利用(8)式所表达的控制力来控制整个结构的无穷多阶模态是不可能的.实际上,结构的高阶模态在运动中只占有极小的一部分,而且由于高的模态阻尼很难被激发,在一般情况下,转子轴系的扭振主要集中在某几阶模态上,因此,不必要对转子轴系扭振的各阶模态都进行控制,只要控制住涵盖主要振动成分的模式即可.

一般情况下,振动能量主要集中在某几阶模态,假设选取扭振中的 n 阶模态进行控制,则汽轮发电机组转子轴系扭振模态的状态方程为:

$$\dot{q}_c(t) = A_c q_c(t) + B_c F(t). \quad (9)$$

式中, q_c 为 $2n$ 阶模态的状态向量,控制力 $F(t)$ 为:

$$F(t) = -G_c q_c(t). \quad (10)$$

G_c 为 $m \times 2n$ 阶的控制增益矩阵.

则利用独立模态空间控制方法控制转子轴系扭振无穷多阶模态的问题便简化为用有限个执行器控制有限阶模态的问题.在此基础上,分析转子轴系扭振的各阶模态,由于激振力成分不同,有的模态得不到激发,有的模态响应很弱,因此,可根据激振力的不同成分,各阶模态扭振响应的不同,选择不同的模态进行控制,这就是部分模态施控的思想.

4 200MW 汽轮发电机组转子轴系扭振部分模态施控 (Partially control of the torsional vibration of a 200MW turbogenerator shaft system)

以一 200MW 汽轮发电机组转子轴系扭振系统为例进行分析.由于汽轮发电机组转子轴系的扭振能量主要集中在前几阶模态中,而其他模态的响应很弱,根据对转子轴系在外部激励下的响应分析,选取前 4 阶模态作为被控模态;又由于汽轮发电机组转子轴系客观条件的制约,不可能任意选取执行器控制点(即施控点),故根据转子轴系的实际情况,选取励磁机处施加控制力.

根据大型汽轮发电机组转子轴系扭振的特点,选用线性二次型最优控制理论对其进行扭振主动控制.使用该方法,其最优解可以写成统一的解析表达式,并可导出一个简单的状态线性反馈控制律,计算和工程实现都比较容易.

对汽轮发电机组转子轴系扭振实施主动控制,则转子轴系线性系统的状态方程及测量方程为:

$$\begin{cases} \dot{q} = (A - GB_u)q + B_T T, & q(0) = 0, \\ y = Cq. \end{cases} \quad (11)$$

式中, q 为 8 维状态向量, T 为激励力向量, y 为 8 维系统输出向量, A 为 8×8 阶系统矩阵, B_u 为 8×1 阶控制输入矩阵, B_T 为 8×1 阶激励输入矩阵, C 为 8×8 阶系统输出单位矩阵, G 为反馈增益矩阵. 相关数值可以根据所选取的被控模态和施控点利用文献 [1] 所提供的解法得到. 转子轴系扭振控制框图如图 1 所示

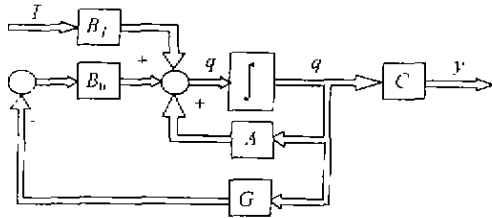


图 1 转子轴系扭振控制框图

Fig 1 The control scheme of torsional vibration of shaft system

控制转子轴系扭振响应的反馈系统的性能指标为:

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \{ [q - \beta(t)]^T Q [q - \beta(t)] + u^T R u \} dt + \frac{1}{2} [q(t_f) - \alpha]^T S [q(t_f) - \alpha]. \quad (12)$$

式中, Q , R 和 S 是相应维数的权矩阵, S 和 Q 至少是半正定的, R 一定是正定的; α 为预定的(希望的)稳态响应, $\beta(t)$ 为希望的瞬态响应, t_0 是控制的开始时刻, t_f 是控制的终止时刻. 在工程实际中, 常取 $t_0 = 0$, $t_f = \infty$, 且希望稳态响应为零, 瞬态响应很快衰减, 即希望 α 和 $\beta(t)$ 是零矢量, 故式(12)转为:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [q^T Q q + u^T R u] dt. \quad (13)$$

其最优解的必要条件通过 Hamiltonian 函数的极值条件得出:

$$\begin{cases} u = -Gq - R^{-1}B_u^T g(t), \\ G = -R^{-1}B_u^T P. \end{cases} \quad (14)$$

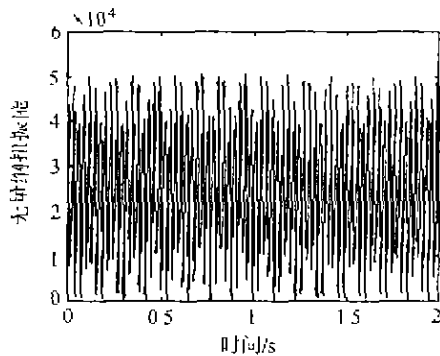


图 2 转子轴系扭振动能

Fig 2 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system

式中, $-R^{-1}B_u^T g(t)$ 项为开环控制, 与状态量 q 无关.

最后, 状态矢量 q 可由如下方程求得:

$$\begin{aligned} \dot{q} &= (A - B_u R^{-1} B_u^T P) q(t) + B_T T - \\ &B_u R^{-1} B_u^T g(t), \quad q(0) = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

其中, P 为 Riccati 方程的解, $g(t)$ 为 α , $\beta(t)$ 及外部激励有关的矢量:

$$\begin{aligned} PA + A^T P - PB_u R^{-1} B_u^T P + C^T Q C &= 0, \\ -\dot{g} &= PB_T T + (A^T - PB_u R^{-1} B_u^T) g, \quad g(\infty) = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

5 汽轮发电机组转子轴系采取部分模态施控的模拟计算 (A simulating calculation of partially control on torsional vibration of the turbogenerator shaft system)

根据部分模态施控理论, 对一台 200MW 汽轮发电机组转子轴系的扭振主动控制部分模态施控进行了模拟计算. 图 2、图 3 分别表示在脉冲激励下, 汽轮发电机组转子轴系施加控制力前后扭振动能的变化. 在电力系统运行期间, 当发生三相短路快速自动重合闸时, 同步电机将遭受多次故障干扰和多次故障切除, 如果三相短路靠近电厂母线, 将会使汽轮发电机组转子轴系产生极严重的机械扭矩, 即阶跃缓振. 图 4、图 5 表示在阶跃缓振激励下, 汽轮发电机组转子轴系扭振动能及施加控制力后扭振动能的变化. 在电力系统运行过程中, 发生突然三相短路时发电机组将承受交变电磁转矩, 即简谐衰减激励. 在简谐衰减激励下汽轮发电机组转子轴系扭振动能及施加控制力后扭振动能的变化如图 6、图 7 所示. 从图中可以看出, 在采取部分模态施控后, 转子轴系的扭振动能在 1~2 秒内便得到了充分的抑制.

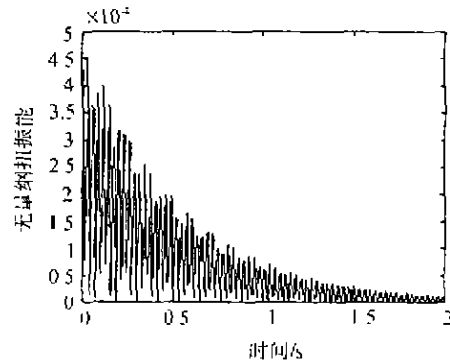


图 3 有控制转子轴系扭振动能

Fig. 3 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system (with control)

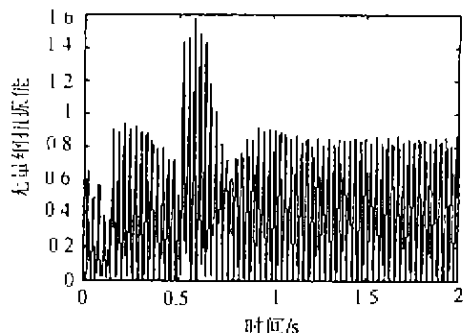


图4 转子轴系扭振动能

Fig. 4 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system

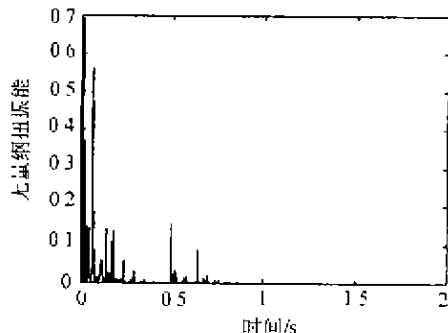


图5 有控制转子轴系扭振动能

Fig. 5 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system (with control)

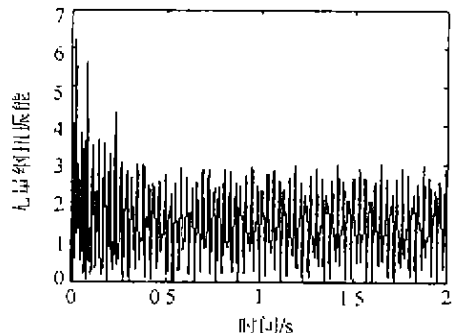


图6 转子轴系扭振动能

Fig. 6 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system

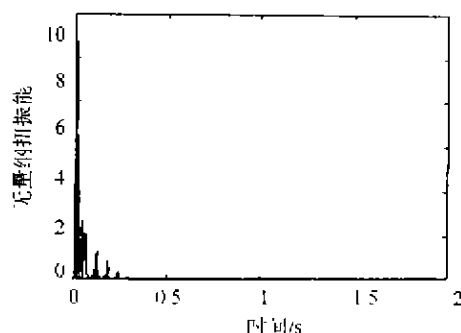


图7 有控制转子轴系扭振动能

Fig. 7 Kinetic energy of torsional vibration of shaft system (with control)

6 结论(Conclusion)

通过以上的分析和讨论可知,利用独立模态空间控制方法将控制转子轴系扭振无穷多阶模态的问题简化为用有限个执行器控制有限阶模态的问题,从模态空间的角度分析轴系扭振的各阶模态,根据激励力和扭振响应的实际情况,选择涵盖主要振动成分的模态进行控制,构成部分模态施控系统。

在理论分析的基础上,以一台 200MW 汽轮发电机组转子轴系为例,依据部分施控思想对其扭振进行了主动控制的部分模态施控模拟计算。在进行部分模态施控过程中,采用了二次型性能指标进行控制寻优,结果表明,采用部分模态施控方法是切实有效的。

由于将控制无穷多阶模态的问题简化为用有限个执行器控制有限阶模态的问题,即在控制过程中所用到的结构参数是有限模态的函数,未包含振动系统的全部信息,故此时所求得的控制规律并不是最优

的。所以说,在部分施控的原则下,对轴系扭振采取的主动控制不再是最优控制,而是一种次优控制。

参考文献(References)

- [1] Ye Mun, Luo Jisheng and Hao Zhiyong. Study on elastic wave of torsional vibration in turbogenerator rotor shaft system [J]. Chinese J. of Mechanical Engineering, 1998, 34(4): 15-21 (in Chinese)
- [2] Meirovitch L. Dynamics and Control of Structures [M]. New York: John Wiley and Sons, 1990
- [3] Gu Zhongquan, Ma Keugen and Chen Weidong. Active Control of Vibration [M]. Beijing: National Defence Industry Publishing Company, 1997 (in Chinese)

本文作者简介

郝志勇 1955年生,天津大学教授,博士生导师,主要研究方向为现代内燃机设计,内燃机结构优化,振动与噪声的分析和控制

付鲁华 1972年生,1999年于天津大学获得工学硕士学位,现为天津大学机械工程学院教师,主要研究方向为振动与噪声的分析和控制。 Email: fuluhua@eyou.com