

文章编号: 1006-4710(2011)02-0196-04

水轮发电机组轴长对自激振动的影响分析

马薇, 南海鹏, 梁武科, 赵道利

(西安理工大学 水利水电学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 研究了水轮发电机组轴长与机组临界转速的关系, 通过理论分析和计算得知, 水轮发电机组轴长对机组一阶临界转速影响甚微, 对改变机组自激振动的作用有限。据此结论, 对机组轴线进一步检查, 通过采取改变相关敏感参数, 如适当增加下导轴承间隙以及密封间隙等措施, 有效解决了机组的振动问题, 避免了无效机组改造给电站带来的巨额损失。长时间的生产运行实践表明, 机组运行稳定。

关键词: 水轮发电机; 临界转速; 自激振动; 轴长

中图分类号: TK730.3+2 **文献标志码:** A

The Analysis for the Influence of Shaft Length of Turbine Generating Unit on the Self-Excited Vibration

MA Wei, NAN Haipeng, LIANG Wuke, ZHAO Daoli

(Faculty of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: This paper studies the relationship between the shaft length of turbine generating unit and the critical rotating speed. It is obtained via theoretical analysis and calculation that the shaft length of turbine generating unit has had little effect upon the first critical rotating speed, which has a limited effect upon changing self-excited vibration of the unit. Based on this conclusion, the further inspect is made in the unit axis. It has been found that the vibration problem can be solved by adopting changing correlative sensitivity parameters such as appropriately increasing the guide bearing clearance and the sealing clearance so as to avoid the huge losses caused by the invalidated transformation of the generating unit to the hydropower plant. The long-term practice of production operation indicates that the operation of generating unit is stable.

Key words: turbine generating unit; critical speed; self-excited vibration; shaft length

一直以来人们认为, 通过改变水轮发电机组轴系长度可实现改变机组的临界转速以达到减小机组自激振动的目的。但是对水轮发电机组临界转速的影响因素研究及其计算多是针对水力参数、电磁参数而言, 机械参数多是针对陀螺力矩、主轴内径、推力轴承、导轴承支撑刚度等方面进行讨论^[1-8], 而对轴长改变机组临界转速的理论计算分析却鲜有报道。

国内某电站于 2005 年 5 月设计安装了 1 台容

量为 27.5 MW 的立轴悬式水轮发电机组, 水轮机为混流式结构, 单机额定出力为 25.8 MW, 最大水头为 85.72 m, 额定水头为 73 m, 额定转速为 300 r/min, 转轮直径为 2.2 m, 轴系总长为 10.958 m。该机组试运行, 发现机组下导、主轴法兰、水导处最大摆度均严重超标; 停机检查发现顶盖、底环、转轮上下迷宫环处均有不同程度磨损, 其中以底环和转轮下迷宫环磨损最为严重, 底环迷宫出现较为严重的沟槽。经多次拆机、实验以及盘车, 振动问题一

收稿日期: 2011-01-12

基金项目: 陕西省科技计划基金资助项目(SJ08E222); 陕西省教育厅科学技术研究计划基金资助项目(08JK390)。

作者简介: 马薇(1971-), 女, 陕西西安人, 博士生, 研究方向为水轮发电机组的振动测试与控制。E-mail: mawei@xaut.edu.cn。南海鹏(1963-), 男, 陕西乾县人, 博士, 教授, 博导, 研究方向为水力机组状态监测与故障诊断和发电过程控制、仿真与诊断等。E-mail: hxnhp@163.com。梁武科(1965-), 男, 陕西扶风人, 博士, 教授, 研究方向为水力机械的优化设计与制造、水轮发电机组状态监测与故障诊断等。E-mail: liangwuke@vip.163.com。

直无法解决。根据机组动力响应(加速度、动应力)测量结果及功率谱分析结果,机组振动的主频为 12 Hz 左右,与机组一阶临界转速吻合。经多次专家诊断,建议通过改变轴系固有转动频率来解决振动问题。但是轴长改变后,整个基础就要改变,基坑要拆除重建,工期长,耗资巨大。为避免返修过程造成的成本增加,转而研究轴长对机组临界转速的影响。因为,如用缩短轴长的方法仍然不能有效解决上述振动问题,会给电站带来不可弥补的巨额损失。

本文的研究工作就是根据机组相关设计参数,针对机组轴系长度对机组临界转速的影响,通过建立机组轴系的动力学模型进行分析研究而展开的。

1 机组轴系建模

水轮发电机组作为一种多圆盘转子系统,对其临界转速的计算方法多采用传递矩阵法和有限元法。其中,传递矩阵法的优点是矩阵的维数不随系统自由度的增加而增大,对各阶临界转速的计算,方法相同,程序简单,成为解决转子动力学问题的一种有效方法^[9]。为解决该方法计算中有时会出现数值不稳定这一问题,进而发展了一种 Riccati 传递矩阵法^[10],这一计算方法在继承原有方法优点的基础上,具有计算精度高及数值稳定的特点,因而在转子系统临界转速计算中得到了广泛应用。

采用 Riccati 传递矩阵法计算机组轴系临界转速,首先需要对系统转子质量进行离散化,将系统分为圆盘、轴段和支承等若干单元和部件,得到其集中质量模型,再用力学方法建立这些部件两端截面状态向量间的传递关系,然后利用连续条件就可求得转子在任一截面与起始截面状态向量间的对应关系,通过对满足边界条件的涡动频率的搜寻,就可得到轴承转子系统的各阶临界转速。

对于立式水轮发电机组而言,由于其支承在水平面内相互垂直的 x, y 方向的刚度差别不大,可认为系统的支承是各向同性的,而在临界转速的计算中可忽略系统阻尼对计算结果的影响。因此,对于轴对称的转子,只要分析转子在通过轴线的一个平面内(x 平面或 y 平面)的横向弯曲振动模态,就可得到系统的临界转速。

按照以上原则,将计算机组轴系质量离散化为具有 N 个圆盘和 L 个弹性支承的集中质量模型(如图 1 所示),各圆盘间用无质量的等截面弹性轴段连接,把每个圆盘与其下方轴段组合为一个构件(如图 2 所示),设其截面状态矢量为 \mathbf{Z}_i ,该矢量由截面的径向位移 x_i 、挠角 α_i 、弯矩 M_i 和剪力 Q_i 组成,即:

$$\mathbf{Z}_i = [M_i, Q_i, x_i, \alpha_i]^T \quad (1)$$

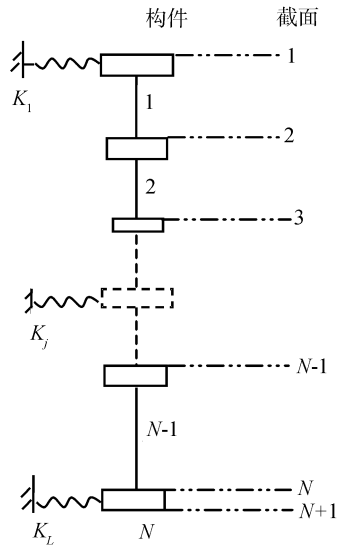


图1 集中质量模型
Fig.1 Model of dumped mass

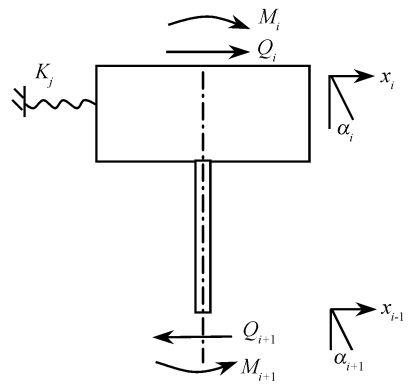


图2 构件的受力
Fig.2 Mechanic analysis of component

Riccati 传递矩阵法的运用就是把式(1)中的状态矢量元素分成 $\{f\}$ 和 $\{e\}$ 两组,即:

$$\mathbf{Z}_i = \begin{Bmatrix} f \\ e \end{Bmatrix}_i \quad (2)$$

式中, $\{f\}_i$ 由在起始截面状态向量 \mathbf{Z}_1 中具有零值的 2 个元素组成, $\{e\}_i$ 由其余两元素组成。

图 1 模型中,系统最上端为自由端,有边界条件 $M_1 = 0, Q_1 = 0$ 。因此式(2)中 $\{f\}_i = [M_i, Q_i]^T$, $\{e\}_i = [x_i, \alpha_i]^T$ 。相邻两个截面的状态向量之间的关系可表示为:

$$\begin{Bmatrix} f \\ e \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} f \\ e \end{Bmatrix}_i \quad (3)$$

其中:

$$\begin{cases} [\mathbf{u}_{11}]_i = \begin{bmatrix} 1 & l \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_i \\ [\mathbf{u}_{12}]_i = \begin{bmatrix} l(m\omega^2 - K_j) & (J_p - J_d)\omega^2 \\ m\omega^2 - K_j & 0 \end{bmatrix}_i \\ [\mathbf{u}_{21}]_i = \begin{bmatrix} \frac{l^2}{2EI} & \frac{l^3}{6EI}(1-\nu) \\ \frac{l}{EI} & \frac{l^2}{2EI} \end{bmatrix}_i \\ [\mathbf{u}_{22}]_i = \begin{bmatrix} 1 + \frac{l^3}{6EI}(1-\nu)(m\omega^2 - K_j) & l + \frac{l^2}{2EI}(J_p - J_d)\omega^2 \\ \frac{l^2}{2EI}(m\omega^2 - K_j) & 1 + \frac{l}{EI}(J_p - J_d)\omega^2 \end{bmatrix}_i \end{cases} \quad (4)$$

将式(3)展开,得:

$$\begin{cases} \{\mathbf{f}\}_{i+1} = [\mathbf{u}_{11}]_i \{\mathbf{f}\}_i + [\mathbf{u}_{12}]_i \{\mathbf{e}\}_i \\ \{\mathbf{e}\}_{i+1} = [\mathbf{u}_{21}]_i \{\mathbf{f}\}_i + [\mathbf{u}_{22}]_i \{\mathbf{e}\}_i \end{cases} \quad (5)$$

引入 Riccati 变换:

$$\{\mathbf{f}\}_i = [\mathbf{S}]_i \{\mathbf{e}\}_i \quad (6)$$

将式(6)代入式(5),得:

$$\begin{cases} \{\mathbf{e}\}_i = [\mathbf{u}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{u}_{22}]_i^{-1} \{\mathbf{e}\}_{i+1} \\ \{\mathbf{f}\}_{i+1} = [\mathbf{u}_{11}\mathbf{S} + \mathbf{u}_{12}]_i [\mathbf{u}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{u}_{22}]_i^{-1} \{\mathbf{e}\}_{i+1} \end{cases} \quad (7)$$

对比式(6)、(7)可知:

$$[\mathbf{S}]_{i+1} = [\mathbf{u}_{11}\mathbf{S} + \mathbf{u}_{12}]_i [\mathbf{u}_{21}\mathbf{S} + \mathbf{u}_{22}]_i^{-1} \quad (8)$$

由于起始截面的边界条件为 $\{\mathbf{f}\}_1 = \{\mathbf{0}\}$, $\{\mathbf{e}\}_1 \neq \{\mathbf{0}\}$,故由式(6)有初值 $[\mathbf{S}]_1 = [\mathbf{0}]$ 。反复利用式(8)就可顺次得到 $[\mathbf{S}]_2, [\mathbf{S}]_3, \dots, [\mathbf{S}]_{N+1}$ 。

由下端面的边界条件 $\{\mathbf{f}\}_{N+1} = \{\mathbf{0}\}$, $\{\mathbf{e}\}_{N+1} \neq \{\mathbf{0}\}$ 可知,式(6)有非零解的条件为:

$$|\mathbf{S}|_{N+1} = \begin{vmatrix} s_{11} & s_{12} \\ s_{21} & s_{22} \end{vmatrix}_{N+1} = 0 \quad (9)$$

式(9)即为可求取系统各阶临界转速的频率方程,计算时可以一定的步长作为试算频率,用式(8)进行递推,得到对应试算频率的剩余量 $|\mathbf{S}|_{N+1}$,再以试算频率为横坐标,剩余量为纵坐标绘制曲线,则该曲线与 $|\mathbf{S}|_{N+1} = 0$ 处的水平线的交点对应的横坐标就是所求的各阶临界转速值。

2 计算结果

根据生产厂家提供的机组设计参数,采用集中质量法将质量连续分布的主轴离散化为具有 21 个结点的多自由度系统,导轴承半径间隙取 $C = 0.3 \text{ mm}$ (油膜刚度约为 $3 \times 10^9 \text{ N/m}$)^[1],按照上述方法

对机组临界转速进行了计算。

图 3 为原机组(未变轴长)临界转速计算结果,图中纵坐标过零点所对应横坐标值即为各阶临界转速值。通过坐标放大从图中可以看出一阶临界转速为 998.2 r/min,二阶临界转速为 1 968.3 r/min。为观察机组轴长变化对临界转速的影响,表 1 给出了将水轮机轴长分别缩短不同量值时,所得一阶、二阶临界转速。

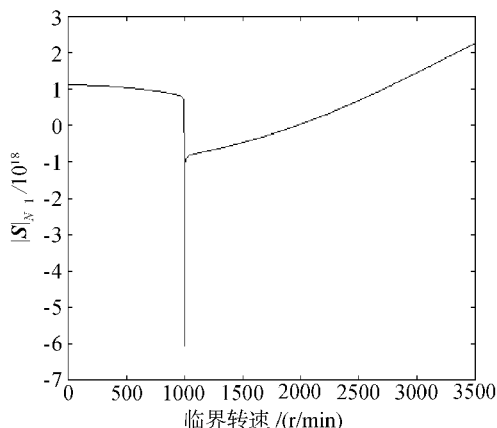


图 3 原机组临界转速计算

Fig. 3 The critical speed calculation

表 1 机组临界转速随轴长的变化情况

Tab. 1 The change of the critical speed with the shaft length of unit

临界转速	轴长截取量/m				
	0	0.4	0.8	1.2	1.6
一阶临界转速/(r/min)	998.2	999.7	1 000.8	1 001.8	1 002.8
二阶临界转速/(r/min)	1 968.3	2 148.2	2 423.5	2 365.0	2 293.0

从表 1 的计算结果可以看出,缩短水轮机轴的轴向尺寸,对轴系横向振动一阶临界转速的改变微乎其微,相对变化幅度约为 1‰ 左右,而轴长的改变对二阶临界转速有较大影响。因此,根据计算结果,不建议采用通过变化轴长来改变机组一阶临界转速的方法。为有效改变轴系横向振动一阶临界转速,建议通过改变其它相关敏感参数来实现,如改变导轴承油膜刚度。图 4 给出了机组一阶临界转速随导轴承油膜刚度改变的变化曲线,图中四条曲线分别为固定上导、下导、水导三个轴承中的两个导轴承的半径间隙 $C = 0.3 \text{ mm}$ (油膜刚度约为 $3 \times 10^9 \text{ N/m}$) 而使另外一个导轴承的间隙从 $C = 0.3 \text{ mm}$ 增大到 $C = 0.5 \text{ mm}$ (油膜刚度约为 $6.4 \times 10^8 \text{ N/m}$) 时,以及三个导轴承间隙同时等量改变时的临界转速变化曲线。由图 4 可以看出,上导、水导轴承油膜刚度对一

阶临界转速影响较小,而下导轴承的影响显著;随着下导轴承油膜刚度的减小,以及上导、下导、水导三者轴承油膜刚度的同时减小,一阶临界转速下降显著。而三个导轴承油膜刚度同时变化对一阶临界转速的影响与单独下导轴承的油膜刚度变化时的影响幅度相当,可以肯定,这一变化幅度,下导轴承起主要作用。因此建议可以通过改变该机组下导轴承的半径间隙等敏感参数达到改变机组轴系一阶临界转速的目的。

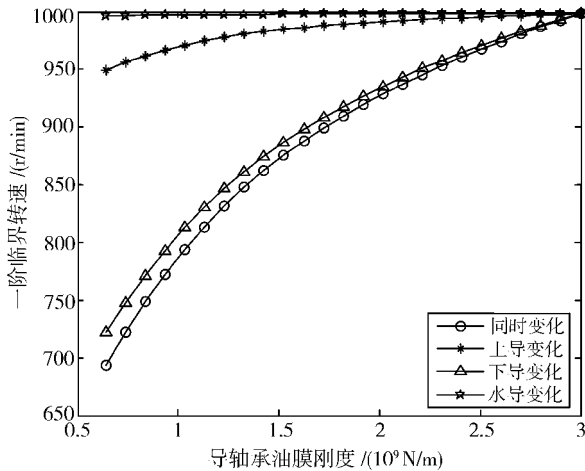


图4 导轴承油膜刚度对机组轴系一阶临界转速的影响

Fig. 4 The influence of guide bearing oil film rigidity to the first critical speed

3 结论

本文针对水轮发电机组轴系长度对机组的临界转速的影响问题展开研究。通过对机组轴系临界转速的计算,得到了机组轴长、导轴承油膜刚度与机组临界转速的关系。研究结果表明:水轮发电机组轴长对机组一阶临界转速影响甚微,对改变机组自激振动的发生作用有限。据此结论,对机组轴线进一步检查,通过采取改变相关敏感参数,如适当增加下导轴承间隙以及密封间隙等措施,有效解决了机组的振动问题,避免了无效机组改造给电站带来的巨额损失,长时间的生产运行实践表明,机组运行稳定。

参考文献:

[1] 乔卫东. 水轮发电机组轴系动力特性分析及轴线精度检测方法研究[D]. 西安:西安理工大学,2006.
Qiao Weidong. Analysis of Dynamic Characteristics of Rotor-Bearing System of Hydropower Unit and Study on Measurement Method of Axis Precision [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2006.

[2] 杨旭娟,蔡敢为,李兆军,等. 混流式水轮发电机组主轴系统临界转速分析[J]. 广西大学学报:自然科学版, 2008,33(3):256-260.
Yang Xujuan, Cai Ganwei, Li Zhaojun, et al. Critical speed analysis of francis turbine-generator units [J]. Journal of Guangxi University (Natural Science Edition), 2008, 33(3):256-260.

[3] 孙宇. 水电机组轴系动态特性的主要影响因素分析[J]. 电站系统工程,2004,20(1):36.
Sun Yu. Main influencing factors on dynamic characteristics of hydro turbine shaft system [J]. Power System Engineering, 2004, 20(1):36.

[4] 姚大坤,邹经湘,赵树山. 刚度对三峡水轮发电机组轴系稳定性的影响[J]. 电站系统工程, 2005, 21(3):51-53.
Yao Dakun, Zou Jingxiang, Zhao Shushan. Stability on shaft of Three Gorges hydro-generator influenced by stiffness [J]. Power System Engineering, 2005, 21(3):51-53.

[5] 杨晓明,马震岳,黄军义. 导轴承与推力轴承耦合作用下水电机组的横向振动研究[J]. 水力发电学报,2007, 26(6):132-136.
Yang Xiaoming, Ma Zhenyue, Huang Junyi. Analysis on lateral vibration of hydro-generator set with couple behavior between the thrust and the journal bearings [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007, 26(6):132-136.

[6] 肖黎,常晓林. 基于有限单元法的大型水轮发电机组自振特性研究[J]. 武汉大学学报:工学版,2006,39(4):5-8.
Xiao Li, Chang Xiaolin. Research of self-oscillation characteristics of large hydroelectric machines based on finite element method [J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2006, 39(4):5-8.

[7] 张鹏,周碧英. 大型水轮发电机组轴系振动稳定性分析[J]. 中国农村水利水电, 2007,(9):131-134.
Zhang Peng, Zhou Biying. Dynamics analysis of vibration stability for large hydraulic generator unit [J]. China Rural Water and Hydropower, 2007,(9):131-134.

[8] 张伟. 水轮发电机组轴系动力学研究[D]. 大连:大连理工大学,2008.
Zhang Wei. Research on Dynamics of Shaft System of Hydro-Electric Generating Set [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008.

[9] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.

(责任编辑 王卫勋)