

文章编号:1000-582x(1999)04-0069-05

① 69-73

## 汽轮发电机组轴系的现场整体平衡法评述

TM311.033

李化<sup>1</sup>, 孙才新<sup>1</sup>, 陈伟根<sup>1</sup>, 廖瑞金<sup>1</sup>, 唐能凡<sup>2</sup>

(1. 重庆大学 电气工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆发电厂 总工室, 重庆 400053)

**摘要:**通过对大型汽轮发电机组轴系的现场整体动平衡特点及平衡方法的分析, 结合现代科学技术, 提出了以轴系现场动平衡一次开车成功为目标的新的研究方向。

**关键词:** 汽轮发电机组; 柔性转子轴系; 现场平衡

**中图分类号:** TM 311

**文献标识码:** A

现场整体平衡法  
轴系

运行的汽轮发电机组不存在单转子运行情况, 总是以轴系的形式出现, 而且随着机组容量的增加, 轴系中的转子数也增多。由于每根轴长达数米、重达 10 多吨以上, 其中有的在—阶临界转速以上运行, 属于柔性转子范围。对于单个柔性转子的平衡方法和设备, 国内外已进行了大量的研究、试验和现场工作, 并取得了重大成果, 但对柔性转子组成的复杂轴系的动平衡还有许多问题需我们去探索和研究<sup>[1-4]</sup>。

轴系现场动平衡的确是一门复杂的技术, 它涉及到的影响因素较多, 虽然各个转子在制造厂都已经过低速或高速平衡, 但由多个柔性转子组成轴系的汽轮发电机组在现场运行中却有其自身特点。主要表现在: 轴系振动的表现形式呈多样化; 轴系动平衡与机组结构有关; 轴系动平衡与机组相关量有关; 轴系振型与单个转子振型有关; 轴系不平衡振动具有传递特性。

在现场进行轴系平衡时, 是在机组处于正常运行状态下进行的, 无论是对轴系中某单个转子找平衡, 还是几个转子作轴系整体平衡, 我们必须都得从轴系整体的特点来考虑。同时, 由于受机组启动次数尽量少、可加重平面数有限、影响振动的因素较复杂等条件限制, 给柔性转子轴系现场平衡的研究带来了相当大的困难。目前对单个转子的平衡方法已比较成熟, 但对现场必须面对的轴系现场整体平衡法的研究尚处于一个探索阶段, 大体可概括为振型平衡法、影响系数法两大类。从原理上讲, 轴系的平衡与单跨转子并没有什么两样。由于问题的复杂性和现场条件的限制, 两类方法在具体应用中都有一些变异和发展。对影系数法而言, 有可能要求增加平衡转速和测振点, 但现场能加重的校正平面数有限, 因而就提出了采用最小二乘法的影响系数法<sup>[1]</sup>, 以控制各测点振点残余振幅平方和为最小。对振型平衡法而言, 用测量或计算方法描绘轴系振型比单个转子的振型更困难, 此外由于跨数增加,

• 收稿日期: 1998-04-17

作者简介: 李化(1968-), 男, 四川宣汉人, 重庆大学博士生。现在成都电业局工作, 从事在线监测与故障诊断研究。

各临界转速间的间距减小,这样要在某一临界转速间附近得到单纯的该阶振型而不混入其它阶振型亦较困难<sup>[2]</sup>。因此,笔者从几种有应用前景的轴系现场整体平衡法的客观出发,分析其特点,提出了轴系现场整体平衡一次开车成功的新的研究方向。

## 1 轴系整体平衡法

### 1.1 最小二乘法的影响系数法

假设该系统为一线性系统,且

测振点数:  $m = 1, 2, 3, \dots, M$  ( $M$ 包括临界转速和工作转速的振动在内);

原始振动:  $A_m$  ( $m = 1, 2, \dots, M$ ), 用矩阵  $[A]$  表示;

加重平面:  $n = 1, 2, \dots, N$ ;

应加平衡重量:  $P_n$  ( $n = 1, 2, \dots, N$ ) 用矩阵  $[P]$  表示;

影响系数:  $Q_{mn}$  ( $m = 1, 2, \dots, M$ ;  $n = 1, 2, \dots, N$ ) 用矩阵  $[Q]$  表示。

其理想的平衡条件:

$$[A] + [Q][P] = 0 \quad (1)$$

在实际工程中,加重平面  $N$  少于理想加重平面,即  $N < M$ , 因此只能使各个测点保留一定的剩余振动  $X_m$  ( $m = 1, 2, \dots, M$ ), 用矩阵  $[X]$  表示, 则新的平衡条件为:

$$[A] + [Q][P] = [X] \quad (2)$$

目前,主要根据加权最小二乘法使各测振点在各平衡转速下残余振动值的平方和  $\sum_{m=1}^M \lambda_m |X_m|^2$  的加权和  $S = \sum_{m=1}^M \lambda_m |X_m|^2$  为最小, 其条件是:

$$[Q]^T[\lambda][Q][P] + [Q]^T[\lambda][A] = 0 \quad (3)$$

可求得平衡重量组:

$$[P] = - \{ [Q]^T[\lambda][Q] \}^{-1} \times [Q]^T[\lambda][A] \quad (4)$$

其中  $[\lambda]$  为加权因子  $\lambda_m$  ( $m = 1, 2, 3, \dots, M$ ) 矩阵。影响系数法的理论启动次数为  $N+2$  ( $N$  为加重平面数), 但实际中由于不易求准影响系数, 或者不易选准加重平面, 从而造成实际启动次数大于理论启动次数。而且, 影响系数的求取和解矛盾方程组带来的误差, 甚至有时很大而使得平衡重量的值也有较大误差。

### 1.2 振型圆平衡法

在一般的振型平衡法中, 平衡某阶振型必需使转速尽量接近该阶临界转速, 以保证该阶主振型占绝对优势, 其它振型可忽略。但实际中不可能让转速选定在该阶临界转速, 因为这样会造成测量不准确。如果离得太远则会造成该阶主振型混有其它阶的主振型, 即振型分离不彻底, 降低平衡精度。“振型圆”平衡法<sup>[3]</sup> 比较成功地解决了这一问题, 它通过多跨轴系动平衡时绘制的振型圆, 可以初步判定主要不平衡量分布在哪些跨内, 以及跨内的那一侧, 这对加重面的合理选择, 减少开车次数有很大好处, 使平衡精度和效率都得到大大提高。由于它在求平衡重量大小时仍要利用效果矢量, 所以从某种程度上讲, 振型圆平衡法是振型平衡法和影响系数法的结合。

所谓振型圆就是以转速为参数, 用极坐标表示与转速同步的振动向量, 该向量的轨迹在临界转速附近接近圆弧, 以此圆弧作圆即称为“振型圆”, 经过圆心和临界转速的直径称为共

振直径。下面分别以单自由度及两个自由度系统的振型圆进行分析,以阐明振型圆的特点。

单自由度系统质量  $m$  的质点在周期力  $F e^{i\omega t}$  作用下的运动微分方程为:

$$m\ddot{z} + C\dot{z} + kz = F e^{i\omega t} \quad (5)$$

其中  $C$  是阻尼系数,  $K$  是弹簧刚度, 它的特解为

$$z = \left[ \frac{1/m}{[(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + 4\mu^2 \omega_1^2 \omega^2]^{1/2}} \right] F e^{i\omega t} \quad (6)$$

$$\text{tg } \xi = \frac{2\mu\omega_1 \omega}{\omega_1^2 - \omega^2}$$

其中  $\mu = C/2m\omega_1$ ,  $\omega_1^2 = k/m$ .  $\omega_1$  是无阻尼临界转速。如果  $F$  是质量偏心  $e$  引起的不平衡力, 则  $F = me\omega^2$ , 显然  $\xi$  是位移  $z$  落后于激振力的相位角。再把  $z$  改写为

$$z = (x + iy) me\omega^2 e^{i\omega t}$$

则由(6)式得:

$$X = \frac{\frac{1}{m}(\omega_1^2 - \omega^2)}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + 4\mu^2 \omega_1^2 \omega^2}$$

$$Y = \frac{\frac{2}{m}\mu\omega_1 \omega}{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + 4\mu^2 \omega_1^2 \omega^2}$$

并得到

$$X^2 + \left[ Y + \frac{1}{4m\mu\omega_1 \omega} \right]^2 = \left[ \frac{1}{4m\mu\omega_1 \omega} \right]^2 \quad (7)$$

上式在复数平面内大致是一个圆心在虚轴负侧, 在原点与实轴相切的一个圆(图1), 注意到(7)式中圆心位置及半径中有  $\omega$ , 所以实际上以  $z$  绘制的曲线是随  $\omega$  在不断变化的“圆”, 只有在  $\omega_1$  附近, 该圆的变化最小, 近似可看成一个圆。

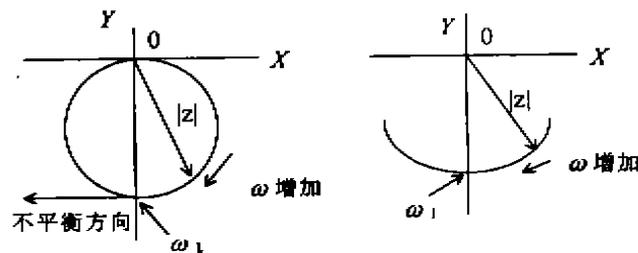


图1 单自由度系统振型圆

由图1可知, 在同样转速间隔下, 临界转速附近的“振型圆”圆弧最长, 而且由于  $\omega = \omega_1$ ,  $\xi = 90^\circ$ , 激振力超前振幅  $90^\circ$ , 即不平衡力垂直于共振直径, 并超前  $90^\circ$ , 由此可知从振型圆较容易找到确切的激起共振的不平衡力的方向。

两自由度系统如图2所示; 设在2# 附近有不平衡重, 转轴在第二阶临界转速以上运行, 分别绘制出1#、2# 轴承的振型圆。很显然, 在不平衡重附近一端轴承2# 上过两次临界转

速时的振型圆是同相位的,而在不平衡重另一端轴承1#上过两次临界转速时的振型圆是反相的,因此可根据这一特点确定不平衡重在跨内的那一侧,为选择加重面提供了确切依据。

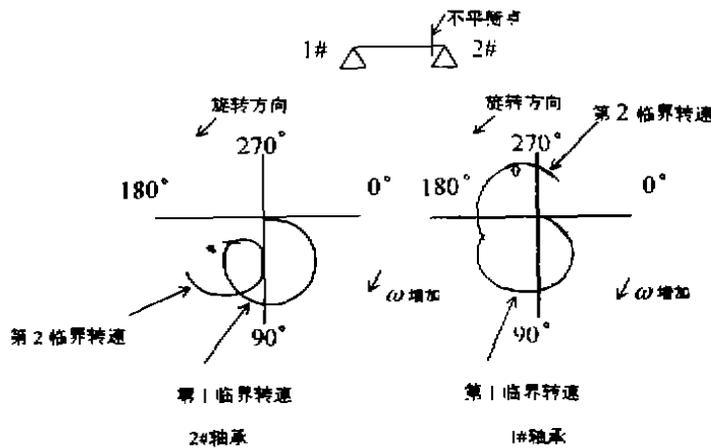


图2 两自由度系统振型圆

振型圆平衡法在复杂轴系的现场动平衡中,影响因素特多,振型圆中不仅混有其它阶振型,还有初始弯曲、热变形等引起的振动,使得振型圆图形较复杂,一般难以分离出较准确的各阶振型,因而它的应用也受到了一定的限制。

## 2 新的研究方法

近30年来,国内外动平衡工作者为了提高轴系动平衡精度,通过大量的试验、研究不断提出了一些方法,如:振型影响系数法<sup>[2]</sup>、Darlow, M. S等人提出的联合平衡法(UBA)<sup>[5]</sup>等。这类方法的共同点是:将振型平衡法和影响系数法的优点相结合,把振型平衡法中的由低到高逐阶平衡改为同时平衡,将临界转速与工作转速的振动同时列入方程组求解。虽然目前的一些轴系动平衡方法都在一定程度上提高了轴系动平衡精度,但是我们发现他们在进行轴系动平衡时,结合柔性转子轴系动不平衡的特点还显得不足,存在着诸多问题,如启动次数较多,计算误差大、平衡精度不高等等。因此,我们认为要更好地提高轴系动平衡技术,必须充分考虑前面已述的汽轮发电机组柔性转子轴系的动不平衡的特点,并结合现代测试技术、现代信号处理技术、计算机技术和现代数学理论<sup>[6,7]</sup>,集中在以下几方面进行深入研究。

1) 采用新的数学方法小波分析进行振动信号数据的处理与分析、振型分离以及借助神经网络方法求影响系数矩阵等。并采用计算机能准确地计算出轴系振型和加重效应即转子动力响应,从而避免了影响系数法的逐个加重的办法。且当发现机组振动加大需平衡时,由计算机根据预先存储的不平衡响应数据,随时提供应加重的位置和大小。

2) 结合轴系动不平衡的特点,特别是对轴系不平衡振动的振幅传递特性和相位传递特性,以及相关量、机组结构等的分析和研究,对提高平衡精度有很大的指导作用。

3) 实现测试手段和测试方法现代化。目前在很多现场的测试手段和测试方法还比较落后,造成振动测试数据误差大,精度不够等。这必然会给数据的分析和处理带来困难,以至可能计算出错误的加重位置和大小,甚至可能会造成机组运行的损坏。

4) 一般都以轴承振动为标准对转子动力响应的计算, 但有时不是很准确。因为轴振动与轴承振动之间的关系不是单一的, 所以我们应根据具体情况选择不同的标准进行转子动力响应的计算, 从而获取更准确的加重效应。

### 3 结束语

汽轮发电机组柔性转子轴系现场动平衡是一门复杂的技术, 它涉及到的影响因素也特别多。在实际应用中, 只有结合轴系自身的动不平衡的特点以及应用现代测试技术、现代信号处理技术、计算机技术和现代数学理论, 才能实现轴系现场动平衡的一次开车成功。

### 参 考 文 献

- [1] 施维新. 汽轮发电机组振动[M]. 北京: 水利电力出版社, 1991. 192~263.
- [2] TAN S G, WANG X X. A Theoretical Introduction to Low-speed Balancing of Flexible Rotors; Unification and Development of The Modal Balancing and Influence Coefficient Techniques[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 168(3): 385~394.
- [3] 白木万博. 大型汽轮发电机组现场平衡最新进展[J]. 三菱重工技报, 1974, 11(4): 535~541.
- [4] PARKINSON A G. Balancing of Rotating Machinery[J]. Proc Inst Mech Eng, 1991, 205(C1): 23~28.
- [5] DARLOW M S, SMALLEY A J, Parkinson A G. A Unified Approach To Flexible Rotor Balancing. Outline And Experimental Verification[A]. Proc Conference, Vibration in Rotating Machinery[C]. North Holland: Elsevier Publishers, 1980. 437~444.
- [6] 程正兴. 小波分析算法与应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1998. 20~52.
- [7] 张贤达. 现代信号处理技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991. 120~150.

## Discussion of On-site Whole Balancing Method of Steam Turbine-generators Rotor-system

LI Hua<sup>1</sup>, SUN Gui-xin<sup>1</sup>, CHEN Wei-gen<sup>1</sup>, LIAO Rui-jin<sup>1</sup>, TANG Neng-fan<sup>2</sup>

(1. College of Electrical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Chief Engineer Office, Chongqing Generating Plant, Chongqing 400053, China)

**ABSTRACT:** In this paper, A new method that can implement one-off starting success of large steam turbine-generators rotor-system whole balancing is proposed by analyzing the features and methods of on-site balancing, and combined with modern science and technology.

**KEYWORDS:** steam turbine-generators; flexible rotor-system; on-site balancing

(责任编辑 李胜春)