燃气-蒸汽联合循环发电机组低压缸轴承振动故障分析

汪剑波

（福能集团晋江天然气发电有限公司，福建 晋江　362251）

摘　要：某台燃气-蒸汽联合循环发电机组低压缸两侧轴承振动大。为了分析故障原因，将支撑用参振质量和刚度系数、油膜用刚度系数表示，建立了轴承-支撑系统简化模型。研究结果表明，轴承振动受支撑刚度影响较大，不同支撑刚度下轴振和轴承座振动之间的差异较大，轴振小、瓦振大现象是由于支撑刚度较弱所引起的。就某台 390 MW 联合循环发电机组低压转子两侧轴承振动现象进行了分析，通过动平衡减小激振力的方法消除了机组振动。研究结果表明，精细动平衡是解决这类振动问题的有效手段。

关　键　词：发电机组；振动；支撑；刚度

中图分类号：TK478　　**文献标识码**：B　　**文章编号**：1009－2889(2015)01－0051－04

大型汽轮发电机组低压缸两侧轴承大多位于排汽缸扩压器洼窝中，转子和汽缸自重、真空载荷等通过轴承座传递到汽缸壳体，再经汽缸下部裙部支撑传递到基础上[1-4]。采用这种设计的机组虽然结构紧凑，但是由于排汽缸的支撑刚度较低，而且支撑刚度受真空等运行因素以及低压缸与台板之间的接触状况等安装因素的影响较大，导致很多机组出现了低压缸振动异常现象[5-7]，对机组安全运行产生了较大影响。

本文针对某台燃气-蒸汽联合循环机组发生的低压缸轴承振动问题，建立了轴承-支撑系统简化分析模型，研究了低压缸轴承轴振小、瓦振大故障机理，通过精细动平衡降低激振力的方法消除了机组振动。

1　机组振动现象

某台 390 MW 燃气-蒸汽联合循环发电机组整个轴系由燃气轮机转子、高压缸转子、低压缸转子、发电机转子和励磁机转子组成，如图 1 所示布置。低压缸两侧轴承采用座缸式结构，轴承编号为 5#和 6#。

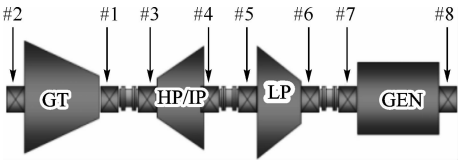


图 1　机组轴系布置图

该机组正常运行过程中的振动数据如表 1 所示。低压转子两侧轴承座振动较大，但是轴振较小。5#瓦侧轴承座振动与 x 和 y 轴振之间的比例分别为 0.195∶1 和 0.344∶1，6#瓦侧轴承座振动与 x 和 y 轴振之间的比例分别为 1.646∶1 和 3.038∶1。5#瓦侧轴承座振动小于轴振动，6#瓦侧轴承座振动远大于轴振动，两侧振动特性不完全相同。

表 1　机组振动数据（单位：μm，峰-峰值）

测点	5x	5y	6x	6y	5#瓦	6#瓦
振动	113	64	48	26	22	79

2　轴承-支撑系统动力学分析

为了分析低压缸轴承振动原因，建立了轴承-支撑系统简化分析模型，如图 2 所示。

为了方便分析支撑刚度影响，建模时假设轴承和支撑刚度为各向同性，并忽略阻尼和交叉刚度的

收稿日期：2014－06－19　**改稿日期**：2014－07－10

作者简介：汪剑波（1972－），男，四川宜宾人，大专，从事燃气-蒸汽联合循环电厂检修工作，E-mail：wjb309626@163.com。

影响。

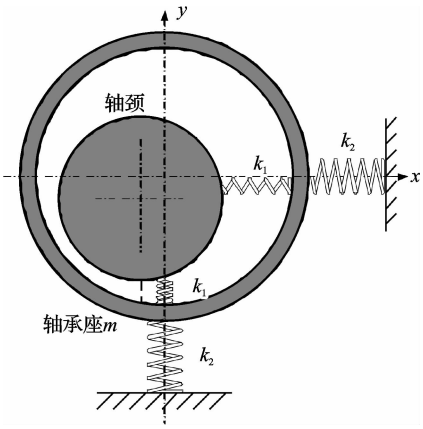


图 2 轴承-支撑系统模型

2.1 简化分析模型

以垂直方向为例,轴承座运动方程为:

$$m\ddot{y}_2 + k_1(y_2 - y_1) + k_2 y_2 = 0 \tag{1}$$

式中:m 为轴承座参振质量,k_1,k_2 分别为油膜刚度和支撑刚度,y_1,y_2 分别为轴颈和轴承座绝对振动位移。在频率为 ω 的不平衡力激励下,系统响应可以表示为:

$$y_1 = Y_1\cos(\omega t);$$

$$y_2 = Y_2\cos(\omega t) \tag{2}$$

式中:Y_1,Y_2 分别为轴颈和轴承座绝对振动位移幅值。代入式(1)得

$$Y_2 = \frac{k_1}{k_1 + k_2 - \omega^2 m} Y_1 \tag{3}$$

该式反映了轴承座和轴颈绝对振动之间的关系。两者之间的相对振动 Y 为:

$$Y = Y_1 - Y_2 = \frac{k_2 - \omega^2 m}{k_1} Y_2 \tag{4}$$

该振动通常简称为轴振。记:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_2}{m}} \tag{5}$$

ω_n 仅仅与支撑刚度 k_2 和参振质量 m 有关,可以看作为支撑系统的固有频率。

2.2 支撑刚度对振动的影响

支撑刚度 k_2 越大,固有频率 ω_n 越高,在工作转速范围内不可能出现汽缸共振频率,动力学分析时可以只考虑轴系各阶共振频率影响。当支撑刚度降低到一定程度后,ω_n 小于最高工作转速时,升速过程中将可能出现与汽缸相对应的共振频率,振动分析时必须考虑支撑系统共振的影响。

从式(4)可以看出,不同转速和支撑刚度下,轴承座振动和转轴相对振动之间会出现比较复杂情况。

(1) 支撑刚度 k_2 较大,或转速 ω 较低时,$k_2 - \omega^2 m > k_1$,$Y > Y_2$,轴承座振动小于轴振,轴承座振动与轴振之间的振动相位相同。这是一种比较常见的情况。在这种情况下,轴承座振动与轴振之间的差值随着转速的升高而减小。

(2) 转速升高或支撑刚度降低到一定程度后,转速所对应的频率与支撑共振频率重合,$k_2 \approx \omega^2 m$,此时 $Y = 0$,轴振近似为 0,轴承座振动将远大于轴振,振动主要表现在轴承座振动上。

(3) 支撑刚度 k_2 进一步减小,或转速 ω 进一步升高,$k_2 - \omega^2 m < k_1$,$Y < Y_2$,轴承座振动大于轴振。当 $k_2 - \omega^2 m > 0$ 时,轴承座振动与轴振之间的相位相同;当 $k_2 - \omega^2 m < 0$ 时,轴承座振动与轴振之间的相位相反。

3 低压缸轴承振动分析

图 3 给出了#5 和#6 轴承升速过程中 x 方向轴振和轴承座振动随转速变化情况。

从图中可以看出:

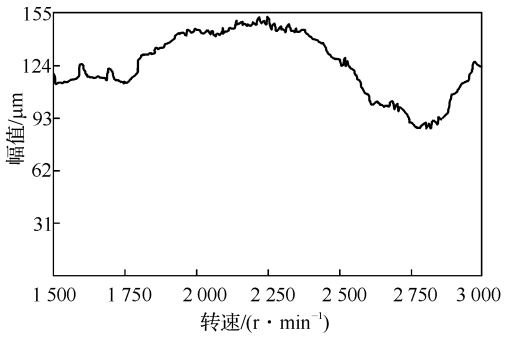
(1) 升速过程中 5x 和 6x 随转速变化比较平缓,没有出现比较明显的振动峰值。

(2) 5#和 6#轴承座在整个升速过程中出现了较多的共振峰值。2 328 r/min 下 5#轴承座和 6#轴承座振动分别为 73 μm∠156°和 68 μm∠10°,2 665 r/min 下 5#轴承座和 6#轴承座振动分别为 90 μm∠197°和 103 μm∠45°,2 915 r/min 下 5#轴承座和 6#轴承座振动分别为 51 μm∠218°和 88 μm∠72°。如表 2 所示,两侧振动信号中反向分量较大,呈现典型的二阶共振现象。

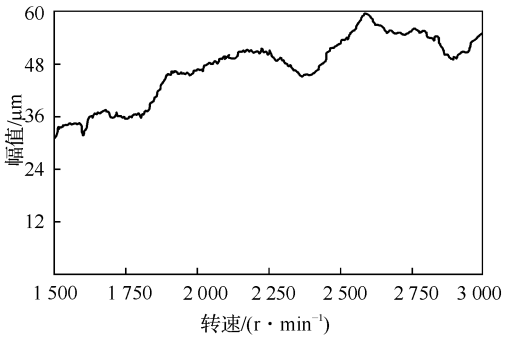
表 2 三个转速下的振动(单位:μm∠°)

转速	2 328 r/min	2 665 r/min	2 915 r/min
5#轴承座	73∠156	90∠197	51∠218
6#轴承座	68∠10	103∠45	88∠72
同向分量	21∠89	24∠105	27∠103
反向分量	67∠172	94∠211	67∠239

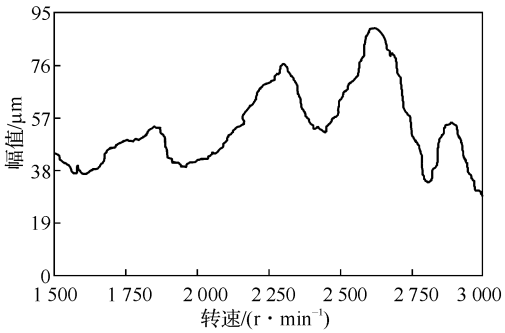
根据上述现象,判定低压缸支撑系统刚度较弱,导致在工作转速附近出现支撑系统共振现象,并由此导致工作转速下轴承座振动远大于轴振动。



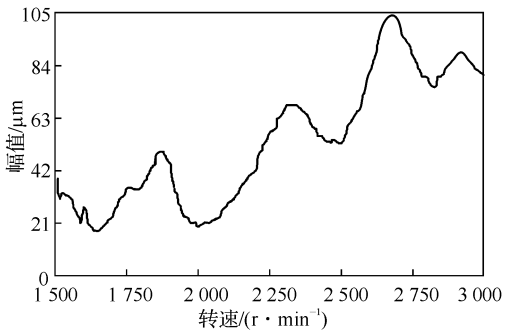
(a) 5*x*



(b) 6*x*



(c) 5#轴承座



(d) 6#轴承座

图 3　升速过程中振动随转速变化情况

4　故障治理

要消除支撑系统共振，理论上应尽可能提高支撑刚度，将支撑系统共振频率提高到工作转速范围以外。现场实施时，受低压缸结构、安装、工期等方方面面因素的限制，大幅度提高支撑系统刚度的难度很大。

不平衡激励力所引起的振动属于强迫振动，满足以下关系[8]：

$$A = \frac{F}{K_d} \tag{6}$$

式中：A 为振动幅值，F 为激励力幅值，K_d 为支撑系统动刚度。减小激振力和增大支撑系统动刚度都可以降低振动。支撑刚度较弱或难以大幅度改善时，振动对激振力比较敏感，降低激振力同样可以取得减振效果。

根据上述分析，决定开展低压转子现场动平衡试验。根据计算，在转子两侧分别加重 340 g∠60° 和 340 g∠240° 后，低压缸两侧轴承座振动明显减小，全部降低到 30 μm 以内。

表 3 给出了根据加重前后的振动变化计算得到的影响系数值，该值反映了在转子两端分别加 1 kg∠0° 和 1 kg∠180° 配重后的振动响应。

表 3　低压转子加重前后振动响应　（单位：μm∠°/g∠°）

测点	加重影响系数		
	2 328 r/min	2 665 r/min	3 000 r/min
5*x*	212∠292	217∠314	249∠311
5*y*	96∠81	96∠80	110∠59
6*x*	11∠47	57∠192	62∠201
6*y*	10∠90	21∠280	20∠290
5#轴承座	104∠312	163∠353	109∠25
6#轴承座	88∠149	128∠192	82∠220

从表中可以看出，加重对低压转子 5#轴承座轴振的影响大于对轴承座振动的影响，加重对 6#轴承座轴振的影响小于对轴承座振动的影响。该现象表明低压转子两侧支撑刚度特性不完全相同，5#侧支撑刚度大于 6#侧。

本次平衡后，低压缸两侧瓦振大幅度降低。运行半年后，轴承座振动逐渐增长。根据振动数据，又进行了一次动平衡调整，在转子两侧分别加重 250 g∠90° 和 250 g∠270°，轴承座振动降低到 20 μm 以内。本次调整后，机组一直保持稳定运行。

5　结论

（1）轴振和轴承座振动都反映了系统振动情况，都应该给予足够重视。有一些机组因为轴承座振动大而轴振小，就不考虑轴承座振动是不合理的。

（2）对于座缸式或端盖式轴承而言，由于支撑

刚度较弱,轴承座振动可能比轴振大。绝对轴振中同时包含了相对轴振和轴承座振动信息,监测这类轴承的绝对轴振比监测相对轴振更有意义。

(3) 不同工作状态下,轴振和轴承座振动之间的幅值和相位差值可能很大,不能一概而论。

(4) 实践表明,精细动平衡对于降低这类振动是有效的。但是由于支撑系统共振频率距离工作转速较近,导致轴承座振动对不平衡激励力比较敏感。机组检修后或发生甩负荷、超速等故障后,极有可能需要重新调整平衡。

参考文献:

[1] 石可重,李延波,武新华,等. 排汽缸刚度有限元分析[J]. 汽轮机技术,2001,43(6):344-346.

[2] 杜连秀,张伟忠. 汽轮机低压缸刚性有限元分析[J]. 汽轮机技术,2005,47(6):428-429.

[3] 单世超,陈伯树,平路光. 大型汽轮机轴承支撑刚度研究. 汽轮机技术,2012,54(3):201-203.

[4] 孙庆,李汪繁,王秀瑾. 600 MW 超临界空冷机组基础及轴承座刚度研究[J]. 发电设备,2012,26(4):217-221.

[5] 郭玉杰,张文涛,刘占辉,等. 真空变化对大型汽轮发电机组轴承标高和振动的影响分析[J]. 电站系统工程,2012,28(3):50-52.

[6] 张学延,史建良,李德勇. 国产600 MW 汽轮发电机组振动问题分析及治理[J]. 热力发电,2009,38(9):1-6.

[7] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987:69-85.

[8] 杨建刚,旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京:中国电力出版社,2007:102-139.

Analysis of Low Pressure Cylinder Bearing Vibration Fault for A Gas-Steam Combined Cycle Generator Unit

WANG Jian-bo

(Fujian Jinjiang Gas Power Company, Fujian Jinjiang 362251, China)

Abstract: Large vibration occurred on bearings of low pressure cylinder of a gas-steam combined cycle generator unit. Bearing-support system simplified model was set up for vibration analysis. Support was modeled using mass and stiffness coefficients and bearing was modeled using stiffness coefficients. It is shown that bearing vibration is influenced by support stiffness largely. Shaft vibration and bearing vibration at different support stiffness cases are different. Phenomenon as large bearing vibration but with small shaft vibration is caused by lower support stiffness. A vibration example occurred on the low pressure cylinder bearings of a 390 MW combinational cycle generator unit was given and analyzed. Vibration was solved by reduction of exciting force using balance at site. It is shown that accuracy balance is effective to reduce this kind of vibration.

Key words: generator; vibration; support; stiffness

(上接第 57 页)

Bearing Failure Analysis for a PG5361P Gas Turbine

ZHANG Zhong-guo, SONG Zi-yi

(Sinopec Northwest Oilfield Branch Company oil supply power management center, Xinjiang Luntai 841600, China)

Abstract: Faults such as bearing babbitt failure, journal wearout, blade and seal damage occurred in a PG5361P gas turbine during starting up process after the overhaul of the unit. Fault reason was analyzed on the base of the repair and operation data. It is pointed that bearing damage caused by unreasonable repair techniques is the main reason of the fault, unreasonable monitoring of the unit and the delayed decision of break down is the secondary reason. It is important to monitor parameter unsteady change during normal operation.

Key words: gas turbine; bearing; rub; failure analysis