

# 上汽-西门子超超临界大型汽轮发电机组高压转子不稳定振动分析

刘晓锋, 卢修连, 何利鹏, 何小锋, 马运翔

(江苏方天电力技术有限公司, 江苏 南京 211102)

**摘要:**上汽-西门子超超临界大型汽轮机高压转子存在的同步和次同步不稳定振动是影响机组安全运行的重要故障。故障机理和治理方法在理论和工程实践中尚存在争议。文章论述了动静碰摩、莫顿效应、轴系失稳的故障模型并给出了典型的振动故障特征。并通过工程实例分析阐述了此类机型高压转子不稳定振动的故障原因和机理, 以及有效的故障治理方案。

**关键词:** 同步不稳定振动; 次同步不稳定振动; 动静碰摩; 径向弹性冲击; 莫顿效应; 油膜失稳

## 1 背景

近年来, 上汽-西门子超超临界660MW级和1000MW级机组已陆续在江苏省内投产运行。至2015年, 在运的1000MW级机组为16台(徐州电厂2台, 铜山电厂2台, 新海电厂2台, 江苏南通2台, 常熟电厂2台, 谏壁电厂2台, 句容电厂2台, 华能金陵2台)。在运的660MW级机组为8台(陈家港电厂2台, 靖江电厂2台, 大唐南京2台, 望亭电厂2台)。

上汽-西门子型百万机组作为新引进、新投产的机组, 国内各单位对该类型机组的振动研究都还处于起步和探索阶段, 文献中大都是基于对振动测试结果的阐述以及一些原因分析, 没有从根本上上解决问题, 未涉及到汽轮发电机组转子动力学特性的研究, 对振动故障诊断和处理不具备系统指导的意义。对于一些超超临界状态的转子振动特性的机理研究几乎未见报道。上汽-西门子型百万机组

其单支撑、落地式轴承完全不同其它类型的百万机组或常规的300、600MW机组, 对其振动机理产生的认识还未弄清, 对这些由于百万机组投产带来的新问题, 需要各有关单位去吸收、研究, 并为现场振动故障处理提供理论依据。

针对上汽-西门子660MW/1000MW超超临界汽轮机高压转子#1轴承普遍存在的同步和次同步不稳定振动问题, 重点对转子—轴承系统不稳定振动的故障机理、故障特征、诊断方法以及消除方法的相关技术进行讨论和研究。

## 2 轴系特点及常见故障

### 2.1 轴系结构特点

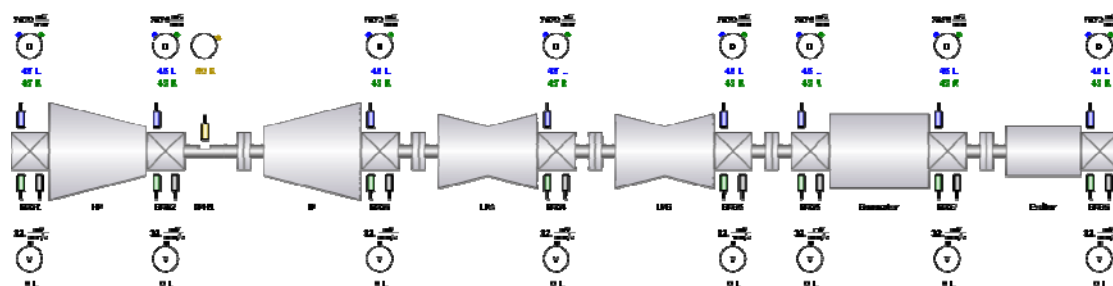


图1 轴系布置示意图

上汽-西门子型1000MW/660MW(轴系结构相同)机组轴系由高压转子、中压转子、两根低压转子、

发电机转子和励磁机转子组成, 各转子之间均采用刚性联轴节连接, 具体轴系布置如图1。高压转子为

双支撑结构，中压转子和两根低压转子为单支撑结构，发电机与励磁机转子为三支撑结构，即励磁机也为单支撑结构。

机组配有一套瑞士Vibmeter公司生产的TSI系统VM600，该系统在每个轴承座中分面135°方向布置两个加速度传感器，测量轴承座振动（又称瓦振）；另外在每个轴承座中分面左、右45°方向各配置一个涡流传感器，测量X和Y方向转子相对振动（又称轴振）。

（1）上汽—西门子机组的优点（以百万机组为例）

上汽—西门子型百万机组汽轮机采用单轴承支撑，大型落地式轴承座、专用西门子轴承等独特的技术。单轴承支撑，与其它公司的四缸四排汽轮机相比，轴承数量少了3个，所以该型汽轮机的轴向总长仅27m，比其它机型要短8~10m。单支撑方式不仅是结构比较紧凑，主要还在于可以减少基础变形对轴系对中的影响，又极大地缩短了机组轴系长度，厂房投资相应下降，经济性较高。轴承支撑为落地式轴承座，无台板，轴承座整体灌浆，这种方式，可以减少真空变化以及汽缸变形影响机组振动的稳定性。然而单轴承支撑的设计，使得轴承的承载载荷重、金属瓦温高，单轴承比压大、采用高粘度油，因此径向轴承支撑采用西门子公司特制的轴承。该轴承区别于常规的椭圆轴承、圆轴承以及常用的各类汽轮发电机专用轴承（如开有各种沟槽的混合轴承），该轴瓦内表面结构十分复杂，仅下瓦内表面沿周向就由五段曲率组成，形成油膜的收敛区和发散区，且上、下瓦结构形状不对称，上瓦为周向开槽的结构。其特点为尺寸巨大、负载重，在实际运行中已显示出了优越性，除了能很好满足1000MW级机组的运行需要以外，其摩擦功耗与常规轴承相比明显较低，是一种典型的高效低能耗的大型汽轮机轴承。

上汽—西门子型百万机组采用了全周进汽滑压与补汽调节的組合的进气方式，大部分工况下，采用全周进汽方式以消除部分进气不平衡影响，高压转子跨距相对同等容量机组小，一阶临界转速为2640r/min，临界转速相对高一些，以降低高压转子的汽流激振发生的概率。

（2）上汽—西门子型百万机组在振动方面的劣势

单支撑超超临界百万机组有着上述巨大的优势，但是要充分发挥单支撑轴承座的优势，还需注意以下几点事宜。首先，单支撑的落地式轴承座安装要求非常严格，该轴承的支撑刚度主要取决于轴承底部和轴承支座的瓦枕接触面的线接触情况，接触面是现场研磨安装找正的，受施工工艺水平的影响情况较大，现场工艺水平的偏差，就有可能引起轴承座振动大。其次，单支撑减少了3个轴承，转子的振动监测也减少了3个平面处的测点信息，在单支撑轴承座的测量出的振动信号仅是转子单侧信息，并不能完全反应该转子的振动特性，并不能通过测点的振动信息来转子的振型，这给振动故障诊断和处理带来很大的困难。

#1轴承运行过程中发生同步和次同步不稳定振动，幅值变化大，速度快；#3轴承瓦振高频振动波动。再次，汽轮机的轴承虽然为落地式轴承，理论上不受真空变化和汽缸变化的影响，但是在实际运行过程中发现，汽轮机末端轴承座（#5轴承座）在冬季、夏季的标高变化较为严重，而发电机的#6轴承座标高变化不大，引起汽发靠背轮两侧振动的不稳定波动，甚至会引起整个轴系振动的恶化。另外，大多数机组的补汽阀投运后，高压转子仍然会出现汽流激振的情况。

本文主要讨论高压转子#1轴承不稳定振动的故障机理和诊断治理方法。

### 3 高压转子不稳定振动机理

#### 3.1 同步不稳定振动

##### 3.1.1 动静碰磨

动静碰磨是旋转机械振动故障中最普遍和重要的故障之一，严重影响机组安全运行。动静碰磨是碰磨和冲击耦合的力学过程。一般部分碰磨首先发生，在一个旋转周期内碰磨和冲击交互作用，发生一次或几次。部分碰磨逐渐加剧会导致全周碰磨，严重的振动甚至导致机组无法运行。碰磨-冲击转子轴承系统的数学模型显示：系统的受力情况为，1）径向的弹性冲击力；2）切向的库伦摩擦力。

如图2所示，当动静间隙 $\delta$ 小于转子径向位移 $r$ （相对轴振）的时候，碰磨将会发生，必然在接触表面产生径向弹性冲击力（ $F_n$ ）和切向摩擦力（ $F_t$ ）。

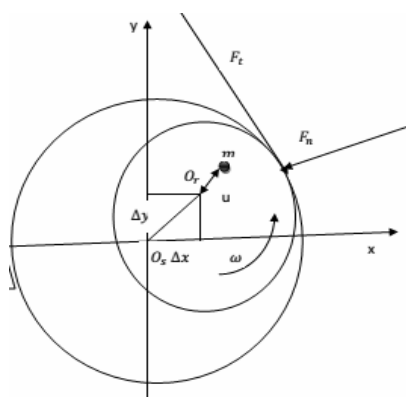


图2 碰磨时静子与转子的相互作用示意图

旋转机械中能发生不同类型的碰磨，根据碰磨位置的不同（密封、轴承、油挡等），初始状态的差别，碰磨可分为（全周、部分等）。我们常见的是部分碰磨，即轻微碰磨，这种碰磨主要导致转子热弯曲，产生与转速同步的1倍频（1X）振动。表1列出了动静碰磨振动故障的基本特征。

表1 动静碰磨故障的基本特征

故障类型	频率成分	正向进动	反向进动	备注
部分碰磨	1X	有	有	注1
	2X	有	有	
	1/2X, 1/3X...	有	有	
全周	强迫振动	1X	有	无
碰磨	自激振动	转子-密封系统耦合的固有频率	无	有

注：1、主轴的滤波轴心轨迹需重点监测。随着碰磨加剧1X，2X反向进动增加，正向进动减小。如果工作转速高于2倍或3倍碰磨修正过的临界转速，1/2X和1/3X振动分量也可能出现。次同步振动分量也相应具有正向或反向进动分量。滤波的轴心轨迹是高度椭圆形，并且可能以反向进动为主。

2、在转子和密封间的干摩擦，根据密封的敏感性、阻尼和不平衡，系统能表现出1X倍频正向进动为主的强迫振动，或者次同步反向进动为主的自激振动。

### 3.1.2 莫顿效应（轴颈热梯度）

旋转机械中也会发生另外一种与轻微碰磨特征相似的振动，即所谓莫顿效应。需要注意的是，如果怀疑设备振动是莫顿效应引起的，必须证明设备实际运转中并未发生动静碰磨。

莫顿效应的振动机理是：由于轴承润滑油的高粘性剪切应力，导致的轴颈表面存在温度梯度（所谓存在热点）。因此，就好像动静碰磨产生的热点一样促使轴弯曲，表现出非常相似的振动响应。

1994年由P.S. Keogh and P.G. Morton首先公布了这种油膜剪切应力导致轴颈热梯度的振动现象，后来成为著名的莫顿效应理论。

通常，仅仅在一些特别的情况下，特别是重载、

悬臂转子设计的设备中容易发生莫顿效应。现在，简要介绍的莫顿效应的基本理论，以便于实际中诊断中遭遇这种故障能够熟悉这一现象的故障机理。理解莫顿效应是如何发生的可参阅图3。

假设作用在旋转机械上的主要力是残余不平衡力，并且轴承刚度相对于中心线是对称的。转子的振动响应将会是1倍频（同步）分量为为主的振动，在轴承间隙中，轴振将产生一个圆形的轴心轨迹。

只要载荷和转速恒定，这种形式的振动每次都作用在转子表面的相同位置。这意味着转子圆周的同一部分将总是与最小间隙作用如图3中的红点，而转子圆周的另一部分将总是与最大间隙作用图3中的黑点。

尽管这种条件下，轴颈圆周均匀的热分布被破坏了，产生了热梯度，但是除非剪切应力足够大，否则热梯度并不总是导致转子热弯曲。

当剪切应力达到一定程度，热效应就会相当可观，足以使轴像动静碰磨一样弯曲。莫顿效应的热弯发生在油膜厚度最小的位置，相应的同步1倍频振动增加。

根据上面的讨论莫顿效应（轴上的热点）的机理与轻微碰磨高度相似，振动响应高度相似也就不足为奇了。

然而，由于莫顿效应发生在轴承内部区域，摩擦区有润滑油提供冷却，与碰磨状态相比热变化率相对缓和趋于线性。因此莫顿效应的振动特征具有更好的周期重复性。

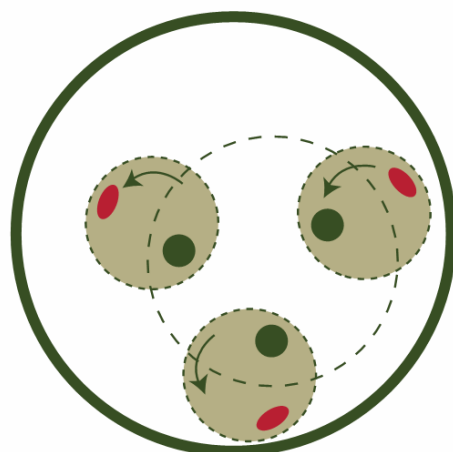


图3 莫顿效应时油膜与轴颈相互作用示意图

在旋转机械中，尽管相对于轻微碰磨而言，莫顿效应发生的更少，当其它的更为普遍的故障已经被排除后，某些特别的特征将促使诊断者去怀疑是

否存在这种故障：

- A.设备结构是重载悬臂设计；
- B. 相对于碰磨而言1倍频幅值和相位变化表现出相当好的重复性，变化曲线更加平滑；
- C. 解体检查没有发现明显的动静碰磨部位；
- D.当改变润滑油温度时将会影响振动变化的周期和幅值。

3.2 次同步不稳定振动

在流体动压润滑轴承中，油膜涡动和振荡是次同步不稳定振动最普遍的诱因。涡动是转子轴颈在高速旋转的同时还环绕轴颈某一平衡中心做公转运动。按造激振因素不同，涡动可以是正向的，也可以是反向的；涡动角速度与转速可以是同步的，也可以使异步的。如果转子轴颈主要是由于油膜力的激励作用而引起涡动则轴颈的涡动角速度接近转速的一半，也称为“半速涡动”，涡动频率通常略低于转速频率的 1/2。随着工作转速的升高，半速涡动频率也不断升高，频谱中半频谐波的振幅不断增大，转子振动加剧。如果转子的转速升高到第一阶临界转速的 2 倍以上时，半速涡动频率有可能达到第一阶临界转速，此时发生共振，造成振幅突然骤增，振动异常剧烈。同时轴心轨迹突然变成扩散的不规则曲线，频谱中半频谐波振幅值增大甚至超过 1 倍频振幅，频谱会呈现组合频率的特征。若继续提高转速，则转子的涡动频率保持不变，始终等于转子的一阶临界转速，这种现象称为油膜振荡，油膜振荡具有惯性效应，升速时产生油膜振荡的转速和降速时油膜振荡消失时的转速不同。表 2 所列为油膜

涡动和振荡的故障特征。

表2 次同步振动的故障特征				
故障类型	频率成分	正向进动	反向进动	备注
流体诱发的涡动	$\lambda X, \lambda=0.3\sim0.6$	有	无	
流体诱发的振荡	转子固有频率	有	有	

注：1、主要为正向进动，轴心轨迹带有内嵌环状轨迹。（次同步涡动和一倍频复合轨迹）。全频谱反映正向的次同步频率分量为  
主。  
2、主要为正向进动，轴心轨迹带有内嵌环状轨迹（次同步振荡和一倍频复合轨迹），全频谱反映正向的次同步频率分量为  
主。通常由于基础刚度的各向异性，也会出现负的 1 倍频和次同步振动分量。

3.2.1 次同步不稳定振动的特征

(1) 轻载转子

在第一临界转速之前就可能发生不稳定的半速涡动，但不产生大幅度的振动，当转速达到两倍第一临界转速时，转子由于共振有较大的振幅。越过第一临界转速后振幅再次减少，当转速达到两倍第一临界转速时，振幅增大并且不随着转速的增加而改变，即发生了油膜振荡。

(2) 中载转子

过了一阶临界转速后会出现半速涡动，油膜振荡在二倍的第一临界转速之后出现。

(3) 重载转子

低转速时并不存在半速涡动现象，甚至转速达到两倍的第一临界转速时，也不会立即发生很大的振动。转速达到两倍的第一临界转速之后的某一转速时，突然发生油膜振荡。

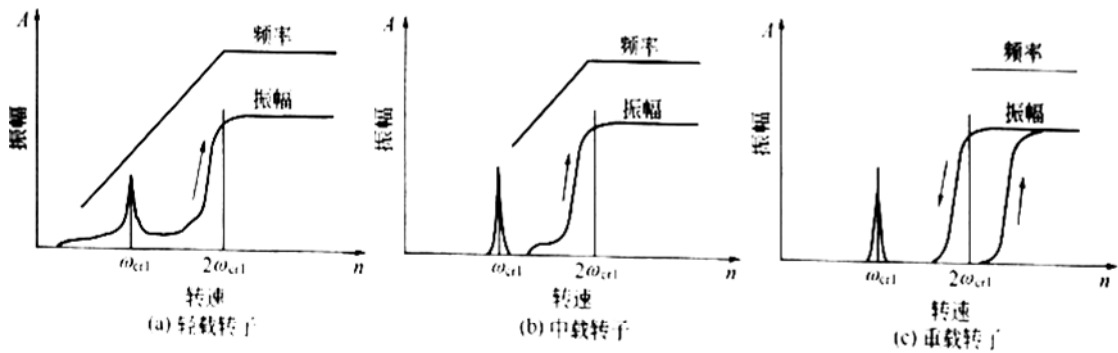


图4 不同转子次同步振动的特征

3.2.2 故障原因

- (1) 轴承参数设计不合理；
- (2) 轴承制造不符合技术要求；
- (3) 安装不当；
- (4) 油温或油压不当；
- (5) 润滑不良；



(6) 轴承磨损、疲劳损坏、腐蚀、气蚀等。

### 3.2.3 油膜振荡的防治措施

(1) 设计上尽量避开油膜共振区

应使工作转速 $\omega$ 避免为 $2\omega_{c1}$ 临界转速。

(2) 增加轴承比压

轴承比压是指轴瓦工作面上单位面积所承受的载荷；

增加轴承比压，即提高轴承承载能力系数，增大轴颈偏心率，以提高油膜稳定性；

常用的方法是减小轴瓦的长度。

(3) 减小轴承间隙

试验表明，减小轴承间隙，可提高发生油膜振荡的转速；

减小间隙，相当于增大了轴承的偏心率。

(4) 控制适当的轴瓦预负荷

预负荷为正值，表示轴瓦内表面上的曲率半径大于轴颈半径，相当于起到了增大偏心率的作用；

椭圆轴承的稳定性优于圆柱轴承；

多油楔、可倾瓦轴承的稳定性较好。

(5) 调整油温

适当地升高油温，减小油的黏度，可以增加偏心率；

对于已经不稳定的转子，降低油温，增加油膜对转子涡动的阻尼作用，有时对降低转子的振幅有利。

## 4 诊断实例

### 4.1 同步不稳定振动

#### 4.1.1 振动现象和特征

(1) 振动与运行参数和工况的关系

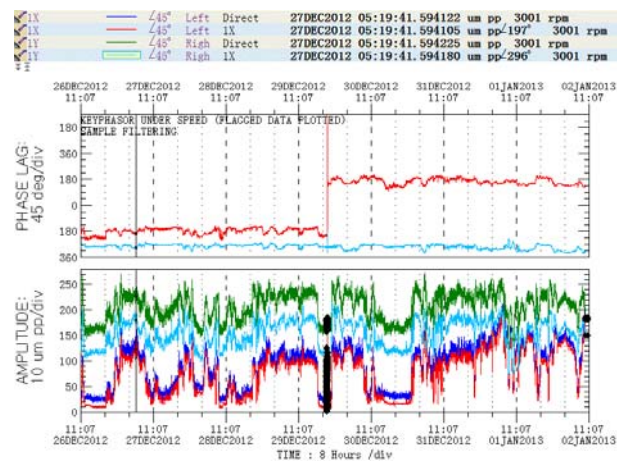


图5 带负荷运行#1瓦相对轴振趋势(热态停机前)

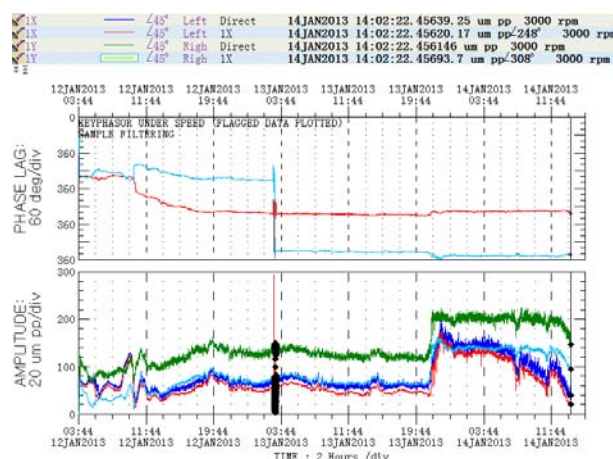


图6 带负荷运行#1瓦相对轴振趋势(冷态启动后)

XX 电厂#1 机组#1 瓦相对轴振出现大幅波动，最高轴振峰峰值接近  $200\mu\text{m}$ ，最小轴振峰峰值低于  $50\mu\text{m}$ 。如图 5 和图 6 所示。

振动与负荷、阀位、润滑油温的关系如图 7 所示，趋势图显示负荷大幅变化，但是#1 瓦振动并没有随之出现波动，同样阀位大幅波动时，#1 瓦振动也没有出现异常波动，润滑油温度基本稳定在  $50^\circ\text{C}$  左右，期间振动也较为平稳。但图 8 显示的情况却截然不同，润滑油温度同样稳定在  $50^\circ\text{C}$  左右，但#1 瓦振动却出现大幅波动；负荷变化时，#1 瓦振动却出现波动，而且#1 瓦轴振增加时，#1 瓦振动也随之升高。通过以上情况，说明#1 瓦振动与负荷、阀位（主汽温度压力）、润滑油温变化，均没有严格的对应关系，说明运行参数的变化并不是导致振动的根本原因。

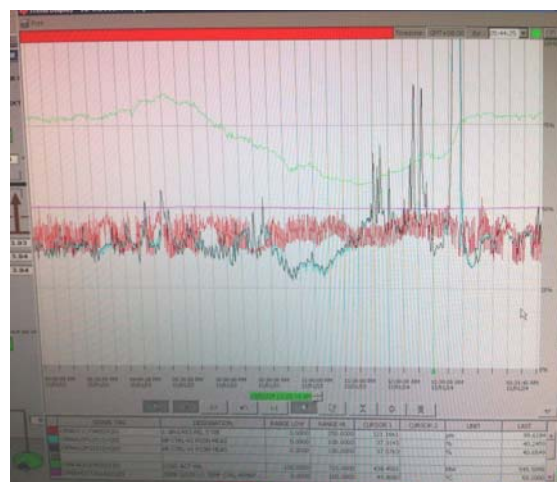


图7 #1瓦相对轴振与运行参数的关系

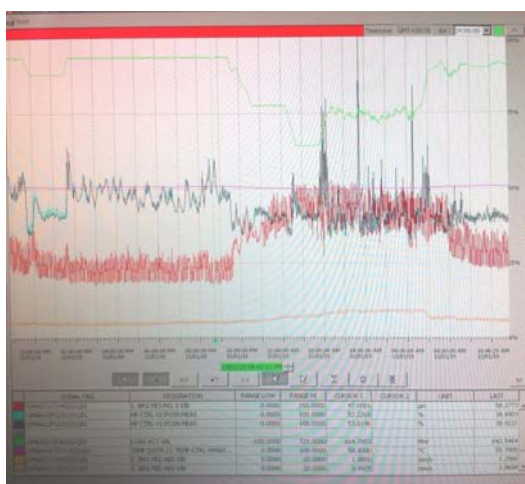


图8 #1轴承瓦振与运行参数的关系

## (2) 相关振动参数的变化情况

#1 瓦振动突变时, #2 瓦、#3 振动基本不变, #1 瓦振动波动主要是工频振动分量发生突变, 同时相位也发生改变。如图 9 所示。

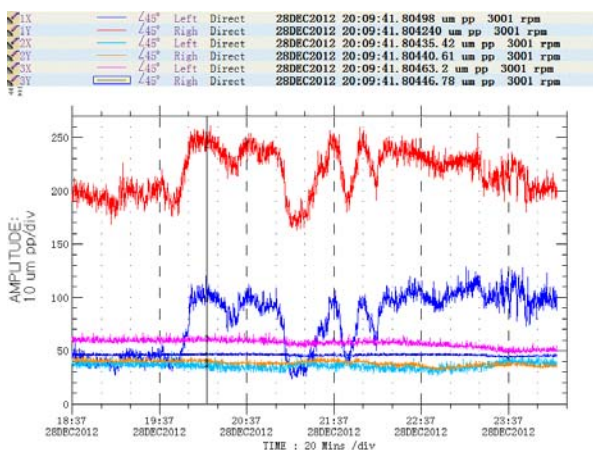


图9 #1、#2、#3瓦振动变化趋势图

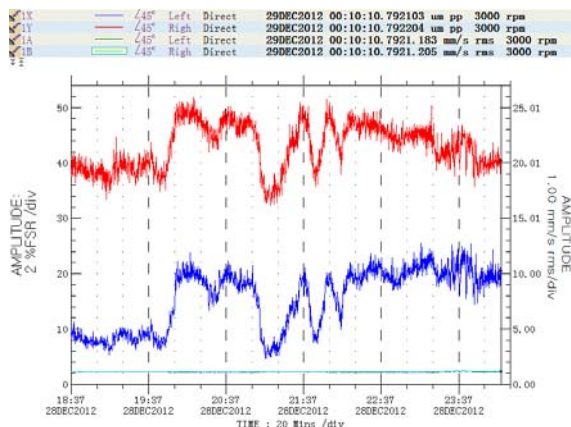


图10 #1瓦相对轴振变化时瓦振变化情况

#1 轴承相对轴振变化时, 瓦振变换与相对轴振变换趋势相同, 但幅度很小, 瓦振一直处于优良状

态。由此可见真实轴振确实变大, 转子激振力增大导致瓦振增大, 测量系统干扰的可能性应该可以排除, 如图 10 所示。

#1轴承起振时间隙电压变化极小, 图11。轴心平均位置图(图12)显示转子在起振时轴心平均位置较为稳定, 转子并未发生大幅位移。

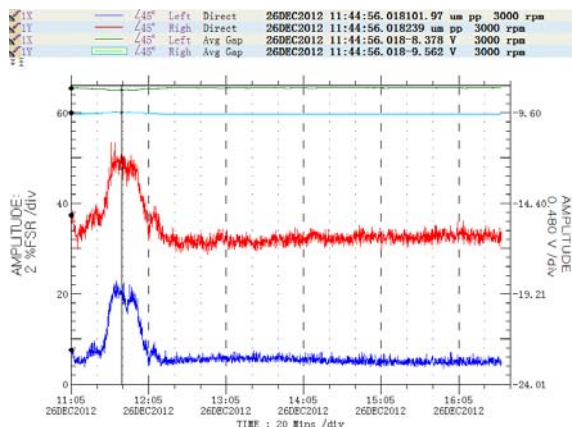


图11 #1瓦起振时间隙电压变化情况

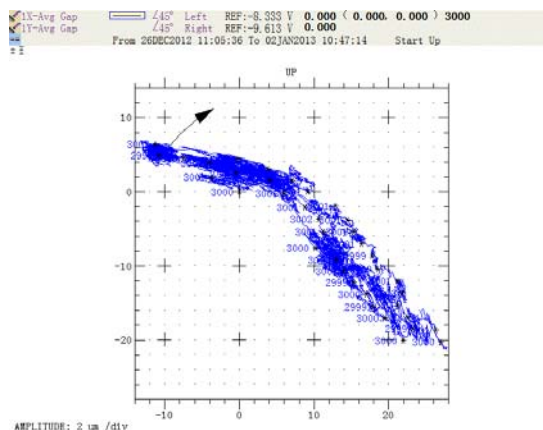


图12 #1瓦起振时轴心平均位置变换情况

## (3) #1 振动特征

#1 瓦的轴振变化呈现出两种不同的特性: (1) 工频振动变化的时滞性和可恢复性, 典型的动静碰摩; (2) 工频振动快速波动的不稳定性

### (a) 工频振动变化的时滞性和可恢复性

振动趋势图显示#1 瓦振动变换的主要频率成分为工频振动分量, 同时相位变化; 极坐标图显示在转速 3000r/min 恒定时, #1 轴振工频分量呈现螺旋振动形式, 一般碰摩转子的热弯曲和振动高点移动的特性会产生工频振动螺旋形式的幅相特性。

工频振动变化的时滞性和可恢复性如图 13 所示#1 瓦振动变化(爬升和下降), 呈现时滞性和可恢复性, 这种特征与典型的转子动静碰摩的振动特征相似, 图 14 和图 15 为#1 瓦 X 和 Y 向轴振极坐



标图。

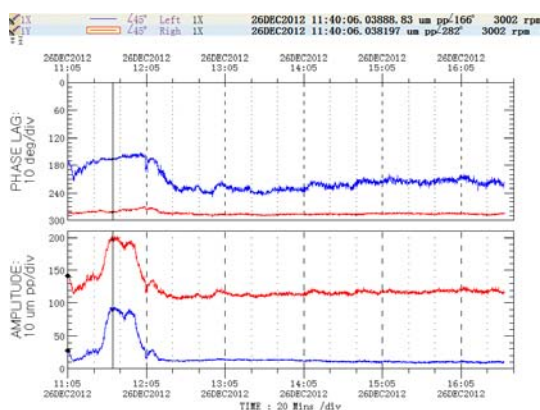


图13 #1瓦轴振工频爬升和恢复的趋势（典型动静碰摩）



图14 1X极坐标图（典型碰摩时）

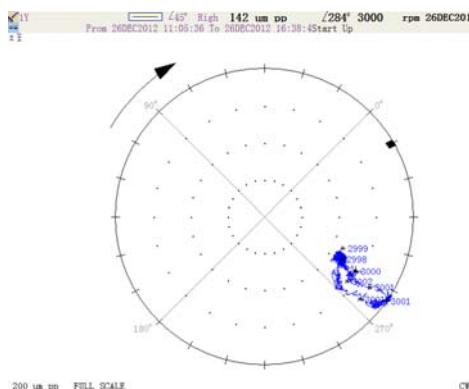


图15 1Y极坐标图（典型碰摩时）

#### (b)工频振动快速波动的不稳定性

#1 瓦的振动除了表现出时滞性和可恢复性的特征以外，更多的是表现为工频振动的快速波动和不稳定性。如图 16~图 21 所示，工况稳定时，振动快速波动，几分钟内甚至不足 10 s，振动就会出现大幅的波动，变化幅度超过  $80\mu\text{m}$  以上，主要是工频振动分量波动，同时相位变化，呈现出明显的不稳定振动特征。这种振幅的大幅快速波动与轴系失稳时通频振幅的波动特征相似，但波动的振动频率成分为工频分量，这又说明转子没有发生常见的非

同步轴系失稳。

#1 瓦振动的主要特征是，工频振幅的快速变化和不可恢复性。可能的原因是：1) 这与转动部件脱落的振动特征不符（振幅大幅变化后，幅值相位保持稳定）；2) 可能有转动部件的松动；3) #1 瓦间隙、接触、紧力不符合规范，导致振动响应变化；4) 关于碰摩，尽管振动波动的主要频率为工频分量，但这种工频幅值振动变换的快速性与一般动静碰摩的时滞性是不吻合的，但如果发生了严重碰磨产生了径向弹性冲击或者莫顿效应是可能发生此种同步不稳定振动的。

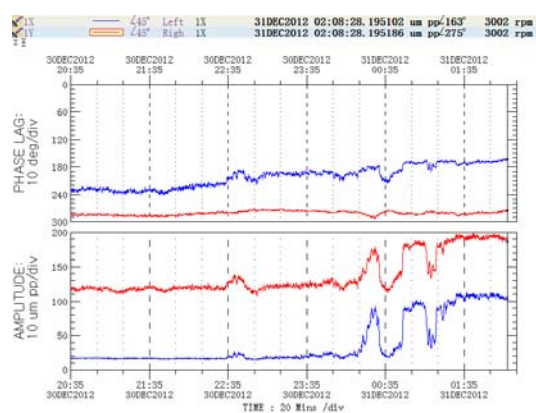


图16 #1瓦振动趋势（不稳定状态）

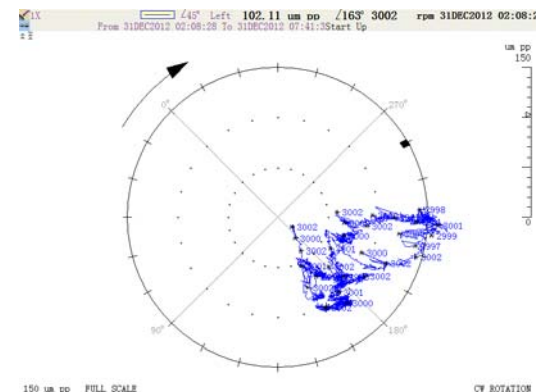


图17 转速恒定（3000r/min）1X轴振极坐标图（不稳定状态）

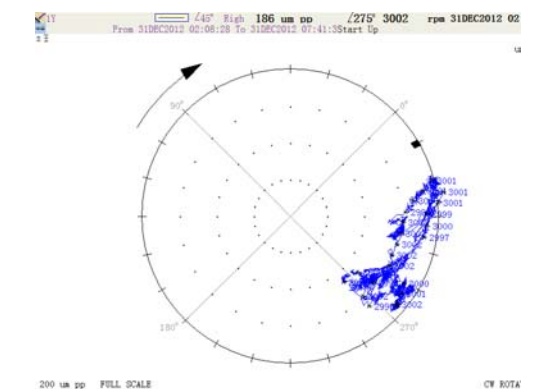


图18 转速恒定（3000r/min）1Y轴振极坐标图（不稳定状态）

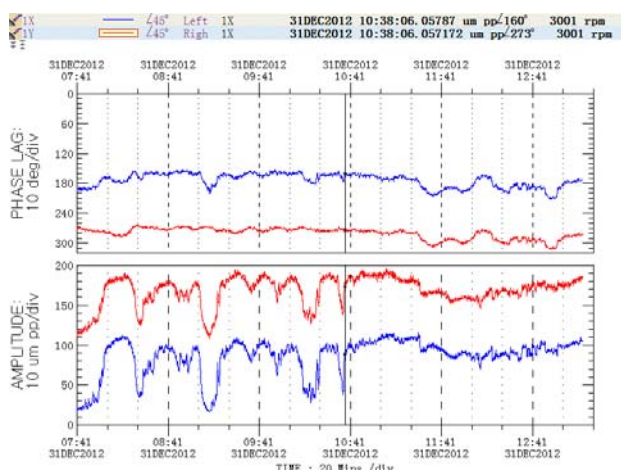


图19 #1瓦振动趋势（不稳定状态）

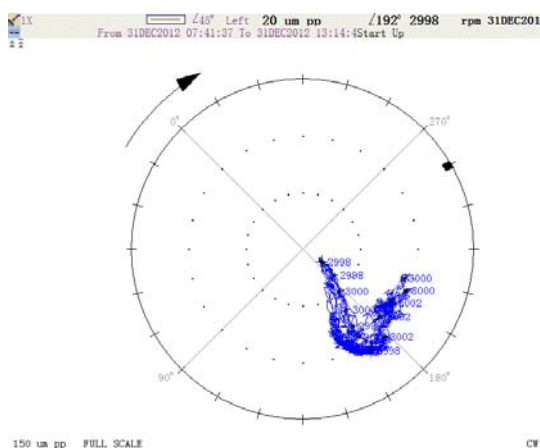


图20 转速恒定(3000r/min) 1X轴振极坐标图(不稳定状态)

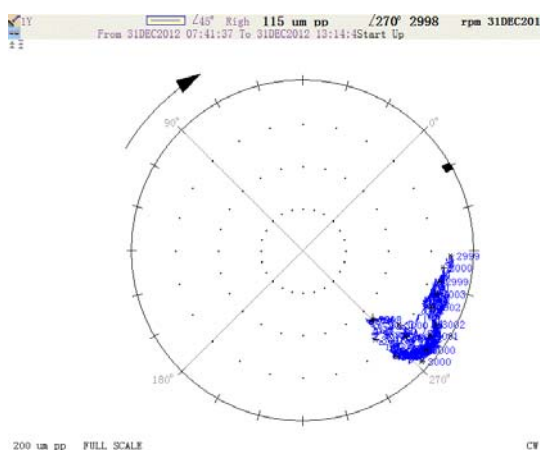


图21 转速恒定(3000r/min) 1Y轴振极坐标图(不稳定状态)

#### 4.1.2 振动机理和原因分析

导致#1 瓦大振动的主要振动频率成分为工频，有时振动的变换呈现时滞和可恢复性，有时又呈现快速的大幅的波动不稳定振动特性。与运行参数和工况无明显对应关系。可能导致振动的原因：一方面，根据工频幅值缓慢爬升可恢复的特征分析，可

能发生转子热弯曲，可能的原因是轴封汽、上下缸温差、冷水冷气串如入等系统或运行参数调整不当造成的振动，目前可以基本排除；或者由于轴封或通流间隙汽封间隙在运行过程中局部变小发生典型的动静碰摩。另一方面，根据工频幅值和相位快速大幅波动的不稳定特征分析，可能出现转动部件松动导致转子质量分布变换，对于高压转子，前端的液压盘车装置与高压转子的连接结构可能产生这种振动；#1 轴承的间隙、紧力、接触等状态不良，导致转子振动响应发生变化；发生了严重碰磨，转子受到径向弹性冲击，振动发生不变；发生了同步转子失稳莫顿效应，即转子轴颈部位与动压油膜发生摩擦产生温度梯度，导致热弯曲。需要注意的是这种振动不同于典型的动静碰摩，会导致转子的同步失稳。#1 瓦为悬臂结构，外伸端装配有液压盘车装置具备发生莫顿效应的结构条件，而工频振动不稳定波动的特征显示，高压转子振动具有发生莫顿效应的特征。

#### 4.1.3 振动处理建议和结论

振动的特征表明，#1 瓦的振动为真实振动，电厂热工测量系统的检查也未发现异常。

振动与运行参数和工况无明显对应关系。建议运行中进一步密切注意参数调整与振动波动的对应关系，彻底排除运行参数和工况对#1 瓦振动的影响。

目前高压转子在运行过程中仍然存在一定的动静碰摩情况，主要还是轴封和通流间隙局部偏小所致，通常经过运行时动静间隙的磨合，动静碰摩振动自然会好转和消除。

#1 轴承为椭圆瓦，稳定性较差。间隙、紧力、接触和轴承载荷不符合规范时，会导致转子振动响应敏感和稳定性变差；建议运行应密切监视振动与#1 瓦金属温度的关系，检修时进行相关检查。

#1 瓦前端液压盘车装置与高压转子的连接结构可能会松动，导致高压转子不稳定质量不平衡。建议检修时重新装配，或对此结构更改，对于该机型，目前上汽新出厂设备已对连接结构进行了设计更新。

以上因素均排除后，#1 瓦振动可能的原因是莫顿效应。改变油温、供油量、转速、轴承间隙，#1 轴承外伸端平衡状况（主要是液压盘车装置是否与主轴配合会出现偏心），是消除莫顿效应典型手段。



2014 年#2 机组进行了中修,发现#1 轴承上轴封间隙消失,设计值为 0.80mm,检修中将#1 瓦处高压缸上台 0.60mm。机组启动后#1 瓦振动良好,同步不稳定振动故障消除。

#### 4.2 次同步不稳定振动

与同步不稳定振动的故障的根原因相比次同步不稳定振动的故障根原因相对容易确定。

XX 电厂#14 机组,2015 年 1 月 16 日 13:00~13:30, #1 轴承相对轴振、瓦振第一次振动大幅突变时振动图谱。根据图谱可以明显看出,起振时#1 相对轴振主要的振动成分为低频分量(0.2~0.3X),判断为轴系失稳。在检修过程发现轴瓦顶隙超标,高中对轮呈上张口,将#1 瓦标高上抬 0.45mm,顶隙减小至 0.35mm。机组启动, #1 瓦低频振动消失,振动良好。

次同步不稳定振动特征图谱如图 22~28。

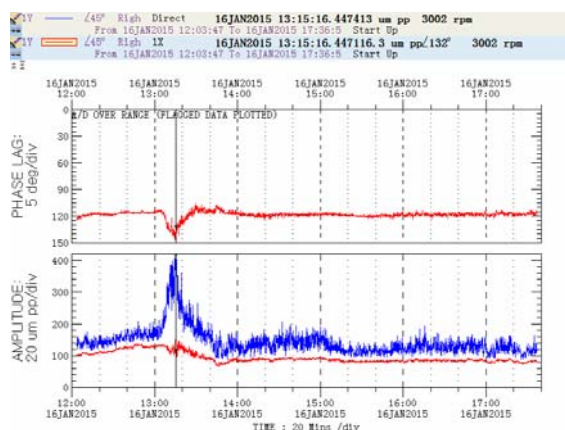


图22 1Y相对轴振趋势图(13:14起振)

特征: 通频值大幅增加, 1倍频幅值变化较小

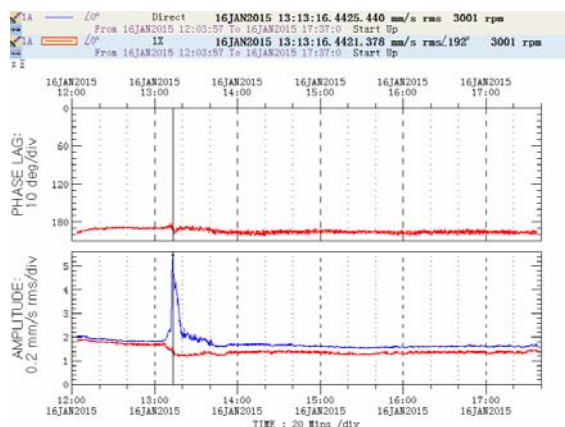


图23 1A 瓦振趋势图(13:13起振)相对轴振

特征: 通频值大幅增加, 1倍频幅值变化较小

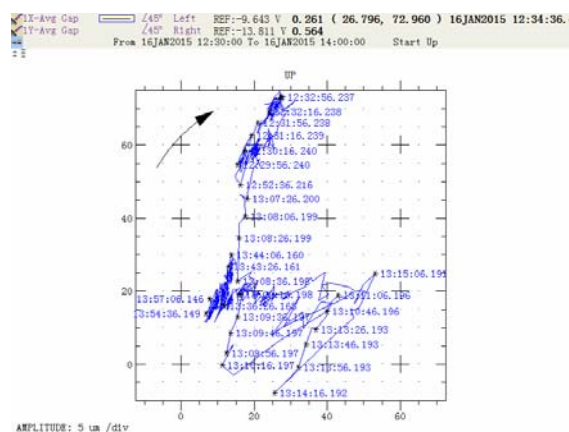


图24 轴心平均位置图(轴心静态轨迹)12:30~14:00

特征: 13:14分起振,起振时刻油膜承载能力下降轴心静态位置下移

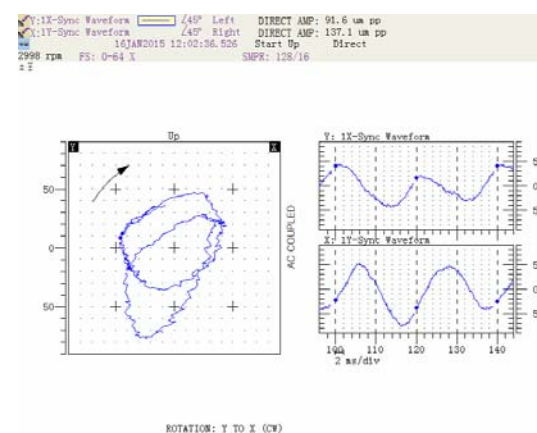


图25 轴心轨迹图

特征: 12:02起振前,轴心轨迹已呈现内嵌环状轴心轨迹,可以提前预警

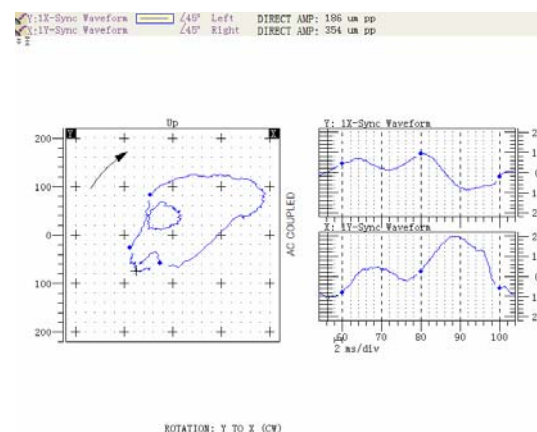


图26 轴心轨迹图

特征: 13:14分起振 内嵌环状轴心轨迹, 涡动半径大幅增加

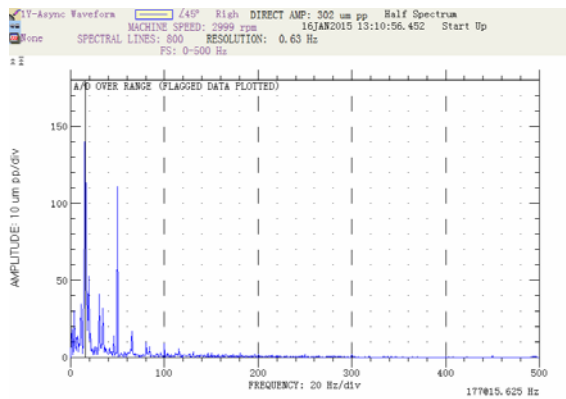


图27 1Y相对轴振频谱图

特征：振动最大时刻，相对轴振主要为次同步频率为0.3X，油膜涡动

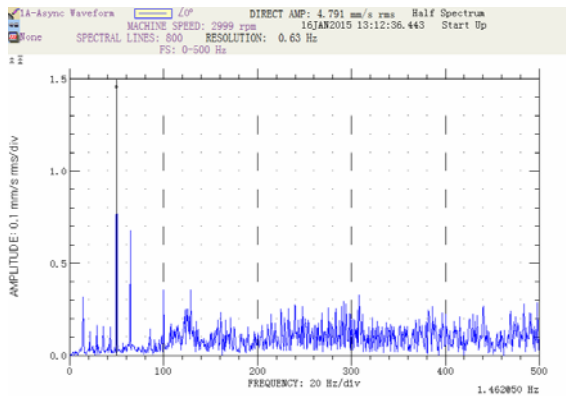


图28 1A瓦振频谱图

特征：振动最大时刻，瓦振频谱除了少量次同步振动外还存在大量高次谐波，说明起振时轴承与瓦枕发生冲击碰撞

5 结论

目前对华能金陵、谏壁电厂、大唐南京、铜山电厂、靖江电厂的高压转子同步不稳定振动进行了分析和治理；对新海电厂、谏壁电厂高压转子进行了次同步不稳定振动分析治理。

实践证明诊断结论是正确有效的。通过振动治理使由于轴系振动异常，根本无法正常运行的机组，能够长周期安全运行，产生了巨大的经济效益，有着重大的推广意义和推广价值。