

振动故障处理案例分析

卢修连，何利鹏，刘晓锋

(江苏方天电力技术有限公司，江苏 南京 211102)

摘 要：本文通过一台汽轮机及一台风机的振动分析处理过程，对汽轮机转子质量不平衡及气流激振故障、风机联轴器安装对中不良故障引起的振动现象和处理方法进行了介绍说明。汽轮机处理案例说明仅通过动平衡处理，只能解决转子质量不平衡的问题，不能有效解决气流激振引起的低频振动，要想根治，必须对轴瓦和转子平衡进行综合处理；风机处理案例说明现场振动分析排查必须科学合理，认真仔细，不能盲目检修。

关键词：振动；动平衡；气流激振；对中；联轴器

1 案例一

1.1 设备概述

某厂#8 机组为上海汽轮发电集团公司生产的超临界、中间再热、四缸四排汽、单轴凝汽式机组，汽轮机型号为 N600-24.2/566/566，发电机为水氢氢发电机，型号为 QFS-600-2。

1.2 振动分析处理

1.2.1 机组大修后振动情况

#8 机组于 2013 年 4 月 1 日大修后启动，过高中压转子临界转速区域时#1 瓦 X、Y 轴振最大分别为 221、182 μm 。机组定速 3000r/min 及并网升到额定负荷过程当中，#1 瓦 X、Y 轴振分别基本稳定在 150、130 μm ，#2 瓦 X、Y 轴振分别稳定在 70~89 μm 、62~80 μm 。#1、#2 瓦相对轴振数据如表 1 所示。#1、#2 瓦相对轴振带负荷趋势图如图 1 所示。分析高中压转子存在质量不平衡。

1.2.2 机组大修后振动处理情况

机组 2013 年 4 月 4 日停机处理缺陷，利用机组停机消缺机会对高中压转子进行动平衡处理。考虑到高中压转子一阶和二阶不平衡量均较大，决定对高中压转子一阶和二阶进行同时加重。由于当时电厂只有四块平衡块，数量不够，因此决定主要降低二阶不平衡分量，剩余平衡块再考虑适当降低一阶不平衡分量。实际反向加重 389 克，同向加重 347 克。动平衡处理后启动，升速过高中压转子临界转速区域时#1 瓦 X、Y 相对轴振最大为 181、167 μm ，机组刚定速 3000r/min 时#1 瓦 X、Y 轴振为 71、67 μm ，机组带负荷后#1 瓦轴振略有增大，但是在单阀运行时#1 瓦轴振动最大不超过 80 μm 。机组带

550MW 负荷时#1、#2 瓦轴振数据如表 2 所示。#1、#2 瓦轴振带负荷趋势图如图 2 所示。

表 1 机组 600MW 负荷时 1、2 瓦振动（单阀运行）

轴瓦	1X	1Y	2X	2Y
通频/ μm	153	135	70~89	62~80
工频/ μm	138	117	30~40	23~32
相位/ $^{\circ}$	66	158	230~248	333~359

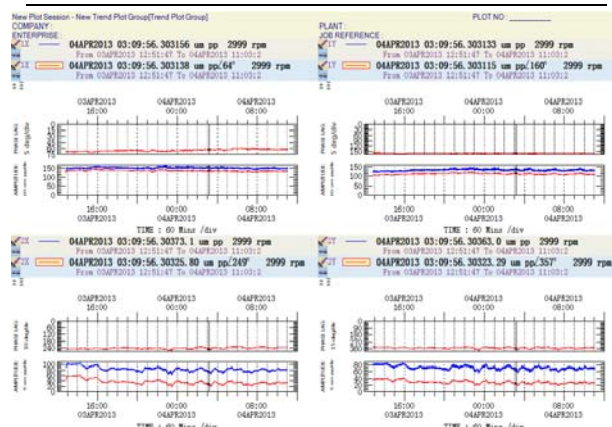


图 1 #1 瓦、#2 瓦轴振趋势图

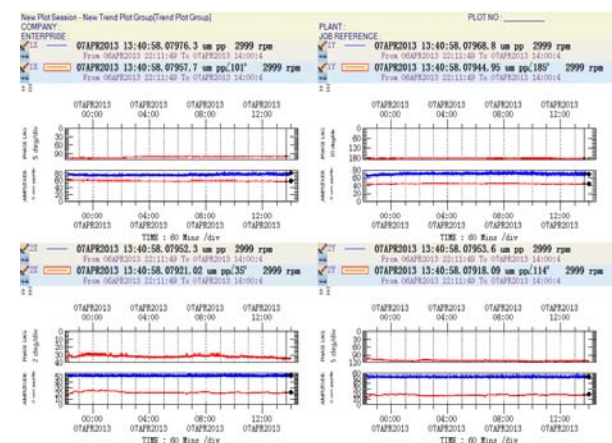


图 2 动平衡处理后单阀运行#1、#2 瓦振动趋势图

表 2 机组 550MW 负荷时 1、2 瓦振动

轴瓦	1X	1Y	2X	2Y
通频/ μm	77	70	51	52
工频/ μm	57	45	22	17
相位/ $^{\circ}$	101	184	36	115

机组切换顺序阀运行后，发现机组负荷在 460~520MW 期间，#1 瓦振动波动超过报警(125um)值。厂里采取以下措施：（1）在#3 高调门开度小于 10%左右时，1X 轴振超过 100um，重点关注该调门开度及其对应负荷段（约 480MW）时的振动变化情况；当机组升（降）负荷进入 460~480MW 阶段，若#1 瓦轴振动持续上升，达到 125 um 及以上，且无下降趋势时，及时进行滑压偏置（负）修正，使#3 高调门开大至 10%以上，当振动回到 115um 以下时停止滑压修正，继续监视运行。（2）在#1 瓦轴振动未达到 125 um 及以上时不需要即时进行滑压修正，根据机组降负荷时的指令变化幅度、速率及机前压力，提前通过滑压修正来预控#3 高调门开度，以避免#3 高调门小开度时#1 瓦振动大的区间。

2013 年 7 月 24 日对机组振动进行测试，测试时机组带 600MW 负荷，测试数据如表 3 所示。

表 3 顺序阀运行 600MW 负荷时振动

轴瓦	1X	1Y	2X	2Y
通频/ μm	89~110	70~92	56	52
工频/ μm	79	56	28	24
相位/ $^{\circ}$	124	211	11	102

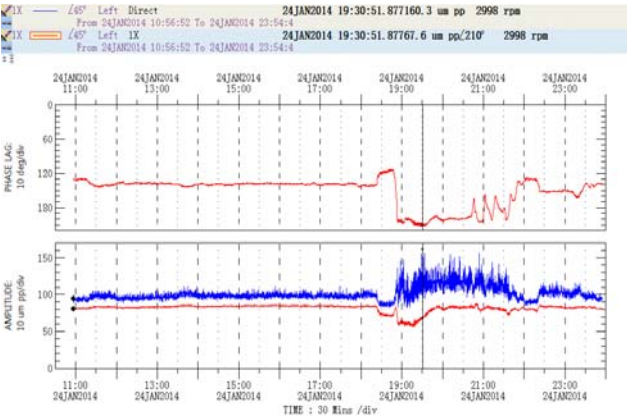


图 3 顺序阀运行时 1X 轴振趋势图

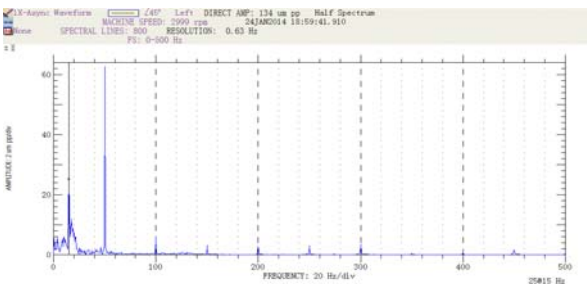


图 4 顺序阀运行时 1X 轴振频谱

2014 年 1 月 24 日利用机组春节调停机机会对机组振动进行测试，机组顺序阀运行，负荷在 500MW 以上时，#1 瓦 x、y 轴振基本分别在 100、70 μm 左右，工频振动分别在 85、55 μm 左右，机组在降负荷期间，在 500~469MW 负荷段时，#1 瓦轴振出现大幅度波动现象，1X 振动波动幅度范围为 86~160 μm ，1Y 振动波动幅度范围为 83~107 μm 。机组工频振动、通频振动、相位均出现较大变化。过了这一负荷点时机组振动和相位基本回到原来值。顺序阀运行时#1 瓦相对振动趋势见图 3，顺序阀运行负荷在 500~469MW 负荷段时 1X 频谱见图 4。

1.2.3 机组#1 瓦振动分析及处理情况

机组顺序阀运行时，在 500~469MW 负荷段，#1 瓦振动值偏大且波动，振动有较大的低频成分，这主要是机组在这一负荷段产生气流激振缘故，此时，下部两只高调门（#1、#2）全开，而上部的#3 高调门处于 0~10%开度范围（#4 高调门尚未开启），汽流合力有一个向上的推力，使得轴心向左上方大幅偏移，#1 轴承承载变轻，轴瓦阻尼变小，抗失稳能力下降，当汽流激振发生，振动就出现低频成分，且大幅波动。此外高中压转子有一定的质量不平衡。

有鉴于此，建议机组调停期间对#1、#2 瓦轴瓦进行检查，根据检查结果，然后结合#1、#2 瓦瓦温、扬度、中心等综合考虑，适当增加#1 瓦承载，减小#1 瓦顶隙，增大轴瓦阻尼，提高轴瓦稳定性。同时进行动平衡处理，减小不平衡对转子干扰。

机组春节临停期间，尽管检修人员已做好翻瓦检查处理准备，但由于时间紧，电厂没有对#1 瓦轴瓦进行检查处理。考虑高中压转子还有一定的质量不平衡，可将转子不平衡振力进一步降低，机组调停期间在高中压转子两侧反对称加重 260g。机组加重后启动，定速 3000r/min 期间#1 瓦 X、Y 工频振动分别为 28、27 μm ，单阀运行期间机组带 530MW 负荷时，测试机组#1 瓦 X、Y 轴振工频振动值分别为 27、34 μm 。动平衡处理后机组定速 3000r/min 和带负荷单阀运行#1 瓦工频振动均明显减小，动平衡取得良好效果。机组单阀运行带 530MW 负荷时#1、#2 瓦轴振动数据，如表 4 所示。

表 4 机组 530MW 负荷时 1、2 瓦振动（单阀运行）

轴瓦	1X	1Y	2X	2Y
通频/ μm	57	67	63	61
工频/ μm	27	35	29	24
相位/ $^{\circ}$	46	128	101	196

机组从单阀切换顺序阀运行，顺序阀调门开启

顺序为#1、#2→#3→#4，机组顺序阀运行期间负荷从 550MW 降到 469MW 负荷，在 520~460MW 负荷段时，1X 轴振波动较大，振动波动有时超过报警值 125 μ m，从测试振动数据看，振动波动成分主要为低频，仍然是机组产生汽流激振的缘故。顺序阀运行期间#1 瓦轴振趋势图如图 5 所示。

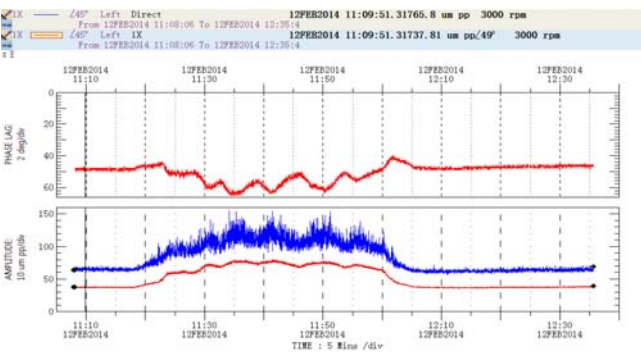


图 5 #1X 轴振趋势图

从高压转子轴心位置来看，机组从 550MW 逐步降低到 469MW 负荷过程当中，#1 瓦处轴心位置向左侧最大移动 305 μ m，向上最大移动 270 μ m，说明机组顺序阀运行在 550~469MW 负荷期间，由于调门开度影响，转子中心位置向左上方浮动较大。顺序阀运行期间#1 瓦转子中心平均位置变化如图 6 所示。

机组顺序阀运行，特别是在 520~470MW 负荷段运行时，#1 瓦轴振波动较大，有时候#1 瓦振动波动超过报警值。虽然转子质量不平衡激振力降低，但是由于轴瓦问题在调停期间没有处理，轴瓦稳定性较差、抑制低频振动能力弱的缺陷没有得到解决，导致在顺序阀运行、520~470MW 负荷段，#1 瓦振动波动有时仍然超过报警值，在顺序阀运行时不得不仍像调停前那样，采取在 520~470MW 负荷段调整滑压压力偏置方式运行。

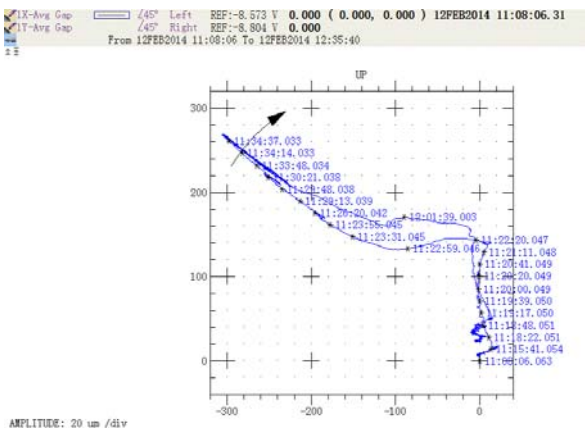


图 6 #1 瓦转子中心平均位置图

1.2.4 机组轴瓦处理后振动情况

机组在 2014 年 7 月份调停期间对#1 瓦进行了检修，检修期间检查轴瓦顶隙，发现最大超过 1000 μ m。将轴瓦两侧顶隙分别调整到 500、530 μ m。检修后机组启动，机组顺序阀运行，在各个工况下 DCS 显示#1 瓦振动值均不超过 74 μ m，#1 瓦检修取得良好效果。

表 5 检修后机组 488MW 负荷时 1、2 瓦振动（顺序阀运行）

轴瓦	1X	1Y	2X	2Y
通频/ μ m	58	63	67	64
工频/ μ m	29	34	37	23
相位/ $^{\circ}$	29	130	110	189

1.3 结论

目前仍有部分超临界 600MW 机组#1 瓦发生汽流激振，对于既存在汽流激振同时高中压转子还存在质量不平衡的机组，动平衡处理可以降低高中压转子激振力，减少对转子扰动，对于有的机组，低频分量也会有所减少，机组振动可以达到合格值；但对于轴瓦稳定性很差，阻尼很小甚至零阻尼的机组，即使不平衡激振力已大幅减小，但其低频分量不能得到彻底抑制，在单阀运行#1 瓦振动良好情况下，顺序阀运行时在某些负荷段，#1 瓦可能还是会存在较大低频波动，振动仍可能超过报警值，因此对这样机组必须综合治理，在进行相应的动平衡处理的同时，也要检查轴瓦，适当增加#1 瓦承载，减小#1 瓦顶隙，提高轴瓦稳定性，双管齐下，方能根治。

2 案例二

2.1 设备概述

某厂#2A 一次风机为上海鼓风机厂生产的静叶可调式风机，其型号为 PAF19-133-2，其配套电机为上海电机厂生产的异步电动机，型号为 YKK630-4，其工作转速为 1500r/min。电机与风机之间通过一个接长轴、两个刚挠性联轴器连接。

2.2 振动分析处理

2.2.1 一次风机振动及检修情况

#2A 一次风机电机在春节调停期间，更换油档、轴承，轴瓦和瓦盖之间加垫片。据电厂介绍，检修后启动风机运行，开始振动良好，2 月 28 日厂里运行人员发现，#2A 一次风机电机振动较大。3 月 1 日晚停风机进行临时检修，检查电机轴瓦无异常，将轴瓦和瓦盖之间垫片取下，检查轴承箱没发现杂

质。临检结束后风机刚启动时, 不带负荷情况下, 电机驱动端垂直振动最大 40 μ m, 带 450MW 负荷时, 电机驱动端垂直振动为 70~80 μ m, 627MW 负荷时, 电机驱动端垂直振动变为 140 μ m。

3 月 2 日就地接本特利 208 振动仪表对电机振动进行测试, 电机驱动端垂直、水平振动分别为 126、41 μ m, 电机自由端垂直、水平振动分别为 71、20 μ m, 振动主要为一倍频。

根据调度要求, 机组负荷基本保持稳定。为了观察风机在出力增大情况下电机振动情况, 于是在机组负荷稳定在 460MW 时, 增加#2A 一次风机风量, 查看电机高负荷下振动情况。逐步增大#2A 一次风机风量, #2A 一次风机电机电流从 94A 逐步增加到 124.5A, 驱动端垂直振动从 122 μ m 增加到 132 μ m, 自由端垂直振动从 69 μ m 增加到 74 μ m。通过这个试验可见振动与风机负荷有一定关系, 随负荷而增大。3 月 3 日上午, 电机垂直振动最大增大到 140 μ m, 随后又逐步减小到 122 μ m 左右。

3 月 3 日凌晨电机驱动端和自由端垂直、水平振动趋势图如图 7、图 8。

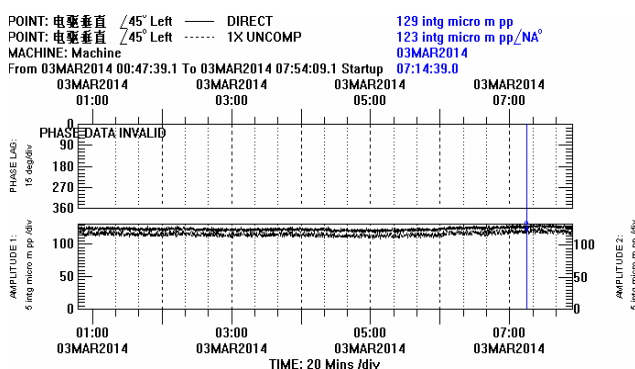


图 7 电机驱动端垂直振动趋势图

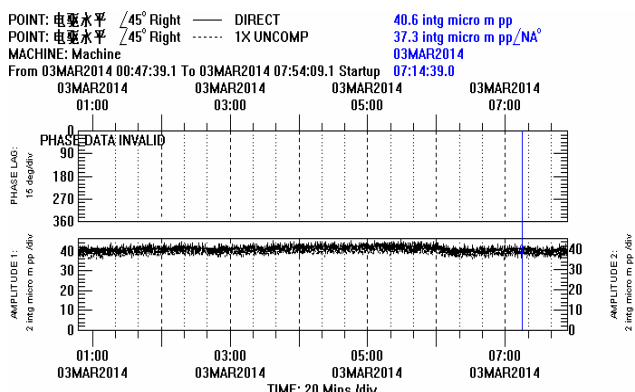


图 8 电机驱动端水平振动趋势图

电机驱动端和自由端垂直振动基本上分别保持在 126、71 μ m, 主要为一倍频。增加一次风机风量,

在电机电流增大情况下, 电机振动略有增大。

检查电机连接刚度, 发现电机驱动端东侧地脚垂直振动为 100 μ m, 而该处台板垂直振动为 10 μ m, 电机地脚和台板存在局部连接刚度弱的情况, 但该处连接螺栓基本紧不动。

根据电厂人员介绍, 两次检修后启动, 都是开始振动良好, 运行一定时间后振动增大。

结合测试及电厂介绍情况, 分析电机振动是一个不稳定的强迫振动, 电机出现这种振动可能存在以下几方面原因: 一是风机和电机连接部分连接(靠背轮、联轴器等)存在紧力不足或不均匀, 在靠背轮、联轴器等部件的连接螺栓处产生不同的切向力, 形成一个随轴旋转的通过轴心的合力, 这个力相当于不平衡力。在风机出力逐步增大后, 连接处传递扭矩也逐步增大, 这个合力也增大, 导致振动增大; 二是电机存在匝间短路、空气间隙不均匀等原因导致电机转子受到不平衡电磁力及产生不平衡热变形等; 三是电机轴承前后油档更换为接触油档, 可能油档存在动静摩擦, 四是电机驱端一个地脚和台板存在接触不良情况, 电机连接刚度低。

经电气专业检查测试, 电机不存在匝间短路问题, 也没发现其他电气故障, 同时查阅检修记录数据, 证实也不存在空气间隙不均匀问题, 此外春节前, 电动机振动良好, 因此电动机也不存在不均匀热变形及热不平衡, 因此可以排除电气问题引起振动的可能; 电机存在台板与地脚接触不良问题, 但连接螺栓基本紧不动, 说明这个问题春节前就存在。而且假如这个连接刚度低的问题春节前原来不存在, 是后来出现的, 从而造成 2 月 28 日发现的振动问题, 但 3 月 1 日临时检修后启动, 应该定速后振动就大, 而不应该运行一段时间后振动才逐步增大至 140 μ m 左右, 因此电机地脚与台板局部连接不良, 也不是异常振动的原因。通过以上分析, 建议重点检查电机与风机连接部件(联轴器、靠背轮)以及浮动油档。

风机、电机制造厂的专家认为是电机装配不当, 需要全部重新复装一遍, 但未分析指明何处不当。3 月 15 日到 3 月 17 日制造厂对电机重新进行解体安装, 包括电机轴瓦、电机电磁中心、磁力间隙等均按照制造厂标准由制造厂重新进行了复装, 但遗憾的是这次检修电机厂仍没有对在风机电机间传递扭矩的靠背轮、联轴器进行检查。复装后电机启动定

速 1500r/min 时，电机驱动端垂直振动 80 μ m，带负荷后振动逐步增大到 200 μ m 左右，比检修前更大，电机振动问题仍然没有得到解决。

3 月 18 日用 208 振动仪表测试电机驱动端垂直振动为 200 μ m 左右，振动成分主要为工频。

据电厂介绍，电机制造厂检修后，曾经单转电机两个多小时，振动一直较小，因此接触式油档磨损造成振动这个因素应该可以排除。为彻底证实排除这个原因，将驱动端和自由端接触式油档全部拆除，重装轴瓦后启动风机。风机启动刚定速 1500r/min 时，电机驱动端垂直振动为 80 μ m，加负荷过程当中，驱动端和自由端垂直振动分别逐步增大到 180、140 μ m 左右，振动成分主要为工频。

通过上述分析及检查，可以确认振动故障原因主要出在风机与电机间连接部件（靠背轮、联轴器）上。如果靠背轮紧力不足或连接紧力不均匀，在带负荷（传递扭矩）后，靠背轮、联轴器等部件在连接螺栓处产生不同的切向力，形成一个随轴旋转的通过轴心的合力（或连接部件产生移位、变形），成为振动激振源，产生振动。在出力逐步增大后，这个合力也逐步增大，振动也随之增大。

据电厂介绍，电动机与风机间联轴器是三段式双膜片刚挠性联轴器，膜片为连杆式。在春节期间检修时，对电机与风机联轴器进行了解体检查，但在其后两次临时检修中，对两个（风机侧、电机侧）刚挠性联轴器内部膜片、电机侧联轴器与接长轴、接长轴与风机侧联轴器等处靠背轮连接状况均没有进行检查。

通过现场检查观察，发现电机侧联轴器有两组弹簧膜片处两侧联轴器之间轴向缝隙比相邻膜片处略大，经拆解检查发现，该处联轴器其中一组弹簧膜片安装错位。对错位膜片重新安装，连接风机并调整对中状态后，启动电机，测试电机驱动端垂直振动为 21 μ m，自由端垂直振动为 19 μ m，振动问题得到彻底解决。调整弹簧膜片后电机驱动端和自由端垂直振动趋势图如图 9、图 10 所示。

2.3 结论

该电动机异常振动是由于连杆式膜片联轴器内两个膜片安装错位引起的，通过重新安装，异常振动得到消除。

在检修工作中一定要认真细心，踏实严谨，一个很小的疏忽，可能造成严重安全隐患。

在进行消振工作时，一定要在测试实验分析的基础上，有的放矢去进行，如果不进行科学分析，而仅凭经验盲目去进行检修，往往会事倍功半，甚至严重影响生产和安全。

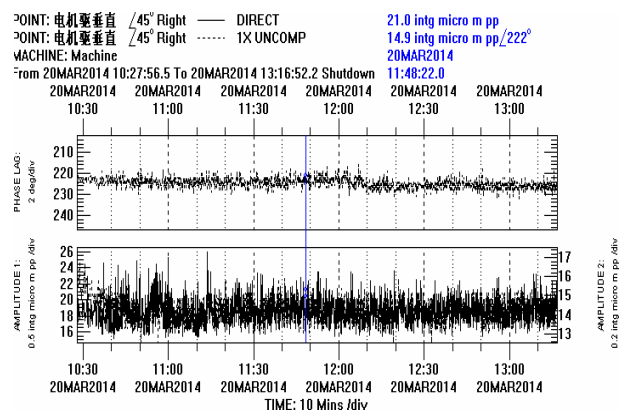


图 9 联轴器处理后电机驱动端垂直瓦振趋势图

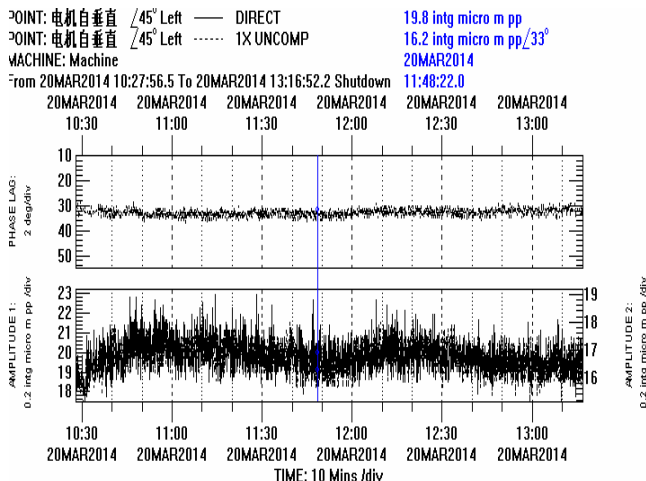


图 10 联轴器处理后电机自由端垂直瓦振趋势图

作者简介：

卢修连（1963-），男，硕士，高级工程师，从事旋转机械故障分析及处理工作；

何利鹏（1978-），男，本科，工程师，从事旋转机械故障分析及处理工作；

刘晓锋（1976-），男，硕士，高级工程师，从事旋转机械故障分析及处理工作。