

# 石景山热电厂3号机3号瓦频繁损坏原因分析及3号轴承箱改造

石景山发电总厂(北京 100041) 张正海 高志耀 吴玉鹏

东方汽轮机厂(德阳 618000) 陈新有 任平

**文 摘** 指出石景山热电厂3号机、3号瓦振动大、频繁损坏的主要原因在于3号轴承箱刚度不够,中压缸猫爪推力点过高;当中轴承箱膨胀受阻时,3号箱推拉力矩过大,使箱体倾仰。通过对3号轴承箱的改造,采取了相应的针对性改进措施,使问题根本解决。此方案对双死点结构机组的改造有借鉴意义。

**关键词** 石景山热电厂 汽轮机 3号瓦 损坏 原因分析 3号轴承箱 改造

## 1 历史状况

石景山热电厂3号机系国产 NC200/130-130/535/535型三缸双排汽汽轮机。于1990年9月投运。试运中共起停10次,其中多次因3~5号瓦振动大停机,经揭瓦检查,发现3号下瓦钨金大面积龟裂。当时华北电力科学研究院诊断为3号轴承箱倾斜。于是由制造厂重新设计制造,加强了轴承箱的刚性。更换后,3号瓦运行基本正常,该机于1991年7月正式交付生产。但至1994年下半年又发现3号瓦振动异常,且轴振动有增大趋势。从此,该问题又成为困扰机组安全运行的重大隐患。

1994年11月再次停机揭3号瓦检查,发现下瓦钨金局部脱胎、碎裂。处理后3号瓦振动问题仍未能解决。从1994年11月至1996年10月先后停机检查12次,每次均发现问题,轻者钨金碾压、局部脱胎,严重时钨金大面积龟裂。检查间隔长的有5个月,短的只有1个月,其间更换过两次备件瓦,检修情况见表1。

表1 1994年11月~1996年10月3号瓦检修情况

序 号	时 间	检 修 情 况
1	1994 11 05	下瓦钨金局部脱胎碎裂
2	1995 04 07	下瓦钨金局部脱胎(中修)
3	1995 06 07	下瓦钨金大面积碎裂
4	1995 09 01	下瓦钨金两条裂纹(小修)
5	1995 12 01	下瓦钨金脱胎碎裂,换备件瓦(大修)
6	1996 02 10	下瓦钨金大面积碎裂
7	1996 03 29	下瓦钨金碾压(小修)
8	1996 05 21	下瓦钨金两小块脱胎
9	1996 07 10	下瓦钨金碾压
10	1996 08 01	下瓦钨金前部炉侧脱胎
11	1996 09 01	下瓦钨金局部脱胎碎裂,换备件瓦

12

1996 09 26

下瓦钨金碾压(小修)

相应的运行状态是3号瓦轴振大，严重时甚至带动2、4号瓦轴振增大，3号瓦钨金温度升高，前后两个温度测点相差大且变化异常。以上现象在开停机时尤其严重和明显。开停机时3号瓦轴振一般要到  $170 \mu\text{m}$ ，状态不好时超过  $200 \mu\text{m}$ 。此时前后两点的钨金温度相差最大达  $20^\circ\text{C}$ 。随着机组带负荷稳定后，轴振、钨金温度、温差缓慢降低。正常状态时，轴振为  $150 \mu\text{m}$ ，钨金温度  $80^\circ\text{C}$  且前后两点基本平衡，见表2。

表2 1996年7月15日开机时3号瓦有关参数

转速或 负荷	3号瓦轴振 / $\mu\text{m}$	钨金温度 / $^\circ\text{C}$	油膜压力 / MPa
1000 r / min	89.7	—	—
3000 r/min	107	—	—
300 MW	87	—	—
60 MW	84	—	—
144 MW	170	89/67.7	2.0
200 MW	144	85	1.8

随着机组运行时间的增加，3号瓦轴振逐步增加到  $170 \sim 190 \mu\text{m}$ ，钨金温度上升到  $90^\circ\text{C}$ ，最大达  $95^\circ\text{C}$ ，且前后两点温度变化大，无规律。此时停机检查瓦，已发生严重损坏。

## 2 原因分析

在华北电力科学研究院和电厂取得大量试验数据的基础上，通过分析认为，如下原因造成了3号瓦振动大、钨金频繁碎裂：

2.1 3号机的滑销系统采用双死点设计，高中压部分以3号轴承箱为死点向前膨胀。3号轴承箱虽经改造，但由于中轴承箱膨胀不畅加剧，使得3号箱本身刚度仍显不足，在开停机和变负荷工况时，由于箱体的变形，造成3号瓦负荷极不稳定。

2.2 机组膨胀不畅造成3号瓦倾斜。由于轴封漏汽对中箱台板和滑销纵键的腐蚀及高温对润滑脂的破坏，加大了中箱的摩擦阻力，阻碍了中压缸的膨胀，使3号箱承受的反作用力大大增加。开机时中箱涨不出去，3号箱后仰。停机时中箱收不回来，3号箱前倾。从前后两点的钨金温度变化上明确地反映出这一状况。由于开机时3号瓦振动就很大，往往在开机时钨金即受到破坏。运行一段时间后，钨金碎裂。

2.3 中压缸后猫爪对轴承箱推力点的高度偏高(730 mm)，使轴承箱的反转力矩过大。

2.4 3、4号瓦标高变化大。由于3、4号瓦坐落在不同的轴承箱上，凝汽器与低压缸为刚性连接，这样当凝汽器的水位、真空等变化时会使4号瓦座的标高发生显著变化。经测量，从盘车状态开始，到抽真空、冲车、定速、带负荷、满负荷，3、4号瓦的相对标高变化超过  $1\text{mm}$ 。这必然造成4号瓦负荷的不稳定，同样造成相邻的3号瓦不稳定。

2.5 中低压转子联轴器晃度大。由于设计和安装工艺方面的原因，中低压转子对轮晃度偏大。转子高速旋转时由于质量偏心的影响，加大了振动。

## 3 临时措施

为维持3号机稳定运行，经华北电力集团公司组织研究，确定在检修和运行上采取了一系列措施：

- 3.1 为防止3号箱在开机时后仰，在3、4号瓦座间左右侧各加一50 t 千斤支撑作用在中压缸后猫爪处，以减小对3号箱的推力。
- 3.2 加强对中箱台板润滑脂的置换，减小摩擦阻力。
- 3.3 调整3、4号瓦的标高，使之在正常工况下负荷均衡。
- 3.4 解开中低压转子对轮，调整对轮使其晃度不大于 0.06 mm。
- 3.5 适当改变3号瓦的球面紧力，由0.02 ~ 0.06 mm 紧力调整为0 ~ 0.05 mm 间隙，以加大轴瓦的自位能力。
- 3.6 更换新3号瓦，以增大抗振性能。
- 3.7 开机时对中压缸充分预暖，以保证中箱膨胀，减小中压缸对3号箱的作用力。
- 3.8 采用中压缸起动，加大中压缸的进汽量，以保证其膨胀。

在综合采取了以上措施后，3号瓦的运行状态暂时恢复到较为稳定的水平，轴振120  $\mu\text{m}$  左右。但影响3号瓦稳定的根本原因，原因分析的第2.1、2.2两条，即3号轴承箱本身问题并没有得到解决，影响安全稳定运行的因素仍然存在，一旦某些条件成熟，事故不可避免。所以对轴承箱进行改造势在必行。

## 4 3号轴承箱改造

### 4.1 改造措施

石景山热电厂与东方汽轮机厂合作，对3号轴承箱进行了以下改造。

4.1.1 提高轴承箱的刚度。对轴承箱的枕块进行了加强。由于3号轴承箱所承受的推拉力首先作用在枕块上，然后通过枕块再传到整个箱体，因此枕块刚性的好坏对整个箱体刚性的好坏起决定性的作用。为此，本次改造加大了枕块的轴向尺寸，加长部分采用框架结构，大大提高了枕块的轴向刚性。对箱体内部也进行了加强，通过合理布置及各增加一根轴向筋板和横向通筋，加大了箱体的刚性。

本轴承箱在试运时期发生过近似的问题，已改进过一次。上一次改进已对箱体的刚性作了较大的加强。因此，本次改进中尽可能地提高其刚性，使其结构更为合理，但对轴承箱刚性的提高是有限的，仅凭这一措施来彻底解决问题是不现实的。

4.1.2 降低汽缸猫爪对3号轴承箱推力点的垂直高度，这也就降低了汽缸对轴承箱的推拉力矩，从而改善了轴承箱的稳定性。

汽缸猫爪对轴承箱推力点距轴承箱滑动底面的高度原设计为 730 mm，改进后为 437.5 mm，推力点的垂直高度降低了 292.5 mm，翻倒力矩降低了 40%。本项改进措施为提高3号轴承箱稳定性的主要手段。

如图1所示，具体措施为降低3号轴承箱枕块及横键的高度，对中压排汽缸左右两个后猫爪，增加两个接长块，接长块与猫爪之间熔焊联结。焊好后，每个接长块与猫爪间再打入两个D 50的圆柱销，以提高接长块的安全度。每个接长块与排汽缸壁之间增加两块厚度为 100 mm 的加强筋。

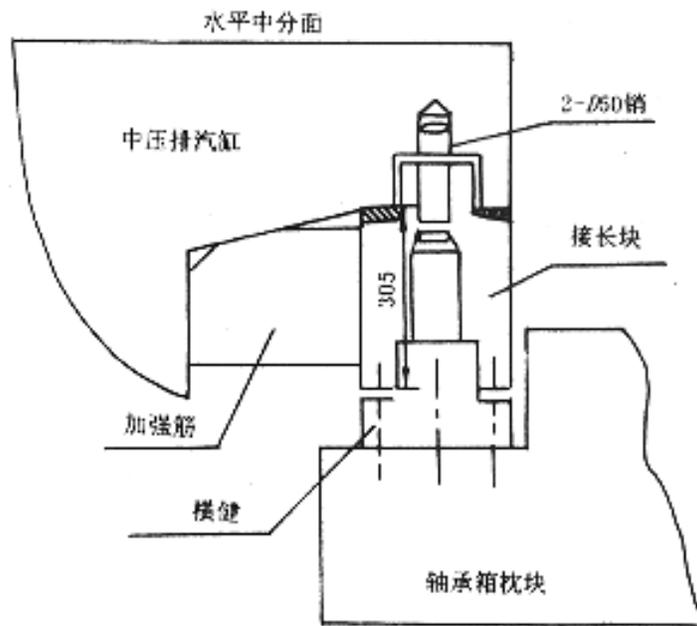


图1 3号轴承箱改造示意图

## 4.2 改进方案强度及刚度计算分析

### 4.2.1 汽缸猫爪与接长块强度及刚度计算分析

汽缸猫爪与接长块用大型结构分析程序 ANSYS 计算，其力学模型见图2，其中P为静子(主要为汽缸)热膨胀时所受摩擦力。

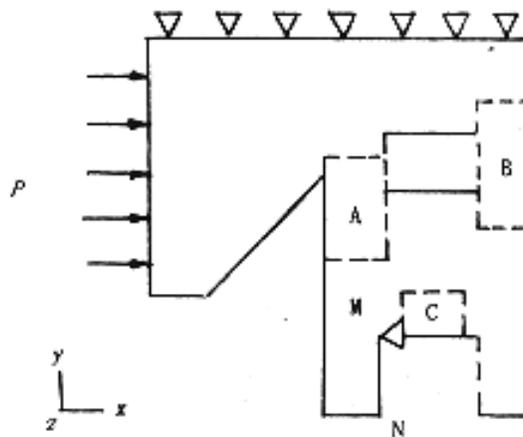


图2 汽缸猫爪与接长块模型

这里有两个假设条件：一是不单独考虑焊缝，认为焊缝与汽缸及接长块同一材料，连续过渡；二是为了计算结果安全保守及有限元模型的简单化，计算时不考虑加强筋的存在。图示中P为静子热膨胀时高中压部分所受摩擦力的总和，其值分三种情况：

- (1) 正常膨胀时为 50 t (单只猫爪受力为 25 t)；
- (2) 膨胀不畅时为 70 t (单只猫爪受力为 35 t)
- (3) 滑销出现一定卡涩时为 100 t (单只猫爪受力为 50 t)。

从计算结果来看，三种载荷情况下，其应力分布有相似之处。参考图2，各载荷工况下，最大应力分布在 ABC 区域，Y 方向最大拉应力在 B 区域，最大压应力在 A 区域；等效应力 SEQV 最大值在 A 区域，B 区域为次大应力区。

各载荷工况具体应力计算结果见表3。

表3 各载荷工况应力值MPa

工况	S <sub>x</sub>		S <sub>y</sub>		SEQV S <sub>max</sub>
	S <sub>max</sub>	S <sub>min</sub>	S <sub>max</sub>	S <sub>min</sub>	
载荷(1)	10.7	-11.1	15.6	-16.4	15.5
载荷(2)	14.9	-15.5	21.8	-22.9	21.7
载荷(3)	21.3	-22.2	31.2	-32.8	31

排汽缸与接长块材料为 ZG25，其许用应力为  $[\sigma]_1=79.23 \text{ MPa}$ ，显而易见，表中各应力数值均小于  $[\sigma]_1$ ，即该改进方案猫爪与接长块强度是合格的。

对于位移，按图2中边界条件，其 A，B 区域对应最大载荷工况(3)的 X 方向位移为 0.11 mm。图2中，M、N 分别为接长块与横键相连接的凹槽的槽底和槽顶的位置，N 点相对于 M 点的 X 方向位移为 -0.018 mm。

#### 4.2.2 横键及定位销强度计算分析

其结构如图3所示。

横键材料为 ZG25，其许用应力  $[\sigma]_1=79.23 \text{ MPa}$ ；定位销材料为 45，其许用应力  $[\sigma]_2=188.46 \text{ MPa}$ ，定位销为 2-D50。

对于最大载荷，单只横键承受轴向推力 50 t，图3中 0-0 截面所受剪应力为

$$\sigma_{0-0}=12.5 \text{ MPa} < [\sigma]_1$$

假设最大轴向推力 50 t，仅由 2-D50 定位销承担，则剪应力为

$$\sigma = 154.05 \text{ MPa} < [\sigma]_2$$

故横键及定位销强度均符合设计要求。

#### 4.2.3 3号轴承箱强度及刚度计算分析

轴承箱强度及刚度亦采用 ANSYS 程序进行有限元计算，由于轴承箱左右对称，故取其一半作为计算模型，图4为轴承箱力学模型示意图。

为了取得较精确的计算结果，对轴承箱进行了比较细致的有限元网络划分，共有单元 5 296 个，节点 1 480 个。

图4中，P为高中压部分所受摩擦力的总和，轴承箱对称截面所属节点作Z方向位移约束，箱底紧固螺栓处对应节点作 X, Y方向约束。根据 P的大小，共进行了三种不同工况，即4.2.1中(1)(2)(3)的计算，由计算结果来看，三种工况轴承箱的应力水平均较低，最大应力点均发生在与接长块相连接的横键凸台处，如工况(3)的最大应力为 22.95 MPa，远小于其材料许用应力，故轴承箱在强度上是合格的。

就变形而言，三种工况下轴承箱各点的变形值均有较大的改善，最大变形位于横键的凸台处 C 点。表4列出了三种载荷工况下轴承箱A, B, C 三点处的变形值。

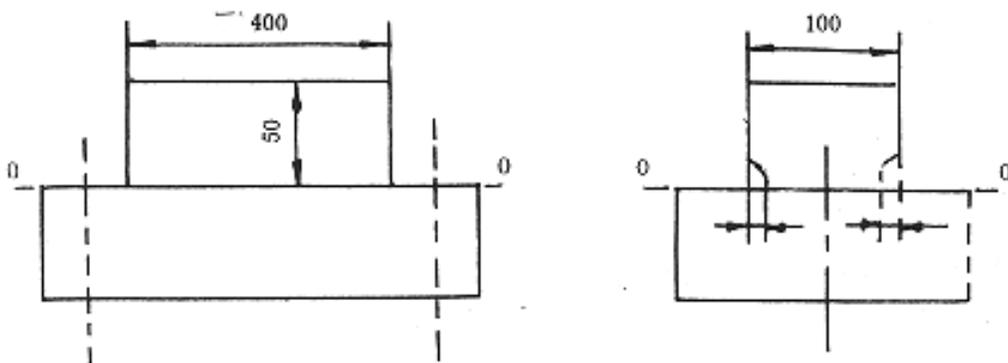


图3 横键与定位销结构图

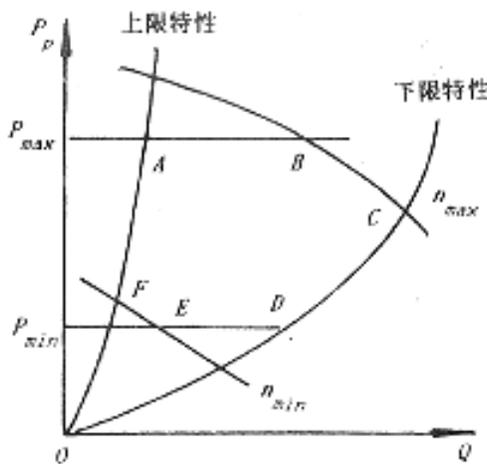


图4 轴承箱模型

表4 A、B、C 点各载荷工况下的位移值mm

工况		载荷(1)	载荷(2)	载荷(3)
A点	X方向	0.005 9	0.008 2	0.012
	Y方向	0.000 47	0.000 66	0.000 94
	Z方向	0	0	0

-	X方向	0.009 4	0.013	0.019
B点	Y方向	0.000 37	0.000 52	0.000 74
-	Z方向	0.000 47	0.000 66	0.000 94
C点	X方向	0.019	0.026	0.038
	Y方向	0.005 7	0.008 0	0.012
	Z方向	0.000 61	0.000 85	0.001 2

由表4可看出，各载荷工况变形较大的位置在C点，而轴承座A、B点的变形则相对较小。特别是重点关心的轴承座A点的变形值较小，如在最大载荷工况(3)的条件下，A点的X方向(轴向)变形仅为0.012 mm，Y方向仅为0.000 94 mm，C点的X方向变形为0.038 mm，Y方向为0.012 mm，说明本次轴承箱改造设计是可行的。

### 4.3 3号瓦改造

为了使3号瓦工作更加稳定可靠，对3号瓦的结构和工艺作了以下改进：

4.3.1 支承垫铁由4块改为3块，宽度由120 mm增大到170 mm，以此保证轴瓦支承稳定，并方便调整位置时准确。

4.3.2 润滑冷却油由单侧进油改为双侧进油，并取消上瓦钨金原有的两道宽55 mm，深2 mm的浅槽，以提高3号瓦的稳定性，增加抗振性能。

4.3.3 装配方式原为上瓦枕压紧上瓦球面，配以紧力0.02~0.06 mm。新瓦球面为间隙0~0.05 mm，上瓦球面、上瓦枕通过轴承箱上盖压紧。这既保证了瓦的自位性能，又提高了轴瓦与轴承箱的整体刚度。

## 5 改造效果

5.1 3号轴承箱的更换改造在1997年9~11月的机组大修中进行。为减小其它因素对3号轴承箱的影响，还安排了以下工作：

5.1.1 对中轴承箱台板进行了修刮，更换了减磨滑块，以降低中压缸的膨胀阻力，降低对3号轴承箱的推拉力。

5.1.2 转子对轮中心找正后连接对轮螺栓时，调整对轮晃度，使之在合格范围内。

5.1.3 对轮中心按零对零找正，对轮螺栓连接后，为保证机组正常运行时各瓦负荷分配均衡，3号瓦下部撤去0.12~0.15 mm垫片，实撤0.13 mm。5号瓦垫片撤去0.15~0.18 mm，实撤0.15 mm。见表5。

表5 各瓦负荷分配计算值

项 目	1号	2号	3号	4号	5号
轴径 / mm	250	300	360	480	480
瓦宽度 / mm	188	240	190	336	336
瓦载荷 / kN	38 523	81 644	77 567	264 032	286 640
比压 / MPa	0.82	1.13	1.14	1.64	1.78

5.2 3号机大修于1997年11月7日竣工后起动，经历了超速试验，甩负荷试验和多次停开机。3号瓦工作一直正常，轴振在113 μm以下，钨金温度小于60℃，前后温差很小。在变负荷工况和开停机工况下，各参数无明显变化。满负荷工况下机组工作稳定，有关参数见表6。

表6 1997年11月12日3号机  
运行参数(负荷200 MW)

项 目	1号	2号	3号	4号	5号	6号	7号
瓦振 / $\mu\text{m}$	19.4	16.3	21.8	38.7	50.0	35.8	23.2
轴振 / $\mu\text{m}$	—	—	113	117	107	—	—
油膜压力 / MPa	0.25	0.28	0.55	0.35	0.5	0.35	0.35
钨金温度 /	63 / 68	58	54 / 55	56 / 59	68 / 80	74	70

### 5.3 结论。

通过对3号轴承箱和轴瓦的改造以及中压后猫爪推拉点高度的降低，3号瓦工作稳定，振动达到了机组投产以来的最佳水平。改造是成功的。