

《东方电机》

技术参考资料

(国外汽轮发电机转子事故及振动译文专辑)

9

东方电机厂

四川东方大电机研究所

东方电机厂科学技术协会

1989.1

责任编辑：李金路、马国珩

732.14

5

《东方电机》 技术参考资料

第九期 1989年1月出版 1973年创刊

(内部发行)

编 辑 者：《东方电机》编辑部
地 址：四川省德阳市
电 报 挂 号：3 0 5 5
电 传：610516 CDEM W CN
内部报刊准印证：德阳字第00018号
印 刷 者：德阳报社印刷厂

301266

编 者 的 话

随着汽轮发电机单机容量日益增大，机组的运行可靠性引起了人们普遍的重视。国外一些著名的公司和电力部门对机组发生的事故及振动问题进行了深入细致的分析和研究，并针对事故原因采取了有效的预防措施。为了便于有关专业人员了解和研究这方面的情况，我们编译了这本《国外汽轮发电机转子事故及振动专辑》。限于我们的水平，缺点和错误在所难免，请读者批评指正。

在本专辑选题与校对过程中，得到了我厂副总工程师、高级工程师赵昌宗同志的大力支持与协助，在此谨致谢意。

目 次

美国通用电气公司关于匹兹堡电厂转子破裂事故的报告	(1)
日本海南三号机事故简介	(6)
考尔德豪尔汽轮发电机飞逸时旋转部件的性能	(英) N. C. Parsons 等 (9)
在电网干扰下汽轮发电机轴寿命缩短的概念	(美) H. E. Lokay 等 (25)
一般不对称转子-轴承系统的不平衡振动响应	(日) 白木万博等 (32)
关于大容量汽轮发电机转轴振动问题的最新研究	渡边孝等 (48)
汽轮发电机与基础的强迫振动谐振频率的确定	(捷) Ladislav Pust (58)
大型汽轮发电机的异常振动及其解决办法	(美) L. T. Rosenberg (69)
动力机械金属材料的断裂力学分析	(日) 松本浩造等 (76)
汽轮发电机轴的振动	原田哲等 (87)
汽轮发电机组轴系与励磁系统的谐扭振	(苏) Г. М. Хугорецкий 等 (92)
海南电厂三号机事故调查报告	(日本) (98)

美国通用电气公司关于匹兹堡电厂 转子破裂事故的报告

在一次大型发电机制造厂就共同的问题取得一致看法为主要内容的会议上，通用电气公司的代表发表了他们对去年美国加州匹兹堡电厂转子破裂事故的分析报告*。

事故原因已相当清楚，因此讨论的中心是如何在新的锻件及目前正在运行的转子上检查出可能留有早期危险的裂纹。为了预先消除这种缺陷，也讨论了对锻件的改进措施。

1956年3月18日，美国太平洋煤气与电力公司匹兹堡1号机组，169118kVA发电机转子在做超速限制器动作试验时破裂。试验是在汽轮机经检查及大修后，汽轮发电机组投入运行之前进行的。

匹兹堡电厂是一座露天式电厂，装有四台相同的3600r/min汽轮发电机组，单机容量125000kW。其中第一台1号机于1954年5月投入运行。电站记录表明，该机组曾经历过51次开停机和30次超速限制器试验，其中有10次是在4000r/min转速下或略高于4000r/min时进行的。

在破裂前，为了进行常规检查与大修，曾停运过两个月左右。在停运期间，环境温度降至40—50F°。重新开机后，对转子进行了三次超速，以检查和整定危急动作值。机组在空载和低负荷下从3月17日晨间歇运行到3月18日晚。而在再一次做超速动作检

查时，转子在3920r/min下破裂了。断裂的碎块落在定子中。

对汽轮机所造成的一些破坏是由于发电机转子碎块的挤压突然产生轴向推力引起的。对汽轮机进行了修理并更换过发电机，机组在四个月后又投入了运行。

断 裂 情 况

转子体像一根圆木从中间劈开一样，沿其长度方向裂成两个半圆柱体。两半又裂成许多小块。图1为定子上半部分切掉以后的事故现场照片。

从定子上取下碎片时对断裂面的直观检查表明，破裂的起始点在转子本体长约3.05m的一个破裂段上。断裂源区的面积为径向宽约50.80mm，轴向长约127mm，位于中心附近距本体靠集电环端约762mm处。上述50.80×127mm的面积呈木纹状或纤维状，与其周围的断裂表面不同。

从此木纹状断裂区延伸出的条纹形状表明，这里就是断裂的源区。图2为50.80×127mm最初断裂表面区的照片。正如所看到的，照片上没有由于疲劳过程的进展使该50.80×127mm的断裂面积增大而出现的一般疲劳裂纹。

在从定子上取下3.05m断裂段时，发现

*《太平洋煤气与电力公司匹兹堡电厂发电机转子破裂调查报告》，由GE公司大型汽轮发电机部D.R.De Forest等撰写，曾在1957年动力会议上发表。

调查情况

在事故发生后的一年时间里,从几个方面做了详尽的调查研究工作:1.详细研究了转子从钢锭到安装的全部历史;2.重新审查了验收检验报告,包括化学和机械性能与超声波检验结果;3.对全部碎块进行了直观检查,作了大量记录并拍了照片;4.对全部碎块的各种性能做了广泛的检验并与原来的检验结果进行了比较;5.对检验的有效性,特别是超声波检验,做了认真的复查分析。人们所关注的就集中在这最后的一点上。

最初的超声波检验表明,在断裂源区附近只有两个幅值不到25%的显示值,经用超声波设备校正后,25%的显示值表明有一个不大于一角硬币的某种缺陷。当时的结论为超声波显示值是小块夹渣物造成的结果,而锻件被验收合格了(在对9个转子所做的切片和从其它30个转子上套取的87个试样的检验分析中,通用电气公司从未发现过任何一个锻件上有裂缝或其它有害的缺陷,而它们的超声波显示值却在更大一些的限值内)。经过超声波检验及根据已有的各种标准与经验,断定该锻件是完好的,并可以使用。

匹兹堡3号机的检查

在实际观察到的不均匀区与超声波显示的尺寸之间的差异,是引起人们关注的主要原因。曾发现匹兹堡3号机在制造过程中做超声波检验时,出现过类似的超声波显示值。所以在该机运行约两年后的1956年10月,又在现场进行了超声波检验。

检验显示与制造时所记录的5—10%的显示值不同,后一次检验在同一位置上的显



图1 事故发生后匹兹堡电厂转子照片。转子仍在定子内,但定子机匣和铁心的一半已被切掉

在 $50.80 \times 127 \text{ mm}$ 的区域中心有几块黄绿色颗粒状典型的硅酸盐夹杂物。



图2 转子切片照片上的断裂源区

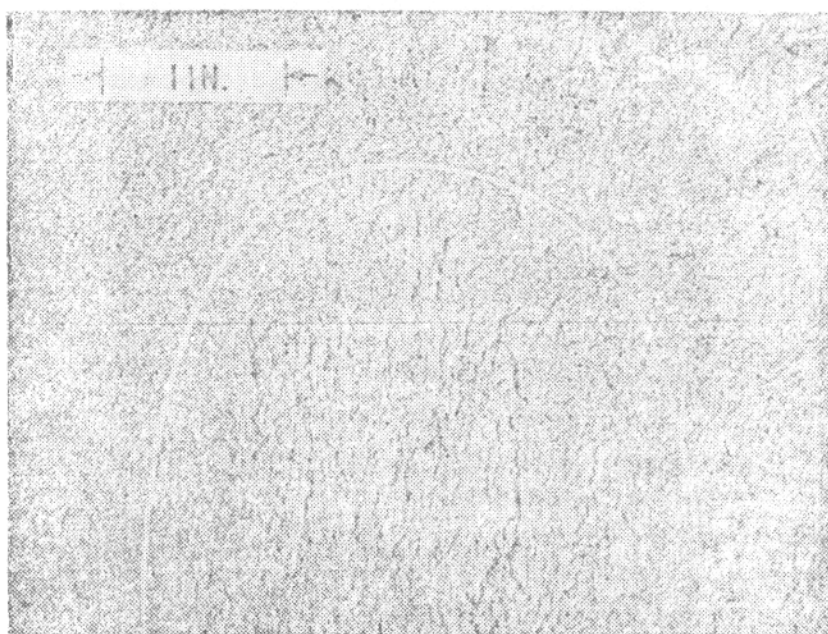


图3 $50.80 \times 127 \text{ mm}$ 木纹状断裂区局部照片

示值为40%。这是通用电气公司第一次在转子运行后发现超声波检验结果有变化，因此

对已投运的17个转子重新进行了检验。

在超声波显示点附近发现有一个直径

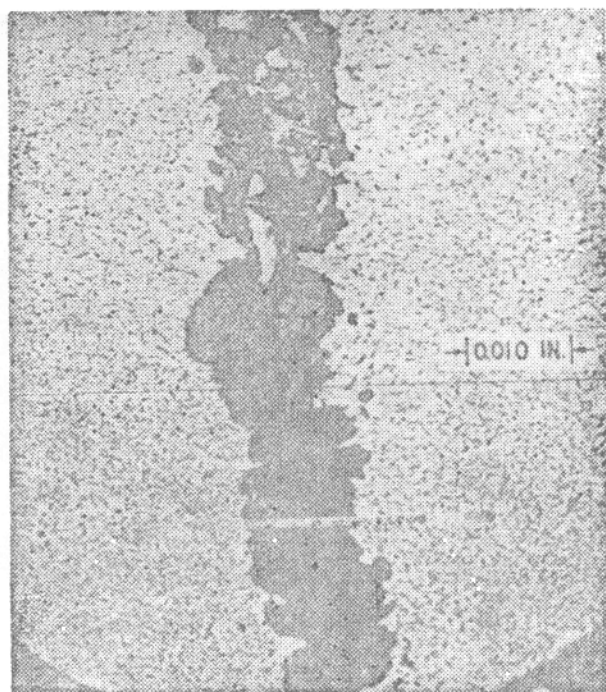


图5 匹兹堡3号机转子上非金属夹杂物区及周围结构的显微照片

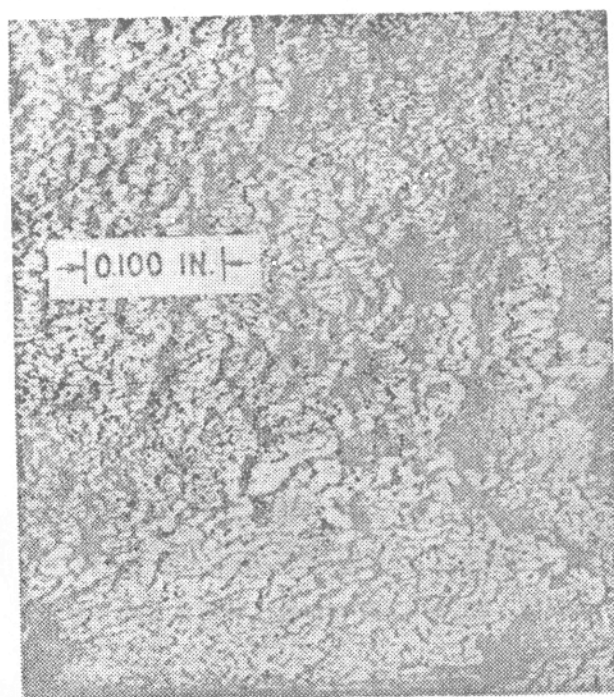


图6 非金属夹杂物左侧断裂后横切其平面的断裂面局部照片

60.33mm, 长812.80mm的中心部分, 其内是近似连续的一串硅酸锰盐复合夹杂物, 覆盖面积约 $38.1 \times 203.20\text{mm}$ 。

可以认为在1号机转子上原来就存在面积为 $50.80 \times 127.00\text{mm}$ 的一块夹杂物, 因为它与3号转子有如下相似点:

1. 在“木纹”状区也观察到类似的黄绿色硅酸盐物质。

2. 1号机转子的面积为 $50.80 \times 127.00\text{mm}$ 的表面形状与3号机转子的 $38.1 \times 203.20\text{mm}$ 的表面形状相似。

3. 在1号机转子上那块区域的表面和与3号转子夹杂物平面相邻的金属交界面为主晶界面。

4. 1号转子上 $50.80 \times 127.00\text{mm}$ 的面积和3号转子夹杂物平面均位于沿中心线距转子本体末端大约相同的轴向距离处。此外, 这些面积均接近制造锻件的钢锭上端。但应该指出的是, 钢锭上端是1号机的励磁机端和3号机的汽轮机端。

5. 在投运前的检验中, 两个转子从夹杂物区的声波显示值均较小, 但两个转子的超声波显示值大小都未反映出有夹杂物的尺寸。

超 声 波 检 验

运行前的超声波检验为什么没有得到近似夹杂物那样大的显示值?

通用电气公司在一篇论文中专门讨论了超声波检验的效能及局限性。报告中说, 薄的层状夹杂物的厚度和成份影响超声波的反射量。若已形成了微间隔, 则这种反射量会随时间和运行工况的变化而变化。夹杂物形成的微间隔对机械性能不会有大的影响, 但对超声波的反射性能却有严重的影响。

微间隔可以当成空气间隙, 其大小仅为 $1/100,000,000$ 英吋的量, 这实际上是一个

用普通的显微镜无法查出的分子分离, 因而需要用电子显微镜进行鉴别。而非非常密的非金属夹杂物, 其厚度必须大于 $1/100$ 英吋, 才能产生明显的超声波反射波。

因此, 在运行转速下平衡和超速试验后, 应对大型发电机转子重新进行超声波检验。相信这样将会显示出存在的大块夹杂物。在通用电气公司以这样的方式检验过的40个转子中, 至今尚未发现超声波显示值有变化的情况。

为了调查正在运行的其它转子是否可能含有面积较大的层状夹杂物, 曾选择了约50台发电机转子, 在电厂自己方便的时间重新进行了检验。预料如果在这些转子中的任何一个上有大平面状的夹杂物, 定会在用超声波重新检验时显示出比原来更大的显示值。

锻 件 的 改 进

根据本文所述的调查结果, 再次强调指出需要改进大型转子锻件的均一性与韧性。自从对以前的一次断裂事故进行分析以来, 在这方面的工作已进行了三年, 那次分析曾指出需要从三个主要的方面进行改进: 1. 质量——即无气孔、氢夹层和热裂纹; 2. 均一性——即无夹杂物、偏析、晶粒结构无变化; 3. 韧性——即抗裂纹形成和扩散的能力。

在大型锻件供货厂的有效协助和良好配合下, 这方面的任务已取得了显著的进展。

讨 论

在有公用事业公司、发电机制造厂、锻件供货厂以及仪器公司的代表参加的讨论中, 越来越明显的一点是, 在介绍发生的事

日本海南三号机事故简介

1972年6月5日,日本关西电力公司海南电厂三号机(600MW)在试运行中发生了破坏性事故和火灾。鉴于事故的严重及其对社会的影响,为了防止发生同样的事故,日本通产省立即组成了海南电厂三号机事故调查委员会,着手调查事故的原因以及研究今后的防范措施,现将调查结果介绍如下。

事故的直接原因

海南电厂三号机的特大事故造成了多段轴断裂,零部件飞出,并引起了火灾。从现象上看,这次事故是在机组发生巨大振动之后的极短时间内发生的。

通常汽轮发电机振动增大的原因很多,但在这么短的时间内发生如此巨大的振动,其原因何在却很少为人所知。

经调查,关于这次事故的原因结论是,11号轴承的轴承盖和轴承座装配质量不太好,加之平衡调整时的振动较大,造成超速

试验时上轴瓦脱落,导致临界转速下降,引起轴系振动。

此外,针对这次事故,还着重了解了美国的汽轮发电机事故事例,没有发现有与这次相同的事故。那些事故全都是由材料和结构上的缺陷造成的。

一、11号轴承盖固定螺栓松动,上轴瓦脱落

事故发生后检查发现,11号轴承有以下异常现象:

1. 比较11号轴承的上下两半轴瓦以及油环,发现上半损坏比下半轻得多,估计上半部未受巨大振动的影响。其他轴承未发现类似现象。

2. 11号轴承的轴承盖每边两个螺栓,共用4个螺栓固定。从汽轮机端往发电机端看,左边的两个螺栓还固定有轴承座振动临时测量装置,事故发生时,这两个螺栓因螺纹损坏而脱落。

右边的两个螺栓因受拉力而断裂,固定

故过程中有关这一问题的报导不断增多。从所有的资料来源中得出的大多数结果证实了通用电气公司论文的正确性。但在超声波检验的频率与有效性的关系问题上,并未取得一致看法。所取得的一致意见是,在理想的条件下采用2.5mc(兆周)频率更为有效。至于在实际情况或不太理想的情况下,是否采用1mc(兆周),意见尚未统一。

Schabtach先生曾表示,通用电气公司将对他们正在运行的每个转子分别提出建议。在此之前,公用事业公司的代表已就其自己最新的、经过改进的大型转子的状况表示了关注。

李金路译自《Power Engineering》, 1957, Vol.61, No.12, 91—93, 马国珩校

轴承座的4个螺栓也因螺纹损坏而脱落。

3. 从计算机对轴振动的最后记录来看, 其他轴承的振动值, 与原先的记录比较, 大体上都正常, 而11号轴承的振动值, 在事故前的瞬间却为零。但在当日事故前的其他记录中, 11号轴承的振动值并不是零, 而从上次(4月9日)超速试验记录中可以看出, 随着转速上升, 11号轴承的振动和8号、10号轴承的振动, 都有增大的趋势。由此看来, 振动值为零是不正常的。很有可能是在事故发生前的瞬间, 振动计传感器出现了某些异常现象。这个传感器是安在轴承盖上的, 因此轴承或轴承盖出现异常的可能性同样大。

以上情况说明, 发生剧烈振动之前, 由于轴承盖紧固螺栓松动, 导致上轴瓦脱落。事故发生后进行的试验也证实: 螺栓脱落现象是发生在螺栓没有拧紧且除轴承轴向负荷外, 还受到径向负荷作用的时候。

虽然没有记录11号轴承座螺栓以及轴承盖固定螺栓安装情况的检查结果, 但就该机组而言, 在造成上述螺栓松动脱落的原因方面, 仍可指出如下的现象。

(1) 在试运行的起动停机时, 11号轴承振动比其他轴承大得多, 尤其是转速下降时, 转轴振动很大。事故发生前的6月4日至5日, 在试运行平衡调整试验中, 当转速下降时, 转轴振动大于0.52mm, 且超过量程41次(总起动次数为70次); 持续时间较长。这可能是螺栓螺纹磨损而脱落的原因。

(2) 查阅11号轴承的振动记录, 发现轴承座振动增大情况如下:

4月25日以前 0.06~0.08mm

5月11日~13日 0.15~0.16mm

5月27日以后 0.2~0.3mm

可以认为振动增大的直接原因是轴承座螺栓松动越来越严重。轴承座装配状况的恶

化正是使轴承盖固定螺栓承受相当复杂的负荷, 从而导致了螺栓磨损脱落的原因。

二、由于11号轴承油膜阻尼消失, 励磁机轴因共振而产生异常振动

汽轮机和汽轮发电机为多段轴系, 有若干临界转速, 这一点在该机组试运行已得到了证实, 临界转速与计算值大致相同。临界转速计算值与发生事故时的转速(3800~3900r/min)较接近的值是4050r/min。

在上述转速下, 各轴承处于正常状态。如果11号轴承上轴瓦脱落, 轴承内部油膜的阻尼作用便会消失, 从而导致临界转速发生变化。对其变化进行振动分析的结果表明, 这时的临界转速接近超速试验时发生事故的转速, 并且这时励磁机转轴的振动大幅度地增加。

可以断定, 在接近发生事故的转速下, 11号轴承上轴瓦脱落, 使临界转速下降, 结果由于共振引起巨大振动。

事故的间接原因—平衡调整

质量不好

完全可以认为, 11号轴承螺栓松动的一个重要原因是该机平衡调整的质量问题。

通常由汽轮机、发电机和励磁机组成的长轴多轴系统中, 只要单机没有完全平衡, 连接后的平衡调整就要耗费相当大的时间。

这次发生事故的机组, 汽轮机和发电机都进行了单机平衡调整, 且基本上满足了平衡要求。

励磁机转子装配完毕后, 没有对励磁机进行单机平衡调整, 就作了励磁机和发电机转子连接后的试验。

试验后, 改造了励磁机的导电杆, 并在

电气试验时作了平衡调整。但是,在与工厂试验用的集电环连接时,以及与发电机转子连接后都没有再做平衡调整。另一方面,各部份组装后在电厂试验时进行平衡调整是相当困难的,结果使11号轴承部份发生多次特大振动。从这点至少可以认为在平衡调整过程中工作做得不够充分。

11号轴承损坏过程

11号轴承的损坏是这次事故的起因,其损坏过程归纳介绍如下。

1. 11号轴承座安装质量不好

在试运行中轴承座螺栓松动,使轴承座振动加剧。

2. 11号轴承盖固定螺栓松动

试运行中,转速下降时轴振动特别大,磨损了螺栓的螺纹。

3. 当转速上升到3850r/min时, 11号轴承的轴振动骤然增大。

这时转速接近励磁机轴系的临界转速4050r/min,所以发电机和励磁机轴承的轴振动随转速的上升而增大。

4. 轴承盖固定螺栓脱出和上轴瓦脱落

轴承反作用力随振动的增大而增大,致使螺纹磨损了的轴承盖固定螺栓脱落,这样又造成直径更小的轴承套固定螺栓在螺纹处折断,结果使轴承套上下部分离,上轴瓦脱落。

5. 11号轴承作用消失

上轴瓦和挡油环一起飞出后,就无法向轴承的下半部提供润滑油。这时,油膜阻尼降低,导致轴系的临界转速下降,接近此时的实际转速(3850r/min)。这种情况的振动模式主要表现为励磁机轴的振动加大。

6. 共振导致励磁机轴出现巨大振动 共振时振幅的大小取决于阻尼的大小和

不平衡的程度,而从试运行平衡调整情况来看,不平衡的程度相当严重。

对事故预防措施的建议

这次事故发生的直接原因是轴承失去作用和临界转速下降引起共振,进而导致巨大振动。今后随容量的增大以及转轴的增长,汽轮机和汽轮发电机的振动问题将会变得更加重要,因此不仅结构上而且在安装、试运行方面都必须更加重视振动问题。

为了防止今后发生类似的事故,根据这次事故的教训,至少要对下列事项进行认真的考虑。

1. 实行完整的轴承安装工艺方法

对轴承安装及固定必须采用一种充分考虑了振动问题的装配安装方法。

2. 平衡调整方法

在厂内单机平衡调整、厂内及电厂进行整体平衡调整等各阶段都必须做充分的适当的调整。为此,必须明确规定在额定转速(包括各种临界转速)下振动的极限和振动过大时的处理方法。

另外,今后的研究课题应是从平衡调整方法入手努力减少平衡次数,以及改进从汽轮机到发电机、励磁机的整个轴系振动计算的检查方法等。

关于振动的其他问题,在这次事故的扩大过程中也考虑到有可能发生过自激振荡,对此也必须加以研究。

3. 预防火灾的措施

尽管有上述的预防措施,但必须研究尽量防止因润滑油等油类和发电机内氢气引起的火灾的措施,以及防止火灾扩大、熄灭的措施,以免一旦发生事故,因火灾而造成巨大损失。

事故发生的原因及机组损坏的过程如下表所示。

考尔德豪尔汽轮发电机飞逸时 旋转部件的性能

(英) N.C. Parsons等

摘 要

在1958年6月28日,对考尔德豪尔(Calder Hall)B电厂5号汽轮发电机组的飞逸事故做初步调查后,进行了一系列研究,以了解在失控超速期间机组旋转部件的性能。下面叙述了这一研究工作,其中,第一部分介绍该机组,以及在事故发生后在制造厂内对汽轮机部件所做的外观和尺寸检查;文中包括一个计算小结,表明旋转部件最终超速达100%左右。第二部分介绍了锻造厂后来在主转子锻件及发电机转子护环上所做的检查工作。

由于超速而导致汽轮发电机组发生严重破坏后,必须立即调查事故原因,并采取措
施防止再次发生类似事故。在完成这些工作
后,应利用这一时机对实际上是一个真机试
验到破坏的试验结果加以评定。

在考尔德豪尔B电厂的5号汽轮发电机
组上就采取了这一步骤。由于失控超速,该
机在投入运行约一个月后,于1958年6月28
日遭到严重损坏。在初期的调查中就已表
明:超速是由于发电机组在突然甩掉满负荷
蒸汽主进汽阀被卡在开启位置而造成
在英国原子能管理局所属的卡尔切斯实
验室内所做的进一步的金相分析成功地析出
留在阀杆内并使这些阀门卡在阀套中的喷
铁丸微粒。

鉴于上述发现,于是对现有做法进行了
一种改进,其中包括在投运前更严格地清理
蒸汽系统,并在所有由继电器操作的蒸汽阀

密封套和各种危急遮断阀底座上配置淬硬衬
套。

在完成上述阶段的调查工作时,曾将注
意力集中在了解机组经受严重超速时有关旋
转部件的状况,并设法估计汽轮发电机组所
达到的最高转速。

这一最终检查分为两个不同的阶段。在
第一阶段中,在厂内对汽轮机部件做外观和
尺寸检查。当获得了尽可能多的有用信息
后,将转子锻件连同护环一道送交锻造厂切
片,以检验材料的金相和物理性能。

因此,本文分为两部分。第一部分扼要
叙述了机组的设计情况和发生事故后的情
况,其中包括一个计算小结,表明旋转部件
达到的最终转速大致是正常转速的两倍。第
二部分介绍了锻造厂对主锻件的检验结
果。

第一部分 汽轮机介绍

图1为汽轮机和发电机剖面图。汽轮机由一个单流式高压缸和一个双流式低压缸组成,所有汽缸底部被牢固地安装在一个整的基础上。两根汽轮机主轴均采用整体锻件制造,高压主轴和低压主轴刚性连接,低压主轴和发电机转子也同样采用刚性连接。单向止推轴承位于高压汽轮机的前端。

发电机采用传统的空冷结构,其额定容量为23MW,电压11.5kV,转速3000r/min,功率因数0.8。励磁机采用挠性连接方式,由发电机转子驱动。

该汽轮机的蒸汽循环采用两种供汽压力,高压蒸汽表压为185lb/in²,低压蒸汽表压为40lb/in²,蒸汽温度分别为590°F和312°F。

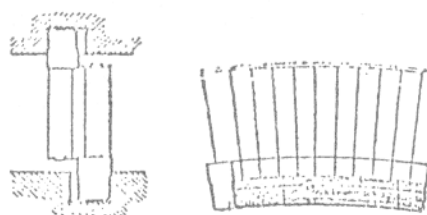
高压蒸汽引入位于高压汽轮机前端的单向进汽区,通过十五级叶片后,与通过一个相似进汽口进入高压汽轮机的低压蒸汽汇合,混合汽流通过高压汽轮机的其余七级叶片后,再进入低压汽轮机中部的进汽区。

整个汽轮机叶片有50%为反动式。位于高压汽轮机进汽端的主轴叶片采用一扇形结构和锁板固定于锯齿形槽内,大型叶片则是将其单个成形的菱形根部嵌入锯齿形槽内,而不用锁板。这两种结构方法如图2所示。

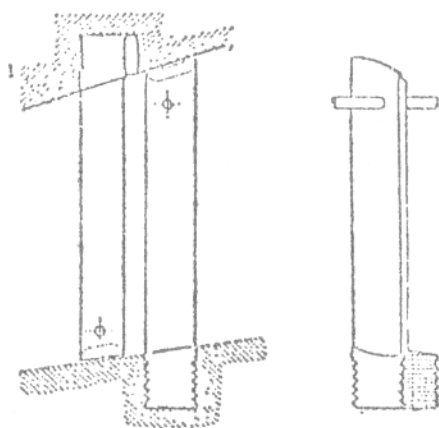
表1列出了主要旋转部件所用的材料,其中包括本文讨论的发电机组上所用的特殊锻件的屈服强度和最大抗拉强度的规定值和试验值。

汽轮机有一个高压和低压蒸汽室,布置在高压汽缸的相对两侧,每个蒸汽室内装有一个组合事故截止阀和一个调节阀。这些蒸汽室的具体结构是相似的,图3为一个蒸汽室的剖面图。两套蒸汽阀均为双座式,且都

与其阀杆整锻而成。每根阀杆通过固定在蒸汽室顶盖上的内衬套,并由与阀座成一整体的衬套作为底部支承。



轴向间隙



径向间隙

图2 反动式叶片结构

汽轮发电机组的超速是由于高压事故截止阀和高压调节阀被分别卡在阀杆密封套和底部衬套上引起的。

事故介绍

调查委员会于1958年8月21日发布的新闻公报就是对这一事故最好的总结。

“发生故障的机组是安装的第5号机,尽管正在做验收试验,但原子能管理局并未正式接收。”

“调查委员会证实,在1958年6月28日下午7点40分左右,负责3号反应堆(该反

表 1 主要旋转部件的材料性能

件	材 料	切 向			
		抗拉强度 (t/in ²)			
		规 定 值		试 验 值	
		屈服点	极限抗拉强度	0.2% 预应力	极限抗拉强度
汽机轴	硬 钢	17.5	35/40	18.3	37.5
发电机轴	硬 钢	17.5	35/40	18.0	36.8
发电机转子	硬 钢	17.5	35/40	19.2	31.2
发电机静环	4%Cr, 8%Ni, 7.5%Mn 奥氏体钢	43/50	52	49.6	60.3
发电机中心环	2.5%Ni, Cr, Mn, Va 钢	40	50/55	46.0	54.7

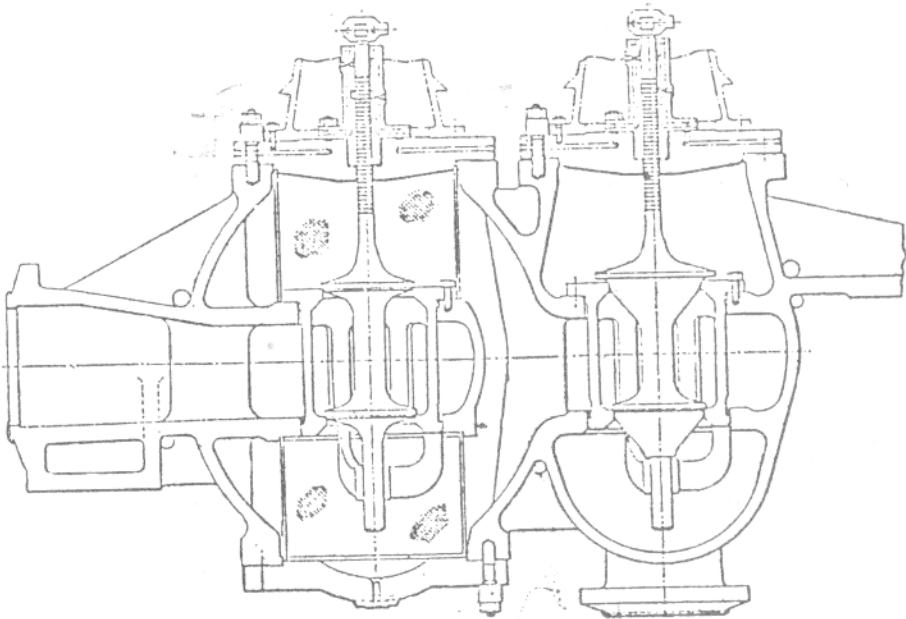


图 3 蒸汽室剖面图

应堆正在向 5 号机供汽) 的值班工长从反应堆仪器上收到了建议最好关闭反应堆的信号。7 点 50 分左右, 他向电气控制室发出了警告, 认为采取这一步骤可能是必要的。在 8 点 03 分左右, 他根据控制室的停机指令, 按下停机按钮, 关闭了反应堆。后来他告诉

调查委员会, 当最后一根控制杆回到原位时, 他听到了汽轮发电机组断裂的声音。”

“原子能管理局的汽轮机司机在听到机组转速增高时, 他首先意识到出现了异常情况。他试图采用手动控制停机, 但显然机组仍在超速, 并已失去控制。此时, 机组剧烈

振动，火焰从发电机处升起，机组终于断裂。事故发生后，主要旋转部件仍残留在机壳内，轴和其他部件的大块碎片飞出，并造成了其他破坏。”

“从获得的证据中，调查委员会得出了以下结论，即由于两个阀门同时发生故障而未能自动动作，导致机组超速并最终断裂。对这两个阀门的检查表明，阀门多处受到了固体微粒的刮伤和擦伤，后来发现这种微粒就是进入蒸汽系统的冷硬铁丸的碎屑。”

“调查委员会听取了独立的检查人员所提供的证据，他们认为，上述的两个阀门无论是其结构、材料还是尺寸都符合规范要求，他们相信阀门系统按设计应能满足在这类电厂运行中通常出现的工况，而且在这些工况下两个阀门应能单独动作。而在发生故障时，这一独立性就不复存在了。”

报告接着指出：“当调查委员会认识到他们无法充分确定在已经制定了预防措施严格条件下，这些铁丸是如何进入蒸汽系统时，为了避免在将来发生类似事故，他们认为必须建议采取更多的预防措施，以保证在使用硬质材料的地方，不致使这些材料进入或遗留在蒸汽系统内。”

“尽管这次事故并未造成任何放射性泄漏，但调查委员会仍然考虑到了由此而可能产生的副作用。最后得出的结论是反应堆并无任何危险。”

断裂转轴概述

这次事故给机组造成了大面积破坏，并且迫使更换汽轮机及发电机全部转轴、汽轮机汽缸和发电机定子。除高压汽轮机轴（其1号轴颈仍保持在转轴上）外，其余轴的两端均已折断。汽轮机叶片遭到彻底破坏，而且若干叶片根部，尤其是低压汽轮机

轴上的叶片根部被拔出。此外，发电机动端的护环从转子上脱落，并被抛到了远处。

在检查了断裂转轴断口和联轴器上的基准标志后，可以设法重现弯轴的中心线，如图4所示。尽管仅凭这一根据还不可能确定最终断裂的准确顺序，但轴断裂方式表明，发生断裂时，高压汽轮机在先，其次是低压汽轮机，最后是发电机转子；而且可以断定，最后的断裂是由于不平衡力使发电机转子弯曲引起的，而不平衡力则是由于叶片从汽轮机中甩出，或由于励端护环脱落产生的。

图5（略）所示为发电机端的低压汽轮机轴断口，它显示出这种断裂几乎完全是由扭矩造成的。围绕断口的整个圆周出现了一拉断破坏环，而环的最大宽度位于主断裂区的起始点。在紧靠晶粒细小得多的中心孔的周围还出现一个有趣的断裂形状，该处的断口与转轴中心线成 45° 角。断裂起始点位于最后一排叶片的笼形间隙的对面。

高压汽轮机轴

图6（略）所示为返回工厂后的高压汽轮机轴，可以看出，除叶片和断裂轴外，其余破坏都比较轻微。尽管第二十排和第二十一排叶片及叶片根部均已完全甩出，但最后一排叶片仍保持在轴内。尺寸检查表明，直径为37吋的排汽端增大了0.033吋左右，并且沿低压汽轮机轴线所钻的观察孔的内径明显扩大。

汽封盘的外圆与汽缸上的“蒙乃尔”汽封密封条的径向接触面上发生了严重摩擦，而且转轴表面的颜色表明，局部温度很高。从转轴上切了一块试片并对材料进行了局部裂纹检查。尽管发生了严重磨损，但并未发现任何裂纹或穿透。

低压汽轮机轴

该轴示于图7（略），图中表明，除三排叶片被甩出外，轴身亦受到了严重损坏。为此，对轴直径进行了广泛测量，但由于轴表面出现了大量划痕，因而并非所有尺寸都可靠。

在邻近笼形间隙的最后一排低压叶片的槽内出现了一有趣现象，如图8所示（略）。这一迹象似乎表明，第一个断裂的部件是笼形间隙的垫片，估计可能是由闭口处叶片拔出的。一旦这三个叶片被甩出后，其他叶片根部即可自由脱开，并在叶片根部完全脱离汽轮机轴上的锯齿形槽之前就被甩出来，同时损坏锯齿形槽顶部。在图8的笼形间隙的两侧可以清楚地观察到这一现象。

发电机转子

图9（略）所示为从励端所看到的发电机转子全貌。测量结果表明，励端转子圆周相对于汽端转子圆周沿顺时针方向旋转了0.10吋。转子也产生了弯曲，使极面中间挠曲了0.08吋。由于与定子内圆接触，在凸起的极面两端发生了严重磨损。轴两端的断口与机组中心线成 45° 角，而汽端的断口则表明是在扭矩和弯曲的共同作用下断裂的。

在转子护环上出现了某些有趣的现象，该护环的配置示于图10。在这种结构电机的护环上没有钻孔，端部绕组的通风是通过在线圈间的垫块上的风道实现的。转子励端的护环已伸出到了脱离转子本体上定位止口的程度，在转轴断裂时，该护环被甩出机外。图11（略）所示为发生事故后的护环全貌，可以看出，护环产生了明显的周向延伸——中心环止口处的延伸约为2%，靠近转子本体的环口端的延伸约为6.7%。发电机转子汽

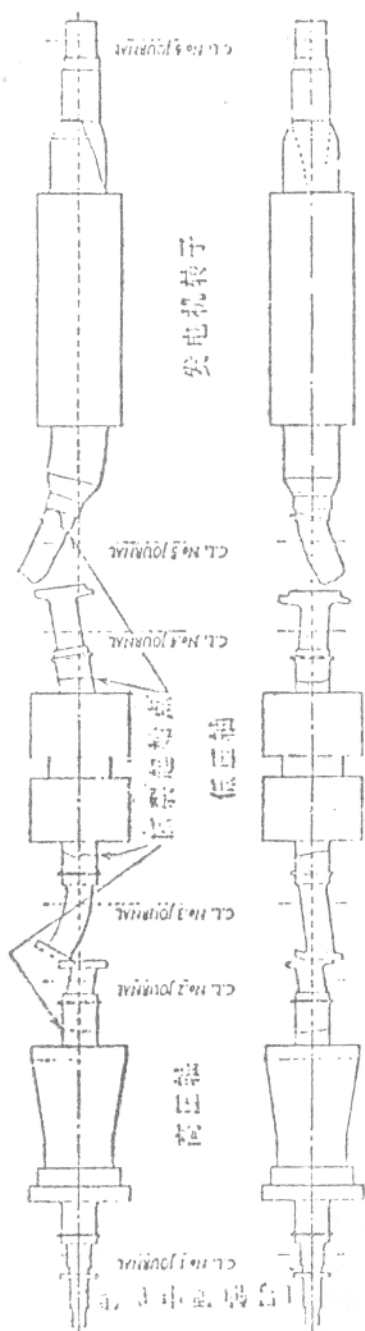


图 4 重建的轴系示意图