

汽 机 部 分

国内信息

1. 试验仪器及诊断技术

▲ 汽轮机效率试验车 以往汽轮机效率试验中,一直采用人工记录和计算的方法,其缺点是:记录人员多,试验精度差;计算时间长。随着自动检测技术和计算机的发展,国外已在汽轮机试验中采用了效率试验车。近年来我国一些研究所也正在筹建和研制效率试验车。华东电力试验研究所自1983年起就着手筹建,现已基本完成测试系统的实验室调试,即将在现场试用。

试验车有一个可整体起吊的车厢,里面装有一套数据采集装置。试验车到达电厂后,把车厢放置在汽机平台上,用一根电缆将电源引入车厢,几根信号总线把传感器的信号从扫描箱引到主机的输入接口。机组调整到所需的运行工况后,启动系统,自动地检测,把采集到的原始数据打印出来,并存到随机文件。测量结束后,分析数据,计算出试验结果并存到随机文件,以图表形式打印出来。整个试验结束后,把试验结果同设计值、历史值以及同类型机组的性能进行比较,作出评价。

采用效率试验车后,进行125~300MW容量的中间再热机组的效率试验约需4~5人。热耗测量的精确度在1%以内(主要取决于流量测量装置),符合我国国家标准和IEC等国际标准。试验结束后能当场算出热耗值,两天内能提出试验报告。

摘自《电力技术》1986年第11

▲ 我国第一套汽轮机寿命管理装置投入试验 天津电力试验研究所在天津杨柳青

电厂配合下,为100MW汽轮机组研制出一套汽轮机转子寿命管理试验装置。该试验装置由汽轮机内取温度信号由微机在线监测处理,当启动、停机或运行时温度变化量与温度变化率达到一定限制时即自动计算机组的寿命损耗,进行累计,将结果显示、打印、存入磁盘,并在计数器上记录,寿命终了时自动报警。除此之外,该试验装置还能进行人机对话,供运行人员选择合理的启动速度,软件还有热电偶线性化、信号抗干扰等功能。

该试验装置自1986年4月初试投,在线监测良好,待继续试验一个阶段后经鉴定即可拆除,将软件移植到电厂现有的微机监测系统内正式投入使用。

摘自《电力技术》1986年第11

▲ 汽轮机排汽缸气动性能优化的正交试验法 由于汽轮机末级余速损失占据了汽轮机内部损失相当大的一部分,因此人们越来越注意到余速的能量回收。由于排汽缸内部汽流的复杂性,所以要在理论上预估其性能,并设计出高性能的排汽缸是极困难的,目前最常用的方法仍然是进行模拟试验研究。哈尔滨汽轮机厂通过试验推荐了一种正交试验法。

正交试验是以正交表为工具安排试验方案和进行结果分析的。按正交表安排的试验方案,各个因子的不同水平在全部试验中出现的次数是相同的,每两个因子组成的不同搭配在全部试验中出现的次数也是相同的,因此因子间具有正交性。由于均匀搭配的性质,即可利用正交表分析每个因子对衡量扩压器(或排汽缸)性能优劣的指标—损失系

数 ζ 的影响程度,分析每个因子的各水平对指标的影响,从而确定对指标 ζ 影响的主次因素和最佳水平,找到因子水平搭配的最佳方案。正交试验特别适用于多因子的,各因子间存在交互作用的,具有随机误差的试验。

正交试验的步骤为:(1)确定试验中变化因子的个数及各因子变化的水平;(2)根据因子数和水平数选定合适的正交表;(3)按正交表确定的试验方案进行试验,并测量试验结果;(4)对试验结果进行统计分析,找出最佳方案;(5)对最佳方案进行校核,判断其是否达到预期效果。

摘自《电力技术》1988年№4

▲ 淮北电厂 # 6 机 PHILIPS RMS — 700 汽机监测系统投入运行 为了保证大型汽轮机组安全可靠地运行,能源部先后从西德飞利浦公司引进几十套RMS—700汽机监测保护系统,分配给我厂的一套已于89年6月在#6机(200MW)安装调试完毕,机组启动后,系统的19个通道全部正常投用,轴向位移跳机保护也一并投入,经三个月的运行考验,证明系统运行可靠,反应灵敏,指示准确。

一、系统简介

该系统可以检测轴瓦振动、大轴振动、轴向位移、差胀、轴弯曲、转速等六类参数。主机柜为组件组装式、各检测通道由机柜内高质量稳压电源集中供电,现场来的各种检测信号进入机柜各通道集中处理,输出统一的模拟信号供显示记录和开关量信号供报警和跳机。大部分通道具有自诊断和故障闭锁功能。系统配置为:

轴瓦振动七套,分别测量#1~#7轴瓦振动。它检测以大地为参照系的轴瓦绝对振动的峰—峰值,仪表量程为125 μm 。

大轴振动六套,测量显示以轴瓦为基

准的大轴相对振动的峰—峰值,量程为250 μm 。

轴向位移采用PR6424电涡流传感器,量程为-2~2 mm。

相对膨胀共3套,分别测量高、中、低缸差胀,均采用PR6424电涡流传感器。

轴弯曲测量一套,采用电涡流传感器,最大量程2 mm,实用量程0.2mm,显示轴弯曲的峰—峰值。

转速测量一套,采用内部带放大器的PR9376感应式传感器,可用于低转速直至零转速的测量,信号经RSM020通道板处理后,可驱动模拟式转速表和数字式转速表。

鉴相测量一套,供汽机振动测量定相位用。

系统还配置一块选点切换数字显示表,两台三笔记录仪,一台六点记录仪,用于上述参数的显示记录。我们还配置了8块XF2—105单针指示仪,用于指示轴向位移和差胀。

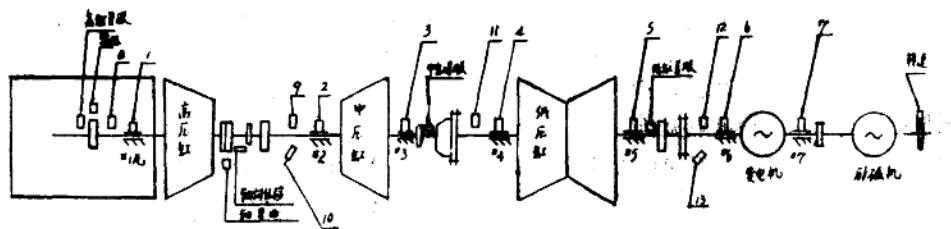
系统还配置了18台报警继电器,我厂除用“轴向位移危险”作为跳机信号外,其余均接入闪光报警仪。

二、安装情况

合理地选取传感器安装位置,正确地安装传感器是保证整个系统可靠性、准确性的关键环节。我们对传感器的安装位置及安装方式进行了仔细地推敲,慎重选取。图一展示了各测点的分布情况。

#1~#5轴瓦振动传感器分别垂直安装于#1~#5轴瓦盖上方中央,#6、#7传感器则分别垂直安装于发电机前后端盖水平法兰面上。

#1、#4瓦处各装了一只大轴振动传感器,#2、#6瓦处各装了两只大轴振动传感器。#2瓦传感器采用L型支架固定在#2瓦后侧端面,其余四只传感器均采用在轴瓦油



1~7 为轴瓦振动

8~13 为大轴轴动

图一 #6 机飞利浦 RMS-700 汽机监测测点分布图

挡处打孔装设。

轴向位移传感器安装在高、中压转子对轮中压侧平面，由于此处传感器输出与轴向位移反向，故利用通道板 OPM010 将其输出电压反相，使指示表的指示方向符合运行人员的观察习惯。高缸差胀传感器安装在 #1 瓦箱内测量圆盘处，其输出电压也需经反相处理。中缸差胀应安装在 #3 瓦附近，但此处找不到理想的安装平面，只好利用大轴上一个与轴线成 60° 角的斜面作为测量平面。低缸差胀安装在 #5 瓦箱内原测量凸缘处。

轴弯曲传感器水平安装于高中压转子对轮处，与该处的机械千分表测点处于同一轨迹，以便二者参比对照。

转速传感器安装于 #10 瓦处，此处新套装了一个测速齿轮作为发讯装置。

三、调试情况

设备安装前在实验室对各通道进行了静态调试，安装后在现场进行了系统调试。由于轴向位移、中、低缸差胀的现场安装条件都不能满足安装要求，所以现场调试中对其零位、灵敏度均进行了较大幅度的调整，力求在实际安装条件下取得最佳检测效果。为了保证传感器输出信号的统一性和各通道板的互换性，上述调整均通过改变前置器内的调零电阻、调量程电阻实现，而没有改变通道板的可调部分。轴弯曲测量通道从原理上

不尽合理，工况变化时可能导致测量数值无法读取，我们进行了改进，采用电容耦合信号交流分量，隔离直流分量，排除工况变化的影响，取得满意的效果。调试过程中，我们还对低缸差胀通道结构重新组态，原结构过于臃肿，占用四块通道板，重新组态后省去了两块通道板，简化了系统，并使三个差胀测量通道形成统一模式。

PHL1PS RMS-700 汽机监测系统的投入对保证 #6 机安全运行具有重要的意义，其轴向位移、差胀检测比国产检测系统可靠、准确，而轴瓦振动、大轴振动、轴弯曲等则填补了 #6 机检测项目的空白，为运行人员提供了更多的汽机运行状态信息，便于运行分析，指导运行操作。它的安装调试成功也为以后安装，调试大型汽机监测保护系统提供了有益的经验。

摘自《电力技术消息》1989 年 No9

▲ 一种八通道振动检测仪 随着发电机组容量的增大，其机组的振动检测问题也越来越突出。特别是在机组开机升速和过临界点时，操作人员要来回奔跑了解转速和振动情况后，方能决定下一步的操作。例如一台二十万瓩机组，至少要观测七到八个轴承的振动情况，每加速一次，操作人员都要巡视一周。尽管如此，仍不能同时观察到各点的振动情况及相应的转速。这就不仅使得操

作人员工作量很大,而且由于不能同时观测造成读数误差大,测量精度低的问题。为解决这个问题,为此我们经过一年的努力,征求专业人员的意见,试制成了一台可同时检测机组转速和八个检测点振动情况的组合振动监测仪。可望能够减轻操作人员的劳动强度。

这台仪器采用集成电路进行信号放大,A/D转换和计数译码,保证了测量的灵敏度和准确性。其显示方法是采用了LCD液晶显示屏,所测振动信号的大小由3位数字直接显示,不必换算,笔划清晰,功率损耗小。八个通道各自有独立的放大器,显示屏,可同时测量而相互不干扰。每个通道所测的信号波形经放大后可由琴键开关切换输出,通过示波装置显示,供操作人员观察分析。根据机组的情况不同,该仪器的转速部分采用了两种测量方法:有转速输出的机组,可将其转速信号脉冲直接送入该仪器的计数器;无转速信号输出的机组,可利用本仪器配备的光电转换装置测量机组的转速。转速部分仍由LCD液晶四位数字显示,最高可测5000转/分。

该仪器由于采用了集成电路,因而具有体积小(300×240×110mm),重量轻(整机重不超过3kg,不包括拾振器),功耗小(整机工作电流小于65mA)等特点。所以可将该仪器放置于操作人员身边,同时观察八个轴承的振动情况及相应的转速。不必来回奔跑,节省时间,提高工作效率。该仪器还采用交直流两种供电方式,因此,也可做为振动表进行流动测量。八个通道的振幅测量范围均为0~50 μ m,频向范围15~150Hz因放大器为线性电路,所以不需换档即可保证测量精度。

目前,该仪器已试制完毕,试验室调试中性能良好,达到了设计要求。下面一段时间将到电厂进行几次实际应用的试验和改

进。以使该仪器更适合于电厂的实际要求。在不久的将来,机组操作人员就可得到工作上的一个好帮手。

摘自《情报简讯》1989年№150

▲ 汽轮发电机组故障诊断研究取得重要成果 “汽轮发电机组振动监测与故障诊断方法的研究”课题于85年10月17日在哈尔滨通过部级鉴定。该课题是由哈尔滨工业大学、哈尔滨汽轮机厂、黑龙江省电力试验研究所协作完成的。

课题组成员在黄文虎教授、夏松波副教授、邵成勋副教授领导下经过两年多努力、通过对四个电厂的十二台大型机组的现场测试,在大型高速动平衡机上对实物转子多次试验及十万千瓦汽轮发电机组模拟试验台上对各种故障的研究,成功地将从微电子计算机应用于汽轮发电机组的振动监测与故障诊断上,提出了一套具有我国特点的振动监测与故障诊断系统MMMD-1。

该系统利用了近代模糊数学方法,对故障进行自动诊断,设置了“故障自动模糊诊断系统”,它是一种辅机诊断,它结合人机对话和工程人员的实践经验就可作出正确的判断。

专家们认为,这项研究具有重大经济意义,是一项前沿课题,研究中将现代模糊数学方法用于旋转机械的故障诊断在国内外是一个创新,这一技术还可应用于水利、化工、机械等具有高速回转机械的领域。

转自《振动与冲击》1986年第1

▲ “MCS”多通道测试诊断仪诊断出石景山发电厂5号机蒸汽振荡 石景山发电厂5号机系苏联生产的100MW发电机组,该机组在1989年10月22日当负荷带到80MW以上后发生异常振动,前箱、1号瓦、2号瓦通频振动达到7丝左右,振幅大幅度摆

动。经停机检查未发现明显异常。为此请华北电研所和华北电管局科技处有关人员一起,利用美国的DVF—2向量测试仪和华北所新研制的“MCS”多通道振动测试诊断仪作进一步诊断。在机组再次启动、带负荷至35MW时,用“MCS”诊断仪进行测试的结果表明,振动频谱上发现有明显的低周成份,振幅不大。当负荷升至80MW时,从频谱上看,高压转子开始有一定程度失稳,轴开始发生涡动。随着负荷继续上升,轴的振动随之加剧,当负荷带到95~100MW时,转子发生强烈的扰动,1号瓦振动摆到7.2丝(其中半频扰动占了6.3丝)。分析认为该半频扰动引起的轴涡动可能是汽门配汽机构在某负荷工况因配汽不当,激发的蒸汽振荡所致。为此,继续用“MCS”多通道测试诊断仪对4号调速汽门作解列与不解列试验,以期找出规律。

当4号调速汽门解列后,机组的振动情况有了明显的改观。特别当负荷带到100MW时,振动幅值已控制在1丝左右。适当提高油温,机组带100MW负荷时,测得的机组半速涡动已基本消失。

综上所述,5号机的振动是因为苏联设计的轴瓦偏于保守,比压过低,轴颈易于浮起发生扰动。过去油温过低,油膜厚度大,刚度偏低,加上配汽机构有缺陷,4号汽门从右下方进汽向左上方吹动转子,使转子上浮失稳。从“MCS”多通道测试诊断仪测得的频谱证实,失稳时蒸汽将形成半速涡动的典型振荡。

摘自《诊断技术通讯》1989年№8

▲ 汽轮发电机组转子裂纹的早期诊断

在电站设备各类旋转机器中,例如汽轮机、发电机、电动机及泵等,如果转子上出现裂纹,对设备的安全运行将有严重危害,如不及时采取措施,则会导致断轴、毁机的

重大事故。

转子发生裂纹的原因是复杂的,如材质缺陷。设计制造安装不良、运行的误操作等。强烈振动疲劳、瞬时冲击、应力腐蚀等因素的综合影响,则会使裂纹的发生发展进一步加剧。据文献报导,近15年内国外至少有50起转子裂纹破坏事故,我国在1985年以来,发生汽轮发电机组和给水泵断轴事故也已多起,因此转子裂纹的早期诊断,对提高转子运行的安全性,防止重大事故具有重要意义。

通常,在电站采用离线的静态的裂纹检测技术,即在大修期间用超声、射线、磁粉等方法进行探伤,但均不能用于运行中的转子裂纹检测和诊断。为此,在国外采用以下三种动态的方法进行检测诊断:

1. 滑停法 此法由英国中央发电局(CEGB)于1976年研究开发,已在欧洲国家应用。该方法先将机组解列,使其从工作转速滑降到接近于零转速,在此过程中测量各轴承座的振动响应并进行频谱分析,如果转子发生裂纹或者裂纹进一步扩展,则在通过临界转速及 $1/2$ 和 $1/3$ 临界转速时,振动响应将有明显变化。但该方法只适用于裂纹深度与转子直径之比大于20~25%的情况。

2. 温度瞬变法 美国在1974年就广泛使用此方法检测运行中高温转子的裂纹。其原理是快速降低蒸汽温度,使转子表面产生拉伸的热应力,如果有裂纹,则在拉应力作用下裂纹张开,使转子刚度各向异性并使转子振动瞬时加剧,然后随着转子温度趋于平衡,热应力减小而振动逐渐变小;如在温度降低、振动大的期间再快速升温,对转子振动的效果则相反。因此通过快速降温快速升温的办法可以发现转子是否有裂纹。应用此法国外已有不少成功的实例,但是对于不易受到“热冲击”影响的联轴器、轴颈、低压

转子末级处的裂纹却难以识别。

3. 在线检测法 美国GEC公司和电力研究所(EPRI)研究成功基于微机转子裂纹在线检测系统,并于1986年10月在美国佛罗里达动力及照明公司和新港(New Haven)联合照明公司安装使用,对汽轮发电机组和原子反应堆立式冷却泵的转子裂纹进行检测。该方法是采用三维有限元裂纹模型及非线性转子动力学程序对转子系统进行计算分析,并对运行机组的振动响应、温度、负荷、转速进行在线实时监测,分析振动信号,比较振动响应的基频、倍频、三倍频及高倍频的分量幅值和相位变化,如果转子有裂纹或裂纹扩展,则会有明显的变化,经验表明,转子裂纹主要反映于基频及倍频分量的幅值和相位变化,而三倍频以上的谐波分量对干涉裂纹是不敏感的,可忽略。据报导,用此方法或用此方法与滑停法相结合的办法,可以识别裂纹深度,与转子直径之比在1—5%量级的转子裂纹,因此识别精度大为提高。

摘自《贵州电力技术情报》1989年第8

▲ 汽轮发电机组轴系对中度变化对振动的影响及轴承负荷、对中度变化的现场诊断技术 由河南省电力试验研究所和郑州机械研究所共同负责,姚孟电厂和焦作电厂参加,对“汽轮发电机组轴系对中度变化对振动的影响及轴承负荷、对中度变化的现场诊断课题进行了约两年的试验、研究,先后在焦作电厂2、3号(200MW)机组和姚孟电厂2号(300MW)机组上得到了初步验证和应用,并由华中电管局在焦作电厂主持召开了鉴定会。

大型汽轮发电机的轴系是一个多支承多跨度的转动系统。该轴系安装时,各轴承的中心位置是在冷态和不旋转状态下找正。在运行条件下,由于多种因素的影响,引起各

轴承的实际负荷偏离设计值,或引起轴系对中度变化。课题组主要研究了机组中心变化与轴系振动的关系,轴承油膜压力的现场监测技术,转子振动的测试技术,轴承负荷与油膜压力、轴系对中度关系的计算机程序研究,轴系各轴承中心调整量的计算方法及计算程序的研究,以及国产200、300MW汽轮发电机组调整轴系对中度的试验研究等六个方面的内容。

研究表明,利用测定油膜压力来推算轴承负荷分配和轴系对中度,在原理上是一种可以的方法。在此基础上研制的软件,可以根据现场测得的顶轴油孔油膜压力来计算轴承的负荷和支座的标高,为在现场对实际机组确定轴承对中度状态提供了一定的依据。研制出的16通道APPLE-II型微机数据采集分析系统,可用于监测机组振动状态。

摘自《电力技术》1988年第9

▲ 高速动平衡试验台 我国自行设计、制造、安装的上海汽轮机厂200t高速动平衡试验台已于1985年11月通过鉴定。高速动平衡试验台是我国发展核电站及大型火力发电设备必不可少的试验设施。经鉴定,所有各项平衡指标均达到国外同类产品的标准。

上海电力安装二公司承担了这项工程,并针对该项工程成立了降低汽机振动QC小组,按预定质量目标开展攻关和工序质量控制,使上海汽轮机厂高速动平衡试验台三根轴的轴承的安装工作于1983年12月~1984年2月完成,机组整套启动后,各轴承振幅(双振幅)均小于0.4dmm,轴承温升均小于12℃,机组启动一次成功,立即投产,取得了显著的技术经济效益。闵行电厂12号机组(125MW)转子进行动平衡测定后,机组最大振动值均在1.7dmm以内,达到优质要求。

高速动平衡试验涉及各方面的专业，反动平衡机本身，就必须对振动、轴承、平衡理论、电子测试仪器等方面进行研究。试验室的工程则专业面更广，上汽厂试验室用一台8000kW的汽轮机进行拖动（包括动力、供配电、仪表控制、土建、通风空调、给排水、真空技术等各个方面）。

摘自《电力技术》1986年№12

▲ 汽轮发电机组现场转子动平衡技术
该项技术运用柔性转子平衡理论，辅以微型计算机，在现场解决汽轮发电机组转子振动问题。即对机组轴系不平衡采用影响系数法和模态法相结合的综合方法，对于个别测点或单跨转子振动偏大则分别应用矢量分析法，影响系数法或谐波分量法。据西安热工研究所等5个单位对100MW以上机组采用该技术平衡的189台次统计，每平衡一台次可减少起停2~3次，机组振动在工作转速下低于 30μ ，过临界转速低于 50μ ，共减少开停机费用500万元，能多供电8亿度。

▲ IDB—1型智能化动平衡仪通过鉴定
由清华大学精仪系研制，北京测振仪器厂生产的IDB—1型智能化动平衡仪，于1987年6月12日至14日在北京通过部级鉴定。

该动平衡仪的精确度和性能指标均已达到国际上同类产品的先进水平。还具有平面解算的功能，可直接指示校正平面不平衡量的大小和位置（对单面和双面平衡转子）。仪器的总体设计构思新，它成功地应用计算机技术，将N—1分路前置滤波、程控放大和数字相关技术结合，并编制了丰富的应用软件和控制系统，使该仪器的性能价格远高于国外进口仪器。

鉴定委员会认为，可取代这类仪器的进口。

摘自《中国水利电力报》1987. 6. 23

2. 轴系

▲ 徐州电厂6号机组综合治理和轴承换型
徐州电厂6号机组是一台国产200MW机组，发生油膜振荡十分频繁，采用常规的方法难以处理。能源部和机电部为提高200MW机组的稳定性，决定对该机组在1988年7~10月份的大修中进行综合治理和轴承换型。

综合治理中采用了将3~7号轴承由三油楔更换成椭圆轴承，1~2号轴承保留三油楔的轴承换型方案，对轴系中超标的缺陷进行了治理，使低压前对轮的瓢偏度由10.5dmm降到6.5dmm，中压矩节的幌度由21.5dmm下降到0，提高了对轮螺栓绞孔的同心度。在1988年10月中旬机组启动过程中，江苏省电力局组织了东南大学、西安热工所、江苏省电力试验研究所、上海发电设备成套研究所、制造厂等单位，对该机组进行了测试，结果表明：在危急保安器超速试验和降油温到35℃等各种工况下均未发生油膜振荡，轴系的不平衡响应与三油楔基本相同，临界转速变化不大。至此，油膜振荡得以根除，综合治理和轴承换型取得成功。

大修后，东南大学、西安热工所和省电力试验研究所每隔两个月进行一次跟踪测振，迄今的二次检查均未发现异常现象，其成果将在近期由两个部鉴定推广。

摘自《电力技术》1989年№10

▲ BFW—01型200MW汽轮机防弯轴保护装置通过技术鉴定
由黑龙江省电力试验研究所研制的BFW—01型200MW汽轮机防弯轴保护装置11月12日在由省电力局主持的，有哈尔滨工业大学、东北电业管理局科技处、吉林省电力工业局科技处等单位的专家们参加的鉴定会议上通过技术鉴定。

鉴定意见指出：

我国200MW汽轮机组曾发生多次大轴弯曲重大事故,而且目前国内尚无200MW汽轮机组防弯轴保护装置,因此研制防弯轴保护装置,对电力系统的安全运行有着重要意义。

本课题组在国内首次研制成功采用智能化微机数据采集、监视保护系统构成的防弯轴保护装置,它可以有效地预防汽轮机弯轴事故的发生,填补了国内200MW汽轮机组防弯轴保护的空白。

该防弯轴保护装置的功能较齐全,成本较低,使用较简便,且现场改造费用较低。在富拉尔基发电厂3号机组一年十次启停的运行考验证明,该装置运行可靠效果明显,建议在200MW汽轮机组上推广应用。

摘自《黑龙江电力消息》1987年№11

▲ 国产200MW机组采用椭圆轴瓦消除油膜振荡 贵州清镇电厂新装7号机系国产200MW机组,1988年10月试运转中,当润滑油温度在40~48℃或油温变化、机组超速时,发电机6、7号轴瓦先后发生9次油膜振荡,虽经采取减小顶隙、加大侧隙、改变6号轴瓦的负荷分配等国内常用方法,但收效甚微。后来在生产厂家的支持下,安装单位贵州电建二公司将发电机6、7号轴瓦改为椭圆形轴瓦,经过润滑油温由45℃降至39℃,带满负荷试运行,振动均低于3 dmm,未发生油膜振荡。运行中曾经历带180MW负荷时突然甩负荷、发电机超速至3300r/min的考核,机组均正常,未发生油膜振荡现象。

摘自《电力技术》1989年№9

▲ 国产200MW汽轮机1、2号轴承基架开油槽 为解决国产200MW汽轮机因前、中轴承座卡涩而引起中压缸膨胀不畅,限制机组启动时间的老大难问题,秦岭电厂

结合125MW机组的检修经验,提出在1、2号轴承台板上加开润滑油槽,减少轴承座与台板间的摩擦力,从而基本解决了中压缸膨胀不畅的难题。这项改进已在辛店、焦作、淮北电厂推广应用,东方汽轮机厂亦将此项改进列入200MW机组的完善化项目。

摘自《电力技术》1985年№5

▲ 二十万机轴封系统完善化简介 国产20万千瓦汽轮机的轴封系统存在着许多问题,例如镶片式汽封易折断、倒伏,汽封压力调节阀不灵,不能投入正常运行,汽封加热器面积不足,难以保持汽封腔室的设计压力,致使大量冒汽,造成油系统进水(有些机组一天可以从主油箱中放水100多公斤),导致调节系统部件锈蚀,严重影响机组安全运行。被机械、水电二部列为国产20万机组完善化项目之一。该项目由淮北发电厂、安徽省电力试验研究所,东方汽轮机厂共同研究解决。

经多年分析、计算、试验、改进和运行考验,轴封系统中设备和管道需作下列改动。

一、汽封压力调节阀:原来薄膜式调节阀性能差,不能满足变工况运行时调整轴封供汽压力的要求。现采用东方汽轮机厂的新型汽封压力调节阀配DDZ-II型电动执行机构。

二、CF₁轴封加热器:它的热交换面积为65m²,冷却水量小(92吨/时)使得换热能力不足,不能保证去CF₁的轴封腔室压力。现将原来的六流程改成双流程,提高了冷却水量(增加到220吨/时),满足了运行要求。

三、CF₂轴封加热器:它的热交换面积为25m²,冷却水量100吨/时,经热力计算和运行实践证明面积太小,仅使部分蒸汽冷却,不能保证去CF₂的轴封腔室建立起必要的负压,完善化后将冷却面积改为70m²,

冷却水量加大为150吨/时。

四、轴封风机：原采用主射水抽气器的排水余压抽吸CF₂轴封加热器冷却后剩余的汽气混合物，由于汽气混合物温度较高，进入射水抽气器的水箱中，会使工作水温升高，加速喷嘴和排水管的结垢，同时在吸入室中水蒸汽分压力升高，从而射水抽气器运行特性恶化。又由于淮北电厂已改用单通道长喉部射水抽气器，基本无余压可利用，因此完善化后采用轴封风机来抽吸汽气混合物。该技术在国内首次应用。

五、汽封片：原采用镶片式的，汽封片厚度仅0.3毫米，很容易断裂和倒伏。现采用梳齿式的。

六、轴封系统的管道设计：轴封系统中尽管对各个设备进行了改进，设备性能得到了改善，满足了运行的要求，但是管路布置和管径匹配欠合理，轴封各腔室压力仍难以调到设计值，油系统还是会大量进水、油质恶化。

原系统是采用高、中、低共六根直径57×3mm的供汽分管连接在直径200mm的供汽母管上；6根直径57×3.5mm去CF₂的汽气混合物回汽管也连接到一根母管上。由于供汽和回汽的路途不一样，管道阻力有差异，各部分的需要汽量和回汽量也不一样，在运行调整上相当困难。完善化后采用高、低压分组供汽；汽气混合物的回汽母管分为高、低压二路，并联接至CF₂轴封加热器。

据淮北电厂1983年不完全统计，改进前*5机主油箱每日可放水100公斤左右；*6机平均每日放水150—180公斤，因调速器滑阀和反馈滑阀卡涩造成*5机甩负荷24次（其中3次负荷甩到零）；*6机甩负荷11次（其中1次负荷甩到零）。完善化后没有发生上述现象，提高了机组运行安全性。

1986年1月，机械、水电二部委托东方电站设备成套公司、安徽省电力局对该项成

果进行鉴定，由20多个单位、30多名代表参加。认为上述改进是成功的，能满足各种负荷下的运行要求，既能保证轴端不向外冒汽，又能保证机组不掉真空，较好地解决了油中进水的问题。可在同类机组上推广应用。

▲ 滚动轴承采用黄油润滑 吉安发电厂装有11台风机、水泵轴承采用机油润滑。虽然用机油润滑的轴承散热快，润滑好，但轴承端盖很难密封严密，机油加后不久，就会漏光，造成滚动轴承发热而烧坏。经多次改进和实践后，将滚动轴承改为黄油润滑，消除了漏油缺陷。其改装方法是，将滚动轴承的内侧加装两只挡油圈，挡油圈与轴承座配合采用公差H10/h9。该厂将5台水泵和两台风机的滚动轴承改为黄油润滑，经过两年多的运行实践，收到了较好的效果。

1. 确保机组的安全发电。改装后未再发生过因风机、水泵轴承缺油烧坏而造成的停机停电事故。

2. 节约机油消耗。未改装前每年每台要多耗机油50kg。

3. 减少设备维护工作量，降低材料消耗。改装后不要经常更换轴承和轴，每年可节约材料费1500元左右。另外，每季小修时维护一次就够了，比原来的维护量减少两倍。

4. 促进了文明生产。轴承上再没有油泥、积灰的现象。

摘自《电力技术》1987年第2

3. 叶片与叶栅

▲ 125MW汽轮机700mm末级叶片的改型研究 国产125MW汽轮机的700mm末级叶片的效率低于设计值，一部分末级叶片根部出汽边存在水蚀的问题。上海发电设备成套设计研究所通过对700mm末级原热力计算方法、计算公式和系数的选取等的分析

复算及叶片成型的复核，找出了该级存在的一些问题。针对这些问题用准三元流动计算方法，对末级改型的可能性进行了广泛的分析比较计算；对动叶的一个截面进行了吹风试验，两个截面进行了气水比拟试验。最后，提出了改型设计。

改型后的700mm级增大静叶出口面积约13.3%（从 1.3691m^2 增加到 1.5508m^2 ），使动静叶面积比较为合理。动叶的进口状况在根部区域得到好转，其它区域与原设计计算基本一样，整个级的流动状况大大改善。按准三元流动计算结果，根部反动度从原成型级的约-13%增大到14.9%，级效率可达70.6%，比原成型级的效率估算值可提高约10%。

这次改型试验研究，虽在计算中比原设计多考虑了一些因素（如采用准三元流动计算，动叶的扭转恢复，过冷对流量系数的影响等），但受设备条件的限制，只进行了静吹风及气水比拟试验，结果也有局限性。

摘自《电力技术》1985年第6

▲ 提高菌形圆弧叶根齿距精度 汽轮机叶片采用纵树形或菌形圆弧叶根，是目前国外先进设计，但制造加工困难，国内尚未普遍采用。西安电力机械厂早在1976年就采用了这一先进工艺，1931年成立圆弧叶根小组以来，曾经加工了东德50MW机组15级、16级纵树形圆弧叶根叶片。1983年4月，又接受了韩城电厂16级改型叶片菌形圆弧叶根的加工任务。该厂叶片车间针对韩城电厂16级叶片的改型设计作了具体分析，通过现状调查和因果分析，找出影响齿距和光洁度超差的原因，制订了提高铣刀质量，改变工艺流程等一系列对策，目标是把菌形圆弧叶片齿距13.42mm的公差，由部标准 ± 0.05 提高到国家标准 ± 0.01 。在具体实施过程中，叶片车间在韩城电厂16级叶片菌形圆弧叶根齿

距加工中作了X—R控制图，以便及时区分质量特性值波动原因，监督控制工序质量。

通过以上工作，韩城电厂16级叶片齿距加工质量由 ± 0.05 提高到 ± 0.01 ，达到了国内先进水平，并且大幅度降低了成本。这批叶片在电厂投入运行后未发现异常。

摘自《电力技术》1985年第10

▲ 从1m长叶片研制成功展望我国大功率汽轮机的发展 我国现已运行的汽轮机机组最长的末叶片的高度是665mm（仿苏）与700mm（或680mm，仿民主德国）。单轴4缸4排汽的360MW机组，已是这一等级叶片所能制造的最大容量机组。要发展更大容量的机组就必须研制更长的叶片，以便有更大的排汽面积。我国从六十年代初，就开始进行了长叶片的研制工作。完成了长叶片材料的研究、冶炼、锻造及热处理，大扭曲度叶片型线的设计、空气动力试验；叶根的设计计算与试验；还做了1:1铸铝叶片模型，用以校核叶片的整体型线；以及叶片松拉金特性的动态试验等工作。在此基础上，确定了长叶片的施工设计图纸，然后进入生产准备与加工制造阶段。接着，又制造出了整套工艺装备，完成了模锻毛坯的生产，并对装有整级实物叶片的叶轮进行叶片振动试验，均取得了圆满的结果。

1m长叶片的排汽面积为 8.17m^2 ，设计的排汽流量近300t/h。现在1m长叶片已能够满足和适应我国电力工业发展的要求。我们应以1m叶片进行不同类型、不同容量的大功率机组系列的发展规划。但必须同时着手进行更长叶片的研制。

摘自《电力技术》1986年第1

▲ 汽轮机叶片加工与成组技术 叶片是汽轮机中的关键零件，与汽轮机中其它零件相比，它品种多、数量大、相似程度高。

长期以来,我国各汽轮机制造厂均按传统的小批量方式组织叶片生产,普遍存在工艺编制和工装设计重复劳动多、工装制造量大、生产周期长、成本高的问题。为了解决类似问题,各发达国家的机械加工行业现在都已采用成组技术,并取得了明显的经济效益。但在我国,目前除一些机床制造厂外,其它企业还很少采用。成组技术是一种先进的工艺方法,它借助某种合理的分类方法,将不同类型的零件按形状、尺寸、材料和工艺要求的相似性分类归组,并配备相应的工艺装备,采用适当的机床布置形式,按零件组进行机械加工。叶片品种多、相似性程度高的特点正适于采用成组技术。其具体方法是:在工艺编制上,将有关类似的零件进行判别和分类,然后分别编制典型工艺;在设备布置上,采取按工艺路线合理排列的方法;在夹具设计中,根据每组零件的相似特点按工序设计成组夹具。

摘自《电力技术》1987年№12

▲ 国产汽轮机432叶片的改进 在国产100MW和200MW汽轮机叶片事故中,432叶片损坏占很大比例,而且具有一定普遍性。原有叶片结构形式为用一条 $\phi 10/6\text{mm}$ 的空心拉金焊接成叶片组,即分组焊接拉金,是苏联典型的50年代结构。针对432叶片存在的缺陷,清河电厂在一台51-100-2型汽轮机上进行了改进试点工作,即采用整圈连接结构,取得了良好效果。

对432这样较长的叶片,当采用整圈连接时,为加大阻尼效果和增加拉金柔度,最好采用半圆交错布置的双半圆松拉金结构。采用整圈松拉金连接,依靠拉金与拉金孔间以及半圆拉金间的摩擦阻尼,使共振时不出现危险的动应力,从而使叶片安全运行。此次改进试点,双半圆拉金直径为 $\phi 9.5\text{mm}$,拉金孔直径为 $\phi 10.3\text{mm}$,在半圆拉金分口

处,为防止拉金串动,在拉金外伸部位用银焊点焊出半圆形。

通过这次改进试点,可得到如下结论:

(1)叶片动应力可下降近6倍。按我国新安全准则分析,改后叶片的安全倍率可提高约1倍。(2)采用纵剖双半圆整圈拉金连接,拉金的强度足够。按多跨梁公式计算,拉金最大离心弯应力小于许用应力。

摘自《电力技术》1988年№5

▲ 汽轮机高压级喷嘴叶栅气动性能改善的新途径 大功率汽轮机的高压级,在较佳级焓降的条件下,隔板前后压差约为低压级的10倍左右,为了强度和刚度必须设计得相当厚(100~160mm),但由于蒸汽容积流量小,喷嘴高度低,若采用小安装角的宽叶型叶片,则流道的高度一般都小于叶片两端二次流闭合的最小高度,二次流将充塞整个流道。

为了减少端损和型损,国外一般采取两种途径:一是增大喷嘴叶型的断面模数,缩小叶宽,增大高宽比;二是采用带加强筋的窄叶片,以减少叶栅的端部损失。目前国产汽轮机,都采用加强筋。但是,加强筋对叶栅流场和附面层的发展产生不良影响,特别是在加强筋的形状、数量、位置以及表面光洁度不合要求的情况下。因为壁面周线的曲率和通道收敛度在加强筋和窄叶片的连接处发生间断和突跳,这对附面层的发展显然是不利的。为此,上海发电设备成套设计研究所对加强筋的喷嘴隔板结构做了大量的试验研究工作,提出一种由主、分流叶片组成的多分流喷嘴叶栅结构。

对多分流叶栅的气动有限元计算和静吹风试验结果表明,这种新的多分流喷嘴叶栅结构对于减少静叶流道的型损和端损有较好的效果,可用以改善透平高压级喷嘴叶栅气动性能。

摘自《电力技术》1987年№2

▲ 高负荷跨音速透平叶栅气水模拟的

试验研究 对透平通流部分中叶栅高速性能的研究,特别是对超、跨音速叶栅性能的测定,仅就静态试验而言,技术要求很高,手段也较复杂。一般需建立大型的超音速风洞或高速风洞,因而要设置大功率、高参数的风源设备。对于有定量要求的测定还要用性能良好的测针作感受元件。还需配置遥控系统、各种性能的传感元件,或用计算机数据自动采集系统。对于有可视化要求的测定,要用纹影仪、干涉仪等光学测量系统,使得耗资高、周期长。为此,人们开拓了一些模拟试验的路径,从相似理论出发,以简便的手段间接获取判断叶栅空气动力学性能的方法。

这方面的研究已有电气-力学模拟、气体-液体模拟、磁气-流体模拟等。其中由于气-水模拟试验方法较平面叶栅风洞试验具有简便易行、耗资少、省时、无噪音、安全可靠、测定流场形象直观等特点。国外美、苏、日等国都曾采用过这一试验手段。在国内,上海某研究所建立了一台试验装置,曾进行了多项课题的试验研究工作,并使测试技术日趋完善。通过对高负荷跨音速透平静叶栅及动叶栅气动性能的试验研究,清楚地描绘了叶栅的流场状况及性能特点,为进一步设计和改进叶型、叶栅性能提供了依据。并且通过与平面叶栅风洞试验结果及叶栅绕流计算结果对比,表明了该项试验手段的优点和在叶栅设计方案选择方面的实用价值。

摘自《电力技术》1989年№6

4. 保护

▲ 汽轮机辅助超速保护装置 天河电厂为了解决3台汽轮机(31-6型)在遇超速时仅依靠危急保安器的保护问题,现又增设了汽轮机辅助超速保护装置,从而确保了机组的安全。这套装置既简单又可靠,试验也

方便。这套装置由一只信号继电器,一只中间继电器,一只电接点压力表,一块压板,一只警铃,一只信号灯和一只磁力断路油阀组成。电接点压力表进口接主油泵出口油管,压力表活动指针的指示值,即为主油泵出口油压,此油压的大小是随转速的变化而变化,经测量,在额定转速下,此油压为 6.5kgf/cm^2 ,超速时为 8.3kgf/cm^2 (3300r/min)。这样,在汽机定速后(3000r/min),把压力表的固定指针(实为一个电接点)拨到 8.3kgf/cm^2 。如果发生超速时,又遇保安器拒动,主油泵出口油压必然继续上升(此油压的大小与转速成正比),压力表的活动指针上升到 8.3kgf/cm^2 时,与固定指针相碰,此时电路接通,继电器动作,警铃发出声响,超速灯光亮,磁力断路油门活塞在电磁铁的作用下被吸起,主汽门活塞下面的高压油迅速泄走,在弹簧力的作用下,主汽门迅速关闭,切断汽轮机进汽。动作时间在 1s 内完成。另外还没有与系统解列的联动装置。这套汽轮机辅助超速保护装置经多次试验,从未发生过误动或拒动。

这套装置还解决了一般中、小型汽轮机运行中不能试验的问题,即每次启、停机都可以作动作试验;正常运行时也可作试验。

摘自《电力技术》1988年№5

▲ 125MW汽轮发电机组利用电超速保护实现快速减出力 台州电厂由于远离负荷中心,系统稳定问题比较突出。要提高系统稳定性,切机无疑是简单有效的措施,但它对机组冲击较大,特别对大机组。近年来“快控汽门”技术发展较快,日益受到国内外的重视。国外大型汽轮机普遍采用电液调速系统,它是用发电机的电功率信号、频率信号等经过综合运算后由电液转换器将电信号转换成油压信号,去控制油动机和调速汽

门。实现快控汽门功能时只需将控制信号送到电液转换器即可，而国内大部分机组均采用液压调速系统，没有配备电液转换器，要采用快控汽门就得另外增加这种设备。

浙江省电力试验研究所针对国产125MW汽轮机调速系统的特点，试验利用机组原有的电超速保护电磁阀实现快速减出力，这样可以在不增加设备的情况下取得提高暂态稳定的效果。实现电超速保护电磁阀的快速减出力，是将新增加的快速减出力的动作接点，直接接到电超速保护电磁阀上，用接点的闭合和开启控制高、中压调速汽门的关闭和开启，实现快控功能。新加回路与原有回路并联使用，互不影响。

经过一年多的研究和试验，已初步取得成功，是组动作试验说明“快减”对热力系统有一定冲击，但试验后未出现异常现象。

摘自《电力技术》1988年第9

▲ 31-25-7型汽轮机磁力断路油门的改进 国产31-25-7型汽轮机组磁力断路油门是一个综合性的保护装置。许多保护都要通过它的动作来实现，所以它成为汽轮机的重要保护之一，如果动作失灵，将会使汽轮机附加超速、低真空、轴向位移、轴承温度过高等一系列安全保护均失去作用。但是这种类型汽轮机组的磁力断路油门，从1975年投产以来，动作无一定规律，长期处于失灵，曾多次调整改进均未取得成功。1984年湘潭电厂结合机组小修，对磁力断路油门上的定向铜套作了改进，并在磁铁连杆与滑阀连杆的对中加装定位板等措施，从而解决了磁力断路油门长期动作失灵的难题。此项改进已在湖南省内、外得到推广应用。

摘自《电力技术》1985年第12

▲ ZXWY-101型轴向位移保护装置
ZXWY-101型轴向位移保护装置，是在总结

了国内电厂使用的轴向位移保护装置的基础上，并吸收国外引进机组的轴向位移保护技术而研制出来的，它采用双绕组双信号设计，使防误动的能力得到提高，在国内同类产品中具有创造性。该装置在天津第一发电厂投运三年来，未发出过误动和拒动，安全可靠，性能稳定，调整方便。

摘自《电力技术》1986年第5

▲ BFW-01型200MW汽轮机防弯轴保护装置 由黑龙江省电力试验研究所研制的BFW-01型200MW汽轮机防弯轴保护装置，于1987年11月12日在省电力局主持的，有哈尔滨工业大学、东北电业管理局科技处、吉林省电力工业局科技处等单位的专家们参加的鉴定会议上通过技术鉴定。我国200MW汽轮机曾发生过多次大轴弯曲重大事故，而目前国内尚无200MW汽轮机组防弯轴保护装置，因此研制防弯轴保护装置，对电力系统的安全运行有着重要意义。本课题组在国内首次研制成功采用智能化微机数据采集、监视保护系统构成的防弯轴保护装置，它可以有效地预防汽轮机弯轴事故的发生。该防弯轴保护装置的功能较齐全，成本较低，使用简便，且现场改造费用较低。在富拉尔基发电厂3号机组一年10次启停的运行考验证明，该装置运行可靠，取得了较好的效果。

摘自《电力技术》1988年第6

5. 调速系统

▲ 陡河发电厂6号机组（200MW）功频电调及程控自启停装置试验成功 由哈尔滨汽轮机厂、西安仪表厂研制的MT-III型汽轮机功频电液调节装置和哈尔滨电站成套所、天水电气传动所研制的汽轮机程控自启停装置，于1985年5月在陡电6号机组启动过程中试运成功。

对于汽轮机调节系统应满足稳定性、精

确性和快速性的要求,但随着机组容量的增大,传统的机械液压调节系统已存在一定的不适应性。由于电子元件具有灵敏度高、惯性时间短和运算方便的优点,而液压执行机构具有功率大、动作快的优点,因此结合两者长处设计的功频电调装置就综合了它们各自的优点。程控装置是根据汽轮机缸壁温度和热应力分布,自动选择启动工况,并自动调整升速率、暖机时间、最佳主汽温度值,胀差和升负荷率等参数。通过电调对汽轮机转速和负荷实现程控自启停。

这次试验,用电调和程控装置开机4次,其中从0~200MW带负荷2次,并网3次。初步表明电调及程控装置从启动、定速、并网和带负荷等各项试验基本达到设计要求,调速范围广、灵敏度高、对系统负荷响应性好、启动升速平稳及操作方便,有利运行。但电调装置目前还存在电调箱漏油和位移发讯器零点漂移等问题,还有待进一步完善和提高。

摘自《电力技术》1985年№12

▲ 国产300MW汽轮机的DEH调节系统

为了提高汽轮机的自动化水平和满足用户的需要,上海汽轮机厂自1984年就开始设计和制造具有主汽阀控制启动功能的调节系统。启动时该系统可借助全周进汽方式,用主汽阀控制机组的转速和初始负荷,使汽轮机的动静部分受汽均匀,减少热应力,有利于机组启动、升速、并网、加载、调峰及延长机组寿命。除上述优点外,该系统还设置了电液控制的接口,其电子控制部分可以采用最新发展的微型计算机技术,即数字式控制系统,而首先投运的这类机组所配置的数字电液(DEH)调节系统,是由新华控制技术联合开发中心为上海石洞口电厂1号机研制的DEH-III型。其液压控制部分采用了直流伺服电机,通过主汽阀控制器和主调速器

(放大器)来控制主汽阀和调节阀,这样可以省却电液跟踪和切换装置,简化了系统,提高了可靠性。石洞口电厂的4台300MW汽轮机均配备DEH-III型微机电液控制系统。其中第一台DEH系统自1987年12月底投入运行以来,已成功地多次用于启动、升速、带负荷的功率调节和机跟炉汽压定值调节,并有CRT打印机等数据处理功能。

经运行考核,该调节系统达到了预期要求,转速控制精度达0.06%,主汽阀和调节阀切换功能简便可靠,转速波动小于60r/min,过临界转速时可自动设定到最大升速率300r/min,负荷控制平稳,其精度可小于1%;在机跟炉运行方式时,机调压可控制在 $\pm 1 \text{ kgf/cm}^2$ 。正常运行时,对直流锅炉的稳定和给水泵运转也起了很好作用,使机组经济效益有所提高。

摘自《电力技术》1989年№10

▲ 提高大型汽轮机调节系统性能

随着单机容量的增加,大型汽轮发电机组在电网中所占的比例亦逐渐增加,其调节系统工作性能,直接影响电能的质量和电网的安全运行。因此,在设计大机组调节系统时,需采取一些相应的特殊措施,提高其工作性能改善动态品质,并尽可能扩大其功能,使之与机组的启、停运行操作的自动化和特殊运行方式的实现相配合,甚至作为有助于提高电网故障时的稳定性的一种辅助手段。

作为大机组的调节系统,已由常规的机械或液压式调节系统发展为电液式调节系统,以及数字电液控制等多种系统。机械或液压式调节系统工作可靠性较高,且易于为运行人员所掌握;电液调节系统则具有电气信号,综合方便和液压操作强有力、灵敏迅速的优点;近年发展起来的数字电液控制系统,则具有数字控制器的监视、计算、存储能力,便于同计算机相接以实现电厂的全盘自动化。

国产125、200、300MW机组,虽然都设计成电液和机械或液压式并存的调节系统,但由于电液调节系统的可靠性不够高,故未能长期连续运行,通过努力,基本上消除了调节油系统工作不稳定等各种缺陷,使其大部能正常工作。对于国产大机组来说,应努力提高其动作迅速性,并同时设法引入机组的转子加速度调节信号,亦有助于电网稳定的目的。

摘自《电力技术》1986年№5

▲ 改善调速汽门振动的简易方法 闵行发电厂10号汽轮机是上海汽轮机厂生产的,容量为125MW。自1979年10月投产后,调速汽门杠杆一直有较大的振动。经测定最大振幅值3.25mm,一般振幅值2mm左右,最小振幅值0.5mm。振动频率16周/s,有时14周/s。峰谷大小、间隔、长短均无规律。由于振动,致使调速汽门阀杆、阀杆套、汽封套筒、阀碟、油动机油缸衬套与活塞环等部件磨损。对机组安全运行带来严重的威胁。

经分析主要原因是:蒸汽在调速汽门汽室及蒸汽沿调速汽门阀碟形线部分流动时产生搅动所致。在现有机组上改造调速汽门汽室已不可能,彻底改造调速汽门也一时不能办到。为此,该厂采取在阀碟头部密封线以下车断流槽的办法,以改善调速汽门振动,收到了一定的效果。其直径 d 根据阀碟大小决定,深度 h 约10mm。改进后测得调速汽门杠杆振动为:最大振幅2.3mm,一般振幅1.4mm,最小振幅0.3mm,振动频率14.5周/s。

摘自《电力技术》1987年№3

▲ 小型汽轮机注油器喷嘴的改进 汽轮机油系统的注油器是对轴承提供润滑油,保证离心泵可靠工作的一种装置。它靠油的相互撞击来传递能量,效率比较低(一般为

20~35%)。注油器的设计参数比较多,目前缺少完善的计算方法,其较低的效率在运行中达不到设计要求。江西盐矿一台B1.25-2.4/5型汽轮机(全液压调节),在调试运行中的低压油压只有0.05MPa(表压),而设计要求为0.1MPa,因此轴承润滑油得不到保证,调节系统处于不稳定的状态。

该矿曾对注油器中喷嘴出口至扩压器入口间的距离作了适当调整,但是没有效果。后又对注油器喷嘴出口的直径进行了适当扩大,即用铣刀将直径从原8.6mm扩大为10.8mm,从而使低压油压提高到0.1MPa,达到了设计要求。实践证明,这一措施对提高注油器的效率有较好的效果。

摘自《电力技术》1989年№8

▲ 汽轮机调速油泵的改进 天生港发电厂两台上汽N125型汽轮机组启动至额定转速后,停调速油泵时,经常出现油压晃动,严重时会导致调节门。主汽门关闭而停机,甚至发生轴承损坏事故。经分析原因,主要是设备固有的缺陷及低油压保护装置失灵等原因所造成的,为此,进行了改进。

1. 主油泵及逆止阀的改进。为了在启动中顺利排出主油泵逆止阀两侧的空气,在阀碟中心钻一 $\phi 2.5$ mm孔,并在主油泵壳体顶部钻一 $\phi 8$ mm放气孔。这样启动调速油泵后,高压油母管内的空气即经 $\phi 2.5$ mm孔倒流向主油泵,再经壳体顶部 $\phi 8$ mm孔排出;另外,逆止阀阀碟上钻了 $\phi 2.5$ mm孔后,阀碟上升时,柱塞空腔内的油能顺利排出,有利于逆止阀开启。

2. 再一次车削调速油泵叶轮。将直径由 $\phi 32.5$ mm车到 $\phi 31.3$ mm,使其油压与主油泵额定转速时的油压基本相同。

3. 调速油泵出口阀前安装 D_{50} 旁路管一根,接到油箱,油泵出口阀上部母管上

加装压力表。机组启动前先开启调速油泵出口旁路阀,将出油压力降到 10kg/cm^2 (车头压力表)。机组在此油压下启动,当转速升到 2900rpm 后,主油泵进口油压即由 1.4kg/cm^2 平缓地降至 0.95kg/cm^2 的正常值,调速油压也逐渐上升到正常值。这说明主油泵逆止阀已开足,这时停用调速油泵,各项油压基本稳定,调节汽门无明显串动,达到了预定的效果。

摘自《电力技术》1987年№5

▲汽轮机油中添加防锈剂 按照国家科委、石油部及水电部的要求,兰州炼油厂与西固热电厂从1963年起协作研究国产汽轮机油质量提高问题。当汽轮机油精炼程度加深安定性提高的同时,就产生锈蚀问题。西固厂根据国外运行历史资料,提出要添加抗锈剂,在此基础上兰州炼油厂合成了烯基丁二酸,并于1965年起在西固电厂机组上对抗锈汽轮机油进行运行试验,迄今已近20年,情况良好。后西安热工所对此进行全国推广并技术鉴定,兰州炼油厂扩大了烯基丁二酸生产,保证了添加剂供应。目前抗锈汽轮机油已作为商品出售,部生产司亦已明文规定新投运的机组必须使用加有抗锈剂的汽轮机油。

转自《甘肃电力技术》1985年№1

▲液压正弦波发生器的研制 液压正弦波发生器为频率和幅度可调的液压扰动源,是专为液压调速系统试验研究而研制的超低频扰动讯号发生装置,在汽轮机停机检修期间,将扰动讯号输入调速系统任一环节的输入端进行开环或闭环试验,比较输出和输入讯号的幅值和相位差,就能够对调节品质给予评定,对产生晃动现象的内在原因进行分析,从而可及时采取相应的技术措施。南京工学院研制的这种装置,在天生港电厂和开封火电厂的N125—135/550/550机组

大修期间进行调速系统扰动试验中应用。结果证明该设备可用于研究液压调速系统的性能,亦可用于其他低频特性的液压系统。

摘自《热力发电》1988年№4

▲125MW汽轮机调节汽门调杆满摆 我厂*5汽轮机N125—135/535/535型系上海汽轮机厂生产的第五十台产品。该机投产于一九八三年十月二十二日,自投产以来调节阀杆系统在某些工况下横向振动。当负荷超过 100MW 时右侧*2、*3调门调杆便出现强烈的横向振动,满负荷运行时(特别在夏天低真空满负荷时)横向振动竟达 2mm 之多,并伴随有撞击响声,油动机座都能看到明显的浮动现象,由于调门振动,高压导汽管也跟着振动,管道保温往往被振脱,投产以来数次发生吊环断裂和球型铰链丝扣损坏,使调门脱落。在此情况下为带满负荷,被迫长期解除高加运行而牺牲机组经济性。同时预启阀行程随着撞击使其行程竟增大到 $23\sim 26\text{mm}$ (原预启阀行程为 7mm)至使调门重迭度改变,节流损失增加。

解体检修时,检查均系高频疲劳断裂,检修每换一次调门调杆、阀碟、碟套需耗资2000多元,严重地影响着机组的安全经济运行。

经分析调杆属于强迫振动,它的振动随机组负荷增大而增大。我厂*5机在 125MW 负荷下对右侧调门杆进行测量,横向振幅远远大于垂直振幅。横向振幅值达 2mm ,而油动机连杆下端水平振幅值却很小。证明调杆横向振动安全是由于调杆、阀碟的横向振动所造成。在一九八八年元月份小修中,我们在原调杆套下加装稳流罩的新结构,以改善汽流的稳定性,消除调杆系统的振动。在四个调门上均加装了稳流罩,稳流罩材料选用 $25\text{Cr}_2\text{Mo}_1\text{V}$ 经调质处理,稳流罩外径为 $\phi 203^{+0.15}_{-0.15}\text{mm}$,内径为 $\phi 181\text{mm}$,采用