一种油系统管路振动等异常现象及处理

王大伟，顾青
（江苏华电戚墅堰发电有限公司，江苏 常州　213000）

摘　要：江苏华电戚墅堰发电有限公司 2 台燃气热电机组投运后，1 台燃机润滑油系统出现油管路振动异常、润滑油箱共振、交流润滑油泵运行电流偏大等异常情况，对润滑油控制系统各设备可靠性及节能运行造成不利影响，妨碍机组安全可靠运行。检修人员对该现象进行深入分析，并提出针对性措施，消除了管道振动及电流偏大问题，提升了机组健康程度及节能水平。

关键词：管路振动；共振；电流偏大；激振力；流体脉动
中图分类号：TK 263.8　　**文献标志码**：B　　**文章编号**：1674－1951(2017)06－0055－04

0　引言

为消除管道振动和油箱共振并降低交流润滑油泵运行电流，需对异常现象进行成因判定并确定改进措施，包括机组启、停时油压调整、机组检修时调压阀减压孔板改造等，以降低管路系统激振力，从而避免油箱振动及共振现象发生，提升机组安全水平，并降低交流油泵电流，起到节能增效作用。

1　机组润滑油系统运行及异常情况

1.1　润滑油系统设备配置

燃气热电机组采用分轴布置，其燃汽轮机（以下简称燃机）润滑油系统由东方汽轮机厂成套供应[1]。主要部件有主油泵、交流辅助油泵、直流油泵、冷油器、双联过滤器、磁翻板式液位指示计、主油泵出口过压阀及系统调压阀等设备，润滑油系统如图 1 所示。

由图 1 可以看出，油箱供油源有 3 处，分别是主油泵：在机组运行时投运，供应燃机供油及超速跳闸供油管线，由燃机发电机通过辅助齿轮箱驱动。交流辅助润滑油泵（以下简称交流油泵）：在机组停运时投运，供应燃机供油，同时供应超速跳闸供油管线，可保持机组挂闸状态下燃气控制阀等设备试验。直流事故油泵：在交流油泵、冷油器或油滤等设备故障情况下投用，启动时油流只通过润滑油母管调压阀（以下简称调压阀）向燃机供油。

1.2　异常情况描述

1.2.1　交流油泵运行电流偏大

运行人员在交流油泵投运时，发现 #7 燃机交流油泵电流达到 230 A，相对 #5 燃机交流油泵 120 A 运行电流偏大近 1 倍，而 2 台机组润滑油系统各设

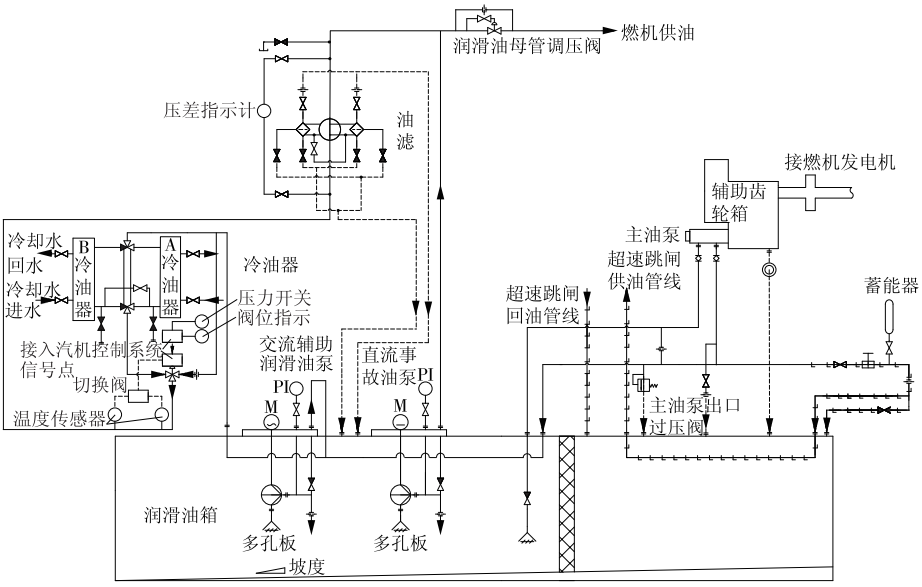

图 1　润滑油系统

收稿日期：2017－03－24；**修回日期**：2017－05－20

备型号、部件一致。检修人员随即对机组运行(主油泵投运)及停运(交流油泵投运)2 种情况下各运行数据进行测定,得出各油泵运行数据比对见表 1。

#7 机组交流油泵电机电流远大于 #5 机组。检修人员对出口流量进行测定,按测定所需的管道条件,以油滤出口实测流量作为参考。流量越大,电机功率越大,电机电压恒定,电流越大,即泵的出口流量大,系统负载大。

1.2.2　机组运行时润滑油压力晃动

某日 06:00,运行人员巡检发现 #7 机组润滑油模块有异声,就地压力表在 0.160 ~ 0.180 MPa 间晃动,主油泵出口压力稳定,燃机控制系统(TCS)画面在 0.167 ~ 0.172 MPa 间晃动,06:30 异声消失,压力晃动持续。当日 17:30,机组运行时检修人员对润滑油调压阀进行在线调整,使润滑油压力至 0.184 MPa,TCS 画面在 0.184 ~ 0.186 MPa 之间晃动,晃动幅度下降。#5 机组启、停与 #7 机组启、停时润滑油系统油压比对曲线如图 2 所示,可以看出 #7 机组油压相对有较大波动,曲线呈锯齿形,而 #5 机组曲线较为平滑。

1.2.3　机组运行及停机时油箱共振现象

伴随润滑油压力晃动,发现在机组运行及停机时段,都发生过润滑油箱、周围框架及步道强烈振动,局部振幅最大达到 2.5 mm,且伴有巨大异声,判定油箱、油管路系统存在共振现象。当油压调整后,异声降低,振幅下降,共振现象缓解。

2　异常情况分析

2.1　交流油泵电流偏大影响因素

交流油泵运行时电流大,主要怀疑是否有增加系统负载的因素存在。可以考虑的因素有油泵本体

表 1　各油泵运行数据比对表

油泵	油泵出口压力/MPa	油温/℃	调压阀后压力/MPa	油泵电流/A	滤网出口实测油液流量/($m^3 \cdot min^{-1}$)
#5 机组主油泵	0.850	62.000	0.180	—	2000
#7 机组主油泵	0.850	58.000	0.170	—	2480
#5 机组交流油泵	0.920	62.000	0.180	121.000	1720
#7 机组交流油泵	0.870	37.000	0.175	230.000	2100

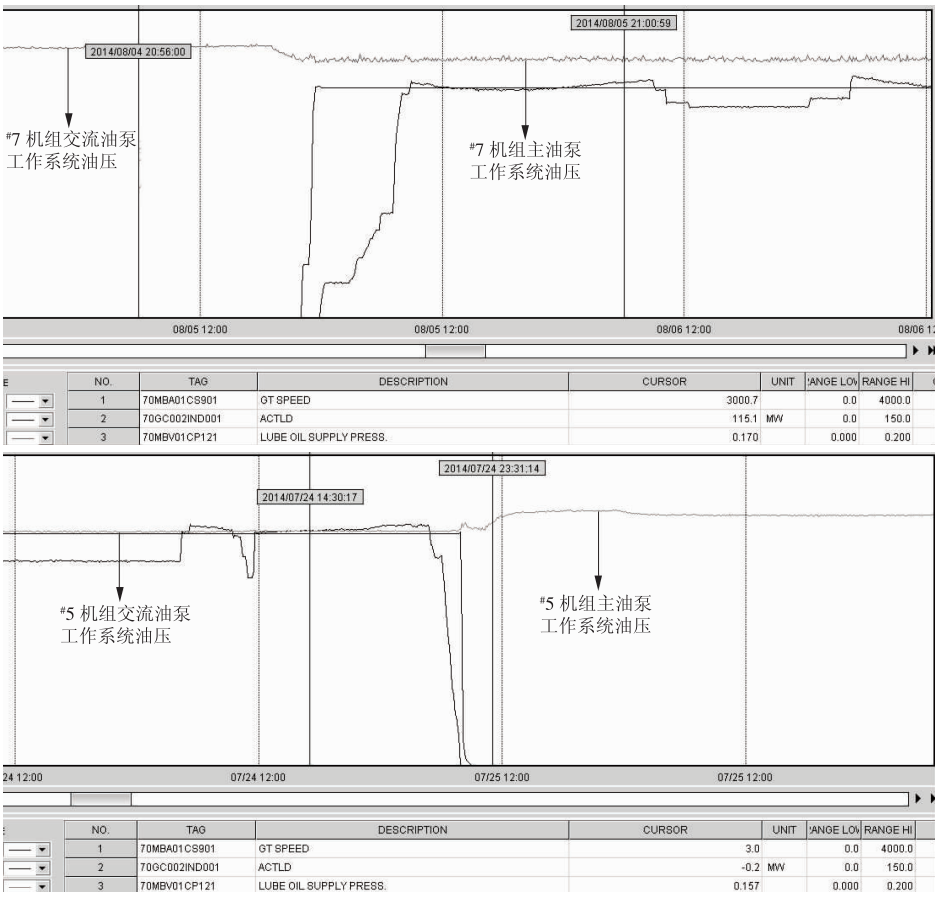

图 2　#5 机组与 #7 机组启停时润滑油系统油压比对

存在泄漏如导轴承与轴套间隙、叶轮密封径向间隙超标,油泵出口位于油箱内的法兰是否有渗漏等。系统因素如直流油泵逆止阀是否有渗漏、是否有油滤放油门、冷油器放油门或其他系统放油门未关严密或者内漏现象等。

2.2　润滑油压力晃动因素

润滑油压力测点位于调压阀后,调整调压阀后晃动幅度减低表明,调压阀调整对于阀体本体而言改变了阀杆作用位置,对外界改变了系统负载情况。通过调压阀调整压力范围,既要满足润滑油系统压力要求,还要满足该系统提供的超速跳闸油油压要求。

2.3　振动异常及共振现象

异声、振动甚至共振现象伴随压力晃动出现,根据管道振动的分类及振动原因分析,其一般由机械振动、流体振动或地震引起,其中以流体振动激扰为管道振动的主要原因。流体振动[2]又包括流体脉动、高速流振动、振动瞬间冲击等。流体脉动是由于旋转机械的吸液或排液的周期性、间歇性,因而管内流体的速度忽快忽慢,压力忽高忽低,形成了一种不稳定的状态。

从大量的理论研究和工程应用实践表明,诱发振动的因素可归结为以下几个方面。

(1)支承基础和与管道相连的机器传递过来的振动或激振力。管道无论采用刚性支承还是弹性支承,在基础发生振动时,通过支承部件将振动或激振力传递给管道,使其振动。当基础振动的频率与管道的某个自振(或固有)频率重合时,管道即发生共振,振幅很大。对于旋转机械,由于质量不平衡和其他原因,激振总是存在的,机器振动时将振动能量传递到与机器直接相连的管道,管道便产生与机器振动频率一致的强迫振动。

(2)流体涡流激振。当管内流速较大时,紊流边界层分离而产生涡流,涡流的周期性释放,在管壁上产生周期性扰动力,因而激起管道振动。当涡流释放的周期与管道的自振频率一致时,涡流激起共振。对于该润滑油系统管道,流速较大,且系统内多设有减压孔板、节流孔板等部件,发生流体涡流激振的可能性较大。

(3)压力脉动引起的气柱谐振。此类问题在压缩机中较易出现,而油系统介质一般认为不可压缩,可以不考虑。

上述前 2 个诱因,可以通过改变调压阀等部件固有频率、改变涡流的周期进行振动改善。由于主油泵、交流油泵的固有频率改变需要通过改变流道或叶轮等部件进行,一是改造及试验周期较长,需要制造厂提供改造方案,提前实施试验,并待电厂机组大、小修时实施;二是在电厂实际应用中,油泵改造等成本较大,需要考虑机组设备成本、检修成本等。综合考虑,以改变调压阀等部件固有频率为改造目标。

3　异常处理措施

针对该润滑油系统异声、振动甚至共振以及交流油泵电流大等异常情况,以上述分析为依据,确定处理措施的目的为首先降低或消除系统振动及共振现象,振动幅值或速率的下降必定伴随异声降低,降低振动过程中考虑停机时交流油泵运行时电流值,即在满足润滑油压、超速跳闸油压的前提下降低系统负载即系统流量。

3.1　在线油压调整消除晃动现象

根据上文所述,调整调压阀使就地压力表晃动在 0.180 ~ 0.185 MPa 之间,油压波动减轻。但机组运行时油压 0.180 MPa 高于正常值 0.150 MPa 较多,为避免压力偏高造成 #1, #2 轴承处油压过大造成油气外溢等情况发生且负载偏大,现定油压整定目标即为调整前母管压力 0.160 MPa,且避开振动区域。调整后无异声,压力基本无波动。因该调整影响超速跳闸油油压,应避免油压调整超速跳闸油压接近跳闸值 0.450 MPa,安全裕量按此 1.5 倍计,过压阀调整时过压阀后压力不应低于 0.670 MPa,调整方案如下。

(1)调整过压阀。拆下阀帽,将主调整螺丝逆时针缓慢旋转,直至将过压阀后压力调整为 0.670 MPa。

(2)调整调压阀。松开锁紧螺母,将调整螺杆逆时针缓慢旋转,直至将润滑油母管压力调整为 0.160 MPa。此调整于机组运行中进行,调整过程中,润滑油不应产生异常振动及异声,所有压力表应无剧烈波动。一旦出现上述现象,应停止调整,记录此时两阀压力调整值,恢复调整量至先前位置,并重新调整。

(3)调整结束后,盖上并旋紧过压阀阀帽,旋紧调压阀锁紧螺母。待交流油泵启动时记录电流值,调整过程为降低系统负载,电流应降低,检查效果。后期观察,交流油泵运行时电流应在 130 A 左右的正常范围内。

3.2　降低交流油泵运行电流

3.2.1　于机组停机时段检查系统各阀有无渗漏

如图 1 润滑油系统所示,主要检查停机时段即交流油泵工作期间系统各部件放油门、旁路门是否存在内漏,可利用测温仪、流量探测仪检查。利用流量探测仪检查时,应看明流量探测仪适用的管径范围及探测所需的水平管长度等条件,避免无效检测。

3.2.2 于机组检修时检查泵体及油箱内法兰

泵体各处装配间隙、密封件是否磨损等需在机组检修时进行复测;泵出口管路逆止阀前后法兰等可能渗漏的法兰要拆检密封件是否可靠严密,是否有油泵启动后油箱内法兰泄漏;检查逆止门开闭是否正常及密封型式,进行灌水查漏,检查是否存在如交流油泵启动后由于直流油泵逆止门不关闭或泄漏导致的油箱内循环。

3.3 消除振动异常及共振现象

管道振动[3]的对策应从2个方面着手,即消减管系的激振力和改善管系的振动特性。消减激振力,也就是消除振源,这是管道减振的首要任务。然而实际情况是,振源往往不可能根除。因此,探讨采取的措施是尽量缓和所发生的振动,即研究改变管系的结构特性。提高管系结构的刚度和增加管系结构的阻尼,避开管系的共振频率,也是消除振动的有效措施。另外,油压晃动与振动异常2个现象相互影响,振动易造成系统调压阀阀杆等部件磨损,磨损后的调压阀阀杆由于泄漏,始终处于油压与弹簧力寻找平衡状态,又会导致油压波动。

根据上文所述,改变系统各设备的固有频率可以有效降低振动幅值及消除共振[4],相对而言,改变调压阀固有频率较易操作。该系统调压阀属于二次调压阀[5],其出口管有一旁路通过节流孔板后进入弹簧腔室,该反馈出口压力与弹簧力共同作用平衡调压阀下部腔室压力,调压阀外形如图3所示。

从图中可以看出,其二次压力出口位于弹簧腔室,其入口位于调压阀出口,调压阀入口压力认为接近于泵出口压力,而调压阀出口压力即为上文所述压力调整目标值0.160 MPa。解体检查发现该二次压力所用减压孔板孔径为30 mm,关于减压孔板的计算,有许多种关于不同种类的算法,但基本认为该值与孔板的局部阻力系数和流体通过孔板后的速度的平方值相关,而孔板的局部阻力系数与管道直径和孔板孔径的平方值比值呈线性关系。此处因为减压值不是讨论重点,而是通过减压孔板的改造达到改变调压阀固有频率的目的,故不详述减压值计算。一般而言,大流量管路中,减压孔板孔径不得低于20 mm,而该调压阀中,减压孔板孔径变小,调压阀出口压力不变,二次压力变小,弹簧力在入口压力不变情况下将变大,即弹簧压缩量增大,弹簧顶杆将下行达到平衡态,从而在预定进、出口压力不变情况下,改变调节阀固有频率。取孔径25 mm重新加工不锈钢孔板并装入,启动交流油泵调整出口压力值,在机组启动时观察油箱及其管道系统振动,异常振动和共振现象消除。

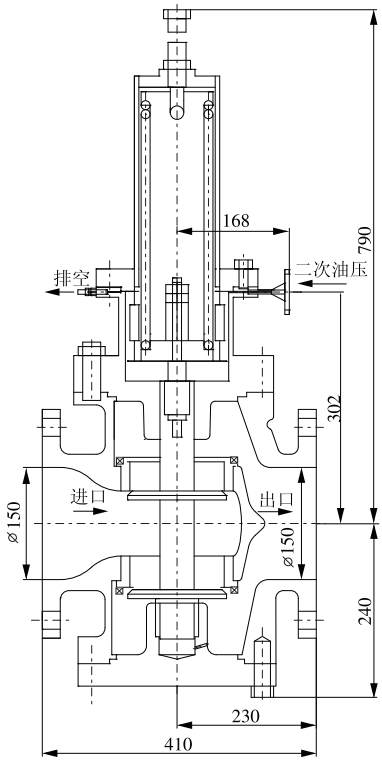

图3 调压阀外形

4 结束语

通过对油系统振动异常现象的观察和数据收集,判定异常源头,确定消除异常措施,并从安全性、经济性及可操作性角度出发,选定妥当措施,利用机组启停、检修期间进行油压调整及孔板等部件改造,以减振消除共振现象为主,以降低交流油泵运行电流为辅,保障机组健康运行水平,提高节能水平。

参考文献:

[1]东方汽轮机有限公司. G114A—000106ASM运行维护手册[Z]. 2011.

[2]张都清,张广成,曹立春. 电厂中汽水管道的振动原因及对策[J]. 山东电力技术,2006(1):56-57.

[3]赵子琴,李树勋,徐登伟,等. 管道振动的减振方案及工程应用[J]. 管道技术与设备,2011(3):54-56.

[4]张新,魏广杰. 流体脉动诱发离心泵振动的分析与治理[J]. 炼油与化工,2014(4):33-35.

[5]四川华林自控设备有限公司. 自力式压力调节阀说明书[Z]. 2010.

(本文责编:齐琳)

作者简介:

王大伟(1983—),男,江苏常州人,工程师,从事燃机汽机检修方面的工作(E-mail:wade2005@126.com)。

顾青(1973—),男,江苏苏州人,工程师,从事机务检修方面的工作(E-mail:gq3324@sina.com)。