

液压支架用阀综合试验系统振动分析及控制

马强^{1,2}, 孙红波^{1,2}, 吴波^{1,2}, 李哲^{1,2}

(1. 国家支护设备质量监督检验中心, 北京 100013; 2. 煤炭资源开采与环境保护国家重点实验室, 北京 100013)

[摘要] 分析了液压支架用阀综合试验系统产生振动的原因以及对测试数据产生的影响, 并对各项振动因素提出了相应的控制措施, 有效降低了振动对测试数据的影响, 提高了测试精度。

[关键词] 液压支架用阀; 试验系统; 振动; 控制

[中图分类号] TD355.47

[文献标识码] B

[文章编号] 1006-6225 (2011) 05-0068-03

Vibration Analysis and Control of Comprehensive Test System for Valve of Powered Support

液压支架用阀性能测试及出厂检验过程中, 常规试验系统长期处于高压、高频率和大流量的环境下, 系统的振动较大, 在长期异常振动的情况下, 不仅会造成设备故障、降低系统寿命, 也会导致试验压力波动过大, 影响试验数据的采集, 甚至造成试验样品的损坏, 间接影响液压支架用阀的设计与改进。本文以企业常规的液压支架用阀出厂试验系统为例来分析液压系统的振动。

1 液压系统中的振动

由于现代机械结构及液压系统日趋复杂, 运动速度不断提高, 振动的危害也更为突出。在液压系统中振动体现的一个方面是在液压泵、液压马达等动力源在高速工作时, 会产生一种频率与转速相对应的受迫振动。这种振动会通过泵站基础或管路传递到系统中的其他管路、油箱和阀件, 从而加快运动机件的疲劳损坏。当振幅超过一定值时, 会导致机械构件的失效。

液压系统中振动体现的另一个方面是流体振动, 是由于油液的瞬时压力急剧变化, 造成很大的压力峰值而引起的冲击现象。冲击压力可高达正常工作压力的3倍以上, 导致系统中的管路及液压元件遭到破坏; 液压冲击使压力继电器采集错误信号, 干扰液压系统的正常工作, 影响系统的稳定性和可靠性。

2 液压支架用阀综合试验系统

图1所示为常规液压支架用阀综合试验系统的工作原理。试验过程中其基本动作过程为: 初撑→增压→加载→卸荷。具体过程为: DF9动作, 将立柱初撑到顶; DF7动作, 为增压器充液; DF6动

作, 增压器为立柱加载; DF8动作, 为立柱卸载。本系统由计算机调用程序, 依次完成上述循环。

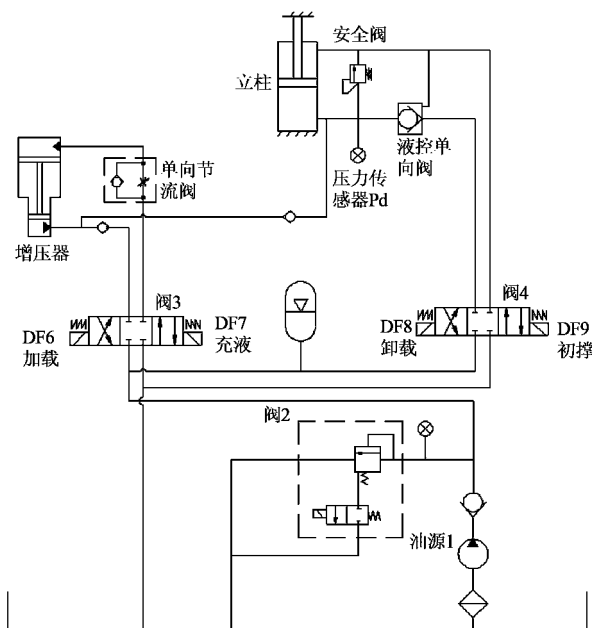


图1 试验系统

在上述循环试验过程中液压系统常会产生较大振动, 常见的振动较大的试验曲线如图2所示, 在振动作用下, 压力波动值范围、频率明显增大, 严重偏离液压支架用阀的正常试验值。

分析液压支架用阀综合测试系统, 系统振动源主要包括机械系统、液压泵、液压阀及液压管路。

2.1 机械系统振动及控制

电动机和乳化液泵进行初始安装或运行时间较长时, 往往产生较大的联轴器同轴度误差, 在高速运行下会因偏心产生周期性不平衡离心力, 引起高频振动。其克服方法为, 安装时要尽量保证电机轴与泵轴的同轴度不超过0.1mm, 并且定期进行同

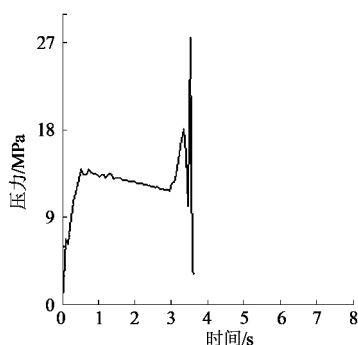


图 2 改进前振动曲线

轴度误差检验与调整, 推荐使用弹性联轴器来降低振动。

乳化液箱振动: 乳化液液箱本身并不产生较大振动, 但当乳化液泵与乳化液液箱采用硬连接, 泵的振动传递到箱体产生共振, 使振动进一步扩大至整个液压系统。减少振动的方法一般为: 泵与箱体连接的管路应选取通径足够大的软管, 利用柔性软管容易膨胀的特性来吸收液压泵的压力脉动, 防止共振。

2.2 乳化液泵产生的振动及控制

乳化液泵是液压系统中最主要的振动源, 其振动量约占整个系统的 75% 左右, 产生振动的原因主要包括以下几个方面:

(1) **乳化液泵的机械振动** 液压支架用阀综合试验系统一般采用轴向柱塞泵, 其工作原理如图 3, 活塞往复运动, 液体按箭头方向运动, 从吸液阀进入, 从排液阀排出, 当排液阀弹簧损坏时, 阀芯与阀座不能及时关闭, 在活塞吸液时, 有一部分液体由排液阀反向流入活塞腔, 产生所谓“倒灌现象”, 在活塞的高频往复运动下, 系统压力波动很快, 同时造成活塞腔内的压力很不稳定, 使电机负荷不断变化, 导致电流过大。其控制措施是定期检查, 一经发现泵内元件出现磨损及时更换。

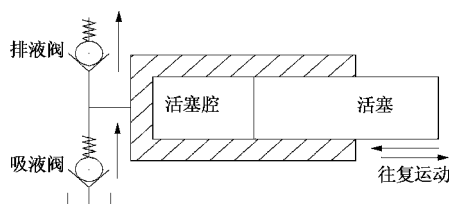


图 3 油泵工作原理

(2) **乳化液泵压力、流量的周期性变化** 乳化液泵活塞通过改变活塞腔内的容积和压强来实现吸、排液的过程, 随着负载的变化, 泵在吸、排液循环过程中相应的工作腔产生周期性的压力变化,

从而引起压力和流量的脉动, 其产生的振动经出口传播至整个液压系统, 同时液压回路的管道和阀类元件将液压泵的压力反射在回路中产生波动, 引起整个系统的振动。

液压泵所产生的压力脉动很难消除, 在实践中通常采用衰减的方法来减小或消除其影响, 其控制措施是: 在液压泵的出液口设置蓄能器, 利用气体弹性来吸收和释放液体的能量, 依靠吸入和放出的液体压力波的相位关系来减少其传播; 采用软管连接, 利用柔性软管易伸缩性来平稳液压泵输出的压力脉动。实践表明: 采取这些措施后, 乳化液泵出口的压力脉动能够衰减 90%, 效果比较明显。

(3) **乳化液泵吸空现象** 是指泵直接吸入空气或吸入的液体中混有空气。如图 3 所示, 活塞腔中吸入一定体积的空气, 当活塞向左运动时, 活塞腔内的空气受到压缩, 反之, 当活塞向右运动时, 活塞腔体积突然增大, 活塞腔体积的急速改变引起腔内空气体积的突然改变; 又由于这一过程发生在瞬间, 将引起局部液压冲击而产生振动。其产生的主要原因有: 乳化液泵工作时, 柱塞腔空气未排尽; 因泄露等原因造成乳化液箱中液体不足; 过滤器表面被污染物堵塞等。控制措施为: 新泵站、放置时间较长的泵站或拆卸后重装的泵站, 开始使用时要利用排气装置认真排气, 无排气装置的要空载运行一段时间后再开始带负载使用; 乳化液箱中的液体应保证在规定标线以上; 加装液位计, 实时监控箱内液体高度, 防止液面低于泵的吸液口; 过滤器要定期清洗, 防止被污物堵塞。

2.3 液压阀的振动

液压阀是液压系统中另一种主要的振动源, 图 1 所示液压系统中, 液压阀主要有调压阀 (溢流阀)、换向阀、液控单向阀及单向节流阀。因各种阀的类别及工作原理不同, 产生振动的形式也有所不同。本系统主要振动来自于溢流阀和换向阀。

(1) **溢流阀卸载引起的振动** 图 1 所示液压系统中“阀 2”为典型的二位二通换向阀与先导式溢流阀组成的卸载回路, 远程控制口直接通过换向阀与油箱接通。当电磁铁断电时, 二位二通换向阀的通路被切断, 系统正常工作; 当电磁铁通电时, 二位二通换向阀接通, 溢流阀主阀芯上部与油箱连通, 压力接近于零, 阀内压力液体只需克服阀芯上部弹簧作用力, 溢流阀使整个系统在低压下卸载。在实际工作中, 就本系统而言, 二位二通换向阀与溢流阀的远程控制口相连接, 增大了溢流阀控制口的体积。先导式溢流阀的结构决定了其控制腔的体

积越大越不稳定,特别是此系统中 2 个阀通过管路连接,由于管路中存有空气,在二位三通换向阀切换时,溢流阀控制腔中压力的波动较大,导致系统产生不稳定振动。

减少或消除溢流阀卸载振动的控制措施是在两阀的连接管路中加装阻尼装置,阻尼装置应尽可能靠近溢流阀的远程控制口,将溢流阀的控制腔和管路隔开,减少管路中的压力波动,从而减小或消除溢流阀可能产生的振动。

(2) 换向阀换向引起的振动 如图 1 所示阀 3, 阀 4 为电液控换向阀,其中位机能为 O 型,结构特点是:换向迅速,反应时间较短(约为 0.2s 以内);在中位时,各通液口全封闭,液体无法流通。对于图示中的高压、大流量液压系统,在换向过程中,工作液突然与液压缸切断,此时由于运动部件及液流的惯性作用,使液压缸一端油缸中的油液受到压缩,压力突然升高;而另一端压力下降,形成局部真空,产生液压冲击,引起系统振动。因此,在换向阀选型时,当压力较高和流量较大时,最好选择换向平稳性好的电液换向阀;在选择换向阀中位机能时,如果负载惯性较大,可选择 Y 型机能的换向阀,以保证阀门关闭后,执行件进出液口可形成一个自循环通道,起到一定的缓冲作用。

2.4 液压管路的振动

液压系统中的管路振动主要是由于系统中其他振动源振动的传播引起的,主要原因有:

(1) 管道内紊流、旋流 在对液压系统管路进行选型时,应避免直径突然变大或变小;当需要转弯时,弯管的曲率半径应尽量为管道直径的 5 倍以上,可有效地控制系统内紊流和旋流的出现。

(2) 压力脉动 在液压回路中设置蓄能器,可以有效地吸收压力脉动,减少振动。

(3) 系统共振 为减少振动传播,避免产生共振,可通过安装减振软管,利用软管容易膨胀的

特性来减少振动的传播;改变一些液压元件的安装位置,或者改变管道的长度来改变其固有振动频率等措施来实现。

通过对液压支架用阀综合试验系统的振动控制,改进后的液压控制系统测试结果曲线如图 4 所示,振动率减少。

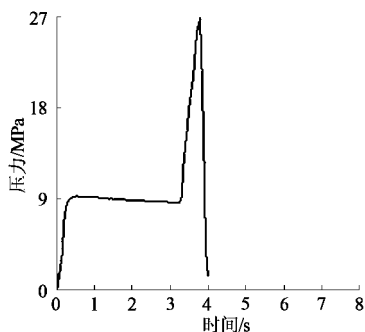


图 4 改进后振动曲线

3 结束语

液压试验系统的振动,是系统中各种振动的综合表现,其对系统十分有害,随着试验流量和压力向高压、大流量的方向发展,液压系统的振动也会日趋严重。通过对液压支架用阀综合试验系统中各部分的振动分析,并提出相应的改进措施,大大减少了振动,有效提高了测试的准确性,对液压支架用阀的测试研究与出厂检测检验具有实际意义。

【参考文献】

- [1] 陈光军. 液压系统振动与噪声的分析和对策 [J]. 铁道建筑, 2009 (1) .
- [2] 温新民. 液压系统设计中液压振动冲击的控制 [J]. 流体传动与控制, 2009 (5) .
- [3] 掌宏甲, 黄 谊. 液压与气压传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] 唐开勇. 机床液压系统压力冲击的成因与解决方法 [J]. 现代制造技术与装备, 2006 (4) . [责任编辑: 施红霞]

(上接 64 页)

(2) 最小采高 0.9m 的综采完全可以用较大的工作面输送机,使采煤工作面长度达到 200m,甚至更长。

(3) 破碎顶板、最小采高 0.9m 的综采工作面也可实现高产高效。当工作面长度为 80m 左右时,年产量可以达到 250kt;工作面长度增大后,工作面生产又不受矿井运输影响时,年产量可以达到

400kt。

【参考文献】

- [1] 梁洪光. 薄煤层综采技术发展现状 [J]. 煤矿开采, 2009, 14 (1): 9-11.
- [2] 王国法. 薄煤层高效开采成套装备技术开发与应用 [J]. 煤炭科学技术, 2009, 37 (9): 86-89.

[责任编辑: 徐亚军]