

某大型尾水事故闸门启闭机油缸振动有限元反演

杨斌^{1,2}, 侯琴¹, 刘礼华², 周升朋², 张亚川²

(1. 湖北水利水电职业技术学院, 武汉 430070; 2. 武汉大学 土木建筑工程学院, 武汉 430072)

摘要: 对某大型尾水事故闸门启闭机油缸大幅振动进行了检测, 通过有限元推定出了其震源机制, 结合现场检测的油缸振动幅值反演得到了油缸振动干扰力, 以及闸门面板上的脉动水压力分布。将有限元方法应用于油缸振动震源机制的推定和振动荷载的反演是一次有益尝试, 鉴于某些振动荷载实测的困难性, 此方法为结构检测提供了一种新的思路。

关键词: 启闭机油缸; 尾水事故闸门; 自振频率; 脉动频域; 有限元法; 振幅; 干扰力

中图分类号: TM312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-1683(2015)02-0358-04

Finite element inversion of hoist cylinder vibration of a large tail water emergency gate

YANG Bin^{1,2}, HOU Qin¹, LIU Li hua², ZHOU Sheng peng², ZHANG Ya chuan²

(1. Hubei Water Resources Technical College, Wuhan 430070, China;

2. School of Civil & Architectural Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: The hoist cylinder vibration of large magnitude at a large tail water emergency gate was detected. The finite element method was used to determine the vibration mechanism, the cylinder vibration disturbance force combined with the cylinder vibration amplitude through field detection, and the pulsating water pressure distribution on the gate panel. Using the finite element method for the determination of vibration mechanism and inversion analysis of vibration load of cylinder is a beneficial approach. Given the difficulties of the vibration load detection sometimes, the method provides a new solution for the structure detection.

Key words: hoist cylinder; tail water emergency gate; self vibration frequency; pulse frequency; finite element method; vibration amplitude; disturbance force

鉴于某些工程振动荷载实测的困难性, 将振动可测指标与有限元分析方法相结合, 推定结构的震源机制和振动荷载。以某大型尾水事故闸门启闭机油缸振动为例, 说明振动荷载的反演方法。

某抽水蓄能电站尾水闸门室布置了4套事故闸门及启闭系统(图1)。电站投入运行后发现闸门(图2)启闭机油缸均存在振动问题。油缸长期振动势必引起构件疲劳, 导致设备故障, 危及生产安全, 必须进行处理。

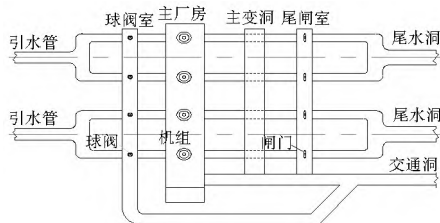


图1 尾闸室位置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the position of tail gate chamber

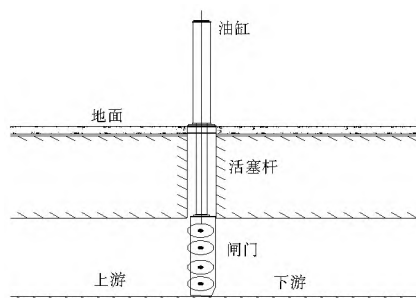


图2 尾水闸门示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the tail water gate

在分析及处理中做了以下工作:(1)在正常工作条件下, 对4号事故闸门及油缸的典型部位进行振动测试, 以掌握闸门及油缸的振动量及振动周期;(2)根据测试的结果, 分析闸门及油缸的振动规律和特点, 找出震源;(3)根据结构动力学原理, 建立闸门及启闭机油缸的数学力学模型, 对闸门与油缸进行结构振动特性计算和分析, 推定了振动荷载, 提出针

收稿日期: 2014-10-10 修回日期: 2015-03-10 网络出版时间: 2014-03-20

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20150320.1638.012.html>

作者简介: 杨斌(1978-), 男, 湖南常德人, 讲师, 博士, 主要从事水工金属结构方面研究。E-mail: yoby2002@sohu.com

通讯作者: 侯琴(1979-), 女, 山西岢岚人, 讲师, 主要从事水工金属结构方面研究。E-mail: 56202451@qq.com

对性的减振措施。

1 振动测试

1.1 启闭机油缸振动的现场测试

启闭机油缸振动的现场测试按照抽水状态和发电运行状态两类工况进行^[12]。测试内容为:(1)油缸底部X、Y、Z三向振动频率和振动幅值;(2)油缸中部X、Y、Z三向振动频率和振动幅值;(3)油缸上部X、Y、Z三向振动频率和振动幅值;(4)油缸周边X、Y、Z三向振动频率和振动幅值。测点布置见图3。测试结果见表1、表2。

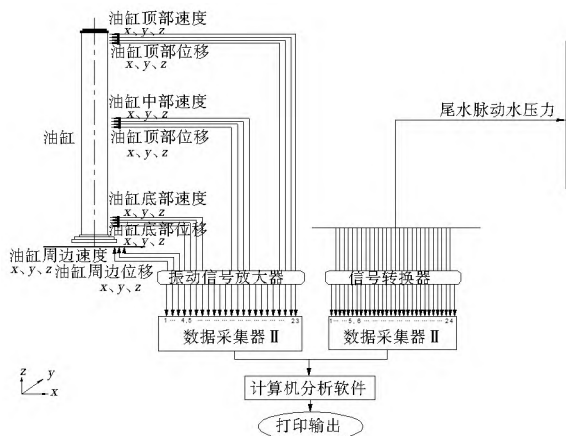


图3 4号尾水事故闸门油缸振动检测测点布置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of cylinder measurement point at the 4[#] tail water emergency gate

表2 4号尾水闸门油缸及其周边振动位移幅值

Tab. 2 Vibration displacement amplitude of cylinder and its surrounding at the 4[#] tail water gate

油缸工况	mm										
	油缸底部			油缸中部		油缸顶部			周边		
	X	Y	Z	X	Y	X	Y	Z	X	Y	Z
0	1.64	0.23	0.09	9.60	3.04	40.97	5.70	1.59	0.15	0.10	0.06
油缸上 端自由	150 MW	0.39	0.06	0.04	1.84	1.92	8.33	1.87	0.44	0.10	0.07
	200 MW	0.51	0.09	0.04	2.40	2.00	11.05	2.81	0.54	0.10	0.07
	250 MW	0.39	0.08	0.03	1.84	1.76	8.42	2.04	0.44	0.08	0.06
	300 MW	0.20	0.02	0.02	0.80	0.88	4.25	0.60	0.22	0.07	0.04
	抽水	0.30	0.06	0.03	1.52	1.12	6.38	1.36	0.34	0.07	0.03
油缸上 端限位	0	1.35	0.20	0.10	2.80	2.56	11.48	4.47	0.83	0.15	0.08
	150 MW	0.41	0.14	0.06	2.32	1.36	8.42	2.21	0.49	0.10	0.07
	200 MW	0.36	0.08	0.05	2.16	1.44	8.93	0.94	0.41	0.10	0.06
	250 MW	0.24	0.05	0.03	1.52	1.12	5.87	0.60	0.32	0.07	0.06
	300 MW	0.21	0.03	0.02	1.36	1.04	5.53	0.85	0.20	0.07	0.04
抽水	0.29	0.05	0.03	1.36	0.64	6.29	0.94	0.32	0.06	0.04	

(3) 闸门油缸上端采用限位减振措施后,油缸振动位移明显减小,表明限位减振措施有一定的效果。

(4) 4号闸门启闭机油缸周边环境基本不振,表明闸门结构并不会对楼板造成影响。

(5) 闸门启闭机油缸振动主要频域为2.69~3.09 Hz,与实测尾水脉动压力主要频域1.19~3.29 Hz和闸门油缸实测自振频率2.79 Hz基本吻合。说明尾水水流脉动是引起闸门油缸振动的主要原因。

表1 4号尾水闸门油缸实测自振频率
Tab. 1 Measured cylinder natural frequency of the 4[#] tail water gate

工况	阶次		
	1	2	3
油缸上端自由	2.79	11.99	18.89
油缸上端限位	2.79	11.89	18.89
油缸上端约束	15.09	24.19	48.39

1.2 闸门脉动水压力测试

由于流道中水流量的瞬间不稳定性,造成水流对水力机械设备产生的水压力是脉动的,其中油缸活塞杆尾水管道中随时间脉动的水压力是流道中的典型干扰力之一。根据现场条件测试闸门附近区域脉动水压力的频率和变动幅度,现测得上游水位304.36 m,下游水位97.71 m时,尾水管道(闸门门槽)脉动水压力大小与主频的结果见表3。

1.3 测试结果分析

根据现场测试数据与分析,得出如下结论。

(1) 闸门顶部尾水管脉动水压力在发电机空载运行时最大(为4.38 m),满负荷运行时最小(为0.47 m),脉动压力大致随着荷载的增大而减小;机组抽水运行时的脉动压力较小(为0.41 m);尾水脉动水压力主要频域为1.19~3.29 Hz。

(2) 油缸振动位移主要是顺流向(X向),闸门油缸振动位移分布为:顶部>中部>底部,顶部最大振动位移40.97 mm,振动主要频域2.69~3.09 Hz。

(6) 若油缸上端加以约束,闸门油缸前三阶频率范围为15.09~48.39 Hz,大大增加了油缸的刚度,其中第一阶频率提高15.09 Hz,可以改变油缸产生的共振现象。

2 启闭机油缸振动有限元反演

2.1 自振特性分析

现有的有限元计算软件可以根据结构输入的材料属性(弹性模量、泊松比等)、几何属性进行结构的刚度分布计算,

表 3 4 号闸门尾水脉动水压力实测结果

Tab. 3 Pulsating water pressure test results of the 4[#] tail water gate

工况	闸门顶部测点					
	A/m	f ₁ /Hz	A ₁ /m	f ₂ /Hz	A ₂ /m	
油缸 上端 自由	0M W	3.98	1.29	0.53	2.84	0.27
	150M W	2.61	1.19	0.61	2.59	0.06
	200M W	3.78	1.19	1.30	2.49	0.20
	250M W	3.14	1.19	0.68	2.89	0.07
	300M W	0.47	1.22	0.04	2.89	0.02
	抽水	0.77	3.19	0.07	6.19	0.06
油缸 上端 限位	0M W	4.38	1.29	0.64	2.69	0.33
	150M W	2.18	1.19	0.35	3.29	0.12
	200M W	3.59	1.19	1.05	3.29	0.08
	250M W	1.47	1.29	0.14	3.29	0.05
	300M W	0.75	1.29	0.06	3.29	0.03
	抽水	0.41	3.19	0.07	1.19	0.05

注: ¹ A 表示水压脉动的幅值; ² f₁、f₂ 表示分频; ³ A₁、A₂ 表示分频下的半幅值。

从而计算出结构的自振特性。油缸和活塞杆的材料均为 45 号钢, 屈服强度取 $\sigma_s = 376 \text{ MPa}$ (现场测定), 弹性模量为 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 密度 $\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$ 。

本文采用有限元软件 ANSYS 对启闭机油缸进行分析。建模时, 均采用能模拟弹性、大变形(橡胶密封圈超弹性大变形)、大应变(几何非线性)的单元^[4] 尽可能地模拟油缸活塞杆的实际结构。倒圆角部分尺寸很小, 建模时均进行了简化处理。油缸活塞杆存在两处接触部位, 一处为活塞与油缸壁的接触, 一处为出口处活塞杆与油缸壁的接触^[5-9], 两个接触处均设置有密封圈^[10-11]。结构整体有限元模型和网格划分见图 4, 油缸与活塞接触处局部放大有限元模型和网格划分见图 5。



图 4 油缸整体模型及有限元分网

Fig. 4 Cylinder integral model and finite element mesh

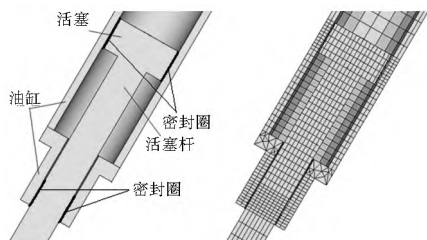


图 5 油缸局部模型及有限元分网

Fig. 5 Cylinder local model and finite element mesh

分析中, 将油缸质量按照一致质量矩阵设置, 闸门质量按照单元附加质量作用在活塞杆的下端, 尾水闸门启闭机油缸自振频率的计算结果见表 4。对比表 1 可知, 计算结果与检测结果极为接近, 证明利用有限元计算方法获取油缸自振频率具有足够的准确性。

表 4 4 号尾水闸门油缸计算自振频率表

Tab. 4 Calculated cylinder natural frequency of

the 4[#] tail water gate

阶次	Hz					
	1	2	3	4	5	6
频率	2.80	13.32	23.47	36.33	64.33	71.50

根据有限元计算结果, 油缸第一自振频率为 2.80 Hz, 该频率与实测尾水脉动压力频域 1.19~3.29 Hz (表 3) 比较接近, 而 2 至 6 阶频率为 13.32~71.50 Hz, 该区域的频率远高于水流的脉动频率, 因此闸门启闭机油缸系统运行时发生了一阶大振幅共振现象。

2.2 振动荷载反演

水流脉动压力是造成启闭机油缸振动的直接原因。水压力脉动变化的原因主要来自设备制造、运输、安装误差、流道建设不均匀、磨损等, 脉动干扰力通过闸门吊钩传递给油缸下端活塞杆吊环, 导致油缸振动。由于该油缸的一阶自振频率接近水流的脉动频域, 产生了共振现象, 因此振动较为强烈。如图 6, 将闸门传给活塞杆的干扰力幅值设为定值 50 kN, 赋予干扰力不同的频率, 有限元计算结果显示, 当干扰力频率为 2.80 Hz 时油缸动位移最大。

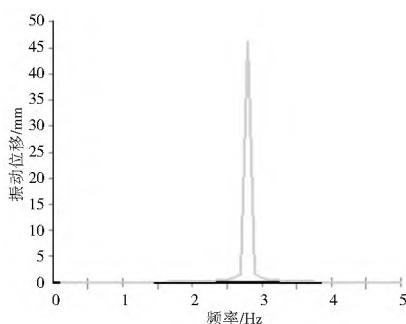


图 6 动位移幅值与频率关系(力幅 50 kN)

Fig. 6 Relationship between displacement amplitude and frequency (force amplitude: 50 kN)

鉴于有限元方法在计算油缸振动时的准确性, 可以借助该方法, 根据现场检测到的强迫振动幅值反演出产生油缸振动的干扰力; 再借鉴过去类似工程经验, 假设闸门面板压力近似分布形态, 可得到闸门面板上各处的脉动水压力值。

将油缸结构看作是一个弹性体^[13], 将分布于闸门面板上的水压力近似转换成活塞杆下端吊环吊点的一个集中动荷载, 如式(1), 对油缸结构施加水平简谐力(将油缸的随机振动简化为简谐振动处理), 得到某控制点的位移值。将计算时设定的干扰力幅值与计算得到的控制点(这里取油缸顶部测点)位移幅值(如表 5)绘制成关系曲线, 见图 7。因为结构是线性的, 实际只需施加两个干扰力幅值即可, 然后用实测的该点位移幅值反查曲线, 可得到实际的水平简谐力(即活塞杆下端吊点的集中动荷载)。

$$q(t) = \sum_{i=1}^n q_i \cos(\omega_i t + \varphi_i) \quad (1)$$

式中: $q(t)$ 为活塞杆下端吊环吊点换算集中动荷载; q_i 为闸门面板各处脉动水压力幅值; ω_i 为闸门面板各处脉动水压力圆频率; φ_i 为闸门面板各处脉动水压力初始相位。

表5 干扰力幅值-油缸顶部振幅

Tab. 5 Relationship between the disturbance force amplitude and vibration displacement amplitude of top cylinder

力幅/kN	10	20	30	40	50	60
振幅/mm	9.37	19.13	28.69	38.88	47.19	57.66

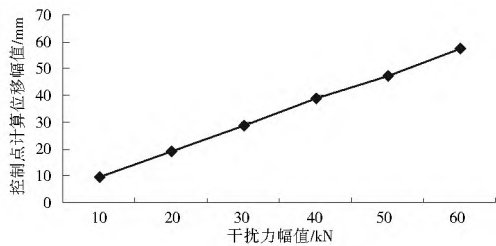


图7 干扰力幅值-油缸顶部振幅关系曲线

Fig. 7 Relationship between the disturbance force amplitude and vibration displacement amplitude of top cylinder

3 减震措施

对比有限元计算与实测结果可知,油缸产生大幅振动的原因是其与脉动水压力产生了一阶共振。据此针对该大型尾水事故闸门采取了以下减震措施:(1)在油缸顶部增加约束以提高油缸结构的自振频率,减小结构动力反应系数;(2)在尾水闸门底部设置弹性隔板^[4],对尾水流动脉动压力进行阻隔。减震措施取得了良好的效果。

将有限元计算反演得出的干扰力按闸门顶部水流基本静止、闸门面板压力近似分布形态经验假设,可以得到与表3相近的闸门顶部脉动压力值。因此采用有限元计算方法反演振动荷载是可行的。

参考文献(References):

[1] 王英人.小浪底水利枢纽金属结构设计的特点[J].水电站设计,2002,18(4):73-78.(WANG Ying ren.The metal structure design features of Xiaolangdi dam water conservancy[J].Design of hydroelectric power station,2002,18(4):73-78.(in Chinese))

[2] 蔡燕生,李东,燕飞.龚嘴水电站水轮发电机组振动分析与探讨[J].水力发电,2014,40(12):63-67.(CAI Yan sheng,LI Dong,YAN Fei.Analysis and discussion on the vibration of turbine generator sets in Gongzui hydropower station[J].Water power,2014,40(12):63-67.(in Chinese))

[3] 王勖成.有限单元法[M].北京:清华大学出版社,2003.(WANG Xu cheng.The finite element method[M].Beijing:tsinghua university press,2003.(in Chinese))

[4] Dureli, A J Park, A J Feng H. Experimental mechanics of large strain analysis[J]. Int J Non Linear Mech, 1967(2): 387-404.

[5] 尚勇,陈至达.带有摩擦的单边接触大变形问题的研究(0)-非线性有限元解及应用[J].应用力学与数学,1990,11(1):1-11.(SHANG Yong,CHEN Zhi da.On unilateral contact large deformation problem with friction (0) nonlinear finite element technique and its application[J].Applied mathematics and mechanics.1990,11(1):1-11.(in Chinese))

[6] 张建军,王守信.工程中弹性接触问题的数值计算[J].河北工业大学学报,1999,28(2):63-67.(ZHANG Jiar jun,WANG Shou xin.The numerical calculation of elastic contact problem in Engineering[J].Journal of Hebei university of technology,1999,28(2):63-67.(in Chinese))

[7] 马国华,胡桂兰.滚动轴承弹性接触问题的数值计算[J].轴承,2005(1):1-3.(MA Guo hua,HU Gui lan.Numerical calculation on elastic connection of rolling bearing[J].Bearing,2005(1):1-3.(in Chinese))

[8] 蔡中义,李明哲,陈庆敏.大变形中摩擦问题的数值模拟及应用[J].应用力学与数学,2002,2(1):1-4.(CAI Zhong yi,LI Ming zhe,CHEN Qing min.Numerical simulation and application of friction problem in large deformation[J].Applied mathematics and mechanics,2002,2(1):1-4.(in Chinese))

[9] Johnson, K L. Contact mechanics[M]. Cambridge university press,1985.

[10] YANG Bin,LIU Li hua,DONG Wei.Design of the three gorges ship elevator's gate water seal and Seal's working performance analysis[J].Journal of Applied Sciences,2013,13(22):5391-5397.

[11] 侯琴,刘礼华,杨斌.鲁地拉水电站拍式浮体闸门止水设计研究[J].水力发电,2014,40(12):59-62.(HOU Qin,LIU Li hua,YANG Bin.Study on water design of floating flap gate in Ludila hydropower station[J].Water power,2014,40(12):59-62.(in Chinese))

[12] 韩芳.复杂结构模型动力修正技术研究[D].武汉:武汉大学,2008.(HAN Fang.The dynamic modification technology research of complex structure model[D].Wuhan:Wuhan University,2008.(in Chinese))

[13] Green, A E,Zerna W.Theoretical elasticity[M].Oxford,1968.

[14] 背户一登(日).结构振动控制[M].马立新,李孜译.机械工业出版社,2011.(BEIDENG Yi hu(Japanese).Structure vibration control[M].MA Li xin,LI Zi translation.The mechanical press,2011.(in Chinese))