

DOI:10.3876/j.issn.1000-1980.2014.05.014

混流式水轮机进水管蝶阀活门裂纹分析

李建伟^{1,2}, 钟 苏¹, 王治国¹, 庞立军¹, 贾 伟¹

(1. 哈尔滨大电机研究所强度与振动研究室, 黑龙江 哈尔滨 150040; 2. 水力发电设备国家重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘要: 为探讨某电站水轮机进水管蝶阀活门筋板开裂的原因, 利用 ANSYS 有限元软件, 分别对蝶阀活门的强度及振动特性进行计算和分析。强度分析结果显示 40 mm 筋板位置的应力水平很低, 筋板的开裂并非是应力过高造成的; 蝶阀活门、筋板及盖板的模态分析表明, 蝶阀活门的 40 mm 筋板及 90 mm 盖板出现了卡门涡。结合有限元分析结果, 对电站蝶阀活门进行现场结构模态测试, 测试结果与计算结果吻合。分析结果表明, 该电站蝶阀活门出现的裂纹是由卡门涡引起的。

关键词: 蝶阀活门; 水轮机结构裂纹; 卡门涡; 结构强度

中图分类号: TK730 文献标志码: A 文章编号: 1000-1980(2014)05-0451-04

Analysis of cracks in butterfly valve of Francis turbine

LI Jianwei^{1,2}, ZHONG Su¹, WANG Zhiguo¹, PANG Lijun¹, JIA Wei¹

(1. Strength and Vibration Research Department, Harbin Institute of Large Electrical Machinery, Harbin 150040, China;
2. State Key Laboratory of Hydropower Equipment, Harbin Institute of Large Electrical Machinery, Harbin 150040, China)

Abstract: In order to explore the causes of the butterfly valve rib plate cracking of a turbine at a hydropower station, we calculated and analyzed the strength and the vibration properties of the butterfly valve using the finite element software ANSYS. The strength analysis results show that the stress level of a 40-mm rib plate is very low. Obviously, high stress is not the reason for rib plate cracking. The results of modeling analysis show that the Karman vortices occurred at a 40-mm rib plate and a 90-mm cover plate. Referring to the results of FEM analysis, we conducted a site test for the butterfly valve at the hydropower station. The experimental results agreed with the calculated results. Hence, the cracks in the butterfly valve were caused by the Karman vortices.

Key words: butterfly valve; turbine structural crack; Karman vortices; structural strength

蝶阀活门不仅结构简单、体积小、质量轻、安装尺寸小, 而且驱动力矩小, 操作简单、迅速, 还具有良好的流量调节功能和关闭密封性能, 因此被广泛应用在大型水电设备中^[1-8]。蝶阀活门处于完全开启位置时, 蝶板厚度是造成流体流经阀体唯一的阻力来源, 因此阀门所产生的压力降很小, 故具有较好的流量控制特性^[3]。

近日, 良好运行 13 a 的某混流式水轮机的蝶阀活门 40 mm 筋板与 90 mm 上盖板交接处出现了开裂, 裂纹长达 400 mm, 由于发现及时, 未给电站造成严重损

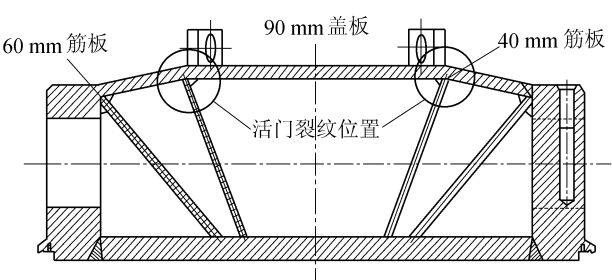


图 1 蝶阀活门结构及其开裂位置示意图
Fig. 1 Schematic diagram of butterfly valve structure and location of cracking

失或人员伤亡。该电站水轮机单机装机容量为 220 MW,在 100 ~ 160 MW 负荷区振动剧烈。裂纹出现的位置及蝶阀活门结构如图 1 所示。

结构产生裂纹或者断裂一般是由局部高应力或者强烈振动引起的。国内早期的电站设计在很长一段时间里过多关注的是高应力区域,而忽略了强烈振动对结构引起的损害,特别是没有考虑卡门涡对结构造成的影响。然而卡门涡引起的结构振动却是不容忽视的^[9]。本文以电站水轮机进水管蝶阀活门为研究对象,针对蝶阀活门出现的长裂纹问题,通过 ANSYS 有限元软件,分析蝶阀活门筋板出现裂纹的原因,阐述出水边形状对结构有效避免由于水力激振或涡列振动诱发结构共振的意义。

1 强度分析

取蝶阀活门的 1/2 作为分析对象,采用实体六面体 Solid95 单元划分网格。根据活门实际的受力状态,对结构的边界条件进行以下修正:轴头与轴瓦接触的 180°范围内简支,在轴端约束轴的转动,对称面节点约束按对称条件处理。

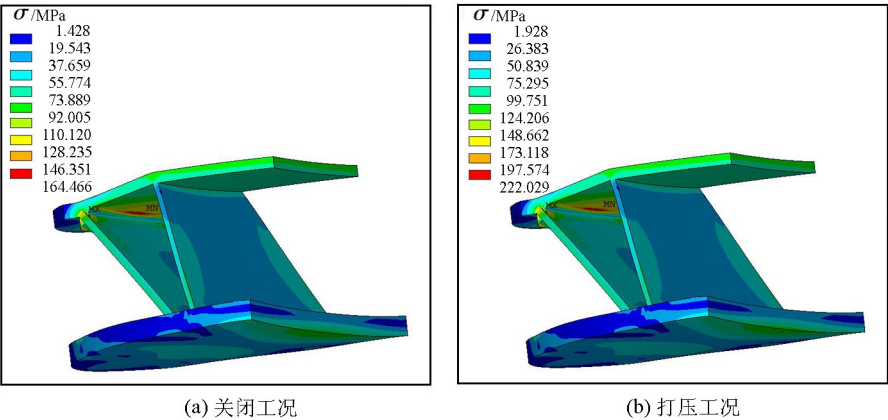


图2 蝶阀活门 Mises 应力分布
Fig. 2 Distribution of Mises stress of butterfly valve

本次计算主要分析蝶阀活门关闭工况 2.0 MPa 压力下及打压工况 2.7 MPa 压力下的应力分布。2 种工况下的应力分布如图 2 所示。由于关注的对象是活门筋板,因此隐藏了枢轴段的应力分布。蝶阀活门材料为 20Si-Mn,其在关闭工况和打压工况下材料的许用应力分别为 183.4 MPa、371.3 MPa。由图 2 可知,整个结构的应力水平低于许用应力。特别地,结构局部应力最大位置并非在 40 mm 筋板上,40 mm 筋板的应力水平很低,蝶阀活门关闭工况下 40 mm 筋板的最大应力为 82.5 MPa,打压工况下该处的应力为 111.4 MPa,远低于许用应力,而且最大应力的位置并非裂纹发生的位置。以上分析表明,电站蝶阀活门 40 mm 筋板的裂纹不是强度问题引起的。

2 振动特性分析

在计算蝶阀活门自振频率时,选取整个结构为计算模型。施加的边界条件为:在轴头与阀体支承处与阀体接触处简支,约束轴端一个端面的所有自由度。图 3 和图 4 是活门第 3 阶和第 14 阶振型,这 2 阶振型分别引起了 90 mm 盖板及 40 mm 筋板的振动。第 3 阶振型对应的频率为 73.6 Hz,第 14 阶振型对应的频率为 136.2 Hz。

卡门涡频率 F_k 计算公式为

$$F_k = Sr \frac{V}{T_1} \tag{1}$$

式中: V ——额定出力下的绝对流速; Sr ——斯特罗哈数; T_1 ——40 mm 筋板出水边厚度。

由式(1)可计算得 40 mm 筋板及 90 mm 盖板的卡门涡频率 F_k 分别为 117.2 Hz 和 58.62 Hz。

流体流过固体结构物,在结构物尾部产生交替脱流,形成卡门涡,卡门涡可诱发结构振动,活门结构有限元分析没有考虑水体对结构的附加质量影响,在水中,通常需要乘以一个下降系数 k (一般取 $k = 0.7 \sim 0.8$,这里取 0.8)。因此 90 mm 盖板的水中振动频率为 58.9 Hz,40 mm 筋板的振动频率为 109 Hz,这 2 阶频

率与卡门涡频率相当接近。盖板的弯曲振动使 40 mm 筋板根部承受交变拉压应力,而蝶阀活门在这种交变载荷下运行,长期损伤累积导致疲劳破坏。

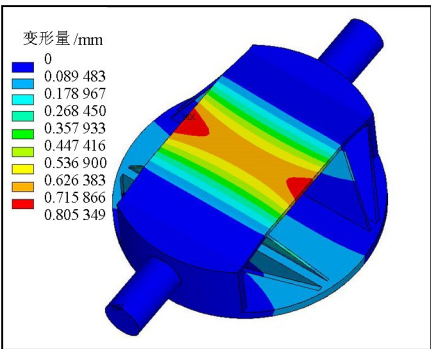


图 3 蝶阀活门第 3 阶振型对应的变形
(引起 90 mm 盖板振动)

Fig. 3 Vibration of 90-mm cover plate caused by
3rd mode shape

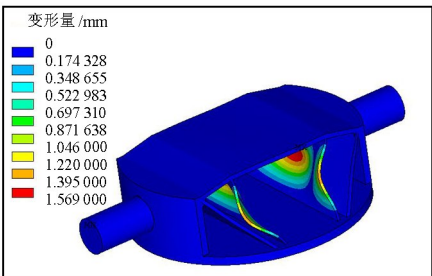


图 4 蝶阀活门第 14 阶振型对应的变形
(引起 40 mm 筋板振动)

Fig. 4 Vibration of 40-mm rib plate caused by
14th mode shape

3 试验及结果分析

针对电站 40 mm 筋板的开裂,采用锤击法对蝶阀活门的 40 mm 筋板及 90 mm 盖板进行了固有频率振动测试。在筋板及盖板上分别布置 16 个测点。采用单点激励、多点拾取的测试方法^[10-15]。用加速度传感器测量其衰减信号,对力信号及响应信号进行傅立叶变换,通过计算传递函数获得蝶阀活门筋板及盖板的固有频率。试验设备采用美国 PCB 公司生产的力锤和 308B 加速度传感器,分析仪采用 LDS 信号分析仪。

图 5 和图 6 分别给出了 40 mm 筋板和 90 mm 盖板的振动测试傅立叶变换后的频谱曲线。表 1 则是对 16 个测点分析得到的筋板及盖板的固有频率及振型。40 mm 筋板出现了 155 Hz 的固有频率(计算值为 156.0 Hz),振型为整体扭曲;90 mm 盖板出现了 86 Hz 的固有频率(计算值为 84.2 Hz),振型为整体弯曲。测试结果与有限元计算结果吻合。这 2 个固有频率值会造成 40 mm 筋板及 90 mm 盖板出现卡门涡。卡门涡诱发蝶阀活门的共振^[9-11],最终导致 40 mm 筋板开裂。因此,需要对 90 mm 盖板和 40 mm 筋板修型。两板件的修型方案如图 7 所示。

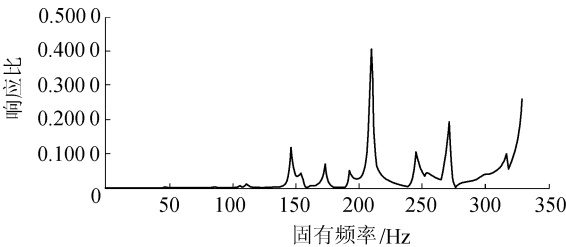


图 5 蝶阀活门 40 mm 筋板的
固有频率与响应比关系曲线

Fig. 5 Relationship between natural frequency and
response ratio for 40-mm rib plate

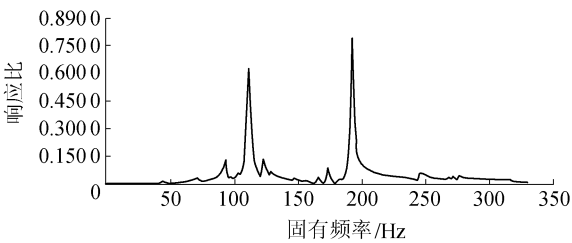


图 6 蝶阀活门 90 mm 盖板的固有
频率与响应比关系曲线

Fig. 6 Relationship between natural frequency and
response ratio for 90-mm cover plate

表 1 蝶阀活门固有频率及振型测试结果

部 件	前 4 阶固有频率/Hz				1 阶振型	2 阶振型	3 阶振型	4 阶振型
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶				
40 mm 筋板	146	155	173	192	整体弯曲	整体扭曲	局部弯曲	局部弯曲
90 mm 盖板	86	111	192	245	整体弯曲	整体扭曲	局部扭曲	局部扭曲

修型后,90 mm 盖板出水边厚度从 0.04 mm 减小到 0.02 mm(其卡门涡频率为 117.3 Hz),而 40 mm 筋板的出水边厚度从 0.02 mm 减小到 0.01 mm(其卡门涡频率变为 234.6 Hz)。在流速不变的情况下,通过降低

流体在出水边的分离厚度可以大幅度提高卡门涡激励频率,有效减少高能量漩涡的产生。因此,通过对蝶阀活门盖板及筋板的出水边采取修型方案,在出水边进行光滑过渡打磨,用减小分离厚度的方法来提高卡门涡激励频率,从而降低卡门涡扰动强度^[3]。

4 结 语

基于有限元分析和试验结果的讨论,研究了某电站水轮机进水管蝶阀活门结构裂纹产生的原因。有限元分析结果与试验结果一致,认为蝶阀活门钢板裂纹的产生是由卡门涡振动引起的,并非结构的强度不够。蝶阀活门钢板尾部卡门涡频率与结构自振频率接近或一致时可能引起结构的激烈振动,加速结构破坏,产生裂纹。避免过流部件自振频率与卡门涡频率接近或一致是必要的。因此,对结构出水边修型,降低卡门涡扰动强度,提高扰动频率,是降低活门破坏几率、延长活门使用寿命的有效措施。

参考文献:

[1] 石娟,梁鹏飞,姚征,等. 偏心蝶阀水力特性的数值模拟与分析[J]. 阀门,2004(5):10-13. (SHI Juan, LIANG Pengfei, YAO Zheng, et al. Numerical simulation and analysis for hydraulic characteristics of eccentric butterfly valves[J]. Valve, 2004 (5):10-13. (in Chinese))

[2] 庞立军,钟苏,卜良峰,等. 混流式水轮机异常噪声现场试验分析[J]. 振动与冲击,2012,31(14):39-42. (PANG Lijun, ZHONG Su, BU Liangfeng, et al. Analysis of abnormal noise of francis turbine by scene test[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012,31(14):39-42. (in Chinese))

[3] 徐淳. 蝶阀参数化设计系统开发及优化设计[D]. 沈阳:东北大学,2009.

[4] 诸葛伟林,刘光临,蒋劲,等. 蝶阀三维分离流动的数值模拟研究[J]. 流体机械,2003,31(6):14-16. (ZHUGE Weilin, LIU Guanglin, JIANG Jin, et al. Numerical investigation on 3-D separate flow of butterfly valve[J]. Fluid Machinery, 2003,31(6): 14-16. (in Chinese))

[5] 杜兆年,吴健. 三偏心蝶阀的动水力矩计算[J]. 甘肃工业大学学报,2003,29(4):70-73. (DU Zhaonian, WU Jian. Evaluation of hydro-dynamic moment on tri-eccentric butterfly valve[J]. Journal of Gansu University of Technology, 2003,29 (4):70-73. (in Chinese))

[6] 肖宁. 蝶阀设计与选用[J]. 阀门,2005(5):39-41. (XIAO Ning. Approach to the designing and choosing of butterfly valves [J]. Valve,2005(5):39-41. (in Chinese))

[7] 杨宇茂. 水轮机进水蝶阀双密封结构分析[J]. 阀门,2009(3):44-45. (YANG Yumao. Structure analysis of dual-sealed turbine inlet butterfly valve[J]. Valve, 2009(3):44-45. (in Chinese))

[8] 李正,高洪军. 出口伊朗大型水轮机蝶阀的结构分析[J]. 大电机技术,2003(5):36-39. (LI Zheng, GAO Hongjun. Structure analysis of large turbine butterfly valve exported to Iran[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2003(5): 36-39. (in Chinese))

[9] 钟苏. 关于水轮机抗振与防裂纹设计的建议[J]. 水力发电,2005(2):54-57. (ZHONG Su. Suggestion on the design of the anti-vibration and crack-proof of turbine[J]. Water Power, 2005(2):54-57. (in Chinese))

[10] 田树棠,沙莉,苑连军. 公伯峡水电站稳定性的优化措施[J]. 大电机技术,2003(2):49-53. (TIAN Shutang, SHA Li, YUAN Lianjun. Optimization measures of operating sealing for Gongboxia water power station[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2003(2):49-53. (in Chinese))

[11] 张东辉,周颖,练继建. 一种水电厂房振动模态参数识别方法[J]. 振动与冲击,2007,26(5):115-118. (ZHANG Donghui, ZHOU Ying, LIAN Jijian. A method based on ARMA model for modal parameter identification of a power station[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007,26(5):115-118. (in Chinese))

[12] RAO P S. A exact load flow method including second order teams in rectangular coordinates[J]. IEEE Trans,1982:97-101.

[13] 刘玉良,龙绍飞. 衍射时差检测技术在瀑布沟水电站水轮机蜗壳焊缝检测中的应用[J]. 水利水电科技进展,2011,31 (增刊2):25-26. (LIU Yuliang, LONG Shaofei. Application of time of flight diffraction technique to test of weld joint of spiral case of water turbine at Pubugou Hydropower Station[J]. Advance in Science and Technology of Water Resources, 2011,31 (Sup2):25-26. (in Chinese))

[14] 吕中亮,杨昌棋,安培文,等. 多点激励模态参数识别方法研究进展[J]. 振动与冲击,2011,30(1):197-203. (LYU Zhongliang, YANG Changqi, AN Peiwen, et al. Progress on model parameter indentification with multiple-excitation[J]. Journal of Vibration and shock, 2011,30(1):197-203. (in Chinese))

[15] NETO A D A, SALTARA F. Study of stay vanes vortex-induced vibrations with different trailing-edge profiles using CFD[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009,2(4):363-374.

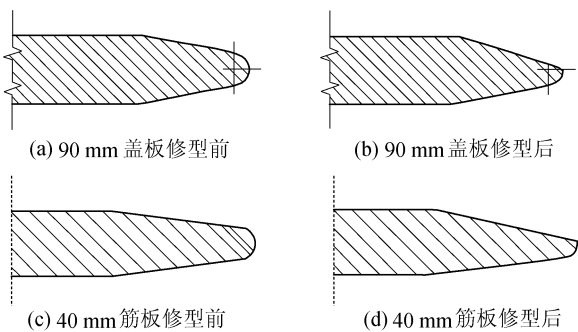


图7 修型方案示意图

Fig. 7 Sketch map of modification schemes