

基于流固耦合的泵组管系振动分析

包家汉¹, 潘紫微¹, 徐培民¹, 戚晓利^{1,2}

(1. 安徽工业大学 机械工程学院, 安徽 马鞍山 243002; 2. 南京理工大学 理学院, 江苏 南京 210094)

摘要: 为了找出管系的振源以及产生的原因,采用有限元法计算管系的模态和谐响应。管壁选用壳单元划分,管壁内流体则采用流体单元,建立了包括泵组的三维空间管系的流固耦合模型,考虑管系的柔性支撑边界条件,进行迭代求解。计算表明,在水泵电机二倍转频 48.3 Hz 附近,管系频率较集中,各测点频率响应数值均较大,50 Hz 时 3 号泵出水管垂直方向最大位移响应达 13.96 mm,计算结果与 LMS 动态测试系统的测试结果一致。泵组管系的振动原因是由于泵的周期性运动,造成管道内压力和流量的脉动,其变化频率和管系固有频率接近从而引起了共振。

关键词: 管系; 流固耦合; 有限元法; 模态分析

中图分类号: S277.9; TH123.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2010)04-0349-05

Vibration analysis on a pipe system of pumps based on fluid-structure interaction

Bao Jiahan¹, Pan Ziwei¹, Xu Peimin¹, Qi Xiaoli^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243002, China; 2. School of Sciences, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing, Jiangsu 210094, China)

Abstract: A pipe system of pump set and three dimensional pipes were investigated in the modal and harmonic response using FEM to find its vibration source and reason. The fluid-structure interaction model is built, of which shell elements was applied to the pipe, fluid elements was for the fluid and flexible support boundary conditions were considered, and solved iteratively. The results show that natural frequencies of the system are located nearby 48.3 Hz, which is of two times of the rotating frequency, and at which the displacement responses at tested points are larger. At the frequency of 50 Hz, the maximum displacement response is of 13.96 mm at the outlet pipe of No. 3 pump. They are consistent with the data tested by LMS dynamical test system. Obviously, the heavy vibration of the pipe system is a resonance caused by the periodical change in pressure and flow rate from the pump.

Key words: pipe system; fluid-structure interaction; FEM; modal analysis

输液管道系统在冶金、机械、电力、石油、化工等各行业以及各类液压设备中应用广泛,以传递质量流、动量流或能量流^[1]。由于输液管道系统中液体的压力脉动以及泵、阀门等元件的工况变化,通过流固耦合作用,引起管道系统振动与噪音,严重时可导

致管系或机器损坏^[2]。

泵组管系振动是一个流固耦合的问题。研究管系流固耦合振动的常用方法有特征线法、传递矩阵法、有限元法以及这几种方法的结合^[3]。Wiggert 等对特征线方法作了系统的研究,建立了 14 个变量的

收稿日期: 2009-09-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975003)

作者简介: 包家汉(1971—),男,安徽南陵人,副教授(bjh@ahut.edu.cn),主要从事现代机械设计理论与方法研究。

潘紫微(1956—),男,江西婺源人,教授(zwpan@ahut.edu.cn),主要从事机械故障诊断研究。

微分方程组,并应用特征线法求解^[4],文献[5]进一步丰富了该方法的内容。然而,对于复杂管道系统波动方程的求解,特征线法的数值计算精度和效率还有待提高。

传递矩阵法是20世纪60年代以来进行流固耦合频域分析的主要方法,Wiggert和Lesmez考虑管道与液体之间的泊松耦合与连接耦合,建立了输液直管的传递矩阵,并给出了弯管的处理方法,但对计算中弯管弯曲因子对弯管的影响阐述不够^[6-7]。张智勇推导出低频时输液直管单元轴向、横向振动及弯管单元的传递矩阵,并通过一个“L”形输液管系的数值分析,验证了所建立的计算模型及计算过程的正确性^[8]。但是,该方法目前见到的算例仅应用在二维管系和三维直管上。

对于复杂空间管系动态特性的分析,有限元法是极有潜力的一种数值计算方法^[9]。

某炼钢水处理碳钢沉淀池泵组在运行过程中由于振动剧烈,造成了故障率高、备件消耗量大等问题。2006年共发生各类停机故障68次,特别是在使用过程中水泵断轴故障频繁发生,备件损坏消耗213件。

因此,在大型商业软件ANSYS中建立碳钢沉淀池泵组管系的有限元模型,采用壳单元建立管壁模型,管壁内流体则采用流体单元来考虑,建立相应的流固耦合仿真模型,考虑管系的柔性支撑边界条件,在耦合方式上考虑流固双向耦合,进行迭代求解,对管网进行有限元计算,分析在各种工作状况下管网振动的振源以及产生的原因。

1 模态分析有限元模型

1.1 实体模型的建立

根据图纸和现场测试数据,在三维CAD软件中建立泵组管系各部件的实体模型,建模时,代表各管的体外径按实际管壁的内径考虑。按照位置关系实现装配,装配后输出为*.sat格式,再导入有限元软件ANSYS中,其中 x 轴为进水管和出水管轴线方向, z 轴为垂直方向。

1.2 单元的选择

采用Fluid30单元模拟流体介质及流固耦合界面,该单元有8个节点,每个节点有4个自由度: x, y, z 方向的平动和压力,但只有在流固耦合界面上节点的平动才有效。

Fluid30单元的三维波动方程,被离散用以考虑

声压和结构运动在界面上的耦合,在Fluid30单元中,设置单元属性Keyopt(2)=0来考虑流体压力的影响。该单元包括界面上吸收材料的声波衰减,可与其他三维结构单元一起使用,完成非对称或阻尼模态的全谐波响应和全瞬态法分析。

同整体尺寸相比,进水管、出水管、泵壳以及薄壁管支架厚度较薄,因此采用Shell单元来划分。考虑到实体建模时是按实际管壁的内径来建立表示各管的圆柱体的,为了使模型更符合实际水体结构,并不带中间节点的流体单元Fluid30相匹配,选用Shell181单元。

Shell181单元适用于分析从薄至中等厚度的壳结构,由4个节点定义,每个节点有6个自由度:节点坐标系的 x, y, z 方向的平动和绕 x, y, z 轴的转动。该单元特别适合于分析具有线性、大角度转动和/或非线性大应变特性的应用问题,单元内积分可用完全积分和缩减积分。Shell181单元能考虑分布压力的随动效应。

另外,还选择了三维实体结构单元Solid45和三维梁单元Beam4。Solid45用于划分管接头和泵上的法兰、底座等实体;Beam4用于模拟波纹管、法兰等外连接螺栓。泵组管系的有限元模型如图1所示。

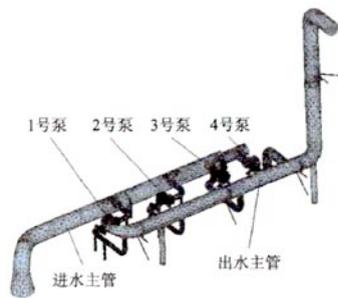


图1 泵组管系有限元模型

Fig. 1 Finite element model of a pipe system of pumps

1.3 材料属性

在泵组管系中,除了由普碳钢焊接的钢管、铸铁铸造而成的泵壳,以及隔振和补偿管道变形用的橡胶管外,还有水管和泵内的液体水。各材料的属性参见表1。

表1 各材料的属性
Tab. 1 Material properties

材料	钢	铸铁	橡胶	水
弹性模量 E/Pa	2×10^{11}	1.5×10^{11}	7.84	
泊松比 μ	0.30	0.30	0.47	
密度 $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	7 800	7 300	1 500	1 000
音速 $c / (\text{m}/\text{s})$				1 497

1.4 边界条件和载荷

在模态分析中,施加各位移约束和管内流体的压力.压力在模态提取时虽然被忽略,但程序计算出力矢量大小,并写入模态形文件中,可以在随后的谐响应或瞬态分析中使用.模型中施加的边界条件和载荷有:①进水主管管口钢管底面 Shell181 单元上节点施加全约束;②进水主管埋入墙壁段外表面节点施加全约束;③出水主管埋入墙壁段外表面节点施加全约束;④各管支架和泵底面固定处节点施加全约束;⑤进水主管管口底面 Fluid30 单元上节点施加进水压力 0.053 MPa (水面到进水管口高度 5.4 m),出水主管液面自由;⑥施加重力加速度 $9\ 800\text{ mm/s}^2$.

1.5 模态求解设置

为了确定泵组管系的固有频率,首先进行模态分析.对于流固耦合问题,由于描述流固耦合问题的矩阵具有非对称性,因此采用非对称模态提取方法.

1.6 模态求解结果

泵组管系前 20 阶固有频率(复模态实部)计算结果见表 2.

表 2 泵组管系前 20 阶固有频率
Tab.2 First 20 step natural frequencies

阶数	频率/Hz	振型说明
1	17.800	出水主管 x 方向平动
2	24.441	4 号出水支管 x 方向平动
3	27.791	出水主管尾绕 x 轴扭转
4	29.848	2 号进、出水支管和进水主管管尾 x 方向平动
5	32.793	1 号泵出水支管 x 方向平动
6	33.233	4 号泵出水支管 y 方向平动
7	34.251	1 号泵出水支管 z 方向平动
8	34.605	4 号泵出水支管 x 方向平动
9	35.500	2 号泵出水支管 x 方向平动
10	38.152	出水主管竖直管 y 方向平动
11	38.862	1 号泵出水支管 y 方向平动
12	40.095	1 号泵出水支管 x 方向平动
13	43.066	4 号泵出水支管 y 方向平动
14	45.243	2 号泵进水支管和 3 号泵出水弯管 y 方向平动
15	48.613	3 号泵出水弯管 y 方向平动
16	49.812	出水主管 y 方向平动
17	50.398	出水主管 z 方向平动
18	53.083	1 号、4 号出水支管 z 方向平动
19	55.140	3 号泵出水弯管 z 方向平动
20	56.840	2 号出水支管 z 方向平动

从表 2 看出:管系第 1 阶固有频率 17.800 Hz 为出水主管 x 方向平动,说明管系出水主管在 x 方向刚度最弱;前 20 阶固有频率从 17.800 Hz 到 56.840 Hz,频率较集中,分布范围窄,1-4 号出水

支管的固有频率均在此范围内出现,说明 1-4 号出水支管的刚度基本接近;在 40.095~50.398 Hz 区间,1-4 号泵和出水管的固有频率均有出现.

1.7 谐响应求解设置

根据 3 号泵(流量 $972\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 43 m,转速 1 450 r/min)和 4 号泵(流量 $1\ 116\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 36 m,转速 1 450 r/min)的工作性能,分别在 3 号和 4 号泵出水主管管口界面流体单元的节点上施加激振压力(单位 MPa) $0.42\sin 2\pi ft$ 和 $0.35\sin 2\pi ft$ (模拟 3 号和 4 号泵同时开启的工况).根据模态分析的结果,受硬件条件的限制,设置求解频率范围为 1~100 Hz,步长 1 Hz,采用完全法进行谐响应分析.

2 计算结果

采用时间历程后处理器观察各测点在整个频率范围内的位移.限于篇幅,仅列出振动比较剧烈的 3 号泵出水管道各测点(见图 2)的位移响应.因测点 2 未用,图中未标注.

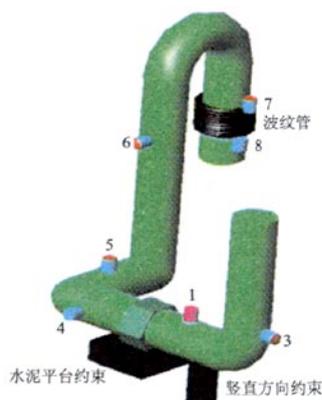


图 2 3 号泵出水管道测点布置

Fig.2 Measuring points arrangement of No.3 pump

从测点 7,8 的位移响应(图 3,4)可以看出:

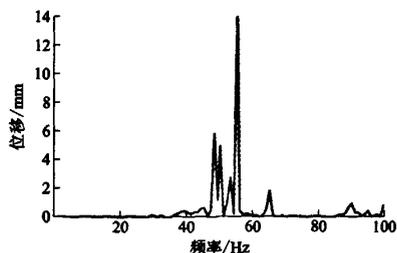


图 3 测点 7 垂直方向位移响应

Fig.3 Vertical displacement response of No.7 measuring point

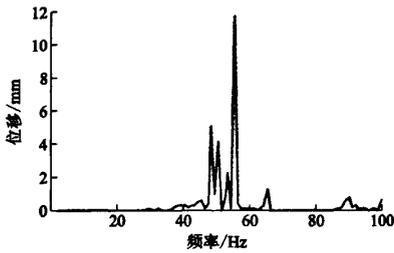


图4 测点8垂直方向位移响应

Fig. 4 Vertical displacement response of No. 8 measuring point in 55 Hz, the displacement of No. 7 measuring point at the outlet of No. 3 pump is the largest, reaching 14.96 mm, which is larger than the response of No. 8 at the same frequency (11.62 mm), indicating that the corrugated pipe does not play a role in vibration reduction and isolation, but rather due to the reduction of stiffness, causing the displacement response of No. 7 to increase; due to the constraint of the concrete platform, the vibration response of No. 5 (Fig. 5) is slightly reduced, with a maximum displacement response of 9.68 mm at 55 Hz; the vertical displacement response of No. 1 (Fig. 6) is significantly reduced, with a maximum displacement response of only 1.21 mm at 50 Hz. In addition to the vertical direction, the displacement response of No. 6 (Fig. 7) and No. 4 (Fig. 8) along the x-axis is also large, and is concentrated near 50 Hz and 90 Hz.

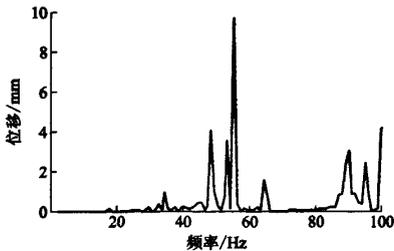


图5 测点5垂直方向位移响应

Fig. 5 Vertical displacement response of No. 5 measuring point

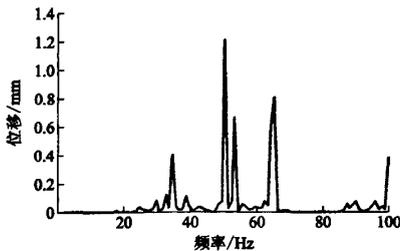


图6 测点1垂直方向位移响应

Fig. 6 Vertical displacement response of No. 1 measuring point

3 测试分析

采用 LMS SCADAS 8 通道便携式动态测试与分析系统,软件版本为 LMS Test Lab 8A;除测点1为

磁电式速度传感器外,其他传感器为上海北智技术有限公司生产的 ICP 型加速度计,采样频率 500 Hz,谱线数 1 600,分辨率 0.312 5 Hz,保存时域信号和谱信号,未加窗。

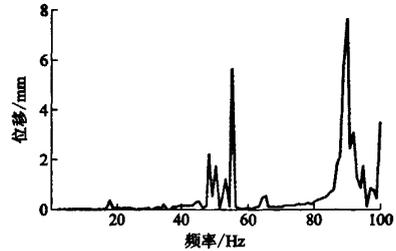


图7 测点6沿x方向位移响应

Fig. 7 Displacement response along x axis of No. 6 measuring point

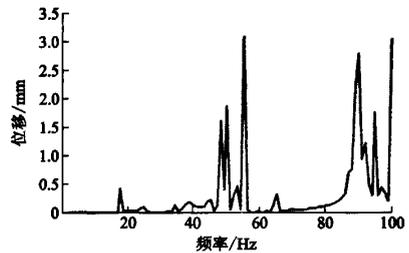
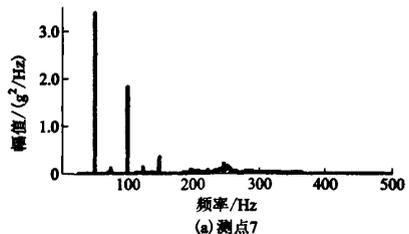


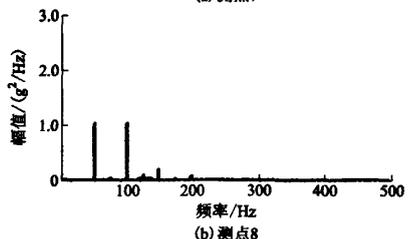
图8 测点4沿x方向位移响应

Fig. 8 Displacement response along x axis of No. 4 measuring point

从功率谱结构(图9,10)可知:各测点振动加速度信号自功率谱呈现离散频谱结构,与有限元计算结果一致,主要为泵转速频率成分的倍频分量,属于典型的旋转机械振动信号。从总振级上看,泵振动小,



(a) 测点7



(b) 测点8

图9 测点7和测点8垂直方向自功率谱

Fig. 9 Auto-spectral of No. 7 and No. 8 measuring points

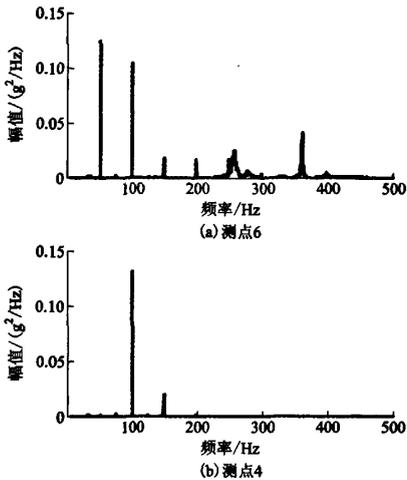


图 10 测点 6 和测点 4 沿 x 方向自功率谱

Fig. 10 Auto-spectral of No. 6 and No. 4 measuring points

出口管线振动大,且以测点 7 弯处竖直方向振动最大;从功率谱结构上看,仍呈现离散频谱结构,各测点、各方向均以二倍和四倍频率成分为主。

4 实施效果

根据计算与分析结果,于 2007 年 9 月底完成了泵电机的变频控制改造,实际工作转速 900 r/min,泵组管系振动大幅降低。此后,泵组管系故障停机次数明显减少,除了在 2007 年 12 月发生了一起由于轴承质量引起的发热故障外,至今未出现一次停机故障。这说明泵组有效地避开了主要谐振区,振动的破坏力大大减小,达到了预期的目标要求。

5 结论

(1)各测点、方向的计算和测量结果一致。响应数据均以二倍,四倍频率成分为主,正好是 3 号泵叶片数乘以转频。因此,泵组管系的振动是由于泵的周期性运动造成管道内压力和流量的脉动,引起共振。

(2)泵组管系前 20 阶固有频率从 17.8 Hz 到 56.84 Hz,频率较集中,分布范围窄。根据各测点的响应情况,提出采用变频调速电机驱动各泵的方案,泵组有效地避开了主要谐振区。改造后近两年泵组管系因振动问题造成的故障停机未再发生。

(3)计算管壁与流体间采用 FSI 方法,未考虑管道与液体之间的摩擦耦合和管道流速的影响。

参考文献 (References)

[1] 张敦福,王锡平,赵俊峰. 悬臂输送管道流-固耦合

动力学系统的直接解法[J]. 机械工程学报,2004,40(3):195-198.

Zhang Dunfu, Wang Xiping, Zhao Junfeng. Direct method of liquid-solid coupled a dynamics analysis of a camped pipe conveying fluid[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004,40(3):195-198. (in Chinese)

[2] 张智勇,沈荣瀛. 充液直管管系中的固-液耦合振动响应分析[J]. 振动工程学报,2000,13(3):455-461.

Zhang Zhiyong, Shen Rongying. Fluid-structure interaction of the straight liquid-filled piping system[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2000,13(3):455-461. (in Chinese)

[3] 周瑞祥,王建平,沈燕良,等. 飞机燃油复杂管道压力瞬态特性分析[J]. 系统仿真学报,2004,16(5):887-889.

Zhou Ruixiang, Wang Jianping, Shen Yanliang, et al. Research on pressure transient of the airplane complex refueling pipeline[J]. *Journal of System Simulation*, 2004,16(5):887-889. (in Chinese)

[4] Wiggert D C, Hatfield F J, Stuckenbruck S. Analysis of liquid and structural transients in piping by the method of characteristics[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1987, 109(2):161-165.

[5] Shimada M, Brown J, Vardy A. Estimating friction errors in MOC analyses of unsteady pipe flows[J]. *Computers and Fluids*, 2007,36(7):1235-1246.

[6] Wiggert D C, Tijsseling A S. Fluid transients and fluid-structure interaction in flexible liquid-filled piping[J]. *ASME Applied Mechanics Reviews*, 2001,54(5):455-481.

[7] Lesmez M W, Wiggert D C, Hatfield F J. Modal analysis of vibrations in liquid-filled piping systems[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1990, 112(3):311-318.

[8] 张智勇,沈荣瀛,王强. 充液管道系统的模态分析[J]. 固体力学学报,2001,22(2):143-149.

Zhang Zhiyong, Shen Rongying, Wang Qiang. The modal analysis of the liquid-filled pipe system[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2001,22(2):143-149. (in Chinese)

[9] Maess M K, Gaul L. Simulation of structural deformations of flexible piping systems by acoustic excitation[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2007, 129(3):363-371.

(责任编辑 张文涛)