

井下工具系统固液耦合动力特性研究

刘传刚¹, 邵明仁¹, 郭志全², 杨成³

(1. 中海油能源发展监督监理技术公司, 天津 300450;

2. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 3. 中海油天津分公司钻井部, 天津 300450)

摘要: 用有限元法推导了普通井下生产管柱的固液耦合振动方程, 计算出管柱的固有频率, 并与数值计算方法进行对比. 对井下管柱系统进行有限元谐响应分析, 根据实测的潜油电泵振动数据, 结合谐响应激励载荷, 进行动力学分析, 计算出管柱稳定工作时的动载荷频率范围. 结果表明, 额定功率下潜油泵的振动以及原油的流动速度均不会对井下工具系统产生明显的振动影响.

关键词: 固液耦合; 动力特性; 生产管柱; 振动

中图分类号: TE355 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-6510(2011)04-0053-04

Dynamic Properties Study of Solid-Liquid Coupling for Underground Oil Tools System

LIU Chuan-gang¹, SHAO Ming-ren¹, GUO Zhi-quan², YANG Cheng³

(1. CNOOC Energy Technology & Services Ltd. Supervision & technology Co., Tianjin 300450, China;

2. College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China;

3. CNOOC (China) Ltd. Tianjin Branch Company Drilling Dept., Tianjin 300450, China)

Abstract: Solid-liquid coupling vibration differential equation was derived in finite element method for underground exploitation of oil pipe. Compared with the numerical calculation method, the natural frequencies of pipe system were calculated. Finite element analysis of harmonic response was done for oil pipe system. Based actual measurement submersible pump vibration data and the results of harmonic response, the influence of submersible pump vibration to exploitation of oil pipe system was Inferred. The results show that the vibration of the pump power rating and oil flow speed of the tool system are not generating obvious vibration influence.

Keywords: solid-liquid coupling; dynamic characteristics; production string; vibration

普通油气生产井生产过程中, 井下工具主振源是潜油电泵电机, 潜油电泵电机高速旋转, 高压气体或液体的高速流动, 将引起管柱产生复杂的横向振动, 而管柱振动又会改变液(气)体的流动状态, 二者相互作用, 相互影响, 形成固液耦合振动. 油管柱的振动影响抽油系统的工作状况, 若振动幅度过大或造成共振, 将会对井下工具的强度产生影响, 同时其密封效果会严重降低. 在生产周期内容易因工具的强度或密封问题造成工具失效, 从而使油井停产, 造成不必要的损失. 为了精确描述井下工具系统在工作状

态下的振动情况, 考虑固液耦合对其动力特性的影响是十分必要的.

由于井下工具主体为管柱结构, 对井下工具的研究与等径液体输送管柱分析^[1-3]有很多类似. 但由于工作状态与环境不同, 使其动力学边界条件相差很大. 本文在对管柱结构的动力学理论研究的基础上, 对井下工具进行模态分析, 并通过实测的振动载荷对井下工具系统进行了动力学响应分析, 得出其工作状态下的动力学响应, 并分析出管柱稳定工作时的动载荷频率范围.

收稿日期: 2011-01-21; 修回日期: 2011-04-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50905127)

作者简介: 刘传刚(1982—), 男, 山东德州人, 工程师; 通信作者: 郭志全, 副教授, guozhiquan@tust.edu.cn.

1 动力学微分方程的建立

考虑一等径液体输送管柱,如图1所示.管柱两端铰支,长度为 l ,输送液体的压力为 p ,液体充满管柱,且以速度 v 匀速流动,管柱轴向为 x 方向,其横向位移为 y .假设单位长度的管柱质量为 m_p ,单位长度的液体质量为 m_f ,管柱抗弯刚度为 EI ,管柱横截面积为 A .

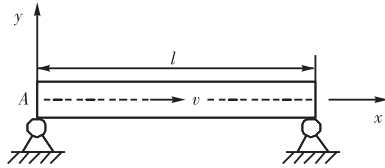


图1 两端铰支的液体管柱
Fig.1 Liquid pipe with ends hinge

该模型为受理想约束的完整保守系统,满足积分变分原理条件,根据Hamilton原理有

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta V) dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W dt = 0 \quad (1)$$

式中: T 为管柱动能(含液体动能); V 为管柱势能; δW 为非保守力在虚位移上作的功.而

$$T = \int_0^l \left\{ \frac{1}{2} m_p (\dot{y})^2 + \frac{1}{2} m_f [v^2 + (\dot{y} + vy)^2] \right\} dx \quad (2)$$

$$V = \frac{1}{2} EI \int_0^l (y'')^2 dx \quad (3)$$

式中:“'”表示对 x 的微分;“·”表示对时间 t 的微分.

非保守力在虚位移上作的功为

$$\delta W = - \int_0^l c y \delta y dx - \frac{1}{2} \int_0^l A p (y')^2 dx \quad (4)$$

将式(2)一式(4)代入式(1),并且考虑以下关系式:

$$\delta \dot{y} = \frac{\partial}{\partial t} \delta y, \delta y' = \frac{\partial}{\partial x} \delta y, \delta y'' = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \delta y, \text{可以得到}$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \int_0^l \left\{ (m_p + m_f) \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial}{\partial t} (\delta y) + m_f v \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial}{\partial t} (\delta y) + \right.$$

$$m_f v \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) + m_f v^2 \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) -$$

$$EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\delta y) \left. \right\} dx dt - \int_{t_1}^{t_2} \int_0^l c \frac{\partial y}{\partial t} dx dt -$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \int_0^l A p \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) dx dt = 0$$

变换积分次序,作分部积分,可得

$$\int_{t_1}^{t_2} \int_0^l \left[EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\delta y) + c \frac{\partial y}{\partial t} (\delta y) + \right.$$

$$A p \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) - m_f v^2 \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) +$$

$$m_f v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} (\delta y) - m_f v \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial t} (\delta y) + \left. (m_p + m_f) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} (\delta y) \right] dt dx = 0$$

上式始终成立,所以有

$$\int_0^l \left[EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\delta y) + c \frac{\partial y}{\partial t} (\delta y) + A p \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) - m_f v^2 \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) + m_f v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} (\delta y) - m_f v \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\partial}{\partial t} (\delta y) + (m_p + m_f) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} (\delta y) \right] dx = 0 \quad (5)$$

由于 δy 是任意的,利用边界条件,进一步可得到沿轴向流动的液体诱发井下管柱横向振动的微分方程^[3]为

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + (m_f v + A p) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + 2 m_f v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + c \frac{\partial y}{\partial t} + (m_p + m_f) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

为了便于应用有限元方法进行分析,需将上述微分方程离散化.

2 动力学方程的离散化

将井下管柱系统划分为若干个单元,采用以下有限元位移模式:

$$\delta y = [N(x)] \delta \{w(t)\} \quad (7)$$

式中: $[N(x)]$ 为形函数矩阵; $\{w(t)\}$ 为节点位移向量.且有

$$\begin{cases} \frac{\partial y}{\partial t} = [N(x)] \{\dot{w}(t)\} \\ \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = [N(x)] \{\ddot{w}(t)\} \\ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = [N''(x)] \{w(t)\} \\ \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = [N'(x)] \{\dot{w}(t)\} \\ \frac{\partial}{\partial x} (\delta y) = [N'(x)] \delta \{w(t)\} \end{cases} \quad (8)$$

将式(7)、(8)代入式(5),进行有限元离散化,得到单元运动方程:

$$[M]^e \{\ddot{w}(t)\} + ([C_b]^e + [C_a]^e) \{\dot{w}(t)\} + ([K_b]^e + [K_a]^e) \{w(t)\} = \{f\}^e \quad (9)$$

式中: $[M]^e$ 为单元质量矩阵; $[C]^e$ 为单元阻尼矩阵; $[K_b]^e$ 为单元刚度矩阵; $\{f\}^e$ 为单元节点力向量;

$[C_a]^e$ 为单元固液耦合阻尼矩阵,是反对称矩阵;
 $[K_a]^e$ 为单元固液耦合刚度矩阵,是对称矩阵.

$$[M]^e = \int_0^l (m_p + m_f)[N]^T[N]dx$$

$$[C_b]^e = \int_0^l c[N]^T[N]dx$$

$$[K_b]^e = \int_0^l EI[N'']^T[N'']dx$$

$$\{f\}^e = [N]^T\{f(t)\}$$

$$[C_a]^e = \int_0^l m_f v([N]^T[N] - [N]^T[N'])dx$$

$$[K_a]^e = (Ap - m_f v^2) \int_0^l ([N]^T[N'])dx$$

将单元运动方程叠加,得到井下管柱的振动方程^[4-5]:

$$[M]\{\ddot{w}(t)\} + ([C_b] + [C_a])\{\dot{w}(t)\} + ([K_b] + [K_a])\{w(t)\} = \{f(t)\}$$

式中: $[M]$ 是管柱总体质量矩阵; $[C_b]$ 是管柱阻尼矩阵; $[K_b]$ 为管柱刚度矩阵; $[C_a]$ 为管柱固液耦合阻尼矩阵,为反对称矩阵; $[K_a]$ 为管柱固液耦合刚度矩阵,为对称矩阵; $\{f(t)\}$ 为总体载荷向量.

3 动力学特性分析

选取与电潜泵相连的一段管柱为研究对象.管柱长度 $L = 3.4\text{ m}$,壁厚 $t = 0.0055\text{ m}$,外径 $\Phi = 0.073\text{ m}$,材料密度 $\rho_1 = 7.9 \times 10^3\text{ kg/m}^3$,原油密度 $\rho_2 = 0.9 \times 10^3\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E = 2.1 \times 10^{11}\text{ Pa}$,泊松比 $\gamma = 0.3$.

当管柱中原油流速和轴向力为零时,其前两阶固有频率的解析解与有限元数值解比较,见表 1.应用解析法和数值法计算出的固有频率值相差很小,误差不超过 1%.可见有限元模型是正确的.应用该模型可进行动力学耦合分析.

表 1 管柱两端铰支的前两阶固有频率

Tab.1 Low natural frequencies of pipe with ends hinge

阶次	固有频率/Hz		误差率/%
	解析解	数值解	
第一阶	122.44	123.16	0.59
第二阶	165.28	166.32	0.63

管柱内液体流动速度对其固有频率有一定影响.当管柱内液体流速 $\leq 50\text{ m/s}$ 时,流速对管柱的固有频率的影响很小,可忽略不计^[6].电潜泵的排量为 $500\text{ m}^3/\text{d}$,对应管柱内最大流速为 19.3 m/s ,可以推知,该速度对管柱固有频率的影响可忽略不计.

4 谐响应分析

应用有限元分析软件对所研究管柱进行谐响应分析,谐响应激振力设为 $F = 0.1g \sin \omega t$ (g 为重力加速度),边界条件为两端铰支,激振点为管柱中部,经有限元分析,管柱中振动最大节点处的加速度频响曲线如图 2 所示.

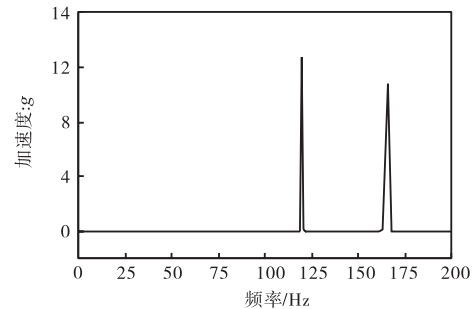


图 2 管柱谐响应分析

Fig.2 Harmonic response analysis of pipe

管柱谐响应分析表明,在激振力频率 $< 120\text{ Hz}$ 时,管柱处于稳定状态,振动的加速度值近似为零.当激振力频率与管柱固有频率靠近时,管柱振动明显,振动峰值达到 12.4 g ,管柱处于失稳状态.

潜油泵在工作状态下产生的振动载荷类似于谐响应激振力,其激振频率比较稳定.本文所研究的工具系统的潜油泵参数如下:额定功率 100 kW ,排量 $500\text{ m}^3/\text{d}$,扬程 2000 m ,转速 2900 r/min .额定功率下潜油泵振动的实测数据(时域振动信号)如图 3 所示.从潜油泵时域振动信号可知,振动最大加速度约为 0.1 g .

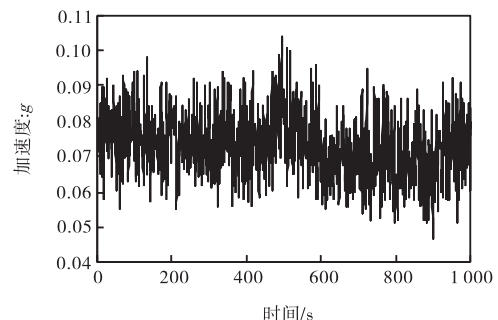


图 3 工作状态下潜油泵振动(时域)

Fig.3 Dive pump vibration in working status(time domain)

将潜油泵工作状态的振动信号进行 FFT 变换,得到频域下的振动载荷,如图 4 所示.从潜油泵工作状态的频域振动信号情况可知,振源的主振频率为

24.2 Hz 和 48.39 Hz, 振动频率集中在 80 Hz 以下. 在频率 48.39 Hz 处, 振动达到峰值 10.01 g, 这与管柱固有频率(122.44 Hz)相差较大. 参照管柱的谐响应分析结果, 潜油泵电机的这两个频率的振动均不会对管柱的振动产生影响.

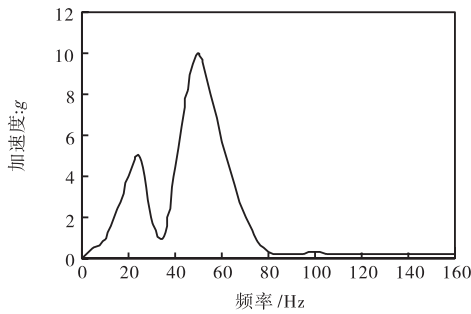


图4 潜油泵振动(频域)
Fig.4 Dive pump vibration(frequency domain)

5 结论

(1) 根据 Hamilton 原理, 应用有限元法推导了井下管柱的固液耦合振动方程, 应用所推导的方程计算出管柱的固有频率, 并与数值计算方法进行对比. 两种方法得到的频率值相差不超过 1%.

(2) 对井下管柱系统进行有限元谐响应分析, 结

果表明: 管柱在动载荷频率 < 120 Hz 时, 管柱处在稳定状态.

(3) 根据实测的潜油泵振动数据, 结合谐响应分析结果, 推断出额定功率下潜油泵的振动以及原油的流动速度均不会对井下工具系统产生明显的振动影响.

参考文献:

[1] Wang Yan-lin, Wang Zi-dong, Chen Ming-wen, et al. The fluid-solid coupling dynamic characteristic study of piping system for submarines[J]. Ship Science and Technology, 2009, 31(6): 42-46.

[2] 许萍, 李著信, 蒋忠. 液体输送管道固液耦合振动的有限元分析[J]. 管道技术设备, 2004(6): 3-6.

[3] 王世忠, 王茹. 三维管道固液耦合振动分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1992, 24(4): 43-49.

[4] 孟天慧. 液体输送管道的振动和稳定性问题[J]. 油气储运, 1990, 9(1): 68-73.

[5] 王世忠, 于石生. 载流管道固液耦合振动计算[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(6): 816-818, 841.

[6] 佟明君, 赵树山, 王世忠. 输送流体管道的固液耦合振动分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2004, 9(2): 135-138.

(上接第 47 页)

参考文献:

[1] 沈永兵, 肖军, 沈来宏. 木质类生物质的热重分析研究[J]. 能源研究与利用, 2005(3): 23-26.

[2] 廖艳芬, 马晓茜, 孙永明. 木材热解及金属盐催化热解动力学特性研究[J]. 林产化学与工业, 2008, 28(5): 45-50.

[3] 吴明铂. 化学活化法制备活性炭的研究进展[J]. 炭素技术, 1999(4): 19-23.

[4] 张会平, 叶李艺, 杨立春. 氯化锌活化法制备木质活性炭研究[J]. 材料科学与工艺, 2006, 14(1): 42-45.

[5] 中野焯三. 木材化学[M]. 鲍禾, 李忠正, 译. 北京: 中国林业出版社, 1989: 6-8.

[6] 解强. 城市固体废弃物能源利用技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 18-26.

[7] 廖艳芬, 王树荣, 骆仲泱, 等. 氯化钙催化纤维素热裂解动力学研究[J]. 燃料化学学报, 2005, 33(6): 692-697.

[8] 方桂珍. 木材功能性改良[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 156-157.

[9] 立本英机, 安部郁夫. 活性炭的应用技术: 其维持管理与存在问题[M]. 高尚惠, 译. 南京: 东南大学出版社, 2002: 33-40.

[10] 谭洪. 生物质热裂解机理试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.

[11] Müller-Hagedorn M, Bockhorn H, Krebs L, et al. A comparative kinetic study on the pyrolysis of three different wood species[J]. Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, 2003, 68/69: 231-249.

[12] Li Z Y, Wang R F, Ye J S, et al. Preparation of activated carbon from polycarbonate by chemical activation [C]// Proceeding of 17th International Congress of Chemical and Process Engineering. Prague: 2006.