

文章编号: 1003-9015(2012)05-0770-05

非稳定流体与 U 形管路耦合振动特性研究

许伟伟, 武 博, 吴大转, 王乐勤

(浙江大学 化学工程与生物工程学系 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027)

摘 要: 针对采油用管道内流体引发管道振动问题, 研究了 U 形管路在内流作用下的振动特性, 利用非线性耦合方法分析非稳定流体与管道相互耦合规律。流固耦合模态结果与前人计算结果相近, 验证了数据的可靠性。模拟结果发现, 在周期性脉动流体的作用下, 管道最大应力及位移振动呈周期性变化; 流体频率与管道基频相近时, 管道位移振动频谱既有流体诱发的高频又有较低的管路基频。流体速度增加, 管道位移增加, 管道最大应力增加, 管道基频减小。另外, 发现脉动流体频率增加, 管路基频增加。

关键词: 输油管路; 流固耦合; 非稳定流体; 高频振动

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

Vibration Investigation of U Pipe Interacted with Unsteady Fluid

XU Wei-wei, WU Bo, WU Da-zhuan, WANG Le-qin

(Institute of Chemical Machinery, Department of Chemical and Biological Engineering,
Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Pipe vibration due to transient flow is very common in petrochemical industry, so the transient response of U pipe with various fluids were studied by the application of Adina-FSI. The simulation results were validated by comparing them with the results in literature obtained by numerical solution. The results show that the pipeline vibrates periodically with the periodically changing fluid velocity. The resonance vibration occurs when fluid frequency is similar to the pipe basic frequency, and at that time the pipe vibration frequency includes low pipe model frequency and high frequency induced by flow pulsations. The pipe frequency increases as fluid pulsation frequency increases and it decreases while fluid velocity increases. The maximum effective stress and vibration amplitude of pipe increase greatly with the increase of fluid velocity.

Key words: oil pipe line; fluid-structure interaction; unsteady fluid; high-frequency vibration

1 前 言

在油气开采过程中, 输送原油及输气的管路由于段塞流^[1]、脉动流^[2]及高速流而产生剧烈的压力波动, 给油气开采系统带来诸多危害。因此, 探求输流管道系统与在非稳定流体下的流体结构互动机理^[3], 对管路研究有重要的安全意义及经济意义。理论方面, 王世忠等^[4]研究了流速、流压对管道固有频率的影响, 张智勇等^[5]研究了流固耦合对直管段轴向振动的影响规律。数值模拟计算方面, 罗宏瀚^[6]包家汉^[7]利用 ansys 软件计算管道流固耦合问题, 并验证其可行性, 冯卫民等^[8]利用 Adina 软件分析了输液管道的流固耦合特性。其中 Adina 软件中的流固耦合(FSI)主要用于处理液体和固体间的非线性动态耦合问题, 在输液管道流固耦合中应用广泛^[9~12], 而且 Adina 在结构非线性(包括几何、弹塑性、接触), 非线性分析方面较强。本文利用 Adina 软件重点分析流体脉动频率及速度对管道振动、应力的影响规律, 为输油气管路安全设计提供参考。

收稿日期: 2011-03-29; 修订日期: 2011-07-12。

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助。

作者简介: 许伟伟(1984-), 女, 山东泰安人, 浙江大学博士生。通讯联系人: 吴大转, E-mail: wudazhuan@zju.edu.cn

2 方法验证

采用简单直管段作为验证模型, 将计算结果与文献[13]所给结果进行比对。结构模型如图 1(a)所示, 管道直径为 5.975 mm, 壁厚 0.375 mm, 管长为 0.254 m, 管壁弹性模量 117 GPa, 泊松比 0.3, 管壁密度为 $8930 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 流体密度 $1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 压力波长 $20 \mu\text{s}$, 计算时间步长 $1 \mu\text{s}$ 。入口压力边界如图 1(b)所示, f_0 为压力脉动幅值。

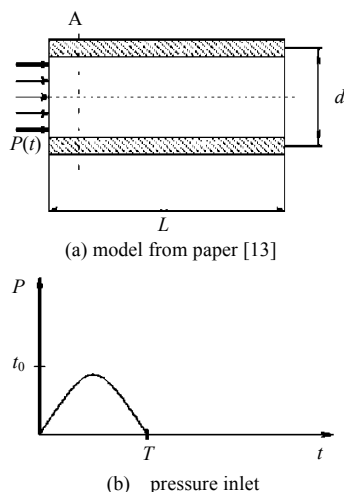


图 1 验证结构图, 文献[13]

Fig.1 Structure of pipe in paper [13]

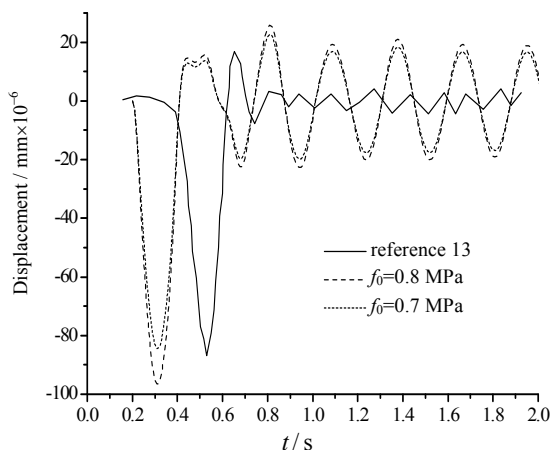


图 2 计算结果比较

图 2 The results validation

图 2 给出了本文三维流固非线性耦合计算结果与文献[13]给出的线性耦合计算结果的比较, 对比了距入口 60 mm A 处的计算结果。由图可知, 两者计算结果变化趋势相同, 受入口边界的影响, A 处沿径向位移会出现第一个波峰, 随后 A 处径向位移继续波动, 但波动幅度小于第一个波峰。文献[13]的脉动较本文结果相对滞后, 且文献[13]计算余震幅度较 Adina 计算低, 这主要是由于文献[13]与本文计算方法不同造成的, 文献[13]考虑流体为一维线单元, Adina 采用非线性分析管路流固耦合。

3 模型与流固耦合方法

3.1 计算模型与边界条件

本文选用常见的 U 型弯管作为研究模型, 其结构如图 3 所示, 该管道外径 0.2223 m, 壁厚 0.01 m, 直管段长 10 m。管道材料为钢材, 密度为 $7800 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 弹性模量为 167 GPa, 泊松比为 0.3。管道内液体密度为 $856 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 黏度为 $0.004 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

耦合计算模型中, 结构计算采用动态隐式分析、大位移变形模型; 液体采用瞬态分析类型。分别在对应接触面设置耦合边界条件, 流体速度进口和流体入口端管道全零位移约束, 及出口端管道轴向零位移约束。

3.2 流固耦合计算方法

输流管道与液体耦合计算采用 Adina 软件实现, 流固耦合通过分别满足液体和固体耦合界面上的运动平衡方程和动力学平衡方程实现, 其中运动和动力平衡方程分别为

$$d_f = d_s \quad (1)$$

$$n \cdot \tau_f = n \cdot \tau_s \quad (2)$$

式中, d_f , d_s 分别是流体和固体在耦合面上的位移, τ_f , τ_s 分别是流体和固体在耦合面处的剪切应力。

耦合面上作用力的准确传递是流固耦合的首要问题。由于 Adina 软件中, 固体模型和液体模型是分开建立的, 流固耦合通过分别在其实际的作用面定义液-固耦合面来实现, 两者的网格节点可以不一致, 但要满足一定的容差要求。耦合面液体节点的位移通过附近固体节点的位移差值得到, 而固体节点受到

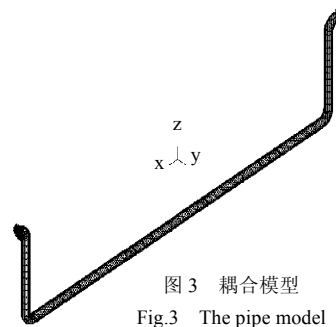


图 3 耦合模型

Fig.3 The pipe model

液体作用力通过对液体应力的积分得到

$$F(t) = \int h^d s_f ds \quad (3)$$

式中： h^d 为固体虚位移； s_f 为液体应力。

采用迭代解法求解耦合系统，其基本要求是保证动态分析时固体和液体模型之间的时间积分点一致。由于耦合模型的非线性，这种方法都要通过迭代才能得到有限元方程的解。迭代解法中液体和固体的求解变量是完全耦合的，但是液体方程和固体方程需分别求解。

4 耦合振动特性分析结果

4.1 流体脉动特性对管路的影响

为具体研究流体脉动频率对管路的影响规律，分别计算三种频率流体与管道耦合结果。流体脉动频率分别为 0.8、1.6 和 3.2 Hz。

$$V(t) = \sin(5t) + 18 \quad (4)$$

$$V(t) = \sin(10t) + 18 \quad (5)$$

$$V(t) = \sin(20t) + 18 \quad (6)$$

图 4 为流体入口速度 $V(t) = \sin(10t) + 18$ 时，不同时刻管道变形图，变形量放大 10 倍。据图可知，在周期脉动流体作用下，管道变形呈现周期性，流体脉动对管道影响不可忽略。

图 5 给出了不同频率入口速度对管道最大位移的影响规律。比较流体入口速度频率 0.8 Hz 和 1.6 Hz，两种频率流体均引起管道位移周期性变化，管道最大位移随流体频率增加有所增加，但不明显，两种频率流体引起管道最大位移在 0.025~0.1 m 波动；流体入口速度频率为 1.6 Hz 时，管道位移变化滞后于流体入口速度频率为 0.8 Hz。重点观察 3.2 Hz 流体对管道影响规律，发现管道位移明显增加，波动范围为 0.02~0.31 m；且出现低频脉动，脉动周期约 2 s，这种长时间的低频大幅振动对系统的稳定运行是不利的。

将管道位移时域数据作傅里叶变换，得到各脉动流体频率下管道基频，如图 6 所示，频率为 0.8、1.6、3.2 Hz 的流体与管道耦合，对应管道基频为 3.1、3.24 及 3.58 Hz，可见流固耦合作用下管道基频随流体脉动频率增加而增加。另外，流体频率为 3.2 Hz 时，耦合管路基频为 3.58 Hz，两者频率接近，说明 3.2 Hz 流体与管道发生共振，管道位移明显增加。

图 7 给出了流体频率对管道最大应力的影响规律。其变化规律与管道最大位移变化相似，与脉动频率 0.8 Hz、1.6 Hz 流体相比，脉动频率 3.2 Hz 流体与管道发生共振，引起管道强烈震动，引发管道内最大应力急剧增加。由图知，3.2 Hz 流体诱发管道内最大应力高达 900 MPa，一般管道在此应力作用下已失效。另外 0.8 Hz、1.6 Hz 流体引起管道最大应力高达 200 MPa，故在校核输液管道强度时，应考虑流

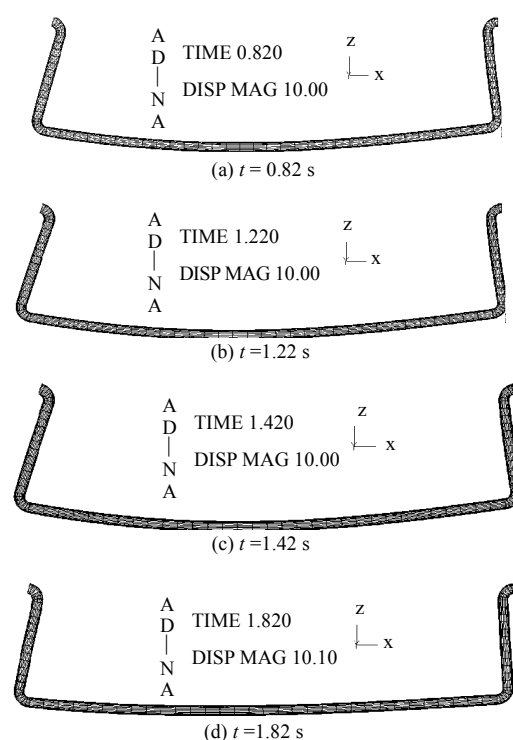


图 4 不同时刻管道变形状况(相对变形放大 10 倍)

Fig.4 The pipe deformation

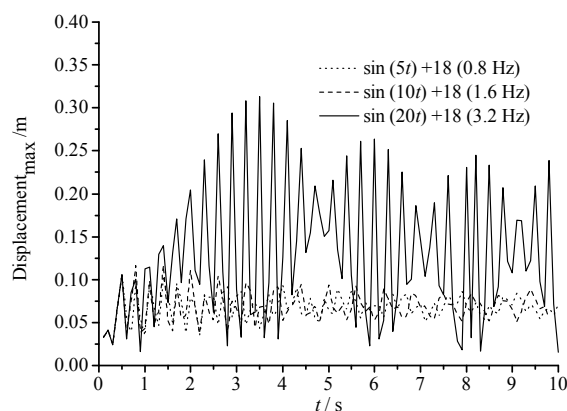


图 5 流体频率对管道最大位移的影响规律

Fig.5 The pipe displacement with different fluid vibrations

体对管道作用力。

4.2 流体速度大小对管路的影响

设定管道阀门 0.5 s 内达到最大, 管道最大速度为 18, 20, 22 m·s⁻¹, 三种速度变化规律如下式所示:

$$V_1 = \begin{cases} 36t, & 0 \leq t \leq 0.5 \\ 18, & t \geq 0.5 \end{cases} \quad V_2 = \begin{cases} 40t, & 0 \leq t \leq 0.5 \\ 20, & t \geq 0.5 \end{cases}$$

$$V_3 = \begin{cases} 44t, & 0 \leq t \leq 0.5 \\ 22, & t \geq 0.5 \end{cases}$$

监测不同流体速度大小时, 管路管道 A 点(如图 1 所示)位移随时间变化规律, 如图 8 示。结果表明, 流体由零加速到稳定值, 管道 A 位移脉动随时间逐渐趋于稳定; 流体速度稳定后, 管道位移仍呈现波动状态。流体入口速度越大, 管道 A 点位移平均值越大。将 A 点位移进行傅里叶变换, 得到图 9。由图 9 可知入口最大速度 18、20 和 22 m·s⁻¹ 分别对应管道一阶频率为 3.32、3.25 及 3.16 Hz, 可见在长输液管路中, 随流体速度增加, 管路基频降低。

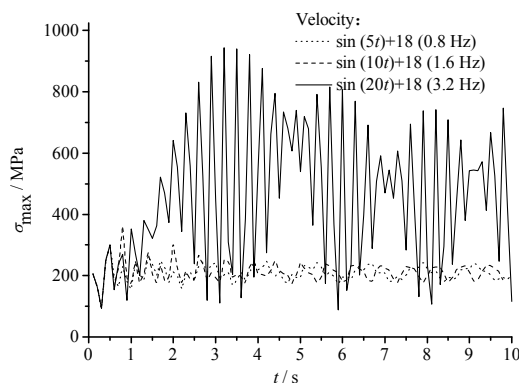


图 7 体频率对管道最大应力的影响规律

Fig.7 The max pipe stress issued by different fluid vibrations

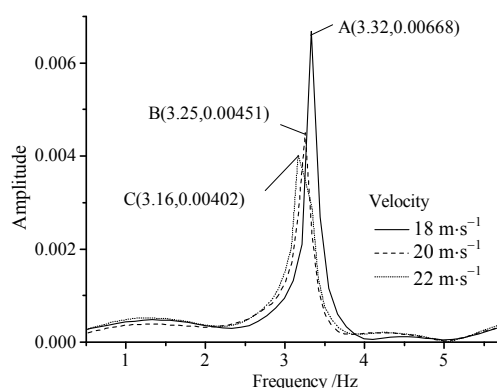


图 9 不同入口速度管道位移傅里叶变化

Fig.9 The pipe displacement spectra with different fluid velocities

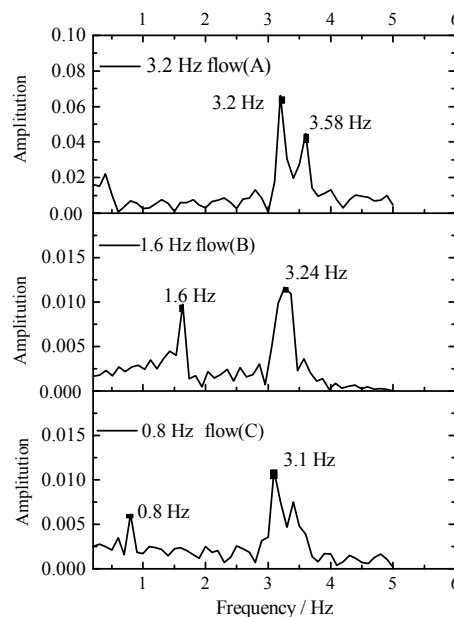


图 6 流体耦合管路的振动频谱图

Fig.6 Vibration spectra of pipe coupled with different fluid vibrations

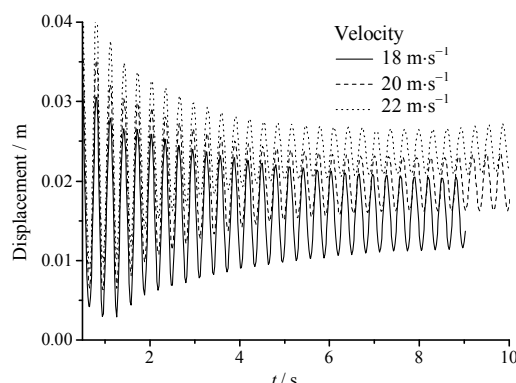


图 8 速度大小对管道位移影响规律

Fig.8 The pipe displacement with different fluid velocities

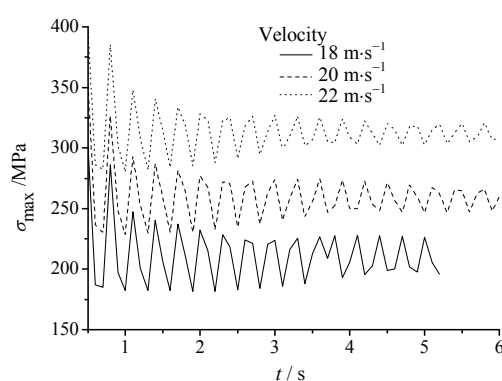


图 10 流体速度对管道最大应力的影响规律

Fig.10 The max pipe stress with different fluid velocities

另外, 比较平均速度相同的脉动流体与非脉动流体, 脉动流体频率为 3.2 Hz, 非脉动流体在 0.5 s 后速度稳定在 18 m·s⁻¹, 如图 6(A)及图 9(A)。平均流速为 18 m·s⁻¹ 时, 脉动频率为 3.2 Hz 流体耦合管路基频为 3.58 Hz, 非脉动流体耦合管路基频为 3.32 Hz。可见, 长输液管路中流体脉动增加管路基频。这与

4.1 节得出的流体频率增加, 管路基频增加的结论一致。

其次计算的空管道各阶频率如表 1 所示, 空管道一阶基频为 3.595 Hz, 显然空管基频大于流固耦合(包括脉动及

非脉动流体与管路耦合)作用下管路基频, 所以在管路安全设计中应考虑其内部流体流动状态。

图 10 为不同速度时, 入口管道最大应力随时间的变化规律。由图可知, 流体对管道的作用力随流体速度增加而增加。对于高速流体, 速度增加 $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 管道内最大应力增加近 20%, 因此在设计及校核管道安全性能时, 务必考虑流固耦合作用流体对管道的作用力。

表 1 流固耦合空管道模态

Table 1 The pipe model frequency				
Order of frequency	1	2	3	4
Frequency	3.595	5.615	6.132	9.393

5 结 论

本文对输液管道流固耦合现象进行分析, 基于有限元软件的 Adina 对管道流固耦合现象进行了数值计算, 结果表明:

(1) 将 Adina 模拟结果与前人数值计算结果对比, 并分别通过 Adina 非线性流固耦合及势流体线性耦合得到管道一阶频率, 结果吻合较好, 证明 Adina 模拟管道流固耦合的可行性。

(2) 管道位移及应力随脉动流体周期变化而呈现周期波动。流体脉动频率与管道基频相近时, 管道位移及应力急剧增加, 发生共振, 因此在工业管路设计时, 应尽量避免流体频率与管道频率相近, 以避免发生共振。

(3) 与非脉动流体比较, 脉动流体增加管路基频。

(4) 流体入口速度越大, 管道位移振动越大, 管道内最大应力越大; 流体速度增加, 管路基频减小。

参考文献:

- [1] LUO Xiao-ming (罗小明), HE Li-min (何利民), LÜ Yu-ling (吕宇玲). Fluctuation characters of liquid holdup for slug flow in horizontal pipeline (水平段塞流持液率的波动特性)[J]. *J Chem Eng of Chinese Univ* (高校化学工程学报), 2009, 23(4): 719-723.
- [2] HE Li-min (何利民), MA Hua-wei (马华伟), LUO Xiao-ming (罗小明). Experimental study of the period characters of severe slugging (严重段塞流周期特性试验研究) [J]. *J Chem Eng of Chinese Univ* (高校化学工程学报), 2009, 23(2): 223-229.
- [3] ZHANG Li-xiang (张立翔), YANG Ke (杨柯). *Theory and Application of Fluid Structure Interaction* (流体结构互动理论及其应用) [M]. Beijing(北京): Science Press (科学出版社), 2004.
- [4] WANG Shi-zhong (王世忠), YU Shi-sheng (于石声), ZHAO Yang (赵阳). Solid-liquid coupling characteristics of fluid-conveying pipes (流体输送管道的固液耦合特性) [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology* (哈尔滨工业大学学报), 2002, 32(2): 141-144.
- [5] ZHANG Zhi-yong (张智勇), SHEN Rong-ying (沈荣瀛). Fluid-structure interaction of the straight liquid-filled piping system (充液直管管系中的固-液耦合振动响应分析) [J]. *Journal of Vibration Engineering* (振动工程学报), 2000, 13(3): 455-461.
- [6] LUO Hong-han (罗宏瀚). Primary research on FSI vibration of bellows (输液波纹管流固耦合振动的初步研究) [J]. *Journal of Vibration and Shock* (振动与冲击), 2008, 27(11): 149-153.
- [7] BAO Jia-han (包家汉), PAN Zi-wei (潘紫薇), XU Pei-min (徐培民). Vibration analysis on a pipe system of pumps based on fluid-structure interaction (基于流固耦合的泵组管系振动分析) [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering* (排灌机械学报), 2010, 28(4): 349-353.
- [8] FENG Wei-min (冯卫民), SONG Li (宋立), XIAO Guang-yu (肖光宇). Coupling analysis of fluid-structure interaction in pressure pipes based on Adina (基于 Adina 的压力管道流固耦合分析) [J]. *Engineering Journal of Wuhan University* (武汉大学学报), 2009, 42(2): 264-267.
- [9] Lars Andersson, Per Andersson, Jan Lundwall, *et al.* On the validation and application of fluid-structure interaction analysis of reactor vessel internals at loss of coolants accidents [J]. *Computers and Structures*, 2003, 81(8-11): 469-476.
- [10] Alvaro Valencia, Fernando Baeza. Numerical simulation of fluid - structure interaction in stenotic arteries considering two layer nonlinear anisotropic structural model [J]. *International communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, 36(2): 137-142.
- [11] Sreej I B, Jayaraj K, Ganesan N. Finite element analysis of fluid strucyure interaction in pipeline systems [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2006, 227(3): 313-322.
- [12] Yoo Y H, Lee M. A three dimensional FE analysis of large deformations for impact loading using tetrahedral elements [J]. *Computational Mechanics*, 2006, 32(2): 96-105.
- [13] Per-Anders Hansson, Goran Sandberg. Dynamic finite element analysis of fluid-filled pipes [J]. *Comput Methods Appl Mech Eng*, 2001, 190(24-25): 3111-3120.