

气液脉冲两相流耦合激振数值模拟与试验*

张慧贤¹, 寇子明^{2,3}, 布占伟¹, 杨海军¹

(1. 洛阳理工学院智能制造学院 洛阳, 471023)

(2. 太原理工大学机械与运载工程学院 太原, 030024)

(3. 山西省矿山流体控制工程技术研究中心 太原, 030024)

摘要 提出了一种气液耦合激振方式,通过控制气路和液路交替产生的高压脉冲两相振荡流,利用其产生的激振力实现对液压系统管道内壁的污染物去除。首先,建立了高压脉冲两相流动力学模型,开发了气液脉冲两相流试验系统,利用 Ansys Fluent 模块进行数值模拟与仿真分析;其次,湍流模型采用 $k-\epsilon$ 二方程模型,气液两相流采用流体体积函数(volume of fluid,简称 VOF)模型,用 Simple 算法对双流体控制方程组进行迭代求解,对气液脉冲两相振荡流的压力场、速度场及流态进行了分析;最后,采用压力变送器和数据采集卡对气液入口处不同流体压力下管道中部的混合流体激振压力进行测量,对实测压力信号进行滤波,并与数值模拟进行对比。分析表明:混合流体激振压力随着进气口和进油口流体压力的增大而增大,变化趋势与数值模拟基本吻合;在气液交替混合过程中,随着通气时间的增加,混合流体激振压力逐渐增大。数值模拟和试验研究揭示了气液脉冲两相流的动力学特性,为气液两相流激振的可控性提供了理论依据和试验基础。

关键词 激振;气液脉冲;两相流;数值模拟;动力学特性

中图分类号 TB126; TP23; TH6

引言

资料统计表明,组成液压系统的模块及其管路的清洁度对系统工作的可靠性具有显著影响,液压系统大多数故障是由系统内部受到污染造成^[1]。目前,广泛采用的超声波清洗是利用超声波在液体中形成的微气核空化泡产生的空化作用,在声波的作用下发生生长和崩溃时释放的瞬时压力对污染物进行分散与剥离,进而达到清洗的目的^[2-5]。Rayleigh^[6]建立了不可压缩流体中的气泡动力学模型。Plesset^[7]在考虑流体压缩性后,对 Rayleigh 方程进行改进,得到了 R-P 方程^[8]。李晓谦等^[9]研究了超声波作用下空化泡在不同声压下的泡壁运动,揭示了空化泡内部压强与声压的关系,分析了影响空化泡存在的因素。陈谦等^[10]研究了不同超声波频率、声压及空化气泡的初始半径对空化运动过程的影响,找出了最佳空化带对应的频率范围。在实际应用中,由于超声波振动频率太高,清洗过程产生的空化作用对物体的破坏作用是十分强大的^[11]。

笔者提出了一种通过气液脉冲两相流耦合产生的激振力对液压管道进行清洗的方法,其激振频率相比超声波频率小得多。该研究为将气液耦合激振

方式应用于复杂液压系统的在线不拆卸清洗提供了理论和试验基础。

1 激振原理

图 1 为气液脉冲试验系统原理图。该系统由液压系统、气动系统和电气系统组成。液压系统由液压泵站、溢流阀、油路块、电磁换向阀、压力变送器和流量计等组成。气动系统包括高压空气压缩机、储气罐、减压阀、压力变送器、流量计、高压脉冲阀和气动管路。电气系统由变频器、触摸屏、上位工控机、可编程序控制器(programmable logic controller,简称 PLC)及扩展模块等组成。电磁换向阀与气体脉冲阀的启闭通过 PLC 控制,液压泵流量通过变频器控制,液压泵站送出的高压液体与脉冲阀产生的脉动气流进行混合,使管道内部形成气液脉冲两相流,在脉动气液两相流的作用下对液压系统管路内部的污染物进行剥离。通过触摸屏及 PLC 实现变频器频率、气液脉冲压力及流量等控制参数的现场设定,并将传感器现场采集到的信号进行实时显示。采用西门子 PLC 及扩展模块,将传感器采集到的信号传送到上位工控机,通过数据采集软件实现数据的实

* 国家自然科学基金资助项目(U1404513);河南省高等学校重点科研资助项目(20A460020)

收稿日期:2019-08-19;修回日期:2020-08-19

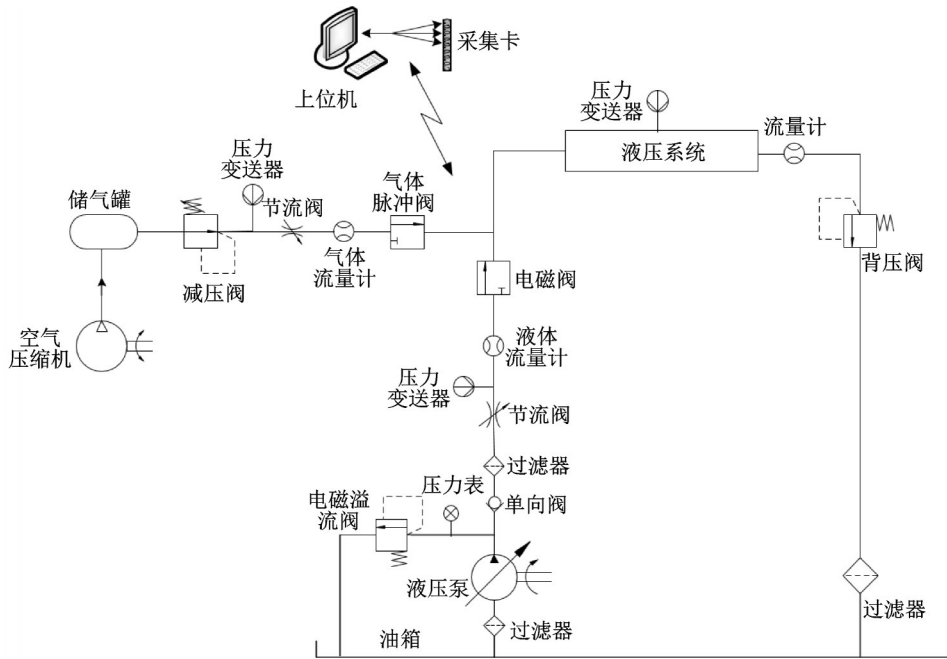


图 1 气液脉冲试验系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of gas-liquid pulse test system

时采集与保存。试验系统中,柱塞泵的额定转速为 1 450 r/min,公称排量为 63 mL/r,额定压力为 31.5 MPa;变频器功率为 11 kW;液压泵站电磁溢流阀的最大工作压力为 25 MPa;液压管道内径为 15 mm,气体管道内径为 10 mm;高压空气压缩机额定压力为 10 MPa;液压系统设有背压阀,与溢流阀联合调节系统压力。

2 计算模型与控制方程

2.1 计算模型

图 2 为流体管道模型。液压管道内径 $D=15\text{ mm}$,气体管道内径 $d=10\text{ mm}$,从气液混合处到出口处管道总长 $l=15\text{ m}$ 。流体通过进油口与进气口进行交替混合。为防止流体产生回流,PLC 控制下的电磁换向阀与气体脉冲阀当其中一路打开时,另外一路是关闭的。假设液压油不可压缩,将液相和气相视为拟连续介质,且忽略重力影响。从液压泵流出的液体流速为 v_0 ,静压力为 p_0 ,空气压缩机产生的气体流速为 v_A ,压力为 p_A 。将流体的运动过程视为绝热过程,考虑到气相与液相之间的相互作用,在 Ansys Fluent 中气液两相流采用 VOF 模型,湍流模型设置为 $k-\epsilon$ 二方程模型。图 3 为在图 2 的基础上采用三维软件建模并划分的网格图。网格数约为 84×10^4 ,导入 Ansys Fluent 中对双流体控制方程组用 Simple 算法进行迭代求解。

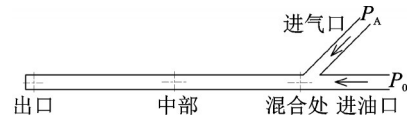


图 2 流体管道模型

Fig.2 Pipe geometric model



图 3 网格图

Fig.3 Grid diagram

2.2 控制方程组

标准 $k-\epsilon$ 模型的湍动能方程、湍流耗散方程和黏性系数方程^[12]分别为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

其中: ρ 为流体密度; k 为湍流动能; ϵ 为湍流耗散率; μ_t 为湍流黏性系数; $C_\mu, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$ 为常量; G_b 为由浮力产生的湍动能项; G_k 为由层流速度梯度而产生

的湍动能项; Y_M 为在可压缩流动中湍流脉动膨胀对全局流程中对耗散率的贡献项; S_k, S_ϵ 分别为用户定义的湍动能项和湍流耗散源项; $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ 分别为 k 方程和 ϵ 方程的湍流普朗特数。

图 2 所示的进油口介质为二甲基硅油, 黏度为 $0.01 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$, 密度为 $960 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。取 $v_0=1.9 \text{ m}/\text{s}$, $p_0=1 \text{ MPa}$, 可知雷诺数 $Re=\rho v_0 D/\mu>2\ 000$, 进油口流动为充分发展的湍流。在 Ansys Fluent 中采用轴对称的分离隐式求解器进行求解, 并采用标准的 $k-\epsilon$ 湍流模型与增强的壁面函数法进行模拟。

2.3 计算方法及边界条件

在 Ansys Fluent 中入口边界条件定义为压力-入口, 出口边界条件定义为压力-出口。由于气液混合处的入口压力可以调节, 而出口接油箱, 由此按不同工况对出入口的边界条件进行设定。为了对流体压力场及速度场进行分析, 根据脉动气体的实际特性, 将气液脉冲两相流采用用户自定义函数定义。

3 数值模拟与分析

3.1 压力场分析

图 2 所示的进气口和进油口采取气液交替混合的方式数值模拟, 分别通入 1, 3 和 5 MPa 压力的流体。气体为 25°C 的空气, 液体为二甲基硅油, 2 种流体的初始参数如表 1 所示。

表 1 初始参数

Tab.1 Basic parameters

参数	数值
空气密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	1.29
空气动力黏度/ $(\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1})$	1.79×10^{-5}
二甲基硅油密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	960
二甲基硅油动力黏度/ $(\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1})$	0.01

假定系统中通入 3 s 的气体和 5 s 的液体, 在不同流体压力下, 气液混合后管道中部流体激振压力变化见图 4。图 4(a) 表明, 当管道中液体和气体的压力均为 1 MPa 时, 图 2 管道中部的流体激振压力基本不变, 压力仅出现了小幅波动。图 4(b) 表明, 当通入的液体和气体压力为 3 MPa 时, 管道中部流体激振压力出现了周期性的脉动。图 4(c) 表明, 当通入管道中的液体和气体压力为 5 MPa 时, 管道中部混合流体激振压力出现了较大波动。可见, 混合流体激振压力随着气液两相流初始压力的增大而增大, 且气液初始压力越大, 气液两相流激振压力也越大。

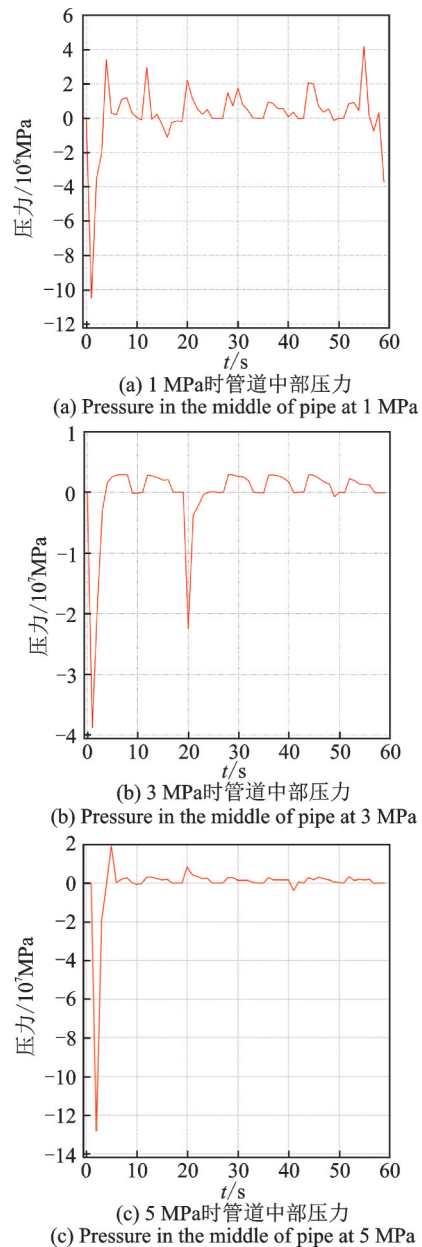


图 4 不同流体压力下管道中部流体激振压力变化

Fig.4 Excitation pressure variation in the middle of pipe under different pressures

图 5 为在不同流体压力下, 用 Ansys Fluent 计算出的管道中部混合流体激振压力云图。可见, 管道中部两相流激振压力随着气液初始压力的增大而增大, 且压力波动也随着气液初始压力的增大而更加明显。这与图 4 的分析结果一致。

3.2 速度场分析

图 6 为不同流体压力下管道中部流体流速的变化时程曲线。图 6 表明, 随着气液初始压力的增大, 管道中部流体流速有下降趋势。图 7 为不同流体压力下管道中部流体速度流线图。可以看出, 图 7 与

图 6 流体速度时程的变化趋势是基本一致的。

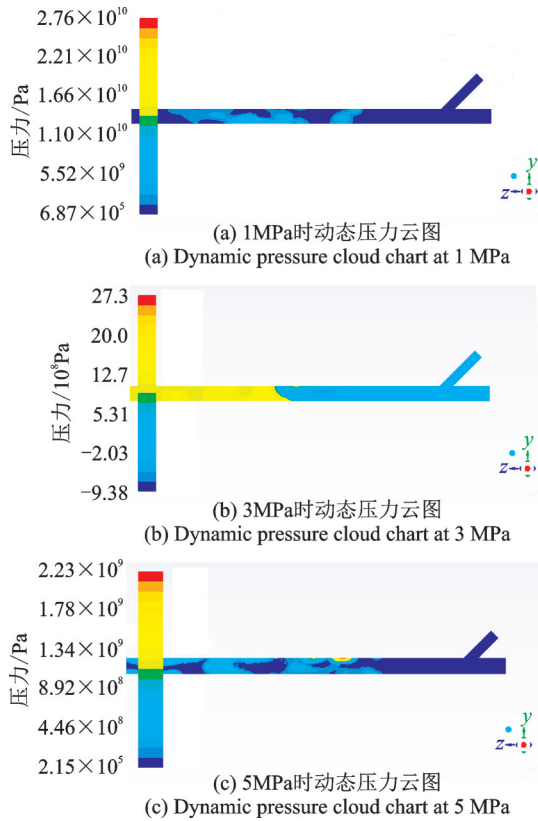


图 5 不同流体压力下管道中部激振压力云图

Fig.5 Pressure cloud chart in the middle of pipe under different pressures

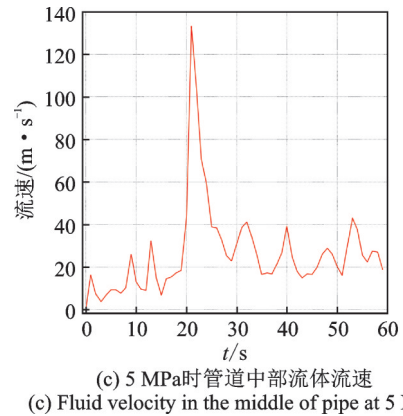
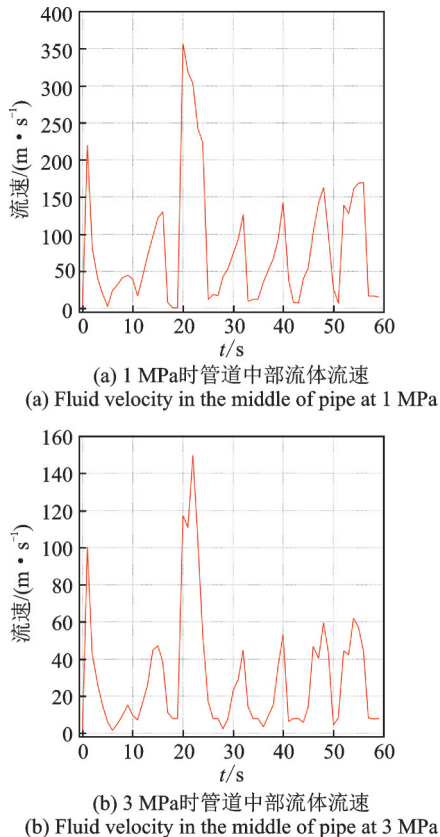


图 6 不同流体压力下管道中部流体流速的变化时程曲线
Fig.6 Fluid velocity variation in the middle of pipe under different pressures

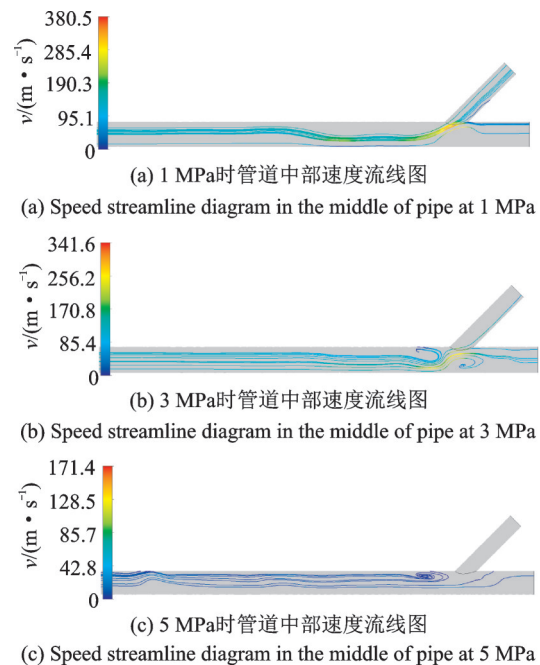


图 7 不同流体压力下管道中部流体速度流线

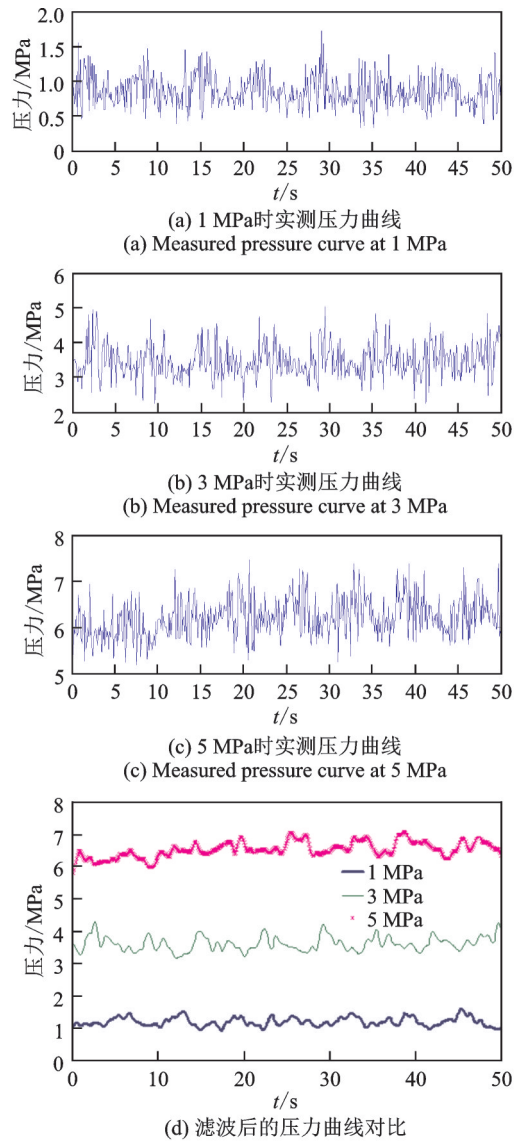
Fig.7 Speed streamline diagram in the middle of pipe under different pressures

4 试验对比分析

图 1 所示的试验系统采用 PLC 控制方式,通过气体脉冲阀和电磁阀分别控制气体和液体交替混合,防止 2 种流体产生回流。压力变送器(20 MPa, 两线制 4~20 mA)安装在气液混合后的管道中部,变送器电流信号变换为电压信号后接入 USB-6005 高速数据采集卡。为了消除高频干扰,首先采用最小二乘法消除振动信号趋势项,然后采用五点滑动平均法对压力信号进行滤波处理。

图 8 为不同流体压力对激振压力的影响。在试验系统中,从进气口和进油口分别通入 3 s 的气体和

5 s的液体,当流体初始压力分别为1, 3 和 5 MPa时,实测的管道中部混合流体激振压力变化时程曲线如图8(a)~(c)所示。从图8(d)可以看出,随着进气口和进油口流体初始压力的增大,混合流体激振压力也逐渐增大,表明混合流体激振压力可以通过流体初始压力进行调节。从图8与图4可以看出,在相同条件下实测的混合流体激振压力随着时间的波动趋势与数值模拟结果基本相同。



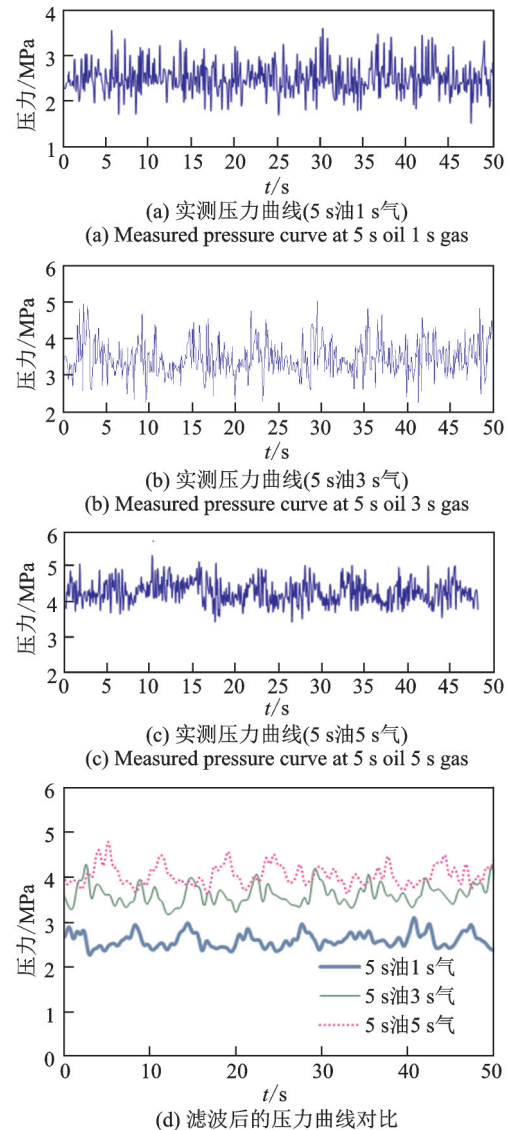
(d) Comparison of filtered pressure curve under different pressures
图8 不同流体压力对激振压力的影响

Fig.8 Influence of different fluid pressures on excitation pressure

图9为不同流体交替时对激振压力的影响。图9(a)~(c)表示当流体初始压力为3 MPa时,分别通入5 s油1 s气、5 s油3 s气、5 s油5 s气时,经压力变送器实测得到的流体激振压力曲线。从图9(d)可以看出,随着通气时间的增长,混合流体激振压力逐

渐增大,但随着通气时间的增大,压力的增加有减弱的趋势。试验发现,通气时的压力曲线对比时间不要大于5 s,否则会出现流态紊乱现象,将引起管道振动噪声并影响激振压力的可控性。

可见,气液混合后的激振压力随着进气口和进油口流体初始压力的增大而增大,并且随着通气时间的增长,混合流体激振压力也呈增大的趋势,表明流体激振压力的可控性。这种可调可控的气液耦合振荡流的产生将剥离并去除管道内壁的污染物,有效提高液压系统的清洁度。



(d) Comparison of filtered pressure curve under different pressures
图9 不同流体交替时对激振压力的影响

Fig.9 Influence of different alternating times on excitation pressure

5 结论

1) 为研究气液脉冲两相流所产生的激振力对

液压系统管道内壁物污染进行去除的方式,建立了高压脉冲两相流动力学模型,开发了气液脉冲两相流试验系统。采用Ansys Fluent模块对气液脉冲振荡流的压力场、速度场及流态进行了数值模拟与仿真分析。

2) 采用压力变送器和数据采集卡对气液脉冲两相流作用下管道混合流体的激振压力进行测量,并与数值模拟进行了对比。分析表明:随着进气口和进油口流体初始压力的增大,混合流体激振压力逐渐增大;随着通气时间的增长,混合流体激振压力也逐渐增大。数值模拟和试验研究表明了气液脉冲两相流作用下混合流体激振压力的可控性。该气液耦合激振方式揭示了气液脉冲两相流的动力学特性,为气液两相流激振压力的可控性提供了理论依据与试验基础。

参 考 文 献

- [1] 贾正伟,张利剑,王道臣,等. 外骨骼液压系统的污染与控制[J]. 液压气动与密封, 2019(2):14-16.
JIA Zhengwei, ZHANG Lijian, WANG Daochen, et al. Contamination control of exoskeleton hydraulic system [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019(2): 14-16. (in Chinese)
- [2] ALTAY R, SADAGHIANI A K, SEVGEN M I, et al. Numerical and experimental studies on the effect of surface roughness and ultrasonic frequency on bubble dynamics in acoustic cavitation [J]. Energies, 2020, 13: 1126-1140.
- [3] BRYSON L, FERNANDEZ R D, BOUTSIUKIS C. Cleaning of used rotary nickel-titanium files in an ultrasonic bath by locally intensified acoustic cavitation [J]. International Endodontic Journal, 2018, 51: 457-468.
- [4] FANG Y, HARIU D, YAMAMOTO T, et al. Acoustic cavitation assisted plasma for wastewater treatment: degradation of rhodamine B in aqueous solution [J]. Ultrasonics Sonochemistry, 2019, 52: 318-325.
- [5] 唐东林,胡琳,汤炎锦,等. 超声波固态耦合声特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(4): 789-794.
TANG Donglin, HU Lin, TANG Yanjin, et al. Acoustic characteristics of ultrasonic solid coupling [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 789-794. (in Chinese)
- [6] RAYLEIGH L. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity [J]. Philosophical Magazine, 1917, 34(3):94-98.
- [7] PLESSET M S. The dynamics of cavitation bubbles [J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16 (9) : 277-282.
- [8] HILGENFELDT S, BRENNER M P, GROSSMANN S, et al. Analysis of rayleigh-plesset dynamics for sonoluminescing bubbles [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1998, 15(2):1-41.
- [9] 李晓谦,邓静,林森. 7050 铝合金超声空化气泡动力学数值模拟[J]. 特种铸造及有色合金, 2013, 33(5): 395-399.
LI Xiaoqian, DENG Jing, LIN Sen. Dynamics numerical simulation of ultrasonic cavitation bubble in 7050 aluminum alloy [J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2013, 33(5): 395-399. (in Chinese)
- [10] 陈谦,邹欣晔,程建春. 超声波声孔效应中气泡动力学的研究[J]. 物理学报, 2006, 55(12):6476-6481.
CHEN Qian, ZOU Xinye, CHENG Jianchun. Investigation of bubble dynamics in ultrasonic sonoporation [J]. Acta Physica Sinica, 2006, 55 (12) : 6476-6481. (in Chinese)
- [11] 王萍辉. 超声空化影响因素[J]. 河北理工学院学报, 2003, 25(4): 154-161.
WANG Pinghui. A study and analysis on influencing factor of the ultrasonic cavitation [J]. Journal of Hebei Institute of Technology, 2003, 25 (4) : 154-161. (in Chinese)
- [12] 周大庆,刘跃飞. 基于VOF模型的轴流泵机组起动过程数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(4): 307-312.
ZHOU Daqing, LIU Yuefei. Numerical simulation of axial pump unit startup process using VOF model [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(4): 307-312. (in Chinese)



第一作者简介:张慧贤,男,1975年5月生,博士、副教授。主要研究方向为机电液一体化、流体传动与控制。曾发表《主动液压激波作用下管道振动控制的运动分析与试验研究》(《机械工程学报》2012年第48卷第6期)等论文。
E-mail:zhxsky2008@163.com

通信作者简介:寇子明,男,1964年8月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为流体传动与控制、广义优化设计。
E-mail:zmkou@163.com