

基于特征线理论的阀控液压管路瞬变过渡流数值分析

母东杰, 李长春, 延皓, 孙萌

(北京交通大学 机械与电子控制工程学院, 北京 100044)

摘要: 针对伺服阀控液压管路系统内部流体振荡问题, 考虑了瞬变过渡流的实际运动过程, 分析了动态过程中油液压缩性对油液动量的改变, 建立了阀控液压管路系统动态数学模型。采用一维流体瞬变理论, 利用特征线法及有限差分格式, 对液压系统管路关机油击的瞬变流动进行数值分析, 给出了特征线数学模型的计算方法, 并通过实验进行了验证。研究表明: 该分析方法能够合理、有效地描述系统瞬变特性和管路油击现象。可为其他管路系统的分析设计和优化提供指导。

关键词: 流体传动与控制; 特征线; 油击; 油液压缩性

中图分类号: TP271+.3

文献标志码: A

文章编号: 1000-1093(2012)12-1455-06

Characteristic-based Numerical Analysis of Transitional Flow in Servo-controlled Hydraulic Pipelines

MU Dong-jie, LI Chang-chun, YAN Hao, SUN Meng

(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: According to the oscillating flow in servo-controlled hydraulic pipelines, the actual movement of the transient transition flow was considered. The momentum change of the fluid was analysed in the transient process based on considering its micro-compression, and an improved fluid dynamic model of pipeline was proposed. Based on the one-dimensional fluid transient theory, the analytical model of fluid transients in hydraulic pipelines was carried out by the characteristic method and the finite difference method. The correctness of the simulation was approved by the comparison of calculation data with experiment data. The results show that these models give more reasonable descriptions for water hammer and flow oscillation during servo valve starting process and can provide guidance for designs and experiments of the hydraulic pipe system.

Key words: turn and control of fluid; characteristic line; oil hammer; micro-compression

0 引言

对于以流体作用为主要控制介质的机械结构, 流体振荡冲击对控制元件自身稳定性的影响始终是值得深入研究的问题。特别是针对航空航天领域, 火箭喷嘴等姿态调整设备在非稳态条件下, 越来越倾向于将部件性能利用至极限。控制元件的快速开关, 不可避免地在管路形成油击, 并在管系中传播、

反射, 产生持续的流动振荡, 造成液压系统密封失效, 推进剂泄漏, 甚至使伺服阀结构遭到破坏, 功能受损, 使系统失稳等^[1]。因此, 研究液压管路油击空间分布及压力瞬变规律等动态特性及其影响因素, 建立流体及管路系统方程, 对改善系统管路设计, 抑制和消除油击对管路系统的危害, 提高火箭运行可靠性具有十分重要的意义。

瞬变过渡流作为一种流体冲击, 国内外对此已

收稿日期: 2011-08-09

作者简介: 母东杰(1986—), 男, 博士研究生。E-mail: mudongjie@126.com;

李长春(1971—), 男, 教授, 博士生导师。E-mail: licc@bjtu.edu.cn

展开研究,科学家 Allievi 以输水管路为研究对象,最早提出著名的阿列维方程,奠定了流体冲击分析的数学基础。美国学者斯特里特考虑了流场中的每一点处的流动仅取决于上游流场中有限区域的性质,采用解拟线性偏微分方程的精确步进型方法求解,提出了特征线数值分析方法^[2]。文献[3]用特征线法建立了管道的数学模型。并提出了建立管路边界方程的一般性方法。文献[4]研究了仿真步长对特征线算法稳定性的影响,但是其整个系统未考虑油液的微压缩性。对于流体流动和机械结构相互结合的复杂控制系统,阀控受流体作用的结构表现为流体-固体耦合动力学问题,其运动状态的改变是瞬息的,即使流体本身运动的速度很小,但它的动量变化很大,压力变化激烈。此时必须把流体视为弹性,对其动量的变化与传播方式的研究,才能得到正确的结论。

本文以数字式自适应动态电液疲劳实验机研究为依托,对伺服阀控液管系统建立了数学模型,考虑油液的微小压缩性,采用特征线理论推导了液管控制系统管内瞬变过渡流动态函数。针对阀控液管系统进行了数值分析及实验研究,验证了瞬变过渡流的理论分析。

1 系统动态模型

1.1 系统描述

阀控液管系统原理图如图 1 所示,为了简化计算,主要部件有零开口滑阀、油液管路、定压系统。主要参数有: p 为流体管道内压力, l 为流体管道长度, Z 为伺服阀阀芯运动位移, M 为伺服阀阀芯驱动力矩, u 为伺服阀阀芯运动速度。有方向的变量,以图中箭头的方向为正方向。

流体系统中,压力和流量等的传递是通过流体进行的,所以要精确地做流体系统的力学描述,就必须将流经管道的流体作为分散参数系统来分析,此时设置在各处的执行元件作为流体运动的边界条件。此时假设在定压系统的进口处压力保持一定的,该处的边界条件

$$p(0, t) = p_s \equiv \text{常数},$$

式中 p_s 为管道入口处流体压力。

1.2 系统数学方程

油击问题其动量变化、压力变化快, $\partial u / \partial t$ 、 $\partial p / \partial t$ 的数值不容忽视。此时,运动学和动力学中的时变项成为主要考虑对象,也是油击问题的本质。

假定液流摩擦与速度的平方成正比,且恒定液

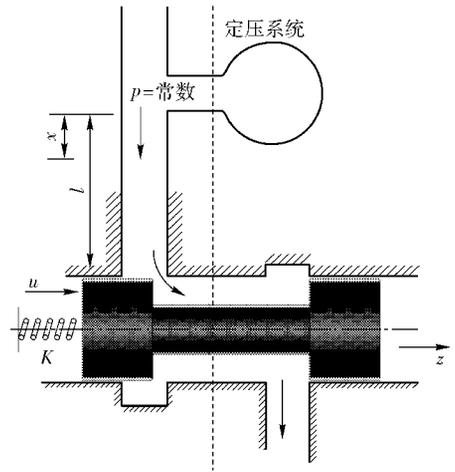


图 1 阀控液管系统原理图

Fig. 1 Circuit of valve-controlled hydraulic piping system

流的摩擦公式适用于所研究的非恒定流动。管内流体无旋回运动并且不受重力影响,流动为轴对称,压力沿管路横断面相等。同时忽略外力和热交换的影响。

流体运动的连续方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0. \quad (1)$$

假设压力及流速在油路断面内相等,从而忽略流体径向运动分量。其流体动力平衡条件为 Navier-Stokes 方程

$$\rho f \sin \alpha - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x}. \quad (2)$$

(1)式~(2)式为流体力学一般问题均需满足的。对于油击现象还应加上弹性条件,才能反映该问题的特殊性。弹性流体状态方程如下:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{du}{K}, \quad (3)$$

(1)式~(3)式中: ρ 为流体密度; p 为压强; u 为速度; K 为油液的弹性模数; T 为黏性应力张量; f 为单位质量流体上的外界质量力; α 为外界质量力与液流方向夹角。

将(3)式代入(1)式和(2)式,可得

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + K \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{u}{K} \frac{\partial p}{\partial t} = f \sin \alpha - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x}. \quad (5)$$

(5)式中 T 反映的是液流本身的黏性及涡体紊动造成液流内部的流体摩擦,从而导致流体机械能量的损失。根据经验,假定恒定状态的摩擦系数适用于压强瞬态分析^[5],此时瞬态黏性应力变化量符合以下规律,因液流摩擦方向与流动方向恒定反向,

因此模型取反,如(6)式:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = -\rho \frac{\lambda u |u|}{2D}, \quad (6)$$

式中: D 为管路直径; λ 为液流摩擦系数。

2 特征线数学模型的求解

特征线法是在瞬变流动研究领域内广泛使用的数学模型^[6]。通过把一阶双曲型偏微分方程沿特征线变为常微分方程,再离散为一阶有限差分方程求近似解^[7]。

引入微分算符 L , 将(4)式和(5)式线性组合如下:

$$L = \sigma_1 L_1 + \sigma_2 L_2 = 0, \quad (7)$$

式中: L_1 为(4)式; L_2 为(5)式。

将(4)式和(5)式代入(7)式,并整理,由此可得

$$\begin{cases} \left(\sigma_2 + \sigma_1 \frac{u}{K}\right) X_1 + \sigma_1 X_2 + \sigma_1 f \sin \alpha + \sigma_1 \rho \frac{\lambda u |u|}{2D} = 0; \\ X_1 = \frac{\frac{\sigma_1}{\rho} + \sigma_2 u}{\sigma_2 + \sigma_1 \frac{u}{K}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t}; \\ X_2 = \frac{\sigma_1 u + \sigma_2 K}{\sigma_1} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t}. \end{cases} \quad (8)$$

由于 p 和 u 是连续函数,因此

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \xi \frac{\partial p}{\partial x}, \\ \frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \xi \frac{\partial u}{\partial x}, \end{cases} \quad (9)$$

式中 $\xi = \frac{dx}{dt}$, 即为特征线的斜率。

令

$$\begin{cases} \frac{\frac{\sigma_1}{\rho} + \sigma_2 u}{\sigma_2 + \sigma_1 \frac{u}{K}} = \xi = \frac{dx}{dt}; \\ \frac{\sigma_1 u + \sigma_2 K}{\sigma_1} = \xi = \frac{dx}{dt}. \end{cases} \quad (10)$$

则(8)式即可化为常微分方程

$$\left(\sigma_2 + \sigma_1 \frac{u}{K}\right) \frac{dp}{dt} + \sigma_1 \frac{du}{dt} + \sigma_1 f \sin \alpha + \sigma_1 \rho \frac{\lambda u |u|}{2D} = 0.$$

(10)式可整理成

$$\begin{cases} \sigma_1 \left(\frac{1}{\rho} - \frac{u}{K}\right) + \sigma_2 (u - \xi) = 0; \\ \sigma_1 (u - \xi) + \sigma_2 K = 0. \end{cases} \quad (11)$$

为了确保(11)式存在非奇异解,则 σ_1 及 σ_2 的

系数的行列式必须为 0, 于是

$$\begin{vmatrix} \frac{1}{\rho} - \frac{u}{K} & u - \xi \\ u - \xi & K \end{vmatrix} = 0, \quad (12)$$

可解得

$$\xi = u \pm \sqrt{\frac{K}{\rho} - u} = \frac{dx}{dt}, \quad (13)$$

则(13)式即为(10)式的相容方程。为 $x-t$ 平面上的特征线,沿此特征线,管路动态偏微分方程组即可化为常微分方程组:

$C+$ 特征线方程为

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} + Q_+ \frac{dp}{dt} + f \sin \alpha + \rho \frac{\lambda u |u|}{2D} = 0; \\ \frac{dx}{dt} = u + \sqrt{\frac{K}{\rho} - u}; \\ Q_+ = \frac{u}{K} + \sqrt{\frac{1}{\rho K} - \frac{u}{K}}. \end{cases} \quad (14)$$

$C-$ 特征线方程为

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} + Q_- \frac{dp}{dt} + f \sin \alpha + \rho \frac{\lambda u |u|}{2D} = 0; \\ \frac{dx}{dt} = u - \sqrt{\frac{K}{\rho} - u}; \\ Q_- = \frac{u}{K} - \sqrt{\frac{1}{\rho K} - \frac{u}{K}}. \end{cases} \quad (15)$$

如图 2 所示, P, R, S 三点应用于特征方程,同时将一阶有限差分近似应用于(14)式和(15)式,可得如下关系式:

管路系统中 $C+$ 特征线方程一般式为

$$\begin{cases} u_P - u_R + Q_{R_1} (p_P - p_R) + Q_{R_2} (t_P - t_R) = 0; \\ (x_P - x_R) = \left(u_R + \sqrt{\frac{K}{\rho} - u_R}\right) (t_P - t_R); \\ Q_{R_1} = \frac{u_R}{K} + \sqrt{\frac{1}{\rho K} - \frac{u_R}{K}}; \\ Q_{R_2} = f \sin \alpha + \rho \frac{\lambda u_R |u_R|}{2D}. \end{cases} \quad (16)$$

管路系统中 $C-$ 特征线方程一般式为

$$\begin{cases} u_P - u_S + Q_{P_1} (p_P - p_S) + Q_{P_2} (t_P - t_S) = 0; \\ (x_P - x_S) = \left(u_S - \sqrt{\frac{K}{\rho} - u_S}\right) (t_P - t_S); \\ Q_{P_1} = \frac{u_S}{K} - \sqrt{\frac{1}{\rho K} - \frac{u_S}{K}}; \\ Q_{P_2} = f \sin \alpha + \rho \frac{\lambda u_S |u_S|}{2D}. \end{cases} \quad (17)$$

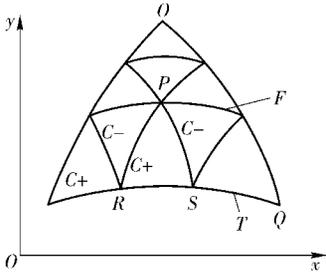


图 2 x-y 平面内管路特征线方程

Fig. 2 The characteristic lines of the plane x-y

将油液管路等距分成 N 段, 每段长为 Δx 。在 t 时刻, N 段的每一段处的状态已知, 如图 3 所示的 R, S 及 P 点处的状态。利用 $C+$ 和 $C-$ 线的交点确定时间步长 $\Delta t = \Delta x/c$, c 为液压管路特征线方程计算步长。由此可计算于时间 $t + \Delta t$, 沿该管路的点 2 到点 N 处的状态。点 1 及点 $N+1$ 处的状态则要求解 $C+$ 线及 $C-$ 线与明确表示该边界条件的 $p-v$ 关系式来确定。

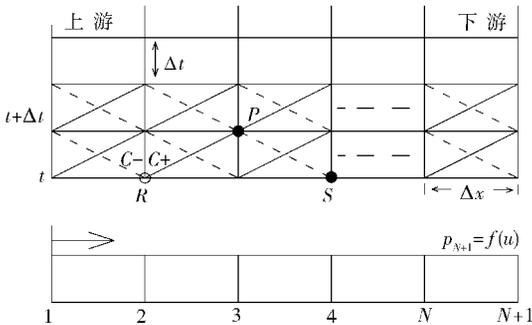


图 3 管路沿 x-t 平面的特征方程

Fig. 3 The pipeline's characteristic solution in x-t plane

3 边界条件的处理

阀门方程及边界条件, 利用阀门方程和与之相连接的管路方程, 即可确定阀门处边界点的参数

$$u_{N+1} = \psi u_0 \sqrt{(p_{N+1} - p_c) / \Delta p_0}, \quad (18)$$

式中: u_0 和 Δp_0 为通过全开阀门的速度和压降; ψ 为阀门特征值, 即为阀门开度的变化规律。研究阀门关闭时:

$$\begin{cases} \psi = (1 - t/t_c)^m, & t < t_c; \\ \psi = 0, & t \geq t_c. \end{cases} \quad (19)$$

式中: t_c 为阀门接受信号后动作时间; m 为阀门开度变化规律表达式指数项, 研究目标选用国产某类喷嘴挡板伺服阀, 阀号为 06081R。查表可得 m 取 $\sqrt{3}$ 。

阀门处管段连续方程

$$Q_{i,N_i} = Q_{i,j}, \quad (20)$$

式中 Q_{i,N_i} 为阀门前一段管路出口流量。由上述方程、特征线右传方程和经充填方程转化得到有限差分方程联立求得充填过程中的阀两端参数。

4 系统仿真及实验结果分析

液压油以恒定压力压入管道, 通过伺服阀控制流量。在管道上因实验需要引出一路测压支管, 实验中的测压点位置为伺服阀进油口及出油口。数值模拟的目的就是按实际管路建立数理模型并划分网格, 用特征线法求解测压点处的关机油击压力。实验原理如图 4 所示。

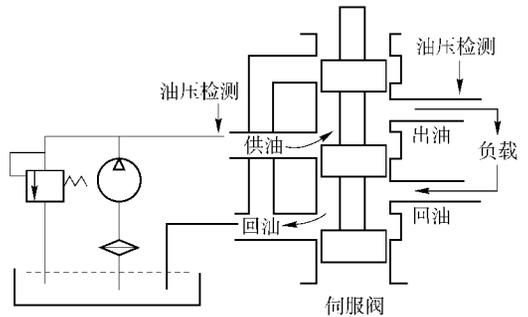


图 4 管路瞬变过渡流分析实验原理图

Fig. 4 Experimental schematic of fluid transients in servo-controlled hydraulic piping

实验系统如图 5 所示, 实验管路和流体条件为: 管长 $l = 10.8 \text{ m}$, 油液密度 $\rho = 8.81 \times 10^{-7} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}^4$, 管路内径 $d = 1.6 \text{ cm}$, 流量 $Q_0 = 75.4 \text{ cm}^3 / \text{s}$, 管路的纵向弹性系数 $E = 2.15 \times 10^6 \text{ kg} / \text{cm}^2$, 油液的运动粘度 $\nu = 0.66 \text{ cm}^2 / \text{s}$, 弹性模数 $K = 1.6 \times 10^9 \text{ Pa}$ 。利用微压缩黏性流体数学模型作为基本方程进行数值计算, 其边界条件是, 管道入口的压力一定, 出口的压力曲线如图 3 所示, 通过伺服阀阀门出口的压力时间曲线, 计算其时间函数。差分网格的间隔是, 沿管路轴向以均匀间隔 $\Delta t = \Delta x/a$, 其中 a 为压力波在管内传播速度, 取 1320 m/s 。

其中实验信号采用频率为 20 MHz 三角波, 供油温度 $40.2 \text{ }^\circ\text{C}$, 仿真步长 1 ms , 实际控制间隔 50 ms , 数据采样时间为 1 ms , 精度为 16 位。

通过溢流阀及蓄能器组成调压稳定系统, 同时调节负载, 伺服阀阀芯在平衡位置时, 输入阶跃信号控制伺服阀快速关闭, 并通过检测伺服阀前置级衔铁偏转角, 得到伺服阀反馈信号。如图 6 所示, $t = 5 \text{ ms}$ 为阀门开始动作时刻, $t = 15 \text{ ms}$ 为阀门完全关闭时刻, 此时阀门的动作时间 $t_c = 10 \text{ ms}$ 。



图 5 管路瞬变过渡流分析实验台

Fig. 5 The bench of fluid transients in servo-controlled hydraulic piping

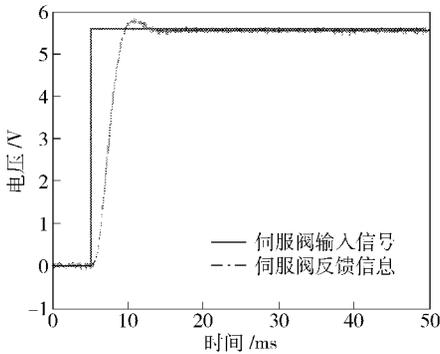


图 6 伺服阀控制及反馈曲线

Fig. 6 The control and feedback curves of the servo valve

如图 7 ~ 图 8 所示,分别为将系统实验压力调整为 14 MPa 时,阀控液压管路模型下的流体瞬变过渡压力曲线与实验曲线的对比图。

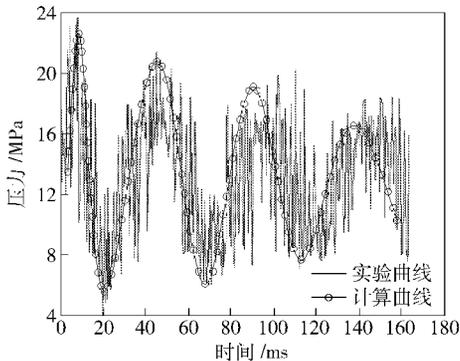


图 7 微弹性流体油击计算及实测值

Fig. 7 Actual measurement and calculated curves of water hammer under the conditions of micro-elastic fluids

从图 7 可看出,压力波周期约为 42 ms,考虑油液的微压缩性实验结果与理论近似计算基本吻合。最高油击压力值和油击压力变化趋势也都比较一致,其最高油击压力达 24 MPa. 由图 8 可看出,如果不考虑油液的微压缩性,和实测值相比,此时的计算值与实测值油击压力,从第 2 个振荡周期开始计算

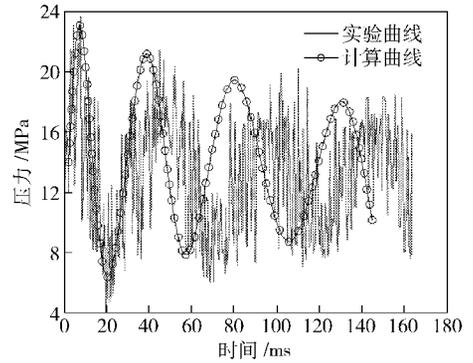


图 8 刚性流体油击计算值及实测值

Fig. 8 Actual measurement and calculated curves of water hammer under the conditions of rigid fluids

曲线周期明显缩短,且幅值略有下降。

如图 9 ~ 图 10 所示,分别为将系统实验压力调整为 12 MPa 时,阀控液压管路模型下的流体瞬变过渡压力曲线与实验曲线的对比图。

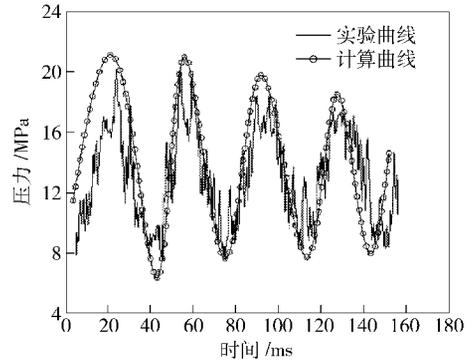


图 9 微弹性流体油击计算及实测值

Fig. 9 Actual measurement and calculated curves of water hammer under the conditions of micro-elastic fluids

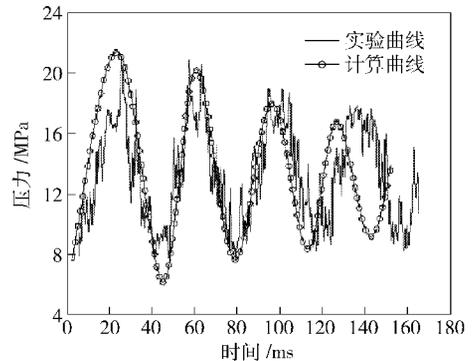


图 10 刚性流体油击计算值及实测值

Fig. 10 Actual measurement and calculated curves of water hammer under the conditions of rigid fluids

从图 9 可看出,压力波周期约为 44 ms,最高油击压力值和油击压力变化趋势也都比较一致,其

最高油击压力达 22 MPa。由图 10 可看出,如果不考虑油液的微压缩性和实测值相比,从第 2 个振荡周期开始计算曲线周期明显缩短,且幅值略有下降。

由图 7 ~ 图 10 的对比可看出,忽略油液的微压缩性,将导致计算出的流体瞬变过渡流的压力振荡周期减小的同时,振荡幅值略大。

5 结论

针对阀控液压管路瞬态过渡流动态特性,进行了数学推导,获得了阀控液压管路系统的统一方程,建立了基于特征线理论的液压管路系统数学模型。在此基础上,采用一维流体瞬变理论,深入分析油液单元的微压缩性对瞬变过渡流的动态影响。最后利用特征线理论对系统油击压力瞬变特性进行了数值分析。与实测结果比较表明,该方法能够准确地模拟该类管路系统的油击特性,为阀控液压管路系统的进一步研究奠定了基础。

参考文献 (References)

[1] Jennings P C, Peddieson J, Munukutla S. New exact solution for

fluid transients [J]. *Mechanics Research Communications*, 2005, 32(5):597-603.

[2] 王占林. 近代电气液压伺服控制[M]. 北京:机械工业出版社, 2004.

WANG Zhan-lin. *Modern electrical hydraulic servo control* [M]. Beijing:China Machine Press,2004. (in Chinese)

[3] Izquierdo J,Iglesias O L. Mathematical modelling of hydraulic transients in complex systems [J]. *Mathematical and Computer Modelling*, 2004, 39:529-540.

[4] Vugdelija M. Determination of a time step interval in hydraulic systems transients simulation[J]. *Advances in Engineer Software*, 2000,31:143-148.

[5] 郁殿龙,温激鸿,刘耀宗,等. 充液周期管路的轴向振动带隙特性[J]. *机械工程学报*,2009,45(9):36-40.

YU Dian-long, WEN Ji-hong, LIU Yao-zong, et al. Axial vibration property of periodic pipe system conveying fluid [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(9): 36-40. (in Chinese)

[6] Liu D Y,Suo L S. Rigid model of transient analysis for multiple-characteristic long pipelines with trapped air mass[J]. *Journal of Hydrodynamics: Ser. A*, 2005, 20(1):44-49.

[7] Nie W S,Dai D H,Xia P, et al. Transient characteristics during shutdown operation of liquid fled line for attitude control propulsion subsystem [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2003, 24(1):6-8.