

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.10.001

伺服阀前置级流场气穴现象的仿真及试验研究*

韩 笑, Nay Zar Aung, 曹俊章, 李松晶*
(哈尔滨工业大学 流体控制及自动化系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 针对液压阀中的气穴现象会引起液压阀的噪音、性能恶化,甚至导致液压阀失效等问题,对伺服阀前置级喷嘴和挡板之间流场中的气穴现象进行了研究。利用Pro/E软件对流场进行了三维建模,用前处理软件Gambit对三维模型进行了网格划分及边界条件设置,利用标准 $k-\epsilon$ 模型和混合气穴模型建立流场的数学模型,运用FLUENT软件对不同喷嘴入口流速下流场的分布特性及气穴特征进行了仿真分析;同时利用高速摄像机对喷嘴挡板之间的流场分布进行了观测和记录。研究表明,在低雷诺数流动条件下,气穴开始在喷嘴外壁和挡板前端的边缘形成;随着雷诺数的增大,在挡板弯曲的附体气穴逐渐长大并随着射流流速的增加出现云状的气穴。将不同流动条件下流场结构和气穴分布的数值计算结果与试验观测结果进行比较,两者基本吻合,说明伺服阀前置级流场气穴仿真模型和数值计算方法是可靠的。

关键词: 伺服阀; 气穴; 流场; 喷嘴; 挡板

中图分类号: TH137.52; TH122 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)10-1239-06

Study of cavitation in pilot stage of hydraulic servo valves

HAN Xiao, Nay Zar Aung, CAO Jun-zhang, LI Song-jing

(Department of Fluid Control and Automation, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Aiming at the problems of that cavitation of hydraulic valve will cause the noise, performance degradation and even lead to hydraulic valve failure, cavitation phenomenon appearing in the flow field between the flapper and nozzle of an electrohydraulic servo valve was studied, and the 3D flow field model was established by Pro/E software. Its grid was divided and boundary conditions were set by Gambit software prior to implementing the simulation. The mathematical models of the flow field were established, which combined standard turbulence model and gas-liquid mixture. The flow field distribution and cavitation characteristics in the different nozzle inlet velocity were analyzed by FLUENT software with finite element simulation method. Images of cavitation phenomenon in the flow field were observed and recorded through high-speed video cameras. The results indicate that at flow conditions with lower Reynolds numbers, cavitation begins to form at the nozzle outer wall and the flapper leading edge. Further increasing of Reynolds numbers, attached cavity on the flapper curved surface grows up gradually and with the jet flow velocity increasing, cloud-like cavitation is observed. Some numerical calculated results at different flow conditions are verified by the experimental data, which show the cavitation model in the flow field between the flapper and nozzle of an electrohydraulic servo valve and the numerical calculation method are reasonable.

Key words: servo valve; cavitation; flow field; nozzle; flapper

0 引 言

目前,电液伺服系统已经在航空航天、国防和现代化生产等领域得到了越来越广泛的应用。伺服阀

是电液伺服系统的关键元件,其性能的优劣对电液伺服系统的可靠运行具有重要的影响。而其中液压阀的气穴的产生会引起伺服阀产生大的噪声,并导致其性能下降,甚至部件表面遭到破坏^[1]。

收稿日期: 2014-05-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50875055)

作者简介: 韩 笑(1990-),男,黑龙江哈尔滨人,主要从事液压元件中的流体力学方面的研究. E-mail: HanXiao_HIT@126.com

通信联系人: 李松晶,女,博士,教授,博士生导师. E-mail: lisongjing@hit.edu.cn

研究人员对液压滑阀和锥阀中气穴现象进行了广泛的研究。Martin等人^[2]研究了滑阀中气穴现象与阀口开度、雷诺数和溶解气体含量的关系; Washio等人^[3]研究了液压锥阀中气穴现象的形成过程和产生机理; Gao等人^[4]研究了锥阀阀口附近的气穴现象和装置的几何形状、水流条件之间的关系。

Lu等人^[5]对带有U型槽的滑阀阀口流场中的气穴现象进行了研究。对于射流场中的气穴现象; Sun等人^[6]研究了水射流气蚀试验中气穴和喷嘴到表面的距离、喷嘴直径、水流压力等因素之间的关系; Lim等人^[7]研究了冲击速度、接触表面积、两表面间的挤压流速度与气穴现象的关系; Zhang等人^[8]也对伺服阀前置级流场进行了仿真计算并解释了流场中气穴的产生原因。

上述研究从仿真计算和试验观察两方面初步得到了不同结构液压阀流场中气穴现象的机理和抑制办法,但伺服阀尤其是前置级喷嘴挡板流场中的气穴现象还有待于深入研究。

本研究对伺服阀前置级流场气穴现象进行仿真及试验研究,运用有限元仿真方法分析不同喷嘴入口压力条件下流场的分布特性及气穴现象,并通过高速摄像机对喷嘴挡板之间的流场分布进行观测和记录。

1 伺服阀结构及工作原理

一种力反馈式两级电液伺服阀结构如图1所示。双喷嘴挡板伺服阀的组成主要包括:力矩马达、液压放大环节和反馈机构。其中,力矩马达是一种将电气

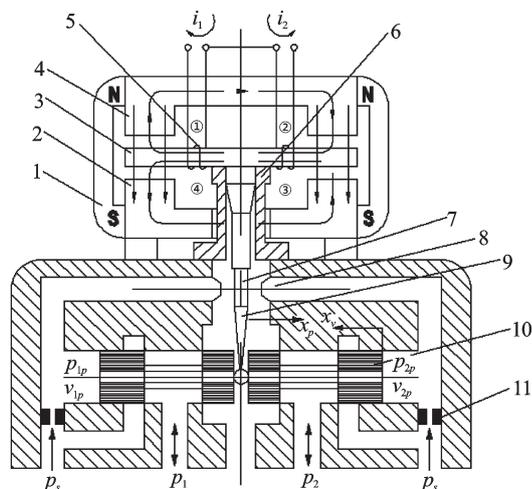


图1 液压伺服阀中喷嘴挡板试样简图

1—永久磁铁;2—下导磁体;3—衔铁;4—上导磁体;5—线圈;6—弹簧管;7—挡板;8—喷嘴;9—反馈杆;10—滑阀;11—固定节流孔

控制信号转换成机械运动的装置,通常由永久磁铁、上(下)导磁体、衔铁、弹簧管和线圈组成,其主要作用是将输入电信号转换成电磁力矩,在该力矩的作用下,衔铁会发生偏转。液压放大环节分为前置放大级和功率放大级。前置放大级由喷嘴、节流孔、挡板等组成,能够利用挡板的角位移使喷嘴两腔产生压力差,当挡板发生位移时,与其间隙较小一侧的喷嘴腔压力升高而另一侧的压力降低;功率放大级由四通滑阀构成。反馈杆为主要的反馈机构。

伺服阀的具体工作过程如下:

当力矩马达控制线圈无控制电流时,线圈中无控制磁通产生,由于其结构对称性,无电磁力矩输出,衔铁处于上、下导磁体的中间位置,挡板也位于中位,此时两喷嘴腔的压力相等。

当输入控制电流时,即 $i_1 > i_2$ 时,力矩马达产生电磁力矩使衔铁顺时针偏转,进而挡板会向左运动。此时左侧喷嘴与挡板间隙减小,液流阻力变大,喷嘴腔的压力升高;而右侧喷嘴与挡板间隙增大,液流阻力变小,喷嘴腔的压力降低。此时左侧喷嘴腔压力大于右侧,滑阀阀芯也由于两侧压力差而向右移动。同时,阀芯又会对反馈杆端部产生作用,使反馈杆和弹簧管产生反方向力矩。当反馈杆、弹簧管以及喷射射流产生的反力矩和力矩马达电磁力矩相平衡时,衔铁挡板组件便处在平衡位置。

当施加电流方向相反,即 $i_1 < i_2$ 时,同样原理衔铁挡板组件在反方向达到平衡位置。滑阀阀芯最终位移与输入差动控制电流大小成正比,当供油压力与负载压力为不变时,输出流量也与输入电流成正比。

伺服阀前置级射流流场中的速度和压力分布影响主阀芯两端的压力差和位移,当前置级的回油压力接近于大气压时,流场中压力可能会降低到低于液压油的空气分离压甚至饱和蒸汽压力,导致流场中产生气穴现象。

在喷嘴和挡板之间流场中气穴的出现会引起噪音和对伺服阀的破坏,因此,研究气穴现象对于提高伺服阀的性能是十分必要的。

2 流场和气穴仿真

本研究在标准 $k-\varepsilon$ 模型基础上,利用Singhal等人^[9]提出的混合气穴模型,对伺服阀前置级喷嘴挡板之间流场进行三维有限元仿真分析。

2.1 求解区域

为了涵盖喷嘴周围所有的气穴发生位置,沿挡板轴向取长度 2.5 mm 的区域(喷嘴中心线上下各 1.25

mm)作为伺服阀喷嘴挡板间流场的求解区域,其几何结构如图2所示。

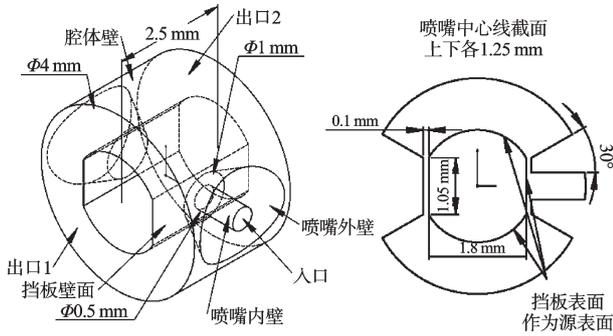


图2 流场几何模型机构图

挡板表面垂直于喷嘴孔口的轴线。网格划分采用系统网格划分模式,既可以细化挡板和喷嘴周围的网格又可以减少计算时间;挡板表面作为源表面用固定格式大小功能创建一个线性增长网格,增长速率为1.2,最小的网格边界为0.035 mm,最大的网格边界为0.12 mm,共划分出四面体网格413 511个,节点78 401个。边界条件为进口流速和出口压力,壁面为无滑移壁面条件。在实际条件下和试验中,位于喷嘴上的、下的两个出口压力是不一样的。因此,本研究根据试验中喷嘴挡板流场的回油阻力,设置其中一个出口压力数值为0.05 MPa,另一个出口压力数值为0.007 MPa。

2.2 控制方程

为计算在不同进口流速条件下的气穴现象,应在仿真计算中求解下列方程。其中,两相混合的流动方程可以从N-S方程得到。混合模型的质量和动量连续性方程可表示如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho_m \vec{u}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \vec{u}_m) = -\nabla p + \nabla [u_m (\nabla \vec{u}_m + \nabla \vec{u}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_{dr,v} \vec{u}_{dr,v} \right) \quad (2)$$

将气液两相混合物总体看做一个单一相,得到混合物湍流动量方程和耗散速率方程。

湍流动量方程可以表示为:

$$\frac{\partial(\rho_m k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m k_m) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_{k,m} - \rho_m \varepsilon \quad (3)$$

湍流耗散方程可以表示为:

$$\frac{\partial(\rho_m \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_{k,m} - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon) \quad (4)$$

通过运用标准 $k-\varepsilon$ 方程,可以计算出混合物的湍流粘度为:

$$\mu_{t,m} = C_\mu \rho_m \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

式中: $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k , σ_ε —标准 $k-\varepsilon$ 模型参数,取: $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$; G —湍流动能项。

气体质量分数由气体输运方程确定:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m f_v) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_v f_v) = \nabla \cdot (\gamma \nabla f_v) + R_v - R_c \quad (6)$$

式中: f_v —蒸汽的质量分数; R_v , R_c —气体产生率和气体凝结率。

对于整个气穴模型,可以表示成:

当 $p < p_{sat}$ 时:

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f_v - f_g) \quad (7)$$

当 $p > p_{sat}$ 时:

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} (1 - f_v) \quad (8)$$

式中: f_g —不可压缩气体分数,考虑到空气仅可以在足够多情况下溶于水,取不可压缩气体分数为标准数值 1.5×10^{-5} ; C_e , C_c —蒸发率系数和凝结率系数,分别取值 $C_e = 0.02$, $C_c = 0.01$ [10]。

通常情况下:

$$p_v = p_{sat} \quad (9)$$

考虑到湍流压力脉动的影响,则有:

$$p_v = p_{sat} + \frac{1}{2} p_t \quad (10)$$

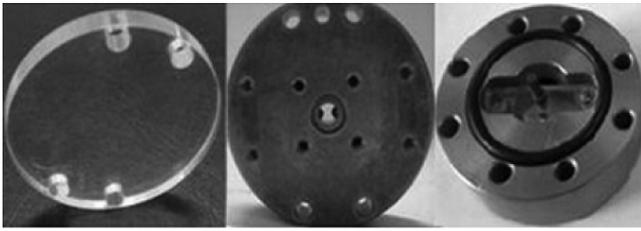
式中: p_{sat} —饱和蒸汽压,Pa; p_t —湍流附加压力,Pa, $p_t = 0.39\rho k$ 。

3 流场和气穴观测试验

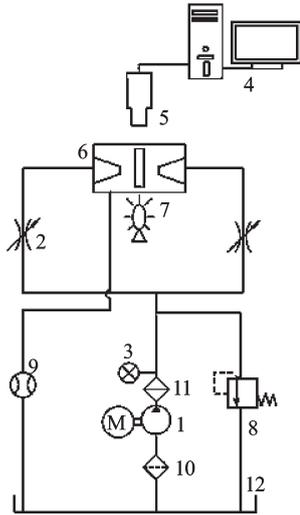
为观测出流场分布和在液压伺服阀前置级流场中气穴现象,本研究制作了喷嘴挡板结构的观测样品,包括:一个挡板、两个喷嘴、壳体、一个前端盖和一个后端盖,喷嘴挡板部件如图3(a)所示。

为便于观察流场中的流动现象,前端盖子用透明材料制成,喷嘴内径0.5 mm,挡板直径1.042 mm,表面平整并垂直于喷嘴轴线,喷嘴和挡板的间隙是0.1 mm,喷嘴连接两根进口管路并由液压泵供油,壳体连接出口管路返回到油箱。试验原理图和试验装置分别如图3(b~c)所示。

为观察流动现象,在试验装置前方0.5 m处放置一台高速摄像机(型号为 PHANTOM V12.1, York Tech Company),并且连接计算机直接显现记录影

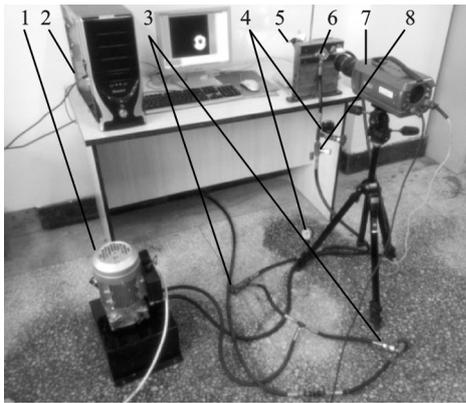


(a) 喷嘴挡板部件



(b) 实验原理图

1—液压泵;2—节流阀;3—压力表;4—计算机;5—摄像机;6—测试喷嘴挡板;7—光源;8—溢流阀;9—流量计;10—过滤网;11—过滤网;12—油箱



(c) 实验装置照片

1—液压泵组件;2—计算机;3—节流阀;4—压力表;5—强光手电;6—喷嘴挡板组件;7—高速摄像机;8—单向节流阀

图3 伺服阀前置级流场观测试验

像。摄像机动态范围为12-bits,分辨率为1 280 × 800。独立可控曝光时间间隔为4 μs。本研究在试验装置另一侧安装紫外线光照射装置,照射光线从喷嘴挡板装配体后方射入,使摄像机得到更清晰的影像。当影像被采集时,照射光强度可以达到3 000 W/m²,并且可以控制光线稳定时间。

液压油为MIL-H-5606液压油,密度850 kg/m³,黏

度0.008 5 Pa·s。液压油通过液压泵被送到试验部分,在试验中,通过改变进口压力来改变流动条件,喷嘴的进口流速范围为12.6 m/s到50 m/s。喷嘴出口的流量通过安装在系统回流管路中的流量计来测量,喷嘴的进口流速可以根据测量的流量算出,但通过流量计测量进口流量并算出进口流速会产生微小的误差。在每次运行时,需调整喷嘴供油压力,在达到需要的流动条件并稳定后,再以视频和照片的形式记录流动现象,并把结果采集到计算机中。

4 结果分析

建立3D几何模型,划分网格并设定边界条件后,笔者对不同流动条件下喷嘴挡板之间的流场分布进行了仿真分析,并利用前述试验装置对不同流动条件下喷嘴挡板之间流场分布进行了试验观测,最终得到了3种流动条件下流场分布仿真及试验观测结果,分别如图4~6所示。

为避免两个喷嘴之间流动的干扰,便于观测和分析气穴现象的发生,笔者只研究单个喷嘴工作时流场的分布及流场中气穴现象。

在低雷诺数 $Re = 630$ 时(喷嘴进口流速 12.6 m/s),仿真计算结果和试验观测结果的比较如图4所示。其

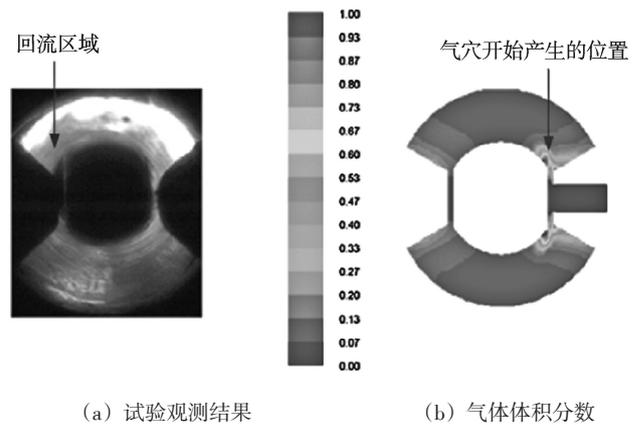


图4 喷嘴进口速度 12.6 m/s 试验和仿真结果对比($Re=630$)

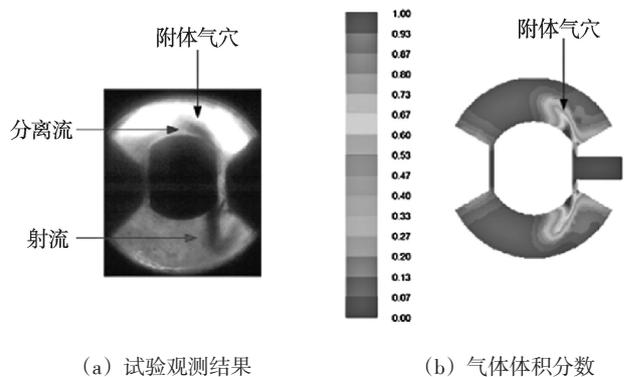


图5 喷嘴进口速度 29.5 m/s 试验和仿真结果对比($Re=1475$)

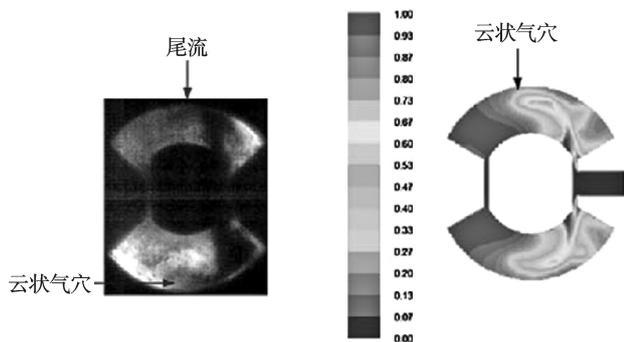


图6 喷嘴进口速度 50 m/s 试验和仿真结果对比($Re=2500$)

中,试验中观测得到的流场分布图如图4(a)所示;仿真计算所得的喷嘴挡板中心平面内(图2中在 $Z=1.25$ mm处选取喷嘴中心线截面)气体体积分数分布图如图4(b)所示。

从仿真流场来看,流体从喷嘴流出沿着挡板弯曲的表面移动流向另一侧的喷嘴,在几乎到达流动尽头时,由于关闭的喷嘴阻碍了流通,产生了局部的回流。无论在试验观测结果中还是在仿真计算结果中,在挡板弯曲表面和平整表面的接合处产生了一小块区域的气穴。仿真结果表明,在最低流速时气穴开始产生的位置是在挡板的尖端。在这个速度下,由于气穴刚刚开始生成,体积很小,被观测到的流场中气穴现象并不明显。

当雷诺数增加到 $Re=1475$ 时(喷嘴进口流速29.5 m/s),仿真计算结果和试验观测结果的比较如图5所示。其中,试验中观测得到的流场分布图如图5(a)所示;仿真计算所得的 $Z=1.25$ mm平面内气体体积分数分布图如图5(b)所示。从仿真流场来看,由于流速提高,流体撞击挡板后形成射流,沿着挡板表面分离并在壳体壁面和挡板弯曲壁面间高速流动,气穴最初形成位置在喷嘴挡板之间和挡板尖端弯曲表面周围区域,气穴从这一区域逐渐扩散,在挡板尖端弯曲表面附近区域形成附体气穴。从试验观测结果中也可以清晰地观察到这一附体气穴现象。

当雷诺数增大到 $Re=2500$ (喷嘴进口流速50 m/s)时,试验观测结果和仿真计算结果如图6所示。此时,不论从试验观测结果还是从仿真计算结果都可观察到流场中出现云状气穴,气穴最初形成于挡板前端边缘,然后逐渐扩散至挡板弯曲表面周围区域,最后沿着射流方向在壳体壁面和挡板弯曲表面间逐渐消散。而且当流场中流速增大到一定程度时,流体分离

形成射流后,在壳体壁面与挡板弯曲壁面之间的尾流部分也产生了气穴。因此,在伺服阀前置级流场中气穴形成的位置和特征与喷嘴挡板结构和流体流速有关。

5 结束语

针对液压阀中的气穴现象会引起液压阀的噪音、性能恶化,甚至导致液压阀失效等问题,对伺服阀前置级喷嘴和挡板之间流场中的气穴现象进行了研究。本研究介绍了试验装置,并验证了伺服阀前置级流场中气穴形成的位置和变化。结果表明,在低雷诺数,例如 $Re=630$,流体在挡板周围运动并且气穴开始形成于挡板前端边缘。雷诺数的增加使流动从挡板表面分离,流场中开始出现明显的附体气穴。对于更高雷诺数的流动,流体在喷嘴挡板之间形成射流并冲击到腔体壁面。沿着射流方向,可以观察到云状的气穴或者气泡消散。

3种流动条件下流场结构和气穴分布的数值计算结果与试验观察结果基本一致,由此可证明本研究所提供的伺服阀前置级流场气穴仿真模型和数值计算方法是可靠的。

参考文献(References):

- [1] DULAR M, BACHERT B, STOFFEL B, et al. Relationship between cavitation structures and cavitation damage [J]. *Wear*, 2004, 257(11): 1176-1184.
- [2] MARTIN C S, MEDLARZ H, WIGGERT D C, et al. Cavitation inception in spool valves [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1981, 103(4): 564-575.
- [3] WASHIO S, KIKUI S, TAKAHASHI S. Nucleation and subsequent cavitation in a hydraulic oil poppet valve [J]. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010, 224(4): 947-958.
- [4] GAO H, LIN W, TSUKIJI T. Investigation of cavitation near the orifice of hydraulic valves [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2006, 220(4): 253-265.
- [5] LU L, ZOU J, FU X. The acoustics of cavitation in spool valve with U-notches [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2012, 226(5): 540-549.

(下转第1253页)

本文引用格式:

韩笑, Nay Zar Aung, 曹俊章, 等. 伺服阀前置级流场气穴现象的仿真及试验研究 [J]. *机电工程*, 2014, 31(10): 1239-1243, 1253.

HAN Xiao, Nay Zar Aung, CAO Jun-zhang, et al. Study of cavitation in pilot stage of hydraulic servo valves [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(10): 1239-1243, 1253.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>