

节流槽型阀口噪声特性试验研究*

冀宏 傅新 杨华勇 王庆丰

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 运用压力分布测量、噪声测试、流场仿真及理论分析对典型节流槽的噪声特性进行了研究。压力分布测量结果与流场仿真吻合良好,在大量试验的基础上揭示了节流槽的噪声特性规律。研究发现节流槽型阀口噪声与流场压力分布特征密切相关,噪声主要取决于节流槽形状、流动方向及背压大小,渐扩形节流槽容易出现啸叫,而具有等截面流道的节流槽噪声较低。此项研究对于具有节流槽液压元件的噪声控制具有重要的理论价值和工程实用价值。

关键词: 节流槽 压力分布 阀口 噪声特性 试验研究

中图分类号: TH137.5

0 前言

节流槽是液压元件中基本的阀口形式之一,广泛存在于液压元件中。通过布置各种形状尺寸的节流槽及其组合形式进行流量及方向控制。由于对节流槽的噪声规律还缺乏深入认识,液压元件的噪声控制具有一定的经验性和盲目性。对于锥阀、滑阀噪声及内部流场方面的研究有较多的文献,Oshima^[1,2]利用半切阀模型对锥阀气穴噪声、流量特性等进行了细致的研究,测量了阀内压力分布。参考文献[3]测量了锥面压力分布,研究了内流式锥阀的液动力特性。参考文献[4]研究了溢流阀流道结构对噪声的影响并进行了流场仿真。参考文献[5]对滑阀的噪声、流动进行了研究。国内外研究都表明液压元件内部流道结构与噪声之间的关系一直是普遍关注而未能根本解决的问题,对于流体动力元件噪声研究必须深入流场内部,探求结构、流场和噪声之间的内在规律。

采用了压力分布测量、噪声测试、流场仿真和理论分析等综合手段,对两种典型节流槽的噪声进行了研究,揭示了节流槽具有普遍意义的噪声特性规律。此项研究对于具有节流槽液压元件的噪声控制具有较大的理论价值和工程实用价值。

所用试验装置及压力分布测量方法参见参考文献[7]。

1 典型节流槽结构分析

针对图 1 所示的两种典型节流槽(称为 U08、

V75)结构进行分析,节流槽面积的推导过程见参考文献[8]。节流槽内的流动有两种方向:流出和流入。这两种节流槽在流道形状及内部流场流型上有着典型的区别。V75 导流性较好,流线转折不大,U08 流线转折较大;节流槽流道的面积变化规律也不相同,对于 V75,最小面积始终是 A_1 ,随着阀口开大, A_1 逐渐增加,属于渐扩或渐缩流道;对于 U08,最小截面位置随阀口开度变化有迁移现象,阀口开度 $x=1.69\text{ mm}$ 时, $A_1=A_2$,当 $x>1.69\text{ mm}$ 时,最小面积为 A_1 ,保持常数($A_1=A_{10}$),当 $x<1.69\text{ mm}$ 时,最小面积为 A_2 。

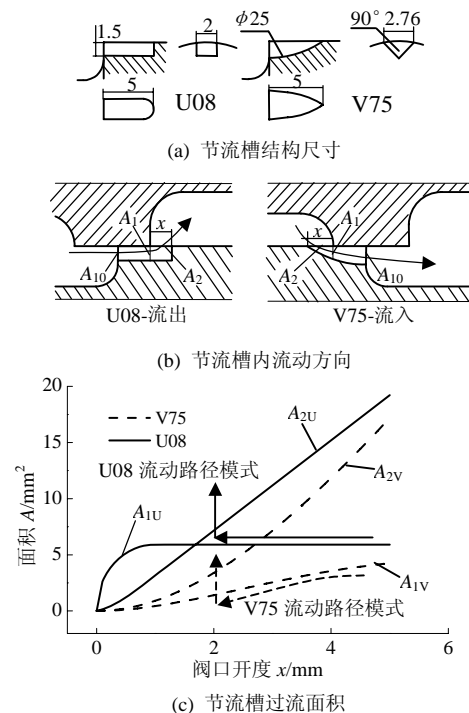


图 1 节流槽结构及阀口过流面积

* 国家自然科学基金(50175097)和高等学校博士学科点专项科研基金

(20010335037)资助项目。20031227 收到初稿,20040225 收到修改稿

定义了流动路径模式图概念对节流槽内流动进行直观的描述，流动路径模式表征液流在实际流道路径中的主要特征，包括流道截面变化、流线转折等。图 1c 中，给出了流出情况下，两种节流槽在阀口开度为 2 mm 时的流动路径模式图，箭头表示流动方向。在 U08 中，液流从 A_{10} 面积流过长度为 3 mm 的等截面流道，到达 A_1 截面，然后经截面 A_2 到回油腔；在 V75 中，液流从 A_{10} 面积流过 3 mm 长度的逐渐收缩流道，到达 A_1 截面，然后经截面 A_2 到达回油腔。流入情况下，流动路径模式图中箭头相反，U08 由 A_2 经 A_1 面积，流过长度为 3 mm 的等截面流道，到达 A_{10} 截面进入回油腔；V75 由 A_2 经 A_1 面积，流过 3 mm 长度的渐扩流道，到达 A_{10} 截面进入回油腔。

2 压力分布测量与流场仿真结果

图 2、图 3 给出了节流槽不同阀口开度下的压力分布测量曲线，图中符号 X1 表示阀口开度为 1 mm。进口压力为 3 MPa，出口压力为 0.98 MPa，在此压差下可认为流动状态为单相流，阀口不发生气穴。流场仿真采用了 FLUENT 软件，采用了 RNG $k-\epsilon$ 紊流模型。计算中的参数为：油液密度 ρ 为 889 kg/m^3 ，运动粘度为 $4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

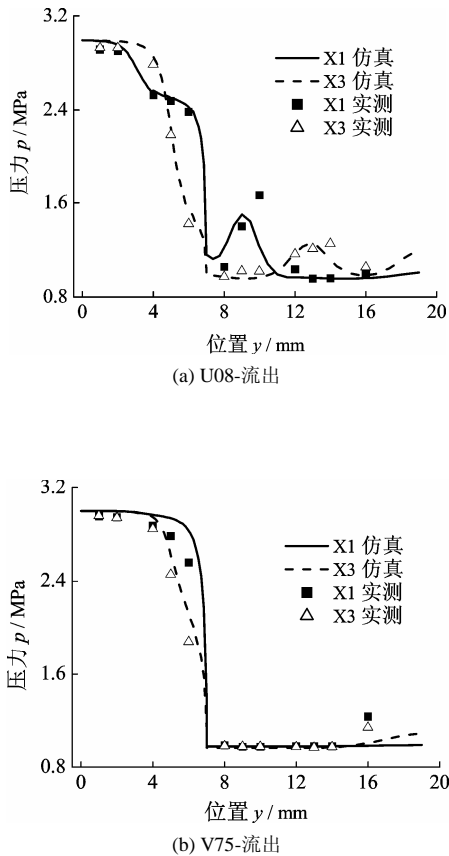


图 2 压力分布测量及流场仿真结果(流出)

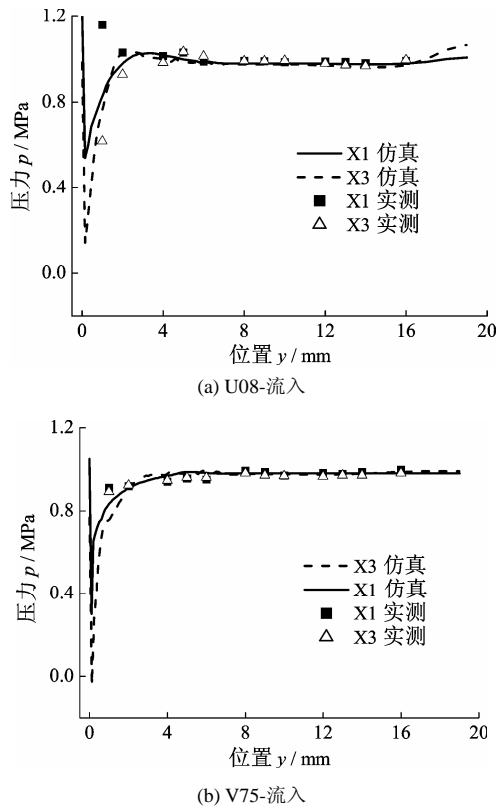


图 3 压力分布测量及流场仿真结果(流入)

2.1 流出情况

由图 2 可以看出，试验结果与流场仿真结果吻合很好。U08 阀口开度较小时($x = 1 \text{ mm}$)，压力分布出现明显的两级降压现象，压力降集中在 $A_{10}(y = 4 \text{ mm})$ 和 $A_2(y = 7 \text{ mm})$ 两个截面处，其中 A_2 两端压降占主要部分，这相当于两个液阻串联分压。在中间 ($4 \text{ mm} < y < 7 \text{ mm}$) 有一压力缓降段，这是由于 A_{10} 截面后部具有一段等截面节流槽流道(长度为 4 mm)引起的压力损失。阀口增大时(如 3 mm)，截面 A_2 处的压降迅速减小，基本不起节流作用。阀口开度为 1 mm 时，在 $y = 10 \text{ mm}$ 附近压力出现峰值，这是流束高速冲击阀腔壁面的结果；随着阀口增大，压力峰值向阀腔后部移动，由于流束射流角减小，流束冲击壁面的距离延长，流束动能减小，压力峰值降低。对于 V75 流出情况，阀口较小时(X1)，压降主要集中在阀口截面处($y = 7 \text{ mm}$)，节流槽内部压降较小；阀口开度大时(X3)，节流槽内部压力逐渐减小；由于 V75 射流角较小且变化不大，流束直接射向阀腔后部，阀腔壁面压力变化不大，而阀腔后部压力有所升高。

流出情况下，高压一直延伸至 A_1 截面处($y = 7 \text{ mm}$)， A_1 之前($y < 7 \text{ mm}$)不会发生因负压而出现的气穴；流束收缩断面已经位于阀腔内，收缩位置及流

束在阀腔内的高速剪切流动可能会引起气穴, 形成噪声, 这还要取决于背压的大小。

2.2 流入情况

图 3 给出了流出情况下的流场仿真和测量结果。由于在 $0 < y < 1$ mm 区间没有布置测压点, 实测曲线没有反应这一区间的压力分布情况。由流场仿真结果可以看出, 在紧靠 $y = 0$ mm 位置后部, 出现压力陡降, 随后压力逐渐恢复, 这是由于出现了流体脱离壁面而出现的低压。

由流场仿真和实测结果可以清楚地发现一个特征: 对于节流槽 U08, 在第一测压点($y = 1$ mm)处, 压力下降较大(实测最小值 0.7 MPa), 而压力恢复很快, 在 $y = 2$ mm 处压力就迅速恢复到了背压值; 对于节流槽 V75, 在第一个测压点处压力下降幅度小(0.9 MPa), 而压力恢复缓慢, 恢复距离明显延长($y = 4$ mm 处)。

对于 U08, 阀口开度为 1mm 时, 第一测压点压力值高于后点, 这是由于节流槽后部等截面流道较长, 流动阻力作用显著, 使得压力恢复迅速所致。随着阀口开度增加(X3), 第一测压点处的压力小于后点, 这是由于等截面流道长度减小而且随阀口的开大流量增加较小(当 $x > 2$ mm, 流量增加缓慢, 参见图 5a), 所以流动阻力较低。

3 噪声测量结果

3.1 流出情况

图 4 给出了节流槽 U08、V75 在流出情况下, 不同阀口开度时噪声声级随背压变化的测量结果, 进口压力恒定为 5 MPa, 油温为 46~50 °C。泵站与试验段由房间隔离, 噪声频谱分析仪的传声器距离阀体表面 90 mm, 本底噪声为 65 dB(泵出口 5 MPa, 节流槽完全关闭时)。由于本底噪声较低且稳定, 声级没有减去本底噪声。图 4 中符号 X2, 表示阀口开度为 2 mm, 其他含义相同。

流出情况下, 节流槽噪声具有相似的变化规律, 声级较小; 存在一个背压值(如图 4 中 0.2 MPa)使得噪声最大, 文中称为临界背压, 小于临界背压时, 声级急剧降低, 这是由于阀内分离出的气泡随液流流入后部管路, 没有集中在阀腔内溃灭。阀口开度较大且流量较大时(U08-X1-X2-X4 和 V75-X4), 在背压为 0.6 MPa 时, 出现第二个噪声峰值, 比临界背压处的噪声低, 背压升高可以抑制气泡析出但又会增大气泡溃灭强度, 所以较高的背压也会出现较高声级。当背压继续增加时, 声级近似呈线性下降, 流量越大声级下降的斜率越小, 流量很小时(如

U08-X1、V75-X1-X2)声级随背压下降很快。比较图 4a、4b 还可以看出, V75 声级随背压下降快速, 而 U08 下降较为缓慢。

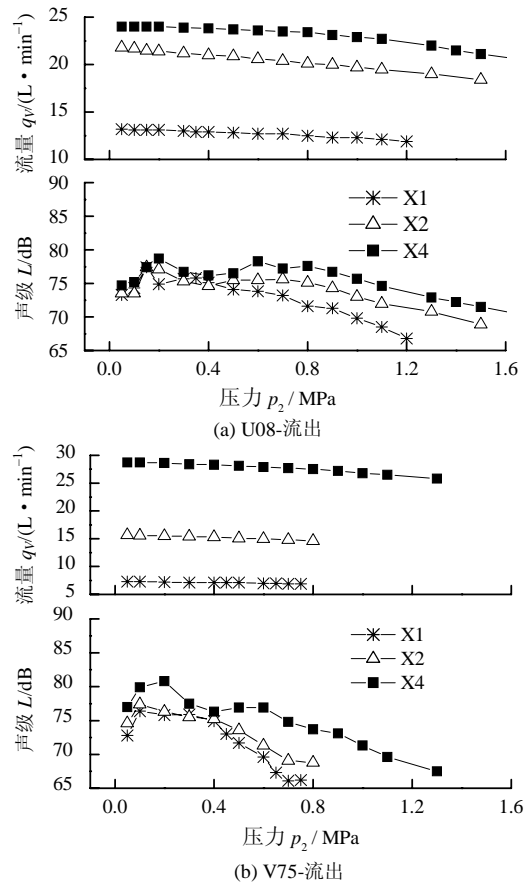


图 4 噪声特性(流出)

3.2 流入情况

图 5 给出流入情况下, 不同阀口开度的噪声、流量随背压的变化曲线, 同时给出 P1 点压力(最靠近高压侧的第一测压点)随背压的变化情况。

U08 流入情况下的噪声显著低于 V75, 在整个背压范围内声级均低于 76 dB。在阀口很大(X4)或接近全开口时($x > 4$ mm), 噪声变化规律与流出情况下非常相似, 在背压为 0.2 MPa 时, 噪声最大; 在背压 0.8 MPa 处出现噪声第二峰值; 此后随背压升高噪声逐渐降低。当 $x < 4$ mm 时, P1 点压力不随背压变化, 为常数(0.4 MPa、0.6 MPa), 显然这么高的压力有利于抑制流束分离点及节流槽内发生气穴(抑制气泡析出及发育), 所以 U08 噪声也相当低; 由于背压不能改变 P1 点压力, 所以流量基本保持不变, 呈现流量阻塞现象。当阀口接近全开口时(X4), 测压点 P1 压力很低, 随着背压 p_2 升高, P1 点压力缓慢上升, 阀口开度进一步增加时 P1 点压力增加也较快, 这说明流束分离点已经接近回油腔, 背压能直接影响到流束分离点的压力; 同时流量也逐渐减小。

由图 5a,还可以看出 P1 点压力升高越快, 噪声下降也越快(如 U08-X1)。

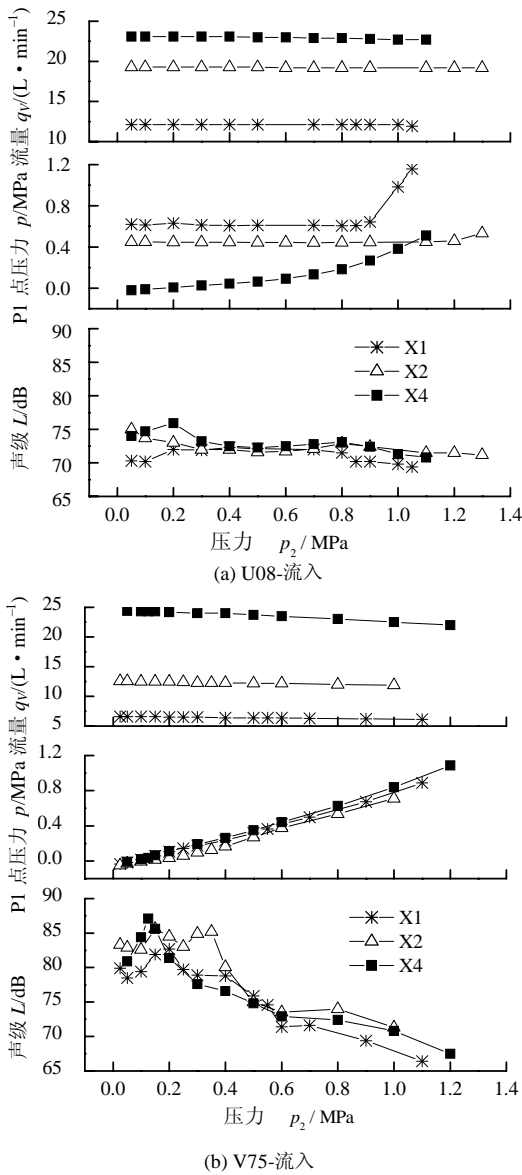


图 5 噪声特性(流入)

V75 噪声总体上很大, 在背压较小(0.1~0.4 MPa)时不同阀口开度下噪声都达到了 85 dB, 表现为啸叫噪声。背压很低时(小于 0.1 MPa), 噪声急剧下降, 气穴生成的大量气泡随液流流入下游管路中。在背压大于 0.4 MPa 时, 不同阀口开度下(不同流量大小)声级基本相同且都成近似线性下降。P1 点压力随背压增加而升高, 不同阀口开度下的 P1 曲线变化一致, 阀口开度较小时($x < 4$ mm)上升斜率相差不大, 阀口开度接近全开口时(X4), P1 点压力上升较快。P1 曲线的一致性升高和噪声的一致性降低反应出了噪声源的确切位置就在 P1 点附近, 噪声是由于流束收缩而出现低压区形成气穴所致。V75 的流量随着背压逐渐降低, 这是背压直接影响

到了流束收缩处的压力所致。

3.3 流入情况下背压对压力分布的影响

图 6 给出了节流槽 U08、V75 在阀口开度为 2 mm 时的压力分布测量结果, 背压分别为 0.1、0.3、0.5、0.8 MPa, 进口压力为 5 MPa。图 6 中虚线示意 0~1 mm 范围内压力分布情况, 这段区域没有布置测压点。

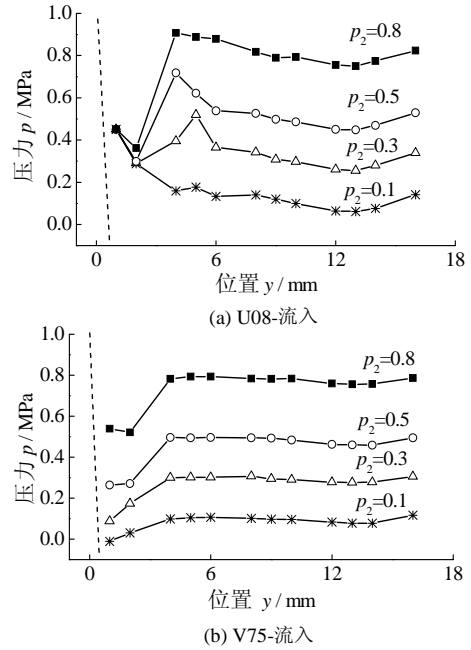


图 6 压力分布随背压的变化情况 (流入)

对于 U08, 背压变化时, 第一测压点 P1 压力基本不变为 0.43 MPa, P1 点离阀口流体分离点最近, 此处压力大, 有利于抑制气泡析出; 压力分布曲线上有明显峰值, 说明压力恢复迅速, 这有利于抑制气泡生长, 所以 U08 噪声很低。

对于 V75 流入情况, 随着背压升高, 压力分布曲线整体上移。背压为 0.3 MPa 的曲线对应着出现高噪声的情况, 曲线从第一测压点缓慢上升, 在第三测压点(4 mm)处恢复到背压大小, 由变化趋势可以看出, 在第一测压点前面区域(0~1 mm)压力会进一步降低, 气泡就会在这一区间出现, 随后由于压力恢复较为缓慢, 气泡会进一步成长, 在后面的压力恢复区段及回油腔中急剧破灭, 出现很大的噪声。背压进一步升高(0.5 MPa、0.8 MPa), 第一测压点压力明显上升, 气穴得到抑制, 所以噪声较低。背压很低时(0.1 MPa), 气泡会大量产生, 但由于背压很低气泡不易在阀腔破裂, 所以噪声也很低。

4 结论

(1) 试验与仿真都表明节流槽噪声特性与压力

分布的特征紧密关联, 压力分布建立起了结构与噪声之间的桥梁。单相流情况下, 压力分布测量结果与流场仿真结果吻合良好。

(2) 节流槽型阀口的噪声主要决定于节流槽形状、流动方向和背压大小。流出情况下, 节流槽的噪声变化规律基本相同且噪声较小; 背压低于临界值时, 噪声急剧降低; 在阀口开度及流量较大时较高的背压也会出现噪声峰值, 随后背压再升高噪声近似成线性减小。

(3) 流入情况下, 接近全开口时节流槽噪声特性与流出情况下的噪声变化规律相似, 这是由于接近全开口时, 流束收缩位置已经接近或处于阀腔中, 回流(或涡流)对节流收缩的低压区进行液体填补, 使得流束收缩处静压升高, 背压升高可以直接抑制气穴及气泡生长。

(4) 在流入情况下, 渐扩形节流槽容易出现啸叫, 而具有等截面面积的节流槽可以抑制噪声。

参 考 文 献

- 1 Shigeru O, Tsuneo I. Cavitation phenomena and performance of oil hydraulic poppet valve. *Bulletin of JSME*, 1985, 28(244): 2 264~2 271
- 2 Shigeru O, Timo L, Matti L, et al. Effect of cavitation in water hydraulic poppet valves. *International Journal of Fluid Power*, 2001, 2(3): 5~13
- 3 曹秉刚, 史维祥, 中野和夫. 内流式锥阀液动力及阀心锥面压强分布的试验研究. *西安交通大学学报*, 1995, 29(7): 7~13
- 4 Hisanori U. Noise measurement and numerical simulation of oil flow in pressure control valves. *JSME International Journal, Series b*, 1994, 37(2): 336~341
- 5 Samuel M C, Veerabhardra R P. Application of signal analysis to cavitation. *Transaction of the ASME*, 1984, 106: 342~346
- 6 Frank R, Siegfried H. Basic investigation of characteristics of flow and noise for oil-hydraulic valves. In: *The 8th SICFP'03*, May 7-9, 2003, Tampere, Finland, 2003: 565~575
- 7 冀宏, 傅新, 杨华勇, 等. 非全周开口滑阀压力分布测量研究. *机械工程学报*, 2004, 40(4): 99~102
- 8 冀宏, 傅新, 杨华勇. 几种典型液压阀口过流面积分析及

计算, *机床与液压*, 2003(5): 14~16

EXPERIMENTAL STUDY ON NOISE CHARACTERISTICS OF GROOVE-TYPE ORIFICES

Ji Hong Fu Xin Yang Huayong Wang Qingfeng
(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract: The mechanism of the noise differences related to the groove-type orifices in spool valve is investigated. The experiment approaches of the pressure distribution measurement and noise measurement as well as the numerical approach of CFD analysis are used to study the noise characteristics of the groove-type orifices. The measurements of the pressure distribution are achieved by a unique designed valve unit with the sleeve shift. The study shows the noise level of groove-type orifice is mainly determined by the geometry of the groove, the direction of oil flow in grooves and the value of backpressure in the valve return chamber. Both the experimental and the numerical results of pressure distributions reveal that the noise of the groove-type orifices has close relationship with the pattern of the pressure distributions in the groove. In converging flow direction of the groove, the groove with increasing cross-section area tend to cause quite higher noise at a certain value of the backpressure, while the groove with constant cross-section can restrain the air-release inside the groove passage and shows much quiet. In diverging flow direction, the noise characteristics of the grooves are almost same, and the noise level is considerably low.

Key words: Groove-type orifice Pressure distribution
Cavitation Noise characteristics
Experimental study

作者简介: 冀宏, 男, 1971 年出生, 博士研究生。主要从事流体振动及流动噪声控制、液压控制元件设计理论方面的研究。

E-mail: jhlxy@zju.edu.cn