气缸排气噪声的时频域特性及控制研究综述

李靖祥[1,2]，赵升吨[1]
（1. 西安交通大学 机械工程学院，西安 710049；2. 西安交通大学 苏州研究院，江苏 苏州 215123）

摘要：研究气缸通过气动阀的瞬态排气过程所产生的脉冲性冲击噪声及其噪声控制方法。重点介绍了气缸排气噪声的产生机理和时频域辐射规律，通过分析排气噪声声源特性、辐射噪声预测理论、噪声控制理论和方法等方面的国内外研究现状，指出了气缸排气噪声控制所亟需解决的关键技术问题。

关键词：气缸；气动阀；排气噪声；声源特性；噪声控制
DOI：10.3969/j.issn.1674-6457.2015.02.003
中图分类号：TB535　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1674-6457(2015)02-0014-10

Research Review of Pneumatic Exhaust Noise Time-frequency Characteristics and Suppression Control

LI Jing-xiang[1,2], *ZHAO Sheng-dun*[1]
(1. School of Mechanical Engineering, Xi′an Jiaotong University, Xi′an 710049, China;
2. Suzhou Academy, Xi′an Jiaotong University, Suzhou 215123, China)

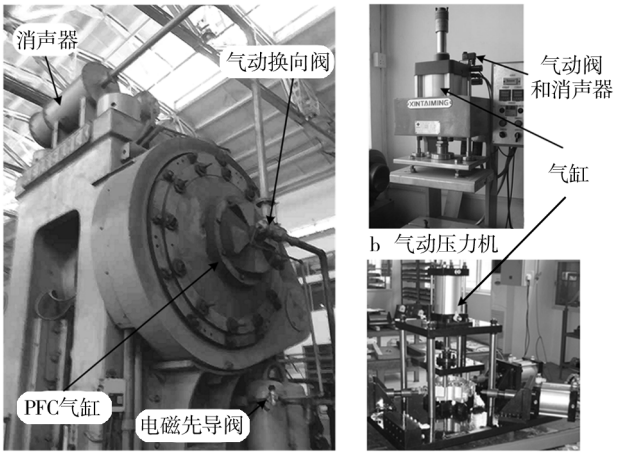
ABSTRACT: The impuse noise generated by the cylinder transient exhaust through valves and noise control were summarized. Focuses on the pneumatic exhaust noise generation mechnism and time-frequency radiated properties, the current research staus of exhaust acouatic source characteristic, radiated noise prediction and noise control theory and methods were introduced. Then, some proposals for further research on pneumatic exhasut noise control were presented in detail.

KEY WORDS: pneumatic cylinder; pneumatic valve; exhaust noise; acoustic source characteristic; noise control

液压与气压传动、机械传动和电气传动是机械工程的三大传动方式[1]。气压传动由于具有气源易获得、控制速度快、结构简单等优点，被广泛应用于机械、冶金、纺织、食品、化工、军工、交通运输及航空等诸多领域[2]。在工业发达国家，约占全部自动化过程的30%是用气动系统实现的[3]。在塑性加工和成形设备中，有许多的部件是由气动系统和气动装置构成，如机械压力机及轧钢设备中的气动摩擦离合器与制动器(PFC & PFB)气缸，切削加工机床中的气夹装置，铸造车间中的铸模机、泥芯机的气缸，热处理车间的气动送进气缸及焊接车间的带有气缸夹紧板料装置的焊机等[4]。典型的气动装置如气动摩擦离合器和制动器、气动压力机、气动夹具等，如图1所示。

在气动装置正常工作时，气缸需要通过气动阀控制进行频繁的进、排气换向操作。特别是在排气过程中，气缸内压力往往达到0.3～0.8 MPa，排气口流速达到声速而产生“阻塞”排气状态，且由于气缸体积相对排气口大小而言较小，因而排气时间短，对设备造

收稿日期：2015-01-20
基金项目：国家自然科学基金(51405378)；中国博士后科学基金(2014M562399)；江苏省自然科学基金(BK20140407)；西安交通大学“新教师科研支持计划”
作者简介：李靖祥(1984—)，男，陕西人，博士，讲师，主要研究方向为流体传动与控制。



a　机械压力机及气动摩擦离合器　　b　气动压力机　　c　夹紧气缸

图 1　典型的气动装置

Fig. 1 Typical pneumatic actuators

成严重的冲击振动,并产生峰值声压和频谱很高的瞬态排气噪声,其总声压级常高达 125 dB(A),远超国家标准规定的 85 dB(A)及以下的要求[5],对周围环境造成严重污染,同时会危害工人的身心健康[6—8]。

噪声污染已被列为 21 世纪环境污染控制的主要问题之一。我国“十二五”规划中,着重强调了重大装备制造业国产化的战略,尤其是通用基础制造业的发展,同时也在环境保护规划中专门设立了噪声污染防治的章节,体现出政府对有效推动环境噪声污染治理工程建设的重视。据统计,2009 年全国从事噪声与振动控制相关产业和工程技术服务的专业企业总数约 500 家,从业总人数超过 1.8 万人,行业总产值接近 80 亿元[9]。

目前在排气噪声的控制中,通常采用在气动阀排气口处安装消声器的方式。但是由于国内外针对气缸通过气动阀的瞬态排气噪声的研究较少,缺乏系统的理论分析和有效的控制方法。气动系统结构、气动阀以及所选用的消声器不仅对排气过程的空气动力学特性有影响,还会改变排气噪声的时域幅值和频谱声压级特性,增加了该瞬态排气噪声控制的复杂性。对该噪声的控制需要兼顾考虑排气通畅性和降噪量,具有一定的难度。尽管消声器在排气噪声的控制中已经广泛应用,但对于上述通过气动阀的脉冲式瞬态排气噪声的控制还存在着许多不足。当将成功应用于稳定或周期性排气噪声控制的消声器移植到瞬态排气噪声控制中时,或降噪效果大为下降,或不降噪反而放大噪声,或空气阻力过大、造成气动装置排气不畅、甚至产生严重的设备故障[10]。

文中在分析气缸排气噪声产生机理、声源和辐射特性的基础上,评述了排气辐射噪声预测和该噪声控制的理论与方法,指出了气缸排气噪声治理和控制中所面临的问题和解决途径。

1　气缸排气系统及控制阀

典型的机械压力机 PFC 或 PFB 气缸排气系统如图 2 所示[11],包括气源、气缸、气动换向阀和管路等,有时为了降低排气噪声,在排气口处安装有消声装置。气动阀与排气过程的空气动力学特性和排气噪声辐射特性密切相关,通常可以采用 2 位 3 通的电磁换向阀或具有气压调节功能的电气比例阀来实现气缸的进、排气的切换,有时也会设置单独的排气阀或者快速排气阀来完成气缸的排气动作。由于换向阀或者排气阀的阀芯换向切换速度极快,使得切换排气后产生冲击很大的瞬态排气噪声。

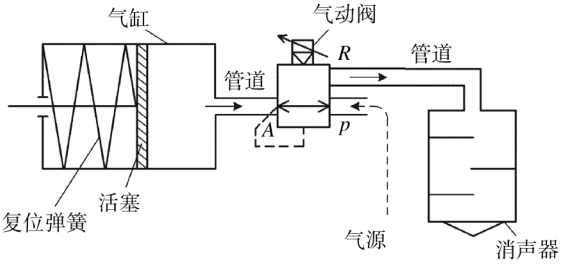
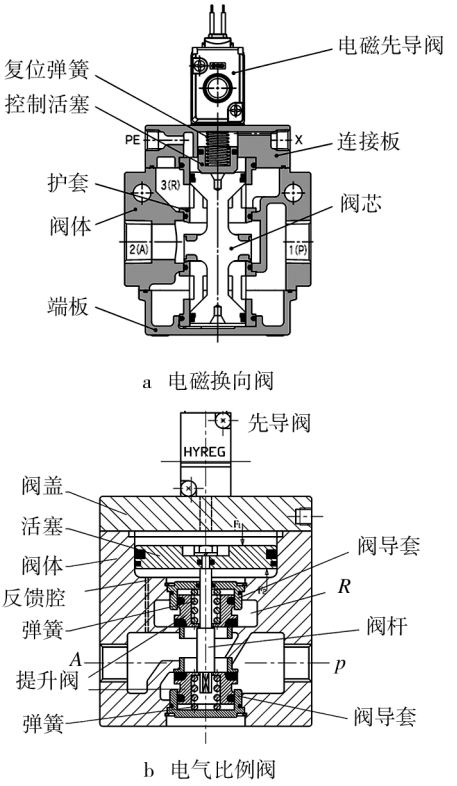


图 2　典型的气动系统[11]

Fig. 2 Typical pneumatic actuators

在对气缸排气噪声治理中,既要考虑降噪量,还需要对气缸的排气时间进行控制,以保证设备的正常运行和工艺流程的进行。例如,作为通用机械压力机心脏部件的气动摩擦离合器和气动摩擦制动器,要求两者具有动作的协调性和灵敏性,PFC & PFB 气缸的排气过程不能耗费过长的时间,否则会造成干涉或动作迟缓而产生“闷车”事故,影响机械压力机的正常工作[6]。气动阀作为气动系统的控制元件,对系统的工作过程和特性具有重要的作用。传统的气动控制回路中,特别是大流量的场合,常采用通过直动式电磁阀或先导式电磁阀的截至式换向阀控制[1],如图 3a 所示。电磁阀只有开关两种状态,阀芯只能处于 2 个极限位置,不能连续调节。换向阀的阀芯在气腔压力差和复位弹簧的共同作用下运动,换向切换速度极快,是造成气缸排气噪声脉冲冲击的重要原因。也有一些场合采用具有气压调节功能的电气比例阀,如图 3b 所示,在控制气缸进排气换向的同时可以对气缸

压力进行调节。但国内的气动阀门主要以传统阀门为主,高端阀门领域仍然依靠进口。以日本 SMC、德国 Festo 为首,仅这 2 家公司合起来就占到 2012 年全球收入(80 亿美元)的 45% 以上[4]。另外,由于先导阀的存在,使得气动系统存在气动延时,增加了保证各气动系统间协调工作的难度。



a 电磁换向阀

b 电气比例阀

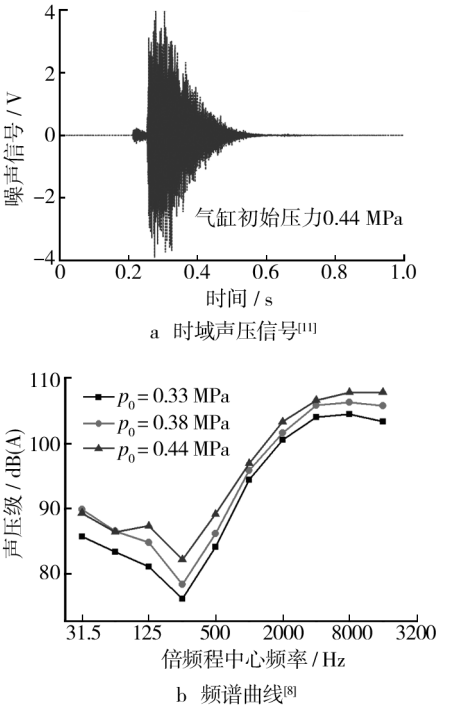
图 3 气动换向阀

Fig. 3 Time-frequency characteristics of cylinder transient exhaust noise

2 气缸排气噪声特性及危害

气缸通过气动阀排气产生的噪声属于空气动力性噪声,是由排气气流从排气口喷射而产生的[12]。区别于大型储气罐排气时产生的稳定性噪声和内燃机工作时产生的周期性排气噪声,气缸通过气动阀的排气往往产生的是一种非稳态的喷注噪声,具有脉冲冲击性强、峰值声压级高的特点[13]。如图 4 所示,该噪声在时域上的声压幅值具有明显的脉冲起伏,频谱则呈现出具有较高低频段和高频段声压级的马鞍状特性[6,8,11]。

近年来的研究结果表明,相较于稳定性和周期性排气噪声,高强度的脉冲噪声对人所造成的危害更为严重[14—15]。如频繁暴露在持续 5 ms 的 113 dB(A)的脉冲噪声下,所造成的听力暂时性阈值恢复时间会



a 时域声压信号[11]

b 频谱曲线[8]

图 4 气缸瞬态排气噪声的时频域特性

Fig. 4 Time-frequency characteristics of cylinder transient exhaust noise

长达 10 h,远超过直接暴露在具有相同能量的 85 dB(A)的噪声下 8 h 所产生的效果[16]。在累积噪声暴露量接触水平一致的情况下,脉冲噪声比稳态噪声或起伏较小的非稳态噪声对工人的高频、语频听力损失以及心血管系统都有更显著的影响[17]。另外,脉冲噪声与稳态噪声相复合的噪声比同等强度的单纯稳态噪声暴露对暂时性听阈位移的影响要大很多。在机械加工的车间中,特别是锻压、冲压车间,气缸排气所产生的脉冲噪声往往叠加在 90 dB(A)左右的背景噪声中,该脉冲噪声的峰值在 112 ~ 137 dB(A),工人每日接触次数为 4 100 ~ 20 500 次左右,这已经超过了每日脉冲冲击次数达 10 000 次时,噪声峰值应低于 120 dB(A)的要求[18]。且气动装置的排气噪声是在机器正常工作时产生的,排气口距离操作工人位置很近,无法采用隔声罩的方式来降噪;由于其脉冲冲击性强,对于工人的影响比单纯的稳定性排气更为严重。因此,对于气缸排气噪声的治理已成为塑性加工和成形设备噪声污染中亟需治理的问题之一。

3 排气噪声产生机理和辐射特性的研究

排气噪声作为一种空气动力性噪声,其研究从 Lighthill 的气动声学理论开始,得到了迅速的发展。

Lighthill 的气动声学理论将变化的质量源、流体上体力变化产生的扰动以流体介质内部应力张量变化产生的声扰动分别用单极子声源、偶极子声源和四极子声源来描述,并推导出运动流体的声辐射方程,描述空气动力性噪声的辐射与传播规律[19—20]。

从 Lighthill 起,很多学者对喷注噪声作了大量研究,对喷注噪声理论做出了重要贡献[21—28]。对阻塞(声速)喷注或膨胀不完全的喷注,由于冲击波的产生和作用,产生冲击噪声和尖叫声,该噪声有时比湍流噪声高出 10 ~ 20 dB(A)[24]。高压下的阻塞喷注气流分为 3 个部分:混合区、过渡区和充分发展区[2],如图 5 所示;在不同距离,喷注气流所辐射的声功率是变化的。研究指出,设法降低在距离喷口为喷口直径约 6 倍区域内的噪声,对射流噪声的控制具有重要意义[2]。另外,高频噪声主要是在喷口附近产生,低频噪声则主要是产生在下游,频谱峰出现在核心尖端附近,并且噪声具有明显的指向性,最大噪声值在与喷注轴线成 30° ~45°的方向上[28]。

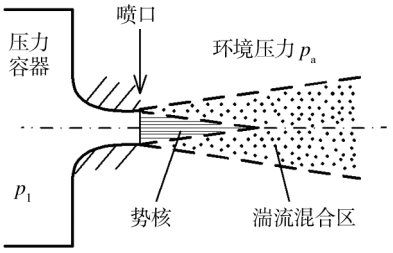


图 5　典型的喷注射流结构

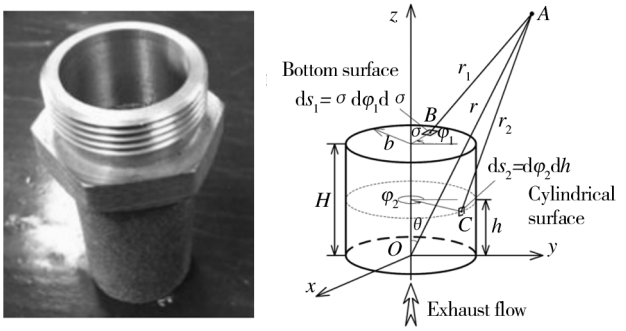
Fig. 5 Typical structure of exhaust jet

随着计算机技术的进步,采用计算流体动力学(CFD)方法结合 Lighthill 的声学模拟理论对喷注射流噪声的数值计算和研究在近 20 年来得到了广泛的关注和发展[29—34]。应用直接数值模拟(DNS)的方法,对完整的流场进行数值计算,可以直接获得观测点处声压的波动情况,但是计算量巨大,仅适合于几何结构简单、低雷诺数的射流噪声的计算[29]。目前广泛采用的是一种混合求解的方法,其基本思想是首先通过大涡模拟(LES)对喷注射流的流场进行数值模拟,然后再利用 Ffowcs Williams-Hawkings(FWH)方程等效流场中的声源来计算辐射的噪声[30]。该方法在圆柱绕流等以偶极子声源为主的气动噪声分析中取得了良好的效果[33],但对于喷注噪声的预测还局限于分析稳定性排气的射流噪声,且辐射噪声声源范围的确定还没有得到统一的共识,另外尽管采用 LES 忽略了小尺度的湍流作用,但其仍然有网格数量庞大、计算复杂的不足[34]。

国内外对喷注噪声的上述研究,均是针对稳定排气过程进行的。在稳定的自由射流中,排气口处的气流流速基本不变,其唯一的噪声源来自于喷射流场中的应力张量梯度,即四极子声源的湍流噪声[2]。我国以马大猷教授为主的研究小组在应用实验等研究方法对喷注噪声进行了广泛而深入的研究后,得到了稳定性喷注噪声的经验公式[27—28]。而气缸排气时,会产生非稳态的质量源变化,从而产生单极子声源辐射。为此,在分析脉动喷注噪声和稳态喷注噪声之间关系的基础上,丰乐平教授和马大猷教授又推导出了考虑非稳态脉动质量流变化时距离喷口中心 1 m,90°方向处的总声压级公式[35]。

其后,文献[6—8]对具有脉冲特性的瞬态排气噪声做了进一步的研究,指出机械压力机 PFC/B 气缸的排气过程所产生的噪声,主要是排气口处的下游喷口噪声,由质量源的单极子噪声及湍流噪声组成,得到了 PFC/B 气缸排气噪声低频和高频噪声声压级较高的马鞍型频谱特性,并推导出预测该噪声总声压级和总 A 声压级的计算公式。Shi[8]提出了脉冲激波式声源的概念,并基于特征线理论,建立了气缸自由放空排气的数学模型,推导出其远场辐射噪声的声压级频谱公式。

笔者采用短时傅里叶变换对非稳态排气噪声信号进行时频分析,揭示了排气噪声单极子声源和四极子声源的变化规律[36]。深入分析了采用烧结铜颗粒多孔材料消声器进行降噪下的排气噪声时域幅值规律和频谱特性,如图 6 所示,并对噪声进行了时域、频域的预测[13]。



a 烧结铜消声器　　b 辐射噪声预测模型

图 6　安装烧结铜消声器的排气噪声预测模型[13]

Fig. 6 Prediction model of exhaust noise with sintered bronze muffler[13]

4 排气噪声控制理论和方法的研究

对于噪声的控制,可以考虑对声源、噪声的传播路径以及接受点处 3 个环节采取措施降低噪声对环境或人的影响[2—3]。传统的排气噪声控制方法是从噪声的传播路径以及接收点处采取降噪或防护措施。在目前的工业生产中,通常采用安装消声器的方法,来对排气噪声进行滤波降噪,实现排气噪声的控制[2]。因此对于排气噪声控制理论的研究,还主要集中在对消声器的研发和其降噪理论的研究上。

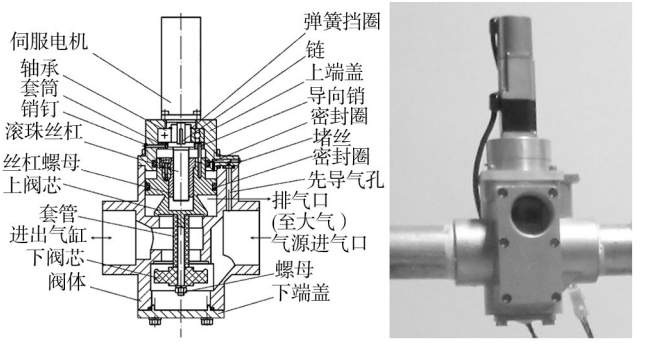
4.1 排气噪声控制理论研究

从 20 世纪 50 年代初开始,气体消声器或滤波器的理论得到飞速发展,并成功应用在许多实际的消声控制当中。日本的福田基一和奥田襄介[37]采用等效电路法,完善了采用四端参数法分析消声器声学特性的理论,但对于高频噪声的分析和有气流时该理论与实际结果有一定的差距。为此,国内外许多学者开展了有气流时消声器特性的研究[38—41]。

传统的消声器声学性能研究是基于平面波的传播,与实际有一定出入,很多学者采用有限元法及边界元法对消声器内的声场进行了数值计算[42—46],还有一些研究是通过 CFD 方法来计算消声器的传递损失,但上述方法对于处理有复杂结构的消声器的效率不高。一些学者通过建立微穿孔板和多孔吸声材料的声学特性模型,采用传递函数的方式简化该复杂结构,并对消声器的消声性能进行了分析与预测[42—43]。但上述研究都仅限于对稳定气流状况下的声学性能分析,对瞬态排气下的消声器性能研究很少见。

随着电子技术的发展,有源消声理论在排气噪声的控制领域得到了探索和发展。从 20 世纪 60 年代末期开始,已经有许多先进国家开展了有源消声的研究,目前国内外学者,进行了大量有源反相消声方面的试验和理论研究工作,国内南京大学,上海交通大学、西北工业大学及中国科学院声学研究所等单位进行了大量卓有成效的研究。有源反相消声方法对于稳定气流中的降噪比较有效,如对内燃机和汽车发动机排气噪声的有源主动控制[47—48],但对非稳态排气噪声的控制甚少,并且由于气动装置排气时间极短,且具有很宽的频谱特性,使得有源消声的主动控制在气动装置的非稳态排气噪声控制中实现起来存在较大的困难[8]。

文献[11]通过设计新型的伺服直驱式气动阀,如图 7 所示,从改善气缸排气噪声声源特性的角度出发,着重抑制该排气噪声的脉冲冲击特性,在兼顾排气空气动力学性能的条件下,有效降低了排气噪声的峰值。



a 伺服直驱式气动阀结构图 b 新型气动阀照片

图 7 伺服直驱式新型气动阀[11]

Fig. 7 Servo driven pneumatic valve[11]

4.2 消声器降噪理论及结构的研究

根据排气噪声的类型,所选用的消声器也有所不同。分支管类的消声单元适合于特定频率噪声的削弱[49];对于以低频或中频为主的排气噪声,常采用抗性消声器;对于排气噪声中有较多高频含量的,可以采用阻性消声器;如果噪声的频率范围较宽,低频和高频含量都很大,往往采用阻抗复合型的消声器装置[50]。这些类型的消声器在稳定性排气的控制中已经得到了广泛的应用,并发展出不同类型的新的噪声控制结构[51—54]。排气噪声降噪滤波的理论主要包括有节流降压、引射掺冷、小孔喷注、多孔扩散等[2]。

目前的排气消声器,主要是针对稳定性排气噪声的原理,根据小孔喷注和多孔扩散的理论设计的,机构和形式多种多样。随着气动技术的大力推广,带有气动装置的新设备、新交通工具等不断出现,所产生的排气噪声对环境的污染和人健康的影响与伤害也日益严重,因此仍需要不懈努力,继续发展新的消声理论和方法,适应快速发展的现代工业中对排气噪声治理的需求。

气动装置排气噪声具有明显的脉冲性,在排气时对消声器结构会产生较强的冲击作用,引起管壁或消声器元件的振动,有时还会引发系统共振现象,辐射出再生噪声、危害系统的安全。这种排气噪声的排气时间非常短,冲击性很强,非稳定排气所产生噪声强度高,因此治理和控制的难度比稳定性排气更大[54]。文献[6—8,10]以小孔喷注、膨胀吸声室及滤波隔声

3 种控制方式来为基础,提出了膨胀吸声室模型、膨胀吸声-小孔喷注-滤波隔声模型和膨胀吸声室-多孔喷注-膨胀滤波-小孔喷注模型 3 种降噪吸声结构,对设计的十种滤波单元和 4 种总成消声器在机械压力机 PFC/B 气缸排气系统上进行了试验研究和现场测试分析,并指出简单的单扩张室消声器在应用于气动装置的排气噪声控制时,扩张室的容积应尽量大,扩张室的长度为进管口直径的 7 倍以上,且长径比应设计为大于 1.5;对气动装置排气噪声的控制,不宜采用中心带有内插管的结构,这种内插管会降低扩张室消声器的总体降噪性能,甚至不但不消声,反而会放大声音,另外设置进口插入管的降噪性能高于出口插入管;内接偏置管的扩张室消声器适合于降低排气噪声中的高频噪声,特别是斜出口管的降噪性能好于直出口管,对降低气动装置排气噪声可取得较好的效果;小孔喷注型的消声结构在气动装置排气噪声的控制中也有良好的降噪效果,其性能高于节流降压型消声器,小孔喷注型消声器的孔径最好要大于 1.5 mm,且需要适当增大孔间距离。文献[6—8,10]的降噪方式及消声器结构主要是针对大口径排气系统的,对于不同气缸大小、排气口径的排气系统,该消声结构对排气空气动力学性能的影响和对噪声抑制的效果也不尽相同。文献[6]还进一步研究了采用不锈钢纤维材料及离散颗粒材料设计的多孔扩散消声器结构在 PFC/B 气缸排气噪声控制中的效果,实验结果显示尽管这些消声器有良好的降噪效果,但其排气阻力较大,会延长排气时间。这说明,对于气动装置排气噪声的控制,需要充分考虑排气系统空气动力学特性与噪声降低之间的矛盾;不同的排气系统,需要设计出特定的消声结构,在保证设备正常工作的前提下,提高降噪量。因此,消声器类型与结构参数的选择在气动装置排气噪声的控制中非常重要。

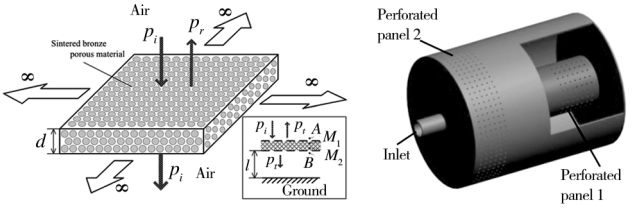
4.3　微穿孔板和多孔介质特性的研究

微穿孔板吸声结构是由我国著名的声学专家马大猷教授在对穿孔板吸声理论的研究基础上提出来的,是一种新型的吸声结构。它是在板厚小于 1 mm 的薄金属板上设置多个孔径小于 1 mm 的微孔,穿孔率为 0.5% ~5%,在其后面留有一定厚度的空气层。作为一个同时具有声阻和声质量的声学元件,微穿孔板吸声结构中的微穿孔板和空腔也可以组成一个共振系统。由于微穿孔板的孔径很小,增强了气流通过时的粘滞阻力,能耗散掉入射于其上的声能。其吸声系数和频带宽度都远优于普通穿孔板的吸声结构。微穿孔板吸声结构的声阻值比普通穿孔板的声阻值大得多,而声质量则很小。由于声阻很大,故其吸收的频带比普通的穿孔板共振吸声结构要宽,这也是微穿孔板吸声结构最显著的特点。目前,这种微穿孔板已广泛用于工程实践中。

许多学者对微穿孔板或穿孔板结构、以及各种多孔材料的吸声性能通过理论分析和数值模拟方法进行了大量的研究。Sullivan 和 Crocker 提出了一种微穿孔板的声阻抗模型,描述了有等间距的半径圆形小孔和一定厚度的穿孔板声阻抗[55]。其后学者们提出了许多不同的模型对其进行修正,并用来分析微穿孔板的吸声特性[56—57]。Atalla 等将微穿孔板看做一种等效流体,采用 Johnson-Allard 理论来建立微穿孔板的声学阻抗[58]。这一方法实质上是认为微穿孔板也是一种多孔介质来进行分析和研究的。对于多孔材料的声学特性研究,包括有经验模型、现象模型和微观结构模型[59]。经验模型比较简单,所需要的多孔材料的参数也较少,但仅适合于特定频率范围的分析[60];现象模型有较好的准确性,但需要测量获得的物理参数也较多;微观结构模型是直接通过建立多孔材料的微观模型进行分析,由于多孔材料结构的复杂性,这种方法实现起来有很大的难度。综合来看,目前现象模型在多孔材料的声学性能研究上得到了最广泛的应用。

现象模型由 Kirchhoff 最初提出,考虑了声波传播通过多孔介质时的粘性作用和热作用[61]。这种宏观的描述将多孔介质看做是一种等效流体,通过有效密度和体积模量(或者压缩系数)来表征多孔介质[62]。其中,Johnson-Champoux-Allard 模型是应用最为广泛的理论模型之一。后来的许多学者在此模型的基础上研究多孔材料特征参数的估算和测量方法,并对改模型进行改进和完善,来分析各种多孔材料,如多孔陶瓷、金属纤维等的吸声特性[59,63]。还有一些研究使用这些模型来建立消声器的有限元或边界元模型,通过数值方法来计算消声器的传递损失[64—66]。

笔者研究了多种消声结构及不锈钢纤维材料、离散颗粒材料等,对排气时间和噪声频谱的影响,指出了被动消声器在瞬态排气噪声控制中降噪量与流阻间的矛盾[54,67];采用等效流体模型对多孔介质进行了分析,如图 8 所示,并通过有限元法和边界元法对穿孔板消声器和多孔耗散型消声器的传递损失进行了数值模拟[46]。



a 平面波穿过多孔介质层模型[11] b 微穿孔板消声器模型[46]

图 8 多孔介质层模型和微穿孔板消声器模型

Fig. 8 Model of porous medium layer and micro-perforated muffler

气动装置排气气流中往往含有水、油和其他杂质,当采用微穿孔板或多孔材料进行排气噪声的控制时,微孔或多孔材料的孔隙经常会被这些杂质堵塞,长期使用后就会使得排气通畅性变差,且某些多孔材料受污染后的声学性能也会降低,因此限制了该类型消声器在气动装置排气噪声控制中的应用[6,8]。

5 结论与展望

目前国内外学者对稳定性排气噪声特性研究比较成熟,但对气缸通过气动阀的瞬态排气噪声的研究相对较少。另外,传统的消声器降噪理论不是十分完善,在实际中直接用于瞬态排气噪声的控制存在着诸多不足。在进行消声器设计时,往往仅考虑消声器的声学降噪性能,造成生产的消声器空气动力性差,甚至会影响设备的正常工作。而气动装置排气噪声的控制恰恰需要考虑空气动力性和降噪性能两方面的要求,特别是对于其脉冲冲击性强的特点如何进行有效抑制成为对该排气噪声控制的关键问题。

综上所述,目前对于气动装置排气噪声控制的理论还不够完善,没有系统的将控制中要考虑的空气动力性和消声性能相结合,在实际的排气噪声控制中往往无法达到预想的效果。因此,针对气缸排气噪声的控制研究尚需要从以下几个方面开展研究工作。

1) 建立气缸排气空气动力学数学模型及数值模拟相关模型。通过研究气动系统结构、气动阀开度变化、消声器材料和结构对排气过程空气空力学特性的影响,建立气缸通过气动阀及消声器排气的空气动力学模型;建立多孔介质材料的空气动力学模型;应用计算流体力学(CFD)理论,建立描述气缸排气过程的数值计算和仿真模型。这为气缸排气噪声辐射特性和预测,以及噪声控制的研究奠定了基础。

2) 建立气缸排气噪声的时域声压及频谱的预测模型。研究建立排气噪声的声源等效数学模型,分析辐射声场与排气空气动力学参数间的关系;研究气动阀开度变化、排气通路空气动力学参数,以及消声滤波单元结构对非稳态排气噪声影响规律;建立气缸通过气动阀瞬态排气噪声的时域声压幅值预测模型和声压级频谱预测模型。这可以为消声器结构设计和噪声控制提供指导。

3) 新型降噪气动阀和消声器的结构设计与优化。研究设计新型的气动阀传动结构,深入分析消声器材料、结构参数对排气通畅性与降噪量间的关系;根据排气过程的空气动力学分析、数值模拟及噪声预测,对气动阀、消声器结构和吸声材料进行参数优化,研制出匹配的新型气动阀及消声器。

4) 瞬态排气噪声的时域和频域可控降噪的主动控制研究。研究直接抑制瞬态排气噪声声源的主动控制方法,掌握不同气动系统结构的降噪控制规律,获得合理的排气噪声时域和频域可控降噪的主动控制参数。

参考文献:

[1] 左健民. 液压与气压传动(第 4 版)[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
ZUO Jian-min. Hydraulic and Pneumatic Transmission(Edition 4th)[M]. Beijing:China Mechine Press,2007.

[2] 方丹群,王文奇,孙家麒. 噪声控制[M]. 北京:北京出版社,1986.
FANG Dan-qun,WANG Wen-qi,SUN Jia-qi. Noise Control [M]. Beijing:Beijing Publishing House,1986.

[3] MILLER G T. Environmental Science-Working with the Earth [M]. Belmont:Brooks/Cole Publishing Company,2001.

[4] 陈启富. 中国气动工业发展史[M]. 北京:机械工业出版社,2012.
CHEN Qi-fu. Development History of Chinese Pneumatic Industry[M]. Beijing:China Mechine Press,2012.

[5] 马大猷. 声学手册[K]. 北京:科学出版社,2004.
MA Da-you. Acoustics Handbook [K]. Beijing: Science Press,2004.

[6] 赵升吨. 间歇性排气噪声特性及其控制理论的研究[D]. 西安:西安交通大学,1997.
ZHAO Sheng-dun. Study on Control Theories and Characteristics of Intermittence Exhaust Noise[D]. Xi′an:Xi′an Jiaotong University,1997.

[7] 赵升吨,高民,史维祥. 间歇性排气噪声源的特性及消声器结构的研究[J]. 应用声学,1997,16(3):41—45.
ZHAO Sheng-dun,GAO Min,SHI Wei-xiang. Research on Properties of Intermittent Exhaust Noise Source and Design of a Muffler[J]. Applied Acoustics,1997,16(3):41—45.

[8] SHI H S,ZHAO S D. Prediction of Radiation Characteristic of Intermittent Exhaust Noise Generated via Pneumatic Valve[J]. Noise Control Engineering Journal,2009,57(3):157—168.

[9] 中国情报网. 2013—2017 年中国噪声与振动控制行业发展前景与投资预测分析报告[M]. 2014.
China Information Network. 2013—2017 Outlook and Investment Forecast Analysis Report of Chinese Noise and Vibration Control Industry[M]. 2014.

[10] 赵升吨,韩慧兰,史维祥. 气动系统中空气分配阀排气噪声特性及其控制[J]. 液压与气动,1999(2):9—12.
ZHAO Sheng-dun,HAN Hui-lan,SHI Wei-xiang. Properties and Control of Exhaust Noise Generated by Air Distribution Valve in Pneumatics[J]. Hydraulic and Pneumatic,1999(2):9—12.

[11] 李靖祥. 气动装置排气噪声的辐射规律及其主动控制的研究[D]. 西安:西安交通大学,2013.
LI Jing-xiang. Investigation on Radiation Characteristics and Active Control of Pneumatics Exhaust Noise[D]. Xi′an:Xi′an Jiaotong University,2013.

[12] RAGHUNATHAN S, KIM H D, SETOGUCHI T. Impulse Noise and Its Control[J]. Progress in Aerospace Sciences, 1998,34(1-2):1—44.

[13] LI J X, ZHAO S D, ISHIHARA K. Study on Acoustical Properties of Sintered Bronze Porous Material for Transient Exhaust Noise Of Pneumatic System[J]. Journal of Sound and Vibration,2013,332(11):2721—2734.

[14] 杨焕明,魏毅. 新疆城市噪声污染危害与控制[J]. 环境科学与管理,2009,34(5):50—53.
YANG Huan-ming, WEI Yi. Hazard and Control of City Noise in XinJiang[J]. Environmental Science and Management,2009,34(5):50—53.

[15] 姚惠琳. 噪声暴露对工人心电图影响的研究进展[J]. 职业卫生与病伤,2009,24(3):170—172.
YAO Hui-lin. Research Progress of Noise Exposure Impact on Workers Electrocadiogram[J]. Journal of Occupational Health and Damage,2009,24(3):170—172.

[16] STARCK J,TOPPILA E,LAITINEN H,et al. The Attenuation of Hearing Protectors Against High-level Industrial Impulse Noise; Comparison of Predicted and in Situ Results [J]. Applied Acoustics,2002,63:1—8.

[17] IRLE H,HESSE J M,STRASSER H. Physiological Cost of Energy-equivalent Noise Exposures with a Rating Level of 85 dB(A):Hearing Threshold Shifts Associated with Energetically Negligible Continuous and Impulse Noise[J]. International Journal of Industrial Ergonomics, 1998, 21: 451—463.

[18] 莫云芳,宋秀丽. 脉冲噪声对工人听力的影响及临床转归[J]. 中国职业医学,2006,33(1):76—77.
MO Yun-fang,SONG Xiu-li. A Clinical Investigation and the Effects of the Pulsive Noise on the Hearing of the Involved Workers[J]. Chin Occup Med,2006,33(1):76—77.

[19] LIGHTHILL M J. On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1952,211(1107):564—587.

[20] LIGHTHILL M J. On Sound Generated Aerodynamically. II. Turbulence as a Source of Sound[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A,Mathematical and Physical Sciences,1954,222(1148):1—32.

[21] FFOWCS WILLIAMS J E. Jet Noise at Very Low and Very High Speed[C]. AFOSR-UTIAS Symposium on Aerodynamic Noise,Toronto,1968:131—146.

[22] CALLENDER B,GUTMARK E,Martens S. Near Field Investigation of Cheveron Nozzle Mechanisms[J]. AIAA journal,2003:2003—3210.

[23] TAM C K W. Influence of Nozzle Geometry on the Noise of High-speed Jets[J]. AIAA Journal,1998,36(6):1396—1400.

[24] 戴根华,李沛滋. 恒压源脉动喷注噪声的特性[J]. 声学学报,1992,17(5):375—385.
DAI Gen-hua, LI Pei-zi. Characteristics of Noise from Pulsed Jet with Steady Chamber Pressure[J]. Acta Acustica,1992,17(5):375—385.

[25] 戴根华,李沛滋,朱之墀. 尾管中强脉动排气噪声辐射的特征线解[J]. 声学学报,1994,19(3):167—178.
DAI Gen-hua,LI Pei-zi,ZHU Zhi-chi. Analysis of Noise Radiation of a Strongly Pulsating Tailpipe Exhaust by the Method of Characteristics[J]. Acta Acustica,1994,19(3):167—178.

[26] 马大猷,李沛滋,戴根华. 湍流喷注噪声的压力关系[J]. 物理学报,1978,27:121—125.
MA Da-you,LI Pei-zi,DAI Gen-hua. Pressure Dependence of Turbulent Jet Noise[J]. Acta Physica Sinica,1978,27:121—125.

[27] MA Da-you. General Laws and Reduction of Aerodynamic Noise[J]. Inter-Noise(China),1987,87:21—31.

[28] 马大猷,李沛滋,戴根华. 高压阻塞喷注的湍流噪声[J]. 声学学报,1979(4):176—181.
MA Da-you,LI Pei-zi,DAI Gen-hua. High Pressure Extension of Chocked Jet Turbulent Noise Theory[J]. Acta Acustica,1979(4):176—181.

[29] MANI A, LARSSON J, MOIN P. Suitability of Artificial Bulkviscosity for Large-eddy Simulation of Turbulent Flows with Shocks[J]. Journal of Computational Physics,2009, 228(19):7368—7374.

[30] SPALART P R,SHUR M L. Variants of the Fowcs Williams-Hawkings Equation and Their Coupling with Simulations of Hot Jets[J]. Aeroacoustics,2009,8:477—492.

[31] TAM C K,PASTOUCHENKO N N,VISWANATHAN K. Extension of the Near Acoustic Field of a Jet to the Far Field [J]. Procedia Engineering,2010,6:9—18.

[32] MENDEZ S,ELDREDGE J D. Acoustic Modeling of Perforated Plates with Bias Flow for Large-Eddy Simulations[J]. Journal of Computational Physics,2009,228(13):4757—4772.

[33] SELF R. Jet Noise Prediction Using the Lighthill Acoustic Analogy[J]. Journal of Sound and Vibration,2004,275(3/4/5):757—768.

[34] EWERT R,DIERKE J,SIEBERT J,et al. CAA Broadband Noise Prediction for Aeroacoustic Design[J]. Journal of Sound and Vibration,2011,330(17):4139—4160.

[35] 马大猷,李佩茨,戴根华. 阻塞喷注的冲击噪声[J]. 声学学报,1980(5):172—181.
MA Da-you, LI Pei-zi, DAI Gen-hua. Shock Associated Noise from Choked Jets[J]. Acta Acustica, 1980(5): 172—181.

[36] 李靖祥,赵升吨,钟斌. 气动装置排气噪声的辐射特性时频分析[C]. 首届全国航空机电、人体与环境工程学术会议,2013.
LI Jing-xiang, ZHAO Sheng-dun, ZHONG Bin. Time-frequency Analysis of Pneumatic Exhaust Noise Radiation Characteristics[C]. First National Aviation Mechanic, Body and Environmental Engineering Conference,2013.

[37] 福田基一,奥田襄介. 噪声控制与消声设计[M]. 北京:国防工业出版社,1982.
FUKUDA Kiichi,OKUDA Jokai. Noise Control and Muffler Design[M]. Beijing:Defense Industry Press,1982.

[38] BUGARU M,VASILE O. Transfer Matrix Method for a Single-chamber Mufflers[J]. Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on Applied Mathematics, 2007: 47—50.

[39] 张少静,徐健. 基于四端网络法的高效排气消声器设计[J]. 机械工程与自动化,2008,147(2):101—103.
ZHANG Shao-jing, XU Jian. Design of High Performance Exhaust Muffler Using Four-terminal Network Method[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2008, 147(2): 101—103.

[40] HANSON R,MOHANY A,ZIADA S. Flow-excited Acoustic Resonance of Two Side-by-side Cylinders in Cross-flow[J]. Journal of Fluids and Structures,2009,25(1):80—94.

[41] WANG Y,LI X. Control Methods for Supersonic Jet Screech Tones[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2007,28(2):211—215.

[42] JI Z L. Boundary Element Analysis of a Straight-through Hybrid Silencer[J]. Journal of Sound and Vibration,2006,292(1-2):415—423.

[43] JI Z L. Boundary Element Acoustic Analysis of Hybrid Expansion Chamber Silencers with Perforated Facing[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements,2010,34(7): 690—696.

[44] SGARD F,CASTEL F,ATALLA N. Use of a Hybrid Adaptive Finite Element/modal Approach to Assess the Sound Absorption of Porous Materials with Meso-heterogeneities [J]. Applied Acoustics,2011,72(4):157—168.

[45] LI P,YU X. Active Noise Cancellation Algorithms for Impulsive Noise[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012,36(2):630—635.

[46] LI Jing-xiang, ZHAO Sheng-dun, ISHIHARA K. Insertion Loss Analysis of Perforated Panel Muffler Using Finite Element Method with Equivalent Fluid Model[C]. The IEEE International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management,IEEM2012,2012:1039—1042.

[47] 王世奇,陈传举. 基于模拟电子技术的有源消声实验研究[J]. 内燃机与动力装置,2009,110(2):45—48.
WANG Shi-qi, CHEN Chuan-ju. Experiment RESEARCH on Active Silencer Based on Simulation Electronic Technology[J]. I. C. E & Powerplant,2009,110(2):45—48.

[48] CUESTA M, COBO P. Optimisation of an Active Control System to Reduce the Exhaust Noise Radiated by a Small Generator[J]. Applied Acoustics,2001,62(5):513—526.

[49] GRAF H R,ZIADA S. Excitation Source of a Side-branch Shear Layer[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329:2825—2842.

[50] 胡素影,周新祥,郑文广. 节流降压-小孔喷注消声器优化设计与模态分析[J]. 辽宁科技大学学报,2009,32(2):148—152.
HU Su-ying,ZHOU Xin-xiang,ZHENG Wen-guang. Optimization Design and Experimental Model Analysis of Complex Throttle Injection with Small Apertures Spray Muffler[J]. Journal of University of Scicence and Technology Liaoning, 2009,32(2):148—152.

[51] STORM M C. Prediction of Sintered Fibrous Metal Liner Influence on Muffler Sound Attenuation Performance and Noise Emission for Single-cylinder Motorcycle Engine Exhaust[J]. Proceedings of Noisecon/Asme Ncad-2008, 2009:175—185.

[52] SHI H S,ZHAO Sheng-dun. Pre-Reducing the Intermittent Exhaust Noise by Optimizing the Exhaust Pipeline at the Design Stage[J]. ASME Conference Proceedings, 2008, 2008(48661):61—66.

[53] ZHAO Sheng-dun, WANG J, WANG J, et al. Expansion-chamber Muffler for Impulse Noise of Pneumatic Frictional Clutch and Brake in Mechanical Presses[J]. Applied Acoustics,2006,67(6):580—594.

[54] LI Jing-xiang, ZHAO Sheng-dun, ISHIHARA K. Experimental Study on Performance of Various Mufflers for Intermittent Exhaust Noise Reduction[C]. 40th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2011, INTERNOISE 2011, 2011:229—234.

[55] SULLIVAN J W. A Method for Modeling Perforated Tube Muffler Components. II. Applications[J]. Journal of the Acoustical Society of America 1979, 66(3):779—787.

[56] CUHADAROGLU B, AKANSU Y, TURHAL A. An Experimental Study on the Effects of Uniform Injection through One Perforated Surface of a Square Cylinder on Some Aerodynamic Parameters[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31(8):909—915.

[57] DENIA F, SELAMET A, FUENMAYOR F, et al. Acoustic Attenuation Performance of Perforated Dissipative Mufflers with Empty Inlet/outlet Extensions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302(4-5):1000—1017.

[58] ATALLA N, SGARD F. Modeling of Perforated Plates and Screens Using Rigid Frame Porous Models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303(1-2):195—208.

[59] ZHANG B, CHEN T N. Calculation of Sound Absorption Characteristics of Porous Sintered Fiber Metal[J]. Applied Acoustics, 2009, 70(2):337—346.

[60] DELENY M E, BAZLEY E N. Acoustical Properties of Fibrous Materials[J]. Applied Acoustics, 1970, 3:105—116.

[61] ALLARD J F, ATALLA N. Propagation of Sound in Porous Media: Modeling Sound Absorbing Materials, Second edition[M]. New York: Wiley, 2009.

[62] UMNOVA O, ATTENBOROUGH K, SHIN H, et al. Deduction of Tortuosity and Porosity from Acoustic Reflection and Transmission Measurements on Thick Samples of Rigid-porous Materials[J]. Applied Acoustics, 2005, 66(6):607—624.

[63] LAGRAIN B, BOECKX L, WILDERJANS E, et al. Non-contact Ultrasound Characterization of Bread Crumb: Application of the Biot - Allard Model[J]. Food Research International, 2006, 39(10):1067—1075.

[64] AYGUN H, ATTENBOROUGH K. The Insertion Loss of Perforated Porous Plates in a Duct without and with Mean Air Flow[J]. Applied Acoustics, 2008, 69(6):506—513.

[65] LEE C M, XU Y. A Modified Transfer Matrix Method for Prediction of Transmission Loss of Multilayer Acoustic Materials[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 326(1/2):290—301.

[66] MADEO A, GAVRILYUK S. Propagation of Acoustic Waves in Porous Media and Their Reflection and Transmission at a Pure-fluid/porous-medium Permeable Interface[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2010, 29(5):897—910.

[67] LI J X, ISHIHARA K, ZHAO S D. Study on Transient Exhaust Process of Pneumatic System with Sintered Bronze Silencer: Modeling and Experimental Verification[C]. The 6th International Conference on Advanced Materials Development and Performance, 2011.

(上接第 6 页)

[20] 王建军. 20 MN 快锻液压机关键部件结构分析[D]. 河北:燕山大学, 2007.
WANG Jian-jun. Structure Analysis on the Key Parts of 20 MN Fast Forging Hydraulic Press[D]. Hebei: Yanshan University, 2007.

[21] HIDEAKI NAKABAYASHI, HITOSHI SAWAMURA. High-speed Safety Circuit for a Hydraulic Press: US, 5865088[P]. 1999-02-02.

[22] 蒙争争,宋雨芳. 多工位快速液压机的研制[J]. 机械工程师, 2005(6):27—28.
MENG Zheng-zheng, SONG Yu-fang. The Design and Manufacture of the High-speed Transfer Hydraulic Press[J]. Mechanical Engineer, 2005(6):27—28.

[23] 徐州压力机械有限公司[EB/OL]. [2014-08-13]. http://xzpm.com.
Xuzhou Pressure Machinery[EB/OL]. [2014-08-13]. http://xzpm.com.

[24] 吴秀峰,张婷婷. 快速锻造液压机的设计开发[J]. 锻压设备与制造技术, 2007(4):40—41.
WU Xiu-feng, ZHANG Ting-ting. The Design and Exploration of the Quick-forging Hydraulic Press[J]. China Metal-forming Equipment & Manufacturing Technology, 2007(4):40—41.

[25] 吴秀峰,张婷婷,周亚丽. 高速数控冲液压装置设计开发[J]. 锻压设备与制造技术, 2007(3):41—42.
WU Xiu-feng, ZHANG Ting-ting, ZHOU Ya-li. The Design and Exploration of the High-speed CNC Punching Hydraulic Device[J]. China Metal Forming Equipment & Manufacturing Technology, 2007(3):41—42.

[26] 钱红,甄冒发. YH61-630 型快速热挤压液压机的研制[J]. 锻压设备与制造技术, 2007(2):37—39.
QIAN Hong, ZHEN Mao-fa. The Development of Quick Hot Extrusion Hydraulic Press of YH61-630[J]. China Metal-forming Equipment & Manufacturing Technology, 2007(2):37—39.

[27] 王永平,尚菊根. 用于汽车工业的高速液压机[J]. 设备管理与维修, 2006(5):33—34.
WANG Yong-ping, SHANG Ju-gen. High Speed Hydraulic Press Used in the Automotive Industry[J]. Plant Maintenance Engineering, 2006(5):33—34.