

气动阀间歇性排气噪声辐射规律的研究

石虎山^{1,2}, 赵升吨¹

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 宝鸡文理学院物理系, 721007, 陕西宝鸡)

摘要: 应用空气动力学理论分析了排气过程中间歇性排气噪声声源的分布, 考虑到空气气流内存在压力激波现象, 提出了脉冲激波式声源的概念, 建立了该声源与排气口处的质量流量及流速的数学关系式. 根据活塞式声源近似逼近脉冲激波式声源在排气口处的辐射特性, 建立了计算辐射的声压及声压级计算公式. 分析结果表明, 在 1/1 倍频程频谱上, 理论计算和实验测得的声压级非常接近, 平均相对误差不超过 5%. 由于压力激波及声源的脉冲特性是间歇性噪声高频含量多的主要原因, 因此所提频谱分析模型为设计消声器控制该噪声, 以及进行排气过程中的故障诊断提供了理论依据.

关键词: 脉冲激波式声源; 间歇性排气噪声; 气动阀

中图分类号: TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)09-1091-05

Investigation of Radiation Law of Intermittent Exhaust Noise Generated via Pneumatic Valve

SHI Hushan^{1,2}, ZHAO Shengdun¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Department of Physics, Baoji University of Arts and Sciences, Baoji, Shanxi 721007, China)

Abstract: The intermittent exhaust noise (IEN) generation mechanism during the compressed air spraying from cylinder of pneumatic frictional clutch through pneumatic valve is discussed. The sound source distribution of the exhaust noise is analyzed based on the aerodynamics. Considering the existing pressure shockwave in the airflow, the concept of shockwave impulse acoustic source is proposed. The acoustic source, compared with ones at the other position in exhaust system, achieves the maximum strength to IEN, and then is located at the outlet. A relation of the acoustic source with both mass flux and flow speed at the exhaust outlet is set up. With the radiation characteristic of the piston acoustic source instead of that of the shockwave impulse acoustic source, the formula for calculating its sound pressure (SP) and sound pressure level (SPL) is presented. A comparison between the analytical results and the experimental results shows that their SPLs on 1/1 octave spectrum are in good agreement, with the average error less than 5%. Both the pressure shockwave and the impulse characteristic of the sound source result in the intermittent exhaust noise with much great high-frequency content, which provides the theoretical foundation for designing mufflers to reduce intermittent exhaust noise of pneumatic frictional clutch in mechanic press and for diagnosing faults in exhaust process.

Keywords: shockwave impulse acoustic source; intermittent exhaust noise; pneumatic valve

气动摩擦离合器作为机械加工设备的主要部件 被广泛应用于实际工业之中, 正常工作的气动摩擦

离合器气缸经管道和气动阀排气时会产生高达 120 dB 的间歇性排气噪声,该噪声持续时间很短(大约 0.2~0.3 s),脉冲性强,排气量大,流速高(达到声速),对操作工人以及周围环境造成了极大的危害.因此,研究噪声所产生的机理进而控制它是十分必要的.

在文献[1-2]中,Lighthill 的小振幅波动方程指出了气流产生噪声的声源,以及给出了远声场的总声压与速度的关系式,但不能从该方程中获得声源特征和噪声频谱特性.文献[3-4]所研究的噪声局限在由大容器(例如大型压缩气罐排空)通过小管径排气所产生的稳定性排气噪声,以及由内燃机工作时所产生的周期性排气噪声,因此噪声声压公式不适用于气动阀间歇性排气时的噪声声压的计算.文献[5-6]指出了气动阀排气噪声是一种间歇性排气噪声,该噪声声源主要是单极子源和四极子源,并分别建立了低、高频带内的总噪声声压与速度的关系,但没有建立该噪声频谱与声源动力特性间的关系式.

本文利用空气动力学理论,分析了气动阀排气系统在不同位置中噪声声源的分布,指出在管道排气口处为该噪声的主要声源部位,该声源是一种脉冲激波式声源,并依此建立了排气口处的脉冲激波式声源与气缸内气压、活塞运动及空气流速的关系.以活塞式声源辐射模型近似逼近气动阀间歇性排气噪声,建立了不同频率下间歇性排气噪声辐射的声压及声压级公式,并在 PFC-B-82 型气动摩擦离合器与制动器的实验台上进行了实验.通过理论计算与实验结果的对比分析,证明本文建立的频谱分析模型可为控制、降低噪声以及气动阀的故障诊断提供理论依据.

1 声源分布及脉冲激波式声源

当空气经不同口径、不同长度的管道和气动阀流动时,都会在不同位置处伴随有气体质量的变化和速度的波动,由此造成的声源分布在排气气流中是一个分布式声源.由实验测试可知,在气动阀排气口处的气流速度和质量的变化,远大于气缸、气动阀及管道内的情况,因此主要噪声源在管道排气口处.在 PFC-B-82 型气动摩擦离合器与制动器实验台上,当初始气压为 0.47 MPa 时,实验测得的气缸内气压(压力)以及压力导数随排气时间的变化如图 1 所示.从图 1 中可以看出,气缸内的气压会出现突变,其导数类似脉冲式变化.对图 1 中的曲线进行拟合时发现,气压的导数非常近似于 $\text{sinc}(t)$ 函数,而

气压则是以 $\text{sinc}(t)$ 的积分形式变化,气缸内压力的这种变化是由空气气流中存在的驻波式压力激波现象造成的.根据空气动力学理论分析可知,在管道排气口处气流流量和气流速度的波动也是类似于气缸气压的脉冲式变化.因此,可称气动阀间歇性排气噪声声源为脉冲激波式声源.

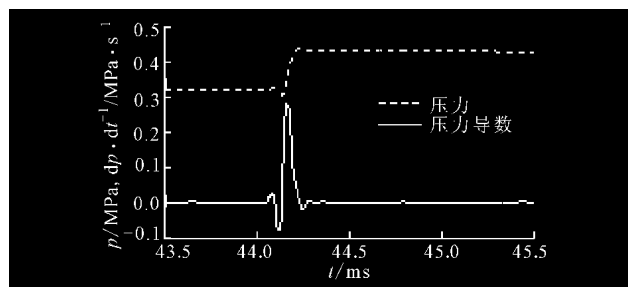


图1 压力及其导数随时间的变化

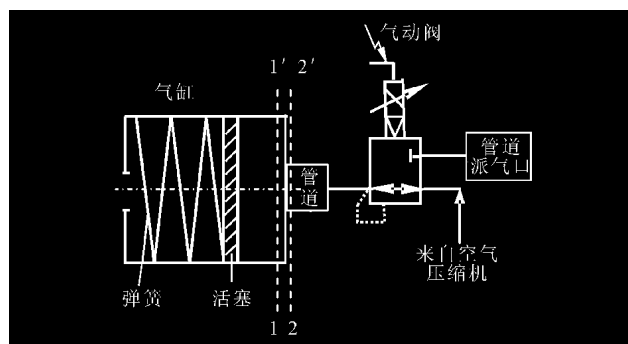
2 排气口处气流的质量流量和流速

2.1 气缸内气压与空气容积的关系

如图 2 所示,气缸在排气过程中可忽略活塞运动过程中的摩擦和黏性阻力,则由牛顿第二定律可得气缸排气过程中的动力学方程为

$$-kV_1 + (p_s - p_1)S_1^2 = -m_h \left(\frac{d^2 V_1}{dt^2} \right) \quad (1)$$

式中: p_s 是环境背压; S_1 为活塞的横截面积; k 为弹簧倔强系数; p_1 为气缸内压缩空气的压力; m_h 为气缸内的活塞质量; V_1 为气体体积.



1-1': 气缸断面; 2-2': 管道断面

图2 气缸排气过程中的分析示意图

2.2 空气容积的能量方程

由于气缸间歇性排气时间极短,为了便于分析,假定气缸的排气过程是在绝热、准静态的条件下进行的,因此可忽略出口处的气体势能.由热力学第一定律可以得到气缸内压缩空气的能量方程为

$$\frac{dm}{m} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2p_1 V_1} dm - \frac{c_1 dc_1}{p_1 V_1} m = \frac{1}{\gamma} \frac{dp_1}{p_1} + \frac{dV_1}{V_1} \quad (2)$$

式中: γ 为压缩空气的比热比($\gamma = 1.4$); c_1 、 c_2 分别

为气缸内空气的平均流速和出口流速; m 表示气缸内压缩空气的质量。

2.3 边界方程

由于在气缸出口边界处气体的流动仍是不稳定的,气缸活塞直径远大于排气管道直径,因此在图2所示的包括气缸和排气管的交界处,必然会存在 $\partial/\partial x \gg \partial/\partial t$ 。设 $\partial/\partial t=0$,即可以认为边界处的流动为拟定常流动^[4,7]。考虑图中1-1'和2-2'断面处的参数,则基本方程如下。

能量方程

$$a_0^2 = a_1^2 + \frac{\gamma-1}{2}c_1^2 = a_2^2 + \frac{\gamma-1}{2}c_2^2 \quad (3)$$

连续方程

$$S_1 c_1 \rho_1 + S_2 c_2 \rho_2 = 0 \quad (4)$$

动量方程

$$p_2 S_2 - p_1 S_1 = S_1 c_1^2 \rho_1 - S_2 c_2^2 \rho_2 \quad (5)$$

等熵关系

$$(\rho_1/\rho_2)^{(\gamma-1)/2} = (p_1/p_2)^{(\gamma-1)/(2\gamma)} = a_1/a_2 \quad (6)$$

式中: S_2 为管道的横截面积; ρ_1 为气缸内的空气密度; ρ_2 为气缸出口处的空气密度。若令 $\phi=S_2/S_1$ 及 $n=a_1/a_2$,则由式(3)~式(6)可得

$$\rho_2 = n^{-2/(\gamma-1)} \rho_1 \quad (7)$$

$$p_2 = n^{-2\gamma/(\gamma-1)} p_1 \quad (8)$$

$$c_2 = -(1/\phi)n^{2/(\gamma-1)}c_1 \quad (9)$$

$$\frac{1-1/n^2}{\phi/(n^{2\gamma/(\gamma-1)})-1} = \frac{\gamma-1}{2\gamma} \frac{n^{4/(\gamma-1)}/\phi^2-1}{1-n^{2/(\gamma-1)}/\phi} \quad (10)$$

若气体在管道内的流速 c_2 等于当地音速 a_2 时,在管道内气体将产生阻塞流动,则有

$$\phi^2 = \left[\left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right) - \frac{2}{\gamma-1} \left(\frac{a_1}{a_2} \right)_{\text{er}}^2 \right] \left(\frac{a_1}{a_2} \right)_{\text{er}}^{4/(\gamma-1)} \quad (11)$$

式中: $(a_1/a_2)_{\text{er}}$ 是阻塞状态的声速临界比。

2.4 质量流量以及流速

由于从横断面2-2'至排气管道口的距离较短,空气在其中的流动可以假定为稳定流动,因此有连续性方程和等熵关系

$$S_2 c_2 \rho_2 = S_3 c_3 \rho_3 \quad (12)$$

$$(\rho_2/\rho_3)^{(\gamma-1)/2} = (p_2/p_3)^{(\gamma-1)/2\gamma} \quad (13)$$

式中: c_3 、 ρ_3 和 S_3 分别为管道排气口处的流速、密度和横截面积。令 $\phi_1=S_3/S_2$,可推得

$$c_3 = (1/\phi_1)(p_2/p_3)^{1/\gamma} c_2 \quad (14)$$

若为亚音速排气,排气口处的压力等于排气口处的背压,即 $p_3=p_s$;若为音速阻塞排气,管道排气口处的压力与气缸出口处的压力之间的关系为

$$p_3/p_2 = (2/(\gamma+1))^{\gamma/(\gamma-1)}$$

在气缸排气时,气缸内的空气流速可以认为近似等于活塞的运动速度,则

$$c_1 = (1/S_1)(dV_1/dt) \quad (15)$$

联立式(1)、式(2)、式(10)和式(15),利用差分数值方法可以求得质量流量 dm/dt ,再由式(14)求得排气口处的流速。

3 脉冲激波式声源辐射

当气动装置排气口处的脉冲激波式声源向排气口外声场区域辐射时,就会形成间歇性排气噪声,可以采用活塞式声源辐射来近似模拟辐射特性。

3.1 声压

在排气口上,脉冲激波式声源可由简单的单极子源来近似表示,单极子源的波动方程为^[8]

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial p'}{\partial r} \right) = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} \quad (16)$$

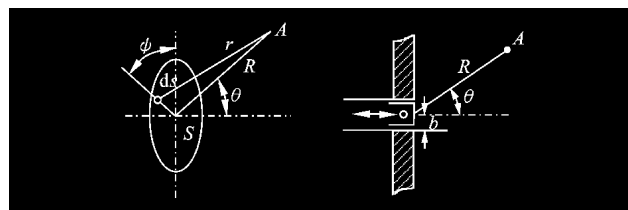
式中: p' 为声压; r 为测点到排气口的距离; a 为声速。求解上式可得

$$p' = -j\omega \frac{\rho}{4\pi r} Q_0 e^{jk(r-at)} \quad (17)$$

$$k = \omega/a = 2\pi f/a$$

式中: Q_0 为频率 f 的单极子源强度; ρ 为空气密度。

为确定脉冲激波式声源在远场A点处产生的噪声,在排气口处加上隔挡板,由此构成的活塞式声源如图3所示。



(a) 阀口平面

(b) 阀口挡板

A:声场测点; r :ds到A点的距离; R :活塞顶面中心到A点的距离; b :活塞的半径; θ 、 ϕ :偏离角度

图3 计算排气阀口的声压模型

活塞顶面以体积速度 $U=U_0 e^{-j2\pi ft}$ 作简谐式运动,并向挡板外辐射声波。活塞顶面可以划分为许多微小的微元声源^[4,8],相应于微元 ds 的单极子源强度为

$$Q_0 = 2U_0 ds \quad (18)$$

而 ds 上的声源在A处($r \gg 2b$)产生的微元声压为

$$dp' = -j2\omega(\rho/(4\pi r))U_0 e^{jk(r-at)} ds \quad (19)$$

对式(19)沿着图3a排气口管截面积进行积分,可得

$$p' = \frac{-j\pi f(\rho U_0)b^2 e^{jk(r-ct)}}{r} \left[\frac{2J_1(kb \sin(\theta))}{kb \sin(\theta)} \right] \quad (20)$$

式中: J_1 为一阶贝塞尔函数; b 为排气管口管内半径; U_0 为排气口处脉冲激波式声源含有角频率为 ω (或频率为 f) 的幅值。

3.2 声压级

声压级是声压振幅的均方根值 p'_{rms} 与基准声压 p'_0 比值的平方^[4], 一般取为对数, 表示为

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p'^2_{\text{rms}}}{p_0'^2} \right) = 20 \lg \left(\frac{p'_{\text{rms}}}{p'_0} \right) \quad (21)$$

$$p'_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$$

由此可得某一频率 f_i 下的声压级

$$L_{pi} = 10 \lg \left(\frac{2\pi^2 (\rho U_0)^2 f_i^2 b^4}{R^2 p_0'^2} \left[\frac{J_1(k_i b \sin(\theta))}{k_i b \sin(\theta)} \right]^2 \right) \quad (22)$$

$$k_i = \omega_i / a = 2\pi f_i / au_0$$

总声压级为

$$L_{\text{pz}} = \sum_{i=1}^N L_{pi} = 10 \lg \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{p'_{\text{rms}}}{p'_0} \right)^2 \right] \quad (23)$$

4 实验分析

气动摩擦离合器与制动器 PFC-B-82 型实验台的气动排气系统, 包括离合器气缸, VY1700 型电气比例压力阀, VG342 型方向控制阀和排气管道, HS5660A 型精密脉冲声级计、HS5721 型 (1/1 倍) 频程滤波器、精度 12 b、采样速率 1 MHz 的 PCI1712 型数据采集卡, HTP420 压力变送器, Textronix TDS210 型数字式实时示波器和 PC 微型计算机。实验时, 把声级计置于距离排气口 1 m、偏离排气口轴向 45° 角的测点处, 通过电气压力比例阀控制离合器气缸中的气压, 并测出气缸压力和排气噪声的声压数据。

4.1 声源的脉冲特性

当气缸初始气压为 0.493 MPa 时, 排气口处气流的质量和流量随时间的变化如图 4 所示, 图中流量的脉冲变化说明了声源是具有脉冲特性的。

通常, 气缸工作压力为 0.4~0.6 MPa, 远远大于 0.18 MPa 的临界值, 在大部分排气时间内 (约 0.2~0.3 s) 均是超过临界压力的音速“阻塞”排气, 使得气流的流量和流速随时间变化的序列尖脉冲的变化率很大, 从而导致间歇性排气噪声中的高频成分较多, 特别是中心频率为 4 kHz 和 8 kHz 频带的声压级较高。

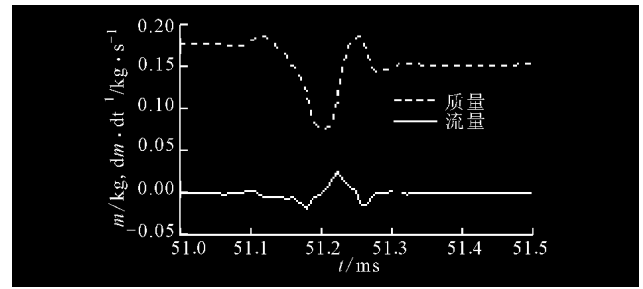
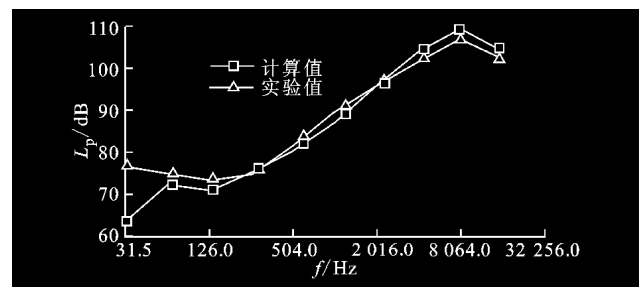


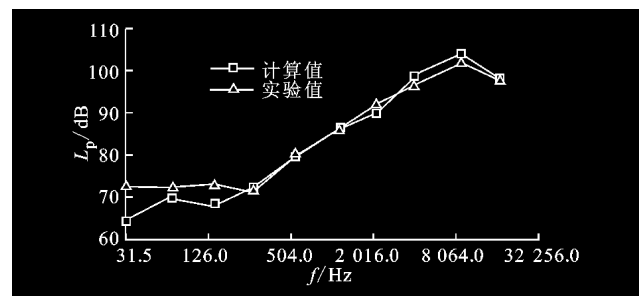
图4 气流的质量和流量随时间的变化曲线

4.2 间歇性排气噪声声压级频谱

当气缸初始气压为 0.493 MPa 和 0.391 MPa 时, 理论计算与实验所得的排气噪声 (1/1 倍频程) 频谱如图 5 所示。从图 5 中可见, 在中心频率为 250 Hz~16 kHz 的中高频范围内, 理论计算的声压级和实验结果非常接近, 而在 31.5 Hz~125 Hz 的低频范围内, 二者存在一定的差异, 其原因在于脉冲激波式声源辐射模型中含有的 Bessel 函数抑制减少了低频部分。



(a) 气缸初始气压为 0.493 MPa



(b) 气缸初始气压为 0.391 MPa

图5 1/1 倍频程的排气噪声声压级曲线

表 1 是气缸初始气压为 0.47 MPa 时, 理论计

表 1 1/1 倍频程排气噪声声压级比较

f/kHz	L_p/dB		误差/ %	f/kHz	L_p/dB		误差/ %
	计算	实验			计算	实验	
0.031 5	62.9	76.7	17.9	1	87.2	88.3	1.2
0.063 0	71.2	74.4	4.2	2	95.5	95.2	0.3
0.125 0	75.2	73.8	1.8	4	103.7	100.4	3.3
0.250 0	73.5	72.5	1.3	8	109.4	106.2	3.1
0.500 0	81.5	81.1	0.6	16	104.3	101.4	2.8

算与实验得到的排气噪声在不同中心频率下的声压级及其相对误差,由此可得出声压级的平均相对误差为 3.7%。表 2 给出了在不同气压下的理论计算与实测的排气噪声声压级的平均相对误差,由此可以得到在不同气压下的总平均相对误差不超过 5%。

表 2 不同气压下的声压级误差

<i>p</i> /MPa	误差/%	<i>p</i> /MPa	误差/%
0.493	3.7	0.361	3.8
0.470	3.7	0.343	4.3
0.449	4.5	0.327	5.0
0.428	4.7	0.315	4.1
0.403	4.8	0.292	3.4
0.391	3.3	0.250	4.2

5 结束语

根据本文的研究可得到如下结论。

(1)在气动装置的气动阀间歇性排气过程中,压缩空气气流中存在压力激波,从而产生排气噪声。

(2)应用空气动力学理论,建立了气缸排气过程中气缸内气压与气缸容积变化的关系式、能量方程及质量流的表达式。气动阀排气噪声的主要声源是位于管道排气口处的脉冲激波式声源,其所具有的脉冲特性是造成气动阀间歇性排气噪声高频成分含量多的主要原因。

(3)建立了不同频率下声压级及总声压级的表达式,理论计算的结果在 1/1 倍频程频谱的中心频率(250 Hz~16 kHz)的高频段与实际测得的间歇

性排气噪声声压级非常接近,仅在中心频率(31.5 Hz~125 Hz)的低频段存在一定差异。

(4)实验分析表明,以活塞式声源近似逼近脉冲激波式声源的辐射特性是合理的。

参考文献:

[1] LIGHTHILL M J. On sound generated aerodynamically [J]. Proc Roy Soc: London Series A, 1952, 211:564-587.

[2] AURÉGAN Y, MAUREL A, PAGNEUX V. Sound-flow interactions [M]. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2002:32-43.

[3] 马大猷. 现代声学理论基础 [M]. 北京:科学出版社, 2004:305-308.

[4] 吴克刚. 高速柴油机排气动力学噪声的预测及消声研究 [D]. 西安:西安交通大学机械工程学院,1984.

[5] 赵升吨. 间歇性排气噪声特性及其控制理论的研究 [D]. 西安:西安交通大学机械工程学院,1997.

[6] ZHAO Shengdun, WANG Ji. Expansion-chamber muffler for impulse noise of pneumatic frictional clutch and brake in mechanical presses [J]. Applied Acoustics, 2006(67):580-594.

[7] BENSON R S. The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engine [M]. Oxford, UK: Oxford University Press, 1986:75-82.

[8] KINSLER L E, FREY A R, COPPENS A B, et al. Fundamentals of acoustics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2000:179-184.

(编辑 管咏梅)

我校国家重点实验室在评估中喜获佳绩

据国家重点实验室官方网站消息,科技部公布了 2008 年工程与材料领域国家及部门重点实验室评估结果,全国共有 54 个工程与材料领域国家和部门的重点实验室参评。我校动力工程多相流国家重点实验室继 2003 年重点实验室评估被评为优秀类实验室后,今年再一次被评为优秀类实验室。我校机械制造系统工程国家重点实验室、电力设备电气绝缘国家重点实验室、强度与振动教育部重点实验室和金属材料强度国家重点实验室被评为良好类实验室。

近年来,我校重点实验室工作有了较大的进展,在 2003~2007 年评估期,我校 5 个参评实验室共获得 18 项国家二等奖(含合作),其中国家自然科学基金二等奖 5 项,国家技术发明奖 5 项,国家科技进步奖 8 项;主持国家“973”计划项目及国防“973”计划项目 6 项等一大批重大/重点科研项目,培养和引进了一大批优秀人才,使得重点实验室真正成为开展高水平基础研究和应用基础研究的基地,也成为人才培养和学术交流的基地。

来源:科技处