

轮式挖掘机复杂结构抗性消声器研究及设计*

王文武¹, 侯亮^{1*}, 蔡惠坤^{1,2}, 李胜玉³, 李程³

(1. 厦门大学 机电工程系, 福建 厦门 361005;

2. 厦门大学 深圳研究院, 广东 深圳 518057;

3. 厦门厦工机械股份有限公司, 福建 厦门 361023)

摘要:针对某型轮式挖掘机发动机排气噪声的频率组成分布在低中高全频段的特点,根据共振腔消声器和扩张室消声器这两种基本消声单元结构特性,提出了一种恰当结合两种基本消声单元结构进行复杂结构抗性消声器设计的方法,使得消声器在全频段具有良好的消声效果。运用GT-power仿真软件对挖掘机发动机和消声器进行了耦合仿真,预测了复杂结构抗性消声器的性能。利用正交实验的方法对消声器内部结构参数进行了优化,最后通过实车测试进行了验证。实验及研究结果表明,所设计的复杂结构抗性消声器声学性能和空气动力性能良好,发动机排气噪声在全频段均有所下降,消声器插入损失平均达到18 dB(A),压力损失在许可范围内。

关键词:抗性消声器;GT-power;轮式挖掘机

中图分类号:TH2;TB53 文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)02-163-06

Complicated reactive muffler design on wheel excavator

WANG Wen-wu¹, HOU Liang¹, CAI Hui-kun^{1,2}, LI Sheng-yu³, LI Cheng³

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China;

2. Shenzhen Institute, Xiamen University, Shenzhen 518057, China;

3. Xiamen Machinery Co., Ltd., Xiamen 361023, China)

Abstract: Aiming at the analysis of wheel excavator engine exhaust noise that has a wide frequency, based on the structural characteristics of resonant cavity muffler and expansion chamber muffler, appropriately combine these two basic anechoic unit structure to design complex structure muffler, ensure the muffler has a good silencing effect in all frequency. GT-power simulation software was used to realize the coupling simulation of engine and muffler and predict the performance of complex structure muffler. Orthogonal experiment was used to optimize the structure parameters of muffler. In the end, achieve expected results through vehicle tests. The results indicate that the muffler has a great acoustic performance and aerodynamic performance with the insertion loss 18 dB(A) in average.

Key words: exhaust muffler; GT-Power; excavator

0 引 言

和所有工程机械一样,轮式挖掘机噪声源包括进气噪声、排气噪声、风机噪声、发动机辐射噪声以及其他零部件振动产生的噪声,其中发动机排气噪声是工

程机械最主要的噪声源之一^[1]。因此,设计性能良好的消声器显得尤为重要。潘国培等^[2]采用有限元方法计算扩张室消声器的传递损失,对不同内插管扩张室消声器声学性能进行分析,得出了内插管结构形式对扩张室消声器声学性能影响规律。黄应来等^[3]为降低空压机噪声对环境的污染,设计了双级并联共振腔消

收稿日期:2014-09-29

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2013BAF07B04);福建省自然科学基金计划资助项目(2014J01210);深圳市知识创新计划资助项目(JCYJ20140417162429675)

作者简介:王文武(1989-),男,福建龙岩人,主要从事工程机械降噪方面的研究。E-mail: wwenwu1911@qq.com

通信联系人:侯亮,男,教授,博士生导师。E-mail: hliang@xmu.edu.cn

声器,使空压机噪声降低了 25 dB。张永波等^[4]利用 GT-Power 软件对并联内插管双室扩张室消声器插入损失进行研究,得出了扩张比对插入损失的影响规律。

以上研究对于扩张室、共振腔、内插管结构对消声器性能影响规律进行了很好的探讨,但大多数的研究都是针对某一消声单元进行研究,而对于具有扩张室、共振腔和内插管的复杂结构消声器的研究较少。此外,目前,工程机械所用抗性消声器的结构一般都为单一的扩张室消声器或共振腔式消声器,往往只能对发动机的低频或高频噪声产生较好的效果,对于具有全频段噪声的工程机械排气噪声难以起到良好的效果。随着国家噪声限值的提高,工程机械的噪声排放达到一个新的水平,最新修订的 GB 16710-2010《土方机械噪声限值》强制性国家标准已于 2012 年 1 月 1 日起正式实施,相比于 GB 16710.1-1996《土方机械噪声限值》标准中规定的司机位置发射声功率级限值由 92 dB(A) 降为 89 dB(A),急需大幅度整体性地降低噪声值。

本研究针对企业某型轮式挖掘机排气噪声分布于低、中、高频全频段的特点,结合扩张室、共振腔和内插管等基本消声单元,通过恰当的组合,设计复杂结构消声器,从全频段出发降低噪声,提升消声器的性能,从一个新的角度和途径降低工程机械噪声值。

1 消声器的分类、设计要求及评价指标

1.1 消声器的分类及其特性

消声器作为一种让气流通过使噪声衰减的装置,安装在气流通过的管道中或进、排气口处,有效地降低空气动力性能。抗性消声器的种类很多,常见的主要有扩张室消声器和共振腔消声器这两种基本消声单元。

扩张室消声器又称膨胀腔室消声器,它是由管和室组成的。它是利用管道截面扩张、收缩引起声发射和干涉消声的。

共振腔消声器是由一段开有若干小孔的管道和管外一个密闭的空腔所组成。小孔和空腔组成一个弹性振动系统,当气流的声波频率和共振腔振动系统的固有频率相同时,这个振动系统就发生共振,孔颈中具有质量的空气柱运动速度加快,摩擦阻力增大,大量声能转化为热能而消耗掉,从而达到消声的目的^[5]。

基本消声单元结构具有自己独特的消声及空气动力性能特点,扩张室消声器有较好的低、中频噪声消声性能,而高频消声性能相对较低,也存在一定的噪声通过频率的问题,解决方法是采用内接插入管及

多节扩张室串联应用的方法。内插管消声器的中、高频消声效果不好,但是在低频段的消声有一定的优势,并且能够解决在扩张室消声器中存在的通过频率噪声的问题。而共振腔消声器在中、高频段消声效果较好。因此,本研究提出结合扩张室消声器和共振腔消声器这两种基本消声单元的优点,设计复杂结构消声器,以达到全频段消声的目的,满足日益严格的噪声排放标准。

1.2 消声器的设计要求

消声器设计应满足以下要求^[5]:

(1) 要求有较大的消声量,并具有较好的消声频率特性;

(2) 消声器对气流的阻力损失或功能损耗要小;

(3) 消声器要坚固耐用、体积小、重量轻、结构简单、易于加工。

1.3 消声器的评价指标

消声器的性能评价指标主要包括消声性能和空气动力性能^[6]。消声器的消声性能通常有两个衡量指标:传递损失(transmission loss, TL)和插入损失(insertion loss, IL)。

传递损失是指声音经过消声元件后声音能量的衰减,即入射声功率级和透射声功率级的差值^[7];插入损失为安装消声器前后在发动机排气口某固定测点处测得的计权声级之差,它直接反映了消声器对相匹配的发动机噪声的消声效果。消声器的空气动力性能主要是指消声器的阻力(压力)损失,即气流通过消声器时,消声器进出口端总压差^[8]。

2 空管排气噪声分析

本研究对发动机空管排气噪声进行测试。发动机未安装消声器时的尾管排气噪声频谱如图 1 所示。

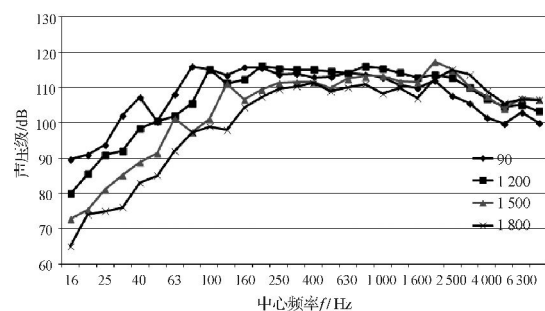


图 1 发动机排气噪声特性曲线

数据在 4 种发动机转速下测得,4 种转速分别是怠速 900 r/min,中间转速 1200 r/min 和 1500 r/min,额定转速 1800 r/min。从图 1 可以看出,随着转速的提高,声压级的峰值逐渐向高频移动。发动机排气噪声

能量广泛分布在 80 Hz~3 000 Hz 的高中低频段,在全频段都有较大的噪声,因此,在设计消声器结构时,不仅应考虑对中低频段内噪声的降噪,还要使得消声器在全频段都有较好的消声性能。在未安装消声器的情况下,发动机的排气噪声是很大的,平均声压级达到了 120 dB 以上。需要通过安装性能良好的消声器来降低发动机的排气噪声。

3 复杂结构抗性消声器的设计

消声器外部结构首先应该满足工程机械在安装空间上的尺寸要求,在此基础上才能考虑如何设计满足消声器的消声性能和空气动力学性能这两个基本的设计标准。实际消声器设计过程中,必须满足消声器的声学性能、空气动力学性能、安装尺寸、使用条件等指标要求,只有满足这些基本条件的消声器才是性能优良的消声器产品。本研究设计的消声器要匹配的是排量为 4.4 L 的柴油发动机,受到发动机舱安装空间尺寸的限制,消声器外形限定为外径 230 mm,长 550 mm,安装位置图如图 2 所示。本研究在该结构内进行复杂消声器的设计。

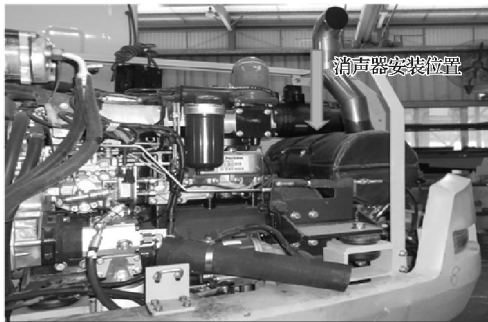


图2 复杂结构抗性消声器安装位置图

复杂结构抗性消声器内部结构示意图如图 3 所示。

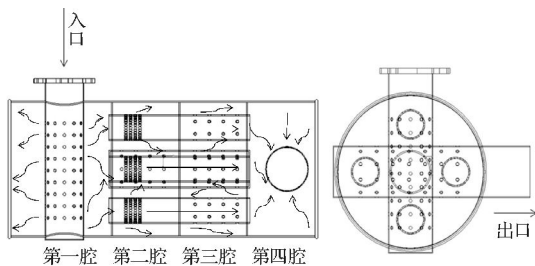


图3 复杂结构抗性消声器内部结构示意图

复杂结构抗性消声器内部结构初步设计:

- (1) 采用四腔结构,第一腔(185 mm)、第三腔(120 mm)、第四腔(120 mm)为共振腔,第二腔(120 mm)为膨胀腔结构;
- (2) 第二腔膨胀腔扩张比为 6,采用 1/4 内插管和

1/2 内插管相结合的方式,使消声器在理论上没有通过频率,内插管的使用主要是提高抗性消声器的低频消声效果。为改善空气动力性能,减小阻力损失,1/2 内插管和 1/4 内插管用穿孔率大于 30% 的穿孔管连接;

(3) 共振腔第一腔、第三腔、第四腔的共振频率分别为 600 Hz、1 000 Hz 和 1 500 Hz,错开各腔室的共振频率,使消声器在较宽的频域内有较好的消声性能;

(4) 复杂消声器内部各共振腔穿孔管穿孔率介于 3% 到 9% 之间,第一腔、第四腔以及第二、三腔中心穿孔管为横流式,第二、三腔 4 个小穿孔管为直流式。直流式穿孔管确保消声器具有较小的压力损失,而较低的穿孔率则能改善消声器的中高频消声性能,提高消声量;

(5) 穿孔管的穿孔直径选 5 mm,既方便加工,又具有良好的声学性能。

4 复杂结构抗性消声器仿真优化

4.1 发动机模型的建立

消声器的真实消声效果主要是以插入损失来评价,为了检验复杂结构抗性消声器性能,将消声器模型用 GT-power 软件进行仿真,通过计算插入损失和压力损失来评价复杂结构抗性消声器。GT-Power 软件应用的是一维流体假设的动力学模型,几乎包含了发动机所有关键工况的细节模型,可以较完整地模拟发动机不同工况下的性能变化。GT-Power 软件把发动机的各个系统分为不同的功能模块,然后将这些功能模块以模板的形式储存起来形成模板库,在建立发动机模型时只需要将相应的模板拷贝到建模区域中形成对象,并给对象的属性赋值,再将这些对象连接起来,形成一个与实际发动机工作状态接近的计算机模型。

某型轮式挖掘机发动机结构参数如表 1 所示。

表1 某型轮式挖掘机发动机结构参数

参数	数值
发动机排量/L	4.4
压缩比	18.2
缸数及排列	直列四缸
冲程数	四冲程
转速范围/(r·min ⁻¹)	900~1800
空滤器体积/L	8.5
缸径/mm	105
行程/mm	127

本研究通过将发动机的结构参数赋予各个模块对象的属性,建立了发动机工作过程的仿真模型,该模型如图 4 所示。

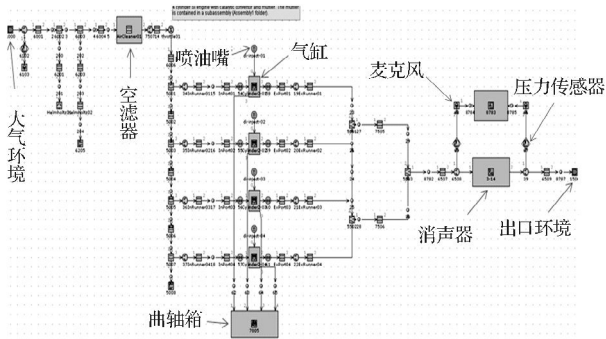


图4 发动机与消声器耦合工作过程模型

图4模型模拟了空气从空滤器进入进气管,经节气门,在进气管道内与喷入的燃油混合后进入气缸内燃烧,直至废气通过消声器排入大气的过程。

4.2 消声器模型的建立

Muffler是GT-Power软件专为消声器仿真而设计的前处理图形化程序。通过壳体、管道、弯管、隔板、吸声材料等简单数学模型,该程序可以很方便地建立消声器的复杂三维Muffler模型,根据消声器的结构尺寸,简化并建立其Muffler三维模型,消声器结构的Muffler模型如图5所示。

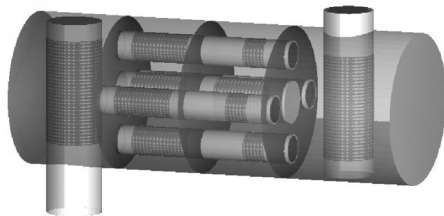


图5 复杂结构抗性消声器模型

4.3 消声器内部结构参数优化

本研究对复杂结构抗性消声器内部结构初步设计中的部分结构参数进行优化,采用正交试验的方法,考察指标为插入损失和压力损失,得到最优参数组合,具体措施如下:

(1) 根据安装、工艺等要求,确定以下7个影响因素:中心管直径(A),中心管穿孔率(B),进气管穿孔率(C),排气管穿孔率(D),4根小管直径(E),4根小管穿孔率(共振腔F),4根小管穿孔率(膨胀腔G);

(2) 确定各个因素的取值范围和正交试验表,该试验为7因素3水平正交试验,因素水平表如表2所示,选用的 $L_{18}(3^7)$ 正交表如表3所示;

(3) 利用GT-Power软件仿真计算出各次试验插入损失和压力损失,填入表3。插入损失值为倍频程中心频率声压级的均值,压力损失值为900 r/min~1 800 r/min转速下压力损失的均值;

(4) 根据正交试验理论利用极差分析方法对表格进行分析,极差值大的因素即为对试验结果影响大的

表2 内部结构参数因素水平表

水平	因素						
	A/mm	B	C	D	E/mm	F	G
1	60	10%	10%	10%	35	10%	30%
2	65	5%	5%	5%	40	5%	35%
3	70	3%	3%	3%	45	3%	40%

表3 $L_{18}(3^7)$ 计算表

表头	因素							插入损失/dB	压力损失/kPa
	A	B	C	D	E	F	G		
	列号								
	1	2	3	4	5	6	7		
1	A ₁	B ₁	C ₁	D ₁	E ₁	F ₁	G ₁	16.51	6.82
2	A ₁	B ₂	C ₂	D ₂	E ₂	F ₂	G ₂	18.69	7.86
3	A ₁	B ₃	C ₃	D ₃	E ₃	F ₃	G ₃	18.92	8.66
4	A ₂	B ₁	C ₁	D ₂	E ₂	F ₃	G ₃	16.84	7.03
5	A ₂	B ₂	C ₂	D ₃	E ₃	F ₁	G ₁	18.51	7.65
6	A ₂	B ₃	C ₃	D ₁	E ₁	F ₂	G ₂	18.73	8.31
7	A ₃	B ₁	C ₂	D ₁	E ₃	F ₂	G ₃	16.72	6.75
8	A ₃	B ₂	C ₃	D ₂	E ₁	F ₃	G ₁	17.26	7.45
9	A ₃	B ₃	C ₁	D ₃	E ₂	F ₁	G ₂	17.33	7.68
10	A ₁	B ₁	C ₃	D ₃	E ₂	F ₂	G ₁	17.86	8.23
11	A ₁	B ₂	C ₁	D ₁	E ₃	F ₃	G ₂	17.09	6.12
12	A ₁	B ₃	C ₂	D ₂	E ₁	F ₁	G ₃	17.63	6.88
13	A ₂	B ₁	C ₂	D ₃	E ₁	F ₃	G ₂	17.76	6.64
14	A ₂	B ₂	C ₃	D ₁	E ₂	F ₁	G ₃	17.42	6.41
15	A ₂	B ₃	C ₁	D ₂	E ₃	F ₂	G ₁	17.61	6.27
16	A ₃	B ₁	C ₃	D ₂	E ₃	F ₁	G ₂	17.52	6.09
17	A ₃	B ₂	C ₁	D ₃	E ₁	F ₂	G ₃	17.69	6.38
18	A ₃	B ₃	C ₂	D ₁	E ₂	F ₃	G ₁	17.88	6.29
\bar{T}_1	17.95	17.15	17.10	17.41	17.70	17.44	17.74		
\bar{T}_2	18.06	17.84	18.08	17.66	17.72	18.2	18.00		
\bar{T}_3	17.30	18.32	18.14	18.25	17.90	17.68	17.57		
R	0.76	1.17	1.04	0.84	0.20	0.76	0.43		
\bar{T}_1	7.43	6.93	6.72	6.78	7.08	6.92	7.12		
\bar{T}_2	7.05	6.98	7.01	6.93	7.25	7.30	7.12		
\bar{T}_3	6.77	7.735	7.53	7.54	6.92	7.03	7.02		
R	0.66	0.42	0.81	0.76	0.33	0.38	0.10		

注: \bar{T} 为各因素对应的各水平的平均值;R为各因素对应的水平之间的最大极差值

因素。

从结果来看,对插入损失影响轻重次序为中BCD-ABFGE,最优参数组合为 $A_2B_3C_3D_3E_3F_2G_2$;对压力损失影响轻重次序为CDABFEG,最优参数组合为 $A_3B_1C_1D_1E_2F_2G_2$ 。对于柴油机来说,某个排气消声器的插入损失和阻力损失指标往往是矛盾的。因此最优设计应该综合插入损失与阻力损失的影响因素,进行参数的优化选取和综合考虑,得到插入损失与阻力损

失平衡的设计方案。从分析结果来看,穿孔管穿孔率越小,插入损失越大,而压力损失也越大,穿孔管直径越小,插入损失越大,而压力损失也随着增大。通过综合平衡分析后,选取消声器的最优结构参数为: $A_2B_1C_2D_2E_2F_3G_3$,再进一步考虑制造工艺,最后取:中心管直径为65 mm(A),中心管穿孔率为8.7%(B),进气管穿孔率6.1%(C),排气管穿孔率4.1%(D),4根小管直径40 mm(E),4根小管穿孔率3.2%(共振腔F),4根小管穿孔率30.1%(膨胀腔G)。

4.4 消声器性能分析

本研究将优化后参数代入发动机与消声器的耦合仿真模型,获得计算结果,进入后处理程序GT-post。经过计算可以得到发动机在各种转速下,消声器的插入损失曲线和压力损失曲线。笔者将发动机在某一转速下不同频率的消声器插入损失值转换为该转速下消声器的A计权插入损失,得到一条关于发动机转速的插入损失曲线。经过计算可以得到发动机在900 r/min,1 200 r/min,1 500 r/min,1 800 r/min下,消声器的插入损失曲线和压力损失曲线。笔者将消声器安装在某型轮式挖掘机上进行测试,测试安排在空旷车间及中午休息时间进行,以减小背景噪声干扰。测试现场如图6所示。



图6 排气尾管噪声测试现场图片

本研究使用的噪声采集分析仪如图7所示。



图7 噪声采集分析仪

经计算得到消声器插入损失和压力测试结果如图8、图9所示。

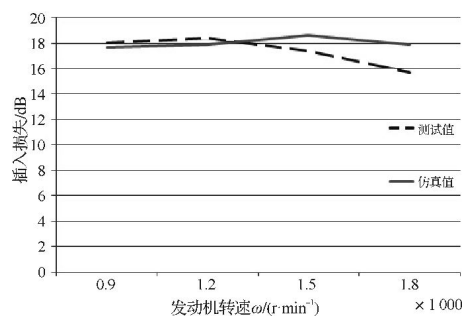


图8 复杂结构抗性消声器插入损失曲线

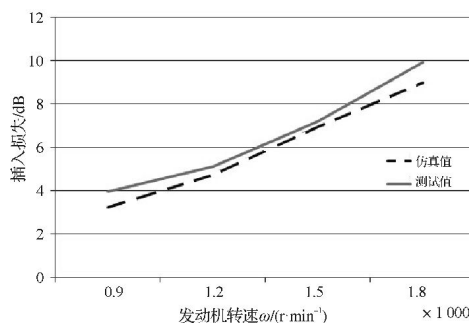


图9 复杂结构抗性消声器压力损失曲线

从图8可以看出,复杂结构消声器的仿真结果与测试结果基本接近,特别是在1 500 r/min以下时,高转速测试结果与仿真结果有一定偏差,这是由于一方面高转速下时,测试容易受到发动机噪声、风扇噪声以及空滤器进气噪声的影响,而且高转速下时,由于消声器制造工艺方面的原因,穿孔管管孔毛刺容易产生再生噪声,使消声器在高转速下时的消声性能受到影响。另一方面的原因是对发动机模型进行了简化,使仿真结果与测试结果存在一定误差。

复杂结构抗性消声器具有较高的插入损失,插入损失在各种转速下在16 dB(A)以上,在1 200 r/min时更是达到了18.4 dB(A),复杂结构抗性消声器具有比较明显的优势。

通过计算气流通过消声器时的进出口端总压差,可获得各消声器结构的压力损失,发动机在不同转速下,消声器的压力损失也不同,复杂结构抗性消声器各转速下压力损失曲线如图9所示。

从图9可以看出,消声器的压力损失基本上随着转速的提高而增大,在1 800 r/min时,达到9.9 kPa。总体来说,复杂结构抗性消声器各转速下压力损失基本小于10 kPa,具有较好的空气动力性能,能够满足要求。

安装复杂结构消声器前后发动机排气噪声频谱图如图(10~13)所示。从中可以看出,安装复杂结构抗性消声器后,发动机排气噪声值基本在各转速下全频段噪声均有所下降,最高值下降至110 dB左右,特别是900 r/min时,噪声值下降明显,复杂结构抗性消

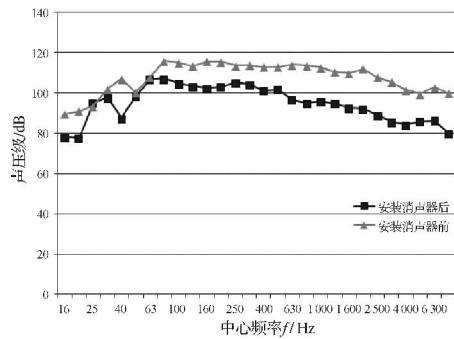


图 10 安装消声器前、后 900 r/min 排气噪声特性曲线

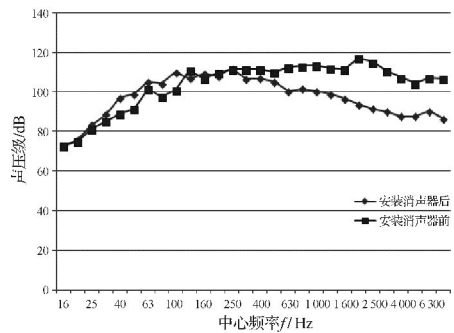


图 11 安装消声器前、后 1200 r/min 排气噪声特性曲线

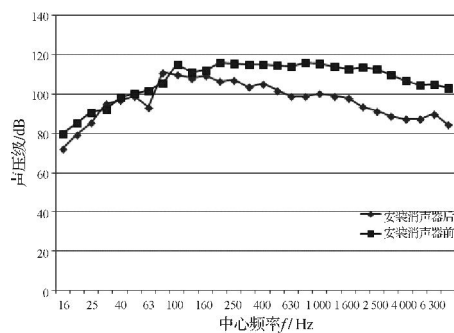


图 12 安装消声器前、后 1500 r/min 排气噪声特性曲线

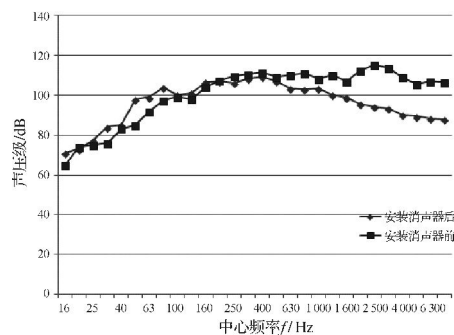


图 13 安装消声器前、后 1800 r/min 排气噪声特性曲线

声器在怠速下时有良好的性能。随着转速的提高,以低、中频为主的挖掘机的齿轮噪声、风扇噪声等机械性噪声对排气尾管噪声采集的影响加大,在 1500 r/min

和 1800 r/min 时,低频噪声出现安装消声器后略高于安装消声器前的情况,但全频段总噪声值得到明显降低,消声器消声效果明显。

5 结束语

本研究针对某型轮式挖掘机发动机排气噪声分布频率广的特点,结合扩张室消声单元低频消声性能好、共振腔消声单元中高频消声性能好的优点,设计了复杂结构抗性消声器,利用 GT-power 仿真软件建立了消声器的插入损失与压力损失仿真模型,完成了某型轮式挖掘机发动机与消声器的耦合仿真分析,仿真结果达到预期目标。

经测试验证,在满足空气动力性能要求的前提下,消声器的插入损失最高达到 18.4 dB(A),所设计的消声器具有良好的消声性能和空气动力性能。

基于 GT-power 软件建立的发动机与消声器的耦合仿真模型准确度较高,对消声器设计及改进具有良好的指导性,能够缩短周期、节约成本。

参考文献(References):

- [1] 朱德力,方建华,冀强,等. 挖掘机的主要噪声源浅析[J]. 筑路机械与施工机械化, 2012, 29(7): 24-27.
- [2] 潘国培,杨碧君,贺华,等. 不同内插管扩张式消声器声学性能分析[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(6): 177-179.
- [3] 黄应来,董大伟,闫兵. 双级并联共振腔消声器在大型空压机上的应用[J]. 噪声与振动控制, 2007(1): 84-86.
- [4] 张永波,黄其柏,王勇,等. 基于 GT-power 的并联内插管双室扩张式消声器插入损失研究[J]. 噪声与振动控制, 2006(1): 87-89.
- [5] 周新祥. 噪声控制技术及其新发展[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007.
- [6] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- [7] LI J, WAHL T, YOO S W. Computational and experimental study on transmission loss of automotive exhaust muffler system[C]//SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, Michigan, USA, SAE, 2003.
- [8] SILVESTRI J, MOREL T, COSTELLO M. Study of intake system wave dynamics and acoustics by simulation and experiment[C]//International Congress & Exposition, Detroit, USA, SAE, 1994.
- [9] JB/T5081-2008. 中小功率柴油机排气消声器[S]. 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 机械工业出版社, 2008.

[编辑:罗向阳]

本文引用格式:

王文武,侯亮,蔡惠坤,等. 轮式挖掘机复杂结构抗性消声器研究及设计[J]. 机电工程, 2015, 32(2): 163-168.

WANG Wen-wu, HOU Liang, CAI Hui-kun, et al. Complicated reactive muffler design on wheel excavator[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015, 32(2): 163-168.

《机电工程》杂志 <http://www.meem.com.cn>