

空气锤的噪声控制

肖 奎

内 容 提 要 及 目 录

一、设计技术准备

- 1、车间本段噪声 (d B A) 的计算
- 2、车间等效连续 A 声级计算
- 3、噪声源分析
- 4、噪声治理方案选择

二、阻抗复合式消声器设计原理与计算

- 1、抗性消声器消声原理
- 2、阻性消声器消声原理
- 3、抗性消声器部分消声量计算
- 4、阻性消声器部分消声量计算
- 5、其它抗性消声部分消声量估算值
- 6、总消声量计算

三、1、仪器测试鉴定结果

- 2、空气锤安装消声器后各性能参数测定
- 3、空气锤安装消声器后注意事项
- 4、本文参考资料

一、设计技术准备:

一九八〇年二月十一日经市环境保护办公室及市噪声监测站派人在锻造车间现场测定之噪声强度其结果如下表所示:

设备名称	噪声强度	频谱特性	测试位置
500kg空气锤	99dBA	低频	工人操作位置
旧750kg空气锤	97dBA	" "	"
新750kg空气锤	93dBA	" "	"
油 泵	91dBA	" "	"
油 炉	87dBA	" "	"
风 机	95dBA	" "	"

以上各设备在每个工作日其噪声暴露情况如下:

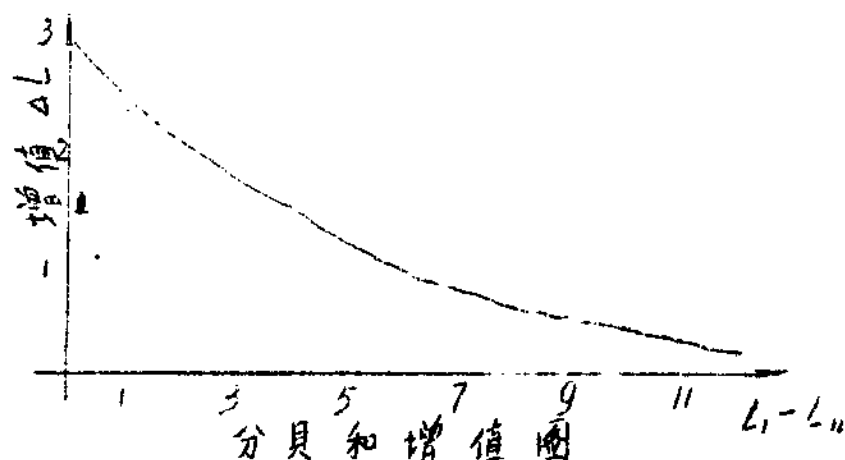
工作时间	噪声源种类	噪声强度	本段噪声
7.30~8.00	油炉、油泵、试锤	87, 91, 99 dBA	99.8dBA
8.00~8.30	油炉、油泵	87, 91 dBA	92.5dBA
8.30~16.30	油炉、油泵、空气锤	87, 91, 99 dBA	99.8dBA

注明: 8.30~16.30这段时间应扣除1小时午休时间。

1、车间本段噪声 dBA 的计算

根据上表所示各设备在每个工作日其噪声的暴露情况, 其本段噪声应按对数和运算。具体可查分贝和的增值图, 首先把两个声音

的分贝差 $L_1 - L_{11}$ 查到，再对应查出增值 ΔL 然后把增值 ΔL 加到分贝数高的 L_1 上，即为本段噪声 L 总



具体运算过程从略

2、车间等效连续A声级的计算

根据国际标准化组织“ISO”规定之每周等效连续A声级的计算公式为：

$$L_{\text{等效}} = 70 + 10 \lg \sum E_i$$

$$E_i = \frac{\Delta t_i}{40} \cdot 10^{0.1(L_i - 70)}$$

式中各符号之物理意义：

E_i ——相当于声级(A)等于 L_i 部分噪声暴露指数。

Δt_i ——一周40小时内声级 L_i (A) ± 2.5 dBA的时间。

L_i ——部分暴露指数。

我国为一周6个工作日，每个工作日8小时工作，所以我认为

我们计算时 E_i 应改为公式:

$$E_i = \frac{\Delta t_i}{48} \cdot 10^{0.1(L_i - 70)}$$

车间一周工作时间内噪声之暴露时间分别为:

3 小时	99.8	d B A
3 小时	92.5	d B A
4 2 小时	99.8	d B A

所以等效连续 A 声级计算如下:

$$\begin{aligned}
 L_{\text{等效}} &= 70 + 10 \lg \sum E_i \\
 &= 70 + 10 \lg \left[\left(\frac{3}{48} \cdot 10^{0.1(99.8-70)} \right) + \right. \\
 &\quad \left(\frac{3}{48} \cdot 10^{0.1(92.5-70)} \right) + \\
 &\quad \left. \left(\frac{42}{48} \cdot 10^{0.1(99.8-70)} \right) \right] \\
 &= 70 + 10 \lg (59.7 + 11.1 + 835) \\
 &= 70 + 10 \lg 905.8 \\
 &= 70 + 10 \times 2.957 \\
 &= 99.57 \text{ dBA}
 \end{aligned}$$

3、噪声源分析:

噪声危害严重矛盾突出可谓空气锤之进排气噪声。因为空气锤在工作过程中活塞往复运动增压空气又排出废气,这样就对常压大气产出了周期性压力脉动。它的声源特性近似于单源。也就是说:单源噪声象一个均匀膨胀和收缩的脉动球,周期性的压力脉动引起周围介质密度的周期性变化,扰动及湍流从而产生空气动力性噪声。这是空气锤产生的主要噪声。另外空气锤噪声还有电机带动齿轮旋转、齿轮啮合等机械性噪声,这部分噪声通过机体向周围空间辐射。这部分噪声由于齿轮、机件之制造装配精度振动等原因造成。防止的措施往往采用隔振外加阻尼的方法,本文主要谈谈空气动力性噪声之防治问题。

通过精密声级计测试表明空气锤进排气噪声强度比较大(93—99) dBA 频带比较宽从31.5赫芝至500赫芝,频谱特性呈低频噪声,另外排气过程含有较多的油雾和高温气体等特点。

4、噪声治理方案选择:

根据以上所述噪声源特点采取“阻抗复合式”消声器较合理。这样即可在较宽的频带范围内获得最大消声量,而且结构紧凑。安装在上排气口,在空气锤下排气口处根据具体结构情况安装阻抗性消声器。具体结构简图如下示:

二、阻抗复合式消声器设计原理与计算

1、抗性消声器消声原理:

其基本原理是利用消声器内声阻、声顺、声质量的适当组合，使某些特定频率的噪声反射回声源或得到大幅度之吸收。也就是说通过噪声通过的管道截面积之变化使声阻抗发生变化，使噪声波发生反射使其能量衰减。

考虑排气含有油雾高温之特点，这样尤其对于阻性消声器性能是很不利的，长时间工作吸声材料被油污浸蚀、阻塞会造成消声效果之明显下降，所以阻抗复合式消声器的第一级设计成“全金属圆锥台式”扩张室。这样可有两个作用：

A、可使噪声波在这里膨胀、降压、声反射使之噪声能量衰减。

B、可使排出气体中的废油大部凝结在扩张室壁上，然后又回流到压缩缸顶凹池内，从而减少了对阻性消声器的阻塞浸蚀，从而提高了消声器使用寿命。

2、阻性消声器消声原理

消声器第二级采用阻消声原理。阻性消声原理是利用声阻、声顺、声质量的适当组合达到即阻止噪声波传播，而又允许气流通过之结构。吸声材料选定为微孔泡沫塑料和厚度等于0.5 mm孔径等于4 mm穿孔率等于20%的穿孔屏结构。当噪声波入射到消声材料孔隙后引起孔隙中空气和材料细小纤维随之振动，由于空气摩擦和粘滞阻力作用，一部分声能变成热能，由于能量之转换作用达到消声作用。另一部分声能可能没有空气被吸声材料所吸收，而透射到消声器壳体上，

之后又反射回吸声材料再次被吸收。由于这样往复过程中声波的衰减和能量的转换使噪声强度降低，达到消声目的。

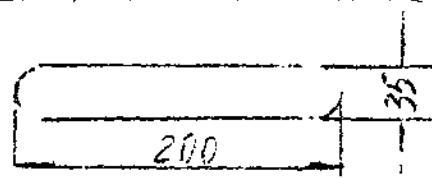
为了最大限度地增大消声效果，进排气口处，内胆上下封头设计成九十度和一百二十度锥角，这样可增加对噪声波的吸收和反射作用。（尖劈效应）消声器的第三级采用抗性消声器的膨胀腔、穿孔屏和直角弯头结构其目的再次使噪声波降压、反射、能量衰减。以上三级结构组成阻抗复合式消声器。

3、抗性消声器部分消声量之计算

A、膨胀腔与空气锤进排气口的扩张比

$$m = \frac{S_2}{S_1}$$

∵ 已知每下压缩缸有两个长孔进行排气，其尺寸为

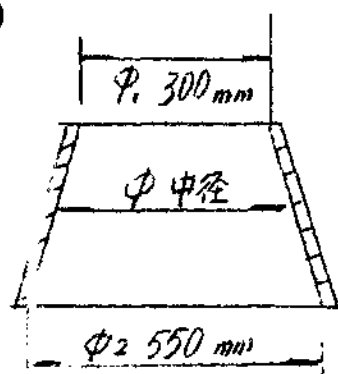


今进排气孔截面积为 S_1

$$\text{则 } S_1 = 2(200 \times 35)$$

$$S_1 = 140 \text{ cm}^2$$

又∵ 已知圆锥台式扩张腔尺寸为



可简化近似计算其中径尺寸为

$$\phi_{\text{中径}} = \frac{\phi_1 + \phi_2}{2} \quad \text{代值}$$

$$\phi_{\text{中径}} = \frac{300 + 550}{2} = 425 \text{ mm}$$

令圆锥台截面积为 S_2

$$\text{则 } S_2 = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad \text{代值}$$

$$S_2 = \frac{1}{4} \times 3.14 \times 425^2 = 1420 \text{ cm}^2$$

$$\therefore \text{扩张比 } m = \frac{S_2}{S_1} = \frac{1420}{140}$$

$$m = 10.15$$

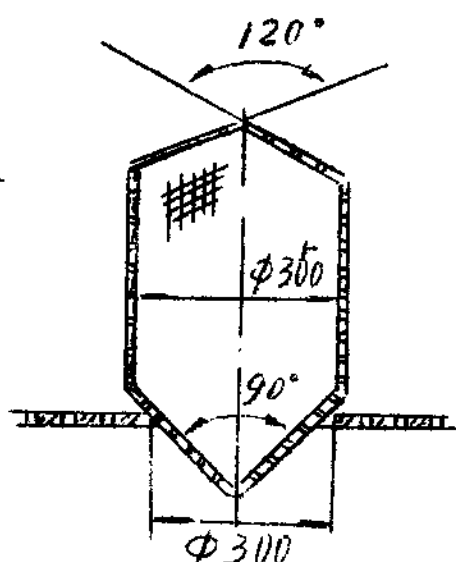
设：最大消声量为 ΔL_{max}

$$\begin{aligned} \text{根据公式 } \Delta L_{\text{max}} &= 20 \lg \frac{1}{2} \left(m + \frac{1}{m} \right) \\ &= 20 \lg \frac{1}{2} \left(10.15 + \frac{1}{10.15} \right) \\ &= 20 \lg 5.13 \\ &= 14.2 \text{ dbA} \end{aligned}$$

第三级抗性结构部分因有些参数不全，暂不能计算。

4、阻性消声器部分消声量之计算内胆件可以简化看成一园截面通道，其接膨胀腔口径为 300 mm 根据别洛夫 (Бероф)

公式:
$$\Delta L = \frac{4\phi(\alpha) \cdot L}{D}$$



式中各符号之物理意义:

ΔL 消声量

$\phi(\alpha)$ 与吸声系数和通道截面积有关的一个系数。

α 为饰面吸声材料的吸声系数 (驻波管 入射)

D 通道直径

L 饰面之长度

现已知条件为:

$$L = 410 \text{ mm}$$

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$\bar{\alpha}_{\text{平均}} = 0.5 \quad \text{根据 } \bar{\alpha} = 0.5 \text{ 查表}$$

$$\phi(\alpha) = 0.7$$

$$\therefore \Delta L = \frac{4 \times 0.7 \times 410}{300}$$

$$\Delta L = 3.82 \text{ dBA}$$

5、其它抗性部分之消声估算值

这部分结构包括穿孔屏结构，第三级膨胀腔，直角弯头等原因计算之参数不全，所以估算值约为 $L_{估} = 5 \text{ dBA}$ 左右

6、总消声量之计算

$$\begin{aligned} L_{总} &= L_{抗} + L_{阻} + L_{估} \\ &= 14.2 + 3.82 + 5 = 23.02 \text{ dBA} \end{aligned}$$

三、阻抗复合式消声器之技术鉴定

1、仪器测试鉴定结果

空气锤进排气噪声安装消声器后由原来 97 dBA 下降至 72 dBA ，消声量为 25 dBA 。达到国家规定的工业卫生噪声标准。

仪器鉴定于八〇年四月十八日由市环保办噪声监测站执行。

所用仪器名称：精密声级计

所用仪器型号：ND2型

仪器校准值据：NXC活塞发生器

技术鉴定证明书：由市环保办噪声监测站签发并存档于厂技改科备查。

2、空气锤安装消声器后其性能参数的测定

自八〇年四月四日安装试车以来工作正常，对于提锤、悬锤、压

锤、打击等操纵系统正常能满足其最大打击能量1900公斤米即
对750公斤锤可锻方钢 270×270 mm、圆 $\Phi 300 \times 300$ mm

3、空气锤安装消声器后注意事项

A、要根据不同季节适当调节内胆里的阻性吸声材料的数量使比
流阻适当，以免造成空气锤进气量不足影响打击能量或机体温升过高。

B、要定期检修和清洗消声器，以免造成油污阻塞影响消声效果
和锤之正常工作。

阻抗复合式消声器存在的问题及其改进：

空气锤安装阻抗复合式消声器后能获得较满意的消声效果。一般
消声量可达到20 dBA左右。但是由于空气锤的排气特点是高温、
含油、阻性消声材料泡沫塑料容易被油堵塞，消声效果逐渐下降，空
气的比流阻显著~~增加~~增加，从而使空气锤缸体的温升过高，
这是对设备很不利的。根据长期试验阻抗复合式消声器出现的问题，
进而设计了微穿孔板阻抗复合式消声器，其结构特点是用厚0.4毫
米板钻有穿孔率2% $\Phi 0.7$ 毫米的小孔与消声筒体组或空腔，构成
全金属结构的消声器，它克服了高温含油的排气特点，其消声量可达
12 dBA左右，空气锤的排气噪声控制到85 dBA达到了国家规
定的工业卫生噪声标准。缸体温升过高问题有了较大程度的好转，我
们准备继续从结构上改进，使其消声效果更好更适用。

4、本文参考资料:

- (1) 空气动力性噪声及消音器
- (2) 劳动保护 78—81各期
- (3) 兵器工艺技术 79—2期
- (4) 上海科技 79年各期