

# 拖拉机驾驶室的综合降噪

陆森林 刘红光

(江苏理工大学)

**摘 要** 在对拖拉机驾驶室声学特性及噪声源进行分析的基础上,通过隔声、减振、吸声和控制部分噪声源等综合降噪措施,取得了降低驾驶员耳旁噪声 10.8 dB(A)的良好效果。

**关键词** 拖拉机 驾驶室 噪声控制

拖拉机驾驶员耳旁噪声不仅直接影响司机的身体健康,而且还影响作业效率和作业的安全准确。随着生活水平和认识程度的提高,人们对工作环境的要求也越来越高,因而拖拉机耳旁噪声的大小已成为产品的重要性能之一,并直接影响产品的市场竞争力。目前,我国带有驾驶室的轮式拖拉机驾驶员耳旁噪声仍居高不下,其原因是多方面的,其中有噪声源的问题<sup>[1,2]</sup>,更有驾驶室本身的声学特性问题。因此,要较大幅度地降低拖拉机驾驶室内的噪声,必需从多方面入手。本文以某国产 50 轮式拖拉机为样机,在对驾驶室内噪声进行试验分析的基础上,根据该拖拉机的具体情况,采取以改善驾驶室的声学特性为主,以控制其它噪声源为辅的办法进行全面综合治理,使耳旁噪声由原来的 99.5 dB(A)下降到了 88.7 dB(A),取得了总降噪量为 10.8 dB(A)的良好效果。

## 1 样机噪声简况

样机在行驶状态(简称动态)时驾驶室内耳旁噪声高达 99.5 dB(A)。在静态(即拖拉机停在原地,发动机以 2000 r/min 运转,下同)时,耳旁噪声为 97.5 dB(A)。对该驾驶室的噪声分析表明<sup>[3]</sup>:对耳旁噪声影响较大的主要噪声源有发动机机体噪声、进气噪声、发动机机罩噪声、变速箱噪声和驾驶室本身的振动噪声。这些噪声源对耳旁噪声的贡献见图 1。驾驶室内部噪声由空气声、固体声和混响声三部分组成。静态时,驾驶员耳旁位置的空气声和固体声分别为 95 dB(A)和 94 dB(A)左右(均包括混响效果,下同),其中由于混响而增加的分贝值约 8.3 dB(A)左右。如果要将该驾驶室内的噪声降到 90 dB(A)以下,以达到世界上大多数国家对耳旁噪声的要求,则分贝值要减小 10 dB(A)左右。显然,要使噪声得到这样大幅度的降低,必须进行综合降噪,既要改善驾驶室的声学特性,又要设法控制拖拉机的相关噪声源。

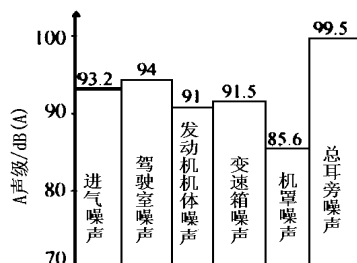


图1 拖拉机样机主要噪声源在驾驶员耳旁位置处的噪声

Fig. 1 The contribution of the main noise sources of a tractor to the driver's ear noise

2 驾驶室声学特性的治理

对驾驶室声学特性的治理主要根据驾驶室内噪声的三种不同来源, 分别采取隔声、减振和吸声措施, 以改善驾驶室的隔声、振动和混响性能, 达到降低驾驶室内耳旁噪声的目的。

驾驶室內的空气声由空气泄漏声和空气传透声两部分组成。前者是外部噪声通过孔缝“泄漏”传入驾驶室內的, 与驾驶室的密封性有关; 后者是外部噪声“透过”驾驶室壁板传入的, 与驾驶室壁面的隔声性能有关。据分析, 该驾驶室內的空气声主要来自孔缝的泄漏声。在静态时, 空气泄漏声为 94.3 dB(A), 而空气传透声仅为 84.3 dB(A) 左右。所以, 降低空气声实质上就是减小外部噪声向室內的泄漏, 即采取必要的隔声措施。

由于拖拉机有许多杆件(如操纵杆等)必须穿过驾驶室壁面(或底板), 如果采用一般的硬质隔声材料(如薄钢板), 则在这些杆件周围难以做到良好密封, 同时隔声构件也将与驾驶室一起振动而产生二次噪声, 从而影响实际的隔声降噪效果。为此, 采用由人造革和泡沫塑料制成的软质隔声材料, 分别对驾驶室的前面、前底面和后底面进行了必要的隔声。软质隔声材料不仅密封性好, 而且无再生噪声, 并具有一定的吸声作用。隔声后在静态时, 驾驶员耳旁噪声由原来的 97.5 dB(A) 降到了 94.2 dB(A), 其中空气声由原来的 95 dB(A) 降到 89 dB(A) 左右, 使其对耳旁噪声的贡献由原来的主要位置降到了次要位置。图 2 是采取隔声措施前后, 驾驶室内噪声的频谱比较。

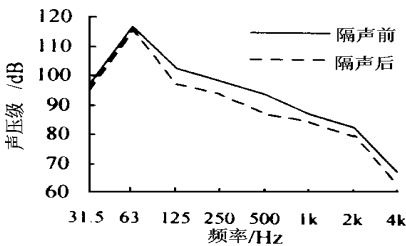


图 2 隔声前后驾驶室内耳旁噪声比较  
Fig. 2 Ear noises in cab with and without sound isolation

固体声主要来自驾驶室壁面的振动, 而壁面振动又和振源、中间传递途径以及驾驶室本身的动态特性有关。试验表明, 驾驶室的主要振动源是发动机二阶不平衡惯性力。当发动机转速为 2000 r/min 时, 二阶不平衡惯性力的频率为 66.7 Hz。因此, 固体声以中心频率为 63 Hz 频段內的噪声占主导地位。在传递途径中, 原驾驶室隔振垫的刚度也不合适。原隔振垫与驾驶室构成的单自由度振动系统的固有频率为 88 Hz 左右, 接近主要激励频率。由于直接控制振动源及有效改善驾驶室动态性能目前还均有一定的困难, 因此考虑对该驾驶室的隔振装置进行重新设计。新设计的隔振装置与驾驶室构成的振动系统在纵、横向的固有频率为 14.2 Hz, 在上下方向的固有频率为 21.5 Hz。在隔声的基础上采用了新设计的隔振装置后, 静态耳旁噪声由原来的 94.2 dB(A) 降到了 90.9 dB(A)。图 3 是采用新隔振装置前后测得的耳旁噪声频谱。由图可知, 采用新隔振装置后, 低频噪声, 特别是 63 Hz 频段上的噪声下降了许多, 从而弥补了隔声和吸声的不足。

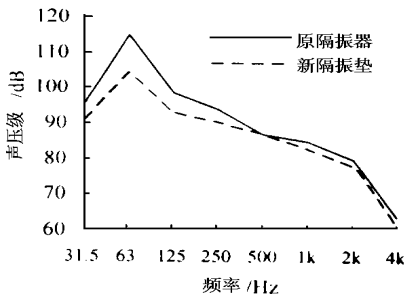


图 3 驾驶室隔振装置改进前后耳旁噪声的比较  
Fig. 3 Ear noises with original and improved cab isolators

以上所说的固体声和空气声均包含了混响效果。如前所述, 原驾驶室由于混响而增加的噪声值为 8.3 dB(A) 左右。采取了隔声措施后, 由于驾驶室的密封性得到了改善, 混响更为严重。为此, 考虑在驾驶室内布置吸声材料, 以改善其混响性能。综合考虑几种吸声材料的性能, 安

装、价格、隔热、表面强度和美观等因素, 选用了金坛隔热吸声材料厂生产的隔热吸声内饰材料, 总面积为  $4.43\text{ m}^2$ , 其吸声系数见表 1。在驾驶室内布置了该吸声材料后, 中高频区的噪声有较大幅度的下降(见图 4), 在静态时耳旁噪声比原来降低了  $3.5\text{ dB(A)}$ 。

表 1 吸声材料的吸声系数

Tab 1 Sound absorption coefficient of absorptive material

频率/Hz	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800
吸声系数 $\alpha$	0.06	0.02	0.1	0.08	0.14	0.16	0.18	0.29	0.29	0.34
频率/Hz	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000
吸声系数 $\alpha$	0.38	0.48	0.48	0.57	0.81	0.91	0.86	0.57	0.52	0.38

注: 表中数据由厂商提供

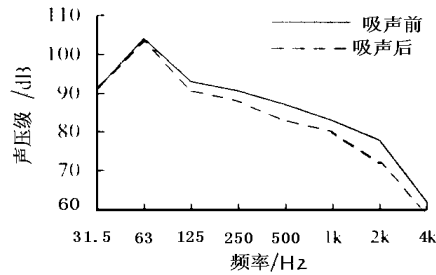


图 4 采取吸声措施前后驾驶室内耳旁噪声比较

Fig 4 Ear noises with and without sound absorption in the cab

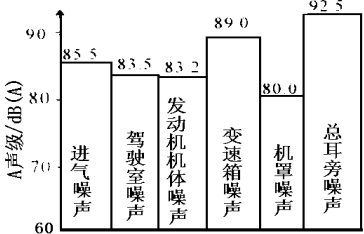


图 5 采取隔声、隔振和吸声措施后, 各主要噪声源对耳旁噪声的贡献

Fig 5 The contribution of main sources to the ear noise after acoustic treatment of the cab

3 其它噪声源控制

通过采取上述隔声、隔振和吸声措施后, 在静态条件下, 驾驶室内耳旁噪声已由原来的  $97.5\text{ dB(A)}$  降到了  $87.4\text{ dB(A)}$ ; 动态(即行驶状态)时, 由原来的  $99.5\text{ dB(A)}$  降到了  $92.5\text{ dB(A)}$ 。总的噪声虽然已有了较大幅度的下降, 但还达不到  $90\text{ dB(A)}$  的要求, 尚需进一步采取措施。

由于驾驶室声学特性的改变, 不仅使原来的主要噪声源在耳旁位置产生的噪声值有了不同程度的降低, 而且它们的地位也发生了相应的变化(见图 5)。在动态条件下, 变速箱噪声已成了最主要的噪声源, 其次是进气噪声。因此, 要进一步降低该驾驶室内噪声, 应设法控制这两个噪声源。

变速箱的上半部分直接暴露在驾驶室内, 成为驾驶室底部的一部分。前面采取的隔声措施主要是考虑堵塞驾驶室上的孔缝, 以减小空气泄漏声。实际上这些隔声措施是针对发动机噪声的, 对变速箱噪声未起作用。

变速箱噪声主要来自于其内部的齿轮啮合噪声、轴承噪声和溅油噪声等, 与齿轮的加工精度、啮合状态及受力情况等都有很大关系。但不论箱体内部的噪声源和振动源如何, 其内部噪声都必须通过箱体各壁面向外辐射。所以, 设法控制变速箱壁面的声辐射是控制变速箱噪声的一个较简单而有效的办法。为此, 在变速箱的上半部分覆盖了一层软质隔声材料, 从而有效地抑制了变速箱噪声向驾驶室内部的辐射。结果, 在动态条件下使驾驶员耳旁噪声由原来的  $92.5\text{ dB(A)}$  降到了  $89.8\text{ dB(A)}$  左右。



进气噪声主要是由进气口处的气体扰动而形成的。在发动机转速为 2000 r/min 时, 进气噪声的基频为 66.7 Hz, 距进气口 0.5 m 处测得的噪声为 103 dB(A)。原拖拉机的进气口设置在驾驶室的右前方, 距驾驶室的前壁面仅有 14 cm 左右, 相当于挂在驾驶室前壁面的一个点声源。为减小进气声对驾驶室内的影响, 将进气口从原来位置向前移动了 0.8 m 左右。结果, 在静态时耳旁噪声由原来的 87.4 dB(A) 降到了 84.1 dB(A)。

#### 4 综合降噪效果

对拖拉机采取了上述综合降噪措施后, 分别对该拖拉机在静态和动态情况下的耳旁噪声进行了测试。结果为: 在静态时, 耳旁噪声由原来的 97.5 dB(A) 下降到了 84.1 dB(A), 总降噪量达 13.4 dB(A) 左右。降噪前后的耳旁噪声频谱对比见图 6。由图可知, 通过采取上述降噪措施, 整个频段上的噪声都有大幅度的下降。

动态试验是按国家标准 GB 3871《轮式拖拉机试验方法》中的有关规定进行的。采取上述综合措施后, 耳旁噪声由原来的 99.5 dB(A) 下降到了 88.7 dB(A) 左右, 总降噪量达 10.8 dB(A), 可见上述降噪措施的效果是很显著的。同时也充分说明了目前我国拖拉机驾驶室内噪声水平虽然较高, 但只要真正重视, 认真对待, 方法得当, 措施合理, 其噪声是完全可以降低的。

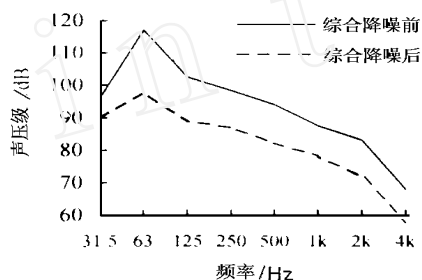


图 6 采取综合降噪措施前后  
驾驶室内耳旁噪声比较

Fig. 6 The ear noises before and after noise  
control measures conducted

#### 参 考 文 献

- 1 宫 镇 拖拉机噪声控制 北京: 机械工业出版社, 1988 120~ 131
- 2 严济宽 机械振动隔离技术 上海: 上海科学技术出版社, 1986, 65~ 84
- 3 陆森林等. 拖拉机驾驶室内噪声分析. 江苏工学院学报, 1990, 11(3): 43~ 50
- 4 陆森林等, 拖拉机驾驶室隔声降噪 江苏工学院学报, 1992, 13(4): 32~ 37
- 5 刘红光 隔振器在拖拉机驾驶室降噪中的应用 农业工程学报, 1994, 10(3): 79~ 82
- 6 冯禹正 轻结构隔声原理与应用技术 北京: 科学出版社, 1987, 11~ 40

### Study on Noise Reduction in Tractor Cab

Lu Senlin Liu Hongguang

(Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang)

**Abstract** On the basis of the analysis of the acoustic characteristics of a tractor cab and contribution of main noise sources of the tractor to driver's ear noise, a series of multiple measures such as the sound insulation, the improvement of cab isolators, the sound absorption and the control of some noise sources, has been used to reduce the noise, and a good result of reduction of ear noise by 10.8 dB(A) was obtained.

**Key words** tractor, cab, noise control