

推土机整机噪声控制及应对措施

闫滕滕, 李楠国

徐州徐工筑路机械有限公司道路机械研究院, 江苏 徐州

收稿日期: 2024年7月11日; 录用日期: 2024年8月7日; 发布日期: 2024年8月19日

摘要

为了降低推土机整机噪声产生的危害, 本文对推土机的主要噪声源的噪声产生机理进行详细分析, 然后归纳出动力系统、传动系统、液压系统、机械性、冷却系统五大类噪声源, 并对各种类噪声源的源头和传播路径采取相应的措施, 使噪声获得有效的控制, 从而提升产品的质量和竞争力, 为推土机的设计与优化奠定理论基础。

关键词

推土机, 噪声, 传播路径, 应对措施

Noise Control and Countermeasures of Bulldozers

Tengteng Yan, Nanguo Li

Mechanical Engineering Research Institute, Xuzhou XCMG Road Construction Machinery Co., Ltd.,
Xuzhou Jiangsu

Received: Jul. 11th, 2024; accepted: Aug. 7th, 2024; published: Aug. 19th, 2024

Abstract

In order to reduce the noise pollution of bulldozers, this paper conducts detailed analysis of the noise mechanism of the bulldozers, and then summarizes four types of noise sources: power system, transmission system, hydraulic system, working device, and cooling system. Corresponding measures are taken for cutting the propagation route and reducing the level of noise, thereby improving product quality and competitiveness, and laying a theoretical foundation for the design and optimization of bulldozers.

Keywords

Bulldozer, Noise, Propagation Route, Countermeasures

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着我国经济的发展,国家对基础设施建设的投资不断扩大,推土机凭借其高效性已成为城市建设和道路施工不可或缺的工程设备。但其产生的噪声污染环境,干扰了工作现场附近人们的生活、学习和工作。

噪声水平是推土机的核心竞争力指标之一。高噪声也直接影响产品本身质量和使用效果,增加能耗,缩短产品的使用寿命[1]。噪声的控制,不仅关系到乘坐舒适性,而且还关系到环境保护。过高的噪声既能损害驾驶员的听力,还会使驾驶员迅速疲劳,从而对工程机械行驶作业安全性构成了极大的威胁。

2. 噪声法规要求

我国的法规起步较晚,直到1984年,我国才公布了《工程机械 噪声限值》(JB 3774.1-84)等一系列标准,于1996年修订为GB16710.1-1996~16710.5-1996,规定了工程机械噪声限值和相应测试方法。2010年新修订的国家标准GB16710-2010《土方机械 噪声限值》代替了GB16710.1-1996。该标准借鉴了欧盟2000/14/EC,制定了分两阶段实施的土方机械的机外发射噪声声功率级限值和司机位置处噪声声压级限值,见表1和表2[2]。其中,I阶段噪声限值相对GB16710.1-1996《工程机械 噪声限值》的规定一般小3 dB(A),是目前行业产品实测噪声值的平均水平;II阶段噪声限值比I阶段噪声限值小3 dB(A),接近欧盟噪声限值I阶段水平。

Table 1. External radiation noise and implementation stages of earthmoving machinery (bulldozer)

表 1. 土方机械机外辐射噪声限值及实施阶段(推土机部分)

机器类型	发动机功率 kw	发射声功率级限值 dB(A)	
		I 阶段 (2012-1-1 起)	II 阶段 (2025-1-1 起)
履带式推土机	$P \leq 40$	108	106
	$40 < P \leq 500$	$87 + 13l \text{ gP}$	$86 + 11.8l \text{ gP}$
轮胎式推土机	$P \leq 40$	107	104
	$40 < P \leq 500$	$88 + 12.5l \text{ gP}$	$86 + 12l \text{ gP}$

注: (1) 公式计算的噪声限制圆整至最接近的整数(四舍五入); (2) 发动机的净功率是机器安装发动机净功率的总和。

Table 2. Noise limitations at driver's position of earthmoving machinery

表 2. 土方机械司机位置处噪声限制及实施阶段

机器类型	司机位置发射声压级限值 dB(A)	
	I 阶段 (2012-1-1 起)	II 阶段 (2025-1-1 起)
履带式推土机	95	92

3. 噪声产生机理

对推土机来说, 辐射噪声的构成比较复杂, 整机的噪音控制是一个庞大的系统工程, 几乎涉及所有的零部件, 整机的噪音目标是由各个子系统的低噪性能保证的, 因此需要确定各系统的噪声控制目标, 这才是实现整机噪音控制的关键[3]。目标的分解要遵循“分得开, 合得拢”原则, 同时还要注意各个子系统之间的关联性, 必须相互协调, 重点突出, 层次分明。通过对推土机的整机架构进行细致分析, 可以归纳总结出四大噪音源: 动力系统噪声、传动系统噪声、液压系统噪声、散热系统噪声及机械性噪声, 下面对每种噪声源的噪音产生机理进行分析。

3.1. 动力系统噪声

发动机噪声产生的原因比较复杂, 发动机噪声按产生机理又可分为燃烧噪声、机械噪声和空气动力噪声(包括进排气系统)。气缸内燃烧所形成的振动通过缸盖和活塞-连杆-曲轴-机体的途径向外辐射的噪声称为燃烧噪声。燃烧噪声是由于气缸周期性变化的压力作用而产生的, 与发动机的燃烧方式和燃烧速度有关。活塞对缸套的敲击, 正时齿轮、配气机构、喷油系统等运动件之间机构撞击所产生的振动激发的噪声称为机械噪声。机械噪声是由发动机工作时各运动件之间及运动件与固定件之间的周期性激振力引起的, 与激振力的大小和发动机结构等因素有关。空气噪声主要是在进气和排气过程中产生的, 直接向大气辐射。进气系统的噪声是发动机的进气门周期性开闭引起的进气管道内空气的压力和密度的变化, 从而形成的气动噪声。排气系统的噪声是发动机运转期间, 短时间内发生的剧烈燃烧产生的大量高温高压废气, 在排气门打开后, 产生的压力波在排气管中传播、以及不稳定气流对管道的冲击[4] [5]。

3.2. 传动系统噪声

对于液力机械传动推土机, 传动系统噪声主要是液力变矩器、动力换挡变速箱, 终传动等与齿轮传动有关的噪声源, 这部分的噪音包含以下几个方面: (1) 制造问题: 加工的变速箱体内或者终传动的齿轮精度不高, 相互啮合的齿轮在不平衡惯性力、齿向磨损、齿间间隙不均匀等状态下工作时产生的啮合噪声; (2) 装配问题: 安装偏向或者传动系统各个核心件的轴承安装座的装配精度不够, 导致轴承在工作期间发生较大位移变形引起的噪声; (3) 设计问题: 齿轮传动系统与变速箱壳体或者整机机架发生共振产生的噪声; (4) 自身结构问题: 摩擦片结合过程中发生的打滑, 致使异常发热同时伴随刺耳噪声。

3.3. 冷却系统的噪声

主要指冷却风扇产生的噪声, 尤其是在推土机全负荷状态下。主要原因是: 风扇运转时旋转叶片周期性的打击周围的空气质点, 引起空气压力的脉动而产生的旋转噪声; 叶片的后端面与障碍物的间隙较近, 在空气周期性发生压缩和稀疏过程中产生的涡流噪声, 以及压缩空气通过管片式散热器时, 由于流速的变化而引起的啸叫声。

3.4. 液压系统噪声

该部分的噪声是各个液压零部件, 如液压泵、液压马达, 液压缸以及液压阀组等执行相应的功能时产生的噪声, 以及液压流体在液压管路中运动时引起液压零部件震动而发出的噪声。包含以下几个方面: 齿轮泵中的齿轮啮合导致输油泵震动产生的噪声; 因整车执行不同功能时, 液压管路中的流体或者压差的急剧变化引起的液压脉动或者油管震动; 以及管路中的气泡在高压下突然破裂发出的爆炸声。

3.5. 机械性噪声

推土机的一些机械结构, 尤其是履带行走装置, 因驱动轮与销轴、履带链轨与支重轮或托轮、履带与地面等相互碰撞冲击, 以及履带销与销轴之间的摩擦而产生的刺耳噪声等。

4. 降噪措施

噪音的传播机理如图 1 所示, 显然可以从声源控制、传播路径控制和接受者保护三个方面进行, 具体采取哪一种或者几种噪声控制技术, 则需要综合考虑各种控制手段的经济性、适用性、可靠性方面的要求[6]。

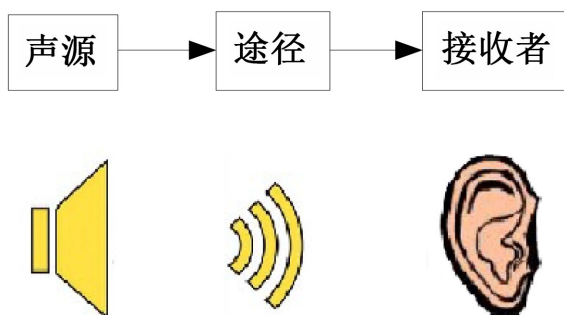


Figure 1. Propagation mechanism of noise
图 1. 噪声的传播机理

4.1. 噪声源控制

从声源上控制噪声, 就是根据噪声源产生的机理, 采取措施消除或减少其产生的条件, 从根本上减少噪声源辐射的声能。对声源采取控制措施是噪声控制最根本和最有效的手段。目前采用的声源控制的通用方法有应用新材料、改进机械设备的结构等。近年来随着材料科技的发展, 一些内摩擦大、高阻尼合金、高强度塑料等新型材料已应用于机械设备结构来改善机器的基础噪声; 此外, 提高机器零部件的加工精度、提高装配质量等措施也能有效减小机械设备的噪声。

对于动力系统, (1) 降低燃烧噪声的途径: 可采取提高机体及缸套刚性及采用隔振措施; 减小活塞曲柄连杆机构各部分的间隙, 增加油膜厚度; 减少气缸直径、相应增加缸数或采用较大的 S/D (行程/缸径) 值, 以保持输出功率不变; 改变薄壁零件(油底壳等)的材料和附加阻尼等方法。此外, 控制燃烧噪声的困难之处还在于如何兼顾热效率、烟度和排放的制约。具体可以通过隔热活塞、延迟喷油时间, 改进燃烧室结构形状和参数、废气再循环、提高压缩比和电子控制等方式; (2) 降低发动机辐射噪音: 发动机的燃烧激振力和机械激振力都会通过各个零部件传递到发动机的表面, 形成发动机的表面振动响应, 从而形成表面辐射噪声。(3) 降低进气系统的噪音是: 选择容积大、原始进气阻力小、消声效果好的空滤器, 空滤器的进气口原理驾驶室, 进气口的声源与隔声结构尽量远的; 进气管道避免直角拐弯等; (4) 降低排气系统噪声: 对燃烧过程和废气排出过程的主动控制是最好的方法, 但是主动控制涉及发动机本体结构优化, 常规的手段是被动控制, 即选用合理的消声器。

对于传动系统: 通过提高轴承的加工和装配精度, 同时尽量提高齿轮的重合度或采用斜齿轮并对齿轮修缘, 对于轴承尽可能加大负载方向的刚度以减少工作时的变形, 其次, 对变速箱, 变矩器的传动部件与主机架之间增加悬置减震, 从根源上杜绝或削弱传动系统的震动往主机架上的传递而产生的噪声, 同时保证传动系统有良好的润滑。

对于冷却系统: 基于推土机的工程经验, 风扇转速高于 1500 rpm 则风扇辐射噪音远高于发动机本体噪音, 故优先从整机流场进行分析, 在空间尺寸允许的情况下采用并联式散热器总成结构, 近似正方形的迎风面积, 翅片间距不得高于 10 fpi, 散热器的厚度尽可能的小; 同时匹配大直径低转速风扇, 优先考虑镰刀型叶片或者带毛刷的低噪音风扇, 风扇前后 25 mm 范围内尽量空旷无任何遮挡可有效降低风道噪音。另外, 根据实际测试结果, 风扇的叶片数量不得高于 9 个, 风扇的轮毂比数值不得超过 0.5, 风扇的匹配转速为发动机额定转速的 0.9 倍, 具体测试数据参见表 3~5。

Table 3. Sound pressure levels of different blade numbers under the same test conditions

表 3. 同一试验下不同叶片数对应的声压级

叶片数	3	4	5	6
声压级 dB (A)	69.89	70.72	71.37	72.25

Table 4. Sound pressure levels of hub ratio under the same test conditions

表 4. 同一试验下不同轮毂比对应的声压级

轮毂比	0.3	0.4	0.5	0.6
声压级 dB (A)	71.37	73.06	74.42	75.49

Table 5. Sound pressure levels of speed under the same test conditions

表 5. 同一试验条件下不同风扇转速下声压级

转速 rpm	1100	2100	3100	4100
声压级 dB (A)	54.46	70.5	78.96	85.02

对于液压系统: 尽可能提高液压泵的加工和装配精度, 同时改善液压泵的支撑; 在整机性能参数允许的情况下优先选用转速相对较低的液压泵, 以减小震动; 对于液压阀组, 推荐选用阀口通流面积无突变, 油压无急剧变化的低噪音溢流阀; 在整机布管时, 避免出现急剧转弯, 且在管路一定的间距处设置刚性管夹, 可有效的降低噪声和震动的传递; 油箱内部需要设置隔板或者加强筋来提升刚度。

对于机械性噪声: 在履带链轨的销与销套之间封入润滑油、润滑脂, 它可以保证履带在不损坏的情况下消除销与销套之间的吱吱声噪音。

4.2. 噪声传播路径的控制

切断噪声传播路径是噪声控制最常用的办法, 其实质就是增加声音在传播过程中的衰减量, 从而降低噪声到达接受体的传输能量。如对发动机安装舱等采取如隔振、隔声、吸声等有效措施。目前常用的控制技术有: 优化发动机悬置系统, 降低发动机振动噪声的传播; 提高冷却风扇安装点隔振性能, 降低冷却风扇对机身板件等辐射噪声的影响; 对板类零件粘贴阻尼材料; 对整机进行声学封装, 在发动机舱等部位粘贴吸声、隔声材料, 提高吸声和隔声性能, 降低噪声向环境的传播。目前最有效的措施汇总如下: (1) 采用双层机罩(见图 2), 机罩内部黏贴吸声材料, 通过材料的吸声和机罩隔音来降低噪音; (2) 机罩百叶窗结构(见图 3), 在外机罩上设置百叶窗, 百叶窗内部黏贴吸声材料, 机罩边缘设置密封条, 百叶窗叶片用两根加强筋进行固连, 以增加百叶窗整体刚度、减小因受迫振动而产生的板件辐射噪声; 百叶窗叶片采用 v 字型结构, 叶片均匀分布, 相邻叶片间隔距离 55 mm, 叶片与窗体固连, 与窗体表面夹角 35°; 叶片内侧贴吸声材料, 吸声材料粘附牢固。这些措施既保证了通风所需通道, 又避免了不必要的缝

隙, 降低了发动机直接向外辐射的噪声; (3) 机罩 + 吸音棉组合方式(见图 4), 发动机上侧罩内壁粘贴 3 cm 厚的吸声材料。一方面声波入射到吸声材料内部引起多孔吸声材料内部的振动, 将声波不断转化成热能, 从而使声能衰减; 另一方面, 未被耗散的声能遇到机罩的阻隔, 不易透射。“吸声 + 隔声”的双重结构, 起到了良好的降噪效果。

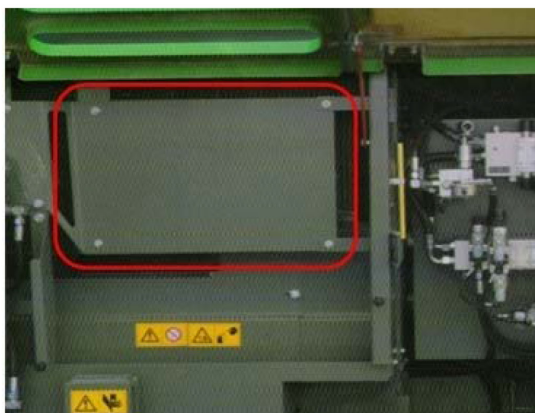


Figure 2. Structure of double layered hood
图 2. 双层机罩结构

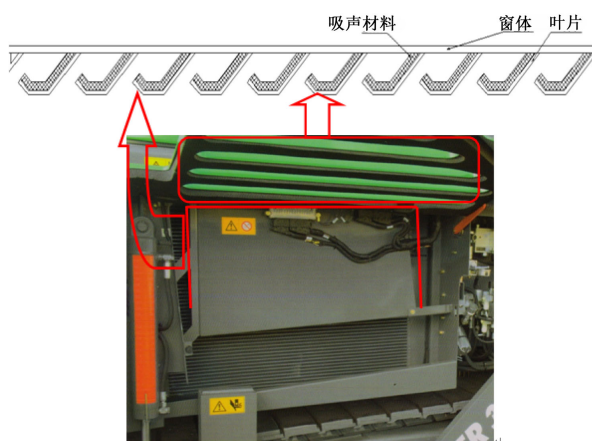


Figure 3. Structure of hood louver
图 3. 机罩百叶窗结构



Figure 4. Hood + sound-absorbing cotton combination
图 4. 机罩 + 吸音棉组合方案

4.3. 对接受者的防护

对接受者的防护是一种经济、有效、被迫的噪声控制措施。若通过其他措施仍未达到要求, 噪声源辐射范围内的接受者(设备仪器或者施工人员)可以佩戴护耳器等进行被动防护。

综上所述: 可以通过控制噪声源、优化传播路径、保护接受者等措施实现减振降噪目标, 不同的振动噪声控制措施对比见表 6。

Table 6. Comparison of different noise control measures

表 6. 不同的噪声控制措施对比

处理对象	措施	特点
振动噪声源	改善激励源, 降低振动和声能	效果最好, 投入最大, 研究周期最长
传播路径	吸、隔, 增大能量衰减	效果较好, 投入较大, 研究周期不太长
接受者	声屏蔽等	被迫选择

5. 结语

为了降低推土机整机噪声产生的危害, 本文对推土机的主要噪声源的噪声产生机理进行详细分析, 并提出对各种类噪声源的源头和传播路径采取相应的措施, 经过在整车上的试验验证, 以上措施均取得了较好的降噪效果, 经过上述措施的改进, 推土机整机的噪音值能够有效地降低, 从而提升产品的质量和竞争力, 为推土机的设计与优化奠定理论基础。

参考文献

- [1] 谭祥军. 从这里学 NVH——噪声、振动、模态分析的入门与进阶[M]. 第 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2021.
- [2] 中华人民共和国国家标准质量监督检验检疫局, 中国国家标准化管理委员会. GB 16710-2010 土方机械 噪声限值[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
- [3] 汤江平. 装载机噪声分析及降噪措施[J]. 柴油机设计与制造, 1996(1): 22-29.
- [4] 谭艳辉, 毕道坤, 王涛. 轮式装载机机外发射噪声降噪方法和应用[J]. 建筑机械, 2015(10): 57-61.
- [5] 王永, 耿家文, 徐威, 等. 某液压挖掘机发动机噪音改善[J]. 建筑机械, 2020(10): 81-82.
- [6] 张恩来. 工程车辆降噪节能与声学舒适性的关键技术及其应用研究[D]: [博士学位论文]. 厦门: 厦门大学, 2016.