

噪声频谱分析在推土机故障诊断与排查中的应用研究

王 番 陆 鼎

(柳工常州机械有限公司 江苏 常州 730070)

摘要: 本文基于某型号推土机异响故障,通过对整机进行机外辐射噪声测试,完成声功率级计算;通过对测试数据对应的频谱图、1/3 倍频程图和云图进行分析,并与可能产生噪声的主要零部件基频进行对比,初步确认主要噪声源;在此基础上,对诊断分析确定的噪声源结构件进行结构优化,完成之后再次进行验证测试,从而达到故障诊断、试验验证的目的。

关键词: 推土机; 异响故障; 频谱分析; 噪声源; 故障诊断

0 引言

推土机作为一种重要的工程机械,在工程施工过程中发挥着举足轻重的作用,一台性能良好的推土机,是工程施工顺利开展的前提和保障。但是在实际施工过程中,由于自身质量大及恶劣的工作环境,不可避免地会发生各种故障。如何快速利用简单快捷又准确的方法进行故障排查和处理,对提高推土机的工作效率显得尤为重要。本文通过对存在异响故障的推土机进行噪声测试,利用频谱分析确定主要噪声源,从而确定发生故障的部件,无需对推土机进行拆解检查,对提高推土机的故障排查效率和准确度提供了强有力的保障。

1 故障样机描述

现有 1 台某型号推土机,在进行 1000h 可靠性试验的过程中,出现异响故障,且异响的声音忽高忽低,呈有规律的周期性变化,在推土机左边表现得尤其明显,同时发动机冷却水温也出现无法稳定的情况,但是不能确定故障发生的具体位置,因此,综合考虑整机所呈现的症状,先对整机进行机外噪声测试,确认噪声源。

2 噪声测试及数据处理

2.1 测试点排布

根据 GB/T 25614-2010《土方机械 声功率级的测定动态试验条件》标准,进行噪声测试传声器点位布置为:因为推土机整机长度 $\geq 4\text{m}$,但是 $< 8\text{m}$,因此依据标准可确定测试半球面半径 r 为 16m,根据半

球面半径计算出 6 个测试点的坐标,如表 1 所示。

表 1 传声器位置坐标值

传声器位置	x/m	y/m	z/m
测点 1	11.2	11.2	1.5
测点 2	11.2	11.2	1.5
测点 3	11.2	11.2	1.5
测点 4	11.2	11.2	1.5
测点 5	4.32	10.4	11.36
测点 6	4.32	10.4	11.36

传声器布置如图 1 所示,其中 x 方向为推土机前进方向。

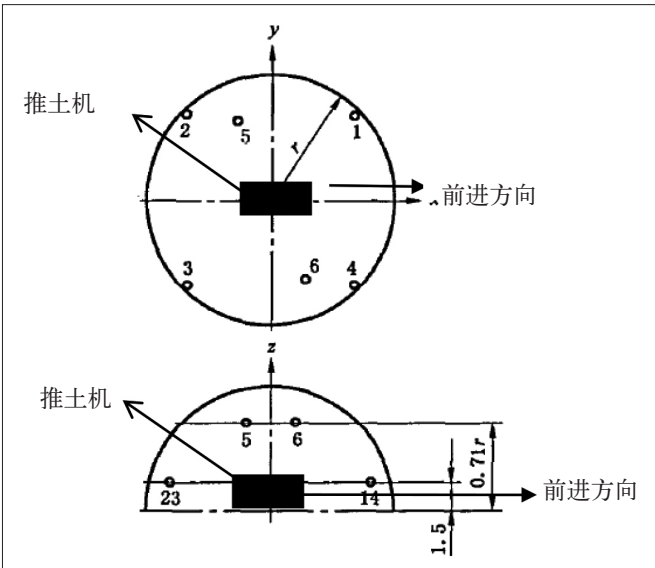


图 1 传声器位置布置图

2.2 噪声测试

测试路面采用硬反射面和砂复合地面,且在测

试场地周边无声反射体，同时周边环境噪声要低于 55dB（A），测试开始后，根据测试标准要求，推土机行驶速度调整为 1 档，空调调为 2 档，油门调至最大，此时行驶速度为 3.86km/h，满足标准要求的行驶速度≤ 4km/h，推土机沿着方向通过半圆球区域，再原路后退返回，如此反复做 3 次，同时利用 LMS 采集仪对所布置的 6 个传声器进行数据采集。

2.3 数据处理

试验完成后，对采集到的数据进行傅里叶变换和 A 计加权^[1]处理后，以 20μPa 为基准声压，利用 LMS 软件计算各个测点的声压级 $L_{PA,i}$ ，考虑到测试背景噪声、环境因素实际情况，二者修正值均取 0，再结合式（1）~式（3）计算该推土机的整机声功率级^[2, 3]，由此算出推土机整机声功率级为 112.0dB（A），试验处理数据结果如表 2 所示。

$$\overline{L_{PA,T}} = 10\lg\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^N 10^{0.1L_{PA,i}}\right] \tag{1}$$

$$L_{WA} = \overline{L_{PA,T}} + 10\lg\left(\frac{S}{S_0}\right) \tag{2}$$

$$L_{PA,T} = 10\lg\frac{1}{T_1+T_2}(T_1\times 10^{0.1L_{PA,1}} + T_2\times 10^{0.1L_{PA,2}})dB \tag{3}$$

式中： $\overline{L_{PA,T}}$ —从传声器位置 i 测得的时间平均 A 计权声压级；
 N —传声器位置数量；
 $L_{PA,i}$ —在测试面上，时间平均 A 计权声压级的能量平均值；
 S —半球测量面的面积；

$S_0=1m^2$ 。
 T_1 —在规定的行驶路径上，前进行驶工况下的时间间隔；
 T_2 —在规定的行驶路径上，前进行驶工况下的时间间隔；
 $L_{PA,1}$ 、 $L_{PA,2}$ —在 T_1 和 T_2 时间间隔内测定的量。

2.4 结果分析

按照 GB 16710-2010《土方机械噪声限值》标准规定，由式 4^[4]可以计算该推土机机外发射噪声限值为 112.4dB（A），而实际测试所测计算的声功率级为 112.0dB（A）（见表 2），虽然测试值小于标准计算限值，满足国标要求，但是二者差值仅为 0.4dB（A），再考虑噪声测试不确定度为 1dB，还是有一定的超限值风险，同时，为了排查异响噪声来源，需要对所测数据进行频谱分析和噪声源确定，有针对性地进行故障排查和结构优化。

$$L=87+11.81gP \tag{4}$$

式中： P —发动机最大净功率（kW）。

3 频谱分析及主要噪声源确定

选择其中声压级较高传声点[左前点（测点 1）]进行分析，利用 LMS TEST LAB 软件，将测试数据分别转化成频谱图（图 2）、云图（图 3）^[5]，并对其进行分析。

由图 2 所示的频谱图可以看出，在 350Hz 附近有一个较高的峰值，对比推土机可能的主要噪声源基频计算结果（表 3）^[6]，可以发现与冷却风扇的基频 348Hz 比较接近，可初步判定该异响由冷却风扇产生，造成

表 2 机外辐射噪声测试数据计算表

测试次数	左前 /dB (A)	左高空 / dB (A)	左后 /dB (A)	右前 /dB (A)	右高空 / dB (A)	右后 /dB (A)	声功率 / dB (A)	机外噪声 / dB (A)	按照国标计算限 值 /dB (A)		
1	80.3	79	79.6	79.8	79.5	78.1	111.7	112.0	112.4		
2	80.2	79	79.3	79.7	79.5	78.1					
3	80.3	78.9	79.5	79.7	79.5	78.0					
均值	80.3	79	79.5	79.8	79.5	79.8					
前进时间	23s						112.3			112.0	112.4
1	81	79.7	80.3	80.5	80.5	79.1					
2	80.8	79.7	80.0	80.6	80.4	79.1					
3	80.9	79.6	80.2	80.7	80.5	79.0					
均值	80.9	79.7	80.2	80.6	80.5	79.1					
后退时间	19s										

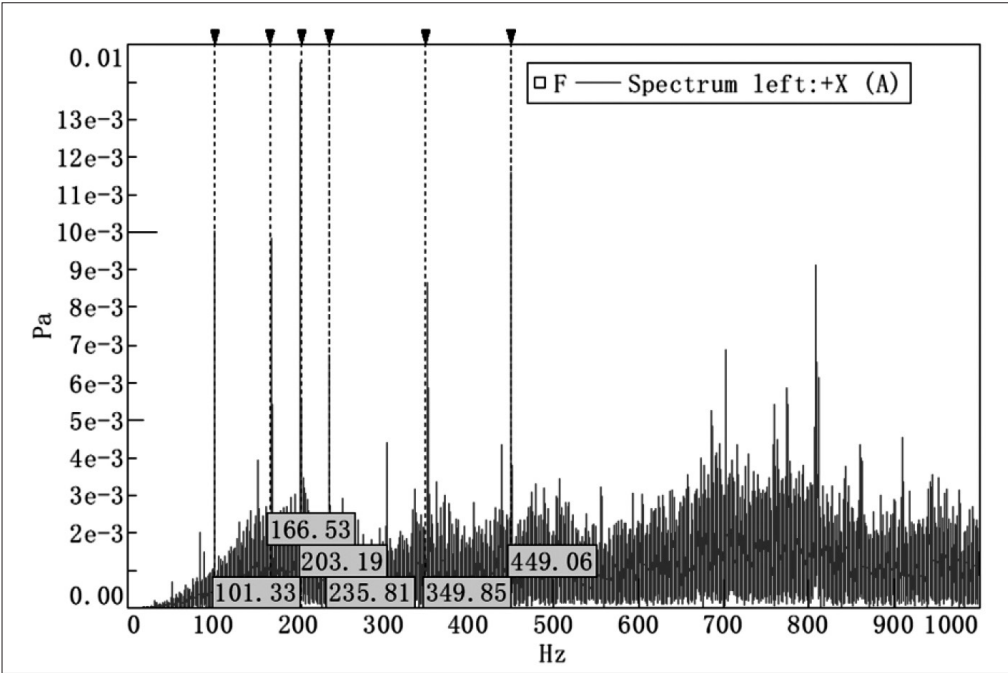


图 2 前进工况左前点频谱图

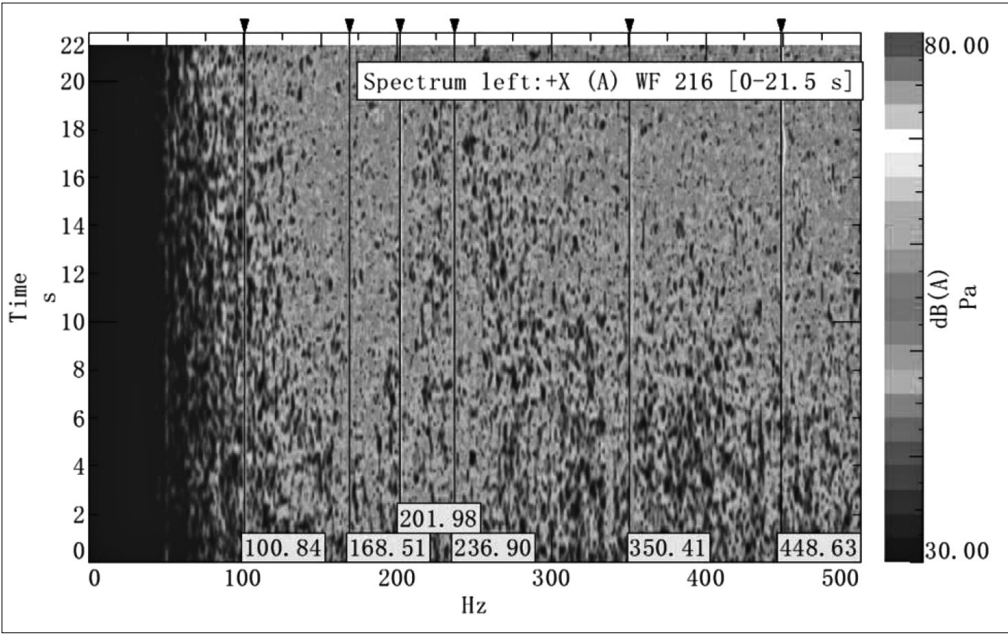


图 3 前进工况左前点频谱云图

了噪声异响；从图 3 可以看出，在 350Hz 附近对应的谱线颜色较亮，能量较大，这个频率与风扇的基频相一致，因此也可以判定主要噪声源为冷却风扇。

4 诊断验证

4.1 选择运行法诊断噪声源

为了验证 350Hz 的高峰频率谱线是由风扇工作造成的，采用运行法进行验证：断开冷却风扇（冷却

风扇停止工作），再次进行推土机整机噪声测试，利用 LMS TEST LAB 软件对左前点频谱图（图 4）进行分析，并将断开风扇前后的频谱图放在同一张图中进行对比，可以看出断开风扇前 348Hz 及其谐波频率附近有较高峰值的谱线，而断开风扇后在 353Hz 及其谐波频率附近较高峰值谱线消失，证实风扇是 350Hz 及其谐波频率附近噪声的主要噪声源^[7]。

4.2 噪声源结构优化及验证

（1）根据分析结论，冷却风扇为主要噪声源，为了解决异响问题，需要对其结构进行优化^[8]。

措施 1：通过减少叶片数，由 12 叶变为 6 叶，使风扇气流入口冲角发生变化。

措施 2：叶型由螺旋桨式变为镰刀式，使风扇气流入口冲角减小，边界层分离减弱，同时出口压力较低，尾涡区旋涡削弱。

更换新改进风扇后并再次启动运行推土机，发现噪声大、伴随异响已经消失，同时对其进行噪声测试及数据整理，测试数据整理结果见表 4。

表 3 基频计算表

部件	转速 / (r/min)	柱塞 / 齿轮 / 叶片 / 缸数	基频 / Hz	2 阶频率 / Hz	3 阶频率 / Hz
发动机	2000	6	100	200	300
旧风扇	1740	12	348	696	1044
双联泵	2347	11	430	861	1291
新风扇基频	1740	6	174	348	522

表 4 更换新风扇后机外辐射噪声测试数据计算表

测试次数	左前 dB (A)	左高空 dB (A)	左后 dB (A)	右前 dB (A)	右高空 dB (A)	右后 dB (A)	声功率 dB (A)	机外噪声 dB (A)	按照国标计算限值 dB (A)
1	77.35	78.66	78.06	77.15	78.79	78.14	110.1	110.6	112.4
2	77.47	78.82	77.97	77.06	78.81	78.05			
3	77.5	79.05	78.12	77.11	78.8	78.13			
均值	77.4	78.8	78.1	77.1	78.8	77.1			
前进时间	23s						111.2		
1	78.2	79.47	79.15	79.33	79.87	78.38			
2	78	79.42	79	79.47	80.1	78.49			
3	78.21	79.4	79.02	79.41	79.89	78.33			
均值	78.1	79.4	79.1	79.4	80.0	78.4			
后退时间	18s								

通过更换风扇后测试结果来看，同种工况下机外辐射噪声声功率级明显下降,由原来 112.0dB (A) 降低为 110.6dB (A)，降低 1.4dB (A)，说明更换冷却风扇的降噪效果比较明显，同时也证明异响噪声主要来源是冷却风扇。

(2) 为了对比更换冷却风扇前后整机在全频段声压变化情况，将更换风扇前、后进行频谱分析对比，如图 5、图 6 所示。

对比图 5、图 6 可以看出，更换风扇后，在整个全频段，声压级比更换前都有一定幅度的降低，更换冷却风扇前后降噪效果比较明显，可以确定主要噪声源就是冷却风扇。

5 结语

本文在对推土机机外辐射噪声测试的基础上，判断整机声功率级是否超标，同时，通过对采集到传声器信号进行频谱

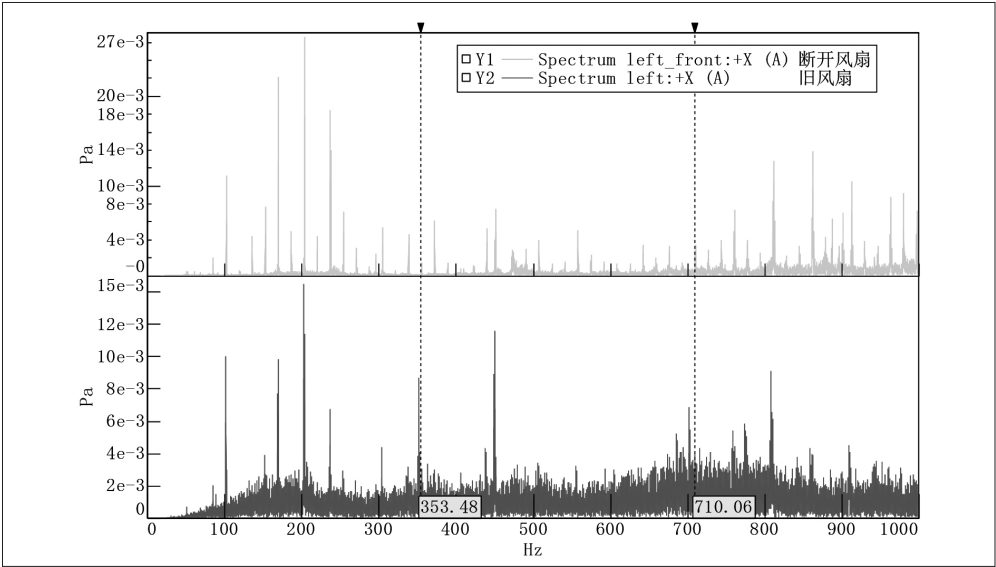


图 4 停止风扇后测试整机机外噪声发射频谱对比图

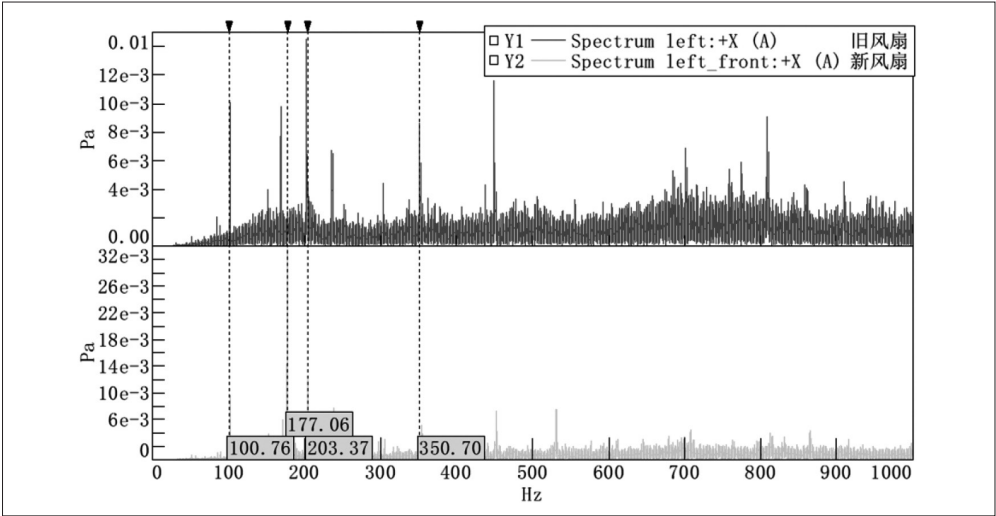


图 5 更换风扇前后前进工况左前点频谱图对比

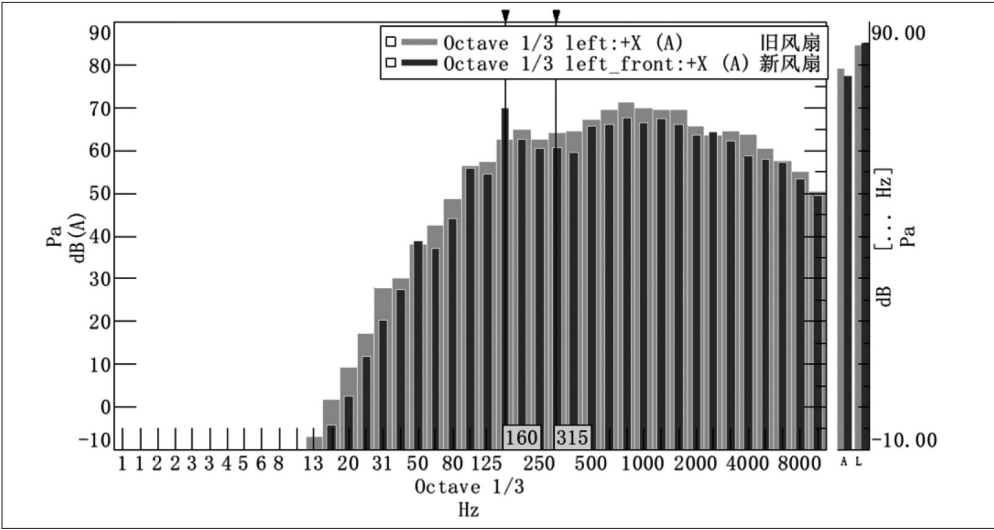


图 6 更换风扇前后前进工况左前点 1/3 倍频程图对比

分析，结合主要部件基频及谐次频率对比，可以判断出对应噪声源，从而可以有针对性的进行结构改进优化，达到快速排查故障的目的，方法简单、快捷，不用拆解整机逐一进行排查，节省了大量的人力、物力，且能准确判断出故障的具体位置，在工程机械故障排查和结构优化中具有十分重要的意义。

参考文献:

[1] 靳晓雄，胡子谷．工程机械控制学 [M]．上海：同济大学

出版社，1997:92-94.
[2] 贺启环．环境噪声控制工程 [M]．北京：清华大学出版社，2011:102-105.
[3] 全国土方机械标准化技术委员会．土方机械 声功率级的测定 动态试验条件 :GB/T 25614-2010[S]．北京：中国标准出版社，2010.
[4] 全国土方机械标准化技术委员会．土方机械 噪声限值 :GB 16710-2010[S]．北京：中国标准出版社，2010.

[5] 陈心昭．噪声源识别技术的进展 [J]．合肥工业大学学报（自然科学版），2009(5):609-614.
[6] 杨霞菊，刘稚均，李华彪．频谱识别的一般方法 [J]．噪声与振动控制，1997(8):10-11.
[7] 熊建强，黄菊花，廖群．车辆噪声源识别理论与方法分析 [J]．噪声与振动控制，2011(4):97-101.
[8] 熊博．液压挖掘机发动机冷却风扇系统降噪研究 [D]．长沙：中南大学，2013:87-91.

作者简介: 王番（1982.02-），男，汉族，甘肃白银人，硕士研究生，工程师，研究方向：推土机性能试验测试及可靠性研究。