

小型联合收割机振动测试研究

邵维民 祝永昌 穆浩民 陈 铮

(西北农业大学农工系, 陕西杨陵 · 712100)

杨铁牛¹

(西北林学院木工系, 陕西杨陵 · 712100)

摘 要 对飞龙 4 L-0.75 联合收割机振动测试所采用的仪器系统、传感器布置、利用频谱分析法寻找振源的原理和措施作了分析, 根据测试结果, 找出了引起联收机振动的原因, 提出了减小振动的具体措施。

关键词 振动测试, 频谱分析, 联合收割机

中图分类号 S225.3, O329, TP202.4

机器的振动和噪声不仅影响机器的工作性能和寿命, 而且危害人们的健康。1988 年通过省科委主持鉴定的飞龙 4 L-0.75 型联合收割机(简称联收机), 由于研制出了低功耗、高性能的脱粒分离装置, 其性能达到了国家有关标准。这是在不附加动力的条件下, 为 11 kW 小型拖拉机配套联收机的成功先例, 但样机经过了 7 hm² 收获作业的考核发现, 割台部分振动较厉害, 噪声较大, 长期工作, 将会影响机器寿命。为此, 我们开展了此项试验研究, 并成功地解决了这一问题。

1 测试方案及测试系统

引起联收机振动的因素很多。来自动力机拖拉机方面的有发动机的燃气力激振、发动机及传动部件不平衡引起的振动; 来自联收机本身的有切割器的往复运动以及搅龙、脱粒滚筒等旋转部件不平衡的激振; 再加上联收机在工作时土壤表面不平的激振等。所以联收机在工作时的振动情况极为复杂。考虑到联收机工作时行驶速度较低, 地面不平的激振较小, 而且各部分在带上负荷实际工作时阻尼加大, 较空转时的振动要小(田间实际观察也是如此), 故采用在空转情况下测试。测点位置的确定, 是将机器以额定转速运转, 目测各部分的振动情况, 大体找出各部分的最大振动点, 再用 ND-2 声级计附带的振动测量装置, 较精确地测出各部分的最大振动点, 最后根据最大振动点能否安装固定传感器的情况, 确定出测点的位置(如图 1 所示)。在 A、B 两个测点上相互垂直安装两个传感器, 分别测定 X 向(水平左右向)和 Z 向(垂直向)的振动。

联收机振动的大小除与激振力有关外, 主要还与运动部件的工作(激振)频率和机器的固有频率有关。因此, 要降低振动就必须分析振源和测定机器的固有频率等动态参数。

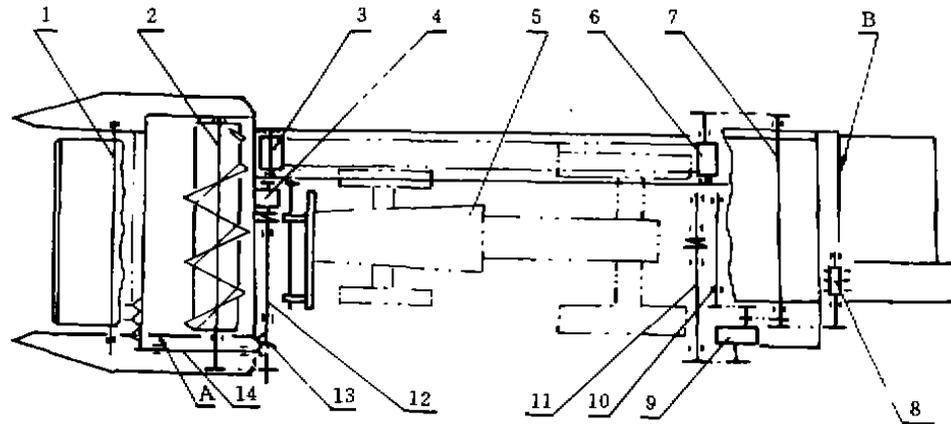


图 1 测点布置示意图

1. 拨禾轮轴; 2. 搅龙轴; 3, 6. 输送槽板、主动轮; 4, 9. 前、后变速箱; 5. 拖拉机; 7. 滚筒轴; 8. 排草轮; 10. 风机轴;
11. 中间传动轴; 12. 割台传动轴; 13. 摆环; 14. 摆杆轴; A. 割台部分测试点; B. 滚筒部分测试点

根据现有仪器设备条件和联收机的特点,联收机固有频率的测定,采用如下的方法和仪器系统。

1.1 瞬态激振法

测试系统如图 2 所示。试验时将传感器——加速度计安装于前述测点上,在拖拉机的前(或后)轮下垫高约 10 cm 的垫块,人力推动使拖拉机由垫块上滚下,重复 5 次。信号记录于 SR-40 型磁带上。这种试验法也称脉冲试验法^[1],属宽带激振,只要激振力足够大,则在机器的固有频率上就有较强的响应。特别是由于功率谱密度函数(自谱)反映了信号能量在各个频率上的分布情况,当机器系统的固有频率与激振频率一致时,则反映在该信号频率上的能量最大,即突出信号频率中的主频率。因此,通过加速度计拾取的机器对脉冲激振的响应信号进行功率谱分析,即可求得机器的各阶固有频率。

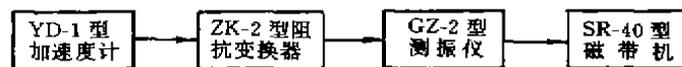


图 2 瞬态激振测试仪器系统

为了验证上述脉冲法试验的正确性,还采用了初位移(突然卸载)法试验^[2]。这是将联收机割台(或滚筒)用绳子拉住,使产生一个初位移,然后用刀砍断绳子,进行突然卸载。这种方法也属于宽带激振,其测试仪器系统同图 2。

上述脉冲、初位移试验方法较简单,但激振力的幅值较小,且高阶振型的固有频率难激励出来。

1.2 正弦脉冲激励法

此法利用一频率可改变的激振器对机器激振,使机器产生振动,据激振频率等于机器固有频率时,振动幅值最大的原理,来确定机器的固有频率^[3]。采用的仪器系统如图 3 所示。试验时由低到高缓慢调整函数发生器,以改变激振器的激振频率,用频率计读取激振频率。加速度计拾取的机器响应信号经测振仪放大后,用毫伏表观察信号是否达到最大值

——即是否共振。当信号达到最大值时,频率计显示的数值,即是机器的固有频率。由于加速度共振频率的大小与阻尼有关,只在阻尼较小时,共振频率才是固有频率,一般情况下测出的共振频率稍大于机器的固有频率,这是应该说明的。

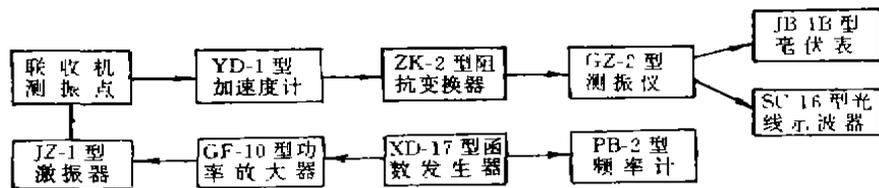


图3 正弦脉冲激振用测试仪器系统

由于JZ-1型激振器的频率范围是10~1 000 Hz,而脉冲法和初位移法只能激励出50 Hz以下的固有频率(试验的实际情况)。因而试验中所求得的固有频率,10 Hz以下是用脉冲法和初位移法求得,50 Hz以上是用正弦脉冲法求得,10~50 Hz的则取三种方法中共同出现的数值,作为机器的固有频率。

1.3 机器运转激振

为判断各部分工作时对机器振动的影响,试验工况分别为:发动机空转、发动机加割台运转、发动机加滚筒及输送槽运转以及发动机带动整个联收机运转激振。测试用的仪器系统同图2。

2 振动源分析

根据实际测试结果,发动机的燃气力激振和曲柄连杆等机件不平衡引起的振动,对联收机的振动影响不大。联收机的输送槽和脱粒部分,只要各传动轴安装正确(如同轴度好等),滚筒、风机、排草轮等平衡好,则这两部分的振动也较小,限于篇幅,分析从略。

联收机的主要振动来自割台,这部分的激振力均为机械力。主要是由割刀往复运动及搅龙等部件不平衡引起的振动。至于齿轮箱的齿轮啮合频率、泛频和割刀间隙调整不当的撞击力,则主要引起噪声。

割刀往复运动的激振,根据割刀运动学分析⁽⁴⁾,当割刀部分的质量为 m_g 时,割刀的激振力 F_g 为

$$F_g = m_g \cdot a = m_g \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t \quad (1)$$

式中 γ ——与摆环轴线和主动轴轴线夹角 α 及主动轴角速度 ω 有关的系数;

r ——摆臂的长度。

可见激振力也是周期变化的,当主动轴的转速 $n=550$ r/min时,基频 $f_1=9.17$ Hz。

割台搅龙主要是由搅龙轴运转不平衡造成。当搅龙的转速为197 r/min时,基频 $f_1=197/60=3.3$ Hz。

经计算得出各部分主要激振频率(见附表),发动机部分的激振分析可参看文献⁽⁵⁾。

附表 割台部分测试结果统计分析		Hz			
工 况	f_G	f_x	f_z	f_0	
① 发动机 激振	燃气力 (宽 带) $f_1=18.3$ $f_2=36.7$	38 76 57 29 19	58 29 76 57		3 6 9 19
	曲轴活塞 $f_1=36.7$ $f_2=73.4P$				25 29 34
② 发动机 和割台激 振	同工况①并增加 割刀 $f_1=9.17$ $f_2=18.34$	9.7 3.3 29 67 76	3.3 9.7 29 76 63		57 69 76
	搅龙 $f_1=3.3$ $f_2=6.5$				
③ 发动机 和整个联 收机激振	同工况②并增加 输入轴三、液动辊 $f_1=7.17$	3 9.6 29 38 66	9.6 55 67.5 76.3		
	滚筒 $f_1=17.7$ 风机 $f_1=15$				
	中间轴 $f_1=20.9$ 排草轮 $f_1=26$				

注: f_G ——理论计算主要激振频率; f_x ——实测 X 向响应频率; f_z ——实测 Z 向响应频率; f_0 ——实测固有频率。

3 测试结果的处理与分析

3.1 数据处理

前已述及自谱反映了振动的能量在各个频率上的分布情况,而机器结构系统(下简称系统)的频响函数 $H(f)$ 与系统的输入(激振)自谱 $G_x(f)$ 和输出(响应)自谱 $G_y(f)$ 有如下的关系^[3,5]

$$G_y(f) = |H(f)|^2 \cdot G_x(f) \quad (2)$$

(2)式表明当系统受到激振时,响应点上的自谱 $G_y(f)$ 将在激振自谱 $G_x(f)$ 出现峰值时的频率,或系统响应函数 $H(f)$ 出现峰值(即固有频率)时,达到极大值^[6]。即输出自谱 $G_y(f)$ 反映了共振频率。因此,可对测试结果进行自谱分析,掌握振动的频率结构和各频率分量对应的谱线幅值的大小,幅值大的谱线所对应的频率就是主要振动源,主要部件的固有频率和工作(激振)频率相同或相近,就必然引起较大的振动。

谱分析的仪器系统如图 4 所示。记录在 SR-40 型磁带机上的信号,经低通滤波器滤掉高频干扰信号,由 PS-85 微机系统进行采样、离散和自谱计算,最后由 X-Y 绘图仪给出功率谱图。SBR-1 型射线示波器用来监视磁带上的信号。

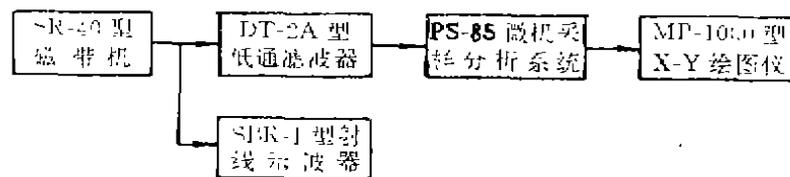


图 4 数据采集分析系统

为避免“混频”,按采样定理,采样频率 f_s 应大于信号最大频率(包括噪声) f_m 的 2 倍。根据前面分析,联收机的工作频率,一般不大于 200 Hz,本试验先用低通滤波器滤掉 300 Hz 以上的干扰噪声,选采样频率 $f_s=600$ Hz,采样点数 $N=512$,故频率分辨率 $\Delta f=600/512=1.17$ Hz。由于主要是分析机器结构的频率成分,对幅值的大小只作参考。

窗函数的主瓣窄一些的好分辨,故选用矩形窗函数。为减少数据处理的随机误差,对冲击试验数据取5次冲击值分别作谱估计,然后进行平滑处理。对于机器各工况下的激振,则将记录信号平分10段,对每段信号进行谱估计后,再进行平滑处理。

由于被处理的信号中常混有幅值过大或过小的信号(如磁带机的启、停等),为避免其影响,对每次采样均进行数值分布观察(图5)。图5的横坐标是采样数值(0~512),分为32个等级,纵坐标为落在该幅值等级中的数据个数。由图5可见,图5-a信号幅值过大,采样后“削头”、“去尾”失真很大;图5-b信号幅值太小,数据处理分辨率下降;图5-c表示幅值选得合适。若出现图a,b的情况,则调整SR-40型磁带机或DT-2A滤波器的增益,重新采样,直至信号幅值分布与图5-c相似,然后再进行谱分析计算。结果见附表。

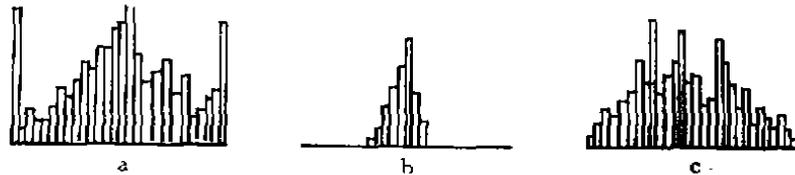


图5 采样数据幅值分布

3.2 测试结果分析

在功率谱曲线图上幅值越大,表示系统的响应越大,即系统的振动程度越大,这些频率点,极有可能就是系统的固有频率与激振频率的重合点——共振点。若存在工作激振频率 f_c ,但在功率谱曲线图上响应频率 f_s 的幅值较小或者没有响应,则表明激励频率 f_c 远离系统的固有频率 f_0 ($f_c/f_0 < \sqrt{2} < f_0/f_c$);或者系统的阻尼太大,减小了对 f_c 的响应;或者是 f_c 的激振力太小,不足以引起系统出现响应。这些情况对分析振源,提出减振措施是很有帮助的。

测试结果表明,联收机割台部分振动较大,由附表可以看出:

1) 工况①仅是发动机工作,而联收机各部分均不动。发动机在额定转速 $n=2\ 200$ r/min时的激振频率 f_c 有18.3,36.7和73.4 Hz,与固有频率 f_0 的19,34,76相近似,燃气力的激振频率为55 Hz,这与57 Hz的固有频率相近似,因而在割台的X向和Z向均有响应。表中X,Z向响应频率 f_x, f_z 的次序是按幅值大小的顺序排列的(下同)。

2) 在工况②时,又增加了割刀的9.17 Hz及搅龙的3.3 Hz两个主要激励频率,且与割台的9.3两个固有频率相对应。割刀往复运动惯性力大,特别是在X向的激振力大。另在测试中发现搅龙轴弯曲,回转惯性也大,因此在X向和Z向响应幅值大,排在首位。X,Z向响应的29.67,76 Hz分别与发动机激振频率与固有频率29,69,76 Hz相近或重合。

此工况时割台产生很大振动,加速度值达1.5 g。与工况①相比,可看出割台的振动主要是由于割刀与搅龙轴的激振频率与固有频率相重合,产生共振所致。

3) 在工况③时虽增加了输送槽及滚筒部分的激振力,但输送槽的主、被动辊较小,运动较平稳,激振力小;而滚筒部分的激振,从结构上讲只能通过拖拉机和输送槽才能传到割台,且测试结果表明此部分振动较小。因而反映在割台方面的仍是由于割刀和搅龙轴的激振频率9.6及3 Hz两个频率居首位,且加速度幅值较工况②无明显的增加。

4 减振措施

联收机割台部分的振动主要来自割刀和搅龙轴。对割刀部分主要采取如下措施。

①减小激振力 从式(1)看出,割刀的激振力与角速度 ω^2 成正比。为此在不影响割刀工作性能的前提下,将割刀传动轴的转速由 550 r/min 降为 500 r/min,从而降低了激振力,同时也改变了激振频率。

②改变割台部分的结构,以改变其固有频率 由振动的传递率^[3]

$$T = \frac{\text{响应幅值}}{\text{激振幅值}} = \frac{\sqrt{1 + [2\zeta(f/f_0)]^2}}{\sqrt{[1 - (f/f_0)^2]^2 + [2\zeta(f/f_0)]^2}} \quad (3)$$

可知, T 值与阻尼比 ζ 和激振频率 f 及固有频率 f_0 的比值 f/f_0 有关。可算出当 $f/f_0=1$ 时出现共振状态,振动的幅值非常大,而割台的固有频率 f_0 刚好有一 9 Hz 与割刀的激振频率 $f=550/60=9.17$ Hz 相重合。为此,将割台的主框架由角钢改为方管钢;驱动割刀往复运动的摆杆轴由原悬臂支持改为框架支持。这样仍用前述的冲击和正弦脉冲法求得割台部分的固有频率为 2, 24, 52 Hz 等。而割刀的激振频率 $f=500/60=8.3$ Hz, 避开了共振区。

搅龙工作中的 3.3 Hz 激振,主要是由于轴的刚度不够,造成轴弯曲所致。采用缩短轴的悬臂长度(从 370 mm 改为 336 mm),并在悬臂部分增加一轴套,即增大了轴的刚度。

采用上述措施后,割台的振动显著降低,加速度值由 1.5 g 降为 0.3 g。

参 考 文 献

- 1 黄世霖. 工程信号处理. 北京:人民交通出版社,1986,109~114
- 2 徐国富,刘瑞复,田大超. 非电量电测工程手册. 北京:机械工业出版社,1987,136~188,1 065~1 076
- 3 黄惟一,董钧芳,王其生等. 测试技术——理论与应用. 北京:国防工业出版社,1988,222~238,318~348
- 4 镇江农业机械学院. 农业机械学(下册). 北京:中国农业机械出版社,1981,18~20
- 5 杨庆佛. 内燃机噪声控制. 太原:山西人民出版社,1985,182~194
- 6 (美) J·S 贝达特, A·G 皮尔索著;凌福根译. 相关分析和谱分析的工程应用. 北京:国防工业出版社,1983,77, 180

Experimental Study of Vibration of Small Combine

Shao Weimin Zhu Yongchang Hu Haomin Chen Zheng

(Agricultural Engineering Department, Northwestern Agricultural University, Yangling, Shaanxi, China, 712100)

Yang Tieniu

(Woodworking Industry Department, Northwestern College of Forestry, Yangling, Shaanxi, China, 712100)

Abstract Describes the instrument system adopted to measure vibration, sensor distribution, principles and methods of Feilong 4 L -0.75 to detect existing causes using spectrum analysis. According to measured results, the cause of combine vibration are detected and specific methods to reduce vibration are suggested.

Key words vibration measurement, spectrum analysis, combine