

文章编号:1671-6833(2010)06-0069-04

## 压路机双轮振动对整机减振性能的影响

侯劲汝, 冯忠绪, 徐 倩, 沈建军, 杨 璐

(长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064)

**摘 要:** 减振问题一直是困扰双驱、双振铰接式双钢轮振动压路机的主要问题之一。现有的分析方法忽略两个钢轮振源的相互影响。采用试验的方法研究一级减振中, 两个振源的相互影响及机架自身的摆振问题。工业样机的试验结果表明: 双钢轮振动压路机机架的振动是复杂的振动合成, 包含前、后振源相互影响、车架摆振、减振器造成的振动滞后等; 其中, 前、后钢轮两个振源相互影响及机架本身的摆振对机架的振动影响较大。

**关键词:** 双钢轮压路机; 减振系统; 试验研究; 复合振动

**中图分类号:** U415.52

**文献标识码:** A

### 0 引言

减振问题是影响双钢轮振动压路机整机工作可靠性与驾驶舒适性的主要问题。传统的减振研究主要集中在单个减振器动态特性的研究上, 没有针对双钢轮双振源的整机减振系统进行研究。双钢轮压路机由双驱双振组成, 两个激振源、两套减振系统及铰接的连接模式使得机器整体振动成为一个复杂的复合振动。传统的单轮、单自由度分析理论忽略了前后轮振动的相互作用, 也忽略了由于机架质心不在减振器几何中心线上引起的机架摆振<sup>[1]</sup>, 导致不能很好解决双钢轮压路机减振系统存在的问题。因此, 对于双钢轮压路机有必要采用整机实体模型, 将理论分析与试验验证相结合对其减振性能进行研究。

### 1 双钢轮振动压路机整机振动研究方法

双钢轮压路机通常采用铰接结构。铰接结构使得车架整体分为前后车架两个部分, 前后车架可以在一定角度内摆动。减振系统是由一组橡胶减振块排布而成, 由于驱动端和振动端的功能差异, 两端排布形式和数量并不一致。同时减振器包含很强的非线性特征, 受预载、激振频率和激振振幅等因素的影响<sup>[2-6]</sup>, 其动态特性的研究较为困难, 目前只停留在对单个减振器特性研究, 没有进

行减振系统动态特性研究。压路机振动模型分析均是以简单的单自由度、单轮或整体车架模型进行分析, 忽略铰接结构、支撑结构、机架刚度等影响, 导致模型精度差异较大, 致使压路机整机振动特性的研究停滞不前。

为了更好地分析双钢轮压路机整机振动特性, 笔者以某国产13 t双钢轮振动压路机为原型进行了实体建模和动态仿真分析。在UG下建立了图1原型压路机的三维实体图, 如图2所示, 并导入ADAMS进行动态仿真。充分考虑铰接特性对机架振动时的约束, 同时也考虑机架由于质量分布等因素引起的刚度变化。减振器的刚度和阻尼根据实验测试数据输入模型中。由于篇幅关系, 笔者主要介绍试验研究部分。

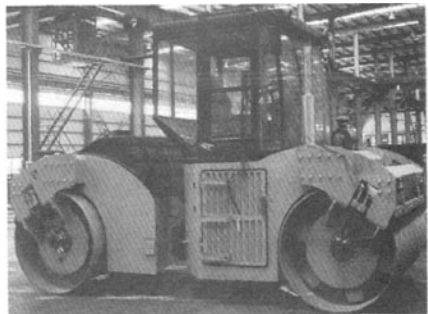


图1 某13 t双钢轮振动压路机实物图

Fig.1 The 13 t tandem vibratory roller

收稿日期:2010-06-12; 修订日期:2010-07-28

基金资助:福建省工业科技重点项目(2008H0070); 陕西省重大科技创新专项资金计划项目(2008ZKC01-16)

作者简介:侯劲汝(1982-), 女, 新疆石河子人, 长安大学博士研究生, 主要研究领域为工程机械作业质量控制, E-mail:jingru\_31@163.com.

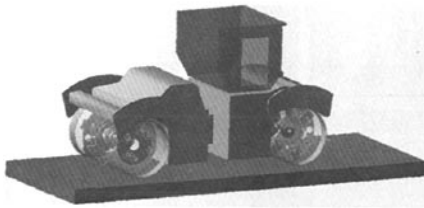


图2 双钢轮振动压路机仿真实体模型

Fig.2 The 3D model of tandem vibratory roller

## 2 双钢轮压路机整体振动试验研究

### 2.1 试验方案

试验系统由力传感器、加速度传感器、电荷放大器、数据采集板、计算机组成。测试系统采用主机 Dewe - 2521 - B, 64 通道桥路/电压双模式输入, 分辨率 24 bit, 最大采样率 200 ks/s/ch, 所有通道同步采样。8 通道计数器输入, 输入信号范围 -35 ~ 60 V。加速度传感器采用朗斯的 LC0401; LC0401T 电荷灵敏度 20 pc/g, 频率范围 1 ~ 10 000 Hz(±10%), 横向灵敏度 ≤ 5%, 重量 21 g, 使用温度范围 -20 ~ 120 ℃。

实测中, 使用加速度传感器同步记录机架和钢轮的加速度动态曲线, 获取机架振动特性和钢轮激振力特性。试验工况振动轮设置振动频率为 45 Hz, 实测值为: 前轮振动频率 44.9 Hz, 后轮振动频率 46.4 Hz。

### 2.2 实验结果

对记录的机架振动信号进行频谱分析, 从实验数据中随机截取的前机架某个测点 FFT 曲线图 3 所示从图中可以看到, 测点在 44.9 Hz 的振动频率下有能量峰值, 同时在 46.4 Hz 的振动频率下也有较大振动能量。可见机架受振动要受到两个钢轮振动频率的影响, 机架振动是前、后钢轮振动能量传递到车架上振动的叠加, 读取振动加速度有效值, 以及加速度峰值做出机架整体振动分布如图 4 所示。

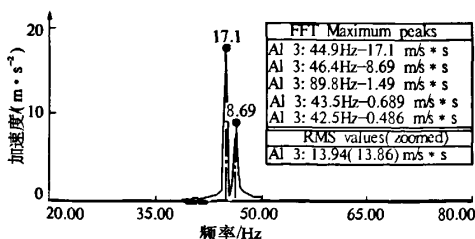
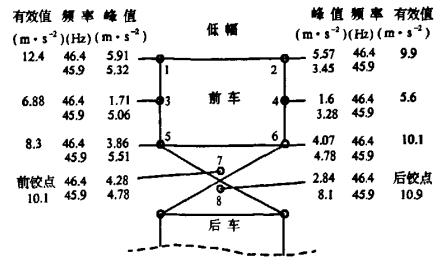
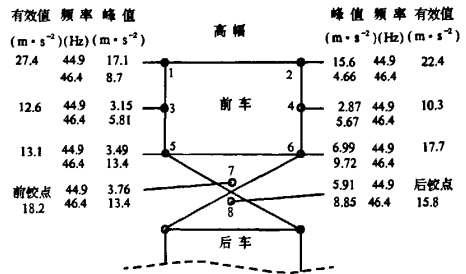


图3 前机架测点加速度的 FFT 分析曲线图

Fig.3 FFT analysis of acceleration of the front frame



(a) 低幅振动



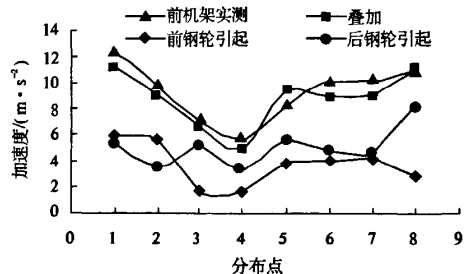
(b) 高幅振动

图4 低幅及高幅振动时前车架整体振动加速度分布图

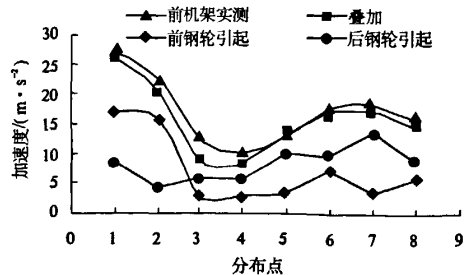
Fig.4 Figure of the acceleration of the front frame under low-amplitude and high-amplitude vibration

## 3 试验结果分析

以前机架为例, 根据前机架各测点 FFT 频谱分析图, 把不同频率下的振动对机架的影响进行分离, 得图 5。其中叠加曲线由两个频率下的峰值直接相加得到。



(a) 低幅振动



(b) 高幅振动

图5 低幅及高幅振动时前机架振动加速度对比图

Fig.5 Figure of acceleration of the front frame under low-amplitude and high-amplitude vibration

### 3.1 前轮振动对前机架振动的影响

从图4中前轮振动引起的前机架振动加速度峰值数据可以看出,仅当前轮振动时,水平方向机架两侧相应测点的值较为接近,竖直方向差别略大,整体来看,中点处最小,偏向两端逐渐变大,机架前端点振动最大.振动向后端点传递过程中随着远离中点有逐渐减弱趋势,此时机架呈现以中点为支撑的前后摆振.

从图5中可以看出,前机架振动叠加峰值总体小于实测峰值,沿整个车架上差值变化比较均匀.表明除了前、后钢轮振动影响外,机架还受其它振动影响.但是叠加峰值与实测值变化趋势完全一致而且接近.表明机架振动主要由前、后钢轮振动引起.

### 3.2 后轮振动对前机架振动的影响

从图4中后轮振动引起的前机架振动加速度峰值数据可以看出,后轮的振动通过后车架经铰接点对前车架产生振动激励,其特征如下:

前机架振动侧(左侧)受后轮影响整体明显大于驱动侧,造成机架左右摆振,为前机架整体质心偏向驱动侧后点(右侧后点)所致.

后轮对前车架振动的影响整体较大,低幅时前车架在后轮振动影响下呈一个接近整体振动的模式,各点振动加速度峰值较接近,差异部分应该是机架刚度引起的振动传递所致,高幅振动时从铰接点向前端点依次减弱,要是机架刚度和阻尼造成高幅振动传递的差异较明显.

### 3.3 整机减振效果评估分析

传递率 $\eta$ 是评价振动压路机减振系统性能好坏的方法之一,其评价方法可用式(1)表示

$$\eta = a_u / a_d \quad (1)$$

式中: $\eta$ 为一级减振系统的绝对传递率; $a_u$ 为上车加速度; $a_d$ 下车加速度.

$\eta$ 表示经过减振后力或振动量的减小程度,对于一级减振系统, $\eta < 1$ 说明有减振效果, $\eta$ 越小说明减振效果越好.

本试验中,前轮低幅时振动加速度为  $33.7 \text{ m/s}^2$ ,高幅时振动加速度为  $63.8 \text{ m/s}^2$ ,则前机架各测点减振传递率数据如表1所示.

从表1中可以看到,无论低幅还是高幅时,测试数据中加速度有效值对应的传递率,皆大于前机架只受前轮振动能量影响时各测点的传递率,可见在减振系统的设计时,并未考虑两个振动源的相互干扰作用,使得样机的减振系统只适合单个振动源的结构,这将导致在两个振动源的结构

表1 前机架减振传递率试验数据

Tab.1 Test results of vibration transmissibility of the front frame %

测点位置	低幅工况			高幅工况		
	加速度有效值传递率	前轮振动传递率	后轮振动传递率	加速度有效值传递率	前轮振动传递率	后轮振动传递率
1 左前点	36.80	17.54	15.79	42.95	26.80	13.64
2 右前点	29.38	16.53	10.24	35.11	24.45	7.30
3 左中点	20.42	5.07	15.01	19.75	4.94	9.11
4 右中点	16.62	4.7	9.73	16.14	4.50	8.89
5 左后点	24.63	11.45	16.35	20.53	5.47	15.61
6 右后点	29.97	12.08	14.18	27.74	10.96	15.24
7 前铰接	29.97	12.70	14.18	28.53	5.89	21.00
8 后铰接	32.34	8.43	24.04	24.76	9.26	13.87

中其减振性能大大降低.

由图4可知,摆振是机架受到前、后钢轮同时振动造成的,前后摆振对应的1,5和2,6两组测点加速度差异最高达到  $13.61 \text{ m/s}^2$ ,左右摆振对应的1,2;3,4;5,6这3组测点加速度差异最高达到  $4.04 \text{ m/s}^2$ ,机架前后摆振的影响大于左右摆振.摆振对减振系统的减振性能有很大的影响.测点3,4是直接经过减振系统与钢轮连接的机架中点位置,与其它测点相比,受前后摆振的影响相对较小.从表1中可以看到机架中点位置的加速度有效值对应的传递率,低幅时平均为18.52%,高幅时平均为17.95%.而机架前、后位置上的测点加速度有效值对应的传递率,低幅时最高达到36.8%,高幅时最高达到42.95%.可见由于摆振的出现,使得机架前部的减振效果较差.

前机架除了最前端的1,2两测点之外,其余测点由后轮引起的振动能量均大于前轮引起的振动能量,最高时后轮引起的能量达到该测点整体振动能量的55.1%,而前轮引起的能量只有27.9%.从图5中明显看出,前、后轮引起的振动加速度直接叠加后与直接测得的振动加速度有一定的差距,两条曲线大致成平行线趋势,叠加值大约占实测值的92%,说明机架的振动主要由前、后钢轮振动引起.除此之外机架还受到其它振动的影响,例如发动机的振动,液压系统的振动等等.这些因素对后机架的影响与前机架的基本相同.

## 4 结论

(1)双钢轮振动压路机减振系统的动态性能,要远比单钢轮压路机复杂,两个振动源的相互干扰及车架本身结构刚度等影响因素都使得双钢轮

压路机减振难度加大. 其中铰接机架的摆振引起的振动占了绝大部分,这主要是由于机架的质量中心和机架支撑结构及铰接连接等形成的整体刚度不足引起,需要进一步研究和优化.

(2)需要抑制两个激振源引起的振动在上车架的交互影响,这就需要系统研究每一个钢轮减振系统特性,有效控制单个钢轮的振动传递.

### 参考文献

- [1] RICHARDS C M, SINGH R. Characterization of rubber isolator nonlinearities in the context of single and multi degree of freedom experimental systems [J]. Journal of Sound and vibration, 2001, 247 (5): 807 - 834.
- [2] 陈莲,周海亭. 计算橡胶隔振器静态特性的数值分析方法[J]. 振动与冲击, 2005, 24(3): 120 - 123.
- [3] 张玲凌,杨志春,孙浩. 一类金属橡胶阻尼器的建模与参数识别[J]. 机械科学与技术, 2007, 26(5): 558 - 562.
- [4] 韩德宝,宋希庚,薛冬新. 橡胶减振器非线性动态特性的试验研究[J]. 振动工程学报, 2008, 21(1): 102 - 106.
- [5] 王雄兵,王旭永. 橡胶弹性元件的试验及数据分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2003, 26(4): 56 - 59.
- [6] 张志峰,冯忠绪,刘本学. 振动压路机对建筑物的振动影响及控制对策[J]. 郑州大学学报:工学版, 2007, 27(1): 88 - 91.

## Effect of Tandem Vibratory Roller under Double-Drum Vibration

HOU Jin - ru, FENG Zhong - xu, XU Qian, SHEN Jian - jun, YANG Lu

(Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

**Abstract:** Vibration reduction has been one of the main problems of double - drum vibratory roller which has two drive systems and two vibration systems. Traditional linear theory can not satisfactorily solve the problem of the machine. This paper did the industrial prototype vibration tests to study the dynamic characteristics of isolation system on tandem vibratory roller. In this paper, the tandem vibratory rollers isolation systems research focused on how to reduce the vibration in the rack through experimentation. The experimental results show that: the vibration of the tandem vibratory roller rack is a complex synthesis, which contains two frequency vibrations generated by the interaction, frame shimmy, and the lag damper vibration of the rack itself. In all the vibration components, the majority are two frequency vibrations generated by the interaction and frame shimmy.

**Key words:** tandem vibratory roller; isolation system; experimental research; composite vibration