

第

8

辑

国外农业工程

中国农业工程学会 编
中国农业工程研究设计院

上海科学技术文献出版社

国外农业工程

(第八辑)

中国农业工程学会 编
中国农业工程研究设计院

上海科学技术文献出版社出版
(上海市武康路二号)

新华书店上海发行所发行
宜兴南漕印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 5.75 字数 143,000
1983年8月第1版 1983年8月第1次印刷
印数: 1—1,750

书号: 16192·23 定价: 0.74 元

《科技新书目》54-253

目 录

动力和机具

- 农用拖拉机-拖车机组行驶振动的理论分析 1
- 农用拖拉机-拖车机组行驶振动的测量12
- 串列双轮胎、并列双轮胎和单轮胎工作性能的试验研究19
- 今日的农用飞机.....25

风力机研究

- 美国风力发电的一些情况和前景.....33
- 美国利用风力作小型环流水暖装置的研究与发展.....35
- 桨叶式风力机的最佳设计状态的几何条件及其性能.....42
- 螺旋桨式风车桨叶的空气动力学及其设计.....54

果蔬保鲜

- 水果、蔬菜简易贮存法60
- 水果与蔬菜的贮藏寿命.....83

其它

- 利用发动机余热干燥谷物.....88
- 机器人在农业生产中的运用.....89



农用拖拉机-拖车机组行驶振动的理论分析

D. A. Crolla

[摘要] 本文提出了农用拖拉机-拖车机组的6自由度模型。特征值和频率响应计算表明,带拖车作业时拖拉机驾驶员的振动水平比单机行驶时高,这主要是拖拉机纵摇(俯仰)运动的增加所致。

虽然把牵引装置移至拖拉机后桥之前,或在弹性牵引装置处增加一些阻尼能对现有的拖拉机-拖车机组作些小的改进,但行驶平顺性的显著改进在于改变机组的设计。如果速度较高的专用运输车辆对于农业是经济的,那么改变拖拉机-拖车机组的布置,使它同商用铰接式卡车的越野型相类似就能在行驶振动方面得到一些改善。

前 言

拖拉机行驶振动问题已经受到相当注意,根据详细的路面轮廓知识来预估拖拉机的行驶振动水平获得成功就是它的结果^[1]。所用的数学模型是相对简单的线性模型,其自由度数从简单拖拉机的5个变到包括悬置驾驶员的10个^[2]。显然,在这些研究中,为了考察拖拉机的基本特性,拖拉机被当作单机作业。然而拖拉机在使用时是很少不带农具或拖车的,因此考察带农具或拖车对拖拉机行驶性能的影响是很有意义的。

以前这方面的唯一工作是探索了铧式犁对拖拉机行驶振动的影响^[3]。文献[3]指出,拖拉机发生的纵摇运动由于作用在犁上的土壤力而受到严重阻尼,因而驾驶员座位的振动水平在犁地时比拖拉机单机行驶时要低,文献[3]列出了使用测振仪^[4]测得的田间测量结果以支持这种预测。

虽然还未报道过农用拖拉机-拖车机组行驶振动特性的研究工作,但在推土机械和汽车工业方面有类似的例子^[5]。为了降低大型推土铲运机驾驶员所受到的振动,已研制了弹性牵引装置。所用的技术是通过调节牵引装置而把拖车的质量用作吸振器以减小拖拉机本身的振动。此法已被认为有可能用于农用拖拉机-拖车机组上^[6]。在汽车工业中,铰接车辆的乘坐特性已受到了相当的重视^[7-8]。然而,尽管受到重视,这类车辆的平顺性依然逊于大多数其他公路车辆。拖拉机轴距短,驾驶员位置高,较大质量的拖车施加于拖拉机上力的作用点也相对较高,所有这些综合起来产生了使驾驶员不舒适的纵摇、垂直振动和纵向振动。

英国国立农业工程研究所(NIAE)对驾驶员在不同农作时的乘坐舒适性进行了调查,表时牵引拖车运输作业时的乘坐振动水平大于其它作业(图1)。图中用频率加权测振仪在

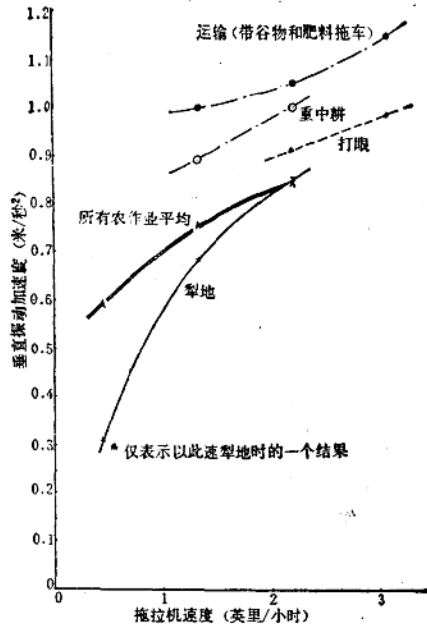


图1 各种农作时在驾驶员座位测得的垂直振动水平^[4]

驾驶员座位处测得的垂直振动水平是相对于拖拉机前进速度绘成的。曲线总共包括71次测量,由图可见,当牵引拖车时拖拉机的振动水平比平均值大得多。

本文目的在于推导出拖拉机-拖车机组的运动方程并探讨拖车对拖拉机乘坐振动的影响。

拖拉机-拖车机组模型

图2是拖拉机-拖车模型示意图,有6个自由度,即 Z_1 : 拖拉机垂直方向位移; X_1 : 拖拉机纵向位移; θ_1 : 拖拉机纵摇角位移; Z_2 : 拖车垂直方向位移; X_2 : 拖车纵向位移; θ_2 :

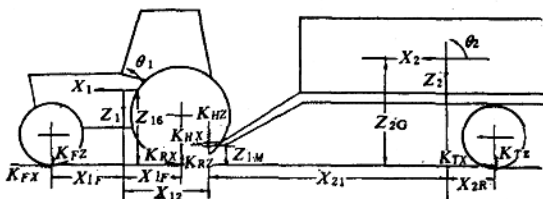


图2 有6个广义坐标的拖拉机-拖车机组模型
(为清楚起见省略了各弹簧的阻尼项)

拖车纵摇角位移。假定能用线性弹簧和粘性阻尼器来模拟轮胎,并假定由于机体为刚性及无车轮悬挂因而仅是轮胎为悬挂元件。现有拖拉机和拖车并没有相当于图中牵引点所示的垂直和水平方向的弹簧和阻尼器,只是为了研究它们的可能影响才画在图中。

一些农用拖车装有支承在弹簧上的牵引杆,但这种牵引杆的作用是降低作用在牵引装置上的冲击载荷而不是提供悬架。另外,安装在某些拖车上的超速制动器类似于水平方向的牵引装置刚度。在早期的乘坐振动研究中,因为假定横向(侧向)、横摇(摇晃)和扭摆运动是次

要的而忽略了这些运动。带拖车当然会影响横向和扭摆运动，而且在这个方向包括驾驶员的转向反应，涉及的频率往往小于1 Hz。机组横向的动力操纵特性近来已成了专门的研究课题^[10]。在横摇方向，假定牵引装置为环型挂钩，以使拖拉机和拖车在横摇方向能独立自由运动而不互相影响。然而牵引装置通常低于横摇中心，从而侧向牵引力产生一定的横摇力矩。由于司机位置较高，其影响将使驾驶员产生足够的横向加速度，虽然在将来的研究中包括驾驶员位置的影响也许是必要的，但目前仍忽略它。

在纵向，仅有拖拉机的后轮胎具有刚度值，因为其他轮胎是自由滚动的。在制动的情况下(通常后轮被制动，但有时前轮被制动)，前轮胎也有纵向刚度值。但这是短暂的情况，可不予研究。上述说明适于传统的两后轮驱动拖拉机。假如使用四轮驱动拖拉机，那末也必须包括前轮的纵向刚度。轮胎纵向的有效刚度受传动系零件刚度的影响，这不可避免地会降低总刚度。然而对于这种现象还没有足够的资料来精确地模拟它。

运动方程是使用拉格朗日法推导出来的，全部推导过程^[11]在附录中给出。对于这种类型的系统，基于系统能量的拉格朗日法有特别的优点，因为无需计算约束力(比如在牵引点)。用标准计算机程序计算了固有频率(特征值)、模态形状(特征矢量)和频响函数。

为研究一系列的拖拉机和拖车，表1、2列出了几套参数。虽然这些数字对于有关的拖拉机和拖车是典型的数值，但它们也不能确切地和任何特定的拖拉机-拖车机组相一致。

表1 拖拉机参数*

拖拉机	功率	质量	纵摇转动惯量	前 轮 胎				后 轮 胎				尺 寸				
	千瓦	m_1 公斤	I_1 公斤·米 ²	K_{FZ} N/m $\times 10^6$	C_{FZ} Ns/m $\times 10^3$	K_{FX} N/m $\times 10^6$	C_{FX} Ns/m $\times 10^3$	K_{RZ} N/m $\times 10^6$	C_{RZ} Ns/m $\times 10^3$	K_{RX} N/m $\times 10^6$	C_{RX} Ns/m $\times 10^3$	X_{1F} 米	X_{1R} 米	X_{1Z} 米	Z_{1G} 米	Z_{1H} 米
小型两轮驱动	40	2,000	2,000	3.5	0.7	—	—	3.5	2.0	4.0	2.0	1.1	0.7	1.0	0.7	0.3
中型两轮驱动	60	3,000	3,000	4.0	0.8	—	—	4.0	2.5	4.5	2.5	1.3	0.8	1.1	0.8	0.3
大型两轮驱动	75	4,000	4,000	4.5	0.9	—	—	4.5	3.0	4.5	2.5	1.5	0.9	1.2	0.9	0.3
大型四轮驱动	90	5,000	5,000	4.5	3.0	4.5	2.5	4.5	3.0	4.5	2.5	1.4	1.0	1.3	0.9	0.3

* 原文表中功率、质量和尺寸均无单位，为译者所加。——译者

表2 拖车参数

拖 车 载 重 量	质 量 (满载)	纵摇转动惯量 (满载)	后 轮 胎				尺 寸		
	m_2 公 斤	I_2 公斤·米 ²	K_{FZ} (N/m) $\times 10^6$	C_{FZ} (Ns/m) $\times 10^3$	K_{FX} (N/m) $\times 10^6$	C_{FX} (Ns/m) $\times 10^3$	X_{21} 米	X_{2R} 米	Z_{2G} 米
5	6,500	8,000	3.5	0.7	—	—	3.0	1.0	1.0
8	9,700	12,000	4.5	0.9	—	—	3.5	0.8	1.2
12	14,500	20,000	5.0	1.0	—	—	4.0	0.6	1.2

结 果

拖车对拖拉机乘坐振动的影响

60千瓦两轮驱动拖拉机和8吨拖车的特征值及特征矢量示于图3。给出模态形状信息的

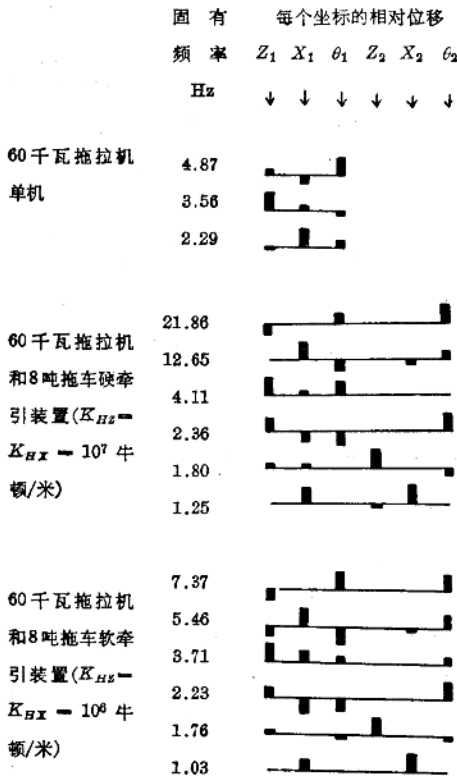


图3 两种牵引刚度时60千瓦拖拉机(带和不带8吨拖车时)的特征值和特征矢量

的特征矢量按每一模态绘出, 线段的长度同每一坐标的相对振幅成正比(最大振幅被正则化为1)。线段的方向表示相对相位, 数据线上的线段为同相坐标, 下面的线段为异相坐标。因为拖拉机和拖车是小阻尼系统, 坐标总是近似地处于同相或异相。

两个牵引刚度值见图3, 它们粗略地标志为软值和硬值。软值 (10^6 N/m) 给出了牵引点处 17.7 毫米的静变形, 而硬值 (10^7 N/m) 给出了 1.77 毫米的静变形。硬牵引装置近似于用简单铰连的拖拉机和拖车, 它把系统的自由度降低到 4 个。

拖拉机单机在每一个坐标方向都有一个固有频率, 而各坐标方向之间都有某种程度的耦合。

4.87 Hz——同垂直振动和纵向运动有某些耦合的拖拉机纵摇固有频率。

3.56 Hz——拖拉机垂直振动的固有频率, 和上面比较, 耦合较小。

2.29 Hz——与纵摇有些耦合的拖拉机纵向振动固有频率相同。

假如把上述三种模态与代表当前典型的具有硬牵引装置的拖拉机-拖车机组的结果相比较, 那末拖拉机-拖车机组的两个较高频率的模态就能忽略, 并能识别以下 4 个模态:

4.11 Hz——同几乎所有纵摇运动相耦合, 而与拖车所有坐标不耦合的拖拉机垂直振动固有频率相同。

2.36 Hz——拖拉机和拖车互为异相的纵摇固有频率, 与拖拉机相当大的垂直振动和纵向振动有耦合。

1.80 Hz——拖车垂直振动固有频率, 与纵摇有某些耦合, 与拖拉机的各坐标无耦合。

1.25 Hz——拖拉机和拖车同相纵向振动固有频率, 与其它坐标无耦合。

附加拖车的影响为: 1. 降低频率; 2. 增加拖拉机的纵摇运动; 3. 引进了实质上同拖拉机非耦合的拖车垂直振动模态。

对于软牵引装置, 还有两个额外的模态:

7.37 Hz——拖拉机和拖车互为同相的纵摇固有频率,同拖拉机的垂直振动异相。

5.46 Hz——拖拉机的纵向和纵摇振动固有频率,同拖拉机的垂直振动和拖车的纵摇有某些程度的耦合。

其它模态大体上同硬牵引装置一样,但频率稍低。增加两个较高频率的且包含拖拉机纵摇和纵向振动的模态将使拖拉机驾驶员的乘坐性能恶化。

纵摇和垂直振动中心的水平位置示于图4,它们取决于每个模态的耦合程度。例如,如果无耦合(即如果 $K_{yz} = K_{zz}$,且重心位置在轴距中间),那末纵摇中心将在重心位置,垂直振动中心在无穷远处。对于真实的车辆,纵摇和垂直振动模态几乎总是耦合的,不过耦合程度是变化的。纵摇中心位置在行驶振动分析中特别重要。假如驾驶员处于纵摇中心位置,那末所承受的纵摇振动很小,尽管车辆在绕着驾驶员作纵摇运动。驾驶员一般并不坐在纵摇中心,而通常在纵摇中心之上。因此拖拉机的纵摇运动将使驾驶员在垂直和纵向两个方向运动。驾驶员坐得离纵摇中心越远,所承受的振动水平就越高。

对于拖拉机单机,其纵摇中心在水平方向靠近驾驶员(图4顶部)。因为驾驶员不是一个点质量,故必须确定某个参考点,本文把座位取作参考点。对于具有硬牵引装置的拖拉机-拖车机组,拖拉机纵摇中心在拖拉机前部,因此加挂拖车使驾驶员在纵摇方向的乘坐性能更差。对于具有软牵引装置的拖拉机-拖车机组也产生类似的结果。然而在5.46 Hz处附加的纵摇模态没有那样严重,那是因为该频率时的纵摇中心靠近驾驶员。对于硬牵引,垂直振动中心靠近拖拉机表明同纵摇有许多耦合。这也意味着在4.11 Hz的垂直振动模态中有显著的纵摇运动,从而也引出了乘坐性能恶化的进一步理由。

考察行驶振动特性的另一种技术是计算频率响应函数,并已用它推导出了系统的运动方程。这种技术(例子见图5)与典型的地面输入信息一起^[19],就能确定加挂拖车而引起乘坐性能水平的变化。对于前述的60千瓦拖拉机单机以及带8吨拖车(硬、软牵引时)的机组,计算了在拖拉机后轮有单位垂直激励时的响应振幅比(图6)。拖拉机和拖车重心处的振幅是分别计算的。虽然这类激励不能代表每个轮胎所承受的随机地面输入的实际情形,然而它能为不同情况作简单比较。它也提供了每个模态相对重要性的信息。拖拉机-拖车

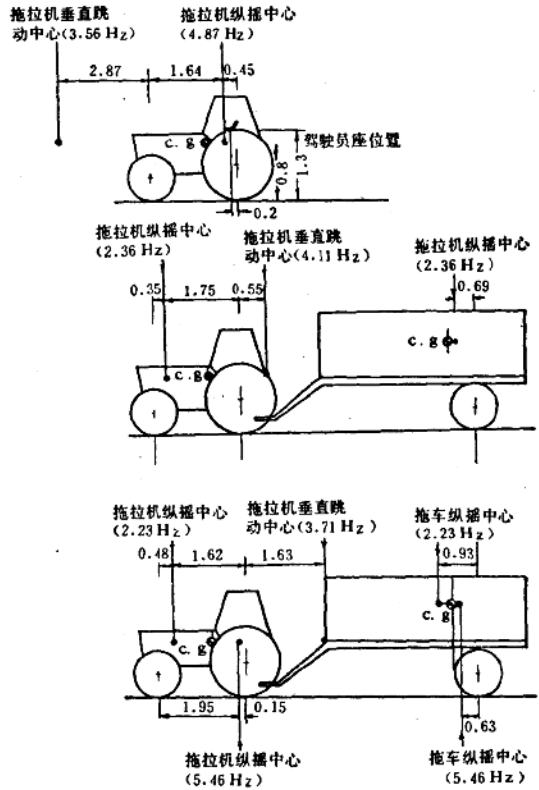


图4 60千瓦拖拉机带和不带拖车时纵摇和垂直振动中心的水平位置

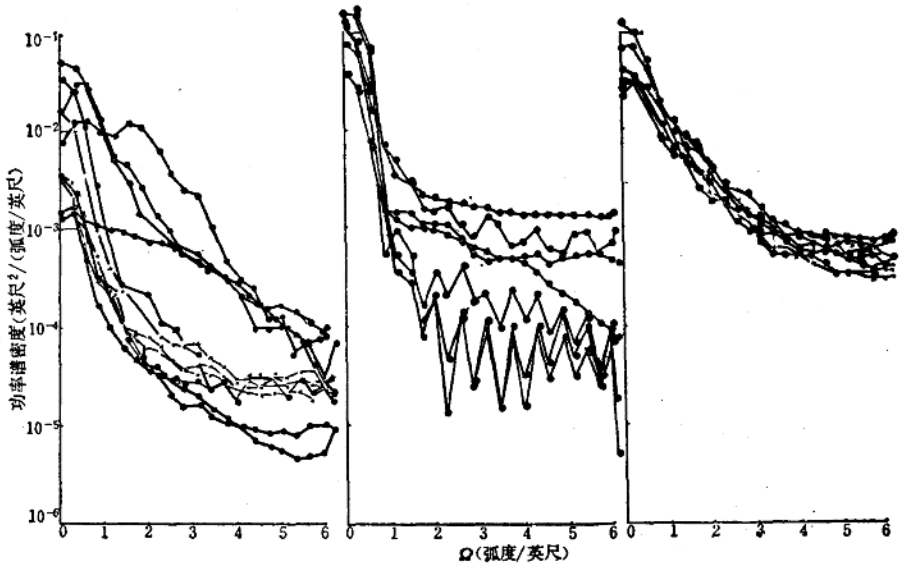


图5 地面不平度功率谱^[2]

左: 农村道路; 中: 牧草地; 右: 已犁耕地

机组最显著的特征是, 无论软、硬牵引时, 在大约 2.3 Hz 处有振幅比最高的峰值。大振幅运动发生在拖拉机的垂直、纵向和纵摇及拖车的纵摇方向。除了拖车 1.8 Hz 时的垂直振动外, 对于 2.3 Hz 模态来说, 其他方向的振动是次要的。

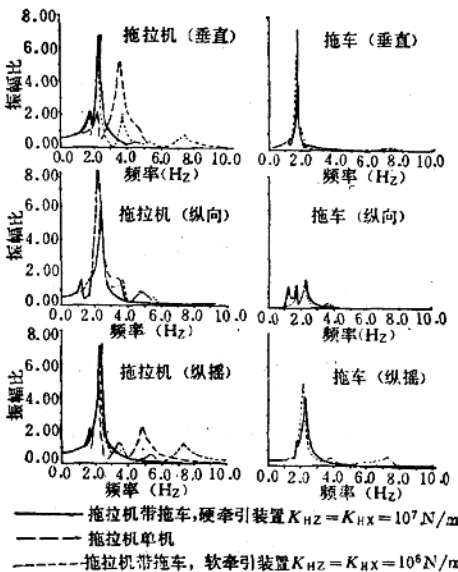


图6 60千瓦拖拉机(带和不带8吨拖车)对后桥处单位垂直激励时的频率响应

牵引装置刚度主要在 4~8 Hz 范围对响应起作用, 在此频率范围, 软牵引装置使拖拉机响应中产生明显的峰, 并在拖车纵向运动中产生较小的振幅。

比较拖拉机单机和带拖车时的响应, 显示出明显的差别。加挂拖车导致拖拉机垂直振动主频率处的振幅增加, 可是在 3.56~2.36 Hz 内振幅降低, 在这个频率范围内垂直振动与其它方向的运动有较大的耦连。在加挂拖车(硬牵引)后, 虽然外加了 1.25 Hz 的模态, 但拖拉机纵向振动仍略有降低。由于加挂拖车, 拖拉机的纵摇在 2.36 Hz 处相当急剧地增加, 可是单机在 4.87 和 3.56 Hz 处两个峰却消失了。对于软牵引, 拖拉机纵摇的 4.87 和 3.56 Hz 两个峰为其他两个峰所取代, 但硬牵引时, 这后两个峰则消失。

总之,不难预料,和拖拉机单机相比,拖拉机挂接拖车时的乘坐性能要差些。由此引起的问题是有无改进拖拉机乘坐性能的余地。悬置驾驶室和拖拉机悬挂的潜力现正由英国国立农业工程研究所进行研究。然而必须指出,虽然这些研究未同带拖车的拖拉机作业相联系,但已在另文^[2]中作过讨论。对于作为基本的农用运输车辆的拖拉机-拖车机组的主要改进范围也正在探讨^[13]。用这个基本方法就有既改善乘坐性能又改善操纵性能的可能性。不作大的改动而改善现有拖拉机-拖车机组的可能途径也许在于牵引装置的位置或在牵引装置中添置弹簧和阻尼元件。这种途径将在后一节中讨论。

拖拉机和拖车大小的影响

表1、2所示的不同拖拉机和拖车尺寸的参数,用来确定振动模态的主要差别是否随拖拉机和拖车的尺寸而变。

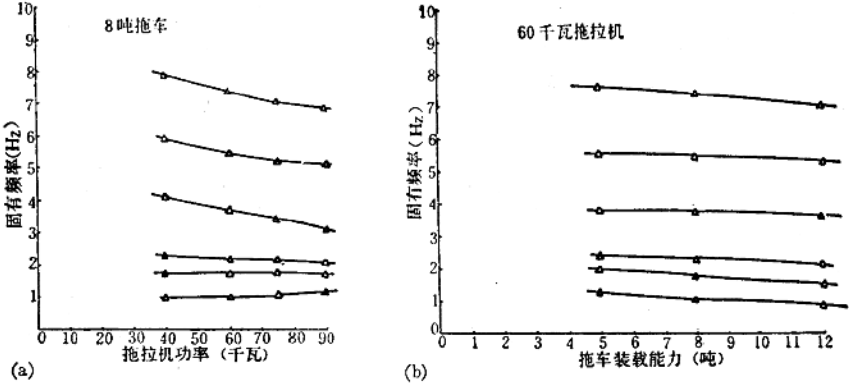


图7 拖拉机和拖车大小的影响

(a) 带8吨拖车的不同功率的拖拉机的影响; (b) 配60千瓦拖拉机的不同装载能力的拖车的影响

图7(a)表示带有一辆8吨拖车的拖拉机的尺寸变化对机组固有频率的影响,图7(b)表示配一台60千瓦拖拉机的拖车尺寸的变化对机组固有频率的影响。由图可见,固有频率变化很小,唯一的趋向是随拖拉机和拖车尺寸的增加而降低。两种极端的机组——40千瓦拖拉机带12吨拖车和90千瓦拖拉机带5吨拖车的模态变化也很小,这两种机组的比较见图8。总之这些结果表明,相对来说,拖拉机-拖车机组振动的基本方式同机组尺寸无关,仅有的影响在于机组固有频率随尺寸的增加而有所降低,这是预料到的。

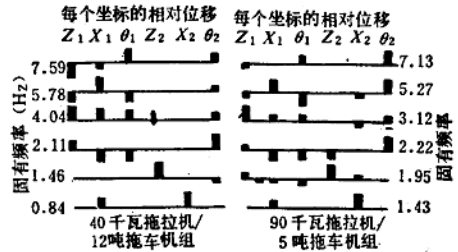


图8 40千瓦拖拉机/12吨拖车机组与90千瓦拖拉机/5吨拖车机组模式(mode shapes)的比较

牵引装置的位置和刚度的影响

要把现有拖拉机的牵引点位置移得很远的余地很小。因为把牵引点移得更高将使与拖车的耦合增加,从而相当剧烈地增加拖拉机的纵向和纵摇振动,所以宁愿使牵引点尽可能低。把牵引点移至拖拉机后轴之前是可能的,实现这一点的各种方法已进行了讨论^[14,15]。这样做的效果是 1. 显著改善机组的横向稳定性^[10]; 2. 乘坐性能有某些改善——拖拉机

纵摇、纵向振动和拖车纵摇、垂直振动的振幅减小，但拖拉机垂直振动振幅稍有增加。

牵引装置刚度的作用更为复杂，同时改变 K_{HZ} 和 K_{HX} 的结果，如图 9 所示。图 9 比较了两种牵引装置明显不同的刚度值。较低的刚度值在几个频率处产生较大的振幅响应，而较高的刚度值则在一个频率即 2.3 Hz 处有显著的大振幅响应。

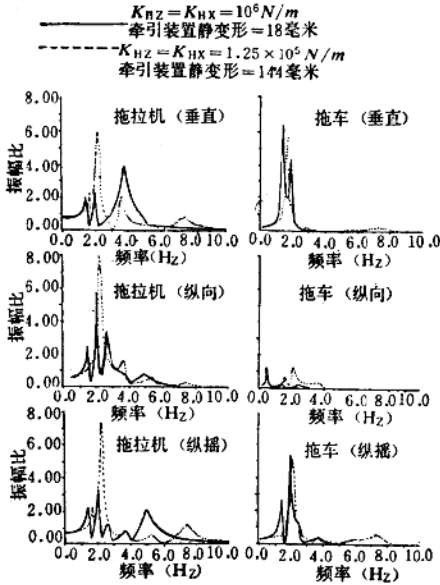


图 9 牵引装置刚度变化对 60 千瓦拖拉机/8 吨拖车机组频率响应的影响

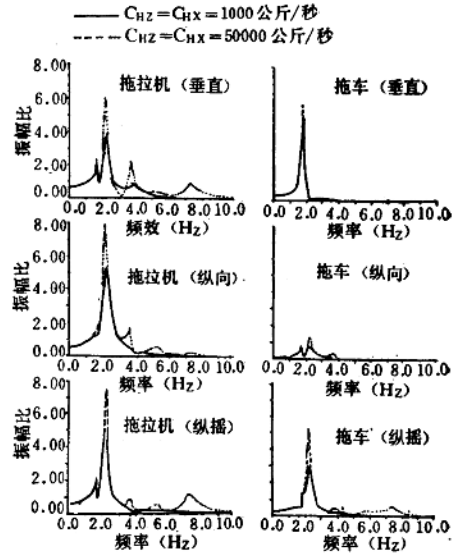


图 10 牵引装置阻尼对 60 千瓦拖拉机/8 吨拖车机组频率响应的影响

对牵引装置施加阻尼的效果，即使对图 9 所比较过的两种刚度中的大者也是明显的（见图 10）。正如所预料的那样，在所有坐标方向振幅都降低，而且拖拉机的降低比拖车更显著。这个结果对于具有很小原始阻尼的系统来说是并不奇怪的。

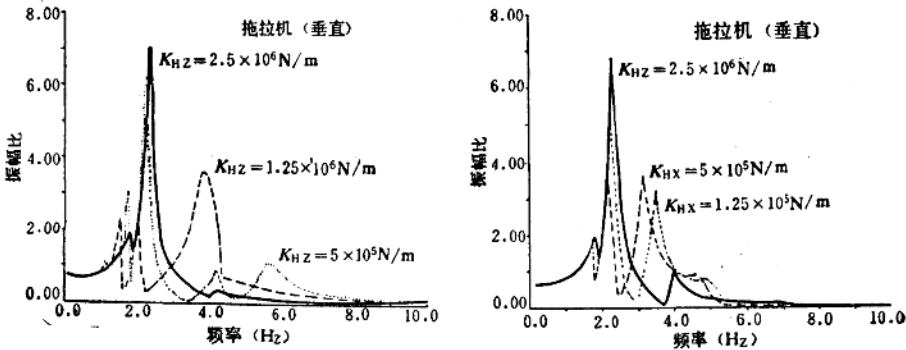


图 11 不同的 K_{HZ} 和 K_{HX} 对 60 千瓦拖拉机/8 吨拖车机组的拖拉机在垂直方向频率响应的影响

为了独立地考察每个牵引装置刚度的作用,有必要显著地增加一个刚度,然后改变另一个刚度。这样做的结果相当复杂。作为例子,图 11 (a、b) 仅分别表示了各种 K_{Hz} 和 K_{Hx} 值时拖拉机垂直方向的振幅比。当 K_{Hz} 和 K_{Hx} 增加时,对拖拉机垂直方向振幅的影响比其它方向更明显。有这样的趋向,即对于 2.3 Hz 左右的较低频率模式, K_{Hz} 或 K_{Hx} 的影响是振幅增加;而对于较高频率的模式,影响则是频率增加及振幅降低。当牵引装置刚度进一步增加时,这种趋向的最终结果已示于图 5。当拖车加挂于拖拉机上时,要简单地预测固有频率的变化是不可能的,这是因为所有坐标之间有高度的耦合。作为例子来说,经典吸振器却能预测固有频率的变化。因为地面输入谱的频率覆盖范围宽,所以简单地改变固有频率无甚好处可得。仅有的改进余地是提供弹簧所允许的合适的运动阻尼。

讨 论

如果车辆结构基本上不变,则拖拉机和拖车行驶振动的改善余地极为有限。把牵引点移至后轴之前和引进带有牵引刚度的大的阻尼都使振动幅度降低。然而假使现有拖拉机和拖车的总体设计作本质上的改变以满足将来农用运输车辆的需要,则也许可能有重大的改进。对未来的农用运输车辆的研究仍处于早期阶段。横向稳定性分析表明,对于现有的拖拉机-拖车机组,通过重新设计其总体布置以同商用铰接式车辆相类似能显著地改善乘坐性能^[10]。这将允许车辆能以比现行法定最高速度(20 英里/小时)更快的速度稳定行驶。作为有意义的推测,在模型中插入了表 3 所示的农用铰接车辆的参数,并把其行驶振动特性同 60 千瓦拖拉机/8 吨拖车机组作了比较。结果是相当令人鼓舞的,见图 12。假定拖拉机为四轮驱动车辆,因此其前轮的垂直方向阻尼比传统拖拉机的稍大且有纵向刚度值。牵引装置假定为耦合的第五轮,位于后轴前 0.3 米,地上 1.5 米处,以保证拖拉机后轮在拖车前端下面有间隙。有了这样的总体布置,除拖车的纵向坐标以外,其他所有坐标方向的振幅都降低

表 3 可能的农用铰接式运输车辆的参数

拖 拉 机			拖 车		
项 目	单 位		项 目	单 位	
m_1	kg	3,000	m_2	kg	9,700
I_1	kg m ²	3,000	I_2	kgm ²	12,000
X_{1F}	m	0.8	X_{21}	m	3.5
X_{1R}	m	1.3	X_{2R}	m	0.8
X_{12}	m	1.0	Z_{23}	m	1.2
Z_{1G}	m	0.8	K_{TZ}	N/m×10 ⁶	4.5
Z_{1H}	m	1.5	C_{TZ}	Ns/m×10 ³	0.9
K_{FZ}	N/m×10 ⁶	4.0	K_{TX}	N/m×10 ⁶	0
C_{FZ}	Ns/m×10 ³	2.5	C_{TX}	Ns/m×10 ³	0
K_{FX}	N/m×10 ⁶	4.5			
C_{FX}	Ns/m×10 ³	2.5			
K_{RZ}	N/m×10 ⁶	4.0			
C_{RZ}	Ns/m×10 ³	2.5			
K_{RX}	N/m×10 ⁶	4.5			
C_{RX}	Ns/m×10 ³	2.5			

了。由图 12 还可见在 0.8 Hz 处拖拉机纵向和纵摇振动模态是重要的,然而在这两个坐标

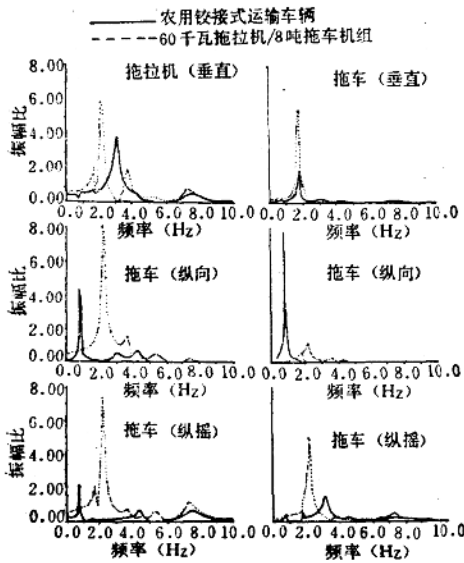


图 12 农用铰接式运输车辆(实线)和相等的 60 千瓦拖拉机/3 吨拖车机组(虚线)频率响应的比较

驾驶员座位比横摇轴线高得多时更是这样。牵引装置的刚度和阻尼可能对铰接车辆比对拖拉机-拖车机组起更加重要的作用。这是因为拖车的质量作用在拖拉机轴距之间,因此,影响拖拉机上下跳动的潜在力比作用在拖拉机轴距之外更大。而当拖车质量作用在拖拉机轴距之外时,它的作用是放大拖拉机的纵摇。进一步考察这方面的问题将是很有意义的。

拖拉机-拖车机组还有其他方面值得研究的问题。本文所研讨的模型中的挂钩式牵引装置已大大简化了,可是实际的挂钩牵引装置将允许适量的自由窜动,因而应该用非线性特性来模拟。当然,因为响应与振幅有关而引起计算频率响应的困难,也许有必要对于特定的输入在时间域上计算其响应。

为了研究耦合的第五轮的影响而引入的横摇还使模型有另一个可能的扩展,那就是要包括横向和扭摆振动,并要探索这些振动是否同机组的动力转向特性有关或者是否也显著地影响乘坐特性。

结 论

1. 研究农用拖拉机-拖车机组简化为线性模型表明,拖拉机振动水平将因与拖车一起作业而增加,这主要是由于拖拉机纵摇振幅增加之故。
2. 虽然如预期的那样,频率将随车辆尺寸的增加而倾向于减小,但拖拉机-拖车机组的基本乘坐特性与拖拉机和拖车的尺寸无关。
3. 对于传统的拖拉机-拖车机组,把牵引点移至拖拉机后轴的前面或在弹性牵引装置处设置足够的阻尼能降低一些振动水平。

方向 2.3 Hz 的峰已完全消失了。虽然拖拉机垂直振幅降低了,但垂直振动主频率却从 2.3 Hz 增加到 3.0 Hz。如果使用鹅颈型牵引装置能降低第五轮高度,则可降低纵向的振动。必须记住,这些结果仅是对拖拉机重心的振动水平而不是对驾驶员座位的振动水平而言。假使专用运输车辆的驾驶员坐得比拖拉机的高,或坐在前后轴之外,则会失掉一些好处。设计任何这类专用运输车辆时要考虑这种影响。

虽然本研究是有相当局限性且在某种程度上是推测性的,但它表明了另一种车辆方案的改进潜力,并指出在这个方向作进一步研究工作是值得的。比如必须考虑的一个重要因素是横摇运动的重要性,因为耦合的第五轮引入了拖拉机和拖车之间的耦合横摇。这一点对于专用车辆在越野行驶时比公路行驶时更为重要,当驾

4. 农用铰接式运输车辆的推测性研究表明, 和拖拉机-拖车机组相比, 其行驶振动水平显著降低。唯一的缺点是纵向振动水平增加。如果降低牵引点, 纵向振动水平也能减小。

符号

C	阻尼系数	θ_1	拖拉机纵摇角位移
K	刚度系数	θ_2	拖车纵摇角位移
I	纵摇转动惯量	下标	
m	质量	1	拖拉机
X	水平距离(见图 2)	2	拖车
X_1	拖拉机纵向位移	F	前轮
X_2	拖车纵向位移	H	牵引装置
Z	垂直距离(见图 2)	G	重心
Z_1	拖拉机垂直位移	R	后轮
Z_2	拖车垂直位移	T	拖车

附 录

拖拉机-拖车机组的 6 个运动方程用矩阵表示法给出如下:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = [D]$$

式中

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} z_1 \\ x_1 \\ \theta_1 \\ z_2 \\ x_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}$$

$[A]$ 、 $[B]$ 、 $[C]$ 和 $[D]$ 为复矩阵。

用矩阵表示法

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots \\ a_{21} & & \\ \vdots & & \end{bmatrix} \text{等}$$

矩阵 $[A]$ 和 $[C]$ 的元素给出于下。除了刚度系数 k 由阻尼系数 C 替代以外, 阻尼矩阵 $[B]$ 和刚度矩阵 $[C]$ 由相似的项组成。激励“外力”矩阵 $[D]$ 决定于所用的输入。

$a_{11} = m_1$	$c_{25} = -k_{HX}$
$a_{22} = m_1$	$c_{26} = (z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$
$a_{33} = J_1$	$c_{31} = x_{1R}k_{F2} - x_{1F}k_{R2} - x_{12}k_{H2}$
$a_{44} = m_2$	$c_{32} = -z_{1G}k_{FX} - z_{1G}k_{RX} - (z_{1G} - z_{1H})k_{HX}$
$a_{55} = m_2$	$c_{33} = x_{1R}^2k_{F2} + x_{1F}^2k_{R2} + z_{1G}^2k_{FX} + z_{1G}^2k_{RX} + x_{12}^2k_{HF}$
$a_{66} = J_2$	$\quad + (z_{1G} - z_{1H})^2k_{HX}$
$c_{11} = k_{F2} + k_{R2} + k_{H2}$	$c_{34} = x_{12}k_{HS}$
$c_{13} = x_{1R}k_{F2} - x_{1F}k_{R2} - x_{12}k_{H2}$	$c_{35} = (z_{1G} - z_{1H})k_{HX}$
$c_{14} = -k_{H2}$	$c_{36} = x_{21}x_{12}k_{H2} - (z_{1G} - z_{1H})(z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$
$c_{16} = -x_{21}k_{H2}$	$c_{41} = -k_{H2}$
$c_{22} = k_{FX} + k_{RX} + k_{HX}$	$c_{43} = x_{12}k_{HS}$
$c_{25} = -z_{1G}k_{FX} - z_{1G}k_{RX} - (z_{1G} - z_{1H})k_{HX}$	$c_{44} = k_{T2} + k_{H2}$

$$c_{46} = -x_{2R}k_{TZ} + x_{21}k_{HZ}$$

$$c_{52} = -k_{HX}$$

$$c_{53} = (z_{1G} - z_{1H})k_{HX}$$

$$c_{55} = k_{TX} + k_{HX}$$

$$c_{56} = -z_{2G}k_{TY} - (z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$$

$$c_{61} = -x_{21}k_{HZ}$$

$$c_{62} = (z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$$

$$c_{63} = x_{21}x_{12}k_{HZ} - z_{2G}(z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$$

$$c_{64} = -x_{2R}k_{TZ} + x_{21}k_{HZ}$$

$$c_{65} = -z_{2G}k_{TX} - (z_{2G} - z_{1H})k_{HX}$$

$$c_{66} = x_{2R}^2k_{TZ} + z_{2G}^2k_{TX} + x_{21}^2k_{HZ} + (z_{2G} - z_{1H})^2k_{HX}$$

(参考文献略)

范永法译自《Vehicle System Dynamics》1980, 9, p. 237~260

吴起亚校

农用拖拉机-拖车机组行驶振动的测量

D.A.Crolla A.K.Dale

[摘要] 对带和不带不平衡两轮拖车和平衡四轮拖车的拖拉机的行驶振动进行了测量。测量是当拖车空车和满载时于四种典型农用路面上在垂直、纵摇、纵向和横摇方向上进行的。

结果表明,当带满载拖车作业时,通常拖拉机的行驶振动水平在各个方向(尤其是纵向)都增加,但是带空拖车时拖拉机行驶振动水平仅在纵向增加。带拖车时,拖拉机的主要频率往往有所降低,其纵向、垂直、横摇和纵摇振动之间的耦连一般增加。

试验结果与由拖拉机和两轮拖车简化理论模型所得预测趋向进行了比较,表明模型应进一步包括 1. 横摇运动; 2. 更现实的地面输入; 3. 四轮拖车。

前 言

虽然拖拉机行驶振动已在理论上^[1~9]和实际上得到了广泛的研究,但农具或拖车对拖拉机行驶振动特性的影响却很少受到重视。Crolla^[20]于1976年指出,拖拉机犁地时的行驶振动水平与单机行驶时有明显不同。分析表明,这是由于犁的土壤力象吸振器一样作用于垂直和纵摇振动之故。

后来,为了模拟拖车对拖拉机振动的影响而作的深入分析^[21]预示了不平衡两轮拖车对拖拉机乘坐特性有显著影响,而满载拖车的影响更值得注意。如预料那样,这些影响是拖拉机主要频率减少,垂直、纵摇和纵向运动之间的耦连增加,在拖拉机主要的垂直和纵摇振动频率处更突出。对各种参量的变化作了分析,其中包括改变牵引位置和拖拉机重心的影响以及配置弹性牵引装置的效果。虽然已在汽车和推土机上进行了车辆组合的其它乘坐性能的测量^[22~24],但所得数据不直接与农用拖拉机和拖车有关。因为拖拉机牵引拖车的时间所占百分比很高,所以了解拖拉机和拖车的振动问题特别重要。拖拉机用于各种作业上的时间的精确统计是很难得到的,普遍估计为占拖拉机总作业时间的40~50%。而此时间比例中大部分又是用于挂接拖车,所以拖拉机的行驶振动及其在运输条件下对驾驶员的影响是

相当重要的。

因此本研究的目的为：1. 测量带两轮不平衡拖车和四轮平衡拖车(空车和满载)工况下的拖拉机振动水平；2. 把测量结果与拖拉机单机行驶时作比较；3. 把测量结果与由理论模型预测得到的趋向作比较。

实验设备和步骤

设备

用一台传统的两轮驱动拖拉机(输出功率为60千瓦)与一不平衡两轮拖车和平衡四轮

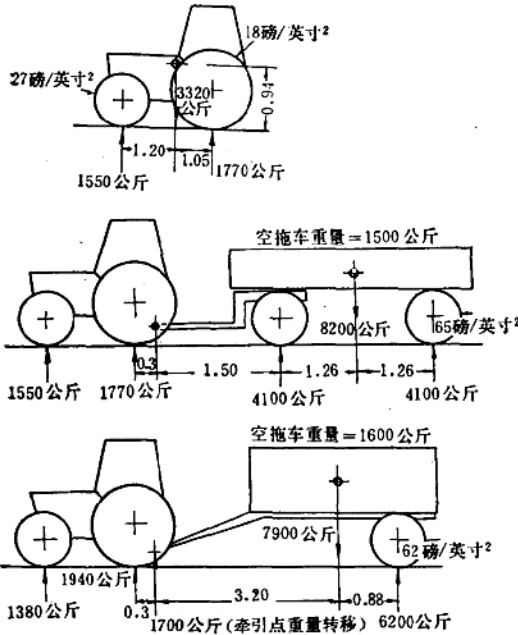


图1 拖拉机和满载拖车的参数(所有尺寸均以米为单位)

和纵向的均方根加速度。按照人体对振动的敏感性^[30]对仪器作了频率加权。

步骤

使用了四种典型的农用路面,详见表1。用于一种特定路面的前进速度保持恒定以便于对每一机组作直接的比较。通常在每一路面上至少做三次试验,并同时用测振仪测量和用

表1 用于测量的路面

路 面	车 辆 速 度 (公里/时)
A. 混凝土路	24.5
B. 表面疏松的压实农村道路	18
C. 干实草地	12.5
D. NIAE 拖拉机颠簸试验道路*	12.5

* 粗糙的无硬质路面的农村土路的代表^[31,32]

加速度记录仪记录。然后将测振仪结果简单地平均,并分析加速度记录之一以提供更详细的振幅和频率数据。

实验结果

测振仪结果

图2所示为测振仪所测得的纵向振动的结果,图3为垂直振动的结果。每一类拖车对驾驶员乘坐性能的影响考察如下。

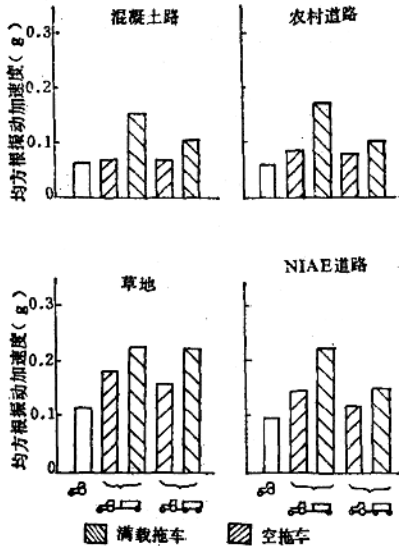


图2 不同路面和不同形态车辆的纵向加速度
两轮拖车的影响

在所有路面上,加挂两轮拖车增加了驾驶员的纵向振动水平,而满载工况时增加更大;对驾驶员垂直振动水平的影响轻微。加挂拖车(不管是满载还是空车)都有一个较小而一致的降低垂直振动水平的趋向。

四轮拖车的影响

四轮拖车增加了驾驶员纵向振动水平,但没有两轮拖车增加得那样多;另外满载比空车增加得多。虽然空拖车有轻微降低拖拉机垂直振动水平的趋向,但加挂拖车后和单机的差别不大。从可能引起的实验误差来说,这种差别几乎是无关紧要的。

振幅和频率分析

图4和图5是满载两轮拖车对拖拉机均方根加速度水平影响的比较。四种路面的结果分成两类:1. 平滑路面(混凝土路和农村道路,见图4);2. 粗糙路面(草地和NIAE试验道路,见图5)。

图4、5中还算出了每种工况的主要频率,箭头表示频率增加的方向。这就使我们能很快确定拖车对拖拉机主频率的影响。满载四轮拖车相当的结果见图6、7。这些结果将在下

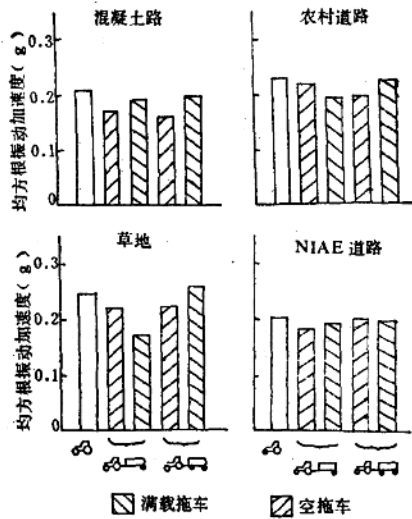


图3 不同路面和不同形态车辆的垂直加速度