

履带式行走机构粘弹性悬挂机构的刚度- 阻尼特性分析³

孙大刚 林慕毅 周晓章

(太原重型机械学院)

摘要: 针对传统履带式拖拉机行走系易受剧烈振动冲击的问题, 开发出一种新型的粘弹性悬挂机构。用复刚度理论, 建立起该机构的运动微分方程, 对其刚度- 阻尼特性进行了分析。依据能量转换的观点, 分析了机构中粘弹性阻尼材料的静、动态对振动能转换率的影响。对开发后的应用在 240 kW 履带式拖拉机粘弹性悬挂机构上进行了刚度曲线设计和性能分析, 并在电液伺服试验机上对实际产品进行了性能试验。

关键词: 履带式拖拉机; 悬挂机构; 粘弹性材料; 刚度- 阻尼特性

传统的大型履带式拖拉机大多采用刚性或半刚性悬挂机构, 由于地面的不平整以及作业载荷的影响, 其行走机构产生剧烈的振动与冲击, 并随拖拉机机型的增大与行驶速度的提高而显得更加突出; 而采用了弹性悬挂机构的履带式行走机构仅可对振动能起到暂时的贮存作用, 当弹性变形消失后, 振动能又会重新释放出来, 形成持续的振荡。本文所研究的粘弹性悬挂机构, 是利用粘弹性材料的阻尼特性, 把大部分振动能转换成阻尼材料的内摩擦能并以热能形式散逸, 以达到减振降噪的目的。

1 刚度模型

粘弹性材料具有弹性材料和粘性材料的双重性质, 其复刚度存在着贮存分量和损耗分量(见图 1a)。由于粘弹性材料具有较大的损耗分量, 因此可耗散掉相当部分的振动能。用复刚度理论, 对粘弹性悬挂机构的刚度- 阻尼的综合特性进行研究, 为直观起见, 取机构的受压方向为正方向。

机构的运动微分方程

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + K^3 x = F(t) \quad (1)$$

式中 M —— 系统的等效质量, kg; x —— 系统的位移, m; $F(t)$ —— 作用在系统上的载荷, N; K^3 —— 系统的复刚度, $N \ddot{m}^{-1}$ 。

其中复刚度为

$$K^3 = K (1 + jG) = K + K \quad (2)$$

式中 K, K —— 分别为复刚度的实部(贮存刚度)和虚部(损耗刚度), $N \ddot{m}^{-1}$;

G —— 机构的损耗因子, 其表示机构的对振动能的转换率, 为

$$G = \operatorname{tg}D = \frac{K}{K} \quad (3)$$

式中 D —— 激励载荷与位移响应之间的滞迟角, rad。

由图 1a 可见, 对于一定的复刚度模 $BK^3 B$, 增大其 K 可使滞迟角 D 增大, 从而使 G 增大; 图 1b 则显示了粘弹性材料的动态载荷 - 位移的加 - 卸载曲线形成一封闭的滞迟环, 用其面积可度量机构对振动能的转换率。

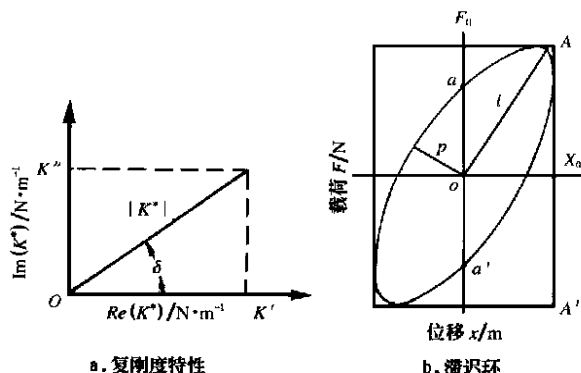


图 1 粘弹性阻尼材料的动态复刚度- 阻尼特性

Fig 1 The complex stiffness&damping characteristics of viscoelastic damping materials in dynamics

显然 G 值较大的机构具有较高的振动能转换率, 但同时较大的 G 值也会导致粘弹性材料内部生热增大, 从而使材料出现热软化失效的问题。因此, 需根据具体拖拉机的使用工况, 合理确定悬挂机构

收稿日期: 1999211203 修改日期: 2000203230

3 山西省自然科学基金项目(981204)

孙大刚, 博士, 副教授, 太原市瓦流路 138 号 太原重型机械学院机电工程系, 030024

参数。

2 机构的静、动态特性

2.1 静态特性

在静载荷作用下, 把测得的粘弹性机构载荷 - 位移点连成曲线, 曲线的切线则为机构的瞬态静刚度。以下为机构在常见工况时应具有的特性。

当载荷较小时(通常小于工作载荷的均值 F_1), 机构的载荷 - 位移曲线为线性或准线性形态(如图 2 中的 a2b 段), 此范围的载荷 - 位移基本符合虎克定律。当载荷强度超过 F_2 , 曲线开始变“陡”, 显示出较强的非线性特性。机构的刚度开始增大, 具体表现为机构虽受到较大的载荷而其变形量却未有明显增大(图 2 b2c 段)。当机构受到高强度静载作用时(大于 F_3), 其刚度曲线呈现出严重的非线性形态, 曲线已近乎“垂直”形态(图 2 c2d 段)。应把此段曲线视为机构处于超载状态并把该载荷作为小概率事件处理。

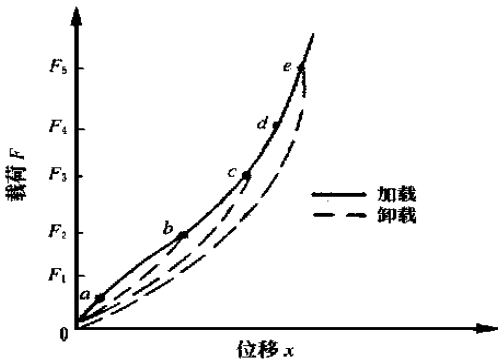


图 2 机构的静载荷- 位移曲线

Fig 2 The curve of static load2displacement

2.2 动态特性

拖拉机行走系所受的载荷为随机动载荷。为便于对粘弹性悬挂机构的动态特性进行分析, 把动载荷简化为一系列交变动载。当交变动载荷作用在机构时, 其载荷- 位移响应曲线为一系列的椭圆滞迟环。每一椭圆所围面积即为在一周期过程中机构所做的功(见图 1b)。

$$E = \frac{P}{4} F_0 X_0 \sin D \tag{4}$$

式中 E —— 一循环周期机构所做的功, J; F_0 —— 载荷的幅值, N; X_0 —— 位移的幅值, m。

其中滞迟角可由下式求得

$$D = \arcsin \left(\frac{aa}{AA} \right) \tag{5}$$

由式(4) 知, 机构在一个周期中的耗能与载荷的强度、机构的位移成正比; 由载荷、位移的幅值形成的矩形为同周期产生的最大能(见图 1b)。用所测同周期椭圆面积与矩形面积之比来表示损耗掉的振动能的比率

$$S = \frac{P}{4} l_1 p \tag{6}$$

式中 S —— 一循环周期滞迟环所形成的椭圆面积; l, p —— 分别为椭圆的长轴和短轴。

$$W = 2F_0 X_0 \tag{7}$$

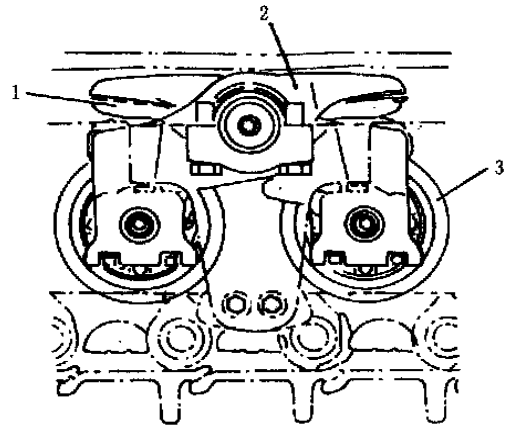
式中 W —— 一循环周期机构振动载荷与位移幅值形成的矩形面积。

$$C = \frac{S}{W} \times 100\% \tag{8}$$

式中 C —— 机构对振动能的转换率。

3 应用与分析

图 3 为一种新开发的应用在 240 kW 履带式拖拉机的粘弹性悬挂机构, 其粘弹性材料采用天然橡胶。该机构支重轮可随地形的变化而摆动, 使履带与地面保持良好的吻合状态, 可起到提高拖拉机动力性和稳定性的作用。



1 橡胶弹簧 2 摆臂 3 支重轮

图 3 履带式行走系粘弹性悬挂机构

Fig 3 The viscoelastic suspension mechanism of crawler2type tractor undercarriages

3.1 由作业工况确定刚度特性

根据大型履带式拖拉机的典型作业工况, 制定减振降噪控制指标和粘弹性悬挂机构刚度期望曲线, 从而确定机构的设计参数值和橡胶材料配方的性能指标。

1) 在平整地面上作业 作用在机构上的载荷

为较为规律的平稳载荷,其载荷-位移曲线应符合图2中a2b段形态。在此范围,橡胶材料的滞迟角较小,机构动态特性与刚性悬挂类似,转换率低。

2) 在地面不平整或运土作业 作用在行走机构上的载荷为多种振频随机载荷的迭加。据测,起主要影响作用动载振频约为 $2\sim 10\text{ Hz}$ ^[2]。为减小振动载荷的传递率,应采用较大的刚度,应采用图2中的b2c曲线段,该段曲线的斜率较大。机构的表现,其受载荷增大,而位移却并未按相应的比例增大。

3) 切土作业 作用在机构上的载荷为拖拉机工作装置的动载与行走机构上的动载的迭加,此工况的主振动载荷的振频约在 $3\sim 9\text{ Hz}$ 之间^[3]。当偶尔出现的较强的动载荷与拖拉机的首阶固有频率相同时,会引起机械的共振。对于此工况,悬挂机构应显示出受到大振动载荷而其位移响应值却较低的特性,应使其刚度曲线的非线性特性更加突出(图2中的c2d段)。

4) 松土作业 该作业工况会引起行走机构剧烈振动,根据对松土作业拖拉机的测试,知其行走机构的主振频在 $4\sim 8\text{ Hz}$ 之间,作用载荷为一系列冲击载荷^[3]。此工况的动载不论在出现频数上还是在强度上均大于切土工况。因此,此工况时要求机构的刚度值应更大,所以应采用如图2中的d2e段曲线。

5) 越障碍 当拖拉机翻越刚性障碍物时,作用在行走机构上为一系列强烈的冲击性载荷,其特点是作用时间短,幅值大,作用在单个支重轮上的最大动载超过机械的重力^[3,4]。此工况是机构所受的最恶劣工况,要求机构对振动作快速衰减。所以,要求橡胶材料具有高阻尼、大刚度的特性,具体在图2中则显示为e或e点以上的曲线段。

3.2 试验分析

按文献[5]要求,在电液伺服程控试验机上按粘弹性悬挂机构所承载荷情况对其进行了试验,试验结果如图4所示。图4a为机构的静态载荷—位移曲线。由该图可看出,加载与卸载为不重合的2条曲线,曲线所围面积即为在静载状态下,机构的加—卸载的能量转换。

按照实测所得拖拉机行走机构振动载荷频率($< 10\text{ Hz}$)范围,对机构进行了动态试验。通过对机构施加不同频率的交变动载的方法,可测得机构动刚度^[1]。图4b为测得的机构滞迟环曲线。从该图可看出,椭圆的滞迟角随着振频的增大而加大。对于相同试验频率,当橡胶材料变形在线性变形范围内($<$

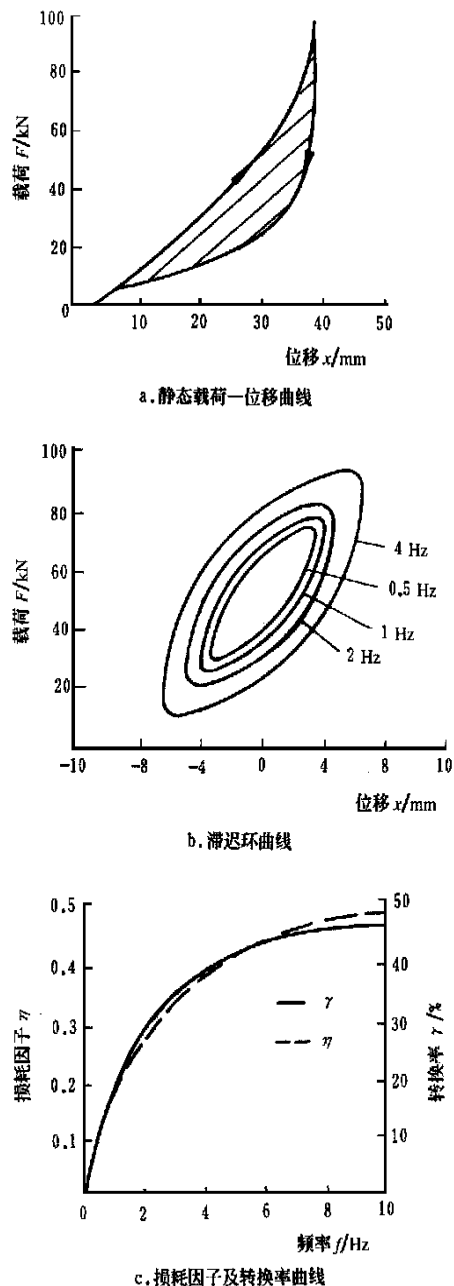


图4 机构的性能试验曲线

Fig 4 The property experimental curves of the mechanism s

5%)时,椭圆随施加载荷幅值的增大而整体加大(表明机构的动态能量转换率增大);当载荷加大至使橡胶变形至非线性段,椭圆开始出现不规则的扭曲状,并且此现象随载荷的加大和材料阻尼值的改变而变化。由此可确定阻尼材料的非线性特性和适用阻尼值,从而为选用合理的材料配方提出要求。

图4c为把试验数据代入式(3)得到的机构损耗因子 G 曲线和把数据代入式(8)则得到的机构振

动能转换率 C 曲线。从理论上说,若能达到 G (或 O) $= 1$,即实现了完全的隔振。从图 4c 中不难看出,2 曲线的形态、量值均很接近,表明虽然两种方法的基点不同,而结论却是一致的。

4 结 论

1) 经对粘弹性悬挂机构刚度-阻尼特性的分析,掌握了确定机构最大振动能转换率特性参数的方法。

2) 根据履带式拖拉机的作业工况,合理确定其悬挂机构的刚度-阻尼特性参数,为机构的结构设计、阻尼材料的配制提供了技术指标,进而为新产品开发提供参数和数据。

[参 考 文 献]

- [1] 孙大刚等 橡胶减振器复刚度动态特性的研究 农业机械学报, 1997, 28(增刊): 26~ 31
- [2] 孙大刚等 大型履带式推土机行走系阻尼减振的研究 机械工程学报, 1998, 34(1): 27~ 33
- [3] Shimizu K et al Instrumentation of the actual loads on bulldozer undercarriages 小松技报, 1982, 28 (4): 257~ 268
- [4] Itoh H et al Simulation of crawler type vehicles running over a bump. 日本机械学会论文集(C 篇), 1992, 58 卷 549 号: 275~ 280
- [5] Japanese Industrial Standard Testing methods for rubber vibration isolators JIS K638521977. Japanese Standards Association, 1980

Analysis of Stiffness-Damping Characteristics for Viscoelastic Bogie Suspensions

Sun Dagang Lin Mui Zhou Xiaozhang

(Taiyuan Heavy Machinery Institute, Taiyuan 030024)

Abstract: In order to solve the problems of which conventional crawler type tractor undercarriages are frequently apt to be vibrated and shocked, a new type of viscoelastic bogie suspensions was developed. The kinetic differential equation for the suspensions was established on the basis of complex stiffness theory, and its stiffness-damping characteristics were studied according to the viewpoint of energy transformations. The static and dynamic characters of the viscoelastic materials were analyzed on the energy transformation rates for the suspensions. After the unit developed with viscoelastic bogie suspension was used in 240 kW crawler type tractors, its stiffness design curves were drawn up and its property analyses were carried out. Finally, property experiments were performed on an electro-hydraulic servo test platform for the practical products of the suspensions.

Key words: crawler type tractor; bogie suspension; viscoelastic material; stiffness-damping characteristics