

# 非路面车辆驾驶室六足并联悬架系统设计\*

朱跃 顾浩 朱思洪

(南京农业大学工学院, 南京 210031)

**摘要:** 设计了一种六足并联悬架系统用于拖拉机驾驶室减振, 由于悬架系统的几何参数和物理参数难以确定, 首先基于拉格朗日方程推导 6 自由度振动模型, 以驾驶室 6 个方向固有频率和悬架系统阻尼比、解耦度为优化目标, 建立多目标优化数学模型, 运用灵敏度方法对该系统进行优化设计研究, 最后与目前拖拉机橡胶衬垫驾驶室悬置系统进行比较, 结果证明其具有良好的减振效果, 同时为该悬架系统被动控制参数的选择提供理论依据。

**关键词:** 拖拉机 驾驶室 六足并联悬架 优化设计

**中图分类号:** TH136 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0022-06

## 引言

农用车辆、工程车辆和军用车辆等非路面车辆所处工作环境复杂, 行驶路况恶劣, 造成驾驶室各方向振动都比较剧烈, 对车辆的乘坐舒适性和驾驶员的健康造成严重影响<sup>[1-3]</sup>。目前传统的农业车辆驾驶室悬架系统隔振措施简陋, 主要考虑垂直方向的隔振<sup>[4-7]</sup>, 而在非路面车辆的行驶过程中, 由于各个激振源传递到车辆驾驶室为空间多维振动, 因此, 需要研发一种能从 6 个方向(3 个平移方向和 3 个转动方向)对驾驶室进行减振的悬架系统, 最大程度地降低车辆振动对驾驶员的影响, 提高人体乘坐舒适性。

六足并联悬架因结构简单、可以实现 6 自由度减振而逐渐引起人们关注。目前, 有关 6 自由度并联机构的研究大多数集中在多维减振平台方面<sup>[8-9]</sup>, 而把六足并联悬架用到农业车辆(如拖拉机)驾驶室减振方面研究还鲜见报道<sup>[10]</sup>。

本文以非路面车辆——常发 CF700 型拖拉机为研究对象, 建立拖拉机驾驶室六足并联悬架自由振动系统的动力学模型, 考虑其设计是综合考虑多参数多目标非线性规划问题, 运用灵敏度的方法, 建立优化数学模型, 对其进行设计参数优化设计研究。

## 1 驾驶室六足并联悬架自由振动模型建立

### 1.1 驾驶室六足并联悬架系统力学模型

驾驶室六足并联悬架是在空间按一定规律布置于驾驶室底部和车架之间的 6 条减振支链, 实现 6 自由度的减振和导向作用, 如图 1 所示。Stewart

机构具有结构简单、运动学解耦度高等优点, 所以选取 Stewart 机构为六足并联悬架的基本结构形式<sup>[11]</sup>。与坐标轴呈一定角度的弹簧-液力阻尼器两端用球铰连接于驾驶室底板和车架上, 静平衡位置上下铰接点的位置决定了悬架的几何结构特性。根据静平衡的要求, 选择驾驶室六足并联悬架的布置方式为正六边形分布, 如图 2 所示。

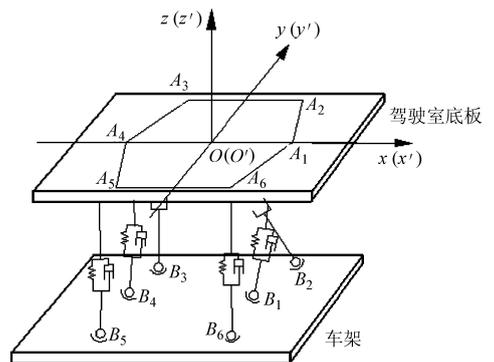


图 1 驾驶室六足并联悬架系统力学模型

Fig. 1 Mechanical model of cab hexapod parallel suspension system

为了便于研究, 把六足并联系统简化为线性系统, 作如下假设: 驾驶员与座椅的连接为刚性连接, 并且在设计中座椅与驾驶室之间为刚性连接; 球面副摩擦、各元件间隙忽略不计; 驾驶室在静平衡位置附近作微幅振动。

建立定坐标系  $Oxyz$ 。在拖拉机静止时, 以驾驶室-驾驶员系统质心  $O$  为原点,  $x$  轴正向为车辆的前进方向,  $y$  轴正向为前进方向的左侧,  $z$  轴正向为竖直向上。该坐标系相对地面固定不动。

收稿日期: 2012-12-26 修回日期: 2013-03-11

\* 国家自然科学基金资助项目(51275249)、南京农业大学工学院人才引进基金资助项目(Rcqd11-06)和江苏省大学生创新资助项目(051017)

作者简介: 朱跃, 讲师, 博士, 主要从事车辆系统动力学与控制研究, E-mail: zhuyue\_jin@163.com

通讯作者: 朱思洪, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆系统动力学与控制研究, E-mail: zhushihong@njau.edu.cn



设某一支路的弹性-阻尼元件铰接点  $A_i$  位置坐标为  $(x_i, y_i, z_i)$ , 物理坐标与广义坐标之间的变换阵  $E_i$  可表示为

$$E_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}$$

第  $i$  个阻尼元件在阻尼主轴坐标系中的阻尼对角阵为

$$C_i = \begin{bmatrix} c_i \cos^2 \alpha_i & 0 & 0 \\ 0 & c_i \cos^2 \beta_i & 0 \\ 0 & 0 & c_i \cos^2 \gamma_i \end{bmatrix}$$

初始阻尼系数为  $1850 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。

## 2 驾驶室六足并联悬架系统优化设计数学模型

### 2.1 多目标优化设计的数学模型

设由设计参数向量  $\mathbf{x}$  确定的系统振动模型的特征量为  $f_A(\mathbf{x})$ , 相应的目标向量为  $f_E$ , 其中特征量  $f_A(\mathbf{x})$  可以是模态频率和振动耦合度<sup>[12]</sup>, 也可以是它们之间的组合。对于优化设计问题, 目标是寻求设计参数向量  $\mathbf{x}$  使得特征量  $f_A(\mathbf{x})$  与目标向量  $f_E$  之间达到最佳。因此, 基于特征量  $f_A(\mathbf{x})$  和目标向量  $f_E$  的优化问题可描述为

$$\begin{cases} \min F(\mathbf{x}) \\ \text{s. t. } \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n) \\ x_i \in [a_i, b_i] \quad (t=1, 2, \dots, n) \end{cases} \quad (5)$$

其中  $F(\mathbf{x})$  是由特征量  $f_A(\mathbf{x})$  和试验结果  $f_E$  所确定的极小化目标函数。

基于动力学模型特征量模态频率、振动耦合度, 建立固有频率目标函数  $r_m(\mathbf{x})$  和振动耦合度目标函数  $e_m(\mathbf{x})$  为

$$r_m(\mathbf{x}) = \frac{f_{Am}(\mathbf{x}) - f_{Em}}{f_{Em}} \quad (m=1, 2, \dots, M) \quad (6)$$

$$e_m(\mathbf{x}) = 1 - E_m(\mathbf{x}) \quad (m=1, 2, \dots, M) \quad (7)$$

式中  $m$ ——动力学模型阶数

由式(6)可知, 频率目标函数定义为频率相对误差  $r_m(\mathbf{x})$ , 频率指标越接近 0, 优化设计后动力学模型计算频率越接近目标频率。

由式(7)可知, 振动耦合度目标函数  $e_m(\mathbf{x})$  越小, 优化设计后的动力学模型各广义坐标间耦合程度越小, 即解耦度越大。

由式(5)~(7), 基于固有频率目标函数  $r_m(\mathbf{x})$  和振动耦合度目标函数  $e_m(\mathbf{x})$  的驾驶室六足并联悬架系统优化设计问题可表述为多目标优化问题 (Multi-objective optimization, MO), 即

$$\begin{cases} \min F(\mathbf{x}) = (r_1(\mathbf{x}), \dots, r_m(\mathbf{x}), e_1(\mathbf{x}), \dots, e_m(\mathbf{x}))^T \\ \text{s. t. } \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T \\ x_i \in [a_i, b_i] \quad (t=1, 2, \dots, n) \end{cases} \quad (8)$$

其中  $F(\mathbf{x})$  是关于  $r_m(\mathbf{x})$  和  $e_m(\mathbf{x})$  ( $m=1, 2, \dots, M$ ) 的极小化目标向量。

### 2.2 基于灵敏度优化设计方法

设初始动力系统参数为  $x_0$ , 特征量  $f_A(\mathbf{x})$  是其隐函数, 可以是模态频率、振动耦合度或者是其组合。 $f_A(\mathbf{x})$  在  $x_0$  处泰勒展开为

$$f_A(\mathbf{x}) \cong f(x_0) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \quad (9)$$

对于多个特征量  $\{f_A\}$ , 式(9)可以写成

$$S \Delta \mathbf{x} \cong \Delta \mathbf{f}$$

其中  $\Delta \mathbf{f} \cong \{f_A(\mathbf{x})\} - \{f_A(\mathbf{x}_0)\}$  (10)

$$\Delta \mathbf{x} = (\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n)^T \quad (11)$$

$$S = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \vdots & & & \vdots \\ \frac{\partial f_{n_f}}{\partial x_1} & \frac{\partial f_{n_f}}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_{n_f}}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (12)$$

式中  $\Delta \mathbf{x}$ ——设计参数修改变量

$S$ ——灵敏度矩阵  $n_f$ ——特征量个数

$n$ ——设计参数个数

基于灵敏度的优化设计方法, 以式(10)为出发点, 将其归结为约束非线性规划问题

$$\begin{cases} \min_x \|\Delta f(\mathbf{x})\|_2^2 \\ \text{s. t. } x_i \in [a_i, b_i] \end{cases} \quad (13)$$

一般采用推广的 Gauss-Newton<sup>[13]</sup>法求解。

针对驾驶室六足并联悬架动力学模型, 若利用固有频率和振动耦合度, 则残差向量和灵敏度矩阵分别为

$$\Delta \mathbf{f} \cong \begin{bmatrix} \hat{r}_m(\mathbf{x}) \\ e_m(\mathbf{x}) \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$S = \begin{bmatrix} \frac{\partial \hat{r}_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \hat{r}_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \hat{r}_1}{\partial x_n} \\ \vdots & & & \vdots \\ \frac{\partial \hat{r}_m}{\partial x_1} & \frac{\partial \hat{r}_m}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \hat{r}_m}{\partial x_n} \\ \frac{\partial e_1}{\partial x_1} & \frac{\partial e_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial e_1}{\partial x_n} \\ \vdots & & & \vdots \\ \frac{\partial e_m}{\partial x_1} & \frac{\partial e_m}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial e_m}{\partial x_n} \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中  $\hat{r}_m(\mathbf{x})$ ——频率绝对残差

### 3 驾驶室六足并联悬架系统参数优化设计

为了提高驾驶室六足并联悬架多自由度振动系统减振性能,考虑以系统固有频率、振动耦合度作为优化目标,选择偏移量  $a$  和悬架高度  $h$ 、每个支路弹簧刚度  $k$ 、阻尼器阻尼系数  $c$  为设计参数进行优化设计。

#### 3.1 固有频率和振动耦合度计算

根据驾驶室降噪要求<sup>[14]</sup>,驾驶室悬架高度  $h$  一般选择 180 ~ 220 mm。根据空间布置要求以及系统对称性特征,坐标偏移量  $a$  一般选择 0 ~ 60 mm。根据经验公式<sup>[15]</sup>,初步估计刚度  $k$  在 5 ~ 25 kN/m。据此,初步估计阻尼系数  $c$  在 0.7 ~ 3 kN·s/m。

将计算得到的  $M$ 、 $K$ 、 $C$  代入式(1),即可得到人椅悬架系统的自由振动运动微分方程。其中矩阵  $C$  与矩阵  $K$  形式相同。利用 Matlab 中的 eig 函数编制程序可快速计算出相应的 6 阶固有频率、固有振型及各个自由度振动耦合度。

一般来讲,非路面车辆整车的各向固有频率分别为:侧倾频率为 4.3 Hz、垂向频率为 2.5 Hz、俯仰频率为 2 Hz、横摆频率为 1.7 Hz、横向和纵向的频率为 1.6 Hz。在这共振频率附近会对驾驶室产生较大的激振。

在驾驶室-驾驶员响应系统中,主要考虑驾驶员敏感频段。人体最敏感频率为:垂直振动 4 Hz,前进方向振动 0.629 5 Hz,侧向振动 0.652 Hz。当人体振动在上述频率附近,即使短时间,人体也会感觉十分不适。而频率在 0.5 Hz 以下的振动则可能会引起各种不希望的影响。

因此,根据移频法确定 6 阶频率  $[f_{Ex}, f_{Ey}, f_{Ez}, f_{E\theta x}, f_{E\theta y}, f_{E\theta z}]$  的目标值选择为  $[1.15, 1.15, 1.8, 3.09, 1.44, 1.22]$ ,权重选择为  $[1.5, 1.5, 2, 1, 1.5, 0.5]$ ;确定 6 阶自由度对应的振动耦合度目标值为  $[1, 1, 1, 1, 1, 1]$ ,权重为 1。

#### 3.2 优化设计过程及结果分析

假设驾驶室六足并联悬架系统阻尼比为 Rayleigh 阻尼,可以相似对角化,该系统的第  $j$  阶阻尼比可以表示为

$$\zeta_j = \frac{c}{2k}\omega_j \quad (16)$$

综合考虑到加速度传递率和位移传递率的影响,主向阻尼比选择在 0.6 ~ 0.7,其他方向尽量满足在 0.6 ~ 0.7,取小于 0.7,尽量接近 0.7 的数。

基于灵敏度的优化设计结果如图 4 ~ 6 所示,各参数在优化设计前、后比较如表 2 所示。

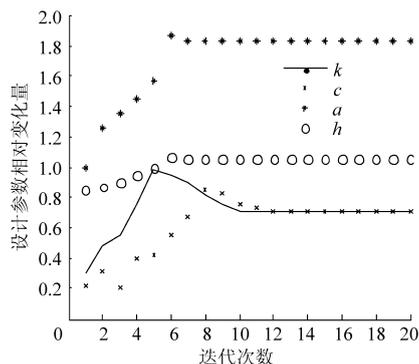


图 4 参数收敛图

Fig. 4 Parameter convergence

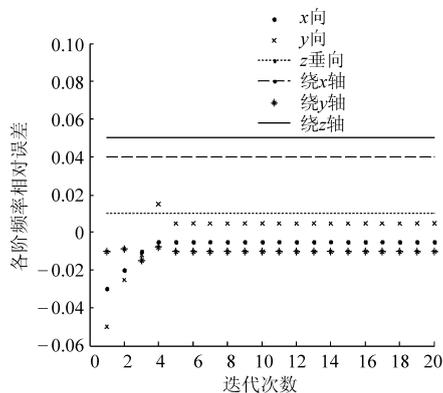


图 5 频率收敛图

Fig. 5 Frequency convergence

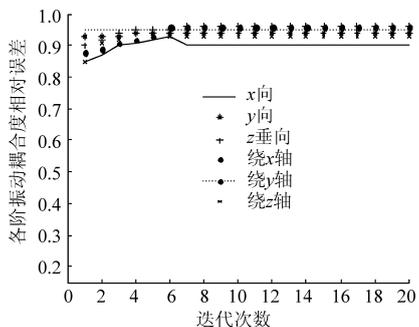


图 6 振动耦合度收敛图

Fig. 6 Vibration coupling degree of convergence

表 2 几何参数和物理参数

Tab. 2 Geometrical and physical parameters

参数	优化前	优化后
坐标偏移量 $a$ /mm	30	55
高度 $h$ /mm	200	210
悬架刚度 $k$ /(N·m <sup>-1</sup> )	15 000	10 700
悬架阻尼系数 $c$ /(N·s·m <sup>-1</sup> )	1 850	1 300

由图 4 ~ 6 可知:迭代次数 20 次时,1 ~ 6 阶频率相对误差都收敛,最大误差为 5%;振动耦合度都在 0.90 以上。优化后的频率接近目标值、振动耦合度符合要求。

#### 3.3 结果验证

为了验证优化结果,对驾驶室橡胶衬垫悬置剪

式座椅的拖拉机在国家标准百米跑道上以 12 km/h 时速行驶,通过测量获得驾驶室、座椅面  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  三向振动。驾驶室测量传感器布置如图 7 所示。

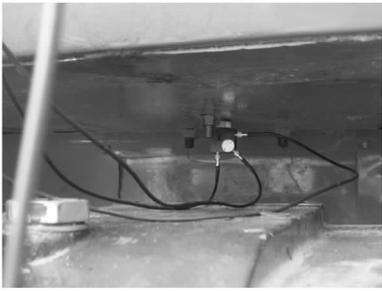


图 7 驾驶室三向加速度传感器

Fig.7 3-axial direction acceleration sensor on cab

运用 ADAMS 对拖拉机平顺性进行评价,根据图 7 所示的测量点的位置作为虚拟样机的输出位置,优化结果设置为系统参数,通过仿真结果计算获得六足并联悬架驾驶室底板、座椅椅面连体坐标  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  向加速度均方根,比较结果如表 3 所示。

表 3 驾驶室、座椅三向加速度均方根

Tab.3 Cab two mounting way cab, seat three acceleration rms  $m/s^2$

驾驶室悬置 方式	驾驶室			座椅		
	$X$	$Y$	$Z$	$X$	$Y$	$Z$
六足并联悬架	2.107	0.640	1.038	2.327	0.598	1.537
橡胶衬垫悬置	1.406	1.434	2.373	2.992	1.719	2.340

由表 3 可知,当拖拉机在作业工况行驶速度时,优化设计的六足并联悬架  $Y$ 、 $Z$  向驾驶室振动加速

度均方根是橡胶衬垫悬置的 45%、44%。但  $X$  向振动变恶劣,加速度均方根是橡胶衬垫悬置 1.499 倍,可能是由于悬架 6 个支链分布产生俯仰造成的。

因为悬架对驾驶室的减振效果可传递至座椅,所以座椅椅面  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  向振动加速度均方根是橡胶衬垫悬置的 78%、35%、66%,均有较大程度降低。

如果只考虑坐椅面传递加速度对驾乘人员舒适性影响,根据农林轮式拖拉机驾驶员全身振动的评价指标可以计算出车速 12 km/h 时,驾驶室橡胶衬垫悬置拖拉机座椅面三向加速度加权均方根为  $5.368 m/s^2$ ,而驾驶室六足并联悬架座椅面三向加速度加权均方根为  $3.698 m/s^2$ ,减小了 70%,减振效果比较好。

## 4 结论

(1) 根据多维减振平台,设计了驾驶室六足并联悬架系统,基于拉格朗日方程建立了该结构 6 自由度振动系统的动力学模型。

(2) 选择六足并联悬架系统几何参数:坐标偏移量  $a$ 、驾驶室悬架高度  $h$ 、物理参数悬架刚度  $k$ 、阻尼系数  $c$  为设计参数。以该系统 6 个方向固有频率和阻尼比、解耦度为优化目标,建立优化目标数学模型,基于传统敏度方法对该系统进行优化设计研究。

(3) 设计的六足并联悬架系统和传统的橡胶衬垫悬置系统进行了比较,结果证明了其具有良好的减振效果。

## 参 考 文 献

- 郑志刚,卢丹,任越光. 东方红 LF80-90 拖拉机振动分析[J]. 拖拉机与农用运输车,2001(3):26-27.
- Adarsh Kumar, Puneet Mahajan, Dinesh Mohan, et al. IT-informetion technology and the human interface: tractor vibration severity and driver health: a study from rural India [J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 2001, 80(4):313-328.
- 段骊,张祥春,程宏,等. 全身振动对人体肾脏位置的影响[J]. 中国公共卫生学报,1996,15(1):37-38.  
Duan Li, Zhang Xiangchun, Cheng Hong, et al. Whole body vibration effects on human kidney location[J]. Chinese Journal of Public Health, 1996,15(1):37-38. (in Chinese)
- Gomez M I, Hwang S, Stark A D, et al. An analysis of self-reported joint pain among New York farmers [J]. Journal of Agricultural Safety and Health, 2003,9(2):143-157.
- Temmerman J D, Deprez K, Anthoniset, et al. Conceptual cab suspension system for a self-propelled agricultural machine—part 1: development of a linear mathematical model[J]. Biosystems Engineering, 2004,89(4):409-416.
- 黄鼎友,许荣明. 基于 Matlab 的发动机悬置系统设计及优化[J]. 噪声与振动控制,2007,2(1):57-60.  
Huang Dingyou, Xu Rongming. The design and optimization of an engine mounting system based on Matlab[J]. Noise Vibration Control, 2007,2(1):57-60. (in Chinese)
- 汪若尘,陈兵,张孝良,等. 车辆蓄能悬架系统仿真与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(12):1-4.  
Wang Ruochen, Chen Bing, Zhang Xiaoliang, et al. Simulation and experiment of vehicle inerter suspension system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(12):1-4. (in Chinese)
- Hostens I, Anthonis J, Ramon H. New design for a 6-DOF vibration simulator with improved reliability and performance [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005,19(1):105-122.
- 许子红,马履中,刘庆波,等. 并联机构在多维减振平台中的应用研究[J]. 机械设计与制造,2007,11(11):124-126.  
Xu Zihong, Ma Lüzhong, Liu Qingbo, et al. Application study of parallel mechanism for vibration reduction[J]. Machinery Design & Manufacture, 2007,11(11):124-126. (in Chinese)

- 10 丁雯江. 非路面车辆驾驶员座椅六足并联悬架系统动态特性研究[D]. 南京:南京农业大学,2010.  
Ding Wenjiang. Dynamic characteristics research on six feet parallel hexapod system for off-road vehicles driver seat [D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University,2010. (in Chinese)
- 11 杨廷力. 机器人机构拓扑结构学[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- 12 孙蓓蓓,张启军,孙庆鸿,等. 汽车发动机悬置系统解耦方法研究[J]. 振动工程学报,1994,7(3): 240 - 245.  
Sun Beibei, Zhang Qijun, Sun Qinghong, et al. Study on decoupled engine mounting system [J]. Journal of Vibration Engineering,1994,7(3):240 - 245. (in Chinese)
- 13 应玖茜. 非线性规划及其理论[M]. 北京:中国人民大学出版社,1994.
- 14 Ulrich V A, Göhlich H. Fahrdynamik von schlepprem mit und ohne arbeitsgeräte bei höheren fahrgeschwindigkeiten[J]. Grundl Landtechnik Bd,1983,33(4):108 - 115.
- 15 ISO - 2631 - 1 - 1997 Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration—part 1: general requirements [S]. Englewood:IHS,1997.

## Hexapod Parallel Design of Off-road Vehicle Cab Suspension System

Zhu Yue Gu Hao Zhu Sihong

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China)

**Abstract:** A six-legged parallel suspension system for tractor cab vibration reduction was designed. Aimed to the problems to determine the physical and geometrical parameters of the tractor cab hexapod parallel suspension system, the 6-DOF dynamic model was established based on the Lagrange Equation. Taken the natural frequency of the suspension system, and the damping and decoupling degrees of cab in six direction as optimize target, multi-objective optimization model was established and the sensitivity method was used in the system optimal design research. Compared with the traditional rubber liner suspension system of tractor cab, the results proved that it had good damping effect, and provided a theoretical basis for parameter selection for passive vibration control and the manufacturing of suspension system prototype.

**Key words:** Tractor Cab Hexapod parallel suspension Optimal design