

一种自适应减震座椅的动态特性

沈晨晨¹, 唐杰¹, 古寒冰¹, 史友进²

(1. 盐城工学院 土木工程学院, 江苏 盐城 224051; 2. 盐城工学院 基础教学部, 江苏 盐城 224051)

摘要:减少车辆底盘振动向驾乘人员的传递及其引起的不适与危险是一个急需解决的课题。针对驾乘人员相对于座椅的弹跳这一主要原因,设计了一种自适应减震座椅。建立了系统的动力学模型,分析了系统的动态特性,研究结果可供减震座椅参数设计参考。

关键词:自适应减震座椅;非线性;动态特性

中图分类号: O322 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5322(2011)03-0052-04

工程车辆、大型客车、卡车,尤其是带有挖掘铲、冲击锤等的施工车辆的运行环境一般来说是较为恶劣的,经常性的振动冲击,使驾乘人员的主脊骨疲劳受损,影响身体健康。因此,减少车辆底盘振动向驾乘人员的传递及其引起的不适与危险是一个急需解决的课题。

减震座椅的研究受到不少研究者的关注^[1-6]。本文介绍我们设计的一种自适应减震座椅的结构、工作原理、动力学模型和动态特性。

1 一种自适应减震座椅

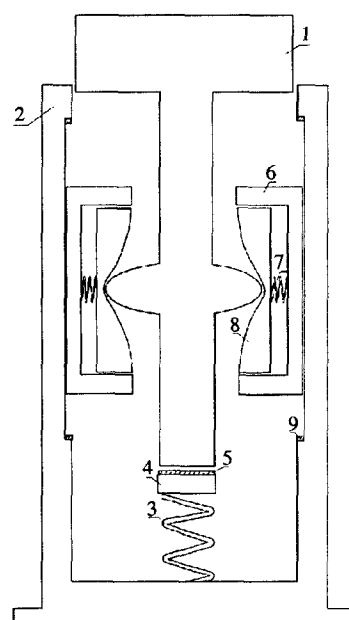
自适应减震座椅的核心是减震组件,见图1。

连接于车辆座椅底部的带有双卡的活动支柱(1),使座椅在受到车辆底板强烈震动冲击时自适应地产生浮动,隔离车辆驾乘人员受到强烈震动冲击。

固定于车辆底板的带有主缓冲弹簧、活动限槽、防撞击发声垫片的套筒(2),主缓冲弹簧(3)位于座椅底部的带有双卡的活动支柱下方(1),起着在受到车辆底板小幅振动时自适应地减缓车辆驾乘人员受震作用。

置于座椅底部的活动支柱的双卡两侧的可在固定于车辆底板的套筒的活动限槽中运动辅助弹簧系统(6、7、8),带有与辅助弹簧(7)连接的曲面物块(8),设计此曲面的形状以优化座椅减震系统的频率特性。

由可在固定于车辆底板的套筒(2)的活动限



- 1—带有双卡的活动支柱;2—套筒;3—主缓冲弹簧;
4—主缓冲弹簧上连接块;5—活动支柱与主缓冲弹簧上连接块间的防撞击发声垫片;6—辅助弹簧系统连接盒;7—辅助弹簧;8—带曲面的辅助弹簧左(右)连接块;
9—防辅助弹簧系统连接盒与套筒间的防撞击发声垫片

图1 一种自适应减震座椅

Fig. 1 An adaptive - damping seat

槽中运动辅助弹簧系统(6、7、8)预压力产生的辅助弹簧系统与套筒的活动限槽间的摩擦消耗系统振动能量达到减震目的。

收稿日期:2011-05-12

作者简介:沈晨晨(1990-),男,江苏如皋人,主要研究方向为建筑给排水设计与施工。

2 动力学模型

车辆减震座椅系统由车辆底盘、座椅及驾乘人员的人体构成。人体振动是一个多体的复杂的动力学体系,文献[3]采用了简化的二质量块模型。本文采用更为简化的一质量块模型。设人体质量为 m_B ,座椅质量为 m_C 。人体与座椅间的相互作用力由弹力 $F_{k,BC}$ 和阻尼力 $F_{C,BC}$ 构成,座椅与车辆底盘间的相互作用力由弹力 $F_{k,CF}$ 和阻尼力 $F_{C,CF}$ 构成,如图2所示。

考虑人体相对于座椅的弹跳运动及人体及座椅运动的能量耗散, $F_{k,BC}$ 和 $F_{C,BC}$ 的表达可写成

$$F_{k,BC} = \begin{cases} -k_{BC}(y_B - y_C) & (y_B - y_C < 0) \\ -k_S(y_B - y_C) & (y_B - y_C > 0) \end{cases}$$

$$F_{C,BC} = \begin{cases} -C_{BC}(\dot{y}_B - \dot{y}_C) & (y_B - y_C < 0) \\ -C_S(\dot{y}_B - \dot{y}_C) & (y_B - y_C > 0) \end{cases}$$

按上述自适应减震座椅结构,座椅与车辆底盘间的相互作用力 $F_{k,CF}$ 和 $F_{C,CF}$ 的表达可写成

$$F_{k,BC} = \begin{cases} -k_G(y_C - y_F) & (y_C - y_F \leq -S_{d,max}, y_C - y_F > S_{u,max}) \\ f_d(y_C - y_F) & (-S_{d,max} < y_C - y_F \leq -S_d) \\ -k_{CF}(y_C - y_F) & (-S_d < y_C - y_F \leq 0) \\ 0 & (0 < y_C - y_F \leq S_u) \\ f_u(y_C - y_F) & (S_u < y_C - y_F \leq S_{u,max}) \end{cases}$$

$$F_{C,BC} = \begin{cases} 0 & (y_C - y_F \leq -S_{d,max}, y_C - y_F > S_{u,max}) \\ -\mu \text{abs}[f_d(y_C - y_F)] \text{sign}(\dot{y}_C - \dot{y}_F) & (-S_{d,max} < y_C - y_F \leq -S_d) \\ -\mu F_0 \text{sign}(\dot{y}_C - \dot{y}_F) & (-S_d < y_C - y_F \leq 0) \\ -\mu F_0 \text{sign}(\dot{y}_C - \dot{y}_F) & (0 < y_C - y_F \leq S_u) \\ -\mu \text{abs}[f_u(y_C - y_F)] \text{sign}(\dot{y}_C - \dot{y}_F) & (S_u < y_C - y_F \leq S_{u,max}) \end{cases}$$

式中 $y_B, \dot{y}_B$ 为人体坐标、速度, $y_C, \dot{y}_C$ 为座椅坐标、速度, $S_u, S_{u,max}, S_d, S_{d,max}$ 为行程参数, k_G 为减震组件套筒刚度, k_{CF} 为减震组件主弹簧刚度, $f_d(y_C - y_F), f_u(y_C - y_F)$ 是由减震组件中辅助弹簧连接的曲面物块决定的函数, μ 为辅助弹簧系统与套筒的活动限槽间的摩擦系数, $\text{abs}(s)$ 为取 s 的绝对值, $\text{sign}(s)$ 为取 s 的符号。

车辆减震座椅系统的动力学方程为

$$m_B \ddot{y}_B = F_{k,BC} + F_{C,BC} - m_B g$$

$$m_C \ddot{y}_C = \begin{cases} m_C \ddot{y}_F [\text{abs}(F_{k,CF} - F_{k,BC} - F_{C,BC} - m_C g) > \text{abs}(F_{C,CF})] \\ F_{k,CF} + F_{C,CF} - F_{k,BC} - F_{C,BC} - m_C g & (\text{else}) \end{cases}$$

式中 g 为重力加速度。

3 动态特性

在车辆底盘位移激励 $y_F = A \sin(2\pi \nu t)$ 下,研

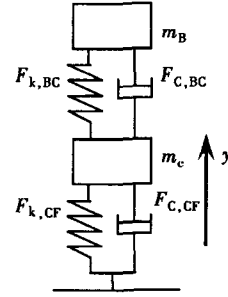
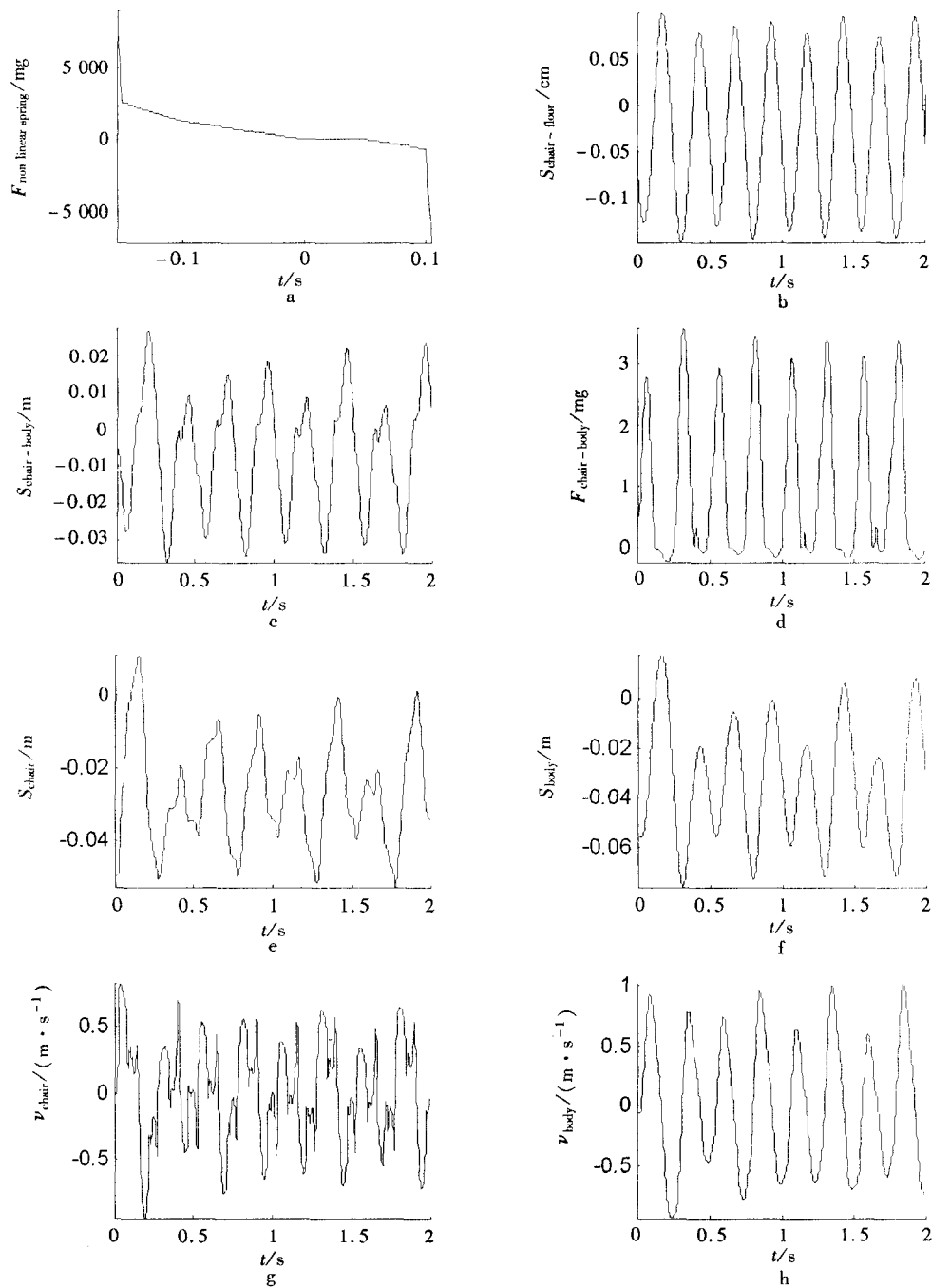


图2 动力学模型

Fig.2 Dynamic model

究驾乘人员的动态响应。图3是在 $A=0.10 \text{ m}, \nu=4 \text{ Hz}$ 条件下的数值模拟结果。图3a是减震座椅系统的非线性弹力特征曲线;图3b是座椅相对于车辆底盘的位移—时间曲线;图3c是驾乘人员相对于座椅的位移—时间曲线;图3d是驾乘人员与座椅间的相互作用力—时间曲线;图3e是座椅的绝对位移—时间曲线;图3f是驾乘人员的绝对位移—时间曲线;图3g是座椅的绝对速度—时间曲线;图3h是驾乘人员的绝对速度—时间曲线。由图可见,车辆减震座椅系统具有较好自适应减震特性。

图4是在 $A=0.10 \text{ m}$ 条件下的驾乘人员与座椅间的最大相互作用力—频率曲线,图中, $k_{CF1}=127.4 \text{ kN/m}, k_{CF2}=42.47 \text{ kN/m}, k_{CF3}=14.16 \text{ kN/m}$ 。由图可见,采用较软的减震组件主弹簧在车辆底盘位移激励频率较高时具有更好的减震效果。

图 3 在 $A = 0.10 \text{ m}, \nu = 4 \text{ Hz}$ 条件下的数值模拟结果Fig. 3 Numerical simulation results at $A = 0.10 \text{ m}, \nu = 4 \text{ Hz}$

4 结论

本文设计的自适应减震座椅结构简单, 造价低, 易于安装维护。通过建立系统的动力学模型,

数值研究了系统的动态特性, 结果表明具有较好自适应减震特性, 采用较软的减震组件主弹簧在车辆底盘位移激励频率较高时具有更好的减震效果。

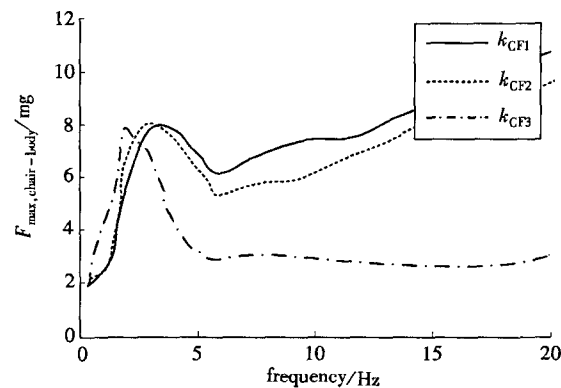


图4 在 $A=0.10\text{ m}$ 条件下的驾乘人员与座椅间的最大相互作用力-频率曲线

Fig.4 Curves of the maxionum interaction force between occupant an seat versus frequency at $A=0.10\text{ m}$

参考文献:

- [1] 吴刚,李景禄. HY_100 型车辆隔振减振减震座椅的研制[J]. 汽车研究与开发,1998(5):19-22.
- [2] 赵德敏,张琪昌. 车辆座椅减振研究[J]. 天津理工大学学报,2006,22(5):6-8.
- [3] 张昆,王占岐,马钊英. 汽车座椅的动态特性研究[J]. 云南工业大学学报,1995,11(2):5-12.
- [4] 黄曼平. 工程车辆座椅减振环节模型探讨[J]. 安徽建筑工业学院学报,1998,6(4):58-61.
- [5] 张进秋,欧进萍,王光远,等. 车辆半主动隔振系统减振分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,2003,35(8):912-915.
- [6] 王恩荣,陈余寿. 车辆座椅减振系统中可控磁流液阻尼器的性能测试研究[J]. 工业控制计算机,2003,16(6):44-46.

Dynamic Characteristics of An Adaptive - damping Seat

SHEN Chen-chen¹, TANG Jie¹, GU Han-bing¹, SHI You-jin²

(1. School of Civil Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China;
2. Department of Fundamental Science, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China)

Abstract: Reducing vibration of the drivers from vehicle chassis to course discomfort and risk is a problem to solve urgently. According to the main reason of the bounce of occupants relative to the seat, an adaptive - damping seat is designed. The system dynamics model is proposed, dynamic characteristics of the system is analyzed, and the result of the research could be the reference of the parameter design of the adaptive - damping seat.

Keywords: Adaptive - damping Seat; Non linear; Dynamic Characteristics

(责任编辑:张英健)