

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.02.005

三自由度汽车座椅及其振动特性研究

康路路¹, 罗一平¹, 王兆强¹, 刘妍²

(1. 上海工程技术大学汽车工程学院, 上海 201620; 2. 浙江工商大学统计与数学学院, 浙江 杭州 310018)

摘要:为了解决车辆座椅的多自由度振动和乘坐舒适性问题,设计了一种三自由度并联机构座椅。利用单开链理论,计算出减振机构的耦合度为1,并用运动输出矩阵验证了三自由度为三平移运动,采用单位力椭球法对椭球圆度的分析为振动特性仿真分析提供了理论依据。通过支链不同刚度、负载和阻尼时的振动传递特性仿真分析,结果表明:系统各轴向共振频段远离乘客不舒适频段4~7 Hz,且在竖直方向上传递率峰值明显优于传统机械式减振座椅;在水平方向上,当激励在1 Hz以上时,传递率趋于零。研究表明该减振座椅能够达到较高的减振标准。

关键词:车辆座椅;多自由度振动;耦合度;共振频率;传递率

中图分类号:TH113.1;U463.836

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)02-0020-06

3-DOF Vehicle Seat and Vibration Characteristics Research

KANG Lulu¹, LUO Yiping¹, WANG Zhaoqiang¹, LIU Yan²

(1. School of Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. School of Statistics and Mathematics, Zhejiang Gongshang University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to solve the problem of the multi dimension vibration and ride comfort of the vehicle seat, a vehicle seat based on three degree of freedom (3-DOF) parallel mechanism was designed. The calculation result of coupling degree of vibration reduction mechanism was 1 which based on the theory of single opened chain, and three degrees of freedom were verified as three translational motion by using the motion output matrix. The ellipsoidal roundness was analyzed by using the unit force ellipsoid method, which provided the theoretical foundation for simulation analysis of vibration characteristic. Simulation analysis of vibration transfer characteristics under the conditions of different stiffness, damping and load mass showed that the axial resonance frequency of the system to avoid the human sensitive frequency band 4~7 Hz, and the peak transfer rate was obviously superior to the traditional mechanical vibration seat in the vertical direction. The transmission rate was tended to zero when the excitation was above 1 Hz in the horizontal direction. The results show that the vibration damping seat system has a good effect of vibration reduction.

Keywords: vehicle seat; multi degree of freedom vibration; coupling degree; resonance frequency; transfer rate

随着现代化生活节奏的加快,车辆成为了人们日常出行的主要交通工具,在追求方便快捷的同时,人们对乘坐舒适性的要求也越来越高。由于车辆通过的环境是多变的,在行驶环境比较恶劣的情况下,车辆颠簸严重,不仅影响乘客的乘坐舒适性,严重时可能会威胁到乘客的人身安全^[1-4]。文献[1]和[5]阐述了在振动条件下人体与车辆座椅接触点处各轴向加速度对振动性能指标和乘坐舒适度的影响,因此,深入研究车辆座

椅的减振效果和舒适性是十分必要的。

目前相关的研究领域对并联机构的开发已取得一定的成果^[6-7],多自由度并联减振结构已经有一定的成果^[8-9],少自由度并联机构也取得初步成果^[10]。对于车辆座椅的应用情况,传统机械式座椅的减振效果不够理想,其中的难题是非线性弹性元件的工程设计有一定的难度,想要符合多维减振标准就更加困难。考虑到并联机构的特性,部分学者将并联机构应用到车

收稿日期:2016-08-28;修回日期:2016-10-19

基金项目:国家自然科学基金项目资助(51505272)。

第一作者简介:康路路(1989),男,安徽蚌埠人,硕士研究生,主要研究方向为汽车先进制造与检测技术、智能材料与控制。E-mail: kangll0808@163.com

辆座椅中,取得了较好的多维减振效果^[11-12],但在系统振动传递特性方面并未做出深入的研究,缺乏对并联机构座椅振动传递特性进行定量的分析,无法保证减振效果的可信度。

结合车辆的实际运行环境,针对座椅减振特性,采用巧妙的机构来最大限度地完成减振要求。针对减振机构,通常需要分析三垂直方向上的减振情况。基于以上分析,笔者设计了一种三自由度车辆座椅,对三平移自由度进行了验证,建立了系统振动传递特性理论模型,通过仿真分析证明了该减振机构可以达到较高的减振标准。

1 车辆座椅减振机构设计

车辆座椅减振机构见图1,该装置由2个平台、3个支链构成。其中,上、下平台分别为动平台和静平台,3条支链围绕中心垂直轴沿周向均匀分布,支链上支点采用圆柱副和动平台相接,中部利用移动副衔接,底端采用移动副和静平台相接。

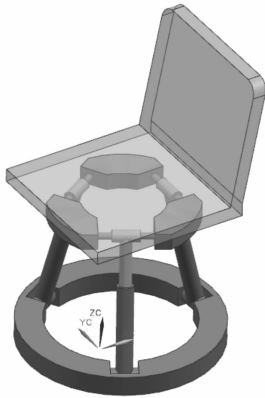


图1 三自由度并联机构车辆座椅模型

Figure 1 Vehicle seat model based on 3-DOF parallel mechanism

对于有 h 个基本回路的并联机构系统,其基本回路计算式为:

$$h = u - v + 1. \quad (1)$$

式中: h 为基本回路, u 为运动副, v 为构件数目。

按照机构空间位置运动关系,将并联机构中圆柱副拆分成转动副和移动的组合,且它们的轴心彼此重合,其基本回路数是: $h = u - v + 1 = 9 - 8 + 1 = 2$ 。

装置对应约束度用下式计算:

$$\Delta_j = \sum_{i=1}^{r_j} l_i - I_j - \eta_{lj}. \quad (2)$$

式中: Δ_j 为对应支路的约束度; l_i 表示对应自由度数, I_j, η_{lj} 分别为单链主动副的数目和秩; r_j 为对应运动

副数。

对于多回路并联机构的研究,涉及其运动学、动力学分析及相关变量的求解,而并联机构耦合度是判断这一系列过程复杂程度的指标,耦合度公式为:

$$g = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^h |\Delta_j|. \quad (3)$$

通过上面的计算可知,该机构有2个基本回路。因为系统中存在虚的约束条件,导致2条支路中包含秩相差1,由此可得:

$$\Delta_1 = \sum_{i=1}^{r_1} l_i - I_1 - \eta_{11} = 8 - 2 - 5 = 1; \quad (4)$$

$$\Delta_2 = \sum_{i=1}^{r_2} l_i - I_2 - \eta_{12} = 4 - 1 - (5 - 1) = -1.$$

对应值代入耦合度公式得 $g = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 |\Delta_j| = \frac{1}{2} \cdot (|1| + |-1|) = 1$,由计算结果可知装置中仅存在1条基本链。

为了方便分析,构建运算坐标轴,见图2。从单开链理论入手,考虑支链间的关系,可得动平台输出矩阵为:

$$\mathbf{M}^u = \bigcap_{i=1}^3 \mathbf{M}_i^o. \quad (5)$$

式中 $\mathbf{M}_i^o$ 为对应支链的输出矩阵。

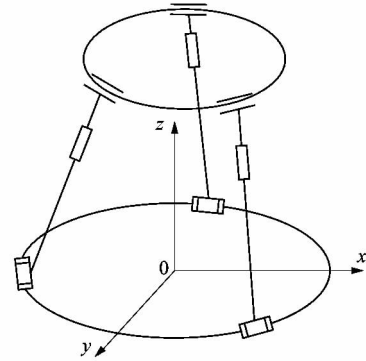


图2 减振机构坐标简图

Figure 2 Coordinate diagram of damping mechanism

根据支链的结构特征,得到输出矩阵为:

$$\mathbf{M}_i^o = \begin{pmatrix} \bar{x} & \bar{y} & \bar{z} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)可得:

$$\mathbf{M}^u = \begin{pmatrix} \bar{x} & \bar{y} & \bar{z} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cap \begin{pmatrix} \bar{x} & \bar{y} & \bar{z} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cap \begin{pmatrix} \bar{x} & \bar{y} & \bar{z} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{x} & \bar{y} & \bar{z} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (7)$$

由计算结果可判断,该机构为三平移运动机构,根据车辆人机工程学,该减振机构符合车辆座椅的实际应用情况。

2 座椅传力性能分析

装置正常工作的前提是系统拥有明确的自由度数目且不会随机构的工作状态发生变化,本文中车辆座椅减振机构采用三自由度并联机构,当其在恶劣环境中工作时,要求具有很高的灵活性,同时还能够避免力传递失真。因此,分析该装置的传力性能具有重要的意义。

在当前关于传力特性的研究中,主要采用广义惯性椭球法、雅可比矩阵条件数法和单位力椭球法^[13]。文中采用单位力椭球法,该装置传力关系式为:

$$\mathbf{F} = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{f}. \quad (8)$$

式中: $\mathbf{F}$ 为机构末端所受的力, $\mathbf{f}$ 为主动副的驱动力。

根据转置矩阵的特点,力矩雅克比阵与速度雅克比阵互为转置阵,对式(8)进行处理,取其点积得:

$$|\mathbf{F}|^2 = \mathbf{f}^T \cdot (\mathbf{J} \cdot \mathbf{J}^T) \cdot \mathbf{f}. \quad (9)$$

通过分析可知该矩阵 $\mathbf{J}$ 为三阶矩阵,对 $\mathbf{J} \cdot \mathbf{J}^T$ 进行对角化处理,可得:

$$\mathbf{J} \cdot \mathbf{J}^T = \mathbf{V} \cdot \text{diag}\left(\frac{1}{\lambda_1^2}, \frac{1}{\lambda_2^2}, \frac{1}{\lambda_3^2}\right) \cdot \mathbf{V}^T. \quad (10)$$

式中: $\mathbf{V}$ 为正交阵, $\lambda_i^2 (i=1,2,3)$ 为相应的特征值。

合并式(9)和式(10)可得:

$$|\mathbf{F}|^2 = (\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{f})^T \cdot \text{diag}\left(\frac{1}{\lambda_1^2}, \frac{1}{\lambda_2^2}, \frac{1}{\lambda_3^2}\right) (\mathbf{V}^T \cdot \mathbf{f}). \quad (11)$$

根据单位力椭球法的原理,该机构动平台所受的最大、最小广义力均出现在椭圆轴上。分析式(10)的组成可得,负载为单位力时,式(11)即为单位力输出椭球,且椭球3个轴与 $\lambda_i^2 (i=1,2,3)$ 的平方根是一一对应的。当座椅处于工作状态时,通常采用椭球圆度指标进行分析。为了使传力为各向同性的,要求椭球趋近于球,因为此时的传力特性较好。椭球圆度定义公式如下^[14]:

$$t = \frac{\lambda_3}{\lambda_1}. \quad (12)$$

式中 t 为椭球圆度。

对于座椅的减振机构,为了达到性能要求,要求 t 满足 $1 \leq t \leq +\infty$,并且当 t 越接近1时,减振机构的传力性能越好。根据对应关系,在MATLAB软件中给出 t 值分布图,见图3,其中 x_p, y_p, z_p 分别表示动平台质心在 x, y, z 方向上的运动范围。

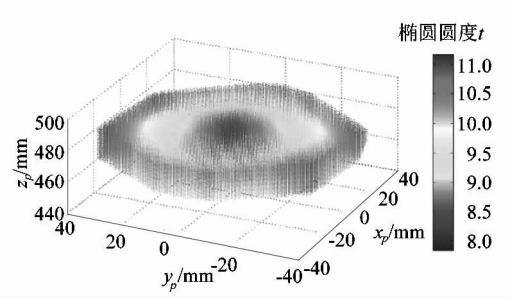


图3 减振机构传力特性分布图

Figure 3 Force transmission characteristic distribution map of vibration mechanism

通过图3可以看出, t 值主要集中在8.0~11.0之间,中心区域的力传递性能较优,随着向外半径的扩大,传递性能开始减弱。但整体上来说传力性能较优且波动较小。进而可以保证座椅减振机构在任一工作状态下正常工作,保障驾驶人员和乘客的人身安全。

3 车辆座椅系统振动特性仿真分析

参照车辆座椅各机构尺寸^[15],采用UG和ADAMS建立减振机构三维模型,见图4。各构件尺寸如下:动平台半径 R_1 为220 mm,各支链初始长度 L_1, L_2, L_3 均为450 mm,下平台半径 R_2 为300 mm,并在相应位置处设置弹簧组件。

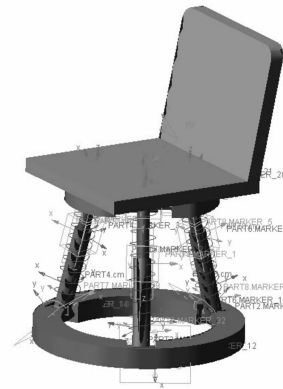


图4 减振装置仿真模型

Figure 4 Simulation model of damping device

为了让仿真结果更加接近车辆座椅的实际工作状态,在ADAMS中,将下平台和大地之间设置为固定约束,机体为三平移运动,保证不会出现自由度干涉问题。根据支链负载质量的情况,给弹簧施加预紧力进而代替重力的作用,在分析中分别对刚度、阻尼和质量进行了研究,这样的仿真结果具有较高的可信度。

3.1 刚度对稳态振动传递特性的影响

为了分析的可行性,把机构系统的静力平衡点定

义为初始位置,参照车辆座椅设计要求,赋予3条支链相同的力学参数。首先建立如图4所示的三垂直方向上的输入、输出接口,设置动平台的质量 m 为90 kg,3条支链中弹簧构件的阻尼 c 均为 $0.6 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{mm}$,构件

刚度 k 分别取5,10,15,20,25 N/mm。为了较全面地分析机构系统的工作频率状态,施加一个较宽频段为0.1~450.0 Hz的单位加速度扫频激励输入,得出刚度对并联机构振动性能的影响,结果如图5所示。

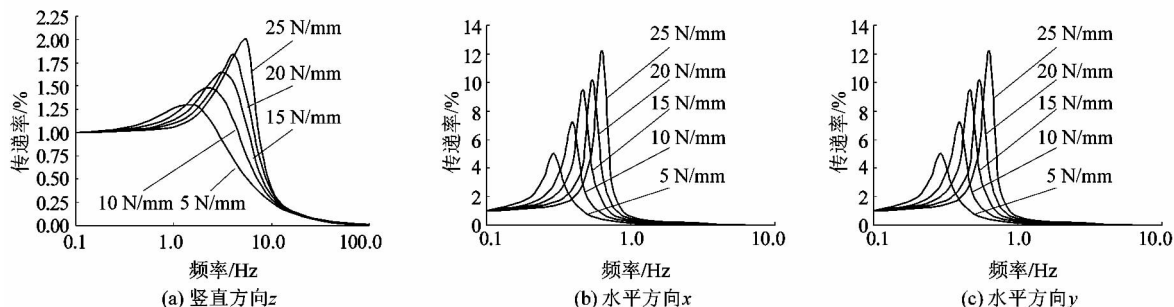


图5 不同刚度下系统各轴向振动传递特性

Figure 5 Vibration transfer characteristics of system axial direction under different stiffness

通过图5可知系统加速度传递率分布主要呈现2个趋势,一是在竖直方向 z 上,二是在水平方向 x, y 上。由图5(a)可知,在施加0.1~450.0 Hz的宽频段激励时,竖直方向 z 上加速度传递率峰值集中在1.0~10.0 Hz范围内,相对来说属于低频段范围,同时传递率在2.00%以下,在达到峰值之后随着频率的增加传递率开始趋于减小,在10.0 Hz之后的传递率迅速趋于稳定且接近0,这与被动隔振装置的特性是一致的

的^[16]。由图5(b)、(c)可知,由于水平方向 x, y 上的对称性,导致两水平方向上的传递率分布情况一致。传递率峰值出现的频段更低,集中在0.1~2.0 Hz,但较 z 轴向上有了显著的增加,部分已超过10%,说明 x, y 轴向上的阻尼效应很弱,减振能力偏低。整理出图5传递率峰值点坐标,如表1所示。其中, f 表示共振频率,Hz; w 表示传递率峰值,%。

表1 多种刚度下共振频率和传递率峰值

Table 1 Resonance frequency and maximum transmission rate under different stiffness

方向	f/Hz					$w/\%$				
	5 N/mm	10 N/mm	15 N/mm	20 N/mm	25 N/mm	5 N/mm	10 N/mm	15 N/mm	20 N/mm	25 N/mm
竖直 z	1.291	2.332	2.805	3.414	3.693	1.305	1.471	1.645	1.786	1.982
水平 x	0.290	0.350	0.430	0.520	0.560	5.124	7.086	9.451	10.059	12.313
水平 y	0.290	0.350	0.430	0.520	0.560	5.123	7.087	9.452	10.061	12.317

通过表1可知,有以下几点趋势,当负载质量、构件阻尼一定时,水平方向的共振频率小于竖直方向,但传递率峰值明显大于竖直方向,并且伴随着刚度的增加该趋势越来越明显。传递率峰值随着刚度的增加而呈线性增加,对于变化的总体趋势,在较低频率段时,传递率峰值大于1%,这说明响应峰值存在放大区域。低频率、低传递率证明了该减振机构的低频减振效果好,但当刚度特别小时,会扩大座椅的位移进而影响乘客的舒适度。

3.2 阻尼对稳态振动传递特性的影响

施加条件重新设定:动平台质量 m 为90 kg,构件刚度 k 均为10 N/mm,构件阻尼 c 分别取0.2,0.4,0.6,0.8和1.0 N·s/mm,同时也施加0.1~450.0 Hz

的宽频段的单位加速度激励,仿真结果见图6。

通过图6可知,当阻尼 c 分别为0.2,0.4,0.6,0.8和1.0 N·s/mm时的共振频域与刚度 k 分别为5,10,15,20和25 N/mm条件下类似,但不同阻尼条件下共振频率近似为一个常数。传递率峰值随刚度的增加呈非线性减小,其他变化与不同刚度条件下的趋势基本保持一致。对图6传递率峰值点坐标进行提取,如表2所示。

通过表2可知,加速度共振频率几乎无波动,说明阻尼基本无影响,而传递率峰值随阻尼的增加而减小且水平方向的趋势明显大于竖直方向,说明调节阻尼是增加稳定性的有效措施。

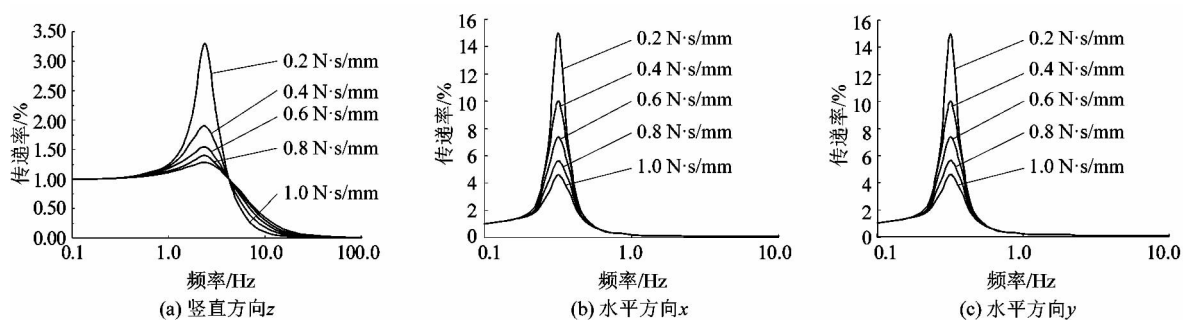


图6 不同阻尼下系统各轴向振动传递特性

Figure 6 Vibration transfer characteristics of system axial direction under different damping

表2 多种阻尼下共振频率和传递率峰值

Table 2 Resonance frequency and maximum transmission rate under different damping

方向	e/Hz					$w/\%$				
	0.2 N·s/mm	0.4 N·s/mm	0.6 N·s/mm	0.8 N·s/mm	1.0 N·s/mm	0.2 N·s/mm	0.4 N·s/mm	0.6 N·s/mm	0.8 N·s/mm	1.0 N·s/mm
竖直 z	2.450	2.355	2.205	2.142	1.905	3.324	1.915	1.525	1.355	1.201
水平 x	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	15.112	10.023	7.256	5.657	4.624
水平 y	0.350	0.350	0.350	0.350	0.350	15.103	10.019	7.255	5.661	4.624

3.3 负载质量对稳态振动传递特性的影响

当施加条件为构件刚度 k 均为 10 N/mm , 构件阻尼 c 均为 $0.6 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$, 动平台质量 m 分别为 $60, 70, 80, 90$ 和 100 kg 时, 依旧施加 $0.1 \sim 450.0 \text{ Hz}$ 的单位加速度激励, 仿真结果见图7。

通过图7可知, 系统的共振频域和前面不同刚度、阻尼条件下的情况基本一致, 即竖直方向上集中在 $1.0 \sim 10.0 \text{ Hz}$, 水平方向上集中在 $0.1 \sim 1.0 \text{ Hz}$ 。对图7传递率峰值点坐标进行提取, 如见表3所示。

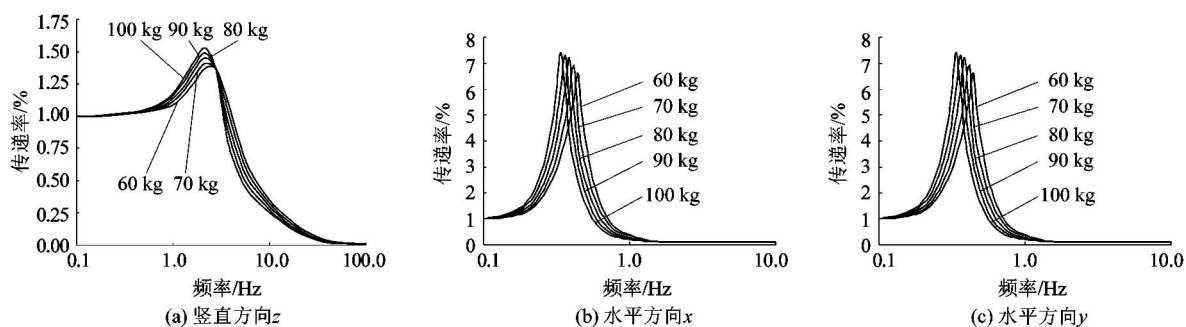


图7 不同质量下系统各轴向振动传递特性

Figure 7 Vibration transfer characteristics of system axial direction under different quality

表3 多种负载质量下共振频率和传递率峰值

Table 3 Resonance frequency and maximum transmission rate under different quality

方向	e/Hz					$w/\%$				
	60 kg	70 kg	80 kg	90 kg	100 kg	60 kg	70 kg	80 kg	90 kg	100 kg
竖直 z	2.550	2.450	2.350	2.250	2.150	1.400	1.435	1.478	1.514	1.543
水平 x	0.440	0.410	0.380	0.350	0.350	6.518	6.921	7.266	7.270	7.468
水平 y	0.440	0.410	0.380	0.350	0.350	6.518	6.920	7.258	7.267	7.469

对表3进行分析,动平台不同负载质量对竖直方向和水平方向的共振频率和传递率峰值影响很小,在竖直方向上,传递率峰值波动范围在0.2%以内,共振频率基本保持不变。在水平方向上,传递率峰值波动在0.8%以内,共振频率波动较小,说明负载质量对系统稳定振动传递特性影响不大,该三自由度并联机构座椅可以适用于多种类型乘客。

在当前的研究中,对人体最敏感的振动频域,在竖直方向上一般为4.0~7.0 Hz,水平方向上一般为0.5~2.5 Hz。由此可知,减振机构在 z 轴向上的频域较为理想的控制范围在2.0~4.0 Hz之间,其中在3 Hz时最理想^[17]。

综合以上的仿真分析结果,对于人体敏感共振频域,在设置不同参数刚度、阻尼和负载质量的条件下,均避开了人体敏感段。虽然在 x, y 轴向上传递率峰值较大,但频域大于1.0 Hz时接近0,所以该座椅可以达到很高的减振标准。

4 结语

本文根据车辆座椅的设计标准,设计了一种三自由度并联机构车辆座椅。首先利用单开链理论,计算出减振机构的耦合度为1,可知减振机构中仅存在一条基本链,接着采用运动输出矩阵,验证了三平移运动符合座椅在实际中的振动状态,说明该座椅的结构是合理的,为后面的仿真分析提供了理论支撑。

利用单位力椭圆法对减振机构进行了理论分析,椭圆圆度 t 主要集中在8.0~11.0之间,中心区域的力传递性能较优,随着向外半径的扩大,传递性能有所减弱,但整体上来说传力性能较优且较稳定。

通过仿真分析结果可知,系统各轴向共振频率避开了人体敏感频段,普通机械式座椅竖直方向上传递率峰值一般大于2.5%,该并联机构座椅竖直方向上的峰值明显小于普通机械式座椅;水平方向上对频率大于1 Hz的激励衰减性能较好,证明该座椅可达到较高的减振和舒适性要求。若是进一步进行研究,可在水平方向上增加有效的机构进而增加其等效阻尼,从而实现水平方向上超低频的减振效果。

参考文献:

- [1] 董彦鹏,吕振华. 垂向强冲击载荷下车辆缓冲座椅的安全带系统防护性能分析及优化[J]. 清华大学学报(自然科学版),2012,52(7):989-994.
- [2] 刘银生,刘伟,王冰松,等. 基于CRH6型城际动车组的座椅研究[J]. 高速铁路技术,2016,7(2):26-31.
- [3] 郭明,刚宪约,焦学健,等. 校车座椅及固定件后倾试验仿真分析[J]. 机械设计,2015,32(11):51-55.
- [4] 党雪芒,方锐,谢书港,等. 某驾驶员座椅鞭打性能分析及优化[J]. 机电工程,2015,32(2):190-195.
- [5] LUO Xiao, DU Wenjing, ZHANG Jinhuan. Safety benefits of belt pretensioning in conjunction with precrash braking in a frontal crash[J]. Intelligent vehicles symposium,2015,4(2):871-876.
- [6] 李秦川,孙晓东,陈巧红. 2-PRS-PRRU 并联机构运动学与奇异分析[J]. 机械工程学报,2011,47(3):21-27.
- [7] WU Jun, CHEN Xiaolei, WANG Liping. Design and dynamics of a novel solar tracker with parallel mechanism[J]. IEEE transactions on mechatronics,2016,21(1):88-97.
- [8] GOSSELIN C, SCHREIBER L T. Kinematically redundant spatial parallel mechanisms for singularity avoidance and large orientational workspace[J]. IEEE transactions on robotics,2016,32(2):286-300.
- [9] 石奇瑞,马履中. 六自由度并联机构组合弹簧阻尼减振装置[J]. 农业机械学报,2007,38(8):128-131.
- [10] 黄鹏,王立平,关立文,等. 新型3自由度并联机构运动性能及精度分析[J]. 机械工程学报,2010,46(15):1-7.
- [11] 杨启志,朱小兵,陈龙,等. 基于并联机构的车辆多维减振座椅的设计[J]. 机械设计,2011,28(9):46-48.
- [12] 吴伟光,马履中,杨启志,等. 车辆并联机构座椅三维减振研究[J]. 农业机械学报,2011,42(6):23-27.
- [13] 韩江义,游有鹏,王化明,等. 并联机构力传递的分析[J]. 机器人,2009,31(6):523-528.
- [14] 李鹭扬,吴洪涛. 并联机器人力传递性能分析[J]. 机械科学与技术,2005,24(10):1176-1177.
- [15] 毛恩荣,张红,宋正河. 车辆人机工程学[M]. 北京:北京理工大学出版社,2007:98-106.
- [16] IBRAHIM R A. Recent advances in nonlinear passive vibration isolators[J]. Journal of sound and vibration,2008,314(3/4/5):371-452.
- [17] 姚为民. 汽车座椅结构安全性与空气悬挂式座椅减振性能研究[D]. 长春:吉林大学,2005:67-75.