

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.04.005

剪式座椅结构参数变化对其减振性能的影响分析*

王利娟¹, 闫建国^{1*}, 侯占峰¹, 张永¹, 朱军²

(1. 内蒙古农业大学 机电工程学院, 内蒙古 呼和浩特 010018;

2. 河南理工大学 电气工程与自动化学院, 河南 焦作 454000)

摘要:针对座椅结构参数对剪式座椅减振性能影响尚不明确的问题,对JF-C-01型汽车剪式座椅结构参数变化与其减振性能关系进行了研究。对座椅悬架结构特点、减振特性影响因素和座椅性能研究方法进行了归纳,提出了一种剪式座椅减振特性的分析方法;通过力学分析推导了座椅悬架的运动微分方程,得到了驾驶员-座椅悬架单自由度简化模型;采用数值仿真法分析了阻尼器倾角、弹簧位置、剪杆长度和倾角变化对座椅减振性能的影响。研究表明:阻尼器倾角对座椅减振性能影响明显,随着阻尼器倾角的减小,座椅在隔振区的振动衰减能力增强,但振动放大区的峰值频率和振幅均有所增加;弹簧位置、剪杆长度和倾角在座椅尺寸范围内变化时对座椅减振性能的影响很小;该模型可为剪式座椅的结构性能优化提供依据。

关键词:剪式座椅;结构参数;减振性能

中图分类号:TH113.1;TH122;U463.83+6

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)04-0368-06

Influence analysis for structural parameters of scissor type seat on seat's vibration characteristics

WANG Li-juan¹, YAN Jian-guo¹, HOU Zhan-feng¹, ZHANG Yong¹, ZHU Jun²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Inner Mongolia Agricultural

University, Hohhot 010018, China; 2. School of Electrical Engineering and

Automation, Henan Polytechnic University, Jiaozuo 454000, China)

Abstract: Aiming at the problem of unclear influence of scissor type seat suspension structural parameters on its vibration characteristics, the relationship between structural parameters and vibration characteristics of JF-C-01 scissor type vehicle seat was studied. The structural characteristics of the seat suspension, influence factors of vibration characteristics and research methods of seat vibration reduction performance were summarized. A method for analyzing the vibration characteristics of the scissor type seat was presented. The motion differential equation of seat suspension system was derived by mechanical analysis. A simplified single degree of freedom model for driver seat suspension was obtained. The influences of damper inclination angle, location of spring, length and inclination angle of scissor linkage on the vibration reduction of the seat suspension were analyzed by numerical simulation method. The results indicate that the influence of damper inclination on seat vibration damping performance is obvious. With the decrease of damper inclination angle, the vibration reduction capacity of the seat in the vibration isolation zone is enhanced, but the peak frequency and amplitude in the vibration amplifying zone are increased. The spring location, scissor linkage length and inclination angle changes in the seat size range have little effect on the seat vibration characteristics. The model can provide a basis for structural performance optimization of the scissor type seat.

Key words: scissor type seat; structural parameters; vibration characteristics

收稿日期:2018-10-29

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61563042);内蒙古自治区高等学校科学研究资助项目(NJZY13068);河南省重点研发与推广专项资助项目(182102210052)

作者简介:王利娟(1979-),女,内蒙古呼和浩特人,硕士,讲师,主要从事机电测试控制方面的研究。E-mail:wanglijuan_qq@163.com

通信联系人:闫建国,男,硕士,副教授。E-mail:yanyjg@126.com

0 引言

车辆座椅悬架减振性能的好坏对驾驶员舒适性及健康状况有重要影响^[1]。研究表明:由不平路面激励引起的车辆地板振动频率接近或处于人体的敏感频率范围^[2-4],驾驶员长期在这种环境中驾乘车辆会对其健康造成危害^[5-7]。

因稳定性好、可靠性高的特点,剪式减振座椅被广泛应用于各种车辆^[8]。根据座椅悬架中弹簧的布置方式不同,剪式减振座椅通常包括3种结构形式,分别为弹簧布置于上底板与下底板之间、剪杆与底板之间或交叉的剪杆之间,阻尼器一般以一定角度布置于上底板与下底板之间或剪杆之间^[9]。

目前,有关剪式减振座椅的研究主要集中在弹簧刚度和减振器阻尼的优化组合方面^[10-13]。而考虑弹簧、阻尼器的布置位置、角度等结构参数变化对座椅减振性能产生影响的研究相对较少。

相同结构形式的剪式减振座椅的弹簧、阻尼器在其悬架中的位置或角度也有所不同,这些结构参数的变化必然对座椅的减振性能带来影响。徐晓美等^[14]采用多体系统(MBS)动力学分析软件比较了6种弹簧布置方式下剪式座椅的刚度特性,表明不同的弹簧布置方式对座椅悬架刚度影响不同;水奕洁等以弹簧倾斜布置于底板和剪杆之间、阻尼器布置于两剪杆之间的剪式座椅为研究对象,利用Adams分析了该剪式座椅结构参数对悬架等效刚度和等效阻尼的影响,结果表明弹簧倾角、阻尼器倾角和剪杆长度等结构参数对其等效刚度和阻尼都有相对明显的影响。

可见,座椅结构参数对剪式座椅的性能产生影响,但具体到某种结构类型的剪式座椅,结构参数对其减振性能的影响还需进一步研究。弹簧竖直布置于座椅悬架上、下底板之间的剪式减振座椅在很多车辆上广泛应用,但对其减振性能的分析研究却很少。

因此,本文将分析结构参数对剪式座椅减振性能的影响。

1 剪式减振座椅的结构形式

JF-C-01型汽车剪式座椅结构简图如图1所示。

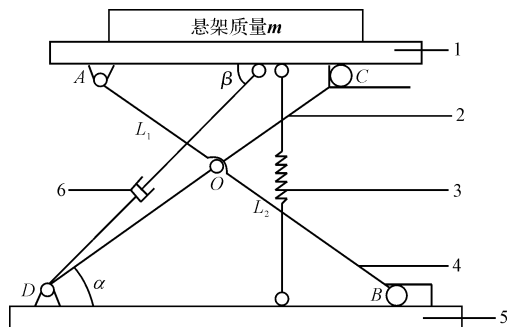


图1 JF-C-01型汽车剪式座椅结构简图

1—上底板;2,4—剪杆;3—弹簧;5—下底板;6—减振器

图1中,弹簧竖直布置于上、下底板之间,距剪杆铰接点O的水平距离为 L_k ,剪杆长 $AB=CD=L$, $OA=OC=L_1$, $OB=OD=L_2$, $L=L_1+L_2$,剪杆与底板的夹角为 α ,弹簧刚度为 k ,阻尼器阻尼为 c 。

2 座椅悬架减振性能的力学分析

为了简化计算过程,作以下假设:(1)将人体质量的75%和座椅悬架上底板质量视为悬架等效簧载质量进行计算,用 m 表示;(2)忽略中间剪杆的质量;(3)振动激励引起座椅在静平衡位置附近做微幅振动。

激励 y_{in} 作用下剪杆运动关系如图2所示。

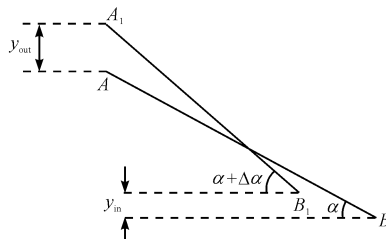


图2 激励 y_{in} 作用下剪杆运动关系

设作用在座椅下底板上的激励位移为 y_{in} ,座椅上底板的响应位移为 y_{out} ,则可得弹簧变形量 Δx 与 y_{in} 和 y_{out} 之间的关系为:

$$\Delta x = y_{out} - y_{in} \quad (1)$$

座椅整体受力分析如图3所示。

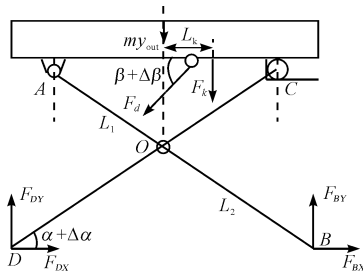


图3 座椅整体受力分析

座椅上底板在振动过程中所受的惯性力为 $m\ddot{y}_{\text{out}}$ ，根据达朗贝尔原理，得到如下平衡方程：

$$\left. \begin{aligned} F_{DX} + F_{BX} - F_d \cos(\beta + \Delta\beta) &= 0 \\ F_{DY} + F_{BY} - F_d \sin(\beta + \Delta\beta) - F_k - m\ddot{y}_{\text{out}} &= 0 \\ F_k [L_k + L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha)] + m\ddot{y}_{\text{out}} L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha) - \\ 2F_{BY} L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中： F_k —弹簧力， $F_k = k(y_{\text{out}} - y_{\text{in}})$ ； F_d —减振器的阻尼力， $F_d = c(\dot{y}_{\text{out}} - \dot{y}_{\text{in}}) \cdot \sin(\beta + \Delta\beta)$ ； α —静平衡状态时剪杆与下底板水平方向的夹角； $\Delta\alpha$ —在激励作用下夹角的变化； β —静平衡状态时阻尼器轴线方向与上、下底板水平方向的夹角； $\Delta\beta$ —在激励作用下减振器倾角的变化； f_d —滑动摩擦因数。

利用公式(2)和 $F_{BX} = f_d F_{BY}$ 可解得：

$$\begin{aligned} F_{BY} &= \frac{1}{2}(F_k + m\dot{y}_{\text{out}}) + \frac{L_k}{2L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha)} F_k ; \\ F_{DY} &= F_d \sin(\beta + \Delta\beta) + \frac{1}{2}(F_k + m\dot{y}_{\text{out}}) - \\ &\quad \frac{L_k}{2L_2 (\cos\alpha + \Delta\alpha)} F_k ; \\ F_{BX} &= \frac{f_d}{2}(F_k + m\dot{y}_{\text{out}}) + \frac{L_k f_d}{2L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha)} F_k ; \\ F_{DX} &= F_d \cos(\beta + \Delta\beta) - \frac{f_d}{2}(F_k + m\dot{y}_{\text{out}}) - \\ &\quad \frac{L_k f_d}{2L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha)} F_k \circ \end{aligned}$$

下面分别对 AB 剪杆和 CD 剪杆进行受力分析。剪杆受力分析如图 4 所示。

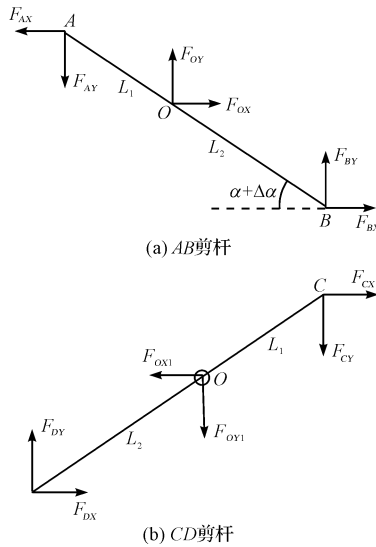


图 4 剪杆受力分析

对 AB 剪杆建立如下平衡方程：

$$\left. \begin{aligned} F_{BX} + F_{OX} - F_{AX} &= 0 \\ F_{BY} + F_{OY} - F_{AY} &= 0 \\ F_{BY} L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha) + F_{BX} L_2 \sin(\alpha + \Delta\alpha) + \\ F_{AY} L_1 \cos(\alpha + \Delta\alpha) + F_{AX} L_1 \sin(\alpha + \Delta\alpha) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

由公式(3)得：

$$F_{BY} L \cos(\alpha + \Delta\alpha) + F_{BX} L \sin(\alpha + \Delta\alpha) + F_{OX} L_1 \cos(\alpha + \Delta\alpha) + F_{OY} L_1 \sin(\alpha + \Delta\alpha) = 0 \quad (4)$$

对 CD 剪杆建立如下平衡方程：

$$\left. \begin{aligned} F_{DX} + F_{CX} - F_{OX1} &= 0 \\ F_{DY} - F_{CY} - F_{OY1} &= 0 \\ F_{DX} L_2 \sin(\alpha + \Delta\alpha) - F_{DY} L_2 \cos(\alpha + \Delta\alpha) - \\ F_{CY} L_1 \cos(\alpha + \Delta\alpha) - F_{CX} L_1 \sin(\alpha + \Delta\alpha) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

由公式(5)可得：

$$F_{DX} L \sin(\alpha + \Delta\alpha) - F_{DY} L \cos(\alpha + \Delta\alpha) + F_{OY1} L_1 \cos(\alpha + \Delta\alpha) - F_{OX1} L_1 \sin(\alpha + \Delta\alpha) = 0 \quad (6)$$

当 $F_{OX} = F_{OX1}$ 、 $F_{OY} = F_{OY1}$ 时，可由公式(4,6)解得：

$$F_{OX} = \frac{L}{2L_1} [F_{DX} - F_{DY} \cot(\alpha + \Delta\alpha) - F_{BX} - F_{BY} \cot(\alpha + \Delta\alpha)] ;$$

$$F_{OY} = \frac{L}{2L_1} [F_{DY} - F_{DX} \tan(\alpha + \Delta\alpha) - F_{BX} \tan(\alpha + \Delta\alpha) - F_{BY}] \circ$$

又 $F_{CX} = f_d F_{CY}$ ，代入公式(5)中得：

$$F_{DX} - F_{OX} - f_d(F_{OY} - F_{DY}) = 0 \quad (7)$$

根据假设(3)， $\Delta\alpha, \Delta\beta$ 近似为 0，将 F_{OX}, F_{OY} 代入公式(7)整理可得：

$$x_1 F_{DX} + x_2 F_{DY} + x_3 F_{BX} + x_4 F_{BY} = 0 \quad (8)$$

式中： $x_1 = L_1 - L_2 + L f_d \tan\alpha$ ；

$$x_2 = L_1 f_d - L_2 f_d - L \cot\alpha ;$$

$$x_3 = L + L f_d \tan\alpha ;$$

$$x_4 = L f_d + L \cot\alpha \circ$$

将 F_{DX}, F_{DY}, F_{BX} 和 F_{BY} 代入公式(8)，并整理化简可得：

$$m\ddot{y}_{\text{out}} + c_s \dot{y}_{\text{out}} + k_s y_{\text{out}} = c_s \dot{y}_{\text{in}} + k_s y_{\text{in}} \quad (9)$$

式中：

$$c_s = c [\sin^2\beta + \frac{(L_1 - L_2 + L f_d \tan\alpha) \sin\beta \cos\beta - 2L_2 f_d \sin^2\beta}{L \cot\alpha + L f_d}] ;$$

$$k_s = k \left[1 + \frac{2L_k f_d}{L(\cot\alpha + f_d) \cos\alpha} \right] \circ$$

可以看出：当座椅悬架结构参数确定时， c_s 和 k_s 均为常数，因此，该座椅的振动微分方程为线性常系数微分方程。 c_s 和 k_s 分别为座椅悬架系统的等效阻尼和等效刚度，其大小都与座椅结构参数有关，则该座椅

悬架系统的阻尼比为 $\xi = c_s / (2 \sqrt{k_s m})$, 弱阻尼悬架系统的固有频率为 $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_s/m} \sqrt{(1-\xi^2)}$, 振动传递函数 $\eta = \sqrt{(1+(2\xi\lambda)^2)/[(1-\lambda^2)^2+(2\xi\lambda)^2]}$, 其中, 频率比 $\lambda = f/[(1/2\pi) \sqrt{k_s/m}]$, f 为激振频率。

3 座椅悬架结构参数对其减振性能的影响

3.1 座椅悬架结构参数的确定

选取合适的弹簧刚度和阻尼器阻尼是座椅实现有效减振功能的关键, 为使车辆座椅在人体敏感频率范围 4 Hz ~ 8 Hz 的减振性能良好, 座椅悬架系统的固有频率 f_0 应在 1 Hz ~ 2 Hz, 阻尼比 ξ 应在 0.25 ~ 0.35 的范围^[15]。因此, 弹簧刚度 k 和阻尼器阻尼 c 的选取依据是使悬架质量变化范围内的固有频率和阻尼比处于合理范围。根据文献^[16]所述, 作用于座椅悬架系统上的有效质量变化范围为 45 kg ~ 85 kg, 本文选取 45 kg、65 kg 和 85 kg, 3 个座椅悬架质量, 以某公司生产的 JF-C-01 汽车剪式座椅结构为参考, 通过改变座椅螺旋弹簧的预紧力, 保证不同悬架质量下座椅初始位置为静平衡位置。

静平衡位置时座椅悬架的结构参数如表 1 所示。

表 1 静平衡位置时座椅悬架的结构参数

L/mm	L_1/mm	L_2/mm	L_k/mm	$\alpha/(\circ)$	$\beta/(\circ)$	f_d
341	164	177	0	24	30	0.02

根据分析得到的座椅减振微分方程式(9), 确定了以座椅悬架固有频率($f_0 = 1 \text{ Hz} \sim 2 \text{ Hz}$)和阻尼比($\xi = 0.25 \sim 0.35$)为约束条件的弹簧刚度和阻尼器阻尼值分别为 $k = 8\,000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 、 $c = 1\,700 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, 不同悬架质量 m 下座椅振动传递特性如图 5 所示。

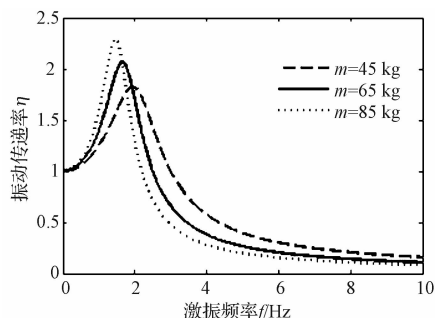


图 5 不同悬架质量 m 下座椅振动传递特性

不同悬架质量 m 下座椅振动性能参数如表 2 所示。

表 2 不同悬架质量 m 下座椅振动性能参数

不同悬架质量/kg	振动传递函数峰值频率/Hz	振动传递函数峰值幅值	阻尼比值	4 Hz 处的振动传递率
$m = 45$	1.95	1.82	0.34	0.57
$m = 65$	1.66	2.07	0.29	0.38
$m = 85$	1.47	2.29	0.25	0.28

由图 5 和表 2 可知:选取的弹簧刚度与阻尼器阻尼能够满足悬架固有频率(1 Hz ~ 2 Hz)和阻尼比(0.25 ~ 0.35)约束条件的要求,3 种悬架质量作用下座椅在人体敏感频率 4 Hz ~ 8 Hz 范围有明显的减振功能,悬架作用质量越大,振动放大区的振动幅值越大,而座椅在隔振区的振动衰减程度越大。

3.2 阻尼器倾角对座椅减振性能的影响

不同阻尼器倾角 β 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)如表 3 所示。

表 3 不同阻尼器倾角 β 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)

阻尼器倾角	振动传递函数峰值频率/Hz	振动传递函数峰值幅值	阻尼比值	4 Hz 处的振动传递率
初始角度	1.66	2.07	0.29	0.38
倾角减小 5°	1.71	2.7	0.2	0.32
倾角增加 5°	1.6	1.71	0.38	0.44

由表 3 可知:阻尼器倾角对座椅的减振性能影响明显,随着阻尼器倾角的增大,振动系统的等效阻尼变大,阻尼比增加,振动传递函数的峰值频率和峰值幅值都减小,在人体敏感频率 4 Hz ~ 8 Hz 频率范围的减振效果下降,阻尼器倾角增大 5°时,4 Hz 处的振动传递率增大 13.6%。相反,阻尼器布置倾角减小时,在隔振区的减振效果会改善,阻尼器倾角减小 5°时,4 Hz 处的振动传递率下降 15.8%,但在振动放大区的振幅会相应加大。

3.3 剪杆长度和倾角对座椅减振性能的影响

剪杆长度与倾角变化示意图如图 6 所示。

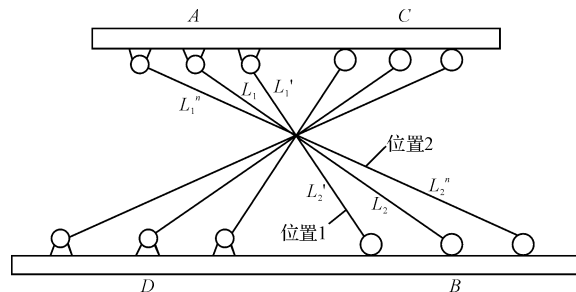


图 6 剪杆长度与倾角变化示意图

图 6 中为使剪杆长度和倾角变化不会对驾驶室内空间位置造成太大影响,在不改变座椅高度的情况下,分别改变 AB 剪杆和 CD 剪杆的位置,各点偏移距离均为 20 mm,如位置 1 和位置 2 所示,弹簧和阻尼器的位置保持原来位置不变。根据图示的几何关系计算出剪

杆长度和倾角变化后的 L_1 、 L_2 和 α 值,这些参数的变化会改变座椅悬架系统的等效刚度和等效阻尼值。

根据剪杆长度和倾角变化前后的座椅性能仿真结果,不同剪杆位置 L_1 、 L_2 和 α 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)如表 4 所示。

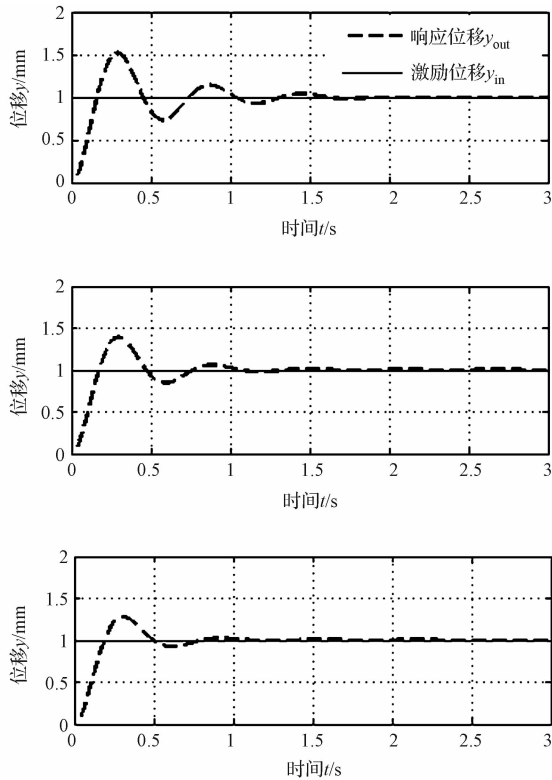
表 4 不同剪杆位置 L_1 、 L_2 和 α 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)

剪杆位置变化	振动传递函数 峰值频率/Hz	振动传递函数 数峰值幅值	阻尼 4 Hz 处的振 比值	动传递率
初始位置	1.66	2.07	0.29	0.38
位置 1	1.66	2.07	0.29	0.38
位置 2	1.65	2.06	0.29	0.38

由表 3 可知:对于弹簧垂直、阻尼器以一定角度布置于上下底板之间的剪式减振座椅,剪杆位置 L_1 、 L_2 和 α 变化对座椅振动特性的影响微乎其微,这明显区别于弹簧和阻尼器以一定角度布置于剪杆与底板之间的剪式减振座椅的减振特性。

3.4 弹簧位置对座椅减振性能的影响

不同弹簧位置 L_k 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)



如表 5 所示。

表 5 不同弹簧位置 L_k 下座椅振动性能参数($m = 65 \text{ kg}$)

弹簧位置变化	振动传递函数 峰值频率/Hz	振动传递函数 数峰值幅值	阻尼 4 Hz 处的振 比值	动传递率
初始位置 $L_k = 0$	1.66	2.07	0.29	0.38
$L_k = 100 \text{ mm}$	1.67	2.07	0.28	0.38
$L_k = -100 \text{ mm}$	1.65	2.06	0.29	0.37

由表 5 可知:对于该结构形式的剪式减振座椅,弹簧位置 L_k 变化对座椅振动特性的影响同样很微小。

3.5 不同悬架结构参数下激励位移与响应位移之间的关系

座椅悬架的减振性能还可通过分析激励位移与响应位移的关系来反映,选择两种激励方式:阶跃位移激励和正弦位移激励,激励位移的幅值均设置为 1 mm ,正弦位移激励的频率设置为 4 Hz 。

不同阻尼器倾角 β 下座椅阶跃激励、正弦激励的响应($m = 65 \text{ kg}$)如图 7 所示。

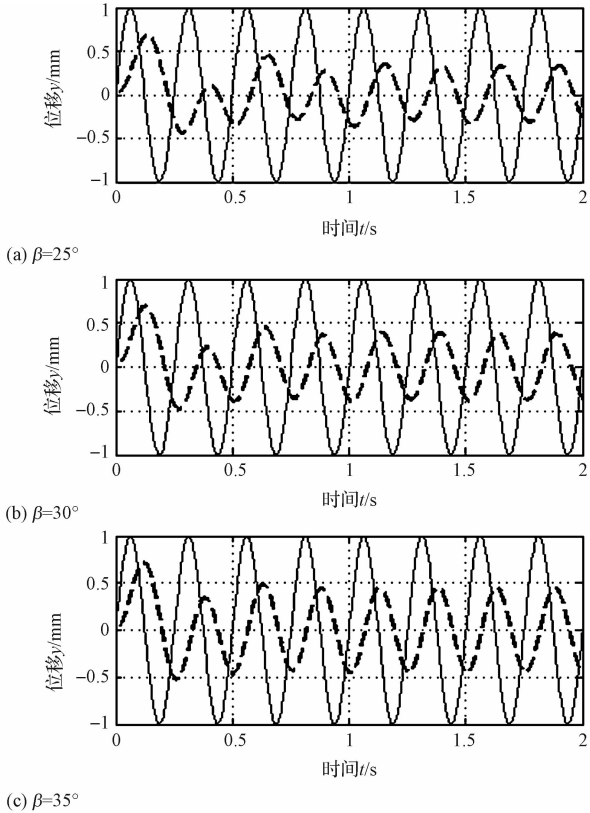


图 7 不同阻尼器倾角 β 下座椅阶跃激励、正弦激励的响应($m = 65 \text{ kg}$)

由图 7 可知:阻尼器倾角较小($\beta = 25^\circ$)时,阶跃位移激励下座椅振动响应的超调量较大,达到稳态响应的的时间较长,随着阻尼器倾角增大,座椅振动响应的超调量变小,达到稳态响应的的时间变短。而 4 Hz 正弦

位移激励下的座椅稳态响应的位移幅值较小,随着阻尼器倾角增大,座椅稳态响应的位移幅值变大。由此可见,阻尼器倾角减小时,座椅在隔振区的振动衰减能力增强,但在振动放大区的振幅变大。

弹簧位置、剪杆长度和倾角在座椅尺寸范围内变化时,座椅位移激励的响应变化很小,即对座椅减振性能的影响很小。

4 结束语

针对座椅结构参数对剪式座椅减振性能影响尚不明确的问题,本文推导了一种弹簧竖直布置的剪式减振座椅的振动微分方程,建立了座椅悬架结构参数与等效刚度和等效阻尼的关系,将驾驶员-座椅悬架简化为单自由度质量-弹簧-阻尼系统,以座椅悬架系统的固有频率和阻尼比为约束条件,选取了满足 45 kg ~ 85 kg 悬架质量范围减振要求的悬架刚度和阻尼;仿真分析了悬架作用质量、阻尼器倾角、弹簧位置和剪杆位置变化对座椅振动性能的影响。

研究结果表明:悬架作用质量越大,振动放大区的振动幅值越大,而座椅在隔振区的振动衰减程度越大;阻尼器倾角对座椅的减振性能影响明显,随着阻尼器倾角的增大,振动系统的等效阻尼变大,阻尼比增加,振动传递函数的峰值频率和峰值幅值都有所减小,在人体敏感频率 4 Hz ~ 8 Hz 频率范围的减振效果下降;弹簧位置、剪杆长度与倾角变化对座椅振动特性的影响很小。

结合他人的研究结果表明:不同结构形式的剪式座椅,悬架结构参数对其减振性能的影响有所不同。该结果可为剪式座椅的结构性能优化提供参考。

参考文献 (References):

- [1] 朱思洪,王家胜,王敏娜. 带附加气室空气悬架剪式座椅振动特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(11): 104-106.
- [2] PADDAN G S, GRIFFIN M J. Evaluation of whole-body vibration in vehicles [J]. **Journal of Sound & Vibration**, 2002, 253(1): 195-213.
- [3] SCARLETT A J, PRICE J S, STAYNER R M. Whole body vibration: evaluation of emissions and exposure levels arising from agricultural tractors [J]. **Terramech**, 2007(44): 65-73.
- [4] 闫建国,王春光,王利娟. 基于约翰迪尔 1204 型拖拉机减振座椅的参数选择[J]. 农机化研究, 2017, 39(12): 236-242.
- [5] THUONG O, GRIFFIN M J. The vibration discomfort of standing persons: 0.5 - 16 Hz fore-and-aft, lateral, and vertical vibration [J]. **Journal of Sound & Vibration**, 2011, 330(4): 816-826.
- [6] HOSTENS I, RAMON H. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body [J]. **Journal of Sound & Vibration**, 2003, 266(3): 453-464.
- [7] MATSUMOTO Y, GRIFFIN M J. Modelling the dynamic mechanisms associated with the principal resonance of the seated human body [J]. **Clinical Biomechanics**, 2001, 16(1): 31-44.
- [8] 徐晓美,朱思洪. 一种剪式座椅振动特性的理论分析[J]. 中国机械工程, 2006, 17(8): 802-804.
- [9] 水奕洁, SUBHASH R, 上官文斌. 剪式悬架座椅等效刚度阻尼的计算与分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(19): 38-44.
- [10] 杨坚, 韦林. 手扶拖拉机非线性座椅的研究[J]. 振动、测试与诊断, 1999, 19(2): 133-138.
- [11] 李素云, 杨坚, 梁兆新, 等. 手扶拖拉机 X 型座椅垂直方向振动的虚拟优化研究[J]. 拖拉机与农用运输车, 2005(1): 29-31.
- [12] 王芳, 杨君, 宋晓辉. 农用车辆 X 型悬架座椅的随机振动系统模型[J]. 农机化研究, 2009, 31(12): 196-199.
- [13] 刘委, 朱思洪, 王家胜, 等. 一种带附加气室的空气悬架剪式座椅振动特性理论分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(14): 1647-1650.
- [14] 徐晓美, 朱思洪. 基于 MBS 的剪式座椅垂向刚度特性比较分析[J]. 机械设计与制造, 2006(7): 21-23.
- [15] 孙长富. 汽车座椅结构的动力分析及最佳参数选择[J]. 汽车技术, 1990(2): 16-19.
- [16] 周一鸣. 拖拉机驾驶座位悬架系统的特性参数与驾驶员不同体重的最佳匹配[J]. 农业机械学报, 1983, 12(4): 27-43.

[编辑:张豪]

本文引用格式:

王利娟, 闫建国, 侯占峰, 等. 剪式座椅结构参数变化对其减振性能的影响分析[J]. 机电工程, 2019, 36(4): 368-373.

WANG Li-juan, YAN Jian-guo, HOU Zhan-feng, et al. Influence analysis for structural parameters of scissor type seat on seat's vibration characteristics [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2019, 36(4): 368-373.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>