基于悬置纵向耦联效应的驾驶室系统俯仰振动抑制研究

赵雷雷¹, 于曰伟^{1*}, 曹建虎¹, 周长城¹, 谭迪¹, 黄德惠², 袁建¹

1. 山东理工大学交通与车辆工程学院, 淄博 255000;

2. 一汽解放青岛汽车有限公司研发部, 青岛 266043

* E-mail: yuyuewei2010@163.com

收稿日期: 2021-09-02; 接受日期: 2022-01-27; 网络版发表日期: 2022-07-11

国家自然科学基金(批准号: 11802338)和山东省自然科学基金(编号: ZR2020ME127)资助项目

摘要 载货车驾驶室俯仰振动极易引发坐骨神经痛和颈椎病等驾驶疾病, 严重困扰着驾驶员正常生活. 本文研究一种基于悬置纵向耦联抑振效应的新型驾驶室悬置系统, 以实现驾驶室系统俯仰振动有效抑制. 详细阐述驾驶室纵向耦联悬置系统构型及其耦联抑振效应产生机理, 建立考虑悬置纵向耦联的驾驶员-座椅-驾驶室系统动力学模型并验证其有效性; 探明耦联悬置参数对振动响应影响规律并提出了俯仰抑振参数匹配方法, 继而基于实例对比分析驾驶室纵向耦联悬置系统抑振效能. 结果显示, 与驾驶室无耦联悬置系统相比, 采用耦联悬置后随机路况下驾驶室俯仰、驾驶员头颈俯仰及纵向加速度均方根均减小28.0%以上且驾驶室、座椅及驾驶员各器官垂向加速度均方根均减小约2.0%, 表明所提出的悬置系统能在保证垂向舒适性前提下实现驾驶室系统俯仰振动的有效抑制, 明显提升驾乘舒适性.

关键词 驾驶室, 驾驶员, 驾驶疾病, 悬置纵向耦联效应, 俯仰振动抑制

1 引言

目前, 坐骨神经痛和颈椎病等驾驶疾病严重困扰着载货车驾驶员的正常生活^[1-3]. 大量研究表明, 这些疾病主要是由悬置系统难以有效抑制驾驶室振动而传递到人体引起的, 其中, 驾驶室俯仰振动比垂向振动对人体危害更大^[4-6]. 因此, 如何有效衰减驾驶室俯仰振动已成为提高驾驶员健康和舒适性水平的关键问题^[7].

现有载货车驾驶室悬置系统主要有被动、半主动

及主动三类. 其中, 被动悬置系统因其性能稳定可靠、价格低廉等优势一直受到车企和用户青睐, 目前依然是现代驾驶室主流减振系统形式. 然而, 该类系统很难有效抑制驾驶室的俯仰振动^[8]. 针对此问题, 诸多学者已进行大量研究并做出了卓有成效的研究成果. 例如, Xu等人^[9]分析了载货车驾驶室俯仰振动固有频率及传递特性; Zhao等人^[10]建立了考虑驾驶室俯仰振动的人-椅-驾驶室动力学模型并提出了五悬置参数匹配方法; 黄德惠等人^[11]考虑驾驶室俯仰、垂向等固有频

引用格式: 赵雷雷, 于曰伟, 曹建虎, 等. 基于悬置纵向耦联效应的驾驶室系统俯仰振动抑制研究. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 1758–1768
Zhao L L, Yu Y W, Cao J H, et al. Pitching vibration suppression of cab system based on the suspension longitudinal coupling effects (in Chinese). Sci Sin Tech, 2022, 52: 1758–1768, doi: 10.1360/SST-2021-0421

率建立其悬置参数匹配数学模型; 何水龙等人^[12]基于信域指标分解振动分析方法有效提升了驾驶室振动舒适性. 这些研究成果为进一步降低驾驶室俯仰振动提供了有益参考; 然而, 近年来驾驶疾病频发的现实表明, 现有驾驶室被动悬置系统俯仰抑振能力还亟待进一步提升^[13-15].

耦联悬架系统可较好实现车辆底盘减振, 其技术优势引起了人们的关注, 已成为先进悬架发展的一个独特方向^[16-18]. 近年来, 相关学者对如何利用悬架耦联原理降低车辆底盘俯仰振动进行大量探索并取得了可喜进展. 例如, Damavandi等人^[19]通过耦联悬架拓扑优化提升了车辆抗俯仰能力; Zhang等人^[20]基于被动液压耦联悬架有效抑制了矿用车底盘俯仰振动; Zhu等人^[21]建立了车辆气动耦联悬架系统动力学模型并探究了悬架参数对车辆俯仰振动的影响规律; Li等人^[22]试验研究表明空气耦联悬架系统可有效衰减车辆俯仰振动; 张农等人^[23]通过悬架耦联有效降低了车辆底盘俯仰角加速度均方根值.

综上所述可知, 通过悬架耦联原理可有效抑制车辆底盘俯仰振动, 但已有文献资料中, 鲜有运用悬置耦联理论降低载货车驾驶室俯仰振动的报道. 本文将悬架耦联原理引入驾驶室悬置系统, 提出一种基于悬置纵向耦联抑振效应的驾驶室悬置系统, 探明耦联参数对驾驶员-座椅-驾驶室系统振动响应影响规律并提出基于驾驶室俯仰抑振的耦联参数匹配方法, 以期实现对该系统俯仰振动的有效抑制.

2 驾驶室纵向耦联悬置构型与原理

2.1 驾驶室纵向耦联悬置系统构型

图1(a)为驾驶室纵向耦联悬置系统示意图, 主要包括: 前悬置弹簧-减振器总成 f_1 和 f_2 、后悬置弹簧-减

振器总成 r_1 和 r_2 以及耦合杆. 其中, 前总成 f_2 和后总成 r_2 通过耦合杆连接且耦合杆可绕其在驾驶室上铰接点A作旋转运动; 耦合杆为轻质杆, 其质量可视为0. K_{f1} 和 C_{f1} 分别为总成 f_1 的刚度和阻尼系数; K_{f2} 和 C_{f2} 分别为总成 f_2 的刚度和阻尼系数; K_{r1} 和 C_{r1} 分别为总成 r_1 的刚度和阻尼系数; K_{r2} 和 C_{r2} 分别为总成 r_2 的刚度和阻尼系数. 图1(b)为驾驶室无耦联悬置系统示意图, 包括: 前悬置总成 f 和后悬置总成 r . 其中, K_f 和 C_f 分别为总成 f 的刚度和阻尼系数; K_r 和 C_r 分别为总成 r 的刚度和阻尼系数. 对比可知, 耦联悬置比无耦联悬置增设了耦联联接部分. 图1(c)提供了纵向耦联悬置的一种实现形式.

2.2 驾驶室纵向耦联悬置系统抑振原理

由图1(b)得无耦联情况下驾驶室垂向偏频 f_{1z} 为

$$f_{1z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_f + K_r}{m_c}}, \quad (1)$$

式中, m_c 为驾驶室质量.

由图1(a)得耦联情况下驾驶室垂向偏频 f_{2z} 为

$$f_{2z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{f1} + K_{f2} + K_{r1} + K_{r2}}{m_c}}. \quad (2)$$

驾驶室纵向耦联悬置总成 f_2 和 r_2 仅在驾驶室垂向振动时受力, 并分别与总成 f_1 和 r_1 并联; 驾驶室俯仰运动时, 总成 f_2 和 r_2 不起作用, 仅总成 f_1 和 r_1 起作用. 故前、后悬置总垂向刚度分别为 $K_f = K_{f1} + K_{f2}$ 和 $K_r = K_{r1} + K_{r2}$. 对比式(1)和(2)得 $f_{1z} = f_{2z}$. 因此, 悬置系统有、无耦联两种情况下垂向偏频相等.

无耦联情况下驾驶室俯仰偏频 $f_{1\phi}$ 为

$$f_{1\phi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a^2 K_f + b^2 K_r}{I_c}}. \quad (3)$$

图1 (网络版彩图)驾驶室悬置系统示意图. (a) 耦联悬置; (b) 传统悬置; (c) 耦联悬置结构三维示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the cab suspension system. (a) Coupled suspension; (b) traditional suspension; (c) three dimensional schematic diagram of the coupled structure.

耦联情况下, 驾驶室仅俯仰振动时 K_{l2} 和 K_{r2} 不起作用, 故耦联情况下驾驶室俯仰固有频率 $f_{2\varphi}$ 为

$$f_{2\varphi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a^2 K_{fl} + b^2 K_{rl}}{I_c}}. \quad (4)$$

因为 $K_f > K_{fl}$ 且 $K_r > K_{rl}$, 故由式(3)和(4)可知, 耦联情况下驾驶室俯仰偏频减小, 即 $f_{2\varphi} < f_{1\varphi}$.

综上所述, 驾驶室纵向耦联悬置系统减振原理可表述为, 保证驾驶室垂向偏频基本不变, 通过悬置纵向耦联降低驾驶室俯仰角刚度, 减小驾驶室俯仰偏频, 从而有效衰减驾驶室俯仰振动.

3 悬置耦联的驾驶员-座椅-驾驶室系统模型

3.1 物理模型

假定驾驶室系统左右对称, 考虑主要运动自由度: 驾驶室垂向运动 z_c 、侧倾运动 φ 及座椅垂向运动 z_s ^[7], 如图2所示. 其中, a 和 b 分别为前、后悬置到驾驶室质心的水平距离; h 为驾驶员质心到驾驶室质心的垂向距离; l_x 为座椅安装点到驾驶室质心的水平距离; K_s 和 C_s 分别为座椅悬置垂向刚度和阻尼; q_f 和 q_r 分别为驾驶室前、后悬置安装位置处的车架位移.

图2中所示驾驶员, 采用了经典7自由度驾驶员模型对驾驶员特性进行表征^[24]. 如图3所示, 7自由度具体为: 驾驶员头部垂向运动 z_5 、上体垂向运动 z_4 、上肢垂向运动 z_3 、内脏垂向运动 z_2 、下体垂向运动 z_1 、头颈俯仰运动 θ 及躯体水平运动 x_b ; m_i , K_i 及 C_i 分别代表相

图2 (网络版彩图) 驾驶员-座椅-驾驶室系统
Figure 2 (Color online) Driver-seat-cab system.

图3 (网络版彩图) 驾驶员生物力学模型
Figure 3 (Color online) Driver biomechanical model.

应部分的质量、刚度及阻尼, 其中 $i=1\sim 5$.

3.2 数学模型

根据图2和3, 建立悬置纵向耦联的驾驶员-座椅-驾驶室系统数学模型, 具体如下.

(1) 驾驶室垂向振动方程

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z}_c = & -K_{fl}(z_c - a\varphi - q_f) - K_{rl}(z_c + b\varphi - q_r) \\ & -C_{fl}(\dot{z}_c - a\dot{\varphi} - \dot{q}_f) - C_{rl}(\dot{z}_c + b\dot{\varphi} - \dot{q}_r) \\ & -K_{l2}(z_c - a\alpha - q_f) - K_{r2}(z_c + b\alpha - q_r) \\ & -C_{l2}(\dot{z}_c - a\dot{\alpha} - \dot{q}_f) - C_{r2}(\dot{z}_c + b\dot{\alpha} - \dot{q}_r) \\ & -K_s(z_{cs} - z_s) - C_s(\dot{z}_{cs} - \dot{z}_s), \end{aligned} \quad (5)$$

式中, α 为耦合杆的俯仰角, z_{cs} 为座椅导轨处驾驶室垂向位移, 且阻尼系数分别表示为

$$\begin{aligned} C_{fl} = & \begin{cases} C_{fl+}, & \dot{z}_c - a\dot{\varphi} - \dot{q}_f \geq 0, \\ C_{fl-}, & \dot{z}_c - a\dot{\varphi} - \dot{q}_f < 0, \end{cases} \\ C_{rl} = & \begin{cases} C_{rl+}, & \dot{z}_c + b\dot{\varphi} - \dot{q}_r \geq 0, \\ C_{rl-}, & \dot{z}_c + b\dot{\varphi} - \dot{q}_r < 0, \end{cases} \\ C_{l2} = & \begin{cases} C_{l2+}, & \dot{z}_c - a\dot{\alpha} - \dot{q}_f \geq 0, \\ C_{l2-}, & \dot{z}_c - a\dot{\alpha} - \dot{q}_f < 0, \end{cases} \end{aligned}$$

$$C_{r2} = \begin{cases} C_{r2+}, & \dot{z}_c + b\dot{a} - \dot{q}_r \geq 0, \\ C_{r2-}, & \dot{z}_c + b\dot{a} - \dot{q}_r < 0, \end{cases}$$

式中, “+”和“-”分别表示减振器复原行程和压缩行程.

(2) 驾驶室俯仰振动方程

$$\begin{aligned} I_c \ddot{\theta} = & K_{f1}(z_c - a\varphi - q_f)a - K_{r1}(z_c + b\varphi - q_r)b \\ & + C_{f1}(\dot{z}_c - a\dot{\varphi} - \dot{q}_f)a - C_{r1}(\dot{z}_c + b\dot{\varphi} - \dot{q}_r)b \\ & + [K_s(z_{cs} - z_s) + C_s(\dot{z}_{cs} - \dot{z}_s)]l_x \\ & + [K_b(x_{cs} - x_b) + C_b(\dot{x}_{cs} - \dot{x}_b)]h \\ & - k_t(\varphi - \theta) - c_t(\dot{\varphi} - \dot{\theta}), \end{aligned} \quad (6)$$

式中, I_c 为驾驶室俯仰转动惯量, 其中包含了人体 m_4 的转动惯量.

(3) 耦合杆俯仰振动方程

$$\begin{aligned} I_d \ddot{\alpha} = & K_{f2}(z_c - a\alpha - q_f)a - K_{r2}(z_c + b\alpha - q_r)b \\ & + C_{f2}(\dot{z}_c - a\dot{\alpha} - \dot{q}_f)a - C_{r2}(\dot{z}_c + b\dot{\alpha} - \dot{q}_r)b, \end{aligned} \quad (7)$$

式中, I_d 为耦合杆俯仰转动惯量.

(4) 座椅垂向振动方程

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s = & -K_s(z_s - z_{cs}) - C_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{cs}) \\ & - K_l(z_s - z_l) - C_l(\dot{z}_s - \dot{z}_l). \end{aligned} \quad (8)$$

(5) 驾驶员各部分振动方程

驾驶员下部垂向振动方程为

$$\begin{aligned} m \ddot{z}_1 = & -K_1(z_1 - z_s) - C_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_s) - K_2(z_1 - z_2) \\ & - C_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - K_{41}(z_1 - z_4) - C_{41}(\dot{z}_1 - \dot{z}_4). \end{aligned} \quad (9)$$

驾驶员内脏垂向振动方程为

$$\begin{aligned} m \ddot{z}_2 = & -K_2(z_2 - z_1) - C_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\ & - K_4(z_2 - z_4) - C_4(\dot{z}_2 - \dot{z}_4). \end{aligned} \quad (10)$$

驾驶员胳膊垂向振动方程为

$$m \ddot{z}_3 = -K_3(z_3 - z_4) - C_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_4). \quad (11)$$

驾驶员上部垂向振动方程为

$$\begin{aligned} m_4 \ddot{z}_4 = & -K_3(z_4 - z_3) - C_3(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) \\ & - K_4(z_4 - z_2) - C_4(\dot{z}_4 - \dot{z}_2) \\ & - K_{41}(z_4 - z_1) - C_{41}(\dot{z}_4 - \dot{z}_1) \\ & - K_5(z_4 - z_5) - C_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_5). \end{aligned} \quad (12)$$

驾驶员头部垂向振动方程为

$$m \ddot{z}_5 = -K_5(z_5 - z_4) - C_5(\dot{z}_5 - \dot{z}_4). \quad (13)$$

驾驶员纵向振动方程为^[24]

$$\begin{aligned} m_b \ddot{x}_b + m_s \ddot{\theta} \cos \theta - m_s \dot{\theta}^2 \sin \theta \\ = -K_b(x_b - x_{cs}) - C_b(\dot{x}_b - \dot{x}_{cs}), \end{aligned} \quad (14)$$

式中, $m_b = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5$, l_n 为驾驶员肩部和头部重心间的距离, $m_s \ddot{\theta} \cos \theta$ 为驾驶员俯仰运动切向力 $m_s \ddot{\theta}$ 产生的水平分力, $m_s \dot{\theta}^2 \sin \theta$ 为驾驶员俯仰运动向心力 $m_s \dot{\theta}^2$ 产生的水平分力^[24].

驾驶员头部俯仰振动方程为^[24]

$$\begin{aligned} m_s \ddot{\theta} + m_s \ddot{x}_b \cos \theta \\ = m_s g \sin \theta - k_t(\theta - \varphi) - c_t(\dot{\theta} - \dot{\varphi}), \end{aligned} \quad (15)$$

式中, $m_s \ddot{\theta}$ 为驾驶员俯仰运动切向力 $m_s \ddot{\theta}$ 产生的力矩, $m_s \ddot{x}_b \cos \theta$ 为水平惯性力 $m_s \ddot{x}_b$ 产生的力矩, $m_s g \sin \theta$ 为重力 $m_s g$ 产生的力矩^[24].

上述方程中, 座椅与驾驶室等效连接处的垂向位移和纵向位移, 可分别表示为

$$z_{cs} = z_c - l_x \varphi, \quad (16)$$

$$x_{cs} = -h \varphi. \quad (17)$$

4 模型有效性验证

4.1 仿真对比验证

为验证所建数学模型有效性, 基于商业化多体动力学仿真软件Adams, 在相同模型假设条件下建立了驾驶员-座椅-驾驶室系统动力学仿真模型. 下文基于此, 进行仿真对比验证研究.

4.1.1 模型参数

驾驶员生物力学模型的参数取值, 如表1所示^[24]. 仿真用某载货车座椅及驾驶室系统参数, 如表2所示. 仿真计算时, 其他设参数设置如下: $I_d = 2.6 \text{ kg m}^2$, $K_{f1} = K_{f2} = K_f/2$, $K_{r1} = K_{r2} = K_r/2$, $C_{f1} = C_{f2} = C_f/2$, $C_{r1} = C_{r2} = C_r/2$.

4.1.2 仿真工况

谐波激励下的系统振动响应对比分析是考察动力学模型差异的有效方法之一. 为此, 仿真激励设置为驾驶室前、后悬置系统分别受到幅值和频率相同、相角相差 π 的谐波激励^[8]. 驾驶室前、后悬置激励分别表示为 $q_f = B \sin(2\pi f_p \cdot t)$ 和 $q_r = B \cdot \sin(2\pi f_p \cdot t + \pi)$. 其中, t 为仿真时间且 $t = 20 \text{ s}$; 幅值 B 取 10 mm ; f_p 为激励频率, 且分别取 1.0 , 2.0 及 3.0 Hz .

表 1 驾驶员生物力学模型参数取值

Table 1 Parameter values of the driver biomechanical model

参量	取值	参量	取值
C_1 (N s/m)	2376.4	K_1 (N/m)	120123.3
C_2 (N s/m)	675.8	K_2 (N/m)	5300.3
C_3 (N s/m)	145.8	K_3 (N/m)	13177.7
C_4 (N s/m)	1797.7	K_4 (N/m)	9151.1
C_{41} (N s/m)	4023.2	K_{41} (N/m)	128198.6
C_5 (N s/m)	977.4	K_5 (N/m)	292010.0
C_b (N s/m)	621.9	K_b (N/m)	9925.7
c_t (N s/m)	18.9	k_t (N/m)	772.4
m_1 (kg)	10.0	m_4 (kg)	20.3
m_2 (kg)	9.2	m_5 (kg)	5.6
m_3 (kg)	8.0	l_n (m)	0.19

表 2 载货车座椅及驾驶室系统参数值

Table 2 Parameter values of the seat and the cab for the truck

参量	取值	参量	取值
a (m)	0.87	C_{f+} (N s/m)	6256
b (m)	1.00	C_{f-} (N s/m)	2317
h (m)	0.25	C_{r+} (N s/m)	4013
l_x (m)	0.03	C_{r-} (N s/m)	1574
m_c (kg)	810	K_s (N/mm)	15
I_c (kg m ²)	751	K_f (N/mm)	52
C_s (N s/m)	592	K_r (N/mm)	32

4.1.3 结果对比

基于所建数学模型和Adams模型, 分别计算了前述仿真工况下驾驶员-座椅-驾驶室系统的振动响应。其中, 激励频率 $f_p=2.0$ Hz工况下, 驾驶室俯仰加速度时间历程对比, 如图4所示。图4表明两种模型的计算结果吻合较好。

4.2 振动信号采集及对比分析

为给参数分析提供真实路况下的模型激励, 进行了振动信号采集试验。为考察所建模型可信性, 进行了加速度对比分析。仿真模拟中, 以采集得到的前悬置和后悬置激励为模型输入, 仿真时间 t 设为120 s。根据所建模型可知, 座椅面垂向测点即为驾驶员下体垂向测点, 座椅靠背纵向运动测点即为驾驶员躯体纵向测点。由测量数据和模拟数据计算各测点的加权加速度均方根值对比, 如表3所示。

图 4 (网络版彩图)驾驶室俯仰加速度对比
Figure 4 (Color online) A comparison of the cab pitching accelerations.

由表3可知, 传统无耦联模型模拟计算得到的座椅靠背纵向加权加速度均方根值与实测值的相对误差小于18%, 座椅面垂向加权加速度均方根值与实测值的相对误差在10%以内。可见, 传统无耦联模型的模拟值与试验值吻合较好。由于耦合模型所采用的驾驶员模型和驾驶室自由度与无耦合模型相同且仅耦合杆不同, 故佐证了所建耦联模型的可信性。

5 耦联悬置参数影响分析及匹配

5.1 参数影响分析

为便于考察驾驶室耦联悬置系统参数对耦联振动响应的影响规律, 定义4个比值参量: 前悬置刚度比值 $\gamma_{rk}=K_{r2}/K_{r1}$, 前悬置阻尼比值 $\gamma_{rc}=C_{r2}/C_{r1}$, 后悬置刚度比值 $\gamma_{rk}=K_{r2}/K_{r1}$, 后悬置阻尼比值 $\gamma_{rc}=C_{r2}/C_{r1}$ 。在前、后悬置总垂向刚度和总垂向阻尼不变情况下, 仿真计算了不同比值时沥青路和水泥路况下, 驾驶室垂向加速度、俯仰加速度、俯仰角、前悬置动挠度及后悬置动

表 3 加权加速度均方根试验值与仿真值对比(m/s²)

Table 3 A comparison of the weighted acceleration RMS values between the test and the simulation

路况	测点	无耦联		耦联(仿真)
		试验	仿真	
沥青路	座椅面垂向	0.34	0.37	0.33
	座椅靠背纵向	0.16	0.13	0.10
	驾驶室地板	0.36	0.38	0.36
水泥路	座椅面垂向	0.46	0.42	0.41
	座椅靠背纵向	0.23	0.19	0.15
	驾驶室地板	0.51	0.54	0.51

挠度共5个响应均方根值, 并依次记为 σ_i , $i=1\sim 5$. 其中, 在分析4个比值中某一比值影响时, 将其基准值增大100%或者减小50%, 其余3个参数保持不变. 为便于对比分析不同比值对不同振动响应均方根值的影响规律, 将计算所得的均方根值 σ_i 除以基准参数下的计算值 σ_{i0} , 即处理结果记为 J_i 且 $J_i=\sigma_i/\sigma_{i0}$. 两种路况下的计算结果类似, 其中, 沥青路况下系统振动响应均方根值随系统比值参数变化的曲线, 如图5所示.

由图5(a)可知, J_2 和 J_5 随 γ_{rk} 增大而减小, 且 J_2 变化幅度较大; J_1 , J_3 及 J_4 随 γ_{rk} 增大而增大, 且 J_4 变化幅度较大. 结果表明, J_2 和 J_4 对 γ_{rk} 的变化较敏感. 由图5(b)可知, J_3 和 J_4 随 γ_{rc} 增大而增大, J_1 随 γ_{rc} 增大而减小, J_2 随 γ_{rc} 增大先减小后增大, J_5 随 γ_{rc} 的增大几乎无变化. 结果表明, J_4 对 γ_{rc} 的变化最敏感, 存在最优 γ_{rc} 使 J_2 最小化. 由图5(c)可看出, J_2 随 γ_{rk} 增大而明显减小, J_1 随 γ_{rk} 增大而略有减小, J_3 和 J_5 随 γ_{rk} 增大而增大, J_4 随 γ_{rk} 增大先减小后增大. 结果表明, 增大 γ_{rk} 可明显减小驾驶室俯仰加速度并使得

驾驶室垂向加速度略微减小. 由图5(d)可知, J_1 , J_3 及 J_5 随 γ_{rc} 增大而增大, J_2 随 γ_{rc} 增大先减小后增大. 结果表明, J_5 对 γ_{rc} 的变化最为敏感, 存在最优 γ_{rc} 使得 J_2 最小化. 综合对比图5中各图可知, 增大 γ_{rk} 和 γ_{rc} , 可有效降低驾驶室俯仰加速度, 并维持驾驶室垂向加速度基本不变, 但驾驶室前、后悬置挠度相应地增大; 通过优化 γ_{rc} 和 γ_{rk} , 可最小化驾驶室俯仰加速度均方根值, 以提高舒适性; 增大 γ_{rk} , γ_{rk} , γ_{rc} 及 γ_{rc} , 均使得驾驶室俯仰角增大.

5.2 驾驶室纵向耦联悬置俯仰抑振参数匹配

5.2.1 驾驶室纵向耦联悬置俯仰抑振参数匹配模型

基于无量纲化的驾驶室垂向及俯仰加速度均方根 J_1 和 J_2 , 建立优化匹配目标函数 J_0 :

$$\min_{X \in \Omega} J_0(\mathbf{X}) = J_1 + J_2, \quad (18)$$

式中, $\mathbf{X}$ 为待优化变量, Ω 为 $\mathbf{X}$ 的设计域.

为使悬置系统刚度和阻尼达到最佳匹配, 需要对

图5 (网络版彩图) 振动响应均方根值随系统比值参数变化的曲线. (a) γ_{rk} ; (b) γ_{rc} ; (c) γ_{rk} ; (d) γ_{rc}

Figure 5 (Color online) The curves of the vibration responses versus the ratio parameters. (a) γ_{rk} ; (b) γ_{rc} ; (c) γ_{rk} ; (d) γ_{rc} .

其进行协同优化. 因此, 向量 $\mathbf{X}$ 可表示为

$$\mathbf{X} = [C_{f1+}, C_{f2+}, C_{r1+}, C_{r2+}, C_{f1-}, C_{f2-}, C_{r1-}, C_{r2-}, K_{f1}, K_{f2}, K_{r1}, K_{r2}]. \quad (19)$$

驾驶室俯仰角均方根 σ_3 及前、后悬置动挠度均方根 σ_4 和 σ_5 , 满足如下条件^[13]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_3}{[\varphi]} &\leq \frac{1}{3}, \\ \frac{\sigma_4}{[f_d]} &\leq \frac{1}{3}, \\ \frac{\sigma_5}{[f_d]} &\leq \frac{1}{3}, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式中, $[f_d]$ 为驾驶室悬置限位行程且 $[f_d]=0.04$ m; $[\varphi]$ 为驾驶室俯仰角限值且 $[\varphi]=3^\circ$.

5.2.2 驾驶室纵向耦联悬置俯仰抑振参数匹配实例

本文所研究载货车主要用于公路运输, 故选用前述试验测得沥青路面和水泥路面下车架加速度为激励信号. 基于所建模型和悬置参数匹配方法, 以表2中参数为初始值并将其上下浮动50%作为设计域, 利用遗传算法^[25], 寻求最优解. 根据悬置参数匹配流程^[26], 对悬置参数进行优化匹配, 所得匹配结果如表4所示.

6 驾驶室纵向耦联悬置抑振能效分析

6.1 振动响应时域对比分析

本节对驾驶室、座椅的振动响应及驾驶员生物力学响应进行了仿真对比分析. 仿真模拟中, 以采集得到

的前悬置和后悬置激励为模型输入, 仿真时间 t 设为120 s. 仿真所得驾驶室悬置动挠度均方根值, 如表5所示. 有、无悬置耦联情况下加速度对比, 如表6所示. 水泥路况下加速度时间历程对比, 如图6所示. 其中, 为便于清晰考察驾驶室悬置有、无耦联对振动响应的影响, 将各图中的横坐标显示范围设置为40~50 s.

表5表明将悬置纵向耦联后, 两种路况下前、后悬置动挠度均方根值均略有增大. 表6表明两种路况下驾驶室垂向加速度均方根值分别减小了1.5%和3.0%; 驾

表4 参数匹配结果

Table 4 The results of the parameter matching

参量	匹配值	参量	匹配值
C_{f1+} (N s/m)	3129	C_{f2+} (N s/m)	3021
C_{f1-} (N s/m)	1160	C_{f2-} (N s/m)	1157
C_{r1+} (N s/m)	2016	C_{r2+} (N s/m)	2009
C_{r1-} (N s/m)	788	C_{r2-} (N s/m)	779
K_{f1} (N/mm)	23	K_{f2} (N/mm)	20
K_{r1} (N/mm)	16	K_{r2} (N/mm)	15

表5 驾驶室悬置动挠度均方根值对比

Table 5 A comparison of the RMS values of the dynamic deflection for the cab suspension

测点	沥青路		水泥路	
	无耦联	耦联	无耦联	耦联
前悬置 (mm)	2.6	3.4	3.5	4.1
后悬置 (mm)	3.5	4.5	4.0	4.9

图6 (网络版彩图)加速度响应时间历程对比. (a) 驾驶室俯仰; (b) 躯体纵向

Figure 6 (Color online) A comparison of the time history of the acceleration responses. (a) The pitch of the cab; (b) the longitudinal vibration of the body.

表 6 加速度均方根值对比

Table 6 A comparison of the RMS values of the acceleration

测点	沥青路		水泥路	
	无耦合	耦合	无耦合	耦合
驾驶室垂向 (m/s^2)	0.670	0.660	0.729	0.707
驾驶室俯仰 (rad/s^2)	0.580	0.416	0.735	0.484
座椅垂向 (m/s^2)	0.655	0.649	0.808	0.787
下体垂向 (m/s^2)	0.719	0.712	0.895	0.869
内脏垂向 (m/s^2)	0.749	0.745	0.934	0.904
上肢垂向 (m/s^2)	0.837	0.825	1.037	0.998
上体垂向 (m/s^2)	0.745	0.738	0.929	0.899
头部垂向 (m/s^2)	0.748	0.740	0.932	0.902
躯体纵向 (m/s^2)	0.302	0.210	0.434	0.293
头颈俯仰 (rad/s^2)	0.650	0.442	0.805	0.515

驶室俯仰加速度均方根值分别减小了28.3%和34.2%; 驾驶员头颈俯仰加速度均方根值分别减小了32.0%和36.0%; 躯体纵向加速度均方根值分别减小了30.5%和32.9%。可见, 将悬置纵向耦合后, 两种路况下驾驶室垂向、座椅垂向及驾驶员各器官垂向振动加速度均方根值均略有减小, 而驾驶室俯仰、驾驶员头颈俯仰及躯体纵向振动的加速度均方根值减小幅度较大。图6清

晰刻画了悬置系统的纵向耦合效应。

6.2 振动响应频域对比分析

基于所建动力学模型计算了驾驶员-座椅-驾驶室系统振动加速度功率谱密度。两种路况下功率谱密度变化相似, 水泥路况下加速度功率谱密度对比, 如图7所示。由图7(a)和(c)可知, 悬置纵向耦合时, 驾驶室垂

图 7 (网络版彩图)加速度功率谱密度对比。(a) 驾驶室垂向; (b) 驾驶室俯仰; (c) 上体垂向; (d) 躯体纵向; (e) 头颈俯仰
Figure 7 (Color online) A comparison of the power spectral density of the acceleration responses. (a) The vertical vibration of the cab; (b) the pitch of the cab; (c) the vertical vibration of the upper body; (d) the longitudinal vibration of the body; (e) the pitch of the head and neck.

向加速度及人体垂向加速度的功率谱密度略有减小; 图7(b), (d)及(e)表明驾驶室俯仰加速度、驾驶员头颈俯仰加速度及躯体纵向加速度的功率谱密度减小幅度较大. 其中, 驾驶室俯仰加速度、驾驶员头颈俯仰加速度及躯体纵向加速度的功率谱密度均在大于约2.0 Hz后的区域, 减小幅度较为显著; 在小于约2.0 Hz的区域, 变化不明显. 分析可知, 无耦联、有耦联情况下驾驶室俯仰固有频率分别为2.0和1.5 Hz; 垂向固有频率分别为2.4和2.3 Hz. 耦联导致俯仰固有频率减小了25.0%; 垂向固有频率有所减小, 但仅减小了4.2%; 驾驶室的固有频率越低, 越有助于减振.

7 结论

(1) 提出一种基于悬置纵向耦联抑振效应的驾驶室悬置系统, 建立了考虑悬置纵向耦联的驾驶员-座椅-驾驶室系统动力学模型及耦联悬置俯仰抑振参数

匹配方法并验证了有效性.

(2) 增大驾驶室前悬置刚度比值 γ_{fk} 和后悬置刚度比值 γ_{rk} , 可有效降低随机路况下驾驶室俯仰加速度; 通过优化驾驶室前、后悬置阻尼比值 γ_{fc} 和 γ_{rc} , 可最小化驾驶室俯仰加速度均方根值.

(3) 悬置纵向耦联时, 驾驶室俯仰、头颈俯仰及躯体纵向加速度功率谱密度均在大于2.0 Hz后区域, 减小幅度较显著.

(4) 悬置纵向耦联时, 驾驶室俯仰、驾驶员头颈俯仰及躯体纵向加速度均方根值均减小28%以上. 结果表明, 驾驶室纵向耦联悬置系统能有效抑制驾驶室系统俯仰振动.

尽管仅考虑驾驶室俯仰和垂向自由度可满足悬置纵向耦联效应下俯仰振动抑制的理论分析要求, 但尚不能更为精确地描述耦联效应下驾驶室其他自由度的响应特性, 故后续还需建立更为精准的动力学模型, 并进一步开展试验研究.

参考文献

- 1 Zhao L L, Yu Y W, Zhou C C, et al. Analytical simulation of dynamic characteristics of seat system with nonlinear suspension considering friction effects. *Int J Model Simul Sci Comput*, 2020, 11: 2050058
- 2 Zhao L L, Yu Y W, Zhou C C, et al. Throttle slice opening size and damping characteristics of cab damper for special vehicles (in Chinese). *Acta Armamentarii*, 2018, 39: 645–654 [赵雷雷, 于曰伟, 周长城, 等. 特种车辆驾驶室减振器节流阀片开度及阻尼特性研究. *兵工学报*, 2018, 39: 645–654]
- 3 Zhang Z, Zhao L. Analytical calculation method and simulation of deformation and stress of Z-type guide arm for interconnected air suspensions. *Int J Model Simul Sci Comput*, 2021, 12: 2150020
- 4 Zhao L L, Yu Y W, Zhou C C, et al. Pitching-plane dynamics model of heavy truck cab considering constraints of guiding swing arm (in Chinese). *Automot Eng*, 2021, 43: 136–144 [赵雷雷, 于曰伟, 周长城, 等. 计及导向摆臂约束的重型货车驾驶室俯仰平面动力学模型. *汽车工程*, 2021, 43: 136–144]
- 5 Lalla-Edward S, Matthew P, Hankins C, et al. Healthcare for truck drivers: Assessing accessibility and appropriateness of South African Roadside Wellness Centres. *J Transp Health*, 2018, 8: 63–72
- 6 Versteeg K, Amoli T, Cao M, et al. Mixed-method analysis of truck driver health knowledge using an online forum. *Saf Sci*, 2018, 102: 51–59
- 7 Zhao L, Guo J, Yu Y, et al. Simulation of nonlinear vibration responses of cab system subject to suspension damper complete failure for trucks. *Int J Model Simul Sci Comput*, 2020, 11: 2050017
- 8 Zhao L, Yu Y, Zhou C, et al. Vibration characteristics simulation and comparison of traditional cab system model and seat-cab coupled model for trucks. *Int J Model Simul Sci Comput*, 2019, 10: 1950013
- 9 Xu E Y, He S L, Zheng W G, et al. Research on cab vibration control based on parameter hierarchical interaction model. *Shock Vib*, 2020, 2020: 8841598
- 10 Zhao L L, Zhou C C, Yu Y W, et al. Hybrid modelling and damping collaborative optimisation of Five-suspensions for coupling driver-seat-cab system. *Vehicle Syst Dyn*, 2016, 54: 667–688
- 11 Huang D H, Li S, Li D, et al. A research on the forward development procedure for the full float mounting system of a commercial vehicle cab (in Chinese). *Automot Eng*, 2016, 38: 1227–1231 [黄德惠, 李胜, 李栋, 等. 商用车驾驶室全浮悬置系统正向开发流程研究. *汽车工程*, 2016,

38: 1227–1231]

- 12 He S L, Tang T, Ye M S, et al. Vibration reduction control of heavy commercial vehicle cabs based on the domain association hierarchical decomposition method (in Chinese). *J Vib Shock*, 2020, 39: 150–162 [何水龙, 汤涛, 叶明松, 等. 基于信域指标分解的重型商用车驾驶室减振控制研究. *振动与冲击*, 2020, 39: 150–162]
- 13 Zhao L L. Five suspensions vibration theory of seat-cab coupled system for trucks (in Chinese). Dissertation for Dcotoral Degree. Beijing: Beijing University of Posts and Telecommunications, 2019 [赵雷雷. 载货车座椅-驾驶室耦合系统的五悬置振动理论研究. 博士学位论文. 北京: 北京邮电大学, 2019]
- 14 Sim K, Lee H, Yoon J W, et al. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. *J Terramech*, 2017, 69: 23–32
- 15 Oh J, Chung W J, Han H W, et al. Evaluation of tractor ride vibrations by cab suspension system. *Trans ASABE*, 2020, 63: 1465–1476
- 16 Wang R C, Sun D, Ding R K, et al. Working mode design and tests for hydraulically interconnected energy-feeding suspension (in Chinese). *J Vib Shock*, 2020, 39: 112–117 [汪若尘, 孙东, 丁仁凯, 等. 液压互联馈能悬架工作模式设计与试验研究. *振动与冲击*, 2020, 39: 112–117]
- 17 Chen Y, Huang S, Davis L, et al. Optimization of geometric parameters of longitudinal-connected air suspension based on a double-loop multi-objective particle swarm optimization algorithm. *Appl Sci*, 2018, 8: 1454
- 18 Cao K, Li Z Q, Gu Y L, et al. The control design of transverse interconnected electronic control air suspension based on seeker optimization algorithm. *Proc Inst Mech Eng Part D-J Automobile Eng*, 2021, 235: 2200–2211
- 19 Damavandi A D, Masih-Tehrani M, Mashadi B. Configuration development and optimization of hydraulically interconnected suspension for handling and ride enhancement. *Proc Inst Mech Eng Part D-J Automobile Eng*, 2022, 236: 381–394
- 20 Zhang J, Deng Y, Zhang N, et al. Vibration performance analysis of a mining vehicle with bounce and pitch tuned hydraulically interconnected suspension. *Chin J Mech Eng*, 2019, 32: 5
- 21 Zhu H J, Yang J, Zhang Y Q. Modeling and optimization for pneumatically pitch-interconnected suspensions of a vehicle. *J Sound Vib*, 2018, 432: 290–309
- 22 Li Z X, Ju L Y, Jiang H, et al. Experimental and simulation study on the vibration isolation and torsion elimination performances of interconnected air suspensions. *Proc Inst Mech Eng Part D-J Automobile Eng*, 2016, 230: 679–691
- 23 Zhang N, Wang S H, Zhang B J, et al. Global sensitivity analysis and multi-objective optimization of hydraulically interconnected suspension parameters (in Chinese). *J Hunan Univ*, 2020, 47: 1–9 [张农, 王少华, 张邦基, 等. 液压互联悬架参数全局灵敏度分析与多目标优化. *湖南大学学报*, 2020, 47: 1–9]
- 24 Gan Z K, Hillis A J, Darling, J. Biodynamic modelling of seated human subjects exposed to uncouples vertical and fore-and-aft whole-body vibration. *J Vib Eng Technol*, 2015, 3: 301–314
- 25 Contaldi C, Vafaei F, Nelson P C. Bayesian network hybrid learning using an elite-guided genetic algorithm. *Artif Intell Rev*, 2019, 52: 245–272
- 26 Zhao L, Zhou C, Yu Y. Comfort improvement of a novel nonlinear suspension for a seat system based on field measurements. *Strojniški vestnik-J Mech Eng*, 2017, 63: 129–137

Pitching vibration suppression of cab system based on the suspension longitudinal coupling effects

ZHAO LeiLei¹, YU YueWei¹, CAO JianHu¹, ZHOU ChangCheng¹, TAN Di¹, HUANG DeHui² & YUAN Jian¹

¹ School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255000, China;

² R&D Department, FAW Jiefang Qingdao Automobile Co., Ltd., Qingdao 266043, China

The pitching vibration of truck cabs can easily cause driving diseases, such as sciatica and cervical spondylosis, which can seriously disrupt a driver's normal life. To effectively suppress the pitching vibration of the cab system, a cab's longitudinal coupled suspension system is proposed. First, the configuration and mechanism of the coupling vibration suppression effect were thoroughly described. The dynamic model of the driver-seat-cab system was then established and verified. The effects of suspension parameters on vibrations were investigated, and a method for matching the parameters for pitch vibration suppression was proposed. Finally, the vibration suppression efficiency of the suspension system was compared and analyzed based on an example. The results showed that compared with the cab-uncoupled suspension system, the RMS (root-mean-square) values of the cab pitch, the driver's head pitch, and longitudinal acceleration under random road conditions are reduced by more than 28.0%. The RMS values of the cab, the seat, and the driver's organs vertical acceleration are reduced by approximately 2.0%. Hence, the proposed suspension system can effectively suppress the pitching vibration of the cab system to ensure vertical comfort and significantly improve ride comfort.

cab system, driver, driving disease, longitudinal coupling effects, pitching vibration suppression

doi: [10.1360/SST-2021-0421](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0421)