

基于模型标定的重型卡车座椅动态舒适性仿真研究

古子昊¹, 丁晓红¹, 倪维宇², 王海华³, 张横¹

(1. 上海理工大学机械工程学院, 上海 200093; 2. 上海理工大学公共实验中心, 上海 200093;

3. 延锋国际座椅系统有限公司, 上海 201315)

摘要: 为了减轻重型卡车驾驶员的疲劳, 增加了减振机构来提高座椅的动态舒适性。提出一种基于模型标定的座椅动态舒适性研究方法。首先通过台架试验得到了空气弹簧的刚度和阻尼器的阻尼参数。然后对座椅进行模态试验和传递率特性试验, 获得座椅模态频率与传递率信息, 采用迭代寻参的方法确定连接部位的刚度和阻尼参数, 从而建立准确的有限元模型。最后进行模态、传递率和随机振动仿真分析, 通过仿真结果评估座椅动态舒适性。结果表明, 仿真与试验的模态频率误差小于 3%, 传递率峰值误差小于 10%, 且该座椅固有频率与人体敏感频率不重合, 座椅在非共振频率段的传递率较小。降低共振频率下传递率的波峰值与响应点的均方根加速度值可以提高座椅的动态舒适性。

关键词: 重型卡车座椅; 动态舒适性; 有限元仿真; 台架试验

中图分类号: U 463

文献标志码: A

Simulation of dynamic comfort of heavy duty truck seat based on model calibration

GU Zihao¹, DING Xiaohong¹, NI Weiyu², WANG Haihua³, ZHANG Heng¹

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Public Experiment Center, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 3. Yanfeng International Seat System Co., Ltd., Shanghai 201315, China)

Abstract: In order to reduce the fatigue of drivers in heavy duty trucks, a damping mechanism was added to improve the dynamic seat comfort. A dynamic comfort analysis method based on model calibration was proposed. Firstly, the stiffness of air spring and the damping coefficient of damper were obtained by bench tests. Then the modal test and transmissibility characteristic test of seat were carried out to obtain the modal frequency and transmissibility. The stiffness and damping parameters of the connection parts were obtained by iterative optimization, and an accurate finite element analysis (FEA) model was established. Finally, the modal, transmissibility and random vibration analysis were implemented to evaluate the dynamic seat comfort by simulation results. The results show that the

收稿日期: 2022-12-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52005337)

第一作者: 古子昊(1998-), 男, 硕士研究生。研究方向: 结构优化设计。E-mail: 503159604@qq.com

通信作者: 丁晓红(1965-), 女, 教授。研究方向: 结构优化设计。E-mail: dingxhsh021@126.com

modal frequency error between FEA and test is less than 3%, and the peak transmissibility error is less than 10%. The natural frequency of the seat does not coincide with the sensitive frequency of the human body, and the seat transmissibility is small in the non-resonant frequency range. To improve the dynamic seat comfort, it is necessary to reduce the peak transmissibility and the root-mean-square acceleration value at the response point at the resonant frequency.

Keywords: heavy duty truck seat; dynamic comfort; finite element simulation; bench test

重型卡车工作环境恶劣, 振动、噪声大, 其座椅的动态舒适性不仅关系着驾乘体验, 还关系着乘员的安全和身体健康。人体处于不良振动环境中的疲劳过程会加快^[1], 当外界振动的频率与人的内脏器官的固有频率相近时, 内脏器官会发生共振受到严重损伤。因此研究重型卡车座椅的动态舒适性十分必要。

座椅动态舒适性是指汽车行驶时人体的乘坐感受。研究座椅动态舒适性一般可从避开人体共振频率及尽可能地使振动衰减两方面进行^[2-4]。在研究方法上主要有试验研究与仿真分析两种^[5]。金开利^[6]对座椅骨架进行模态仿真, 利用 LMS 数据采集系统进行试验模态验证, 通过正交试验法确定了模态最差的座椅位置。彭波^[7]比较了整车座椅仿真模态与单体座椅试验模态的结果, 研究了座椅安装点对座椅动态舒适性的影响。但上述研究均将座椅零部件连接进行了简化处理, 没有考虑连接部位的刚度和阻尼参数的选择问题。文献^[8-9]对零部件连接处的刚度和阻尼参数进行了测量, 但需要搭建试验平台及特制夹具, 成本高、周期长, 无法对不能拆解的复杂结构进行多处连接刚度和阻尼参数的测量。文献^[10-12]采用多自由度动力学模型研究座椅的减振性能, 但并未建立精确的有限元模型, 不能得到座椅上选定响应点的振动传递情况与振动幅度大小。

针对具有减振机构的重型卡车座椅, 提出一种基于模型标定的座椅动态舒适性研究方法, 通过仿真与试验对标建立准确的座椅有限元模型, 对座椅有限元模型进行仿真, 获得座椅模型振动响应信息, 据此客观评价座椅动态舒适性。

1 座椅空气弹簧与阻尼器的力学特性试验

座椅空气弹簧和阻尼器是座椅减振机构的重

要组成部分, 决定了减振机构的性能。空气弹簧刚度参数和阻尼器阻尼系数与制造安装工艺、使用条件等有关, 如果直接从产品供应商提供的性能参数数据获取, 会存在一定的误差, 故通过空气弹簧和阻尼器的台架试验获取。

1.1 座椅空气弹簧台架试验

通过空气弹簧台架试验确定有限元模型中空气弹簧的刚度参数。使用岛津 100 kN 电子拉伸试验机对空气弹簧进行压缩测试, 如图 1 所示, 通过气压控制器设置空气弹簧的工作气压为 0.4 MPa, 通过力、位移传感器获取座椅空气弹簧力-位移特性曲线, 如图 2 所示。

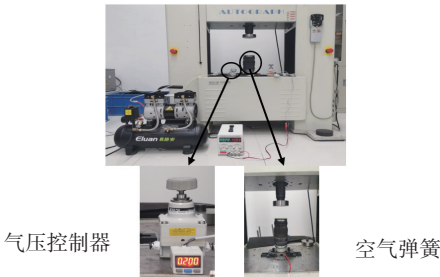


图 1 座椅空气弹簧压缩试验装置
Fig.1 Compression test apparatus of seat air spring

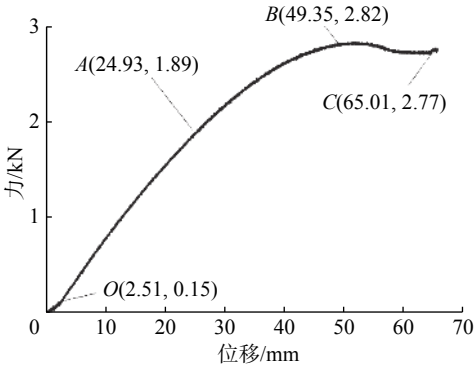


图 2 座椅空气弹簧力-位移曲线
Fig.2 Force-displacement curve of seat air spring

图 2 中 OA 段为线性刚度段, 这时气压控制器保持输入气压大小, 随着拉伸试验机对空气弹簧施加压力, 空气弹簧有效体积减小, 气压增大;

AB 段气压控制器开始卸压, 气腔内气压开始趋于稳定; BC 段气压保持稳定。由于座椅空气弹簧工作状态是气压控制阀保持输入气压大小不变, 故选取 OA 段数据拟合空气弹簧刚度值。座椅空气弹簧刚度计算公式为

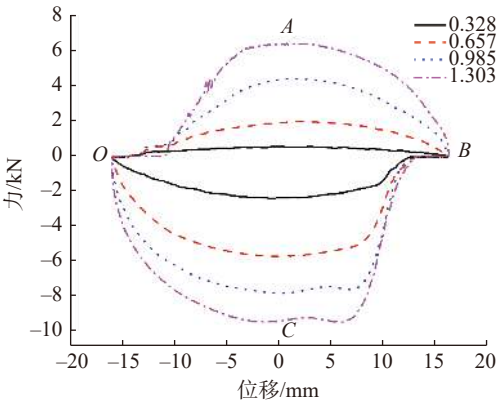
$$K=\frac{F}{V}$$

(1)

式中: K 为空气弹簧刚度; F 为拉伸力; V 为对应的位移。由式 (1) 得到空气弹簧的等效刚度为 77.96 N/mm。

1.2 座椅阻尼器台架试验

通过阻尼器台架试验确定有限元模型中阻尼器的阻尼系数。使用 MTS 动态加载试验机对座椅阻尼器进行拉伸压缩试验。图 3 为测试阻尼器 80% 行程 32 mm 下, 频率分别为 0.328, 0.657, 0.985, 1.303 Hz 的力-位移特性曲线。



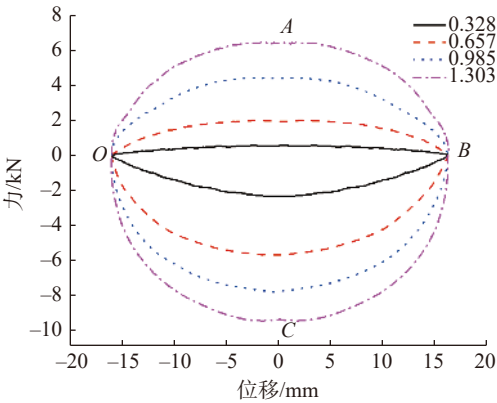
(a) 原始试验数据

图 3(a) 中, OAB 为拉伸行程, BCO 为压缩行程, 不同线型代表此行程下不同频率下的阻尼器力-位移特性曲线。由于试验机工装问题, 测试结果存在空行程 OA 段与 BC 段, 计算阻尼系数应修正这些数据, 将未受空行程影响的数据对称补全, 获得图 3(b) 所示的修正曲线。根据阻尼器的力-位移曲线, 采用迟滞回线法计算迟滞阻尼系数^[13], 然后转换为等效阻尼系数。

$$\delta=\frac{s}{\omega^2\pi I^2}$$

(2)

式中: δ 为等效阻尼系数; s 为力-位移迟滞回路面积; ω 为当前输入频率; I 为阻尼器工作行程。计算得到等效阻尼系数见表 1。由于阻尼器工作时行程及其对应的频率均在变化, 将等效阻尼系数进行加权平均处理, 在所有频率的加权系数相同的情况下, 其值为 89 Ns/mm。



(b) 处理后的试验数据

图 3 阻尼器行程为 32 mm 时的力-位移曲线

Fig.3 Force-displacement curve with the damper stroke 32 mm

表 1 等效阻尼系数

Tab.1 Equivalent damping coefficient

频率/Hz	等效阻尼系数/(Ns·mm ⁻¹)
0.328	79.9
0.657	88.1
0.985	92.7
1.303	95.5

2 整椅模态试验与传递率特性试验

重型卡车座椅模态试验与传递率特性试验目的是获取座椅的模态信息及振动传递特性, 基于

实测数据确定有限元模型的刚度阻尼参数。

2.1 整椅模态试验

重型卡车座椅的模态试验使用力锤敲击法。由于需测得减振机构与座椅坐盆及靠背的模态振型, 将 16 个三向加速度传感器分别对称安装于座椅骨架两侧。图 4(a) 为左侧传感器的布置方案, 定义坐标系 X 方向为座椅前后方向, Y 方向为座椅左右方向, Z 方向为座椅上下方向。使用力锤分别从 X , Y , Z 方向敲击座椅靠背上部骨架。通过 LMS 数据采集测试系统获得座椅各阶的固有频率, 如表 2 所示。需要指出的是, 理论上第一阶振型应是座椅上下 Z 方向的振动, 因为座椅含有减振机构, 整体 Z 向刚度最小, 但由于该振型对应频率过小, 试验无法测得。

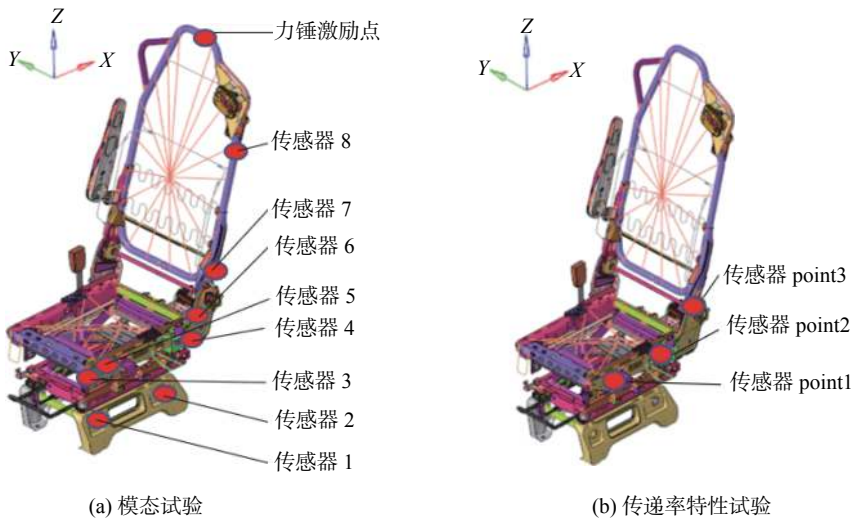


图 4 试验传感器布置方案
Fig.4 Sensor layout scheme for test

表 2 座椅模态振型及固有频率

Tab.2 Modal shapes and natural frequencies of seat

阶数	模态振型	固有频率/Hz
1	座椅上下运动	—
2	座椅左右摆动	8.816
3	座椅前后俯仰	13.495
4	座椅扭转	26.740

2.2 整椅传递率特性试验

传递率特性试验在振动台上进行。因为需要了解减振系统及调角器处的振动传递情况，所以选择将 3 个加速度传感器安装于坐盆骨架处 point1、调角器连接处 point2、靠背骨架近调角器处 point3，如图 4(b) 所示。设置振动台振动信号为正弦扫频信号，扫频范围为 0.8~20 Hz，扫频步进 0.1 Hz，恒定位移 1 mm。LMS 数据采集系统采集各加速度传感器的加速度响应，计算响应点与参考点（振动台中心）加速度数据的比值，即传递

率 H 。绘制各响应点频域下的传递率曲线，如图 5 所示，各传递率波峰点的数据见表 3。

图 5(a) 为振动台 X 向振动扫频工况下各响应点的传递率曲线，传递率曲线波峰出现在 9 Hz 处，且经过波峰后迅速下降，此频率为座椅 X 向共振频率，6.25 Hz 处有不明显波峰是由 Y 向振动共振引起。图 5(b) 为振动台 Y 向振动扫频工况下各响应点的传递率曲线，波峰出现在 6.25 Hz 处，且经过波峰后迅速下降，此频率为座椅 Y 向共振频率。图 5(c) 为振动台 Z 向振动扫频工况下各响应点传递率曲线，波峰出现在 6.25 Hz 处，且经过波峰后迅速下降，波峰传递率数值与 X 向、 Y 向波峰传递率数值相比较小，且与 Y 向共振频率重合，是由 Y 向共振引起。由试验数据可知，传递率试验座椅各向共振频率与模态测得的各向振型所对应的频率相比，数值均有减小。造成这种差距的原因是模态试验和传递率试验的激励位置和方法不同：为了测得座椅骨架的大部分振型，

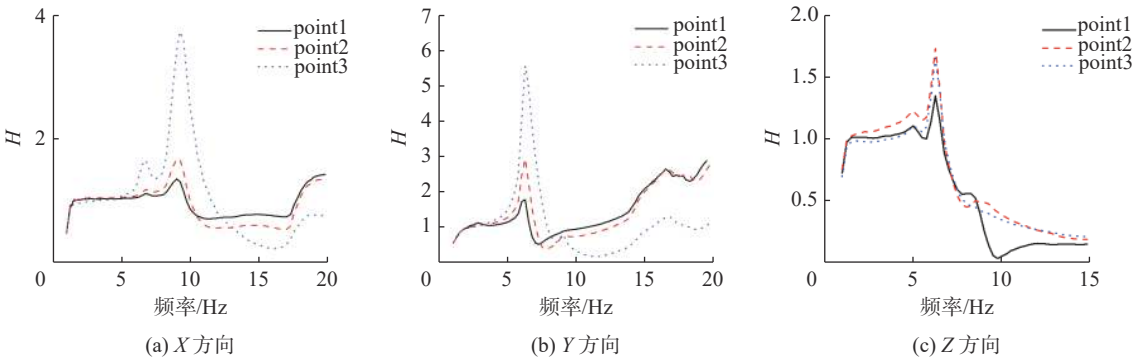


图 5 各响应点 X,Y,Z 方向传递率曲线

Fig.5 Transmissibility curves in X, Y and Z directions of each response point

表 3 传递率曲线波峰点的数值

Tab.3 Data at peaks of transmissibility curves

响应点	X向频率/Hz(H)	Y向频率/Hz(H)	Z向频率/Hz(H)
point1	9.00 (1.36)	6.25 (1.81)	6.25 (1.74)
point2	8.75 (1.68)	6.25 (2.96)	6.25 (1.66)
point3	9.25 (3.74)	6.20 (5.58)	6.25 (1.35)

模态试验从座椅骨架上端激励，而传递率试验在振动台上，是从座椅底部激励的。由于重型卡车座椅的上下部分通过减振机构连接，而减振机构刚度相对于座椅骨架上部的刚度要小得多，因此传递率试验从底部激励，经减振机构吸收部分振动，导致峰值所对应的频率相对于共振频率有所减小。

3 有限元模型及其参数确定

3.1 有限元模型

采用 HyperMesh 建立重型卡车座椅的有限元模型，如图 6 所示。

座椅骨架主要由薄壁圆管和钣金件两种结构组成，在划分网格时均采用壳单元，安全带锁扣与坐盆垫片以及减振机构圆柱体连接杆零件采用四面体或者六面体单元模拟。减振机构的空气弹簧使用 CELAS1 单元设置一个线性刚度来模拟，阻尼器使用 CDAMP1 单元设置阻尼系数来模拟。泡沫及其他附件简化为用 RBE3 连接质量点

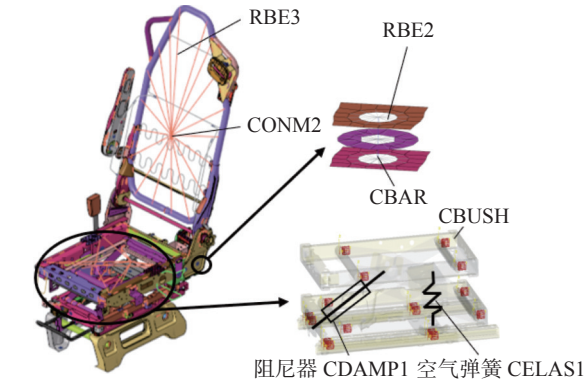


图 6 重型卡车座椅有限元模型

Fig.6 Finite element model of heavy truck seat

CONM2 单元的方式表现。座椅靠背弹簧采用 1D 单元进行模拟。对于部件间的连接，除了使用 CBAR 单元与 RBE2 单元模拟螺栓连接外^[7]，还使用了 CBUSH 单元来定义连接处的刚度参数与阻尼参数。

3.2 连接处参数分析和确定

座椅连接处的参数对振动性能有重要影响，采用试验与仿真结合的办法，通过仿真和试验值的对标，确定对振动性能敏感的连接处参数。

3.2.1 整椅模态灵敏度分析

座椅模型需设置多处连接参数，如：剪杆前端滑道处连接的 Y, Z 平动方向的刚度参数 S_{k2}, S_{k3} ；剪杆后端转轴处 X, Y, Z 平动方向刚度参数 B_{k1}, B_{k2}, B_{k3} ；调角器连接处 Y 向转动刚度参数 R_{k5} ；调节滑轨连接处 Y, Z 平动方向刚度参数 T_{k2}, T_{k3} 。连接部位及坐标系如图 7 所示。

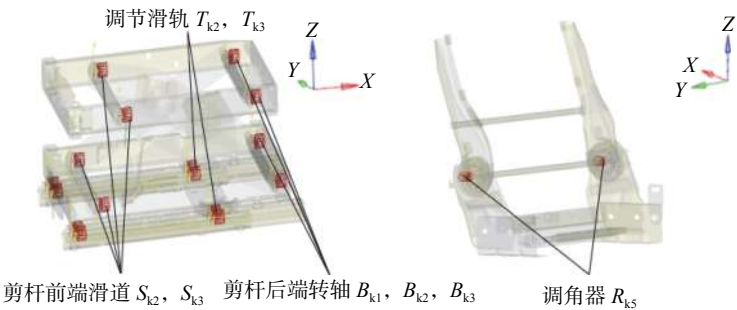


图 7 各连接参数示意图

Fig.7 Schematic diagram of connection parameters

设置上述参数为设计变量，座椅模态仿真第 2, 3, 4 阶固有频率为响应，通过计算响应对设计变量的偏导数来分析灵敏度。灵敏度的正负表示变量与响应之间的正负相关性，灵敏度绝对数值的大小表示这种相关关系的剧烈程度，结果如图 8 所示。

通过对影响座椅固有频率的刚度参数的灵敏度分析，剪杆前端滑道 Y 平动方向刚度参数 S_{k2} 对第 4 阶频率影响最大，剪杆前端滑道 Z 平动方向刚度 S_{k3} 对第 2, 3 阶频率影响最大，故选择剪杆前端滑道 Y, Z 平动方向刚度 S_{k2}, S_{k3} 作为后续优化寻参的变量，以提高计算效率。

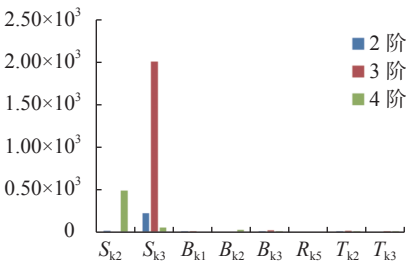


图8 各参数灵敏度
Fig.8 Sensitivity of parameters

3.2.2 连接处刚度参数确定

使仿真得到的各阶频率与试验各阶频率差距最小, 确定连接处刚度参数。数学模型为

$$\begin{cases} \min f(K) = \sum_{j=2}^4 |f_j - fr_j|, & j = 2, 3, 4 \\ \text{s.t. } K_{imin} \leq K_i \leq K_{imax}, & i = 1, 2 \end{cases} \quad (3)$$

式中: K_i 为第*i*个刚度参数; f_j 为仿真第*j*阶频率; fr_j 为试验第*j*阶频率; K_{imax} , K_{imin} 分别为第*i*个刚度参数上、下限值。根据上述数学模型, 采用可行方向法 MFD 进行迭代, 得到最优刚度参数值如表4所列。

表4 刚度参数
Tab.4 Stiffness parameters

位置方向	名称	最优刚度/(N·mm ⁻¹)
剪杆前端滑道Y平动方向	S_{k2}	954
剪杆前端滑道Z平动方向	S_{k3}	830

将表4得到的刚度值设置为有限元模型中相应的连接处刚度, 其他不敏感处的连接刚度参数按照自由度情况设置为刚接或者自由状态, 进行模态分析, 得到寻参后各阶频率。表5为寻参后仿真值与试验值对比, 相对误差在3%以内, 验证了模型的正确性。

表5 寻参前后仿真值与试验值对比
Tab.5 Comparison of simulation value and test value before and after parameter seeking

阶数	试验值/Hz	寻参后仿真值/Hz	误差
2	8.816	13.495	2.4%
3	8.660	13.495	0%
4	26.74	26.74	0%

3.2.3 结构阻尼参数确定

使用半功率带宽法获取座椅的整体结构阻尼比^[14-15], 然后结合试验数据, 采用迭代寻参法确定

连接处的阻尼参数。根据图5中3个响应点的传递率曲线, 去除不明显波峰后, 由半功率带宽法求整体结构阻尼比为0.06。连接处阻尼参数的确定仍采用迭代寻参法。连接处阻尼参数: 剪杆前端滑道*X*, *Y*, *Z*平动方向 S_{b1} , S_{b2} , S_{b3} ; 剪杆后端转轴*X*, *Y*, *Z*平动方向 B_{b1} , B_{b2} , B_{b3} ; 调角器处*Y*转动方向 R_{b5} ; 调节滑轨处*X*, *Y*平动方向 T_{b1} , T_{b2} 。寻得最合适阻尼参数值使传递率仿真得到两个方向(*X*, *Y*)振动工况下的各响应点频域内加速度峰值与试验测得峰值差距最小。数学模型为

$$\begin{cases} \min f(B) = \sum_{m=1}^2 |A_j - Ar_j|, & j = 1, 2, 3 \\ \text{s.t. } B_{imin} \leq B_i \leq B_{imax}, & i = 1, 2, \dots, 10 \end{cases} \quad (4)$$

式中: B_i 为第*i*个阻尼参数; $m=1, 2$ 分别代表*X*, *Y*向振动工况; A_j 为仿真第*j*个响应点波峰加速度; Ar_j 为试验第*j*个响应点波峰加速度; B_{imax} , B_{imin} 分别为第*i*个阻尼参数上、下限值。

根据上述数学模型, 采用可行方向法 MFD 进行优化迭代, 得到最优阻尼参数值见表6。将得到的座椅结构阻尼比与阻尼参数用于仿真模型, 得到仿真与试验各响应点加速度峰值的比较以及传递率波峰点数据, 如表7所示。由表7可知, 仿真值与试验值相比的相对误差在10%以内, 验证了模型的正确性。此模型仿真得到的重型卡车座椅各响应点的传递率如图9所示。波峰所在频率与模态试验所得结果一致, *X*向13.5 Hz, *Y*向8.8 Hz。

4 座椅随机振动仿真与动态舒适性评价

重型卡车座椅的动态舒适性评价可以从多方面进行: 考虑固有频率避免产生共振; 分析座椅振动传递情况与响应点相应信息^[16]; 对座椅有限元模型进行随机振动仿真, 计算共振频带下各响应点均方根加速度(*Grms*), 作为评价座椅动态舒适性的指标。

4.1 路谱激励下的随机振动仿真

对重型卡车座椅有限元模型进行随机振动仿真, 将图10(a)所示路谱信息的功率谱密度(PSD)作为激励从座椅底部输入, 响应点 point1, point2, point3位于图4(b)所示座椅有限元模型的骨架上, 读取响应点的功率谱密度, 功率谱密度

表 6 最优阻尼参数

Tab.6 Optimized damping parameters

(单位: $\text{Ns}\cdot\text{mm}^{-1}$)

阻尼参数	S_{b1}	S_{b2}	S_{b3}	B_{b1}	B_{b2}	B_{b3}	R_{b5}	T_{b1}	T_{b2}	T_{b3}
最优参数	8.250	3.408	0.897	3.395	3.380	1.140	0.995	0.189	1.137	1.127

表 7 仿真与试验波峰加速度数值比较和传递率波峰点数据

Tab.7 Comparison of simulation and experimental peak acceleration values and transmission rate peak point data

响应点	方向	仿真波峰加速度/ $(\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	试验波峰加速度/ $(\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	误差	波峰点频率/Hz (H)
point1	X	2 667	2 818	5.4%	13.1 (1.33)
point2	X	3 217	3 480	7.5%	13.3 (1.58)
point3	X	6 844	7 590	9.8%	13.6 (3.38)
point1	Y	1 607	1 593	0.88%	8.8 (1.80)
point2	Y	2 504	2 604	3.8%	8.9 (2.74)
Point3	Y	5 317	4 910	8.3%	9.0 (6.04)

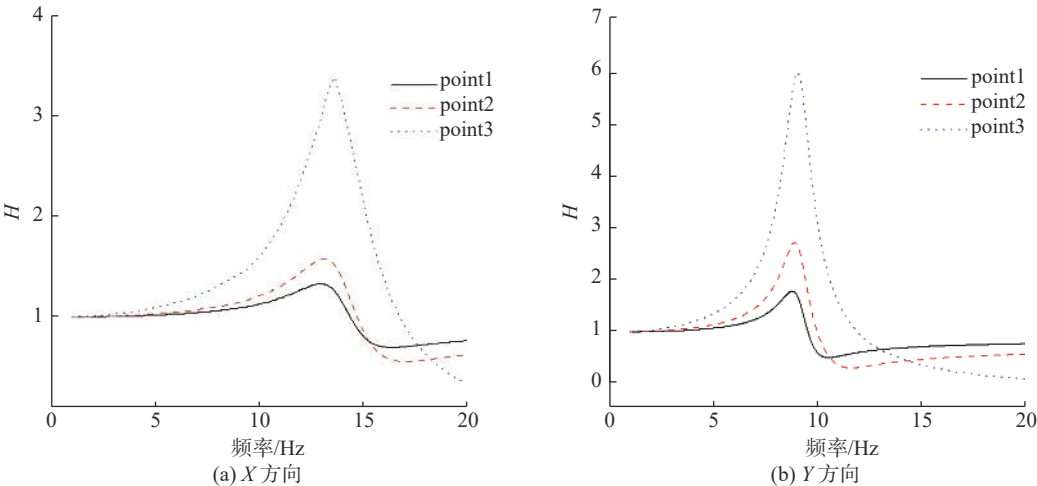


图 9 激励-响应点传递率曲线

Fig.9 Transmissibility curves of excitation-response point

的 Grms 可以通过频谱曲线下面的面积开根号得到。响应点功率谱密度如图 10(b)~(c)，计算得到各响应点的 Grms 见表 8。

4.2 基于仿真及试验数据的动态舒适性评价

座椅的动态舒适性可以从座椅固有频率、传递率、均方根加速度值三方面进行评价。

经过试验与仿真得到重型卡车座椅一阶固有频率的仿真值为 1.98 Hz，振型为座椅整体上下振动；二阶固有频率试验值为 8.816 Hz，仿真值为 8.66 Hz，振型为座椅整体左右摆动；三阶固有频率试验值为 13.495 Hz，仿真值为 13.495 Hz，振型为座椅整体前后俯仰。人体对垂直振动最敏感的频率范围为 4~8 Hz，对水平振动最敏感的频率范围是小于 2 Hz^[7]。由试验与仿真结果可见，垂直振动频率小于 2 Hz，水平振动频率远大于 2 Hz，均

不处于人体最敏感的频率范围。重型卡车汽车驾驶室白车身一阶固有频率接近 30 Hz，座椅前三阶频率远小于重型卡车驾驶室白车身一阶固有频率，在座椅前三阶固有频率范围内并不会发生共振现象。

传递率仿真得到响应点 point1，point2，point3 X 向传递率波峰分别为 1.33，1.58，3.38，Y 向分别为 1.80，2.74，6.04，可见座椅整体 X 向与 Y 向传递率波峰值随响应点位置至激励点的距离增大而增大。波峰点对应频率变化均不大，X 向集中在 13.5 Hz 附近，Y 向集中在 8.8 Hz。相比 X 向的传递率波峰值，Y 向的传递率波峰值增幅与幅值均更大，座椅整体对 Y 方向的振动传递情况更敏感。整体传递率曲线在波峰后均迅速下降，说明座椅在非共振频率段的传递率较小，降低共振频

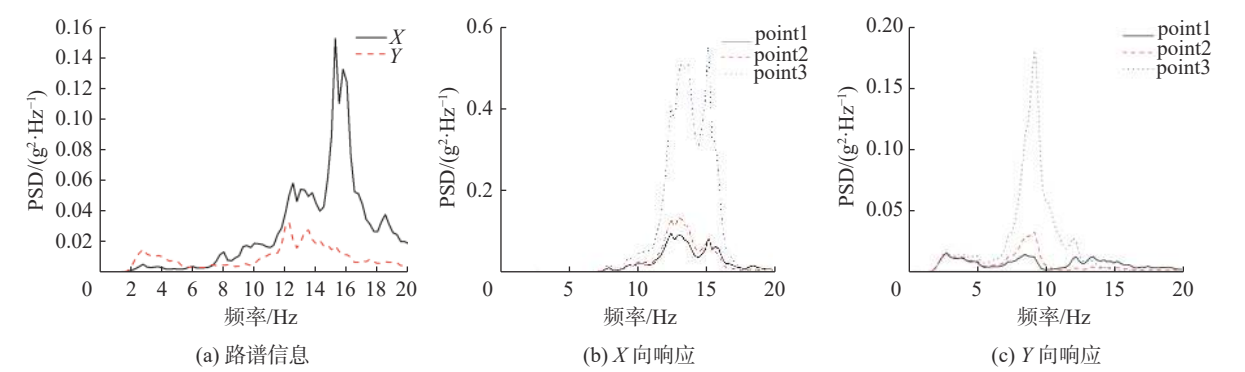


图 10 随机振动仿真激励与响应

Fig.10 Random vibration simulation excitation and response

表 8 激励及各响应点各频带 Grms 值

Tab.8 Grms value of excitation and each frequency band at each response point

位置	X向Grms值/(m·s ⁻²) (11.2~14.0 Hz)	Y向Grms值/(m·s ⁻²) (7.1~9.6 Hz)
激励点	0.352	0.112
point1	0.450	0.166
point2	0.528	0.238
point3	0.992	0.491

率下的传递率波峰值可有效提高座椅动态舒适性。

座椅响应点 X, Y 向共振频带下的 Grms 值相对于激励点的值增大, 且各响应点 Y 向 Grms 值增幅大于 X 向, 与传递率仿真得到的结果一致。但是由于激励点 X 向 Grms 值大于 Y 向, 虽然各响应点 Y 向 Grms 值增幅大于 X 向, 经过座椅结构传递振动后, 各响应点 X 向 Grms 值仍均大于 Y 向。从设计的角度来看, 座椅结构各响应点对应频带的 Grms 值可作为减振优化的量化指标, Grms 值小则减振效果好由于各响应点 X 向 Grms 值均大于 Y 向, 对重卡座椅进行减振优化时, 可优先优化座椅整体 X 向振动。考虑座椅减振机构的阻尼器对传递率曲线影响较大, 可以选择针对座椅减振机构的阻尼器进行位置及参数优化, 降低靠背响应点共振频率下 X 向的传递率波峰值, 使响应点 Grms 值下降, 提高座椅的动态舒适性。

5 结 论

提出了一种基于模型标定的重型卡车座椅动态舒适性研究方法。通过减振机构的刚度和阻尼试验, 计算获得了重型卡车座椅空气弹簧的等效刚度为 77.96 N/mm, 阻尼器的等效阻尼系数为 89 Ns/mm。基于座椅的模态和传递率试验, 采用参数迭代寻

优的方法, 解决了零部件间连接处刚度阻尼参数难以确定的问题, 采用半功率带宽阻尼测量法获得座椅整体结构阻尼比为 0.06, 有限元分析与试验的模态频率结果误差小于 3%, 传递率峰值结果误差小于 10%。从共振频率与传递率峰值及响应点 Grms 值三方面客观分析评价座椅的动态舒适性。座椅 X, Y, Z 方向共振频率与人体敏感频率范围不重合, 座椅前三阶固有频率小于汽车驾驶室白车身一阶固有频率, 不会发生共振现象; 座椅 X 向与 Y 向传递率波峰值随响应点位置至激励点的距离增大而增大, 座椅整体对 Y 方向的振动传递情况更敏感。座椅在非共振频率段的传递率较小, 降低共振频率下的传递率波峰值可有效提高座椅动态舒适性; 路谱激励下座椅 X 向各响应点共振频带 Grms 值均大于 Y 向。Grms 值减小, 座椅的动态舒适性提升。从设计的角度来看, 对重型卡车座椅进行减振优化时, 可针对 Grms 值大的响应点及方向进行优化。通过优化座椅减振机构阻尼器的位置及参数, 降低靠背响应点 X 向的传递率波峰值, 提高座椅的动态舒适性。该方法对具有减振机构的复杂结构动态性能仿真及分析具有参考意义。

参考文献:

[1] 魏娇, 刘娜. 汽车座椅系统动态舒适性的研究综述 [J]. 内燃机与配件, 2020(7): 227–228.

[2] VAN DER WESTHUIZEN A, VAN NIEKERK J. Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 295(3/5): 1060–1075.

S32–S35.

- [25] JALOTA S, BHADURI S B, TAS A C. Using a synthetic body fluid (SBF) solution of 27 mM HCO_3^- to make bone substitutes more osteointegrative[J]. *Materials Science and Engineering: C*, 2008, 28(1): 129–140.
- [26] SEYFOORI A, MIRDAMADI S, KHAVANDI A, et al. Biodegradation behavior of micro-arc oxidized AZ31 magnesium alloys formed in two different electrolytes[J]. *Applied Surface Science*, 2012, 261: 92–100.
- [27] GHASEMI A, RAJA V S, BLAWERT C, et al. The role of anions in the formation and corrosion resistance of the plasma electrolytic oxidation coatings[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2010, 204(9/10): 1469–1478.
- [28] WANG L S, PAN C X. Characterisation of microdischarge evolution and coating morphology transition in plasma electrolytic oxidation of magnesium alloy[J]. *Surface Engineering*, 2007, 23(5): 324–328.
- [29] QIU W, LI Y W, HUANG G, et al. Corrosion behavior of as-cast AZ91 magnesium alloy with VN particle additions in NaCl solution[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2023, 33(5): 1398–1410.
- [30] SONG Y W, SHAN D Y, CHEN R S, et al. Biodegradable behaviors of AZ31 magnesium alloy in simulated body fluid[J]. *Materials Science and Engineering: C*, 2009, 29(3): 1039–1045.
- [31] XIN Y C, HU T, CHU P K. Degradation behaviour of pure magnesium in simulated body fluids with different concentrations of HCO_3^- [J]. *Corrosion Science*, 2011, 53(4): 1522–1528.
- [32] 马迅. 镁合金表面微弧电泳耐蚀层与载银抗菌层的制备与表征 [D]. 郑州: 郑州大学, 2014.
- [33] GANDOLFI M G, TADDEI P, TINTI A, et al. Alpha-TCP improves the apatite-formation ability of calcium-silicate hydraulic cement soaked in phosphate solutions[J]. *Materials Science and Engineering: C*, 2011, 31(7): 1412–1422.
- [34] KHARAZIHA M, FATHI M H. Synthesis and characterization of bioactive forsterite nanopowder[J]. *Ceramics International*, 2009, 35(6): 2449–2454.

(编辑: 黄 娟)

[上接第 145 页]

- [3] 张义, 莫旭辉, 钟志华, 等. 随机路面下菱形客车平顺性研究与优化 [J]. *中国机械工程*, 2011, 22(23): 2892–2897.
- [4] VAN NIEKERK J L, PIELEMEIER W J, GREENBERG J A. The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 260(5): 867–888.
- [5] 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.
- [6] 金开利. 某新型轿车座椅系统试验模态与计算模态研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2014.
- [7] 彭波. 某商用车驾驶员座椅的动态舒适性分析及优化 [D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
- [8] 陈少伟, 陈涛, 汤毅, 等. 车身接头刚度测量原理与测量装置设计 [J]. *中国机械工程*, 2017, 28(23): 2846–2852.
- [9] 王禹林, 李作康, 仇进生, 等. 直线导轨副综合静刚度测量装置及方法 [J]. *华中科技大学学报 (自然科学版)*, 2017, 45(9): 58–63.
- [10] 寇发荣. 汽车磁流变半主动座椅悬架动态特性的试验研究 [J]. *汽车工程*, 2015, 37(11): 1346–1352.
- [11] 郭立群, 王登峰, 秦民, 等. 商用车汽车座椅振动传递特性研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2009, 29(4): 94–98.
- [12] 陈翔, 白月飞, 张林燕, 等. 考虑发动机与人椅系统的液压半主动悬架振动控制研究 [J]. *公路交通科技*, 2011, 28(1): 127–131, 137.
- [13] (美) 席尔瓦 C W. 振动阻尼、控制和设计 [M]. 李惠彬, 张曼, 侯蕾, 等译. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [14] 应怀樵, 刘进明, 沈松. 半功率带宽法与 INV 阻尼计法求阻尼比的研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2006, 26(2): 4–6.
- [15] 熊志远, 王士军, 张龙, 等. 阻尼结构减振性能的测试及分析 [J]. *机械设计与制造*, 2020(8): 64–67.
- [16] 王生昌, 胡慧敏, 刘丹, 等. 乘用车振动舒适性评价及预测 [J]. *公路交通科技*, 2021, 38(5): 115–122.

(编辑: 董 伟)