

# 基于车内 NVH 控制的悬置刚度与阻尼的设计方法<sup>\*</sup>

刘晓昂<sup>1</sup>, 吕兆平<sup>2</sup>, 殷智宏<sup>1</sup>, 上官文斌<sup>1</sup>, 叶必军<sup>3</sup>

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510641) (2. 上汽通用五菱汽车股份有限公司 柳州, 545007)

(3. 宁波拓普集团股份有限公司 宁波, 315800)

**摘要** 基于汽车座椅滑槽的振动与驾驶员右耳旁噪声控制的要求和建立的由动力总成、车身和非簧载质量组成的 13 自由度汽车模型, 提出了动力总成悬置动刚度和阻尼的设计方法。在计算模型中, 将悬置的动刚度和阻尼简化为与激振频率相关的函数。各悬置与车身连接点的动态力、各悬置到汽车座椅滑槽振动与驾驶员右耳旁噪声的传递函数可以通过试验或计算方法得到。给出了在不同工况下, 车内评价点的振动和噪声的计算方法。基于对整车振动和噪声控制的要求, 给出了液阻悬置动刚度和阻尼的确定原则与计算方法。结果表明, 基于车身评价点振动控制要求的液阻悬置阻尼设计对于降低车身评价点的振动具有明显作用。

**关键词** 振动噪声及其控制; 液压悬置; 动刚度; 阻尼的确定

**中图分类号** TH113.1; TB53; U463.2; U463.33

## 引 言

随着汽车噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration and harshness, 简称 NVH)性能要求的不断提高, 悬置系统在汽车 NVH 中的地位越来越突出。汽车动力总成悬置系统设计的优劣直接影响整车的振动与噪声性能<sup>[1-3]</sup>。目前进行的悬置系统的设计计算大都基于 6 自由度模型, 通过对动力总成 6 阶刚体模态的要求, 优化确定各悬置在局部坐标系下各方向线性段的刚度、安装位置和安装方位<sup>[4-5]</sup>。悬置在局部坐标系中各个方向非线性段刚度和拐点的坐标则由对动力总成位移控制的要求确定<sup>[6]</sup>。

基于整车的振动与噪声控制要求, 一些学者设计了悬置系统的刚度与阻尼。Hafidi 等<sup>[7]</sup>基于 6 自由度模型, 对悬置系统进行解耦分析, 通过减小由于发动机的激励而传递到底盘上的力来降低整车振动。Diemer 等<sup>[8]</sup>通过提高悬置支架的固有频率和提高连接点的动刚度来减少车内噪声。在研究车内结构噪声方面, Alt 等<sup>[9]</sup>将传递路径和试验测试激励相结合, 建立了车内噪声预测的方法。在目前的研究工作中, 基于整车振动和噪声的要求来设计计算悬置的刚度及阻尼特性的研究较少。

笔者基于汽车座椅滑槽的振动与驾驶员右耳旁噪声控制的要求和建立的由动力总成、车身与非簧载质量组成的 13 自由度汽车模型, 给出了怠速及加速工况下车内座椅滑槽振动和车内噪声的计算方法以及在路面激励下, 车内振动评价点的振动的计算方法。基于对车内座椅滑槽振动和车内噪声的控制要求, 提出了计算悬置系统中各悬置动刚度和阻尼的方法。利用本研究方法, 在已知悬置与车身连接点力传到车内振动和噪声的传递函数时, 可计算分析悬置动刚度、安装位置和安装方位对整车振动和噪声的影响, 从而预测悬置系统对汽车振动和噪声的影响。

## 1 基于整车振动与噪声控制的动力总成悬置系统设计要求

以下为一汽车厂对动力总成悬置系统的设计要求。

1) 怠速工况下, 发动机的激励经悬置系统传递到驾驶室, 引起座椅滑槽的垂向振动不超过 70 dB(A) (振动加速度不超过  $0.03 \text{ m/s}^2$ ,  $a_{\text{ref}} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ )。

2) 2 挡节气门全开(wide open throttle, 简称 WOT)工况: 当发动机转速在 2 kr/min 以下时, 驾

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金青年基金资助项目(51305139); 中央高校基本科研业务费面上资助项目(2013ZM0016); 广东省自然科学基金资助项目(2014A030313254)

收稿日期: 2014-05-04; 修回日期: 2014-06-25

驾驶员右耳的轰鸣声不超过 60 dB(A) ( $P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$  Pa), 座椅滑槽的振动不超过 80 dB(A) (振动加速度不超过  $0.1 \text{ m/s}^2$ ); 转速在 2 000~6 000 r/min 时, 驾驶员右耳的轰鸣声不超过 68 dB(A), 座椅滑槽的振动不超过 88 dB(A) (振动加速度不超过  $0.25 \text{ m/s}^2$ )。

3) 在路面激励下, 当两前轮的最大激励位移为 1.5 mm 且同相位时, 车内的一评价点在 5~15 Hz 低频范围内的垂向振动不超过 0.2 mm。

可见, 悬置系统的设计要求直接与车内的振动和噪声相关, 而并非传统的悬置系统的设计要求: 固有频率和能量分布的要求, 位移控制的要求等<sup>[1]</sup>。为此, 需要建立整车的分析模型和基于整车分析模型的悬置系统设计计算方法。

## 2 悬置激励力引起车内振动和噪声计算

### 2.1 整车 13 自由度模型的建立

在路面和动力总成的激励下, 考虑悬置、悬架和车轮的刚度与阻尼, 建立由动力总成、车身和非簧载质量组成的 13 自由度整车分析模型, 如图 1 所示。该模型考虑了动力总成的 6 个自由度、车身的 3 个自由度(垂向、侧倾和俯仰)以及 4 个非簧载质量在垂向的自由度。从图 1 可以看出, 动力总成的激励经过悬置, 引起车身振动, 而路面的激励通过轮胎、非簧载质量、悬架、车身和悬置的传递也会引起动力总成的振动。目前, 广泛用于悬置系统设计计算的 6 自由度模型将悬置与车身的连接点视为固定点, 无法考虑路面的激励引起的动力总成的振动。分别建立动力总成的振动方程、车身的振动方程和 4 个非簧载质量的振动方程, 组合得到 13 自由度整车模

型的振动方程。求解得到动力总成质心、车身质心和非簧载质量的位移是计算车身评价点的振动及车内振动和噪声的输入量。

### 2.2 车内评价点振动的计算

车内评价点为车身上的一点。在路面位移激励下, 车身质心的位移为  $\mathbf{q}_b$ , 车身上评价点的振动位移  $\mathbf{q}_{be}$  为

$$\mathbf{q}_{be} = [\mathbf{I} | -\tilde{\mathbf{r}}_{be}^b] \mathbf{q}_b \quad (1)$$

其中:  $\tilde{\mathbf{r}}_{be}^b$  为车身评价点在坐标系  $O_b-x_b y_b z_b$  中位置矢量  $\mathbf{r}_{be}^b$  的反对称矩阵; 只考虑车身 3 自由度和车身评价点的垂向自由度时,  $\mathbf{q}_b = [z_b \ \alpha_b \ \beta_b]^T$ 。

$[\mathbf{I} | -\tilde{\mathbf{r}}_{be}^b]$  中的第 1, 2, 6 列和第 1, 2 行可以消去, 得到新的矩阵

$$\mathbf{R}_{be}^b = [1 \ y_{be} \ -x_{be}]^T \quad (2)$$

其中:  $x_{be}$  和  $y_{be}$  为车身评价点在坐标系  $O_b-x_b y_b z_b$  中的坐标。

车内评价点在垂向的振动为

$$\mathbf{q}_{be\_Z} = \mathbf{R}_{be}^{b\ T} \mathbf{q}_b \quad (3)$$

### 2.3 车内振动和噪声的计算

车内噪声由结构噪声和空气噪声组成, 在低频范围内通常只考虑结构振动对车内噪声的贡献。结构噪声主要来自于发动机的振动, 经悬置、悬置支架传递到车身, 引起车身振动, 进而导致结构噪声。悬置系统是结构噪声的主要贡献之一<sup>[10-11]</sup>。

在发动机的激励下, 悬置产生动态位移, 由此悬置在 3 个方向产生动态力。该动态力经过悬置支架和车身的传递, 在车内产生振动和噪声。如果已知悬上、悬下点的加速度(在设计阶段, 当发动机不同工况下运行, 悬上和悬下的加速度可根据参考车型的数据、隔振率等要求确定)和悬置与车身侧连接点到车内的振动与噪声的传递函数, 则由下述计算方法得到车身评价点的振动与噪声。

设悬置  $i$  ( $i=1, 2, \dots, N$ ) 的悬上和悬下点的加速度分别为  $\mathbf{a}_{ei}, \mathbf{a}_{bi}$ , 则悬置  $i$  在坐标系  $O_p-x_p y_p z_p$  下的动态位移  $\mathbf{d}_i$  为

$$\mathbf{d}_i = \frac{\mathbf{a}_{ei} - \mathbf{a}_{bi}}{-\omega^2} \quad (4)$$

其中:  $\omega$  为激励圆频率。

在坐标系  $O_p-x_p y_p z_p$  下, 悬置  $i$  传递的力为

$$\mathbf{F}_i = \mathbf{k}_i^p \mathbf{d}_i = -\mathbf{A}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{A}_i \frac{(\mathbf{a}_{ei} - \mathbf{a}_{bi})}{\omega^2} \quad (5)$$

其中:  $\mathbf{k}_i^p = \mathbf{A}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{A}_i$  为悬置  $i$  在坐标系  $O_p-x_p y_p z_p$  下的刚度矩阵;  $\mathbf{k}_i, \mathbf{A}_i$  分别为悬置  $i$  在局部坐标系下的

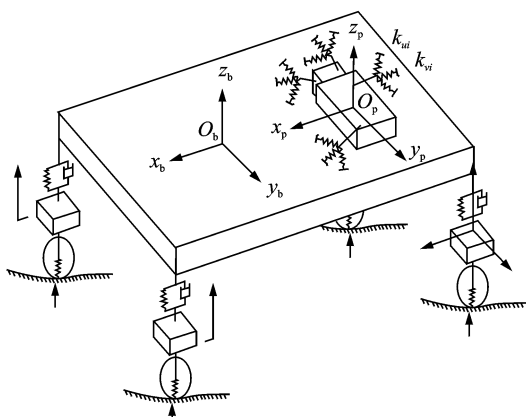


图 1 13 自由度整车模型示意图

Fig. 1 13 degrees of freedom model

刚度矩阵和方向余弦矩阵,表达式见文献[3]。

测试悬置  $i$  悬下点  $x$  向、 $y$  向和  $z$  向 3 个方向的力量  $\mathbf{F}_{ij}$  ( $j=1,2,3$  分别对应  $x$  向、 $y$  向和  $z$  向) 传递到座椅滑槽  $x, y, z$  3 个方向振动的传递函数为  $\mathbf{H}_{ikj}^i$  ( $k=1,2,3$  分别对应  $x$  向、 $y$  向和  $z$  向)。根据

$$\mathbf{V} = \sqrt{\frac{1}{3} \left( \left( \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^3 \mathbf{F}_{ij} \mathbf{H}_{v1j}^i \right)^2 + \left( \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^3 \mathbf{F}_{ij} \mathbf{H}_{v2j}^i \right)^2 + \left( \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^3 \mathbf{F}_{ij} \mathbf{H}_{v3j}^i \right)^2 \right)} \quad (7)$$

驾驶员右耳旁的噪声的计算方法与座椅滑槽的振动的计算方法类似。

### 3 基于整车振动与噪声控制要求的动力总成悬置刚度和阻尼的计算

#### 3.1 悬置刚度优化设计目标函数的建立

基于提出的整车振动与噪声控制的动力总成悬置系统设计要求,选用整车 13 自由度模型,通过测试各悬置到驾驶室座椅滑槽振动和车内噪声的传递函数,测试或计算的各悬置与车身连接点的力,结合给出的车内评价点振动、座椅滑槽振动和车内噪声的计算方法,建立悬置刚度优化设计目标函数。

1) 怠速工况下,座椅滑槽的垂向振动优化的子目标函数为

$$\begin{aligned} \min \mathbf{F}_1(\mathbf{X}) &= \sum_{\omega} \mathbf{S}_1(\omega) \\ \mathbf{S}_1(\omega) &= \begin{cases} 0 & (\mathbf{V}_{\text{idle}}(\omega) < \mathbf{T}_{\text{idle}}(\omega)) \\ |\mathbf{V}_{\text{idle}}(\omega) - \mathbf{T}_{\text{idle}}(\omega)| & (\mathbf{V}_{\text{idle}}(\omega) \geq \mathbf{T}_{\text{idle}}(\omega)) \end{cases} \end{aligned} \quad (8)$$

其中:  $\mathbf{S}_1$  为怠速工况下座椅滑槽垂向振动与要求值的差值;  $\mathbf{V}_{\text{idle}}, \mathbf{T}_{\text{idle}}$  分别为怠速工况下座椅滑槽垂向振动的计算值和要求值。

2) 2 档工况下,驾驶员右耳旁的噪声及座椅滑槽的振动的优化子目标函数为

$$\begin{aligned} \min \mathbf{F}_2(\mathbf{X}) &= \omega_v \sum_{\omega} \mathbf{S}_v(\omega) + \omega_n \sum_{\omega} \mathbf{S}_n(\omega) \\ \mathbf{S}_v(\omega) &= \begin{cases} 0 & (\mathbf{V}(\omega) < \mathbf{T}_v(\omega)) \\ |\mathbf{V}(\omega) - \mathbf{T}_v(\omega)| & (\mathbf{V}(\omega) \geq \mathbf{T}_v(\omega)) \end{cases} \\ \mathbf{S}_n(\omega) &= \begin{cases} 0 & (\mathbf{N}(\omega) < \mathbf{T}_n(\omega)) \\ |\mathbf{N}(\omega) - \mathbf{T}_n(\omega)| & (\mathbf{N}(\omega) \geq \mathbf{T}_n(\omega)) \end{cases} \end{aligned} \quad (9)$$

其中:  $\omega_v, \omega_n$  分别为地板振动和结构噪声的权系数;  $\mathbf{S}_v, \mathbf{S}_n$  分别为二档工况下座椅滑槽振动和驾驶员右耳旁的噪声与要求值的差值;  $\mathbf{V}, \mathbf{T}_v$  分别为二档

式(5)求得的激励力和测试得到的振动传递函数,计算出座椅滑槽评价点在  $k$  向的振动,表达式为

$$\mathbf{V}_k = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^3 \mathbf{F}_{ij} \mathbf{H}_{ikj}^i \quad (6)$$

座椅滑槽评价点振动的均方根值为

工况下座椅滑槽振动的计算值和要求值;  $\mathbf{N}, \mathbf{T}_n$  分别为二档工况下驾驶员右耳旁的噪声的计算值和要求值。

3) 路面激励下(5~15 Hz),车内评价点的垂向振动的优化子目标函数为

$$\begin{aligned} \min \mathbf{F}_3(\mathbf{X}) &= \sum_{\omega} \mathbf{S}_3(\omega) \\ \mathbf{S}_3(\omega) &= \begin{cases} 0 & (\mathbf{V}_{\text{evalu}}(\omega) < \mathbf{T}_{\text{evalu}}(\omega)) \\ |\mathbf{V}_{\text{evalu}}(\omega) - \mathbf{T}_{\text{evalu}}(\omega)| & (\mathbf{V}_{\text{evalu}}(\omega) \geq \mathbf{T}_{\text{evalu}}(\omega)) \end{cases} \end{aligned} \quad (10)$$

其中:  $\mathbf{S}_3$  为车内评价点垂向振动与要求值的差值;  $\mathbf{V}_{\text{evalu}}, \mathbf{T}_{\text{evalu}}$  分别为评价点垂向振动的计算值和要求值。

4) 固有频率和能量分布的优化子目标函数<sup>[12]</sup>为

$$\begin{aligned} \min \mathbf{F}_4(\mathbf{X}) &= \omega_f \sum_{i=1}^6 \alpha_t S_{\beta} + \omega_e \left( \sum_{i=1}^6 \beta_t S_{\alpha} \right) / 10 \\ &= \begin{cases} S_{\beta} = \frac{(\sqrt{(f_t - f_d)^2} + \sqrt{(f_u - f_t)^2})}{(f_u - f_d)} - 1 \\ S_{\alpha} = \begin{cases} 0 & (E_t \geq E_d) \\ 1 - (E_t / E_d) & (E_t < E_d) \end{cases} \end{cases} \end{aligned} \quad (11)$$

其中:  $\omega_f, \omega_e$  分别为固有频率和能量分布的权系数;  $\alpha_t, \beta_t$  分别为第  $t$  阶 ( $t=1 \sim 6$ ) 固有频率和能量分布的权系数;  $S_{\beta}, S_{\alpha}$  分别为固有频率和能量分布与要求值的差值;  $f_t, f_d, f_u$  分别为第  $t$  阶固有频率的计算值、下限和上限;  $E_t, E_d$  分别为第  $t$  阶能量分布的计算值和下限。

综合各优化目标得到总的目标函数为

$$\min \mathbf{F}(\mathbf{X}) = \omega_1 \mathbf{F}_1(\mathbf{X}) + \omega_2 \mathbf{F}_2(\mathbf{X}) + \omega_3 \mathbf{F}_3(\mathbf{X}) + \omega_4 \mathbf{F}_4(\mathbf{X}) \quad (12)$$

其中:  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$  分别为目标函数  $\mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2, \mathbf{F}_3, \mathbf{F}_4$  的权系数,根据实际需要选取。

#### 3.2 设计变量及约束条件

悬置系统的设计变量为

$$\mathbf{X} = [\dots, k_{ui}, k_{vi}, k_{wi}, \dots]^T \quad (13)$$

其中:  $k_{ui}, k_{vi}, k_{wi}$  分别为悬置  $i$  在局部坐标系下的三向静刚度。

根据悬置的结构和可制造性,悬置的三向静刚度通过约束各方向之间的比例和垂向的静刚度值为

$$\begin{cases} k_{vxi} \leq k_{vxi} \leq k_{vxi} \\ l_{uvi} \leq \frac{k_{ui}}{k_{vxi}} \leq u_{uvi} \\ l_{vvi} \leq \frac{k_{vi}}{k_{vxi}} \leq u_{vvi} \\ l_{wvi} \leq \frac{k_{wi}}{k_{vxi}} \leq u_{wvi} \end{cases} \quad (14)$$

其中:  $k_{vxi}, k_{vxi}$  分别为静刚度  $k_{vxi}$  的下限和上限;  $l_{uvi}, u_{uvi}$  分别为刚度比例  $k_{ui}/k_{vxi}$  的下限和上限;  $l_{vvi}, u_{vvi}$  分别为刚度比例  $k_{vi}/k_{vxi}$  的下限和上限;  $l_{wvi}, u_{wvi}$  分别为刚度比例  $k_{wi}/k_{vxi}$  的下限和上限。

设计变量  $\mathbf{X}$  的约束表达式为

$$\mathbf{AX} \leq \mathbf{B} \quad (15)$$

其中:  $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 & & & \\ & \ddots & & \\ & & \mathbf{A}_i & \\ & & & \ddots \\ & & & & \mathbf{A}_N \end{bmatrix}, \mathbf{X} = \begin{bmatrix} \mathbf{X}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{X}_i \\ \vdots \\ \mathbf{X}_N \end{bmatrix},$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{B}_i \\ \vdots \\ \mathbf{B}_N \end{bmatrix}, \mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} -1 & 0 & l_{uvi} \\ 1 & 0 & -u_{uvi} \\ 0 & -1 & l_{vvi} \\ 0 & 1 & -u_{vvi} \\ -1 & l_{wvi} & 0 \\ 1 & -u_{wvi} & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{X}_i = \begin{bmatrix} k_{ui} \\ k_{vi} \\ k_{vxi} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -k_{vxi} \\ k_{vxi} \end{bmatrix}.$$

## 4 应用实例

### 4.1 已知参数

一汽车的动力总成横向布置,由右悬置、左悬置和防扭拉杆支承。整车模型中动力总成、车身和非簧载质量的参数、各悬置的静刚度及刚度比例约束条件、各悬置的初始静刚度及初始刚度比例如表 1

~3 所示。在怠速工况下,作用在动力总成的激励力为绕曲轴方向的扭矩,最大值为 40 N·m。

表 1 动力总成、车身及非簧载质量的质量和惯性参数  
Tab. 1 Mass and moment of inertia of PMS, body and unsprung mass

物理量	动力总成	车身	非簧载质量
$m/\text{kg}$	169	892	21.9
$I_{xx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	11.683 5	501.91	—
$I_{yy}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	5.565	1 229.9	—
$I_{zz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	11.208 6	—	—
$I_{xy}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	-1.112 2	290.365	—
$I_{yz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	-2.1992	—	—
$I_{zx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.3765	—	—

表 2 各悬置刚度设计的约束条件

Tab. 2 Constraints for mounts stiffness design

悬置	$k_w/(N \cdot \text{mm}^{-1})$		$k_u/k_w$		$k_v/k_w$		$k_u/k_v$	
	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限
右悬置	144.5	195.5	0.2	1.5	0.7	1.5	0.2	1.5
左悬置	127.5	172.5	0.6	1.5	0.6	1.5	0.99	1.01
防扭拉杆	8.5	11.5	5	15	0.99	1.01	5	15

表 3 各悬置的初始静刚度及刚度比例

Tab. 3 Initial stiffness and stiffness ratio of mounts in local coordinate system

悬置	静刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )			刚度比例		
	$k_u$	$k_v$	$k_w$	$k_u/k_w$	$k_v/k_w$	$k_u/k_v$
右悬置	100	140	170	0.59	0.82	0.71
左悬置	120	120	150	0.80	0.80	1.00
防扭拉杆	100	10	10	10.00	1.00	10.00

在各个悬置与车身的连接点施加单位力激励,测试得到车身座椅滑槽的振动加速度和驾驶员右耳旁结构噪声,由此得到各个悬置与车身的连接点到车内的振动和噪声的传递函数。图 2,3 分别为测试得到的各悬置传递到座椅滑槽振动和驾驶员右耳旁结构噪声的传递函数。可以看出,防扭拉杆在传递座椅滑槽振动和驾驶员右耳旁结构噪声中贡献较大。在 2 挡 WOT 工况下,右悬置、左悬置和防扭拉杆的悬上点和悬下点的加速度随发动机转速变化的曲线如图 4~6 所示。可以看出,各悬置悬上点加速度随转速增加而增大,悬下点加速度随发动机转速增加变化较小。

### 4.2 座椅滑槽和车内噪声计算结果

由于橡胶悬置的动刚度和滞后角在低频范围内(0~20 Hz)变化不大,在计算时橡胶悬置动刚度取

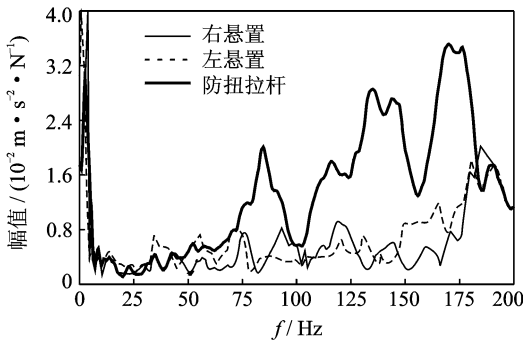


图 2 悬下点到座椅滑槽振动的传递函数幅值  
Fig. 2 Amplitude of vibration transfer functions from mount connecting point at body side to interior floor

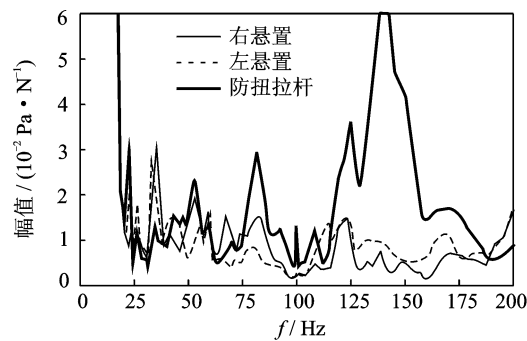


图 3 悬下点到驾驶员右耳旁的结构噪声的传递函数幅值  
Fig. 3 Amplitude of structure borne noise(SBN) transfer functions from mount connecting point at body side to interior

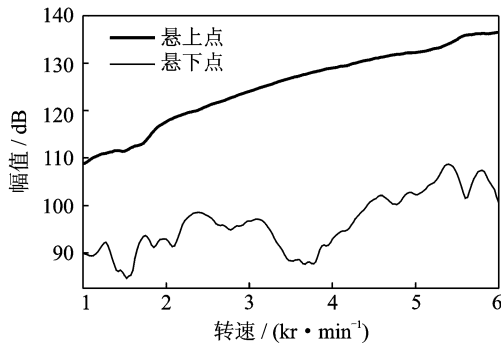


图 4 右悬置悬上点和悬下点的加速度幅值曲线  
Fig. 4 Amplitude of accelerations of right-hand mount at two sides

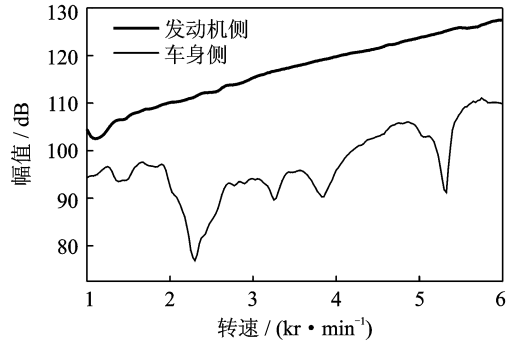


图 5 左悬置悬上点和悬下点的加速度幅值曲线  
Fig. 5 Amplitude of accelerations of left-hand mount at two side

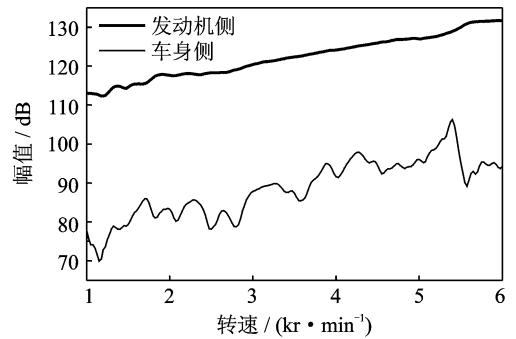


图 6 防扭拉杆悬上点和悬下点的加速度幅值曲线  
Fig. 6 Amplitude accelerations of torque strut at two sides

$O_i-u_i;v_i;w_i$  下线性段静刚度的设计值及刚度比例,如表 4 所示。

表 4 各悬置在局部坐标系下的设计静刚度及刚度比例  
Tab. 4 Design stiffness and stiffness ratio of each mount

悬置	静刚度/(N · mm <sup>-1</sup> )			刚度比例		
	$k_u$	$k_v$	$k_w$	$k_u/k_w$	$k_v/k_w$	$k_u/k_v$
右悬置	78.6	144.3	194.4	0.54	0.74	0.54
左悬置	115.6	116.7	127.5	0.91	0.92	0.99
防扭拉杆	109.3	11.6	11.5	9.50	1.01	9.42

#### 4.2.1 动力总成固有频率和能量分布计算

根据表 4 中的悬置刚度参数,计算得到的动力总成、车身及非簧载质量的各阶固有频率结果如表 5 所示。可以看出,动力总成、车身及非簧载质量的各阶固有频率均在合理范围内。

表 5 各总成固有频率

Tab. 5 Natural frequency of each system						Hz
对象	$x$	$y$	$z$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
动力总成	6.86	6.70	9.72	15.32	9.60	11.39
车身	—	—	1.33	1.69	1.17	—
非簧载质量	—	—	15.26	—	—	—

#### 4.2.2 怠速工况下车内振动计算

结合给定的 600 r/min 怠速工况下的转矩最大

为其静刚度的 1.2 倍,滞后角取 10°。

虽然设计要求没有明确给出动力总成的频率和能量分布的设计要求,基于传统的动力总成悬置系统固有频率的计算方法和动力总成悬置系统刚体模态和预位移限值的一般要求<sup>[3]</sup>,及怠速、二档工况下和路面激励下车身评价点的振动和噪声的设计要求,根据给出的目标函数和约束条件,采用序列二次规划法,最终确定各个悬置在其局部坐标系

值和传递函数,利用13自由度模型计算出的座椅滑槽垂向振动如图7所示。可以看出,由于发动机的二阶激振频率为20 Hz,即只有20 Hz以上的座椅滑槽振动才是由发动机激励引起。可见,怠速工况下的垂向振动满足整车振动控制要求。

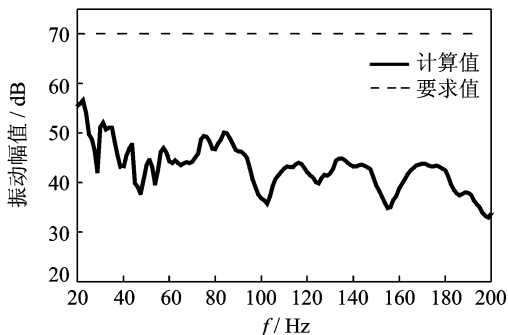
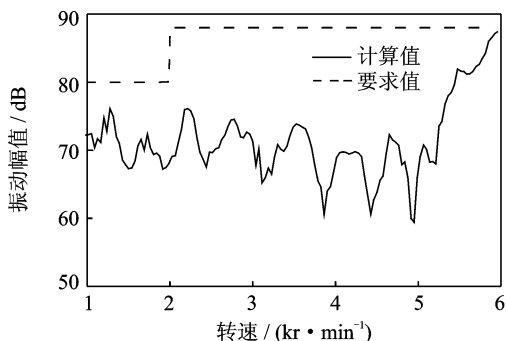


图7 怠速工况下座椅滑槽垂向振动幅频特性

Fig. 7 Vertical seat track vibration amplitude-frequency characteristic at idle

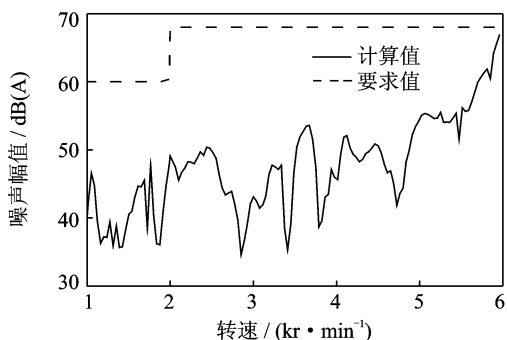
#### 4.2.3 二挡工况下车内振动与噪声的计算

二挡 WOT 工况下,发动机转速在 1 000 ~ 6 000 r/min 时可计算出座椅滑槽的振动和驾驶员右耳旁的结构噪声,幅频特性曲线如图8所示。可



(a) 座椅滑槽振动

(a) Seat track vibration amplitude-frequency characteristic



(b) 驾驶员右耳噪声

(b) Dirver's right ear SBN amplitude-frequency characteristic

图8 二挡 WOT 工况下座椅滑槽振动和驾驶员右耳结构噪声曲线

Fig. 8 Seat track vibration and dirver's right ear SBN at 2 gear WOT

以看出,座椅滑槽的振动幅值和驾驶员右耳的结构噪声均满足整车振动与噪声控制的要求。

#### 4.3 液阻悬置阻尼的计算

当动力总成右悬置为橡胶悬置时,由式(3)计算得到车内评价点的振动频响特性如图9所示。可见,在11 Hz处出现峰值且超出设计要求中规定的0.2 mm,因此考虑重新设计右悬置的动态特性,以满足设计要求。

由于液阻悬置可在低频范围提供较大阻尼,因此将右悬置设计为液阻悬置,其动刚度和阻尼特性如图10所示。经计算分析,右悬置为液阻悬置后,图9中的振动幅频曲线满足评价点振动控制要求。因此,基于车身评价点振动控制要求的悬置阻尼设计对于降低车身评价点的振动具有明显的作用。

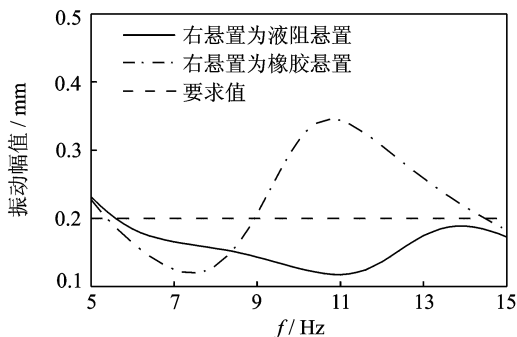


图9 车身评价点振动的幅频特性对比

Fig. 9 Vibration of evaluation point

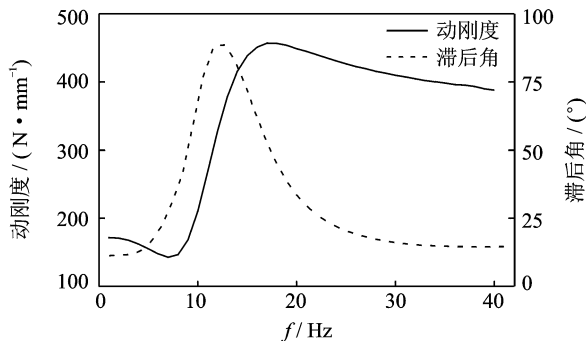


图10 右悬置的动态特性

Fig. 10 Dynamic characteristics of the hydraulic mount

## 5 结束语

1) 建立了由动力总成、车身和非簧载质量组成的13自由度汽车模型,基于汽车座椅导轨的振动与驾驶员右耳旁噪声控制的要求,提出了动力总成悬置动刚度和阻尼的设计方法。

2) 基于振动与噪声控制要求,在计算悬置动刚

度和阻尼,将悬置的动刚度和阻尼简化为与激振频率相关的函数。在设计的前期阶段,由于悬置与车身连接点的动态力引起汽车座椅导轨的振动与驾驶员右耳旁噪声的传递函数可以通过试验、计算方法或借鉴以前的类似车型得到,而悬置悬上、悬下点的加速度可以由隔振率的要求确定。

3) 在路面的激励下,基于车身评价点振动控制的要求,给出了液阻悬置动刚度和阻尼的确定原则与计算方法。

### 参 考 文 献

- [1] Shangguan Wenbin. Engine mounts and powertrain mounting systems: a review[J]. International Journal of Vehicle Design, 2009, 49(4): 237-258.
- [2] Pollack M, Govindswamy K, Wellmann T, et al. NVH refinement of diesel powered sedans with special emphasis on diesel clatter noise and powertrain harshness[C]//SAE Technical Paper Series. USA: Society of Automotive Engineers, 2007.
- [3] Shangguan Wenbin, Chen Daming. A method for calculating the displacements of a powertrain and mounts in a powertrain mounting system including torque struts under quasi-static loads[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(5): 634-647.
- [4] 阎红玉,徐石安. 发动机一悬置系统的能量法解耦及优化设计[J]. 汽车工程, 1993, 15(6): 321-328.  
Yan Hongyu, Xu Shian. Energy method of decoupling and computer optimization of engine mounting systems [J]. Automotive Engineering, 1993, 15(6): 321-328. (in Chinese)
- [5] 徐石安. 汽车发动机弹性支承的解耦方法[J]. 汽车工程, 1995, 17(4): 198-204.  
Xu Shian. Vibration isolation and decoupling technique of engine—mount on vehicles[J]. Automotive Engineering, 1995, 17(4): 198-204. (in Chinese)
- [6] Shangguan Wenbin, Hou Zhichao. Strategies and calculation methods for automotive powertrain motion control under quasi-static loads[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(8): 1131-1138.
- [7] Hafidi A E, Martin B, Loreda A, et al. Vibration reduction on city buses: Determination of optimal position of engine mounts[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 2198-2209.
- [8] Diemer P, Hueser M G, Govindswamy K, et al. Aspects of powerplant integration with emphasis on mount and bracket optimization[C]//SAE Technical Paper Series. USA: Society of Automotive Engineers, 2003.
- [9] Alt N W, Wiehagen N, Schlitzer M W. Interior noise simulation for improved vehicle sound [C] // SAE Technical Paper Series. USA: Society of Automotive Engineers, 2001.
- [10] Plunt J. Finding and fixing vehicle NVH problems with transfer path analysis[J]. Sound and Vibration, 2005, 39(11): 12-16.
- [11] Eisele G, Wolff K, Alt N, et al. Application of vehicle interior noise simulation(VINS) for NVH analysis of a passenger car[C]//SAE Technical Paper Series. USA: Society of Automotive Engineers, 2005.
- [12] 陈大明,上官文斌. 动力总成悬置系统刚体模态优化设计方法的研究[J]. 汽车技术, 2011, 2: 34-38.  
Chen Daming, Shangguan Wenbin. A research on optimization design method for powertrain mounting system rigid mode[J]. Automobile Technology, 2011, 2: 34-38. (in Chinese)



**第一作者简介:** 刘晓昂,女,1989年3月生,博士研究生。主要研究方向为汽车振动与噪声控制、动力总成悬置系统的设计。

E-mail: xiaolang314@163.com

**通信作者简介:** 殷智宏,女,1982年2月生,讲师。主要研究方向为汽车振动噪声分析与控制、汽车动力学、橡胶隔振、悬架系统设计与主动控制。

E-mail: mezhzyin@scut.edu.cn