

# 汽车原地换挡时半主动液压阻尼拉杆设计方法\*

王道勇<sup>1</sup>, 李学军<sup>2</sup>, 蒋玲莉<sup>2</sup>

(1. 广东机电职业技术学院汽车学院 广州, 510515)

(2. 佛山科学技术学院机电工程与自动化学院 佛山, 528225)

**摘要** 为减小自动挡汽车在原地换挡时由于变速箱的扭矩扰动产生的冲击与振动,提出了汽车原地换挡时半主动液压阻尼拉杆(hydraulic damping strut,简称HDS)的设计分析方法。首先,对原地换挡的冲击与振动机理进行了理论分析;其次,构建了汽车原地换挡时的动态响应评价指标,建立了包含半主动液压阻尼拉杆的整车13自由度(degrees of freedom,简称DOFs)动力学模型,根据力分担的方法对半主动HDS的动态特性参数进行了优化分析;最后,采用整车13自由度动力学模型对汽车原地换挡时加半主动HDS和不加半主动HDS时的动态响应评价指标进行了分析,并通过试验对座椅导轨的加速度进行了测试。研究表明,加入半主动HDS减小了汽车原地换挡时的冲击与振动。

**关键词** 原地换挡;冲击与振动;13自由度整车动力学模型;半主动液压阻尼拉杆;动态响应评价指标  
**中图分类号** TH113

## 1 问题的引出

自动挡汽车换挡时主要有2方面要求:①换挡时间应控制在0.4~0.8 s以内<sup>[1]</sup>;②换挡过程应平稳缓慢,避免产生纵向冲击和振动,保证车辆平顺和舒适。如何在快速换挡的过程中减小汽车的冲击和振动成为急需解决的问题。

目前,主要通过控制离合器或制动器在扭矩相或惯性相的油液压力和作用时间<sup>[1-3]</sup>,或采用优化控制策略的方法<sup>[4-5]</sup>减小汽车在升挡或降挡时的冲击。为降低汽车原地换挡过程中的冲击与振动,Tao等<sup>[6]</sup>采用神经网络模型优化换挡过程中的关键参数,从而减小原地换挡时的冲击。Nessler等<sup>[7]</sup>将座椅导轨的纵向加速度作为评价指标,通过增加变速箱悬置和发动机悬置的纵向刚度,以及降低防扭悬置和防扭拉杆垂向刚度的方法,减小换挡时座椅导轨的纵向加速度峰值,从而降低原地换挡时的冲击。Naruse等<sup>[8]</sup>指出,汽车原地换挡时的振动主要是通过悬置传递到车内,从而导致整车产生纵向振动。Arruda等<sup>[9]</sup>指出在汽车换挡时,悬置和离合器等元件对人的主观感受有重要影响。

由动力总成的扭矩突变产生的振动传递路径如图1所示。可见:当发动机扭矩速率改变较快时,振动

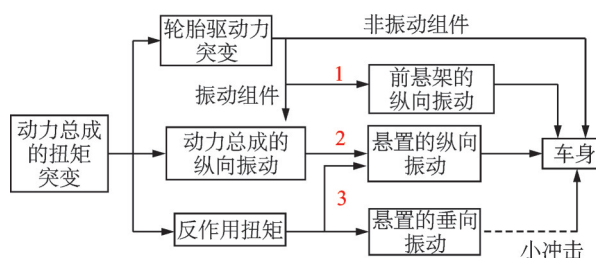


图1 振动传递路径

Fig.1 The path of the vibration

主要通过悬架系统传递到车内,如路径1所示;当发动机的扭矩改变速率较慢时,振动主要通过悬置系统传递到车内,如路径2,3所示。通过分析可知,在汽车原地换挡时,悬置元件对车身振动有重要影响。

基于以上分析,考虑增加悬置系统阻尼可以减小动力总成的冲击和振动,笔者从悬置系统角度出发,将半主动HDS看成第4点悬置,提出了汽车原地换挡时半主动HDS的设计分析方法。

## 2 换挡冲击分析

图2为笔者研究的自动挡汽车传动系统模型。汽车换挡过程动态模型由发动机、液力变矩器、行星变速箱、主减速器、车轮半轴、车轮及车身等构成。

\* 广东省基础与应用基础研究基金资助项目(2019A151110584);广东省青年创新人才资助项目(2018KQNCX282);湖南省科技重点资助项目(创新型省份建设专项)(2019GK5042)

收稿日期:2021-04-07;修回日期:2021-05-30

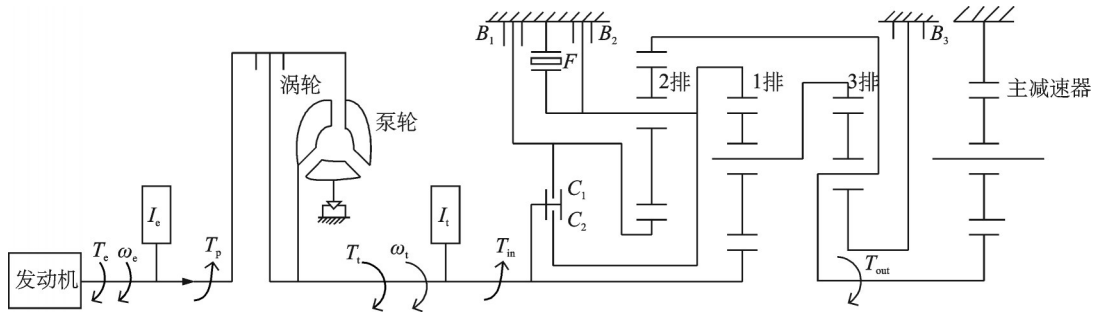


图2 传动系统模型

Fig.2 Engine power transfer system model

换挡主要通过执行机构(离合器  $C_1, C_2$  和  $F$ , 制动器  $B_1, B_2$  和  $B_3$ )分离或结合完成。

由于制动器力矩  $T_b$ 、齿轮啮合力矩  $T_g$  和离合器力矩  $T_c$  等参数具有很强的非线性特性,参数识别困难,结合文献[9],原地换挡时汽车动力传动系统没有完全连接,因此很难从传动系统角度分析汽车原地换挡时的动态响应特性。

汽车原地换挡时一般处于制动和静止状态,且原地换挡时动力总成的振动频率较低。因此,可将动力总成看成刚体对待。原地换挡冲击可归结为变速箱中的扭矩扰动导致的动力总成振动突变所致,具有振动频率低、冲击大、振动特性复杂等特点。根据图1中的振动传递路径,可对悬置系统进行优化设计来减小汽车原地换挡时整车的冲击与振动。考虑增加悬置系统的阻尼可以减小动力总成和整车的振动<sup>[10]</sup>,笔者提出了半主动液压阻尼拉杆的设计分析方法。

### 3 汽车原地换挡评价指标及建模

#### 3.1 评价指标

自动挡汽车原地换挡一般指汽车处于静止状态时,变速箱档位在全挡、D挡、R挡和N挡之间相互切换的过程,其动态响应评价指标如下。

##### 3.1.1 换挡时间

增加原地换挡时间可使换挡过程变得平顺,但降低了汽车燃油经济性。减小换挡时间,汽车油耗降低<sup>[11]</sup>,但整车振动加剧。

##### 3.1.2 汽车纵向加速度

自动挡汽车原地换挡时在纵向上具有较大的振动与冲击,汽车纵向加速度  $\alpha_p$  可以表示汽车在原地换挡时的振动响应。

##### 3.1.3 冲击度

汽车原地换挡时的冲击度一般用汽车纵向加速度在换挡时间内的导数表示

$$j = \frac{da_p}{dt} \quad (1)$$

#### 3.1.4 振动剂量值

振动剂量值(vibration dose value, 简称VDV)用来评价驾驶员换挡过程中对换挡冲击的感受,单位为  $ms^{-1.75}$ ,表达式<sup>[12]</sup>为

$$VDV = \left( \int_{t_0}^{t_1} a^4(t) dt \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

#### 3.1.5 悬置的动反力

汽车原地换挡时振动主要通过悬置传递到车内,当悬置的动反力较大时,会使车内的振动响应变大。因此,悬置纵向的动反力可以直观评价汽车原地换挡时的换挡品质。

$$F = k_{dyn} x_p + \Delta \quad (3)$$

其中: $k_{dyn}$ 为悬置的动刚度; $x_p$ 为悬置在动力总成坐标系下的位移; $\Delta$ 为力与位移的修正项。

### 3.2 包含半主动HDS的13自由度模型

半主动HDS可看成具有一定刚度和阻尼的液压元件,因此在汽车动力总成悬置系统中,将半主动HDS看成第四点悬置,组成新的动力总成四点悬置系统,如图3所示。

汽车原地换挡时传动系统还没连接,可以将整车看成由动力总成、车身和悬架组成的13自由度模

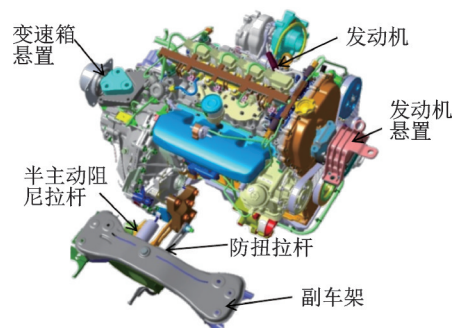


图3 具有半主动HDS的动力总成悬置系统

Fig.3 Powertrain mounting system with semi-active HDS

型,建立包含半主动HDS的整车13自由度动力学模型,如图4所示。

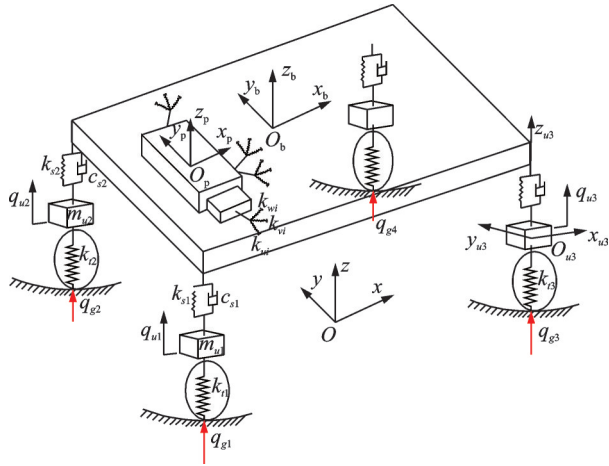


图4 含半主动HDS的整车13自由度动力学模型

Fig.4 13 DOFs vehicle dynamic model with semi-active HDS

整车13自由度动力学模型为

$$\begin{bmatrix} M_p \\ M_b \\ M_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_p \\ \ddot{q}_b \\ \ddot{q}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11}^{6 \times 6}, & C_{12}^{6 \times 3}, & 0^{6 \times 4} \\ C_{21}^{3 \times 6}, & C_{22}^{3 \times 3}, & C_{23}^{3 \times 4} \\ 0^{4 \times 6}, & C_{32}^{4 \times 3}, & C_{33}^{4 \times 4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_p \\ \dot{q}_b \\ \dot{q}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11}^{6 \times 6}, & K_{12}^{6 \times 3}, & 0^{6 \times 4} \\ K_{21}^{3 \times 6}, & K_{22}^{3 \times 3}, & K_{23}^{3 \times 4} \\ 0^{4 \times 6}, & K_{32}^{4 \times 3}, & K_{33}^{4 \times 4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_p \\ q_b \\ q_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_p \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: $q_p$ 为动力总成质心的位移; $q_b$ 为车身质心的位移; $q_u$ 为汽车4个非簧载质量在垂直方向的位移; $F_p = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}^T$ ,为汽车原地换挡时动力总成的激励力; $M_p$ 为动力总成在坐标系 $O_p-x_p y_p z_p$ 下的质量矩阵; $M_b$ 为车身在车身坐标系 $O_b-x_b y_b z_b$ 下的质量矩阵; $M_u$ 为4个非簧载质量组成的质量矩阵。

### 4 半主动HDS设计

半主动HDS的设计主要分为外通道孔径、内部活塞孔径及数量的优化分析与计算。半主动HDS流道如图5所示。外通道(图5中通道1)孔径的设计与

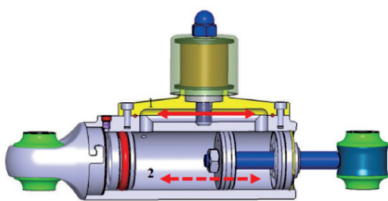


图5 半主动HDS流道

Fig.5 Semi-active HDS channel

动力总成悬置系统在怠速和高速巡航下的隔振性能有关,可依据动力总成悬置系统的优化设计方法进行计算。由于外通道孔径在汽车发动机启停工况时已分析<sup>[13]</sup>,这里主要对汽车原地换挡时半主动HDS内通道(图5中通道2)活塞孔径及数量进行优化分析。

汽车原地换挡时,以P档切换到D档为例,测得悬置系统的动反力和加速度如图6,7所示。

通过对各悬置的纵向动反力进行傅里叶变换,

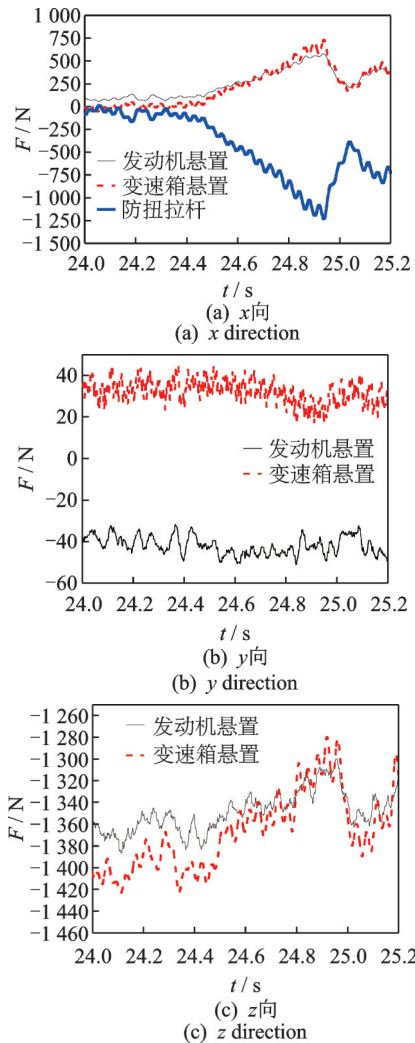
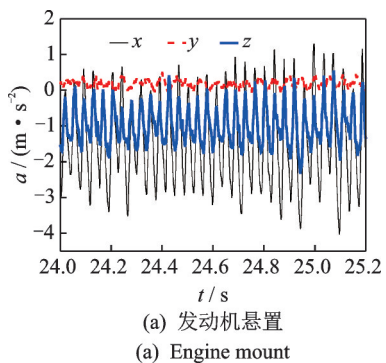


图6 悬置系统动反力

Fig.6 Mount dynamic reaction force



(a) 发动机悬置  
(a) Engine mount

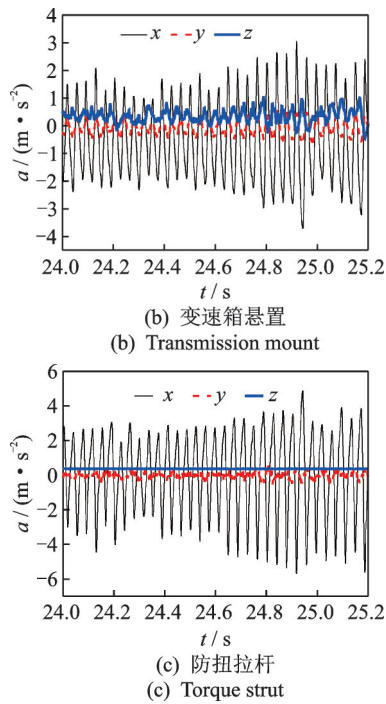


图 7 悬置系统加速度

Fig.7 Mount acceleration

可知悬置系统在纵向的振动响应频率为 4 Hz。因此,汽车从 P 档切换到 D 档时,半主动 HDS 的工作频率为 4 Hz。

汽车原地换挡时的激励力如图 8 所示。

在本研究中,防扭拉杆和半主动 HDS 并行联接在发动机和副车架之间,组成新的 4 点动力总成悬

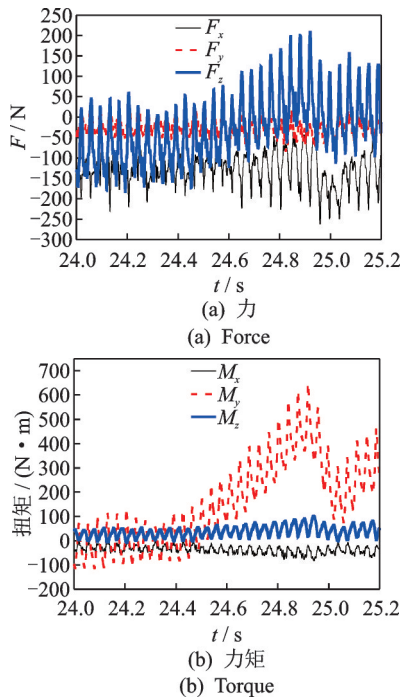


图 8 原地换挡时的激励力

Fig.8 Excitation force in situ shift

置系统。根据力的分担原则,半主动 HDS 分担的力从 10% 逐渐增加到 80% 时,半主动 HDS 的动态特性参数如表 1 所示。

表 1 半主动 HDS 动态特性参数

Tab.1 Dynamic characteristic parameters of semi-active HDS

半主动 HDS 分担的力/%	动刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	阻尼系数/(N·s·mm <sup>-1</sup> )
10	29.5	1.17
20	66.3	2.63
30	113.5	4.50
40	176.4	6.70
50	263.9	10.46
60	394.7	15.65
70	610.6	24.30
80	1 035.8	41.01

基于悬置、悬架、车身和动力总成的参数<sup>[14]</sup>,采用整车 13 自由度模型计算汽车从 P 档切换到 D 档时的动态响应评价指标计算值如表 2 所示。可见,在半主动 HDS 分担的力为 20% 时,汽车的冲击度和纵向加速度峰值最小,而垂向加速度峰值逐渐呈减小趋势。由于人体对汽车纵向方向上的振动更加敏感<sup>[15]</sup>,因此半主动 HDS 分担的力应取较小值。

半主动 HDS 分担力为 20% 时,按照阻尼力计算方法,得到活塞孔直径为 1.52 mm,活塞孔数目为 4。当分担的力为 30% 时,计算得到半主动 HDS 活塞孔直径为 1.32 mm,数量为 4。通过对发动机启动工况的分析可知,当半主动 HDS 分担力为 40% 时,动力总成的冲击度和纵向加速度较小,对应的半主动 HDS 的活塞孔径为 1.5 mm,数量为 4。通过以上分析可知,半主动 HDS 的活塞孔直径为 1.52 mm。

## 5 动态响应评价指标

### 5.1 加速度

将汽车纵向和垂向加速度进行傅里叶变换,得到如图 9,10 所示的  $x$  向和  $z$  向加速度频谱。由图可知,汽车在纵向和垂向的振动频率主要为 5, 11 和 33 Hz。在原悬置系统中加入半主动 HDS 后,汽车纵向加速度在各个振动频域下的幅值均减小,而汽车垂向加速度变化较小。因此,添加半主动 HDS 可有效减小汽车纵向冲击与振动。



表 2 动态响应评价指标计算值

Tab.2 Dynamic response evaluation indexes calculation results

半主动 HDS 分担的力/%	防扭拉杆 分担的力/%	冲击度/( $m \cdot s^{-3}$ )	纵向加速度/( $m \cdot s^{-2}$ )	垂向加速度/( $m \cdot s^{-2}$ )	拉杆位移/mm
10	90	26.13	0.45	0.35	4.17
20	80	21.52	0.41	0.21	3.71
30	70	31.63	0.49	0.19	3.25
40	60	44.27	0.56	0.18	2.79
50	50	58.18	0.64	0.17	2.33
60	40	70.21	0.71	0.17	1.87
70	30	82.28	0.77	0.14	1.41
80	20	92.58	0.81	0.16	0.95

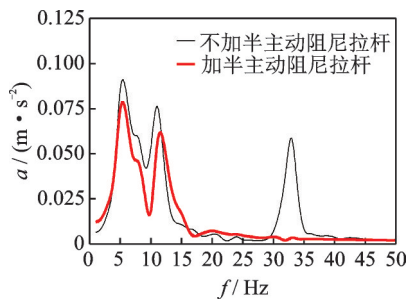


图 9 汽车 x 向加速度频谱

Fig.9 Vehicle body acceleration spectrum in x direction

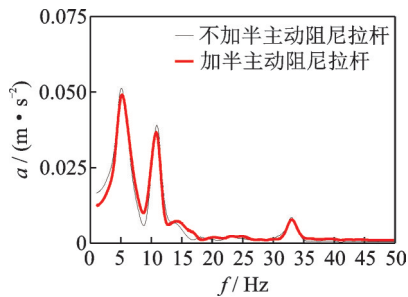


图 10 汽车 z 向加速度频谱

Fig.10 Vehicle acceleration spectrum in z direction

5.2 冲击度

汽车冲击度如图 11 所示。可见,当频率为 5 和 11 Hz 时,汽车冲击度在加和不加半主动 HDS 时变

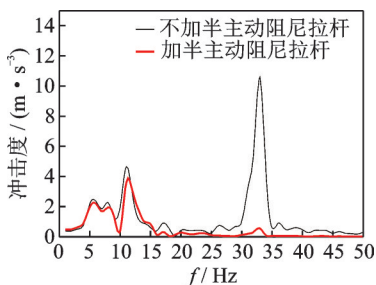


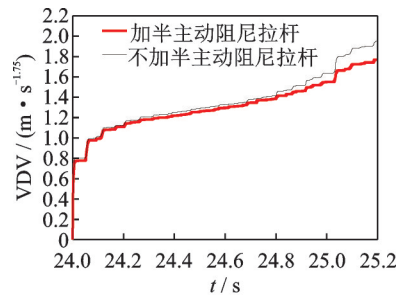
图 11 汽车冲击度

Fig.11 Vehicle jerk

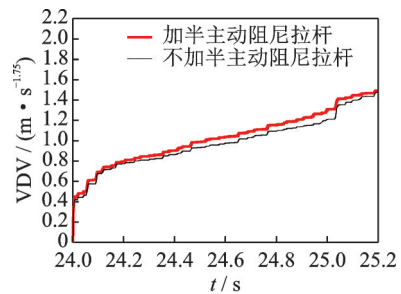
化不大,均小于  $10 m/s^3$ ,满足换挡品质要求。当频率为 33 Hz 时变化显著,不加半主动 HDS 的冲击度值为  $10.5 m/s^3$ ,在悬置系统中加入半主动 HDS 后,其值降低为  $0.55 m/s^3$ ,使得汽车冲击度在换挡品质的要求之内。

5.3 振动剂量值

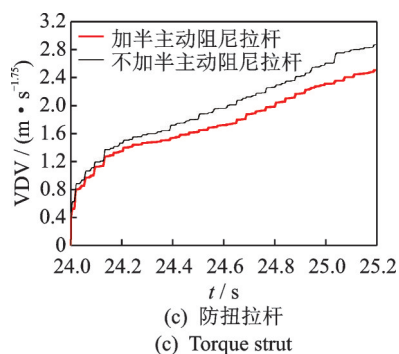
悬置系统振动剂量值如图 12 所示。当变速箱从 P 档切换到 D 的过程中,发动机悬置主动端的 VDV 峰值从  $1.95 ms^{-1.75}$  减小为  $1.76 ms^{-1.75}$ ,降低了 10%。防扭拉杆主动端的 VDV 峰值从  $2.87 ms^{-1.75}$  减小为  $2.51 ms^{-1.75}$ ,降低了 12.5%。变速箱悬置主动端的 VDV 峰值从  $1.48 ms^{-1.75}$  增加为  $1.49 ms^{-1.75}$ 。可见,通过悬置元件传递到车内的振动减小。



(a) 发动机悬置  
(a) Engine mount



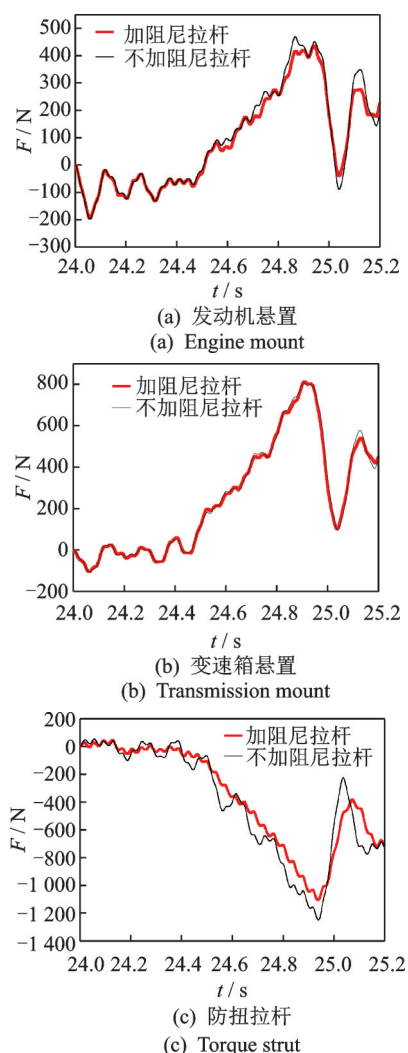
(b) 变速箱悬置  
(b) Transmission mount



(c) 防扭拉杆  
(c) Torque strut  
图 12 悬置系统振动剂量值  
Fig.12 Mount system VDV

### 5.4 悬置的动反力

悬置的动反力如图 13 所示。当加入半主动 HDS 后,发动机悬置动反力的峰值从 469 N 减小为 436 N,降幅为 7%。防扭拉杆的纵向动反力峰值从 1 250 N 降为 1 110 N,降幅为 11.2%,而变速箱悬置的动反力



(a) 发动机悬置  
(a) Engine mount  
(b) 变速箱悬置  
(b) Transmission mount  
(c) 防扭拉杆  
(c) Torque strut  
图 13 悬置的动反力  
Fig.13 Mount dynamic reaction force

基本不变。可见,加入半主动 HDS 降低了悬置系统纵向的动反力,降低了汽车的纵向冲击与振动。

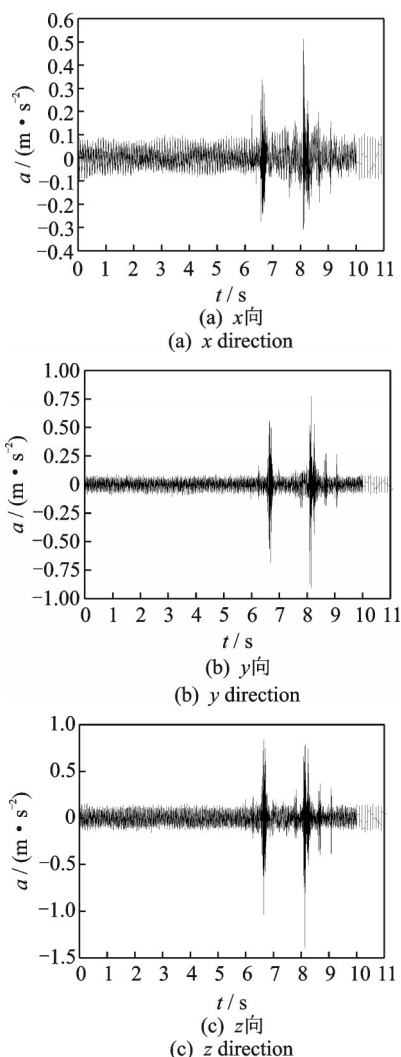
## 6 实验测试与验证

为分析半主动 HDS 对整车原地换挡时的冲击与振动的影响,采用 LMS 数据采集设备和 PCB 三向加速度传感器对座椅导轨加速度进行测试,分析汽车变速箱在 P, D 档位的相互切换过程,以及汽车在 D 档怠速时的振动响应。

### 6.1 P-D-P 换挡

汽车变速箱在 P 档和 D 档相互切换过程中,不加半主动 HDS 以及加半主动 HDS 时的座椅导轨加速度分别如图 14, 15 所示。

通过分析图 14, 15, 得到 P 档至 D 档座椅导轨加速度峰值如表 3 所示, D 档至 P 档座椅导轨加速度测



(a) x 向  
(a) x direction  
(b) y 向  
(b) y direction  
(c) z 向  
(c) z direction  
图 14 不加半主动 HDS 时座椅导轨加速度  
Fig.14 Seat rail acceleration without semi-active HDS

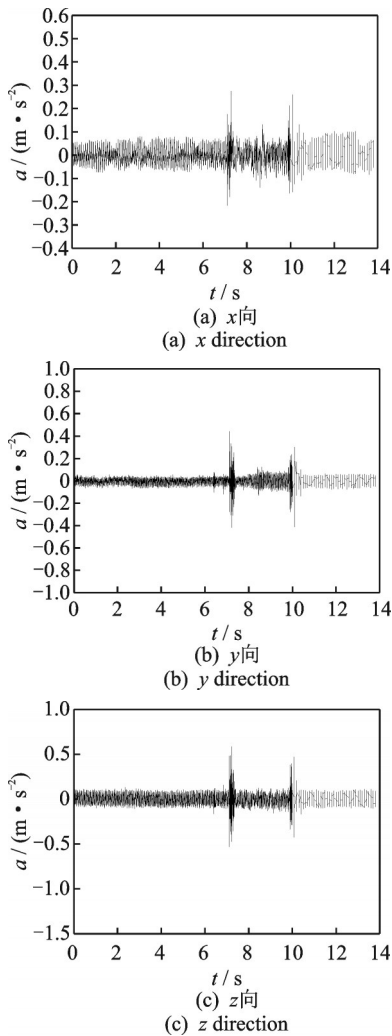


图 15 加半主动 HDS 时座椅导轨加速度

Fig.15 Seat rail acceleration with semi-active HDS

试值如表 4 所示。

表 3 P 档至 D 档座椅导轨加速度峰值

Tab.3 The seat rail peak acceleration from P to D state

条件	座椅导轨加速度/(m·s <sup>-2</sup> )		
	x	y	z
不加半主动 HDS	0.34	0.70	1.04
加半主动 HDS	0.28	0.44	0.59

表 4 D 档至 P 档座椅导轨加速度测试值

Tab.4 The seat rail peak acceleration from D to P state

条件	座椅导轨加速度/(m·s <sup>-2</sup> )		
	x	y	z
不加半主动 HDS	0.51	0.87	1.39
加半主动 HDS	0.26	0.41	0.46

由表 3 可知,加入半主动 HDS 后,座椅导轨的 x, y 和 z 向的加速度峰值分别降低 17%, 37% 和

43%, 从而减小了汽车原地换挡时的振动。

通过表 4 可知,添加半主动 HDS 后,当变速箱档位从 D 档切换到 P 档时,座椅导轨三向加速度峰值分别降低了 49%, 53% 和 67%, 使汽车原地换挡时振动显著降低。

### 6.2 D 挡怠速

当汽车变速箱从 P 档切换到 D 档位置后,考虑半主动控制的滞后效应,半主动 HDS 此时仍处于大阻尼状态,由试验测得不加半主动 HDS 以及加半主动 HDS 时的座椅导轨加速度分别如图 16, 17 所示。

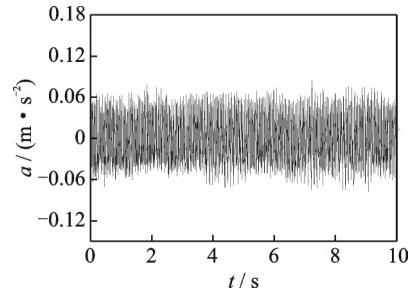


图 16 不加半主动 HDS 时座椅导轨加速度

Fig.16 Seat rail acceleration without semi-active HDS

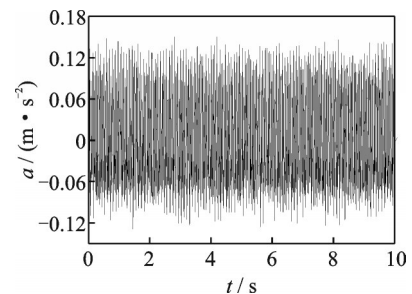


图 17 加半主动 HDS 时座椅导轨加速度

Fig.17 Seat rail acceleration with semi-active HDS

座椅导轨各向加速度的均方根值为

$$a_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_i^2) / n} \quad (5)$$

其中: n 为振动响应时间内采集的所有加速度; a<sub>i</sub> 为第 i 个测得的加速度值。

通过分析图 16, 17 可知,座椅导轨纵向加速度均方根值在不加半主动 HDS 时为 0.03 m/s<sup>2</sup>, 添加半主动 HDS 后变为 0.06 m/s<sup>2</sup>。可见,悬置系统纵向上的隔振性能变差。根据工程经验<sup>[14]</sup>, 发动机怠速时座椅导轨各向加速度应小于等于 0.06 m/s<sup>2</sup>。因此,半主动 HDS 在大阻尼状态时仍满足汽车怠速时的隔振要求。

## 7 结 论

1) 笔者以汽车变速箱从P档切换到D为例,提出了原地换挡时半主动HDS的设计分析方法,确立了半主动HDS的活塞孔直径为1.52 mm,活塞孔数目为4。

2) 对各动态响应评价指标的理论分析表明,加入半主动HDS减小了汽车原地换挡时的冲击与振动。

3) 试验结果表明:在悬置系统中加入半主动HDS可有效降低汽车变速箱在P档位和D档位切换过程的冲击与振动;汽车发动机在D档怠速时,座椅导轨的纵向加速度均方根值变大,但仍满足发动机在怠速时的隔振要求。

## 参 考 文 献

- [1] MENG F, TAO G, CHEN H Y. Smooth shift control of an automatic transmission for heavy-duty vehicles[J]. *Neurocomputing*, 2015, 159: 197-206.
- [2] JO H, PARK Y, LEE J, et al. A study on the improvement of the shift characteristics for the passenger car automatic transmission [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2000, 23: 307-328.
- [3] FU Y X, LIU Y F, CUI L Y, et al. Dynamic analysis and control strategy of wet clutches during torque phase of gear shift [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(4): 1479-1496.
- [4] 万国强, 李克强, 罗禹贡, 等. 离合器-离合器式自动变速箱动力降档控制[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(22): 66-72.  
WANG Guoqiang, LI Keqiang, LUO Yugong, et al. Power-on downshift control for clutch-to-clutch automatic transmission [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(22): 66-72. (in Chinese)
- [5] 王尔烈, 陶刚, 陈凯, 等. 自动变速箱动力降档过程控制研究[J]. *汽车工程*, 2015, 37(11): 1314-1319.  
WANG Erle, TAO Gang, CHEN Kai, et al. A research on power-on downshift control for automatic transmission [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(11): 1314-1319. (in Chinese)
- [6] TAO G, MENG F. Online performance evaluation of a heavy-duty automatic transmission launching process [J]. *Mechatronics*, 2016(38): 143-150.
- [7] NESSLER G, STOKES W. Roll-down process development for transmission garage shift quality [C]// SAE 2001 Noise & Vibration Conference &

Exposition. [S.l.]: SAE Technical Paper, 2001.

- [8] NARUSE T, KUNO Y. Optimization technology of power plant mounting stiffness for front wheel drive vehicle [C]// Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. Seoul: FISITA, 2000.
- [9] ARRUDA J, ASSIS E, UJINO R, et al. Garage shift calibration for automatic transmission in front wheel drive powertrains [C]// 24th SAE Brasil International Congress and Display. [S.l.]: SAE Technical Paper, 2015.
- [10] 王道勇, 赵学智, 上官文斌, 等. 发动机启停时悬置系统的设计方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2018, 37(8): 141-145.  
WANG Daoyong, ZHAO Xuezhi, SHANGGUAN Wenbin, et al. A design method of a powertrain mounting system to improve key on/off vibration of a car [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(8): 141-145. (in Chinese)
- [11] DARRELL R, GABRIEL G, SZPARA D, et al. Performance characterization of automatic transmission upshift with reduced shift times [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2015, 8(3): 1359-1373.
- [12] SUDHARSAN S, JEFF O. Powertrain metric to assess engine stop start refinement [C]// SAE 2015 Noise and Vibration Conference and Exhibition. [S.l.]: SAE International Papers, 2015.
- [13] WANG D Y, JIANG M, HE K F, et al. Study on vibration suppression method of vehicle with engine start-stop and automatic start-stop [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 142: 106783.
- [14] WANG D Y, ZHAO X Z, SHANGGUAN W B. Design method for a powertrain mounting system to decrease the vehicle key on/off vibrations [J]. *Journal of Automotive Engineering*, 2018, 232(9): 1221-1236.
- [15] NARUSE T, NAKASHIMA Y, MURAYAMA Y, et al. A study on evaluation method and improvement of shift quality of automatic transmission [C]// International Congress & Exposition. [S.l.]: SAE Technical Paper, 1993.



**第一作者简介:**王道勇,男,1987年9月生,博士、讲师。主要研究方向为机械系统动力学分析、汽车振动与噪声控制、转子系统的动力学及故障诊断。曾发表《汽车发动机启停时具有半主动拉杆的动力总成悬置系统研究》(《振动与冲击》2022年第41卷第10期)等论文。  
E-mail: wdy19870927@163.com