

文章编号:1006-1355(2018)04-0100-06

乘用车起步抖动仿真建模研究

朱 鹏, 曾玉红, 黄海波, 丁渭平, 杨明亮, 姜东明

(西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘 要:针对手动挡乘用车起步抖动问题,采用 Simulink 建立一套包含动力总成系统、悬架系统及车身的当量整车动力学模型。在模型中同时考虑了离合器的摩擦特性和多级扭转非线性特性。仿真得到汽车起步过程中的整车动力学响应,对车身纵向振动加速度进行时域及频域分析,并通过多辆不同实车试验验证所建立模型的合理性。同时,采用车身纵向振动加速度幅值及标准差作为判断依据,结果表明模型仿真与实车试验误差在 8% 以内。另外还剖析了模型仿真与实车试验的误差成因,为进一步研究起步抖动问题奠定基础。

关键词:振动与波;起步抖动;当量整车模型;Simulink;仿真建模

中图分类号: TB533+.2

文献标志码: A

DOI 编号: 10.3969/j.issn.1006-1355.2018.04.020

Research on Simulation Modeling of Vehicle Starting Judder

ZHU Peng, ZENG Yuhong, HUANG Haibo,
DING Weiping, YANG Mingliang, JIANG Dongming

(College of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract : Aiming at the starting judder problem of manual vehicles, an equivalent vehicle dynamic model including powertrain, suspension system and body is established by using Simulink. In this model, the friction characteristics of the clutch and the nonlinear characteristics of the multi-stage torsion are both considered. The dynamic response of the vehicle in the starting process is simulated, and the longitudinal vibration acceleration of the vehicle body is analyzed in time domain and frequency domain. The rationality of the model is verified by different vehicle tests. Meanwhile, with the amplitude and the standard deviation of longitudinal vibration acceleration as the judgment bases, the results show that the error between the simulation results and the experimental results is within 8%. In addition, the error causes between the model simulation and the real car test are also analyzed. This study lays a foundation for further research on starting judder of vehicles

Keywords : vibration and wave; judder; equivalent vehicle model; Simulink; simulation modeling

手动挡乘用车在起步过程中,车身有时会产生前后方向的抖动,称之为汽车起步抖动问题,这是一种低频抖动现象,频率大约为 5 Hz~18 Hz。离合器摩擦盘间激烈地自激振动及其与动力传动系在扭矩传递突变时产生的扭振综合作用是起步抖动产生的主因^[1-2]。起步抖动问题严重地降低了车辆的舒适性,同时加速了传动系统部件的疲劳失效。

现已见诸报端的针对汽车起步抖动问题的文献

大多集中在离合器接合过程中的动力学研究,以及基于实车试验的起步抖动主观感受研究。上官文斌等人^[3]建立了离合器接合过程中的传动系动力学特性分析模型,说明离合器从动盘扭转刚度对于起步抖动的影响。陈权瑞^[4-5]同时考虑离合器摩擦特性及多级扭转非线性特性建立了离合器接合过程的传动系统动力学模型,研究了离合器设计参数对汽车起步抖动的影响。袁智军等人^[6]认为离合器摩擦片的摩擦因数突变会导致所传递的摩擦力矩不稳定,从而引发起步抖动。文献[7]从离合器摩擦片材料、压盘结构等全面分析了离合器部件本身对于起步抖动的相互映射关系。陈玉华、孙涛^[8-9]等人通过大量实车试验结合主观评价总结出了一套起步抖动评价方法,但他们的研究仅仅局限于离合器部件本身,对于整车起步抖动的评价效果欠佳。另外,实车试验结合主观评价所涉及的试验车辆较多,试验较为费时

收稿日期:2017-12-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51775451);

中央高校基本科研业务费理工类科技创新资助项目(2682016CX032)

作者简介:朱鹏(1993-),男,成都市人,硕士研究生,主要研究方向为汽车噪声与振动。

通信作者:丁渭平,男,陕西省咸阳市人,工学博士,教授。

E-mail: dwp@home.swjtu.edu.cn

且对主观评价人员专业素养要求较高,这也变相地导致了研究成本的增加。因此,能够建立一套研究起步抖动的等效整车动力学模型,且该模型仿真分析与整车试验结果有较高的吻合度,对于研究手动挡车型起步抖动问题具有重要的工程意义。

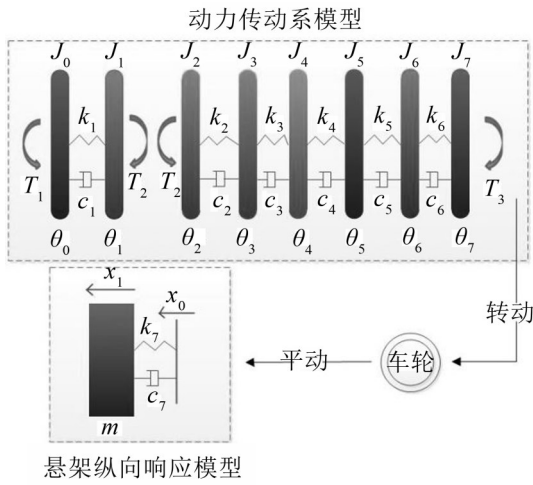
1 模型建立

为研究分析车辆起步抖动现象,在考虑离合器摩擦特性、非线性多级扭转特性以及悬架纵向动态响应特性的基础上,利用 Simulink 建立一个包含发动机、飞轮、离合器(包括压盘总成、摩擦片、波形弹

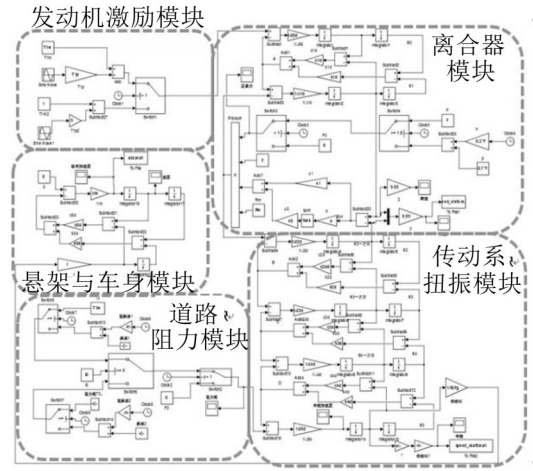
簧、从动盘)、变速箱输入及输出轴、传动轴、主减速器、差速器、驱动半轴、悬架系统及车身的当量整车动力学模型。模型简化示意图如图 1(a)所示, Simulink 整车动力学模型如图 1(b)所示。

图 1 所示整车动力学模型中离合器从动盘存在多级扭转减振器,离合器传递的扭矩是非线性的;而且离合器接合时,主、从动盘间存在滑动和黏着状态^[4]。模型中各参数代号及含义如表 1 所示。

当离合器主、从动盘处于滑动状态时,利用牛顿第二定律对图 1 的动力学模型示意图建立动力学方程,如式(1)所示。



(a) 模型简化示意图



(b) Simulink 整车动力学模型

图 1 整车动力学模型

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\theta}_0 + c_1(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1) + k_1(\theta_0 - \theta_1) = T_1 \\ J_1 \ddot{\theta}_1 - c_1(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1) - k_1(\theta_0 - \theta_1) = -T_2 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_2(\theta_2 - \theta_3) = T_2 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + c_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + k_3(\theta_3 - \theta_4) - c_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - k_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 + c_4(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) + k_4(\theta_4 - \theta_5) - c_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) - k_3(\theta_3 - \theta_4) = 0 \\ J_5 \ddot{\theta}_5 + c_5(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) + k_5(\theta_5 - \theta_6) - c_4(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) - k_4(\theta_4 - \theta_5) = 0 \\ J_6 \ddot{\theta}_6 + c_6(\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_7) + k_6(\theta_6 - \theta_7) - c_5(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) - k_5(\theta_5 - \theta_6) = 0 \\ J_7 \ddot{\theta}_7 - c_6(\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_7) - k_6(\theta_6 - \theta_7) = -T_3 \\ \dot{\theta}_7 r = \dot{x}_0 \\ m \ddot{x}_1 + c_7(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_7(x_1 - x_0) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

由于双曲正切模型能够较好地模拟离合器摩擦特性,所以在图 1 所示模型中,离合器摩擦特性采用了双曲正切摩擦模型^[9],其特性曲线如图 2 所示,其中横坐标表示离合器主、从动盘间的角速度差,纵坐标表示离合器主、从动盘间的摩擦力矩。

在离合器接合过程中,主、从动盘间通过相互摩擦来传递摩擦力矩 T 。在滑动状态下,主、从动盘之间存在速度差,此时

$$T = F \cdot \mu \cdot R_a \cdot n \quad (2)$$

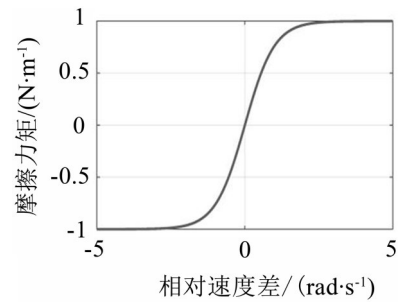


图 2 双曲正切摩擦模型

式中 F 为作用于离合器摩擦面上的压紧力幅值, μ 是主、从动盘间的滑动摩擦系数, n 为摩擦片面数, R_a 为摩擦片等效摩擦半径,其中,若摩擦片外径为 R_p ,内径为 R_q ,则其等效半径

$$R_a = \frac{2(R_p^3 - R_q^3)}{3(R_p^2 - R_q^2)} \quad (3)$$

图 2 所示的双曲正切摩擦模型公式为

$$\mu = \mu_0 \tanh(\sigma \Delta\omega) + \mu' \Delta\omega \quad (4)$$

上式中 μ' ($\mu' = \Delta\mu/\Delta\omega$) 为摩擦系数梯度, μ_0 为摩擦片静摩擦系数, $\Delta\omega = \dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2$ 为主、从动盘间的角速度差, \tanh 为双曲正切函数, σ 为双曲正切摩擦模

表1 整车动力学模型参数代号及解释

参数解释	单位
J_0 发动机部分等效转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_1 飞轮和离合器压盘惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_2 离合器摩擦片、波形弹簧和减振盘转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_3 离合器从动盘转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_4 变速箱输入轴及中间轴等效转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_5 变速箱输出轴转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_6 传动轴及主减主动轮转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
J_7 半轴、差速器、主减小轮及簧下质量等效转动惯量	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
k_1 曲轴与飞轮间扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_2 离合器扭转减振器扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_3 变速箱输入轴扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_4 变速箱输出轴扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_5 传动轴扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_6 驱动半轴扭转刚度	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
k_7 悬架纵向刚度	N/m
c_1 发动机曲轴阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_2 离合器扭转减振器阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_3 变速箱输入轴阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_4 变速箱输出轴阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_5 传动轴阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_6 驱动半轴阻尼	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
c_7 悬架纵向阻尼	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$
T_1 发动机输出扭矩	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_2 离合器主、从动盘摩擦力矩	$\text{N}\cdot\text{m}$
T_3 道路阻力矩转换到车轮的等效阻力矩	$\text{N}\cdot\text{m}$
m 簧上质量	kg
θ 各惯量圆盘角位移	rad

型的平滑因子。

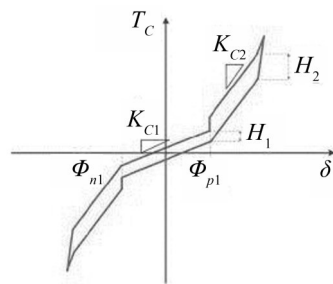
联立式(2)至式(4),利用双曲正切摩擦模型得到的摩擦力矩可表示为

$$T = F\mu_0 R_a n \tanh(\sigma \Delta\omega) + F\mu' \Delta\omega R_a n \quad (5)$$

图3表示包含不对称过渡转角的离合器扭转非线性特性,即扭转弹簧传递力矩与干摩擦阻力矩和 T_h 随 δ ($\delta = \theta_0 - \theta_1$)变化关系^[10]。

$$T_h = \begin{cases} k_{c1}\Phi_{p1} + k_{c2}(\delta - \Phi_{p1}) + \frac{H_2}{\pi} \arctan(\sigma\delta) + \frac{H_1}{2} & \Phi_{p1} < \delta \\ k_{c1}\delta + \frac{H_1}{\pi} \arctan(\sigma\delta) & \Phi_{n1} < |\delta| < \Phi_{p1} \\ k_{c1}\Phi_{n1} + k_{c2}(\delta - \Phi_{n1}) + \frac{H_2}{\pi} \arctan(\sigma\delta) - \frac{H_1}{2} & \delta < \Phi_{n1} \end{cases} \quad (6)$$

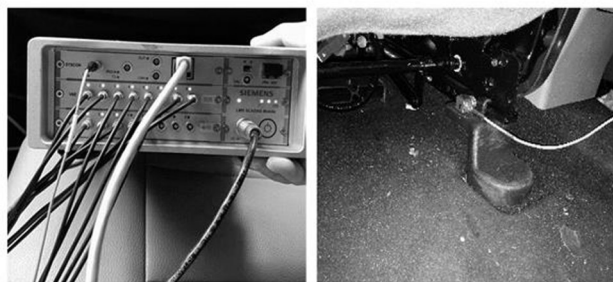
上式中 Φ_{p1} 和 Φ_{n1} 分别是一级正、负向转角。 H_1 和 H_2 分别是一、二级干摩擦阻力矩, k_{c1} 和 k_{c2} 分别

图3 离合器的多级扭转非线性特性^[4]

是一、二级扭转刚度, σ 为平滑因子。

2 实车试验

由于座椅与车身一般采用刚性连接,所以可将座椅视为车身的一部分,那么起步抖动传递路径为:动力总成-悬架-车身(座椅)-车内人员。座椅是车内人员感受抖动最直接的载体,也是抖动传递路径上最靠近受体的位置,将振动传感器布置在驾驶员座椅右侧导轨处,用于采集车身纵向振动加速度。试验采用LMS Test Lab振动噪声测试设备,如图4(a)、图4(b)所示。



(a) 信号采集设备

(b) 传感器布置位置

图4 振动噪声测试设备

试验场地应至少保证有30 m及以上的水泥或沥青平整路面且尽量干燥、无接缝。测试中心在50 m为半径范围内不能有较大的振动源。

起步抖动试验共测试了4辆车,分别编号为A、B、C、D,其中,试验车A、B均为MPV车型,驱动形式为前置后驱;试验车C、D均为SUV车型,驱动形式为前置前驱。每辆车至少获取三组有效数据,试验结果如图5所示。

3 模型仿真与验证

3.1 模型仿真

将动力学方程式(1)写成初值问题的形式,如式(7)所示

$$\begin{cases} P\dot{Y} + QY = F \\ Y(0) = Y_0 \end{cases} \quad (7)$$

上式中

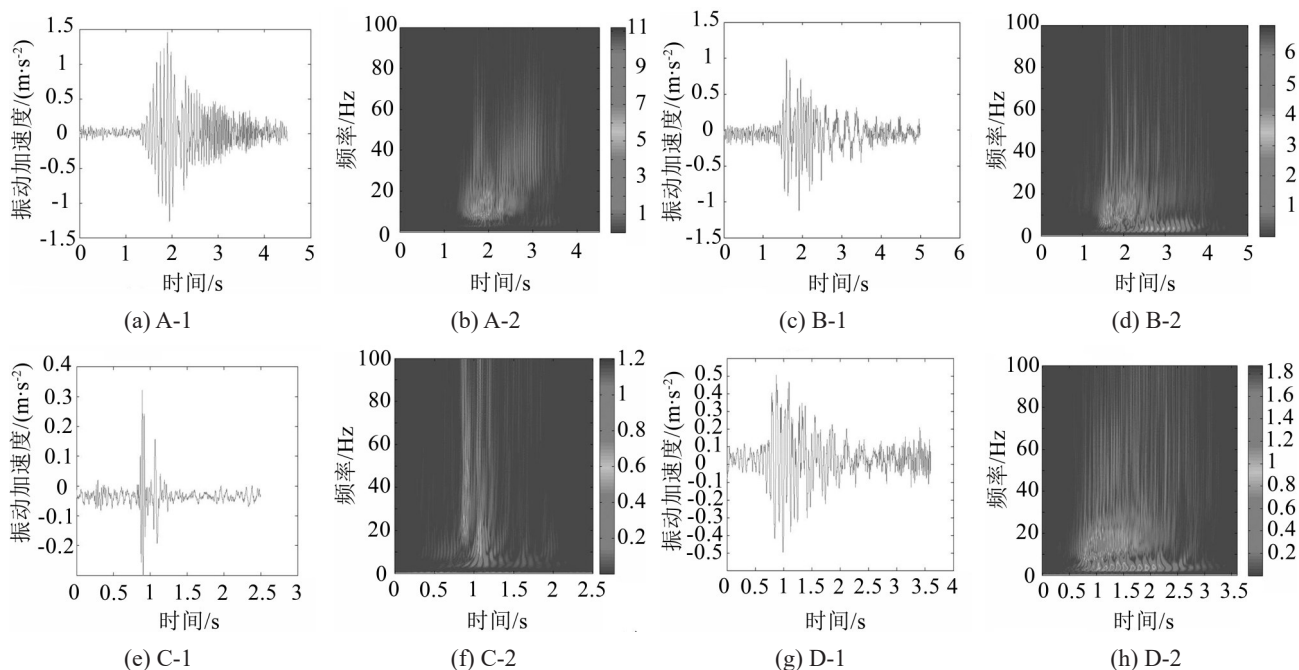


图5 试验结果

注: A、B、C、D分别表示四辆试验车; *-1表示车身纵向振动加速度时域结果; *-2表示对应的频域结果

$$Y = [\theta_0 \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \theta_4 \ \theta_5 \ \theta_6 \ \theta_7 \ x_0 \ x_1$$

$$\dot{\theta}_0 \ \dot{\theta}_1 \ \dot{\theta}_2 \ \dot{\theta}_3 \ \dot{\theta}_4 \ \dot{\theta}_5 \ \dot{\theta}_6 \ \dot{\theta}_7 \ \dot{x}_0 \ \dot{x}_1]^T$$

为状态向量,前十项依次为当量整车动力学模型的八个惯量盘角位移及两个质量块位移,后十项依次为其对应的角速度及速度; Y_0 为模型初值向量。

$$Y = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0$$

$$750 \ 750 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

表示系统初始位移均为0,飞轮与离合器主动盘初速度为750 r/min。 P 为系统状态矩阵, F 为输入向量, Q 为系统控制矩阵,分别是

$$P = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} J^{-1}T \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$Q = \begin{bmatrix} -J^{-1}C & -J^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix}$$

运用经典4阶Runge-Kutta方法,利用四辆车的原始参数进行迭代求解。迭代过程如下

$$\begin{cases} Y_{n+1} = Y_n + (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4)h/6 \\ K_1 = (QY_n + F)|_{t=nh}/P \\ K_2 = (Q(Y_n + hK_1/2) + F)|_{t=(n+1/2)h}/P \\ K_3 = (Q(Y_n + hK_2/2) + F)|_{t=(n+1/2)h}/P \\ K_4 = (Q(Y_n + hK_3/2) + F)|_{t=(n+1)h}/P \end{cases} \quad (8)$$

上式中 Y_n 和 $F|_{t=nh}$ 分别表示第 n 次迭代时($t=nh$ 时刻)系统的状态向量及输入向量, h 为迭代步长, K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 为中间向量。

根据四辆试验车的原始参数进行仿真分析,结

果如图6所示。

从图6可知,1 s以前,离合器处于纯滑阶段^[9],即离合器压盘与飞轮间没有力矩传递或力矩较小不能带动离合器从动盘转动,也就是说离合器压紧力产生的摩擦力矩小于外界的阻力矩,使得离合器从动盘转速几乎不发生变化,该阶段维持时间极短。在纯滑阶段即将结束的时刻,摩擦力矩的大小处于临界状态,即刚好等于外界阻力矩,此时车身纵向将产生振动加速度。在1 s~2.5 s时,离合器处于黏滑阶段^[9],此时离合器压紧力逐渐增大,摩擦力矩大于外界的阻力矩,发动机转速降低,从动盘的转速升高,主、从动部分的角速度逐渐达到一致。此阶段由于压紧力逐渐增大从而逐渐克服外界阻力矩,在此过程中由于压紧力波动导致飞轮与离合器间产生力矩波动,所以起步抖动主要发生在此阶段。2.5 s以后,离合器处于纯黏阶段^[9],离合器主、从动部分转速达到一致,即完成动力传递平稳过渡,车辆起步完成。

3.2 模型验证

对比分析图5、图6中各试验车对应的试验及仿真时域信号结果,不难发现该模型仿真得到的四辆试验车车身纵向振动加速度曲线无论是在趋势上还是幅值上都分别能与试验较好吻合。另外,从车身纵向振动加速度频域信号可知,无论是试验还是仿真结果均表明车辆起步抖动发生的频率都集中分布在5 Hz~30 Hz,从而验证了模型的合理性。

文献[9]使用车身纵向振动加速度幅值 $a_{x\max}$ 作

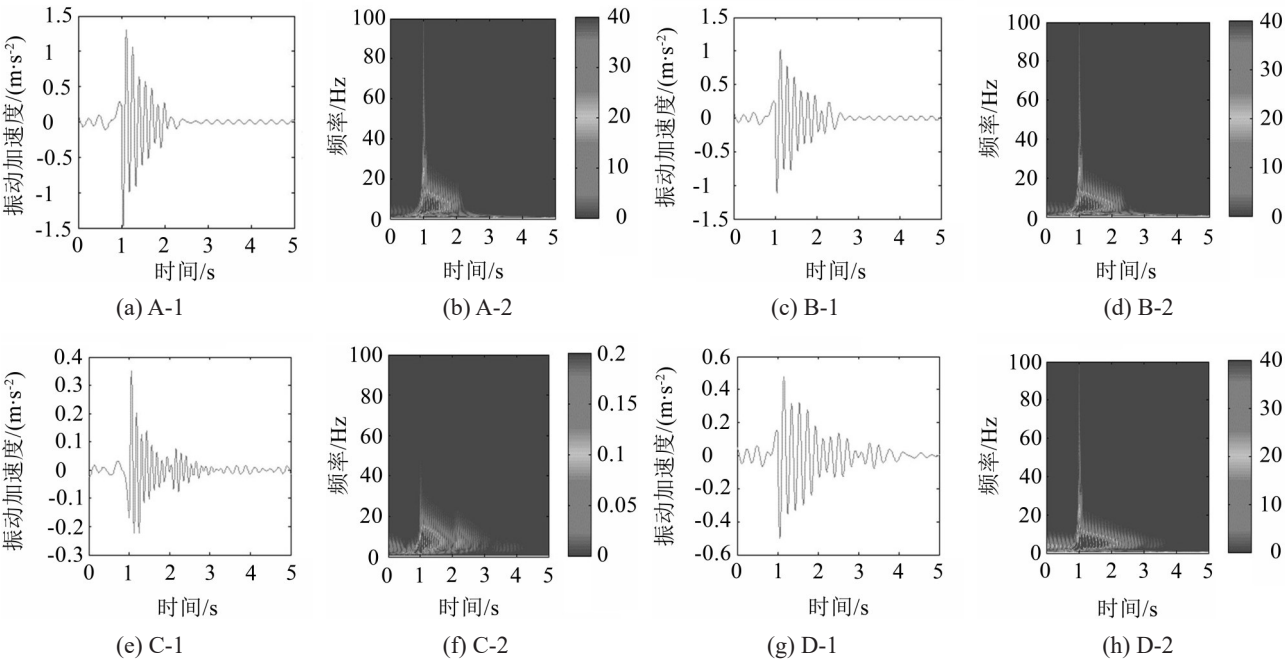


图6 仿真结果

注：A、B、C、D分别表示四辆试验车；*-1表示车身纵向振动加速度时域结果；*-2表示对应的频域结果

为起步抖动的判断指标。同时,采用车身纵向振动加速度标准差 a_{std} 来判断模型与试验的吻合度。 a_{std} 可由下式计算得出。

$$a_{std} = \sqrt{\frac{1}{P} \sum_{p=1}^P \left(a_p - \frac{1}{P} \sum_{p=1}^P a_p \right)^2} \quad (9)$$

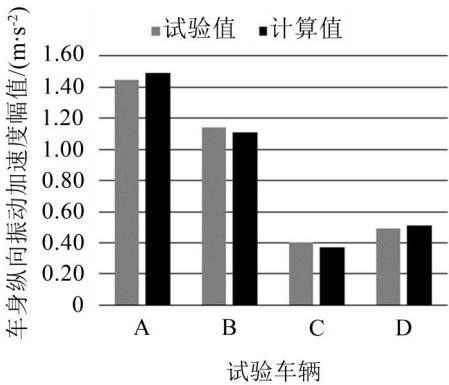
上式中 a_p 为计算中 $\Delta t=pk$ (k 为仿真时间步长或采样时间间隔)时刻的车身纵向振动加速度, P 为计算中车身纵向振动加速度时间序列个数。

利用MATLAB编程分别计算每辆车试验及仿真对应的车身纵向振动加速度幅值、标准差,并取平均值,结果如表2及图7所示。

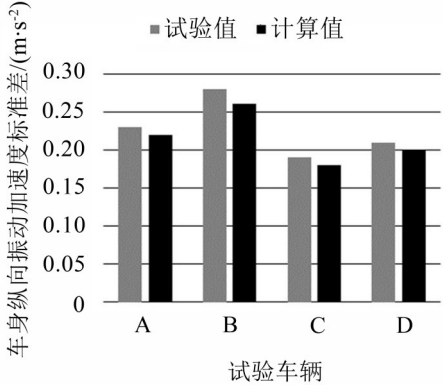
分析表2及图7可知,前置后驱车A、B的车身纵向振动加速度幅值 $a_{x\max}$ 试验值分别为 1.45 m/s^2 、 1.14 m/s^2 ,均大于前置前驱车C、D的试验值;A、B车的 $a_{x\max}$ 计算值分别为 1.49 m/s^2 、 1.11 m/s^2 ,也均大于C、D车的计算值。同时,以车身纵向振动加速度标

表2 试验与仿真结果分析表/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)

车辆	$a_{x\max}$				a_{std}			
	A	B	C	D	A	B	C	D
试验值	1.45	1.14	0.40	0.49	0.23	0.28	0.19	0.21
计算值	1.49	1.11	0.37	0.51	0.22	0.26	0.18	0.20
误差/(%)	2.8	2.6	7.5	4.1	4.3	7.1	5.3	4.8



(a) 试验与仿真结果



(b) 试验与仿真结果

图7

准差 a_{std} 为对标数据,前置前驱车 C、D 的 a_{std} 试验值分别为 0.19 m/s^2 、 0.21 m/s^2 ,均小于前置后驱车 A、B 的试验值;C、D 车的 a_{std} 计算值分别为 0.18 m/s^2 、 0.20 m/s^2 ,也均小于 A、B 车的计算值。

另外,分别以车身纵向振动加速度幅值及其标准差作为起步抖动试验与仿真分析的对标数据,编号为 A、B、C、D 的四辆试验车的试验值与模型计算值的误差均在 8% 以内,满足工程误差要求,确认了所建立的整车当量动力学模型的准确性。同时,从四辆车的试验值与仿真值均可以看出,前置后驱车型(试验车 A、B)无论是 $a_{x\max}$ 还是 a_{std} 均大于前置前驱车型(试验车 C、D),说明前置后驱车型起步抖动问题普遍比前置前驱车型更严重,这可能是由前置后驱车型较长的传动系产生的扭振所致。

进一步分析可知,表 2 中的试验值与计算值间存在误差,且试验值普遍大于相应的仿真值,这可能是由于传动系统模型没有考虑传动系扭振所引起的。同时,车辆当量系统的模态频率对起步抖动也有着重要影响,若系统产生自激振动或者由外力引起强迫振动的频率与系统的固有模态频率相同或者接近时,可能会引发共振。而且,受制于工艺技术和测量设备精度以及使用过程中的磨损,离合器刚度和阻尼参数难以精确测量。因此,从提升模型仿真精度的角度考虑,非常有必要对离合器参数进行优化。另外,不同车辆间的误差相对较大,这可能是由车辆个体间结构的些许差异所导致的。

4 结 语

(1) 建立了一套包含发动机、离合器、传动系统、悬架系统及车身的当量整车动力学模型。模型中同时考虑了离合器摩擦特性、非线性多级扭转特性以及悬架纵向动态响应特性。经过四辆不同驱动

形式车辆起步抖动试验验证了该模型的合理性及准确性。

(2) 以车身纵向振动加速度幅值及标准差为对标数据,发现该模型仿真分析结果与整车试验结果吻合度较高,同时,对该模型进行了误差来源剖析,为进一步研究起步抖动问题奠定了基础。

参考文献:

- [1] 沈周行,李鹏忠. 离合器自激振动的起步颤振作用机理分析[J]. 北京汽车,2012(3):27-31.
- [2] ZHANG JIN LE, MA BIAO. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions [J]. *Vehicle Noise and Vibration*, 2010, 6(2/3/4): 176+199.
- [3] 上官文斌,孙涛,郑若元,等. 离合器从动盘性能对汽车起步抖动的影响研究[J]. 振动工程学报,2016(3):488-497.
- [4] 陈权瑞,万里翔,刘雪莱,等. 离合器设计参数对汽车起步振动的影响研究[J]. 噪声与振动控制,2017,37(5):109-114.
- [5] 陈权瑞. 摩擦式离合器汽车起步振动仿真分析及试验研究[D]. 成都:西南交通大学,2017.
- [6] 袁智军,周然杰,吕俊成,等. 摩擦因数对微型汽车起步抖动影响的研究[J]. 机械制造,2009,47(7):80-82.
- [7] 周然杰. 微型汽车起步抖动探讨[D]. 武汉:武汉理工大学,2009.
- [8] 陈玉华. 离合器接合抖动的测试、分析与评价[D]. 广州:华南理工大学,2013.
- [9] 孙涛. 离合器对车辆起步抖动的影响研究[D]. 广州:华南理工大学,2015.
- [10] LIU X L, SHANGGUAN W B, JING X, et al. Vibration isolation analysis of clutches based on trouble shooting of vehicle accelerating noise[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2016 (382): 84-99.

(上接第 75 页)

运用此分析方法可在产品设计前期就对传动系扭转振动进行仿真预测,此方法有较高的置信度,可在前期准确预测风险,降低产品设计与验证的成本,且为同类问题的解决提供参考。

参考文献:

- [1] 刘辉. 车辆动力传动系统扭振力学仿真分析[D]. 北京:北京理工大学,2003.

- [2] 李渤仲. 内燃机轴系扭转振动[M]. 北京:国防工业出版社,1984.
- [3] 耿冲. 车辆动力传动系统扭振建模分析和实验研究[D]. 北京:北京理工大学,2004.
- [4] 赵骞,邓江华,王海洋. 传动系部件扭转刚度对后驱传动系扭转模态的影响[J]. 噪声与振动控制,2011,31(5):49-52.
- [5] 唐斌,薛东新,宋希庚. 复杂分支轴系扭转振动分析的进展研究[J]. 噪声与振动控制,2009,29(3):1-5:58.