

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.02.007

基于联合仿真的汽车动力总成悬置系统隔振特性研究*

时培成^{1,2} 陈无畏¹ 陈黎卿¹

(1. 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009; 2. 安徽工程科技学院机械系, 芜湖 241000)

【摘要】 基于联合仿真技术,运用 Matlab 软件对不同悬置元件的试验数据进行拟合,建立非线性悬置仿真模型;通过信息交换接口进行数据传递,在 ADAMS 软件环境中对汽车动力总成悬置系统隔振特性进行研究,对比分析不同悬置系统的隔振性能,为悬置系统的优化分析、匹配选型提供参考。研究表明,基于非线性悬置模型的动力总成悬置系统振动特性更接近于实际情况。

关键词: 汽车 动力总成 非线性悬置 振动特性 联合仿真

中图分类号: U463 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)02-0029-06

Study on Vibration Isolation Characteristics of Automobile Powertrain Mount System Based on Co-simulation

Shi Peicheng^{1,2} Chen Wuwei¹ Chen Liqing¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

2. Department of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology and Science, Wuhu 241000, China)

Abstract

The two non-linear mount simulation models were created by using Matlab software to fit various mount experiment data based on co-simulation. The vibration isolation characteristics of automobile powertrain system was studied under ADAMS software environment along with transmitting data through information exchange interface, and different mounts' vibration isolation performance was analyzed, which could provide research foundation for optimizing analysis and matching of mount system. The results show that the vibration characteristic of powertrain system is closer to actual situation founding on non-linear mount model than on the linear.

Key words Automobile, Powertrain, Non-linear mount, Vibration characteristics, Co-simulation

引言

为了改善汽车的振动特性,在车辆动力总成系统中安装了不同型式的悬置,而悬置件几乎都具有复杂的非线性力学特性,如橡胶悬置和液压悬置的动态刚度和阻尼特性都存在幅变特性和频变特性,即动刚度和阻尼同时与振动的幅值和频率有关,液压悬置的这一性质体现得更明显^[1]。因此,简洁、正确地建立各种悬置元件非线性仿真模型,以便对

比研究不同悬置系统在整车中的隔振作用,显得尤为重要。本文针对某轿车动力总成悬置系统,通过拟合不同种类悬置的非线性试验数据,利用 Matlab 软件建立悬置仿真模型,而后通过定义数据交换接口,将悬置模型导入 ADAMS 软件中建立动力总成模型形成闭环,进行系统的振动特性仿真,研究不同悬置系统的隔振性能,探讨悬置系统简单、快速的分析方法。

收稿日期:2009-03-07 修回日期:2009-04-14

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA110101)和安徽省教育厅自然科学基金资助项目(KJ2008B255)

作者简介: 时培成,博士生,安徽工程科技学院副教授,主要从事汽车振动与控制研究,E-mail: shipeicheng@auts.edu.cn

通讯作者: 陈无畏,教授,博士生导师,主要从事车辆底盘集成控制研究,E-mail: cww@mail.hf.ah.cn

1 悬置系统非线性建模

1.1 动力总成悬置系统动力学方程

假设:每个悬置都可简化为3个相互垂直的非线性弹簧粘性阻尼元件。这样总成悬置系统就简化为空间六自由度振动系统,如图1所示^[2~3]。

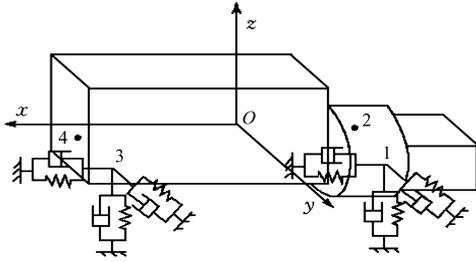


图1 动力总成悬置系统

Fig.1 Powertrain mounting system

图中,坐标系 $O-xyz$ 的 O 点位于动力总成的质心处, z 轴正方向垂直向上, x 轴正方向指向整车后方, y 轴根据右手定则确定。总成的广义坐标为沿 x, y, z 轴的位移 x, y, z 和绕 x, y, z 轴的转角 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$, 记为 Q , 即有广义位移矢量

$$Q = (x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z)^T \quad (1)$$

相应的速度矢量和加速度矢量为

$$\begin{cases} \dot{Q} = (\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{z} \ \dot{\theta}_x \ \dot{\theta}_y \ \dot{\theta}_z)^T \\ \ddot{Q} = (\ddot{x} \ \ddot{y} \ \ddot{z} \ \ddot{\theta}_x \ \ddot{\theta}_y \ \ddot{\theta}_z)^T \end{cases} \quad (2)$$

利用拉格朗日方程推导出系统的振动微分方程为

$$M\ddot{Q} + C\dot{Q} + KQ = F(t) \quad (3)$$

式中 M ——系统的质量矩阵

K ——系统的刚度矩阵

C ——系统的阻尼矩阵

Q ——广义坐标列向量

$F(t)$ ——系统所受的激振力

1.2 橡胶悬置非线性模型

所建立的橡胶悬置实体模型和非线性力学模型如图2所示。图中, K_0 为橡胶悬置的线性段刚度值,其余6个参数只是建立非线性模型的需要,无实际意义,其值可由经验公式确定^[3]。

设中间变量分别为

$$P = 0.06 + 0.81\theta + 0.017\theta^2 + 0.0075\theta^3$$

$$Q = 11(K_0/1000)\tan P$$

则 $K_3 = 150Q, K_4 = 140Q, K_5 = 300Q, C_3 = 5Q, C_4 = 0.5Q, C_5 = 0.13Q$ 。其中滞后角 θ 的单位为($^\circ$), C 的单位为 $N \cdot s/mm$ 。

根据力学模型,其运动方程为

$$m\ddot{z} + (C_3 + C_4 + C_5)\dot{z} + (K_0 + K_3 + K_4 + K_5)z = F_0 \quad (4)$$

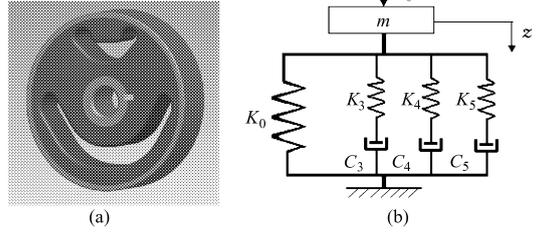


图2 橡胶悬置模型

Fig.2 Rubber mount model

(a) 实体模型 (b) 非线性力学模型

式中 m ——悬置的支撑质量

F_0 ——悬置的激振力

用 Matlab 软件编制的仿真程序输出的目标橡胶悬置的动态特性曲线如图3所示,激励振幅 1.5 mm ,其仿真结果比较符合实际。

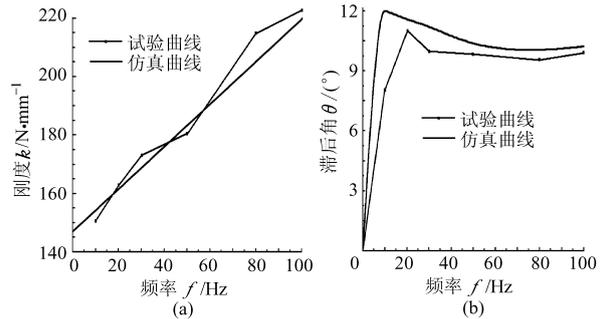


图3 橡胶悬置动特性曲线

Fig.3 Rubber mount dynamic characteristic

(a) 动刚度 (b) 滞后角

1.3 液压悬置非线性模型

目标液压悬置为惯性通道-解耦盘式液压悬置^[4],其结构图和所简化的非线性力学模型如图4所示。 k_r 和 b_r 是橡胶主簧的动刚度和阻尼,橡胶主簧具有类似于活塞的泵吸液体的作用, A_p 为等效活塞面积。液体通过惯性通道的流量和随解耦盘运动液体的流量分别为 $Q(t)$ 和 $Q_d(t)$,两个液室的平均压力分别为 $p_1(t)$ 和 $p_2(t)$, Δd 为解耦盘与上、下限

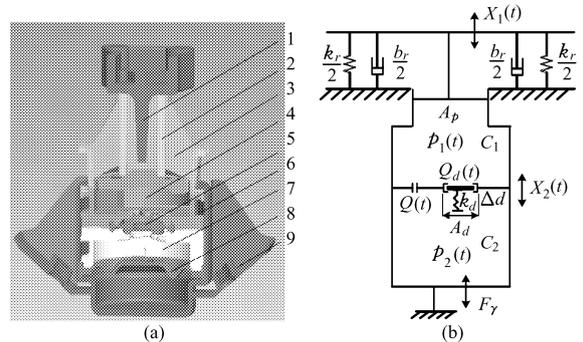


图4 液压悬置模型

Fig.4 Hydraulic mount model

1. 动力总成连接螺栓 2. 金属骨架 3. 橡胶主簧 4. 上液室
5. 解耦盘 6. 惯性通道 7. 下液室 8. 橡胶底盘 9. 底座

(a) 实体模型 (b) 非线性力学模型

位板之间的间隙。 F_γ 为液压悬置传给车架的力, $X_1(t)$ 为静平衡状态下橡胶主簧上端面的位移输入, $X_2(t)$ 为解耦盘及其附加液体质量的振动位移响应。

假设液压悬置承受的预负载为 \bar{F} ,悬置内液体初始压力为 \bar{p} ,液压悬置初始位移 \bar{x} ,运用机械和流体混合列平衡方程的方法,建立该种液压悬置运动方程如下^[5-7]

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1(t) - p_2(t) = I_f \dot{Q}(t) + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{l_f}{d_f} \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4 \right) \cdot \\ \quad \left| \frac{Q(t)}{A_f} \right| \left| \frac{Q(t)}{A_f} \right| \\ Q(t) = \frac{\pi d_f^4}{128 \mu l_f} [p_1(t) - p_2(t)] \\ I_f = \rho l_f / A_f \\ [p_1(t) - p_2(t)] A_d = m_d \ddot{X}_2(t) + e k_d X_2(t) \\ Q_d(t) = (1 + 1.5 \varepsilon^2) \frac{\pi d h_0^3}{12 \mu l_d} [p_1(t) - p_2(t)] \\ p_1(t) = C_1 \Delta V_1 + \bar{p} \\ p_2(t) = C_2 \Delta V_2 + \bar{p} \\ \Delta V_1 = A_d X_2(t) - A_p X_1(t) - \int_0^t Q(t) dt - \int_0^t Q_d(t) dt \\ \Delta V_2 = \int_0^t Q(t) dt + \int_0^t Q_d(t) dt + A_d X_2(t) \\ X_1(t) = \bar{x} + x_0 \sin(\omega t) \end{array} \right. \quad (5)$$

其中

$$e = \begin{cases} 100 & (X_2(t) \geq \Delta d) \\ 0 & (X_2(t) < \Delta d) \end{cases} \quad (6)$$

式中 l_f, d_f ——惯性通道长度、直径

ζ_1 ——沿层阻力系数,层流时 $\zeta_1 = 64/Re$, Re 为液体的雷诺数

ζ_2 ——截面突然收缩局部阻力系数

ζ_3 ——突然扩大局部阻力系数

ζ_4 ——弯管阻力系数

I_f ——惯性通道内液体的惯量

A_f ——惯性通道等效横截面积

μ, ρ ——悬置内液体的黏性系数、密度

A_d ——解耦盘面积

m_d, k_d ——解耦盘及附加液柱质量、刚度

ε, d ——圆形解耦盘相对偏心率、直径

h_0 ——解耦盘与限位板间的同心缝隙

C_1, C_2 ——上、下液室的体积刚度

l_d ——解耦盘厚度

x_0 ——激励振幅

ω ——激振频率

e ——状态系数

则经过液压悬置传递到车架端的力为

$$F_\gamma = k_r X_1(t) + b_r \dot{X}_1(t) + A_p [\bar{p} - p_1(t)] + \bar{F} \quad (7)$$

将以上方程用 Matlab 软件编制仿真程序求解,并采用表 1 参数进行计算机绘图,激励振幅依然为 1.5 mm,得到目标液压悬置的动特性曲线如图 5 所示。可见,仿真结果和试验结果吻合较好,相对误差保持在 10% 左右,能够满足工程要求,也证明了所建模型正确、可用。

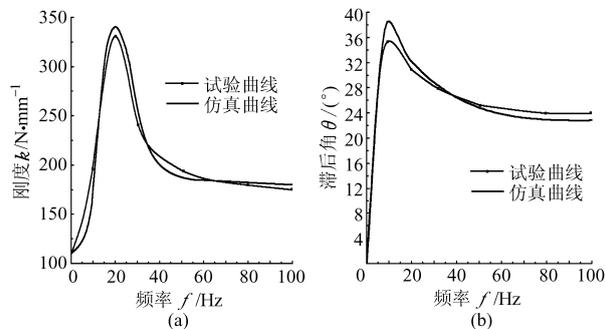


图 5 液压悬置动特性曲线

Fig. 5 Hydraulic mount dynamic characteristic

(a) 动刚度 (b) 滞后角

2 悬置系统激振计算

对于动力总成悬置系统,其所受到的分别作用于系统广义坐标的 x, y, z 方向的激励力可简化为

$$\{F_i\}^T = \{F_x \quad F_y \quad F_z \quad M_x \quad M_y \quad M_z\} \quad (8)$$

其中

$$F_x = 0$$

$$F_y = 4mr\lambda\omega^2 \cos(2\omega t) \sin\psi$$

$$F_z = 4mr\lambda\omega^2 \sin(2\omega t) \cos\psi$$

$$M_x = M_0(1 + 1.3 \sin(2\omega t))$$

$$M_y = F_z A$$

$$M_z = F_y A$$

$$\omega = 2\pi n/60$$

式中 ψ ——横置发动机的后倾角

m ——单个气缸活塞及往复运动部分质量

r ——曲柄半径

λ ——曲柄半径与连杆长度之比

ω ——发动机曲轴转动角速度

n ——发动机转速

A ——四缸发动机二三缸中心线至动力总成质心距离

M_0 ——发动机输出扭矩的平均值

另外,仿真计算时需悬置的静载荷 G_{12}, G_{34} 及动力总成质量等参数如表 2 所示。

表1 液压悬置参数表

Tab.1 Hydraulic mount parameters

| 参数 | 数值 |
|--------------------------------------|----------------------|
| 预负载 \bar{F}/N | 424.0 |
| 等效活塞面积 A_p/mm^2 | 4 860.5 |
| 惯性通道长度 l_f/mm | 154.3 |
| 上液室体积刚度 $C_1/Pa \cdot m^{-3}$ | 2.4×10^{14} |
| 解耦盘厚度 l_d/mm | 4.3 |
| 解耦盘直径 d/mm | 10.4 |
| 悬置内液体密度 $\rho/kg \cdot m^{-3}$ | 1 035.9 |
| 解耦盘质量 m_d/kg | 0.01 |
| 阻力系数 ζ_2 | 1.1 |
| 阻力系数 ζ_3 | 1.05 |
| 解耦盘刚度 $k_d/N \cdot mm^{-1}$ | 22 |
| 雷诺数 Re | 2 000 |
| 黏性系数 $\mu/N \cdot s \cdot m^{-2}$ | 2.0×10^{-3} |
| 惯性通道直径 d_f/mm | 9.0 |
| 偏心率 ε | 0.5 |
| 下液室体积刚度 $C_2/Pa \cdot m^{-3}$ | 4.3×10^8 |
| 间隙 $\Delta d/mm$ | 6.5 |
| 同心缝隙 h_0/mm | 2.7 |
| 橡胶主簧阻尼 $b_r/N \cdot s \cdot mm^{-1}$ | 0.08 |
| 橡胶主簧动刚度 $k_r/N \cdot mm^{-1}$ | 320.0 |
| 阻力系数 ζ_4 | 1.2 |

表2 目标发动机参数表

Tab.2 Object engine parameters

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|-----------------|------|------------|-------|-----------------|-----|
| $\psi/(^\circ)$ | 2 | m/kg | 1.557 | r/mm | 45 |
| λ | 0.32 | A/mm | 9.8 | $M_0/N \cdot m$ | 169 |
| G_{12}/N | 482 | G_{34}/N | 424 | M/kg | 185 |

3 动力总成系统振动仿真

利用 ADAMS/Controls 模块,可以将 ADAMS 模型与其他软件的控制模型有机结合起来,将复杂的机电一体化系统实现联合仿真分析^[8-9]。

3.1 联合仿真系统设计

控制系统即悬置的非线性模型仿真程序,用以控制悬置元件动刚度和相位滞后角的变化。将 Matlab 软件设计的各悬置系统模型分别导入到 ADAMS 环境中,而后在 ADAMS 软件环境中进行仿真试验。首先,在 ADAMS/View 环境中建立动力总成多体动力学模型,在总成质心处施加式(8)定义的广义激励力;其次,定义状态变量,将广义激励力的激励频率设置为输出变量,变量名为 f ,将 4 个悬置的动刚度及滞后角定义为输入变量,变量名分别为 k_1, k_2, k_3, k_4 和 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 。输入变量的初始值

均设为零,并用 VARVAL() 函数赋值,在仿真过程中,它们的值会被 Matlab 的悬置系统模型程序计算的输出值实时刷新;输出变量 f 用表达式赋值。最后,在 Matlab/Simulink 中构建悬置系统,如图 6 所示。

图中 f 为悬置系统的输入,同时也是总成多体模型的输出;悬置系统的输出为作用在总成上各悬置的刚度和滞后角,同时它们也是总成多体模型的输入。S-Function1~4,分别表示 4 个悬置模型,采用不同的 S-Function,即表示输入不同的悬置模型。最后,通过定义的软件间的接口将悬置系统仿真程序导入到 ADAMS/View 中,与总成多体模型相结合以形成闭环系统。

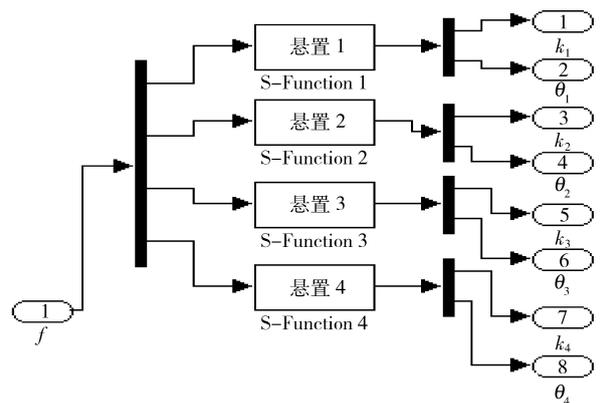


图6 联合仿真系统设计

Fig.6 Co-simulation system design

3.2 动力总成系统振动联合仿真

为了对比分析,引入简单线性悬置模型,刚度取图 2 中的 K_0 值,相位滞后角取固定值($\theta = 10^\circ$)。选用典型工况仿真:发动机怠速($n = 750$ r/min)、中速($n = 3\ 000$ r/min)、高速($n = 5\ 500$ r/min)等稳态运转工况和连续加速($n = 0 \sim 5\ 500$ r/min)的瞬态运转工况。仿真结果如图 7~11 所示。

由图 7~10 的总成质心垂向跳动位移和加速度曲线可见,各工况下液压悬置系统均优于橡胶悬置系统;而简单线性悬置系统中、高速时误差较大,不符合实际情况,只能作为静态和低速时设计的参考。

橡胶悬置在中、高速时出现了动态硬化现象,振动位移减小而加速度增大,总成振动剧烈,不利于汽车高速行驶和汽车向轻量化、高速化方向发展。

液压悬置在全速范围内均表现出较佳的性能:低速时具有大阻尼、高刚度特性;高速时具有小阻尼、低动刚度特性,质心位移和振动加速度均不大,可在较宽频带内克服橡胶主簧的动态硬化效应,扩大悬置系统隔振频率范围,有利于改善乘坐舒适性。在连续加速工况中,拥有液压悬置的系统逐步趋向稳定小幅振动,加速度趋于稳定值,利于汽车高速行

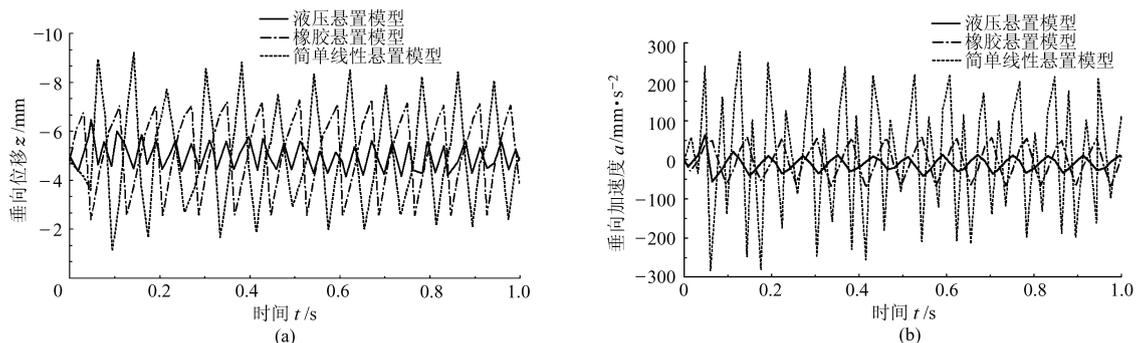


图 7 怠速时动力总成的振动曲线

Fig. 7 Powertrain vibration in low speed condition

(a) 动力总成垂向位移 (b) 动力总成垂向加速度

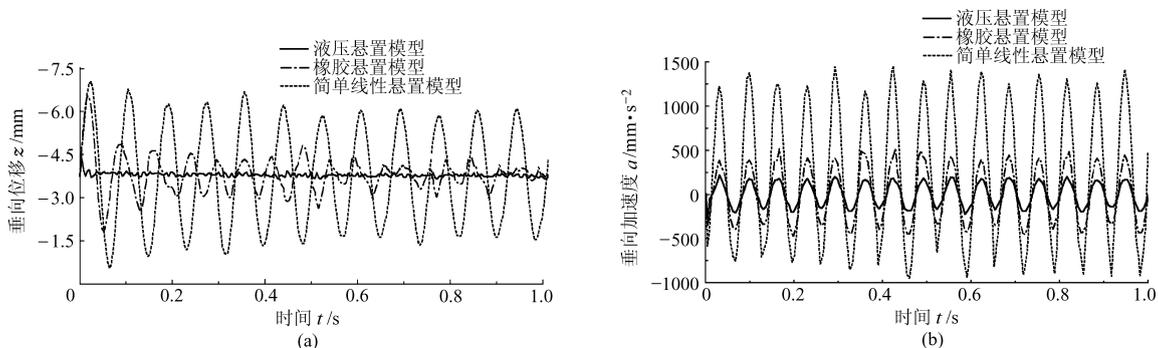


图 8 中速时动力总成的振动曲线

Fig. 8 Powertrain vibration in middling speed condition

(a) 动力总成垂向位移 (b) 动力总成垂向加速度

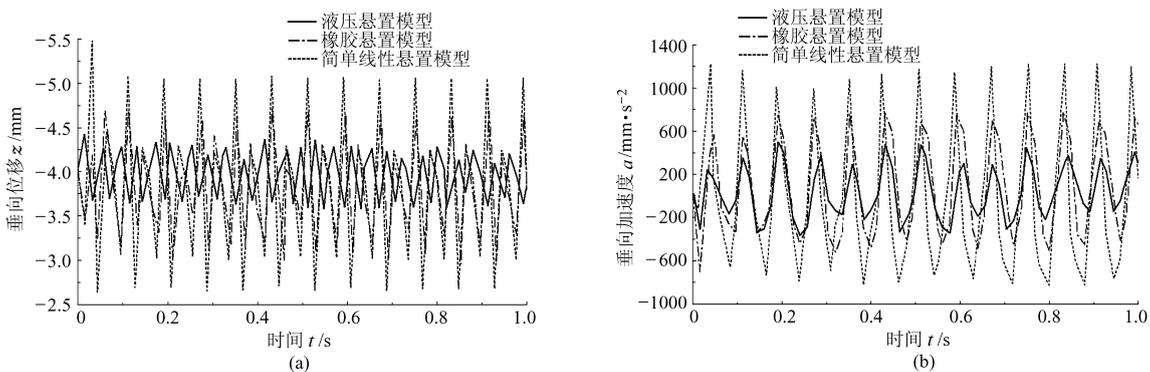


图 9 高速时动力总成的振动曲线

Fig. 9 Powertrain vibration in high speed condition

(a) 动力总成垂向位移 (b) 动力总成垂向加速度

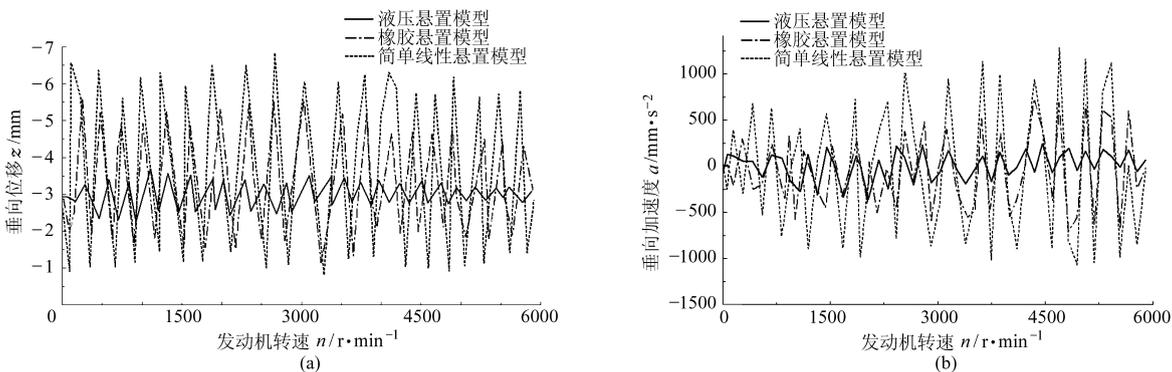


图 10 连续加速时动力总成的振动曲线

Fig. 10 Powertrain vibration in continuous speed condition

(a) 动力总成垂向位移 (b) 动力总成垂向加速度

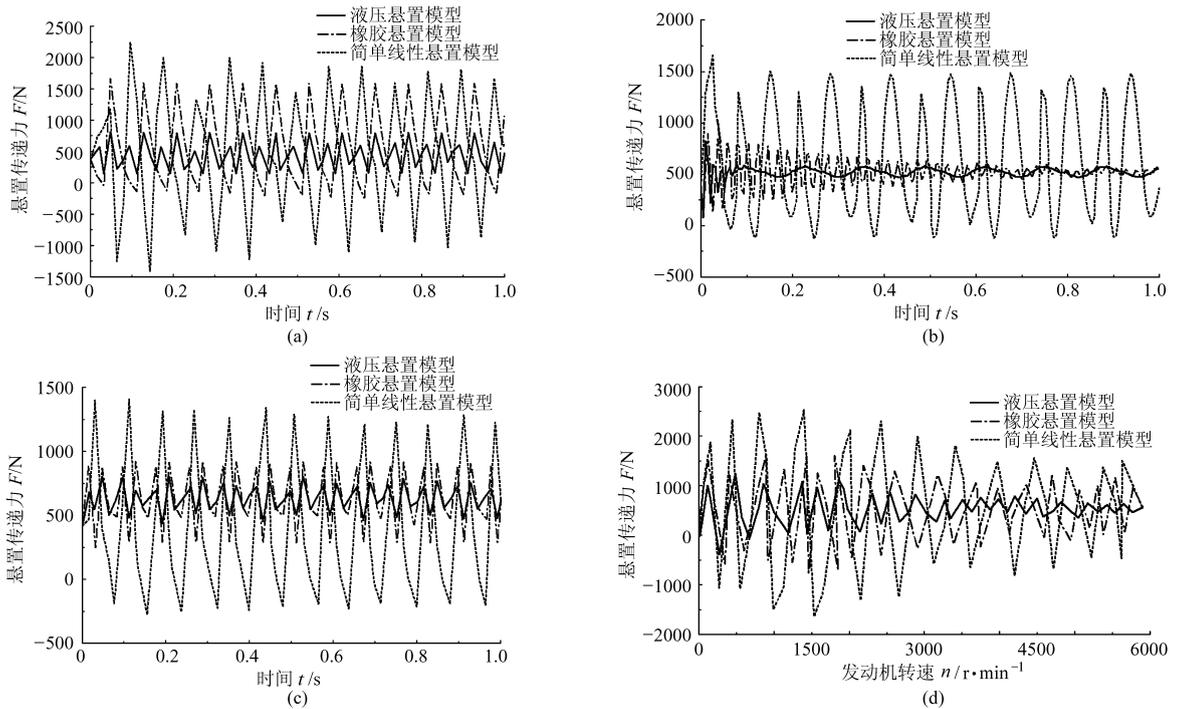


图 11 动力总成悬置向车架传递的力曲线

Fig. 11 Force transferred to vehicle frame by powertrain mount

(a) 怠速工况 (b) 中速工况 (c) 高速工况 (d) 连续加速工况

驶的稳定性和舒适性。

不同工况下悬置向车架传递的力如图 11 所示。可见,低速时对车架的冲击力比较大,中速时橡胶和液压悬置能够传递趋于稳定的力,且相差不大,但高速时橡胶悬置力的传递率较大。连续加速工况时液压悬置基本上能够保持稳定的传递率,表明发动机运转较平稳,传给车架的力波动较小,有利于汽车平稳行驶。

4 结论

(1) 对比仿真证明了液压悬置具有优良的隔振

特性,克服了橡胶悬置的缺点,是汽车悬置发展的方向;橡胶悬置的性能次之,但其成本较低,使用中无需维护;线性悬置仿真结果仅可作为静态设计的参考。

(2) 利用联合仿真技术可构建完整的动力总成悬置系统振动仿真模型,实现不同悬置系统、不同工况的仿真,以研究不同悬置系统的隔振性能。该方法具有效率高且易于实现不同悬置系统对比分析的特点,可简化设计开发过程,提高产品设计质量,缩短开发周期。

参 考 文 献

- Christopherson J, Nakhaie Jazar G. Dynamic behavior comparison of passive hydraulic engine mounts. Part 1. Mathematical analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 290(3): 1 040 ~ 1 070.
- 吕振华,范让林,冯振东. 汽车动力总成隔振悬置布置的设计思想论析[J]. 内燃机工程, 2004, 24(3): 37 ~ 43.
Lü Zhenhua, Fan Ranglin, Feng Zhendong. A survey of design methods for automotive engine mounting system [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2004, 24(3): 37 ~ 43. (in Chinese)
- 周昌水. 汽车发动机悬置优化技术研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
Zhou Changshui. The optimizing technology study of engine mount system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2006. (in Chinese)
- 范让林,吕振华. 三代液阻悬置非线性动特性的试验研究及其参数识别方法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 174 ~ 181.
Fan Ranglin, Lü Zhenhua. Experimental study of nonlinear dynamic characteristics for three types of hydraulic engine mounts and parameters identification method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 174 ~ 181. (in Chinese)

径,但这与停缸节油的内在要求相矛盾,它们之间是此消彼长的关系,具体应用时需进行折中。

3 结论

(1)提出的仿真边界条件计算方法可行,所建模型合理。

(2)与全缸模式转速波动相比,停缸工作模式波动显著增强,波动随发动机转速的增加而减小。

(3)停缸模式转速波动主要与作功缸发火间隔角有关,发火间隔角越均匀,转速波动就越小,减小工作缸的负荷率,可以降低停缸工作模式的转速波动。

参 考 文 献

- 1 周龙保,刘巽俊,高宗英. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,1999:231~240.
- 2 Kutlar O A, Arslan H, Calik A T. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46 (20):3 202~3 220.
- 3 Falkowski A, McElwee M, Bonne M. Design and development of the daimler Chrysler 5.7 L HEMI engine multi-displacement cylinder deactivation system[C]. SAE Paper 2004-01-2106, 2004.
- 4 张登攀,袁银南,崔勇. 车用汽油机的停缸节油技术[J]. 小型内燃机与摩托车,2007, 36(6):89~93.
Zhang Dengpan, Yuan Yinnan, Cui Yong. Technology of cylinder deactivation of automotive gasoline engine[J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2007, 36(6):89~93. (in Chinese)
- 5 杨建华,龚金科,吴义虎. 内燃机性能提高技术[M]. 北京:人民交通出版,2001:37~55.
- 6 Micheline J, Glugla C. Control system design for steady state operation and mode switching of an engine with cylinder deactivation[C]// Proceedings of the American Control Conference,2003:3 125~3 129.

(上接第 34 页)

- 5 张云侠,张建武,上官文斌,等. 直接解耦盘式液阻悬置的动力学研究[J]. 上海交通大学学报,2007,41(9):1 406~1 410.
Zhang Yunxia,Zhang Jianwu, Shangguan Wenbin, et al. The dynamic response of direct-decoupler hydraulic mount[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2007,41(9):1 406~1 410. (in Chinese)
- 6 《机械设计手册》编委会. 机械设计手册——液压传动与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- 7 时培成,王幼民,王立涛. 液压油液数字建模与仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(12):148~151.
Shi Peicheng,Wang Youmin,Wang Litao. Study on modeling and simulation of the hydraulic fluid[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 148~151. (in Chinese)
- 8 时培成,王立涛,高洪,等. 基于四轮独立制动及整车模型的 VSC 系统仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(6):14~18.
Shi Peicheng,Wang Litao,Gao Hong,et al. Simulation study on VSC based on four-wheel independent brake and full vehicle model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6):14~18. (in Chinese)
- 9 陈无畏,时培成,高立新,等. ADAMS 和 Matlab 的 EPS 和整车系统的联合仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(2):22~25.
Chen Wuwei,Shi Peicheng,Gao Lixin,et al. Co-simulation study on EPS and full vehicle system based on ADAMS and Matlab [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2):22~25. (in Chinese)
- 10 宋发宝,马力,张宇龙,等. 整车刚柔多体全浮式驾驶室悬置隔振仿真[J]. 农业机械学报,2008,39(8):41~43,32.
Song Fabao,Ma Li,Zhang Yulong, et al. Vibration isolation suspension system for commercial vehicle full-float cab based on theory of rigid-flexible dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):41~43, 32. (in Chinese)