

文章编号: 1002-0268 (2000) 03-0073-03

汽车高速振动仿真与试验研究

刘 岩¹, 玉兰¹, 林 逸²

(1. 同济大学, 上海 200092; 2 吉林工业大学, 吉林 长春 130025)

摘要: 系统介绍应用 ADAMS 软件建立多自由度汽车振动模型的方法, 并且建立与实际悬架系统和转向系统结构相对应并考虑内外激励的 43 自由度整车动力学模型, 研究汽车高速行驶时影响平顺性、操纵稳定性的主要原因。

关键词: 高速振动; 汽车多体系统; 整车模型

中图分类号: U463. 33

文献标识码: A

Study of Simulation and Experiment of Vehicle Vibration at High-speed

LIU Yan¹, DING Yu-lan¹, LIN Yi²

(1. Tongji University, Shanghai 200092, China; 2 Jilin University of Technology, Jinlin Changchun 130025, China)

Abstract Modeling method with ADAMS of multi DOF vibrant model is introduced in the paper. A full vehicle dynamic model with 43 DOF is built using this method based on the real structures of suspension and steering system with consideration of the excitation. The main cause which affects ride and operational stability of automobile at high-speed is studied with the model.

Key words: Vibration at High-speed; Automotive Multi-body System; Full model

汽车在行驶时始终处于振动状态, 由于路面不平, 车速和运动方向的改变, 发动机工作激励以及车轮、传动系统的不平衡质量, 产生整车和局部的强烈振动^[1]。这些振动严重影响汽车的平顺性、操纵稳定性等性能。汽车振动研究的传统方法主要是利用经典力学, 将整车简化成 3 个集中质量子系统: 簧载质量(车身、发动机), 前非簧载质量(前悬架、前轴、前轮总成), 后非簧载质量(后悬架、后轴、后轮总成), 并对轮胎、悬架的非线性特性以及内外激励进行不同程度的简化描述。近 20 年发展起来的多体系统动力学理论为建立多自由度汽车振动模型提供了一个有力工具, 以该理论为基础的大型通用软件 ADAMS 是目前世界范围内最广泛使用的机械系统仿真分析软件。使用 ADAMS 软件建立的整车模型将汽车每一部件看作是刚性体或弹性体, 模拟汽车高速行驶工况, 充分考虑其非线性特性和各种激励, 因此更全面地描述了汽车各个子系统的运动及相互耦合作用。

1 整车多体系统模型的建立

在建立整车模型时采用 ISO 坐标制, 即以前轮轮心连线与汽车纵向对称面的交点为坐标原点, X 轴指向汽车行驶的正前方, Y 轴指向汽车的左侧, Z 轴垂直指向上方。

1. 1 轮胎模型

ADAMS 软件提供了 5 种用于动力学仿真计算的轮胎模型^[2], 即 Fiala 模型、UA (University of Arizona) 模型、SMITHERS 模型、DELFT 模型和用户自定义模型。根据建模仿真分析的需要, 本文选用 UA 模型。其特性参数(胎压 283. 7kPa, 载荷 600kg)如表 1 所示。其中 μ_0 为滑移率为 0 时的摩擦系数, μ_1 为滑移率为 1. 0 时的摩擦系数。

在任一时刻, 轮胎相对于路面的运动产生轮胎变形和侧偏角等运动信息。对于 UA 模型, ADAMS/TireTM 根据运动信息和轮胎特性参数, 采用公式计算各时刻轮胎接地点处的 6 个作用力和力矩。

该模型是研究该车在良好路面上高速行驶时的汽

车振动问题，因此按 ADAMS 软件的路面文件格式构造 B 级路面。

轮胎特性参数	表 1
车轮自由半径 R (mm)	336
轮胎径向刚度 C_z (N/mm)	393
轮胎纵向滑移刚度 C_s (N/slip)	31100
轮胎侧偏刚度 C_α (N/rad)	53800
轮胎外倾刚度 C_γ (N/rad)	4510
径向相对阻尼系数 ξ	0.287
滚动阻尼系数 f	0.015
静摩擦系数 μ_0	0.94
动摩擦系数 μ_1	0.74

1.2 整车模型

本文以国产某轻型客车为例，研究该车在高速行驶时的转向机构振动，转向机构振动能够引起方向盘和仪表盘抖动，其振动频率一般高于 10Hz，严重时，会伴随出现车架和车身的振动，使平顺性和操纵稳定性变坏。

该车前悬架是双横臂纵置扭杆式独立悬架，转向机构为前置组合式转向梯形机构，后悬架是纵向非对称半椭圆形钢板弹簧。对建立整车多体动力学模型所需的结构和质量参数，用多种方法进行测定：形状对称零部件通过试验进行测量，形状不规则零部件使用 UG 软件进行计算，整车簧载质量通过试验进行测量，因此模型精确可信。对悬架与转向系中橡胶衬套和减振器的刚度、阻尼，通过激振试验进行测定并考虑其非线性特性，把这些试验测量值加入整车模型，使模型更接近于汽车的实际工况。

应用 ADAMS 软件建立如图 1 所示的整车动力学模型^[3]，该模型由 33 个部件（含地面）组成，13 个转动铰，9 个球铰，3 个万向节铰，4 个固定铰，2 个线上原始铰，8 个平行轴原始铰，1 个正交原始铰。整个模型的自由度 K 为

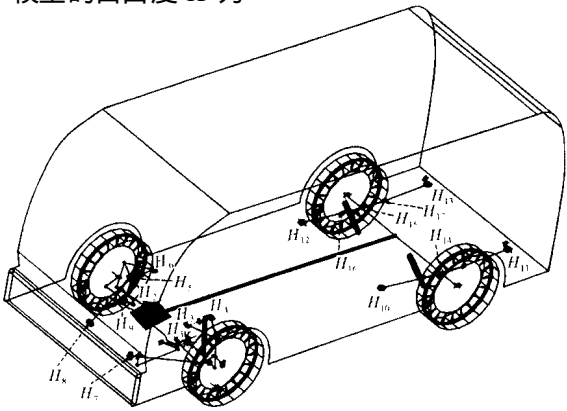


图 1 43 自由度整车动力学模型

$$K = (33 - 1) \times 6 - 13 \times 5 - 9 \times 3 - 3 \times 4 - 4 \times 6 - 2 \times 2 - 8 \times 2 - 1 \times 1 = 43$$

1.3 激励

汽车在行驶过程中，始终受到外力的作用，像路面高低不平的冲击，侧向风的作用等；汽车本身的运动件像发动机、轮胎、传动轴等也产生力或力矩作用。

(1) 发动机激励

发动机是汽车产生振动的主要激励源之一，本文只研究发动机在车架上的整机振动对整车振动的影响。发动机的惯性力是各缸惯性力的矢量和，而且可能产生惯性力矩。本文所研究车型为四缸发动机，图 2 是其受力情况，由于四缸机本身具有较好的平衡性，旋转惯性力对坐标原点的合力 F_Y 、合力矩 M_X 及往复惯性力的合力矩 M_Y 均为零。只存在往复惯性力 F_X 和各个曲拐的转矩 M_Z 。

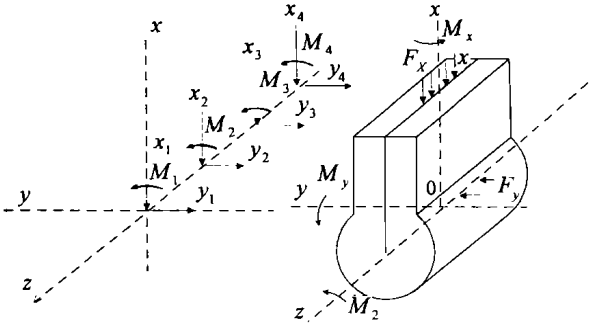


图 2 发动机受力分析图

$$\begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^4 F_x^{(i)} = -m_B \omega^2 r [\cos \omega t + \cos (\omega t + 180^\circ) + \cos (\omega t + 180^\circ) + \cos \omega t] \\ &\quad - m_B \lambda \omega^2 r [\cos 2 \omega t + \cos 2 (\omega t + 180^\circ) + \cos 2 (\omega t + 180^\circ) + \cos 2 \omega t] \\ &= -4 m_B \lambda \omega^2 r \cos 2 \omega t \end{aligned} \tag{1}$$

式中， ω ——发动机曲轴旋转角速度；
 m_B 、 m_A ——单缸曲柄连杆机构和活塞组件简化为两个集中质量。

四缸发动机只有 2、4、6…阶谐量起作用，其它阶次的谐量全部抵消掉了。

$$M_z = 4 M_i = 4 \left[A_4 \cos 2 \omega t + \left(B_4 - \frac{1}{2} m_B R^2 \omega^2 \right) \sin 2 \omega t \right] \tag{2}$$

式中， A_4 、 B_4 ——计算系数，由发动机示功图求出。

(2) 轮胎和传动轴的不平衡激励

轮胎和传动轴都是高速旋转件，由于其回转轴线与质量中心的不重合，同样会产生激振力。它的一阶

不平衡激励可用下式表示

$$f(t) = m e \omega^2 \sin \omega t \tag{3}$$

式中， m ——集中质量；
 e ——偏心距；
 ω ——旋转角速度。

(3) 路面不平度激励

路面的不平度是汽车行驶时的主要激励，是随机的。进行仿真时，这部分激励主要由轮胎模型和构造的路面文件产生。

2 动力学仿真及试验研究

该轻型客车为后轮驱动，因此在模型中对两后轮加驱动力矩，推动汽车向前运动。转向机构高速振动的强烈程度可以通过转向纵拉杆中部和转向横拉杆中部轴向加速度响应值来评价。在左前轮轮辋边缘加100g不平衡质量，模拟汽车在平直路面以75km/h、86km/h、97km/h、108km/h匀速行驶，分析步长1/300s，得到4种车速下转向纵拉杆中部和转向横拉杆中部功率谱图以及加速度响应值。

该车在高速试验场进行道路试验，本试验数据采集的采样频率为300Hz，样本个数为32个，每个样本长度为1024个点，通过FFT变化，得到各工况下的功

率谱图。计算机仿真结果与道路试验的功率谱图十分相似，如图3所示（ rms 为加速度均方根值，表示振动能量的大小），两者比较如表1所示，在车轮不平衡激励频率附近的谱值峰值以及加速度均方根值 rms 相差不大，并且变化趋势一致，说明整车模型正确。

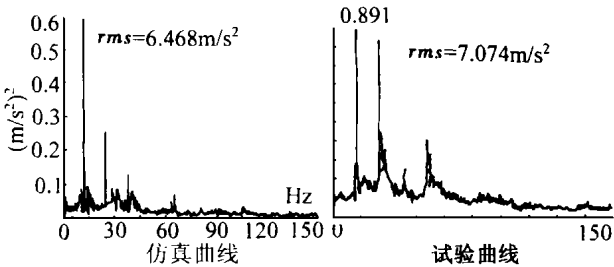


图3 97km/h时转向横拉杆中部仿真与道路试验的功率谱图

近一步分析可以得到：在4种车速下，系统响应频率与车轮不平衡质量引发的激振频率一致，并且随车速的增加而相应增大，表明转向机构强迫振动特征明显，主要是由车轮不平衡质量引发。模型仿真和道路试验的谱值峰值以及加速度均方根值 rms 都是随车速增加而增大，但在86km/h的值比97km/h要大，说明在86km/h附近有一个共振车速。

在转向横拉杆中部试验与仿真值比较 表2

车速 km/h	车轮不平衡 激振频率, Hz	仿真值			试验值		
		响应频率, Hz	谱值峰值, (m/s²)²	rms, m/s²	响应频率, Hz	谱值峰值, (m/s²)²	rms, m/s²
75	9.87	9.88	0.325	4.515	9.96	0.269	4.980
86	11.32	11.34	0.671	7.115	11.43	0.972	7.517
97	12.76	12.75	0.593	6.468	12.89	0.891	7.074
108	14.21	14.21	0.731	7.731	14.36	0.939	8.121

在共振车速范围内，以83km/h、89km/h两种车速进行动力学仿真，得到功率谱图。根据6种车速系统响应值，拟合得到转向横拉杆中部的谱值峰值-车速特性曲线（见图4）。由该图可以看出：共振车速为83km/h。

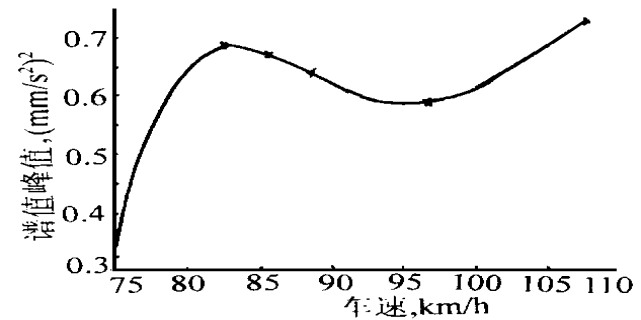


图4 转向横向拉杆中部的谱值峰值-车速特性

3 结束语

利用多体动力学理论，应用ADAMS软件建立整车弹性体模型，进行动力学仿真，能够在样车制造之前，分析其整车和系统振动性能，进行平顺性和操纵稳定性研究。本文认为：使用该方法进行汽车高速振动研究具有模拟准确、求解效率高、研究范围广、易于掌握等优点。

参考文献:

[1] 何渝生等. 汽车振动学. 人民交通出版社, 1990.
[2] ADAMS/Tire™. Option Version 9.04.MDI, 1997.
[3] R J Antoun, P B Hackert. Simulation of Vehicle Dynamic Handling. Automotive Engineering, 1997-10.