

文章编号: 1002-0268 (2004) 09-0127-04

富康轿车随动转向特性仿真模型的建立与试验验证

牟向东

(烟台大学机电汽车工程学院, 山东 烟台 264005)

摘要: 要获得汽车操纵动力学系统仿真计算满意的精度, 必须通过各种非线性环节的复杂模型进行模拟。状态变量模型可直接在时域内研究系统的动态过程并给出响应分析结果, 适应研究高速、高精度复杂动态系统的实际需要, 建立与实际工况一致、更直观的动态系统运动状态的概念。本文应用 MATLAB 程序, 通过对具有随动转向效应的富康 ZX 系列轿车随动转向特性状态变量模型进行仿真计算, 并得以试验验证。

关键词: 汽车操纵动力学; 仿真建模; 状态变量模型; 随动转向

中图分类号: U461.2 **文献标识码:** A

Modeling and Test Verification of Citroen-ZX Car Compliance Steering Characteristics

MU Xiang-dong

(Machinery Electronic and Automotive Engineering Institute, Yantai University, Shandong Yantai 264005, China)

Abstract: To get satisfactory precise modeling of automobile power operation control system, it is necessary to adopt various non-linear complex model to simulate the system. State variable based model may be used to study the system's dynamic process in time-domain and give out the response analysis results to meet with the practical requirements for high speed and high precision complex dynamic system study. This paper presents the application of MATLAB program and the state variable model in the simulation of Citroen-ZX Car compliance steering characteristics with test verification.

Key words: Automobile operation dynamics; Simulation modeling; State variable model; Compliance steering

0 前言

计算机仿真技术是研究汽车动力学性能的重要方法和手段之一, 用计算机仿真来研究被仿真系统本身的各种特性, 选择最佳参数并设计最合理的系统控制方案, 为新产品的研制、老产品的更新换代提供了快速预估汽车动力学性能的手段。为了逼真地预测外界激励下汽车的动态特性, 要求仿真模型必须尽可能真实再现汽车在各个运动自由度上的动态特性。因而, 在汽车操纵动力学计算机模拟过程中, 数学模型是动力学系统仿真的依据。基于现代控制理论的状态变量模型, 能适应研究高速、高精度复杂动态系统的实际

需要, 从理论上解决了多输入、多输出、非线性时变系统的建模问题; 在进行响应分析时, 可得到各类输入函数作用下系统状态变量和输出变量的响应问题, 从而使得能对系统动态过程进行全面、本质地了解。

1 轿车转向特性状态变量模型的建立

对于一个实际的汽车动力学系统, 我们可以设计出许多不同的仿真模型。例如, 状态变量模型、传递模型、离散模型, 等等。引入状态变量 x 的概念是状态变量模型的主要特征, 如果以最少的 n 个变量 $x_1(t)$ 、 $x_2(t)$ 、 $\cdots$ 、 $x_n(t)$, 就能完全描述该动力学系统的行为, 那么这样的 n 个变量 $x_1(t)$ 、 $x_2(t)$ 、 $\cdots$ 、 x_n

(t) 就是该系统的一组状态变量^[1]。根据动力学系统中的微分方程, 选取独立的状态变量, 用一阶向量微分方程组取代所有的微分方程, 写成向量微分方程的形式, 即可得到状态方程。因此, 汽车动力学系统的状态变量模型是由状态变量描述的一阶微分方程组或差分方程组来表示的。由于 MATLAB 最基本的数据类型就是矩阵, 因此, 用状态空间表示汽车操纵动力学控制系统, 建立的状态变量模型十分直观。本文应用 MATLAB 程序对富康 ZX 系列轿车的转向特性, 通过建立状态变量模型进行仿真计算分析, 并进行了试验验证。

1.1 富康 ZX 轿车转向特性的特点

富康 ZX 轿车前悬架为 mcapherson 式独立悬架, 后悬架为纵摆臂式独立悬架, 且具有随动转向功能^[2]。一般情况下, 汽车转向是通过前轮转向, 使轮胎产生横向牵引力, 该力迫使车辆转弯, 后轮的横向力与作用于其上的离心力方向相反。如果此横向力使后轮朝与前轮相反的反向转向, 就会产生一个试图加强转向作用的力矩, 这就改善了转弯的有效性, 这适合于低速行驶。相反, 如果后轮产生同前轮转弯方向一致的偏转, 则汽车转向作用力减小, 因此, 为了避免汽车转弯时发生不稳定, 希望后轮平面能保持初始状态, 或最好使后轮转弯方向与前轮一致, 这样就改善了汽车转弯的稳定性, 它适合于汽车高速行驶。富康 ZX 轿车转向特性的设计也选择了高速行驶时的稳定性, 其设计主导思想是: 整个后悬架随前轮转向变化也相应地参与转向运动, 实现了改进汽车转向响应特性的目的, 当汽车转弯并且车速增大到一定程度时, 整个后悬架产生与前轮同方向的转向运动, 称为随动转向。由于后桥的随动转向效应, 可以认为属于准四轮转向, 但是它在实现四轮转向功能时, 是十分巧妙的, 其随动转向的效果靠侧向力作用来实现, 与车速有关。车速较低时, 转向时所受到的侧向力也较小, 随动转向特性作用小, 与普通汽车相比差别不明显, 不会降低转弯有效性; 车速增大时, 转向时所受到的侧向力也增大, 随动悬架借助于相应的后轴弹性运动达到一定的稳定作用, 改善了非稳态时转向的行驶特性, 显著缩短转向通过的行驶时间, 消除了反应时间的滞后, 低成本实现了四轮转向控制。

1.2 富康 ZX 轿车转向特性仿真计算过程

图 1 是富康 ZX 轿车转向特性仿真计算流程。进行仿真计算分析时, 考虑了车身和车轮之间的悬架装置, 当汽车曲线行驶时, 由于车身侧倾的影响, 计入轮胎的非线性特性及悬架的侧倾转向效应, 以计入各

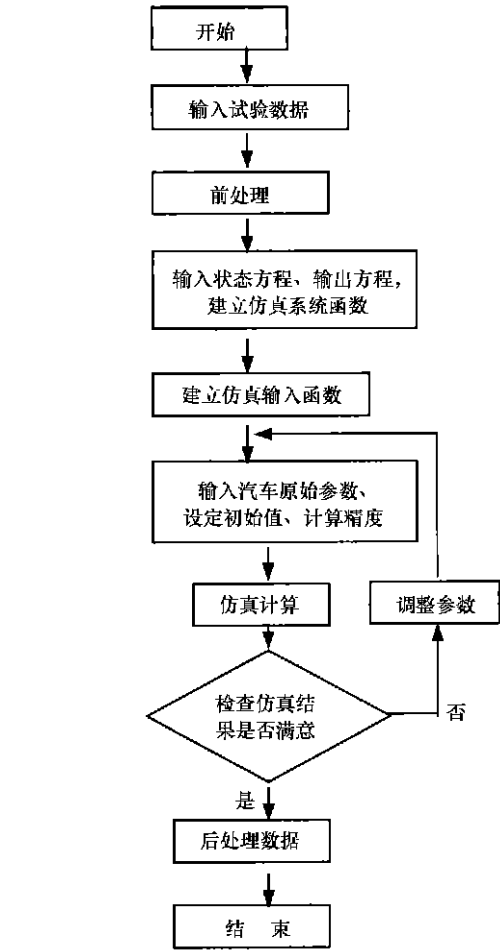


图 1 ZX 轿车转向特性仿真计算过程

轮垂直载荷转移的影响、侧倾转向效应及干涉转向效应的影响。为研究富康 ZX 轿车的随动转向效应, 我们对研究匀速前进汽车的侧向移动和横摆运动的 2 自由度汽车模型进行改造, 增加后轮转向角, 建立 3 自由度 (横摆角、侧倾角、侧向位移) 数学模型, 同时计及多参数 (β 、 γ 、 δ 、 δ_w 、 Φ) 静态耦合影响, 对 ZX 轿车操纵稳定性进行仿真研究。在建立 ZX 轿车的转向特性状态变量模型中, 如果转向系输入方向盘转角 δ_w , 后轮随动转向角为 δ , 这一新的模型基本假设如下:

- (1) 通过调整前、后轮侧偏刚度而间接计入转向系综合刚度及侧倾转向效应的影响;
- (2) 计入由于侧倾转向使左右车轮轮胎垂直载荷不同引起侧偏特性的差别;
- (3) 侧向加速度在 0.4g 以下, 轮胎侧偏特性处于线性范围;
- (4) 行驶车速不变, 忽略轮胎切向力和空气动力的影响, 忽略非悬挂质量的侧倾效应;
- (5) 认为内、外轮转向角和侧偏角相等, 统称为

前轴侧偏(转向)角或后轴侧偏(转向)角;

(6) 汽车的侧倾轴近似固定不变。由此建立计及多自由度 β 、 γ 、 δ 、 δ_w 、 Φ 耦合影响的汽车转向特性的数学模型。

为仿真计算方便, 将系统数学模型的动力学方程表达为状态变量模型的状态方程和输出方程形式。

状态方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \\ \dot{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \Phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \delta_w$$

对应的输出方程为

$$\begin{bmatrix} a_y \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ F_{y1} \\ F_{y2} \\ \delta \\ \beta_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} \\ C_{71} & C_{72} & C_{73} & C_{74} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ p \\ \Phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \\ d_5 \\ d_6 \\ d_7 \end{bmatrix} \delta_w$$

式中,

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{a(a-\xi_1)k_1}{I_z u} + \frac{b(b+\xi_2)}{I_z u} \cdot \frac{k_r k_2}{k_r + k_2}; \\ a_{12} &= \frac{(a-\xi_1)k_1}{I_z} - \frac{b+\xi_2}{I_z} \cdot \frac{k_r k_2}{k_r + k_2}; \\ a_{21} &= \frac{1}{mu^2} \left(ak_1 - \frac{bk_r k_2}{k_r + k_2} \right) - 1; \quad a_{22} = \frac{1}{mu} \left(k_1 + \frac{k_r k_2}{k_r + k_2} \right); \\ b_1 &= -\frac{k_1(a-\xi_1)}{iI_z}; \quad b_2 = -\frac{k_1}{iI_z}; \quad C_{11} = u(1+a_{21}); \\ C_{12} &= ua_{22}; \quad d_1 = ub_2; \quad C_{21} = \frac{a}{u}; \quad C_{22} = 1; \quad d_2 = -\frac{1}{i}; \\ C_{31} &= -\frac{k_r k_2}{k_r + k_2} \cdot \frac{b}{u}; \quad C_{32} = \frac{k_r}{k_r + k_2}; \\ d_3 &= 0; \quad C_{41} = k_1 C_{21}; \quad C_{42} = k_1 C_{22}; \quad d_4 = k_1 d_2; \\ C_{51} &= k_2 C_{31}; \quad C_{52} = k_2 C_{32}; \quad d_5 = k_2 d_3; \\ C_{61} &= -\frac{k_2}{k_r + k_2} \cdot \frac{b}{u}; \quad C_{62} = \frac{k_r}{k_r + k_2}; \quad d_6 = 0; \quad C_{71} = -\frac{b}{u}; \\ C_{72} &= 1; \quad d_7 = 0 \end{aligned}$$

其中, F_{y1} 为前轮胎所受侧向力; F_{y2} 为后轮胎所受侧向力; m 为汽车质量; a , b 为质心至前后轴距; δ_1 , δ_2 分别为前后轮转向角; I_z 为汽车绕质心转动惯量; ξ_1 , ξ_2 为前后轮轮胎拖距; k_1 , k_2 为前后轮侧偏刚度; k_r 为后轴随动转向刚度; $\beta = \frac{v}{u}$ 为重心的侧偏角。

该模型的特点: 可以应用于对已有轿车平台进行仿真研究, 在轿车平台基础上为产品的改进设计和国产化开发提供依据; 对正在设计开发中的产品, 预测其动态特性, 以完善设计使之最优; 代替或减少危险试验, 以提高安全性和经济性。

2 状态变量模型的试验验证

为分析随动转向特性的优点, 进行了转向角阶跃试验。试验按国家标准 GB/T6323.2-94 进行。车速为 100km/h。图 2~图 6 所示为富康 ZX 轿车转向角阶跃试验与仿真结果对比。

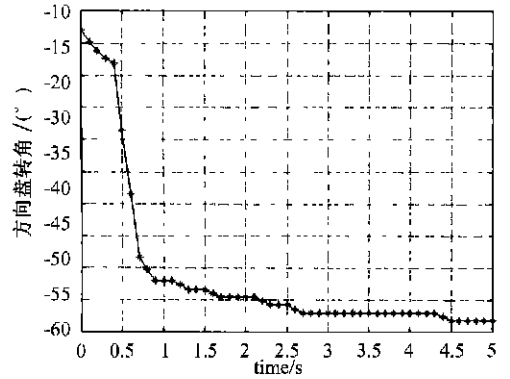


图 2 试验输入(右转)

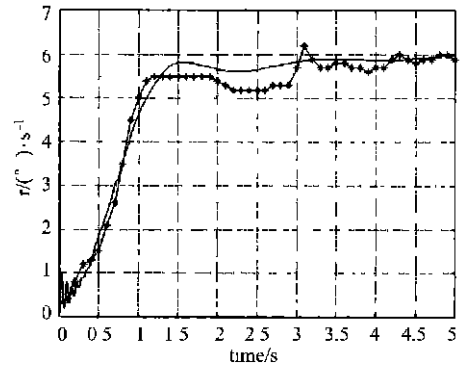


图 3 横摆角速度瞬态反应(右转)

图 3 为右转角阶跃输入时横摆角速度瞬态反应, 图 5 为左转角阶跃输入时横摆角速度瞬态反应, 图 6 为角阶跃输入时的侧向加速度瞬态反应。如图 2、图 4 示, simulink 模型中的输入与试验输入一致。

3 结论

(1) 仿真计算基本上较好地反映了试验结果, 达到峰值的时间吻合的相当好。由于仿真计算假设车速一定, 且 a_y 在小范围内, 侧向力的大小相差不大时, 侧向加速度基本相同(当侧向力增大到一定程度时, 橡胶悬置块结构上将产生限位, 使随动转向角不再增大)。所以富康轿车的侧向加速度对比曲线其峰值大

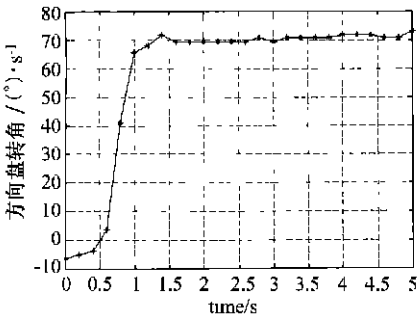


图 4 角阶跃输入（左转）

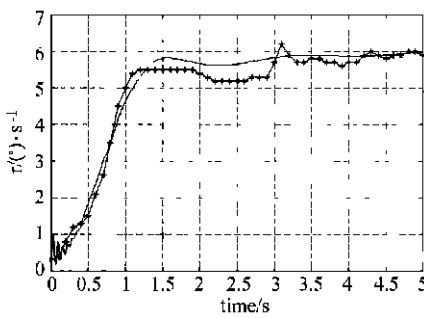


图 5 横摆角速度瞬态反应（左转）

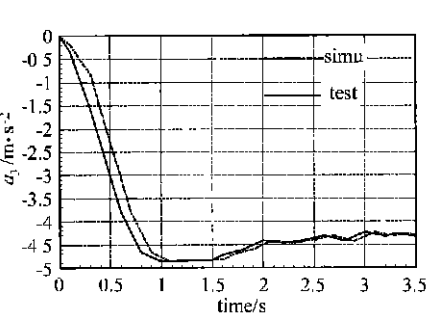


图 6 侧向加速度比较

小及趋于各自稳态值时间有所减少但基本上一致，如图 6 曲线所示。

(2) 由图 3、图 5 所示试验结果，细实线在峰值附近出现一个平台，致使峰值未显示，经检验、分析试验原始的 test 文件，发现在满载条件试验工况下，横摆角速度的峰值原本就不突出，且在数据转换中数据精度受到影响，使平台出现。忽略输出中由路面引起的高次谐波，仿真与试验结果相比阻尼较大，这可能是由于仿真数据中所使用的轮胎侧偏特性参数线性化处理的结果以及车身侧倾角振动对汽车操纵稳定性的影响，而忽略车身侧倾影响的二自由度汽车模型是无法反映这种状况的。

(3) 由于无随动转向特性时横摆角速度波动的固有频率为

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mu (ak_1 - bk_2) + \frac{L^2 k_1 k_2}{u}}{\mu L_z}}$$

有随动转向特性时横摆角速度波动的固有频率为

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mu \left(ak'_1 - b \cdot \frac{k'_2 k_r}{k_r - k'_2} \right) + \frac{L^2 k'_1 k'_2 k_r}{u (k_r - k'_2)}}{\mu L_z}}$$

计算得：前者固有频率约为 0.79Hz；后者固有频率约为 1.24Hz，可见加上随动转向特性后，固有频率大大增加，使得谐振减少，稳定性提高。

参考文献:

[1] 钱祥生. 系统的建模与响应 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.

[2] 牟向东, 唐新蓬, 陶健民. 悬架转向特性的汽车操纵稳定性分析 [J]. 汽车研究与开发, 2000 (1).

[3] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.

[4] 牟向东, 陶健民, 唐新蓬. 轿车随动悬架侧倾转向特性初步研究 [J]. 公路交通科技, 2002 (3).

[5] 胡寿松. 自动控制原理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.

[6] 郑锦聪, 庄镇嘉. MATLAB 进阶 (含 Simulink) [M]. 哈尔滨工程大学出版社, 1999.

[7] 雷雨成. 汽车系统动力学及仿真 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.

[8] Lidner L. Experience with the Magic Formula Tyre Model [J]. Vehicle System Dynamics, 1991 (21).

[9] Ellis J R, Guenther D A, Maolej A Y. Suspension Derivatives in Vehicle Modeling and Simulation [J]. Int. J. of Vehicle Design, 1989, 10 (5).