

文章编号:1000-582X(2008)11-1257-04

汽车操纵稳定性闭环控制虚拟试验设计

欧健¹,康小鹏¹,陈宝¹,张勇¹,伍奎²

(1. 重庆工学院 重庆汽车学院,重庆 400050;2. 重庆科技学院 机械学院,重庆 400050)

摘要:针对汽车操纵稳定性实车试验危险性大,对试验驾驶员素质要求高的问题,在对ADAMS(automatic dynamic analysis of mechanical systems)二次开发模块ADAMS/CAR研究的基础上,建立了基于某轿车车型的ADAMS整车模型和驾驶员控制模型。按照国家标准GB/T 6223.5—1994对汽车转向轻便性试验进行了设计,在ADAMS虚拟仿真平台下进行了虚拟试验,并对试验结果进行了计算分析。结果表明,驾驶员模型对整车模型有较强的操控性,虚拟试验结果满足评价指标,可利用设计虚拟实验来达到对车辆性能进行测试和改进的目的。

关键词:汽车操纵稳定性;闭环控制系统;虚拟试验

中图分类号:U461.6

文献标志码:A

Design of a closed loop control virtual test for vehicle handling stability

OU Jian¹, KANG Xiao-peng¹, CHEN Bao¹, ZHANG Yong¹, WU Kui²

(1. Chongqing College of Technology, Chongqing Automobile College, Chongqing 400050, P. R. China

2. Chongqing University of Science and Technology, Machinery Academy, Chongqing 401331, P. R. China)

Abstract: In an effort to address the high risks and qualification demands of test drivers, a vehicle model and a driver model were built based on ADAMS/CAR, an advanced block of ADAMS. The steering efforts test procedure was designed according to the national standard GB/T 6223.5—1994. A virtual test was performed in ADAMS, and the results calculated. The results show that the driver model possesses a strong capacity to charge the vehicle model. The virtual test results satisfy the evaluation index, indicating the virtual test can be used to test and improve vehicle performance.

Key words: vehicle handling stability; closed loop control system; virtual test

闭环评价是操纵稳定性评价中的基本方法之一,常用的闭环评价方法有移线试验、蛇行试验等。与传统的开环模型不同的是,人-车闭环操纵稳定性仿真模型除了汽车模型外,还需要建立驾驶员模型并确定预期的道路轨迹^[1]。笔者利用ADAMS(automatic dynamic analysis of mechanical systems)二次开发模块ADAMS/CAR建立的某轿车车型的整车模型和驾驶员控制模型,分析驾驶员闭环控制机理,并以转向轻便性试验为例,介绍汽车

操稳性闭环控制虚拟试验的设计方法。

1 虚拟样机建模

1.1 多体动力学基本原理

ADAMS是以多体系统动力学为基础进行求解,它利用带拉格朗日乘子的第一类拉格朗日方程导出最大数量坐标的微分-代数方程(DAE)。它选取系统内每个刚体质心在惯性参考系中的3个直角坐标和确定刚体方位的3个欧拉角作为笛卡尔广义

收稿日期:2008-06-17

基金项目:重庆市科委重大科技项目(CSTC. 2007AA6009);重庆市科委科技攻关项目(2007AB3059);重庆市教委科技研究项目(KJ080628)

作者简介:欧健(1969-),男,重庆工学院副教授,博士,主要从事汽车动力学方面的研究,(E-mail)oujian@cqit.edu.cn.

欢迎访问重庆大学期刊网 <http://qks.cqu.edu.cn>

坐标,用带乘子的拉格朗日第一类方程处理具有多余坐标的完整约束系统或非完整约束系统,导出以笛卡尔广义坐标为变量的动力学方程

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T - \left(\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{q}} \right)^T + \varphi_q^T \boldsymbol{\rho} + \theta_q^T \boldsymbol{\mu} = \mathbf{Q}, \quad (1)$$

式中: \mathbf{T} 为系统动能; \mathbf{Q} 为广义力列阵; $\boldsymbol{\rho}$ 为对应于完整约束的拉氏乘子列阵; $\boldsymbol{\mu}$ 为对应于非完整约束的拉氏乘子列阵; \mathbf{q} 为广义坐标矩阵; $\dot{\mathbf{q}}$ 为广义速度列阵; t 为时间; $\varphi(\mathbf{q}, t) = 0$ 为完整约束方程; $\theta(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) = 0$ 为非完整约束方程。将式(1)转化为一般形式

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{F}(\mathbf{q}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \boldsymbol{\lambda}, t) &= 0, \\ \mathbf{G}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{q}}) &= \mathbf{u} - \dot{\mathbf{q}} = 0, \\ \boldsymbol{\psi}(\mathbf{q}, t) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: \mathbf{u} 为广义速度列阵; $\boldsymbol{\lambda}$ 为约束反力及作用力列阵; \mathbf{F} 为系统动力学微分方程及用户定义的分方程; \mathbf{G} 为描述非完整约束的代数方程列阵; $\boldsymbol{\psi}$ 为描述完整约束的代数方程列阵。

在进行动力学分析时,ADAMS 采用 2 种算法:1)提供 3 种功能强大的变阶、变步长积分求解程序,即 GSTIFF 积分器、DSTIFF 积分器和 BDF 积分器,求解稀疏耦合的非线性微分代数方程,这种方法适于模拟刚性系统(特征值变化范围大的系统);2)提供 ABAM 积分求解程序,采用坐标分离算法来求解独立坐标的微分方程,这种方法适于模拟特征值经历突变的系统或高频系统^[2]。

1.2 后悬架模型建立

某轿车的后悬架结构形式为带后横向稳定杆的单纵臂扭力杆式独立悬架,在 ADAMS/CAR 模板库中没有相应的标准件,其扭杆弹簧模型的建立以及预紧力等参数的选取在 ADAMS/CAR 中都没有直接可以利用的模板,因此需要根据该后悬架的三维实体模型构建出简化后的多体动力学模型。图 1 所示为简化后的该车后悬架模型。



图 1 单纵臂扭力杆式后悬架模型

1.3 轮胎模型建立

轮胎是影响汽车操纵稳定性的一个非常重要的部分,工程中使用的轮胎模型主要基于两大类。一类是用于轮胎操纵稳定性的分析,另一类是用于轮胎疲劳寿命的分析。由于笔者进行汽车操纵性虚拟试验设计分析,所以选取在实际工程中应用最为广泛的基于魔术公式的轮胎模型。它是用三角函数的

组合公式建立轮胎的纵向力、侧向力和回正力矩的数学模型,只用一套公式就可完整地表达纯工况下轮胎的力学特性,一般表达式为

$$Y = y + S_v, \quad (3)$$

$$\text{其中 } y = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x))))), \quad (4)$$

$$x = X + S_h, \quad (5)$$

式中: Y 表示侧向力、纵向力或回正力矩; X 表示侧偏角 α 或滑移率 S ; C 为曲线形状因子, $C = A_0$; D 为巅因子, $D = A_1 F_z^2 + A_2 F_z$, F_z 为轮胎垂直载荷; B 为刚度因子; BCD 为侧向力零点处的侧向刚度,

$$BCD = A_3 \sin\left(2 \arctan \frac{F_z}{A_4}\right) \times (1 - A_5 |\gamma|);$$

γ 为车轮外倾角; S_h 为曲线的水平方向漂移, $S_h = A_9 F_z + A_{10} + A_8 \gamma$; S_v 为曲线的垂直方向漂移, $S_v = A_{11} F_z \gamma + A_{12} F_z + A_{13}$; E 为曲线曲率因子,表示曲线最大值附近的形状, $E = A_6 F_z + A_7$; $A_0 \sim A_{13}$ 为侧向力拟合系数,如表 1 所示。

表 1 侧向力拟合系数

A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	
1.65	-34.0	1 250	3 036	12.8	0.005	-0.02	
A_7	A_8	A_9	A_{10}	A_{11}	A_{12}	A_{13}	
0.773	9	0.002	0.013	0.003	19.17	1.213	6.262

无论是纵向力、侧向力还是回正力矩试验都可以各自拟和为一条曲线。每条曲线都可以得到峰值因子、形状因子、曲率因子和刚度因子等参数。这些参数带入式(3),可得到纵向力、侧向力、回正力矩的不同计算公式。一般在操稳性实验中所关心的是轮胎的侧向力,侧向力变化曲线如图 2 所示。

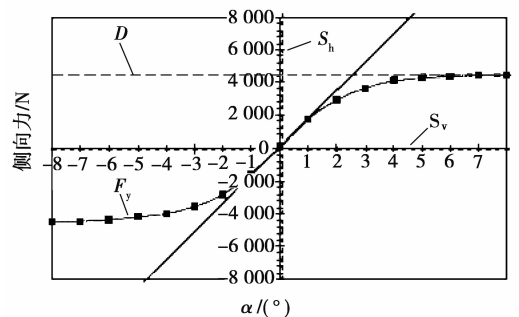


图 2 轮胎侧向力变化曲线

$$F_y = (D \cdot \sin(C \arctan(B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x)))) + S_v, \quad (6)$$

此时的 x 为侧向力计算组合自变量: $x = (\alpha + S_h)$ 。

1.4 驾驶员模型建立

闭环试验的一个重要环节就是将驾驶员对车辆的控制行为加入到整车的仿真模型中,用一个控制

器来“驾驶”车辆模型,例如,使车辆按恒定的速度、预定的路径行驶。仿真试验通过对控制器的描述把驾驶员模型加入到整车模型中^[3]。笔者对某轿车进行双纽线虚拟试验,选择的驾驶员模型为预瞄最优控制模型。预瞄最优控制模型(OPC, optimal preview control)是由 MacAdam 于 1980 年在 UMTRI 提出的,是目前国际上公认的几种主要的驾驶员模型之一,现已应用于许多计算机仿真软件中。预瞄最优控制模型根据最优控制的极值原理,依据轨迹跟随误差平方和极小导出的,所以该模型的轨迹跟随精度比较高,图 3 为单点预瞄时预瞄最优控制模型的方框图^[4]。

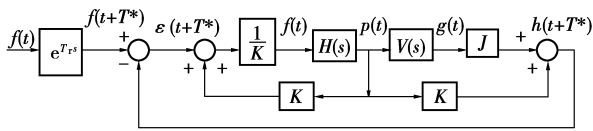


图 3 单点预瞄最优控制模型方框图

图 3 中的 e^{Ts} 为驾驶员的延迟环节; $H(s)$ 是实际控制 $p(t)$ 对最优控制 $\dot{p}(t)$ 的传递函数; $f(t)$ 为系统输入; J 和 K 为自由响应数组; $g(t)$ 为状态变量; ϵ 为中间变量; h 代表输入变量; $V(s)$ 代表被控环节的传递函数。

1.5 整车子系统装配

由于该车除后悬架外的其他总成都是常见的结构形式,只需要在 ADAMS/CAR 模板库中调用相应的子系统,在其基础上修改参数即可。表 2 为整车主要参数。

表 2 整车主要参数

整车质量 /kg	轴距 /mm	前、后轮距 /mm	转向系传动比	最小转弯半径 /mm	转向盘直径 /mm
1 155	2 540	1 440/1 445	15	1 000	400

2 虚拟试验设计

2.1 试验场地及试验标准

转向轻便性试验方法是研究汽车瞬态闭环响应特性的一种重要的试验方法,通过评价转向盘力输入特性,从而综合评价汽车行驶稳定性及乘坐舒适性。转向轻便性试验参考国家标准 GB/T 6223.5—1994 进行。整车所处状态为满载状态,试验道路如图 4 所示。在车场划出双纽线,车辆须沿双纽线轨迹快速转向行驶。测定转向力等参数,车速为定值。

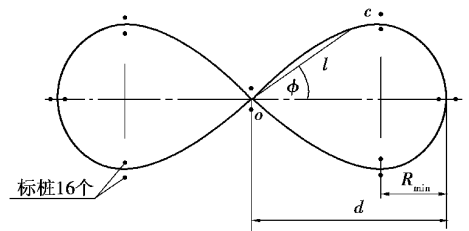


图 4 试验场地

2.2 试验设计

双纽线的极坐标方程为

$$L = d \sqrt{\cos 2\phi}, \quad (7)$$

轨迹上任意点的曲率半径

$$R = \frac{d}{3 \sqrt{\cos 2\phi}}, \quad (8)$$

当 $\phi=0$ 时,双纽线顶点的曲率半径为最小值,即

$$R_{\min} = \frac{d}{3}. \quad (9)$$

双纽线的最小曲率半径按普通轻型乘用车的前外轮最小转弯半径确定。某车型前外轮最小转弯半径为 10 m,取 $d=30$ m,用 MATLAB 计算出双纽线坐标(见图 5)。编写虚拟试验的驾驶员控制文件以及根据位置坐标编写控制数据文件。

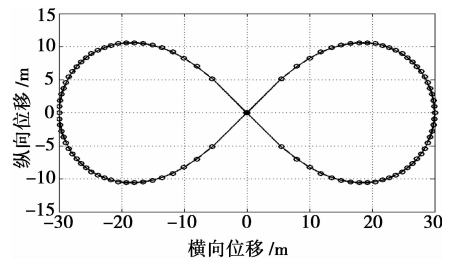


图 5 MATLAB 计算出的双纽线坐标

3 仿真评价

根据编写好的驾驶员文件进行仿真试验,仿真结果见图 6、7。

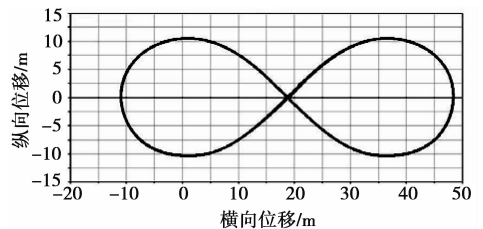


图 6 车辆行驶轨迹

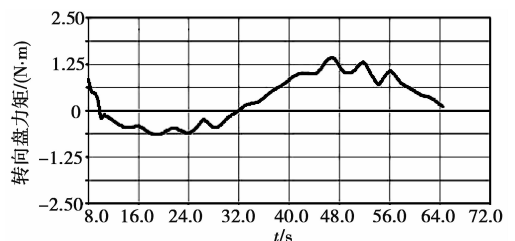


图 7 转向盘力矩

仿真计算结果如表3所示(转向盘直径取40 cm)。

表3 转向轻便性试验主要特性参数

转向盘最大 作用力矩 T/(N·m)	转向盘最大 作用力 F _m /N	转向盘平均 作用力 F _s /N	平均车速 v/(km·h ⁻¹)
1.459 0	72.95	29.536 1	10.01

转向盘平均操作力 F_s 的评价计分值为

$$N_{F_s} = 60 + \frac{40}{F_{s60} - F_{s100}} \times (F_{s60} - F_s) = 83.387 3,$$

式中: N_{F_s} 为转向盘平均作用力的评价计分值; F_{s60} 为转向盘平均作用力的下限值,50 N; F_{s100} 为转向盘平均作用力的上限值,15 N; F_s 为转向盘平均作用力的仿真值,N。

转向盘最大操作力 F_m 的评价计分值为

$$N_{F_m} = 60 + \frac{40}{F_{m60} - F_{m100}} \times (F_{m60} - F_m) = 89.536 1,$$

式中: N_{F_m} 为转向盘最大作用力的评价计分值; F_{m60} 为转向盘最大作用力的下限值,80 N; F_{m100} 为转向盘最大作用力的上限值,30 N; F_m 为转向盘最大作用力的仿真值,N。

转向轻便性试验的综合评价计分值为

$$N_Q = \frac{N_{F_s} + \eta_F \cdot N_{F_m}}{1 + \eta_F} = 85.961 2,$$

式中 $\eta_F = 0.6 + 0.08G_a$, G_a 为汽车最大总质量,取1.48 T。

4 结 语

由仿真结果可见,车辆的行驶轨迹与设计的试验轨迹基本一致,具有良好的追随性,评价指标在允许范围之内。因此,可以利用ADAMS进行虚拟试验设计来仿真实车试验,从而达到对车辆性能测试和改进的目的。同时,由于受条件和时间限制,笔者对驾驶员模型描述还不够精确,如果能利用Matlab/Simulink等控制系统仿真工具建立更为精确的驾驶员模型与ADAMS建立的多体动力学模型进行联合仿真,相信对提高仿真试验结果的准确性有很大帮助。

参考文献:

[1] 郭孔辉,丁海涛,宗长富,等.人-车闭环操纵性评价与优化的研究进展[J].机械工程学报,2003,39(10):27-34.
GUO KONG-HUI, DING HAI-TAO, ZONG CHANG-FU, et al. Evaluation and optimization researching process of human/vehicle close loop handling [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(10):27-34.

[2] 李军. ADAMS实例教程[M].北京:北京理工大学出版社,2002.
[3] 王军,魏来生,兰小平.驾驶员-履带车辆-路面系统的建模与仿真[J].计算机集成制造系统,2003,9(s1):108-111.
WANG JUN, WEI LAI-SHENG, LAN XIAO-PING. The modeling and simulation of driver/ATV/road system [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2003,9(s1):108-111.
[4] GUO K H, GUAN X. Modelling of driver/ vehicle directional control system [J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22: 141-184.
[5] 范成建,熊光明,周明飞.虚拟样机软件MSC.ADAMS应用与提高[M].北京:机械工业出版社,2006.
[6] 陈立平,张云清,任卫群.机械系统动力学分析及ADAMS应用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.
[7] PACEJKA H B, BAKKER E. The magic formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(S1): 1-18.
[8] LEITE V, PERES P. Pole location control design of an active suspension system with uncertain parameters[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(8): 561-568.
[9] MOTOYAMA K, YAMANAKA T. A study of suspension design using optimization technique and DOE [C] // 2000 International ADAMS User Conference, June 19-21, 2000, Orlando, Florida, Florida: Mechanical Dynamics Inc., 2000: 11-13.
[10] 冉振亚,庞迪,赵树恩,等. PRO/E,ADAMS软件在汽车操纵稳定性中的应用[J].重庆大学学报:自然科学版,2005,28(11):20-23.
RAN ZHEN-YA, PANG DI, ZHAO SHU-EN, et al. PRO/E and ADAMS used in vehicle stability [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2005,28(11):20-23.
[11] BOADA M J L, BOADA B L, CASTEJON C, et al. A fuzzy-based suspension vehicle depending on terrain [J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 37(4): 311-315.
[12] CHOU H, D' ANDRÉ A-NOVEL B. Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(4): 261-267.
[13] 西方浩人. 操縱安定性の界限性能試験方法[J].自動車技術,2003, 57(12): 47-51.
[14] LIN Y, TANG P, ZHANG W J. Artificial neural network modeling of driver handling behavior in a driver-vehicle-environment system [J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 37(1):24-45.
[15] OLSEN B, SHAW S W, STEPAN G. Nonlinear dynamics of vehicle traction [J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40(6):377-399.

(编辑 张 革)