

ADAMS 和 Matlab 的 EPS 和整车系统的联合仿真*

陈无畏 时培成 高立新 王其东 陈黎卿

【摘要】 首先利用 ADAMS 软件建立带有电动助力转向系统(EPS)的整车多体动力学模型;然后在 Matlab/Simulink 环境中设计了 PID 控制的 EPS 系统,定义了与 ADAMS/CAR 环境下车辆模型的数据交换接口;最后,将设计的控制系统在 ADAMS/CAR 和 Matlab/Simulink 环境下通过输入输出接口进行联合仿真。几种行驶工况下的 EPS 及整车的动态特性计算结果,表明联合仿真方法是正确有效的,并为其在车辆工程中的实际应用提供了参考。

关键词: 汽车 电动助力转向系统 PID 控制 联合仿真

中图分类号: U463.44⁺4; TP391.9 **文献标识码:** A

Co-simulation Study on EPS and Full Vehicle System Based on ADAMS and Matlab

Chen Wuwei¹ Shi Peicheng² Gao Lixin³ Wang Qidong¹ Chen Liqing⁴

(1. Hefei University of Technology 2. Anhui Institute of Technology and Science

3. Chery Automobile Co., Ltd. 4. Anhui Agricultural University)

Abstract

A simulation model with multi-body dynamics and electronic power steering (EPS) was presented based on the co-simulation technology. First, by using automatic dynamic analysis of mechanical systems (ADAMS) software, a multi-body dynamic model of a full vehicle was established, then a PID controller was designed for the EPS under Matlab/Simulink environment; in addition, a data exchange interface with ADAMS/CAR was also defined. At last, a proposed control system including a multi-body vehicle model and a PID controller was implemented by using I/O interface under Matlab/Simulink and ADAMS environment, and the co-simulations have been carried out. The vehicle dynamic response under various operating condition was given. The results showed that co-simulation is effective and it could be applied in the development of vehicle engineering.

Key words Automobile, EPS, PID control, Co-simulation

引言

电动助力转向系统 (electronic power steering system, 简称 EPS) 是一种新型的动力转向系统,由电动机直接提供助力,助力大小由电控单元(ECU)

控制,能大大降低路面不平度所引起的对转向系的扰动,改善汽车的转向特性^[1~3]。整个系统零件数目相对传统液压助力转向系较少,装配性能好,并有节油、环保等优点,是中小型汽车、轿车和电动汽车等的理想选择。

收稿日期: 2005-08-12

* 国家自然科学基金资助项目(项目编号:50575064)

陈无畏 合肥工业大学机械与汽车工程学院 教授 博士生导师, 230009 合肥市
 时培成 安徽工程科技学院机械系 讲师, 241000 芜湖市
 高立新 奇瑞汽车有限公司 高级工程师, 241009 安徽省芜湖市
 王其东 合肥工业大学机械与汽车工程学院 教授 博士生导师
 陈黎卿 安徽农业大学工学院 讲师, 230061 合肥市

ADAMS/CAR是MDI公司与Audi、BMW、Renault和Volvo等公司合作开发的整车设计软件包,集成了它们在汽车设计、开发等方面的经验,而其中的ADAMS/Controls模块中提供的控制工具箱功能较简单,对于具有复杂控制装置的机械系统,控制子系统的设计必须借助外部控制系统设计软件(如Matlab等)进行,然后采用ADAMS/Controls提供的接口,使机械子系统和控制子系统进行通讯,以进行机电一体化的复杂仿真。但是,在Matlab中建立一个整车模型对于使用者来说十分困难,且精度难以保证。由于带有EPS系统的整车模型自由度过多,控制算法复杂,使仅应用一种软件进行整车和EPS的仿真研究难度较大。

本文选用ADAMS/CAR模块(集成了ADAMS/Controls模块),同时应用ADAMS和Matlab对装有EPS控制系统的整车进行仿真研究。以某款7座乘用车为对象,采用ADAMS/CAR建立整车系统多体动力学模型,在Matlab中建立EPS控制系统,应用Matlab与ADAMS软件,将EPS与整车模型相结合进行联合仿真。

1 整车多体动力学模型

1.1 建模假设

汽车是一个复杂的机械系统,建模时需对其结构进行适当简化^[4~6]。除阻尼、弹性、橡胶元件和轮胎外,其余零件均认为是刚体,不考虑变形;簧载质量看作是一个具有六个自由度的刚体。对于刚体间的连接柔性作适当的简化,用线弹性橡胶衬套来模拟实际工况下的动力学特性;各运动副内摩擦力忽略不计。

1.2 模型参数的确定

获得模型参数的方法有多种,本文用到的主要有:几何定位点的坐标根据图纸查得;运动部件的质心与转动惯量通过计算、试验等方法获得;起缓冲减振作用的零部件,如减振器、橡胶元件、弹性轮胎等的特性参数通过试验获得(它们具有复杂的力学特性)。表1给出了部分模型参数。

1.3 建模过程

本文所研究的车辆主要由双横臂式独立前悬架、单纵臂式非独立后悬架、齿轮齿条式转向机构和四轮盘式制动器等组成。首先将整车虚拟样机模型分成悬架、车身、转向、稳定杆、制动、车轮、动力总成等子系统,分别建立其模型;然后建立各子系统间以及子系统与ADAMS/CAR提供的试验台之间相互交换信息的输入输出信号;最后将各子系统组装成整车虚拟样机^[4~7]。建模主要步骤如下:①根据子系

统中各个零部件之间的相对运动关系,定义各零部件的拓扑结构,对零部件进行重新组合(也可在建立约束时将这样的零部件锁定为一体),把没有相对运动关系的零部件定义为一个通用零件。②确定零件的质量、质心位置以及绕质心坐标系三个坐标轴的转动惯量。③确定悬架的刚度、阻尼参数和上下限位块的刚度参数。④定义主销轴线,输入车轮的前束角和外倾角等参数。⑤定义零件间连接处的关键几何定位点的空间位置,在几何定位点的基础上建立零件的几何模型,按照零件间的运动关系确定约束类型,通过约束将各零件连接起来,从而构成子系统结构模型。⑥建立子系统间或子系统与试验装置间进行数据交换的信号装置。

建立转向系模型时,应将转向柱断开为两部分,加一旋转副,保证它们之间可绕其轴向相对转动,并在断开处再加一扭簧,输入其刚度即可达到扭簧的效果,以便准确地获得仿真时转向盘施加的转矩;在转向齿条上加一力元素,表示助力大小。

表1 建模主要数据

Tab. 1 Main data for the modeling

名称	数值	名称	数值
簧载质量(空载)/kg	1 890	簧载质量(满载)/kg	2 800
质心至前轴距离/mm	1 595	质心至后轴距离/mm	1 485
前轮距/mm	1 570	后轮距/mm	1450
轴距/mm	3 080	簧载质量质心高度(空/满)/mm	770/750
前悬架扭杆弹簧刚度/ $N \cdot m \cdot rad^{-1}$	42.24	横向稳定杆扭转刚度/ $N \cdot m \cdot (^{\circ})^{-1}$	100.5
轮胎径向刚度/ $kN \cdot m^{-1}$	258	非悬挂质量(前/后)/kg	120/170
主销内倾角 $\beta/(^{\circ})$	15.75	主销后倾角 $\alpha/(^{\circ})$	3.0
前轮外倾角 $\gamma/(^{\circ})$	0	前轮前束量 Δ/mm	0
转动惯量 I_x (满载)/ $kg \cdot m^2$	4 100	转动惯量 I_x (空载)/ $kg \cdot m^2$	2 800
转动惯量 I_y (满载)/ $kg \cdot m^2$	6 600	转动惯量 I_y (空载)/ $kg \cdot m^2$	4 500
转动惯量 I_z (满载)/ $kg \cdot m^2$	6 600	转动惯量 I_z (空载)/ $kg \cdot m^2$	4 500

1.4 整车模型

使用ADAMS/CAR创建的整车多体动力学模型共有96个自由度,由ADAMS软件中自由度 N 的计算公式求得^[4]

$$N = 6(n - 1) - \sum_i n_i \quad (1)$$

式中 n ——系统的部件数目(包括地面)

n_i ——系统内各约束所限制的自由度数目

由实车轮胎、弹簧、减振器参数和国标 GB6323.2—94 所规定汽车操纵稳定性试验路面的特性参数,编制了 ADAMS/CAR 中相应的轮胎特性、变刚度弹簧位移-力特性、减振器速度-力特性和虚拟试验路面特性等的计算程序,模拟水平路面上定圆周行驶、转向盘角位移阶跃输入和脉冲输入、双扭线、移线和蛇行等典型行驶工况。

2 控制系统的设计

EPS 的基本组成包括转矩和车速传感器、电控单元(ECU)、助力电动机和减速机构等,其中转矩传感器与转向轴(小齿轮轴)连接在一起。当驾驶员转动转向盘一定角度时,位于转向盘和电动机之间的转矩传感器就可检测到转向转矩。转矩与车速传感器的电信号共同传给 ECU,再根据助力特性确定出电流大小和电动机的旋转方向,而后由电动机提供相应的助力矩,以保证汽车在低速行驶时轻便灵活,高速行驶时稳定可靠。

2.1 转向系统的动力学模型

对大多数 EPS,转矩传感器安装在转向盘和助力机构之间,可以看成是一个刚度为 K_s 的扭力杆,以转向小齿轮为对象进行受力分析,得到动力学方程为

$$T_h + T_{sw} = I_r \ddot{\delta}_1 + B_r \dot{\delta}_1 + T_{ext} \quad (2)$$

$$T_{sw} = K_s (\theta_h - \delta_1) \quad (3)$$

式中 T_h ——助力系统提供的助力矩, $N \cdot m$

T_{sw} ——转向盘操纵转矩, $N \cdot m$

K_s ——传感器的扭转刚度, $N \cdot m/rad$

δ_1 ——转向小齿轮转角, rad

θ_h ——转向盘转角, rad

B_r ——当量阻尼系数, $N \cdot s \cdot m/rad$

I_r ——折算到转向小齿轮上的当量总惯性矩, $N \cdot m$

T_{ext} ——路面作用于轮胎的阻力矩, $N \cdot m$

转向小齿轮转角 δ_1 与前轮转角 δ 的关系为

$$\delta_1 = G\delta \quad (4)$$

式中 G ——从转向轴到前轮的传动比

2.2 助力控制过程

对助力电动机输出转矩的控制是 EPS 研究的重点。由于电动机的输出转矩是由其工作电流决定的,因此助力控制可归结为对电动机电流的控制,其控制输入为车速和转向盘转矩信号。考虑到车辆建模过程中的非线性及控制系统的实时性要求,采用

增量式数字 PID 控制器来实现对电动机电流的控制^[8]。

EPS 的助力过程:控制器根据转向盘转矩传感器的输出 T_{sw} 和车速传感器的输出 v ,由助力特性确定电动机的目标电流 I_{cmd} ,然后由控制器控制电动机电流 I ,使电动机输出相应的助力矩。因此,EPS 控制要解决两个问题,一是确定电动机的目标电流,二是调节目标电流,其基本助力过程如图 1 所示。

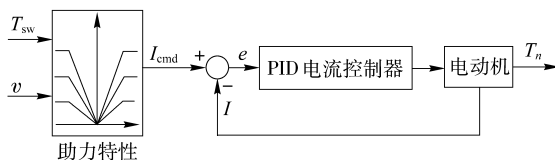


图 1 EPS 的基本工作原理

Fig. 1 Essential principle of EPS

电动机的目标电流是由其助力特性曲线来确定的,即在同一转矩输入下,其电流随车速的增加而降低,电流愈小则助力愈小,这样能较好地兼顾车辆轻便性与灵敏性的要求。

当采用增量式 PID 控制时,根据递推原理可得^[8]

$$u(k-1) = k_p \left\{ e(k-1) + k_i \sum_{j=0}^{k-1} e(j) + k_d [e(k-1) - e(k-2)] \right\} \quad (5)$$

增量式 PID 控制算法可表示为

$$\Delta u(k) = u(k) - u(k-1) = k_p [e(k) - e(k-1)] + k_i e(k) + k_d [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (6)$$

整理后可得

$$\Delta u(k) = A e(k) - B e(k-1) + C e(k-2) \quad (7)$$

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \quad (8)$$

$$e(k) = I_{cmd}(k) - I(k) \quad (9)$$

其中 $A = k_p \left(1 + \frac{T_i}{T} + \frac{T_D}{T} \right)$ $B = k_p \left(1 + 2 \frac{T_D}{T} \right)$

$$C = k_p \frac{T_D}{T}$$

式中 k ——采样序号, $k=0, 1, 2, \dots$

T ——采样周期

$\Delta u(k)$ ——第 k 次采样时刻的电动机电枢电压增量

$e(k)$ ——第 k 次采样时刻的电动机电流与目标电流的偏差值

T_D, T_i ——微分和积分时间常数

由于控制算法中不需要累加,控制增量 $\Delta u(k)$ 仅与最近 k 次采样有关,故误动作影响小,易通过加权处理获得较好的控制效果。

2.3 联合仿真系统设计

先在 ADMAS/CAR 环境中定义状态变量,在

车速 v 、转矩 T_{sw} 、汽车横摆角速度 ω_r 及侧向加速度 a_y 作为系统的输出量,将控制输入量定为转向齿条上的作用力及转向盘转角 θ_h 。接着,通过 ADAMS/Controls 模块将整车多体动力学模型输出至 Matlab 环境中,以 ADAMS_sub 子系统来表示。最后,建立起以目标电流为控制参数的 EPS 联合仿真系统(图 2)。

通过调整 PID 控制器的比例参数 k_p 、积分参数 k_i 和微分参数 k_d 后(经多次迭代,确定 $k_p=80$, $k_i=0.02$, $k_d=10$),便能确定电动机电流 I 的大小,进而可确定电动机的输出转矩。

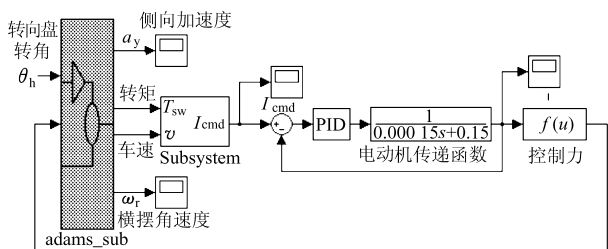


图 2 联合仿真系统结构框图

Fig. 2 Structure of co-simulation system

3 系统的联合仿真

图 3~图 5 所示为汽车以 80 km/h 的速度作近似于正弦曲线的行驶,其周期为 6.5 s,最大侧向加速度为 4.5 m/s^2 。图中曲线 1 表示没有助力时的情况,曲线 2 表示装有 EPS 助力时的情况。由图可见,转矩、横摆角速度、侧向加速度的变化情况均为正弦波的形状,这证明了该系统具有良好的跟随性。装有 EPS 的汽车,其横摆角速度、转矩和侧向加速度均要小于没有 EPS 的汽车,且横摆角速度、侧向加速度的滞后响应时间变少,表明 EPS 有较好的助力特性,能保持一定的转向盘力矩,给驾驶者以合适的路感,基本满足了高速行驶转向时对操纵稳定性的要求。

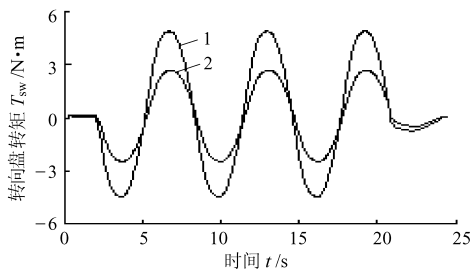


图 3 转向盘转矩时域响应曲线

Fig. 3 Response of steering wheel torque

图 6 所示为检验汽车转向轻便性的双纽线低速行驶(车速为 10 km/h)时的计算结果。图中曲线 1 表示没有助力时的情况,曲线 2 表示有助力时的情况。

可见,加上 EPS 助力后,转向盘上所需施加的转矩明显降低,这说明 EPS 系统能根据车速和转向盘转矩信号,实施有效助力,基本满足了低速行驶转向时对转向轻便性的要求。

图 7 为转向盘角阶跃(200°)输入时的汽车横摆角速度瞬态响应(车速为 40 km/h)。图中曲线 1 表示没有助力时的情况,曲线 2 表示有助力时的情况。显然,施加助力后,系统的响应曲线变化平缓,最大峰值要小,到达稳态值时的反应时间要快。

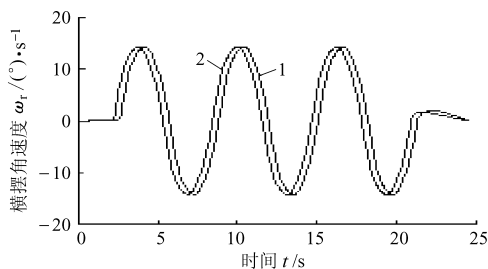


图 4 横摆角速度时域响应曲线

Fig. 4 Response of yaw rate

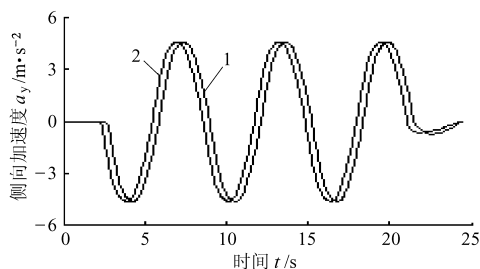


图 5 侧向加速度时域响应曲线

Fig. 5 Response of lateral acceleration

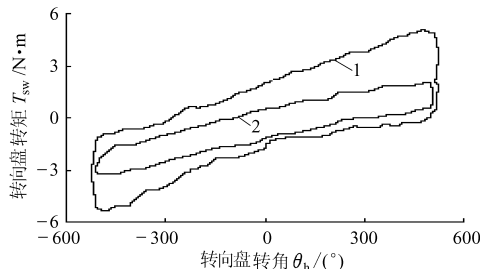


图 6 双纽线仿真曲线

Fig. 6 Simulation of double loop-line

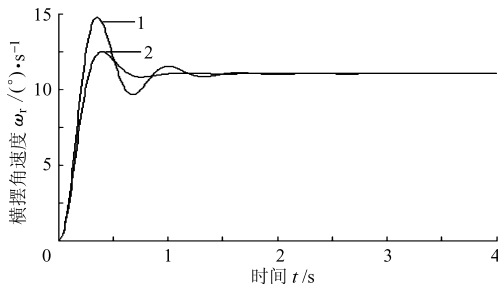
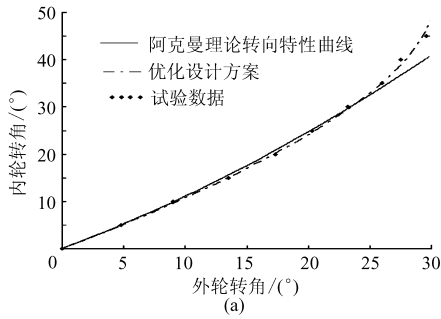


图 7 横摆角速度阶跃响应曲线

Fig. 7 Step response of yaw rate

致,幅值也很接近,说明所建立的悬架转向系统模型能真实反映试验样车悬架转向系统运动特性,转向梯形断开点的优化设计方法是正确可行的。通过仿



真和试验研究可知^[4],优化设计方案对车轮外倾角、主销后倾角、主销内倾角和轮距等参数的影响很小,进一步说明优化设计方案的工程实用性。

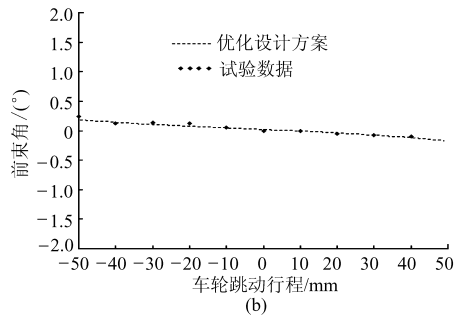


图7 断开点优化设计方案的试验验证

Fig. 7 Experimental study of the optimized parameters

(a) 转向特性曲线 (b) 车轮前束角变化特性曲线

5 结论

(1)利用 ADAMS/Car 建立悬架转向系统的虚拟样机模型,通过仿真分析可知,断开点 X 坐标主要对阿克曼转向特性有显著影响,而断开点 Z 坐标主要对车轮前束角有显著影响。

(2)利用 ADAMS/Insight 模块,对转向梯形断

点进行优化设计,同时建立悬架转向系统的试验台架,对优化设计方案进行试验验证,仿真和试验结果都表明,优化设计方案明显优于原设计方案。

(3)利用 ADAMS/Car 和 Insight 模块的仿真和优化设计功能,为麦弗逊支撑杆摆臂式独立悬架的转向梯形断开点设计提供了一个精确、高效的优化设计方法,具有工程实用性和推广价值。

参 考 文 献

- 1 龚微寒. 汽车现代设计制造[M]. 北京:人民交通出版社,1995.
- 2 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社,1991.
- 3 王国强. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的应用[M]. 西安:西北工业大学出版社,2002.
- 4 蒋国平. 汽车操纵稳定性研究[D]. 镇江:江苏大学,2003.
- 5 王国林. 车轮跳动对定位参数影响的试验分析[J]. 农业机械学报,2005,36(3):29~31.

(上接第 25 页)

4 结束语

对具有 EPS 装置的汽车,应用 Matlab 与 ADAMS 两个软件,进行了整车系统的联合仿真研究。首先采用 ADAMS /CAR 建立起较精确的车辆多体动力学模型,通过定义输入输出接口,在

Matlab 下建立起 EPS 控制系统模型。将 EPS 模型与整车多体模型相结合,应用 Matlab 与 ADAMS 软件的各自优点,实现了系统的联合仿真。多种典型工况下所做的仿真研究,表明本文所提出的动力学模型、控制策略和联合仿真算法是正确、有效的,为今后进一步从事这方面的研究提供了参考。

参 考 文 献

- 1 Liao Y G, Du G I. Modeling and analysis of electric power steering system and its effect on vehicle dynamic behavior [J]. Int. J. of Vehicle Autonomous Systems, 2003, 1(2):153~166.
- 2 陈无畏,王启瑞. 电动助力转向系统的模糊自调整 PD 控制[J]. 江苏大学学报,2004,25(2):112~115.
- 3 林逸,施国标,邹常丰,等. 电动助力转向控制策略的研究[J]. 汽车技术,2003(3):8~10.
- 4 张越今. 汽车多体动力学及计算机仿真[M]. 长春:吉林科学技术出版社,1998.
- 5 Crolla D, 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京:人民交通出版社,2004.
- 6 宋健,张越今. 机械系统分析软件 ADAMS 在汽车列车动力学仿真中的应用[J]. 汽车工程,1997,19(5):286~290.
- 7 Urruzola Javier. Integration of multi-body systems in mechatronic simulation environments of any kind[J]. Int. J. of Vehicle Design, 2002, 28(1~3):57~66.
- 8 刘金琨. 先进 PID 控制[M]. 北京:电子工业出版社,2004.