

面向整车性能的盘式制动器协同仿真*

杨晓明 潘双夏 邱清盈 冯培恩 李潇波

【摘要】 通过对摩托车制动原理的分析,分别建立制动器动力学模型与7自由度的整车模型;根据制动器子模型与整车子模型间的输入/输出关系,建立盘式制动器面向整车性能的协同仿真模型;使制动性能的研究得以通过制动器子模型与整车子模型的协同仿真来实现。通过协同仿真方法对整车制动性能进行分析,研究了不同工况下的包括制动过程中乘坐舒适性在内的制动性能,并作出比较分析。

关键词: 盘式制动器 整车模型 协同仿真

中图分类号: TP391.9; U483.51⁺²

文献标识码: A

Study on Disc Brake Co-simulation for Motorcycle Braking Performance *

Yang Xiaoming Pan Shuangxia Qiu Qingying Feng Peien Li Xiaobo
(Zhejiang University)

Abstract

Based on the research of braking principle of motorcycle braking system, a dynamic disc brake model and a 7-degree motorcycle model were constructed individually under simulation software; Matlab and MSC. ADAMS. According to the input and output relationships between these two models, a co-simulation model was constructed by the co-simulation function that presented by ADAMS; it made braking performance researches on the co-simulation model be carried out. By co-simulation running, motorcycle-braking performance including ride easiness has been studied under different handle conditions such as pulse brake handle and normal brake handle. Braking performance under different handle conditions was compared and a high quality design was acquired.

Key words Disc brake, Motorcycle model, Co-simulation

引言

制动器是汽车、摩托车的重要部件,其性能直接影响行车的安全性。目前摩托车产品开发普遍采用主机厂-配套厂开发模式,缺乏有效的协同工具支持,造成产品开发过程并行性差,开发周期长。提高产品开发过程的并行性和实现零部件-整机的协同设计、协同分析是提高产品设计质量的重要手段。

并行产品开发的主旨是在设计初期就考虑影响

产品品质的各种因素,尽可能避免设计错误,提高产品设计的成功率。仿真分析^[1~3]作为并行产品设计的使能工具,对设计结果进行即时评价,实现设计过程的早期反馈,提高了产品开发的并行性。通过仿真模型之间的协同可以进一步提升产品开发效能。本文通过制动器模型和摩托车整车模型的协同仿真,不但可以对法规规定的指标进行评价而且可以对制动过程中的制动舒适性指标进行评价,提高制动器设计品质并且缩短了产品开发周期。

收稿日期:2005-08-12

* 国家自然科学基金资助项目(项目编号,50335040)和浙江省重大科技攻关项目(项目编号:021101560)

杨晓明 浙江大学 CAD&CG 国家重点实验室 博士生,310027 杭州市

潘双夏 浙江大学 CAD&CG 国家重点实验室 教授 博士生导师

邱清盈 浙江大学 CAD&CG 国家重点实验室 副教授

冯培恩 浙江大学 CAD&CG 国家重点实验室 教授 博士生导师

李潇波 浙江大学 CAD&CG 国家重点实验室 博士生

1 制动器建模

制动器模型见图1。

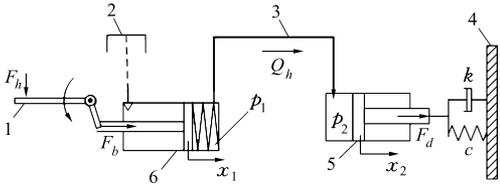


图1 制动器模型

Fig.1 Disc brake model

1.手柄 2.储油室 3.制动管 4.制动盘 5.钳体 6.泵体

根据杠杆原理建立手柄的力学模型表示为

$$F_b = k_h F_h \quad (1)$$

式中 F_b ——手柄作用于活塞上的力

k_h ——手柄杠杆比

F_h ——驾驶员施加于手柄上的制动力

以泵体活塞为分析对象,建立泵体活塞的运动方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_b - p_1 S_1 - k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 \quad (2)$$

其中 $S_1 = \pi D_1^2 / 4$

式中 m_1 ——泵体活塞的等效质量

$x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$ ——泵体活塞位移、速度、加速度

p_1 ——泵体液压压力

S_1 ——泵体活塞的横截面积

D_1 ——泵体活塞直径

k_1 ——回位弹簧的刚度系数

c_1 ——泵体液压阻尼系数

泵体活塞的运动引起泵体内压力变化为

$$\dot{p}_1 = \frac{E}{V_1} (\dot{x}_1 S_1 - Q_h - Q_b) \quad (3)$$

式中 E ——制动液弹性模量

V_1 ——泵体内工作腔容积

Q_h ——输出液在制动管的流量

Q_b ——制动泵泄漏流量

假定泵体出口压力即为制动管入口压力,则制动管中的流量变化为

$$I_h \dot{Q}_h = p_1 - p_2 - R_h Q_h \quad (4)$$

其中 $I_h = \rho_0 l_h / A_h$ $R_h = 8 \rho_0 \nu_0 l_h / (A_h r_h^2)$

式中 I_h ——制动管液压系统液感

ρ_0 ——制动液密度 l_h ——制动管长度

A_h ——制动管横截面积

p_2 ——钳体液压压力

R_h ——制动管液压系统液阻

ν_0 ——制动液运动粘度

r_h ——制动管内径

钳体输入流量的变化引起钳体液压压力变化为

$$\dot{p}_2 = \frac{E}{V_2} (Q_h - \dot{x}_2 S_2) \quad (5)$$

其中 $S_2 = \pi D_2^2 / 4$

式中 V_2 ——钳体内工作腔容积

\dot{x}_2 ——钳体活塞运动速度

S_2 ——钳体活塞横截面积

D_2 ——钳体活塞直径

钳体活塞的运动方程为

$$m_2 \ddot{x}_2 = p_2 S_2 - F_d - c_2 \dot{x}_2 \quad (6)$$

式中 m_2 ——钳体活塞质量

c_2 ——钳体液压阻尼系数

\ddot{x}_2 ——钳体活塞运动加速度

F_d ——钳体活塞与制动盘接触力

根据 Hertz 接触力学理论^[4], F_d 模型可表示为

$$F_d = \begin{cases} 0 & (x_2 < x_0) \\ k(x_2 - x_0) + c \dot{x}_2 & (x_2 \geq x_0) \end{cases} \quad (7)$$

式中 k ——接触刚度 c ——接触阻尼系数

x_2 ——钳体活塞位移

x_0 ——摩擦接触副间隙

则制动器输出的制动力矩为

$$M_n = 2\mu F_d R_c \quad (8)$$

式中 μ ——摩擦副摩擦因数

R_c ——制动有效半径

2 整车建模

在实际路面上行驶的摩托车,路面与轮胎、车架、减震器等弹性、阻尼元件构成了一多自由度振动系统。建立的摩托车整车模型既要考虑到满足分析问题的需求,同时又要考虑到解算的速度等因素,所以要对整车进行适当的简化来建立模型。基于此项原则,可以将整车模型简化为图2所示模型。

该模型为两层的刚度-阻尼结构,上面一层为减震器所构成的刚度-阻尼系统, k_{11} 、 c_{11} 为前减震器等效刚度系数和等效阻尼系数, k_{12} 、 c_{12} 为后减震器等效刚度系数和等效阻尼系数;下面一层为轮胎所构成的刚度-阻尼系统, k_{21} 、 c_{21} 为前轮胎等效刚度系数和等效阻尼系数, k_{22} 、 c_{22} 为后轮胎等效刚度系数和等效阻尼系数。 M 为车架和人的质量总和,并且具有3个自由度,垂向、纵向和绕质心的转动自由度。 m_1 、 m_2 分别为前、后轮胎质量,具有转动和垂向自由度。对于图2所示的整车模型,采用 ADAMS 软件进行建模,其拓扑结构如图3所示,模型组成及其关系见表1、2。

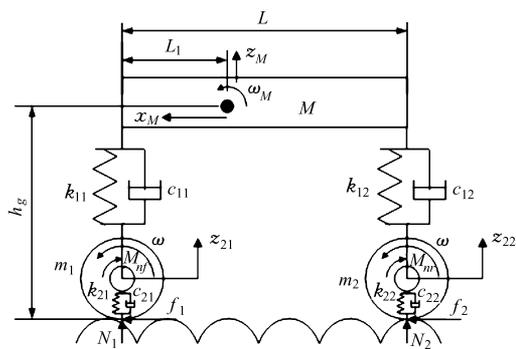


图2 整车模型

Fig. 2 Motorcycle model

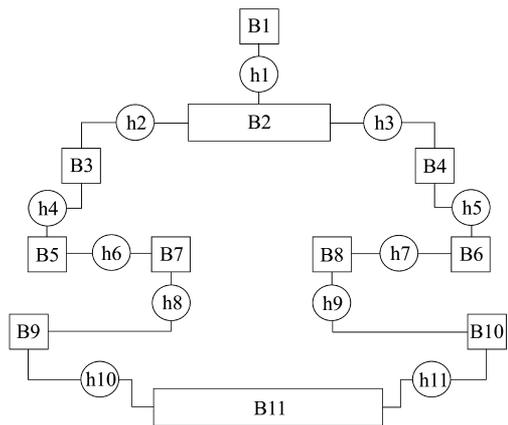


图3 整车模型在ADAMS中的拓扑结构

Fig. 3 Topology of motorcycle model in ADAMS

表1 零部件表

Tab. 1 Components list of motorcycle ADAMS model

代号	名称	代号	名称	代号	名称
B1	驾驶员	B5	前减震器筒	B9	前轮胎
B2	车架	B6	后减震器筒	B10	后轮胎
B3	前减震器	B7	前轮轴	B11	路面
B4	后减震器	B8	后轮轴		

表2 约束关系表

Tab. 2 Constraint relation between components

代号	名称	代号	名称	代号	名称
h1	固定铰	h5	移动铰	h9	转动铰
h2	固定铰	h6	固定铰	h10	接触铰
h3	固定铰	h7	固定铰	h11	接触铰
h4	移动铰	h8	转动铰		

3 制动器模型与整车模型的协同仿真

将制动器的制动力矩作为制动器模型输出，并将其作为作用于整车模型制动力矩，如图2所示的 M_{nf} (前制动器)、 M_n (后制动器)。整车模型将制动过程中的性能，如行驶速度、行驶距离、垂向加速度和转动加速度等输出到系统仿真集成模型，作为

对整车制动性能的分析指标。其中，制动距离为法规规定的制动性能评价指标，垂向加速度和转动加速度，文中将其作为评价制动过程中驾驶员舒适性的指标^[5]。通过将制动器模型与整车模型的协同仿真，实现分析模型的互操作，并且在制动器投入物理样机制造之前实现对制动器性能的预测。

本文通过ADAMS软件与Matlab软件的协同仿真接口实现制动器模型与整车模型的协同仿真，为此在ADAMS软件中建立了整车模型，采用Matlab软件建立了前制动器模型，并在Matlab环境下完成模型集成(图4)。

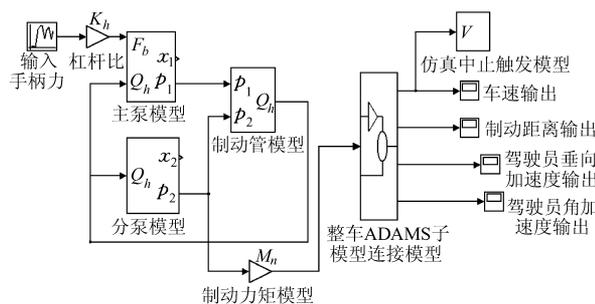


图4 制动器与整车协同仿真模型

Fig. 4 Co-simulation model of brake and motorcycle

采用正弦输入模拟“点刹”时的手柄力，采用梯形的阶跃信号模拟正常刹车时的手柄力，则制动器仿真模型输出的制动力矩如图5，从图中可以看出，由于摩擦片与制动盘之间的间隙以及液压系统的延时作用，系统的总的反应延时约为0.2~0.4s。

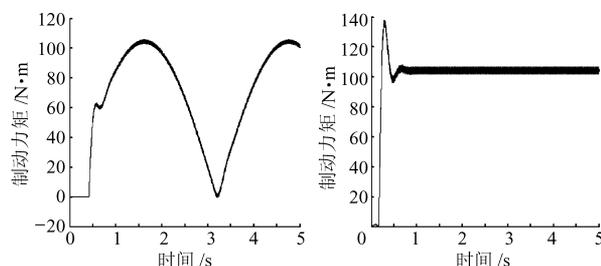


图5 “点刹”、正常刹车的制动力矩

Fig. 5 Moment of pulse and normal brake action

通过协同仿真可以得到整车的速度变化、行驶距离变化、整车垂向加速度和转动加速度。图6、7为某型制动器模型与某125型摩托车模型协同仿真的结果。在仿真过程中手柄制动力在2s时施加，正常制动时整车经历了起动→加速→制动→停止的过程，“点刹”制动时整车经历了起动→加速→制动→加速→制动→停止的过程。表3为制动器的主要参数，表4为125型摩托车的主要参数。

图6a表示“点刹”过程中车辆行驶速度的变化；图6b表示车辆行驶距离的变化，可以看到加速阶段的斜率要高于制动段的斜率，图6c、d表示制动过程

表3 制动器主参数

Tab. 3 Main parameters of disc brake

参数名称	参数值	参数名称	参数值
手柄杠杆比	5	制动管长度/mm	880
主泵活塞/mm	12.7	主泵质量/kg	0.1
分泵活塞/mm	34	分泵质量/kg	0.8
制动管内径/mm	3.2		

表4 整车主参数

Tab. 4 Main parameters of motorcycle

参数名称	参数值	参数名称	参数值
整车质量/kg	165	质心高度/mm	413
轴距/mm	1215	轮胎规格	2.25-17
质心位置/mm	430		

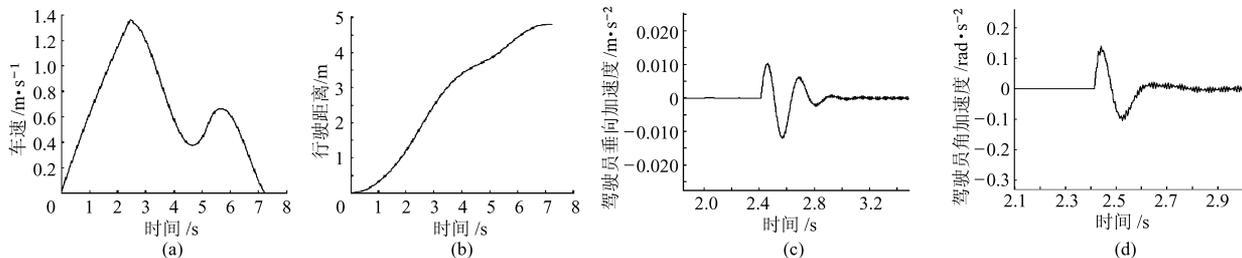


图6 “点刹”时整车制动性能

Fig. 6 Motorcycle performance in pulse brake

(a) 速度变化 (b) 行驶距离 (c) 驾驶员重心的垂向加速度 (d) 驾驶员重心的转动角加速度

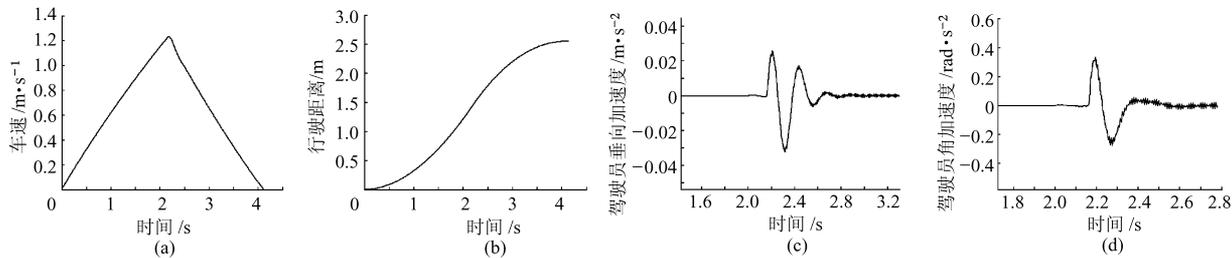


图7 正常刹车时整车制动性能

Fig. 7 Motorcycle performance in normal brake

(a) 速度变化 (b) 行驶距离 (c) 驾驶员重心的垂向加速度 (d) 驾驶员重心的转动角加速度

中驾驶员重心的垂向加速度和转动角加速度,可以看出在制动过程中的转动角加速度的变化要比垂向加速度显著,即制动过程中的“点头”现象。

比较图6、7,可以看出“点刹”的制动距离要大一些,驾驶员重心的垂向加速度和转动角加速度要小,制动响应相对来说要缓和一些。

4 结束语

将仿真分析的方法应用于制动器设计领域,可

以在设计阶段对取代物理样机对制动器进行评价。本文分别建立了制动器动力学模型、7自由度整车模型,通过制动器仿真模型与整车仿真模型的协同,将制动器的评价体系扩展到整车范围,将制动器在整车的响应纳入到制动器的评价指标当中,在设计阶段对产品进行包括法规规定的制动性能以及制动舒适性进行评价,提高了制动器设计的品质。

参 考 文 献

- 王克明,熊光愕. 复杂产品的协同设计与仿真[J]. 计算机集成制造系统-CIMS,2003,9(12):15~19.
- Stephen Kasputis, Henry C Ng. Composable simulation [C] // Proceedings of the 2000 Winter Simulation Conference, Florida; U. S. A, 2000.
- 宋宇,陈无畏,黄森仁. 车辆悬架多刚体动力学分析及PID控制研究[J]. 农业机械学报,2004,35(1):4~7.
- Mechanical Dynamics Inc.. Road map to ADAMS documentation[M]. 2000.
- 孙华,胡子正,叶嘉俊. 制动工况下汽车乘坐舒适性仿真分析与研究[J]. 同济大学学报,2004,32(3):392~396.