

基于 CD-Tire 数字轮胎模型的整车操纵稳定性仿真及实验对标研究

蔡虎，吴泽群，吴照明，段民封

东风汽车有限公司东风日产乘用车公司技术中心

【摘要】 随着汽车保有量的增加，汽车安全已成为一个日趋严峻的问题。操纵稳定性被视为“高速汽车的生命线”，是影响汽车高速行驶安全性的一个重要因素，是汽车主动安全的一个重要方面。如何在车辆早期开发阶段就建立精准的操纵稳定性车辆模型，对实车的操作稳定性进行高精度预测和优化，显得尤为重要。本文基于多体动力学 Adams 软件和数字轮胎 CD-Tire PI 软件，建立了包含数字轮胎和 EPS 系统的整车操纵稳定性仿真模型，并通过对仿真与实验结果的对标和分析，对各性能的影响要因和影响机理进行了研究，建立了高精度的整车操纵稳定性模型的建模和解析方法，完善了整车操纵稳定性性能的数字开发评价体系。

【关键词】 操纵稳定性，Adams，CD-Tire

Research on Benchmarking of Simulation and Experimental of Vehicle Handling Based on CD-Tire Model

Cai Hu, Wu Zequn, Wu Zhaoming, Duan Minfeng

Dongfeng Nissan Technical Center of Dongfeng Motor Company Limited

Abstract: With the vehicle quantities increasing, Vehicle handling, as “the life of highway” is even serious for vehicle active safety. It is particularly important to establish an accurate vehicle model of handling stability in the early development stage of the vehicle to predict and optimize the handling performance of the real vehicle. In this paper, a vehicle handling model including the Digital-Tire was established based on Adams Software and CD-Tire PI Software. By comparing the CAE and experimental results, the main influencing factors and influencing mechanisms of each performance were studied, and a high-precision vehicle handling model and analytic method were established. The digital evaluation system of vehicle handling performance during vehicle development is improved.

Key words: handling, Adams, CD-Tire

引言

随着国民经济总量的持续增长以及小康社会的全面建成，我国汽车保有量不断增加，再加上公路高速化和驾驶员非职业化，汽车交通事故也随之不断增加。因此，对汽车安全性的研究，成为摆在汽车设计工程师面前的一个迫切的课题。汽车的安全问题可以分为两大类：主动安全和被动安全。主动安全是指汽车在所有的状况下，尽可能避免事故发生的一种能力。被动安全是指，当汽车发生了不可避免的安全事故时，尽可能减小后果严重性的能力。

汽车的操纵稳定性^[1]属于主动安全中最重要的部分，如今越来越受到国内外专家的重视。它表征在汽车高速行驶时，驾驶员不感觉过分紧张、疲劳的条件下，汽车能按照驾驶员通过转向系统及转向车轮给定的方向行驶，且当受到外界干扰（侧向风、凹凸路面，偏载等因素）时，汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。

汽车速度的不断提高，促进了对汽车操纵稳定性的研究不断发展。在 20 世纪以前，相关的研究较少；到了 20 世纪 30 年代，操纵稳定性才被专家学者们进行系统的研究。而在我国，对车辆动力学性能的研究开始得比较晚，大约开始于 20 世纪 70 年代。长春汽车研究所、清华大学等都在这方面进行了系统的研究工作，重点为操纵稳定性力学模型的

搭建与计算、操纵稳定性试验方法、操纵稳定性性能评价手段等。虽然我国研究汽车操纵稳定性性能的时间不长，但由于引入了国外的很多经验、成果，所以发展也较快。其中，成就最为突出的是郭孔辉院士，其在驾驶员模型的研究、轮胎模型、人-车闭环系统^[2]等方面做了大量的研究性工作，其成果也在工程实际中广泛应用。同时，其他一些专家也在汽车动力学方面做出了卓越的贡献，周一鸣教授开发出了动力学软件——GMCADS，用于平面和空间机构的运动学和动力学的分析。1997 年，清华大学的张越对悬架和整车系统进行了仿真分析，主要研究了柔性元件对汽车动力学的影响。1998 年，吉林大学的宗长福，验证了开闭环评价指标和主管评价间的联系。目前，国内外对于汽车操纵稳定性的主要评价方法分为主观评价和客观评价^[3]。主观评价是驾驶员根据任务要求操纵车辆，依据对操纵动作难易程度的感觉对操纵稳定性进行各项评分，这种评价方法对驾驶员的驾驶经验及对汽车设计研发、应用等认知度有很高的要求。客观评价是通过对实车进行实验测试，测试与汽车操纵稳定性相关的车辆运动状态参数，再与实验标准进行一一对标，是一种完全以实验测量为基准的定量评价方法，这种方法的特点是评价指标明确，是目前大多数主机厂使用的主流操纵稳定性评价方法。

基于客观的定量指标的评价对实车底盘进行调教，周期较长，如果在车辆开发的数字阶段就能基于虚拟的动力学仿

真模型进行车辆性能评价，会大幅缩减实车评价的时间周期，降低实车风险，但是这种做法对仿真模型的精度提出了较高的要求，尤其轮胎模型的性能模拟，一直是操纵稳定性仿真的难点之一。

本文基于多体动力学 Adams 软件和数字轮胎 CD-Tire PI 软件，建立了包含数字轮胎模型和电动助力车转向（Electric Power Steering, EPS）系统的整车操纵稳定性仿真模型，并通过对仿真与实验结果的对标和分析，对各性能的影响要因和机理进行了研究，建立了高精度的整车操纵稳定性模型的建模和解析方法，完善了在车辆开发阶段中的整车操纵稳定性性能的数字评价体系。

1 数字轮胎的建模与实验标定

1.1 数字轮胎的建模

因为整车力学与轮胎模型的关系密切，轮胎的力学特性对整车动力性能的影响极为关键，所以，轮胎模型的精度在很大程度上决定了最终模型的精度。在此，选用 CD-Tire 数字轮胎模型，并对轮胎模型进行建模和实验对标，以此保证轮胎模型的精度和可靠性。

CD-Tire 是一种 shell based 模型，建模时需要根据轮胎的实际层状结构来搭建轮胎模型的不同层，包括层的数量、类型、位置等，CD-Tire PI 通过用户定义的横截面，扫掠 360°形成完整模型，这就需要用户准确定义轮胎截面尺寸，层状结构，这个操作需要借助轮胎横截面照片和相应的尺寸说明来定义。数字轮胎模型建模流程如图 1 所示。

轮胎横截面建模包括不同的轮胎层结构建模，完成各层建模后，整体效果如图 2 所示。

1.2 数字轮胎的性能标定

轮胎的力学特性会受到轮胎垂向载荷变化的影响，进而

对整车动力学性能的影响较大，因此，数字轮胎建模完成后，还需要通过实验进行性能标定，来保证其力学性能的准确性。CD-Tire PI 软件除了可以创建模型以外，还可以对轮胎模型进行与物理测试对应的虚拟仿真，测试的加载历程直接作为 PI 仿真的加载历程。PI 支持仿真结果与测试结果的对比，自动提取 Error，因此，我们可以在 PI 中调整轮胎的参数，获取不同的轮胎性能，以仿真结果与测试结果相匹配为目标进行迭代，得到最终参数。这一过程就叫作轮胎的性能标定，轮胎性能标定的具体流程如图 3 所示。

与实验校对的力学性能主要包含轮胎纵向滑移率、轮胎侧偏特性、外倾特性等，都与车辆操纵稳定性有着重要关联，具体实验项目见表 1。

表 1 轮胎实验项目

序号	测试项目	英文缩写	关注物理量
1	垂向刚度	Vertical Stiffness	Z/F_z
2	侧向刚度	Lateral Stiffness	Y/F_y
3	纵向刚度	Longitudinal Stiffness	X/F_x
4	纵向滑移	Longitudinal Slip	R_y/T_y
5	侧向滑移	Lateral Slip	R_x/T_x
6	转向滑移	Steering torsion/ CTOR	R_z/T_z
7	90°凸块	Cleat 90°	F_z vs time/frequency
8	45°凸块	Cleat 45°	$F_x/F_y/F_z$ vs time/ frequency
9	轮胎印记	Foot print	$F_z/Len_x/Len_y$

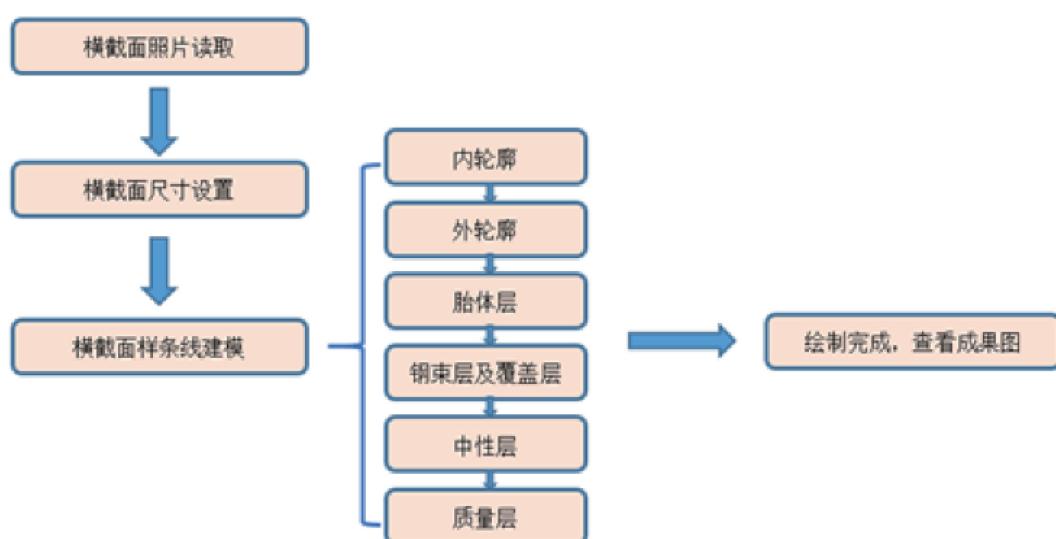


图 1 数字轮胎模型建模流程图

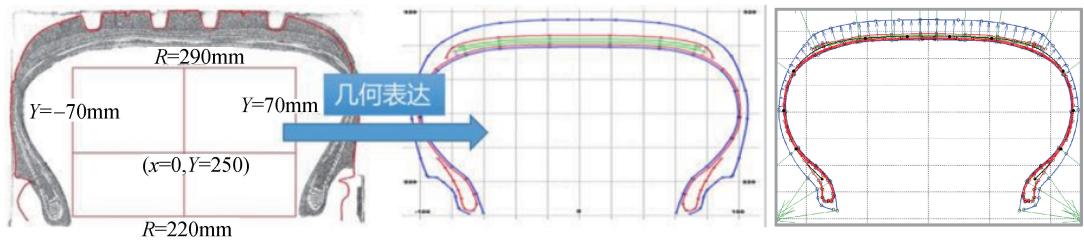


图 2 横截面建模效果图

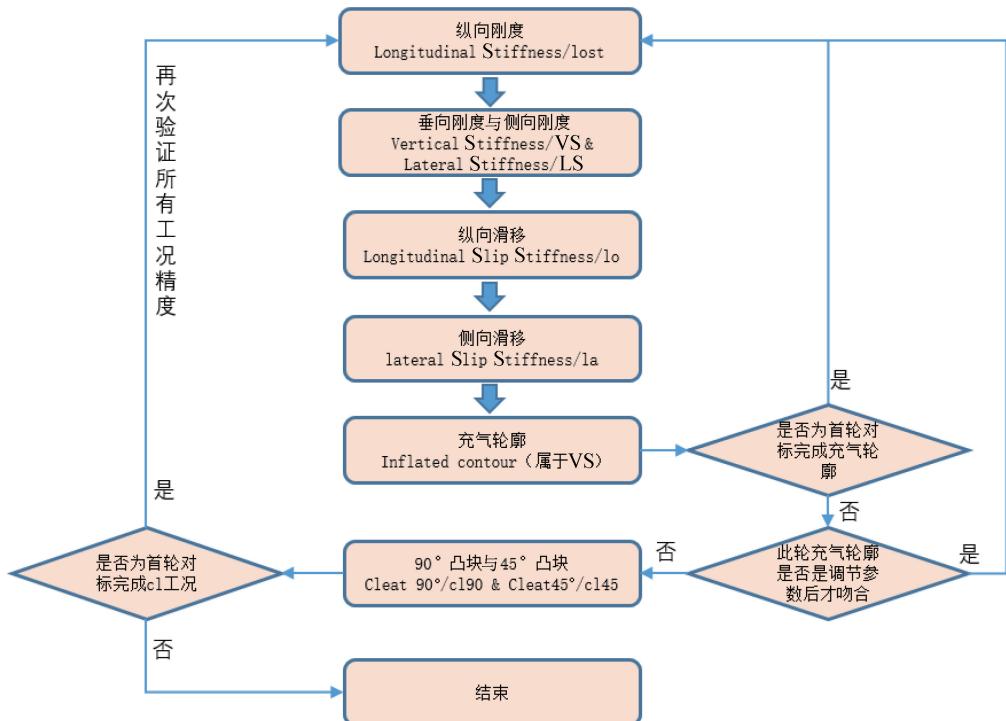


图 3 数字轮胎模型性能标定流程

对轮胎进行单品力学实验，通过实验设备进行不同工况加载，如图 4 所示。

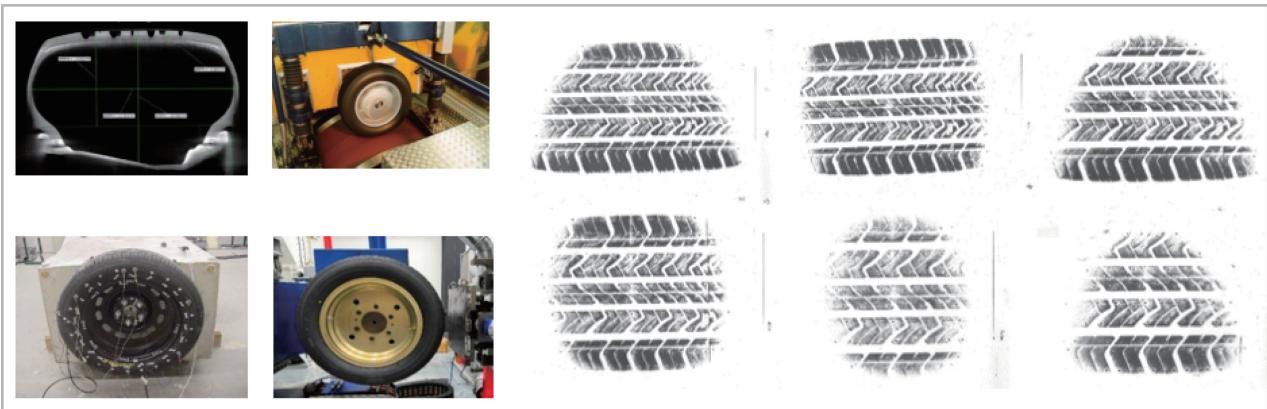


图 4 实物轮胎力学实验示意图

经过软件建模和实验标定，最终得到数字轮胎的性能曲线图，与实验结果一致性较好，如图 5 所示。通过 61 项性能指标验证，得到的仿真与实验曲线吻合度达到 95% 以上，

经过性能和实验人员合意确认，认为该精度可以达到整车动力学模拟的精度要求。

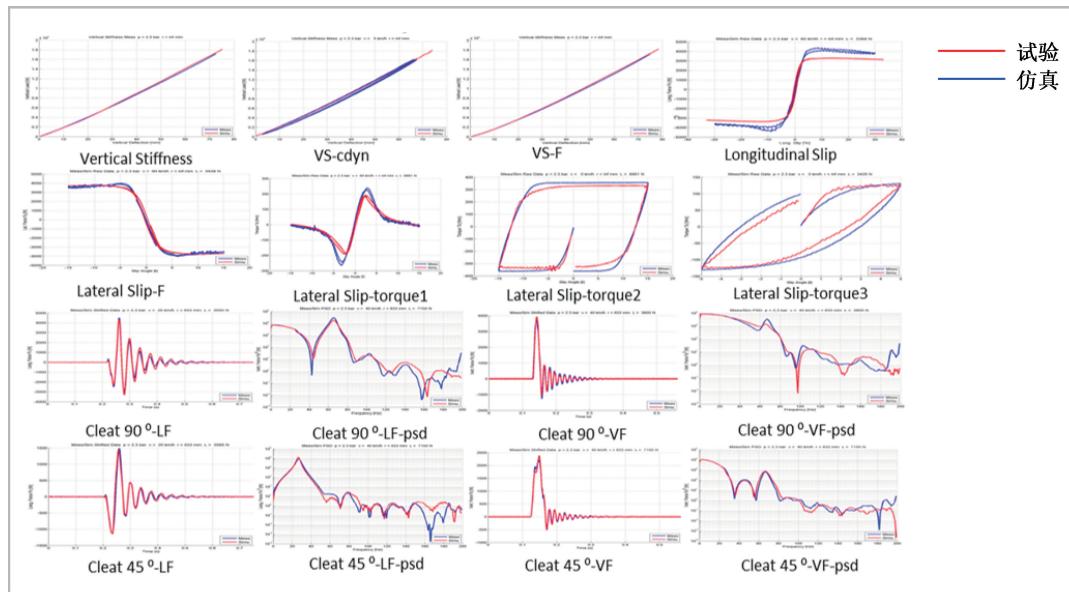


图 5 数字轮胎模型性能标定结果图

2 动力学建模及实验对标

2.1 悬架 K&C 建模及性能对标

悬架的 K&C 性能^①被称为底盘性能的核心，是整车动力学性能的重要基础和潜力的保证，它直接影响着整车运动过程中的受力和运动状态，进而影响车辆的操纵性能和舒适性能。因此，在进行整车操纵稳定性仿真分析工作之前，先对车辆底盘的前后悬架的 K&C 性能进行对标尤为重要。悬架轮端的垂向刚度及悬架的侧倾刚度、横刚性以及纵刚性，直接影响整车的操纵稳定性^[4]。在进行操纵稳定性分析

之前，有必要对这几项 K&C 性能进行校核与验证。基于对标完成的悬架模型建立整车动力学模型，能够在很大程度上保证整车模型的精度和准确性，减少整车模型的对标工作量。

如图 6 所示，基于多体软件建立悬架模型，稳定杆采用 Nonlinear 单元模拟，将其离散，对单品弹性模量进行实验标定，输入轮毂轴承的刚度、轮心偏距，以及主簧刚度等对标因素。最终悬架 K&C 性能的仿真与实验取得了较好的一致性，验证了悬架模型的可信度，同时也为整车模型建模打下了一个坚实的基础。

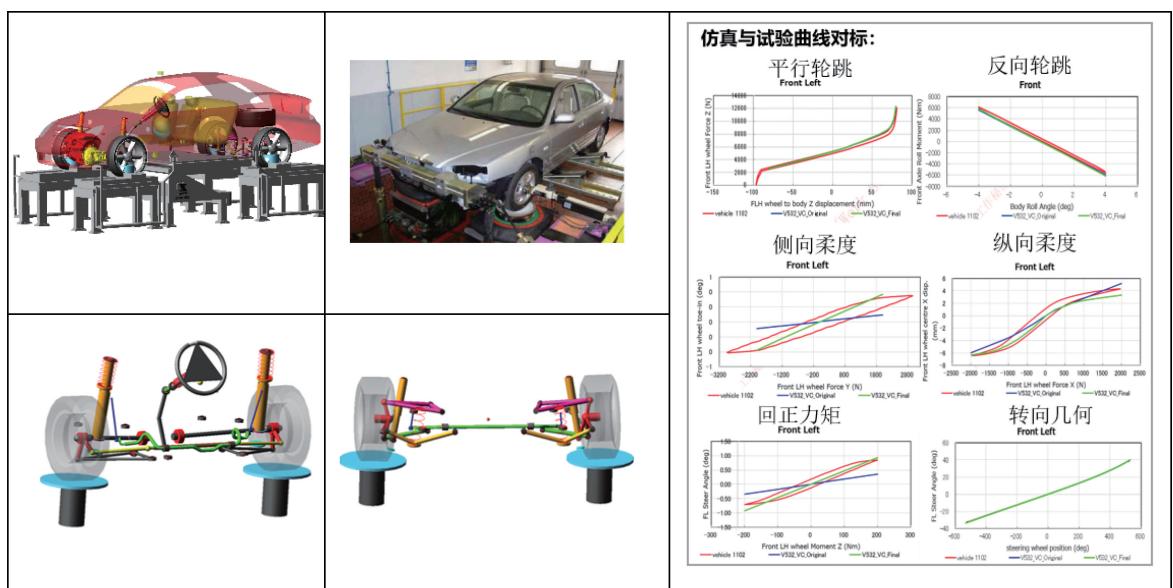


图 6 悬架 K&C 性能与实验对标结果

① K&C 特性分为 K(Kinematic) 特性和 C(Compliance) 特性，K 特性为悬架运动学特性，C 特性为悬架弹性运动学特性。

2.2 整车操纵稳定性建模及性能对标

整车动力学模型的建立主要是基于前后悬架 K&C 模型，悬架系统属于汽车四大系统之一的底盘系统，主要由弹性元件（衬套、弹簧等）、导向装置（三角臂、转向节）及减振器三个基本部分组成，此外，还包括缓冲块（主要是在车轮上跳极限位置起缓冲限位作用）、限位块（主要是在车轮下跳极限位置起限位作用）、稳定杆（平衡左右侧倾力矩）等一些特殊的功能件。对前后悬架总成进行性能确认后，在 Adams 中建立整车其他子系统模型^[5]，然后装配成整车模型。各个子系统及部品零件的质量及转动惯量均按实际参数输入，各系统所涉及的非线性属性文件均按实测值进行输入，各子系统内部连接关系与实车保持一致，最终建成的整车操纵稳定性仿真模型，如图 7 所示。

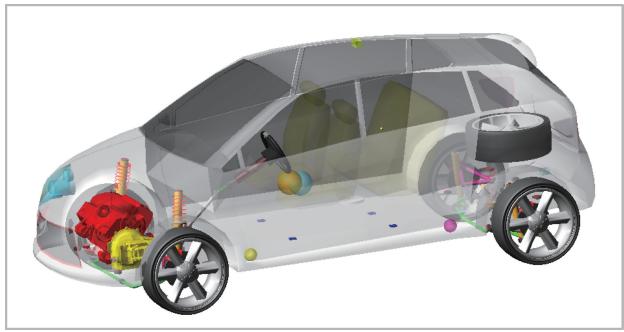


图 7 整车操纵稳定性动力学模型

车辆的操纵稳定性性能评价主要研究车辆 Y 方向（整车侧向）的受力运动，分为操纵性和稳定性两个方面。

操纵性是指车辆能够按照驾驶员意图行驶的能力，稳定性是指在受到外部扰动时车辆能够保持稳定、安全行驶的能力。车辆的操纵稳定性主要受到悬架、轮胎、转向系统等子系统的影响。常用的操纵稳定性性能评价工况见表 2。

表 2 操纵稳定性性能评价工况

序号	性能大类	评价工况	评价指标/物理量
1	直进性	直线加减速	俯仰角、跑偏量
2	旋回	定半径匀加速	最大向心加速度、侧倾角、稳定性系数
3	应答性	转向盘阶跃输入	横摆角速度增益、转向灵敏度
4	复原性	中低速转向盘回正	回正率、回正速度
5	转向性	蛇形曲线行驶	操舵力、操舵力变化率、转向系统摩擦力

2.2.1 整车直线行驶对标研究

整车直线行驶是操稳性能的基础性能之一，直线工况下的汽车转向盘中间位置是固定的，车辆以某一初速度直线行驶，在恒定的加（减）速度下加速行驶。

$$\theta = \left(\arctan \frac{L_r - L_f}{D} \right) \times \frac{180}{\pi} \quad (1)$$

式中， L_r 是汽车前端车体传感器高度变化； L_f 是汽车后端车体传感器高度变化； D 是汽车前后端车体传感器纵向距离。

在汽车直线行驶过程中，汽车加速及制动造成的汽车俯仰角，能直观地体现汽车直线行驶的性能。俯仰特性是汽车操纵稳定性直线行驶工况中常测的实验项目之一。车辆一般会分别进行 0.1g、0.2g、0.3g、0.4g 的匀加减速直线实验，测试不同加减速速度状态下，汽车的俯仰角变化，将各个加速度对应的俯仰角读取出来后，仿真与实验对标结果如图 8 所示。

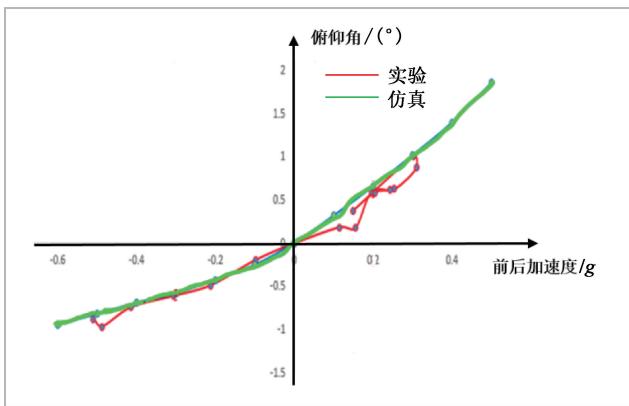


图 8 整车俯仰角与实验对标结果

从曲线结果上来看，仿真与实验具有较好的一致性，不同加速度下的车姿状态基本能吻合。经仿真确认，在直线加减速工况下，影响俯仰角的主要因素是质心。质心越高，加减速的过程中俯仰动作越剧烈。

2.2.2 基于数字轮胎的整车稳态旋回对标

稳态旋回实验一般常用于测试汽车的稳态转向特性（过度转向、中性转向、不足转向），是整车操纵稳定性测试非常重要的一个环节。稳态转向特性的优劣，驾驶员能够直观地感受到，所以对整车稳态旋回特性进行预测分析显得尤为重要。整车旋回工况^[6]能直接反映出整车行驶的基本特性。通过数字轮胎模型的导入，我们对车辆旋回极限状态下的性能实现了更精准的模拟。

从图 9 可知，汽车稳定性系数能直观地反映汽车在旋回过程中的状态。汽车在刚开始入圆阶段，实验并不能像仿真一样完美地直接进入稳态旋回状态，轮胎动态性能在低速下还不能完全展现，所以在初期阶段，仿真与实验存在一定的差异。当汽车向心加速度达到 0.1g 以上时，实验仿真结果吻合度较高。当汽车向心加速度达到 0.8g 时，由于仿真使用的轮胎模型与实验所使用的实际轮胎性能存在差异，在高向心加速度段，通常会产生偏差和分歧。针对这一现象，通过对轮胎单品力学特性进行仿真实验标定后，对最大侧滑极限状态进行标定，得到的稳定性结果曲线的吻合程度有明显改善。

稳态旋回实验中，汽车的侧倾角同样是很重要的指标，影响侧倾角变化的直接因素是车体左右侧的高度差，而汽车在稳态旋回实验中，向心加速度基本与车速保持线性增长关系，车体左右侧高度差基本保持一个定值，所以侧倾角与向心加速度基本保持线性增加关系。如图 10 所示，经过对轮胎模型和整车参数的修正，侧倾角的对标精度也得到明显提

升。具体指标见表 3。

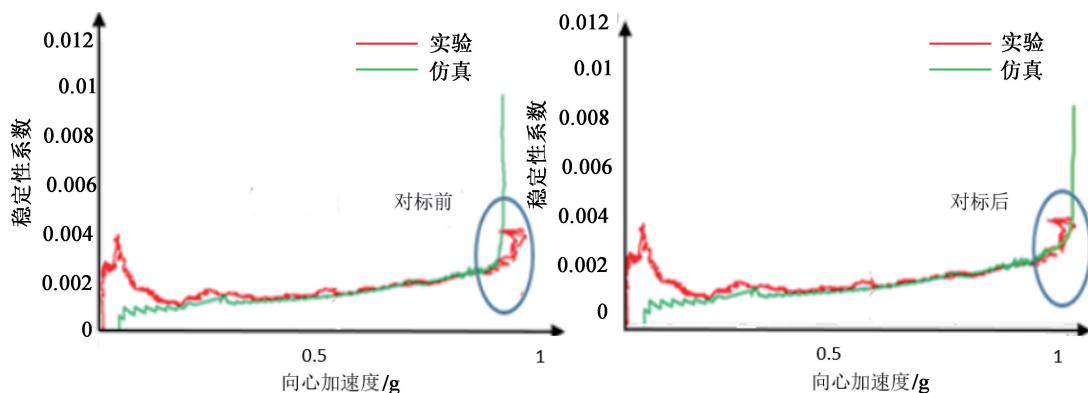


图 9 稳定性系数仿真与实验对标结果

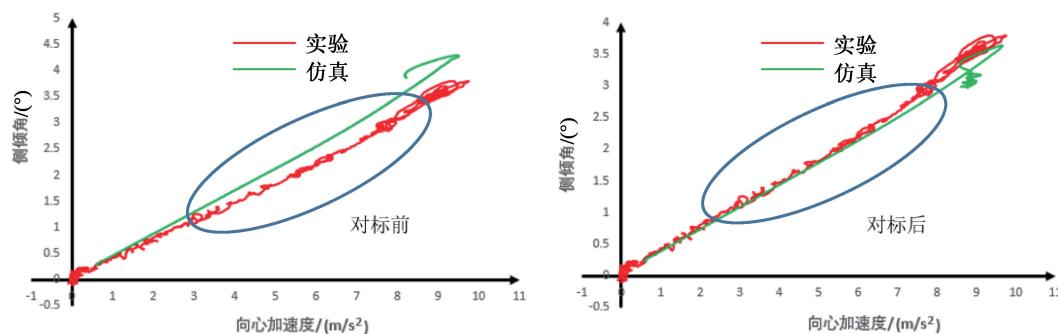


图 10 整车旋侧倾角仿真实验对标结果

表 3 旋回指标结果

旋回评价指标	试验值	仿真值	偏差 (GAP)
最大向心加速度	8.95 m/s^2	8.41 m/s^2	-6%
侧倾角	2.26°	2.52°	11.5%
侧偏角	11°	9.91°	9%
稳定性系数	$0.01 \text{s}^2/\text{m}^2$	$0.0093 \text{s}^2/\text{m}^2$	7%

2.2.3 整车应答性对标研究

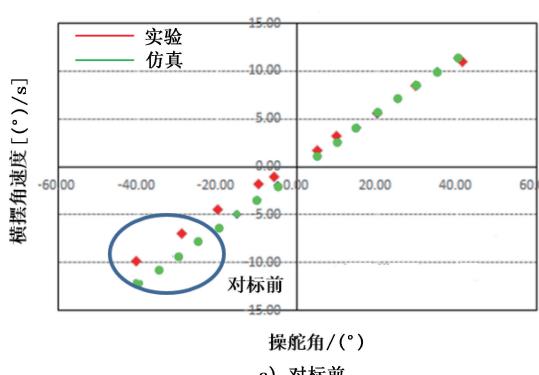
车辆应答性反映的是车辆对驾驶员正弦输入指令的作动响应的灵敏性和稳定性。如图 11a 所示, 从对标前的结果来看, 整车应答性整体趋势与实验较为吻合, 向右转向时与实

验趋势几乎重合, 向左转向时与实验的吻合度稍差一些, 可能的原因因为整车质心 (或动力总成质心) 的 Y 坐标与实际的差异导致左右转向的不对称性。通过对悬架的对称性进行确认, 排除衬套左右刚度的径向差异, 并且对整车质心位置进行微调, 对标后差异有所改善, 如图 11b 所示。

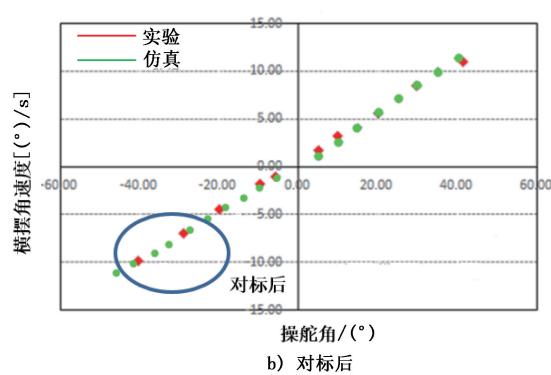
评价指标量化值对标结果见表 4。

表 4 整车应答性能仿真实验评价指标结果对比

应答性评价指标	试验值	仿真值	偏差 (GAP)
横摆角速度增益	-14.97 dB	-14.28 dB	-4.6%
稳定性系数	$0.0016 \text{s}^2/\text{m}^2$	$0.0055 \text{s}^2/\text{m}^2$	6.3%



a) 对标前



b) 对标后

图 11 应答性仿真实验结果对比

2.2.4 整车复原性能对标研究

复原性评估车辆转向盘在回正过程中的动态特性，评价场景为车辆以 40km/h 的车速直线行驶 5s，操舵角为 30°，阶跃输入，响应时间 0.2s，保持操舵角 2s，松开转向盘，转向盘回正，观察转向盘回正率（松开转向盘前后稳定行驶时的操舵角）和回正速度。

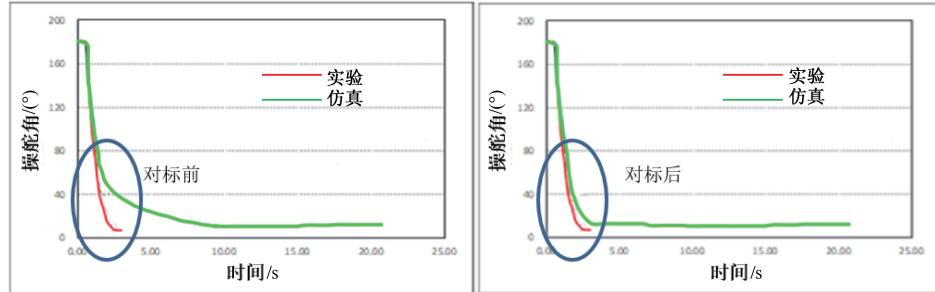


图 12 复原性仿真实验结果对比

表 5 整车复原性能仿真实验评价指标结果对比

复原性评价指标	试验值	仿真值	偏差 (GAP)
中低速复原性	68.18%	61.06%	-10.4%
回正速度	218.08 (°)/s	198.15 (°)/s	-9.1%

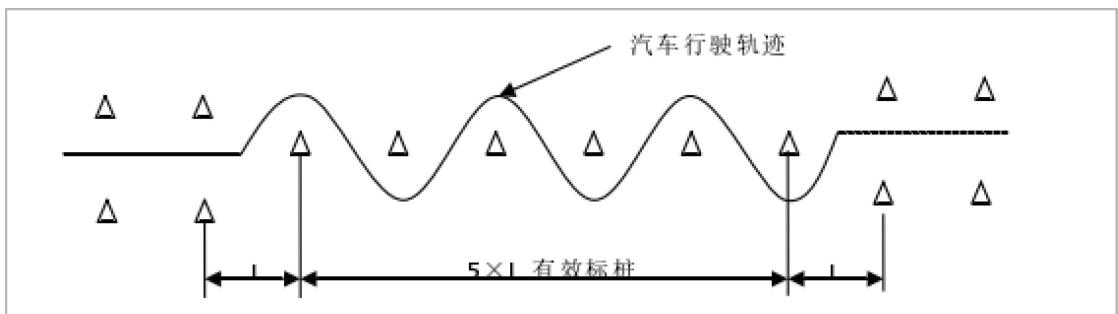


图 13 蛇行实验车辆行驶轨迹示意图

首先，确定敏感要因，并分析每个敏感要因对仿真结果的影响程度。

基于调教完成的数字轮胎模型，在整车模型中建立 EPS 系统，对实车助力参数曲线进行分析并导入转向系统模块，监测不同车速情况下的助力输出结果，转向系统拓扑结构如图 14 所示。

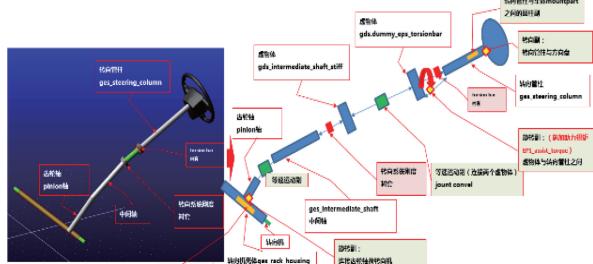


图 14 转向系统模型

如图 12 所示，通过轮胎模型的参数调教和转向系统摩擦因素的设置，中低速复原性的对标精度也得到较大的改善，前 5s 复原角和复原速率都与实验较为吻合。另外，经过敏感性确认，除了轮胎等因素，影响中低速复原性精度的因素还有转向盘质心位置。复原性评价指标量化值对标结果汇总见表 5。

2.2.5 整车转向性能对标研究

转向性能工况仿真，主要评估车辆的过渡响应和侧倾稳定性，所以，需保持蛇行仿真工况输入条件与实验的输入条件一致，图 13 所示为仿真及实验过程中车辆行驶轨迹。

Adams 需要输入不同速度下电机输出的助力与转换到扭杆轴上的力矩，因此，需要把各个电流对应下的力矩转换成助力。首先需要从设计处获得力矩转换到扭杆轴上的传动比，再获取齿轮直径 d ，进而确定力 F 和力矩 M 的转换关系，则电流转化成力的关系就可以确定下来。

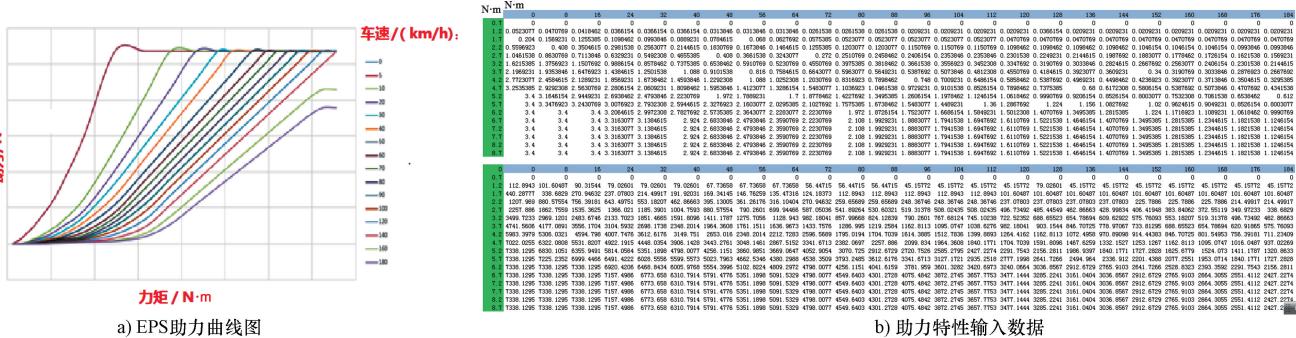
将图 15a 中的助力特性曲线，转换成图 15b 所示的助力特性输入数据。指下面对整车操纵稳定性的评价工况进行分类，目前，结合国家标准和行业内的评价基准，分别基于以下几大场景进行操纵稳定性性能评价，见表 6。

表 6 主要影响因素列表

影响要因	①EPS 系统	②转向系统 车体阻尼	③转向系统 摩擦	④转向管柱 扭转刚度
分析场景一	√			
分析场景二	√	√		
分析场景三	√	√	√	
分析场景四	√	√	√	√

分析场景一：只开启 EPS 助力，不考虑转向系统之间

的阻尼及摩擦力，进行蛇行工况的仿真。



a) EPS助力曲线图

b) 助力特性输入数据

如图 16 所示，在仅开启 EPS 助力的情况下，仿真分析过程中操舵力偏小；而且，在相同向心加速度下，仿真操舵力也比实验值小。操舵力偏小，考虑到可能是阻尼没有添加的原因，所以进行分析场景二的仿真工作。

分析场景二：开启 EPS 助力，考虑转向管柱与车身阻尼，考虑齿条与转向器壳体阻尼，进行蛇行工况仿真。

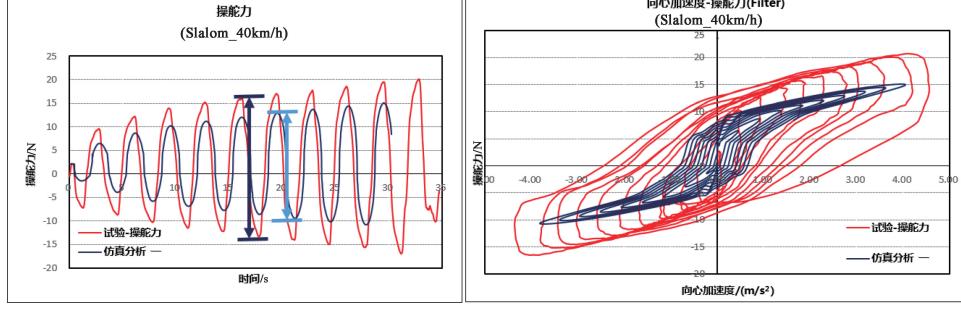


图 16 摆能力对称结果 (分析场景一)

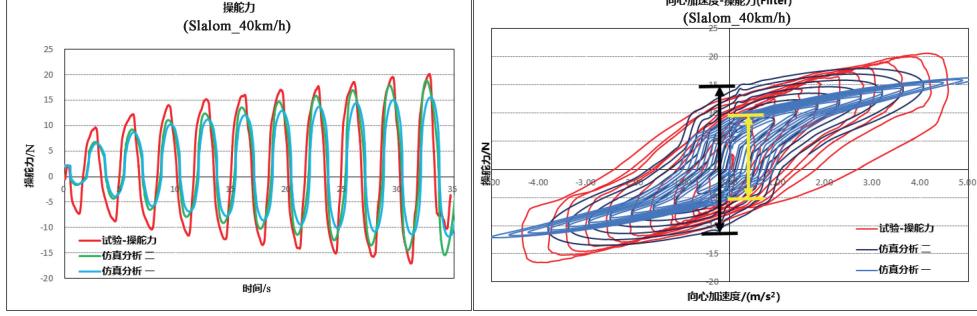


图 17 操舵力对标结果 (分析场景二)

但每次操舵力方向改变时，操舵力幅值变化不够明显，特别是转向盘转角达到最大周期角（即每周期最大向心加速度）时，猜测可能是由于未施加转向系统摩擦力的缘故，所以再进行仿真分析场景三工作。

分析场景三：开启 EPS 助力，加入转向管柱与车身阻尼特性，加入齿条与转向器壳体阻尼，导入齿条与转向器壳体摩擦力影响。

如图 18 所示, 对比仿真及实验结果发现, 摩擦力影响每次转向盘转角方向改变时的操控力幅值变化。操控力与向心加速度的变化关系, 仿真与实验结果基本吻合, 但在每次

周期转向过程中，操舵力幅值，仿真还是偏小于实验。所以，整体考虑转向系统的操舵性能，在转向管柱和车体之间增加一个扭转刚度（线性经验值）作为对标因素，调整转向管柱与车身的阻尼系数，以及适当调整齿条与转向器壳体之间的阻尼系数^[7]，进行分析场景四的工作。

分析场景四：开启 EPS 助力，调整转向管柱与车身阻尼，调整齿条与转向器壳体阻尼，开启齿条与转向器壳体摩擦力，增加转向管柱与车体的轴向扭转刚度对标因素。

如图 19 所示, 增加转向管柱与车体的轴向扭转刚度对
标因素后, 前几个周期操控力幅值与实验结果还存在一定偏

差，但随着操舵角的增大，操舵力幅值基本与实验吻合，达到较高的对标精度。如图 19 所示，在同一周期内，过向心加速度零点的两次操舵力大小之差也有所下降，这个趋势与实验的结果较为吻合，代表所输入的对标因素与实际情况较为符合。经过解析计算，整车转向性能的评价指标量化值对标结果见表 7。

表 7 整车转向性能仿真实验评价指标结果对比

转向性评价指标	试验值	仿真值	偏差 (GAP)
蛇行操舵力	11.39N	9.67N	-15.1%
蛇行操舵力增益	234%	260.64%	11.4%

综上分析可得到以下结论：EPS 的开启和转向管柱跟车体之间的扭转刚度因素主要影响操舵力的大小变化；齿条与转向器壳体摩擦力主要影响操舵力方向改变时，操舵力幅值的变化；转向系统阻尼主要和操舵力相对于向心加速度的整体延迟程度相关。从实验结果对比来看，对这些关键输入参数的精细化管控，对模型中单品输入值的提前校核与确认，能较大程度地提升整车操纵稳定性的仿真精度。通过对各项影响因子的梳理和敏感性分析，得出各关键影响因素占比，如图 20 所示。

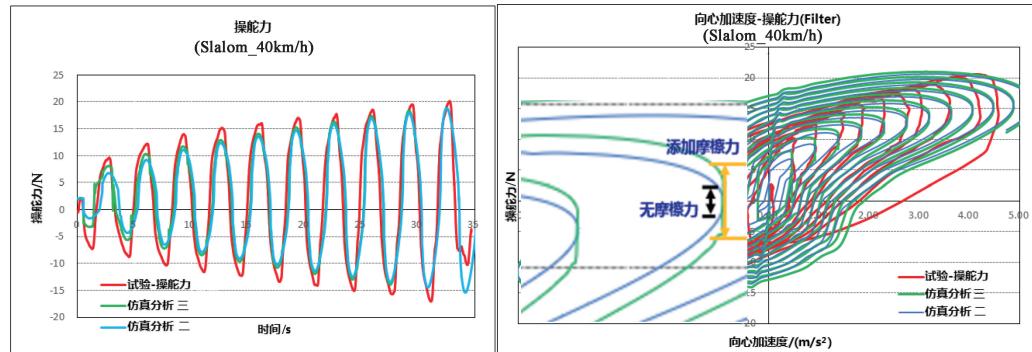


图 18 操舵力对标结果（分析场景三）

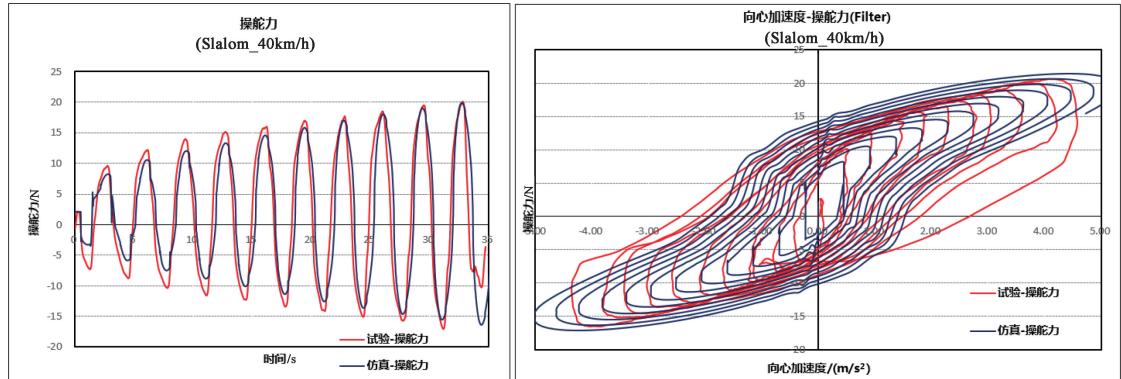


图 19 操舵力对标结果（分析场景四）

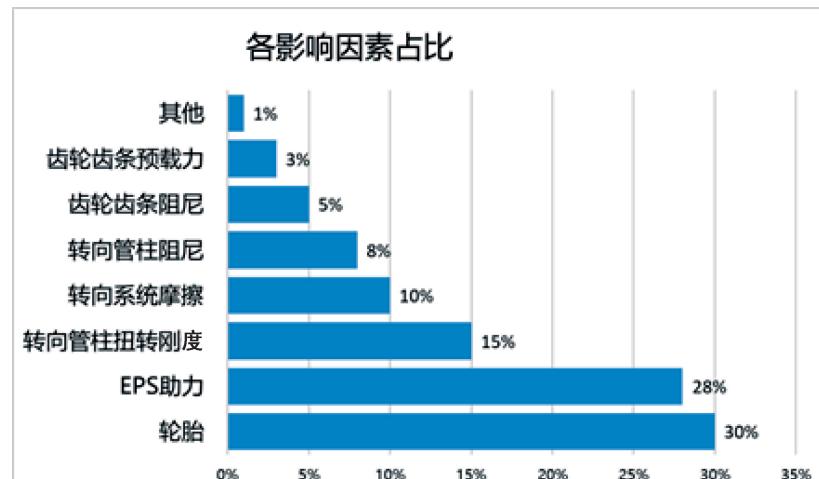


图 20 关键影响因素占比

3 结论

本文基于实验对标后的 CD-Tire 数字轮胎模型和 EPS 系统模型，开展了整车操纵稳定性的建模和仿真，并通过实验数据对仿真结果进行了对标和验证，初步锁定了影响整车操纵稳定性性能的关键要因，建立了一套较为完善的车辆操纵稳定性评价模型和预测方法，目前获得的主要结论如下。

1) 悬架 K&C 仿真与实验结果对标精度较高，已具备平台 K&C 性能预测及数字评价能力。

2) 整车操纵稳定性方面：对于直线行驶，稳态回转（旋回性能）、稳态阶跃（响应性能），解析对标精度较高，可直接用于车型项目的预测和正向开发；对于转向性能和复

原性能，受转向系统和轮胎模型影响较大，通过输入对标因素后获得与实验相近的结果，并确认了各关键影响因素的占比，对动力学模型进行精细化和标准化，为后续的项目开发和预测积累了对策方向和修正经验值，为今后的整车操纵稳定性性能开发提供了较为精确的评价模型和预测修正手段，可以在数字阶段对开发风险进行提前把握，缩短实车实验调教周期，降低车辆开发成本。

当然，从整车系统的角度来看，影响车辆操纵稳定性性能的因素众多，整车动力模型是一个复杂的多因素耦合的系统，比如衬套的动态特性、车身的柔性等因素，都很难模拟准确，后续还将继续展开对这些内容的研究工作。

参 考 文 献

- [1] 宇野 高明. 车辆运动性能和底盘机能 [M]. 东京：グランプリ出版，1994：169-174.
- [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] 高晋. 基于虚拟样机技术的悬架 K&C 特性及其对整车影响的研究 [D]. 长春：吉林大学，2010.
- [4] 张云清, 陈宏, 项俊, 等. 麦克弗逊前悬架参数灵敏度分析及优化 [J]. 机械设计与制造. 2005 (4) : 25-27.
- [5] 陈军. MSC. ADAMS 技术与工程分析实例 [M]. 北京：中国水利水电出版社，2008.
- [6] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车操纵稳定性试验方法：GB/T 6323—2014 [S]. 北京：中国标准出版社，2014.
- [7] 车华军, 陈南, 殷国栋. 基于操纵稳定性的车辆悬架性能参数稳健设计方法 [J]. 汽车工程 . 2009, 31 (4) : 371-375.