



轮胎动力学协同创新联盟
Tire Dynamics Collaborative Innovation Alliance

轮胎动力学通讯

Tire Dynamics Newsletters

2019年 第3期 (总第5期)



搭建车辆与轮胎性能之桥

轮学盟CSAE标准工作简介

汽车操纵性能的主观和客观评价

VI-grade驾驶模拟器介绍

2019轮胎动力学有限元技术研讨会

出版方：轮胎动力学协同创新联盟

目录

卷首语

搭接车辆与轮胎性能之桥.....	1
------------------	---

封面故事

轮学盟CSAE标准工作简介.....	3
--------------------	---

技术前沿

1. 相似法（纯滑动部分）.....	4
2. 汽车操纵性能的主观和客观评价.....	12
3. BOSCH-VDC 控制理念.....	25

行业先锋

1. VI-grade驾驶模拟器介绍.....	35
2. 丰源轮胎研发实力简介.....	38
3. 江淮汽车底盘动力学简介.....	42

快讯精选

1. 2019轮胎动力学有限元技术研讨会圆满落幕.....	44
2. 共性技术第一阶段培训会议顺利召开.....	45
3. 轮学盟成功举办国际轮胎动力学测试前沿技术与标准研讨会.....	47
4. 2019轮胎与车辆动力学院士论坛即将召开.....	48
5. 第三届理事会暨轮胎与车辆动力学技术论坛即将召开.....	50
6. 2019轮学盟“外智大师班”培训会议即将召开.....	52

搭接车辆与轮胎性能之桥

许叔亮



博士，国家橡胶与轮胎工程技术研究中心首席顾问，怡惟怡橡胶研究院常务副院长。曾任北京橡胶工业研究设计院轮胎研究室主任。美国 UNIROYAL 轮胎公司轮胎设计师，轮胎力学顾问。米其林北美研发中心资深轮胎设计师，为北美通用、克莱斯、福特、本田等许多中高档车型设计过近百款轮胎。米其林法国总部研发中心高级轮胎设计师，开发设计过多种新轮胎产品，并在轮胎设计理论及设计方法领域有多项创新发明。

作为在轮胎界工作了近四十年的老工程师，我很高兴接到邀请，为第五期《轮胎动力学通讯》写卷首语，因为轮胎动力学协同创新联盟的成立的确为中国轮胎界和汽车界做了不少有意义的事情。

自轮胎问世以来，作为工业产品，轮胎的存在已经超过了百年。百年来，轮胎从起初简单的雏形发展成为具有高科技含量的产品，而且逐渐演变成推动人类可移动性的主力产品之一。轮胎工业从小作坊演变成现今的世界性大产业，轮胎市场也由区域性范围演变成世界范围的大市场。许许多多的工业产品经历了发明、发展、成熟和淘汰的过程，还有的正在渐变成夕阳产品。而轮胎，这一百岁老产品还在持续发展，并充满活力，继续着它的贡献。

车轮的发明和使用是人类文明发展的重要里程碑。繁重的体力活由“搬动”到“移动”再到“滚动”，车轮大大减轻了劳动强度，提高了生产效率，推动了社会经济基础的进步，充气轮胎的发展则使车轮如虎添翼，它给了汽车速度，舒适性，操纵性，驾驶乐趣……充气轮胎是为汽车而生的，充气轮胎也成就了近代汽车，它大大提高了人类的可移动性，早已成为现今社会不可或缺的重要产品。

从事轮胎行业的人一般都知晓，轮胎的早期发明只不过是一段充气的胶管粘在刚性轮上，轮胎技术与其它产品有着不一样的发展历程，即轮胎是先有产品后有理论，由朴素的实用到现今先进科学的设计方法。轮胎产品的技术进步具有极强的实用性和实践性之特点，表现在轮胎总是先有产品而后才有设计方法和设计准则，先有实际应用，而后才有理论的提升和完善。

上述原因加上轮胎对社会文明的重要性吸引了诸多学科及工程领域的专家加盟轮胎技术的研究。其中不乏大师级的人物，诸如，苏联力学大师铁木辛柯，美国数学力学大师普帝，轮胎力学大师山姆·克拉克

教授等。跨界科学家的加盟极大地推动和丰富了轮胎设计理论。胶管加钢轮的雏形在逐步引入了先进的设计理论后，如虎添翼，使得轮胎性能快速提升，满足了社会文明对轮胎日益增长的需求。轮胎设计理论逐步衍生出几个重要的分支，诸如充气平衡轮廓理论，轮胎复合材料理论，板壳理论，轮胎磨损机理及优化理论，轮胎 NVH 理论，仿真技术，并催生了力学中的新分支——轮胎力学、轮胎动力学等。跨界科学家的加盟实现了轮胎设计由感性到理性的飞跃。

中国轮胎的崛起也同样吸引了中国高校和研究机关的青睐，其中不乏国内名校教授的加盟，以求对中国轮胎技术的持续发展做些贡献。轮胎动力学协同创新联盟无疑是其中重要的组成部分。

从技术层面讲，轮胎力学是轮胎结构设计的基础，而轮胎动力学则是轮胎性能与汽车性能连接的纽带和桥梁。车辆动力学特性通过轮胎动力学特性而充分地享用轮胎设计为汽车带来的优异性能。因为汽车百分之八十的性能通过轮胎来体现，通过整车唯一的四个巴掌大的轮胎接地印痕传递所有车辆所需的力和扭矩，通过轮胎设计师精心设计使之具有与生（产）俱来的轮胎力学性能。轮胎动力学不仅用到了轮胎在一定的负荷和气压下特有的侧偏刚度、回正刚度、抓地力等等用以传递车辆赖以生存的车辆动力学特性，甚至将轮胎结构设计和生产中出现的，或者说不可避免的瑕疵，如锥度效应力，和角度效应力也利用起来，用于匹配和设计车辆优异的动力学特性。如果说车辆上一条单胎的力学性能是轮胎动力学的基本元素，那么四个车轮则构成了系统。四轮相互之间的几何和物理关联对于车辆底盘平台的动力特性起到了至关重要的作用。这也是为什么国际知名品牌在新车设计的初期，在“纸上谈兵”阶段，一定有轮胎设计师参与其新车的底盘平台设计，用以确定整车的动力特性及操纵驾驶特性。

轮胎动力学特性来自于轮胎产品的设计和生产，这就使轮胎动力特性不仅具有上面谈到的理论基础，更重要的是轮胎动力学具有很强的实践性。没有理论指导，轮胎的力学特性很难理性自然地转化为完美的车辆动力特性。而轮胎动力学特性的实践性不同于理论公式，它源自于轮胎不同的设计理念和不同轮胎公司的技术文化差异，也源自于复杂的生产工艺、生产过程，以及成品轮胎各部在车辆运动时产生并显现出的非线性材料和非线性结构对固定轮胎动力学模型所产生的影响。往往会使得意图得到的车辆运动行为仿真结果不确定，甚至婆婆迷离。

理论和实践的有效结合可以缩短理论预测和实际结果的距离，获得更好的、更准确的结果。轮胎动力学协同创新联盟的工作已在这方面取得了不小的进展，衷心希望联盟的工作能为中国汽车工业做出更多的贡献。

轮学盟 CSAE 标准工作简介



(图为 2019CSAE 标准立项会议)

2015 年，质检总局、国家标准委制订了《关于培育和发展团体标准的指导意见》，为团体标准的建设创造了宽松的发展空间。以此为契机，各行各业都开始了团体标准的制定工作。对于轮胎、汽车行业来说，汽车与轮胎的匹配开发、轮胎测试相关标准的缺失一直是行业技术发展的瓶颈，制定相应的团体标准是行业亟待开展的工作。

轮胎动力学协同创新联盟在 2017 年成立之初就将“推进制定标准与法规”列为联盟的重点工作之一，以求攻克行业痛点问题、促进行业向好发展。

2018 年 5 月，轮学盟开始组织成员单位参加轮胎动力学团体标准和规范的制定工作，并加强技术标准基础研究，以支撑国家和行业标准制定及修订工作。为贯彻落实这项工作，轮学盟将中国汽车工程学会作为标准发布机构，并根据《中国汽车工程学会标准（CSAE）制修订管理办法》，制定了一系列制定团体标准工作的方法准则，包括标准立项、研制、审核、批准发布等阶段，有条不紊地开展标准制定工作。经过一年多的探索与实践，CSAE 标准立项工作有了一定的成效。

2018 年，轮学盟完成了三项 CSAE 标准的制定工作，包括：

T/CSAE 93-2018：轮胎稳态侧偏特性基础试验方法

T/CSAE 94-2018：轮胎稳态纵滑特性基础试验方法

T/CSAE 95-2018：轮胎稳态复合滑移特性基础试验方法

2019 年，标准立项工作以轮学盟本年度共性技术攻关课题“轮胎模型高精度应用协同创新”为基础，围绕试验方法、数据处理方法、模型辨识方法、模型应用方法制定广泛认可的标准，将开展 17 项 CSAE 立项发布工作，包括 3 项应用性标准和 14 项基础性方法。

2019 年 CSAE 标准立项会议已于 2019 年 7 月 24 日至 25 日上午召开，各位专家对《轮胎瞬态复合滑移特性基础试验方法》等 13 项标准项目进行了立项审查。最终，评审专家同意由轮学盟发起的 13 项基础性标准的立项工作，并高度认可 CSAE 标准立项工作，认为基础性标准是应用性标准的重要组成元素，是编写应用性标准的先决条件。目前，13 项标准立项工作的起草工作正在进行中。

标准制定工作与共性技术工作息息相关，一脉相连，均为促进轮胎企业和整车企业协调发展、共同进步的。建立一系列轮胎、整车企业都认可的行业标准，将使运用标准的企业在行业中具有更高的权威性和竞争力，更容易获得客户、投资方或合作方的认可，从而激发市场活力，加快产业进步。轮学盟秘书长卢荡教授表示，“无论是共性技术还是 CSAE 标准工作，都是为推动行业技术进步而努力，轮学盟作为一个开放、非盈利组织，始终坚持‘协同创新、集聚资源、战略合作、共策共力、突破瓶颈、互赢共荣’的宗旨，为行业技术进步作出贡献。”



相似法

夏丹华 译

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 • 130025)

《Tire and Vehicle Dynamics》第三版第四章

原文作者: Hans B. Pacejka¹ 丛集作者: Igo Besselink²

(1. 荷兰代尔夫特理工大学 2. 埃因霍温理工大学 (原 TNO 汽车))

4.1 引言

在前一章中, 基于物理轮胎模型, 讨论了轮胎力和力矩产生特性的机理。本章将轮胎模型视为车辆仿真环境中的汽车零部件之一, 该建模方法被称为“半经验”法。因为模型是基于试验数据, 但是也包含有物理轮胎模型的理论基础。数学描述仅限于稳态情况, 非稳态性能将在后续章节中讨论。

过去常用几种数学函数来描述转向力特性。指数函数、反正切函数、抛物线函数(达到其最大值)和双曲正切函数(两者之差)等都被尝试过但很少有成功。通常, 只能实现非常粗略的近似。为了提高精度, 采用了测量数据点列表和插值法共同使用的方案。此外, 高阶多项式也很常用, 但被证明精度方面不总是适合的, 而且在原始试验数据未覆盖范围的拟合误差较大。纵向力和回正力矩的数学表达出现较晚, 直到最近才将复合滑移条件纳入到经验模型中。纵向滑移率被作为输入变量引进, 从而代替了早期车辆动力学分析中常用的制动力或驱动力。然而, 后一种方法至今仍在某些应用中使用。在本章的以下章节中, 首先将讨论基于相似性概念这种相对简单的方法。然后, 在本章的其余部分将详细描述魔术公式轮胎模型。这两种模型方法分别属于图 2.11 的第二类和第一类。

4.2 相似法

本节所讨论的方法是基于观察到当轮胎在不同于参考条件的工况条件下但纯滑动工况的曲线在形状上保持近似相似。此处的参考条件定义为: 轮胎在其额定(名义)载荷(F_{z0})、外倾角等于零($\gamma=0$)、自由滚动($\kappa=0$)或侧偏角等于零($\alpha=0$)和给定路面(μ_o)下运行的状态。类似的形状意味着, 属于参考条件的特性可通过曲线在垂向和水平方向的相乘与平移来获得。相似法最初由 Pacejka (1958) 使用, 后来由 Radt 和 Pacejka (1963) 使用。Radt 和 Milliken (1983) 证明了在实践中确实存在近似相似性, 也见 Milliken 和 Milliken (1995)。图 4.1 和 4.2 给出了力和力矩以及侧偏角归一化后的结果, 得出沿轴方向显示的无量纲量。对原始数据进行处理, 使特征曲线通过图形的原点。这条曲线是由一个魔术公式拟合而成的。无量纲侧向力(下标 y)和无量纲力矩(下标 z)的参数 B 、 C 、 D 和 E 已由公式 (1.6) 中的无量纲魔术公式给出, 对于力矩的计算也是如此。进一步研究, 公式 (4.6, 4.10) 将被再次引入。

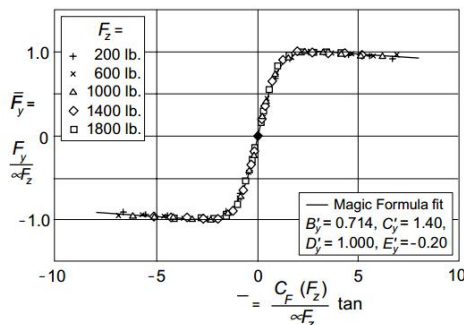


图 4.1 Radt 对轮胎特性的无量纲化结果表明, 当侧向力和侧偏角如图所示的归一化时, 在不同载荷下测得的轮胎侧向力特性几乎处于相同的曲线

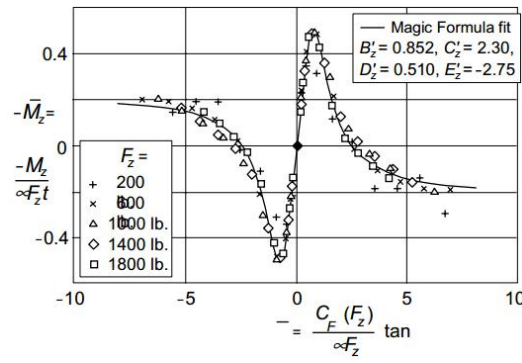


图 4.2 Radt 将回正力矩和侧偏角归一化后轮胎回正力矩特性的无量纲化结果； t 代表侧偏角为零时的轮胎拖距

由此产生的轮胎模型是利用其相似性，所以计算相对较快。它能够很好地表示纯滑动条件，包括外倾角的影响。对于侧向和纵向复合滑动情况的描述，效果也非常令人满意。然而，从数值上来说，当侧向和纵向复合滑移水平较高时，可能会出现偏差。

4.2.1 纯滑动条件

表征在纯滑动条件下发现的参考曲线的函数用下标 o 表示。例如，我们有参考函数 $F_y = F_{yo}(\alpha)$ ，它代表在名义荷载 F_{zo} 下的侧向力与侧偏角关系，纵向滑移和外倾角等于零，摩擦水平用 μ_o 表示。我们现在可以尝试将条件更改为不同车轮载荷 F_z 下的情况。这将引起两个基本变化，其特征是：（1）侧向力饱和曲线发生变化（峰值水平）；（2）侧向滑移的斜率变化（ $\alpha=0$ ）。第一步是通过将垂直和水平方向的特征值相乘实现，用 F_z/F_{zo} 比率形式。水平方向的相乘不能改变原点处的斜率。因此，我们可得到新的函数表达式：

$$F_y = \frac{F_z}{F_{zo}} F_{yo}(\alpha_{eq}) \quad (4.1)$$

等效侧偏角：

$$\alpha_{eq} = \frac{F_{zo}}{F_z} \alpha \quad (4.2)$$

显然，由于 F_{yo} 对 α_{eq} 导数在 $\alpha_{eq}=0$ 处等于原始侧偏刚度 C_{Fao} ，我们发现 F_y 对 α 的导数在 $\alpha=0$ 处斜率也具有相同值：

$$\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} = \frac{F_z}{F_{zo}} \frac{dF_{yo}}{d\alpha_{eq}} \frac{\partial \alpha_{eq}}{\partial \alpha} = \frac{dF_{yo}}{d\alpha_{eq}} = C_{Fao} \quad (4.3)$$

这说明特征值在原点处斜率不受连续乘法运算的影响。处理原始曲线的第二步是调整斜率，通过将新获得的特性指标水平相乘来实现。然后，再乘以新的与原始的侧偏刚度之比。因此，得出新计算公式，如下：

$$\alpha_{eq} = \frac{C_{Fa}(F_z)}{C_{Fao}} \frac{F_{zo}}{F_z} \alpha \quad (4.4)$$

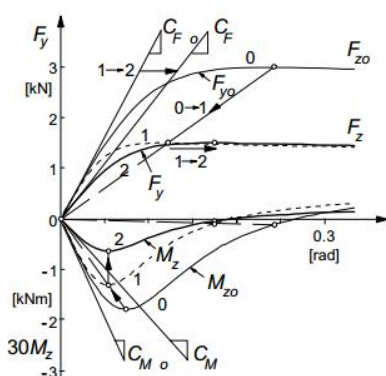


图 4.3 采用相似法使 F_y 和 M_z 曲线适应新的载荷水平

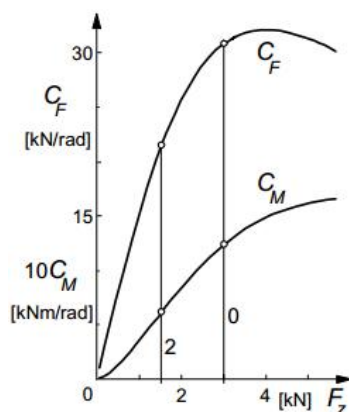


图 4.4 侧偏刚度和回正刚度 vs 车轮负载

结合公式 (4.1)，我们得出了新载荷 F_z 下侧向力与侧偏角关系的新公式。图 4.3 说明了获得新曲线所采取的两个步骤。此处，额定载荷 $F_{zo}=3000\text{N}$ ，新载荷 $F_z=1500\text{N}$ 。

在上图中，回正力矩特性适用于新的载荷条件。为此，我们使用基于刷子模型的理论知识（参见图 3.4）。更具体地说，我们将遵循这样的规则：根据理论，显然， M_z 曲线上达到 α 轴的点位于 F_y 曲线的峰值以下。在图 3.4 中，这发生在 $\tan \alpha = 1/\theta_y$ 处。这一必要条件意味着，对于 F_y 函数（公式 4.1）中的参数则须使用相同的等效侧偏角（公式 4.4）。其次，我们将使用新的回正刚度 $C_{M\alpha}$ 。使用的 M_{zo} 参考曲线比图 3.4 中的理论曲线更真实。通常，当 F_y 达到峰值时，力矩会在较大侧偏角范围时改变其符号。

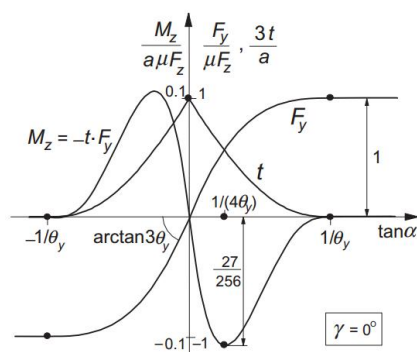


图 4.5 简单刷子模型特性：侧向力、回正力矩及轮胎拖距 vs 侧偏角

在相同的等效侧偏角和新的回正刚度下，我们根据相似概念得到计算回正力矩值的新表达式：

$$M_z = \frac{F_z}{F_{zo}} \frac{C_{M\alpha}(F_z)}{C_{M\alpha o}} \frac{C_{F\alpha o}}{C_{F\alpha}(F_z)} M_{zo}(\alpha_{eq}) \quad (4.5)$$

第一和第三个因子是公式（4.4）中使用的乘法因子的倒数，需要保持原始斜率。第二个因素乘以垂直方向的中间 M_z 曲线（图 4.3 中的 1），以使斜率适应其新值（2），同时不改变 α 范围。可以注意到，综合第二和第三因子即等于充气轮胎拖距 t/t_o 的新值和原始值之比。

对于与图 4.3 相关的计算， F_{yo} 、 M_{zo} 和 C_{Fa} 的参考特性指标，已被以魔术公式类型函数（参见公式（1.6））表征。在这种情况下，回正刚度用与接地长 $2a$ 和侧偏刚度成一定比例的形式来建模。因此，使图 3 和图 4 这四类特性得以实现。使用了以下公式：

额定载荷 F_{zo} 下的侧向力：

$$F_{yo} = D_{yo} \sin[C_y \arctan\{B_{yo}\alpha - E_y(B_{yo}\alpha - \arctan(B_{yo}\alpha))\}] \quad (4.6)$$

刚度因子：

$$B_{yo} = C_{F\alpha o} / (C_y D_{yo}) \quad (4.7)$$

侧向力峰值因子通常与纵向力峰值因子不同，因此，我们再 μ_{xo} 基础之上引进了 μ_{yo} ：

$$D_{yo} = \mu_{yo} F_{zo} \quad (4.8)$$

车轮载荷 F_z 的侧偏刚度函数：

$$C_{F\alpha} = c_1 c_2 F_{zo} \sin\{2 \arctan(\frac{F_z}{c_2 F_{zo}})\} \quad (4.9)$$

额定车轮负载下的回正力矩：

$$M_{zo} = D_{zo} \sin[C_z \arctan\{B_{zo}\alpha - E_z(B_{zo}\alpha - \arctan(B_{zo}\alpha))\}] \quad (4.10)$$

刚度因子：

$$B_{zo} = -C_{M\alpha o} / (C_z D_{zo}) \quad (4.11)$$

峰值因子(a_o 表示额定载荷下的接地印迹半长)

$$D_{zo} = c_3 a_o D_{yo} \quad (4.12)$$

车轮载荷 F_z 的回正刚度函数：

$$C_{Ma} = tC_{Fa} = c_4 a C_{Fa} \tag{4.13}$$

显然，轮胎拖距 $t=c_4a$ 。假设接地印迹长度半长 a 与车轮载荷的平方根成正比：

$$a = a_o \sqrt{F_z / F_{zo}} \tag{4.14}$$

由此得出的轮胎拖距近似值是十分合适的，可以考虑应用于魔术公式轮胎模型方程（4. E42），后续将再作处理。

表 4.1 列出了用于计算的参数值。

表 4.1 在 4.2 节中被使用到的参数值

F_{zo}	3000N	C_y	1.3	C_x	1.5	C_1	8	C_5	1	C_9	0.3
a_o	0.08m	E_y	-1	E_x	-1	C_2	1.33	C_6	0.3	C_{10}	0
b	0.07m	C_z	2.3	μ_{yo}	1	C_3	0.25	C_7	100	C_{11}	4
r_e	0.30m	E_z	-2	μ_{xo}	1.26	C_4	0.5	C_8	15		

接下来我们要处理的两项是：摩擦系数从 μ_{yo} 至 μ_y 的变化，以及外倾角 γ 的引入。第一项变化可以通过将径向曲线乘以因子系数 μ_y/μ_{yo} 来处理。随着负荷的变化，我们发现：

$$F_y = \frac{\mu_y F_z}{\mu_{yo} F_{zo}} F_{yo}(\alpha_{eq}) \tag{4.15}$$

$$\alpha_{eq} = \frac{C_{Fa}(F_z)}{C_{Fa0}} \frac{\mu_{yo} F_{zo}}{\mu_y F_z} \alpha \tag{4.16}$$

摩擦系数可假定取决于滑动速度 v_s ，而在湿路面的建模情况，模拟湿路面上的情况时，可采用衰减函数 $\mu(v_s)$ 表示，参见式（4.E23）。

当考虑图 3.35c（第 2 行）对小外倾角时计算特性时， F_y 曲线的水平偏移可能会得到合理的效果。然后，保持侧向力峰值不变是一个合理的假设，但并不总是能得到试验支持（通常情况下是这样，但并非一直是，已被证实最大侧向力有轻微的增加）；或者在具有恒定摩擦系数和有限接触宽度的物理模型计算时，会出现轻微的下降。

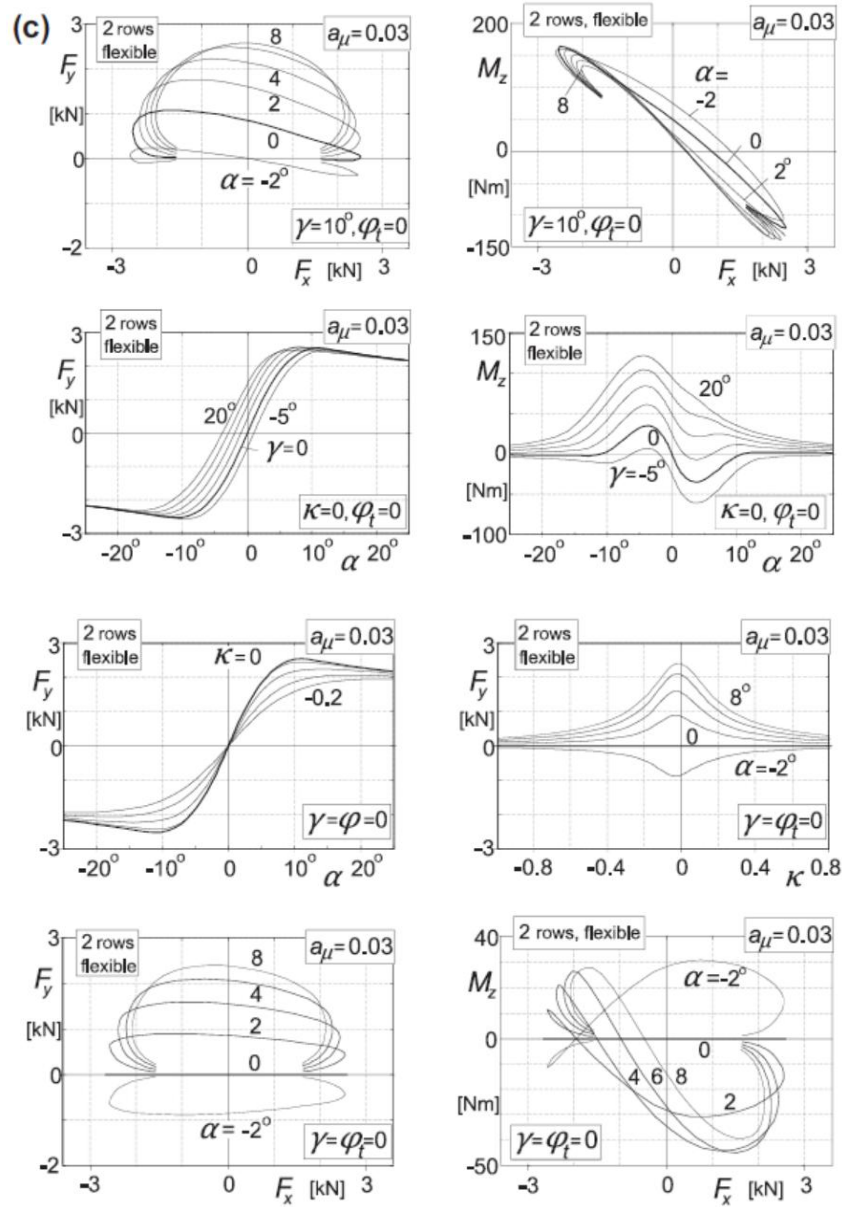


图 3.35(c) 由胎面仿真模型计算得到的轮胎特性

对于小侧偏角时，外倾推力近似为外倾角刚度和外倾角的乘积： $F_{y\gamma} = C_{F\gamma} \gamma$ 。因此， α 偏移应为：

$$S_{Hy} = \frac{C_{F\gamma}(F_z)}{C_{F\alpha}(F_z)} \gamma \quad (4.17)$$

因此：

$$\alpha^* = \alpha + S_{Hy} \quad (4.18)$$

这导致 α_{eq} (公式 4.16) 变化为： $\alpha^* = \alpha + S_{Hy}$ 。

对于新载荷条件下回正力矩的表征，情况则更为复杂。我们从图 3.35c 中观察到，对于不太大的侧偏角

情况时，原始曲线 M_{z0} 趋向于向侧向和上面两个方向平移。在有力作用时，如果采用相同的等效侧偏角会产生相同的水平偏移（公式 4.17），此时该力矩将应变为零，同时力曲线交于 α 轴。 $\alpha=0$ 处将出现一个力矩，等于 $-C_{M\alpha}S_{Hy}$ 。然而，该力矩应等于 $C_{M\gamma}\gamma$ ，且产生一个为正的外倾力矩刚度 $C_{M\gamma}$ 。这意味着需要更多的垂直偏移量：

$$S_{Vz} = C_{M\gamma}(F_z)\gamma + C_{M\alpha}(F_z)S_{Hy} \quad (4.19)$$

这个附加力矩对应于所谓的残余力矩 M_{zr} ，也就是侧向力等于零时的力矩。对于较大的侧偏角时，附加力矩应趋向于零，可在图 3.35c 中观察得到。这可通过将公式（4.19）除以 $1+c_7\alpha^2$ 得以快速实现，参见式（4.26）。

外倾刚度对垂直荷载的依赖性可以假定为线性。我们有：

$$C_{F\gamma} = c_5 F_z, C_{M\gamma} = c_6 \frac{b^2}{r_e} C_{FK} \quad (4.20a)$$

式中， b 表示接地印迹宽度的一半（假设是恒定的）， r_e 为有效滚动半径， C_{FK} 为纵向滑移刚度并被视为随载荷线性增加：

$$C_{FK} = c_8 F_z \quad (4.20b)$$

在图 4.5 中，已经证实了导致（小）外倾角条件所需的不同步骤。首先，原始曲线（0）移动到左侧，移动距离等于产生中间曲线（1）的水平偏移量（公式 4.17）。然后添加残留力矩：垂直偏移量（公式 4.19）可能是侧偏角的函数，通过将平移量乘以上述衰减权重函数得到。载荷 F_z 和摩擦系数 μ_y 分别等于其参考值：3000 N 和 1。

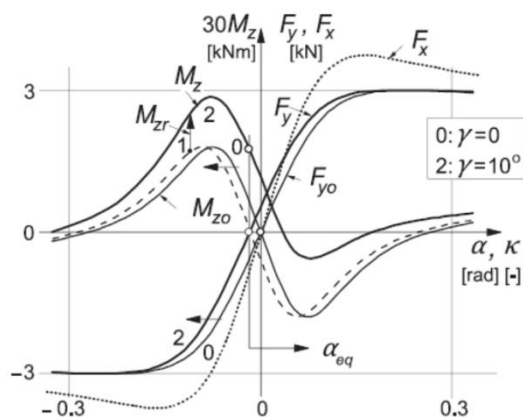


图 4.5 根据相似法，在侧向力与回正力矩关于侧向滑移特性中引入了外倾角。纵向力关于滑移率特性（不考虑外倾角影响），

$$(F_z=F_{z0}=3000\text{N}, \mu_y=\mu_{y0}=1, \mu_x=\mu_{x0}=1.26)$$

纯纵滑条件下的纵向力可以用与侧向力相同的方法来建模。类似于公式（4.6–4.8）的方程式适用于参考函数。然而，假设外倾对纵向力没有影响。在同一图 4.5 中，绘制出了 F_x 关于 κ 的特性。表 4.1 列出了纵向力和力矩的相关附加参数值。

对于纵向力的纯滑动条件（纵向或横向滑移），我们最终得出以下近似公式：

$$F_x = \frac{\mu_x F_z}{\mu_{xo} F_{zo}} F_{xo} (K_{eq}) \quad (4.21)$$

等效纵向滑移为:

$$K_{eq} = \frac{C_{F_K}(F_z)}{C_{F_{K0}}} \frac{\mu_{xo} F_{zo}}{\mu_x F_z} K \quad (4.22)$$

侧向力为:

$$F_y = \frac{\mu_y F_z}{\mu_{yo} F_{zo}} F_{yo} (\alpha_{eq}) \quad (4.23)$$

等效侧偏角如下, 水平偏移量参见 (4.17):

$$\alpha_{eq} = \frac{C_{F\alpha}(F_z)}{C_{F\alpha0}} \frac{\mu_{yo} F_{zo}}{\mu_y F_z} (\alpha + \frac{C_{F\gamma}(F_z)}{C_{F\alpha}(F_z)} \gamma) \quad (4.24)$$

回正力矩为:

$$M_z = \frac{\mu_y F_z}{\mu_{yo} F_{zo}} \frac{C_{M\alpha}(F_z)}{C_{M\alpha0}} \frac{C_{F\alpha0}}{C_{F\alpha}(F_z)} M_{zo} (\alpha_{eq}) + M_{zr} \quad (4.25)$$

对应于垂向偏移量 (公式 4.19) 下的残余回正力矩, 提供了如下换算系数:

$$M_{zr} = \frac{C_{M\gamma}(F_z) + t(F_z) C_{F\gamma}(F_z)}{1 + c_7 \alpha^2} \gamma \quad (4.26)$$

汽车操纵性能的主观和客观评价

冯哲 王晓凡 译

(吉林大学汽车仿真与控制国家实验室, 长春 • 130025)

节选自《Road and Off-Road Vehicle》

原文作者: Gwanghun Gim^[a]

[a] 正新轮胎橡胶有限公司, 江苏昆山

37.1 简介

理想的车辆性能的概念目标可以是 (1) 愉悦的驾驶感, (2) 转向轻便, (3) 易于控制, 以及 (4) 操纵安全性。该概念基本上基于 (a) 舒适性, (b) 灵活性, (c) 精确度和 (d) 安全性。作为车辆动力学的一个类别, 动力学性能主要通过操纵稳定性和平顺性来具体表现。如今, 尽管不同的汽车或轮胎公司采取各种测试和评估方法, 但最终只能由专业驾驶员通过多次测试对其进行主观评价来评估它们。即使在同一家公司内, 这些方法也可能因每个测试工程师而异。

主观评价传统上由经过专门培训的工程师或技术人员进行, 而不是由车辆动力学专家进行。由于一般而言他们没有广泛的车辆动力学知识, 因此主观评估的基本车辆动力学概念尚未完全建立。为了成功地表征性能, 应该从根本上理解这个概念。应该指出的是, 没有自己的主观评价经验, 任何人都很难理解其他人的主观评价。

每个测试工程师都有自己的主观测试和评估技术, 这些技术经验是由专家培训师, 经验丰富者和他自己做过的各种实践积累的。实际上, 大多数测试工程师只知道如何对车辆性能进行主观评价。然而, 他们无法用科学语言表达他们的感性感受。这就是为什么在车辆动力学的发展中始终存在不可触碰的障碍。在过去的半个世纪中, 车辆动力学已经发展起来, 以使汽车拥有更好的操纵稳定性和行驶平顺性^[1-10]。然而, 与其他技术相比, 车辆动力学的发展并不大。

关于评价操纵稳定性和驾驶平顺性能的主观测试的实用文档很少公开。幸运的是, ISO 国际标准为各种操纵稳定性客观测试提供了非常标准化的程序^[11-17]。但是, ISO 国际标准或任何其他文档尚未公开有关实际驾驶平顺性测试的标准化程序。相反, ISO 国际标准 2631-1 提出了影响人身体健康, 舒适性和晕动病的周期性的、随机和瞬态的整车振动的测量方法^[18]。

一些研究提供了客观测量和整车操稳感知之间的许多相关方法^[19-21]。Crolla 等人进行了一项综合研究, 使用组合的主观-客观方法进行操稳性能评估^[22]。Norman 和 Farrer 分别对客观评估中心区操稳性能进行了实践研究^[23,24]。Salaani 等人对于中心区和非中心区驾驶的转向路感的试验评估做了很好的研究^[25]。其他一些研究试图在瞬态转向特性的客观测量和主观评价之间进行实际关联^[26-28]。

许多研究使用人类的不适感来客观评估平顺性能^[29-35]。Ushijima 等实际研究了不平路面冲击的客观测量与主观评估之间的相关性^[36]。还有一些其他工作也使用了振动效应来客观评估冲击力^[37,38]。安曼等人认为声音和振动对人类对冲击力有影响^[39]。

当我们谈论操纵稳定性能时, 我们经常使用有些术语, 例如直线, 转向, 转弯和稳定性^[40-43]。操稳性能被认为是车辆和驾驶员的组合特征。实际上, 其主观评估通常受到驾驶员评估能力和偏好的影响。在驾驶员本人的影响因素最小的情况下评估此性能非常重要。

本手册中给出的主观评价和主观测试是世界上许多汽车和轮胎公司在汽车或轮胎的认证过程中常用的非常实用的测试。这里，主观评价和主观测试试图基于其实际概念进行标准化。作为进行主观评价的工具，本手册对主观测试进行了描述。对于每个主观测试，解释了其基本概念，测试程序和驾驶条件。即使其概念与其他测试方法的概念一致，其测试程序和/或驾驶条件也可能与其他测试方法不同。

为了良好地进行主观评价，操纵稳定性和平顺性能可以主要分为五种能力。每种能力都被分类为相应的特征。与主观评估类似，主观测试主要分为五种操作。每次操作都由几个测试和特殊设计的程序组成。

作为主观测试的补充方法，客观测试用来获得最终用于车辆动力学分析的客观测试数据。使用从测量数据中提取的车辆动力学变量，进行车辆动力学分析以解释主观评价结果。因此，在这里我们定义了（a）主观评价变量，（b）客观测量变量和（c）物理感知变量。

为了主观地评价操纵稳定性和平顺性能的每个特征，主观评价变量在感觉上被评估。客观测量变量用于客观地描述代表特征的车辆运动。物理感知变量是测试工程师实际感知的物理变量。最终，这些变量可以用客观测量变量表示。

37.2 主观评估

SAE J1441 解释了车辆操纵稳定性的 10 点主观评定量表^[44]。但是，它没有给出如何进行主观评价。在实践中，大多数汽车制造商和轮胎公司正在使用这种量表。

在本手册中如图 37.1 所示，车辆的操纵稳定性和平顺性能按五种能力分组，例如（1）直线性，（2）转弯特性，（3）可控性，（4）稳定性和（5）舒适性。每种能力都被特别地分为几个特征。图 37.1 中给出的特征的术语习惯上用于表达它们的感知概念，而不是它们的科学定义^[40-43]。它们的名称在工程意义上可能不合适，并且根据每个用户而略有不同。所有特征可能都是彼此独立的，同时它们也会受彼此造成的结果影响。即使不同的特征也可能有相同的结果。

无论自由转向还是固定转向，直线性是指没有任何明显地偏离直线路径的直线行驶能力。转弯特性是一种转向能力，可以通过更好的操纵方式和更柔和的转向来实现预期的转向反应。在驾驶车辆时，控制车辆使其遵循预期路径的容易程度是可控性。稳定性是车辆行为的收敛特性，甚至超出了抓地力极限。舒适性是在不舒适，不平坦或不规则道路上行驶的车辆的乘坐舒适性特征。

直线性主要受到前轮胎由于外部扰动（自由或固定转向）的反应的影响。前轮胎对一系列转向操作的响应以及后轮胎对前轮胎行为的跟进能力决定了转向特性，可控性和稳定性。簧载质量的侧倾、俯仰运动也是影响稳定性和可控性的关键因素。

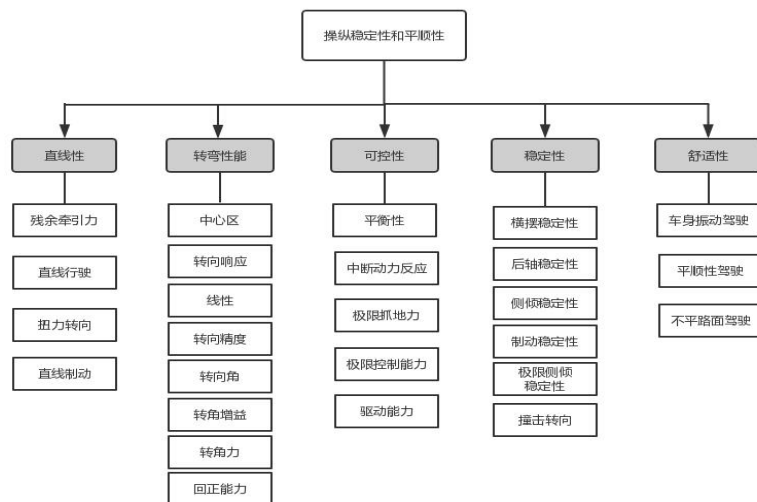


图 37.1 操纵稳定性和平顺性主观评价

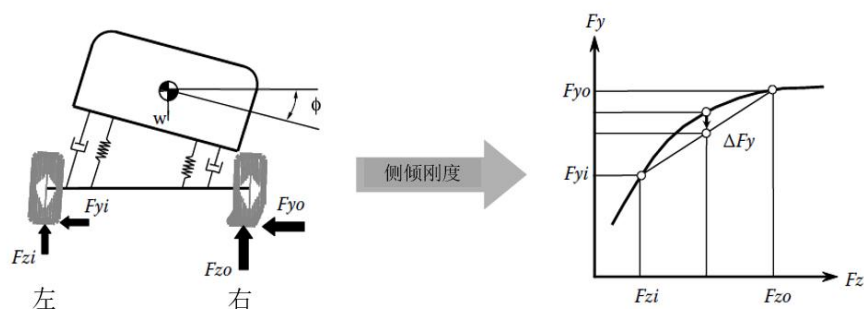


图 37.2 从内轮胎到外轮胎的侧向载荷转移

在转弯时,滚动阻力会产生从内轮胎到外轮胎的载荷转移,然后降低每个车轴的总侧向力(参见图 37.2)。这种侧向力的减小不仅会导致减少抓地力,还会改变前后车轴之间的抓地力平衡。这种平衡主要决定了车辆的转向特性,例如瞬态不足转向和过度转向。如果它导致过度的不足转向或过度转向,则由于可控性差和稳定性差而导致操纵稳定性能恶化。

如图 37.3a 所示,在向前直线驱动行驶的同时,由于前后负载传递,前轴会失去一些抓地力。另一方面,后轴获得更多抓地力。前轮驱动车辆在低摩擦道路上行驶时,基于所谓的摩擦椭圆概念,驱动操作会使更多的前轴抓地力减少。在转弯时驱动的情况下(参见图 37.3b),车辆表现出更多的不足转向,这使得驾驶员更难以控制车辆使其遵循预定路径。

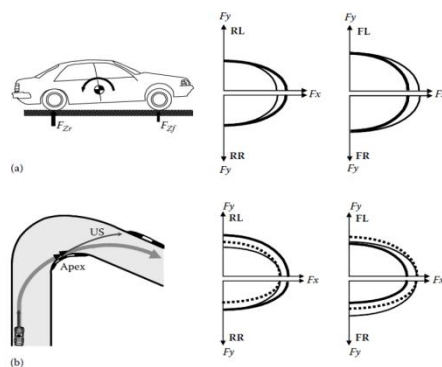


图 37.3 在 (a) 直线驱动和 (b) 转弯驱动时的纵向载荷转移和轮胎力变化

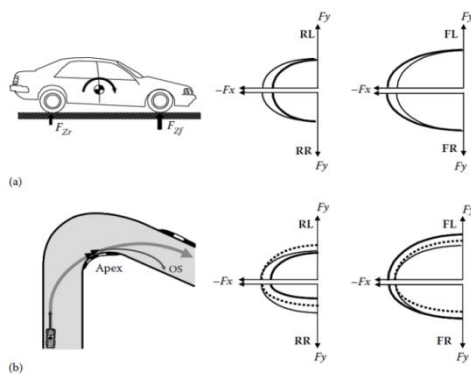


图 37.4 在 (a) 直线制动和 (b) 转弯制动时的纵向载荷转移和轮胎力变化

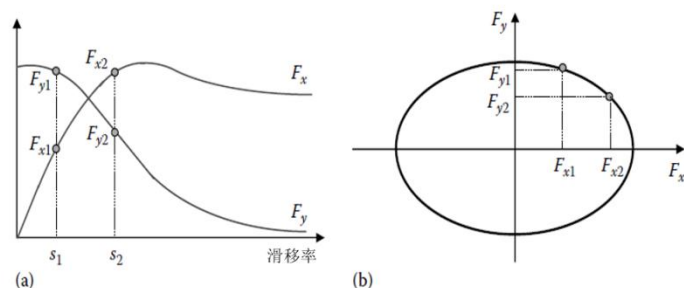


图 37.5 摩擦椭圆概念：(a) 轮胎侧向力和纵向力；(b) 摩擦椭圆

在直线行驶制动的情况下，前后轴的负载传递减少了后轴的抓地力，而前轴抓地力增加更多，如图 37.4a 所示。在转弯时，基于摩擦椭圆概念，在低摩擦道路上行驶的后轮驱动车辆的后轴抓地力减少更多（参见图 37.4b）。有时它会在转弯时产生超出控制限制的过度转向，这样普通的驾驶员很容易发生事故。

对侧偏的轮胎进行驱动或制动操作，会增加其纵向力的大小。相反，由于纵向滑移和侧偏，减少了侧向力的大小，如图 37.5a 所示。观察到所得到的最大的轮胎摩擦合力受到椭圆的限制（参见图 37.5b）。这就是摩擦椭圆的概念。图 37.6 和 37.7 分别示出了在高摩擦道路（干燥表面）和低摩擦道路（湿表面）上右转弯时车辆的所有轮胎力的摩擦椭圆。

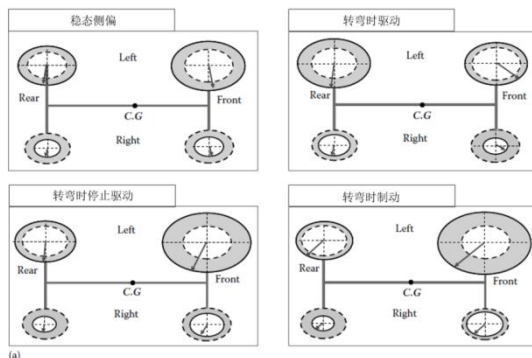
当测试工程师进行主观评价时，他们使用主观评价变量进行判断。到目前为止，通过专门的培训、自我训练和测试经验，测试工程师只是以感觉的形式而不是物理形式来学习这些变量。测试工程师认为，在各种主观测试中，所有这些变量在战术，视觉和听觉上都是可感知的。但是，他们并不能直接感知所有这些变量。相反，实际上，他们会在感知上测量物理感知变量，这将在后面详细讨论。

作为关于转向行为的主观评价变量，可视地测量转向盘转向角度，并且策略上地感测转向盘力矩。所需的转向盘转向角为转向增益提供参考。应用相同的转向盘转向角来评估不同车辆的转向响应。根据转向力的大小，估算了方向盘反作用转向力矩的强度。

作为车辆转弯或车道变换行为的主要主观评价变量，需要对在直线行驶，转弯，车道变换或严重的车道变换期间除了车辆速度之外的车辆路径进行主观评价。除此以外，车身姿态也是需要主观评价的。在该手册中，车身姿态相对于车辆移动方向定义。因此，车辆姿态代表瞬间相对于车辆路径的车辆行驶方向。

对于侧倾稳定性和侧翻稳定性，通过驾驶员身体感觉和视觉观察来感测车身运动。为了主观地评估舒适性，簧载和非簧载质量的振动运动被有意识的感知。此外，轮胎冲击震动在策略上和听觉上都得到了记录。

37.2.1 直线性



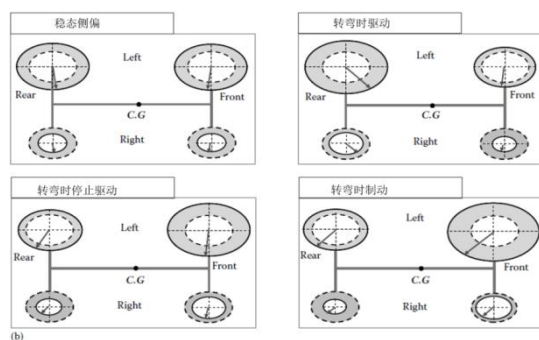


图 37.6 在高摩擦道路（干燥表面）上右转弯时车辆的所有轮胎力的摩擦椭圆

(a) 前轮驱动；(b) 后轮驱动

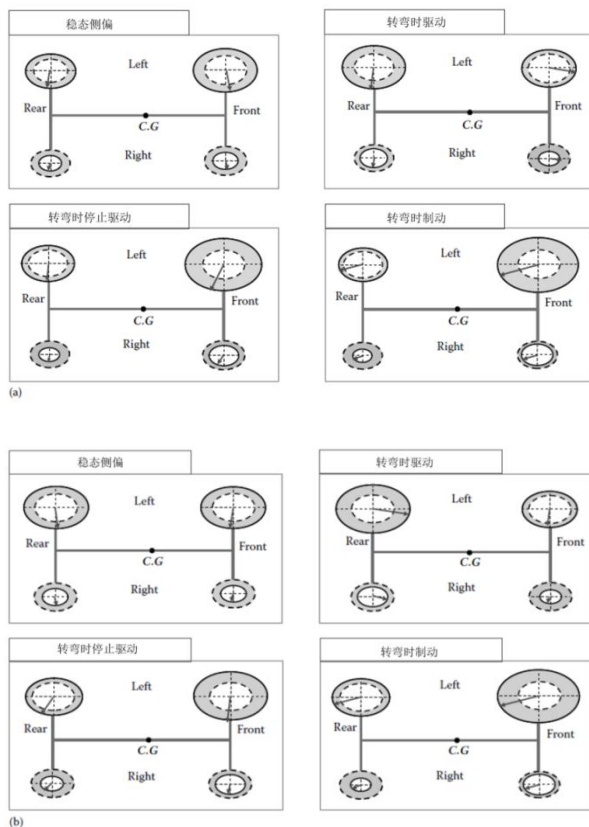


图 37.7 在低摩擦道路（湿表面）上右转弯时车辆的所有轮胎力的摩擦椭圆

(a) 前轮驱动；(b) 后轮驱动

无论在驾驶中受到何种干扰，都能使车辆保持直线行驶的能力通常被称为直线稳定性。这种命名方法只是传统上使用的，并不是它的物理定义。直线稳定性通常代表舒适性，而不是与安全性有关的较坏的情况。一般来说，它通过对其四个特征的感知来评估的，例如（a）残余牵引力，（b）直线行驶，（c）扭力转向，以及（d）直线制动（参见图 37.1）。

37.2.1.1 残余拉力

残余牵引力是由于残余转向扭矩引起的车辆的横向漂移特性。如图 37.8 所示，在恒定速度（通常为 100

公里/小时) 的松开转向盘行驶约 100 米后, 通过直线路径的横向漂移大小进行主观或客观评估。它确认了转向系统的合理设计, 悬架的建立和轮胎的匹配, 以及它们的制造均匀性。在长时间驾驶时, 由于残余转向扭矩, 残余牵引力的问题会使驾驶员感到疲劳。此外, 松开方向盘行驶, 在不好的情况下可能会导致事故。

37.2.1.2 直线行驶

如图 37.9 所示, 直线行驶是一种在没有任何漂移和滑动下, 转向和速度恒定时, 车辆直线行驶的能力。它说明了转向和悬架系统对道路不平度和空气扰动的设计灵敏度。长时间驾驶也会使得驾驶员由于连续的转向校正而感到疲劳。

37.2.1.3 扭力转向

扭力转向是当固定转向直线行驶时, 由于左右驱动轮之间的牵引力矩不平衡产生的车辆的横向漂移特性。如图 37.10 所示, 通过车辆移动到相邻车道并被纠正回原先行驶车道的横向漂移量来进行主观评估。需要较小的横向漂移以获得更好的扭矩转向。

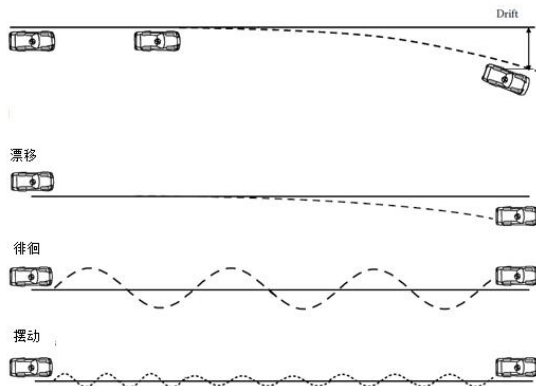


图 37.8 残余牵引力 图 37.9 直线行驶



图 37.10 扭力转向

37.2.1.4 直线制动

直线制动是指车辆在没有发生姿态变化或路径偏移的情况下, 快速制动到完全静止的能力。在完全制动期间通过手动转向控制车辆姿态和路径偏差, 来主观地评价。良好的直线制动, 不会出现车辆姿态和路径的偏移。

37.2.2 操纵性

实现操纵性的主要目标是（1）舒适性（2）灵敏度和（3）精确度。转向行为由八个特征的可操纵性表示，例如（a）中心感（b）转向响应（c）线性（d）转向准确性（e）转向角度（f）转向增益（g）转向力矩和（h）回正性（参见图 37.1）。转向盘角度作为输入，通过转向盘力矩和车辆路径来主观评价汽车的操纵性能。根据转向输入的区域，操纵性能被显示在如图 37.11 上。中心感，线性度和转向增益是温和的瞬态转向特性。换句话说，所有其他性能都是不温和瞬态特征。

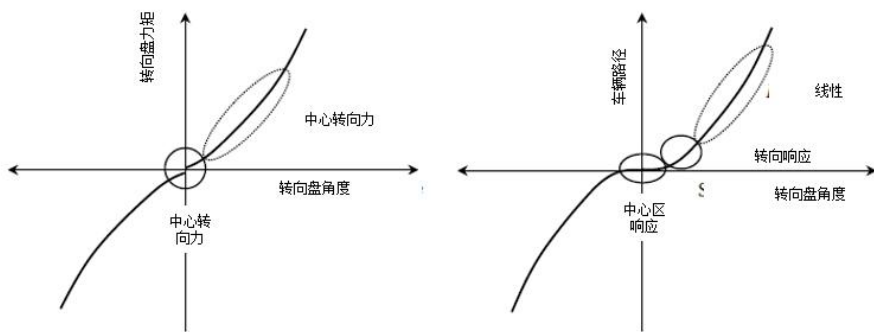


图 37.11 方向盘力矩和可操纵的车辆路径

37.2.2.1 中心感

中心感是在转向中间位置给与较为缓慢的输入下，驾驶员对（1）转向力矩和（2）车辆路径变化的综合感知。图 37.12 表明了中心感的转向力矩由（a）摩擦，（b）死区（c）顺应性和（d）转向反馈表示。车辆路径改变（或车辆转向）是通过转角角度被感知到来评价（a）死区和（b）转向增益，如图 37.13 所示。中心感必须清晰和准确的；否则，驾驶员会感到紧张。由于中心转向的理想力矩大小取决于每个驾驶员，所以它是决定车辆性能的重要项目之一。

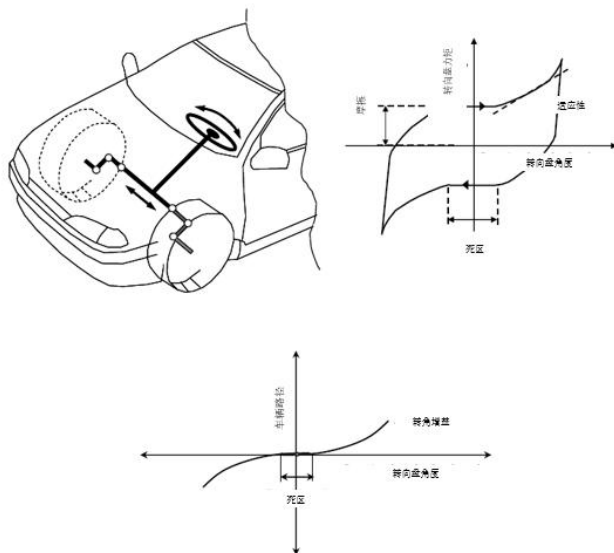


图 37.12 中心区力矩 图 37.13 中心区响应

转向摩擦是转向中间位置的初始转向力矩。原则上，需要最小的转向摩擦。但是，实际上并不容易实现。转向摩擦的改善可能导致例如转向灵敏度等的一些其他缺点。但是在摩擦大的情况下，它也会严重损

害转向行为。

转向中心的小转向操作，死区被感知为由于除了摩擦之外没有转向力矩产生而引起的转向松动区域。通常不追求死区。否则，在转向中间位置带有死区的转向力就会不稳定。在死区非常大的情况下，它导致由于车辆路径的突然改变造成转向响应，从而产生过多的时间延迟。

通过对转向中心的连续且平稳的转向输入，用逐渐增大的转向运动来评估转向的顺应性。这种感知的理想目标就像弹簧压缩的感觉。机械方面对这种问题的术语应该是“刚度”。但是“顺应性”可能另一方传统上用于表达这种压缩的主观感觉。

死区只是对于转向中间位置的微小转向操作下车辆无路径偏移的响应区域。当不存在死区时，总是需要对应于道路不平顺和风的变化来进行转向修正。在每个瞬间，它都会让驾驶员感到烦躁。一个大的死区会引起过多的转向响应时间延迟。因此会产生快速的车辆路径变化，从而引起驾驶员的紧张。

转向增益代表输出与输入比的比率。它是根据从转向中间位置产生的车辆初始路径变化的大小来评估的。根据驾驶员的偏好，它需要适当程度的车辆路径变化（或车辆转弯）的程度，也就是说，不能太大也不能太小。

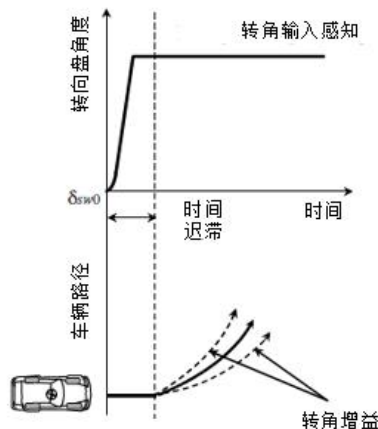


图 37.14 非中心区响应

转向反馈是轮胎通过转向系统传递到转向盘上的反馈信息。在良好的转向反馈特性的情况下，驾驶员可以感觉到轮胎和路面之间的相互作用。然后，它可以帮助驾驶员预测即将到来的路况。在实践中，实现高水平的转向反馈特性并不容易。

37.2.2.2 转向响应

转向响应是在瞬态转向输入下，依赖于时间的车辆路径变化的主观测试。图 37.14 显示了车辆路径与转向盘角度的关系（a）时间延迟和（b）转向增益。时间延迟和转向增益都表示车辆路径及时变化的主观感受。转向响应是在直线和转向非中心区行驶时评价的。

时间延迟只是车辆第一次路径改变时的时间滞后。通常感觉时间延迟少更好。转向增益代表转向响应的主观测试，其初始的方向改变发生之后变化的有多快。它需要车辆路径变化有适当的速度，这取决于驾驶员的感受，并不是太快或太慢。

37.2.2.3 线性

线性是一种感知特性，是指在持续增加的方向盘转角输入下，对车辆轨迹线性特性的感知。图 37.15 显

示了车辆路径的轮廓，用于描述转向增益的线性趋势。 另外还可以看到车辆方向的任何变化。

良好的线性特性要求：在逐渐增加的方向盘输入下车辆路径也线性变化。 此外，也需要恒定的车辆方向。 换句话说，当存在任何车辆路径或姿态的干扰时，它会被评价很差。

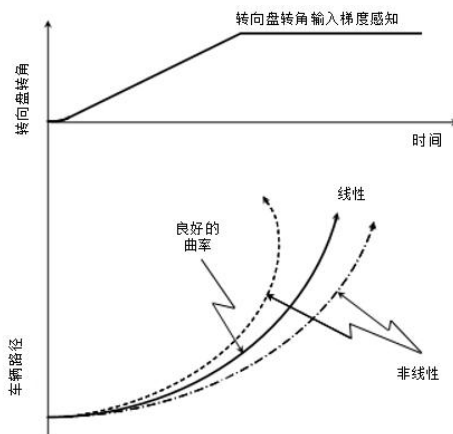


图 37.15 线性

37.2.2.4 转向精度

转向精度是对车辆在一系列转向操纵下是否能准确地跟随预定路径的主观感受。在路径跟随时，控制车辆的容易程度也会影响主观评级。当操纵环形路径跟随时，它通常被评估为精度或线性的特征。此外，该指标还被用来判断车道变换和大幅度车道变换的准确性。

37.2.2.5 转向角

转向角是输出与输入比的主观评价。通过得到相同的路径所需要的转角来评价。通常，角度越小越好。例如，图 37.16 显示了配备两个不同轮胎的车辆的路角增益。轮胎 A 具有更快的转向响应，但需要更多的转向角来获得与轮胎 B 相同的路径变化。在直线前进和转弯的非中心区来评价转向角。

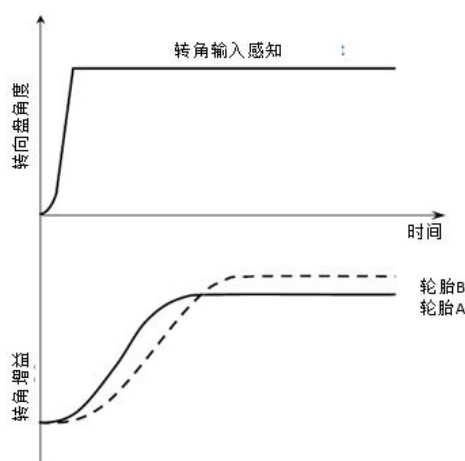


图 37.16 转向角

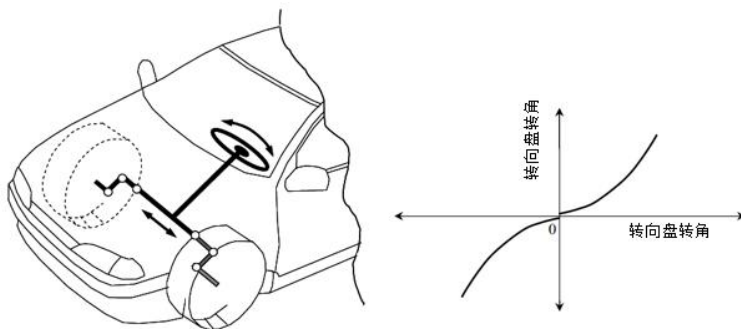


图 37.17 转向力

37.2.2.6 转向增加

转向增加是在转弯时在抓地力极限上施加额外转向输入时产生的额外抓地力的感受。在这种情况下，主观评价一些路径变化。转向不足的车辆通常需要更好的转向附加特性才能回到拐角处的预定路径。一般来说，抓地力越多越好。

37.2.2.7 转向力

转向力是转向改变车辆路径方向所需的转向盘力矩的主观度量。如图 37.17 所示，它不应太松或太紧，但是要有合适的舒适性。转向力通过直线前进和转弯时的非中心区来进行评估。

37.2.2.8 回正性能

回正性能是在施加轻微转向输入并立即释放之后（参见图 37.18），转向盘自动返回其中间位置的速度和精度进行感知评价。它表示轮胎在轻微转向之后以及在结束转弯时使转向盘直接平稳地返回转向中间位置的能力。期望得到的是转向盘较低的振动和运动平滑性。

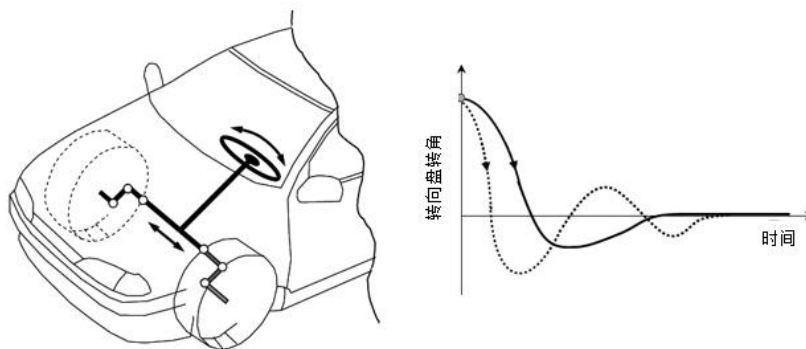


图 37.18 回正性能



参考文献

- [1] Segel, L., Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control, Automobile Division, the Institution of Mechanical Engineers, London, 1956.
- [2] Whitcomb, D.W. and Milliken, W.F., Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control, Automobile Division, the Institution of Mechanical Engineers, London, 1956.
- [3] Pacejka, H.B., Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 1. Handling diagrams of simple systems, Vehicle System Dynamics 2, 161 - 172, 1973.
- [4] Pacejka, H.B., Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 2. Stability of the steady-state turn, Vehicle System Dynamics 2, 173 - 183, 1973.
- [5] Pacejka, H.B., Simplified analysis of steady-state turning behaviour of motor vehicles. Part 3. More elaborate systems, Vehicle System Dynamics 3, 185 - 204, 1973.
- [6] Wong, J.Y., Theory of Ground Vehicles, 3rd edn., John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.
- [7] Milliken, W.F. and Milliken, D.L., Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, Pennsylvania, Inc., 1995.
- [8] Gillespie, T.D., Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE International, Pennsylvania, Inc., 1992.
- [9] Dixon, J.C., Tires, Suspension and Handling, SAE International, Pennsylvania, Inc., 1996.
- [10] Griffin, M.J., Handbook of Human Vibration, Academic Press, London, U.K., 1990.
- [11] ISO, Road vehicles—Vehicle dynamics and road-holding ability—Vocabulary, International Standard, ISO 8855:1991(E/F), 1991.
- [12] ISO, Passenger cars—Steady-state circular driving behavior—Open-loop test procedure, International Standard, ISO 4138:1996(E), 1996.
- [13] ISO, Road vehicles—Lateral transient response test methods—Open-loop test methods, International Standard, ISO 7401:2003(E), 2003.
- [14] ISO, Road vehicles—Transient open-loop response test method with one period of sinusoidal input, International Standard, ISO/TR 8725:1998(E), 1998.
- [15] ISO, Road vehicles—Transient open-loop response test method with pseudo-random steering input, International Standard, ISO/TR 8726, 1988.
- [16] ISO, Passenger cars—Braking in a turn—Open-loop test procedure, International Standard, ISO 7975:1996(E), 1996.
- [17] ISO, Passenger cars—Test track for a severe lane-change manoeuvre—Part 1: Double lane-change, International Standard, ISO 3888 - 1, 1999.
- [18] ISO, Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration, International Standard, ISO 2631-1:1997, 1997.

- [19] Kruger, H.P., Neukum, A., and Schuller, J., A workload approach to the evaluation of vehicle handling characteristics, Society of Automotive Engineers, No. 2000-01-0170, 2000.
- [20] Stephens, P. and Kohn, H.J., Influence of the tyre on subjective handling at the limit, In Vehicle Performance—Understanding Human Monitoring and Assessment, pp. 177 - 195, 1999.
- [21] Godthelp, A.P., de Vos, J., and Käppler, W.D., Subjective and objective assessment of manual, supported, and automated vehicle control, In Vehicle Performance—Understanding Human Monitoring and Assessment, pp. 97 - 120, 1999.
- [22] Crolla, D.A. and Chen, D.C., Vehicle handling assessment using a combined subjective-objective approach, Society of Automotive Engineers, No. 980226, 1998.
- [23] Norman, K., Objective evaluation of on-center handling performance, Society of Automotive Engineers, No. 840069, 1984.
- [24] Farrer, D.G., An objective measurement techniques for the quantification of on-centre handling quality, Society of Automotive Engineers, No. 930827, 1993.
- [25] Salaani, M.K., Experimental steering feel performance measures, Society of Automotive Engineers, No. 2004-01-1074, 2004.
- Lee, S.K. and White, P.R., Application of wavelet analysis to the impact harshness of a vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 214(11), 1331 - 1338, 2000.
- [26] Walter, S.L., Quantitative measurement of handling characteristics of tires and/or vehicle/tire combinations, U. S. Patent No. 4969212, 1990.
- [27] Gauthier, P.N. and Ludlow, W., System and method for testing deflated tire handling, U. S. Patent No. 6580980B1, 2003.
- [28] Gim, G. and Kim, J., Objectification of subjective assessment on transient steer characteristic, FISITA, No. F2004F071, 2004.
- [29] Wood, J.J. and Leatherwood, J.D., A new ride quality meter, Society of Automotive Engineers, No. 850981, 1985.
- [30] Park, W.H. and Wambold, J.C., Objective ride quality measurement, Society of Automotive Engineers, No. 760360, 1976.
- [31] Mehta, N.C., Subjective and objective ride evaluations of commercial vehicles, Society of Automotive Engineers, No. 810046, 1981.
- [32] Norsworthy, T.H., The correlation of objective ride measures to subjective jury evaluations of class 8 COE vehicles, Society of Automotive Engineers, No. 850985, 1985.
- [33] Kudritzki, D.K., Analysis of ride comfort considering driver assessment, In Vehicle Performance, J.P. Pauwelussen (ed.), pp. 196 - 217, 1999.
- [34] Hassan, R. and McManus, K., Heavy vehicle ride and driver comfort, Society of Automotive Engineers,



No. 2001-01-0386, 2001.

[35] Strong, J.R., Statistical methods for evaluating truck ride quality measures, Society of Automotive Engineers, No. 850986, 1985.

[36] Ushijima, T. and Kumakawa, S., Objective harshness evaluation, Society of Automotive Engineers, No. 951374, 1995.

[37] Lee, S.K. and White, P.R., Application of wavelet analysis to the impact harshness of a vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 214(11), 1331-1338, 2000.

[38] Kennedy, D.C., Patten, W.N., and Ratliff, R.T., Impact Harshness of Small Interstate Bumps: Objective and Subjective Testing, DSC-Vol. 52, Advanced Automotive Technologies, ASME, New York, 1993.

[39] Amman, S., Gu, P., Mouch, T., Meier, R., and Greenburg, J., Sound and vibration contribution to the perception of impact harshness, Society of Automotive Engineers, No. 2005-01-1499, 2005.

[40] Gim, G. and Kim, J., Vehicle dynamics of MIRA, Hankook tire, Technical Report No. VD-R98-2, 1998.

[41] Gim, G. and Kim, J., Subjective assessment of TÜV for dry handling/stability, Hankook tire, Technical Report No. VD-R98-3, 1998.

[42] Gim, G., Subjective assessment of Ford SVC for dry handling/stability, Hankook tire, Technical Report No. VD-R98-6, 1998.

[43] Gim, G., Kim, J., Oh, S., and Kim, J., Modern vehicle dynamics: Subjective test of handling, Hankook tire, Technical Report No. VD-R01-01, 2004.

BOSCH-VDC 控制理念

马尧 译

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春·130025)

《Control Aspects of the BOSCH-VDC》部分内容

原文作者: Anton T. Van Zanten, Rainer Erhardt, Georg Pfaff 等

摘要: VDC 是一种新型的道路车辆主动安全系统, 用于控制车辆在紧急情况下的动态响应。通过获取方向盘转角、油门踏板位置和制动压力得出驾驶员期望的运动目标, 而实际的车辆运动由传感器测试横摆角速度的和侧向加速度得出。该系统通过牵引力控制系统来调节发动机扭矩以及直接控制车轮制动, 以最大限度地减小实际运动和期望运动之间的差异。

1 概述

在轮胎和路面的物理附着极限条件下驾驶一辆汽车行驶是一项极其困难的任务。普通驾驶员通常无法有效处理这类工况, 进而使车辆进入失控状态。Shibahata 等人^[1]的研究对此现象给出了理论的分析。在文中提出了一种新的方法 β -method, 用于分析车辆质心侧偏角对操纵性能的影响。研究表明横摆力矩对转向角变化的敏感性随着质心侧偏角的增大而迅速减小。在较大的质心侧偏角下, 转向角的变化对横摆力矩的影响不大, 横摆力矩的绝对值几乎为零。大侧偏角是指轮胎 μ -slip angle 曲线中出现峰值后的情况。

普通驾驶员在这种情况下出现问题的另一个原因是, 驾驶经验在很大程度上局限在附着极限以内。Forster^[2]对这一现象进行分析, 并得到了一些重要规律。首先, 普通驾驶员无法获知轮胎与路面之间的摩擦系数, 也不知道车辆的横向稳定裕度。第二, 如果附着力达到极限, 往往会使驾驶员措手不及, 做出错误的反应, 进而导致过度转向。他指出, 这是人-车-环境系统中的真正弱点。第三, 在实际驾驶过程中需要驾驶员思考后做出反应的情况应尽量减少, 因此提出包括轮胎和悬架在内的车辆应该很好地契合驾驶员的正常驾驶习惯。与正常车辆行为的偏差是车辆设计固有存在的, 必须加以控制, 并减少到可以忽略的差异。意外的车辆运动可能导致普通驾驶员的恐慌反应。因此, 车辆的设计应该以普通驾驶员为中心。专业的测试人员、试验工程师和耐久测试人员并不是真正意义上的普通驾驶员。

Mitschke^[3]指出, 当车辆的响应与通常的线性关系(方向盘角度与横摆角速度间的传递函数表达出的)相差较大, 以至于超出了正常驾驶员的经验范围时, 车辆的操纵就变得至关重要。驾驶员, 可以认为是控制器的一种, 通常使他们的控制参数适应量产化的“车辆”。然而, 这种适应非常缓慢。因此, 车辆开发的目标之一就是保证车辆在正常和极限工况下都有相近的响应, 使正常驾驶员能够进行有效预测, 或者避免车辆响应产生急剧变化。

90%的事故经常认为是由于驾驶员的失误造成的。然而, Wippler^[4]指出, 这些声明必须非常严谨, 应该通过警方的专业分析。根据 Brown^[5], 指出驾驶员的因素只占有事故的 19%。31%的事故与车辆有关, 50%的事故与环境有关, Rompe^[6]等人对关键驾驶工况事故发生前的驾驶员行为进行了调研。他发现转向是最常见的(50%)。类似地, Edwards^[7]等人发现, 在所有事故中, 48%的事故发生前为规避操作, 50%的事故发生前为碰撞工况, 64%的事故发生前出现车道偏离。

Fuchs^[8]总结设计原则如下。首先, 当接近物理极限时, 车辆不应以不可预测的方式行驶。第二, 在湿滑路面上, 与正常响应的偏差尽可能小。第三, 车辆负荷变化对车辆响应的影响要小。第四, 路面不平或侧风等扰动对车辆运动的影响要小。第五, 关于车辆转向响应的指标量应该保持在主观判断为最优的区域内。

从以上的研究可以很清楚地看出，车辆设计时要保证极限工况下的响应与常规工况近似，都有较好的操纵性。通过 β -method 可以看出，驾驶员可以通过一些其他的方法而不是依赖于转动转向盘来调整车辆的横摆力矩，例如通过制动或驱动的方式。

van Zanten 等人在文献[9]中给出了第一种方法。通过研究了在紧急制动转弯时的轮胎纵滑分配现象，使车辆实际响应与期望的偏差减小，同时保证最小的制动距离。运用最优控制理论对转弯制动控制进行了优化设计。结果表明，在考虑轮胎瞬时侧偏角，纵向滑移率通常不会优化控制到最大的纵向力。相反，如果有较大侧向力作用在轮胎上时（特别是转弯外侧车轮），纵向滑移率必须保持在小于峰值滑移率区间内。

HeeD^[10]等人提出了工业级的系统方案。文中给出了一些可用的控制系统方案，如防抱死制动系统(ABS)和驱动防滑控制系统(ASR)，同时，悬架和转向控制系统，可以作为上层车辆动力学控制系统的子系统。应用该方案的四轮 ABS/ASR 引领了博世汽车动力学控制系统的发展，在下文会详细阐述。分析是以一辆后驱汽车为基础，重点关注于 VDC 系统的概念及其实现。该系统不仅可以在全力制动时控制车辆的运动，还可以在部分制动、滑行、加速和发动机反拖时控制车辆的运动。因此，它的工作范围远远超过 ABS 和 ASR。

2 物理机理

由于驾驶员所期望的理想轨迹是未知的，因此通过采集驾驶员的输入来获得理想（名义）的车辆运动状态变量。这些输入包括方向盘转角，发动机驱动扭矩（由油门踏板的位置得出）和制动压力。为了找出表达期望运动的最佳状态变量，本文基于一种特定的工况，如图 1 所示，为一个转角阶跃输入条件下车辆转向状态的判别。下面的曲线显示了如果车辆的侧向加速度 G 值小于给定轮胎与路面间摩擦系数，那么它将遵循的路径。在这种情况下，车辆遵循理想运动轨迹。如果路面很滑，摩擦系数小于侧向加速度，则车辆不会跟随理想运动轨迹，转弯半径将大于理想的运动半径。

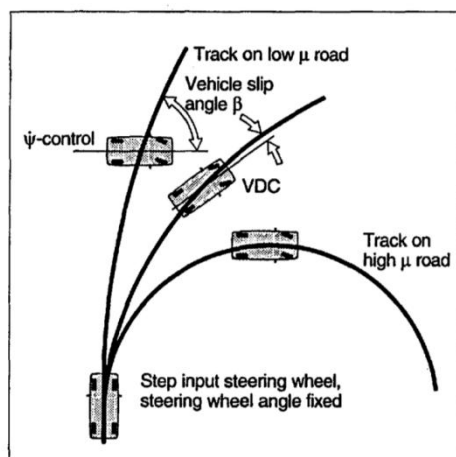


图 1 VDC 与横摆角速度控制

描述车辆侧向运动的一个基本状态变量是车辆的横摆角速度。因此，设计一种使车辆的横摆角速度等于理想运动横摆角速度的控制系统一般情况下是合理的。但如果在湿滑路面上使用这种控制，那么侧向加速度和横摆角速度将不会像在期望运动时那样彼此对应。车辆的侧偏角将迅速增大，如图 1 的上曲线所示。因此，车辆的横摆角速度和质心侧偏角必须限制在与路面摩擦系数相对应的值之内。在这种情况下，满足了介绍中描述的基本要求之一。因此，在 VDC 中，横摆角速度和质心侧偏角都作为标称状态变量，从而作为控制变量。结果如图 1 中间的曲线所示。该系统需要安装横摆角速度传感器以及侧向加速度传感器。

众所周知，轮胎的纵向力和侧向力取决于轮胎的滑移率、侧偏角和轮胎的法向力 F 。在给定的侧偏角下，

轮胎产生的侧向力随滑纵向滑移率的增大而减小。该特性用于控制车辆的侧向力和横摆力矩，轮胎滑移作为控制算法的基本控制变量。例如，如果左前轮的滑移率(图 2)在初始值 λ_0 的基础上增加少量的 $\Delta\lambda$ ，并且轮胎侧偏角为 α_0 ，则汽车的横摆力矩变化量近似如下。

$$\Delta M_{Yw} = -\frac{\partial F_S}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda (a \cdot \cos \delta_W - b \cdot \sin \delta_W) + \frac{\partial F_B}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda (a \cdot \sin \delta_W + b \cdot \cos \delta_W) \quad (1)$$

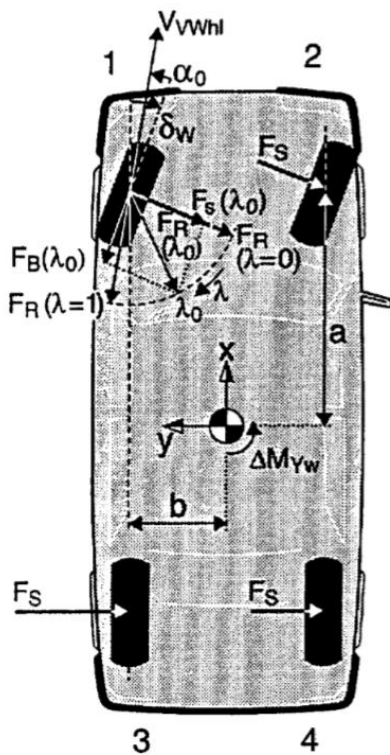


图 2 胎力旋转

假设由于轮胎纵向力、侧向力的变化而引起的垂向力的变化被忽略。同时忽略了轮胎回正力矩的变化。同样，车辆的侧向和纵向力也会发生以下变化。

$$\Delta F_y = -\frac{\partial F_S}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda \cdot \cos \delta_W + \frac{\partial F_B}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda \cdot \sin \delta_W \quad (2)$$

$$\Delta F_x = -\frac{\partial F_S}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda \cdot \sin \delta_W - \frac{\partial F_B}{\partial \lambda} \cdot \Delta\lambda \cdot \cos \delta_W \quad (3)$$

力的导数主要取决于轮胎的工作点(λ_0 , α_0)，其关系具有较强的非线性。

轮胎滑移状态变化的影响可以用图 2 清晰解释。图中包含以下几个关键轮胎力

$$F_R(\lambda = 0) \quad F_R(\lambda_0) \quad F_B(\lambda_0) \quad F_S(\lambda_0)$$

F_R 是轮胎纵向力和侧向力的合力。 $F_R(\lambda = 0)$ 是自由滚动状态下轮胎受到的合力，等于由侧偏角 α_0 引起的轮胎侧向力。

如果轮胎滑移率增加到 λ_0 ，则轮胎的侧向力减小到 $F_S(\lambda_0)$ 。同时产生制动力 $F_B(\lambda_0)$ 。 $F_R(\lambda_0)$ 是此时轮胎平面内收到的合力，在轮胎与路面处于附着极限条件下， $F_R(\lambda = 0)$ 和 $F_R(\lambda_0)$ 的绝对值近似相等。显然，增加轮胎滑移率意味着旋转轮胎的合力，从而改变车辆的横摆力矩、侧向力和纵向力。

这种旋转可以在每个轮胎上进行，可以自由地选择在哪个轮胎上施加滑移率及施加的大小。但是，轮胎上纵向力的变化将导致车辆减速，而侧向力的变化可能导致车辆偏离目标路径，使得侧向偏差突然增加。一种折衷的结果，通常可以用最优设计方法求解。由于轮胎的工作点(λ_0 , α_0)未知(既不可测量轮胎滑移率，也不可测量侧偏角)，且许多相关变量只有估计值，因此必须特别注意设计的鲁棒性。

3 VDC 系统与控制理念

在物理概念的描述中，得出控制车辆横摆角速度和质心侧偏角的要求。根据此目标需求，制定控制策略，参见图 3。

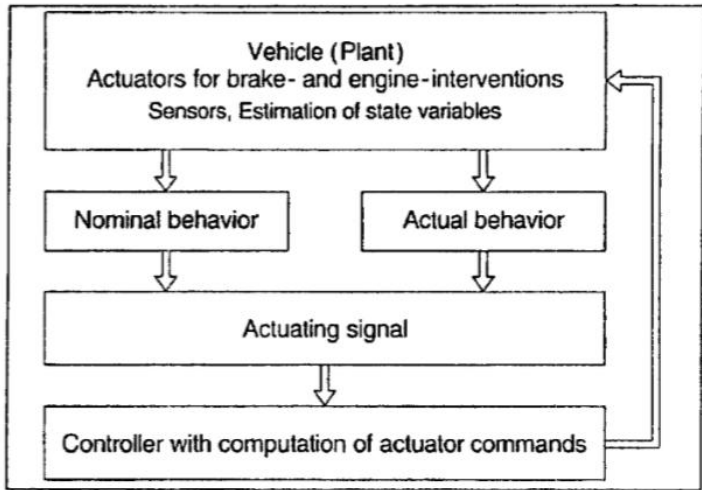


图 3 基本控制策略

首先，通过方向盘角度传感器、节气门位置传感器和制动压力传感器测获取驾驶员的输入量，确定由被控变量的标称值所描述的理想状态。这是控制器最重要和最复杂的任务，因为这些值不仅取决于驾驶员的输入，而且如前所示，还取决于未知的环境，如路面摩擦系数。此外，必须保证这些控制变量的标称值使其在极限条件下的行为类似于在介绍中要求的正常条件下的行为。其次，通过获取轮速传感器、横摆角速度传感器和侧向加速度传感器的状态值，进而确定被控变量的实际值所描述的车辆的实际状态。然后利用理想（名义）和实际状态之间的差异作为车辆动力学控制器的驱动信号。

对于物理概念中描述的任务，即引入和控制单个轮胎的滑移，有必要根据控制算法的要求，独立于驾驶员对每个车轮制动器中的制动压力进行调节和应用。显然，这也是 ABS 和 VDC 之间的一个重要区别。对于 ABS 来说，车轮是被控制的对象，通过控制轮速保证不发生抱死，并保持较小的滑移率以保持一定的侧向力能力。对于 VDC 系统，车辆是受控制的装置，控制车辆运动以尽可能小的偏离其标称运动，并符合环境，而车轮滑移率可控制到任何值，以获得所需的侧向和纵向力。

车轮的响应频率远高于车辆的响应频率。根据被控系统的特点选择控制器的结构具有一定的优越性。因此选择了一种串联控制，其中内反馈回路控制车轮滑移，外反馈回路控制车辆运动。该结构与系统的传感器 1 – 5、执行器 6(液压系统)、电机管理系统 7(电机管理系统)一起如图 4 所示。

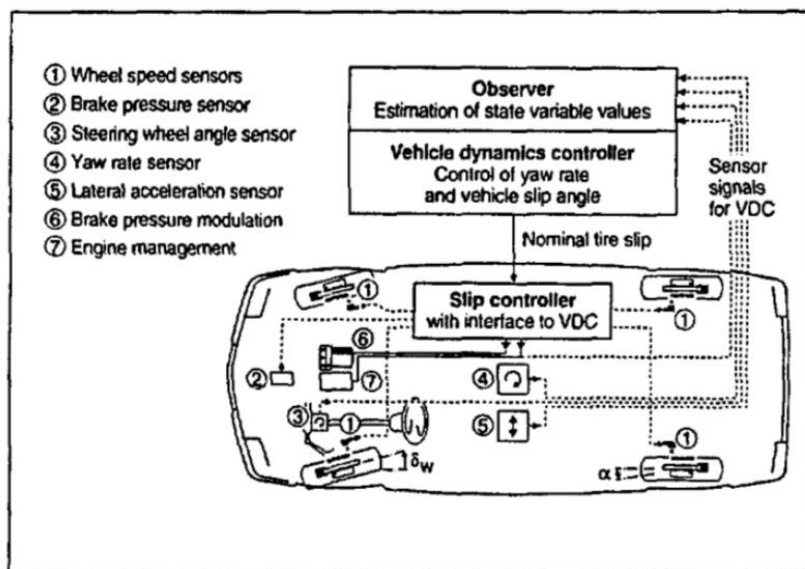


图4 系统及控制理念

在外反馈回路中，滑移控制器根据车辆理想与现实响应差异来修正期望的滑移率值给内反馈回路。在内部回路中，发出执行器的控制信号，将轮胎滑移率调整为理想值。观测器用来估计车辆的实际侧偏角和其他不可直接获得的量，如轮胎的法向力。与ABS算法一样，该算法以数字采级控制器的形式实现，并在微控制器中编程。滑移率控制器在驱动滑移情况下采用串联控制结构，以电机管理系统为内反馈控制回路。传递给电机管理系统的标称值以发动机扭矩表示，并通过CAN接口传输。

4 车辆动力学控制

平稳转弯时，方向盘转角、车速和横摆角速度之间存在一定的关系。这个关系式用于推导期望横摆角速度的第一个值。

$$\dot{\psi}_{No} = \frac{v_x \cdot \delta_w}{(a+c)(1 + \frac{v_x^2}{v_{CH}^2})} \quad (4)$$

此外，在平稳转弯时，如果车辆质心侧偏角不大的情况下，横向加速度等于车辆速度和横摆角速度的乘积。

$$a_y = v_x \cdot \dot{\psi} \quad (5)$$

如前所述，如果路面摩擦系数不够高，则会破坏这种关系。但是，将期望的横摆角速度限制在与路面系数相对应的第二个值是不够的，因为车辆仍可能严重侧滑。由于侧向力不能进一步增加，因此只能通过将车辆的期望横摆角速度值适当修正为第三个值来减小车辆质心侧偏角。这再次强调了控制车辆质心侧偏角的必要性。由于期望横摆角速度的第三个值使车辆在极限工况时的性能与正常工况时相似，因此满足了介绍中描述的大多数要求。

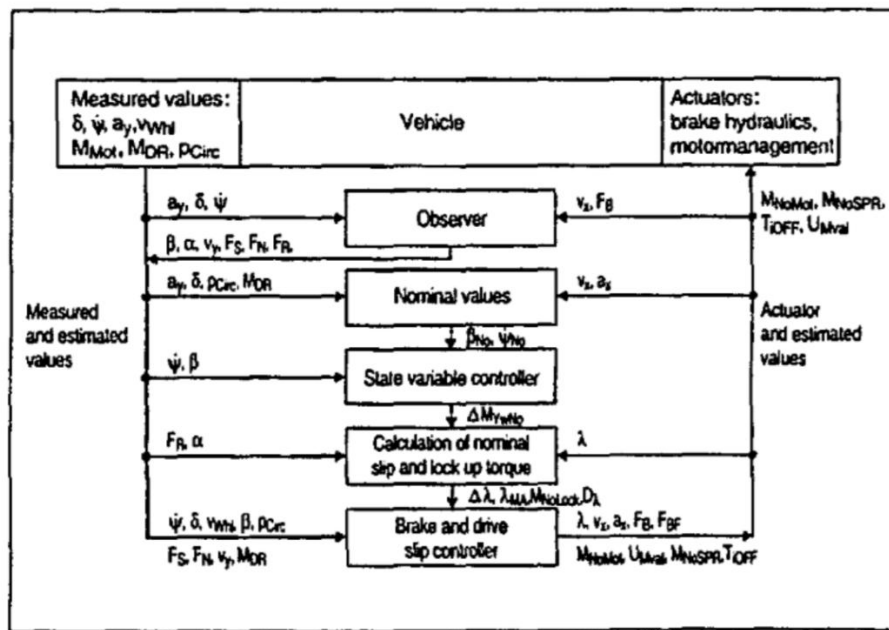


图 5 控制结构图

图 5 以方框图显示了车辆动力学控制器的结构，其中包含每个板块的输入和输出变量。输入变量是传感器的信号值 φ ， δ 和 a_y ，以及车辆纵向速度 V_x 和制动力 F_B 的估计值。输出变量是轮胎侧偏角 α 和车辆质心侧偏角 β ，汽车的侧向速度 V_y ，轮胎的侧向力 F_s ，轮胎的法向力 F_N 和轮胎受到的合力 F_R 。针对车辆质心侧偏角的估计，计算时采用 HSRI 轮胎模型：

$$F_S = \frac{1}{1-\lambda} * C_a * \left(\frac{1}{H} - \frac{1}{4H^2} \right) * \tan\alpha \quad (6)$$

$$F_B = \frac{\lambda}{1-\lambda} * C_\lambda * \left(\frac{1}{H} - \frac{1}{4H^2} \right) \quad (7)$$

其中：

$$H = \left[\left\{ \frac{\lambda}{1-\lambda} * \frac{C_\lambda}{\mu * F_N} \right\}^2 + \left\{ \frac{1}{1-\lambda} * \frac{C_a}{\mu * F_N} * \tan\alpha \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

从这些关系式中可以得到：

$$F_S = \frac{C_\alpha * F_B}{C_\lambda * \lambda} * (\delta_w - \beta_w) \quad (9)$$

其中 $\tan\alpha$ 可以用下式近似替代：

$$\alpha = \delta_w - \beta_w \quad (10)$$

其中 β_w 是车轮处的车辆侧偏角。此外，假设摩擦半径等于零，并且没有转偏。可以得出如果滑移，转向角和车辆质心侧偏角是已知的，那么轮胎侧向力可以根据轮胎纵向力计算的结论。

为了估计车辆质心侧偏角，使用了不包括悬架的简单车辆模型的侧向和横摆运动的动力学方程。侧向运动的动力学方程：

$$m_v(\dot{v}_y - v_x * \dot{\psi}) = \frac{C_\alpha}{C_\lambda} \left(\frac{F_{B1}}{\lambda_1} + \frac{F_{B2}}{\lambda_2} \right) * \cos\delta_w * (\delta_w - \beta_F) + \frac{C_\alpha}{C_\lambda} \left(\frac{F_{B3}}{\lambda_3} + \frac{F_{B4}}{\lambda_4} \right) * \beta_R - (F_{B1} + F_{B2}) * \sin\delta_w \quad (11)$$

横摆运动的动力学方程：

$$J_0 * \ddot{\psi} = - \left[\frac{C_\alpha}{C_\lambda} * \left(\frac{F_{B1}}{\lambda_1} + \frac{F_{B2}}{\lambda_2} \right) * a * \cos\delta_w - \frac{C_\alpha}{C_\lambda} * \left(\frac{F_{B1}}{\lambda_1} - \frac{F_{B2}}{\lambda_2} \right) * b * \sin\delta_w \right] * (\delta_w - \beta_F) + \frac{C_\alpha}{C_\lambda} * \left(\frac{F_{B3}}{\lambda_3} + \frac{F_{B4}}{\lambda_4} \right) * c * \beta_R + (F_{B1} + F_{B2}) * a * \sin\delta_w + (F_{B1} - F_{B2}) * b * \cos\delta_w + (F_{B3} - F_{B4}) * b \quad (12)$$

其中 β_F 和 β_R 分别是前轴和后轴中间的车辆侧偏角，这里认为前轮的车辆侧偏角是彼此相等的且等于 β_F ，后轮的车辆侧偏角也是彼此相等的且等于 β_R 。则有车辆的滑移角被估算为：

$$\beta_F = \frac{v_y + a * \dot{\psi}}{v_x} \quad (13)$$

$$\beta_R = \frac{v_y - c * \dot{\psi}}{v_x} \quad (14)$$

将车辆侧偏角的表达式代入到动力学计算式中得到两个计算结果：

$$\dot{v}_y = A_{11} * v_y + A_{12} * \dot{\psi} + u_1 \quad (15)$$

$$\ddot{\psi} = A_{21} * v_y + A_{22} * \dot{\psi} + u_2 \quad (16)$$

在控制算法中，这些方程通过简单的欧拉积分方程进行积分运算。

$$v_{y,k+1} = (A_{11} * T + 1) * v_{y,k} + A_{12} * T * \dot{\psi}_k + u_{1,k} * T \quad (17)$$

$$\dot{\psi}_{k+1} = A_{21} * T * v_{y,k} + (A_{22} * T + 1) * \dot{\psi}_k + u_{2,k} * T \quad (18)$$

这里 T 是采样时间间隔，下标 k 表示采样时刻。使用线性外推法：

$$\dot{\psi}_{k+1} = 2 * \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} \quad (19)$$

最后一个表达式可以被写成：

$$\dot{\psi}_k(1 - A_{22} * T) - \dot{\psi}_{k-1} - T * u_{2,k} = A_{21} * T * v_{y,k} \quad (20)$$

其中， u_2 取决于估算的制动力，估算的轮胎滑移和实际测量的转向角。它们的值在每一个采样时刻都是已知的。因此上式可以被视为卡尔曼滤波器的测量方程。通过卡尔曼滤波器，可以找到车辆侧向速度的估计值 $\dot{v}_y$ ，而且它可以通过车辆前进速度 v_x 来划分，以得到我们想要的车辆质心侧偏角 β ，如下式：

$$\beta = \frac{v_x}{v_y} \quad (21)$$

在下一个板块中，将会计算受控变量的期望值。该块输入的是测量的转向盘转角 δ ，侧向加速度 a_y ，驾驶员要求的发动机扭矩（加速踏板位置），制动压力 p ，汽车纵向车速 V_x 的估计值，以及前进的汽车的纵向加速度 a_x 。从 a_x 和 a_y 的值可以估算出道路的摩擦系数 μ 的值。使用所有以上值，上文提到的理想横摆角速度和理想汽车质心侧偏角都可以通过给出的公式计算得到。在将这些值发送到输出板块之前，首先通过车辆传递函数对它们进行滤波，并且考虑了一些比如道路具有斜坡或汽车左右侧道路的摩擦系数不一致等特殊情况。

车辆动态控制器可被实现为状态-空间反馈控制器。被控制的状态参数是车辆横摆角速度和车辆质心侧偏角控制器设计使用的是黎卡提方法。出于这个目的，该包括四个轮胎的车辆模型的动力学方程是线性的。因此选择横摆角速度和车辆质心侧偏角作为被控制的变量，它们同时作为车辆模型的状态参数。车辆质心侧偏角这个参数可以用下面这个方程来描述：

$$\dot{\beta} = -\beta * \frac{\dot{v}_x}{v_x} - \dot{\psi} + \frac{1}{m_v * v_x} * \sum_{i=1}^4 (g_i * c * \alpha_i + h_i * \lambda_i) * \frac{F_{R,i}}{\sqrt{\lambda_i^2 + c^2 * \alpha_i^2}} \quad (22)$$

然后车辆横摆角速度使用下面这个方程描述：

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_v} * \sum_{i=1}^4 (a_i * c * \alpha_i + b_i * \lambda_i) * \frac{F_{R,i}}{\sqrt{\lambda_i^2 + c^2 * \alpha_i^2}} \quad (23)$$

其中侧向力的表达式为：

$$F_{S,i} = c * \alpha_i * \frac{F_{R,i}}{\sqrt{\lambda_i^2 + c^2 * \alpha_i^2}} \quad (24)$$

其中：

$$c = \frac{C_\alpha}{C_\lambda} \quad (25)$$

并且制动力的表达式为：

$$F_{B,1} = \lambda_1 * \frac{F_{R,1}}{\sqrt{\lambda_i^2 + c^2 * \alpha_i^2}} \quad (26)$$

摩擦力的特性符合摩擦椭圆基本原则，处于其物理附着极限的轮胎也是有效的。假设在附着极限处，所得轮胎力 F_r 的绝对值几乎与其方向无关。

$$F_{R,i} = \sqrt{F_{S,i}^2 + F_{B,i}^2} \quad (28)$$

$$F_{R,i} = \mu_{Rea,i} * F_{N,i} \quad (29)$$

轮胎侧偏角 α 已分别通过前文公式 10, 13, 14 得到, 在动力学方程中, 会使用到以下定义:

$g_1 = \cos\delta_w$	$g_2 = \cos\delta_w$	$g_3 = 1$	$g_4 = 1$
$h_1 = \sin\delta_w$	$h_2 = \sin\delta_w$	$h_4 = 1$	$h_4 = 1$
$a_1 = a \cdot \cos\delta_w - b \cdot \sin\delta_w$	$a_2 = a \cdot \cos\delta_w + b \cdot \sin\delta_w$	$a_3 = -c$	$a_4 = -c$
$b_1 = b \cdot \cos\delta_w + a \cdot \sin\delta_w$	$b_2 = -b \cdot \cos\delta_w + a \cdot \sin\delta_w$	$b_3 = b$	$b_4 = -b$

线性化是根据期望轨迹和期望的轮胎滑移来进行的。可以根据车辆质心侧偏角 $\Delta\beta$, 横摆角速度 $\Delta\dot{\psi}$, 和轮胎滑移 $\Delta\lambda$ 的增量得到一组微分方程。

$$\Delta\dot{\beta} = A_{11} * \Delta\beta + A_{12} * \Delta\dot{\psi} + \sum_{i=1}^4 \left. \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda_i} \right|_n * \Delta\lambda_i + r_1 + z_1 \quad (30)$$

$$\Delta\ddot{\psi} = A_{21} * \Delta\beta + A_{22} * \Delta\dot{\psi} + \sum_{i=1}^4 \left. \frac{\partial \ddot{\psi}}{\partial \lambda_i} \right|_n * \Delta\lambda_i + r_2 + z_2 \quad (31)$$

其中 A_{11} , A_{12} , A_{21} , A_{22} 是在理想轨迹上评估的微分方程的雅克比矩阵的分量。此外, r_1 和 r_2 是状态变量增量中高于 1 的阶数项。由于状态变量的增量应该保持较小, 因此忽略项 r_1 和 r_2 。雅克比矩阵的偏微分和分量在实际状态下可用, 而不是在理想状态下。因此, 它们在实际状态而不是在理想状态下进行评估。为了补偿这种差异, 术语 z_1 和 z_2 , 表示状态变量中的偏移量。

现在可以使用 riccati 方法来获得用于选择轮胎滑移变化的最佳反馈解决方案。首先, 控制变量必须由状态反馈来表示。

$$\sum_{i=1}^4 \left. \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda_i} \right|_n * \Delta\lambda_i + z_1 = -F_{11} * \Delta\beta - F_{12} * \Delta\dot{\psi} \quad (32)$$

$$\sum_{i=1}^4 \left. \frac{\partial \ddot{\psi}}{\partial \lambda_i} \right|_n * \Delta\lambda_i + z_2 = -F_{21} * \Delta\beta - F_{22} * \Delta\dot{\psi} \quad (33)$$

其中 F_{11} , F_{12} , F_{21} 和 F_{22} 是反馈矩阵 F 的分量。利用 Riccati 方法, 可以计算反馈矩阵的分量。由于在每个时间步长内都计算增量 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\dot{\psi}$, 因此上述等式中唯一的未知数是轮胎滑移率中的四个增量。为了满足这两个方程, 可以选择任意两个滑移率增量, 而另外两个滑移率增量来自这些方程的解。

Riccati 方程的解决方案既麻烦又耗时, 因此不适合用于低成本微控制器。可以发现能通过简单的欧拉积分求解线性化微分方程 31 和 32, 如何使用反馈矩阵 F 来最小化增量 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\dot{\psi}$ 的问题可以转化为能解决的卡尔曼滤波器的问题, 也就是一种更简单的递归方式。

在驾驶期间，如果驾驶员踩下加速器踏板，则从动轮的驱动滑移率控制由从动轮滑移率的平均值的标称值 λ_{MA} ，公差值 D_λ 和制动器之间的差值的理想值 M_{NOLOCK} 控制。

所有测量和估算的变量值同步输入进滑移率控制器中，利用这些信息可以使得控制器能够全面优化轮胎侧、纵向力控制效果，与 ABS 和 ASR 相比，这可以在极限制动和加速期间改善车辆操控及稳定性能。

参考文献

- [1] Shibahata Y, Simada K, Tomari T, "Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control", in Vehicle System Dynamics, 22(1993), pp. 465-481
- [2] Forster H-J, "Der Fahrzeugfuhrer als Bindeglied zwischen Reifen, Fahrwerk und Fahr-bahn", VDI Berichte. Nr 916, 1991
- [3] Mitschke M., Wallentowitz H., Schwarz R., "Vermeiden querdynamisch krischer Fahrzustande durch Fahrzustandsuberwachung" VDI-Berichte, Nr. 916, 1991
- [4] Kappler W.-D., "Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens", VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 198. 1993
- [5] Brown G W. Analysis of 104 Eastern owe Motor Vehicle Casualty Accidents". In: Proceedings of the Third Triannual Congress on Medical and Related Aspects of Motor Vehicle Accidents. Ann Arbor, Michigan: Highway Safety Research institute 1971. pp 216-218
- [6] Rompe K., HeiBing B, "Moglichkeiten zur Bewertung der Fahreigenschaften". In K. Rompe (Editor), Bewertungsverfahren für die Sicherheit von Personenwagen" Köln: Verlag TÜV Rheinland 1984, pp 243-265.
- [7] Edwards M. L, Malone S., "Driver Crash Avoidance Behavior". In Driver Performance Data Book". Washington, DC National Highway Traffic Safety Administration, Final Report DOT HS 807 121, 1987.
- [8] Fuchs J., "Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt". VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 184, 1993.
- [9] van Zanten A. T., Krauter A. I., "Optimal Control of the Tractor- Semitrailer Truck". Vehicle System Dynamics, 7(1978), pp. 203-231.
- [10] HeeB G, van Zanten A. T., "System Approach To Vehicle Dynamics Control", Fisita 1988, Nr. 885107, Detroit, pp 2. 109-2. 121.

VI-grade 驾驶模拟器介绍

VI-grade 2005 年成立于德国，隶属于英国 Spectris 集团，是系统仿真领域一流的高级应用软件产品和服务提供商，专门从事整车动力学、ADAS、无人驾驶仿真软件和驾驶模拟器的相关系统开发及咨询工作。迄今为止，VI-grade 在德国、瑞士、意大利、英国、日本、中国和美国设有分公司，拥有 20 多个值得信赖的合作伙伴，是一家充满活力和不断发展壮大的公司，拥有一支高素质的技术团队。

VI-grade 设计的 9 个自由度的驾驶模拟器运动平台，运行平台下面三个作动缸实现了纵向、侧向和横摆，中间六个自由度的运动平台主要完成垂向的振动以及车厢运动姿态复现，涵盖了整个车辆的运动姿态和振动情况。

DiM 9 自由度驾驶模拟器的软硬件架构可以实现软件在环仿真和硬件在环仿真，并且将真实车辆的部分传感器、制动系统、转向系统等以实物方式接入驾驶模拟器，实现整车动力学、转向、操稳、舒适性、HMI、ADAS 和自动驾驶的驾驶员在环的主观评估，其运动平台的物理响应频率可以达到 50Hz。如果再加上激振器，可以达到 200Hz 甚至更高的响应频率，从而完成 NVH 的验证。

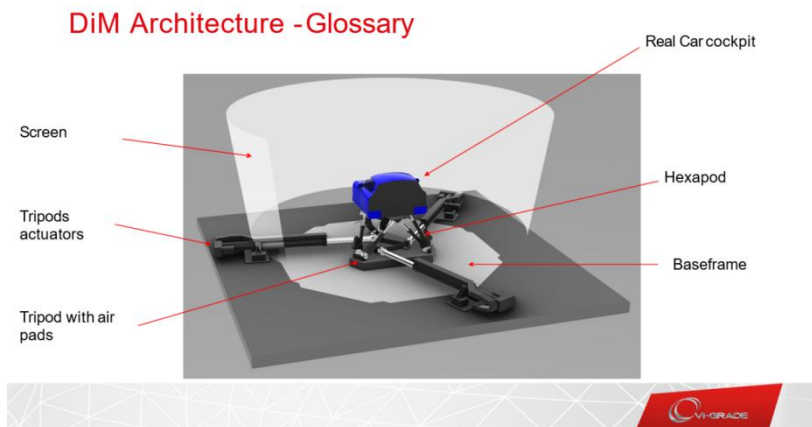


图 1 DIM 驾驶模拟器

DiM 驾驶模拟器使用电缸驱动，每个电缸通过工业实时以太网接入控制器，从而保证极低的延迟时间；DiM 驾驶模拟器的三自由度运动底座使用高压气垫进行承载，运行于精密平台之上，从而减少摩擦、噪音以及功耗，保证运动控制的精度和响应时间。



图 2 DIM 驾驶模拟器使用电缸驱动

DiM 驾驶模拟器运动性能参数（姿态范围、速度、加速度）

Tripod				
	姿态范围(DiM 150)	姿态范围(DiM 250)	最大速度	最大加速度
X	±0.80m	±1.35m	1.7m/s	12m/s ²
Y	±0.75m	±1.25m	1.5m/s	10m/s ²
横摆	±25°		165° /s	900° /s ²

Hexapod			
	姿态范围	最大速度	最大加速度
X	0.28	2.0m/s	25m/s ²
Y	0.25	1.7m/s	25m/s ²
Z	0.22	1.6m/s	35m/s ²
侧倾	±20°	135° /s	2500° /s ²
俯仰	±20°	130° /s	2000° /s ²
横摆	±20°	135° /s	3000° /s ²

注：Tripod 为运动平台的底座，运行于充气平台上;Hexapod 是六自由度运动平台，承载驾驶舱。

VI-grade 支持用户基于 KC 试验台转向运动学测试或仿真数据、转向系统零件的机械属性（转向柱、齿条的质量、刚度、阻尼、摩擦）、转向助力系统 MAP（助力力矩或电机电流与扭杆转角关系）创建与真实车辆具有相同特性的转向模型，同时也支持 Adam/Car 模型的导出，用于在驾驶模拟器中提供模型驱动。

DiM 驾驶模拟器使用 Motion Cueing 算法，以为此基础，VI-grade 工程师对人体复杂的运动感知系统进行建模，并基于 Model Predictive Control (MPC)模型预测技术，确保运动平台能够在安全的运动行程内运作并且能够响应未知的激励。

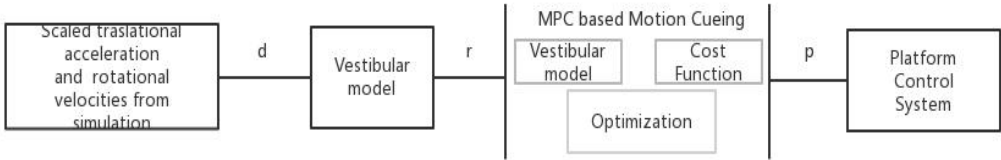


图 3 Motion Cueing 算法

VI-grade 驾驶模拟器技术可以与车辆研发过程中的方方面面紧密结合，驾驶员在环仿真技术可以大大提高底盘、动力总成、ADAS 技术、控制逻辑、ECU、HMI 等研发效率。

在研发过程中，驾驶模拟器可以进行主观评价，关联主观驾驶体验和客观评价参数，确定具体的车辆

设计目标和调教方向，并且对不同底盘配置进行验证。例如 Benteler 在电动汽车底盘研发中使用了 DiM150 驾驶模拟器，通过大量的模拟器测试数据，在保证电动汽车平台的可延展性的同时兼顾了车辆操稳特性和驾驶体验的一致性。

Benteler 完成大量的虚拟仿真工作后进行原型车测试，VI-grade 车辆动力学仿真结果与实车测试对标良好，第一辆原型车达成了 80% 的预期目标。这表明在使用驾驶模拟器进行物理驾驶评估时，驾驶模拟器是底盘系统设计范围内的关键要素。

• Prototype measurement and model validation

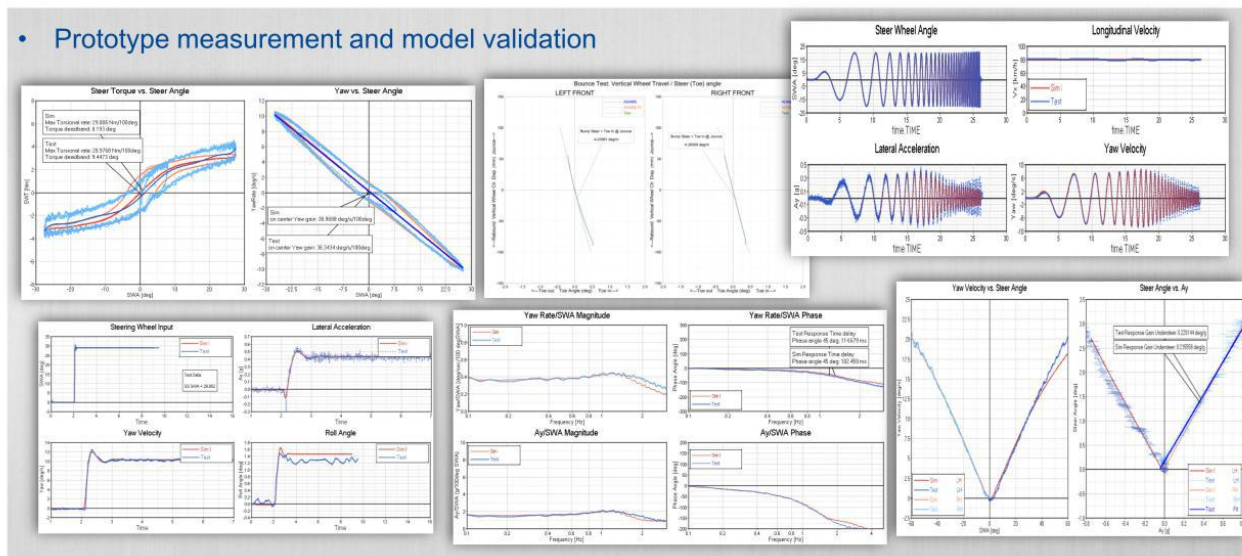


图 4 Benteler 仿真和实验结果的对比较图

丰源轮胎研发实力简介

一、企业简介

山东丰源轮胎制造股份有限公司由山东能源（世界 500 强）权属企业枣矿集团公司国有控股，是集半钢子午线轮胎研发、制造、销售于一体的现代化大型企业。

公司在装备、技术、产品上向高端发展定位，配置了荷兰 VMI 一次法成型机、德国特勒斯特四复合、韩国东河硫化机等先进半钢生产设备，以及智能立体库、全自动检测线等项目，应用 MES、ERP、WMS 等信息管理系统，被评为全国两化融合贯标企业、全省两化融合优秀企业、全市两化融合示范企业。公司已建成国家认可的实验室和省级研发中心，拥有自主专利 107 项，专利数排名中国轮胎企业第 15 位。

二、研发情况

（一）有限元分析

公司目前有 abaqus 有限元分析软件，可以进行轮胎五刚仿真分析和轮胎滚动半径的仿真分析。后续将开展轮胎滚阻、滑水、NVH、六分力、脱圈等常规仿真分析。

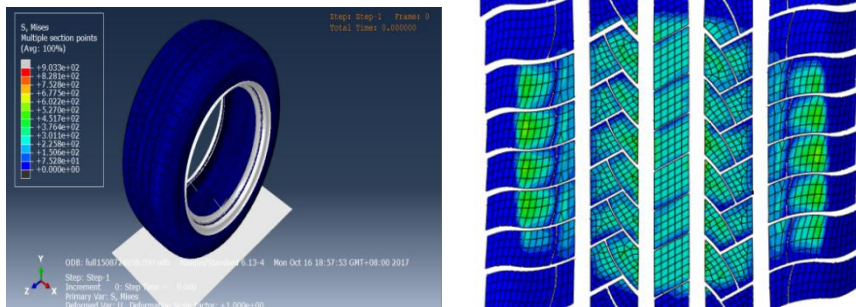


图 1 有限元分析图例

（二）主客观评价分析

轮胎主客观评价是由专业驾驶人员在不同道路上模拟用户的各种驾驶情况，并对轮胎各项性能进行评估。主客观评价需要对轮胎的制动、操控性、舒适性、振动噪声等进行全方位的评价。主观评价作为评价和衡量轮胎性能的重要指标之一，在轮胎性能开发中可以指导提升轮胎研发质量。丰源轮胎聘请专业的测试人员进行主客观评价，为后续的产品开发和基础研究工作提供了准确的数据支持和经验积累，从而满足客户对轮胎性能的要求。

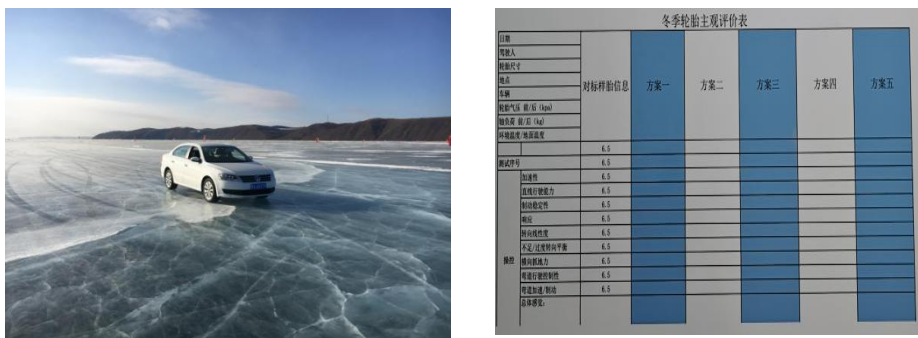


图 2 冬季轮胎主客观评价示例

（三）配套能力

目前，公司进入众泰供应商体系，共同开发 T500 车型的配套轮胎；进入发展势头正猛的北京汽车的配套体系，为北汽勇士、BJ212 等各种车型进行配套；顺利进入江铃配套体系并为其开发新产品，提高了丰源轮胎在行业内知名度；新能源汽车发展迅猛，市场占有率逐年增加，目前进行批量供货的新能源汽车企业有：德州宝雅、潍坊瑞驰、河北红星、扬州道爵、浙江康迪等。以上配套项目的成功实施，提高了我公司在行业内的影响力，为进一步开拓市场奠定了坚实的基础。

（四）研发实验室能力

公司新建研发实验楼，引进国际、国内先进的测试设备，满足针对轮胎配方材料及成品轮胎产品的基本测试能力及研发数据积累能力的需求。主要设备如下：

序号	设备名称	功能	设备图片
1	综合刚度 电阻试验机	1、径向刚性 2、纵向刚性 3、横向刚性 4、扭转刚性 5、包络刚性 6、中心断面扫描 7、静负荷压力（压力毯） 8、电阻试验	
2	胶料表面 粘性分析仪 （TMA）	胶料表面粘性分析仪能够检测出压延半成品（钢丝帘布、纤维帘布、胶片等）和胶料的表面粘性，实现对半成品的粘性控制试验。	
3	橡胶加工 分析仪 (RPA2000)	主要用于宽温度、应变、频率范围下测定聚合物的动态性能，而且能像硫化仪一样在一次试验中对胶料硫化前、硫化过程中和硫化后的粘弹特性进行测量。	

4	动平衡试验机	主要用于检测轮胎的力偶、两平面的不平衡度和角度位置等。	
5	轮胎拆装机	主要用于轮胎的拆装。	
6	动态热机械分析仪 (DMA)	主要用于测定在一定条件下，材料的温度、频率、应力和应变之间的关系，获得材料结构与分子运动的信息。	
7	动态臭氧老化试验机	主要用于橡胶类制品如硫化橡胶、热塑性橡胶、电缆绝缘护套等产品，在静态拉伸或连续的动态拉伸变形下暴露于密闭无光照的、含有恒定臭氧浓度的空气和恒温的试验箱中，按预定时间对试样进行检测，从试样表面发生的龟裂或其它性能的变化程度，以评定橡胶的耐臭氧老化性能。	
8	炭黑分散度仪	炭黑分散度仪 aview 是一台先进的反射光学显微镜，用来测量胶料中填料的分散度。	

9	辊筒磨耗试验机 (DIN)	用于测定试样的相对体积磨耗量或磨耗指数。	
10	轮胎三维扫描仪	主要用于快速便捷、高效精确的数字化测量分析轮胎外轮廓尺寸。	

公司核心技术“碳纳米管材料在轮胎中的应用研究”、“一次法低温炼胶技术”经鉴定达到国际先进水平，奠定了公司在行业的领先地位。

公司创新产品“三防安全轮胎”、“雪地胎产品”、“全天候轮胎”等能够满足轮胎产业“绿色、环保、舒适、安全”的新要求，为企业创造新的经济增长点奠定基础。

截止目前，公司拥有专利授权 107 项，其中发明专利 8 项，软件著作权 2 项，实用新型专利 26 项，外观专利 71 项。共有 50 余篇论文发表在国家级刊物，参与 8 项国家标准的修订。

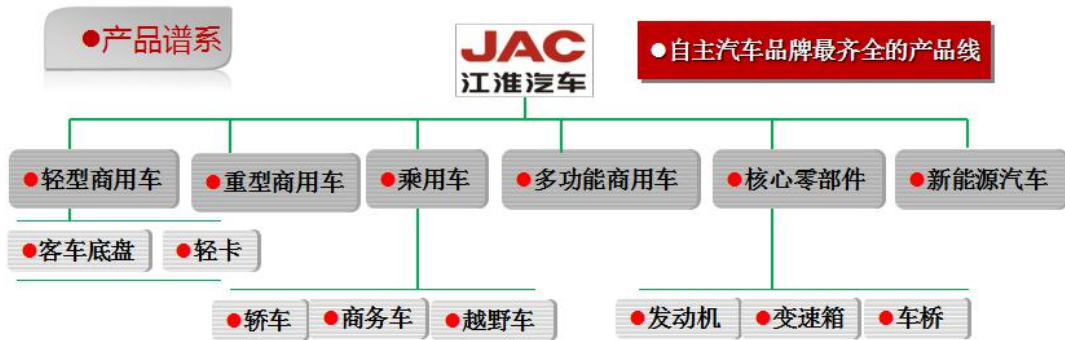
作为轮胎动力学协同创新联盟的副理事长单位，丰源轮胎愿同轮学盟及各成员单位一起，努力实现轮学盟的成立初衷——“协同创新、集聚资源、战略合作、共策共力、突破瓶颈、互赢共荣”，促进我国轮胎行业高质量发展。

江淮汽车底盘动力学简介

江淮汽车是国内唯一一家产品线最齐全的综合型自主品牌汽车主力厂商，集商用车、乘用车、新能源汽车及动力总成研发、制造、销售和服务于一体，是国家“火炬”计划高新技术企业、国家级创新型企业，位居中国企业 500 强、中国百强工业企业。



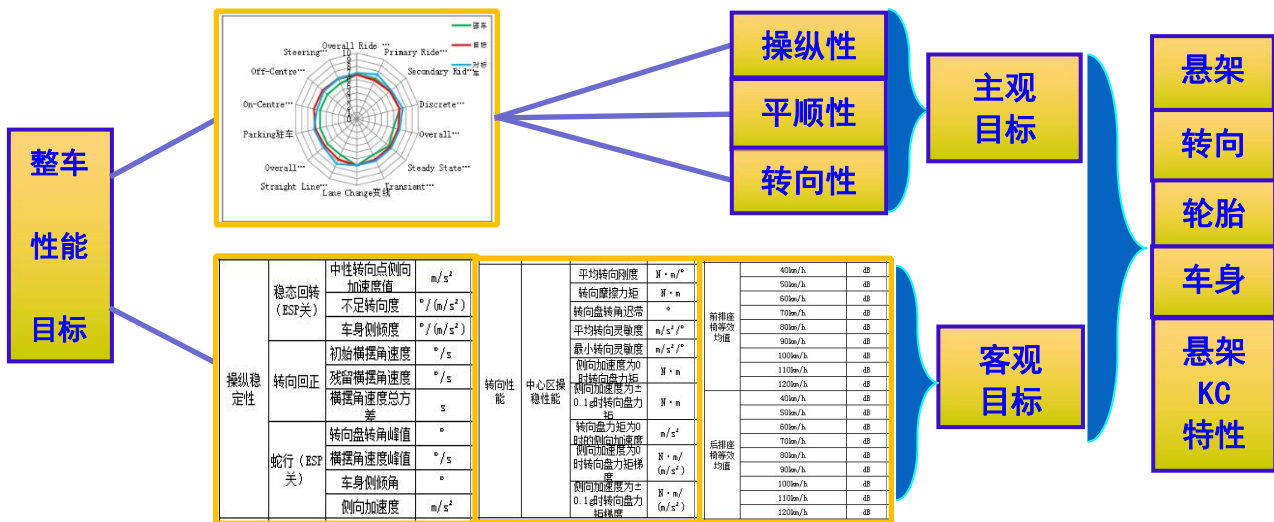
江淮汽车坚持“以我为主，兼收并蓄，自成一统，实现超越”的指导思想，在中长期发展战略的指引下，制定产品规划，紧密跟踪国际先进技术，积极整合全球资源，开放合作、学习创新，持续打造低成本高品质、具有自主知识产权的产品线，逐步形成了具有较强竞争力的全系列产品格局。



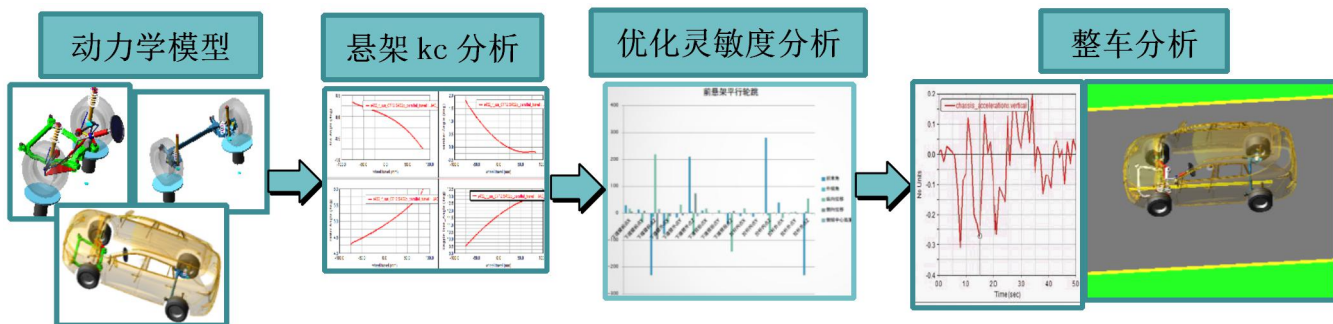
为使整车具有良好的操纵稳定性和平顺性能，江淮汽车在整车动力学开发方面积累了丰富的经验，并对整车动力学的开发有一整套完整的流程体系，一般涵盖了对标分析、目标设定、仿真优化、调校匹配以及客观测试几个方面。

在对标分析方面，江淮汽车从动力学的角度比较整车性能，以为平台选择提供可靠性意见，并从悬架 K&C 特性、整车操纵稳定性、整车平顺性进行对比分析。此外，江淮汽车对标杆车进行主客观评价，并进行标杆车性能参数分析，结合开发车预测性能变化趋势。

在进行目标设定时，江淮汽车综合考虑了车辆用途、目标客户等因素，并依据标杆车分析、开发车定位、结合数据库类似车型参数设定动力学目标，最后针对动力学目标设定进行参数关联与分解。



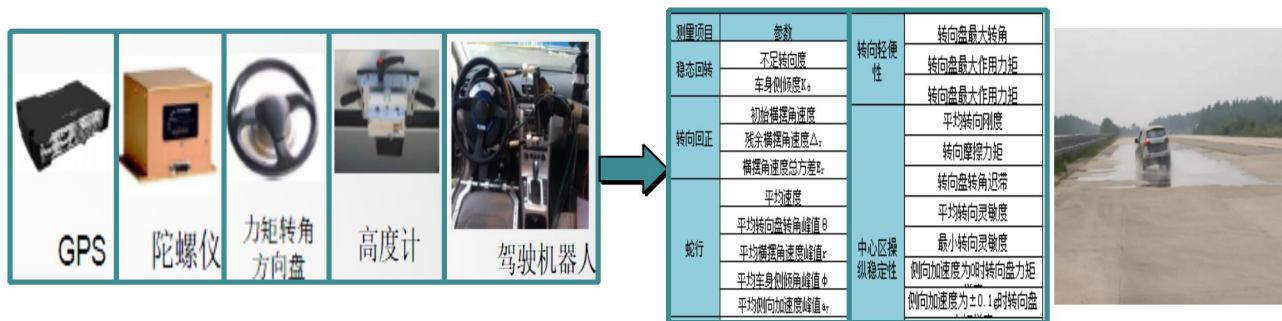
在仿真优化方面，江淮汽车从建立动力学模型开始，然后分析悬架性能、提出优化方案，再进行整车性能分析，最后根据优化分析结果，结合数据库参数制定底盘调校方案。



在调校匹配方面，江淮汽车结合竞品车特征、开发车型特点和定位，制定该车的调校目标，对弹簧、缓冲块、衬套、减振器进行匹配，对轮胎进行选型，对转向助力进行调校，从而实现开发车操稳、平顺的最优匹配。



在客观测试方面，江淮汽车在动力学开发过程中对整车动力学的客观数据进行试验，包括操纵稳定性和平顺性的测试，与主观评价结合进行调校总结。



在轮胎动力学协同创新联盟大舞台上，江淮汽车继往开来，与各成员单位协同发展，共同进步，充分发挥在整车动力学开发方面的技术优势，不断完善在整车逆向、正向开发过程中的能力，为提升我国自主整车行业技术水平做出贡献。

2019 轮胎动力学有限元技术研讨会圆满落幕



图1 参会人员合影

8月21-22日，轮胎动力学协同创新联盟成功举办2019轮胎动力学有限元技术研讨会。本次有限元技术研讨会邀请了来自化工企业、高校、科研机构等多个领域的11位专家作技术分享，包括2场主旨报告、2场测试报告、4场材料技术报告、2场动力学技术报告、1场关键技术报告。本次会议由轮学盟秘书长助理马尧博士担任主持人。

本次研讨会邀请到的专家有：轮胎动力学协同创新联盟秘书长卢荡教授、吉林大学张然教授、日本国际计测器株式会社海外部马明勋课长、中国科学院长春应用化学研究所研究员白晨曦、盛禧奥合成橡胶技术服务经理杨朝翔、怡维怡橡胶研究院研发工程师姚冰、埃克森美孚化工（上海）有限公司李畅达、北京化工大学讲师李凡珠、中动智轮科技有限公司马尧博士、吉林大学刘涛、吉林泰尔仿真科技有限公司有限元仿真工程师姚彬。



图2. 轮胎动力学协同创新联盟秘书长卢荡教授作题为《虚拟与真实融合的轮胎动力学测试新技术》的主旨报告



图3. 吉林大学张然教授作题为《弱有限元方法及其应用》的主旨报告

本次有限元技术研讨会吸引了来自不同领域的六十余位专家参与，共同聚焦轮胎动力学有限元技术方法，打造国内“最专业、最实用、最前沿”的轮胎动力学有限元技术交流平台，促进产学研用等多方合作交流。

共性技术第一阶段培训会议顺利召开

2019年9月4日，轮胎动力学协同创新联盟共性技术第一阶段培训会议在柳州落下帷幕，共18家共性技术参研单位参与本次培训。



图1 参会人员合影

本次会议的主要培训内容包括：

1. 共性技术课题概述；
2. 试验台车场地试验；
3. 试验台车整车建模及仿真验证，包括：建模试验数据分析、基于 ADAMS/view 的建模及仿真实现、场地试验与仿真结果一致性分析；
4. 轮胎模型调教方法解读及仿真分析。

轮胎动力学协同创新联盟秘书长卢荡教授回顾了共性技术的进展状况，并就取得的技术成果与存在的不足进行了分析与总结。吉林大学马尧博士为与会专家讲解“试验台车场地试验”部分；吉林大学刘前进博士为与会专家讲解“试验台车整车建模及仿真验证”，包括建模试验数据分析、基于 ADAMS/view 的建模及仿真实现、试验台车整车建模及仿真验证。



图2 轮学盟秘书长 卢荡教授



图3 吉林大学 马尧博士



图4 吉林大学 刘前进博士



图5 刘前进博士和浦林成山（山东）轮胎有限公司副主任工程师姜洪旭进行现场交流

在讲解结束后，讲解人员对与会专家进行现场考核，包括现场软件操作考核：基于 Adams/View 的整车建模及仿真设置，数据导入与结果提取方法；以及纸质考核：缩放因子对轮胎力学性能及整车性能响应的影响分析。最终，所有与会专家通过本次考核。

经过本次培训，与会专家将掌握基于 Adams/View 的试验台车高精度建模及仿真实现方法，拓展提升车辆动力学仿真分析方法与能力，并为解决基于室内测试建立的轮胎模型应用于整车室外仿真时存在的一致性问题及正确的轮胎模型参数调整方法奠定基础。

轮学盟成功举办国际轮胎动力学前沿测试技术与标准研讨会

9月29日，柳东新区管委会携国内外汽车制造业、轮胎制造业、设备制造业、高校的专家、学者、工程技术人员，为探索汽车开发新技术、建立国际先进轮胎动力学测试体系齐聚柳州，共同召开国际轮胎动力学前沿测试技术与标准研讨会。

本次会议由轮胎动力学协同创新联盟主办，柳州市柳东新区、吉林大学承办，上汽通用五菱汽车股份有限公司、广西汽车集团、山东玲珑轮胎股份有限公司、柳州中动智轮科技有限公司共同协办。

会议中，柳州市柳东新区管委会刘峰主任、柳州高新技术创业服务中心谢泉主任、吉林大学卢荡教授分别发表致辞：刘峰主任表达了对参会代表的热烈欢迎及对实验室共建成功的殷切期待；谢泉主任介绍了实验室联合共建情况及当前形势下共建实验室的必要性；卢荡教授分析了实验室的共建方法和思路，为实验室的建设提出宝贵建议。



图1 柳州市柳东新区管委会刘峰主任



图2 柳州高新技术创业服务中心谢泉主任



图3 吉林大学卢荡教授

会上，15家参会企业签署《“智能网联车辆动力学实验室”合作共建意向书》，标志着企业将同柳州市柳东新区管委会、吉林大学共同打造“智能网联车辆动力学实验室”，组织研讨实验室共建方案，探索政府、企业、高校合作新模式，共同促进建成多方共赢的合作平台，为产业发展提供有力支持。

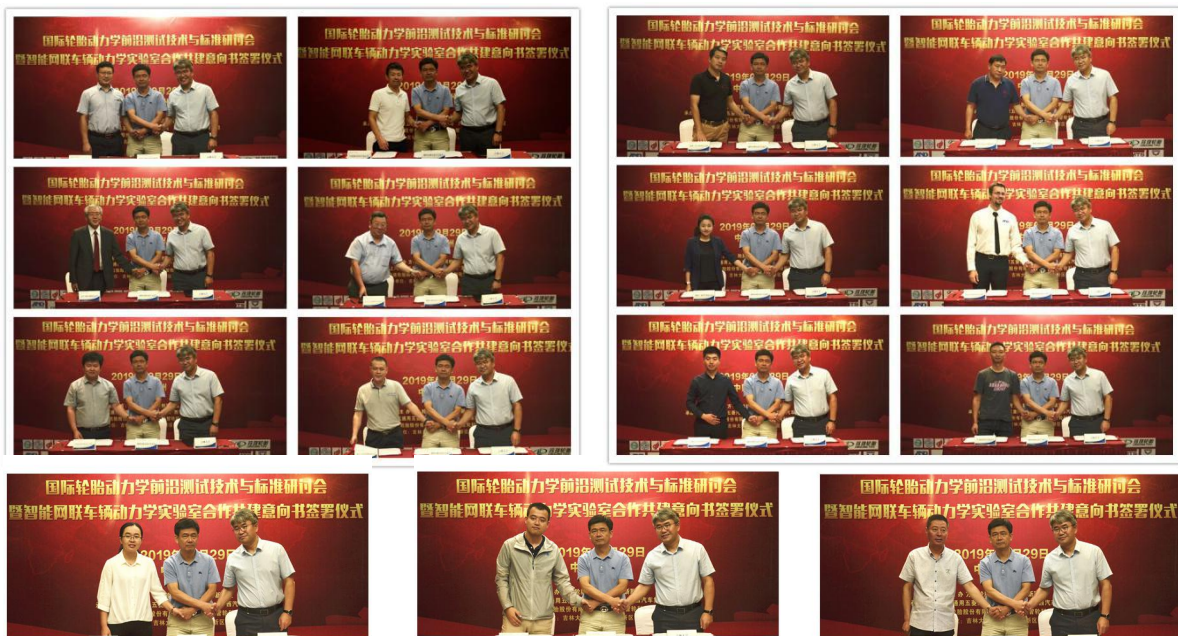


图3 15家参会企业签署《“智能网联车辆动力学实验室”合作共建意向书》

此外，20余家国际、国内参会企业在会议中进行前沿技术介绍、分享试验设备、技术并对接需求，希望此次研讨会将为企业创新与产品性能升级带来新思路。

最后，各参会代表共同研讨实验室建设方案，包括中心建设规划、设备投入种类、前沿技术推广模式、标准制订计划、合作共建方式等，为共建实验室提供新的建设思路和发展规划。



2019 轮胎与车辆动力学院士论坛即将召开

我国的汽车、轮胎产业规模早已世界第一，目前正在创新与变革中从规模优势逐步向质量优势转变，向着“既大又强”的目标发展。轮胎与车辆动力学是发展的基础，为进一步深刻研讨其研究现状和未来发展趋势，由中国汽车工程学会主办，轮胎动力学协同创新联盟协办的“轮胎与车辆动力学院士论坛”将于2019年10月23日在上海召开。

本次论坛主题是“电动·智能·基础·创新”，将邀请国内外行业中的权威专家学者、企业高层共同交流探讨轮胎与车辆动力学对行业技术创新的影响，促进我国汽车、轮胎行业高质量发展。

以下是会议信息：

一、拟邀请演讲专家

郭孔辉	中国工程院院士、吉林大学汽车学院名誉院长
吴旭亭	广州汽车集团股份有限公司首席技术总监
杨彦鼎	东风汽车集团股份有限公司技术中心副主任
郭 平	一汽解放汽车有限公司商用车开发院首席工程师
金凌鸽	易航智能首席技术官
孙丽红	安徽佳通乘用车子午线轮胎有限公司动力学高级经理
马 尧	吉林大学博士
Joachim Stallmann	德国 FTire 公司应用工程师
Axel Gallrein	德国 CDTire 公司产品经理
管建民	美国 Altair 公司总部 NVH 高级总监

二、高端访谈嘉宾

郭孔辉	中国工程院院士、吉林大学汽车工程学院名誉院长
孙逢春	中国工程院院士、电动车辆国家工程实验室主任
姚佐平	上汽通用五菱汽车股份有限公司副总经理
刘蕴博	长春富晟汽车创新技术有限公司总经理
张利民	中策橡胶集团有限公司副总经理
吴旭亭	广州汽车集团股份有限公司首席技术总监
杨彦鼎	东风汽车集团股份有限公司技术中心副主任
陈雪梅	山东玲珑轮胎股份有限公司研究总院常务副院长
卢 荡	吉林大学教授、轮胎动力学协同创新联盟秘书长

三、会议日程

2019 年 10 月 23 日		
时间	主题内容	发言人
8:30-8:35	主持人作开场词	卢 荡 教授
8:35-9:10	《汽车底盘开发技术的演变与创新》	吴旭亭 博士
9:10-9:45	《乘用车轮胎性能开发》	杨彦鼎
9:45-10:20	《Random analysis in full vehicle road NVH simulation》	管建民
10:20-10:50	茶歇	
10:50-11:25	《商用车用户需求变化与轮胎动力学发展方向》	郭 平 首席
11:25-12:00	《基于下沉量控制的胎压对侧偏特性影响分析与预测》	孙丽红 博士
12:00-13:00	午餐	
13:00-13:40	《轮胎原地转向特性建模方法及扩展应用》	郭孔辉 院士
13:40-14:20	《轮胎模型在自动驾驶技术中的应用》	金凌鸽 博士
14:20-15:00	《CDTire - closing the gap to structural analysis》	Axel Gallrein
15:00-15:30	茶歇	
15:30-16:05	《FTire - The market leading physical tire model》	Joachim Stallmann
16:05-16:40	《智能车轮系统开发及其在车辆动态控制中的应用》	马 尧 博士
16:40-17:40	高端访谈	
会议结束		

2019 轮胎与车辆动力学院士论坛诚邀您拨冗莅临，从 10 篇高水平技术报告获取新知、从“高端访谈”中感受十余位国内外权威学者和知名企业高层的思维跃动，参与探讨轮胎与车辆动力学对行业技术创新的影响。

第三届理事会暨轮胎与车辆动力学技术论坛即将召开

2019 年是汽车、轮胎行业创新与变革的一年，国际上竞争局势愈加激烈，国内汽车、轮胎行业在新形势下也面临着巨大的挑战。轮胎动力学协同创新联盟作为学术性联合体，为跨行业整合资源、推动产业协同创新、加强国际交流合作提供了平台并做出了贡献。

为总结轮学盟本年度工作内容，深化行业内技术交流，促进合作发展并进一步讨论轮学盟今后发展方向，轮学盟将于 2019 年 10 月 24 日在上海举办“轮胎动力学协同创新联盟第三届理事会暨轮胎与车辆动力学技术论坛”。本次会议的“高端访谈”主题是“当前形势下轮胎与整车匹配开发的机遇与途径”，将邀请成员单位高层共同交流探讨技术创新的新思路。

以下是会议信息：

一、会议日程

时间	内容
8:30-8:35	主持人作开场词
8:35-8:50	郭孔辉 中国工程院院士 理事长致辞
8:50-9:50	轮学盟工作总结 汇报人：卢荡秘书长
9:50-10:25	轮学盟工作计划 汇报人：卢荡秘书长
10:25-10:55	茶歇
10:55-11:00	主持人介绍高端访谈嘉宾
11:00-12:00	高端访谈
12:00-13:50	午餐
13:50-14:00	嘉宾入场
14:00-14:05	主持人作开场词
14:05-14:35	技术报告
14:35-15:05	技术报告
15:05-15:35	技术报告
15:35-16:05	技术报告
16:05-16:35	茶歇
16:35-17:30	轮学盟工作报告分组审议
17:30-20:00	晚宴
会议结束	



二、会议酒店

上海颖奕皇冠假日酒店，地址：上海嘉定区博园路 6555 号

三、高端访谈嘉宾

- | | |
|-----|------------------------|
| 郭孔辉 | 中国工程院院士、吉林大学汽车学院名誉院长 |
| 张进华 | 中国汽车工程学会常务副理事长、秘书长 |
| 徐文英 | 中国橡胶工业协会副会长兼秘书长 |
| 罗吉良 | 万力轮胎股份有限公司总工程师 |
| 金叙龙 | 中国第一汽车集团公司研发总院副院长 |
| 李 炜 | 安徽佳通乘用车子午线轮胎有限公司总监 |
| 温 敏 | 安徽江淮汽车集团股份有限公司乘用车研究院院长 |
| 鲁明诚 | 倍耐力轮胎有限公司轿车轮胎研发总监 |
| 车宝臻 | 浦林成山（山东）轮胎有限公司总经理 |
| 卢 荡 | 吉林大学教授、轮胎动力学协同创新联盟秘书长 |

轮学盟诚邀您出席本次会议，参与审议轮学盟工作报告，为行业的发展共同努力！

2019 年轮学盟 “外智大师班” 培训会议

为加强国内外技术交流、吸纳先进技术，轮胎动力学协同创新联盟将于 2019 年 11 月 20 日—23 日在上海举办“外智大师班”系列培训班。本次培训班邀请到日本工学院大学中岛幸雄教授及具有多年汽车底盘开发经验和车辆动力学实践经验的吴旭亭博士作为授课老师，诚邀您拨冗莅临。

本次会议培训内容如下：

时间	授课老师	培训内容
11 月 20 日上午	中岛幸雄教授	1. 轮胎力学模型 2. 轮胎弹簧特性 3. 复合材料力学 4. 轮胎结构设计
11 月 20 日下午	中岛幸雄教授	轮胎形状力学（侧面、冠面）
11 月 21 日上午	中岛幸雄教授	模式力学
11 月 21 日下午	中岛幸雄教授	1. 模式力学 2. 未来的轮胎技术
11 月 22 日	吴旭亭博士	乘用车和轻型卡车底盘开发与 车辆动力学基础
11 月 23 日	吴旭亭博士	车辆操纵稳定性及控制

授课老师介绍



中岛幸雄，曾获美国俄亥俄州阿克伦大学机械工学博士，研究领域包括机械材料、材料力学、复合材料力学、计算力学、最优化设计、轮胎工学等。曾发表《橡胶科学》、《轮胎的磨损力学研究现状》、《使用最优化手法的轮胎设计》、《轮胎的 CAE 活用历史》、《轮胎磨损进程解析模型的开发与改良技术提案》等多部著作与论文，拥有“轮胎的设计方法，最优化解析装置及最优化解析程序的记忆媒体”、“充气轮胎的设计方法”等 5 项专利，曾获得 ISTVS(国际地面车辆系统学会)颁发的“The Bekker-Reece-Radforth Award”、日本橡胶协会第 12 届橡胶协会奖。

现为工学院大学国际工程系教授。



吴旭亭，曾就读于清华大学汽车工程系和加拿大康科迪亚大学机械工程系，并分别获得博士学位。其间在清华大学汽车工程系和英国南安普敦大学噪声与振动研究所（ISVR）工作。在其 12 年的学术生涯里，他的研究方向包括人体对振动的响应、座椅和乘员动态性能、人-椅界面动态压力分布和半主动悬架控制。

吴博士就职于美国通用汽车公司 20 年，参与多款车型底盘的设计研发，并是某全球主力车型车辆动力学和载荷预测团队负责人。工作内容包括底盘平台架构规划研发、前期概念设计、整车动力学性能设定、悬架和转向系统的综合设计、动力学模拟以及试验数据的分析处理。吴博士于 2012 年被任命为全球乘坐舒适性模拟技术负责人。2016 年获六西格玛黑带大师称号。

吴博士从 2019 年 6 月起担任广州汽车研究院首席技术总监。



TDA

协同创新、集聚资源、战略合作
共策共力、突破瓶颈、互赢共荣

轮胎动力学通讯 2019 年第 3 期（总第 5 期）

本期主编：索艳茹

副主编：姚雪 陈晨 朱彦婷

2019 年 9 月 30 日

