

轮胎动力学标准通讯

2019年 第1期
(总第三期)

Tire Dynamics Newsletter



本期导读

共性技术	轮胎模型高精度应用协同创新
技术动态	非充气轮胎的发展
	利用实测数据参数化的轮胎模型进行车辆动力学仿真，提高轮胎性能仿真准确性
	车辆悬架测试实验
工作简讯	轮胎动力学协同创新联盟会议成果
单位风采	转型升级中的我国轮胎工业运行情况及展望

目录

共性技术

- ◇ 轮学盟启动首个共性技术攻关课题..... 3
——轮胎模型高精度应用协同创新

技术动态

- ◇ 非充气轮胎的发展 7
- ◇ 利用实测数据参数化的轮胎模型进行车辆动力学仿真，提高轮胎性能仿真准确性 27
- ◇ 车辆悬架测试实验
评估动态超静态运动学特性和弹性测试的优势 43

工作简讯

- ◇ 轮胎动力学协同创新联盟会议成果 58

单位风采

- ◇ 转型升级中的我国轮胎工业运行情况及展望 65



共性技术

轮学盟启动首个共性技术攻关课题 ——轮胎模型高精度应用协同创新

一、课题意义

轮胎动力学是车辆动力学的基础。其模型主要应用于整车动力学开发阶段，提高轮胎动力学模型精度可以大幅度提高整车动力学的仿真精度，进而提高汽车正向开发能力。而目前，国内各大主机厂对轮胎动力学模型的整车模型高精度建模研究还明显不足。

本课题通过国际最先进轮胎模型的高精度应用研究，不仅可以掌握UniTire、PAC02、FTire轮胎模型的高精度建模方法，还可以从整车开发角度掌握正确的轮胎模型使用方法，从而显著提高轮胎动力学与整车动力学的建模精度。最终达到在车辆新产品开发中减少轮胎匹配轮次，缩短开发周期，提高开发质量的目标。

二、行业痛点问题

目前轮胎模型的建模方法都是通过室内测试得到轮胎特性数据，根据室内试验数据辨识得到轮胎动力学模型，之后直接或根据经验适当修改轮胎模型应用到整车动力学仿真中。这其中存在着问题：1.轮胎模型是基于室内测试所建立的，而车辆动力学仿真都是室外环境，其中室内外轮胎所处的环境温度、路面状态等条件存在着非常大的差异，目前应用轮胎模型进行整车仿真的方法，存在较大的室内外一致性问题；2.基于室内轮胎测试得到的轮胎模型，如何调整参数使其特性为轮胎室外特性，并且满足整车室外仿真精度要求，这一直是车辆动力学方面的重点与难点。3.FTire轮胎模型应用精度考核方法，由于整车动力学模型中减震器和衬套高频模型建模精度不高的问题，导致无法准确评估FTire轮胎模型应用精度。

三、课题研究方法

本课题将通过10个月的协同创新，研制一辆无悬架、高刚度的验证台车。可以将衬套、减震器等不易建模的因素完全消除，直接建立轮胎特性与整车特性的关系。让所有参研人员深刻的理解轮胎模型与整车动力学模型的关系，完全掌握高精度轮胎模型和高精度整车动力学模型的建模方法。

首先，验证台车搭载车轮/车身动态客观测试设备，进行实车客观测试，得到反映台车特性的测试数据；**其次**，对验证台车进行动力学建模所需要的测试，如硬点测试、转动惯量测试及K&C特性测试，根据测试结果进行动力学高精度建模，同时还要进行相应轮胎的室内台架测试，建立轮胎室内动力学模型，此时根据车辆动力学模型和轮胎动力学模型便可进行典型工况的仿真，得到仿真结果；**最后**，根据实车测试数据和相应的仿真数据进行轮胎台架试验与实车场地试验的一致性分析，提出轮胎模型高精度应用方法。

四、课题研究成果

- ★ 获得3个规格轮胎的操稳模型及高频模型的试验数据；
- ★ 获得3个规格轮胎的UniTire、PAC02及FTire模型文件；
- ★ UniTire模型、PAC02模型及FTire模型高精度应用方法；
- ★ 全程参与车辆动力学测试、仿真、分析的过程；
- ★ 协助参研单位将课题成果应用到实车模型；
- ★ 形成主机厂与轮胎厂工程师合作开发的新模式；
- ★ 国际最先进轮胎模型的深度系统应用培训(3次集中培训，每个单位3人可免费参加)；
- ★ 作为相关国标及CSAE标准的主要起草单位及个人；
- ★ 共同申报国家级科技奖励；
- ★ 共同申报国家课题。

五、课题启动会

轮胎动力学协同创新联盟在上海成功举办了“2019年关键共性技术攻关课题研讨及启动会”。

关键共性技术攻关课题研讨及启动会合影留念





参研单位:

- 整车企业: 中国一汽集团公司研发总院、东风汽车公司技术中心、广州汽车集团股份有限公司、北京汽车股份有限公司、上海汽车集团股份有限公司乘用车公司、上汽大众汽车有限公司、奇瑞汽车股份有限公司、上汽通用五菱汽车股份有限公司、长城汽车股份有限公司、安徽江淮汽车集团股份有限公司、东风小康汽车有限公司、上海思致汽车工程技术有限公司(博郡汽车)
- 轮胎企业: 中策橡胶集团有限公司、安徽佳通乘用车子午线轮胎有限公司、山东玲珑轮胎股份有限公司、浦林成山(山东)轮胎有限公司、三角轮胎股份有限公司、双星集团有限责任公司、山东丰源轮胎制造股份有限公司、万力轮胎股份有限公司
- 研究机构: 中国汽车工程研究院股份有限公司(重庆)

六、附录

验证台车基本参数





验证台车基本参数	
快充时间 (h)	1
慢充时间 (h)	8
最大功率 (KW)	45
最大扭矩 (N.m)	144
长X宽X高 (mm)	3325X1750X1500
车身结构	两门两座
车体结构	桁架式钢管车架
轴距 (mm)	2630
前轮距 (mm)	1560
后轮距 (mm)	1560
整备质量 (kg)	1200
离地间隙 (mm)	130
电机数	单电机
电机布局	后置
电池类型	磷酸铁锂电池
续航里程 (km)	150
变数箱类型	固定齿比减速箱
驱动方式	后置后驱
悬架类型	无悬架
转向	无助力
前后制动器类型	通风盘式
车轮规格	205/55 R16 (基本型)

技术动态

非充气轮胎的发展

摘要：

自 1888 年邓禄普发明轮胎后，充气轮胎已成为轮式运输装置的主要使用形式。本文总结出充气轮胎得以发展的四个关键特征：在坎坷路面上的低能量损失，较低的垂直刚度，较低的接地印迹压力和较小的质量。本文提出了一种非充气结构，它不仅具有以上关键特性，还打破了充气轮胎动力学所具有的一些严格的设计约束。该结构由两个不可拉伸薄膜组成的圆形梁构成，膜之间由低模量的弹性材料分隔。通过较窄的弹性辐条连接到轮毂，形成的轮胎/车轮结构称为 Tweel。

关键字：非充气轮胎，Tweel。

使用了几千年的非充气轮胎，只能应用于一些充气轮胎太昂贵的环境，或者是具有一些充气轮胎达不到的特殊性能的车辆上。充气轮胎至今仍存在耐久性，可靠性以及维护的问题。这些问题在早年非常严重，以致于很难理解充气轮胎为何会瑕不掩瑜。充气轮胎让其他类型车轮都被淘汰的关键特性究竟是什么？这些关键特性能否在非充气结构上得到？

因此，本文将首先总结充气轮胎的关键特性；其次，介绍具有相同关键特性的非充气结构；最后，论述所提出的非充气结构设计的潜在优点和缺点。

一、充气轮胎的关键特性

邓禄普在他著名的谷仓实验中看到了引人瞩目的现象，这改变了车轮设计的历史。该实验是用当时普遍存在的非充气车轮和标准的充气轮胎交替地滚过谷仓。如果今天重复这个实验，使用刚性车轮与具有相同半径、质量和转动惯量的充气轮胎相比，结果仍然会是充气轮胎比刚性车轮滚动得更远。人们很容易说出充气轮胎的滚动阻力低于刚性车轮的结论。然而实际在现代轮胎工业中，在光滑转鼓试验机上测量的滚动阻力定义下，刚性车轮具有比充气轮胎低得多的滚动阻力。充气轮胎的优点体现在撞击障碍物时的反应。而谷仓是用鹅卵石铺成的。

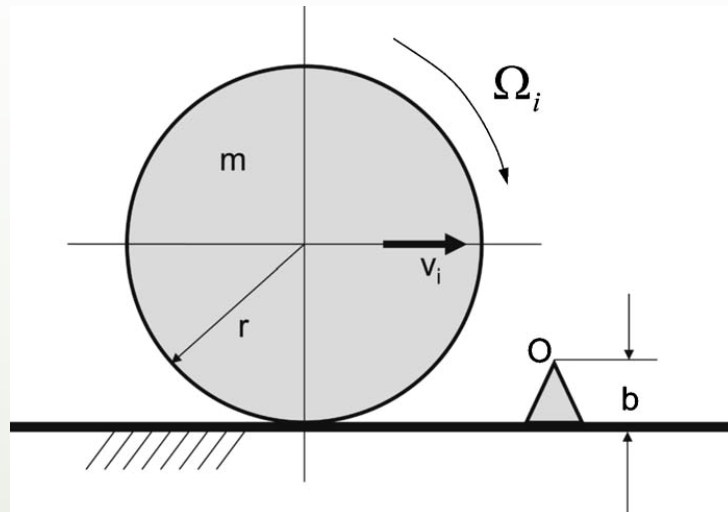


图 1 刚性车轮撞击障碍物

● 越障过程的低能量损失

充气轮胎比刚性车轮产生更低的能量损失，并非是我们今天所知的滚动阻力，而是在越障过程中能量损失更低。在当时，坎坷路面比较常见。

下面是刚性车轮在障碍物上滚动机制的研究。考虑质量为 m 和半径为 r 的刚性车轮，以恒定的速度 v_i 滚动，并在点 O 处撞击高度为 b 的障碍物，如图 1 所示。假设没有滑移，也没有反弹，恢复系数为零，也就是一种无弹性冲击。认为冲击时间非常短，故冲击力可以忽略不计。因此，撞击时角动量守恒。附录给出了这个假设的理由和推导的细节。

根据初始速度得到最终速度：

$$v_f = \left[\left(1 - \frac{2b}{3r} \right) \right]^2 v_i \quad (1)$$

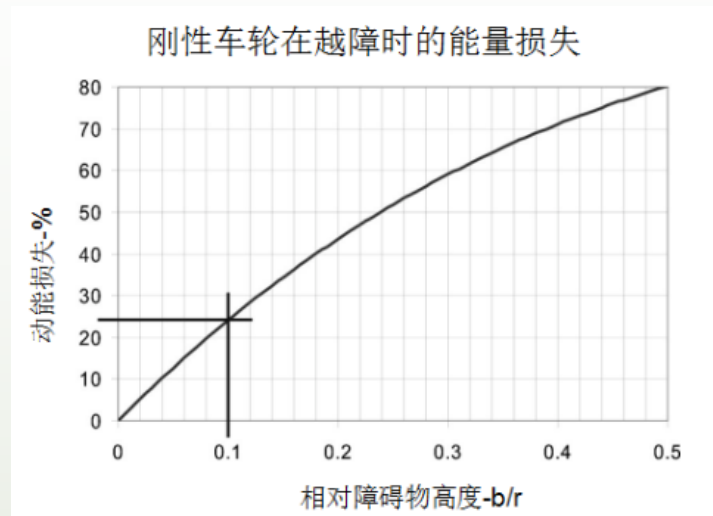


图 2 在障碍物上滚动的刚性车轮的动能损失。

注意，车轮在高度为车轮半径 10% 的障碍物上滚过会导致动能损失约 23%。

由于在障碍物上撞击和滚动而损失的动能所占比例的相应表达式是：

$$\frac{\Delta E}{E} = 1 - \left[\left(1 - \frac{2b}{3r} \right) \right]^4 \quad (2)$$

式 (2) 中动能损失占初始能量的百分比与障碍物相对高度的关系用图 2 表示。**注意，车轮在高度为车轮半径 10% 的障碍物上滚过会导致动能损失约 23%。**

为了与充气轮胎对比越障工况，我们采用了有限元仿真的方法。首先，对刚性车轮进行建模，以验证与等式 (1) 的计算是否一致。其次，对充气轮胎进行仿真。用 Abaqus 显式计算进行模拟。两个车轮具有相同的质量，相同的转动惯量，相同的初始速度，并且撞击相同高度的障碍物。刚性轮的轮辋是一种薄的弹性材料，其弹性模量等于钢的弹性模量。图 3 给出了刚性车轮和充气车轮之间的对比，以及式 (1) 中的理论非弹性值。即使没有非弹性冲击的要求，刚性车轮的仿真与理论计算也相匹配。如图 3 我们注意到，充气轮胎相比于刚性轮胎能量损失大大减少。图中的弹跳是由于充气轮胎在穿过障碍物后撞击地面时的弹性响应，并且表现为车轮水平移动损失的一部分能量。

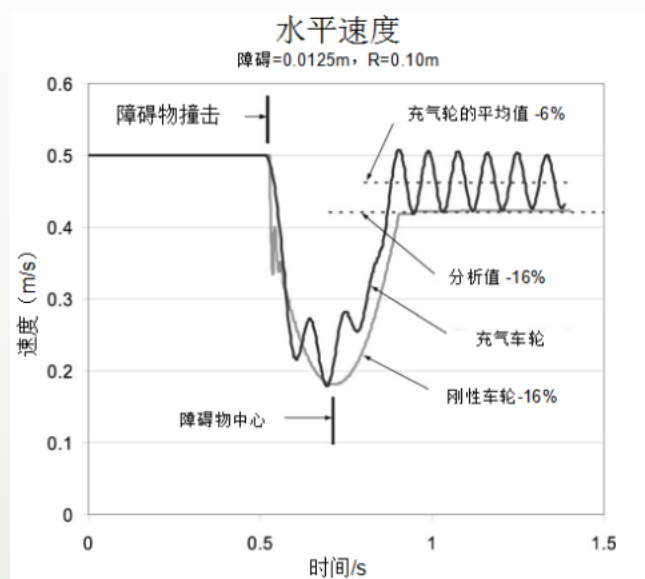


图 3 模拟刚性车轮和充气轮胎在障碍物上滚动的速度。可以注意到，刚性车轮非常接近计算的分析值。当在障碍物上滚动时，充气轮胎损失更少的动能。

我们认为,这种减少越障过程能量损失的现象是充气轮胎的基本特征和优势,最初由邓禄普发现。

● 较低的质量（承载效率）

传统的刚性车轮通过直接压缩将载荷从接触区传递到轮毂。由于在任一时刻只有车轮的一小部分承载负载，因此绕着车轮圆周方向的部分会重复多次承载。就单位质量的承载能力而言，这导致了固有的低效率。在静止状态下，除了地面和轮毂之间的部分，可以去除车轮部分，但仍然可以承受负载。我们将使用这种承载原理的车轮称为“底部承载装置”。

张紧辐条轮（自行车车轮）的发明创造了一种改变承载机制的新结构。轮缘在接触力作用下产生的微小变形，会局部减小辐条的张力。辐条张力的矢量和等于承受的载荷。这样，负载就从轮毂上方依靠辐条拉力来承载，所有辐条在每一个时刻都承担负载。从而大大提高了车轮单位质量的承载能力。在静态条件下，接触区辐条可被切断，负载仍可承受。这与上面提到的传统刚性车轮的情况相反。我们将这种承载机制的车轮称为“顶部承载装置”。

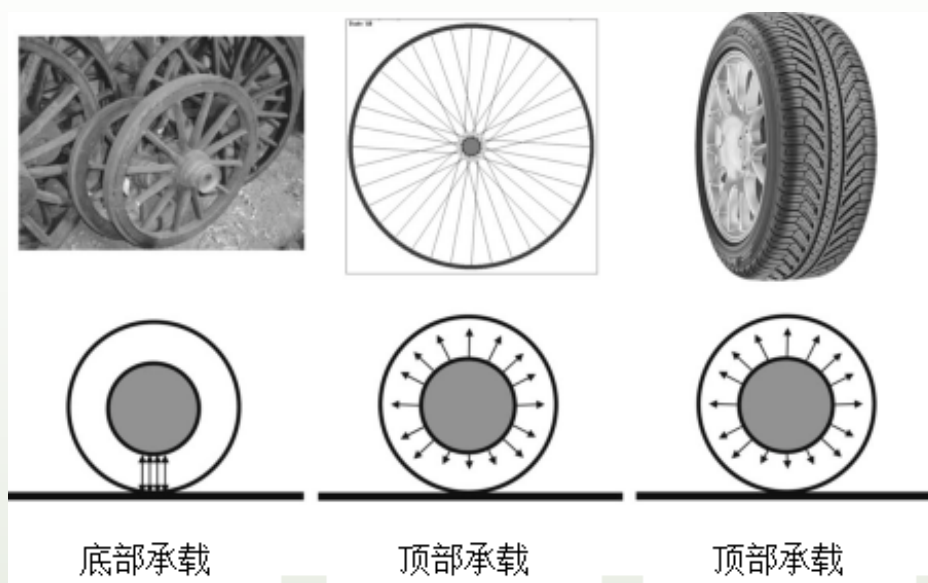


图 4 车轮基本的承载机制。刚性车轮在接触区域通过直接压缩来承载，即“底部承载”。

张紧辐条轮和充气轮胎由于减少了辐条在接触区域的张力，将负载悬挂在接触区

充气轮胎模仿张紧辐条轮的承载机制，钢丝帘线充当辐条的作用，辐条张力是由充气压力引起的。由于帘线在接触区域的曲率增加，其中的张力降低。负载悬挂在充气轮胎轮毂上方，是一个“顶部承载装置”。单位质量的承载能力增益类似于张紧辐条轮。关键的一点是，充气轮胎在保证“辐条”受拉力的同时允许有较大的变形。“底部承载”和“顶部承载”的对比如图 4 所示。这种承载机制是充气轮胎的第二个关键特性。

● 较低的刚度

传统的非充气车轮具有很高的刚度。由于负载是通过直接压缩来承载，较低的刚度会使车轮材料经历较大的循环应变。通常，工程材料不允许有大的循环应变。

张紧辐条轮也是如此。车轮的变形必须保持足够小，以使辐条保持张力。通过有效地利用空气弹簧，充气轮胎允许较大的变形，从而获得相对较低的刚度，给车轮提供了一个有效的隔离单元。低刚度大大提高了乘坐舒适性。图 5 给出的是典型充气轮胎载荷-挠度曲线。这条曲线可以用挠度指数略大于 1 的幂指数规律来表示。这条曲线的微分给出了轮胎刚度，如图 6 所示。刚度随挠度增加而增加，即弹簧变硬。刚度与充气压力成正比。低刚度是充气轮胎的第三个关键特性。

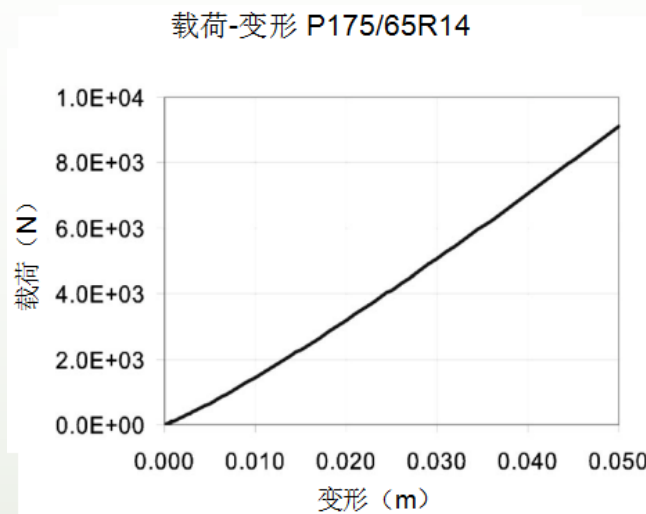


图 5 典型的充气轮胎载荷-挠度曲线。这种情况下的充气压力是 **0.2 MPa (2 bar)**。
曲线遵循指数略大于 **1** 的幂指数规律

● 低接触压力

充气轮胎的最后一个关键特性是接触压力较低。这一特性对充气轮胎的发展至关重要。传统的非充气轮胎通常具有很高的接触压力。充气轮胎起到充气膜的作用，使其能有效地只传递平面内的载荷，使接触压力均匀且较低，近似等于充气压力。总接触面积乘以充气压力可提供85%-90%的现代子午线轮胎负载。图7为典型的充气轮胎接地印迹，并计算了压力乘以接触面面积的结果。低接触压力要求接触面积大，从而使充气轮胎能够产生高水平的牵引力，可以长时间磨损，并保护路面免受损坏。

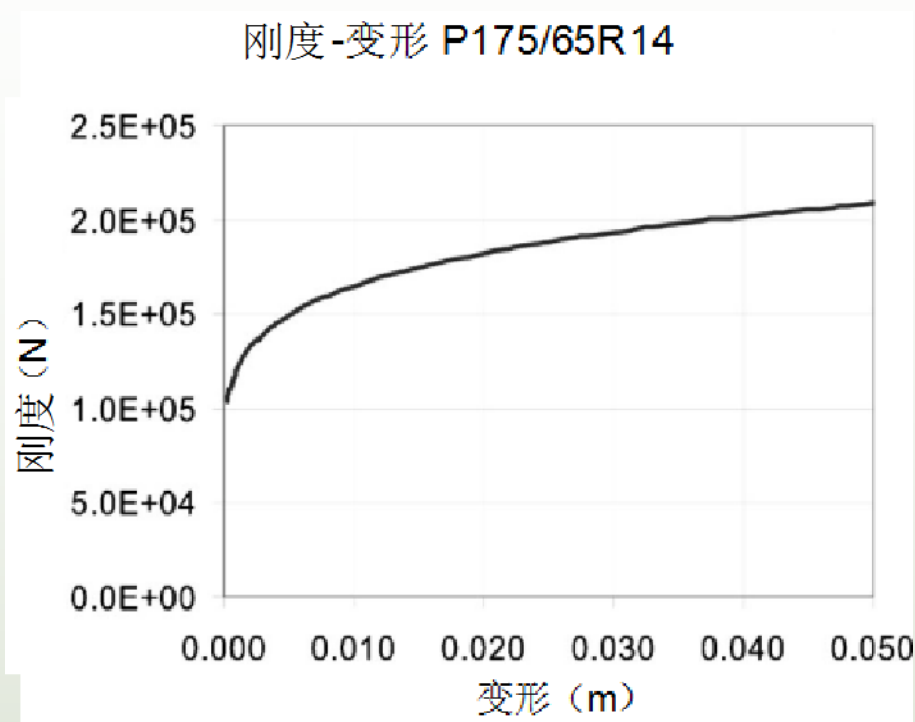


图 6 典型的充气轮胎刚度曲线如图 3 所示。注意到充气轮胎就像一个强化或硬化的弹簧，挠度增加，刚度也增加。

与过去发展起来的实心轮相比，充气轮胎还有许多其他优点。我们认为以上四种最为关键，同时也是充气轮胎100多年来占据主导地位的原因。



图 7 典型的充气轮胎接地印迹。请注意，总接地面积乘以充气压力相当于 **87%** 的轮胎负载。因此，接触压力近似等于充气压力

充气轮胎虽占主导地位，然而对于铁路车轮来说，却是一个例外。虽然在早期的轨道车辆上也会使用充气轮胎，但由于铁路系统非常平稳，加上刚性车轮固有的低滞回损失，使刚性轮得以继续使用。有趣的是，现代轨道车辆通常使用充气弹簧将车辆与轨道隔离开来。

二、充气轮胎的关键特性能否在非充气轮胎上得到？

当今有大量丰富的有关“弹性车轮”的专利文献，声称许多当前存在的非充气轮胎相比充气轮胎来说有一定的优势。但是除了在孤立的小众市场之外，这些产品都未能取得成功。据我们所知，没有一个产品同时具备这四个关键特征。我们认为，一个成功的充气轮胎挑战者至少必须具备这些关键特征。

那么，为什么要更换充气轮胎呢？举个例子，消除穿刺造成的充气压力损失问题，以及保持正常的充气压力相关的日常维护。消除充气压力实际上只是非充气轮胎的一个次要优势。充气轮胎对设计有非常严格的限制。我们通常会不假思索地接受这些限制。充气轮胎的载荷挠度曲线与上述近似为线性。充气轮胎的横向、纵向和垂向刚度都与充气压力耦合，并与充气压力成正比。轮胎的承载能力受充气结构的约束，即轮胎宽度加倍后，其承载能力增加了宽度变化量的平方根。轮胎的尺寸、宽度和截面高度与充气膜状结构紧密耦合在一起。充气轮胎的设计空间是相当有限的。一种新的非充气结构可以扩大设计空间，打破充气结构的限制。这可能比只消除由充气压力带来的麻烦更有价值。

三、Tweel（集成轮胎/车轮）结构

下面是一种非充气结构的描述，它体现出充气轮胎所具有的关键特性。

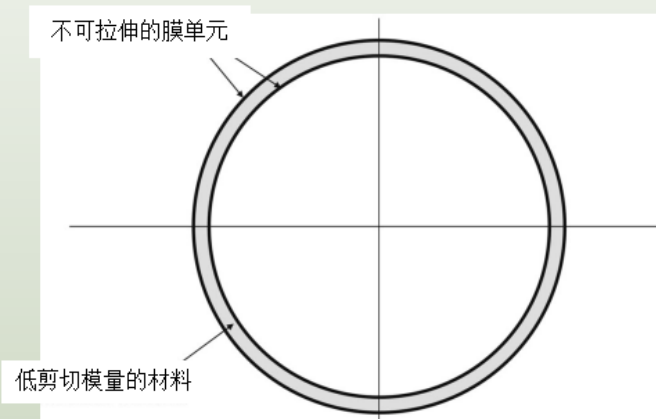


图 8 这种非充气结构用一种几乎完全在剪切中变形的特殊梁代替了充气压力。它由两层不可拉伸的薄膜组成，由相对较低的剪切模量弹性材料隔开，称为“剪切梁”。

● 低接触压力

任何与充气轮胎竞争的非充气结构都面临着一个重大挑战。怎样才能替代一种较低的能量损失、较低的生产成本、较小的质量、较小的疲劳问题，相当于线性弹簧的充气压力呢？我们将用可变形的圆形梁来替代充气压力的作用，但不企图去匹配充气压力的这些优点。如图 8 所示，该梁由两个不可拉伸的薄膜组成，由一个低剪切模量的弹性层将两膜分离。我们处理的大多数细长梁在弯曲时会完全变形。经典梁理论：假设梁材料的剪切模量是无穷大的，因此梁是完全弯曲变形的。上述的梁完全在剪切中变形，因此我们称它为剪切梁。将纯圆形弯曲梁变形为平面后会在接触的开始和结束产生线接触应力，因此肯定不会表现出充气轮胎的低接触压力。现在研究剪切梁圆形变形为平面时的行为。

考虑如图 9 所示的圆形梁变形为平面后长度的变化。由于内表面和外表面不可拉伸，内表面比外表面长度短，因此材料之间必须剪切变形以适应长度差异。确定剪切应变成为一个简单的几何问题。剪切应变可以写成：

$$\gamma_{xz} = \tan^{-1}\left(\frac{R\theta - R_1\theta}{h}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{h\theta}{h}\right) = \tan^{-1}(\theta) \quad (3)$$

使用 $x = R\theta$ 带入等式 (3)，剪切应变变为：

$$\tau_{xz} = G\gamma_{xz} = G\tan^{-1}\left(\frac{x}{R}\right) \quad (4)$$

R 是剪切带的外直径，剪切应力可以通过剪切应变乘以弹性模量 E 得到，公式 4 剪切模量通过弹性材料的 G 得出。

$$\tau_{xz} = G\gamma_{xz} = G\tan^{-1}\left(\frac{x}{R}\right) \quad (5)$$

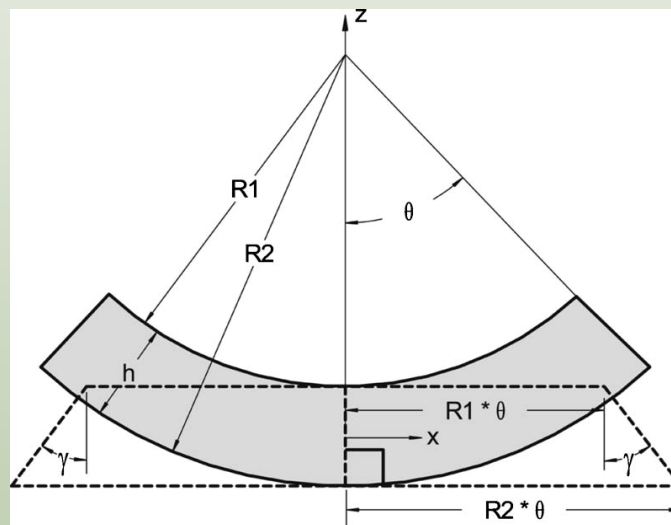


图 9 剪切梁的长度变形为一个平面。由于内表面和外表面上的膜是不可伸展的，当被压平时两个膜之间的材料必须剪切以适应膜长度的不同。剪切应变可以作为一个简单几何问题来计算出来

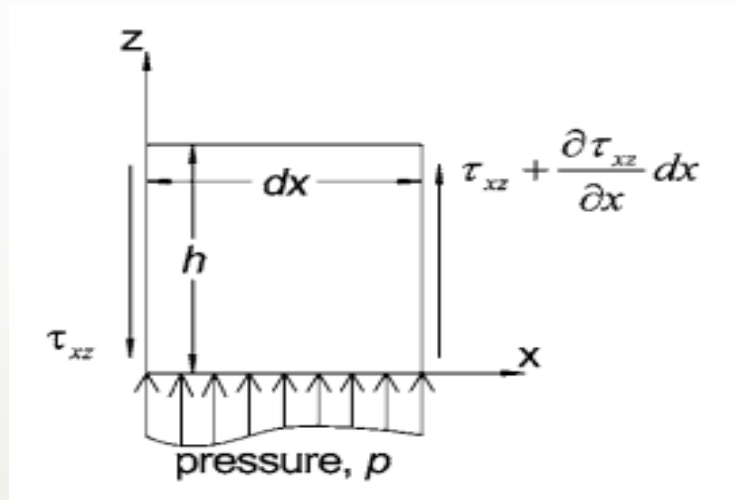


图 10 显示的是考虑剪切梁的自由单元体。为简化运算，只显示垂向力。

显示 z 方向的受力。该单元体由剪切力和一些假定的接触压力组成。将 z 方向上的力相加得到：

$$\left(\tau_{xz} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} dx \right) h - \tau_{xz} h - p dx = 0 \quad (6)$$

解出方程 (6) 的接触压力：

$$p = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} h \quad (7)$$

从公式 (7) 中，我们看到接触压力与剪切应力相对于 x 的导数和剪切梁的厚度成比例。从公式 (5) 中我们已经知道了剪切应力的表达式，对 x 求偏导之后，接触压力变为：

$$p = \left(\frac{G}{R + \frac{x^2}{R}} \right) h \quad (8)$$

我们假设一半的接触长度 x 远小于剪切带的半径，因此式 (8) 的接触压力可以近似为：

$$p \cong \frac{Gh}{R} \quad (9)$$

我们知道接触压力大致是恒定的，如图 9 所示：压力与上述三个参数是由一致性关系。可以根据需要设计的很低。因此，通过这种非充气结构，可以表现出充气轮胎的一个关键特性：低接触压力。

● 低的刚度

为了制造实际的车轮，剪切梁必须连接到轮毂。我们采用较窄的可变形弹性辐条进行连接。不需要考虑充气轮胎的较为麻烦的装配问题，环和轮毂将集成在一起，我们称之为 Tweel 轮胎/车轮。图 11 给出了 Tweel 轮胎的大概示意图。

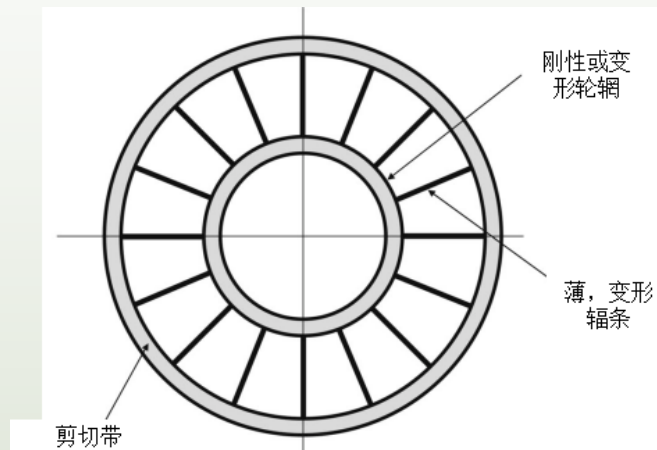


图 11 剪切梁通过较窄的可变形辐条与轮毂连接。

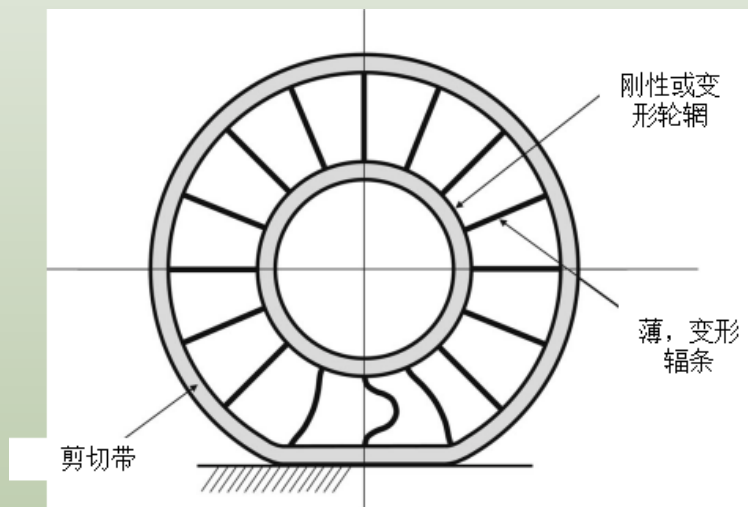


图 12 当加载时，剪切梁在接触区变平。接触区辐条弯曲，但并不承载。然后车轮作为“顶部承载装置”。由于辐条的张力，负载从车轮顶部悬挂下来

当加载时，剪切梁在接触区域中变形。辐条具有非常低的临界屈服载荷。在接触区域，它们会弯曲并有效地承载。图 12 显示了加载的 Tweel 轮胎。我们知道剪切梁的接触压力，还知道车轮的宽度。如果我们知道接触面的长度，我们便可以计算变形所需要的负荷，然后确定刚度。当剪切梁在接触区域中被压平时，该部分剪切带的长度比原始圆环的长度短。由于剪切梁

是不可伸长的，因此产生了多余的长度。多余的长度可以进入接触区域或者增加剪切带的直径大小。如果辐条为刚度较小的弹簧，则环的直径可以很容易地增加，并且接触长度也可以较短。这是辐条刚度较低的情况。如果辐条为刚度较大的弹簧，则环难以增加直径，并且大部分额外长度必须增加接触长度。这表示的是刚度较大的情况。图 13 给出了这两种情况的示意图。请注意，接触压力与此机制无关。接触压力和车轮的刚度是独立的。

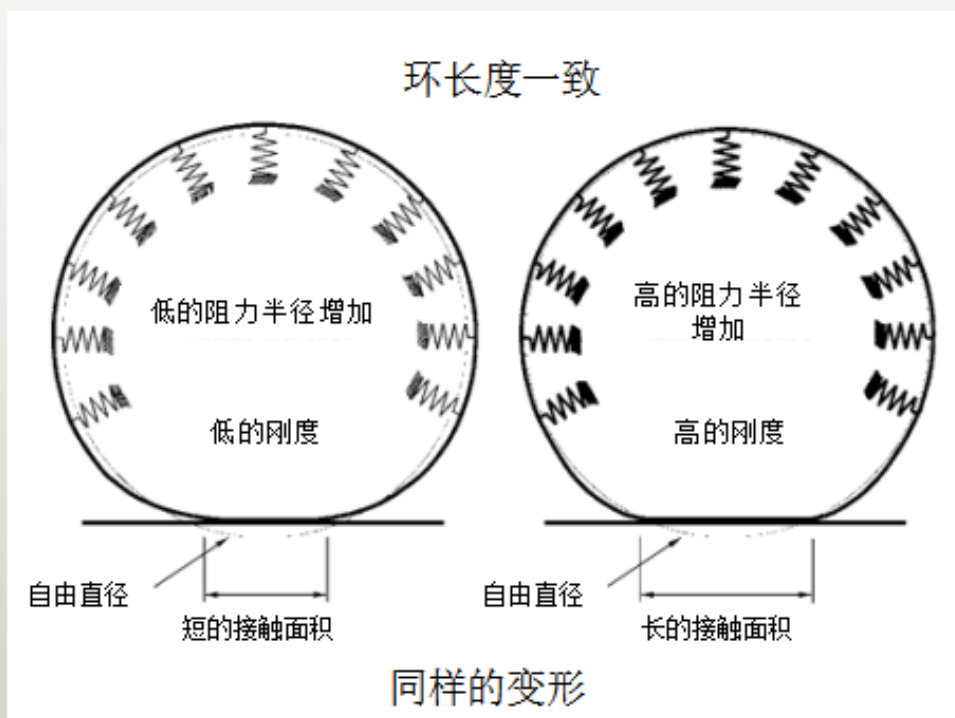


图 13 车轮的刚度由辐条控制。环实际上是不可伸长的。当加载时，环变平，长度比原来更短。多余的长度必须向上延伸。辐条受拉，环直径增加，造成短的接触长度和低刚度。刚性辐条限制环的直径增长，造成一个较长的接触长度，同时具有较高的刚度。接触压力与这个机制是独立的。

图14中展示了充气轮胎和相同直径tweel轮胎的负载变形行为的比较。充气轮胎具有预期的特性曲线。Tweel展示的负载变形曲线是一个幂指数小于1的曲线。**这两个轮子在变形为0.011 m左右时具有相同的负载。**图15给出了这两个轮子的刚度曲线。充气轮胎充当较硬化的弹簧，Tweel轮胎充当软化弹簧。观察变形为0.011时，两个轮子的刚度是相同的，我们可以看到，Tweel轮胎的切线刚度是充气车轮的一半左右。tweel轮胎具有较低的变形和较低的刚度共存这种矛盾情况。这种对Tweel轮胎的比较和解释表明：非充气轮胎的另一个关键特性——较低的刚度。

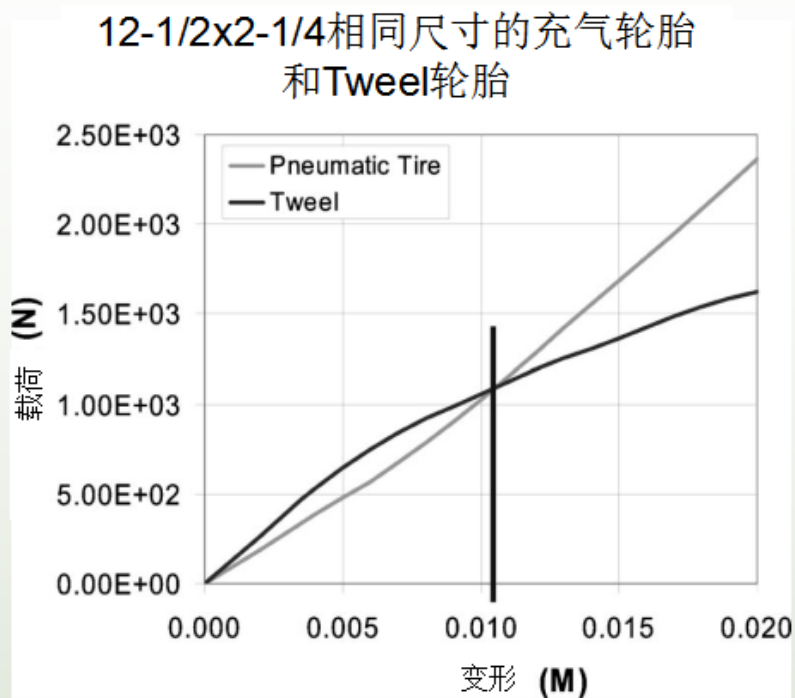


图 14 比较充气轮胎和相同尺寸的 **Tweel** 的负载变化行为。注意，两个车轮在变形约为 **0.011 M** 具有相同的刚度

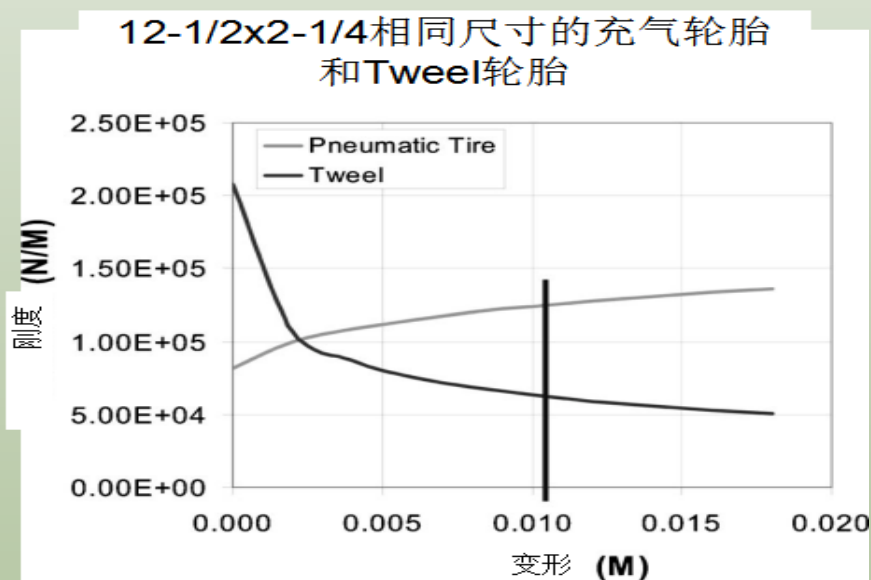


图 15 比较充气轮胎和具有相同整体尺寸的 **Tweel** 的刚度特性。注意，**Tweel** 在 **0.011 M** 的变形下具有大约一半的充气轮胎的刚度，从而产生相同的割线刚度

● 较低的质量（承载效率）

在刚度分析中表明Tweel是“顶部承载装置”。接触区域中的辐条屈服但并不承载。如上所述，剪切梁直径的增加使接触区域外的辐条产生张力。只产生支撑负载所需的张力。不需要预张力。不需要在充气轮胎胎体中产生大的应力来抑制充气气体。这就有质量减少的潜在可能。这种结构符合第三个关键特征：“顶部承载”的质量效率。

● 越障中的低能量损失

充气轮胎的第一个关键优势是越障时的能量损失低。我们可以使用前面描述的刚性车轮和充气车轮的有限元方法来模拟Tweel越障过程。特定的Tweel在施加的载荷下和充气轮胎模型具有相等的割线刚度。两个车轮具有相同的质量，相同的转动惯量和相同的初始速度。在图16中给出了在障碍物上滚动的结果。**在这种特殊情况下，Tweel结构比充气轮胎具有更少的能量损失。**并且这是一个弹性模拟；弹跳是由于车轮在穿过障碍物后撞击地面时的弹性响应产生的。弹跳代表了失去的能量的一部分。

我们认为Tweel非充气结构表现出四个关键特性，这些特征被认为是充气轮胎成功的关键。

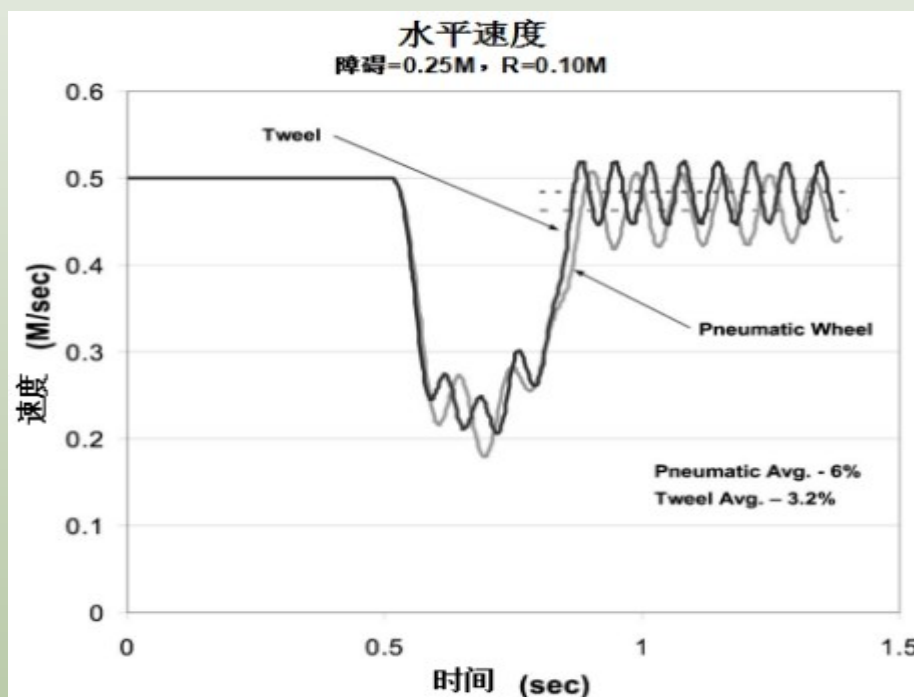


图 16 模拟充气轮胎的速度和越障的 Tweel 轮胎。在仿真中，充气轮胎越障过程速度减少较少。两个车轮在相同负载条件下具有相同的质量，转动惯量和割线刚度

四、Tweel 的潜在优势和制约因素

优点：

我们可以看到非充气结构有一些潜在的优点。首先，接触压力和垂直刚度不再耦合。在

充气轮胎中，它们通过充气压力直接关联。因此，在非充气结构中，可以具有高接触压力、低刚度或低接触压力、高刚度这两种情况。**因为负载总是由接触压力乘以接触面积给出，所以这些关系是相对的。**

尽管以上描述中没有具体说明，但是横向、扭转和垂直刚度不再像它们在充气轮胎中那样紧密地连接。实际上，设计具有非常高的横向刚度，低垂直刚度和低扭转刚度的Tweel是很简单的事。这种组合在处理舒适性方面非常有趣，充气轮胎是做不到的。

我们证明了一件事情：Tweel轮胎是充当一个软弹簧的作用，实际上，通过改变合适的参数，刚度曲线是可控的。根据具体问题的需要，可以得到各种形状的刚度曲线。充气轮胎总是具有轻微硬化弹簧的特点。

Tweel轮胎不需要容纳充气轮胎气体的结构和强度。这一特点不仅消除了对封闭腔体的需要，也允许在设计中节省许多重量。

充气轮胎可能的形状受到充气轮胎力学的严格限制。而Tweel并不受这些约束从而打破了传统的形状与尺寸的限制。

最后，Tweel移除了充气压力的相关干扰。我们将这个明显的优势放在最后，相较于以上优势而言，它的重要性实际上并不很高。

五、约束：

新的设计势必会带来新的约束。首先是一系列新的材料限制。关键是辐条内的弯曲应力、剪力梁内的剪切应力以及剪力梁内与循环剪切相关的滞回损失。

在接触压力、质量和滚动阻力之间有了新的协调关系。我们试图降低相应数值，但很难得到这种组合。

在所描述的Tweel设计中，高速辐条动态变得非常有趣。噪音和辐条的耐久性必须随着速度的增加而得到控制。

对于新技术，在任何特定的应用中都可能出现未知的约束。

也许最大的限制来自于占主导地位的充气轮胎的设计。标准、法规和法律都是围绕充气轮胎设计制定的。对于一个新的结构来说，这些约束中许多是没有意义的，但是它们仍然存在。

六、结论：

我们认为充气轮胎成功的关键特征：

- 1.越障过程中的低能量损耗；
- 2.更小的质量；
- 3.低的垂向刚度；
- 4.低的接触压力。

本文描述了一种具有这四个关键特性的非充气结构。这种结构称为Tweel轮胎,由剪切梁组成,剪切梁由两个不能伸展的膜组成,两膜之间用弹性材料模量相对较低的材料分离。剪力梁由较窄的辐条连接到轮毂上。为简单起见,Tweel是用上述理想化的、不能伸展的膜来进行设计。

当然,在这种极限情况下,相同性质的梁之间有无数种设计。同样,使用薄弹性辐条是一种容易理解的方法,但肯定不是唯一的方法。

这种设计的最大优点不是消除了与充气压力有关的问题,而是扩大了可以使用的设计空间。这种扩展包括消除一些充气轮胎力学施加的、极为严格的约束,包括刚度的耦合、对尺寸和形状的限制以及与充气气体相关的巨大势能的限制。

时间将会告诉我们,作为运输工具主要设计的充气轮胎是否会被取缔。根据本文的分析,非充气结构可以有效地与充气轮胎竞争。

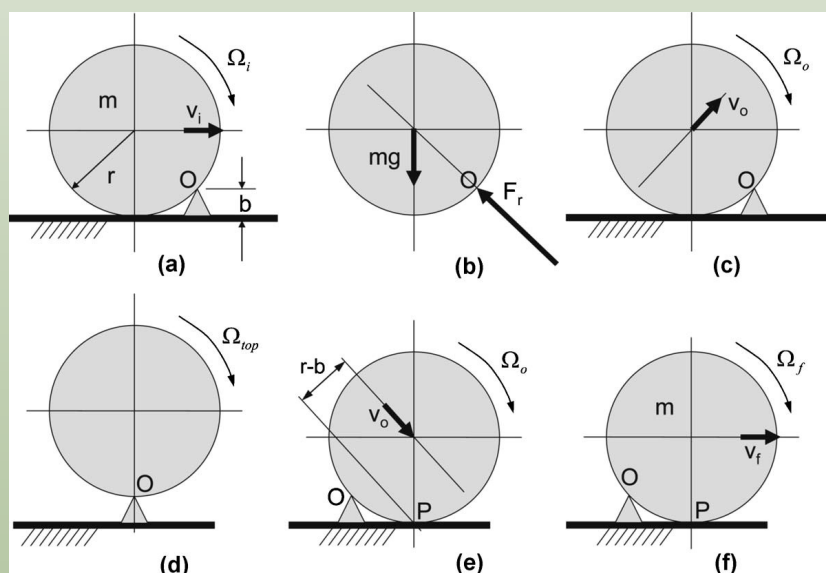


图 17 车轮在障碍物上滚动的过程。(a)撞击障碍物 o 点(b)撞击过程中的自由体图(c)刚碰到障碍(d)车轮压在障碍物上(e)在 P 点触地之前的车轮(f)在触地之后的车轮。

附录:推导刚体圆柱在障碍物上滚动时的能量损失

考虑一个半径为 r , 质量为 m 的刚性圆柱体, 以匀速 v_i 、转动速度 $\dot{\theta}_i = v_i/r$ 滚动, 在O点处撞击高度为 b 的障碍物, 如图17 (a) 所示。假设没有滑动也没有回弹。没有回弹就等于使弹性恢复系数等于零。这被假设为非弹性冲击。假定冲击时间很短, 因此可以忽略冲击力。通过碰撞的角动量会守恒。这个假设可以通过考虑冲击过程中车轮的单元体图像来证明, 如图17 (b) 所示。在冲击过程中, 地面反作用力为零, 在冲击点产生较大的冲击力 F_r 。对O点的力矩求和我们可以得出, 唯一的角脉冲来自于车轮的有限的重量 mg , 其中 g 是重力加速度。因此, 这个作用于很短时间内的有限的力矩可以忽略不计。冲击力的大小不影响角动量。对于车轮穿过障碍物后与地面的碰撞, 也是相同的研究方法。

撞击障碍物之前角动量是:

$$H_0 = \bar{I} \Omega_i + m v_i (r - b) = \frac{1}{2} m r^2 \frac{v_i}{r} + m v_i (r - b) \quad (A1)$$

碰撞之后角动量是:

$$H_0 = I_0 \Omega_0 = \left(\frac{1}{2} m r^2 + m r^2 \right) \Omega_0 \quad (A2)$$

如图17所示

将冲击前的动量(式A1)与冲击后的动量(式A2)相等后, 求出未知的转动速度 $\dot{\theta}_0$ 。

$$\Omega_0 = \Omega_i \left(1 - \frac{2b}{3r} \right) = \frac{v_i}{r} \left(1 - \frac{2b}{3r} \right) \quad (A3)$$

如图17d所示, 当实心圆柱体滚动到障碍物的上方时, 转动速度会减小, 减少能量。在障碍物上滚动的速度为:

$$\Omega_{top} = \left[\frac{v_i^2}{r^2} \left(1 - \frac{2b}{3r} \right)^2 - \frac{4gb}{3r^2} \right]^{1/2} \quad (A4)$$

如果障碍物顶部的转动速度为零, 那么相对应的初始速度就是翻越障碍物所需的最小值。转动速度在撞击障碍物后, 也就是撞击地面之前, 会再次增加到初始速度值。

如图17 (e) 所示, 在P点撞击地面之前的角动量为:

$$H_P = \bar{I} \Omega_0 + mv_0(r-b) = \bar{I} \Omega_0 + mr\Omega_0(r-b) = \frac{1}{2}mr^2 \frac{v_i}{r} \left(1 - \frac{2b}{3r}\right) + mr \frac{v_i}{r} \left(1 - \frac{2b}{3r}\right)(r-b) \quad (\text{A5})$$

撞击地面后的角动量是:

$$H_P = \bar{I} \Omega_f + mv_f r = \frac{1}{2}mr^2 \frac{v_f}{r} + mv_f r \quad (\text{A6})$$

如图17 (f) 所示, 其中f为最终旋转速度, v_f 为最终平动速度。

把式A5和A6的动量相等, 求出最终速度

$$v_f = \left(1 - \frac{2b}{3r}\right)^2 v_i \quad (\text{A7})$$

通过碰撞障碍物前车轮的动能和碰撞地面后车轮的动能来计算通过障碍物时的动能损失。结果如下:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta E}{E} &= \frac{\frac{1}{2}\Omega_i H_0 - \frac{1}{2}\Omega_f H_P}{\frac{1}{2}\Omega_i H_0} \\ &= \frac{\frac{1}{2} \frac{v_i}{r} \left(\frac{1}{2}mr^2 \frac{v_i}{r} + mv_i r \right) - \frac{1}{2} \frac{v_f}{r} \left(\frac{1}{2}mr^2 \frac{v_f}{r} + mv_f r \right)}{\frac{1}{2} \frac{v_i}{r} \left(\frac{1}{2}mr^2 \frac{v_i}{r} + mv_i r \right)} \\ &= 1 - \left(1 - \frac{2b}{3r}\right)^4 \end{aligned} \quad (\text{A8})$$



参考

- [1] Tompkins, E. S., The History of the Pneumatic Tyre, Eastland Press, 1981.
- [2] Schuring, D. J., Tire Rolling Loss—An Overview, Plenary Lecture Presented at the Seventh Annual Meeting and Conference on Tire Science and Technology, March 22–23, 1988, The Tire Society, Akron, Ohio.
- [3] Meriam, J. L., Statics and Dynamics, Wiley, 1966.

技术动态

利用实测数据参数化的轮胎模型 进行车辆动力学仿真，提高轮胎 性能仿真准确性

摘要：

汽车业随着机动车辆变得越来越复杂,越来越需要提高仿真技术并将其集成到工程领域中。计算机辅助工程的方法使工程师能够在设计的原型投入使用之前创建、开发和测试车辆部件、子系统甚至整车的虚拟模型,这对解决问题和降低成本有着巨大的优势。

轮胎是连接车辆与道路的唯一纽带,其特性决定了车辆动力学特性。此外,准确的轮胎性能知识是确定轮胎仿真模型(如FTire和MF-Tyre)参数的基础。为了获得和评价轮胎的特性,可以采用不同的试验台和试验方法。

本文研究了改进侧向动态车辆行为仿真的可能性。这是通过轮胎模型在整车仿真过程中实现的,对模型参数化的试验数据从先进的真实道路轮胎试验台FaReP和平板轮胎试验台中获得。

引言

在现代车辆动态控制系统(VDC)如防抱死制动系统(ABS)、牵引力控制系统(TCS)、电子稳定性控制系统(ESC)等的发展过程中,其标定过程得到了整车仿真的有力支持,如图1所示。应用的车辆模型是参数化的,并通过在选定的测试道路上对测试平台的测试测量进行了验证。由于轮胎是与道路的唯一连接,轮胎模型能够预测轮胎在真实道路上的性能,这一点是最根本的,从而使车辆的动态仿真接近现实。

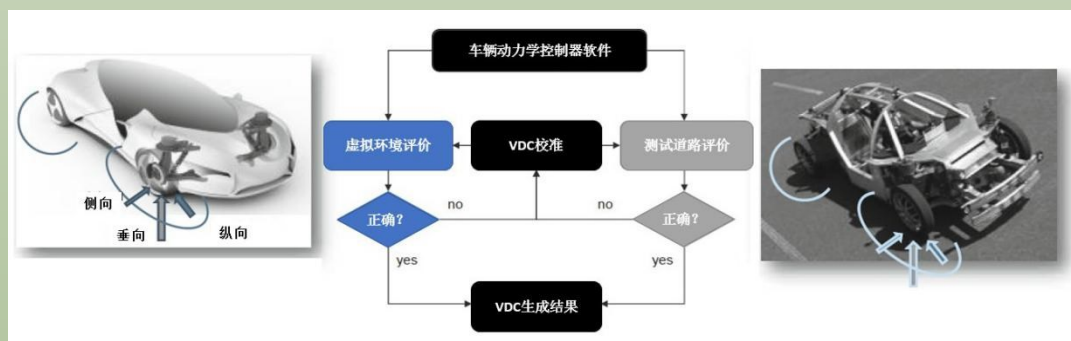


图1 车辆动力学控制器开发验证流程

由于现代汽车轮胎的设计复杂，轮胎的特性多种多样，且大多特性是非线性的，因此在专业的轮胎试验台上研究轮胎的性能仍然是最先进的方法。所获得的信息可作为多种现有轮胎仿真模型参数辨识的基本输入，之后用于真实地描述不同仿真环境下轮胎的实测性能。

如图1右侧所示，在实际条件下，车辆动态控制系统的标定过程需要大量的迭代试验驱动，但价格高昂。为了减少测试道路上的测试运行，车辆动力学工程师们大量使用CAE仿真来尽可能地标定车辆动态控制系统的功能。通过对控制系统的虚拟评估，可以对大量参数进行迭代优化，直到仿真达到目标性能。因此，获得经过实测数据验证后的高质量仿真模型是十分必要的。

轮胎模型由室内轮胎试验台提供的数据确定参数，试验台首选使用标准的刚玉砂纸作为路面，它可以高水平地表示不同路面的摩擦状况。

图2所示的方法是通过评估轮胎在真实道路上的行为来研究改进侧向动力学仿真的可能性。其思想是用同一轮胎的室内和室外试验数据对两个MF轮胎模型进行参数化，在仿真环境中，以侧向动力学为研究对象，分析它们对车辆操纵性能的影响。

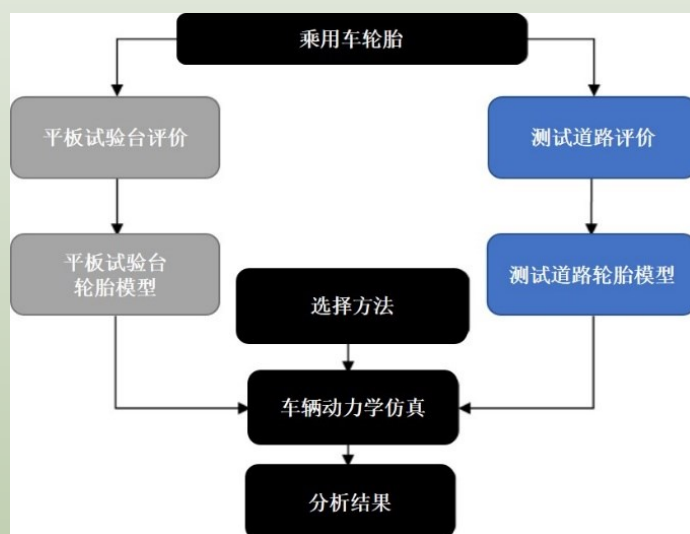


图 2 不同轮胎模型在试验道路和平板试验台对侧向动力学仿真的影响的研究方法

1. 车辆动力学发展过程中的轮胎测试

人们对汽车轮胎进行的试验研究有不同的目的。然而，众所周知的是，在一个特定的过程中，为了分析轮胎的具体特性，尽可能地使所有轮胎加载的方法是可重复的。有些属性可以为单个值，有些属性可以近似为曲线，还有一些属性受复杂因素的影响，可以存储为数据表或映射关系的形式。



图 3:一辆装备完好的汽车进行轮胎道路实测的示例

在理想的情况下，机动车辆轮胎总是被认为是与目标车辆和目标道路相互作用的。因此，可以确保边界条件（如车轮载荷、驱动或制动扭矩和车轮定位角），反映实际情况。

然而，这需要相应测试车辆的可用性。如图3，它能够通过适当的测量设备、合适的测试道路和熟练的驾驶员来确定所需的轮胎性能。但是，所有记录的数据仍然会受到天气和道路条件(湿度、温度、污垢)的影响。根据操纵情况，结果的可重复性可能较差。

由于这类车辆通常在开发过程的早期阶段是不可用的，因此使用实验室测试设备和标准化的测量程序更容易进行轮胎性能测试，如图4所示，这样，所有轮胎的测量都可以在受控的环境和可重复的条件下进行。结果不是时间、地点或天气决定的，可以在任何时间点复制。

实验室试验台面临的挑战是要接近实际道路条件。通常用的是大型滚筒或钢带，覆盖有刚玉砂纸(或不覆盖)。因此，与实际道路相比，标准砂纸摩擦条件可能有所不同，但是否存在标准道路或标准摩擦水平，图5示例描述了一些不同的路面^[1]。

试验台概念	车辆/拖车	平板试验台	外转鼓试验台	内转鼓试验台
				
				
对比	使用真实但不平整的路面	平路面	弯曲路面	弯曲路面
	刚性硬路面	柔性路面-带传动	刚性硬路面	刚性硬路面
	路面条件可变	人造路面	人造路面	人造路面
	有限的再现性，但真实	可重复的实验室条件	可重复的实验室条件	可重复的实验室条件
	湿抓地力的最佳测试	湿抓地力测试困难	湿抓地力测试困难	湿抓地力测试可行
	有限的动态操作条件可调整性	动态操作条件可调整性高	动态操作条件可调整性高	动态操作条件可调整性高
	测量轮胎对车辆动力学的影响	可以调节大的轮胎载荷	可以调节非常大的轮胎载荷	可以调节大的轮胎载荷
	过凸块试验不可行	过凸块试验不可行	过凸块试验可行	过凸块试验可行
	测试工作量大	测试工作量一般	测试工作量一般	测试工作量一般

图 4 不同类型轮胎试验台对比

对于不同的应用，轮胎特性的测试还需要研究不同条件下轮胎在不同真实路面上的传力特性。特别是中间层的存在（如水，雪，冰或灰尘），大大降低了轮胎的最大摩擦潜力。如图6所示，即使是“干燥”的路面，由于原材料或磨损条件的不同，轮胎和路面之间也会表现出不同的最大摩擦力。

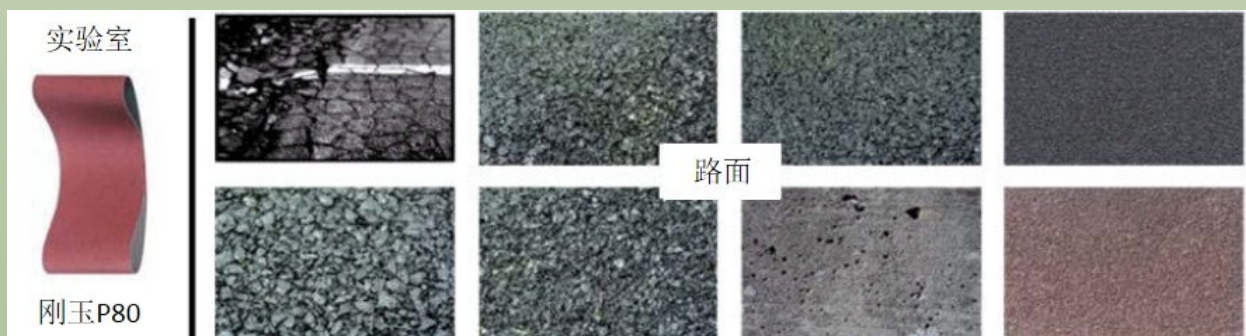


图 5 不同路面

在这些干燥路面上，测试轮胎可达到的最大摩擦系数在0.85至1.15之间——实验室的刚玉砂纸范围位于靠近新柏油/沥青路面的上部区域。

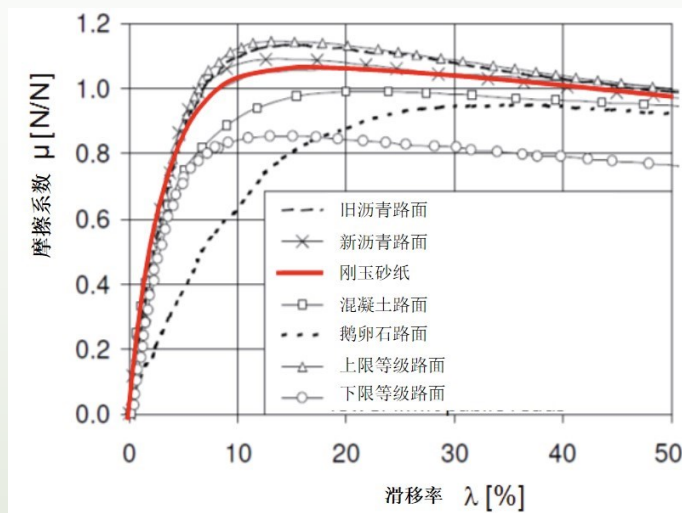


图 6 不同路面摩擦系数

因此,轮胎在不同的路面上产生不同的力。使用试验台的一个巨大优势是：它可以在室内实验室条件可控的情况下，在转鼓上进行高水平的重复性测量，也可以在真实道路上进行测试，如图7所示。有了这种装置，可以在不改变测量设备的情况下详细研究路面摩擦和路面激励(如弯曲与平坦)的影响，从而排除了试验台偏差的影响。

2 移动式轮胎试验台FaReP

为测试摩托车、客车、轻型卡车和重型卡车轮胎在公共道路和试验场表面的传力特性，ika和fka开发并搭建了移动式轮胎试验台FaReP，如图7和图8。



图 7 在转鼓和真实道路上的 ika/fka 移动式轮胎试验台 (FaReP)



Specifications:

Active wheel load control up to	60 kN
Wheel Diameter:	560 – 1240 mm
Side slip angle:	+/-30°, 2 – 10°/s
Camber angle:	+/- 10°
Max. velocity:	90 km/h
Braking torque:	up to 25 kNm

规格

主动轮负载控制高达60KN

车轮直径:

560 - 1240mm

侧偏角:

+/-30° , 2 - 10° /s

侧倾角:

+/-10°

最大速度:

90km/h

制动转矩:

可达25kNm

图 8 移动式轮胎试验台 FaReP 技术规格

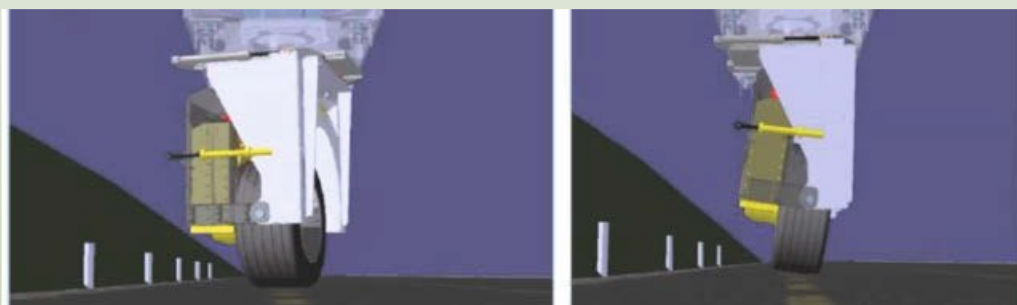


图 9 : FaReP-运动学轮胎侧偏角扫频（左）和侧倾角调整（右）

该移动式试验台的概念是利用相同的测量设备(图7、图8)，在载重汽车轮胎试验台外部2.54 m的刚玉涂层滚筒上，在室外真实道路和室内实验室条件下测定轮胎特性。这样就可以消除测量设备在室外和室内条件下对轮胎特性评价的可能影响。原则上，所有外径在DT = 560 mm和DT = 1240 mm之间的车辆轮胎都可以用FaReP进行检测。

移动式轮胎试验台FaReP由半挂车牵引的拖车组成。最高行驶速度可达90公里/小时。拖车本身有两个主动可操纵的后桥，以补偿侧向力，避免在实际轮胎测量时拖车产生侧偏角。

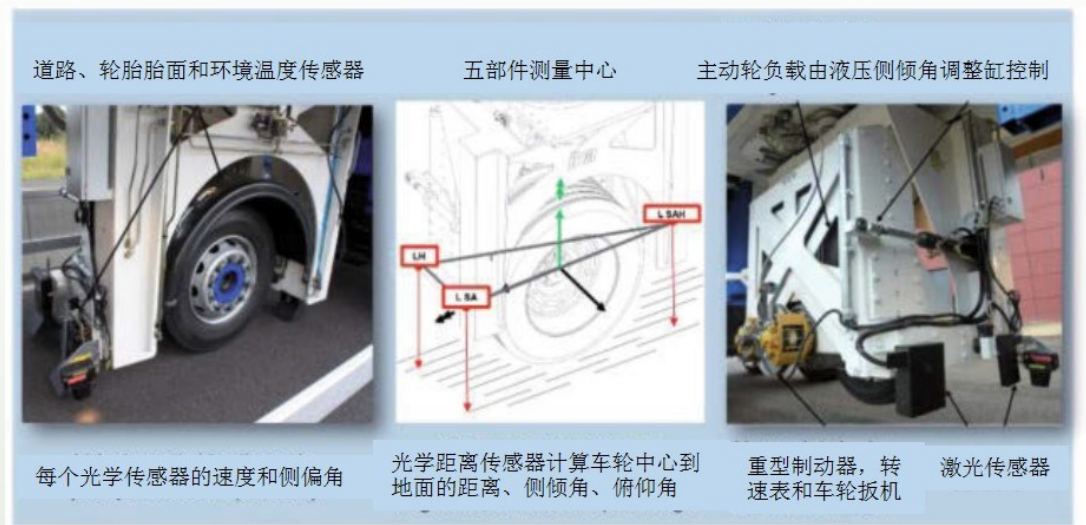


图 10 FaReP -传感器概述

轮胎试验台本身位于拖车的中心，位于半挂车的后桥和驱动桥之间，接近整车的重心。由于这种布置，由测量轮胎产生的车轮力对整车的行驶动力学的影响最小，其毛重为 22 t。

在测量过程中，轮胎试验台的运动单元主动调整轮胎所需的的车轮载荷和所要求的侧偏角、侧倾角和制动滑移率。操作轮胎测量点的设定值命令可以自由配置，由计算机控制器传送到试验台的执行机构。轮胎侧倾角(范围最大 $\pm 10^\circ$)和侧偏角(范围最大 $\pm 15^\circ$)调整采用液压驱动。纵向滑移由最大制动扭矩ca. $M_{\text{brake}} = 24 \text{ kNm}$ 的液压盘式制动器调节。被测轮胎的最大载荷 $F_z = 60 \text{ kN}$ ，由空气悬架与液压缸相结合进行调节。该主动轮载控制器可以补偿由道路激励和车身运动引起的低频轮载变化。轮胎试验台及其测量设备所需的液压功率 $P_{\text{hydr}} = 17 \text{ kw}$ ，电功率 $P_{\text{el}} = 2.5 \text{ kW}$ ，由所谓的“动力组”提供。它由一台驱动液压泵和一台发电机的柴油机组组成，在合适的泵的帮助下向压缩空气网络提供系统压力 $p_{\text{air}} = 10 \text{ bar}$ 。

由ika和fka与Kistler仪器有限公司合作开发的由5个组件组成的测量中心可以测量和捕捉轮胎的力和力矩。测量范围：车轮垂直载荷 $F_z = 50 \text{ kN}$ ，纵向力 F_x 和侧向力 F_y 为 $\pm 50 \text{ kN}$ [4]。

移动式轮胎试验台的主要应用领域是测量不同类型轮胎在真实路面上的传力特性，以及对当今道路建设中使用的不同路面的传力特性进行测定和评价。此外，还可以研究不同环境条件对轮胎性能的影响。FaReP还可以在湿路面上测量轮胎力，这是欧洲法规要求的轮胎标签所必需的。所有的标准轮胎仿真模型也得益于移动式轮胎试验台的测量数据。

实现

上文我们阐述了获得准确轮胎特性的重要性。本次调研中，根据图11中两个试验台的测试流程，选取了一个中型轿车轮胎进行测量来获取轮胎特性。通过对MF-Tyre轮胎模型参数的辨识得到MF-Tyre轮胎模型。



图 11:MF-Tyre 参数辨识和侧向性能评价车辆动态操纵测试流程

为保证轮胎模型与实测数据的相关性，在仿真环境ADAMS/Car的虚拟轮胎试验台中对轮胎模型进行了验证，并与实测数据文件进行了对比，从而对轮胎模型进行了质量检验。一旦轮胎模型发布，可以对轮胎模型进行评估，以研究其对车辆操纵的影响，尤其是对侧向动力学的影响。下面给出了测量结果。

1. 纯侧向轮胎在平跑道与测试跑道上的性能测量

在纯侧偏测试中，轮胎的侧偏角 α 是不同的，其垂直负载，侧倾角，胎压不变，轮胎

自由滚动。通过这些试验，可以得到侧向力 F_y 、倾覆力矩 M_x 和回正力矩 M_z ，它们是侧偏角的函数。

两个试验台的测量条件:

- 1) 前进速度 $V = 60\text{km/h}$
- 2) 纵向滑移率 $\kappa = 0\%$ (轮胎 κ 自由滚动)
- 3) 侧偏角 α 按最大扫描速度 $2^\circ/\text{s}$ 变化

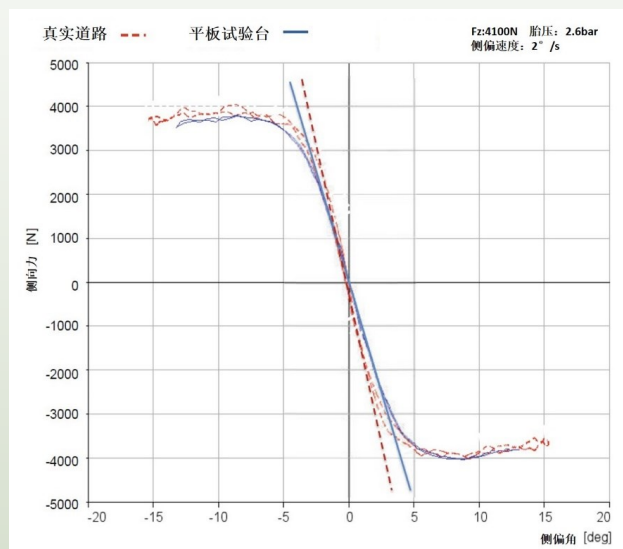


图 12 纯侧偏特性对比

图12为4100N载荷下室外试验道路和平板试验台上侧向力特性测量结果。通过评估这些曲线在线性范围内的侧偏刚度(侧向力梯度)，发现室外测试道路与平板试验台相比增加了25%。

被测轮胎侧向力系数(F_{yw} / F_{zw})如图13所示。室外试验道路测量的最大侧向力系数比平板试验台增加18%。下面将在仿真环境中研究所述轮胎性能差异的影响。

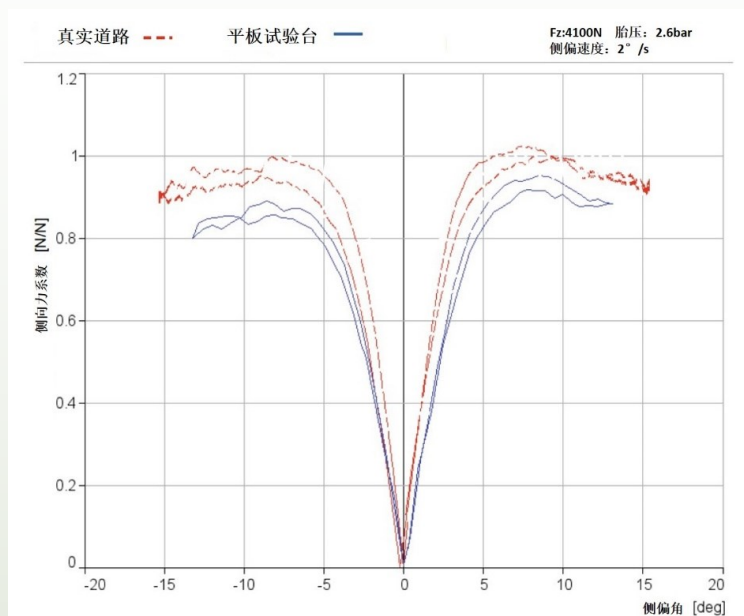


图 13 侧向力系数对比

将回正力矩 M_{ZW} 看做侧偏角的函数，如图14所示，可以注意到最大值处的侧偏角有 0.4° 的差别。通过对回正力矩 M_{ZW} 的评估，室外测试道路上的测量显示 M_{ZW_Max} 处的侧偏角与平板试验台相比减小了10%。， M_{ZW_Max} 有3%的差别。

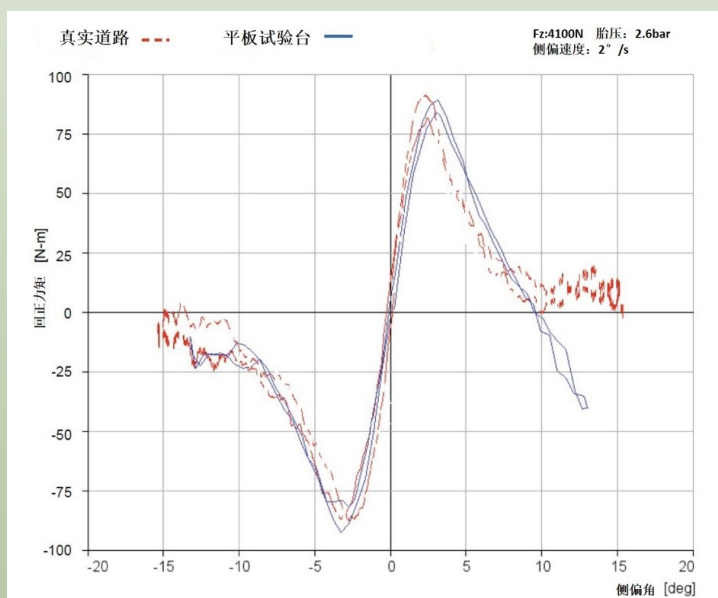


图 14 回正力矩对比

2. 侧向动力学仿真分析

在CarMaker中建立了一个验证过的汽车模型，如图15所示，一次使用MF-Tyre Flat Track轮胎模型，一次使用MF-Tyre Test Track轮胎模型。为了避免可能影响结果的干扰，动态控制系统不起作用。采用ISO坐标系对轮胎受力和弯矩进行分析，ISO坐标系适用于CarMaker，且符合TYDEX轮胎检测和建模标准[6]。

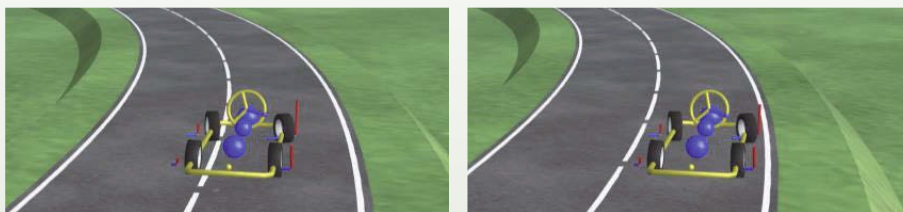


图 15 MF-Flat Track 轮胎模型(右) vs MF-Road 轮胎模型(左)稳态侧偏仿真示例

轮胎在决定车辆的侧向特性方面起着至关重要的作用，为了研究两种轮胎模型的侧向特性，在整车仿真中选择了以下测试方法。

表 1 评价轮胎模型侧向特性的几种方法

测试方法	评价标准	轮胎特性
定转向半径法	线性范围不足转向梯度	最大侧向力 侧偏刚度
横摆稳定性	最大侧偏角	最大侧向力 最大侧向力处侧偏角 侧偏刚度 轮胎松弛长度
单移线法	横摆角速度稳定时间	最大复合侧向力 最大复合侧向力处侧偏角 侧偏刚度 最大复合纵向力 最大复合纵向力处侧偏角 纵向刚度 轮胎松弛长度

定转向半径法

本试验的重点是评价车辆的纯稳态侧向力特性。测试是在CarMaker上用一个车辆模型在一个虚拟试验场上进行的，两侧转向半径均为40米。车辆速度缓慢增加，以覆盖0.1g到1g的侧向加速度范围。为了简单起见，请注意图16中的值是绝对值。

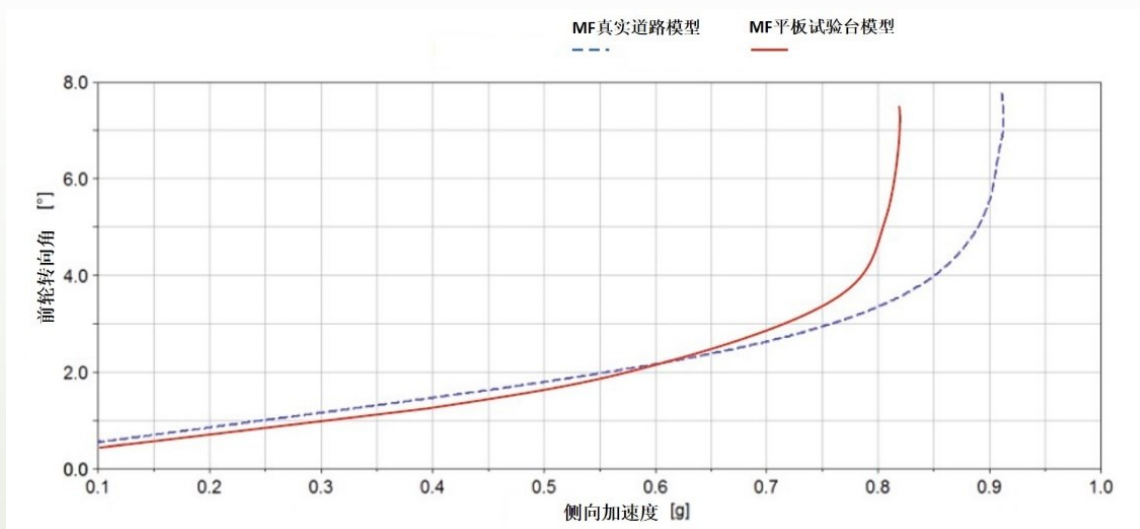


图 16 定转向半径法不足转向特性对比

结果如表2所示。图16为左转弯仿真得到的绝对值。从图中可以看出，两种轮胎模型的性能相似，只是在0.1 g到0.45 g的线性范围内略有偏移。同时，我们可以注意到，在相同转向角度下，MF-Test Track轮胎模型比MF-Flat Track轮胎模型产生更高的侧向加速度。该曲线表明，采用MF-Flat Track的车辆倾向于略微的转向不足。

表 2 定转向半径法试验结果

轮胎模型	不足转向梯度[°/g] 线性范围[0.1g-0.45g]	Max. a_y [g]	Delta $a_{y\max}$ [%]
MF-Flat Track	左转弯: 3.07 右转弯: 3.03	左转弯: 0.835 右转弯: 0.827	0.0 % Ref.
MF-Test Track	左转弯: 3.60 右转弯: 3.63	左转弯: 0.917 右转弯: 0.919	+ 9.63 %

单移线法

本测试的重点是评价轮胎性能的两个不同方面。我们从评估轮胎在滑移和瞬态组合中的性能开始。方法是输入一个脉冲方向盘转角，以80公里/小时的恒定速度进行，如图17所示。

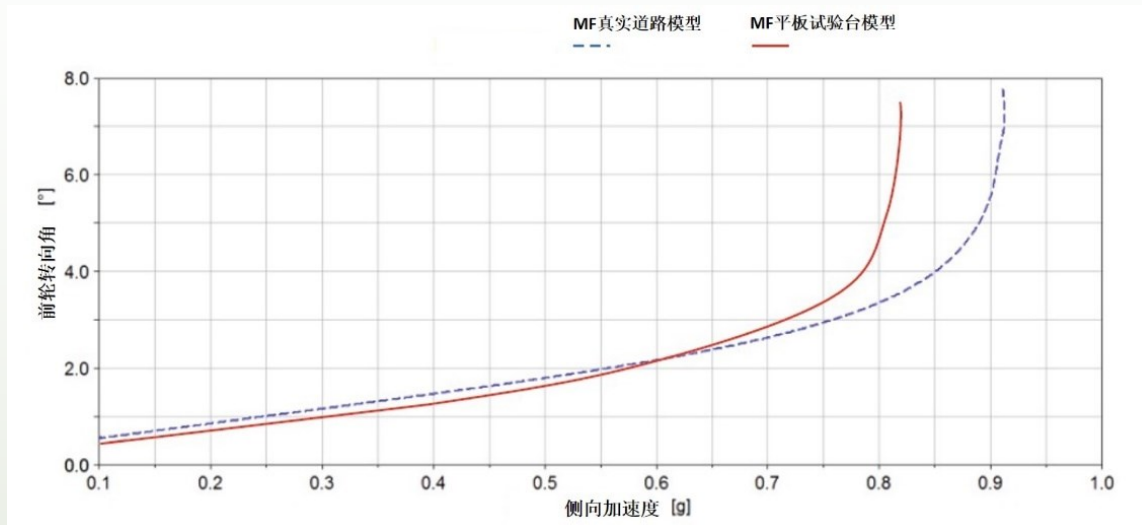


图 17 单移线法 80km/h 转向盘输入

表3显示了两种型号轮胎横摆角速度稳定时间。从图18、图19、图20可以看出，实测轮胎模型性能中转向刚度略有不同的影响。在试验过程中，较大的侧向力使横摆角速度稳定速度加快，横摆角速度降低。从结果可以看出，MFTest Track轮胎模型比MFFlat Track轮胎模型减少了46.1%的稳定时间。

表 3 单移线法试验结果

轮胎模型	稳定时间[s]	Delta aymax [%]
MF-Flat Track	0.952	0.0 % Ref.
MF-Test Track	0.514	- 46.1 %

自操纵结束，重量转移到外侧车轮时,后方的外侧车轮(后左) 侧偏角如图20所示,可以预计,由于MF-Test Track轮胎模型较高的侧偏刚度，其侧偏角的振幅与Flat Track轮胎模型相比会降低。通过对侧偏角的评估，MF-Test Track轮胎模型显示左后轮胎侧偏角降低了18%。

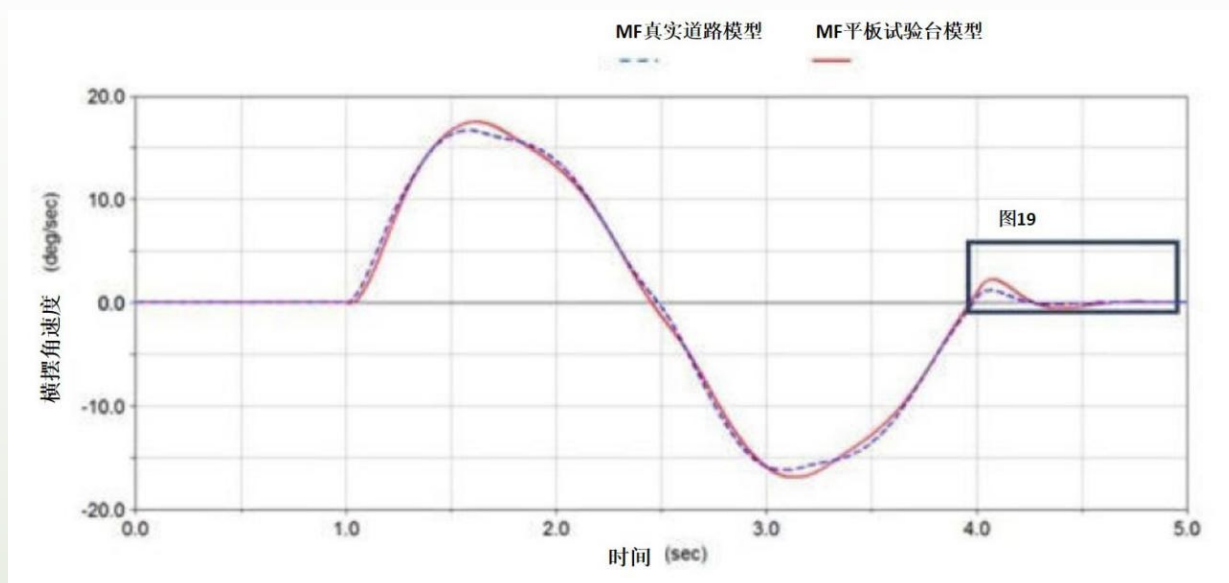


图 18 单移线横摆角速度响应

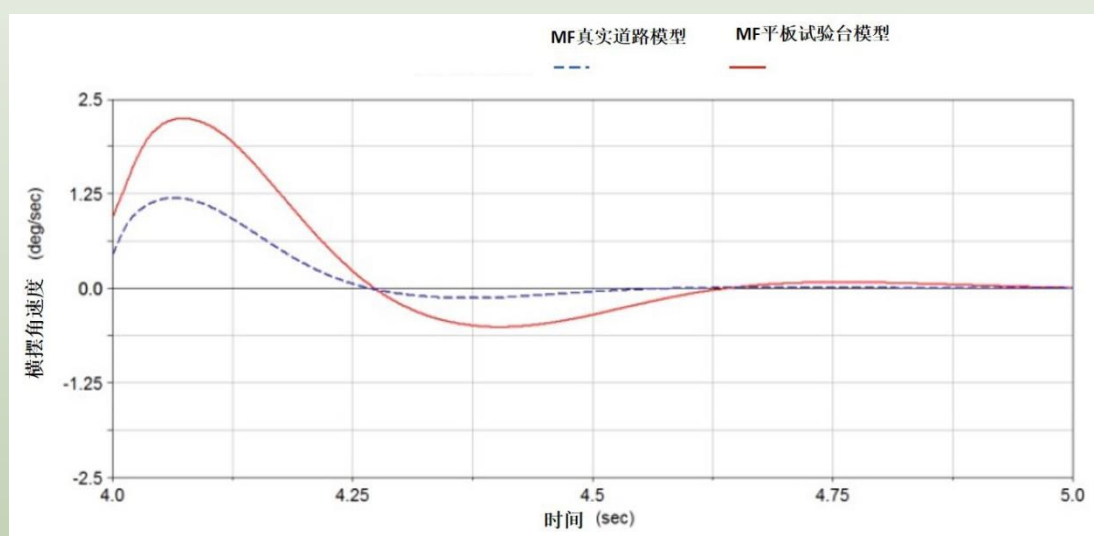


图 19 单移线横摆角速度稳定时间（4s 之后）

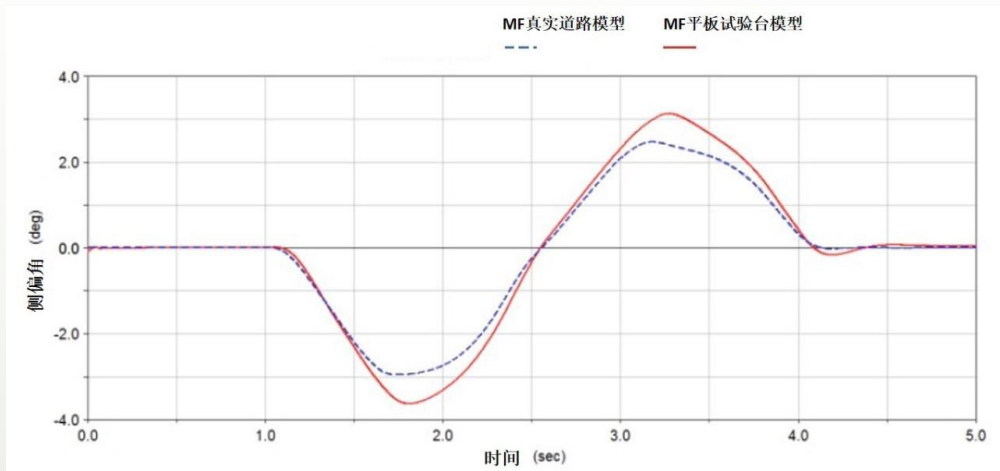


图 20 单移线左后轮侧偏角

总结与未来工作

移动式轮胎试验台FaReP能够在测试道路和转鼓上测量轮胎的纵向和侧向特性，以便在不同环境条件下对轮胎/路面接触面内的传力特性进行详细和全面的分析。

用同一轮胎的室内和室外试验数据对两个MF轮胎模型进行了参数化。在整车动力学仿真中，以侧向动力学为重点，分析了它们对车辆操纵性能的影响。研究表明，测量数据的差异对车辆的侧向动态特性有重要影响。此外，可以推断，测量数据的选择至关重要，这可能影响车辆动力学行为估计的准确性。

通过更好地控制测试参数，室内实验室测量可以实现最高水平的可重复性。然而，实验室内轮胎的传力特性可能与实际道路不同。因此，重要的是要考虑到试验台表面的轮胎性能与实际路面的差异。我们需要进一步的研究来调查这些差异的来源，并确定需要哪些信息能将实验室轮胎试验台的测量结果与实际道路性能联系起来。

用实测数据将轮胎模型参数化的主要优势是提高了车辆动力学仿真中轮胎性能预测的准确性，从而减少在测试道路上的昂贵测试。

接下来是利用摩擦试验机LiReP^[4]对测试道路表面的摩擦特性进行模拟，使实验室测量数据与Husemann^[5]提出的测试道路的摩擦特性相适应。

参考文献

[1] BACHMANN, C., HENRICHMÖLLER, D. Drum or Test Track? Comparative investigation on tyre characteristics with a mobile tyre test rig 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2012

[2] BACHMANN, T. Wechselwirkungen im Prozess der Reibung zwischen Rei-

fen und Fahrbahn Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik fzd der TU Darmstadt VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12 Nr. 360, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998

[3] ROTH, J. Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahnen unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschluss-erkennung im rotierenden Rad Dissertation am Fachgebiet Fahrzeugtechnik FZD der TU Darmstadt VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12 Nr. 195, VDI-Verlag, Düsseldorf 1993

[4] HÜSEMANN, T., BACHMANN, C., WINTER, S., HENRICHMÖLLER, D. Mobile Prüfstandtechnik zur Messung von Reifen-Fahrbahn-Reibwerten ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe Nr.: 2011-06

[5] HÜSEMANN, T. Adaption von Labor-Reifenkennfeldern an reale Fahrbahnoberflächen Dissertation – Institut für Kraftfahrzeuge (ika) der RWTH Aachen University Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen 2011

[6] VAN OOSTEN, J.J.M. Standardization in Tyre Modeling and Tyre Testing – TYDEX Workgroup, TIME Project, Tire Science and Technology 27 No. 3 (1999), pp. 188–202.

[7] CARRILLO VASQUEZ, C. Validierung objektiver Bewertungskriterien zur Beurteilung eines Fahrdynamikreglers Masterarbeit bei Dr. – Ing. h.c. F. Porsche AG und Institut für Kraftfahrzeuge (ika) der RWTH Aachen University, 2010

[8] BACHMANN, C. Neuartiger mobiler Reifenprüfstand Commercial Vehicle Cluster CVC News, Nr. 3/2009

[9] HARTWEG, C., HÜSEMANN, T., BACHMANN, C. Entwicklung von Prüfstandstechnik zur Erfassung von verschiedenen Reifen- Fahrbahn-Reibwerten Tagung „Reifen Fahrwerk Fahrbahn“, Hannover, Oktober 2009 VDI-Berichte Nr. 2086, VDI-Verlag, Düsseldorf 2009

[10] MOHAMMADI, F. Tire Characteristics Sensitivity Study Master Thesis – Chalmers University of technology, Gothenburg, Sweden 2012

[11] N.N. Flat-Trac LTR Tire Test System for Advanced Laboratory Studies of Light Truck and Racing Tires Product information. MTS Systems Corporation, Eden Prairie, USA, October 2002

技术动态

车辆悬架测试实验： 评估动态超静态运动学特性弹性特性测试的优势

参考：Wei,T.E.和Dorfi, H.R.车辆悬架测试实验：评估动态超静态运动学特性和弹性特性测试的优点,Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 37, No. 1, January – March 2009, pp.32-46

摘要：车辆动力学组件可用于模拟操纵或制动操作，如果不使用它我们就需要在户外进行操纵或者制动。车辆模型的许多参数都可以通过运动学和弹性K&C测试来确定，而进行这些测试的仪器是通过各种力或力矩的测量来观察车辆的响应。这种设备施加这些力或力矩的速率可以是准静态或动态。由于需要有惯性补偿、能以更高速率获取数据的传感器以及更大的执行器或液压电源，所以能够执行动态测试的机器更昂贵。然而，与单独进行准静态测试相比，动态车辆响应的测量可能会增加参数识别的保真度和可靠性。参数识别可能更准确的一个原因是动态测试中施加力和力矩的速率更近似于仿真所需的实际操纵中的力和力矩。

为确定进行动态K&C测试的优势在哪里进行了一项研究。这项研究使用MTS系统高速K&C设备，在前轮驱动结构紧凑型轿车的前轴上进行了准静态K&C测试和在高达3.0 Hz的几个频率下的动态测试。可以通过动态和准静态测试之间的车辆响应的相关性来评估动态K&C测试的优点。

关键词：车辆，悬架测试，运动学和弹性特性，动态车辆响应

并非所有轮胎特性都可以在台架试验中进行评估或测量。有些评估或测量的过程必须同时涉及到轮胎和车辆，因为相同的轮胎在不同的车辆上的表现或磨损情况可能不同。轮胎/车辆系统测试范围包含从中心转向感觉评估到干燥路面条件下的刹车停车距离的测量。这些测试通常在户外进行，但也可以在仿真中进行。

为了使在户外进行的测试在仿真中有足够的精度，需要精确的车辆模型。车辆仿真组件需要通过测量车辆悬架的运动学和弹性系统来建立模型。许多不同类型的专业仪器被开发出来用于这些测量，包括Anthony Best Dynamics, Ltd的悬架参数测量机（SPMM）^[1]，Holdmann等人^[2]制造的K & C测试台还有底盘实验室参数测量系统（“Topsy”）^[3]。K & C仪器设备也由MTS Systems Corporation制造。MTS系统将车辆的底盘保持在固定的位置和方向上，精确地将各种力和力矩施加到轮胎上，并测量车辆悬架系统的响应。

运动学和弹性特性参数是从测量悬架对这些力和力矩的响应中获取的。悬架连杆几何形状和运动学特性决定了车轮的运动和方向。弹性特性决定了由于柔性悬挂部件（例如衬套）的偏转而导致的车轮位置或方向的变化。这些参数可用于研究车辆响应。例如，Klaps和Day利用弹性特性转向测量来研究制动期间的转向漂移^[4]。Morse已经演示了如何使用K & C参数测量来更好地理解多个悬架组件之间的相互作用，以便允许用户调整底盘和悬架以优化性能^[5]。

运动学和弹性特性参数也可用于构建车辆模型并准确预测车辆在轮胎/车辆实验中的响应。许多K & C仪器都只能精确地向车辆施加力和力矩。在处理操作期间，悬架会以更快的速率发生运动，因此会激活黏弹性特征或其他与速度相关的响应，但是这些响应无法通过准静态测试来测量。K & C仪器能够以动态速率向车辆施加力和力矩。因为需要有惯性补偿，和能以更高速率获取数据的传感器以及更大的执行器或液压电源，这些机器更昂贵。然而，动态悬架测试实验有可能获得更准确的车辆表征。

MTS 工业系统，高速K & C仪器

MTS 工业系统有限公司能提供高速K & C设备进行评估实验。我们使用该种设备在搭配了麦弗逊支柱式悬架的前轮驱动紧凑型轿车的前轴上进行了各种测试。在所有测试期间，力和力矩都施加到轮胎补片上，并且没有使用主轴耦合器。



图. 1 — MTS Systems K&C. 图中所示的车辆不是本研究中使用的车辆。 Copyright © 2007 MTS Systems.

MTS高速K&C设备系统配备了控制装置，以尝试在试验期间尽量减少轮胎补片承受的轴外力和力矩。在垂直方向的测试中，悬架可以被压缩和伸展。在那些测试期间，轴外力和力矩将包括横向力和纵向力，以及矫正和倾覆力矩。在整个测试期间，希望所有这些力和力矩尽可能接近零。

该机器使用机械车轮位置传感器来测量车轮主轴的位置和方向，如图1所示。轮胎直接放在称重元件上，记录轮胎补片上的力和力矩。本研究中使用的测试数据是从车轮位置传感器和称重传感器在100 Hz的频率下获得的。

通过液压执行器移动或旋转称重传感器产生作用于车辆的力和力矩。称重传感器能够以200 mm / s的速度水平移动，185 mm / s垂直移动，并绕垂直轴以70度/ s旋转。方向盘执行器可以将方向盘固定在适当位置或以受控方式旋转方向盘。当正弦输入达到执行器的最大速度时，手轮能以3Hz的频率旋转20度。方向盘执行器能够在处于锁定状态下或被锁定在较低频率的测试车辆上旋转方向盘。

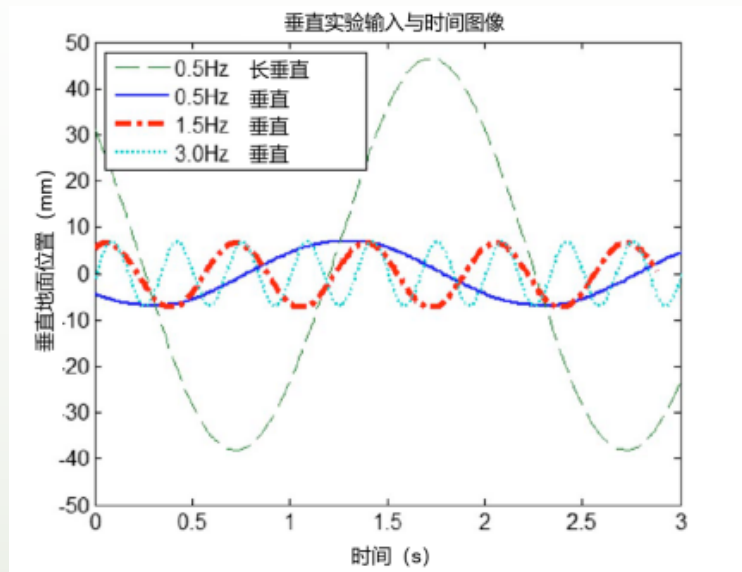


图2 垂直输入与时间图像——动态测试输入。 在垂直测试中，每个轮胎下的地面高度升高和降低。当垂直地面位置为零并且悬架处于静止状态时，该轮胎上的垂直载荷满足整备质量条件。在动态测试中，输入的形状是正弦的。

0.5, 1.5和3.0 Hz测试的输入幅度保持不变，而0.5 Hz长垂直测试具有更大的幅度。

测试说明

对于转向测试，输入是方向盘的转角。在所有其他测试中，输入是轮胎所在的称重传感器的位移或旋转。在准静态测试中，输入速度是恒定的（除了在方向变化期间），并且得到的波形是三角形。在动态测试中，规定的输入速度是正弦变化的。

动态测试在0.5, 1.5和3.0 Hz下进行。在所有这些测试期间，测力传感器的指令位移幅度是相同的，参见图2。

通过设置相同的幅度，所实现的峰值输入速度对于每个频率都是不同的。以0.5 Hz的频率进行的垂直测试在此被称为0.5 Hz垂直测试。

而以0.5 Hz的频率进行的动态测试，其位移幅度大于任何其他动态测试中的位移幅度。这些测试被称为0.5 Hz长测试（即以这种方式执行的垂直测试被称为0.5 Hz长垂直测试）

由于时间限制，并非所有测试都可以在所有频率下进行，表1中列出了已做过的测试。由于K&C设备的限制，动态测试期间的许多边界条件与准静态测试期间的边界条件不同。以下测试说明中描述了它们之间的差异。

表1—已经做过的K&C实验

实验类别	准静态	0.5Hz长垂直	0.5Hz	1.5Hz	3.0Hz
垂直	X	X	X	X	X
侧倾	X	X	X	X	X
转向	X		X	X	X
侧向辅助	X		X		X
矫正扭矩辅助	X		X	X	X

垂直方向

在垂直测试中，载荷传感器（轮胎安放在其上）会同相升高和降低。在准静态测试中，悬架会处于几乎完全压缩的位置，再到几乎完全伸展的位置。纵向力和横向力在矫正和倾覆的时刻被最小化了，并且在测试期间发动机都处于关闭状态。表2列出了每种K&C测试的测量输入幅度和预估峰值速度。

侧倾

侧倾试验与垂直试验的不同之处在于，每个前轮胎下方的载荷传感器感受悬架升高和降低的相位相差180°，即当车辆一侧的悬架被压缩时，另一侧伸展。在侧倾测试期间发动机处于关闭状态。

在准静态侧倾试验中，载荷传感器绕其纵轴旋转，使其顶面保持与虚拟路面共面。该设备无法以更高的速率旋转载荷传感器，因此在整个动态测试中它们的顶面保持水平。

转向

转向测试涉及方向盘执行器在发动机运转时来回转动方向盘的问题。在准静态测试期间，横向和纵向力以及矫正和倾覆力矩被最小化。保持垂直力以抑制负载作用。在动态测试中，载荷传感器保持静止 – 没有去尝试使面内力和力矩最小化或保持垂直力。

		垂直实验				
特性		准静态	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
测量输入幅度	, mm	93.2	42.2	6.9	6.9	6.9
峰值输入速度	, mm/s	5.1	133	21.7	64.9	130
		侧倾实验				
特性		准静态	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
测量输入幅度	, mm	64.2	42.1	6.8	6.9	7.0
峰值输入速度	, mm/s	6.9	132	21.5	65.1	133
		转向实验				
特性		准静态	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
测量输入幅度	, deg	484		20.0	20.0	20.9
峰值输入速度	, deg/s	10.1		62.8	189	394
		侧向辅助实验				
特性		准静态	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
测量输入幅度	, N	1894		1899		1939
		矫正扭矩辅助实验				
特性		准静态	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
测量输入幅度	, N m	94.1		105.8	106.5	102.3

表2 - K&C测试摘要。对于垂直和侧倾测试，输入是每个轮胎下的地面高度。方向盘角度是转向测试的输入。在轮胎补片处施加的横向力和对准力矩分别是侧向辅助和矫正扭矩辅助测试的输入。

侧面辅助

在横向辅助测试中，在发动机运转时，横向力与前轮胎补片相互同相作用。纵向力，矫正和倾覆力矩最小化。保持垂直方向力以抑制负载作用。

矫正扭矩辅助

矫正扭矩辅助测试涉及施加在前轮胎上的矫正扭矩。在发动机运转的情况下进行测试。该设备试图在测试期间最小化纵向和横向力以及倾覆力矩，并保持垂直方向力以抑制负载作用。

准静态和动态测试的相关性分析

车辆悬架系统运动学中所有部件都是刚性的，而且预计不会受其移动的速率影响而改变。但是，悬架包含许多柔性部件，例如衬套。当这些柔性部件上被施加作用在系统上的外力时，其运动学特性似乎会发生变化。本文已经进行了分析以评估实验时是否已经发生这些类型的车辆响应变化。

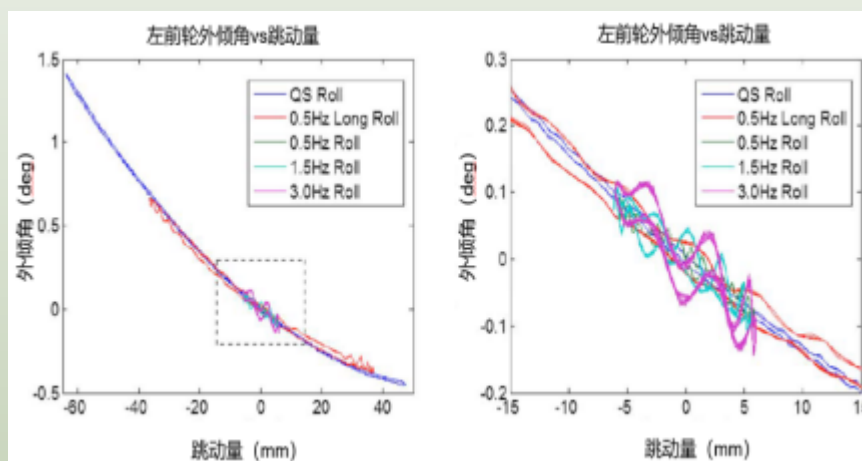


图3——在准静态（QS）和动态侧倾测试（左）中，左前轮的外倾角与跳动量曲线。右侧显示了动态测试数据的特写，如左侧虚线框所示。动态测试中输入（振动）的幅度较小。由于外倾角变化几乎相同，无论悬架被压缩的速度如何，来自不同测试的数据都是相互叠加的。

从动态测试到准静态测试的结果之间的比较表明，大多数运动学特性从测试结果上来看是相同的。例如，当悬架进入颠簸（压缩）时，由于运动学方面的原因，车轮的外倾角变化很小。由于外倾角的变化几乎相同，无论压缩的速度如何，来自不同测试结果的数据都是相互叠加的（见图3）

在许多动态测试中，测量中的噪声是非常明显的（例如图3中的外倾角测量）。通过傅立叶分析（见图4）发现振动发生在20Hz左右。在一些测试期间可以观察到机械车轮的位置传感器中的振动，其来源被识别为机械。振动的来源一般无法精确确定，但存在许多可能的振动源，包括柔性车辆部件之间的动态相互作用或机械车轮位置本身地影响。尽管有噪声存在，但很明显，在准静态和动态测试中，外倾角与颠簸跳动的运动学特性几乎相同。

方法

为了量化准静态和动态测试数据之间的相似性，我们已经进行了相关性检验。例如，采用垂直测试，其中载荷传感器的垂直运动是测试的输入。准静态和动态测试的输入幅度不同。实验时仅在公共输入范围内的数据上进行测试结果之间的相关性检验，而没有对这些分析中被使用的数据进行过滤或平滑处理。

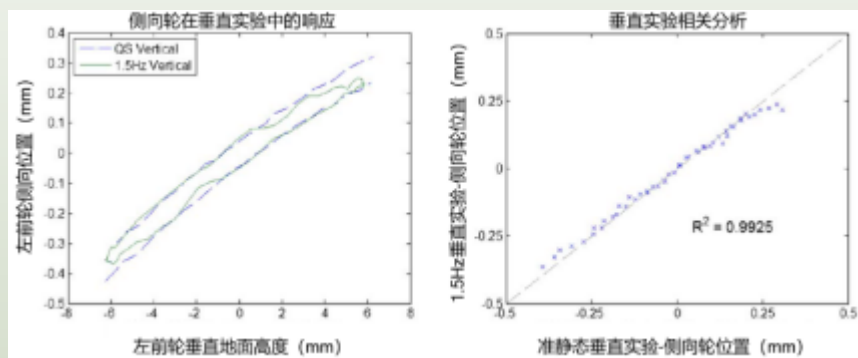
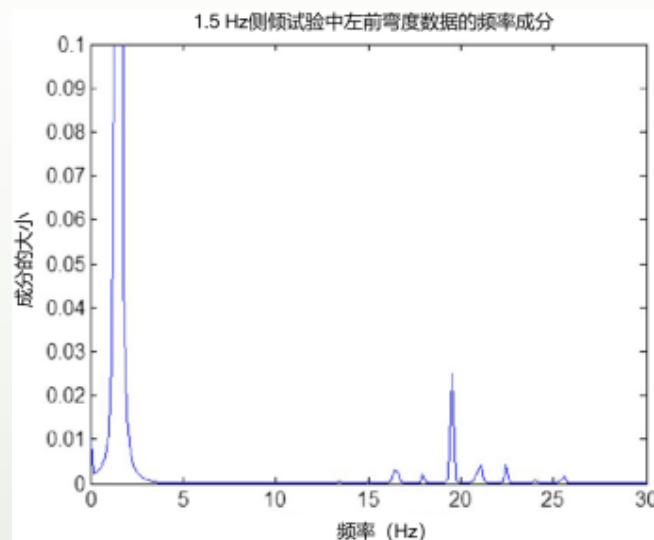


图4——1.5 Hz侧倾试验中左前弯度数据的频率成分。动态侧倾测试的傅里叶变换显示，主要频率成分包括测试输入频率（**1.5 Hz**），以及在图3中的动态测试数据中可以容易看到的振动（大约**20 Hz**）。

对数据进行插值和采样处理，以便在相同输入值的两个数据集中都可以获得数值。然后交叉绘制这两个数据集中采集的数据的图像（参见图5，右）。

如果存在完美的相关性，则交叉绘制的数据会以1: 1的比例叠加。图5 - 左侧显示了准静态（QS）和1.5 Hz垂直测试的侧向车轮运动与测试输入（垂直地面高度）的关系。这些响应的相关性显示在右侧。

两个不同测试之间结果的相似程度可以通过平方相关系数（ R^2 ）来量化。如果被比较的两个数据集通过线性函数相关，则 R^2 将等于1.此外，如果线性函数的截距为零且斜率为1，则数据集将完全匹配。

换句话说，平方相关系数可用于评估交叉绘制数据与直线的偏差。这可以被认为是数据集之间相似性的有效量度。

结果

通常，无论输入的频率如何，车辆响应都是相同的。因此，在大多数比较中，准静态和动态测试中车辆响应之间的平方相关系数超过0.84（见表3）

在许多测试期间，在倾角测量中记录数据的振动情况特别差。表3中记录了峰值信噪比小于2 dB的测试。许多动态测试与消除振动源的准静态版本更为相似。

一些测试之间的边界条件的不同导致车辆的响应差异较大，从而降低了相关性。在准静态转向测试中，面内力和力矩（例如矫正扭矩和侧向力）保持最小化的状态。载荷传感器也会垂直移动，以便在整个测试期间保持轮胎上的垂直力恒定，但载荷传感器在动态转向测试期间保持静止。因此，在动态测试中面内力和力矩不能最小化。在准静态转向测试期间，峰值侧向力达到 ± 10 N，而在动态测试期间侧向力增大至 ± 150 N。这些额外的力和力矩使得车辆特性在准静态和动态测试之间看起来非常不同（见图6）。表3中列出了边界条件差异较大的测试之间的比较的R2值。

结果讨论

通常，准静态和动态测试的结果之间的相关性很高，所以得出结论：该车辆的前悬架的响应不会随施加的力或力矩的速度或频率变化而显著变化。

在动态测试与其准静态等价测试之间进行的80个相关分析中，只有22个的R2值低于0.84。三个是由明显不同的边界条件引起的。另外七个是在测试期间由机械振动引起的，这会导致较低的信噪比。

垂直实验				
测量项目	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
左前轮外倾角	0.8673	0.9499	0.8525	0.5504^a
左前轮主销后倾角	0.9350	0.9379	0.9242	0.8690
左前轮侧向轮位置	0.9935	0.9892	0.9925	0.9926
左前轮纵向位置	0.4533	0.4718	0.3083^a	0.0639^a
左前轮转角	0.9126	0.7981	0.7967	0.8087
侧倾实验				
测量项目	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
左前轮外倾角	0.8595	0.9618	0.8859	0.7947
左前轮主销后倾角	0.9946	0.9812	0.9737	0.9736
左前轮侧向轮位置	0.9793	0.9942	0.9832	0.9729
左前轮纵向位置	0.8561	0.2210	0.1326^a	0.0724^a
左前轮转角	0.7792	0.0076	0.0000	0.0063
转向实验				
测量项目	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
左前轮外倾角		0.9890	0.9683	0.3371^a
左前轮主销后倾角		0.9944	0.9844	0.8869
左前轮侧向轮位置		0.2672^a	0.2680^b	0.0920^{a,b}
左前轮纵向位置		0.9775	0.9857	0.9622
左前轮转角		0.9973	0.9925	0.9510
侧向辅助实验				
测量项目	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
左前轮外倾角		0.9983		0.9681
左前轮主销后倾角		0.9767		0.9640
左前轮侧向轮位置		0.9897		0.9370
左前轮纵向位置		0.9745		0.9302
左前轮转角		0.9659		0.8648
矫正扭矩辅助实验				
测量项目	0.5 Hz long	0.5 Hz	1.5 Hz	3.0 Hz
左前轮外倾角		0.8697	0.7626	0.6121^a
左前轮主销后倾角		0.9811	0.8777	0.8801
左前轮侧向轮位置		0.9788	0.9162	0.8716
左前轮纵向位置		0.9760	0.9420	0.9220
左前轮转角		0.9975	0.9244	0.8991

表3 - 来自每个动态测试与相应的准静态测试之间的相关性的R2值。 小于0.84的R2值以粗体显示。值信噪比小于2 dB。测试之间的边界条件差异很大。

不同边界条件或低信噪比不明显引起七个低相关系数的现象是在垂直和侧倾测试中的公路车轮转向角响应的比较中产生的。低相关性是由动态测试期间转向响应中的相位滞后引起的，这在其他情况中是看不到的（见图7）

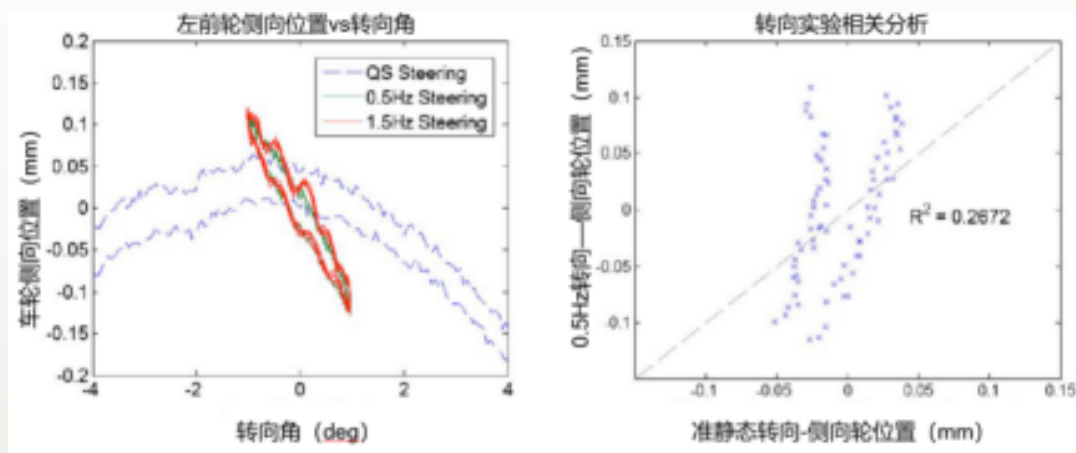


图6——侧向位置对转向测试的响应。（左）由于转向测试期间边界条件的差异，与准静态测试相比，动态测试期间悬架的横向响应似乎非常不同。（右）准静态和0.5 Hz转向测试之间横向响应的相关分析证实了这种差异。

悬架和转向系统中的摩擦，阻尼，惯性和弹性特性都是可能导致相位滞后的因素。在准静态垂直和侧倾测试中，矫正扭矩保持在 ± 2 N/ m以下。在动态测试中，矫正扭矩达到 ± 8 N /m。尽管在动态测试期间轮胎补片处的扭矩达到了较大的值，但这些较小值不可能单独造成这种差异。噪声或振动也可以消除掉，因为垂直和侧倾测试中的峰值信噪比在所有情况下均高于10 dB。表4列出了每个动态垂直和侧倾测试之间的相位滞后及其准静态等效值。

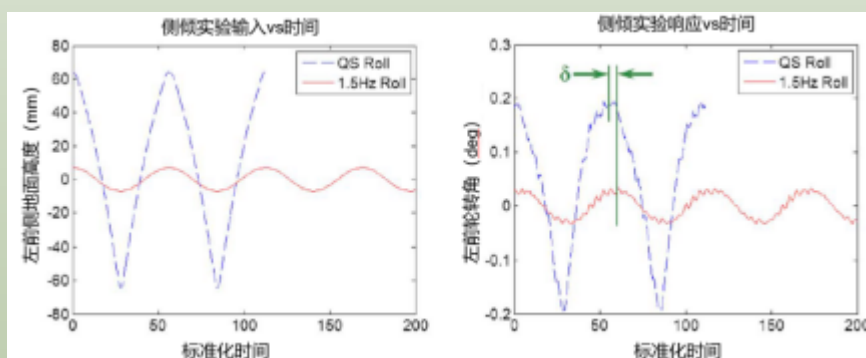


图7——相位滞后于转向角响应。测试在不同的频率下进行，因此所示的时间尺度已经标准化。即使测试输入之间没有相位差（左），在1.5 Hz侧倾测试和准静态测试（右侧）之间的车轮转向角响应中也存在 33° 相位滞后。这种相位滞后是准静态和动态测试响应之间低相关性的原因。

实验项目	0.5 Hz long (deg)	0.5 Hz (deg)	1.5 Hz (deg)	3.0 Hz (deg)
垂直实验	1	5	5	8
侧倾实验	12	29	33	35

表4——相位滞后于动态测试与其准静态等效测试之间的左前轮转向角响应。

动态试验的相位滞后最高，与准静态试验的相关性最低，得出的结论是相位滞后是产生这种情况的原因。相位滞后不依赖于输入速度。如果是这样的话，相位滞后在0.5 Hz长垂直测试和3.0 Hz测试中将是最大的，而且其具有最高的峰值垂直速度。由于相位滞后不依赖于速度，因此阻尼不是产生这种现象的主要原因。

在每种测试类型的0.5, 1.5和3.0Hz测试中，相位滞后都非常相似，其中输入的幅值是相同的。0.5 Hz的测试中使悬架通过最大的垂直位移距离，并且具有比相同类型的其他动态测试更少的相位滞后。与围绕转向轴的弹性特性相比，这些相位滞后可能由相对大量的摩擦引起。

使用动态K&C设备进行车辆测试的优势

尽管施加力和力矩的速度或频率不同，大多数车辆响应并没有显著差异，但在该研究中仅测试了一种类型的悬架。其他悬架类型可能具有与速度相关的运动学或弹性特性。现在可提供充液或复合衬套，其中阻尼取决于频率或者可以主动控制^[6]。对于使用这些类型的改进的悬架系统，仅经过准静态K&C测试不能完全捕获所产生的运动学和弹性特性数据。除了运动学和弹性特性识别之外，还有许多领域需要动态K&C设备。具有动态测试功能的机器可用于硬件在环（HIL）测试。在应用到实际悬架部件时，已经进行了许多情况的车辆仿真。例如，Kitching等人使用环路中的实际阻尼器进行模拟，以开发和优化半主动阻尼器的设计^[7]。与捕获硬件的所有必要特征或行为的高保真模型相比，在循环中使用实际硬件执行仿真成本可能更低或更容易开发。

所采用的示例是无法访问其内部逻辑的主动悬架系统。对这样的系统进行建模可能需要大量的逆向工程和推理假设。准确的模型在运行时也可能产生巨大的计算成本，而实际的硬件总是可以实时测试。在车辆搭载动态K&C设备的情况下，仿真可以预测在机动操作期间在轮胎补片处测量到的力和力矩。这些力和力矩可以施加在实际轮胎补片上，并且车辆悬架的响应可以实时反馈到仿真中。该响应包含传统建模，可能无法获取到所有非线性和其他效应的结果。

准静态K & C测试不能用于识别任何与速度相关的参数，例如阻尼。许多类型的专用测试设备已经被开发出来用于在不从车辆上移除阻尼器的情况下进行阻尼器参数识别^[8,9]。悬架减震器产生的力会增强垂直力与悬架颠簸曲线的滞后现象（见图8）。

峰值垂直速度在0.5 Hz长垂直测试和3.0 Hz测试中最高，其也具有最大量的滞后。0.5 Hz测试中的滞后宽度等于准静态测试数据中的宽度，表明随着速度增加，阻尼器产生很少或没有产生额外的力。通过以各种速度压缩和伸张悬架来测量滞后，可以进行阻尼器参数识别。如果已经使用K & C设备进行运动学和弹性特性测量，那么具有动态测试能力的设备将可以在车辆上确定阻尼器属性参数而无需单独的其他设备。

用于识别阻尼器特性的相同数据也可用于悬架摩擦参数识别。当运动方向改变时，摩擦力将影响垂直力变化的速率。通过观察垂直力与悬架振动迟滞回线的压缩和延伸之间的过渡区域的形状，可以调整关于悬架摩擦的参数。

结论

在准静态条件下进行的K & C测试与在动态条件下进行的相同测试之间的比较表明，装备了麦弗逊支柱型悬架的FWD紧凑型轿车的前悬架的大部分运动学和弹性特性不依赖于速度。测量的运动学与准静态和动态测试的弹性特性之间除了对垂直位移的转向角响应外都存在高度的相关性。

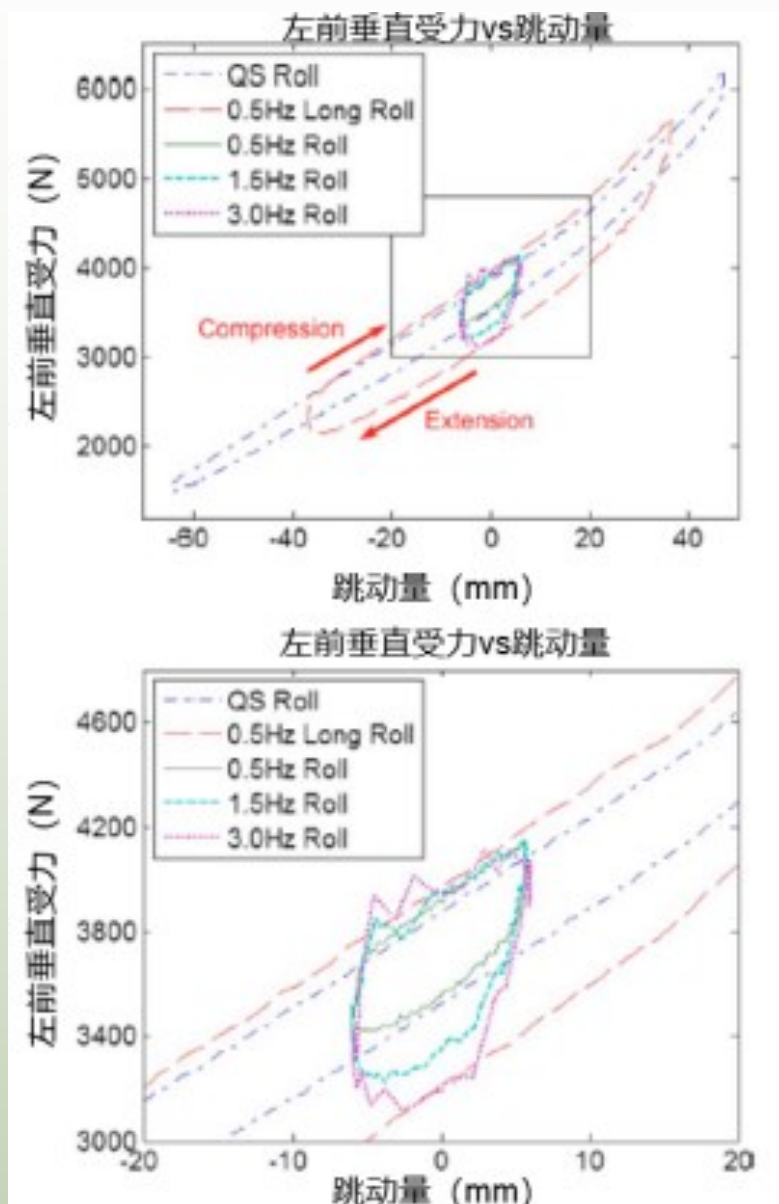


图8——来自侧倾测试的垂直力数据的滞后。由悬架阻尼器产生的力增加了所看到的滞后量。动态测试数据的特写（顶部图中的方框区域）显示在底部图中。

如果要使用动态K&C测试实验来识别悬架参数,就必须选好所需的悬架压缩量或施加力的大小。由于硬件的限制,较高的测试频率会要求较小的位移。例如,在0.5 Hz长垂直测试期间,行程仅为准静态垂直测试所涵盖范围的一半。其他动态测试的输入幅度甚至更小。如果需要更长的行程来表征车辆的特征,则需要更低的频率。

除了运动学和弹性特性识别之外,动态K&C设备还有许多其他可能的用途,包括HIL测试,阻尼或摩擦参数识别。

致谢

作者感谢MTS工业系统公司制造MTS高速K&C设备进行评估。还要感谢William Eisenhauer支持这项研究,感谢Gary Noggle提供他在K&C测试方面的丰富知识。

参考文献

- [1] Best, T., Neads, S. J., Whitehead, J. P., and Willows, I. R., “Design and Operation of a New Vehicle Suspension Kinematics and Compliance Facility,” SAE Paper 970096, 1997.
- [2] Holdmann, P., Koehn, P., Moeller, B., and Willems, R., “Suspension Kinematics and Compliance—Measuring and Simulation,” SAE Paper 980897, 1998.
- [3] Heitzman, E. J., “Topsy—A Modular Chassis Parameter Measurement System,” SAE Paper 971056, 1997.
- [4] Klaps, J. and Day, A. J., “Steering Drift and Wheel Movement during Braking: Static and Dynamic Measurements,” *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering*, Vol. 219, Part D, Paper No. D10303, 2005.
- [5] Morse, P., “Using K&C Measurements for Practical Suspension Tuning and Development,” *Proceedings of the 2004 SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition*, Dearborn, MI, Society of Automotive Engineers, 2004.
- [6] Piquet, B., Maas, C. A., and Capout, F., “Next Generation of Suspension Bushings: Review of Current Technologies and Expansion upon New 3rd Generation Product Data,” SAE Paper 2007-01-0850, 2007.
- [7] Kitching, K. J., Cole, D. J., and Cebon, D., “Performance of a Semi-Active Damper for Heavy Vehicles,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 122, No. 3, 2000, pp. 498–507.
- [8] Tsymborov, A., “An Improved Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus with Means to Determine the Condition of the Dampers,” SAE Paper 960735, 1996.
- [9] Malmedahl, G. A., “Analysis of Automotive Damper Data and Design of a Portable Measurement System,” M.S. Thesis, The Ohio State University, May 2005.

工作简讯

轮胎动力学协同创新联盟 会议成果

顺利召开了“轮胎动力学前沿技术研讨会”

由轮胎动力学协同创新联盟主办的“国际轮胎动力学前沿技术研讨会”于1月23日在广州顺利闭幕。本次会议有幸邀请到行业专家罗吉良先生担任会议主席并兼任仿真前沿技术板块会议主持。

来自联盟成员单位及相关专家共计45人参加了会议，与会专家针对仿真前沿技术、产品前沿技术、测试前沿技术等问题进行了深入研讨。

国际轮胎动力学前沿技术研讨会合影留念



2019.1 中国 广州



会后，与会专家参观了广州汽车股份有限公司汽车工程研究院，作为本次会议活动。

轮胎动力学是实现汽车产业自主创新的核心技术，也是轮胎行业实现转型升级的关键。本次会议的顺利召开，为推动汽车轮胎动力学的发展和测试技术起到了积极的作用。

成功举办了“雪地冰地汽车操纵稳定性试验方法 暨测试技术研讨会”

2019年2月20~25日，受全国汽车标准化技术委员会车辆动力学分技术委员会的委托，轮胎动力学协同创新联盟在黑河成功举办了“雪地冰地汽车操纵稳定性试验方法暨测试技术研讨会”。



黑河市工业信息科技局副局长、黑河汽车寒区试验基地管委会刘兴洲主任在百忙中到会致开幕词；全国汽车标准化委员会车辆动力学分委会郭平女士对自己未能出席会议表示遗憾，委托曹辉先生代为发表讲话。轮学盟秘书长卢荡教授宣读了中国工程院院士、联盟理事长郭孔辉先生发来的贺信。在贺信中，郭老对自己未能出席会议表示遗憾，对雪地、冰地操纵稳定性标准和测试技术的发展表示欣慰。



图1. 黑河市工业信息科技



图2. 轮学盟秘书长卢荡教授宣读理事长郭孔辉院士贺信并发表讲话
局副局长、黑河汽车寒区试验基地管委会刘兴洲主任致开幕词



图3. 全国汽车标准化委员会车辆动力学分技术委员会曹辉先生代表秘书长郭平女士到会并发表讲话

会上，与会代表就专题报告的内容、汽车操稳性标准与试验、雪地冰地试验的特点及难点等议题进行了激烈的讨论。对试验所用的全新轮胎、打磨轮胎的测试数据进行了初步整理并展开评价和分析，轮学盟将对测试数据做进一步的深入研究，适时进行披露。会议一致认为，汽车操纵稳定性在汽车技术领域占有重要地位，不仅直接关系到车辆驾乘人员的驾乘体验，更直接关系到车辆道路安全。经研究讨论，仿型磨削后的试验用“旧轮胎”（主沟花纹深度4.0mm），在现实应用情况下容易发生危险。由此可见冰雪地汽车操纵稳定性相关标准的出台的紧迫性。

附：中国工程院院士、联盟理事长郭孔辉先生贺信。



贺 信

尊敬的与会专家：

欣闻“雪地冰地汽车操纵稳定性试验方法暨测试技术研讨会”顺利召开，请允许我向全体会议代表表示诚挚的问候与衷心的感谢！感谢大家对轮学盟工作的支持，也感谢大家对全新技术领域的关注！

说到汽车操纵稳定性，使我不由想起几十年前的事情。1971年，一汽接受了一个任务——因外交需要，要开发新一代“红旗”轿车。轿车厂的同志希望我帮助他们解决

“红旗”轿车的高速操纵性问题。我当时很犹豫，因为五年前研究所里也有一些同志提出要研究汽车操纵稳定性问题。刚刚收集了半年多的文献资料，正赶上“四清运动”，把它作为“三脱离”（脱离政治、脱离实际、脱离群众）的资产阶级科研路线的代表，被“批倒批臭”。事隔五年，文革比“四清”来得更猛，而研究汽车操纵稳定性需要具备当时国内没有人懂的理论知识。这项研究不仅难度大，更可怕的是政治风险。后来，我和几位设计人员到北京国家事务管理局，听到几位从驻外使馆回来的汽车司机说：“我们的红旗轿车在国外使用时间问题很大。在欧洲，车一上高速公路常常要开到140公里/小时以上，可红旗轿车一开快了就像脱缰的野马一样，你不知道它往哪儿跑。你打方向盘它不动，你不转向它也许就嗖一下子往一边冲去。与别的汽车一起去接外国首脑，如果我们在前面开，后面的车就直接喇叭，催我们快开。可在后面的话，等我们到机场，迎接仪式早就结束了。为什么？不敢踩油门，怕开快了出事儿！”，这话深深地触动了我，我接受了这项任务，干起了操纵稳定性研究。

当时文革还未结束，这项研究遇到的困难可以想见。我带领着一拨人，没有样车就到处求告，没有仪器就自己研制，但最大的难题是没有试验场，而同时期国外建有500×500米的平坦广场。好多不眠之夜过后，我决定从汽车高速试验运动轨迹和有效占地面积的分析入手。经过试验，提出了后来被称为“巧用场地，背道而驰，预调方向，以弧代圆”的高速试验法。按照这种方法，在宽度只有国外试验场1/5（甚至1/8）的飞机场，使试验车速从70公里提高到140公里，从而发现了汽车在高速下的特殊运动规律，解决了红旗轿车高速发飘问题，也为之后制订我国的汽车操纵稳定性国标试验方法积累



了数据与经验。

回忆过去是为了更好地展望未来！今天，我国的汽车工业已经发生了翻天覆地的变化，我们拥有大量专业人才、设施先进的测试场地、创新发展的良好氛围和一批有家国情怀的专家，我们可以为国际汽车技术进步做出中国的贡献！

众所周知，我国的汽车产销量已连续多年位居世界第一，中国已经成为汽车新技术最重要的应用市场，电动化、网联化、共享化及智能化等技术如火如荼，人们对汽车的安全性需求也愈发强烈，冰雪地汽车操纵稳定性的研究应该提上日程，因此，本次研讨会的召开就具有特别的意义，是我们在这个全新技术领域迈出的非常重要的一步！

与一般路面一样，冰雪地汽车操纵稳定性的研究也与轮胎冰雪地力学特性密切相关，因此由轮胎动力学协同创新联盟率先发起这项工作也是轮学盟义不容辞的责任。联盟靠大家，此次研讨会由多家单位协办、专家共同参与，再次体现了联盟“协同创新、集聚资源、战略合作、突破瓶颈、互赢共荣”的宗旨，感谢大家！

但对待技术问题我们一定要秉承严谨的科学态度！提出有效的雪地冰地汽车操纵稳定性试验方法不会是一件容易的事，路面状态、操作规范、数据处理、指标提取等都需要大量繁复细致的工作，需要反复求证，需要一定时间、物力与人力的投入，希望轮学盟做好相关的组织工作，制订科学严谨的研究方案，切忌短平快的做法，要循序渐进、从易到难，拿出经得住考验的成果。相信在大家的努力下一定可以达到目标！

参加本次研讨会的代表，是来自行业的精英，大家相聚魅力黑河、冰雪之都，感受黑河冰雪文化的同时，广泛开展学术交流、经验交流，为推动雪地冰地汽车操纵稳定性试验方法以及测试技术的发展将做出积极的、富有成效的贡献。我相信在全体与会者的共同努力下，雪地冰地汽车操纵稳定性测试技术一定会取得良好的进展。

最后，预祝大会圆满成功！

轮胎动力学协同创新联盟 理事长 郭孔辉

2019年2月19日



单位风采

转型升级中的我国轮胎工业 运行情况及展望

中国橡胶工业协会轮胎分会 秘书长 史一锋

当前，国际经济形势错综复杂，单边主义、贸易保护主义抬头，特别是中美贸易战升级，给全球经济发展带来更多不确定性。国内经济下行压力持续，投资、出口、消费拉动经济的“三驾马车”增速放缓，轮胎内外销和配套进入低增长(微增长)时代，我国轮胎工业发展面临超乎想象的困难和挑战。轮胎行业转型升级、调整结构、创新发展，向着高质量方向迈进变得愈发迫切。

一、轮胎行业发展亮点

1. 优势轮胎企业加快调整布局和技改

①本土轮胎企业加快调整和布局。青岛双星通过注资6463亿韩元(6.11亿美元)获得锦湖轮胎45%股权，成为继风神轮胎之后又一世界轮胎收购大案，在技术和品牌等方面积累和壮大了优势；玲珑轮胎落户湖北荆门化工循环产业园，建设年产1446万条高性能智能化生产线扩大配套、辐射中原；浦林成山(山东)轮胎有限公司成功登陆香港联交所主板，成为轮胎行业第1家上市公司；中策橡胶老厂环保搬迁产能开始转移建德、富阳等地，将形成近2000万条高性能全钢胎产能；江苏通用轮胎老厂调整改造建设120万条高性能智能化全钢子午胎生产线；双钱、三角、万力、贵州轮胎等相继完成老厂搬迁和调整。

②有实力的轮胎企业都在加大软硬件技术投入。赛轮集团等企业广纳贤才，引入“外脑”，不断加强科研机构、研发体系和中高级技术人员队伍的建设培训；浦林成山在青岛设立浦林成山(青岛)工业研究设计有限公司，充分利用青岛的地域优势，吸引行业高层次研发人才，促进公司整体研发水平的提升，其载货汽车子午胎外胎系列荣获山东省首批制造业单项冠军；三角等一批老牌企业与世界一流公司密切合作，技术改造投入永不停步。



③外资轮胎企业在技术改造、产能调整、环保治理方面势头强劲。米其林上海和沈阳工厂、大陆马牌合肥工厂、固特异大连工厂、住友湖南工厂、固铂昆山工厂等在高性能乘用车子午胎产能扩张、先进设备投入改造、环保设施改进再提高等方面不断发力、巩固优势，牢牢把住原配市场制高点，在规范替换市场、服务消费者方面不断推陈出新。

2. 有条件轮胎企业加快“走出去”发展步伐

①已经“走出去”的企业稳健发展。赛轮金宇越南工厂，玲珑、中策、森麒麟、双钱泰国工厂产能释放量呈两位数强劲增长，轮胎企业通过“走出去”实现销地产，既拓展了新市场，实现国际化发展，又规避了贸易摩擦，并不断增强中国品牌轮胎在国际市场的影响和竞争力。

②准备“走出去”的企业加快步伐。贵州轮胎在越南，三角轮胎、森麒麟轮胎在美国，玲珑轮胎在塞尔维亚，江苏通用在泰国，浦林成山和肇庆骏鸿在马来西亚的轮胎工厂建设都进入实质性阶段。另外，风神轮胎在孟加拉国、四川海大在东南亚建厂都在积极筹划中。

③海外市场渠道建设和服务尤为重要。双钱、三角、中策、赛轮金宇、风神、贵州轮胎等有实力的企业在海外销售公司渠道建设方面也很下功夫，努力卖出好价钱。

二、轮胎行业面临的难点痛点

1. 轮胎结构性过剩是企业效益下降根源

①轮胎行业经济效益持续下降，价格战从国内蔓延到国外，无序竞争激烈，其根本问题是轮胎产品供过于求结构性过剩问题突出。前些年某些地方政府过多插手企业的市场行为，错误引导、盲目发展，造成全行业同质化、中低端化产能的急剧膨胀和过剩，轮胎价格持续走低、效益直线下降，在市场高速发展阶段能暂时掩盖矛盾，而一旦市场趋于饱和或受阻，产能释放立刻出现严重问题且难以缓解。

②今年以来，全国轮胎产量增幅出现急速下降，远远低于历年水平。从2006~2017年全国轮胎增幅走势来看，下降趋势明显，见图1。

③一些轮胎企业连年亏损，原本资金捉襟见肘，企业间互保联保加杠杆，去杠杆金融监管趋严，资金链断裂企业破产风险激增，已有10多家规模以上轮胎企业宣布停产或破产。



2. 中美贸易战升级及“双反”制裁对轮胎出口雪上加霜

美国和欧盟在世界轮胎消费市场上占有极其重要的地位，具有消费量大、价格相对较高、付款快捷的特点，是中国轮胎出口的传统优质市场。由美国挑起的贸易战步步升级，对我国轮胎工业而言，其直接或间接影响都极其重大而深远，预计2019年我国机动小客车轮胎几乎没有对美国出口可能，与最高值的2013年相比将减少19亿美元，另外对美国卡客车轮胎出口将会无利可图。同样，由于欧盟对华卡客车轮胎出口“双反”制裁，2019年对欧盟卡客车轮胎出口也几乎没有可能。印度、土耳其等发展中国家也早早对我国轮胎出口设了防线。

近6年来我国对美国和欧盟轮胎出口数量情况分别见图2、图3。

我国子午胎出口占比高达47%，本土轮胎企业遭受贸易保护主义伤害风险越来越大。随着我国橡胶轮胎工业技术与发达国家技术水平差距不断缩小，对外开放外溢效应在大幅减弱，引进高新先进制造技术难度越来越大。多年贸易摩擦的事实充分证明，世界跨国轮胎企业在保护其市场利益时是毫不含糊的，他们会用尽各国贸易救济手段，牢牢把住各类高端、高毛利轮胎产品的市场入口，遏制我国轮胎出口对其利益的影响。



图2 近6年来我国对美国轮胎出口情况



图3 近6年来我国对欧盟轮胎出口情况

3. 轮胎企业环境保护、安全生产、劳动用工面临严峻形势

①目前相当部分轮胎企业游离于城市边缘、园区之外，被归入化工重点监控点：一些轮胎企业由于起步晚、基础弱、企业环保欠账较多，环保治理等方面还需投入大量的人力、物力和财力，但资金紧、盈利能力弱，心有余而力不足。

②轮胎企业如果大规模进行环保搬迁建新厂，投资大、招工难等问题突出，在当前市场环境其盈利风险很大，要想留在原地发展必须要过环保关。

③目前国内还没有统一的适合轮胎工厂大气排放标准，严重制约了各轮胎企业环保治理的进程，企业在接受地方环保部门检查时，存在无法可依的问题。不仅大气污染物，污水排放、土壤污染物等前瞻性指标也逐渐成为制约企业发展的因素。

④轮胎企业安全生产形势严峻。由于竞争激烈，企业资金紧、盈利少、用工贵、加班多、设备维修不到位，安全生产风险升高，轮胎企业火灾、工伤事故有抬头趋势。

⑤招工难、用工贵成为轮胎企业普遍现象，劳动力红利渐失。由于企业经济效益不佳，在建立与完善研发体系、人才培养、基础培训等方面投入严重不足，不能依靠企业人力资源质量提升来弥补数量不足，部分轮胎企业可持续发展后劲不足。



4. 天然胶进口关税等问题严重阻碍轮胎企业发展

①天然橡胶进口关税过高大大增加了国内企业生产成本，严重制约我国轮胎产品的国际竞争力，为了降低成本，轮胎企业只能进口零关税的混合胶或复合胶。混合胶或复合胶与纯天然橡胶相比，质量上没保证、价格上没优势，不断造成市场乱象，也给消费者留下国产轮胎用低档橡胶制造低档轮胎的印象，直接影响中国轮胎品牌的声誉。

②天然橡胶进口关税过高迫使我国轮胎企业只能加大进口加工贸易项下等免税天然橡胶，并不断扩大出口规模，加大了国际贸易摩擦风险，遭受的制裁程度也越来越大。

③海关总署已将加工贸易项下天然橡胶进口作为高风险监管产品，建立了一体化中心，总署和各地海关稽查力度越来越大，净耗和损耗都严格按照新标准执行，定额都要据实核销，企业每次配方调整都要在海关备案，对轮胎企业是个严峻考验。

④面对中美贸易战升级、欧盟卡客车轮胎出口受阻的状况，行业多次呼吁的提高轮胎出口退税率问题得到落实，自11月1日起，国家将轮胎出口退税率由9%提高到13%。

四、未来发展展望

未来相当一段时间，世界政治和经济将充满不确定性，特朗普的去全球化、中美贸易战、美伊“伊核”问题、巴以以及叙利亚内战等很难在短时间结束，将给世界经济特别是国际贸易、石油供应、大宗原材料价格和世界金融带来严重影响。我国经济在加快从投资和出口驱动型向消费驱动型转变。对我国轮胎工业而言，今年四季度和今后一段时期内将显得更加严峻，全国轮胎产量出现微增长或负增长将属正常，轮胎企业间差距将进一步拉大，集中度将得到提高。轮胎行业企业的发展重点将不再是产量、规模的问题，而是如何结构调整、效益提升、品牌建设、技术服务和资金等综合实力的大比拼，在微增长时代如何激发企业的创新活力。

1. 坚定创新发展理念调结构去产能求升级

①我国经济下行压力短期内难以消失，欧美轮胎出口市场不断受限，中美贸易战升级影响的持续发酵，轮胎市场需求部分萎缩难以避免；环保治理要求越来越严，原材料、能源、劳动力价格等轮胎生产成本必然提高，依靠规模化低价竞争手段的后路将越来越窄。世界发达国家走过之路已经证明，企业发展必须遵循市场发展客观规律，市场资源配置最终会趋向优质企业，国内轮胎企业去低端产能势在必行。

②轮胎企业必须坚定不移依靠创新发展思路调整结构、转型升级、去低端落后产能，只有建设好公平竞争环境，依靠过硬的技术、优秀的人才、先进的科学管理，坚持合理的产品价位，才能获取应有的利润，保持良性循环，也才能不断有研发投入和高端人才优势的集聚，从而依靠新动能、新活力来保持微增长时代的企业竞争力。



③针对恶意破坏公平竞争环境的企业，必须联系国家有关部门进行监督检查和约谈，按照国家法律法规给予相应制裁。

2. 关注原材料价格等走向。严控企业风险

①原材料成本在轮胎制造中占有很高的比重，是关系企业效益高低的关键。目前，天然橡胶价格虽然处于低位，但是受自然天气、金融期货等因素影响，价格波动比较活跃，而合成橡胶价格与石油供给等因素紧密相连。

②炭黑、骨架材料、橡胶助剂和环保治理力度等紧密相关，要密切关注价格走向。

③安全生产、环保治理、劳动力水平提升等都是企业必须的硬投入，依靠自动化、智能化大力提高企业劳动生产率是不变的大方向。当前，轮胎企业还是要稳字当头，控制好基建规模和债务风险，保证合理的现金流。

3. 关注相关行业发展给轮胎消费带来的新变化

①铁路和轨道交通大发展正给轮胎消费带来新变化。一方面，公路客运大量分流至高铁、动车和轨交，客车轮胎需求下降；另一方面，铁路货运能力得到空前提高，给煤炭、矿产、钢铁和各类大宗货物中长途运输提供了方便，将使道路运输占比发生新变化，载重子午胎消耗量必然也会遭到不小影响。

②高等级公路发展将给轮胎带来新要求。我国目前高等级公路占比仅为3.3%，还有很大的发展空间。一方面，道路基础建设会给轮胎消费提供支持；另一方面，高等级公路增长也会使轮胎单位里程磨损下降，轮胎使用寿命相应延长，绿色轮胎也有了更好的用武之地，同时对轮胎耐老化等性能提出更高新要求。

③我国汽车工业在数量和质量方面还会有很大发展。预计到2030年我国汽车产量可以增至4000万辆/年，所以长期看好半钢子午胎国内市场。另外，新能源汽车正在进入一个新时代，2025年将会是一个转折点，大轮辋、宽断面、低滚阻、低噪音、抗湿滑、耐磨、耐老化的高性能、高附加值轮胎占比越来越高，市场前景广阔。

4. 积极应对各类贸易摩擦。立足国内不断开拓新市场

①我国轮胎出口已经进入贸易摩擦高发期，既要拿起法律武器积极参加应诉，努力争取最好结果，更要抓住关键立足做好本国市场，主动作为引导国内市场的不断升级重心向上，将国产轮胎产品推向中高端。

②要不断开拓发展中国家市场，有条件的轮胎企业要继续慎重选择好合适的国家和地区“走出去”发展，不断扩展中国轮胎品牌的知名度，最终实现在发达国家建厂。



5. 恳请政府在政策层面有力支持轮胎工业发展

①要继续呼吁国家尽早取消天然橡胶进口关税，解除轮胎企业“两头受苦”局面，让企业在公平环境下参与竞争。

②恳请国家将轮胎出口退税率提高到15%，对“走出去”企业进一步提高其采用国内原材料的出口退税率。

③呼吁国家对废旧轮胎科学环保的综合利用给予更多政策支持，推进循环利用、节能减排技术的发展。

④轮胎制造企业的环保问题有别于大化工企业，不能照搬化工企业做法“一刀切”。作为传统的实体经济行业，我国轮胎工业具有完整的上下游产业链支撑，在世界轮胎市场上极具竞争力，我国也是全球最适合轮胎制造的国家，在国民经济发展中占有重要地位。虽然目前经历着各种磨难，但坚信我国轮胎工业的未来一定充满希望。



②恳请国家将轮胎出口退税率提高到15%，对“走出去”企业进一步提高其采用国内原材料的出口退税率。

③呼吁国家对废旧轮胎科学环保的综合利用给予更多政策支持，推进循环利用、节能减排技术的发展。

④轮胎制造企业的环保问题有别于大化工企业，不能照搬化工企业做法“一刀切”。作为传统的实体经济行业，我国轮胎工业具有完整的上下游产业链支撑，在世界轮胎市场上极具竞争力，我国也是全球最适合轮胎制造的国家，在国民经济发展中占有重要地位。虽然目前经历着各种磨难，但坚信我国轮胎工业的未来一定充满希望。