

基于刷子模型的轮胎水滑状态纵向力模型

李波^{1,2}, 刘祎², 贝绍轶², 殷国栋³, 许男¹

(1. 吉林大学汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130022; 2. 江苏理工学院汽车与交通工程学院, 江苏常州 213001; 3. 东南大学机械工程学院, 南京 210096)

摘要:为研究部分水滑状态下轮胎的接地力学特性, 采用有限元仿真分析方法解决了部分水滑状态下轮胎接地力学特性研究的问题。通过分析车速、充气压力和垂向载荷对轮胎垂向应力分布的影响, 分段拟合了水滑状态下的垂向应力分布函数, 建立了轮胎水滑状态下的纵向力模型。计算结果表明, 该模型能够准确描述轮胎在水滑状态下的力学特性。这一结果为研究轮胎在湿滑路面上的性能提供了参考, 对提升车辆在雨天等恶劣天气下的行驶安全性具有重要意义。

关键词: 车辆工程; 轮胎水滑; 有限元; 轮胎纵向力; 刷子模型

中图分类号: U461.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2026)05-1162-10

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20241066

Longitudinal force model for tire hydroplaning condition based on brush model

LI Bo^{1,2}, LIU Yi², BEI Shao-yi², YIN Guo-dong³, XU Nan¹

(1. National Key Laboratory of Automotive Chassis Integration and Bionics, Jilin University, Changchun, 130022, China;
2. School of Automotive and Transportation Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, China;
3. School of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: In order to study the grounding mechanical properties of tires in some hydroplaning states, this paper adopts a finite element simulation analysis method to solve the problem of research on the grounding mechanical properties of tires in some water-slip states. By analyzing the influence of vehicle speed, inflation pressure and vertical load on the vertical stress distribution of tires, the vertical stress distribution function in the hydroplaning state was fitted in segments, and a longitudinal force model in the tire hydroplaning was established. The calculation results show that the model can accurately describe the mechanical properties of the tire in the hydroplaning condition. This result provides a reference for studying the performance of tires on slippery roads and is of great significance to improving the driving safety of vehicles in severe weather such as rainy days.

Key words: vehicle engineering; tire hydroplaning; finite element; tire longitudinal force; tire brush model

收稿日期: 2024-11-01.

基金项目: 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室开放基金项目(20230206); 江苏省高校自然科学基金重大项目(21KJA580001); 常州国际科技合作基金项目(CZ20220031).

作者简介: 李波(1986-), 男, 副教授, 博士. 研究方向: 智能汽车动力学分析与控制, 智能轮胎.

E-mail: blfly1985@126.com

0 引言

轮胎作为车辆与路面接触的唯一部件,承担着整车重量,并提供牵引和制动力。其关键性能包括滚动阻力、耐磨性和湿滑性能,这三者被称为轮胎的“魔三角”性能^[1]。轮胎水滑现象是研究热点,主要由于路面水层导致轮胎与地面附着力下降,尤其在高速行驶时易发生滑水^[2],因此研究轮胎与湿滑路面的力学特性对提升车辆性能至关重要。

国内外众多学者就轮胎滑水这一现象做了大量研究。崔艳雨等^[3]通过搭建测试装置,研究了飞机轮胎在不同水膜厚度、速度和载荷下的接触力和滑移距离。Yang等^[4]开发了有限元(Finite element, FE)框架,研究飞机在湿地跑道的着陆情况,构建了均匀和非均匀水膜模型。Guo等^[5]通过Abaqus有限元仿真软件研究了充气压力、垂向载荷、胎面磨损和水层厚度对车辆极限滑水速度的影响。Gong等^[6]提出了一种分析方法,计算轮胎与地面间粘性流体动力区域的水膜压力和厚度分布,并通过LuGre摩擦模型讨论了潮湿条件对摩擦力的影响。刘从臻等^[7]通过CEL仿真模型探讨了轮胎载荷、充气压力、水膜厚度、沟槽深度和车速对轮胎纵向力、侧向力和径向力的影响。

轮胎模型通常用于模拟和分析汽车轮胎在不同条件下的性能。常见的模型有LuGre模型^[8]、刷子模型^[9]、柔性环模型^[10,11]、魔术公式^[12]和UniTire模型^[13,14]等。刷子模型是一种简化物理模型,将轮胎横截面视为刚性刷毛,用于描述接触力响应。早期研究通常将轮胎垂向应力分布视为对称抛物线^[15],但在水滑状态下,这种假设无法准确描述垂向应力分布,因此需要一种更精确的模型来描述水滑状态下的轮胎与路面接触情况。

本文利用Abaqus软件建立了205/55 R16子午线轮胎的有限元模型,并通过静力学分析验证了模型的可靠性。随后,建立了轮胎-水层-路面的流固耦合模型,并通过临界滑水速度验证了模型的有效性。基于有限元法,分析了车速、充气压力和垂向载荷对轮胎垂向应力分布的影响,并拟合出水滑状态下的垂向应力分布函数,对刷子模型进行了修正。最终,通过修正后的刷子模型估计了轮胎纵向力。本文结合有限元仿真和物理轮胎模型,将轮胎水滑状态下的受力情况分为水膜区和接地区,建立了水滑状态下的轮胎纵向力模型,为后续研究提供了参考。

1 轮胎有限元模型

1.1 轮胎结构

轮胎是一种结构复杂的工业产品,由多种不同配方的橡胶、钢丝、帘线和其他材料铺装而成。针对本文研究分析的问题,利用Abaqus软件对轮胎进行有限元建模时,轮胎模型包括胎面花纹、胎面、带束层、带束胶、帘布层、气密层、胎边、钢丝圈、三角胶、子口护胶,如图1所示。

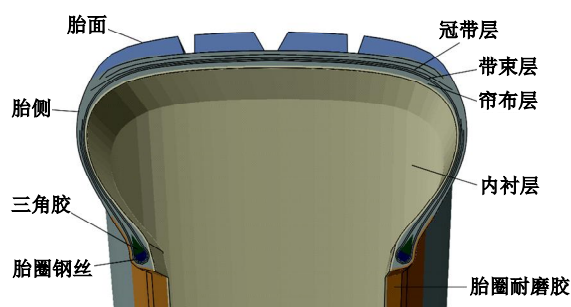


图1 轮胎结构

Fig. 1 Tire structure

1.2 轮胎材料定义

轮胎有限元法涉及复杂的几何、边界条件和材料非线性耦合,材料的正确定义对模型精度至关重要。对于橡胶材料,常见的本构模型有Neo-Hookean模型、Yeoh模型还有Mooney-Rivlin模型等。由于本次研究是基于轮胎-水层-路面之间的流固耦合模型,仿真过程中更多的是非线性,故选取的是Neo-Hookean模型。其弹性应变势能表达式为:

$$W = \frac{\mu}{2} (\bar{I}_1 - 3) + \frac{1}{D_1} (J - 1)^2 \quad (1)$$

式中: μ 为初始剪切模量; D_1 为材料不可压缩系数。模型是以应变张量不变量 \bar{I}_1 为基础的应变势能函数。如果材料假设为不可压缩材料,则 $J=1$ 。

1.3 轮胎接触定义

Abaqus提供了3种内置的接触解决方案,包括罚函数法、拉格朗日法以及直接约束法。相较于后两种,罚函数法更易收敛,故采用罚函数法来定义接触。对于轮胎而言,路面可以近似看作解析刚体,接触方式设置为面-面接触。

1.4 模型验证

有限元模型的精度对仿真结果至关重要。图2展示了平板式轮胎试验台,主要由平板台架、试验轮胎、传感器和信号接收系统组成。平板台架

可通过控制箱调整轮胎外倾角和垂直移动。二维力传感器安装在底板下端,实时监测轮胎载荷并显示数值(单位为N)。四维力传感器位于轮辋与三角板之间,监测不同垂向位移下轮胎中心的受力。激光位移传感器测量轮胎中心与地板间的距离,姿态传感器实时监测轮胎外倾角。所有传感器信号由上位机接收并存储。

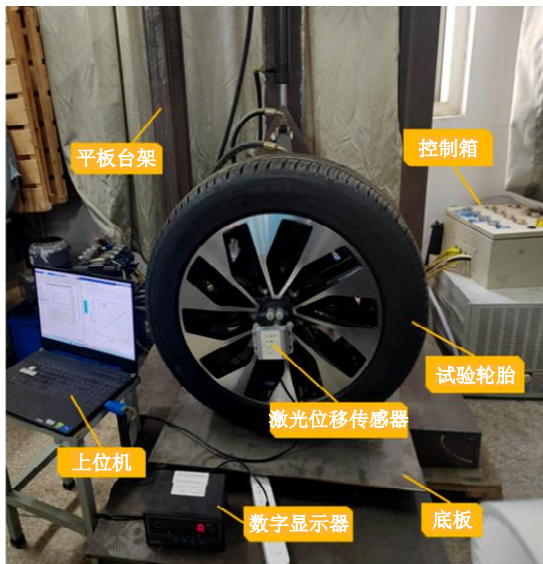


图2 平板式轮胎试验台
Fig. 2 Flat tire test rig

首先,将试验轮胎充气至预设胎压 2.5×10^5 Pa。然后,调整轮胎的外倾角直至为0,同时调整轮胎的垂向位移,当轮胎与底板上平面刚接触时默认为初始状态。最后,对轮心垂直加载至标称载荷的 120%,即 $615 \times 9.8 \times 120\% \approx 7232$ N,采集轮胎接地处的垂向力 F_z 和垂向位移 U_z 。将获得的试验结果与轮胎模型仿真结果进行对比,如图3所示。此结果显示有限元模型的精度较高,可以满足大部分工况。

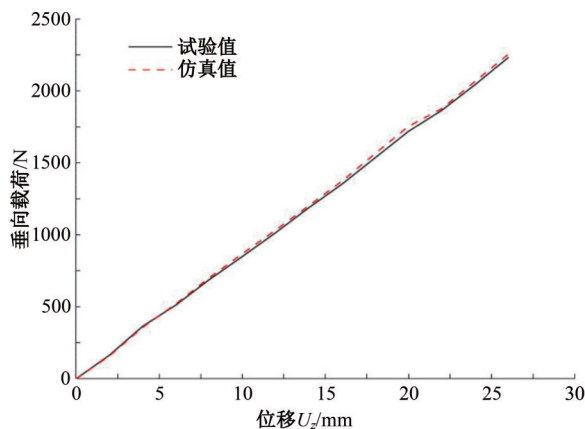


图3 径向刚度特性曲线
Fig. 3 Radial stiffness characteristic curve

2 流固耦合建模及验证

2.1 流固耦合(CEL)算法

流固耦合算法用于模拟流体与固体的相互作用,分为弱耦合和强耦合两种方法。弱耦合将流体和固体的求解分开进行,通过迭代实现耦合,具有计算效率高、收敛性好的优势。因此,本文采用弱耦合方法进行轮胎水滑仿真。图4表示轮胎-流体网格重叠模型。用拉格朗日单元描述轮胎,用欧拉单元描述水流,仿真时能够有效辨识流体的自由边界,使流体压力作用于轮胎。

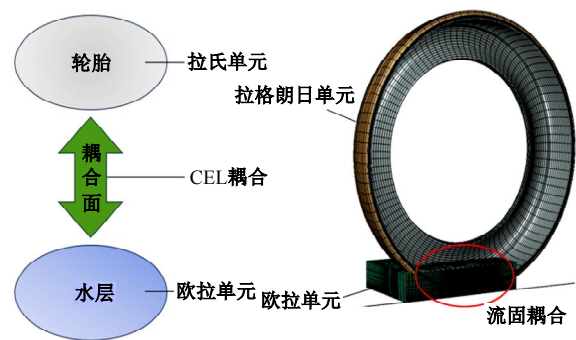


图4 轮胎-流体网格重叠模型

Fig. 4 Tire-fluid mesh overlap model

2.2 水流状态方程

流体材料状态方程的选取直接影响了后续仿真结果的准确性和可靠性。本文选取 Mie-Grüneisen 方程来表征流体材料:

$$T = T_H + \Gamma_\rho(e - e_H) \quad (2)$$

$$T_H = \frac{\rho_0 c_0^2 \mu (1 + \mu)}{[1 - (s - 1)\mu]^2} \quad (3)$$

$$e_H = \frac{T_H}{2\rho_0} \left(\frac{\mu}{1 + \mu} \right) \quad (4)$$

$$\mu = \frac{\rho}{\rho_0} - 1 \quad (5)$$

$$\Gamma_\rho = \Gamma_0 \rho_0 \quad (6)$$

$$U_s = c_0 + sU_p \quad (7)$$

式中: T 为水流压力; T_H 为 Huguenot 曲线的压力; ρ 和 ρ_0 分别为材料密度及初始密度; e 为比内能; e_H 为 Huguenot 曲线的内能; Γ_ρ 和 Γ_0 分别为 Grüneisen 系数及其初值; U_s 为冲击速度; U_p 为粒子速度; c_0 和 s 均为水的材料参数。整理便可得到水压力和 c_0 、 s 、 Γ_0 、 ρ_0 之间的关系。

2.3 流体运动模型的建立

如图5所示,本文建立的轮胎-水层-路面流固耦合模型为“流体运动模型”,即轮胎原地转动,

同时通过水层泵水和路面平移模拟轮胎在水层上行驶。与传统“轮胎滚动模型”相比,该模型无需轮胎向前滚动,只需建立接地区域的流体模型,避免了为整段路面设置水膜,显著减少了网格数量,提高了求解效率^[16]。

“流体运动模型”主要包含 4 个部分,从上到下依次为轮胎、空气层、水层和路面。此模型仿真结果能够直观地看到轮胎滚动过后流体的对流及扩散情况,能够真实地模拟轮胎在水层上行驶时的状况。

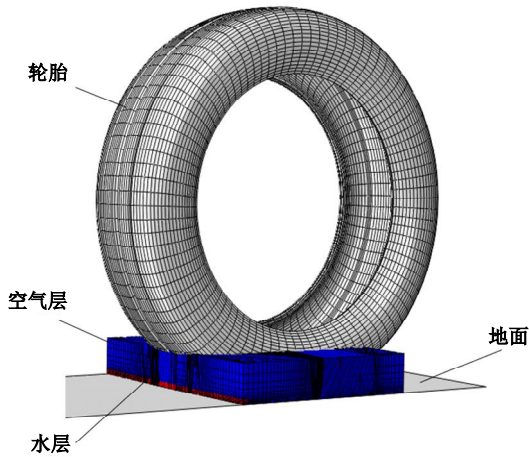


图 5 流体运动模型

Fig. 5 Fluid motion model

2.4 流固耦合模型验证

为了保证后续研究的可靠性,需要对建立的流固耦合模型进行验证。基于 Horne 等^[17]对轮胎滑水问题的研究,美国 NASA 给出了临界滑水速度 v_h 为:

$$v_h = 6.36 \sqrt{P} \quad (8)$$

式中: P 为轮胎充气压力。

本文通过将流固耦合模型仿真得到的临界水滑速度与 NASA 临界滑水速度 v_h 进行对比来验证模型的可靠性。根据轮胎滑水试验中的道路积水条件,设置水层厚度为 7.66 mm,车速从 50 km/h 逐渐增加到 120 km/h,分别模拟充气压力为 0.22、0.24、0.26、0.28 MPa 四种工况,其结果如表 1 所示。

表 1 临界滑水速度对比

Table 1 Comparison of critical slippery water velocity

胎压/MPa	Abaqus 仿真结果/(km·h ⁻¹)	NASA 计算结果/(km·h ⁻¹)	相对误差/%
0.22	87.12	94.33	7.64
0.24	91.34	98.53	7.29
0.26	95.65	102.55	6.73
0.28	99.38	106.42	6.62

3 仿真结果分析

当轮胎发生水滑时,动水压力会在轮胎与路面之间形成水膜,进而导致附着力显著降低。动水压力的大小与车速、充气压力和垂向载荷等因素密切相关,其增大会使附着系数进一步降低,影响轮胎的制动和转向能力。本节通过 Abaqus 软件分别对不同速度、充气压力和垂向载荷下的轮胎进行滑水仿真,研究这 3 个因素对水滑状态下轮胎垂向载荷分布情况的影响。

仿真结束后,选取胎面中心点,利用 Abaqus 后处理输出轮胎中心处的垂向应力分布情况,如图 6 所示。从图中可以发现,水滑状态下轮胎的垂向应力分布大致分为三段,分别对应滑水“三区域”,即区域一对应水流包围区,区域二对应水膜区,区域三对应接地区。图 7 为湿滑路面轮船涉水示意图。

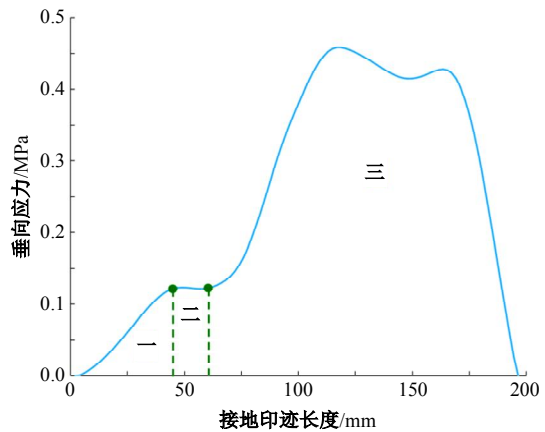


图 6 水滑状态下轮胎中心平面的垂向应力分布情况

Fig. 6 Vertical stress distribution in hydroplaning condition

3.1 速度的影响

车速对轮胎滑水的影响是至关重要的,本节中,充气压力设置为 0.24 MPa,垂向载荷为 3 300 N,分别在不同车速下进行仿真。图 8 为速度对垂向应力分布的影响,彩图参见电子版,下同。由图 9 可知,随着车速增加,区域一和区域二的幅值逐渐增大。这是因为车轮快速通过水面时,轮胎无法及时排水,水的惯性导致区域一受压形成高压区,压力使胎面与地面分离,其值与车速平方成正比^[18]。相反,高速时水层对轮胎的向上压力增大,导致区域三幅值减小。同时,区域一和区域二向后扩展,区域三缩小;当动水压力等于垂直载荷时,轮胎完全滑水,区域三消失。此外,车速增加

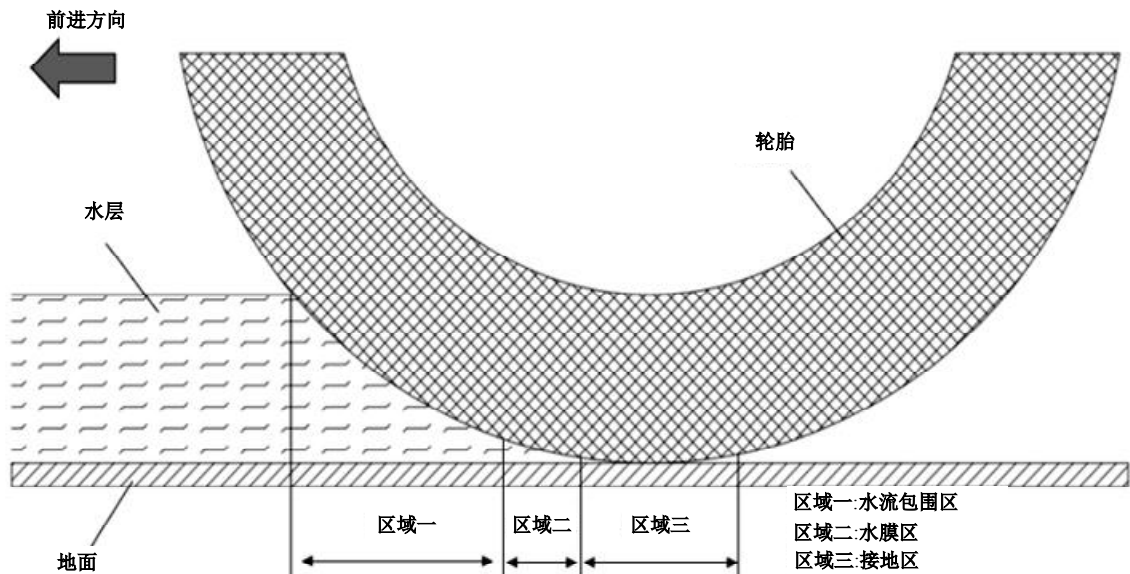


图 7 湿滑路面轮胎涉水示意图

Fig. 7 Schematic diagram of wading with wet road tires

导致接地印迹长度减小,表明车速越大,轮胎附着
力越小。

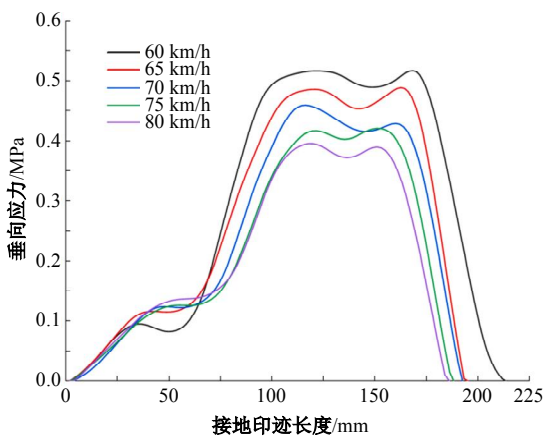


图 8 速度对轮胎垂向应力分布的影响

Fig. 8 Effect of velocity on vertical stress distribution

3.2 充气压力的影响

轮胎充气压力是影响轮胎垂向刚度的重要因素之一,本节中轮胎垂向载荷为 3 300 N,车速为 70 km/h,分别在不同充气压力下仿真。从图 9 中可以发现,轮胎接地印迹长度随充气压力的增大而减小,这是由于轮胎整体刚度变大不易发生变形。与此同时,区域一和区域二所占整个接地区域的比例增大,区域三相对缩小。另一方面,区域一和区域二的幅值基本保持不变。相对于区域一和区域二,区域三的幅值随充气压力的增大而增大,这是由于轮胎接地面积减小且垂向载荷保持不变,这一现象符合实际。

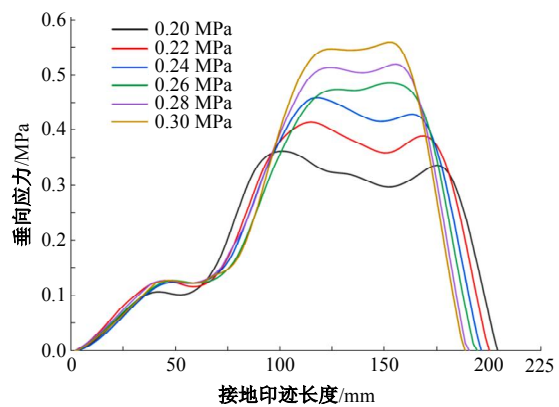


图 9 充气压力对垂向应力分布的影响

Fig. 9 Effect of inflation pressure on vertical stress distribution

3.3 垂向载荷的影响

垂向载荷会影响轮胎与地面的接触面积和轮胎的形变,进而影响轮胎在湿滑路面上的抓地力和排水性能,本节中,充气压力设置为 0.24 MPa,车速为 70 km/h,分别在不同垂向载荷下进行仿真。从图 10 中可以看出,与充气压力相比,垂向载荷对区域三幅值的影响较小,因为接地区域的载荷主要由胎肩承担。此外,随着垂向载荷的增加,接地印迹长度增大,这有助于提高轮胎抓地力,增强操控性能并降低滑水风险。

仿真结果表明,水层对轮胎行驶时具有较大影响,水膜升力在轮胎与路面之间形成动态水膜,产生不均匀的应力分布,支撑轮胎并减少其与路面的直接接触面积,从而显著降低抓地力。高速行驶时,水膜的动压效应加剧,导致轮胎与路面分

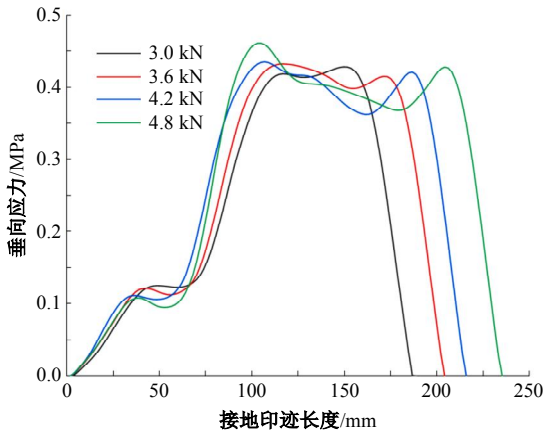


图 10 垂向载荷对垂向应力分布的影响

Fig. 10 Effect of vertical load on vertical stress distribution

离,进一步削弱轮胎的纵向力。同时,水膜升力作用使轮胎发生动态变形,改变接地区域的形状和压力分布,影响轮胎的排水性能和稳定性。

4 水滑状态下轮胎纵向力估计

4.1 垂向应力分布函数的拟合

由于区域一为水流包围区,附着力极小,因此只需要计算区域二和区域三的纵向力即可。由于垂向应力分布情况过于复杂,故分别对区域二和区域三进行函数拟合。

通过观察垂向应力分布情况,发现水膜区应力基本不变,故认为区域二各个位置的应力相同。并且,区域二的应力值与速度、充气压力和垂向载荷具有一定相关性,这里采用 Pearson 相关系数来说明。计算方法如下式:

$$\rho_{X,Y} = \frac{\text{cov}(X, Y)}{\sigma_X \sigma_Y} = \frac{E[(X - EX)(Y - EY)]}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (9)$$

式中: X 和 Y 为自变量与因变量; $\text{cov}(X, Y)$ 为协方差; σ_x 与 σ_y 为标准差。

相关系数大于0.6为强相关,大于0.8为极强相关,从图 11 中可以看出,速度、充气压力和垂向载荷都与应力值大小有着极强的相关性。为了同时考虑到速度、充气压力和垂向载荷对垂向应力分布的影响,使用多元线性回归拟合出它们之间的具体关系,得到函数表达式如下:

$$q_2 = C + \alpha P + \beta v + \gamma F_N \quad (10)$$

式中: v 为车速,km/h; F_N 为垂向载荷,N; $C=0.282\ 32$ 、 $\alpha=-0.207\ 75$ 、 $\beta=0.000\ 491$ 、 $\gamma=-0.000\ 039$ 为拟合系数。

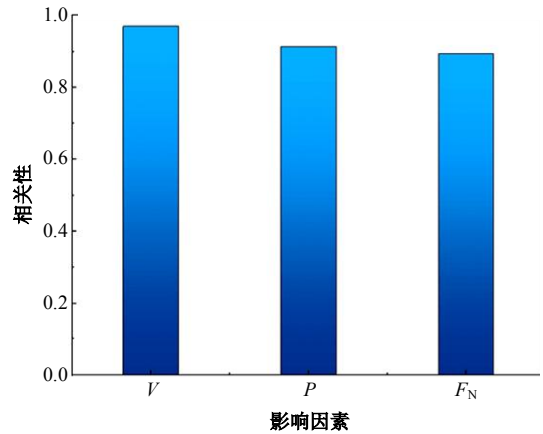


图 11 区域二输入输出之间的相关性

Fig. 11 Correlation between region II inputs and outputs

区域三为轮胎与地面接触区域,其应力分布情况与干路面基本相同,本文采用 Gaussian 曲线来拟合其应力分布函数,函数形式如下:

$$q_3 = \sum_{i=1}^2 a_i e^{-\left(\frac{x-L-b_i}{c_i}\right)^2} \quad (11)$$

式中: x 为印迹长度上的绝对坐标; L 为接地印迹长度的1/2,单位为mm; a_i 、 b_i 、 c_i 为待拟合系数,其与车速、充气压力和垂向载荷有关。

为了研究 a_i 、 b_i 、 c_i 与车速、充气压力和垂向载荷的关系,将速度、充气压力和垂向载荷作为自变量,接地区应力值作为因变量统一放入增广矩阵中,与上文同样分别计算出它们的 Pearson 相关系数,如图 12 所示。图 12(a)、(b)、(c)分别为车速、充气压力和垂向载荷与 Gaussian 曲线中各个系数之间的相关性。

根据以上结论,利用多元线性回归分别拟合出各个系数与车速、充气压力和垂向载荷之间的函数关系,具体如下:

$$\begin{cases} a_1 = 0.855\ 383 - 2.993\ 75P - 0.008\ 73v \\ b_1 = -224.975 + 0.027\ 986F_N + 2.240\ 833v \\ c_1 = -24.428\ 1 - 1.276\ 94P + 0.363\ 528v + \\ \quad 0.006\ 531F_N \\ a_2 = -0.569\ 22 - 0.000\ 0763F_N + 0.007\ 858v \\ b_2 = 62.390\ 88 - 5.009\ 67P - 0.475\ 78v + \\ \quad 0.007\ 83F_N \\ c_2 = 16.907\ 84 - 151.644P + 0.419\ 798v \end{cases} \quad (12)$$

4.2 轮胎刷子模型

刷子模型是简化的物理模型,将轮胎看作是连接在刚性基座(轮缘)上的一系列可以产生伸

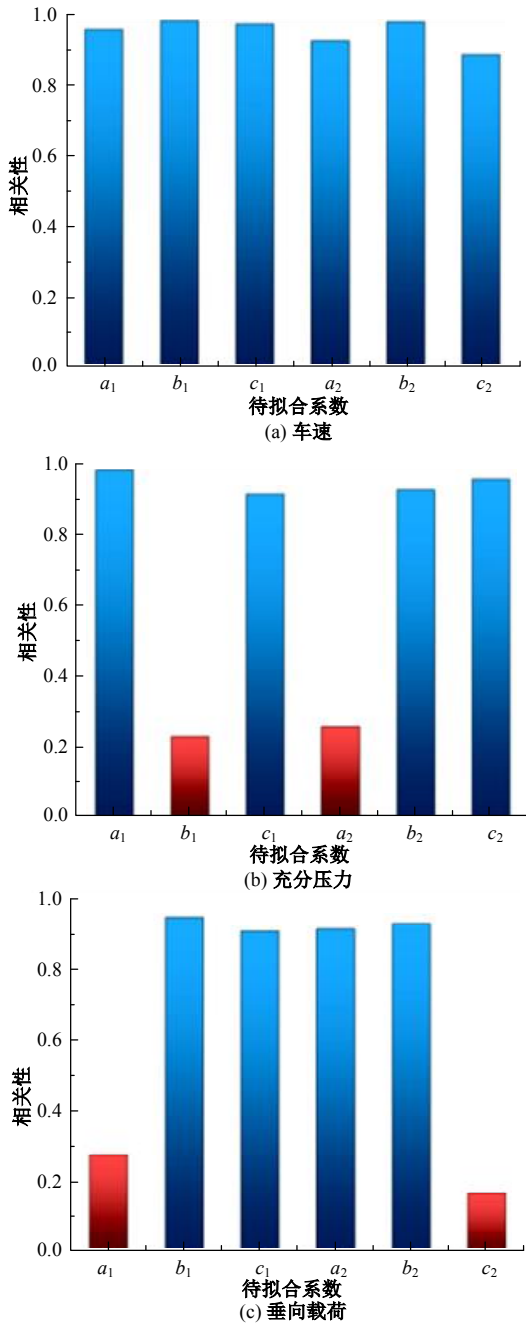


图 12 区域三输入输出之间的相关性

Fig. 12 Correlation between region III inputs and outputs

缩形变的弹性刷毛,能够承载轮胎纵向力和侧向力。自由滚动工况下,刷毛的变形如图 13(a)所示,刷毛接地区域长为 $2L$ 。由于路面摩擦力的作用,当车轮滚动速度大于车轮平移速度时,此时刷毛接地端有“粘附于路面”的趋势,从而使刷毛单元产生变形,端产生速度差,如图 13(b)所示。

令 ω 为角速度, r 为轮胎半径,若此时单元上端点 P 以速度 ωr 向后运动,下端点 P' 由于地面附

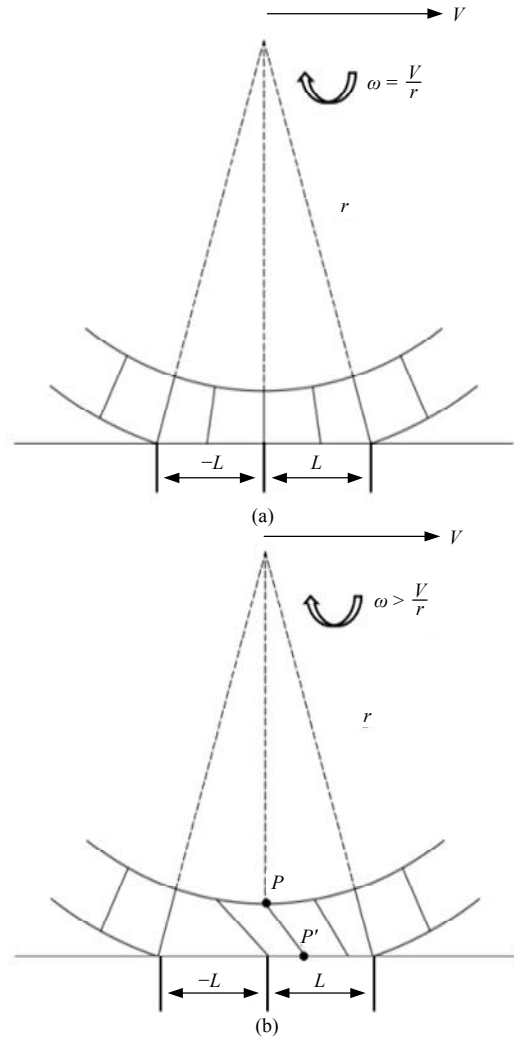


图 13 刷子模型中的轮胎纵向力产生机理

Fig. 13 Mechanism of tire longitudinal force generation in brush model

着作用以速度 v_x 运动。则刷毛单元纵向变形 ξ 可表示为:

$$\xi = \omega_r - v \Delta t = \frac{(\omega_r - v)}{\omega_r} \Delta x \quad (13)$$

式中: x 为刷毛单元相对于带束层的位移。

定义修正滑转率为 $\sigma_x = (\omega_r - v) / \omega_r$, 此时刷毛单元的纵向变形为 $\xi = \sigma_x \Delta x$, 则刷毛单元的单元弹性力为 F_{er} :

$$F_{er} = c_{er} \xi = c_{er} \sigma_x (L - x) \quad (14)$$

式中: c_{er} 为刷毛单元纵向刚度。

此时对整个接触区域进行积分可得:

$$F_x = \int_{-L}^L c_{er} \xi dx = 2c_{er} L^2 \sigma_x \quad (15)$$

式(15)表明,轮胎纵向力与车轮滑转率成正比,但此时并未考虑达到或超过地面附着极限的情况,因此对模型进行修正。刷子模型近似认为

接地印记内的垂向应力为二次函数分布,即:

$$F_{ez}(x) = \frac{3F_N}{4L} \left[1 - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right] \quad (16)$$

若附着系数为 μ , 每个刷毛单元的最大纵向力有如下关系:

$$F_{ex} \leq \mu F_{ez}(x) \quad (17)$$

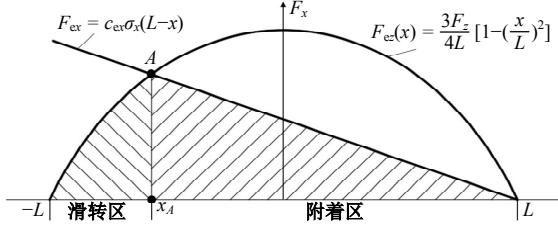


图 14 接地区域内纵向力分布情况

Fig. 14 Distribution of longitudinal forces in grounding area

由图 14 可见, 临界点 A 将整个接地区域内的纵向力分为附着区与滑转区两部分, 因此整个接地印记的纵向力为两部分之和, 即:

$$F_x = \mu \int_{-L}^{x_A} \frac{3F_N}{4a} \left[1 - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right] dx + \int_{x_A}^L c_{ex} \sigma_x (x - L) dx \quad (18)$$

式中: x_A 为附着区与滑转区分界点。

4.3 修正的轮胎纵向力模型

经过以上分析, 水滑状态下轮胎的垂向应力分布并非简单的二次函数关系。由于区域一的附着力极小, 可忽略不计, 因此水滑状态下轮胎的纵向力为水膜区和接地区纵向力之和。

对于水膜区, 轮胎附着力由水膜和地面同时提供, 则区域二的纵向力即为 $q_{水膜}$ 在水膜区的积分, 水膜区纵向力 F_{x2} 可由下式表示:

$$F_{x2} = \mu_w \cdot W \int_0^{L_w} C + \alpha P + \beta V + \gamma F_N dx = \mu_w \cdot W (C + \alpha P + \beta V + \gamma F_N) L_w \quad (19)$$

式中: $\mu_w = \mu_d + \mu_a + \mu_h$ 为水膜区摩擦因数, 其中 μ_d 为摩擦因数, μ_a 为粘附系数, μ_h 为流体动力摩擦分量^[19]; L_w 为水膜区长度, 单位为 mm; W 为轮胎接地印记宽度。

对于接地区, 与刷子模型类似的将整个接地区域分为附着区和滑转区, 则接地区纵向力 F_{x3} 为:

$$F_{x3} = \mu \cdot W \int_{-L}^{x_A} \sum_{i=1}^2 a_i e^{-\left(\frac{x-L-b_i}{c_i} \right)^2} dx +$$

$$\int_{x_A}^L c_{ex} \sigma_x (x - L) dx \quad (20)$$

则最终修正过后的水滑状态下轮胎纵向力模型为:

$$F_x = F_{x2} + F_{x3} = \mu_w \cdot W (C + \alpha P + \beta V + \gamma F_N) L_w + \mu \cdot W \int_{-L}^{x_A} \sum_{i=1}^2 a_i e^{-\left(\frac{x-L-b_i}{c_i} \right)^2} dx + \int_{x_A}^L c_{ex} \sigma_x (x - L) dx \quad (21)$$

4.4 计算结果

以汽车轮胎(型号 205-55/R16)为例, 采用本文修正纵向力模型计算不同车速、充气压力和垂向载荷下的结果。图 15 中显示了相同充气压力(0.25 MPa)和垂向载荷(4 000 N)、不同车速下轮胎的纵向力情况, 随着速度的增加, 纵向力降低, 这是由于随着速度的上升, 区域一和区域二相对增大, 接地区减小导致纵向力的减小。另一方面, 随着车速的增加, 水层的动水压力增大, 进而导致纵向力的减小。

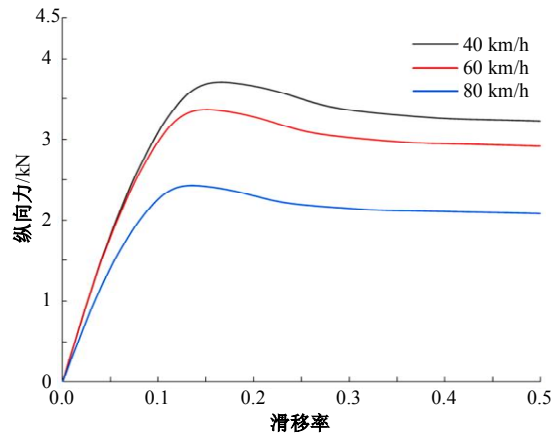


图 15 轮胎纵向力与速度之间的关系

Fig. 15 Relationship between tire longitudinal force and speed

相同车速(60 km/h)和垂向载荷(4 000 N)下充气压力与纵向力的关系如图 16 所示。虽然充气压力的增大会导致垂向应力幅值增大, 但也会使得接地面积减小, 因此对纵向力峰值并无太大影响。但随着充气压力的增大, 纵向力峰值所对应的滑移率不断增大, 这是由于充气压力的增加使轮胎纵向刚度减小, 进而导致曲率减小^[20]。

图 17 中车速(60 km/h)与充气压力(0.25 MPa)保持不变, 垂向载荷增大, 轮胎纵向力随之增大, 这是由于垂向载荷的增加会增加轮胎与地面之间的接触面积, 从而增加纵向力的大小, 与实际情况相符。

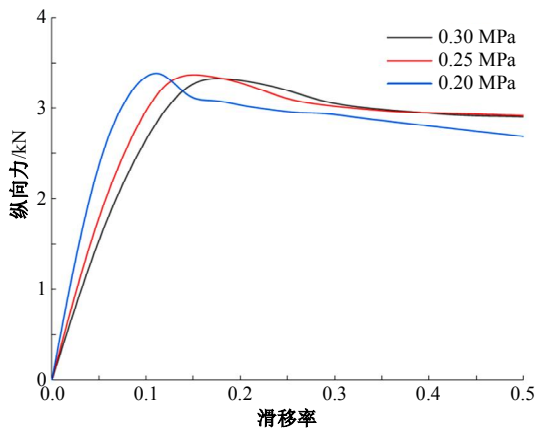


图 16 轮胎纵向力与充气压力之间的关系

Fig. 16 Relationship between tire longitudinal force and inflation pressure

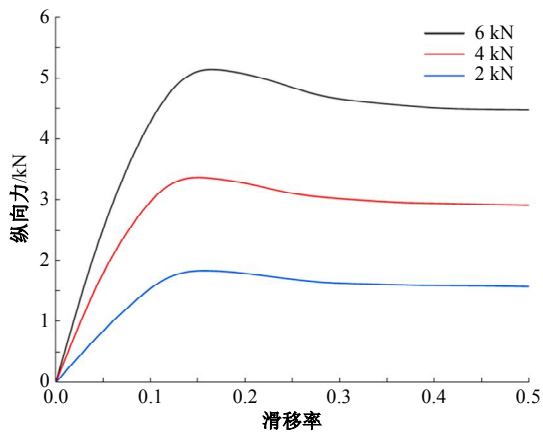


图 17 轮胎纵向力与垂向载荷之间的关系

Fig. 17 Relationship between longitudinal forces and vertical loads on tires

为了进一步说明该模型的可靠性,本文重新设计一组仿真实验方案,并与所建立的纵向力模型进行对比验证。设置仿真工况为车速 60 km/h、充气压力为 0.24 MPa、垂向载荷为 3 600 N,对比结果如图 18 所示。由图可见,纵向力模型的计算值和有限元模型仿真值在滑移率小于 0.06 时几乎完全重合,纵向力与滑移率近似呈线性变化;在滑移率为 0.06~0.26 时重合度相较于前者有所下降,但并无太大影响,且估计值与仿真值的纵向力峰值之间误差为 2.5%;滑移率在 0.26 之后仿真值与估计值之间存在误差,这是由于仿真值在滑移率较大时轮胎有限元模型变形较大,导致计算结果存在误差,最大误差为 7.3%,满足要求。由此可见,本文建立的轮胎纵向力模型具有较高可靠性。

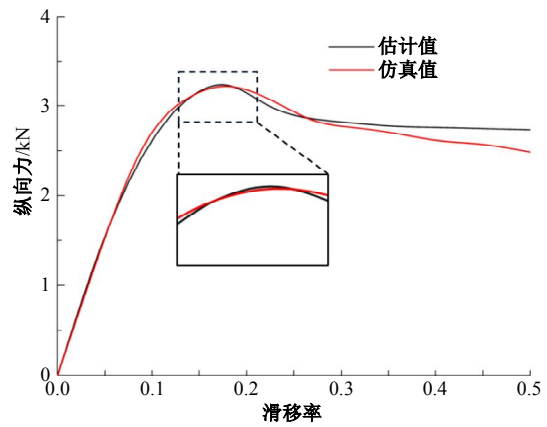


图 18 估计值与仿真值结果对比

Fig. 18 Comparison of estimated and simulated results

5 结束语

本文通过有限元仿真的方法,对轮胎刷子模型进行了修正。通过 Abaqus 设计并建立了三纵沟子午线轮胎的三维有限元模型。在此基础上建立了轮胎-水层-路面的“流体运动模型”,采用流固耦合算法求解拉格朗日单元与欧拉单元之间的相互作用。分析了车速、充气压力和垂向载荷对水滑状态下轮胎垂向应力分布情况的影响,发现垂向应力分布情况分别对应了水滑“三区域”。分别对水膜区和接地区的垂向应力分布函数进行拟合,同时将车速、充气压力和垂向载荷作为影响因素拟合到垂向应力分布函数中,用来修正刷子模型。同时,创新性地在水滑状态下的刷子模型分为了水膜区、附着区和滑移区,分别计算出水膜区和接地区的纵向力,两者之和即为水滑状态下轮胎的纵向力。计算结果表明,所建立的纵向力模型是有效的。这一成果为轮胎在湿滑路面上的力学性能研究提供了参考,对提升车辆在雨天等恶劣天气下的行驶安全性具有实际意义。

参考文献:

[1] 唐源,张春华,田庆丰,等. 高性能轮胎胎面胶“魔三角”性能平衡研究进展[J]. 橡胶工业, 2019, 66(5): 388-394.
Tang Yuan, Zhang Chun-hua, Tian Qing-feng, et al. Progress of research on the performance balance of the "magic triangle" of high-performance tire tread rubber[J]. Rubber Industry, 2019, 66(5): 388-394.

[2] Cai X N, Lu J J, Xing Y, et al. Analyzing driving risks of roadway traffic under adverse weather conditions: in case of rain day[J]. Procedia—Social and Be-

- havioral Sciences, 2013, 96: 2563-2571.
- [3] 崔艳雨, 赵琦, 陈媛媛, 等. 湿滑状态下飞机轮胎与道面摩擦特性试验[J]. 科学技术与工程, 2024, 24(1): 424-430.
- Cui Yan-yu, Zhao Qi, Chen Yuan-yuan, et al. Test of friction characteristics between aircraft tire and pavement under wet and slippery conditions[J]. Science Technology and Engineering, 2024, 24(1): 424-430.
- [4] Yang Y, Zhu X, Jelagin D, et al. Numerical analysis of hydroplaning and veer-off risk of dual-tyre on a wet runway[J]. International Journal of Pavement Engineering, 2023, 24(1): No. 2229479.
- [5] Guo J, Li B, Bei S, et al. An algorithm for estimating the ultimate speed of vehicles on wet roads[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2024: No. 09544070241240807.
- [6] Gong Y, Chen X, Yi J, et al. Hydrodynamics and friction estimation for wet tire/ground interactions [C]//American Control Conference(ACC), San Diego, USA, 2023: 3175-3180.
- [7] 刘从臻, 陈高, 刘洪柱, 等. 湿滑路面轮胎接地力学特性模型[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2024, 54(6): 1501-1511.
- Liu Cong-zhen, Chen Gao, Liu Hong-zhu, et al. Tire grounding mechanical model on wet roads[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2024, 54(6): 1501-1511.
- [8] Fiala E. Seitenkraefte am rollenden Luftreifen[J]. Verein Deutscher Ingenieure, 1954, 96(29): 973-979.
- [9] 李波, 赵又群, 陈月乔, 等. 弹性车轮纵向力刷子模型分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(5): 662-665.
- Li Bo, Zhao You-qun, Chen Yue-qiao, et al. Longitudinal force analysis for an elastic wheel based on the brush model[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(5): 662-665.
- [10] 卢荡, 索艳茹, 孙宇航, 等. 基于无量纲格式的轮胎侧倾侧偏力学特性预测[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2025, 55(5): 1516-1524.
- Lu Dang, Suo Yan-ru, Sun Yu-hang, et al. Estimation of tire camber and sideslip combined mechanical characteristics based on dimensionless expression[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2025, 55(5): 1516-1524.
- [11] Min D, Wei Y, Wang F, et al. A new lateral force estimator for intelligent tires based on three-dimensional ring model[J]. Journal of Automobile Engineering, 2023, 238: 3680-3691.
- [12] Pacejke H B, Bbaker E. The magic formula tyre model[J]. Vehicle System Dynamics, 1992, 21(1): 1-18.
- [13] 郭孔辉. 汽车轮胎动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2018.
- [14] Guo K H, Lu D. UniTire: unified tire model for vehicle dynamic simulation[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45 (Sup. 1): 79-99.
- [15] Gim G. Vehicle dynamic simulation with a comprehensive model for pneumatic tires[D]. Arizona: The University of Arizona, 1988.
- [16] Oh C W, Kim T W, Jeong H Y, et al. Hydroplaning simulation for a straight-grooved tire by using FDM, FEM and an asymptotic method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(1): 34-40.
- [17] Horne W B, Dreher R C. Phenomena of pneumatic tire hydroplaning[R]. Technical Note D-2056, National Aeronautics and Space Administration, 1963.
- [18] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [19] Do M T, Cerezo V, Beautru Y, et al. Modeling of the connection road surface microtexture/water depth/friction[J]. Wear, 2013, 302(1/2): 1426-1435.
- [20] 许男, 周健锋, 郭孔辉, 等. 胎压载荷耦合效应下复合工况 UniTire 轮胎模型[J]. 机械工程学报, 2020, 56(16): 193-203.
- Xu Nan, Zhou Jian-feng, Guo Kong-hui, et al. UniTire model under combined slip conditions with the coupling effect of inflation pressure and vertical load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(16): 193-203.