

滚动轮胎摩擦和制动特性的试验及数值模拟研究

R. van der Steen¹, I. Lopez¹, H. Nijmeijer¹, A. J. C. Schmeitz², B. de Bruijn³

(1. Dynamics and Control, Department of Mechanical Engineering, Eindhoven University of Technology, P. O. Box 513, 5600 MB Eindhoven, Netherlands; 2. TNO Science and Industry/Business Unit Automotive, P. O. Box 756, 5700 AT Helmond, Netherlands; 3. Apollo Vredestein B. V., P. O. Box 27, 7500 AA Enschede, Netherlands)

中图分类号: TQ336.1 文献标志码: B 文章编号: 1006-8171(2013)05-0308-07

轮胎模拟是当今轮胎行业技术研究的一项必要手段。汽车制造商、政府部门和消费者要求轮胎在任何情况下都具有更好的牵引性能和更低的磨损,还要求轮胎有更低的噪声和滚动阻力。因此,在轮胎设计过程中采用有限元分析来解决这些互相制约的需求问题。轮胎有限元模拟可以深入了解轮胎的特殊性能,缩短开发时间,降低开发成本。评测轮胎操纵性能必须准确预测轮胎在道路上的静态变形和动态滚动响应。可通过进行大量不同条件下的轮胎试验来获得摩擦特性,实现模型参数化。但是无法控制的环境情况会影响测量结果,胶料的摩擦性能试验特征有限。因此,有限元模拟通常仍采用恒定摩擦系数的库仑摩擦法预测轮胎操纵性能。从弹性体试验可知,橡胶摩擦与接触压力、滑移速度、温度和表面粗糙度等许多参数有关。由于这些参数的相关性,库仑摩擦法不能充分模拟弹性体的摩擦响应。为克服这种限制,提出一种获得干摩擦对滚动轮胎操纵特性显著影响的新方法。将摩擦模型分解为接触压力相关项和滑移速度相关项的乘积。首先,在实验室磨损和滑动性能试验机(以下称试验机)上进行摩擦试验,研究接触压力对摩擦力的影响;然后,利用专门设计的试验轮胎,进行不同速度下的制动试验,获得轮胎摩擦模型的滑移速度相关参数组。不考虑试验过程中垂直负荷的微小变化,利用准经验魔术公式(MF)模型评测精确垂直负荷下的纵向滑移特性。

本工作利用轴心力测定所建立的轮胎摩擦模型的滑移速度相关参数组,将摩擦模型与试验轮

胎有限元模型(FEM)结合,该参数组的摩擦模型被局部应用于每个接触节点。计算稳态解,与由试验数据拟合的魔术公式比较。建立参数使用0.8倍负荷指数的测量数据,检验轮胎摩擦模型使用0.4和1.2倍负荷指数的测量数据。采用有限元软件Abaqus构造轮胎有限元模型,并用稳态传输法有效计算稳态解。最后的数值结果与魔术公式定量一致,说明提出的方法可以用于计算轮胎纵向滑移特性。

1 方法

将唯象学摩擦模型与轮胎有限元模型结合,采用两步试验/数值方法确定摩擦模型参数,获得干摩擦对滚动轮胎操纵性能显著影响的方法。两步试验/数值方法概述如图1所示。

首先,在试验机上进行摩擦试验,研究接触压力对摩擦力的影响。该试验在极低滚动速度和自由滚动条件下进行,使滑移速度最小,以确定与接触压力有关的摩擦参数。因为小型轮胎在超高速下会发生过度磨损,所以采用该实验室装置进行低速滚动试验。然后,进行轮胎在不同速度下的制动试验,得到轮胎摩擦模型速度相关参数组。摩擦模型为

$$\mu(p, v_s) = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-k} \{\mu_s + (\mu_m - \mu_s) \cdot \exp[-h^2 \lg^2(\frac{v_s}{v_{\max}})]\} = \mu_p(p) \mu_v(v_s) \quad (1)$$

式中, v_s 为滑移速度, μ_m 为 $|v_s| = v_{\max}$ 时函数最大值, μ_s 为静摩擦系数, h 代表摩擦发生变化的速

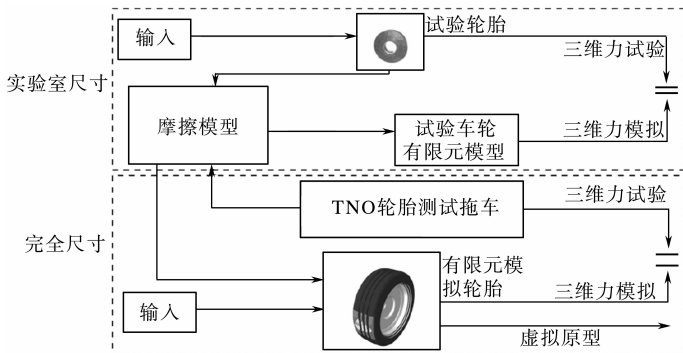


图 1 两步试验/数值方法概述

度范围内宽度的无量纲参数。

式(1)用于有限元模拟和准经验轮胎模型中。模型考虑了摩擦系数与接触压力和滑移速度的相关性。相关文献也给出了一种获得摩擦模型中压力相关项参数的方法。本研究重点确定速度相关项,即

$$\mu_v(v_s) = \mu_s + (\mu_m - \mu_s) \exp[-h^2 \lg^2(\frac{v_s}{v_{max}})] \quad (2)$$

大多数文献中由试验确定的摩擦规律不能用于获得实际操作条件下的滑移速度。试验数据通常只在低滑移速度范围适用,而操纵性条件下要经历更高的滑移速度。进行高速轮胎试验的不足在于无法测定接触区信息,只有轴心测量适合参数确定过程。因此,必须采用这种“整体的”轴心数据来确定摩擦模型参数,并局部应用于有限元模型接触区。这些参数只依赖前进速度,这样其他与试验速度不同的速度也可以应用于此有限元模型,拓展了该方法的应用性。

2 轮胎力和力矩的测定

用TNO轮胎测试拖车(如图2所示)在试验



图 2 TNO 轮胎测试拖车

场进行试验,评价轮胎性能。拖车通常用来测定实际道路上轮胎稳定状态下力和力矩的滑移特性。试验使用专门设计的有 3 条纵向花纹的试验轮胎。试验测定从直线制动到车轮抱死的时段内纵向力(F_x)和纵向滑移率(κ)的函数关系。通过改变垂直负荷(F_z)、拖车速度(v_x)和轮胎充气压力来施加不同操作条件。测量 3 种垂直负荷(0.4、0.8 和 1.2 倍负荷指数)、3 种充气压力(标准充气压力和标准充气压力 ± 50 kPa)和 5 种前进速度($20 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)条件下的轮胎性能。

虽然垂直负荷限制在设定值,但试验过程中垂直负荷会出现微小变化,这源于道路平整性、拖车运动情况及刹车时轮胎发生的快速变形。为了与有限元模型进行直接比较,得到精确垂直负荷条件下轮胎的纵向滑移特性,采用准经验魔术公式模型。对于每种速度,利用参数识别软件 MF-Tool 对 3 种负荷的制动测试结果确定一组魔术公式数据。借助 MF-Tool 软件使魔术公式得出的纵向滑移特性与试验结果之间误差最小。测试结果的平均误差为 3.6%,说明获得的魔术公式数据组对试验数据表征良好。然后利用魔术公式的插值功能给出目标垂直负荷下测试的滑移特性。

3 参数确定

图 3 所示为识别程序概述。首先,利用魔术公式,用 0.8 倍负荷指数时的纵向制动力除以垂直负荷,得到整体摩擦系数(μ_{MF}),引入整体纵向滑移率:

$$\kappa = -\frac{v_s}{v_x} \quad (3)$$

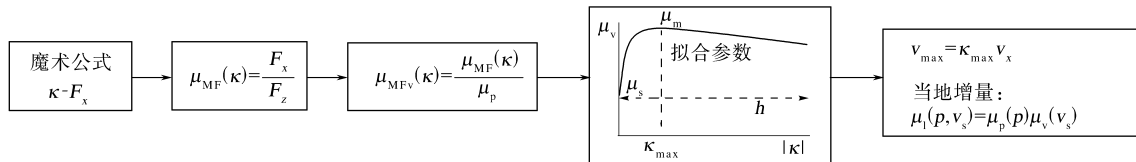


图3 识别程序概述

其中

$$v_s = v_x - \Omega r_e \quad (4)$$

式中, Ω 为转动速度, r_e 为有效滚动半径。可以推断, 车轮从抱死到自由滚动, κ 由 -1 变为 0 。因为制动时 κ 和 F_x 同为负值, 所以 κ 取绝对值以得到正摩擦系数 μ_{MF} , $|\kappa|$ 在 $0 \sim 1$ 之间。

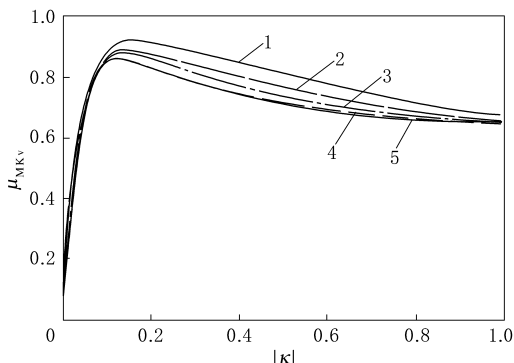
然后, 整体摩擦系数除以式(1)中的 μ_p 。整体摩擦系数值由车轮抱死时 F_x/F_z 计算, F_x/F_z 由有限元模拟获得。有限元模拟中采用的摩擦模型仅与接触压力有关。可得出整体摩擦系数的速度相关项关于 κ 的函数如下:

$$\mu_v(\kappa) = \mu_s + (\mu_m - \mu_s) \exp[-h^2 \lg^2(\frac{\kappa}{\kappa_{\max}})] \quad (5)$$

其中

$$\kappa_{\max} = \frac{v_{\max}}{v_x} \quad (6)$$

5 种速度下, 整体摩擦系数速度相关项与 $|\kappa|$ 的关系如图 4 所示。从图 4 可以看出, 试验轮胎整体响应在所有速度下都相似。



速度/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$): 1—20; 2—40; 3—60; 4—80; 5—100。

图4 5种前进速度下整体摩擦系数速度相关项与 $|\kappa|$ 的关系

滑移率在 $10\% \sim 15\%$ 时, 摩擦系数达到最大值, 滑移率再增大时, 摩擦系数下降。这种现象已从多个试验获知, 文献也有记载。但是, 摩擦系数最大值不同。这种现象可根据橡胶内摩擦产生的

迟滞摩擦分量来解释。滑移时, 粗糙表面的凸起在橡胶表面产生震荡力, 导致橡胶循环变形和内在橡胶阻尼引起的能量耗散。

全部试验都在相同的试验场进行, 保证波长(λ_i)相等, 但激励频率随前进速度 v_x ($f_i \sim v_x/\lambda_i$) 的不同而改变。这导致前进速度变化时橡胶材料的损耗不一致。

另外, 摩擦能随速度提高而增大, 导致接触区温度升高。温度又影响着胶料的粘弹性能, 反过来改变摩擦性能。

这里建立的摩擦模型没有明确体现表面粗糙度和温升对橡胶材料的影响, 不过, 摩擦模型速度项捕捉到这些影响。为了确定式(5)中的参数, 做如下假设, 以简化参数确定过程。

(1) 摩擦模型最大值位置($\kappa_{\max}$)的定位在所有速度下相同。

(2) 完全抱死轮胎($|\kappa| = 1$)的 μ_{MFV} 在所有速度下相同。

整体纵向力等同于剪切应力在接触面上的积分。轮胎开始滑移时, 滑移速度沿印痕长轴从前端向尾端增加, 印痕前端的剪切应力比尾端高, 使局部最大摩擦系数大于整体摩擦系数。因此, $\kappa_{\max}$ 在 $\kappa = 0.05$ 取值, 最大摩擦系数 μ_m 将比图 4 中给出的摩擦系数高, 说明摩擦模型速度项对纵向滑移刚度影响不大, 即轮胎结构响应决定纵向滑移刚度。

将 $\kappa = 1$ 代入式(5), 则得到 μ_{MKV} 在 $\kappa = 1$ 时的平均值(μ_l)的表达式:

$$\mu_l = \mu_s + (\mu_m - \mu_s) \exp[-h^2 \lg^2(\frac{1}{\kappa_{\max}})] \quad (7)$$

μ_l 值不变, 得到参数 h^2 关于 μ_s 和 μ_m 的显式函数表达式:

$$h^2 = \frac{\ln(\frac{\mu_m - \mu_s}{\mu_l - \mu_s})}{\lg^2 \kappa_{\max}} \quad (8)$$

确定式(5)中参数 μ_s 和 μ_m , 使 5 种速度的最小二乘误差为最小, 即

$$\min_{[\mu_s, \mu_m]} \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m \{ \mu_v([\mu_s, \mu_m], \kappa_i) - \mu_{MFv}(\kappa_i) \}^2, [\mu_s, \mu_m] \in R^2 \quad (9)$$

且

$$\begin{aligned} -\mu_s &< 0 \\ \mu_s - \mu_l &< 0 \\ \mu_l - \mu_m &< 0 \end{aligned}$$

κ 取值区间从 μ_{MFv} 最大处值到 $\kappa=1$, 且 κ 值等距离分布, 全部数据点具有相同权重。一种速度下的 κ 值情况如图 5 所示。按此方法, 轮胎纵向滑移刚度没有被引入参数确定过程。参数 μ_m 为前进速度函数, 如图 6 所示。5 个参数值经过线性最小二乘误差拟合近似为前进速度函数

$$\mu_m = a_1 v_x + a_2 \quad (10)$$

利用式(10)得到 μ_m 值, 对每种速度做二次优化:

$$\min_{\mu_s} \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m [\mu_v(\mu_s, \kappa_i) - \mu_{MFv}(\kappa_i)]^2 \quad \mu_s \in R \quad (11)$$

且

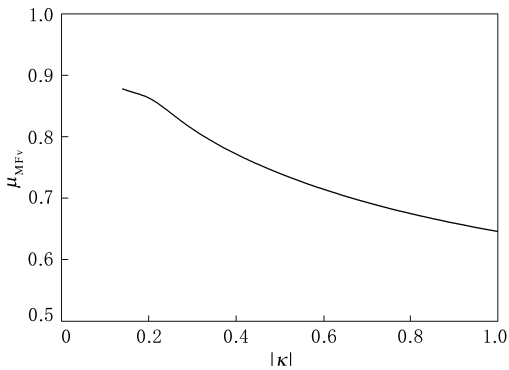


图 5 用来确定 μ_s 和 μ_m 的一个速度下的数据点

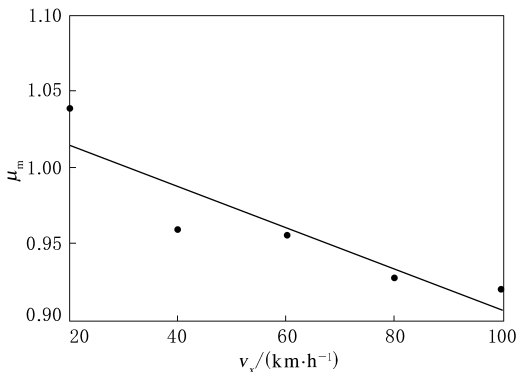


图 6 关于前进速度的函数 μ_m

$$\begin{aligned} -\mu_s &< 0 \\ \mu_s - \mu_l &< 0 \end{aligned}$$

μ_s 最后的参数值为前进速度函数, 如图 7 所示。5 个参数值经过二阶线性最小二乘误差拟合近似为前进速度函数:

$$\mu_s = a_3 v_x^2 + a_4 v_x + a_5 \quad (12)$$

此时由式(8), (10)和(12)确定 h^2 , μ_m 和 μ_s 值, 式(5)可以在前进速度 $20 \sim 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的整个区间上插值。图 3 中所示的最后一步过程是利用关系式 $v_{\max} = \kappa_{\max} v_x$ 将式(5)代入式(2)。

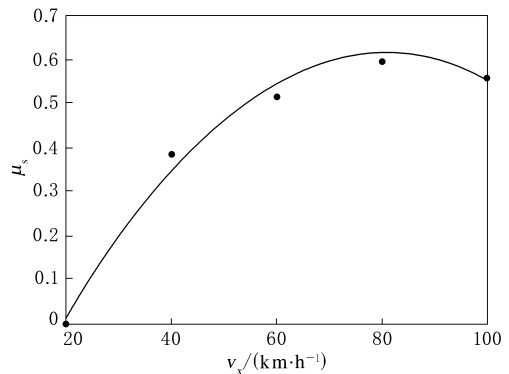


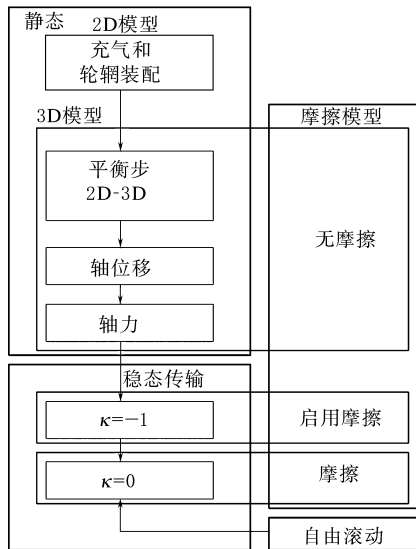
图 7 关于前进速度的函数 μ_s

4 计算滚动轮胎制动特性的模拟过程

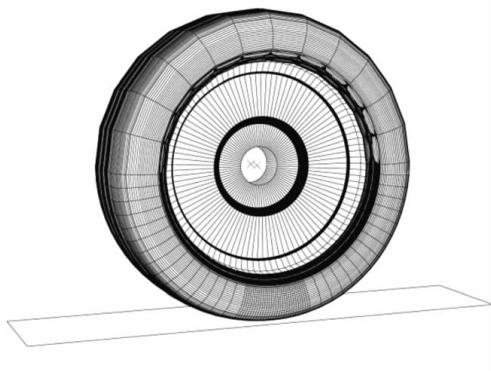
采用有限元程序 Abaqus 进行模拟。利用稳态传输分析过程有效计算稳态解问题, 同时考虑轮胎的滚动和滑动。该方法可有效获得不同行驶条件下轮胎的整体力和力矩特性, 如制动或外倾滑移。稳态传输分析使用运动参照坐标系, 用欧拉方法描述刚体转动, 用拉格朗日方法描述变形 (即 ALE 公式)。此外, 可以同时考虑材料的摩擦效应、惯性效应和粘弹性效应。该方法将稳态移动接触问题转变为单纯空间相关的模拟, 网格空间固定, 物质在网格间流动。因此, 仅需要在接触区域细化网格。

4.1 有限元模型

图 8 所示为不同模拟步骤的概述及轮胎有限元模型。三维有限元轮胎模型由二维轴对称轮胎截面旋转生成。首先, 将二维轮胎截面装配在模拟为刚体的轮辋上, 充气至标准充气压力。轮胎胶料模拟为轻微可压缩超弹性材料, 带束层和胎体由嵌入连续体单元的加强筋表面单元来模拟。



(a) 获得滚动轮胎制动特性的模拟过程概述



(b) 非均匀离散化的轮胎有限元模型

图8 模拟步骤概述及轮胎有限元模型

然后,利用圆周方向非均匀离散生成三维模型。得到由一般三维6节点和8节点线性混合单元组成的72个扇形体,每个单元节点有3个活跃平动自由度。扇形角度从接触区的 1° 逐渐增大到轮胎顶部的 15° 。将二维模型计算得到的应变和应力变换到所有扇形区上,计算平衡态。此外,以平面解析刚体的形式引入道路。所需负荷分成两个连续步引入。首先,使用刚体轮辋参照节点位移边界条件令轮胎与路面(无摩擦)接触。然后用所需负荷代替位移边界条件。这些静力平衡步完成以后,启用摩擦接触,开始稳态传输步。

4.2 轮胎与道路间摩擦接触

为实现式(1)定义的摩擦规则,利用Abaqus的子程序FRIC描述摩擦应力。在每个接触节点 j 局部应用此摩擦规则,于是式(1)变为

$$\mu_j(p_j, \dot{\gamma}_j) = \left(\frac{p_j}{p_0}\right)^{-k} \{\mu_s + (\mu_m - \mu_s) \cdot \exp[-h^2 \lg^2(\frac{\|\dot{\gamma}_j\|}{v_{\max}})]\} \quad (13)$$

式中, p_j 和 $\|\dot{\gamma}_j\|$ 分别为节点 j 处的法向接触压力和等效滑移速度。为使零滑移速度时一致,应用正规化步长。选用分段线性正则化函数,以用户自定义的临界滑移速度为罚参数。

4.3 稳态制动求解方案

稳态传输步需要指定轮胎转动速度和平动速度。轮胎自由滚动时转动速度(Ω_f)与前进速度有如下关系:

$$\Omega_f = \frac{v_x}{r_e} \quad (14)$$

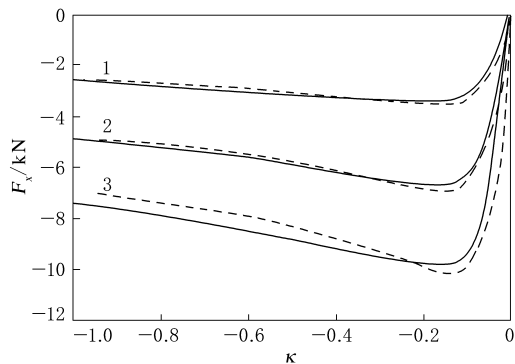
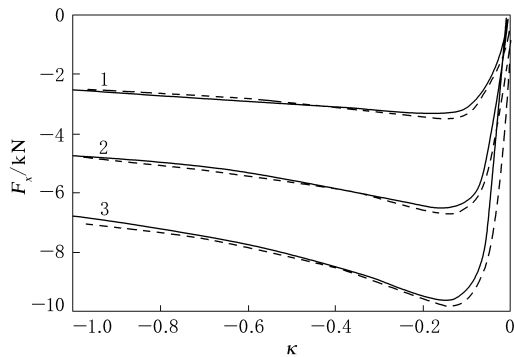
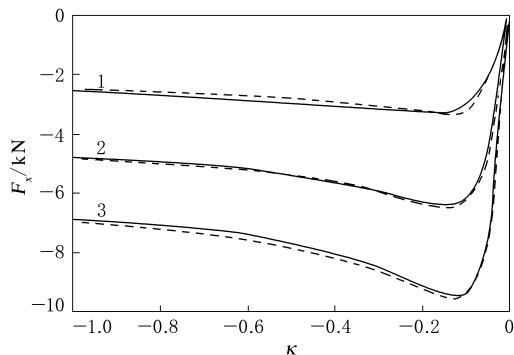
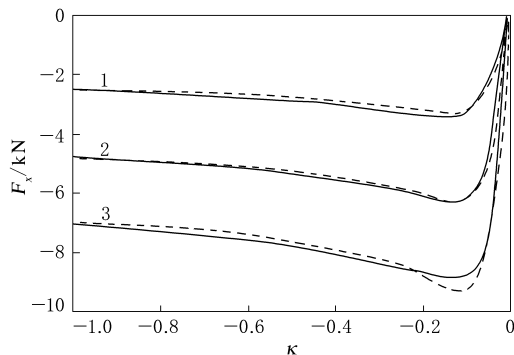
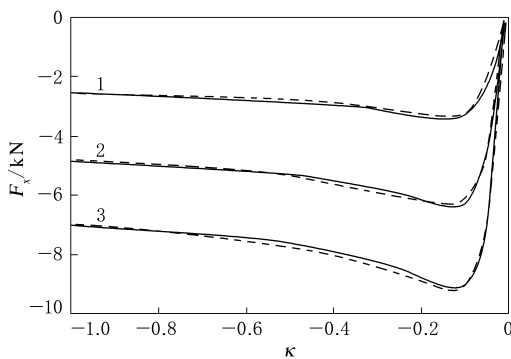
如果相同前进速度时转动速度不等于自由滚动的转动速度,则发生制动或牵引情况。因为稳态传输分析要求同时给出转动速度和前进速度,所以自由滚动解事先未知。不过,在自由滚动状态定义制动扭矩为零,据此可以迭代得出与自由滚动相应的转动速度。

因此,在首个稳态传输步,设初始转动速度为 $1 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$,将轮胎加速至需要的前进速度。其对应一种准车轮抱死状态($\kappa = -1$)。在这一步启用摩擦模型。在最后的模拟步,前进速度保持不变,利用简单牛顿格式增量修正转动速度。一旦扭矩满足指定公差,结束模拟,得到轮胎整体制动特性。

5 有限元模型与魔术公式预测的对比

对5种前进速度和3种负荷条件全部进行模拟。利用中间负荷确定摩擦模型参数,再利用这组摩擦模型参数计算最小和最大负荷下的纵向力。得出的结果可说明摩擦模型的预测能力。图9示出了纵向力与纵向滑移率的变化关系,每种速度对应3种负荷条件。由魔术公式描述所需垂直负荷下的测量滑移特性。利用MF-Tool软件使魔术公式与试验结果之差最小。结果,纵向力在 $\kappa = 0$ 为正。但是,由于滚动阻力,测定自由滚动状态的纵向力恒为负。

可以看出,0.8倍负荷指数时有限元模型的轴心力曲线与魔术公式定性定量一致。这说明,利用测定轴心力拟合摩擦模型中速度项参数并在

(a) $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (b) $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (c) $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (d) $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (e) $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

— MF, --- FEM; 负荷指数: 1—0.4, 2—0.8, 3—1.2。

图9 不同负荷指数下 MF 和 FEM 得到的纵向力随纵向滑移率的变化关系

每个节点应用一组局部摩擦模型参数是有可能的。

虽然可以看到更高负荷指数时存在一定程度偏差,尤其在速度为 $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,但是仍可以认为,对于 0.4 和 1.2 倍负荷指数有限元预测与魔术公式定量符合良好。因为这些模拟中唯一的区别是作用负荷,所以证明将摩擦模型分解为速度项和接触压力项是合理假设。

在 $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的最小速度下魔术公式偏差最明显的原因在于全部速度选用一个 μ_l 值。由

图 4 可见,在 $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度下的 μ_l 明显高于其他速度,导致利用当前方法在滑移率增大时对此速度的摩擦系数估值偏低。由图 9(a)可见,因为摩擦模型的速度项与负荷成正比,所以增加轮胎负荷放大了这种效应。

6 讨论

利用前面描述的方法,能够计算轮胎不同负荷和速度下的稳态制动特性,与依据试验数据得

出的魔术公式比较精度良好。利用式(10)和(12)得到参数 μ_m 和 μ_s 的插值可以将摩擦模型应用到 5 种试验速度以外的其他速度。这扩展了摩擦模型的应用性,但在以上 5 种试验速度,与魔术公式偏差增大。图 6 显示拟合函数的最大偏差出现在 $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度下,且直接反映在结果当中[图 9 (b)所示],该位置的最大作用力被估高了。如果仅关心试验速度情况,则对每种速度单独选用优化参数 μ_s 和 μ_m ,可以提高 5 种速度下与魔术公式的一致性。

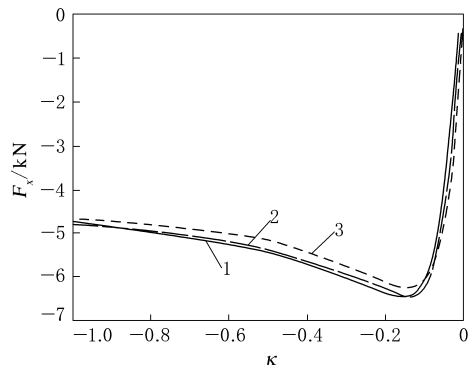
导出参数组不具唯一性,但与 μ_l 和 $\kappa_{\max}$ 的选取有关。已经讨论过选取一个 μ_l 值的影响,但是也假设了所有速度 $\kappa_{\max}$ 选取位置相同。另外进行的模拟证明 $\kappa_{\max}$ 取 0.05 确实合理。其中一个模型中,最大值取在 $\kappa_{\max} = 0.01$;另一个模型中,最大值取在 $\kappa_{\max} = 0.10$,接近纵向力最大值的位置点。模拟结果如图 10 所示。

可见,如果最大值取在 $\kappa_{\max}$ 为 0.10,轮胎开始滑动略早,观测的纵向力估值偏低。其他速度也证明 $\kappa_{\max} = 0.10$ 时,不能出现最大纵向力。不过,若取 $\kappa_{\max} = 0.01$,所得结果几乎相同。这说明如果 $\kappa_{\max}$ 值取在最大纵向力出现之前的位置,则可以用本研究给出的方法预测轮胎响应。

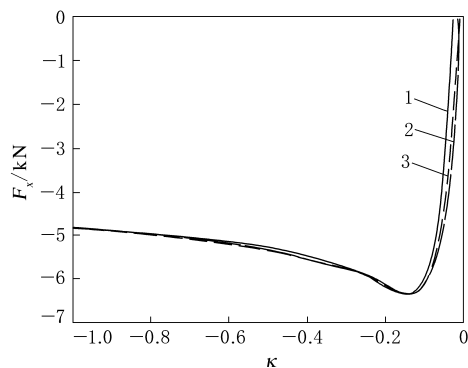
7 结论

本工作给出轮胎/道路接触的唯象学摩擦模型参数确定方法。该摩擦模型获取干摩擦对滚动轮胎纵向滑移特性的具体影响。摩擦模型参数采用一种两步试验/数值方法来确定。摩擦模型被分解为接触压力相关项和滑移速度相关项的乘积。参数确定过程基于测定不同行驶速度下直线制动到车轮抱死过程中纵向力随纵向滑移率的变化关系。

将摩擦模型引入 Abaqus,与试验轮胎的有限元轮胎模型结合。利用任意拉格朗日欧拉格式有效计算不同负荷下的稳态制动解。结果显示,计



(a) $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



(b) $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

1—MF; 2—FEM, $\kappa_{\max}$ 为 0.05; 3—FEM, $\kappa_{\max}$ 为 0.10。
负荷指数为 0.8。

图 10 $\kappa_{\max}$ 取两个值时 MF 和 FEM 得出纵向力随纵向滑移率的变化关系

算的稳态力与所有负荷下的试验很好地定量符合。这说明可以利用测定轴心力拟合摩擦模型速度项参数,并在每个接触节点应用一组局部摩擦模型参数。此外,还表明将摩擦模型分解为速度项和压力项是合理假设。

未来工作将通过计算稳态转向期间和联合滑移条件下的力和力矩,关注摩擦模型的预测能力。同时,考察有限元模型中不同充气压力状态下对稳态力和力矩滑移特性的影响。

(北京橡胶工业研究设计院 徐立摘译)
译自美国“Tire Science and Technology”,

39[2], 5~19(2011)

2013 中国橡胶年会暨中国橡胶工业展 在青岛隆重举行

中图分类号: TQ330.4; TQ336.1; TQ334

文献标志码: D

2013 年 3 月 26—28 日, 中国橡胶工业协会

主办、主题为“调整结构、转型升级、创新驱动、绿色发展”的 2013 中国橡胶年会暨中国橡胶工业展在青岛隆重举行。来自全球 1 000 多名橡胶业人士应邀参加会议。中国石油和化学工业联合会