

不同路况对轮胎稳态滚动影响的有限元分析

李文博,冯琳阁,辛振祥*

(青岛科技大学 轮胎 RCAD 研究室,山东 青岛 266042)

摘要:采用 Abaqus 有限元分析软件建立 11.00R20 轮胎的三维稳态滚动模型。根据不同路面附着因数和滑移率的关系曲线定义相关参数,模拟干燥沥青路面、土路及薄雪覆盖路面轮胎行驶过程,重点分析轮胎在不同行驶路况下从静态接地、制动、自由滚动到驱动整个过程中接地法向应力、剪切应力和轮胎自由滚动半径的变化。结果表明,无论是制动还是驱动,路面越光滑,轮胎的接地法向应力和剪切应力分布越均匀,最大法向应力和剪切应力越小,自由滚动角速度越大,自由滚动半径越小。

关键词:轮胎;稳态滚动;路况;有限元分析

中图分类号:TQ336.1;O241.82 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-890X(2013)12-0722-07

轮胎在实际使用过程中会在各种不同的路况下滚动,附着因数和滑移率都会产生一定变化,从而影响操控性、舒适性、安全性及轮胎的使用寿命。目前大多数研究是基于 Kalman 滤波理论实时计算不同路面下的最佳滑移率^[1]。

随着科技进步,应用有限元分析已经成为轮胎研究的工作之一。从轮胎充气、轮辋装配、静态接地到稳态滚动等有很多报道。然而在分析轮胎稳态滚动时一般都将滑移率控制在很小范围(小于2%)内,而轮胎实际使用时的最佳滑移率受附着因数的影响应为15%~20%。这与实际不符,而且在模拟路况对轮胎滚动的影响方面尚未取得有价值的成果。鉴于此,本研究提出用有限元方法模拟不同路况对轮胎稳态滚动的影响,并对轮胎的自由滚动半径、接地压力和剪切应力等进行分析,为后期计算滚动阻力做准备。

1 车轮受力模型

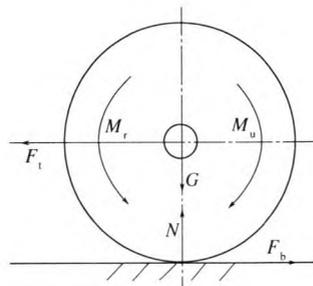
对于车轮,忽略制动时空气的粘性阻力和相关摩擦副的摩擦力,其受力情况如图1所示^[2]。

2 附着力和附着因数

轮胎与路面的附着性能至关重要,如果没有

作者简介:李文博(1988—),男,河南开封人,青岛科技大学硕士,现在青岛科技大学橡胶循环研究中心工作,主要从事轮胎CAE研究。

*通信联系人



M_u —制动力矩; M_r —惯性力矩; F_t —牵引力;
 F_b —阻力; G —重力; N —支撑力。

图1 制动车轮受力分析

足够的附着力,车轮在路面上打滑(空转),则不能生成汽车行驶所需的力。牵引力是个反作用力,只有当路面作用到车轮上的反作用力等于车轮与路面之间的附着力时,汽车的牵引性能才可充分发挥。

附着力(F)为路面对轮胎的切向反作用力的极限值(此处的切向反作用力即为驱动力,也可理解为侧偏角为零时的牵引力, F_x'),在硬路面上与驱动轮垂直负荷(法向反作用力)(F_z)成正比^[3]。

$$F = F_x' = F_z \varphi \quad (1)$$

式中, φ 为附着因数。

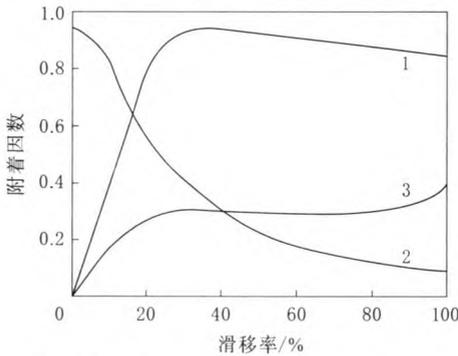
轮胎与路面的附着性能通常可用附着因数来表示。附着因数可采用试验方法测得,它等于车轮均匀空转时的最大牵引力与垂直负荷之比或等于制动车轮完全均匀滑移时的制动力与垂直负荷之比,由路面和轮胎共同决定。

轮胎与道路的附着性能是汽车安全行驶的决定因素。统计表明,有5%~10%的公路运输事

故是因为附着力不够而造成的,在湿滑路面上事故率更高,可达安全事故的 25%~40%。因此,国际公路协会规定了在不同路面条件下的最低附着因数,一般最低附着因数在 0.4~0.6 范围内。附着因数的高低主要取决于道路材料和路面状况及轮胎结构、花纹、原材料、负荷、充气压力和行驶速度等因素,其中路面表层情况不同而引起附着因数变化的范围很大,它是对轮胎附着性能影响最大的一个因素。例如,干沥青路面的附着因数为 0.7~0.8,而湿沥青路面为 0.5~0.6,泥泞覆盖路面为 0.25~0.45,薄雪层覆盖路面为 0.2~0.4。

路面附着因数与滑移率的关系如图 2 所示。从图 2 可以看出,初始制动时纵向附着因数随滑移率呈线性增长趋势,因为轮胎的最大纵向附着力出现在 15%附近,附着因数在这一区段之前递增,之后又会减小,而且比较低的滑移率有利于保证横向附着因数,即保证方向稳定性。因此本研究在建模时将轮胎的滑移率控制在 10%~20% 之间。

相关文献指出,轮胎的附着因数与静摩擦因数有一定关系,本研究通过定义静摩擦因数的方法来替代附着因数,定性研究是具有可行性的。



1—干混凝土(纵向);2—干混凝土(侧向);3—雪(纵向)。

图 2 路面附着因数与滑移率的关系

3 运动方程

考虑如图 3 所示的轮胎模型,轮胎绕对称轴 T_s 在点 P_s 以角速度 ω_s 旋转,同时以侧偏角速度 ω_c 在点 P_c 绕轴 T_c 转动。假设轮胎上任一点 A 在时间 $t=0$ 时位于 P_0 。在 t 时刻,它的运动由三部分组成:由于旋转, A 点从 P_0 运动到位置 X ;由于变形, A 点从位置 X 运动到位置 Y ;由于侧偏, A 点由位置 Y 运动到位置 Z 。

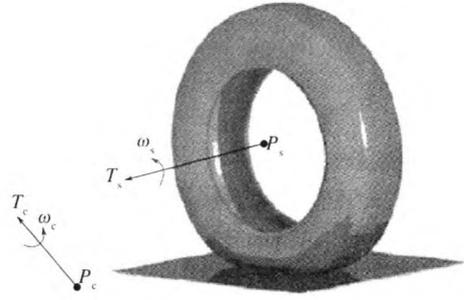


图 3 轮胎滚动模型

3 个运动可描述为^[4]

$$X = R_s(P_0 - P_s) + P_s \quad (2)$$

$$Y = D(X) \quad (3)$$

$$Z = R_c(Y - P_c) + P_c \quad (4)$$

式中, R_s 和 R_c 分别为轮胎旋转和侧偏时斜对称张量的一次幂指数函数, D 为由稳态条件得到的时间不相关函数。

对式(4)求一阶时间导数可得点 A 的速度为

$$\dot{Z} = R_s[\omega_c T_c \times (Y - P_c) + \omega_s \frac{\partial D}{\partial \alpha}] \quad (5)$$

式中, α 为旋转角, $\alpha = \omega_s t$ 。

同理,对式(4)求二阶时间导数可得 A 点的加速度为

$$\ddot{Z} = R_c[\omega_c^2 (T_c \otimes T_c - I)(Y - P_c) + 2\omega_s \omega_c T_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} + \omega_s^2 \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2}] \quad (6)$$

式中, I 为单位张量。

将式(5)和(6)转换至由 X 定义的参考构架中,可得速度(v)和加速度(a):

$$v = \omega_c T_c \times (Y - P_c) + \omega_s \frac{\partial D}{\partial \alpha}$$

$$a = \omega_c^2 (T_c \otimes T_c - I)(Y - P_c) +$$

$$2\omega_s \omega_c T_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} + \omega_s^2 \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2}$$

惯性的影响可采用变分形式计算:

$$\delta\pi = \int_V \rho a \delta u dV = -\rho \omega_c^2 \int_V (T_c \otimes T_c - I)(Y -$$

$$P_c) \delta u dV - 2\rho \omega_s \omega_c \int_V T_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} \delta u dV +$$

$$\rho \omega_s^2 \int_V \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2} \cdot \frac{\partial \delta u}{\partial \beta} dV \quad (7)$$

式中, π 为能量泛函数, ρ 为密度, V 为体积, u 为位移, β 为轮胎考虑惯性条件下的侧偏角。

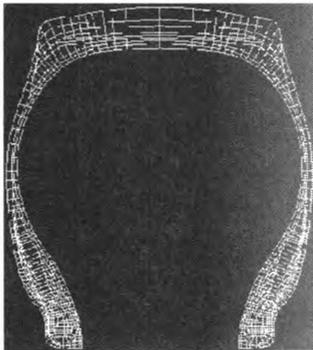
将式(7)线性化,得

$$\delta\pi = -\rho \omega_c^2 \int_V \Delta u (T_c \otimes T_c - I)(Y - P_c) \delta u dV -$$

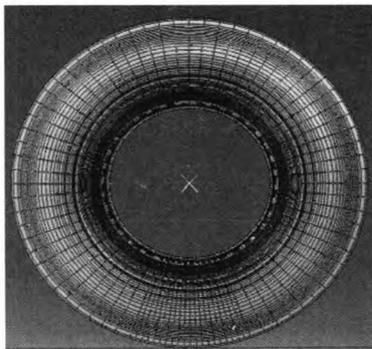
$$2\rho\omega_s\omega_c \int_V \mathbf{T}_c \frac{\partial D}{\partial \alpha} \delta u dV + \rho\omega_s^2 \int_V \frac{\partial^2 D}{\partial \alpha^2} \cdot \frac{\partial \delta u}{\partial \beta} dV \quad (8)$$

4 有限元模型

通过导入 AutoCAD 中 11.00R20 子午线轮胎的二维草图,在 Abaqus/CAE 中进行边界条件约束和网格划分(使用大变形单元),对轮胎进行充气、轮辋过盈装配模拟,最后使用 Symmetric Model Generation 命令生成三维模型,轮辋和路面设定为解析刚体。轮胎有限元模型如图 4 所示。橡胶材料单元数为 53 920(包括 C3D6H, C3D8H, CCL9H 和 CCL12H 单元),骨架材料单元数为 20 560(包括 SFM3D4R 和 SFMCL6 单元)。本研究模型充气压力为标准充气压力 930 kPa,加载负荷为 35 000 N,轮胎保持固定速度 80 km·h⁻¹。



(a) 二维



(b) 三维

图 4 轮胎有限元模型

Abaqus/Standard 软件提供一种特殊的分析方法来模拟圆柱可变形体沿刚性平面的稳态滚动行为,同时考虑摩擦效应和惯性效应。该方法采用将移动坐标系固结在滚动柱体中心轴上的方法,将与时间相关的瞬态分析简化成完全的空间

离散问题。在该参考模型中,刚体旋转运动采用空间或欧拉方法描述,而相对于旋转刚体的变形则采用材料或拉格朗日方法描述。组成柱体的材料在网格中移动,而描述该柱体的有限元网格是不经历旋转运动的,因此有限元网格只需在接触区域细化即可^[5]。

为了方便地模拟轮胎在不同路况下的运动状况,将轮胎做以下简化:

(1)假定轮胎只有直线运动而不考虑侧偏,即 $\omega_c = 0$;

(2)定义轮胎以固定速度平移,角速度随制动和驱动而改变;

(3)忽略胎面花纹,以提高计算效率;

(4)通过采用定义静摩擦因数的方法来替代附着因数。

5 计算结果与讨论

考虑到轮胎在实际使用过程中摩擦因数越小,附着性能越差,越容易打滑,确定轮胎在不同路况条件下的参数如表 1 所示。

表 1 轮胎在不同路况条件下的参数

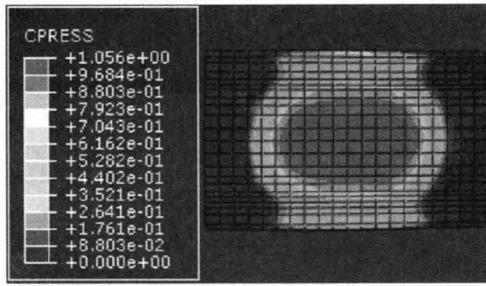
路 况	静摩擦因数	滑移率/%
小滑移路面	1.0	2
沥青路面	0.8	14
土路	0.6	16
薄雪层覆盖面	0.3	20

5.1 法向应力

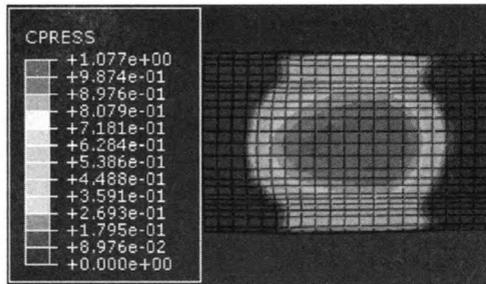
小滑移路面静态接地、制动、自由滚动、驱动工况下轮胎接地法向应力分布如图 5 所示。

从图 5 可以看出:当静态接地时,轮胎接地法向应力呈对称分布,且胎冠中心向两边逐渐减小(部分情况下胎冠中部会发生翘曲);而在制动作用下,轮胎的角速度小于自由滚动工况,法向应力分布向前移动(即与运动方向相同);在驱动作用下,轮胎角速度大于自由滚动工况,法向应力分布向后移(即与运动方向相反);自由滚动时,法向应力分布形状近似于静态接地工况,由于轮胎滚动时的接地面积小于静态接地工况,因此计算法向应力最大值大于静态接地工况;在轮胎制动和驱动时由于胎面橡胶材料发生变形而导致局部挤压,因此其法向应力最大值大于自由滚动工况。

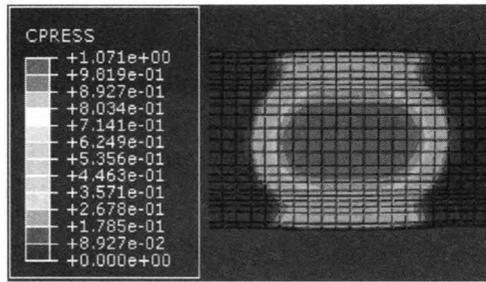
图 6 更直观地显示出小滑移路面不同工况下轮胎接地法向应力沿接地印痕长轴分布。从图



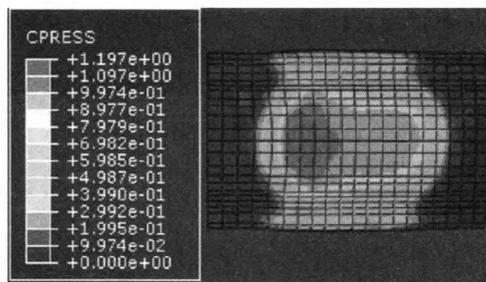
(a) 静态接地



(b) 制动



(c) 自由滚动

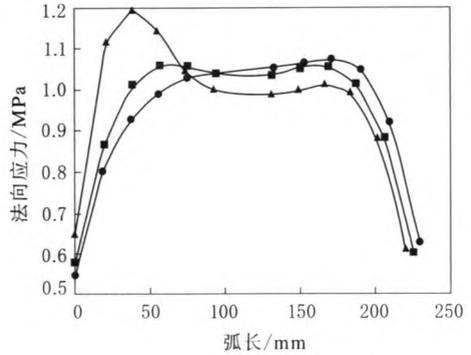


(d) 驱动

图 5 小滑移路面静态接地、制动、自由滚动、驱动工况下轮胎接地法向应力分布

6 可以看出驱动和制动时应力的偏移方向,还可以发现无论在静态接地时(即初始状态)还是滚动工况下,胎面中心部位法向应力曲线都有内凹的现象,最大值偏离中心点。

3 种不同路面制动和驱动工况下轮胎接地法向应力分布分别如图 7~9 所示。从图 7~9 可以看出,随着路面条件的变化,轮胎接地法向应力的



■—静态接地;●—制动;▲—驱动。

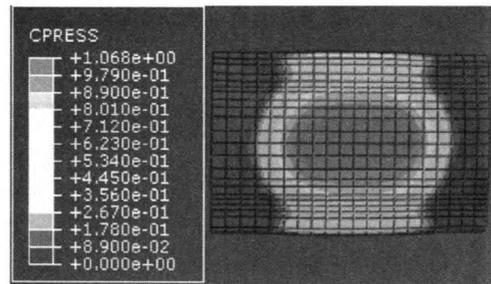
图 6 小滑移路面不同工况下轮胎接地法向应力沿接地印痕长轴的分布

偏移情况越来越不明显,最大值也呈现变小的趋势,从干燥沥青路面的 1.068 和 1.103 MPa 降到薄雪层覆盖面的 1.066 和 1.079 MPa。这是由于轮胎附着力逐渐减小,影响了轮胎的抓地性能,变得容易打滑,从而减小胎面胶变形,因此法向应力偏移的现象有所减缓。另外,法向应力分布更均匀,其最大值也更小。

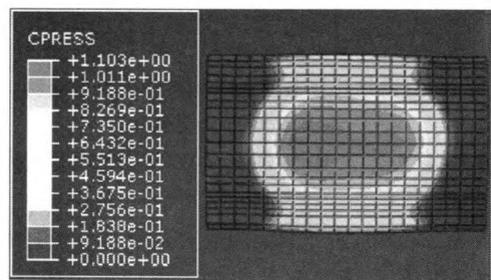
5.2 剪切应力

小滑移路面静态接地、制动、自由滚动、驱动工况下轮胎接地剪切应力分布如图 10 所示,在不同工况下剪切应力沿接地印痕长轴的分布如图 11 所示。

结合图 10 和 11 可以看出:静态接地时轮胎



(a) 制动



(b) 驱动

图 7 沥青路面制动和驱动工况下轮胎接地法向应力分布

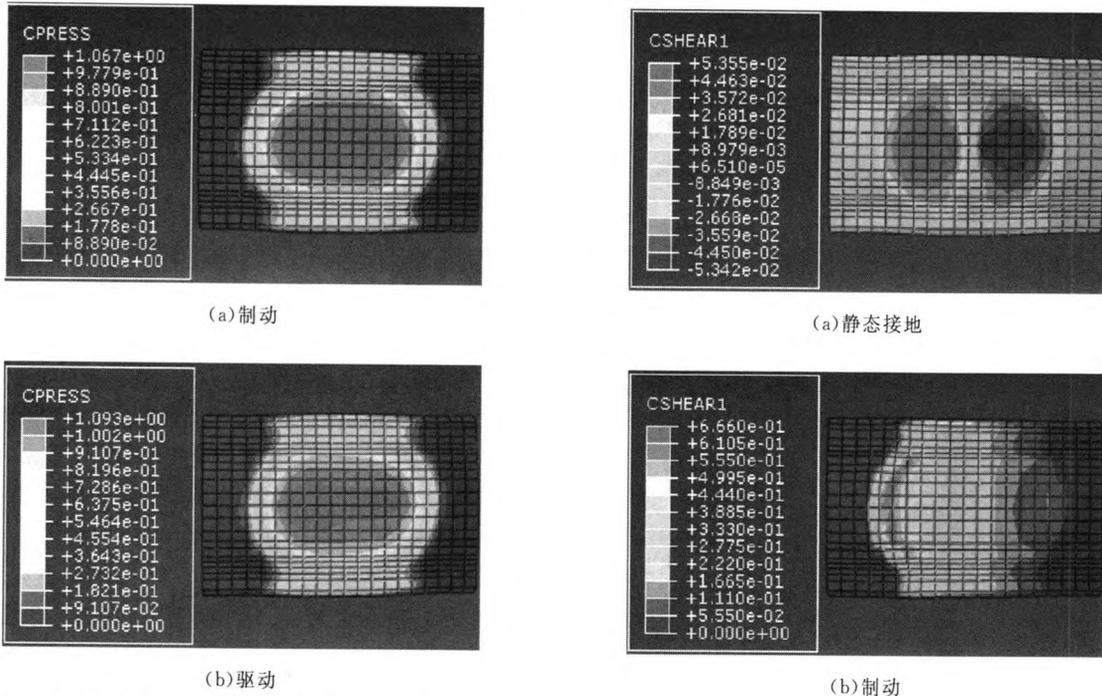


图8 土路制动和驱动工况下轮胎接地法向应力分布

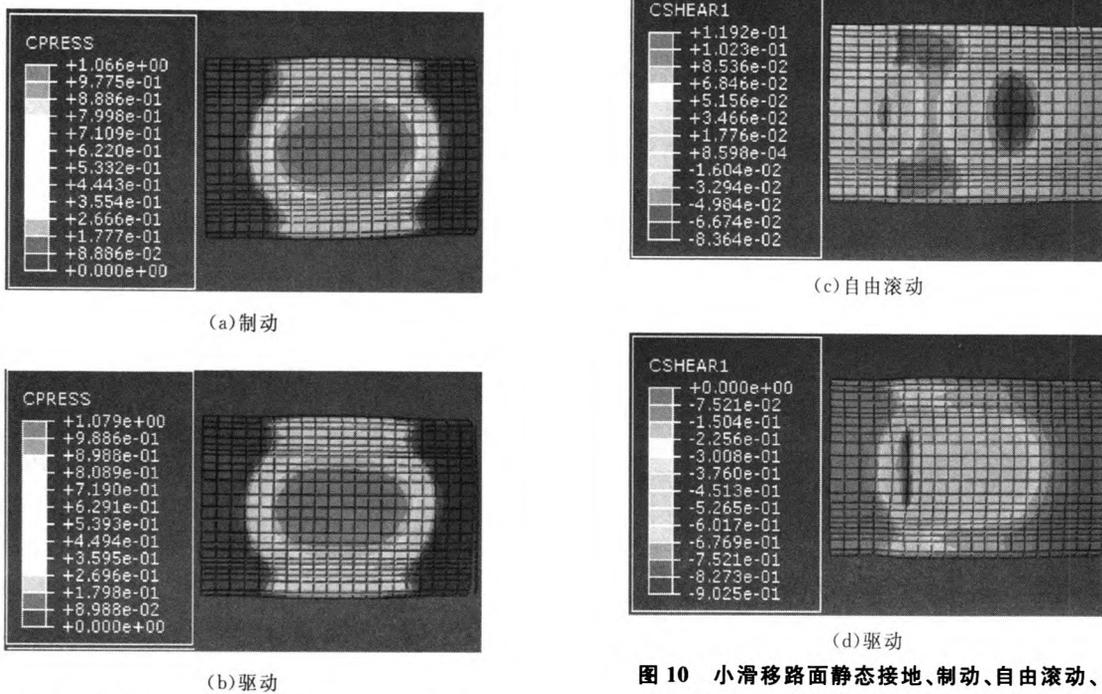


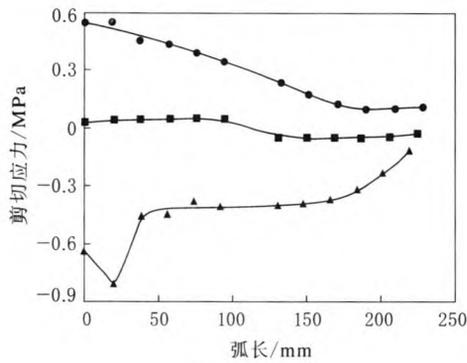
图9 薄雪层覆盖路面制动和驱动工况下轮胎接地法向应力分布

图10 小滑移路面静态接地、制动、自由滚动、驱动工况下轮胎接地剪切应力分布

受到来自地面的剪切力作用,剪切应力呈对称分布,轮胎由于受到载荷作用,下沉过程中向左右两侧延展,与地面产生剪切力,大小相同,方向相反;制动工况下小滑移路面产生的剪切应力向运动相反方向偏移,方向为 X 轴正方向,此时轮胎相对路面有减速运动的趋势;驱动工况下小滑移路面

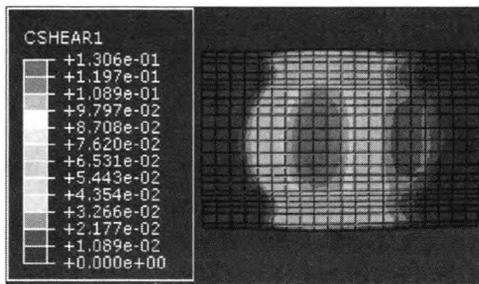
产生的剪切应力仍集中于轮胎后部,但方向变为 X 轴负方向,这说明轮胎相对地面有加速运动的趋势;自由滚动工况下剪切应力中间为正值、两边为负值,但总体受剪切力都很小,理想状态下应当为零。

3种不同路面制动和驱动工况下轮胎接地剪切应力分布分别如图12~14所示。

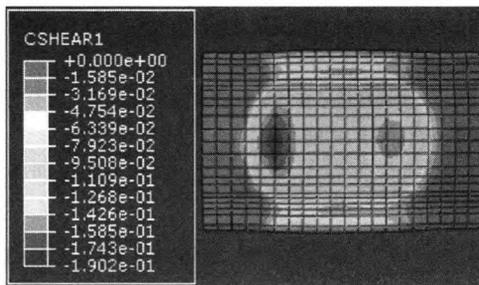


注同图 6。

图 11 小滑移路面不同工况下轮胎接地剪切应力沿接地印痕长轴的分布



(a) 制动



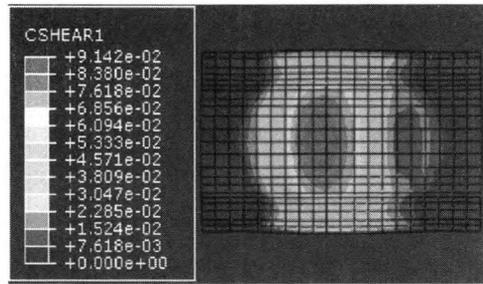
(b) 驱动

图 12 沥青路面制动和驱动工况下轮胎接地剪切应力分布

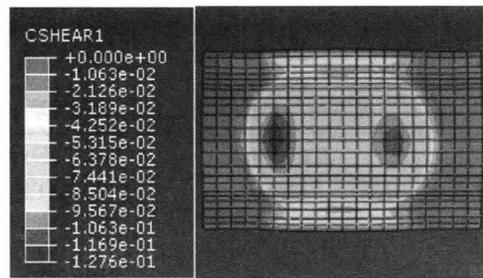
从图 12 可以看出, 沥青路面上滚动的轮胎无论是驱动还是制动, 受到的剪切力都远小于小滑移路面状况, 而且分布也更加均匀。这说明滑移率对轮胎行驶的影响是不可忽略的。

从图 13 和 14 可以看出, 剪切应力的最大值越来越小, 从 0.091 4 和 -0.127 6 MPa 降至 0.047 4 和 -0.051 6 MPa, 其分布也越来越均匀, 尤其是薄雪层覆盖面上剪切应力几乎呈对称分布。胎冠中部剪切力较小的原因可能是中心部位受到挤压发生了翘曲。

轮胎轴心点处的力矩与角速度的关系曲线如图 15 所示。

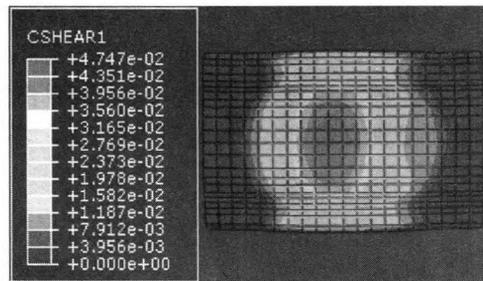


(a) 制动

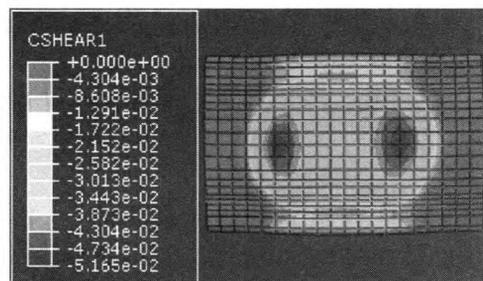


(b) 驱动

图 13 土路制动和驱动工况下轮胎接地剪切应力分布



(a) 制动



(b) 驱动

图 14 薄雪层覆盖面制动和驱动工况下轮胎接地剪切应力分布

从图 15 可以看出: 当转速较低时轮胎中心点受到的力矩为负值, 即受阻前进的制动力; 当转速提高后力矩变为正值, 此时受到的力为驱动力, 有加速运动趋势; 力矩为零时为自由滚动工况。

不同路况下轮胎自由滚动的角速度和滚动半径(轮胎固定速度 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)如表 2 所示。

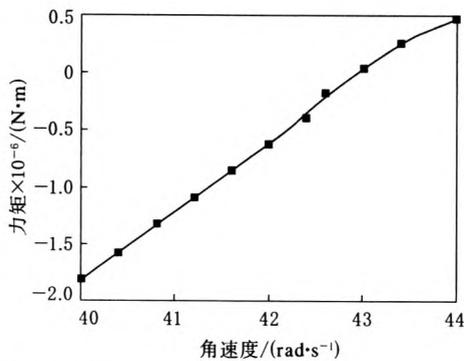


图 15 轮辋轴心点处的力矩与角速度的关系曲线

表 2 不同路况下轮胎自由滚动的角速度和滚动半径

路 况	角速度/(rad·s ⁻¹)	滚动半径/mm
小滑移路面	42.887 66	518.144 38
沥青路面	42.890 45	518.110 67
土路	42.891 02	518.103 79
薄雪层覆盖面	42.891 53	518.097 63

从表 2 可以看出,路面越光滑,达到自由滚动工况时的角速度就越高,从而算得滚动半径就越小。这是由于在相同线速度下轮胎在光滑路面上附着性能不好,更容易打滑,因此需要较高的转速来弥补产生的滑移损失。而此时计算的自由滚动半径并不是其真实半径,而是行驶时的平均有效半径。

6 结论

本研究提出一种在不同行驶路况下模拟分析

轮胎滚动的方法,对轮胎的实际生产与设计起到一定的指导作用。

采用 Abaqus 软件以 11.00R20 子午线轮胎为例,重点分析了轮胎在不同路况下从静态接地、制动、自由滚动到驱动整个过程中接地法向应力和剪切应力的变化规律,并与理想的小滑移路面对比,得到下述结论。

(1)行驶面越光滑,轮胎行驶时所受到的法向应力和剪切应力最大值越小;制动和驱动工况下法向应力和剪切应力产生的偏移越不明显,分布越均匀。

(2)轮胎以相同线速度行驶时摩擦力越小,滑移率越大,其自由滚动角速度越高,自由滚动半径则越小。

参考文献:

- [1] 刘国福,张玘,王跃科,等.一种基于模型的最佳滑移率计算方法[J].公路交通科技,2004(7):111-114.
- [2] 吴浩,赵克刚,范刚,等.附着因数-滑移率曲线的测定[J].华南理工大学学报,2001,29(9):20-22.
- [3] 俞洪,周锋,丁剑平.充气轮胎性能与结构[M].广州:华南理工大学出版社,1998:17.
- [4] 赵国群,程钢,管延锦.滚动轮胎接地性能有限元分析[J].中国机械工程,2006,17(1):104-108.
- [5] 刘长国.全钢载重子午线轮胎稳态力学特性有限元分析[D].长春:吉林大学,2006.

收稿日期:2013-06-06

Finite Element Analysis of a Tire Steady Rolling on Different Road Conditions

LI Wen-bo, FENG Lin-ge, XIN Zhen-xiang

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266042, China)

Abstract: A three dimensional model of tire steady rolling by taking 11.00R20 tire for an example was established by using Abaqus finite element analysis software. The parameters were defined based on the relationship curve between attachment coefficient and slip rate on diverse road conditions. The model was applied to simulate tire riding on bituminous, earthy and slightly snowy roads, and the changes of contact press (CPRESS), shear stress (CSHEAR) and free rolling radius of the tire were analyzed under static contact, braking, free rolling and traction on those road conditions. The results indicated that when the road was smoother, the CPRESS and CSHEAR distributed more homogeneously, the maximum values of CPRESS and CSHEAR were smaller, the free rolling angular velocity was larger, and the free rolling radius was smaller.

Key words: tire; steady rolling; road condition; finite element analysis