

子午线轮胎帘线受力有限元分析

魏领军¹, 悦中原¹, 缙庆伟¹, 张春田¹, 杨建²

(1. 北京交通运输职业学院 汽车工程系, 北京 102618; 2. 江苏大学 风神江大车轮研究所, 江苏 镇江 212013)

摘要: 基于 Abaqus 软件建立子午线轮胎三维有限元模型, 分析标准充气压力、不同负荷条件下轮胎静态加载时帘线受力的基本特征。结果表明: 负荷对轮胎接地区域内帘线受力影响显著, 其中带束层和胎体帘线以接地边缘为帘线受力变化的分界点; 负荷对胎圈部位的胎体帘线受力影响不大。

关键词: 子午线轮胎; 帘线; 有限元分析; 应力

中图分类号: TQ336.1; U463.341⁺.6; O241.82 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-890X(2014)05-0295-05

随着汽车工业的发展, 轮胎的性能越来越重要, 轮胎的分析及应用也相应引起人们的重视。轮胎是由橡胶和骨架材料组成的一种十分复杂的柔性结构。子午线轮胎的带束层和胎体是其主要受力部件, 起到承受气压、负荷以及缓冲轮胎受到的外部冲击的作用。轮胎断面形状设计理论主要根据帘线受力与轮廓形状的关系而建立, 早期的自然平衡轮廓理论由于无法确定胎体与带束层之间的接触压力, 在子午线轮胎分析中的应用受到了限制。现代轮胎结构设计理论十分重视帘线的受力特征^[1]。自 20 世纪 80 年代以来, 有限元分析方法在子午线轮胎结构分析和设计中发挥了重要作用, 为人们认识轮胎结构的力学特性提供了强有力的工具。

影响带束层和胎体力学性能的因素较多, 如加载条件、轮胎断面形状和尺寸、帘线的规格和铺设角度等, 准确地分析帘线的受力特征有重要意义^[2]。本工作以 12.00R20 子午线轮胎为例, 运用 Abaqus 软件建立轮胎三维有限元模型, 分析标准充气压力下承受不同负荷时轮胎帘线受力分布情况, 以为轮胎的设计和使用提供理论依据。

1 有限元模型的建立

1.1 模型的简化

为了提高计算效率, 对模型作以下简化。

作者简介: 魏领军(1978—), 男, 山东成武人, 北京交通运输职业学院讲师, 硕士, 从事汽车专业教学及轮胎力学性能研究工作。

(1) 忽略防擦线和标志线等。

(2) 忽略花纹的影响。

(3) 忽略 0°带束层和第 3 带束层间的间隙(带束层结构如图 1 所示)。

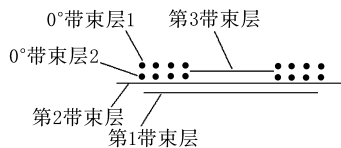


图 1 带束层结构示意

(4) 由于气密层很薄, 如果对其进行网格划分, 则网格的质量较差, 因此将该层与内衬层合并后整体进行网格划分。

(5) 考虑到胎肩垫胶和胎面基部胶使用的是同一种材料, 将这两处合并后整体进行网格划分。

1.2 帘线-橡胶复合材料模型的建立

目前定义帘线-橡胶复合材料有两种方法, 第 1 种是采用复合材料模型, 第 2 种是采用 rebar 模型, 本工作采用第 2 种方法。rebar 单元允许分别定义复合材料的不同组分, 即可以分别定义帘线和橡胶材料, 应用有限变形理论, 与实际的结构模型相结合, 就可以得到帘线-橡胶复合材料不同组分的力学特性。

在 Abaqus 中有两种方法来定义 rebar 单元: 一种是直接将 rebar 单元定义在橡胶实体单元内; 另一种是先将 rebar 单元定义在面单元上, 再将面单元嵌入到相应的橡胶实体单元内。本工作采用后一种方法。橡胶基体和帘线的材料参数由试验得到, 应用软件对所测得的橡胶材料参数进

行曲线拟合。橡胶材料采用不可压缩的 Yeoh 模型,钢丝帘线采用线弹性模型。在模型中定义了钢丝帘线的角度、间距、单根钢丝截面积和钢丝距面单元中面的距离。

1.3 单元的选择

用二维模型分析轮胎装配和充气工况,由于几何条件和负荷条件以及帘线的铺设形式都是轴对称的,因此可以用平面的轴对称有限元模型来模拟。由于带束层和加强层端部帘线的影响,导致轮胎会绕着旋转轴扭转变形,因此针对四边形单元和三角形单元分别用 CGAX4H 和 CGAX3H 轴对称单元模拟。

1.4 接触的模拟

本工作采用直接约束法进行接触的模拟,这种方法对接触的描述精度高,具有普遍适应性。本次模拟中将轮辋和路面定义为解析刚体,这样能更好地模拟刚体形状,从而使模拟出来的刚体表面更光滑,降低接触噪声。

2 模型分析和验证

2.1 轮胎模型

本研究以 12.00R20 HN08 载重子午线轮胎为原型,使用 8.5 I 型标准平底轮辋,标准充气压力为 840 kPa,单胎额定负荷为 36 554 N。建立的二维和三维模型如图 2 和 3 所示,二维模型中有 501 个单元 560 个节点,将二维模型沿着圆周方向旋转 360°并划分 100 等份构成三维模型。为了便于分析,图中标出了参考坐标系,其中 S_1 表示各带束层帘线和胎体帘线在轮胎横断面内的分

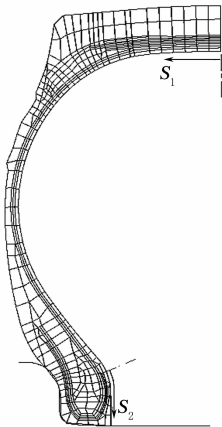


图 2 轮胎二维有限元模型

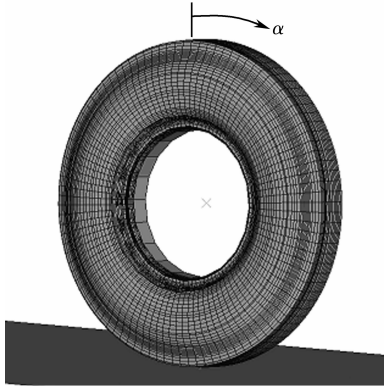


图 3 轮胎三维有限元模型

析路径, S_2 表示加强层帘线在轮胎横断面内的分析路径,分析起点均为各点划线处, α 表示各帘线沿圆周方向的位置,以中分平面为起点。

2.2 模型验证

模型验证的方式有很多种,目前的测试方法有测试轮胎与路面的接触压力和面积、轮胎充气后断面宽等。本工作在负荷-下沉量实验机上测试轮胎的负荷-下沉量曲线。

有限元分析和试验得到的标准充气压力下负荷与下沉量的关系曲线如图 4 所示。计算误差范围为 3.98%~5.91%,符合工程设计要求,说明所建立的模型是准确的。

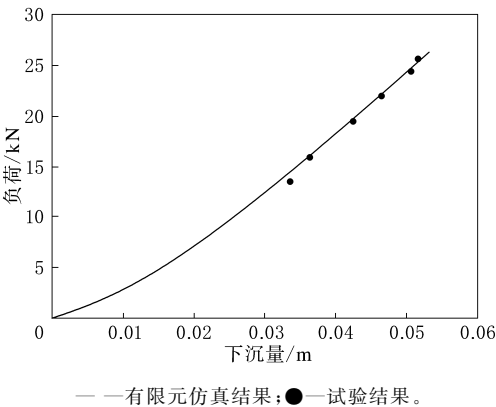


图 4 标准充气压力下负荷-下沉量曲线

3 不同负荷下帘线受力特征

试验研究 α 为 180°时,接地断面子午向及周向截面不同负荷对轮胎各层帘线应力分布的影响。各加载步骤对应的负荷值如表 1 所示。

3.1 不同负荷下接地断面的帘线受力分布

不同负荷下接地断面内各部位帘线受力分布

表 1 各加载步骤对应的截面负荷

加载步骤	截面负荷/N	对应状态
I	0	标准充气状态
II	1 733	标准充气、低负荷状态
III	6 461	标准充气、低负荷状态
IV	14 211	标准充气、低负荷状态
V	19 329	标准充气、额定负荷状态
VI	24 845	标准充气、超负荷状态

如图 5 所示。由图 5 可以看出,随着负荷的增大,0°带束层的受力相对较高,有利于减小带束层边缘的变形,提高子午线轮胎的胎肩刚性,减少变形生热,保护带束层免受由应力-应变作用产生的疲劳损坏和热破坏^[3]。但值得注意的是,0°带束层在其端部受力也是所有帘线中最大的,在动态滚动时,易使边缘橡胶受力过大。

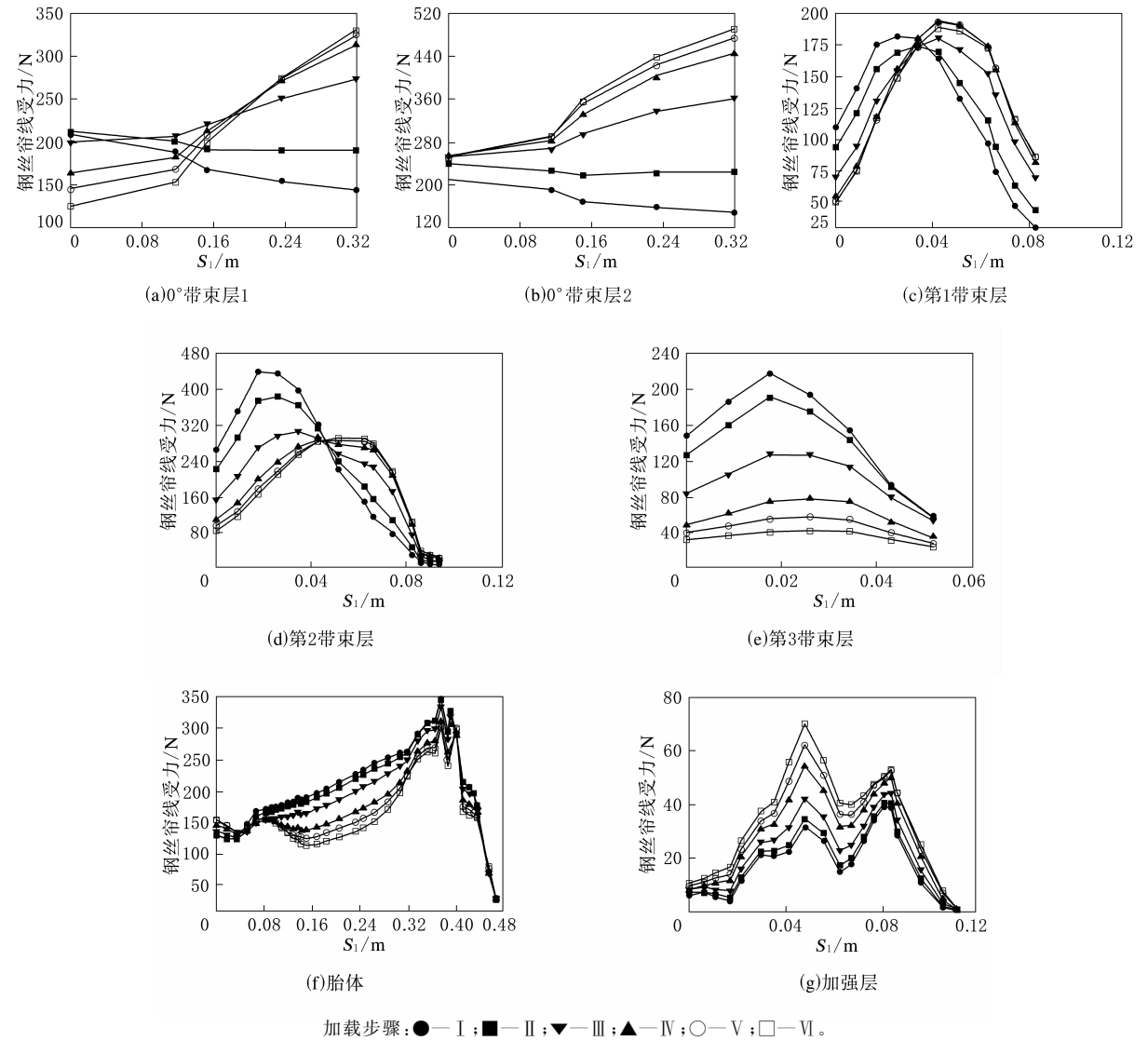


图 5 不同负荷下接地断面内各部位帘线受力分布

随着负荷的增大,在胎冠中央处,胎体帘线受力有一定的增大,随后胎体帘线受力则随负荷的增大而降低,在胎侧部位降幅最大^[4]。

整体而言,胎圈部位的帘线应力水平较高,有利于减小负荷下的胎圈变形以及胎体端部的应

变,减轻胶料的疲劳,提高胎圈强度和耐久性能。

第 2 带束层整体受力是最大的,这与将该层设计为轮胎的主要受力部件的设计初衷相符。

3.2 不同负荷下各帘线端部周向受力变化

各帘线周向分析位置如图 6 所示。其中 A,

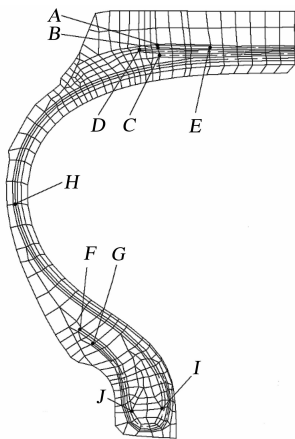


图6 帘线周向分析的位置

B, C, D 和 E 分别为 0° 带束层 1、 0° 带束层 2、第 1 带束层、第 2 带束层和第 3 带束层的端部, G 和 F 分别为加强层和胎体层端部, H 为断面最宽处的胎体帘线所在位置, I 和 J 为受到钢丝圈挤压作用的胎体帘线所在位置。

结合图 5 可以看出, 过了 I 点后胎侧受力降幅大大减小, 基本不变, 只在 J 处降幅稍大些, 主要是由于 I 和 J 点受到钢丝圈的挤压作用较大, 因此在这两处帘线受力变化情况比较特殊。分析胎体帘线受力分布随负荷的变化趋势发现, 负荷的增大对冠部胎体帘线受力的影响小于对胎侧部位胎体帘线的影响。这主要是因为胎面和地面相互作用的范围在宽度方向上遍及整个胎冠部位时大于带束层的宽度, 所以接触压力的影响范围要大于带束层, 而且负荷越大, 尤其超载情况下这种影响越大。随着负荷的增大, 胎体帘线受力减小, 而加强层帘线受力增大。这主要是因为胎圈处只有胎体和加强层骨架材料, 从压力分担的角度考虑, 胎体帘线受力的下降势必对加强层帘线受力分布产生影响。

假设在额定负荷下轮胎的下沉量为 δ_0 , 则轮胎各部分的帘线受力可以表示为

$$F_\delta = F(S, \alpha, \delta) |_{\delta=\delta_0} = F_\delta(S, \alpha)$$

式中 F ——单根帘线所受的轴向力;

S ——帘线在轮胎断面中的位置。

应用上式计算出的额定负荷下部分单元组的帘线受力分布如图 7 所示。由图 7 可以看出, 帘线受力分布在接近地面附近与充气状态时明显不同, 而在远离接地面处其大小和分布特点均与充

气状态基本相同(α 为 180° 时, 轮胎的横断面过接地中心)。

对带束层和胎体帘线而言, 接地影响范围为 $120^\circ < \alpha < 240^\circ$, 差不多是轮胎实际与地面接触范围的 4 倍^[5]。图 7 表明: 胎冠中央的第 1、第 2 和第 3 带束层帘线受力随 α 的变化关系都是关于 $\alpha = 180^\circ$ 对称的, 并且在接地影响区里帘线受力比充气状态时明显减小; 而其他位置的第 1、第 2 和第 3 带束层帘线受力随 α 的变化关系大体上关于 $\alpha = 180^\circ$ 反对称, 而且 No. 7 单元组中的第 1 和第 2 带束层帘线在影响区里开始出现受压情况, 在接地影响区里受力总体上增大了很多, 而且受力最大的位置出现在边界端部; 在接地影响区里胎体层帘线受力随 α 的变化关系在胎冠部位比较复杂, 在胎侧部位明显减小, 而且帘线受力变化幅度最大的位置在胎侧中部^[6]。

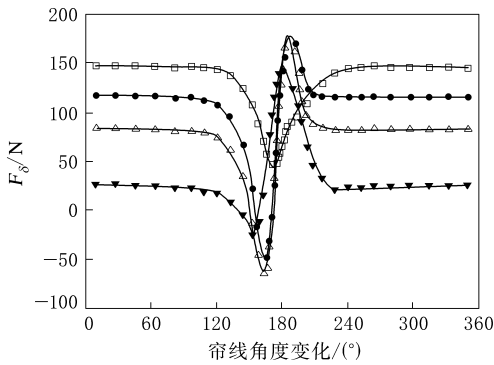
钢丝圈应力受接地影响的范围与胎体的情况类似, 但是因接地而造成钢丝圈应力的变化还不及其所受应力的 $1/15$ 。胎圈反包帘线的受力虽然很小(不超过 100 N), 但在 $0^\circ < \alpha < 360^\circ$ 范围内都明显受到接地的影响^[7]。

4 结语

应用轮胎结构有限元分析探讨了子午线轮胎不同负荷对帘线受力的影响。结果表明: 静负荷对轮胎接地区域内帘线受力影响显著, 其中带束层和胎体帘线以接地影响区边缘为帘线受力变化的分界点; 胎圈部位的胎体帘线受力随负荷的增大下降很小。有限元模拟能有效地应用于轮胎结构设计的优化, 为进一步改进轮胎结构提供了理论依据, 分析结果有助于预测轮胎的使用性能, 有效减少爆胎等事故的发生, 同时也可作为轮胎的使用及维修保养提供参考。

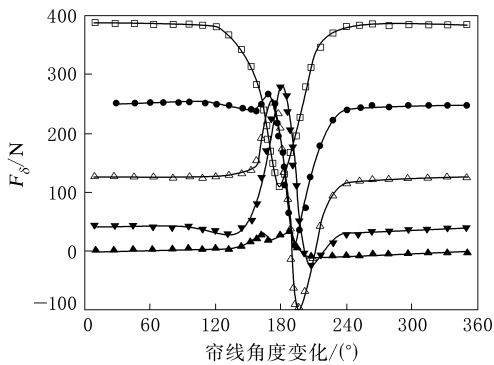
参考文献:

- [1] 郑正仁, 王洪士, 毛寿昌. 子午线轮胎技术与应用[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1994: 61-63.
- [2] 俞洪, 周峰, 丁剑平, 等. 充气轮胎性能与结构[M]. 广州: 华南理工大学出版社, 2003: 56-59.
- [3] 张士齐. 轮胎力学与热学[M]. 北京: 化学工业出版社, 1988: 36-37.
- [4] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996:



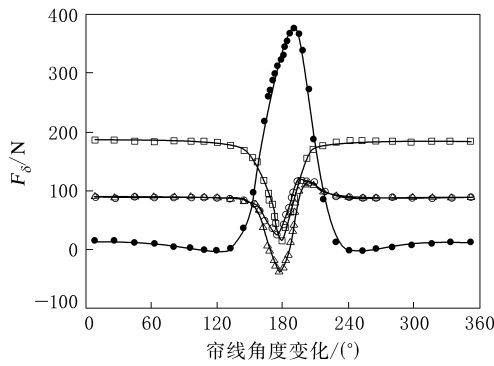
□—No. 1; ●—No. 6; △—No. 7; ▼—No. 12。

(a) 第 1 带束层



□—No. 1; ●—No. 6; △—No. 7; ▼—No. 12; ▲—No. 15。

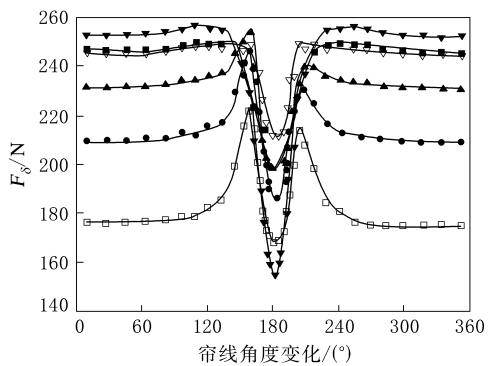
(b) 第 2 带束层



□—第 3 带束层 No. 1; △—第 3 带束层 No. 7;

○—第 4 带束层 No. 7; ●—第 4 带束层 No. 13。

(c) 第 3 和第 4 带束层



□—E1; ●—E6; ▲—E9; ▽—E12; ■—E15; ▼—E25。

(d) 胎体层

图 7 额定负荷下带束层和胎体帘线受力分布

- 51-53.
- [5] 李炜,夏勇,夏源明. 载重子午线轮胎帘线受力的有限元分析[J]. 力学季刊,2002,23(3):323-330.
- [6] Killner J R. Pneumatic Tire Model for Aircraft Simulation[J]. Journal of Aircraft,2002,108(3):19-22.
- [7] Akasaka T. Structural Mechanics of Radial Tires[J]. Rubber Chemistry and Technology,1981,54(3):461-492.
- 第 7 届全国橡胶工业用织物和骨架材料技术研讨会论文

Finite Element Analysis for Cord Stress of Radial Tire

WEI Ling-jun¹, YUE Zhong-yuan¹, GOU Qing-wei¹, ZHANG Chun-tian¹, YANG Jian²

(1. Beijing Vocational College of Transportation, Beijing 102618, China; 2. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Based on 3D finite element analysis, a model for radial tire was established by using Abaqus software, the fundamental characteristics of cord stress for static load tire under standard inflation pressure and different load conditions were studied. The results showed that, the load had significant influence on the cord stress in tire ground contact area, which was the turning point of the cord stress of the belt and carcass cords, and the load had little effect on the cord stress of tire bead.

Key words: radial tire; cord; finite element analysis; stress