

子午线轮胎钢丝帘线受力的参数分析

危银涛¹, 熊志远²

(1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084; 2. 北华航天工业学院 机械工程系, 河北 廊坊 065000)

摘要:采用试验和仿真结合的研究手段对影响全钢载重子午线轮胎钢丝帘线受力的参数进行系统分析。基于试验验证准确性后的模型, 着重分析了帘线受力随典型参数变化的敏感性。研究结果表明, 充气压力、垂直负荷、带束层宽度、帘线排列密度和铺设角度等参数对子午线轮胎帘线受力的敏感性明显强于带束层厚度和帘线模量。

关键词:子午线轮胎; 有限元模型; 帘线受力; 参数敏感性

中图分类号: U463.341⁺.6; TQ330.38⁺9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-8171(2014)08-0463-06

轮胎是由橡胶以及骨架材料组成的十分复杂的柔性结构体。骨架材料承载轮胎的主要负荷。骨架材料的受力特性对于轮胎的性能和帘线本身的疲劳寿命都有重要影响。全钢载重子午线轮胎的带束层和胎体帘线均为加捻钢丝帘线。斜交轮胎的主要设计依据是以网络理论和薄膜理论为基础而建立的自然平衡轮廓理论^[1]。自然平衡轮廓理论在早期的子午线轮胎设计中有过应用, 但由于无法确定带束层与胎体之间的接触压力, 制约了其在该领域的应用^[2]。

有限元方法应用于轮胎研究始于 20 世纪 70 年代^[3-5], 经过长期探索与发展, 目前有限元法在子午线轮胎结构分析与设计中发挥着十分重要的作用。基于有限元方法所提出的一系列新的设计理论都十分重视帘线的受力特征^[6], 例如李炜等^[6]和陈芳等^[7]分别运用有限元方法, 在标准充气压力条件下, 研究了静态加载时载重子午线轮胎帘线受力变化的基本特征。徐立等^[8]对子午线轮胎模型的装配与充气过程和轮胎在静负荷条件下带束层帘线的受力情况进行了分析, 得到各层带束层受力结果。吴健等^[9]采用 TYABAS 软件, 研究了胎体帘布反包角度对全钢载重子午线轮胎力学性能的影响。

轮胎帘线受力受诸多因素影响, 如充气压力、加载条件、带束层宽度和厚度、帘线的排列疏密及

铺设角度、帘线的材料模量以及众多影响因素之间的耦合作用等^[10]。如果能系统准确地分析子午线轮胎帘线受力的各参数敏感性将具有十分重要的工程实用价值和理论意义。本研究基于有限元方法, 着重分析帘线受力的各参数敏感性。

1 有限元建模及模型验证

1.1 有限元建模

确定材料本构模型及其参数是轮胎有限元建模的关键。采用 rebar 模型定义帘线/橡胶复合材料, rebar 单元允许帘线和橡胶分开定义。

因为轮胎橡胶受力变形复杂, 所以对每种胶料分别进行单轴拉伸、双轴拉伸和纯剪切试验, 以较完整地描述橡胶材料的超弹性能。为了选择最合适的橡胶本构模型, 将基于分子统计学理论的 Arruda Boyce 模型和 Van Der Waals 模型, 基于伸长率的 3 阶 Ogden 模型, 基于不变量的 Mooney-Rivlin、2 阶多项式模型以及 Yeoh 模型分别拟合试验数据, 并将这几种常用模型的拟合曲线与试验曲线进行对比。3 阶 Ogden 材料本构模型在全面描述单轴拉伸应力状况、双轴拉伸应力状况以及纯剪切应力状况时优于其他模型, 因此橡胶材料均采用 3 阶 Ogden 本构模型。

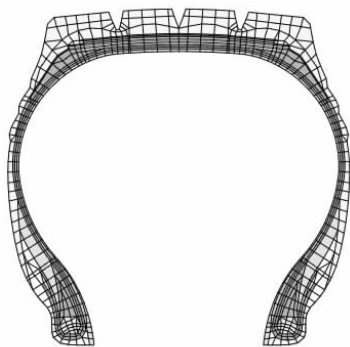
帘线层用加强筋单元 rebar 模拟。rebar 单元的帘线计算基于帘线横截面面积、两相邻帘线之间的距离、帘线所在平面与中心平面的偏置和帘线与橡胶单元局部坐标的夹角 4 个参数。帘线层等效于各向异性的层面, 该层面的性质由以上

作者简介:危银涛(1971—), 男, 湖北京山县人, 清华大学教授, 博士, 主要从事汽车动力学与控制、轮胎力学与复合材料及有限元与优化设计等方面的研究工作。

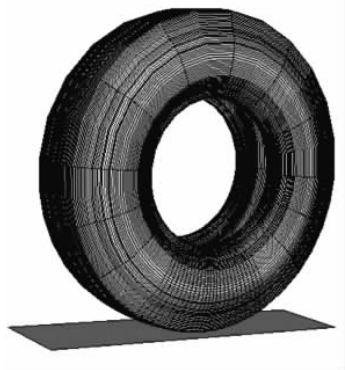
4个参数和帘线的材料特性决定。钢丝帘线的材料特性参数通过单丝简单拉伸试验获得。

以 12.00R20 全钢载重子午线轮胎为原型建模,轮胎截面二维网格模型[见图 1(a)]采用 4 节点四边形单元和 3 节点三角形单元,并以 4 节点四边形单元为主;完整的轮胎三维网格模型[见图 1(b)]由二维网格模型旋转 360°得到。

rebar 所在帘线层的说明如图 2 所示。图中 Belt 1, Belt 2, Belt 3, Belt 4, Belt 0-1, Belt 0-2,



(a) 截面二维网格模型



(b) 轮胎三维网格模型

图 1 轮胎有限元网格模型

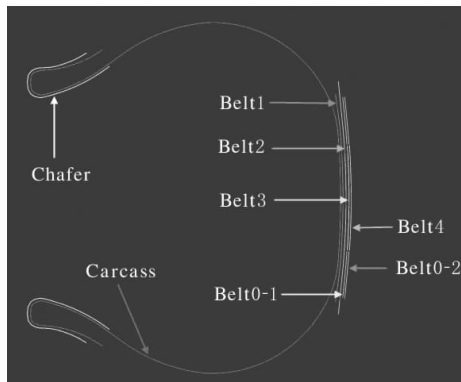


图 2 rebar 位置示意

Carcass 和 Chafer 分别表示 1#, 2#, 3#, 4# 带束层、1# 0°带束层与 2# 0°带束层、胎体以及胎圈包布。

1.2 模型验证

先在帘线被测部位焊锡,再将锡块打磨成四方体,在其平整表面贴上 QFLK-1-11-1LE 应变片,如图 3 所示,同时忽略充气过程中帘线弯曲变形的影响。



图 3 焊锡并贴应变片的帘线试样

将一系列贴有应变片的帘线相应替换带束层、胎体、胎圈包布预定部位的原帘线,如图 4 所示, a, b, c, d, e, f, j, k 表示相应帘线上贴有应变片的位置。在成型鼓上进行样胎制造并硫化成型,在此过程中仔细保护好由每个应变片引出的导线。

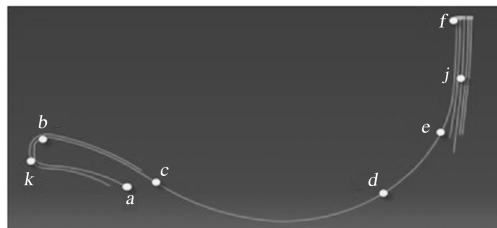


图 4 各帘线上应变片位置

样胎存放 24 h 后,充入标准气压(840 kPa),在 60 通道静态应变仪上进行应变测量,如图 5 所示。

正如帘线置于橡胶中,将单根帘线埋于橡胶中,硫化后制备成单向拉伸试样,通过对埋于橡胶



图 5 轮胎帘线应变测量示意

中的单根帘线进行拉伸试验,可得到力与应变的关系曲线。将所测轮胎胶料中帘线各位置的应变值与受力-应变曲线比较,可得出帘线各相应测点的力。

试验测量值与有限元计算结果的对比如图 6 所示(f 点位置未测出)。图中以被测点处试验结果的 $\pm 5\%$ 为置信区间,如果仿真值落在置信区间内,则认为二者吻合。由图 6 可以看出,除了 j 点外,其余点的仿真值几乎均位于试验值的置信区间内,因此,可以认为所建立的模型是准确的。

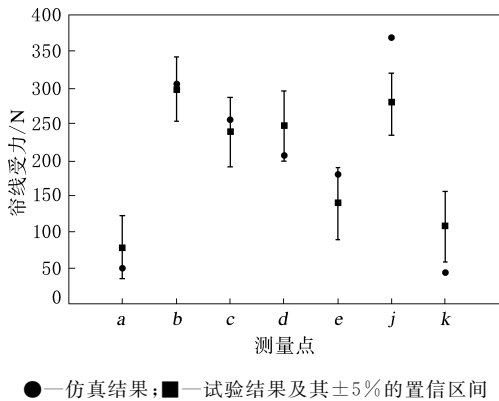


图 6 试验测量值与有限元计算结果的对比

2 帘线受力的参数敏感性分析

2.1 充气压力

基于有限元模型得到的各帘线最大受力与充气压力的关系曲线如图 7 所示。标准充气压力为 840 kPa,对 0.8,1.0 和 1.2 倍标准充气压力下的帘线进行了受力分析。

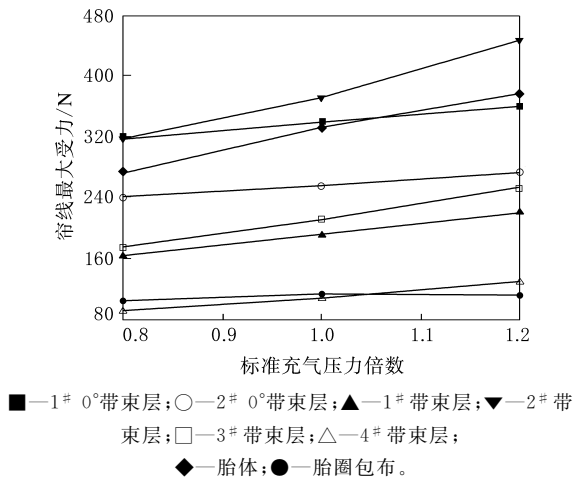
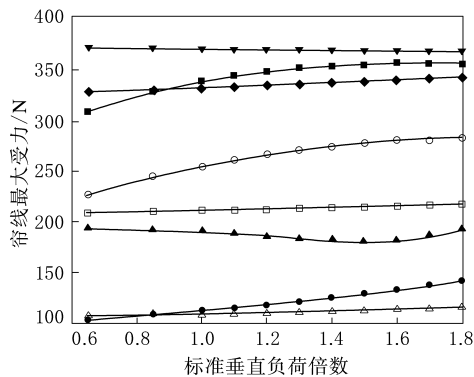


图 7 帘线最大受力与充气压力的关系曲线

由图 7 可以看出,各部位帘线最大受力随着充气压力的增大而增大,而且大部分增加显著。例如,当充气压力由 0.8 倍增至 1.2 倍标准充气压力即充气压力增加 50%时,1[#]带束层,2[#]带束层,3[#]带束层,4[#]带束层和胎体帘线受力分别增大 34.7%,40.6%,45.5%,41.7%和 37.6%。此外还可以看出,帘线最大受力与充气压力变化基本呈线性关系。

2.2 垂直负荷

标准充气压力下,各帘线最大受力与垂直负荷的关系曲线如图 8 所示。标准负荷为 36 750 N,施加垂直负荷从标准负荷的 0.65 倍一直增加到 1.8 倍。



注同图 7。

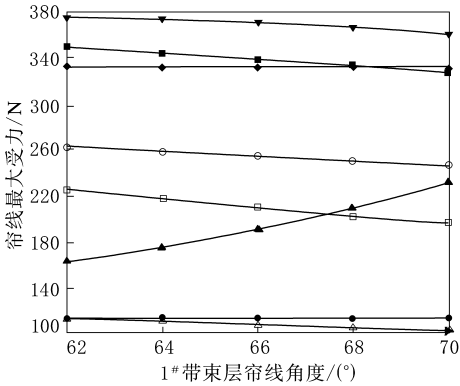
图 8 帘线最大受力与垂直负荷的关系曲线

由图 8 可以看出,随着垂直负荷的增大,对轮胎起到箍紧作用的 0°带束层中帘线受力和胎圈包布帘线受力都明显增大。当从 0.65 倍标准负荷增大到 1.8 倍标准负荷时,胎圈包布、1[#] 0°带束层和 2[#] 0°带束层帘线的最大受力分别增大了 36.1%,15.2%和 25.2%。其他部位帘线受力几乎没有影响,变化范围仅在 1%左右。

2.3 带束层帘线角度

本研究中帘线角度的定义是帘线与截面径向的夹角,例如 0°带束层在模型中的角度为 90°,胎体帘线的角度则为 0°。

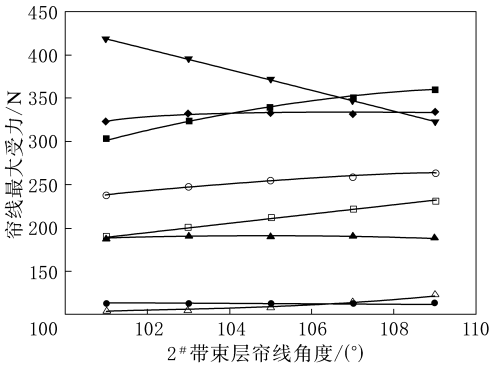
1[#]带束层帘线角度对各帘线最大受力的影响如图 9 所示。由图 9 可以看出,帘线角度与帘线最大受力基本呈线性关系,1[#]带束层帘线角度从 62°增大到 70°时,其帘线最大受力增大 42.1%,但胎体帘线和胎圈包布帘线受力几乎不受影响,其他部位帘线受力稍有降低,变化范围在



注同图 7。

图 9 帘线最大受力与 1[#]带束层帘线角度的关系曲线 5%之内。

2[#]带束层帘线角度对各帘线最大受力的影响如图 10 所示。由图 10 可以看出,当 2[#]带束层帘线角度增大时,其帘线最大受力反而减小,其他部位帘线最大受力都随着 2[#]带束层帘线角度的增大而增大。2[#]带束层帘线角度从 101°增大到 109°时,其帘线最大受力减小 22.8%,3[#]带束层帘线最大受力增大 21.7%,1[#] 0°带束层帘线最大

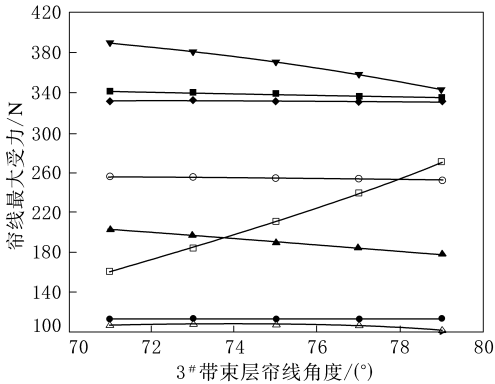


注同图 7。

图 10 帘线最大受力与 2[#]带束层帘线角度的关系曲线

受力增大 18.9%。

3[#]带束层帘线角度对各帘线最大受力的影响如图 11 所示。由图 11 可以看出,3[#]带束层帘线角度从 71°增大到 79°,其最大受力增大 68.9%,1[#]和 2[#]带束层帘线最大受力都减小了 12%,其他各部位帘线最大受力稍有减小,一般在 2%左右。



注同图 7。

图 11 帘线最大受力与 3[#]带束层帘线角度的关系曲线

4[#]带束层帘线角度对各帘线最大受力影响情况与 3[#]带束层相似;胎圈包布帘线角度变化对带束层帘线的受力影响很小,只轻微影响胎圈包布本身帘线的受力(小于 5%);1[#] 0°带束层、2[#] 0°带束层和胎体帘线角度依据定义不作改变。

2.4 帘线排列密度

帘线排列疏密程度用每分米的根数来表示,即 EPD。帘线排列疏密对帘线最大受力的影响见表 1。由表 1 数据分析可知,EPD 减小,该部位帘线最大受力增大 5%~12%;EPD 增大,该部位帘线最大受力减小,胎圈包布帘线减小 11.99%。

2.5 带束层厚度

带束层厚度对帘线最大受力的影响见表 2。

表 1 帘线排列密度对帘线最大受力的影响

N

EPD	1 [#] 0°带束层	2 [#] 0°带束层	1 [#] 带束层	2 [#] 带束层	3 [#] 带束层	4 [#] 带束层	胎体	胎圈包布
基准 EPD	339.4	255.1	190.4	371.3	211.2	108.0	332.6	112.6
1 [#] 带束层-10%	339.5	255.1	206.1	370.2	213.1	108.6	332.5	112.6
2 [#] 带束层-10%	338.1	254.4	188.8	398.7	213.4	112.5	332.5	112.6
3 [#] 带束层-10%	339.2	254.7	191.1	372.1	227.0	107.0	332.5	112.6
4 [#] 带束层-10%	339.1	254.7	191.1	375.8	209.1	114.0	332.5	112.6
0°带束层-10%	357.0	274.6	191.8	372.6	211.0	108.0	332.5	112.6
胎体-10%	339.2	255.0	190.6	371.4	210.9	107.9	362.4	112.9
胎圈包布+10%	339.0	254.7	190.4	371.3	211.1	107.9	332.5	99.1

注: -10%和+10%分别表示减小和增大 10%。

表 2 带束层厚度对帘线最大受力的影响

N

带束层厚度	1# 0°带束层	2# 0°带束层	1# 带束层	2# 带束层	3# 带束层	4# 带束层	胎体	胎圈包布
基准厚度	339.4	255.1	190.4	371.3	211.2	108.0	332.6	112.6
1# 带束层+10%	328.7	251.9	206.6	368.8	212.1	109.7	332.1	113.3
1# 带束层-10%	329.8	252.1	208.9	371.7	211.1	108.9	332.1	113.3
2# 带束层+10%	328.1	252.3	208.3	371.6	210.6	108.6	332.1	113.3
2# 带束层-10%	331.7	251.9	209.5	371.9	211.8	109.2	332.1	113.3
3# ,4# 带束层+10%	339.4	255.2	190.8	370.6	210.7	108.7	332.6	112.6
3# ,4# 带束层-10%	339.3	254.9	190.1	371.4	211.2	107.9	332.6	112.7

注:同表 1。

由表 2 可以看出,带束层厚度在本研究范围内变化时对带束层内部帘线最大受力没有太大影响,一般小于 1%;对胎体帘线和胎圈包布帘线的最大受力几乎没有影响,变化范围一般小于 0.2%。

2.6 带束层宽度

带束层宽度对帘线最大受力的影响见表 3。由表 3 可以看出,不同于帘线的密度和角度,改变某个带束层的宽度,对其他带束层帘线的最大受力有较大影响,例如 3# 和 4# 带束层宽度同时增大 10%,不仅 3# 带束层帘线最大受力增大 5.6%,而且 0°带束层帘线最大受力增大了 17.1%。

2.7 帘线的材料模量

帘线的材料模量对帘线最大受力的影响见表 4,胎体帘线和胎圈包布帘线更换了其他结构及材料的帘线。由表 4 可以看出,在标准充气压力 and 标准负荷下,改变帘线的结构和模量对帘线最大受力影响很小,其中胎圈包布帘线的受力变化最大,为 6.7%。作为轮胎的骨架材料,无论更换何种帘线,从受力平衡角度考虑,在某一工况下帘线所必须承受的力是不变的,因此,胎圈包布帘线 6.7%的受力变化理论上应由其他误差和精度等原因引起。但是,如果为了减小质量,更换后的帘线横截面积减小,则帘线所受的应力增大,即等

表 3 带束层宽度对帘线最大受力的影响

N

带束层宽度	1# 0°带束层	2# 0°带束层	1# 带束层	2# 带束层	3# 带束层	4# 带束层	胎体	胎圈包布
基准宽度	339.4	255.1	190.4	371.3	211.2	108.0	332.6	112.6
0°带束层-10%	348.9	269.1	191.7	371.0	211.3	108.1	332.6	112.8
0°带束层+10%	348.8	246.3	189.7	371.5	211.0	107.9	332.5	112.5
3# ,4# 带束层-10%	339.6	254.9	192.9	373.9	207.0	107.6	332.6	112.6
3# ,4# 带束层+10%	397.1	291.9	191.5	368.7	223.1	108.9	332.6	112.3
1# 带束层-10%	334.9	258.0	206.5	371.8	211.6	109.1	332.2	113.3
1# 带束层+10%	319.9	243.0	213.5	371.7	210.3	108.5	332.2	113.3
2# 带束层-10%	333.0	252.0	208.2	371.7	211.2	109.0	332.1	113.3
2# 带束层+10%	326.7	251.5	209.5	371.8	211.0	108.8	332.1	113.3

注:同表 1。

表 4 帘线的材料模量对帘线最大受力的影响

N

帘线模量	1# 0°带束层	2# 0°带束层	1# 带束层	2# 带束层	3# 带束层	4# 带束层	胎体	胎圈包布
基准模量	339.4	255.1	190.4	371.3	211.2	108.0	332.6	112.6
胎体								
3×0.20+6×0.35HT	339.8	256.0	191.3	372.1	210.0	107.6	330.6	114.0
1+6+12×0.22	339.6	255.7	191.1	371.9	210.2	107.3	331.0	113.7
胎圈包布								
3+9×0.22+0.15	339.5	255.2	190.4	371.3	211.2	108.0	332.9	106.3
3×7×0.20HE	339.4	255.1	190.4	371.3	211.2	108.0	332.7	109.7

效于帘线的安全倍数降低。

3 结论

建立了某全钢载重子午线轮胎有限元模型,着重分析了帘线受力的参数敏感性。研究结果表明,充气压力、垂直负荷、带束层宽度、帘线排列密度和铺设角度等参数对子午线轮胎帘线受力的敏感性明显强于带束层厚度和帘线模量。

(1)充气压力对大部分帘线受力具有显著影响,充气压力增大,帘线受力相应明显增大;充气压力与帘线受力几乎呈线性变化关系。

(2)增大垂直负荷使 0° 带束层和胎圈包布帘线受力明显增大,而对其他帘线受力几乎没有影响。

(3)帘线角度小于 90° ,当角度增大时,该帘线最大受力显著增大,其他帘线最大受力稍有减小;帘线角度大于 90° ,当角度增大时,该帘线最大受力明显减小,其他帘线最大受力略有增大。

(4)一层帘线排列密度减小,各层帘线最大受力增大;一层帘线排列密度增大,各层帘线最大受力减小;受力变化主要在本层,其他帘线受力影响较小。

(5)带束层宽度改变不仅会影响本层帘线受力,而且显著影响其他带束层帘线的受力。

(6)改变带束层厚度和帘线的材料模量对帘

线受力基本没有影响。

参考文献:

- [1] 俞洪,周峰,丁剑平. 充气轮胎性能与结构[M]. 广州:华南理工大学出版社,1998:203-210.
- [2] Akasaka T. Structural Mechanics of Radial Tires[J]. Rubber Chemistry and Technology,1981,54(3):461-492.
- [3] Gall R,Tabaddor F,Robbins D,et al. Some Notes on the Finite Element Analysis of Tires[J]. Tire Science and Technology,1995,23(3):175-188.
- [4] Kung L E,Soedel W, Yang T Y. Free Vibration of a Pneumatic Tire-Wheel Unit Using a Ring on an Elastic Foundation and a Finite Element Model[J]. Journal of Sound and Vibration,1986,107(2):181-194.
- [5] Watanabe Y. Finite Element Model for Analysis of Deformations of Bias-ply Motorcycle Tires Subject to Inflation Pressure[J]. Vehicle System Dynamics,1984,13(3):113-128.
- [6] 李伟,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.
- [7] 陈芳,王国林,高先进,等. 载重子午线轮胎帘线受力有限元分析[J]. 橡胶工业,2008,55(2):80-84.
- [8] 徐立,阙元元,耿新亭,等. 全钢载重子午线轮胎带束层帘线受力的有限元分析[J]. 轮胎工业,2008,28(3):144-147.
- [9] 吴健,王友善,赵剑铭. 胎体帘布反包角度对全钢载重子午线轮胎力学性能的影响[J]. 轮胎工业,2013,33(6):338-341.
- [10] 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,1994:44-56.

收稿日期:2014-02-12

Parameter Analysis on Steel Cord Force of Radial Tire

WEI Yin-tao¹, XIONG Zhi-yuan²

(1. Tsinghua University, State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Beijing 100084, China; 2. North China Institute of Aerospace Engineering, Langfang 065000, China)

Abstract: The influence of parameters on the steel cord force of truck and bus radial tire was systematically analyzed by using numerical and experimental methods. Based on the model which was verified to be correct by test, the sensitivity of the cord force to typical parameters was emphatically analyzed. It was found that the inflation pressure, vertical load, belt width, arrangement density and laying angle of cords showed more significant influence on the steel cord force, while the thickness of belt and modulus of cord had less influence.

Key words: radial tire; finite element model; cord force; parameter sensitivity

启事 自投稿之日起30天内未收到编辑部录用通知的作者请与编辑部联系,确认未被录用或已收到未录用通知的作品方可投向其他刊物,切勿一稿多投,谢谢合作!