

235/45R18轮胎带束层帘线的有限元优化设计

黄兆阁, 李长宇, 孟祥坤, 雍占福*

(青岛科技大学 高分子科学与工程学院, 山东 青岛 266042)

摘要:通过四因子三水平正交试验,用有限元分析软件Abaqus对235/45R18轮胎带束层帘线截面积、帘线间距、1#带束层帘线角度、2#带束层帘线角度进行优化设计,分析带束层端部的最大Mises应力和最大应变能密度以及胎面最大接地应力。结果表明,带束层帘线截面积为 0.16 mm^2 、帘线间距为 1.6 mm 、1#带束层帘线角度为 58° 、2#带束层帘线角度为 122° 时,轮胎带束层端部的最大Mises应力和最大应变能密度以及胎面最大接地应力最小,轮胎使用寿命更长。

关键词:带束层;帘线;子午线轮胎;正交试验;优化设计;有限元分析;Mises应力;应变能密度;接地应力

中图分类号:U463.341;TQ330.38⁺⁹

文献标志码:A

文章编号:1000-890X(2020)03-0209-05

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2020.03.0209



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

轮胎是车辆的唯一接地部件,轮胎安全性是车辆安全行驶的重要保证。子午线轮胎帘线具有模量高、强度高、尺寸稳定性好的特点,是轮胎的主要受力材料。轮胎工作时因为帘线与橡胶材料性能的差异,往往帘线端部的橡胶材料应变能较高^[1]。因此,轮胎的损坏大部分出现在带束层或者胎体端部橡胶材料应力集中的部位。如果轮胎设计时能够通过改变帘线角度或者直径,使最大应力及最大应变能密度降低,在同样材料和工艺下,会延长轮胎的使用寿命,降低轮胎的损坏概率^[2]。

本研究主要借助有限元分析软件Abaqus,对235/45R18子午线轮胎带束层帘线截面积、帘线间距和帘线角度进行调整,通过正交试验分析,将带束层端部的最大Mises应力和最大应变能密度降低,以延长轮胎的使用寿命。

1 轮胎有限元模型的建立

1.1 二维模型导入及网格划分

图1为235/45R18轮胎断面结构示意图,以该图对称做出的全轮胎断面结构图旋转 360° 即形成轮胎三维图。该剖面图在CAD软件中打开并

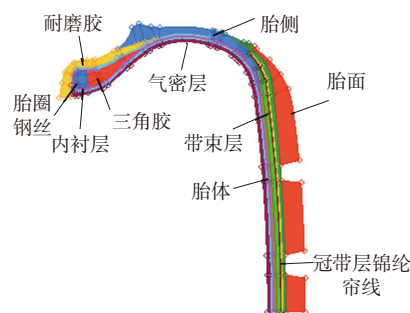


图1 235/45R18轮胎断面结构示意图

处理后保存为dxf格式文件,再导入Hypermesh软件中进行各部位的网格划分以及集合创建,即将该剖面图划分网格后经Hypermesh软件转化为inp文件并导入到Abaqus软件中,完成轮胎二维模型(如图2所示)的创建。

用同样方法将橡胶材料内部的帘线与轮辋导入Abaqus软件,选择轴对称图形并确定旋转轴,其

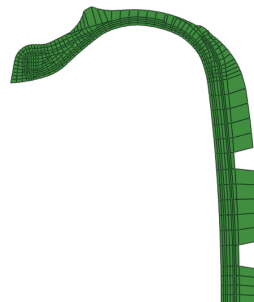


图2 轮胎的二维网格模型

基金项目:山东省自然科学基金资助项目(ZR2016XJ001)

作者简介:黄兆阁(1969—),男,山东青岛人,青岛科技大学教授,硕士,主要从事轮胎结构设计的教学和研究。

*通信联系人(03496@qust.edu.cn)

中轮辋为线的解析刚体,帘线为线的可变形体,以5 mm为节点距离划分轮辋和帘线网格,设置单元集合和面集合。

1.2 装配与仿真工况

轮胎仿真建模如图3所示。



图3 轮胎仿真建模

将骨架部件、橡胶部件、轮辋部件按照尺寸分布图的相对位置进行装配,装配后的轮胎二维效果如图3(a)所示。其后设置3个相互作用:一是轮辋与胎圈耐磨胶接触;二是骨架材料单元嵌入到橡胶材料单元的特定位置;三是将轮辋与点 $R_p(0,0,0)$ 进行刚体约束,以点 R_p 作为其移动与固定的参考点。最后借助inp文件中的关键词来完成三维建模。关键词指向为将二维模型旋转360°,以每10°为一个单元旋转36次,内容如下:

```
*SYMMETRIC
MODEL
GENERATION, REVOLVE, ELEMENT =
5 000, NODE = 5 000, Transport, File = half-tire
0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0, 0.0
0.0, 0.0, 1.0
360, 36
```

通过含有如上关键词的inp文件,基于Abaqus软件运算后生成轮胎三维模型,如图3(b)所示。

在inp文件中输入仿真分析工况:充气压力0.24 MPa,标准负荷35 500 N,轮胎-地面摩擦因数0.5,轮胎-轮辋摩擦因数0.3,采用windows批处理进行运算。

1.3 橡胶材料超弹性模型构建

为了保证本研究中轮胎模拟结果的准确性,对轮胎所用橡胶材料进行单轴拉伸测试后,整理拟合相关数据,将数据导入Abaqus软件中,得到合适的本构模型参数;再建立橡胶材料的有限元模型,模拟橡胶材料的单轴拉伸状态,将有限元模拟输出的应力-应变数据与实际测试的数据进行比较,从而获得模拟结果准确的模型^[3-4]。

图4为按照国家标准GB/T 528—2009制备的1型哑铃形橡胶材料试样。



图4 橡胶材料试样

在精度较高的GT-TCS-2000电子拉力试验机上,以 $500 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ 拉伸速度对橡胶材料试样进行单轴拉伸测试,得到橡胶材料试样的应力-应变数据;将测试数据导入到Abaqus软件中,利用Abaqus软件对橡胶材料的本构模型进行评估,选择最适合的橡胶材料本构模型。

以橡胶材料常用的Mooney-Rivlin, Ogden, Neo Hooke和Yeoh本构模型对橡胶材料应力-应变性能进行拟合^[5],将4种本构模型拟合结果与单轴拉伸测试结果进行对比,如图5所示。

从图5可以看出,Mooney-Rivlin和Neo Hooke本构模型的拟合效果较差,Ogden和Yeoh本构模型的拟合效果较好,但与Ogden本构模型相比,Yeoh本构模型的拟合效果最好,说明Yeoh本构模型可以较好地表征橡胶材料应力-应变性能。

因此,在本研究中选择Yeoh的3阶本构模型为仿真用橡胶材料超弹性模型。

1.4 帘线属性

需要在Abaqus软件中输入帘线的弹性模量和

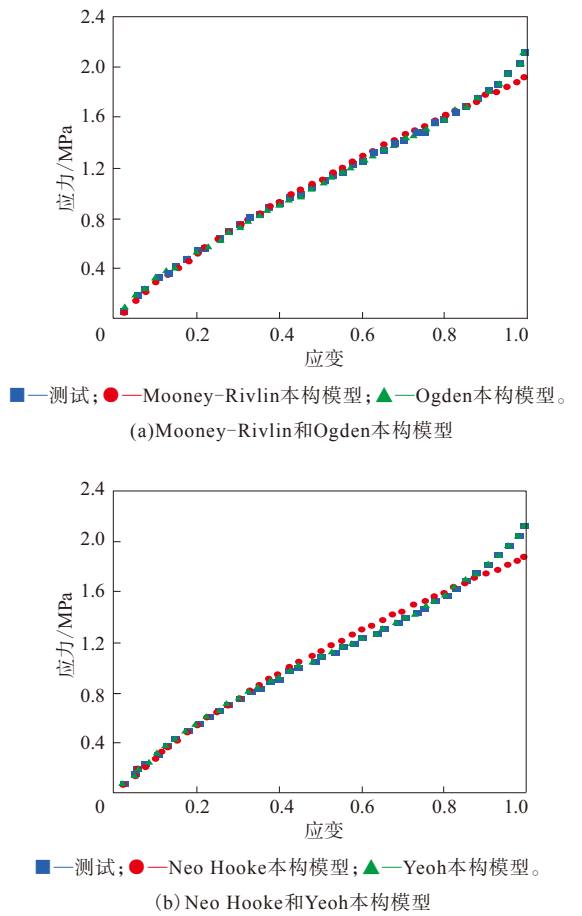


图5 4种本构模型的应力-应变拟合结果与测试结果对比

泊松比,胎圈、带束层、胎体帘线以及冠带层锦纶帘线的这两个参数如表1所示。可以看出,冠带层锦纶帘线弹性模量最小,而各种帘线的泊松比相差不大^[6]。此外,需要输入帘线的截面参数。因为帘线是嵌入到橡胶中并以一定角度插入箍筋的,因此建立轮胎二维模型需要输入帘线间距、帘线直径以及帘线插入角度这些截面参数,如表2所示。

1.5 正交试验设计

为了对轮胎带束层帘线进行优化设计,进行了四因子三水平正交试验,四因子为带束层帘线截面积、帘线间距、1[#]带束层帘线角度和2[#]带束层

表1 帘线的弹性模量和泊松比		
帘 线	弹性模量/MPa	泊松比
胎圈帘线	210 000	0.28
带束层帘线	205 351	0.30
胎体帘线	10 256	0.40
冠带层锦纶帘线	3 900	0.30

表2 帘线的截面参数			
帘 线	帘线截面积/ mm ²	帘线间距/ mm	帘线插入 角度/(°)
胎圈帘线	1.317 1	1.820 0	90
1 [#] 带束层帘线	0.185 3	1.428 6	63
2 [#] 带束层帘线	0.185 3	1.428 6	117
1 [#] 胎体帘线	0.209 3	0.869 6	0
2 [#] 胎体帘线	0.209 3	0.869 6	0
冠带层锦纶帘线	0.209 3	1.000 0	90

帘线角度;三水平为:帘线截面积水平1为0.185 3 mm²,水平2为0.16 mm²,水平3为0.2 mm²;帘线间距水平1为1.4 mm,水平2为1.2 mm,水平3为1.6 mm;1[#]带束层帘线角度水平1为63°,水平2为58°,水平3为68°;2[#]带束层帘线角度水平1为117°,水平2为112°,水平3为122°。正交试验设计方案如表3所示。

表3 正交试验方案				
方案	因子			
	帘线截面 积/mm ²	帘线间距/ mm	1 [#] 带束层 角度/(°)	2 [#] 带束层 角度/(°)
1	0.185 3	1.4	63	117
2	0.185 3	1.2	58	112
3	0.185 3	1.6	68	122
4	0.16	1.4	58	122
5	0.16	1.2	68	117
6	0.16	1.6	63	112
7	0.2	1.4	68	112
8	0.2	1.2	63	122
9	0.2	1.6	58	117

2 仿真分析结果

2.1 最大Mises应力分析

在静载状态下轮胎带束层端部的Mises应力最大。这是因为带束层端部与胎体连接部分一端为钢丝帘线,另一端为橡胶材料,而对于箍紧因数大的轮胎来说,由于带束层对于轮胎胎体的约束不断提高,使得带束层顶部与胎体连接部分的受力增大,轮胎更易损坏。将9组正交试验方案的最大Mises应力仿真结果汇总后进行极差法分析,得到表4所示值。

比较表4数值发现,当帘线截面积为0.16 mm²、帘线间距为1.6 mm、1[#]带束层帘线角度为58°、2[#]带束层帘线角度为122°时,带束层端部的最大Mises应力最小。将优化设计带束层帘线的轮胎进行仿真验证,结果如图6所示,可以发现优化设

表4 最大Mises应力的极差法分析结果

最大Mises 应力/MPa	因子			
	帘线截 面积	帘线 间距	1 [#] 带束层 帘线角度	2 [#] 带束层 帘线角度
K_1	7.999	7.954	7.945	8.015
K_2	7.608	8.561	7.947	8.017
K_3	8.334	7.424	8.049	7.909
$K_1/3$	2.666	2.651	2.648	2.672
$K_2/3$	2.534	2.853	2.649	2.672
$K_3/3$	2.778	2.474	2.683	2.636

注: K_i 表示各因子水平为*i*时所对应的最大Mises应力之和,
 $K_i/3$ 表示各因子水平为*i*时所对应最大Mises应力平均值。

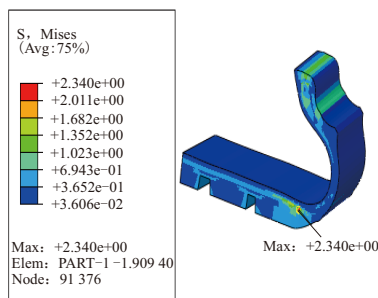


图6 优化设计带束层帘线的轮胎的Mises应力分布
计带束层帘线的轮胎的最大Mises应力为2.34 MPa,明显小于9组正交试验方案。

2.2 最大应变能密度分析

材料最大撕裂能计算公式如下:

$$T_{\max} = \frac{2\pi l E_{\max}}{\sqrt{\lambda}} \quad (1)$$

式中, $T_{\max}$ 为最大撕裂能, l 为初始裂纹参数, $E_{\max}$ 为最大应变能密度, λ 为主伸长率^[7]。

由公式(1)可以看出,在相同初始裂纹参数和应变条件下,材料最大撕裂能与最大应变能密度成正比,因此轮胎的最大应变能密度是反映轮胎疲劳寿命的重要参数。由仿真分析结果得出,在设计范围内,两层带束层的帘线角度变大时,胎圈顶端的Mises应力与应变能密度降低,疲劳性能相对提高,轮胎使用寿命延长。将9组正交试验方案最大应变能密度仿真结果汇总后进行极差法分析,得到表5所示值。

比较表5数值发现,当帘线截面积为0.16 mm²、帘线间距为1.6 mm、1[#]带束层帘线角度为58°、2[#]带束层帘线角度为122°时,带束层端部的最大应变能密度最小。将优化设计带束层帘线

表5 最大应变能密度的极差法分析结果

最大应变 能密度/ (J·mm ⁻³)	因子			
	帘线截 面积	帘线 间距	1 [#] 带束层 帘线角度	2 [#] 带束层 帘线角度
E_1	1.238 6	1.234 6	1.232 6	1.225 7
E_2	1.091 0	1.383 3	1.204 1	1.232 7
E_3	1.329 9	1.041 6	1.222 8	1.201 1
$E_1/3$	0.413 0	0.412 0	0.410 8	0.408 6
$E_2/3$	0.364 0	0.461 1	0.401 3	0.410 9
$E_3/3$	0.443 3	0.347 2	0.407 6	0.400 4

注: E_i 表示各因子水平为*i*时所对应的最大应变能密度之和,
 $E_i/3$ 表示各因子水平为*i*时所对应最大应变能密度平均值。

的轮胎进行仿真验证,结果如图7所示,可以发现优化设计带束层帘线的轮胎的最大应变能密度为0.307 7 J·mm⁻³,明显小于9组正交试验方案。

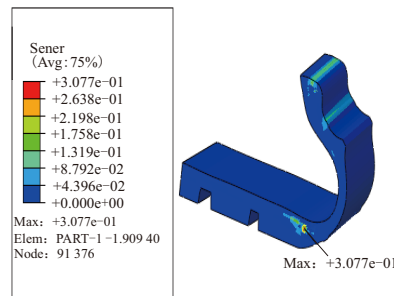


图7 优化设计带束层帘线的轮胎的应变能密度分布

2.3 最大接地应力分析

接地应力直接关系到轮胎使用时胎面磨损程度,接地应力越大,对胎面的磨损程度越大,轮胎的寿命越短。因此应选用接地应力较小及分布较均匀的设计方案。轮胎磨损位置应合理,最大接地应力位置的磨损状况与其他位置的状况尽量相似,防止因接地不均匀导致轮胎打滑失控,甚至爆胎等现象。

经过合理的调整带束层帘线角度可以减小胎面接地应力。将9组正交试验方案最大接地应力仿真结果汇总后进行极差法分析,得到表6所示值。

比较表6中的数值发现,当帘线截面积为0.16 mm²、帘线间距为1.2 mm、1[#]带束层帘线角度为63°、2[#]带束层帘线角度为122°时,胎面的最大接地应力最小。将优化设计带束层帘线的轮胎进行仿真验证,结果如图8所示,可以发现,优化设计带束层帘线的轮胎的胎面最大接地应力为0.460 2 MPa,明显小于9组正交试验方案。

表6 最大接地应力的极差法分析结果

最大接地应力/ MPa	因子			
	帘线截面积	帘线间距	1 [#] 带束层帘线角度	2 [#] 带束层帘线角度
P_1	1.420 1	1.421 1	1.408 5	1.424 2
P_2	1.412 2	1.401 1	1.411 8	1.420 2
P_3	1.416 3	1.426 4	1.428 3	1.404 2
$P_1/3$	0.473 4	0.473 7	0.469 5	0.474 7
$P_2/3$	0.470 7	0.467 0	0.470 6	0.473 4
$P_3/3$	0.472 1	0.475 5	0.476 1	0.468 1

注: P_i 表示各因子水平为*i*时所对应的最大接地应力之和, $P_i/3$ 表示各因子水平为*i*时所对应最大接地应力平均值。

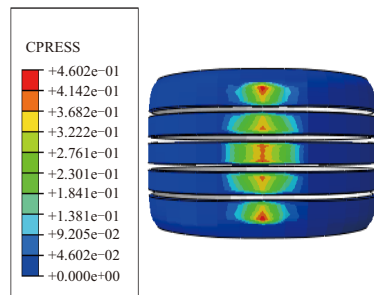


图8 优化设计带束层帘线的轮胎的模拟接地应力分布

3 结论

本研究通过四因子三水平的正交试验方法,调整带束层帘线截面积、帘线间距、1[#]带束层帘线角度、2[#]带束层帘线角度,通过有限元软件分析带束层端部最大Mises应力和最大应变能密度以及胎面最

大接地应力,设计出性能更好的235/45R18子午线轮胎。

研究表明,带束层帘线截面积为0.16 mm²、帘线间距为1.6 mm、1[#]带束层帘线角度为58°、2[#]带束层帘线角度为122°时,此优化设计带束层端部的最大Mises应力和最大应变能密度最小,轮胎胎面的最大接地应力最小,其使用寿命较目前在产轮胎显著延长。

参考文献:

- [1] 李文博,冯琳阁,赵长松,等. 载重子午线轮胎静态接地影响因素的有限元分析[J]. 橡胶工业,2013,60(6):338-343.
- [2] 刘云鹏,周涛,杨晓光. 有限元分析在轮胎结构设计中的应用[J]. 轮胎工业,2019,39(5):263-267.
- [3] Nandhu S, Jayan Ajai K, Ahmed J, et al. Analysis of Polyurethane Filled Solid Tire[J]. Advanced Materials Research, 2014:464-468.
- [4] 范宁宁. 325/95R2422PR无内胎全钢载重子午线轮胎的设计[J]. 橡胶科技,2019,17(4):211-213.
- [5] 黄建龙,解广娟,刘正伟. 基于Mooney-Rivlin模型和Yeoh模型的超弹性橡胶材料有限元分析[J]. 橡胶工业,2008,55(8):467-471.
- [6] Anand Suresh Kumar, Ramarathnam Krishna Kumar. Force and Moment Characteristics of a Rhombi Tessellated Non-pneumatic Tire[J]. Tire Science and Technology, 2016,44(2):130-148.
- [7] 李志超,危银涛,金状兵,等. 基于裂纹形核理论的橡胶制品疲劳研究[J]. 弹性体,2014,24(6):28-34.

收稿日期:2019-09-03

FEA Optimization Design of Belt Cord for 235/45R18 Tire

HUANG Zhaoe, LI Changyu, MENG Xiangkun, YONG Zhanfu

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

Abstract: The cross-sectional area and spacing of the belt cord, and the angles of 1[#] and 2[#] belt cords for 235/45R18 tire were optimized by four-factor and three-level orthogonal test via FEA (finite element analysis) soft Abaqus, and the maximum Mises stress, maximum strain energy density of the belt end and maximum contact stress of the tread were analyzed. The results showed, when the cross-sectional area of the belt cord was 0.16 mm², the spacing of the belt cords was 1.6 mm, the angle of 1[#] belt cord was 58° and the angle of 2[#] belt cord was 122°, the maximum Mises stress and maximum strain energy density of the belt end, and the maximum contact stress of the tread were the smallest, and the service life of the tire was extended.

Key words: belt; cord; radial tire; orthogonal test; optimization design; FEA; Mises stress; strain energy density; contact stress