

315/60R22.5全钢载重子午线轮胎胎圈结构有限元优化设计

张海燕¹, 王朝洋¹, 荆涛¹, 刘鹏¹, 叶佳蕾¹, 朱萍²

(1. 中策橡胶集团股份有限公司, 浙江 杭州 310018; 2. 杭州中策清泉实业有限公司, 浙江 杭州 311404)

摘要: 基于Abaqus和Tyabas有限元分析软件, 根据315/60R22.5全钢载重子午线轮胎胎圈实际损坏形式提出结构优化方案, 建立有限元模型, 并通过增强材料端点区域的应变能密度、Mises应力、剪切应变LE13和LE23分析进行方案优选。结果表明, 通过胎圈结构优化, 优选方案增强材料端点的应力、应变分布情况显著改善。成品轮胎胎圈耐久性能试验结果与有限元分析结果一致, 优选方案轮胎胎圈耐久性能均优于初始设计方案, 最优方案轮胎延长胎圈耐久性能试验时间70 h以上, 实现了提高胎圈耐久性能的目的, 延长了轮胎的使用寿命。

关键词: 全钢载重子午线轮胎; 胎圈结构; 优化设计; 有限元分析

中图分类号: TQ336.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-8171(2024)02-0075-04

DOI: 10.12135/j.issn.1006-8171.2024.02.0075



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

汽车工业和公路建设的飞速发展驱动载重子午线轮胎质量不断提升。合理的结构设计可以使轮胎在相同材料和工艺的条件下拥有更长的使用寿命和更低的故障率^[1-2]。有限元仿真分析由于可以直观地为轮胎性能提供理论依据, 正越来越深入地应用于轮胎结构优化设计中^[3-6]。

本工作根据公司315/60R22.5全钢载重子午线轮胎在市场上实际使用的破坏情况, 设计不同结构优化方案, 利用Abaqus和Tyabas软件建立有限元模型, 以增强材料端点单元及与其共用节点单元为研究对象, 选取应变能密度、Mises应力、剪切应变LE13和LE23作为评价指标, 对不同方案进行优选分析。根据有限元分析结果, 对优选方案轮胎进行室内胎圈耐久性能试验和实车路试验证。

1 轮胎损坏形式及优化方案

我公司生产的315/60R22.5全钢载重子午线轮胎主要用于车辆运输牵引车, 销往国内和欧洲。市场反馈, 315/60R22.5轮胎在国内运输新

能源SUV(单台质量超过2.5 t)至中后期出现胎圈空、胎圈裂现象。将出现胎圈损坏的轮胎进行解剖, 发现损坏端点均出现在钢丝包布反包端点处, 为应力性破坏, 如图1所示。



图1 胎圈损坏示意

为提升胎圈抗疲劳性能, 本工作设计优化方案如下。

方案1: 钢丝包布宽度减小5 mm, 内端点高度不变。

方案2: 钢丝包布宽度增大10 mm, 内端点内移, 内端点贴50 mm锦纶包布, 外端点高度及其与胎体级差不变。

方案3: 调整胎体和钢丝包布宽度, 胎体反包端点高于钢丝包布外端点。

作者简介: 张海燕(1987—), 女, 山东寿光人, 中策橡胶集团股份有限公司高级工程师, 博士, 主要从事子午线轮胎结构设计工作。

E-mail: verachang1010@126.com

方案4:减薄胎圈护胶,使用双三角胶,钢丝包布外端点与胎体级差不变。

2 有限元仿真建模

将初始方案及4种优化方案分别建立有限元模型。通过CAD软件绘制轮胎断面材料分布图并进行网格划分,将其导入轮胎专用有限元分析前处理软件Tyabas 4.0中进行边界条件、材料参数、轮辋参数、充气压力、负荷等设定,生成inp文件,随后将其提交至Abaqus软件进行计算。初始方案轮胎材料分布及网格划分如图2所示。

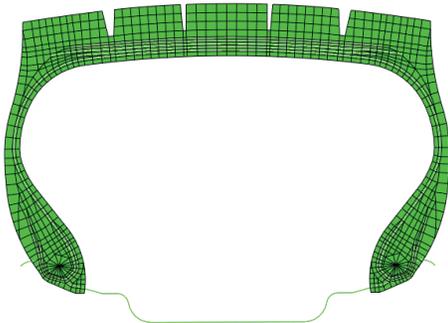


图2 轮胎二维平面轴对称模型

轮胎橡胶材料采用线弹性本构模型。 0° 带束层采用Marlow超弹性本构模型,输入通过试验得到的应力-应变曲线数据^[7]。其他增强材料采用Rebar单元埋入橡胶基体中,采用线弹性本构模型。轮胎标准充气压力为900 kPa,标准负荷为3 750 kg,轮辋为22.5×9.75,轮胎与轮辋的摩擦因数为0.35,轮胎与地面的摩擦因数为0.5。

3 结果与讨论

全钢载重子午线轮胎的疲劳破坏绝大多数发生在增强部件端点或其周围。这是由于橡胶材料和增强材料之间的模量差异大、边界明显,易产生应力集中。同时,在轮胎成型过程中组装或层贴时,易出现阶梯式分布的缺陷源点。在长期滚动交变载荷的作用下,增强部件端点或其周围最易萌生裂纹,而后裂纹扩展导致胎圈破坏^[8-11]。本工作主要研究钢丝包布外端点单元及与其共用节点单元(以下简称钢丝包布端点)、胎体反包端点单元及与其共用节点单元(以下简称胎体端点),分析参数为钢丝包布端点和胎体端点的应变能密

度、Mises应力、剪切应变LE13和LE23^[12-13]。

3.1 应变能密度

增强材料端点应变能密度越小,轮胎耐疲劳性能越好,越不容易损坏。不同方案轮胎旋转一周钢丝包布端点和胎体端点应变能密度最大值、幅值及优化方案降幅对比分别如表1和2所示。

表1 钢丝包布端点应变能密度对比

设计方案	最大值/ ($J \cdot mm^{-3}$)	幅值/ ($J \cdot mm^{-3}$)	最大值降 幅/%	幅值降 幅/%
初始设计	0.167	0.165		
方案1	0.139	0.135	+17	+18
方案2	0.147	0.145	+12	+12
方案3	0.131	0.104	+22	+37
方案4	0.117	0.114	+30	+31

表2 胎体端点应变能密度对比

设计方案	最大值/ ($J \cdot mm^{-3}$)	幅值/ ($J \cdot mm^{-3}$)	最大值降 幅/%	幅值降 幅/%
初始设计	0.639	0.462		
方案1	0.675	0.505	-6	-9
方案2	0.644	0.464	-1	-1
方案3	0.209	0.206	+67	+55
方案4	0.669	0.413	-5	+11

从表1可以看出,与初始设计相比,4个优化方案钢丝包布端点应变能密度最大值和幅值均有降低,其中方案4应变能密度最大值降幅最大,为30%,方案2下降最小,降幅为12%。

从表2可以看出,只有方案3胎体端点应变能密度最大值和幅值均有降低,最大值降幅为67%,其余3个方案胎体端点应变能密度最大值均有不同程度增大。因此,就胎体端点应变能密度来看,优选方案3。

3.2 Mises应力

在轮胎滚动过程中,增强材料端点区域会受到周期性的作用力,端点部位的橡胶在周期性作用力下会发生疲劳破坏,在方案优选时,尽量选取应力最大值和应力变化幅值小的方案。不同方案轮胎旋转一周钢丝包布端点和胎体端点Mises应力对比分别如表3和4所示。

从表3可以看出,4个优化方案钢丝包布端点Mises应力最大值和幅值均有下降,其中方案4最大值下降最多,降幅为16%,方案3幅值下降最多,降幅为44%。

表3 钢丝包布端点Mises应力对比

设计方案	最大值/ MPa	幅值/MPa	最大值降 幅/%	幅值降 幅/%
初始设计	1.422	1.262		
方案1	1.301	1.098	+9	+13
方案2	1.333	1.168	+6	+7
方案3	1.285	0.713	+10	+44
方案4	1.200	1.006	+16	+20

表4 胎体端点Mises应力对比

设计方案	最大值/ MPa	幅值/MPa	最大值降 幅/%	幅值降 幅/%
初始设计	2.835	1.341		
方案1	2.917	1.451	-3	-8
方案2	2.847	1.342	0	0
方案3	1.763	1.566	38	-17
方案4	2.615	1.174	8	12

从表4可以看出,方案1和方案2胎体端点Mises应力最大值和幅值均有小幅增长,方案3最大值下降显著,降幅为38%,但幅值增大17%,方案4 Mises应力最大值和幅值均有降低。就胎体端点Mises应力来看,优选方案4。

3.3 剪切应变LE13

在轮胎结构设计的过程中,要尽可能减小应变,以延长轮胎的使用寿命。不同方案轮胎旋转一周钢丝包布端点和胎体端点剪切应变LE13对比分别如表5和6所示。

表5 钢丝包布端点剪切应变LE13对比

设计方案	最大值	幅值	幅值降幅/%
初始设计	0.269	0.472	
方案1	0.212	0.390	+17
方案2	0.238	0.414	+12
方案3	0.148	0.331	+30
方案4	0.158	0.356	+25

表6 胎体端点剪切应变LE13对比

设计方案	最大值	幅值	幅值降幅/%
初始设计	-0.027	0.093	
方案1	-0.028	0.096	-4
方案2	-0.034	0.086	+7
方案3	0.097	0.223	-141
方案4	-0.055	0.060	+35

结合表5和6可以看出:方案3采用胎体端点高于钢丝包布设计时,钢丝包布端点剪切应变LE13幅值显著降低,但胎体端点幅值大幅增大;方案1降低钢丝包布反包端点,钢丝包布端点剪切应变

LE13幅值降低,胎体端点幅值小幅增大;方案4钢丝包布和胎体端点剪切应变LE13幅值均有显著下降,降幅分别为25%和35%。因此,优选方案4。

3.4 剪切应变LE23

不同方案轮胎旋转一周钢丝包布端点和胎体端点剪切应变LE23对比分别如表7和8所示。

表7 钢丝包布端点剪切应变LE23对比

设计方案	最大值	幅值	幅值降幅/%
初始设计	0.279	0.434	
方案1	0.213	0.331	+24
方案2	0.259	0.396	+9
方案3	0.209	0.353	+19
方案4	0.175	0.317	+27

表8 胎体端点剪切应变LE23对比

设计方案	最大值	幅值	幅值降幅/%
初始设计	0.052	0.067	
方案1	0.050	0.073	-9
方案2	0.061	0.045	+33
方案3	0.059	0.083	-24
方案4	0.089	0.035	+48

从表7和8可以看出:方案3胎体端点剪切应变LE23幅值增大24%;方案4钢丝包布和胎体端点剪切应变LE23幅值分别下降27%和48%。因此,优选方案4。

根据上述仿真分析结果,优选方案3和方案4进行进一步的成品轮胎试验验证。

3.5 仿真结果验证

将初始设计方案、方案3和方案4进行成品轮胎试制,各挑选2条A级品轮胎进行室内胎圈耐久性能测试。测试条件为:充气之前磨去胎面,试验充气压力 720 kPa(标准充气压力的80%),试验负荷 6 000 kg(标准负荷的160%),转鼓速度 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。试验结果如表9所示。

从表9可以看出,胎圈结构优化方案3和方案4轮胎的胎圈耐久性能均优于初始设计方案,其中

表9 轮胎胎圈耐久性能试验结果

设计方案	试验时间/h	破坏位置
初始设计	115.38/112.03	钢丝圈包布反包端点
方案3	144.00/156.92	胎体反包端点
方案4	188.78/200.25	钢丝圈包布反包端点

方案4结果最优,其胎圈耐久性能试验时间较初始设计延长70 h以上。由此可见,成品轮胎胎圈耐久性能试验结果与仿真结果一致。

另外,在实际路试中,方案4轮胎的胎圈性能表现最优。

4 结语

以315/60R22.5轮胎胎圈耐疲劳性能提升为例,根据实际损坏形式设计胎圈结构优化方案,建立有限元模型,并通过钢丝包布端点和胎体端点应变能密度、Mises应力、剪切应变LE13和LE23分布情况的比较分析,优选出方案3和方案4进行成品轮胎试验验证。成品轮胎室内试验结果与仿真结果一致,优选方案轮胎胎圈耐久性能均优于初始设计轮胎,方案4轮胎延长胎圈耐久性能试验时间70 h以上,实现了提高胎圈耐疲劳性能的目的,延长了轮胎的使用寿命。

参考文献:

- [1] 冯希金,谭惠丰,杜星文,等. 子午线轮胎耐久破坏规律及破坏机理的有限元分析[J]. 轮胎工业,2001,21(10):596-601.
[2] 张伟伟,王海艳,任世夺,等. 基于Abaqus的全钢轮胎接地印痕仿

真分析[J]. 橡胶科技,2021,19(1):11-14.

- [3] 冯书波. 载重子午线轮胎越障过程中带束层端点和胎体帘布反包端点有限元分析[J]. 轮胎工业,2011,31(11):658-664.
[4] 姜明磊. 全钢子午线轮胎疲劳寿命仿真研究[D]. 广州:华南理工大学,2016.
[5] YAN X, WANG Y, FENG X. Study for the endurance of radial truck tires with finite element modeling[J]. Mathematics & Computers in Simulation,2002,59(6):471-488.
[6] 刘悦. 全钢子午线轮胎耐久性能优化方法研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
[7] 崔志博,侯丹丹,苏召乾,等. 带束层膨胀对轮胎接地印痕的影响研究[J]. 橡胶工业,2021,68(1):10-16.
[8] 熊春明,臧孟炎,周涛,等. 全钢子午线轮胎疲劳破坏现象仿真与优化设计研究[J]. 轮胎工业,2016,36(9):515-519.
[9] 黄兆阁,李长宇,孟祥坤,等. 235/45R18轮胎带束层帘线的有限元优化设计[J]. 橡胶工业,2020,67(3):209-213.
[10] 陈洛兵. 载重子午线胎圈裂纹扩展研究及寿命预估[D]. 镇江:江苏大学,2009.
[11] NYAABA W, FRIMPONG S, ANANI A. Fatigue damage investigation of ultra-large tire components[J]. International Journal of Fatigue,2019,119(2):247-260.
[12] 杨娇娇,张建浩,张永锋. 基于有限元分析的轮胎胎圈耐久性能优化[J]. 橡胶科技,2021,19(3):114-116.
[13] 谢熠萌. 基于有限元法的某型子午线轮胎耐久性能分析[D]. 北京:北京林业大学,2017.

收稿日期:2023-11-26

Finite Element Optimization Design of Bead Structure of 315/60R22.5 Truck and Bus Radial Tire

ZHANG Haiyan¹, WANG Chaoyang¹, JING Tao¹, LIU Peng¹, YE Jialei¹, ZHU Ping²

(1. Zhongce Rubber Group Co., Ltd, Hangzhou 310018, China; 2 Hangzhou Zhongce Qingquan Industrial Co., Ltd, Hangzhou 311404, China)

Abstract: Based on Abaqus and Tyabas finite element analysis software, the bead structural optimization schemes were proposed, and the finite element models were established according to the actual damage pattern of 315/60R22.5 truck and bus radial tire. The schemes were optimized through the analysis of the strain energy density, Von Mises stress, and shear strain LE13 and LE23 in the end area of the reinforcement material. The results showed that the stress and strain distribution at the end of the reinforcing material of the preferred solution was significantly improved through the bead structure optimization. The bead endurance test results of the finished tire were consistent with the finite element analysis results, and the bead endurance performance of the preferred solution was better than that of the initial design solution, and the optimal solution prolonged the bead endurance test time by more than 70 h, which realized the purpose of improving the bead endurance and extending the tire service life.

Key words: truck and bus radial tire; bead structure; optimization design; finite element analysis