

通过有限元分析解决全钢载重子午线轮胎胎脚裂问题

沙昌新¹, 江笑¹, 满亭亭¹, 牟守勇²

[1. 双钱集团(江苏)轮胎有限公司, 江苏 如皋 226500; 2. 北京橡胶工业研究设计院, 北京 100143]

摘要:采用有限元方法分析全钢载重子午线轮胎胎脚裂的原因, 并提出相应解决措施。造成全钢载重子午线轮胎胎脚裂问题的主要原因是胎脚底面的较大摩擦功发生在接触压力较大、横向剪力交变处附近, 致使该位置发生过度磨损。采取胎体反包和胎圈包布外侧高度均降低 10 mm、增加 2 层锦纶加强层及增大钢丝圈直径等优化措施, 可降低胎脚底面与轮辋内表面间的摩擦功, 减缓或避免该问题的发生。

关键词:载重子午线轮胎; 胎脚裂; 有限元分析

中图分类号: U463.341⁺.3/.6; O241.82

文献标志码: A

文章编号: 1006-8171(2015)08-0492-04

随着我国汽车工业的高速发展, 对子午线轮胎, 尤其是全钢载重子午线轮胎的需求越来越大、要求也越来越高。轮胎是汽车唯一的接地部件, 起承受负荷、缓冲惯性、传递扭矩、驱动及制动等作用。轮胎是橡胶与骨架材料的复合体, 在实现上述功能的同时也会产生周期性的应力和应变, 导致轮胎疲劳损坏。利用有限元分析指导轮胎优化设计, 可以改善应力分布, 从而减少由此导致的轮胎损坏问题。

近期, 我公司某规格全钢载重子午线轮胎在使用过程中由于磨损严重而出现胎脚裂问题。针对这种情况, 在进行实际调研并解剖分析退赔轮胎的基础上, 对该产品进行了优化改进。

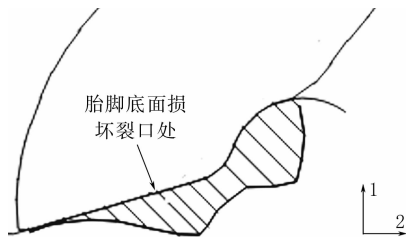
1 问题分析

出现问题轮胎的几何尺寸为: 断面宽 330 mm, 外直径 1 080 mm, 行驶面宽度 260.44 mm, 胎圈着合宽度 267.76 mm, 断面水平轴位置(H_1/H_2) 0.757。

结合材料布置图进行有限元分析计算, 具体工况条件如下: 路面摩擦因数 0.80, 充气压力 830 kPa, 载荷 37 500 N, 轮辋规格 9.00。

作者简介: 沙昌新(1970—), 男, 山东日照人, 双钱集团(江苏)轮胎有限公司工程师, 学士, 主要从事轮胎有限元分析与研究、轮胎结构设计与优化工作。

本研究着重分析轮胎胎脚底面与轮辋内表面之间的相互作用, 即胎脚裂问题发生区域的情况。最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的接触压力分布(单位为 MPa, 下同)如图 1 所示。由图 1 可知, 胎脚底面损坏处的接触压力很大, 为全断面接触压力最大值, 同时各断面无明显变化, 即在轮胎滚动过程中, 胎脚底面与轮辋内表面无任何分离。通常情况下, 接触面产生较大正应力区间内不易发生相对滑移, 但此方案实际却产生较大的相对滑移, 因此需对其进行深入分析。



断面最大值 12.300 0, 断面最小值 0.182 5; 全断面最大值 12.300 0, 全断面最小值 0.020 0。

图 1 最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的接触压力分布

最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的横向剪力分布如图 2 所示。在沿坐标轴 2 的方向上, 损坏区域存在相反方向的横向剪力。同时在全断面中, 该区域处于交变且正负横向剪力值均较大的位置, 说明在轮胎滚动过程中, 胎脚底面损坏区域与轮辋内表面之间存在相反方向的滑移趋势或滑

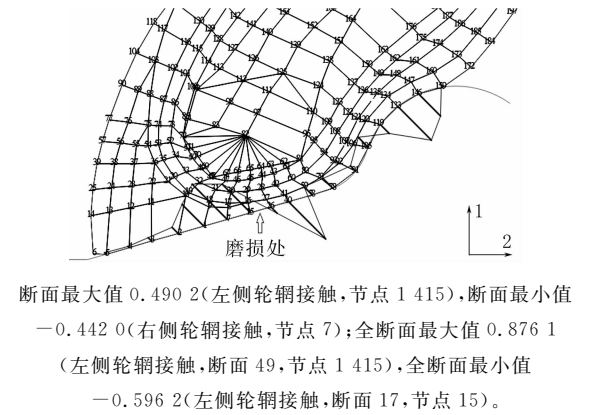


图 2 最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的横向剪力分布。如果只存在滑移趋势, 则此处产生的摩擦力(表面剪力)大于可引起滑移运动的外力合力, 因此保持相对静止; 如果外力合力克服了摩擦力, 使接触面间发生相对滑移, 则摩擦力做功(摩擦功), 接触面间出现材料磨损并产生热量。

提取胎脚底面损坏区域附近 6 个节点的相关数据(见表 1), 可以看出 26[#] 节点处的摩擦功远高于其他 5 个节点。结合试验及市场的反馈信息, 试验轮胎和返回轮胎胎脚裂问题的发生区域正好位于 26[#] 与 15[#] 节点之间。

项 目	节点编号					
	58 [#]	40 [#]	26 [#]	15 [#]	7 [#]	1 [#]
平均接触压力/MPa	5.728	7.389	8.289	7.109	4.995	2.764
一周滑移总量/mm	2.056	2.786	5.102	3.105	3.097	4.771
一周摩擦功/(N·mm)	4.122	7.205	14.801	7.725	5.415	4.615

2 改进措施

以上述分析为基础, 在经多个胎脚局部修改方案的有限元分析验证后, 得到下述 3 个较优修改方案。

(1) 方案一: 胎体反包端点降低 9 mm, 胎圈包布外侧端点提高 5 mm, 增加 2 层锦纶加强层, 断面水平轴上移 21 mm, 胎体反包端点至胎侧边缘距离增加 11 mm, 胎圈包布外侧端点至胎侧边缘距离增加 9.5 mm, 胎圈着合宽度减小 9.5 mm, 胎圈部位厚度增加 6 mm。

(2) 方案二: 降低胎体反包和胎圈包布外侧高度, 增大反包端点到胎侧边缘距离, 增加 2 层锦纶

加强层, 调整钢丝圈宽度, 钢丝圈向内侧移 1~1.5 mm, 调整钢丝圈底面角度, 调整胎体曲线曲率半径, 增加胎脚底部厚度, 胎踵上方改用小反弧设计。

(3) 方案三: 胎体反包和胎圈包布外侧高度均降低 10 mm, 增加 2 层锦纶加强层, 增大钢丝圈直径, 钢丝圈向内侧移 1 mm, 胎体反包和胎圈包布外侧段向里移, 减小胎体第 1 段弧的曲率半径, 胎圈部位厚度增加 3 mm。

采用与原方案一致的工况条件, 对各优化方案进行有限元计算分析, 结果如图 3~5 所示。

方案一中胎脚底面压力分布及横向剪力分布与原方案有较大区别, 原方案胎脚底面横向剪力及剪力幅值均较大, 且胎脚底面相邻节点(15[#] 与 26[#] 节点)处存在方向相反的横向剪力, 而方案一则并不存在此现象; 方案二胎脚底面的接触压力和横向剪力均比原方案小, 同时分布更均匀, 侧面反弧处则有所增大; 在方案三中, 胎脚底面和侧面的接触压力及横向剪力均有所增大, 但横向剪力的方向相反。

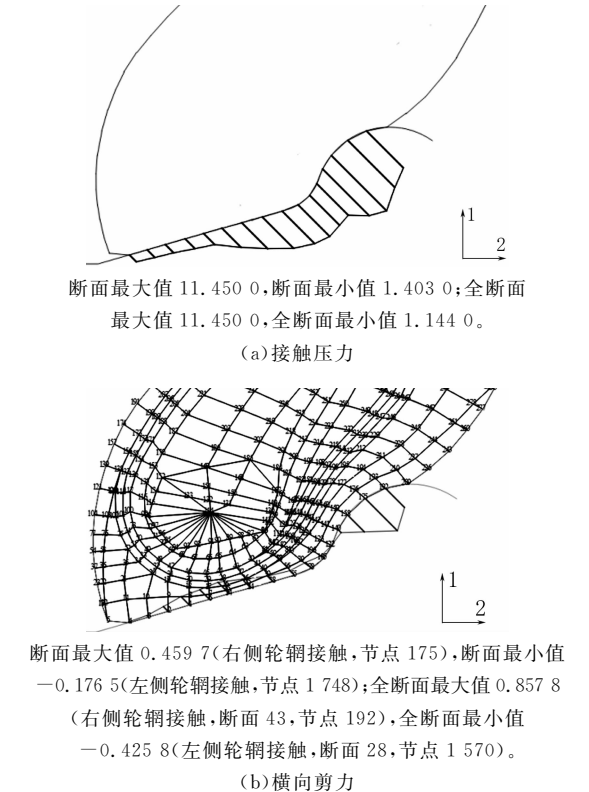


图 3 方案一最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的接触压力和横向剪力分布

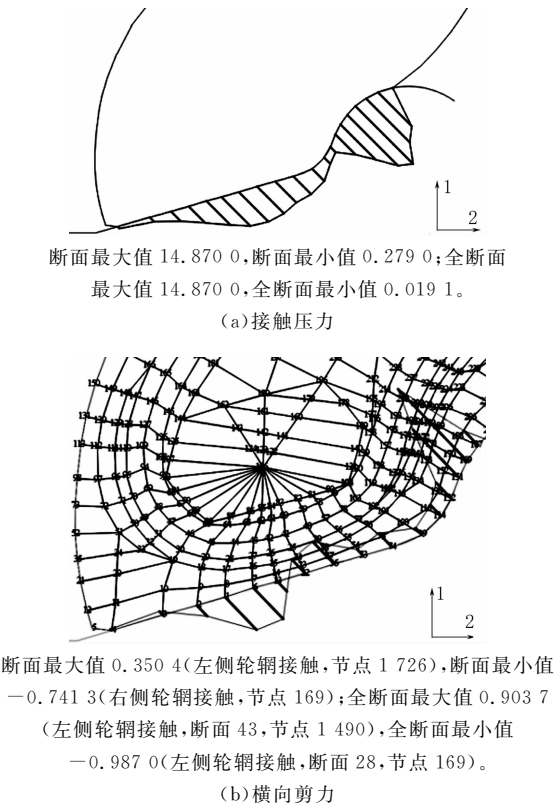


图 4 方案二最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的接触压力和横向剪力分布

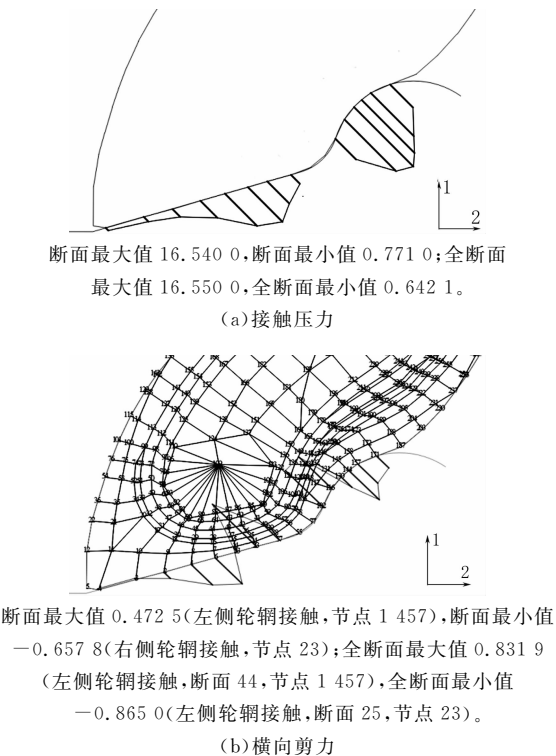


图 5 方案三最低断面中胎脚底面与轮辋内表面的接触压力和横向剪力分布

在轮胎负载滚动时,对比原方案与各优化方案在胎侧水平轴处的左右摆动情况,提取相关数据(见表 2)。对比可知,优化方案的摆动幅度均小于原方案,即在轮胎负载滚动时,胎脚在轮辋上的稳定性高于原方案。

表 2 各方案轮胎在负载滚动时胎侧水平轴处的左右摆动情况

项 目	原方案	方案一	方案二	方案三
最大断面宽/mm	345.8	344.2	346.2	344.7
最宽断面下半轴高/mm	114.75	119.25	115.05	120.35
最小断面宽/mm	309.5	310.4	310.3	308.8
最窄断面下半轴高/mm	127.56	129.16	128.36	127.96
摆动幅度/%	29.96	27.21	29.50	28.92

提取各优化方案胎脚底面相关节点处的摩擦功等数据(见表 3),对比可知,优化方案胎脚底面接触压力和横向剪力的分布状况均优于原方案,在轮胎负载滚动时,胎侧水平轴部位的左右摆动量和摆幅也均小于原方案,同时胎脚底面与轮辋之间的摩擦功也小于原方案。其中,方案三的最大摩擦功最小,比原方案低 33.21%,而方案一和二则各低 28.67%和 4.86%,即对减少胎脚裂问题而言,方案三最优。

表 3 各优化方案胎脚底面节点相关数据

节点编号	平均接触压力/MPa	一周滑移总量/mm	一周摩擦功/(N·mm)
方案一			
55#	6.147	3.717	7.998
38#	5.762	5.235	10.557
24#	4.506	5.080	8.012
14#	3.073	4.015	4.318
6#	1.532	4.598	2.465
方案二			
74#	4.204	3.359	4.943
53#	4.837	2.718	4.601
36#	6.101	3.422	7.307
22#	6.626	4.265	9.890
13#	6.578	4.831	11.122
6#	5.248	5.633	10.347
方案三			
37#	1.903	3.901	2.598
23#	5.331	3.564	6.650
13#	8.577	2.054	6.166
6#	7.968	3.544	9.885
1#	4.176	3.148	4.601
2#	1.959	5.821	3.991

3 成品试验

根据方案三进行轮胎结构优化,按 Q/LT 107001—2011 进行成品轮胎耐久性试验。试验条件和结果如表 4 所示。

表 4 成品轮胎耐久性试验条件和结果

项 目	原方案	优化方案
第 1 阶段负荷/kg	3 750	3 750
第 1 阶段试验时间/h	2	2
第 2 阶段负荷/kg	7 500	7 500
第 2 阶段试验时间/h	129. 6	162. 4
试验结束时轮胎状况	胎圈开裂、胎脚底面 有明显磨损裂痕	胎圈开裂、胎脚底面 无磨损裂痕
试验结束时温度/℃	90	90

注:试验轮辋规格 9. 00,充气压力 830 kPa,试验前环境温度 35~41 ℃,试验速度 30 km·h⁻¹。

在相同条件下,优化方案轮胎累计行驶时间比原方案轮胎长 32. 8 h,且轮胎胎脚处未出现磨损裂痕,即未发生胎脚裂问题。

4 结语

由于胎脚底面的较大摩擦功发生在接触压力较大、横向剪力交变处附近,导致该位置产生过度磨损,从而造成胎脚裂问题。通过优化轮胎结构设计,减小轮胎滚动时胎侧水平轴处的左右摆动幅度,减轻钢丝圈扭转对胎脚底面与轮辋内表面相对滑移的影响,控制变形区域及钢丝圈在轮辋上的稳定性,降低摩擦功,可减缓或避免该问题的发生。

收稿日期:2015-04-13

Analysis of Foot Crack of Truck and Bus Radial Tire by
Finite Element Method

SHA Chang-xin¹,JIANG Xiao¹,MAN Ting-ting¹,MU Shou-yong²

[1. Double Coin Group(Jiangsu)Tyre Co. Ltd,Rugao 226500,China;2. Beijing Research & Design Institute of Rubber Industry,Beijing 100143,China]

Abstract: The foot crack of truck and bus radial (TBR) tire was analyzed by finite element method,and the corrective actions were put forward. The main reason of foot crack in TBR tire was the high friction of foot bottom surface near the place with large contact pressure and transverse shear transition, which resulted in excessive wear in that position. The corrective actions were reducing turn-up height of carcass ply and outer height of chafer by 10 mm, respectively, adding 2 nylon reinforcement layers, and increasing the diameter of bead. After the modification, the friction between the foot bottom surface and rim inner surface was reduced, which could slow down or avoid the occurrence of foot crack.

Key words: truck and bus radial tire;tire foot crack;finite element analysis

全钢巨型子午线轮胎二次法五鼓成型机

中图分类号:TQ336. 1;TQ330. 4⁺6 文献标志码:D

由桂林橡胶机械厂申请的专利(公开号 CN 104494179A,公开日期 2015-04-08)“全钢巨型子午线轮胎二次法五鼓成型机”,涉及的全钢巨型子午线轮胎二次法五鼓成型机包括胎体贴合装置、2 个成型装置、带束层贴合装置、定型装置和各装置的配套设施以及传递装置。2 个成型装置和带束层贴合装置及其各自的配套设施于传递

装置一侧,胎体贴合装置和定型装置及其各自的配套设施设于传递装置另一侧,2 个成型装置并排设置,胎体贴合装置的位置对应在 2 个成型装置之间,带束层贴合装置的位置与定型装置相对;胎体贴合装置、2 个成型装置及其各自的配套设施以及传递装置组成第 1 段成型机,带束层贴合装置、定型装置及其各自的配套设施组成第 2 段成型机。本发明布局合理,生产效率高。

(本刊编辑部 马 晓)