

低滚动阻力轿车子午线轮胎带束层设计优化

郭磊磊, 胡德斌, 崔志博, 李进, 王毅

(杭州海潮橡胶有限公司, 浙江 杭州 310018)

摘要: 利用有限元分析方法研究带束层设计参数对轿车子午线轮胎滚动阻力的影响。结果表明: 轮胎滚动阻力与带束层角度和带束层膨胀率负相关; 随着带束层模量的增大, 轮胎滚动阻力先快速增大后逐渐减小; 带束层角度是轮胎滚动阻力的最大影响因子; 所建立近似模型拟合优度为0.995 1, 可信度较高, 为低滚动阻力轮胎的优化设计提供了一种高效可行的方法。

关键词: 轿车子午线轮胎; 滚动阻力; 带束层角度; 带束层膨胀率; 带束层模量; 近似模型; 优化

中图分类号: U463.341⁺.4/.6; O241.82

文献标志码: A

文章编号: 1006-8171(2022)12-0711-04

DOI: 10.12135/j.issn.1006-8171.2022.12.0711



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

随着原油价格的不断上涨, 燃油经济性已经成为运输从业者最关心的问题之一。为帮助用户提高运输安全性、降低运营成本, 降低轮胎滚动阻力是各轮胎公司的努力目标。轮胎滚动阻力的影响因素较多, 橡胶的滞后损失是其主要来源。目前研究主要从轮胎结构、花纹和胶料配方3个方面来降低轮胎滚动阻力, 提升整车的经济性^[1-5]。

本工作采用有限元仿真分析^[6], 以205/55R16轿车子午线轮胎为研究对象, 根据当前设计结构方案建立近似轮胎滚动阻力模型, 研究带束层角度、带束层膨胀率和带束层模量对轮胎滚动阻力的影响。

1 有限元模型及设计方案

1.1 材料模型

Mooney-Rivlin模型可用于橡胶材料的中、小变形研究, 一般适用于应变大约为100%的拉伸应变和30%的压缩应变情况, 其表达式为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中, W 为应变能密度, C_{10} 和 C_{01} 为橡胶材料常数, I_1 和 I_2 为变形张量第一和第二不变量。

本工作通过单轴拉伸试验确定橡胶材料的应力与应变关系, 根据试验参数拟合 C_{10} 和 C_{01} 。轮胎

橡胶材料采用Mooney-Rivlin模型描述其力学性质, 带束层帘线、胎体帘线和冠带层帘线等骨架材料采用线弹性材料进行描述^[7-8]。

橡胶材料的粘弹性特征导致其变形时产生能量耗散, 其损耗模量与储能模量之比即为橡胶材料的损耗因子($\tan\delta$)。使用VR-7120型动态力学分析(DMA)仪(日本UESHIMA公司产品)测试轮胎各部分橡胶材料60℃时的 $\tan\delta$ 。

1.2 有限元模型

根据材料分布图采用HyperMesh软件的CGAX4H, CGAX3H, SFMGAX1单元完成轮胎断面模型, 其为带纵向主沟的轴对称结构, 如图1所示。采用Abaqus软件中的*SYMMETRIC MODEL GENERATION REVOLVE命令将轮胎断面模型旋转, 生成完整的轮胎有限元模型^[9], 如图2所示。

1.3 设计方案

选择带束层角度、带束层膨胀率和带束层模

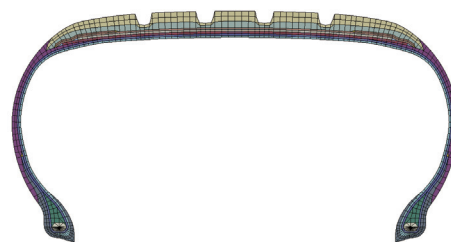


图1 轮胎断面有限元模型

作者简介: 郭磊磊(1988—), 男, 安徽阜阳人, 杭州海潮橡胶有限公司工程师, 硕士, 主要从事轮胎结构设计工作。

E-mail: guoleilei205@126.com

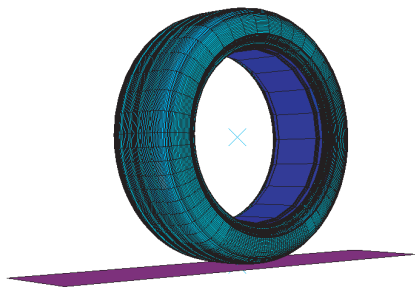


图2 轮胎有限元模型

量3个设计因子,每个因子有8个水平,利用Isight软件的试验方法生成25个设计方案。

2 有限元模型验证及轮胎滚动阻力的计算

2.1 有限元模型验证

对205/55R16轿车子午线轮胎进行接地印痕、接地印痕矩形率、径向刚度、横向刚度和纵向刚度测试,试验工况为:负荷 615 kg,充气压力 180 kPa,装配轮辋 6.5J。

轮胎仿真和实测接地印痕分别如图3和4所示,仿真与实测接地性能对比如表1所示。

从图3和4可以看出,轮胎仿真与实测接地印

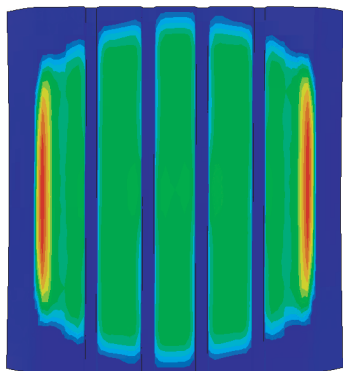


图3 轮胎仿真接地印痕

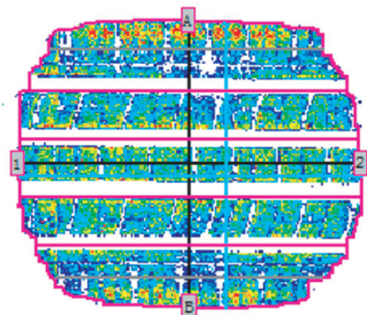


图4 轮胎实测接地印痕

表1 轮胎仿真与实测接地性能对比

项 目	仿真结果	实测结果
接地印痕矩形率/%	79.7	79.6
径向刚度/(N·mm ⁻¹)	181.9	183.7
横向刚度/(N·mm ⁻¹)	82.9	84.7
纵向刚度/(N·mm ⁻¹)	223.9	218.0

痕基本一致。从表1可以得出,轮胎仿真实接地印痕矩形率、径向刚度、横向刚度和纵向刚度与实测结果的误差分别为0.13%、0.98%、2.13%和2.71%,均小于5%。因此,本工作所建的轮胎有限元模型是准确的。

2.2 轮胎滚动阻力的计算

在谐变情况下,轮胎材料在1个周期内的能量损耗(ΔW)为

$$\Delta W = \pi E' \varepsilon_0^2 \tan \delta \quad (2)$$

式中, E' 为弹性模量, ε_0 为动态应变振幅。

则1个周期内轮胎的滚动能量损耗(E_L)为

$$E_L = \sum_i \Delta W \cdot V_i \quad (3)$$

式中, V_i 为轮胎各部分的体积, i 为轮胎各部分的编号。

综上所述^[10]:

$$F_R = \frac{E_L}{2\pi R_d} = \frac{\sum_i \Delta W \cdot V_i}{2\pi R_d} \quad (4)$$

式中, F_R 为轮胎滚动阻力, R_d 为轮胎滚动半径。

仿真工况如下:负荷 492 kg,充气压力 210 kPa,装配轮辋 6.5J,采用上述轮胎有限元模型可以得到不同方案的轮胎滚动阻力,如表2所示。

3 结果与讨论

3.1 各设计因子对轮胎滚动阻力的影响

利用Isight软件对仿真数据进行分析^[11]。带束层角度、带束层膨胀率和带束层模量对轮胎滚动阻力影响的主效应分别如图5—7所示。其中,设计因子对轮胎滚动阻力的主效应是因子在某个水平所有试验中响应的平均值。

从图5可以看出,轮胎滚动阻力随着带束层角度的增大而减小,且随着带束层角度逐渐增大,轮胎滚动阻力减小的趋势也在减缓,带束层角度对轮胎滚动阻力的贡献率在79%左右。

从图6可以看出,轮胎滚动阻力随着带束层膨胀率的增大而减小,且随着带束层膨胀率的逐渐

表2 不同设计方案的轮胎滚动阻力计算结果

方案编号	带束层角度/(°)	带束层膨胀率/%	带束层模量/MPa	轮胎滚动阻力/N
1	22	1.5	90 000	40.314
2	22	1.8	100 000	40.299
3	22	2.1	110 000	40.377
4	22	2.4	120 000	40.252
5	22	2.6	130 000	40.190
6	24	1.5	100 000	40.006
7	24	1.8	110 000	39.975
8	24	2.1	120 000	39.870
9	24	2.4	130 000	39.829
10	24	2.6	90 000	39.749
11	26	1.5	110 000	39.760
12	26	1.8	120 000	39.761
13	26	2.1	130 000	39.757
14	26	2.4	90 000	39.612
15	26	2.6	100 000	39.628
16	28	1.5	120 000	39.678
17	28	1.8	130 000	39.666
18	28	2.1	90 000	39.588
19	28	2.4	100 000	39.626
20	28	2.6	110 000	39.627
21	30	1.5	130 000	39.660
22	30	1.8	90 000	39.573
23	30	2.1	100 000	39.589
24	30	2.4	110 000	39.575
25	30	2.6	120 000	39.555

增大,轮胎滚动阻力减小的趋势也在增大,带束层膨胀率对轮胎滚动阻力的贡献率在17%左右。

从图7可以看出,随着带束层模量的增大,轮胎滚动阻力先增大后减小,当带束层模量为110 000 MPa时,轮胎滚动阻力最大,带束层模量对轮胎滚动阻力的贡献率不到5%。

3.2 轮胎滚动阻力近似模型及其优化

近似模型法是通过数学模型逼近一组输入变量(独立变量)与输出变量(响应变量)的方法^[11]。

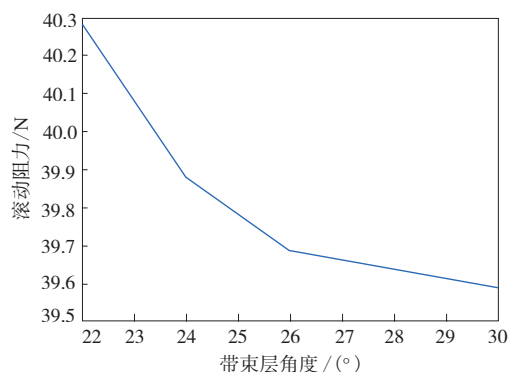


图5 带束层角度对轮胎滚动阻力影响的主效应

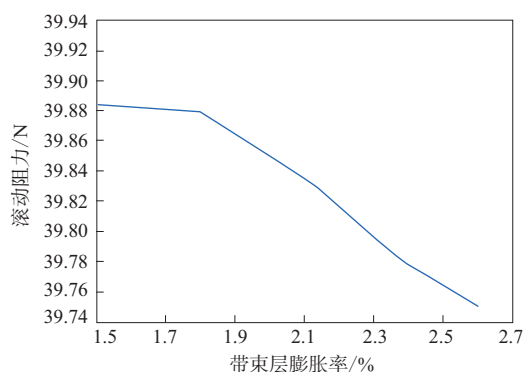


图6 带束层膨胀率对轮胎滚动阻力影响的主效应

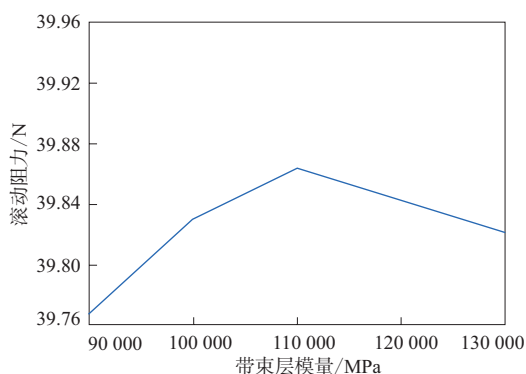


图7 带束层模量对轮胎滚动阻力影响的主效应

本工作轮胎滚动阻力近似模型采用响应面方法和多项式函数拟合设计空间。为提高模型的精度和质量,以残差平方和(S_R)为最小目标,进行目标项的最佳选择。 S_R 计算公式如下:

$$S_R = \sum_j^n (y_j - \bar{y}_j)^2 \quad (5)$$

式中, y_j 为实际响应值, $\bar{y}_j$ 为拟合响应值, j 为构造响应面模型的样本点数, n 为构造响应面模型的样本点总数。

由于带束层模量对轮胎滚动阻力的贡献在5%以内,为提高模型的精度和质量,在建立近似模型时不考虑带束层模量。

试验方案选用4次响应面模型,得到轮胎滚动阻力近似模型如下:

$$y = -0.000\,090\,8x_1^4 + 0.793x_2^4 + 0.007\,37x_1^3 - 6.625x_2^3 - 0.191x_1^2 + 20.420x_2^2 + 0.011\,6x_1x_2 + 1.254x_1 - 27.921x_2 + 61.638 \quad (6)$$

式中, y 为轮胎滚动阻力, x_1 为带束层角度, x_2 为带束层膨胀率。模型拟合优度为0.995 1,可以认为轮

胎滚动阻力近似模型和样本点的符合度较高,近似模型具有较高的可信度。

利用Isight软件对轮胎滚动阻力近似模型多项式进行优化,边界条件为:带束层角度 $22^{\circ}\sim 30^{\circ}$,带束层膨胀率 $1.5\%\sim 3.0\%$,目标设置 轮胎滚动阻力最小。通过软件计算后预测最优解为:带束层角度 30° ,带束层膨胀率 2.55% ,预测轮胎滚动阻力 39.456 N 。

对上述最优解提供的结构参数进行轮胎滚动阻力仿真验证,得到轮胎滚动阻力为 39.472 N ,与预测值误差不到1%,该方案在25个方案中滚动阻力最小。

4 结论

(1) 轮胎滚动阻力与带束层角度和带束层膨胀率负相关;随着带束层模量的增大,轮胎滚动阻力先快速增大后逐渐减小。通过主效应分析能够仿真得出带束层设计参数对轮胎滚动阻力的影响趋势。

(2) 带束层角度对轮胎滚动阻力的贡献最大,带束层膨胀率次之,带束层模量最小,在轮胎设计中可以通过调整带束层角度来调整轮胎滚动阻力。

(3) 对试验数据建立近似模型再进行最优解

分析能够快速准确地获得轮胎滚动阻力目标值,可代替高精度的有限元仿真模型进行轮胎优化设计,为低滚动阻力轮胎的优化设计提供了一种高效可行的方法。

参考文献:

- [1] 刘俊杰,陈亚婷,周磊,等. 轿车轮胎滚动阻力的研究[J]. 轮胎工业,2020,40(2):84-87.
- [2] 王国林,吴旭,梁晨,等. 低滚动阻力轮胎结构设计[J]. 机械设计与制造,2018(z2):77-82.
- [3] 姚冰,冯琳阁,张鹏,等. 胎面胶对全钢子午线轮胎滚动阻力影响的有限元分析[J]. 轮胎工业,2021,41(2):86-88.
- [4] GENT A N, WALTER J D. 轮胎理论与技术[M]. 北京:清华大学出版社,2013:158-165.
- [5] 俞淇. 子午线轮胎结构设计及制造技术[M]. 北京:化学工业出版社,2005:122.
- [6] 曾攀. 有限元分析及应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- [7] 隋永强,高磊,王晓凡. 橡胶材料本构模型辨识方法改进[J]. 轮胎工业,2019,39(12):713-717.
- [8] 曹金凤,王志文,王慎平,等. 基于Python语言和Abaqus软件的轮胎参数化高效建模技术[J]. 橡胶工业,2021,68(11):816-821.
- [9] 臧孟炎,王立臣,周涛. 子午线轮胎的动态特性仿真分析与评价[J]. 华南理工大学学报(自然科学版),2020,48(8):124-129.
- [10] 郗永红. 基于试验法和有限元法对轮胎滚动阻力影响因素的研究[D]. 青岛:青岛理工大学,2018.
- [11] 赖宇阳,姜欣. Isight参数优化理论与实例详解[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2012.

收稿日期:2022-07-07

Optimization of Belt Design for Low Rolling Resistance Passenger Car Radial Tire

GUO Leilei, HU Debin, CUI Zhibo, LI Jin, WANG Yi

(Hangzhou Haichao Rubber Co., Ltd, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The effect of belt design parameters on the rolling resistance of the passenger car radial tire was studied by using the finite element analysis method. The results showed that the tire rolling resistance was negatively related to the belt angle and belt expansion rate. With the increase of belt modulus, the rolling resistance of the tire increased rapidly at first and then decreased gradually. The belt angle was the most important factor affecting the rolling resistance of the tire. The goodness of fit of the approximate model established was 0.995 1, which had high reliability. It provided an efficient and feasible method for the optimal design of the low rolling resistance tire.

Key words: passenger car radial tire; rolling resistance; belt angle; belt expansion rate; belt modulus; approximate model; optimization