

全钢载重子午线轮胎振动噪声与接地性态参数关系研究

乔磊¹, 安登峰², 王国林¹, 周海超¹

(1. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 北京橡胶工业研究设计院有限公司, 北京 100143)

摘要:以275/70R22.5全钢载重子午线轮胎为研究对象,在不改变轮胎外轮廓的条件下,通过仿真分析获得不同带束层结构下的轮胎振动噪声与接地性态参数之间的关系。结果表明,适度增大轮胎接地面积有利于降低轮胎振动噪声,接地压力增大则会导致振动噪声升高,接地压力偏度值变化会引起振动噪声剧烈波动,轮胎径向刚度增大会导致振动噪声升高,轮胎硬度因数较小时振动噪声相对较小。

关键词:全钢载重子午线轮胎;振动噪声;接地性态参数;有限元模型;仿真分析

中图分类号:U463.341⁺.1/.6

文章编号:1006-8171(2019)08-0455-05

文献标志码:A

DOI:10.12135/j.issn.1006-8171.2019.08.0455

车辆行驶过程中产生的噪声主要来源于3部分:轮胎噪声、发动机噪声和车辆其他部件产生的噪声^[1-2]。随着发动机及传动系统降噪技术的发展,轮胎噪声所占比例将会日益提高。研究表明^[3],当汽车高速行驶时,轮胎噪声是汽车行驶噪声的主要噪声源。随着汽车电动化的普及,轮胎噪声对行车舒适性的影响将会日益明显。欧盟于2009年推出的EC 1222/2009法规也标志着轮胎降噪势在必行^[4]。对全钢载重子午线轮胎而言,振动噪声是其主要噪声来源^[5]。轮胎滚动过程中受到外界激励,这些激励使得轮胎胎体、胎面、胎侧振动,从而向外界辐射噪声。国内外学者早已展开对全钢载重子午线轮胎振动噪声的研究^[6-9]。目前关于结构设计对轮胎接地印痕及轮胎噪声性能影响的研究较多,而关于轮胎振动噪声与轮胎接地印痕之间关系的研究较少。

本工作通过调整轮胎带束层结构,展开轮胎接地印痕与轮胎振动噪声之间关系的研究,为调整轮胎接地印痕角度以降低轮胎振动噪声提供一定的理论指导。

以275/70R22.5轮胎为研究对象,利用非线性有限元分析软件Abaqus获得轮胎的接地性态参数,利用声学仿真计算软件LMS Virtual Lab获得轮胎的振动噪声数值,以此为基础研究轮胎接地性态参数与轮胎振动噪声之间的关系。

1 轮胎有限元模型建立及验证

1.1 有限元模型建立

考虑到计算效率及轮胎细小沟槽对全钢载重子午线轮胎振动噪声影响较小,建立只包含轮胎纵向花纹的有限元模型。由于轮胎是由橡胶、骨架材料等多种材料组成的复合体,有限元分析过程中橡胶部分采用CGAX3与CGAX4R单元模拟,钢丝帘线部分采用SFMGAX1单元模拟。橡胶材料模型选取了Neo-Hooke超弹性模型,钢丝帘线采用Rebar模型。

分析过程中首先依据轮胎CAD草图在Hypermesh中建立半轮胎模型,之后通过对称得到完整的轮胎断面图,将建立的轮胎断面图输入到Abaqus软件中完成轮胎模型在额定负荷、标准充气压力下的充气、三维旋转、加载、滚动、模态等仿真分析。轮胎建模过程如图1所示。

1.2 轮胎有限元模型验证

1.2.1 轮胎接地尺寸和径向刚度

轮胎接地印痕可以综合反映轮胎与路面接

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675240,51605198);江苏省青年科学基金资助项目(KB2016042722)

作者简介:乔磊(1994—),男,山东日照人,江苏大学在读硕士研究生,主要从事汽车轮胎性能分析及结构设计的研究。

E-mail:961842212@qq.com

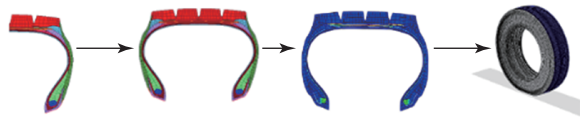
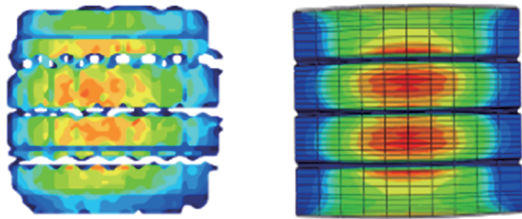


图1 轮胎有限元建模过程

触过程中的力学与几何信息,轮胎径向刚度影响轮胎的径向变形,因而对轮胎振动噪声有较大影响。轮胎接地印痕如图2所示。



(a) 试验结果 (b) 仿真结果

图2 轮胎接地印痕

图2(a)和(b)分别为利用Tirescan通过试验和Abaqus仿真分析获取的轮胎接地印痕。通过对比可以发现,两种手段获取的接地印痕一致性良好。为进一步验证仿真模型的有效性,对两种手段获得的轮胎断面宽度、接地印痕长度和宽度及径向刚度进行对比分析,结果如表1所示。

表1 轮胎的接地尺寸和径向刚度

项 目	试验值	仿真值	相对误差/%
轮胎断面宽度/mm	277.0	274.5	-0.9
接地印痕长度/mm	215.0	219.6	2.1
接地印痕宽度/mm	215.0	214.8	-0.1
径向刚度/(kN·m ⁻¹)	943.4	882.5	-6.5

从表1可以看出,试验及仿真两种手段获得的轮胎断面宽度、接地印痕长度和宽度及径向刚度最大误差为6.5%,试验值与仿真值具有良好的—致性。

1.2.2 轮胎模态

在分析轮胎振动噪声过程中,轮胎模态是影响振动噪声的显著因素,在进行轮胎振动噪声仿真分析之前将仿真获取的轮胎振动模态与试验获取的轮胎振动模态进行对比,通过对比试验与仿真获取的前6阶振型图及固有频率来验证模型的有效性,轮胎前6阶试验和仿真的振型图分别如图3和4所示。

对比图3和4可以看出,通过仿真手段获取的振

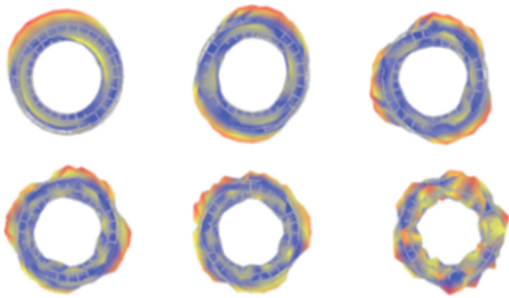


图3 轮胎前6阶试验振型图

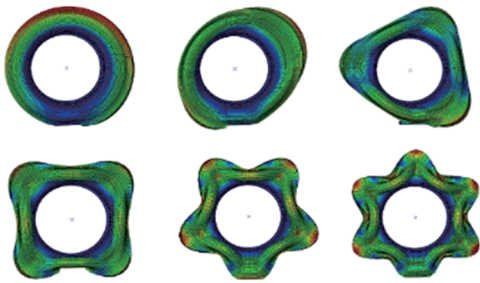


图4 轮胎前6阶仿真振型图

型图很好地还原了轮胎在试验中的振型。同时对比试验手段与仿真手段获取的固有频率可以发现,两种手段获取的固有频率最大误差不超过4.5 Hz,仿真结果与试验结果一致性良好。试验手段与仿真手段获取的轮胎前6阶固有频率如表2所示。

表2 轮胎前6阶固有频率 Hz

阶次	试验值	仿真值	绝对误差
1	82.68	83.00	0.32
2	93.89	94.77	0.88
3	114.57	110.33	-4.24
4	137.31	140.77	3.46
5	161.81	161.82	0.01
6	174.43	173.10	-1.33

2 轮胎接地性态参数和振动噪声仿真

2.1 轮胎接地性态参数

轮胎接地性态参数是轮胎与地面接触过程中轮胎接地印痕的几何及力学参数,文献[10]对轮胎接地性态参数进行了较为深入地研究。本工作选取了轮胎接地性态参数中的接地面积、接地压力、接地压力偏度值、硬度因数和径向刚度作为研究参数,分析其对轮胎振动噪声的影响。

全钢载重子午线轮胎带束层的宽度和角度对其接地性态有直接影响^[11]。因此选取带束层结构

为设计变量,通过改变带束层宽度和角度实现轮胎接地与轮胎振动噪声的变化。考虑到全钢载重子午线轮胎的2[#]和3[#]带束层为主要工作层,因此选取上述2层带束层的宽度和角度作为设计变量进行正交试验,正交试验表如表3所示。

表3 带束层设计正交试验表

方 案	L1	L2	L3	L4
1	2	2	2	2
2	2	3	3	3
3	2	1	1	1
4	3	2	3	1
5	3	3	1	2
6	3	1	2	3
7	1	2	1	3
8	1	3	2	1
9	1	1	3	2

注:L1和L2分别为2[#]带束层的宽度和角度,L3和L4分别为3[#]带束层的宽度和角度。1表示在现有水平上降低5%,2表示维持现有水平,3表示在现有水平上增加5%。

2.2 轮胎振动噪声的仿真

本工作对于振动噪声的仿真分析采用考虑结构模态的模态声学传递向量法,分析不同设计方案轮胎在500 Hz以下的振动噪声。仿真过程中在轮胎下方定义一个全反射地面,在轮胎上方定义一个ISO标准场点网格并设置19个场点,振动噪声计算模型如图5所示。

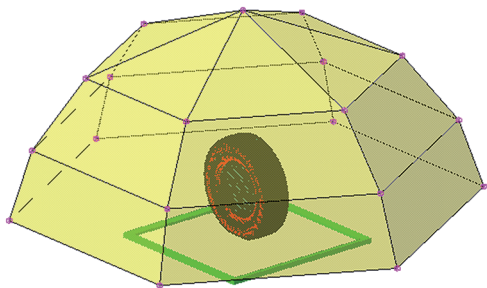


图5 轮胎振动噪声计算模型

场点声压级叠加公式如下：

$$L_p = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10}$$

式中, L_p 为叠加之后的场点声压级, L_{pi} 为各场点的计权声压级。

2.3 轮胎接地性态参数与振动噪声仿真结果的关系

针对设计的正交试验方案进行仿真分析,提取

出的轮胎总体接地区域的接地性态参数与振动噪声的关系如图6—10所示。

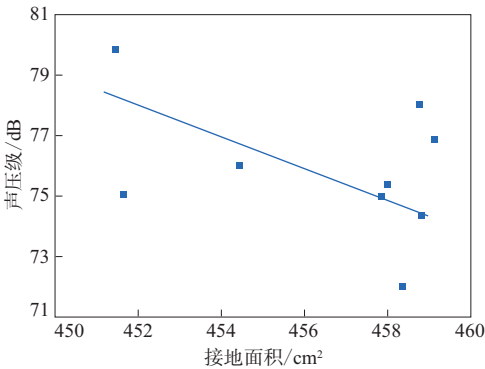


图6 接地面积与振动噪声关系散点图

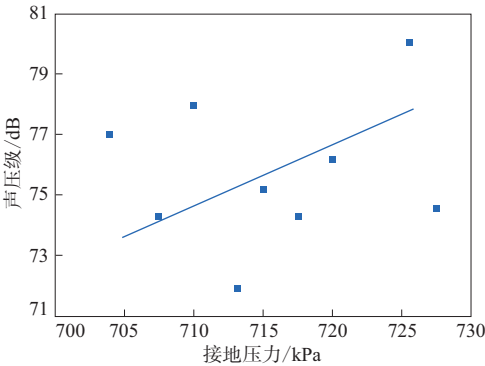


图7 接地压力与振动噪声关系散点图

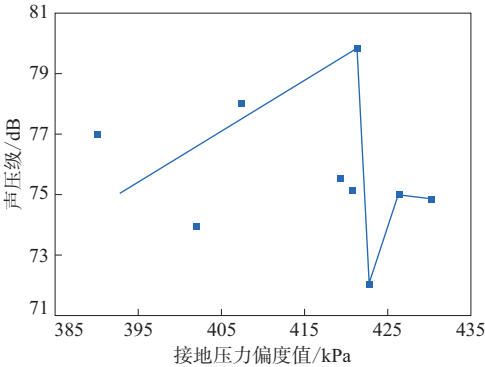


图8 接地压力偏差值与振动噪声关系散点图

从图6可以看出,轮胎振动噪声随着接地面积的增大总体呈现降低的趋势。这是由于较大的接地面积有利于降低轮胎接地压力,提升轮胎接地的均匀性。可见,合理地增大轮胎接地面积有利于降低轮胎振动噪声。

从图7可以看出,随着接地压力的增大,轮胎振动噪声呈现增大趋势,这与接地面积增大振动

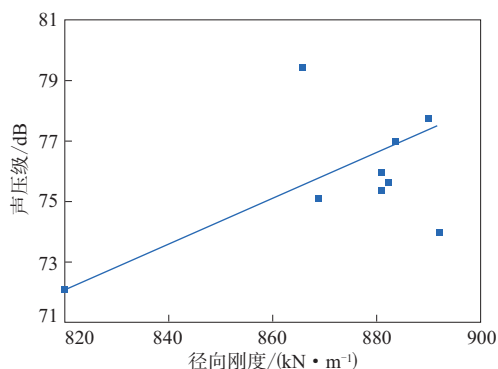


图9 轮胎径向刚度与振动噪声关系散点图

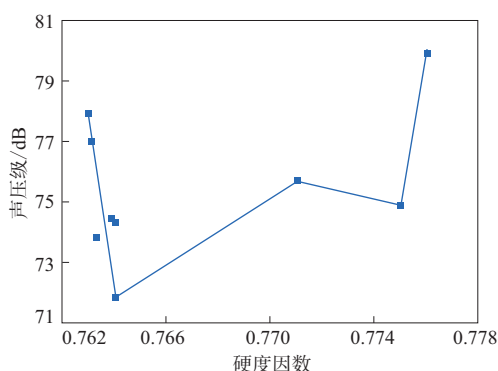


图10 轮胎硬度因数与振动噪声关系散点图

噪声降低的规律相一致。因此通过合理地胎体结构设计增大接地面积和降低接地压力对降低轮胎振动噪声具有积极意义。

从图8可以看出,轮胎振动噪声随接地压力偏度值增大先增大后急剧减小,之后再次增大并趋于平稳变化。当接地压力偏度值在420 kPa附近波动时振动噪声波动剧烈,因此在轮胎结构设计过程中需要重视轮胎接地压力偏度值的变化,防止较小的接地压力偏度值变化造成轮胎振动噪声的剧烈增大。

从图9可以看出,随着轮胎径向刚度的增大,轮胎振动噪声呈现出明显的上升趋势。这是由于在相同负荷条件下,径向刚度增大,轮胎变形量减小,轮胎吸收外界冲击能力减弱,外界冲击引起轮胎振动变得更加明显。因此,在轮胎结构设计过程中合理地减小轮胎径向刚度,有利于轮胎振动噪声的降低,且径向刚度减小,轮胎径向变形量增大,轮胎吸振能力增强,乘坐舒适性也得到改善。

轮胎硬度因数反映了轮胎充气压力的承载能力,硬度因数小于1时代表轮胎充气压力足够承载

轮胎负荷。本次仿真所获得的轮胎硬度因数均小于1,说明该轮胎充气压力足够承载所施加负荷。在硬度因数较小(小于0.765)时轮胎振动噪声总体较小,这说明当轮胎有足够承载能力时有利于轮胎振动噪声的降低。

从图10可以看出,硬度因数为0.764时出现最小噪声,此时若硬度因数继续降低噪声反而会快速增大,这说明当轮胎承载能力过大时轮胎变形吸振能力减弱,这与径向刚度增大导致轮胎变形能力降低和振动噪声升高的关系类似。

3 结论

带束层设计引起轮胎接地性态参数和轮胎振动噪声的变化,本工作研究了轮胎接地面积、接地压力、接地压力偏度值、径向刚度、硬度因数与轮胎振动噪声之间的关系。

研究发现,适度增大轮胎接地面积有利于降低轮胎振动噪声,但接地面积过大会导致振动噪声升高;接地压力增大会引起轮胎振动加剧从而导致振动噪声升高;接地压力偏度值在420 kPa附近微小的波动将会引起振动噪声剧烈变化,因此在结构设计时应特别注意接地压力偏度值的变化情况;轮胎径向刚度增大会引起轮胎变形减小、吸振能力降低,导致振动噪声升高;轮胎硬度因数与轮胎受载变形有关,虽然其较小时振动噪声相对较小,但过小的硬度因数将引起变形减小反而会导致振动噪声升高。研究结果为依据轮胎接地性态参数优化轮胎结构、降低轮胎振动噪声提供了一定的理论指导。

参考文献:

- [1] 王国林,毛竹君,周海超,等. 轮胎单个横沟泵吸噪声计算方法研究[J]. 机械工程学报,2012,48(4):116-119,128.
- [2] 许志超,周福强,危银涛,等. 商用车轮胎通过噪声与温度、速度和花纹关系的实验研究[J]. 橡胶工业,2017,64(11):655-659.
- [3] 危银涛,冯希金,郑小刚,等. 乘用车子午线轮胎泵浦噪声机理的实验-数值混合分析方法[J]. 振动与冲击,2015,34(11):166-172.
- [4] 徐丽红,牟守勇. 我国轮胎标签制度的形势分析[J]. 橡胶科技,2017,15(1):9-11.
- [5] Belgacem W, Berry A, Masson P. Active Vibration Control on a Quarter-Car for Cancellation of Road Noise Disturbance[J]. Journal

- of Sound & Vibration, 2012, 331 (14) : 3240-3254.
- [6] 赵璠, 王国林, 周海超, 等. 带束层结构对载重子午线轮胎接地印痕及噪声的影响[J]. 橡胶工业, 2013, 60 (8) : 478-482.
- [7] Boy D J O, Dowling A P. Tyre/Road Interaction Noise—A 3D Viscoelastic Multilayer Model of a Tyre Belt[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 322 (4) : 829-850.
- [8] Dubois G, Cesbron J, Yin H P, et al. Statistical Estimation of Low Frequency Tyre/Road Noise from Numerical Contact Forces[J]. Applied Acoustics, 2013, 74 (9) : 1085-1093.
- [9] Sam K B. A Study on Tire-Structure-Borne Sound[J]. Jsme International Journal, 2003, 46 (2) : 683-691.
- [10] 梁晨, 王国林, 周海超, 等. 子午线轮胎接地压力分布评价试验研究[J]. 汽车技术, 2013 (11) : 38-42.
- [11] 刘剑美, Siegfried Ratzeburg, 朱庆帅, 等. 骨架材料结构对轮胎噪声的影响[J]. 轮胎工业, 2018, 38 (4) : 215-216.
- 收稿日期: 2019-02-26

Study on Relationship between Vibration Noise and Grounding Parameters of Truck and Bus Radial Tire

QIAO Lei¹, AN Dengfeng², WANG Guolin¹, ZHOU Haichao¹

(1. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Beijing Research & Design Institute of Rubber Industry Co., Ltd, Beijing 100143, China)

Abstract: Taking 275/70R22.5 truck and bus radial (TBR) tire as the research object, the relationship between vibration noise and grounding parameters with different design of belt structure and without changing the outer contour of the tire was obtained by simulation analysis. The results showed that, the tire vibration noise was reduced with appropriate increase of the tire contact area, and the tire vibration noise was increased with the increase of contact pressure. The change of the variation magnitude of contact pressure could cause the drastic change of the vibration noise, and the increase of radial stiffness could lead to the increase of the vibration noise. The vibration noise was relatively small when the tire hardness factor was small.

Key words: truck and bus radial tire; vibration noise; grounding parameter; finite element model; simulation analysis

TBC Brands扩大Power King轮胎系列

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com) 2019年5月1日报道:

TBC Brands有限公司推出了一种用于装载机和铰接式卡车的工程机械子午线轮胎。Power King xERT-3HD (见图1) 是一款适用于E-3和L-3服务的超值轮胎。

xERT-3HD轮胎的自洁胎面可在越野条件下提供牵引力,使其成为市政和集合作业的理想选择。其宽且扁平的接地印痕与增大的花纹饱和度相结合,提高了轮胎的操纵稳定性和延长了胎面寿命。这些装载机轮胎拥有耐磨和抗切割胎面胶和厚基部胶。

TBC Brands商用轮胎部门高级副总裁Bill Dashiell说:“这款工程机械轮胎专为追求具有出色翻新性能、高质量胎体的长寿命原配轮胎经销商而设计。”



图1 Power King xERT-3HD轮胎

Power King xERT-3HD系列轮胎现可提供4种规格: 20.5R25, 23.5R25, 26.5R25和29.5R25。

Power King系列非公路轮胎具有5年工艺和材料担保,包括胎面磨损深度不超过10%时由于设计、工艺或材料方面的缺陷而无法使用的轮胎在前12个月内免费更换。在免费更换期外或胎面磨损深度超过10%的轮胎,可根据生产日期和安装后轮胎使用程度按比例补贴。

(吴淑华摘译 吴秀兰校)