

# 电动汽车轮胎滚动阻力与噪声协调设计及产品开发

殷瑞婧<sup>1,2</sup>, 雍占福<sup>3</sup>, 冯启章<sup>1</sup>, 王 昊<sup>1</sup>, 危银涛<sup>1\*</sup>

(1.清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室,北京 100084;2.燕山大学 车辆与能源学院,河北 秦皇岛 066000;  
3.青岛科技大学 高分子科学与工程学院,山东 青岛 266042)

**摘要:**提出电动汽车轮胎滚动阻力与噪声协调设计理论:选择窄胎面、大外径的轮胎尺寸,将标准充气压力提高到320 kPa,带束层采用大角度设计方案(60°~70°),花纹设计和节距排列在考虑降低滚动阻力的同时兼顾降低噪声。以国内一款B级纯电动汽车为例,为其开发一款电动汽车专用155/65R17轮胎,并进行有限元建模仿真和节距噪声优化,进行滚动阻力计算和六分力预报。结果表明,开发的155/65R17电动汽车轮胎滚动阻力系数为6.36 kg·t<sup>-1</sup>,达到了A级指标,噪声和操纵稳定性满足设计要求,实现了滚动阻力、噪声和操纵稳定性的协调控制。

**关键词:**电动汽车轮胎;子午线轮胎;结构设计;滚动阻力;噪声

**中图分类号:**U463.341<sup>+</sup>.4/.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-8171(2017)02-0067-08

轮胎作为汽车的唯一接地部件,其滚动阻力直接影响汽车的燃油经济性,约20%的汽车燃油被轮胎滚动阻力所消耗<sup>[1]</sup>。汽车行驶速度超过一定值时,轮胎噪声就成为汽车噪声的主要来源<sup>[2-3]</sup>。近年来,各国法规中对轮胎滚动阻力和噪声的要求越来越严苛,如2012年开始实施的欧盟轮胎标签法对轮胎的滚动阻力、噪声和湿滑性能进行了分级和限制<sup>[4]</sup>。绿色轮胎及低噪声轮胎一直是轮胎行业研究的热点,而轮胎各方面性能的协调设计是研究的难点。

电动汽车因为环保、零排放或低排放、能量来源广泛和均衡、对环境友好等而发展迅猛,但由于电池储能量低、续航里程短造成的便捷性差问题一直限制着电动汽车的更快发展<sup>[5]</sup>。为了提高续航里程以及整车节能性,汽车制造商对轮胎提出更大程度地降低滚动阻力的要求,同时轮胎领域的各大轮胎公司争先为汽车制造商开发出适配于新能源汽车的超低滚动阻力轮胎。2012年,米其林公司推出专用电动汽车轮胎——雷诺ZOE电动汽车的原配胎,其滚动阻力系数降低了20%,使得汽车的续航里程提高了6%<sup>[6]</sup>。2013年,普利司通公司推出绿歌伴EP150轮胎用于通用Spark系列电

动汽车。2014年,普利司通公司为宝马i3电动汽车提供一系列规格的Ecopia EP500 ologic轮胎,采用了增大轮胎直径的同时提高充气压力的方法,从而在确保接地面积的同时,抑制了胎面变形,使滚动阻力降低了30%左右<sup>[7]</sup>。2015年11月,在第13届中国广州国际汽车展上,广州市华南橡胶轮胎有限公司推出万力概念轮胎“PIONEER先锋”,它是国内首款新能源汽车专用的低滚动阻力轮胎,滚动阻力比普通轮胎降低10%左右<sup>[8]</sup>。

以上这些电动汽车轮胎产品的滚动阻力比普通轮胎大幅降低,但对轮胎的噪声都没有提及,如何提出电动汽车轮胎的设计理论以及如何进行轮胎的滚动阻力与噪声的协调设计,尚未见诸报道。本工作提出电动汽车轮胎的设计理论,为了更好地说明,针对国内某款B级纯电动汽车进行电动汽车轮胎的滚动阻力与噪声协调设计及产品开发,对电动汽车轮胎进行有限元建模仿真和节距噪声优化,并进行滚动阻力计算和六分力预报,最终实现了电动汽车轮胎滚动阻力、噪声和操纵稳定性的协调控制。

## 1 电动汽车轮胎滚动阻力与噪声协调设计理论

电动汽车和燃油汽车除动力不一样外,载荷分布和速度要求也有一些差别,在轮胎的结构设计和材料配方方面与传统轮胎会有一些不同。与

**作者简介:**殷瑞婧(1991—),女,山西吕梁人,清华大学和燕山大学联合培养在读硕士研究生,主要从事轮胎有限元分析、滚动阻力计算与绿色轮胎的研究开发。

\*通信联系人

传统燃油汽车相比,电动汽车需要更加节能,另外,电动汽车没有发动机噪声,在高速行驶时由于没有内燃机噪声的掩蔽,电动汽车轮胎噪声比较明显<sup>[9]</sup>。因此,滚动阻力和噪声对于电动汽车轮胎来说是两个相对比较重要的性能,设定设计目标时需要兼顾。设计目标可以用式(1)表示。

$$\phi = \phi(R, C_a) = \alpha_1 \frac{R}{R_0} + \alpha_2 \frac{S_a}{S_0} \quad (1)$$

$$0 \leq \alpha_1, \alpha_2 \leq 1$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1$$

式中  $\phi$ ——设计目标,即关于滚动阻力系数和噪声指数的函数;

$R$ ——新设计轮胎的滚动阻力系数;

$C_a$ ——新设计轮胎的噪声指数;

$R_0$ ——A级滚动阻力系数;

$S_a$ ——新设计轮胎的噪声指数;

$S_0$ ——A级噪声指数;

$\alpha_1$ ——滚动阻力对 $\phi$ 的影响因子;

$\alpha_2$ ——噪声对 $\phi$ 的影响因子。

$\phi$ 值越接近于1,新设计的轮胎越容易实现轮胎滚动阻力与噪声的协调控制。电动汽车轮胎的设计目标是让 $\phi$ 值接近于1,而 $\alpha_1$ 值和 $\alpha_2$ 值的选取需视情况而定。电动汽车轮胎的滚动阻力与噪声协调设计理论如下。

(1) 电动汽车轮胎不再采用传统的扁平化设计,而是采用大外径、窄胎面、中等扁平比(65系列)的子午线轮胎设计。这是因为窄胎面轮胎接地面积小,滚动阻力会降低。此外,通过窄胎面、大外径的设计还可降低车辆行驶时的空气阻力,与轮胎本身的空气阻力相比,车身下部的气流改善效果更大,可使车身的空气阻力降低数个百分点,同时还能保持轮胎在湿滑路面上的出色抓地力。

(2) 电动汽车轮胎的标准充气压力不再采用传统的230~250 kPa,而是300~320 kPa。在保证轮胎安全性能的前提下,由于采用窄胎面大外径的设计,因此使轮胎充气压力可提高至320 kPa,使轮胎与地面的接触变形减小,滚动阻力降低。

(3) 电动汽车轮胎采用新型大角度带束层设计,其目的一是弥补由于窄胎面、大外径带来的侧向性能不足问题,二是实现了轮胎带束层与冠带层功能分工,减小了传统带束层的环变形和纵向

变形,从而减小了胎面变形,降低了滚动阻力。

(4) 电动汽车轮胎的设计采用材料与结构一体化设计,由于带束层角度变大,因此为了保证带束层的箍紧系数不变,冠带层的材料必然会发生变化。

(5) 电动汽车轮胎的花纹设计要同时考虑轮胎的滚动阻力和噪声,可以通过节距优化方法降低噪声。

## 2 结构与有限元分析

为了更形象地说明新型电动汽车低滚动阻力轮胎的设计理论,针对国内主流的B级电动汽车,进行新型电动汽车轮胎的设计与产品开发。以国内一款纯电动汽车为例,专门针对该车设计了一款新型低滚动阻力轮胎——155/65R17电动汽车子午线轮胎。

### 2.1 技术要求

由于155/65R17电动汽车子午线轮胎没有相应的国家标准,因此参照欧盟ETRTO 2014,确定155/65R17电动汽车子午线轮胎技术参数为:标准轮辋 4.5J,充气外直径( $D'$ ) 634 (627.66~640.34) mm,充气断面宽( $B'$ ) 157 (151.51~162.50) mm,标准负荷 437 kg,标准充气压力 320 kPa。

### 2.2 结构设计

根据设计准则和经验,本次设计外直径( $D$ )取638 mm,断面宽( $B$ )取161 mm,行驶面宽度( $b$ )取112 mm,行驶面弧度高( $h$ )取6.5 mm,胎圈着合直径( $d$ )取436.6 mm,胎圈着和宽度( $C$ )取127 mm,断面水平轴位置( $H_1/H_2$ )取1.12。

胎面花纹采用3条纵向花纹沟,并结合倾斜的弧形横向花纹沟槽设计,在确保排水性能的同时提高了抓着性能,兼顾了节能性和安全性。在各花纹块上排布了很多钢片,有利于提高轮胎的舒适性和操纵性能。胎面花纹展开如图1所示。

本电动汽车轮胎采用2层钢丝带束层和2层 $0^\circ$ 带束层结构,与传统轮胎相比都有很大的不同。传统的乘用车子午线轮胎的带束层角度为 $15^\circ \sim 22^\circ$ ,本设计带束层采用大角度设计,为 $65^\circ$ 。该设计可降低轮胎的滚动阻力并且提高轮胎的操纵稳定性。

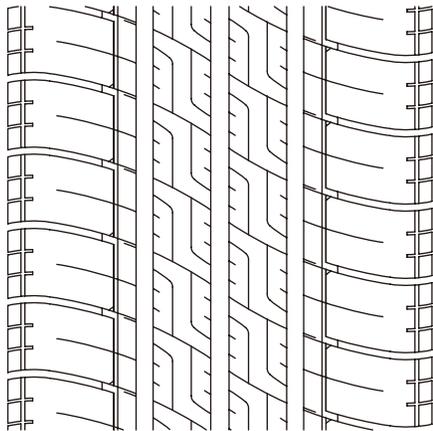


图1 胎面花纹展开示意

为了弥补大角度带束层箍紧力不足的问题,  $0^\circ$ 带束层采用芳纶材料, 弹性模量可达到90 GPa。一般轿车子午线轮胎胎体采用聚酯、改性锦纶、人造丝和钢丝帘线等材料, 本设计胎体骨架材料选用人造丝。钢丝圈钢丝直径为0.95 mm, 钢丝排列方式为4-5-4, 满足设计要求。

### 2.3 有限元建模与分析

先绘制155/65R17轮胎的材料分布图, 再根据材料分布图在Hypermesh中画分其二维有限元网格。二维有限元模型具有11种橡胶单元选择集, 6种骨架材料单元选择集, 共有1 205个节点、1 104个单元。橡胶的二维单元采用4节点双线性轴对称杂交元CGAX4H和3节点线性轴对称杂交元CGAX3H, 其中又以CGAX4H为主。充气轮胎的二维和三维有限元模型如图2所示。轮胎的胎体帘布层、带束层、冠带层、钢丝圈是由帘线和橡胶组成的复合材料, 对于复合材料的模拟, Abaqus软件以Rebar单元代表帘线, 通过Rebar单元嵌入到橡胶单元的方法进行模拟, Rebar单元的类型是2节点线性轴对称单元SFMGAX1。

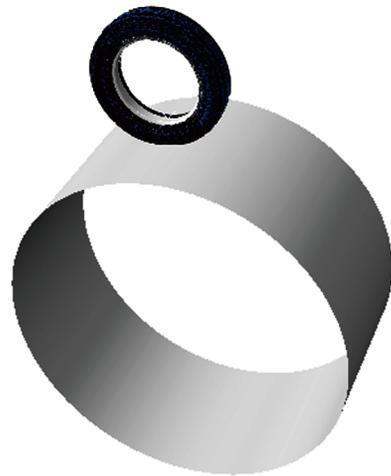
三维模型是利用Abaqus中的旋转与结果传递功能, 由二维模型旋转得到。三维模型通过Abaqus软件提供的\*Symmetric model generation功能直接生成对应的六面体单元, 轮辋和滚筒则简化为解析刚体<sup>[10]</sup>。图2(b)所示的三维轮胎有限元模型在二维网格的基础上按指定方式在3个方向上平均生成了100个相同的网格截面。

#### 2.3.1 材料模型

橡胶材料的静态力学性能由橡胶材料的本



(a) 二维网格和材料分布



(b) 三维有限元模型

图2 轮胎二维和三维有限元模型

构模型来表征, 材料本构参数的确定是轮胎有限元结构分析的基础, 常用的本构模型有Mooney-Rivlin, Ogden, Neo-Hookean, Yeoh 和 Arruda-Boyce等<sup>[11]</sup>。本工作在考虑有限元计算的精确性和收敛性因素的情况下, 在对155/65R17轮胎进行有限元计算中最终选择Ogden( $n=3$ )本构模型。

轮胎中的各类帘线材料直接采用Hooke定律弹性模型, 同时采用Rebar单元直接定义帘线的间距、横截面积、角度和模量等参数。

#### 2.3.2 约束边界条件及设置加载条件

轮胎在实际装配和充气过程中, 轮辋是不动的, 因此给轮辋添加6个方向自由度的约束。为了保证轮胎充气过程中在水平方向按照轴对称方式变形, 对二维对称轴处添加水平平动和转动自由度约束。轮胎和轮辋采用位移装配方法, 不但有利于有限元计算的收敛性, 还可以提高装配效率。充气过程采用对轮胎表面添加均匀充气压力

来实现,该压力始终垂直作用于轮胎内表面。仿真中轮胎的加载通过转鼓实现。加载过程分两步实施,第1步对转鼓施加一个靠近轮胎中心的位移,实现位移加载,提高计算效率;第2步给转鼓施加一个目标载荷,方向从转鼓中心指向轮胎中心。155/65R17轮胎的三维静态仿真条件:充气压力为320 kPa,载荷为标准载荷的80%(3 426 N)。155/65R17轮胎的三维稳态滚动仿真利用Abaqus的稳态传输(Steady State Transport)分析选项,给轮胎施加80 km·h<sup>-1</sup>的旋转速度,其特点是运动基于欧拉方式描述,变形采用拉格朗日方式描述。

### 2.3.3 滚动阻力预报原理和方法

轮胎的滚动阻力是一种能量损失的量度,即轮胎滚过单位距离所消耗的能量,其量纲为J·m<sup>-1</sup>,在形式上等于力的单位(N)<sup>[12]</sup>。滚动阻力主要是轮胎体内能量耗散的结果,实际上滞后损失占到了整个滚动阻力的90%~95%<sup>[13]</sup>。

本工作滚动阻力的预报方法采用文献[14]中的轮胎热-力学半耦合的三维非线性有限元方法。滚动阻力的具体计算流程如图3所示。

典型的滚动轮胎内的应力-应变循环是非谐变的<sup>[15]</sup>,针对此问题,Shida<sup>[16]</sup>对应力应变进行傅里叶变换,同时考虑到轮胎在建模时被划分为很多个单元,且每个单元的应力、应变有6个分量,则轮胎滚动1周的滞后损失( $E_L$ )如式(2)所示:

$$E_L = V \int \sigma(t) d\varepsilon = \sum_{l=1}^M \sum_{m=1}^6 \sum_{n=1}^N (\pi n V A_n^\sigma A_n^\varepsilon \tan \delta_n) \quad (2)$$

式中  $V$ ——粘弹性材料的体积;

$\sigma$ ——应力;

$t$ ——时间;

$\varepsilon$ ——应变;

$l$ ——单元号;

$m$ ——应力应变的向量数;

$n$ ——被傅里叶变换的谐波数;

$M$ ——整个轮胎的单元数;

$N$ ——傅里叶总共展开的项数;

$A^\sigma$ ——应力的幅值;

$A^\varepsilon$ ——应变的幅值;

$\tan \delta$ ——粘弹性材料的损耗因子。

滚动阻力( $F_R$ )和滚动阻力系数( $f$ )采用式(3)

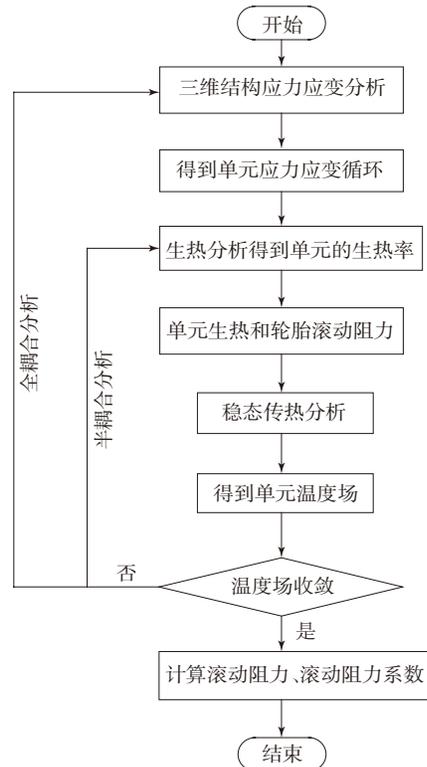


图3 滚动阻力的计算流程示意

和(4)计算。

$$F_R = \frac{E_L}{L} = \frac{E_L}{2\pi R} \quad (3)$$

$$f = \frac{F_R}{F_N} \quad (4)$$

式中  $L$ ——轮胎稳态滚动1周的距离;

$R$ ——轮胎的稳态滚动半径;

$F_N$ ——轮胎的载荷。

### 3 节距噪声优化方法

众所周知,花纹节距排列不同,轮胎噪声性能也有差别。优化节距排列是优化轮胎噪声性能最直接有效的手段。轮胎在滚动过程中,花纹节距可以看做是一个个的声音信号。轮胎滚动1周是1个周期,可以对此时域信号进行傅里叶变换得到轮胎节距噪声的谐波谱。

$$f(t) = \sum_{i=0}^{+\infty} a_i \cos\left(2\pi \frac{1}{T} it\right) + b_i \sin\left(2\pi \frac{1}{T} it\right) \quad (5)$$

$$a_i = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) dt \quad (6)$$

$$b_i = \frac{T}{2} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) \sin\left(2\pi \frac{1}{T} it\right) dt \quad (7)$$

式中  $f(t)$ ——时域信号的原函数;

$i$ ——傅里叶变换的阶数;  
 $a_i$ 和 $b_i$ ——傅里叶变换的常数项;  
 $T$ ——傅里叶变换的最小周期。

随着节距设计种类的增加和节距总数的增多,可能的节距排列方式近乎天文数字。要在海量的节距排列方式中选出噪声性能好的节距排列无异于大海捞针。因此需要用数值的方法来进行节距排列优化。本工作采用文献[17]中演化算法进行节距排列优化。节距排列优化流程如图4所示,图中 $X(f)_T$ 为节距排列优化目标函数适应度期望值, $X(f)_{\min}$ 为当前节距排列的目标函数适应度, $k$ 为循环次数, $K_{\max}$ 为最大循环次数。

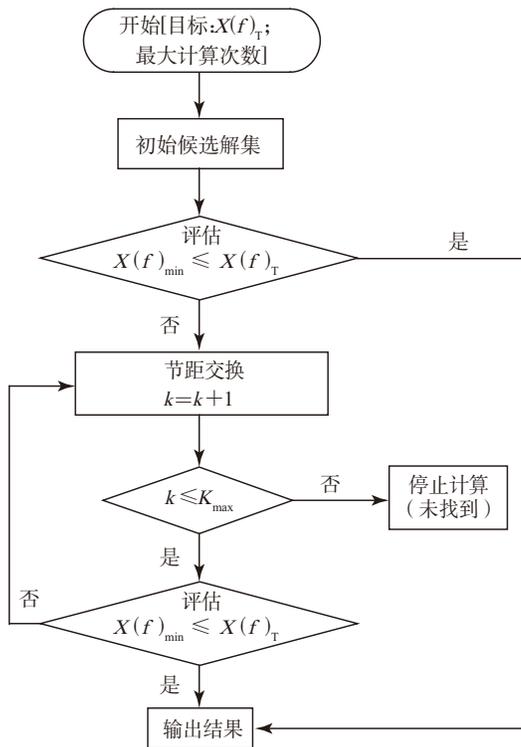


图4 花纹节距排列优化流程

## 4 结果与讨论

### 4.1 滚动阻力的计算

基于稳态滚动有限元模型的滚动阻力计算方法,对4款轮胎(见表1)进行有限元仿真建模和滚动阻力计算。轮胎1是国内一款电动汽车的标配轮胎,即传统轮胎,规格为185/65R14;轮胎2采用了新的电动汽车轮胎尺寸,外径变大,胎面变窄,规格为155/65R17;轮胎3在轮胎2的基础上,充气

压力增大到了320 kPa;轮胎4为本次设计的电动汽车新型低滚动阻力轮胎——在轮胎3的基础上带束层角度变大,由原来的小角度设计变为大角度设计。这4款轮胎在进行有限元建模时采用相同的橡胶材料模型;前3种轮胎的帘线材料相同,轮胎4的带束层角度发生了很大的变化,根据结构与材料一体化设计理论,其帘线材料进行了相应的调整。

表1 4款轮胎特征

轮胎序号	充气压力/kPa	带束层角度/(°)
1	230	25
2	230	25
3	320	25
4	320	65

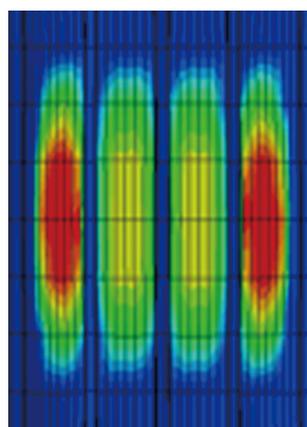
轮胎滚动阻力计算的具体方法是通过轮胎有限元仿真建模,提取表1中4款轮胎在80%额定负荷、标准充气压力、速度为80 km·h<sup>-1</sup>工况下的应力-应变数据,并对其进行傅里叶级数展开,结合文献[18]中提供的tanδ计算出轮胎的滚动阻力。通过以上的分析,应用MATLAB编制程序,计算轮胎的滚动阻力和滚动阻力系数。

表2示出了轮胎滚动阻力的计算结果。从表2可以看出,电动汽车新型低滚动阻力轮胎在橡胶材料不变的基础上,滚动阻力系数比原传统轮胎降低了29.3%。滚动阻力系数等级由原来的C级水准提高到了A级水准。对比轮胎2和1可以看出,轮胎胎面变窄、外径变大后,轮胎滚动阻力系数降低了9.0%;对比轮胎3和2可以看出,充气压力增大,轮胎滚动阻力系数降低了19.7%;对比轮胎4和3可以看出,带束层角度增大,轮胎滚动阻力系数降低了3.2%。

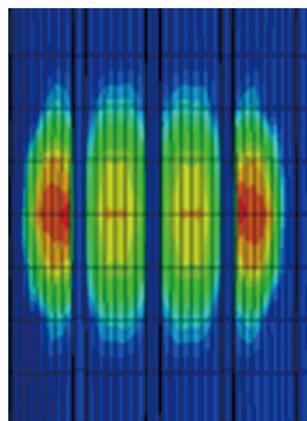
表2 轮胎的滚动阻力及滚动阻力系数计算结果

项 目	轮胎1	轮胎2	轮胎3	轮胎4
滚动阻力/N	37.4	28.02	22.51	21.79
滚动阻力系数/(kg·t <sup>-1</sup> )	9.0	8.18	6.57	6.36

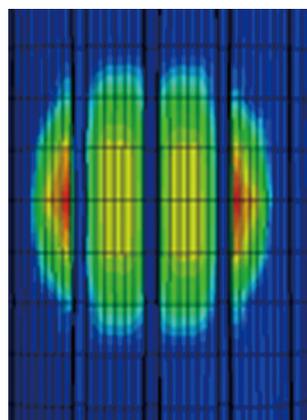
图5示出了轮胎2—4的接地印痕。从图5可以看出:当轮胎的充气压力增大后,接地压力分布开始均匀,并且胎肩部位的最大接地压力减小,接地印痕开始变圆;带束层角度变大后,轮胎4的接地印痕基本呈椭圆状,接地压力变小且基本均匀分



(a) 轮胎2



(b) 轮胎3



(c) 轮胎4

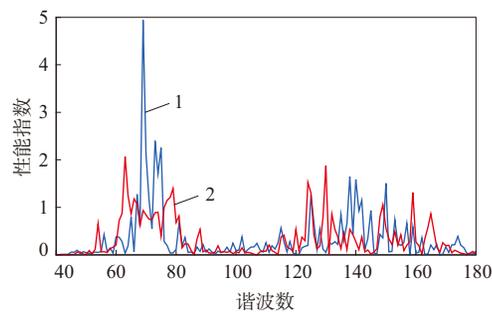
图5 轮胎的接地印痕示意

布,说明胎面变形小,轮胎滚动阻力低。

#### 4.2 噪声优化结果

利用所开发的节距排列优化软件对初始节距排列进行节距排列优化,优化前后结果对比如图6所示。

从图6可以看出,原始节距排列在谐波谱上有



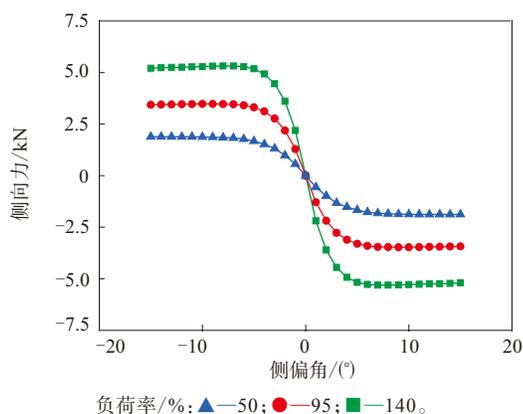
1—原始排列;2—优化排列。

图6 节距排列优化前后结果对比

一个很明显的峰值,节距排列的噪声性能指数为4.29,可以预测该种节距排列轮胎的噪声性能相对较差。而优化后的节距排列,在谐波谱上分布较宽,而且在谐波数约为节距总数的位置,没有明显的峰值,因此优化后的节距排列预期通过噪声能降低1~2 dB<sup>[19-22]</sup>。

#### 4.3 侧偏特性的仿真

根据开发的轮胎六分力有限元计算方法<sup>[23-26]</sup>对电动汽车轮胎进行六分力仿真计算,由于时间及条件所限,只研究了六分力中最重要的侧向力与回正力矩,对轮胎在3种不同载荷(负荷率分别为50%,95%和140%)下的侧偏特性进行了分析预报,结果如图7和8所示。



负荷率/%:▲—50;●—95;■—140。

图7 侧向力随侧偏角的变化情况

根据图7和8中的数据,可以得到如表3所示的轮胎侧偏特性参数。为了比较轮胎在不同载荷、大侧偏角情况下的侧偏特性,本工作提取了轮胎在侧偏角为4°和8°情况下的侧向力与载荷的比值,即正则化侧向力,如表4所示。需要说明的是表3中的侧偏刚度和侧偏系数及表4中的正则化侧向力都取其绝对值。

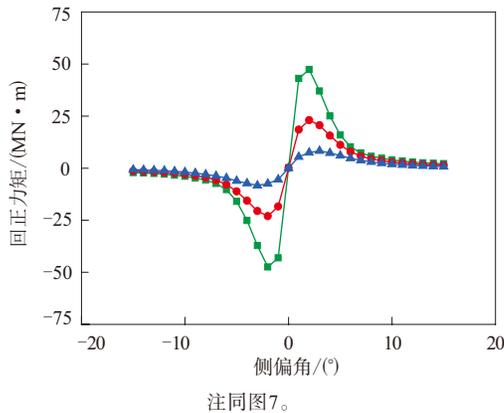


图8 回正力矩随侧偏角的变化情况

表3 轮胎的侧偏特性参数

负荷率/ %	侧偏刚度/ [N·(°) <sup>-1</sup> ]	侧偏系数	回正刚度/ [N·m·(°) <sup>-1</sup> ]	回正系数
50	559.2	0.253 0	5.4	0.002 45
95	1 288.0	0.320 7	18.5	0.004 60
140	2 187.0	0.359 9	43.1	0.007 09

表4 轮胎在大侧偏角4°和8°时的正则化侧向力的绝对值

负荷率/%	侧偏角/(°)	
	4	8
50	0.689	0.838
95	0.774	0.864
140	0.811	0.874

通过以上的电动汽车轮胎六分力仿真计算,可以得到以下结论。

(1) 此电动汽车轮胎在载荷为标准负荷的50%~140%范围内的侧偏系数为0.25~0.36,均大于0.23,其回正系数为0.002 45~0.007 09,符合一般规律,满足轮胎的侧偏特性要求。

(2) 此电动汽车轮胎在侧偏角为4°时的正则化侧向力为0.689~0.811,均大于0.64,侧偏角为8°时的正则化侧向力为0.838~0.874,均大于0.83,达到设计目标。

## 5 结语

本文提出了一种电动汽车轮胎滚动阻力、噪声和操稳性能协调设计方法。面向B级纯电动汽车,以155/65R17电动汽车子午线轮胎为对象,采用大外径、窄胎面、高胎压、大角度带束层的创新设计,使其滚动阻力达到A级水平。通过新型胎面花纹设计和节距噪声优化方法,可以同时降低轮

胎的滚动阻力和噪声,实现电动汽车轮胎滚动阻力与噪声的协调设计和产品开发。对电动汽车轮胎侧偏特性的仿真预报和分析表明,电动汽车轮胎的侧偏系数、回正系数和正则化侧向力都达到了设计目标。

## 参考文献:

- [1] 龚科学,危银涛,叶进雄. 基于热力学有限元分析的轮胎滚动阻力仿真[J]. 中国机械工程,2009,20(5):626-629.
- [2] Perisse J. A Study of Radial Vibrations of a Rolling Tyre for Tyre-road Noise Characterisation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2002,16(6):1043-1058.
- [3] Gagen M J. Novel Acoustic Sources from Squeezed Cavities in Car Tires[J]. Journal of the Acoustical Society of America,1999,106(2):794-801.
- [4] 危银涛,冯启章. 乘用车子午线轮胎泵浦噪声预报与优化方法[J]. 中国公路学报,2016,29(2):1-6.
- [5] 徐帅. 浅谈我国电动汽车的发展现状及未来展望[J]. 山东工业技术,2016(8):291.
- [6] 卓言. 雷诺的第四乐章[J]. 汽车与驾驶维修,2012(12):153.
- [7] 佚名. 普利司通为宝马i3开发新概念轮胎[J]. 橡塑技术与装备,2014,40(5):14.
- [8] 橡胶科技编辑部. 万力推出“PIONEER先锋”概念轮胎[J]. 橡胶科技,2016,14(2):50.
- [9] 许雪莹,韩国华,吴瑛,等. 电动汽车的噪声特点及评价方法[J]. 汽车工程学报,2011,1(z1):17-20.
- [10] 田旭东,印海建,石太平,等. 全钢载重子午线轮胎滚动阻力计算[J]. 轮胎工业,2011,31(8):463-466.
- [11] 叶进雄. 全钢载重子午线轮胎滚动阻力有限元仿真与试验分析[D]. 北京:清华大学,2007.
- [12] Schuring D J. The Rolling Loss of Pneumatic Tires[J]. Rubber Chemistry and Technology,1980,53(3):600.
- [13] 危银涛,刘宇艳,杜星文,等. 子午线轮胎滚动阻力与温度场非线性有限元分析[J]. 轮胎工业,1988,18(6):330-335.
- [14] 叶进雄,龚科学,危银涛. 全钢载重子午线轮胎滚动阻力分析与试验[J]. 橡胶工业,2008,55(4):245-250.
- [15] 晋琦. 轮胎滚动阻力及稳态滚动温度场的研究[D]. 广州:华南理工大学,2010.
- [16] Shida. A Rolling Resistance Simulation of Tires Using Static Finite Element Analysis[J]. Tire Science and Technology,1999,27(2):84-105.
- [17] Wei Yintao,Feng Qizhang. Application of Evolutionary Algorithms for Optimization of Tire Pitch Sequences[A]. International Rubber Conference Symposium[C].Beijing:Rubber Institute,Chemical Industry and engineering Society of China,2014:352-353.
- [18] 尤金艳,臧孟炎. 乘用车子午线轮胎滚动阻力的有限元仿真分析[J]. 科学技术与工程,2012,31(12):8469-8473.

- [19] 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):167-172.
- [20] 冯希金,危银涛,冯启章,等.轮胎噪声研究进展[J].轮胎工业,2015,35(9):515-523.
- [21] 冯启章,危银涛,李勇.轮胎花纹模糊识别[A].北京力学学会第19届学术年会论文集[C].北京:北京力学学会,2013:554-555.
- [22] 冯启章.轿车轮胎花纹节距噪声预报模型与优化设计[D].北京:清华大学,2015.
- [23] 危银涛,沈筱亮.轮胎稳态运动学与六分力预报I:理论与方法[J].机械工程学报,2012,48(15):65-74.
- [24] 沈筱亮,黄舸舸,危银涛.轮胎力与力矩建模、试验与仿真[J].轮胎工业,2012,32(5):263-270.
- [25] 沈筱亮,黄舸舸,危银涛.轮胎力与力矩建模、试验与仿真(续完)[J].轮胎工业,2012,32(6):326-334.
- [26] 沈筱亮.基于有限元的轮胎六分力预报方法[D].北京:清华大学,2010.

第19届中国轮胎技术研讨会论文(一等奖)

## Balanced Design of Rolling Resistance and Noise of Electric Car Tire and Product Development

YIN Ruijing<sup>1,2</sup>, YONG Zhanfu<sup>3</sup>, FENG Qizhang<sup>1</sup>, WANG Hao<sup>1</sup>, WEI Yintao<sup>1</sup>

(1.Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2.Yanshan University, Qinhuangdao 066000, China; 3.Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266042, China)

**Abstract:** The balanced design principles of rolling resistance and noise of electric car tires were presented in this paper. For example, narrow tread and large diameter were preferred, standard tire pressure was increased to high level such as 320 kPa, large angle ( $60^\circ \sim 70^\circ$ ) was designed for belts, and pattern design and pitch arrangement were aimed at not only low rolling resistance but also low noise. In this study, a domestic B-class electric vehicle was taken as an example, special 155/65R17 electric car tire was developed, finite element modeling and pitch noise optimization were carried out, rolling resistance was calculated, and six component wheel force was predicted. The results showed that, the rolling resistance coefficient was  $6.36 \text{ kg} \cdot \text{t}^{-1}$ , which reached grade A, tire noise and control stability met requirements of the design, and the balanced control of rolling resistance, tire noise and control stability was achieved.

**Key words:** electric car tire; radial tire; structure design; rolling resistance; noise

### 建大进入UHP全天候轮胎领域

中图分类号:TQ336.1 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntiredealer.com)2016年11月3日报道:

建大美国公司在拉斯维加斯2016年专业设备市场协会(SEMA)展上推出了Vezda UHP A/S轮胎,这是该公司首次进入超高性能全天候轮胎领域。

轮胎研发部的首席工程师Dan Shavers表示,Vezda UHP A/S轮胎特殊的白炭黑胶料在夏季具有干湿地性能,也能够在小雪条件下行驶。该轮胎具有以下特点:

3D刀槽花纹赋予轮胎良好的雪地牵引性能,同时能最大限度地提高干路面操纵性能;

4条大周向花纹沟槽赋予轮胎优异的滑水性能和湿牵引性能;

高饱和度外侧胎面花纹设计,可以最大限度地提高干路面操纵性能和牵引性能;

低饱和度内侧胎面花纹设计,提供了优异的湿路面操纵性能和牵引性能。

Vezda UHP A/S轮胎已经有43个W和Y速度级别规格,其中406.4 mm(16英寸)为4个,431.8 mm(17英寸)为14个,457.2 mm(18英寸)为12个,482.6 mm(19英寸)为7个,508 mm(20英寸)为6个。这款轮胎是在该公司位于俄亥俄州格林的建大美国技术中心研发的,在2016年11月拉斯维加斯SEMA展和全球轮胎展上展出。

(赵敏摘译 吴秀兰校)