

doi:10.3969/j.issn.1007-7162.2016.04.009

轮胎花纹泵浦噪声分析及低噪声轮胎花纹设计

王国林, 沈 飞, 周海超, 杨 建

(江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘要: 以载重子午线轮胎 295/80R22.5 为研究对象, 建立了分析有限元模型. 利用 ABAQUS 模拟轮胎在路面上滚动的过程, 获取接地区域花纹沟体积变化情况, 以此作为轮胎泵浦噪声的分析边界条件. 然后建立了花纹沟泵浦噪声分析模型, 利用流体力学方法 (Computational Fluid Dynamics, CFD) 对花纹沟的流场特性进行分析. 基于 FW-H 方程, 应用 LMS 声学软件计算花纹沟的泵浦噪声, 并确定花纹沟的声源位置. 结果表明, 花纹沟泵浦噪声主要由花纹沟壁面所受到的动态压力引起, 在低马赫数下, 偶极子声源占主要成分. 在此基础上, 提出了花纹降噪结构, 花纹泵浦噪声降低了 1.73 dB; 结果表明, 花纹沟壁面的动态压力与花纹的泵浦噪声有明显的相关性.

关键词: 有限元; 子午线轮胎; 泵浦噪声; 偶极子声源; 数值仿真

中图分类号: U463.341; O35

文献标志码: A

文章编号: 1007-7162(2016)04-0051-05

An Analysis of Tire Pumping Noise and Design of Low Noise Structure

Wang Guo-lin, Shen Fei, Zhou Hai-chao, Yang Jian

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Considering the radial heavy duty tire 295/80R22.5 as the research objective, a finite element analysis model is established. The volume change behavior of pattern grooves in the contact zone is realized by simulating the tire rolling process with software ABAQUS, which is used as the boundary condition of tire pumping noise analysis. On this basis, the flow field characteristics in the pattern grooves is analyzed by using computational fluid dynamics (CFD) method, and the FW-H equation is applied to calculating the pumping noise, with the sound source location of tire pumping noise confirmed by using LMS acoustic software. Results show that the tire pumping noise is mainly caused by surface fluctuation pressure, and the dipole sound source is the domination in low Mach numbers. On this basis, low noise pattern structure is put forwarded, which significantly reduces noise reaching a low of 1.73 dB. The result shows that the relationship is obvious between pattern surface fluctuation pressure and tire pumping noise.

Key words: finite element; radial tire; pumping noise; dipole source; simulation

在交通噪声中轮胎噪声已成为主要的污染源, 当车速超过 60 km/h 时, 载重轮胎噪声占整车噪声的 70% 以上, 其中轮胎花纹泵浦噪声占有重要的成分^[1]. 近年来, 欧盟轮胎标签法和我国出台的《绿色轮胎技术规范》都对轮胎噪声性能方面提出了明确的要求. 为了满足日益严苛的法规要求, 提出低噪声轮胎设计新技术显得尤为紧迫. 然而轮胎噪声的发声机理非常复杂, 受很多因素的影响, 现在还没有统一的设计思路来指导低噪声轮胎设计^[2-5].

国内外学者针对轮胎泵浦噪声进行了很多相关

研究. KIM^[6]应用计算流体动力学方法, 分析了两端封闭的横沟泵浦噪声, 对简单的横沟花纹进行了分析. 王国林等^[7]基于 Lighthill 声类比理论和涡声理论, 对单个花纹沟槽的泵浦发声机理进行了阐述. 王丽雪^[8]利用声源叠加公式对斜向花纹进行了泵浦噪声预测, 得到花纹结构参数对泵浦噪声的影响规律. 于增信等^[9]根据轮胎变形的力学分析, 提出一种花纹沟泵浦噪声的半经验计算模型, 可以定性地分析轮胎泵浦噪声. 葛剑敏等^[10-11]经过试验分析, 确定了轮胎横向花纹沟几何尺寸对轮胎噪声的影响, 其

中轮胎横向花纹沟槽的长度是影响噪声关键因素. 危银涛等^[12]提出了轮胎花纹噪声的发生模型,通过实验-数值噪声反演方法辨识不同花纹沟的声源特性. 综上所述,目前主要依据单极子源理论假设研究轮胎花纹泵浦噪声,或者通过试验定性分析,这些方法不能准确地反应泵浦噪声的发声机理及噪声源位置. 近年来 Lighthill 声类比理论不断的发展,计算流体力学方法得到了广泛的应用,为轮胎花纹泵浦噪声的分析提供了新思路.

本文采用 CFD 流体力学软件,结合 Lighthill 声学类比理论和 FW-H 方程预测花纹沟的泵浦噪声,并分析了花纹沟中空气流体对花纹沟壁面的影响,获得了花纹沟壁面上的动态压强及分布位置. 通过分析不同的花纹结构,得出花纹泵浦噪声与花纹壁面动态压力有明显的相关性.

1 轮胎有限元模型建立及验证

1.1 轮胎模型建立及验证

本文以载重子午线轮胎 295/80R22.5 为研究对象,利用有限元软件 Abaqus,建立了轮胎有限元分析模型,如图 1 所示. 采用 CGAX3H 与 CGAX4H 单元模拟橡胶材料,采用 SFMGAX1 和 REBAR 单元模拟钢丝帘线. 在分析中,路面定义为解析刚体,路面与轮胎之间的摩擦采用库伦摩擦定律描述.

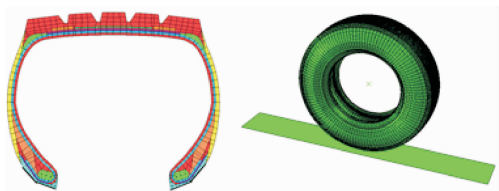


图 1 轮胎有限元模型

Fig. 1 Finite element model of tire

轮胎胶料力学特性是通过单轴拉伸试验得到的. 研究表明,利用 Yeoh 本构模型建立的有限元模型可以有效地反映轮胎接地性能及力学特征^[13].

为了验证本文建立的模型正确性,用对应的样品轮胎进行了压力毯试验分析,测出了轮胎接地区域压力分布特性,如图 2 所示. 图 3 所示的是试验时用到的样品轮胎及试验设备,其中左边是试验用到的样品轮胎及 MTM-2 轮胎综合强度试验机,右边为压力毯及显示器;该试验是通过强度试验机施加载荷在轮胎上,通过压力毯测试轮胎接地区域压力分布情况,在配套的显示器上得到接地区域压力分布云图. 通过试验结果对比发现,载重胎压力主要集中在胎冠中心区域,以及接地形状二者都具有显著的一致性,因此,可以认为本文建立的仿真模型能够反映

轮胎的接地特性.

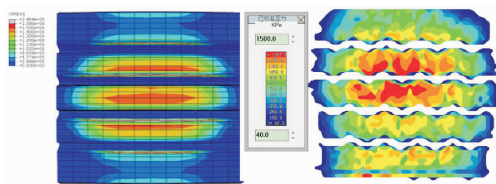


图 2 试验测试与有限元分析对比

Fig. 2 Comparison of tire contact pressure distribution

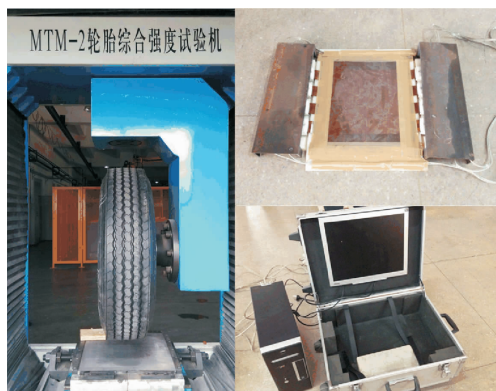


图 3 样品轮胎及试验设备

Fig. 3 Sample tire, tire static loaded test machine and Tekscan

1.2 轮胎花纹变形分析

利用 CFD 分析花纹沟泵浦噪声时,准确获取轮胎花纹沟在接地过程中的体积变化是关键. 为了获取轮胎滚动过程中花纹沟体积变化情况,建立了 295/80R22.5 子午线轮胎有限元分析模型. 分析时采用标准载荷 33.5 kN,标准气压为 0.9 MPa,自由滚动速度为 80 km/h. 在 Abaqus/Explicit 求解器中,以速度为 22.22 m/s 时对轮胎的滚动过程进行瞬态求解;以单一节距轮胎花纹为对象,提取滚动过程中花纹沟体积随时间的变化信息,如图 4 所示. 花纹从接地时开始,花纹沟体积逐渐减小,当花纹离开地面时,花纹沟体积逐渐地恢复到原形. 整个过程呈现出花纹沟体积先减小后增大.

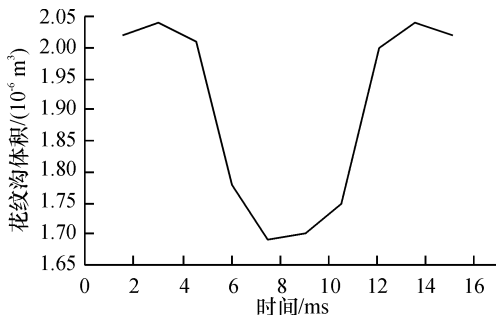


图 4 花纹沟体积变化

Fig. 4 Course of single pattern volume change

2 花纹泵浦噪声模型建立

2.1 气动声学理论

Lighthill 方程反映了流体中流场参数与声波运动的关系^[14]. 通过 Lighthill 声类比的方法,可以直接由 N-S 方程推导出 FW-H 方程,在推导的过程中没有引入任何的假设;而且,其积分面在声音传播的非线性区域可以求出精确解^[15]. 运动物体在流体中的发声问题可用 FW-H 方程表示为

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij} H(f)) - \frac{\partial}{\partial x_i} ((P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)) \delta(f)) + \frac{\partial}{\partial t} ((\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)) \delta(f)), \quad (1)$$

式(1)中 f 为花纹沟壁面函数, $\delta(f)$ 为狄拉克函数、 $H(f)$ 为阶跃函数:

$$H(f) = \begin{cases} 1 & f(x, t) > 0, \\ 0 & f(x, t) < 0, \end{cases} \quad \delta(f) = \frac{\partial H(f)}{\partial f}.$$

n_j 为指向曲面外部($f > 0$)的单位法向量; u_n 为 $f = 0$ 曲面上的法向速度; v_n 为曲面上速度的法向分量; i, j, k 分别是表笛卡尔坐标系中的 x, y, z 轴方向.

T_{ij} 为 Lighthill 应力张量,

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - c_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij}.$$

P_{ij} 为可压缩流体的应力张量:

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right).$$

在 FW-H 方程的等号右边为声源项,分别为四极子声源、偶极子声源及单极子声源. 四极子声源是由流体紊流现象所产生的;偶极子声源是由表面脉动压力引起的声源;单极子声源是由表面加速度引起的声源. 采用 CFD 软件计算分析轮胎花纹的泵浦噪声问题时,单极子声源及四极子声源是可以忽略的,原因是单极子声源的强度与花纹壁面移动速度有关,相当于花纹侧壁变形位移引起的体积脉动产生的噪声,即造成的空气密度梯度,其辐射特性等同于点声源. 而花纹壁面变形速度相对于声速非常小,所以单极子噪声可以忽略;四极子声源的强度与偶极子的强度之比正比于马赫数的平方^[16]. 对于载重子午线轮胎而言,选取花纹沟中空气的来流速度为 80 km/h,马赫数为 0.062,通常的车速相对于声速较低,马赫数较小. 因此,四极子声源也可以忽略. 因此偶极子声源是轮胎花纹泵浦噪声的主要噪声源.

2.2 泵浦噪声计算

应用计算流体力学分析花纹泵浦噪声时,假设轮胎不动,给定空气相对速度来模拟轮胎与空气的相对运动,把接地区域的轮胎花纹沟槽模型化,如图 5 所示. 同时通过动网格技术 (UDF) 将 1.2 节得到

的花纹沟槽的变形特性施加在模型上,重现花纹沟槽体积变化特性. 花纹泵浦噪声 CFD 模型计算域是由接地区花纹沟及其空气进出口附近的空气计算域组成,具体包括分花纹沟槽内部及外部空气的流场. 为了准确地反映出流体的流动特性和计算的准确度,在花纹及与花纹附近处的流场网格均细化处理,选择 0.5 mm 的尺寸,以外的网格逐渐增大,最外面的网格尺寸选择 6 mm. 由于本模型是中间对称,为了减少计算量,利用 CFD 中的 symmetry 功能,只需要建立半个仿真模型.

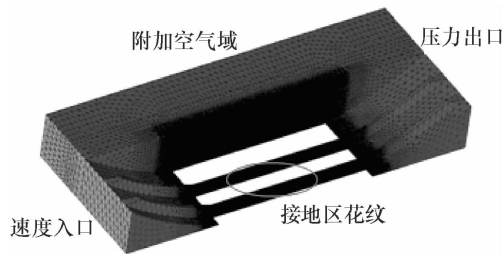


图5 接地区花纹 CFD 模型

Fig.5 CFD model of contact zone

应用 FLUENT 流体软件对其流场进行仿真计算,计算过程分为定常和非定常计算两部分;在定常计算时应用 Realizable $k-\omega$ 模型,并将其计算的流场信息作为非定常计算时的初始流场. 采用大涡模拟 (LES) 的方法进行非定常计算,在计算时步长设置为 0.000 1 s. 采用 SIMPLE 算法模拟压力和速度耦合,然后应用二阶精度的离散方法来提高计算精度. 在花纹泵浦噪声计算中,花纹沟壁面定义为声源面,应用 FW-H 方程进行预测花纹泵浦噪声,并分析泵浦噪声产生的机制.

图 6 为接地区花纹流场压力分布云图,可以看出在花纹沟槽中间部位是压力主要集中的位置,而且在进口处,压力从胎冠部位向胎肩部位逐渐的减小,主要因为胎肩处花纹距离附加空气域较近,空气流体比较容易从附加空气域处流出,减缓了空气对胎肩处花纹的压力.

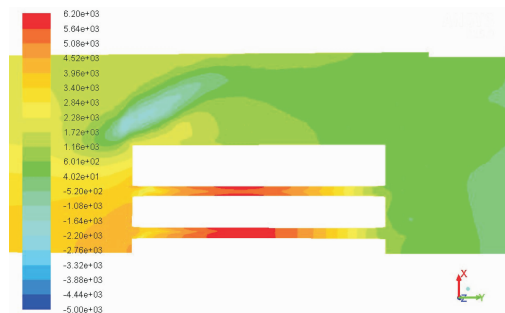


图6 压力云图

Fig.6 Contour of pressure

通过 Fluent 流体软件进行流场分析可以得到花

纹沟壁面上的压力动态信息. 利用 LMS Virtual. Lab 中的声学有限元模块 (Acoustic Harmonic FEM), 把上述计算得到花纹沟壁面上的压力脉动数据导入 LMS 声学软件中, 通过差分计算原理把 CFD 中计算得到的时域内数据映射到声学网格上, 并进行快速傅里叶变换, 结合偶极子声学方程进行噪声求解, 经过声学响应计算得到花纹泵浦噪声的频谱曲线, 如图 7 所示的花纹泵浦噪声声压级频谱图. 纵向花纹泵浦噪声的能量主要集中在 1 000 Hz 左右. 从图 7 可以看出峰值频率主要集中在该频率段内; 对于纵向花纹沟槽, 其原理相当于管子发声, 在一定程度上, 改变纵向花纹结构降低花纹管道共振噪声可以降低轮胎花纹噪声^[17].

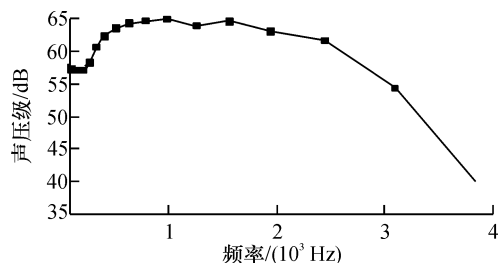


图 7 声压级 1/3 倍频程频谱图

Fig. 7 Spectrum of sound level pressure

轮胎噪声频谱曲线设有 n 个声压信号, 其总声压级为

$$L = 10 \log \frac{P_i^2}{P_0^2} = 10 \log \left(\frac{\sum_{i=1}^n 10^{0.1L_i}}{n} \right), \quad (2)$$

式中, $L_1, L_2, \dots, L_i, \dots, L_n$ 为 n 个声压信号, 其平均值为 L ; 相应地其各自对应声压值分别为 $P_1, P_2, \dots, P_3, \dots, P_n$, 参考声压 $P_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa. 通过声源叠加公式计算该花纹的泵浦噪声值为 75.71 dB.

2.3 声源位置确定

从上述图 7 可以得出花纹的泵浦噪声的峰值在 1 000 Hz 和 2 000 Hz 处有明显的峰值, 可以认为这两个频率是花纹泵浦噪声能量主要集中的频率, 图 8 所示, 通过 LMS 声学软件显示在该频率处声源位置云图. 可以看出, 在纵向花纹沟槽中间段内是噪声主要集中的地方, 而且胎冠处花纹的噪声明显大于胎肩处花纹的噪声.

这主要是因为对于载重子午线轮胎, 其接地分布压力主要集中在胎冠部位, 从上述图 2 接地分布压力试验结果可以看出, 因此胎冠处花纹变形要大于胎肩处花纹, 对空气的扰动更显著. 而且对于胎冠

处花纹在进口处的压力也大于胎冠处花纹; 如图 9 所示, 为两处花纹壁面的动态压力散点图, 同样反映出胎冠处花纹的动态压力较大, 因此胎冠处花纹的噪声对花纹噪声能量贡献较大.

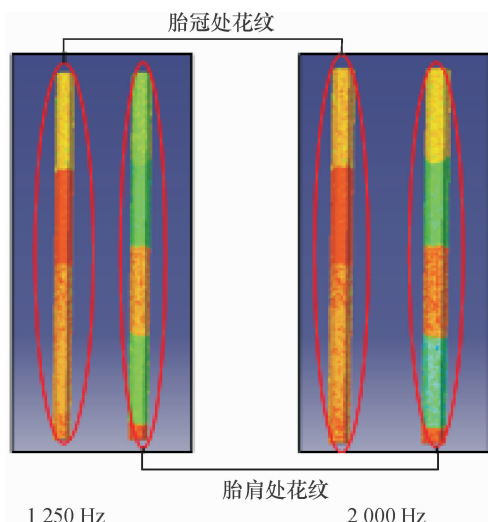


图 8 声源位置云图

Fig. 8 The location of sound source

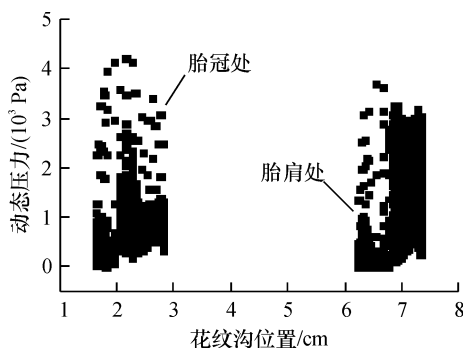


图 9 花纹壁面动态压力散点图

Fig. 9 The scatter plot of dynamic pressure

3 花纹降噪结构设计

通过上述的分析结果显示, 花纹泵浦噪声主要是由于空气流体对花纹壁面的冲击产生的动态压力引起的. 为了使空气更稳定地流出花纹沟, 在花纹沟中设置了导流结构, 并与原始方案进行噪声性能对比分析. 如图 10 纵向花纹沟示意图, 图 10(a) 为载重子午线轮胎 295/80R22.5 原始设计的纵向花纹, 花纹沟深为 13 mm, 侧壁角度分别为 30° 和 12°. 图 10(b) 为在纵向花纹沟底设计导流结构. 该导流结构宽为 2 mm, 高 3 mm, 这种结构可以引导空气的流动, 减小气流对花纹壁面的冲击, 进而可以降低泵浦噪声.

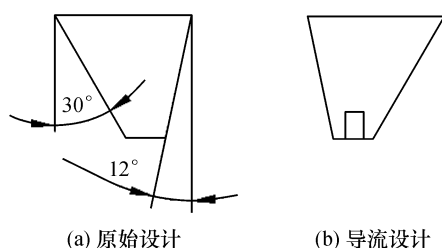


图 10 纵向花纹沟示意图

Fig. 10 Sketch of circumferential pattern

对导流结构的花纹沟槽进行噪声计算分析,如图 11 所示,为两个方案的噪声频谱曲线对比,设置导流结构的花纹沟槽的噪声水平明显低于原始设计;应用声源叠加公式(2)得出,改进的方案噪声值为 73.98 dB,与原始方案相比减小了 1.73 dB. 因此通过优化花纹沟结构可以有效地降低花纹沟的泵浦噪声. 如图 12 所示,为设置导流结构的花纹壁面动态压力散点图,从花纹壁面的动态压力看出,设置导流结构的花纹沟槽动态压力与原始相比较也明显地降低了.

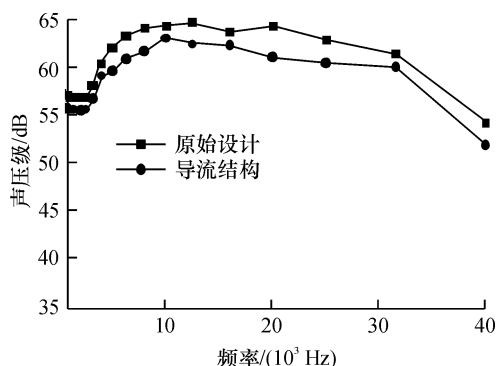


图 11 噪声水平对比

Fig. 11 Comparison of sound level

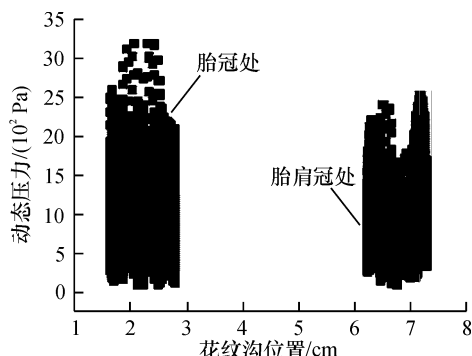


图 12 花纹壁面动态压力散点图

Fig. 12 The scatter plot of dynamic pressure

通过方案对比发现,花纹壁面的动态压力可以反映花纹沟槽的噪声性能,增加导流设计可以有效地降低空气流体对花纹沟槽壁的冲击,减小壁面的动态压力,就可以有效地降低花纹的泵浦噪声. 因此在花

纹沟底设置导流结构,在一定程度可以起到降低花纹噪声目的.

4 结论

本文针对 295/80R22.5 型轮胎的泵浦噪声进行了分析,研究了花纹泵浦噪声预测方法及降噪措施,得到如下结论:

(1) 基于气动声学偶极子声源原理,解释了花纹泵浦噪声的产生机理,得出偶极子声源为花纹泵浦噪声的主要噪声源.

(2) 通过分析花纹壁面的动态压力,得出花纹壁面的动态压力与花纹泵浦噪声具有明显的相关性. 减小空气流体对花纹壁面的冲击压力,可以有效地降低花纹泵浦噪声.

(3) 为降低花纹沟壁面的动态压力,提出了在花纹沟底部设置导流结构,降低空气流体对花纹沟槽壁的冲击,实现轮胎花纹泵浦噪声的减小.

参考文献:

- [1] 于曾信,谭惠丰,杜星文. 轮胎花纹沟槽噪声研究进展[J]. 哈尔滨工业大学报,2002,34(1):105-109.
YU Z X, TAN H F, DU X W. Progress in study on tire pattern noise[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2002,34(1):105-109.
- [2] NAVEEN G, SAGAR M. A critical review of principal traffic noise models: Strategies and implications, Environmental Impact Assessment Review[J]. Environmental Impact Assessment Review, 2014,46(4):68-81.
- [3] IWAO K, YAMAZAKI I. A study on the mechanism of tire/road noise[J]. JSAE Review, 1996, 17(2):139-144.
- [4] 刘雨晴,陈理君,吴代华,等. 低噪声轮胎花纹结构参数辨识[J]. 武汉理工大学学报,2004,26(8):80-83.
LIU Y Q, CHEN L J, WU D H, et al. Structure parameter identification of low noise tire tread patterns[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2004,26(8):80-83.
- [5] KINDT P, BERCKMANS D, CONINCK D F, et al. Experimental analysis of the structure-borne tyre/road noise due to road discontinuities[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(8):2557-2574.
- [6] KIM S. Prediction method for tire air-pumping noise using a hybrid technique[J]. Acoustical Society of America, 2006,119(6):3799-3812.
- [7] 王国林,毛竹君,周海超,等. 轮胎单个横沟泵浦噪声计算方法研究[J]. 机械工程学报,2012,4(48):116-119.
WANG G L, MAO Z J, ZHOU H C, et al. Method research of calculation of air-pumping noise of single transverse groove of tire[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012,48(4):116-119.