

轮胎近场噪声与远场噪声的相关性研究

杨永宝,危银涛*,冯希金,陈亚龙,王 昊

(清华大学 汽车节能与安全国家重点实验室,北京 100084)

摘要:采用自开发轮胎半消声室混合噪声试验方法,将不同花纹类型试验轮胎依次安装在测试车辆右前轮位上,利用转鼓驱动测试轮胎,并利用放置有待测轮胎一侧的距轮胎接地中心 1 m、呈半圆形放置的 9 个传声器获取轮胎的近场噪声数据;利用放置在同侧但距离轮胎接地中心线 7.5 m、呈直线放置的 5 个传声器获取轮胎的远场噪声数据。相关性分析表明,60°位置处传声器测得的近场噪声与远场噪声之间的相关性最高,且两者之间的数值关系符合点声源的衰减规律,平均绝对误差不超过 1 dB。该相关性模型为用轮胎的室内近场噪声预测远场噪声提供了理论数据,使室内近场试验部分替代远场试验成为可能。

关键词:轮胎;近场噪声;远场噪声;半消声室;相关性

中图分类号:TQ336.1;TB533+.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-8171(2015)02-0067-08

轮胎噪声作为车辆噪声的重要来源之一,引起了越来越多的关注及重视^[1]。包括欧盟标签法规在内的多项法规都对轮胎的通过噪声限值给出了严格规定,这为中国轮胎企业带来了挑战和机遇^[2-3]。

一般认为,轮胎噪声主要源于振动噪声、泵浦效应噪声及空气动力学效应噪声等几个方面^[4]。振动噪声通常由于轮胎的不均匀性、胎面花纹或路面粗糙等引发振动而导致^[5-7];泵浦效应噪声是由于胎面变形引发空气压力变化而形成;空气动力学效应噪声主要是由滚动轮胎造成气流扰动而导致^[8]。测试轮胎噪声有多种方法,目前应用较广泛的主要是室内转鼓法和室外滑行法等。室内转鼓法借助半消声室及转鼓等设备进行,具有简单快捷的特点^[9];室外滑行法需在标准路面^[10]上按照法规^[11]将车辆发动机熄火、变速器置于空挡滑行进行测试,该方法属于法规规定的标准测试方法,但测试程序相对复杂^[12]。

目前,国内轮胎制造企业在轮胎的设计阶段,一般利用室内转鼓法对轮胎噪声进行相关测试,但由于场地等因素限制,通常仅能测试轮胎的近

场噪声,无法得到轮胎的室外通过噪声数据,不能完全满足要求。目前未发现专门的文献资料对该问题进行深入研究,也无有效的解决方法。

为解决上述问题,本工作制定了一种混合型噪声试验方案,在一个较大的半消声室内同时测试轮胎的近场噪声和远场噪声,利用室内远场噪声模拟室外通过噪声,研究近场噪声与远场噪声间的相关性,得到二者之间的定量关系,以达到利用转鼓试验间接实现预测室外通过噪声的目的,为轮胎的噪声性能设计工作提供更准确的基础数据。

1 试验方案

通过室内试验同时实现轮胎近场噪声和远场噪声的测试,以获得轮胎室内近场噪声与远场噪声间的相关性。设计了一种混合型试验方案,在符合标准要求的半消声室中进行。

测试对象为国内某品牌全钢载重子午线轮胎,规格为 315/60 R22.5,花纹类型分别为块状花纹(代号为 CM335)和条状花纹(代号为 CR966)的两款轮胎;规格为 385/65R22.5,花纹类型为混合花纹(代号为 AT557)和条状花纹(代号为 WSR1)的两款轮胎。将上述 4 款轮胎依次记为 1[#],2[#],3[#]和 4[#]轮胎,其花纹类型如图 1 所示。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275265, 51185286)

作者简介:杨永宝(1987—),男,山东泰安人,清华大学在读博士研究生,主要从事轮胎噪声研究。

* 通信联系人



(a)1# 轮胎



(b)2# 轮胎



(c)3# 轮胎



(d)4# 轮胎

图 1 4 款轮胎胎面花纹示意

1.1 试验设备

试验车辆为 CA4180P66K2AZ 4×2 平头牵引车,如图 2 所示。试验车辆的主要参数、结构特点及其他所用设备具体参数见文献[13]。

将待测轮胎安装在试验车辆的右前轮,按照



图 2 试验车辆

标准对车辆施加负荷。为进行轮胎近场噪声的测试,在车辆轮胎接地处的各个方向安置 9 个传声器(分别位于 0°,30°,45°,60°,90°,120°,135°,150°和 180°位置处),传声器水平指向轮胎,离地高度均为 0.1 m,与轮胎中心距离均为 1 m。传声器和测试轮胎的空间位置如图 3 所示。

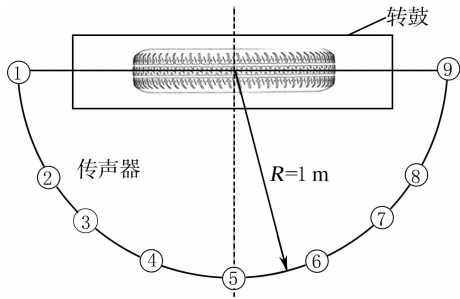


图 3 轮胎近场噪声测试传声器布置示意

对轮胎进行远场噪声的测试以模拟轮胎的通过噪声,在距待测轮胎中轴线一侧 7.5 m 远、1.2 m 高处的直线上均匀安置 5 个传声器,传声器间距为 2 m,如图 4 所示。

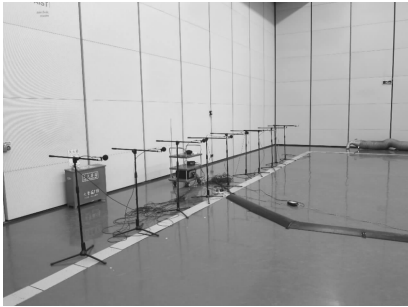


图 4 轮胎远场噪声测试传声器布置示意

1.2 试验过程

试验在半消声室中进行,环境温度为 25 ℃,背景噪声 A 计权声压级低于 25 dB。试验主要分为背景噪声和匀速行驶噪声测试两部分。

(1)背景噪声测试。试验车辆未上转鼓时,按照图3所示方法将传声器布置好,不启动设备,记录消声室内的背景噪声。开启转鼓,测试车速分别为50,70,90和120 km·h⁻¹工况下的背景噪声。

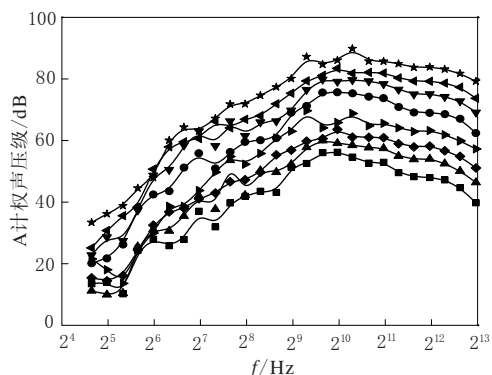
(2)匀速行驶噪声测试。将试验车辆在底盘测功机上固定好,且试验前要将汽车车门、车窗关好,空调、暖风和收音机等可能产生无关噪声的设施关闭。试验时将转鼓设置为“转鼓驱动”模式。启动与被测轮胎对应的转鼓,使转鼓以恒定转速控制方式带动车轮转动。分别测试车速稳定在50,70,90和120 km·h⁻¹工况下轮胎近场噪声及远场噪声数据(同步记录轮胎转速及车速)。每个工况的测试时间为15 s。

2 结果与讨论

2.1 噪声与1/3倍频程的关系

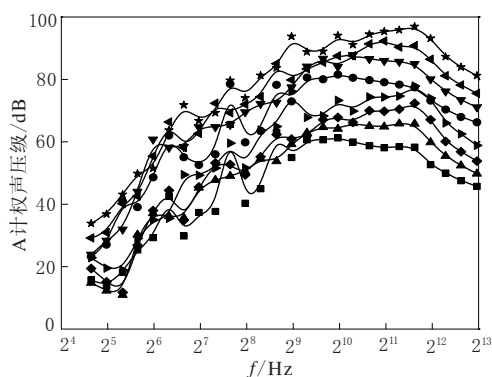
利用轮胎附近的9个传声器采集了试验轮胎在不同速度下的9个不同角度的近场噪声信息。对轮胎近场噪声和远场噪声的1/3倍频程(f)信息进行分析,并将9个近场传声器及5个远场传声器获得的试验结果分别进行叠加平均,结果如图5~8所示。

从图5~8可以看出,不同速度条件下轮胎的近场噪声A计权声压级- f 关系与远场噪声具有相似的特征。其中当 f 为1 000 Hz左右时,近场噪声和远场噪声均具有最大的A计权声压级,且这一特点与轮胎的花纹类型和速度无关,这一发



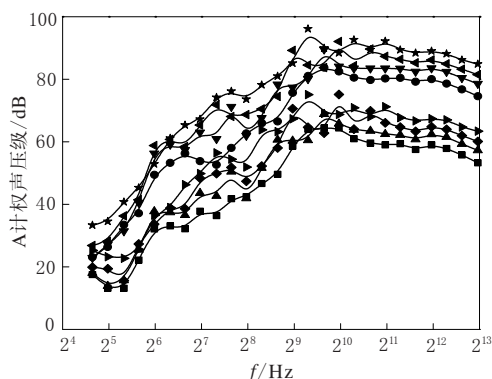
注同图5。

图6 2#轮胎的近场和远场噪声与 f 关系曲线



注同图5。

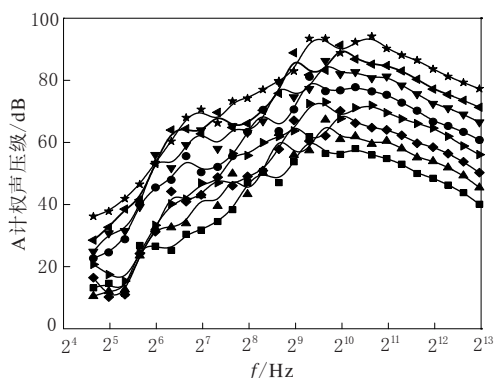
图7 3#轮胎的近场和远场噪声与 f 关系曲线



注同图5。

图8 4#轮胎的近场和远场噪声与 f 关系曲线
现与U. Sandberg的结论相吻合^[14]。

从图5~8还可以看出:1#轮胎(块状花纹)以400~1 600 Hz中低频噪声为主;2#和4#轮胎(条状花纹)除400~1 600 Hz中低频噪声外,1 600 Hz以上的高频噪声同样较强。这与两种轮胎的花纹类型噪声产生机理有关,块状花纹轮胎的噪声主要由冲击、振动而产生,以中低频噪声



速度/(km·h⁻¹): ■—50(远场); ●—50(近场); ▲—70(远场); ▼—70(近场); ◆—90(远场); ◀—90(近场); ▶—120(远场); ★—120(近场)。

图5 1#轮胎的近场和远场噪声与 f 关系曲线

为主;条状花纹轮胎除冲击、振动噪声外,由于花纹沟往复变形而产生了泵浦效应噪声,而泵浦效应噪声的频率相对较高。3[#]混合型花纹轮胎以1 600 Hz以上的高频噪声为主,400~1 600 Hz的中低频噪声为辅。这是因为3[#]轮胎花纹有未打通的盲孔,盲孔在接地过程中特别容易产生泵浦噪声,因此其噪声频谱中1 600 Hz以上的高频噪声占主要地位。此外,不论1[#]~4[#]轮胎的噪声产生机理如何,轮胎的近场噪声与远场噪声均有良好的相关性。

2.2 远场噪声与近场噪声的相关性

采用安装在9个不同位置的传声器测试近场噪声,为确定近场噪声与远场噪声具有更好相关性的位置,将轮胎的室内近场噪声与远场噪声数据做如下处理:(1)计算不同速度下的轮胎近场噪声及远场噪声(A计权声压级)数据;(2)按照不同角度将所有轮胎的近场噪声数据分成9组,将不同速度下对应的5个远场传声器得到的最大噪声值作为室内远场噪声数据;(3)将所有轮胎的近场噪声与远场噪声数据按照不同角度进行对照分析,绘制相关性图,远场噪声数据作为 x 轴,近场噪声数据作为 y 轴。图9~17所示分别为0°~180°位置处轮胎近场噪声与远场噪声的相关性,不同速度下轮胎近场噪声与远场噪声的相关系数(R^2)见图注,图中的相关系数表示该位置整体数据的相关性。

从图9~17可以看出:随着速度的增大,轮胎室内近场噪声和远场噪声呈总体增大的趋势;在

9个近场传声器中,60°位置处得到的近场噪声与

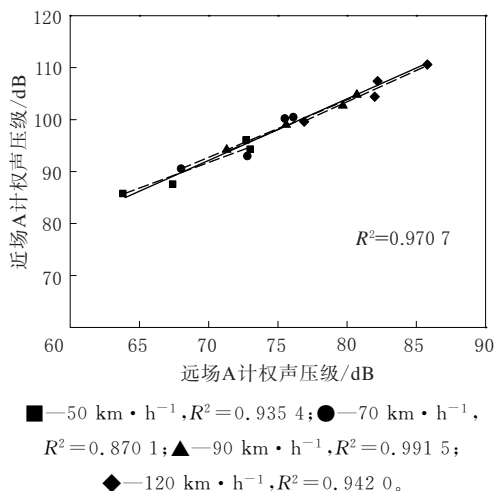


图10 30°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

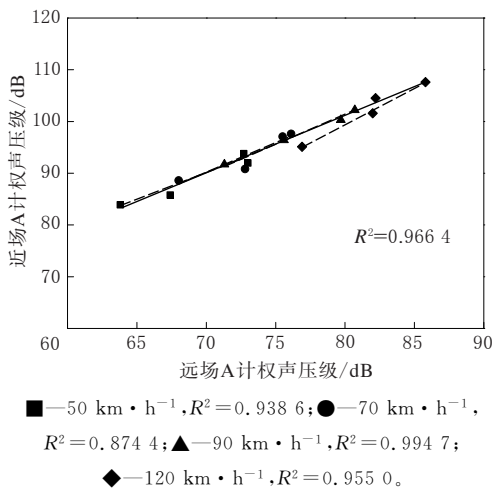


图11 45°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

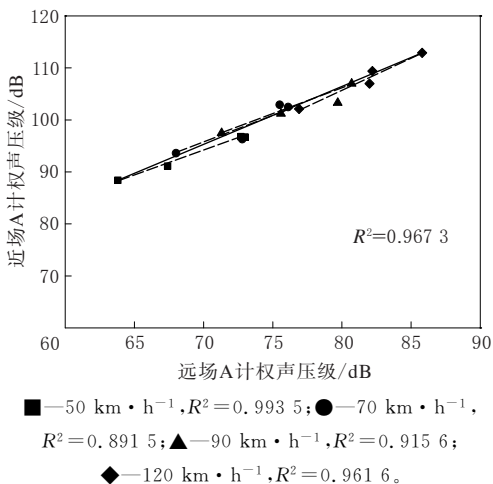


图9 0°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

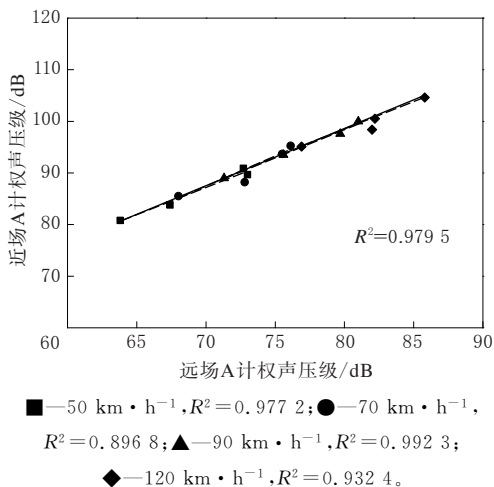


图12 60°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

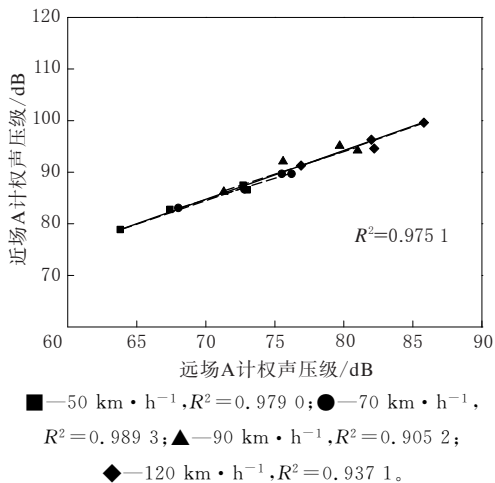


图 13 90°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

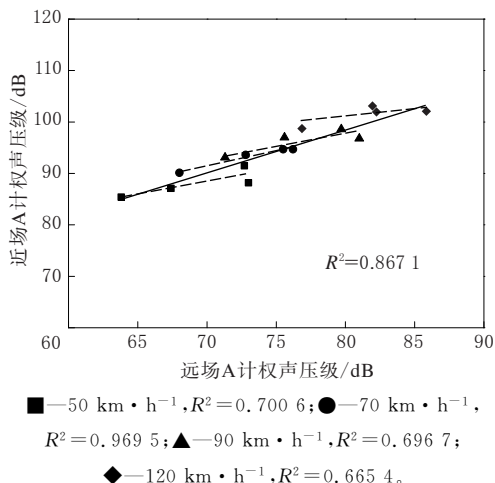


图 16 150°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

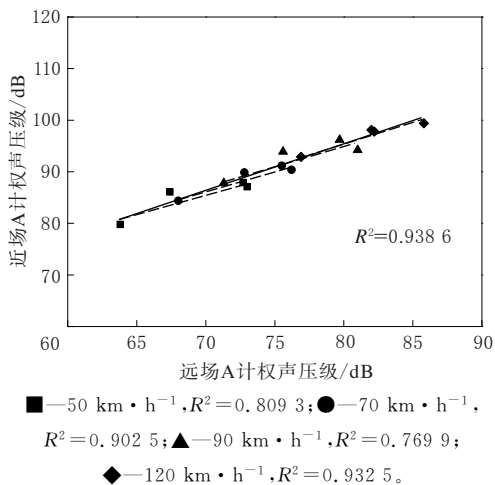


图 14 120°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

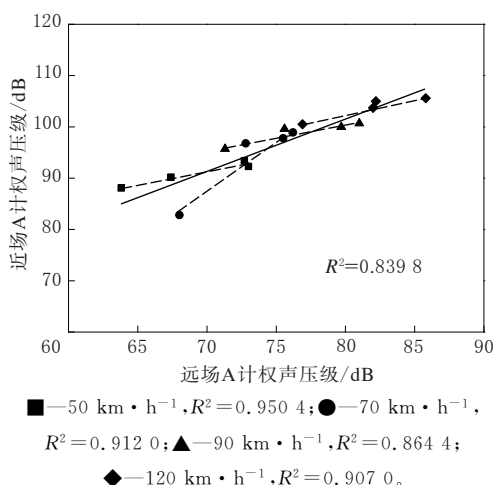


图 17 180°位置处近场噪声与远场噪声的相关性

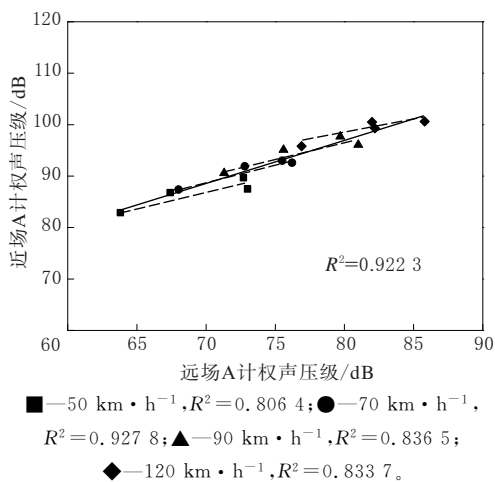


图 15 135°位置处近场噪声与远场噪声的相关性
最大远场噪声间的相关性最好, 相关系数达到 0.979 5。

据上述结论推定: 轮胎的室内近场噪声与最大远场噪声间存在定量关系。为确定二者之间的定量关系, 选择 4 组 60°位置处得到的轮胎近场噪声与最大远场噪声数据进行进一步处理。考虑近场测得的轮胎噪声到达远场传声器前会产生一定程度的衰减, 假定轮胎噪声的衰减符合点声源衰减规律, 如下式:

$$L_{r_2} - L_{r_1} = 20 \lg(r_1/r_2) \quad (1)$$

式中, r_1 和 r_2 为与点声源的距离; L_{r_1} 和 L_{r_2} 表示距离点声源为 r_1 和 r_2 处的噪声声压级。

将远场噪声数据及 60°位置处传声器获得的近场噪声 A 计权声压级 (N , 距点声源 1 m) 按照速度进行归类, 利用式(1)计算近场噪声经过衰减后得到的噪声声压级, 与实际测试得到的远场噪声 A 计权声压级 (F , 距点声源 7.5 m) 进行比较,

A 计权声压级差值($N - F - 20\lg 7.5$)为绝对误差,绝对误差与实际远场噪声的比值百分率为相对误差 $[(N - F - 20\lg 7.5)/F \times 100\%]$,具体数据如表 1 所示。

表 1 60°位置处近场噪声与远场噪声间的关系

项 目	N/dB	F/dB	相对误差/%	绝对误差/dB
50 km·h ⁻¹				
1# 轮胎	83.8	67.4	-1.63	-1.10
2# 轮胎	80.8	63.8	-0.79	-0.50
3# 轮胎	89.7	73.0	-1.10	-0.80
4# 轮胎	90.9	72.7	0.96	0.70
平均值	86.3	69.2	-0.64	-0.44
70 km·h ⁻¹				
1# 轮胎	88.2	72.8	-2.89	-2.10
2# 轮胎	85.5	68.0	0.00	0.00
3# 轮胎	95.3	76.1	2.30	1.75
4# 轮胎	93.7	75.5	0.93	0.70
平均值	90.7	73.1	0.08	0.06
90 km·h ⁻¹				
1# 轮胎	93.5	75.6	0.53	0.40
2# 轮胎	89.0	71.3	0.28	0.20
3# 轮胎	100.0	81.0	1.90	1.54
4# 轮胎	97.6	79.7	0.50	0.40
平均值	95.0	76.9	0.80	0.62
120 km·h ⁻¹				
1# 轮胎	98.4	82.0	-1.34	-1.10
2# 轮胎	95.1	76.9	0.91	0.70
3# 轮胎	104.6	85.8	1.51	1.30
4# 轮胎	100.5	82.2	0.97	0.80
平均值	99.7	81.7	0.51	0.42

从表 1 可以看出,60°位置处测得的轮胎近场噪声与最大远场噪声间的关系较符合点声源的衰减规律,其平均相对误差小于 1%,绝对误差 A 计权声压级小于 1 dB。当速度为 70 km·h 时,平均相对误差仅为 0.08%,绝对误差 A 计权声压级仅为 0.06 dB。

上述结果从侧面印证了轮胎噪声的指向性规律。轮胎噪声源的多样性以及产生机理的复杂性使噪声的传播具有特定的方向性,即轮胎噪声的指向性^[15]。由于仪器等客观条件的限制,本试验仅测试了 0°~180°共 9 个角度的噪声信号。4 款轮胎的噪声指向性特征如图 18 所示。

从图18可以看出:4组轮胎的0°(后缘)位置处的 A 计权声压级均比 180°(前缘)位置处大;90°位置处的 A 计权声压级最小;2#~4# 轮胎在

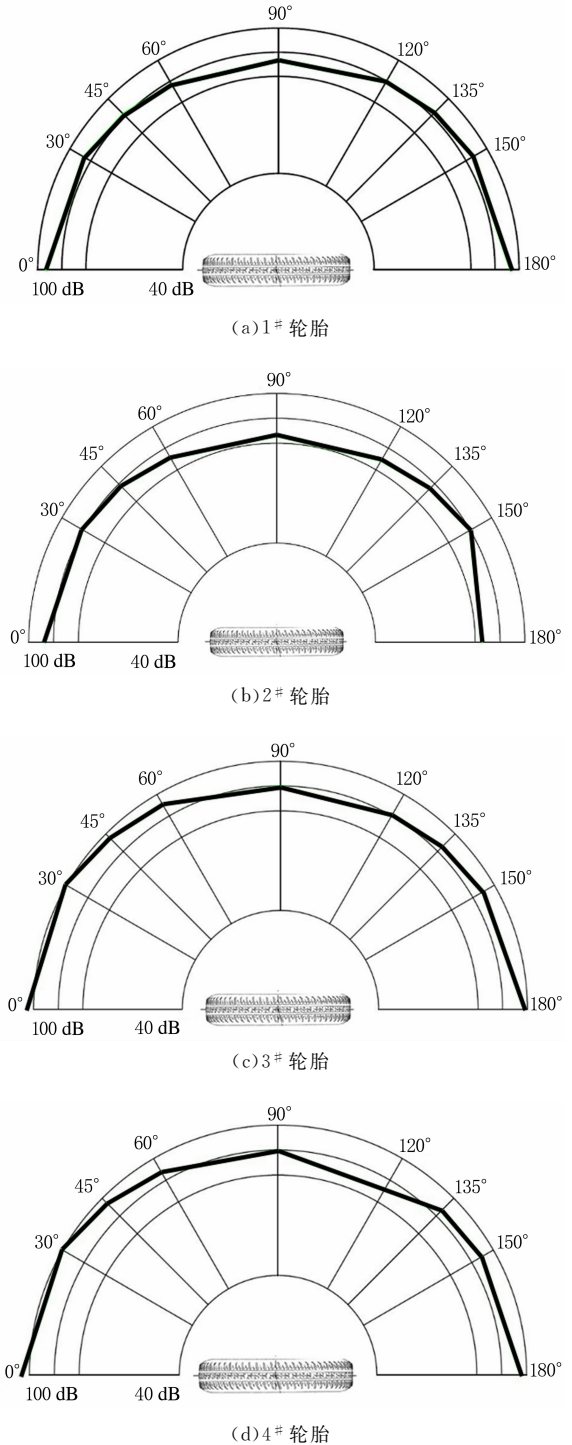


图 18 4 款轮胎的噪声指向性示意

60°位置处的 A 计权声压级比对应的 120°位置处略大;1# 轮胎在 60°位置处传声器测得的 A 计权声压级比对应的 120°位置处略小,与文献[15]结果基本一致。

在一般测试中,从滚动方向看,轮胎前缘的噪

声声压级要比后缘大。但在本试验中,由于转鼓表面相对光滑,且与轮胎表面存在一定压力,造成了轮胎后缘在滚动脱离转鼓表面时的粘吸噪声和粘滑噪声,产生了额外噪声。此外,后缘胎面花纹在离地时产生的霍姆赫兹共振效应也增大了轮胎后缘的噪声,而轮胎后缘与转鼓表面形成的楔形空间所造成的喇叭口放大效应(如图19所示)进一步放大了这几种噪声,从而造成轮胎后缘噪声略大于前缘的现象。

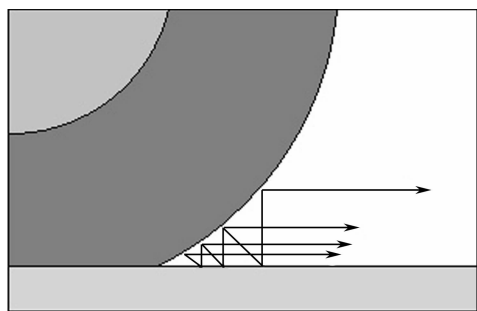
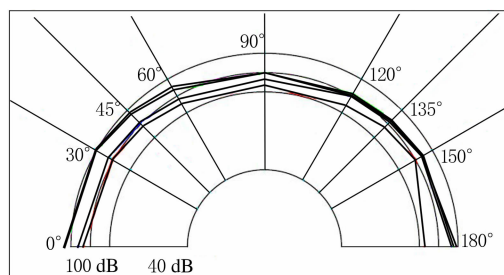


图19 轮胎噪声的喇叭口放大效应示意

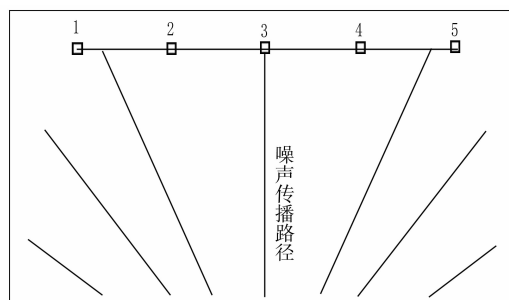
结合轮胎噪声的指向性特征及近场和远场传声器的位置,分析轮胎噪声的指向性对远场噪声的影响。9个近场传声器分别间隔一定角度置于距离待测轮胎接地中心点半径为1 m的半圆上(见图3)。在待测轮胎中轴线一侧7.5 m处直线均匀安置5个传声器,传声器间距为2 m,用以模拟轮胎的通过噪声(见图4)。图20(a)所示为轮胎近场噪声指向性及其传播路径示意。图20(b)中方框依次代表5个远场传声器,细线代表噪声的传播方向,图20(a)和(b)中的噪声传播方向是一一对应的,由于篇幅限制,除60°,90°和120°外,其余噪声传播示意均未绘制完整。

从图20可以看出:0°和180°指向的噪声传播方向与远场传声器列平行,其对远场噪声的影响可忽略;30°和150°指向的噪声传播方向距离远场传声器较远,虽然近场噪声较大,但在远场的衰减也较大;45°和60°指向的噪声比对应的135°和120°指向均略大些,因此4组轮胎整体的噪声指向0°~60°方向。

从图20还可以看出,远场噪声最大声压级均出现在1#或2#传声器位置,结合图20(b)中的传播路径,轮胎接近60°方向的噪声比45°方向对远场噪声的影响更大。而90°方向的噪声与轮胎行



(a) 轮胎近场噪声指向性及其传播路径示意



(b) 轮胎远场噪声传播路径及其测试示意

图20 轮胎噪声指向性和噪声传播路径及噪声测试示意图 驶方向垂直,噪声声压级最小,且与远场噪声最大声压级总是出现在1#或2#传声器位置的试验结果也不一致。据上述分析,60°方向的近场噪声对远场噪声产生最大影响,二者的相关性最好,而这与文献[16]中的结论基本一致。

由于试验轮胎数量有限,转鼓表面质量与实际路面也有一定差别,此外,实际路面随着时间的推延,其表面质量等相关参量也不断变化,包括环境因素等,因此室内仿真路面很难做到与室外测试路面完全一致。但在半消声室试验条件中已尽可能做到与实际轮胎噪声的产生、传播相一致的模拟。虽然本工作得到的轮胎近场噪声和远场噪声声压级的定量关系的一般性和普遍适用性仍需进一步论证,但结合轮胎制造行业的工程实际情况,该定量关系可以比较真实地反映轮胎室外通过噪声的产生和传播的一般特征,对轮胎设计初期的噪声性能预测起到一定的指导作用,进而在轮胎设计的早期阶段发现可能存在的噪声问题,提供修改依据,具有一定的参考价值。

3 结论

(1) 轮胎的室内近场和远场噪声声压级与轮胎转动速度呈正相关。

(2) 轮胎的室内近场噪声与室内远场噪声呈

正相关。

(3) 轮胎近场噪声与远场噪声频谱具有相似的特征。

(4) 60° 近场传声器测得的近场噪声与远场噪声之间相关性最高。

(5) 轮胎的室内近场噪声与远场噪声声压级间较符合点声源的衰减规律, A 计权声压级绝对误差小于 1 dB。

参考文献:

- [1] O'Boy D J, Dowling A P. Tyre/Road Interaction Noise——A 3D Viscoelastic Multilayer Model of a Tyre Belt[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 322(4): 829-850.
- [2] ECE Regulation No. 117—2011. Uniform Provisions Concerning the Approval of Tyre with Regard to Rolling Sound Emissions and to Adhesion on Wet Surfaces and/or to Rolling Resistance[S].
- [3] 郑小刚. 轿车子午线轮胎花纹噪声仿真系统研究[D]. 北京: 清华大学, 2013.
- [4] Iwao K, Yamazaki I. A Study on the Mechanism of Tire/Road Noise[J]. JSAE Review, 1996, 17(2): 139-144.
- [5] 陈理君, 周玲, 肖旺新, 等. 道路/轮胎噪声分析及其降噪路径[J]. 轮胎工业, 2009, 29(11): 654-658.
- [6] Oshina Y. Change of Sound Power Level of Running Vehicle Caused by the Difference of Road Surfaces[J]. The Journal of

the Acoustical Society of Japan, 1991, 10: 623-624.

- [7] Yamada H. On the Influence of Tire Characteristics on Tire Noise[J]. JSAE Symposium, 1993, 9301: 38-43.
- [8] Eisenblaetter J, Walsh S J, Krylov V. Air-related Mechanisms of Noise Generation by Solid Rubber Tyres with Cavities[J]. Applied Acoustics, 2010, 71(9): 854-860.
- [9] 朱振华, 钱晔, 陈弘, 等. 半消声室内轮胎噪声测试方法研究[J]. 轮胎工业, 2013, 33(6): 376-380.
- [10] ISO 10844—2011(E). 声学-测试道路车辆及车辆轮胎噪声排放的试验车道规范[S].
- [11] Gijsjan B, Wout S. Requirements and Testing Methods for ISO 10844 Test Tracks[A]. Internoise 2012. Newyork: 2012.
- [12] Copeland T J, Seth Wilhoit R. Tire Noise Pass-By Testing System Meets Latest Standards[J]. Sound and Vibration, 2012, 46(5): 12.
- [13] 陈亚龙. C3 轮胎通过噪声研究[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [14] Sandberg U. The Multi-coincidence Peak around 1 000 Hz in Tyre/Road Noise Spectra[A]. Euronoise Conference. Naples: 2003. 498.
- [15] Sandberg U, Ejsmont J A. Tyre/Road Noise Reference Book[M]. Kisa: Informex, 2002.
- [16] Solana Quiros P E, Picard Lopez M A, Arizo Serrulla J V. A Directional Factor from Moving Vehicles[A]. Proceedings of Internoise 99-The 1999 International Congress on Noise Control Engineering. Florida: 1999-12-06—08.

收稿日期: 2014-11-03

Research on Correlation between Near-Field Noise and Far-Field Noise of Tires

YANG Yong-bao, WEI Yin-tao, FENG Xi-jin, CHEN Ya-long, WANG Hao

(Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In this study, the correlation between near-field noise and far-field noise of tires was investigated using a self-made semi-anechoic chamber. In the experiment, a series of tires with different patterns were tested. The test tire was mounted on the right front wheel and driven by a rotating drum. The near-field noise data were collected by 9 microphones which were fixed on a semi-circle centered at the test tire ground contact position and having a radius of 1 m. Meanwhile, the far-field noise data were collected by 5 microphones which were also put on the same side of test tire and along a line 7.5 m from the center line of test tire ground contact. The experimental test results showed that a high correlation existed between the near-field noise and far-field noise obtained by the microphone at 60° position, while the numerical relationship between the two obeyed the attenuation law of point acoustic source, and the average absolute error was less than 1 dB. This correlation provided a theoretical basis of predicting the far-field noise with near-field noise, and made it possible to partly replace the far-field noise measurement with near-field measurement.

Key words: tire; near-field noise; far-field noise; semi-anechoic chamber; correlation