

文章编号:1006-1355(2020)06-0153-06

整车轮胎噪声转换系数试验与优化

王启翔¹, 葛剑敏¹, 王 童¹, Perrot Jean-Dominique²

(1. 同济大学 声学研究所, 上海 200092; 2. 米其林集团, 法国 63000)

摘要:为确保基于室内转鼓法所得单条轮胎噪声转换至整车轮胎噪声时结果准确合理,采用室内转鼓法和惯性滑行法对不同轮胎进行噪声测试,并对相同工况下不同的转鼓室和室外实验场的测试结果进行分析处理。结果表明:通过在转鼓室内布置声阵列对单条轮胎进行噪声测试,并结合文中确定的最优转换系数,最终预测的整车轮胎噪声准确可信。最终确定通过单条轮胎预测整车轮胎噪声的转换系数,这对轮胎的开发与研究具有重要意义。

关键词:声学;轮胎噪声;惯性滑行法;声阵列;室内转鼓法

中图分类号:U467.493

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.026

Test and Optimization of Vehicle Tire Noise Conversion Coefficients

WANG Qixiang¹, GE Jianmin¹, WANG Tong¹, Perrot Jean-Dominique²

(1. Institute of Acoustics, Tongji University, Shanghai 200092, China;

2. Michelin Group, French 63000)

Abstract: In order to ensure the accuracy and reasonability of the results when converting the single tire noise to the entire vehicle tires noise with indoor drum method, the noise test for different types of tires is conducted by using indoor drum method and coast-by method respectively. The test results of different indoor and outdoor tests under the same working condition are processed and analyzed. By testing the noise of a single tire with acoustic array in the drum laboratory and according to the determined optimal conversion coefficient, the accurate and reliable noise of the tires of the entire vehicle is predicted. This work is of great significance for research and development of tires.

Keywords: acoustic; tire noise; coast-by method; acoustic array; indoor drum method

近年来新能源车辆在中国市场中所占比例日益增大,相比于传统燃油汽车而言,其发动机噪声大大降低,这就使得轮胎噪声更加突出,成为道路交通噪声中主要噪声来源。因此,通过对轮胎噪声进行控制从而改善城市噪声污染变得意义重大。

降低轮胎噪声需要进行大量轮胎噪声测试,目前常用的轮胎噪声测试方法有惯性滑行法和实验室转鼓法^[1-2]。惯性滑行法优点在于贴合实际情况,能真实反应轮胎和路面相互作用产生的噪声,适合作为测量整车轮胎噪声的标准方法^[3],因此惯性滑行法是当前与整车轮胎配套的主要参考方法。但是惯性滑行法属于室外测试,测试结果易受环境因素(如风

速、风向、温度和湿度等)、路面差异和车辆差异的影响,测试数据可重复性差,测试环节多,周期长^[4],国家标准(GB/T 22036—2017)修订版虽然增加了一些具体控制要求,各试验场测试结果之间的误差有所下降,但仍然无法控制环境和测试条件使之达到完全一致,无法进行大量轮胎的噪声测试。实验室转鼓法在半消声室内进行,不受环境因素和路面条件(ISO标准组织正在制定统一的路面材料和结构标准)的影响,相比于惯性滑行法,测试周期短,可重复性强。

本文通过对市场上主流的乘用车轮胎进行了大量实验,并结合轮胎噪声传播机理,研究单条轮胎噪声与整车轮胎噪声之间的转换方法。同时,对单条轮胎与整车轮胎之间的转换系数进行了试验、优化以及验证,确定了最优转换系数,大大提高了实验结果的一致性、准确性和合理性,为ISO/NP 20908标准的制定和推进轮胎室内噪声测试标签法的制定提供依据。

收稿日期:2020-02-28

基金项目:国家自然科学基金面上资助项目(51978520)

作者简介:王启翔(1996-),男,山东省东营市人,硕士研究生,主要研究方向为噪声与振动控制。

E-mail: wqx960217@163.com

通信作者:葛剑敏(1963-),男,教授,博士生导师,声学专业。

E-mail: jmge@tongji.edu.cn

表2 采用实验室转鼓法测得80 km·h⁻¹速度工况下7.5米处单条轮胎噪声声压级/dB(A)

轮胎编号	转鼓室B1	转鼓室B2	转鼓室B3	转鼓室B4	转鼓室B5	转鼓室B6
1	67.66	69.34	66.53	68.85	68.17	67.35
2	65.34	66.93	64.38	66.63	66.58	65.44
3	66.14	67.48	65.52	68.13	68.26	66.56
4	64.79	66.55	64.15	66.42	66.08	65.13
5	67.85	69.98	67.59	70.81	68.32	67.98

结果的因素都已经包括在转鼓法和滑行法噪声测试结果中。通过对两种测试方法的相关性分析可以看出,尽管根据两种测试方法在多个转鼓室和室外实验场进行了实验,并且两种测试方法的测试方式不相同,但测试结果具有较高的相关性。由此可以看出,根据转鼓法单条轮胎噪声结果对整车轮胎噪声进行预测是可行的。

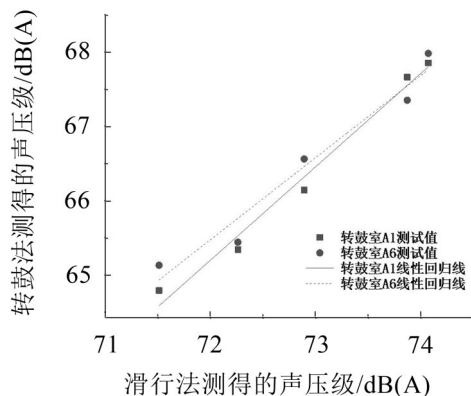


图3 滑行法与转鼓法测试结果的相关性

2 整车轮胎噪声转换系数试验与分析

2.1 室内外轮胎噪声的转换公式

惯性滑行法测试结果为车辆通过过程中的最大噪声声压级,因此对转鼓法所测的声阵列上 m 个结果进行相应的等效、计权处理,确定最大噪声声压级。

声阵列传声器测试结果为A计权声压,且传声器布置在声场远场时轮胎噪声声能量衰减符合点声源能量衰减规律^[4,6],即与距离的平方成反比。同时声能量与声压平方成正比,可以得出声阵列上传声器声压平方随距离的衰减公式:

$$Q_A(X_m) = P_A(X_m) \times \left(\frac{y_m}{Y_{CBY}} \right)^2, X_m = X_m \times \left(\frac{y_m}{Y_{CBY}} \right) \quad (1)$$

式中: y_m 和 Y_{CBY} 分别取1.8 m和6.5 m; x_m 和 X_m 分别表示在 y_m 和 Y_{CBY} 处第 m 个传声器距离阵列中心的距离; $P_A(x_m)$ 和 $Q_A(X_m)$ 分别表示 x_m 和 X_m 位置处的等效A计权后噪声声压平方值。

由于采用惯性滑行法测量噪声时传声器测量声压级时会自动进行‘F’快速时间计权,所以需要式(1)中所求声压进行‘F’时间计权,计权公式为

$$Q_{FA}(X) = \frac{1}{v\tau} \int_{X_1}^{X_m} Q_A(\xi, v) e^{\frac{\xi - X_m}{v\tau}} d\xi \quad (2)$$

式中: $Q_{FA}(X_m)$ 表示6.5米声阵列上 X_m 位置处的等效A计权,F计权后声压平方值也可以看作是单条轮胎运动至 $(X_m, 6.5 \text{ m})$ 处时,传声器测量到的声压平方值。 v 为惯性滑行法中车辆通过速度,本次试验中取为80 km/h, $\tau=0.125 \text{ s}$ 。

由于惯性滑行法所测为车辆通过时的最大噪声值,需要取式(2)计算出的最大声压级平方值,根据声压级定义计算声压级:

$$L = 10 \lg \left\{ 4 \times M \times \frac{\max [Q_{FA}(X_m)]}{p_0^2} \right\} \quad (3)$$

式中:4代表4条轮胎, M 为转换系数,在下文进行分析, P_0 为参考声压,一般取 2×10^{-5} 帕。

2.2 转换系数“M”的初步分析

为了明确转换系数“M”存在的必要性,将表2中的转鼓法测试结果运用2.1节中的式(3)进行数据处理,其中 M 取值为1,表示将4条轮胎作为相同位置4个点声源直接进行噪声叠加计算的结果,将计算结果与表1中实测的平均值结果进行对比分析,如表3所示。

采用室外惯性滑行法测试的噪声除了整车轮胎噪声外,还包括汽车振动噪声、气动噪声和车身反射等影响因素,而轮胎噪声的研究是针对整车轮胎噪声,因此滑行法噪声测试结果理论上要大于等于本文中预测出的整车轮胎噪声。由表3可以看出,当转换系数 $M=1$ 时,转鼓室预测值与滑行法实测值的测试结果在-1.86 dB(A)~2.77 dB(A),预测值与实测值的差值存在正值,这与上述转化原则不符。此外,真实轿车轮胎分为近侧两条轮胎以及远侧两条轮胎, $M=1$ 时的物理意义是将4条轮胎都作为近侧轮胎且噪声在自由场传播,并没有考虑到轮胎噪声传播途径中车体、轮胎、地面的反射与绕射等因素。由此可见, $M=1$ 时预测结果不合理,因此合理确定转换系数 M 尤为重要。

针对噪声传播过程中反射与绕射现象,将模拟车底板放入大型半消声室内进行轮胎噪声侧向传递规律研究试验^[7],声场测点布置示意图如图4所示。

表 3 采用实验室转鼓法预测 4 条轮胎噪声声压级 dB(A)($M=1$)

轮胎编号	转鼓室 B1 预测值	差值	转鼓室 B2 预测值	差值	转鼓室 B3 预测值	差值
1	73.68	-0.19	75.36	1.49	72.55	-1.32
2	71.36	-0.90	72.95	0.69	70.40	-1.86
3	72.16	-0.73	73.50	0.61	71.54	-1.35
4	70.81	-0.70	72.57	1.06	70.17	-1.34
5	73.87	-0.20	76.00	1.93	73.61	-0.46
轮胎编号	转鼓室 B4 预测值	差值	转鼓室 B5 预测值	差值	转鼓室 B6 预测值	差值
1	74.87	1.00	74.19	0.32	73.37	-0.50
2	72.65	0.39	72.60	0.34	71.46	-0.80
3	74.15	1.26	74.28	1.39	72.58	-0.31
4	72.44	0.93	72.10	0.59	71.15	-0.36
5	76.84	2.77	74.34	0.27	74.00	-0.07

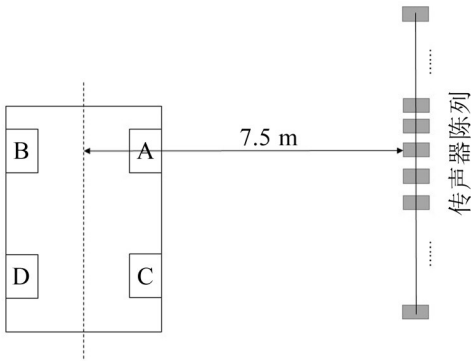


图 4 轮胎噪声反射与绕射试验示意图(单位:m)

考虑到消声室实际空间有限,试验时在声源正对的中心传声器一侧布置 9 个传声器阵列,利用对称的方法获取另一侧声阵列数据。声源依次布置在靠近声阵列和远离声阵列处,声阵列依次布置在距近侧轮胎 1.8 m 和 6.5 m 两个断面,将其中断面 6.5 m 处中心传声器作为标准点,现场试验图如图 5 所示。

由 2.1 节中的式(1)、式(2)对声阵列试验测试结果进行处理,计算得到图 5 中(a)、图 5(b)两个工况的结果: $\max(Q_a)=1.33\times 10^{-2}$ 、 $\max(Q_b)=5.26\times 10^{-3}$ 。结合标准点试验测试结果 $L=82.4\text{ dB(A)}$,分别将 $\max(Q_a)$ 和 $\max(Q_b)$ 代入式(3)中,计算得到 $M_a=1.3$ 、 $M_b=3.3$ 。利用公式 $M=\frac{M_a+M_b}{2M_b}$ 对转换系数 M 进行计



(a) 噪声源靠近 1.8 m 声阵列 (b) 噪声源远离 1.8 m 声阵列

图 5 轮胎噪声反射与绕射试验图

算得到 $M=0.7$ 。

$M=0.7$ 在物理意义上区分了近侧轮胎与远侧轮胎,并考虑了车体、轮胎、地面的反射与绕射因素。将试验测量确定的 $M=0.7$ 代入式(3)进行数据处理。根据上文分析,预测结果应小于等于各实验场内的实际测量结果,因此将预测结果与表 1 中实测的实验场 A2 测试结果进行对比分析,如表 4 所示。

由表 4 可以看出,采用测试确定的转换系数 $M=0.7$ 的噪声预测结果与实验场 A2 实测结果误差在 -2.21 dB(A) 至 1.93 dB(A) 。其中,只有 57 % 的预测结果小于实测结果,符合转化原则。因此,为了使预测结果更加合理可信,考虑汽车振动附加噪声和气动噪声等因素的影响,下文将进一步对转换系数 M 进行优化。

表 4 采用实验室转鼓法预测整车轮胎噪声声压级 dB(A)($M=1$)

轮胎编号	转鼓室 B1	差值	转鼓室 B2	差值	转鼓室 B3	差值
1	72.13	0.14	73.81	1.82	71.00	-0.99
2	69.81	-1.25	71.4	0.34	68.85	-2.21
3	70.61	-0.66	71.95	0.68	69.99	-1.28
4	69.26	-1.52	71.02	0.24	68.62	-2.16
5	72.32	-1.04	74.45	1.09	72.06	-1.30
轮胎编号	转鼓室 B4	差值	转鼓室 B5	差值	转鼓室 B6	差值
1	73.32	1.33	72.64	0.65	71.82	-0.17
2	71.10	0.04	71.05	-0.01	69.91	-1.15
3	72.6	1.33	72.73	1.46	71.03	-0.24
4	70.89	0.11	70.55	-0.23	69.6	-1.18
5	75.29	1.93	72.79	-0.57	72.45	-0.91

3 整车转换系数“ M ”的优化

3.1 整车转换系数的反算优化

为了实现对转换系数 M 的进一步优化,采用反算法对整车转换系数进行分析。以实验场A2的室外实测数据为例,为了实现表2中的5条实验轮胎预测结果均符合实际,即基于室内法的预测值小于等于试验场实测值,则每条轮胎的噪声值对应一个最大的转换系数。为了方便分析,引入一个参量 N ,如式(4)所示, N 表示采用室内转鼓法时在6.5 m处的能量大小。

$$N = \left(\frac{y_{\text{CBYd}}}{y_{\text{CBY}}} \right)^2 \frac{\max_x P_{FA}(x)}{p_0^2} = \left(\frac{1.8}{6.5} \right)^2 \times \left\{ \left(\frac{7.5}{1.8} \right)^2 \times 10^{\frac{A}{10}} \right\} \quad (4)$$

此时,将第2.1节中的式(3)逆变换为以 M 为因变量的方程式(5):

$$M = \frac{10^{\frac{L_{\text{预测}}}{10}}}{4N} \leq \frac{10^{\frac{L_{\text{实测}}}{10}}}{4N} \quad (5)$$

结合式(4)与式(5)对转化系数 M 进行计算,其中参数 A 就是表2中5条实验轮胎根据转鼓法所得噪声值大小, $L_{\text{实测}}$ 此处取为表1中实验场A2的5条实验轮胎根据滑行法所得实测值。计算结果如表5所示。

表5 实验场A2的反算转换系数 M_{A2}

轮胎	转鼓室B1	转鼓室B2	转鼓室B3	转鼓室B4	转鼓室B5	转鼓室B6	平均值
1	0.51	0.35	0.66	0.39	0.45	0.55	0.48
2	0.70	0.49	0.87	0.52	0.53	0.68	0.63
3	0.61	0.45	0.71	0.39	0.38	0.56	0.51
4	0.75	0.5	0.86	0.51	0.55	0.69	0.64
5	0.67	0.41	0.71	0.34	0.60	0.65	0.56

转化系数 M 原则上应满足计算预测值小于等于实验实测值,因此取平均值中最小值记为实验场A2的转换系数,即 $M_{A2}=0.48$ 。同理,对表1中各实验场数据进行相同计算,可以得到各实验场的转换系数,结果如表6所示。

表6 各实验场的反算转换系数 M

实验场	A1	A2	A3	A4	平均值
转化系数 M	0.67	0.48	0.83	0.70	0.63

由表6可以看出,4个实验场地通过反算所得的计算结果为: $M_{A2} < M_{\text{平均}} < M_{A1} < M_{A4} < M_{A3}$ 。下文将5个转化系数分别代入计算式(3)中进行整车轮胎噪声预测,并对预测结果进行分析讨论,以确定最优转化系数。

3.2 转换系数优化后的结果分析

在转鼓实验室内对5条实验轮胎通过声阵列布点进行基于转鼓法的轮胎噪声测试,其中测试流程与1.2节中一致,将实验结果代入式(3)中进行计算,预测整车轮胎噪声,其中转化系数 M 分别取为表6中的5个初步优化数值,并将所预测整车轮胎噪声依次与表1中4个实验场的实测整车轮胎噪声作差对比,其结果如图6至图10所示。

图6为 $M=0.67$ 时整车轮胎预测噪声与实测噪声差值,其差值范围在 -2.10 dB(A) 至 0.96 dB(A) ,20组对比数据中有16组预测噪声值小于实测噪声值,可信度为80%;图7为 $M=0.48$ 时整车轮胎预测噪声与实测噪声差值,其差值范围在 -3.55 dB(A) 至 -0.49

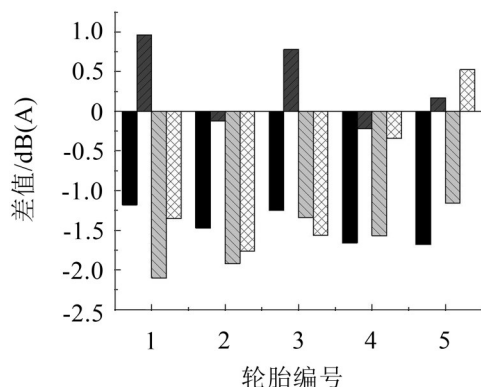


图6 整车轮胎预测噪声与实测噪声差值对比图($M=0.67$)

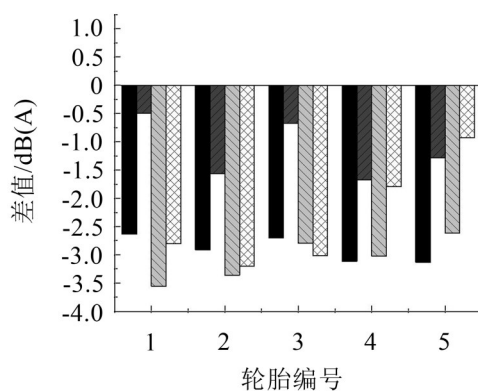


图7 整车轮胎预测噪声与实测噪声差值对比图($M=0.48$)

dB(A) ,20组对比数据中所有预测噪声值均小于实测噪声值,可信度为100%;图8为 $M=0.83$ 时整车轮胎预测噪声与实测噪声差值,其差值范围在 -1.77 dB(A) 至 1.89 dB(A) ,20组对比数据中有13组预测噪

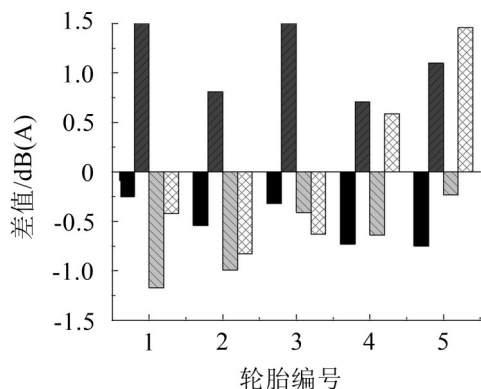
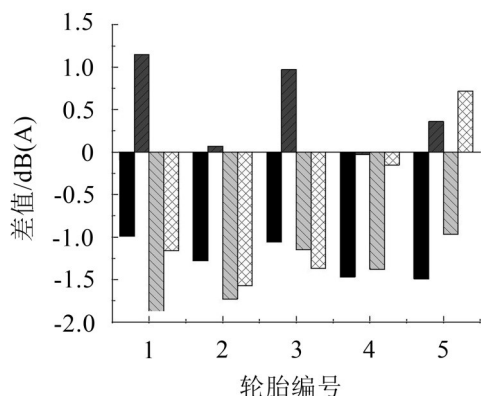
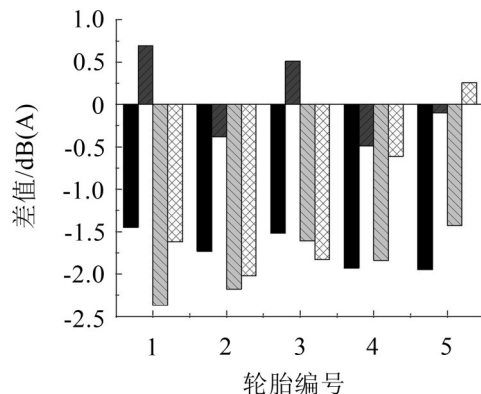
图8 整车轮胎预测噪声与实测噪声差值对比图($M=0.83$)图9 整车轮胎预测噪声与实测噪声差值对比图($M=0.70$)

图10 整车轮胎预测噪声与实测噪声差值对比图($M=0.63$)

声值小于实测噪声值,可信度为65%;图9为 $M=0.70$ 时整车轮胎预测噪声与实测噪声差值,其差值范围在 -1.91 dB(A) 至 1.15 dB(A) ,20组对比数据中有15组预测噪声值小于实测噪声值,可信度为75%;图10为 $M=0.63$ 时整车轮胎预测噪声与实测噪声差值,其差值范围在 -2.37 dB(A) 至 0.69 dB(A) ,20组对比数据中有17组预测噪声值小于实测噪声值,可信度为85%。

根据整车转化系数确定原则,由第2.2节可知,在实验室中进行的“车底板和轮胎”绕射与反射实验所测得转换系数为0.7,但现实中由于室外实验场噪声源的叠加使得测量值过大,因此实际反算所得的转换系数 M 小于0.7。从文中的5条轮胎反算结果来看,根据实验场A2整车轮胎实测噪声反算确定的转换系数 M 可信度为100%。因此,将0.48作为式(3)中转换系数 M 的最优值。

4 结 语

本文对不同类型与花纹的轮胎分别在多个室外汽车实验场和室内转鼓实验室内进行了轮胎噪声测试,通过测试及数据处理分析,对室内转鼓法和室外滑行法两种轮胎噪声测试方法之间的定量关系进行了研究,尤其是针对单条轮胎噪声与整车轮胎噪声转换公式中转换系数进行了试验与优化,得出如下结论。

(1) 转鼓室内单条轮胎噪声与整车轮胎噪声之间存在特定转换关系,通过反算法确定的整车轮胎噪声的最优转换系数 $M=0.48$ 。

(2) 通过分析轮胎噪声传播机理、整车噪声源、由室内外两种轮胎噪声测试方法所得的测试结果,明确了由室内法所得单轮胎噪声、由室内法所得整车轮胎噪声、由试验场惯性滑行法所得轮胎噪声之间的关系。

(3) 对于C1类轮胎,应用优化后的转换公式后,采用单条轮胎噪声来预测整车轮胎噪声所得的结果符合实际:由室内转鼓法所得单条轮胎噪声声压级 L_1 ≤由室内转鼓法所预测整车轮胎噪声声压级 L_2 ≤由室外滑行法实测所得整车轮胎噪声声压级 L_3 。

参考文献:

- [1] 范俊岩. 轮胎噪声研究的现状与发展[J]. 轮胎工业, 2006, 26(4): 195-197.
- [2] 贺海留, 贾云海. 轿车轮胎的室内噪声测试[J]. 橡胶工业, 1997, 44(2): 102-111.
- [3] GB/T 22036—2017 轮胎惯性滑行通过噪声测试方法[S].
- [4] 陆寅啸, 葛剑敏, 施佐腾, 等. 2种轮胎噪声测试方法参数转换[J]. 中国公路学报, 2014, 27(10): 115-120.
- [5] GB/T 32789—2016 轮胎噪声测试方法转鼓法[S].
- [6] 陈燕, 朱振华, 陈弘. 轮胎噪声室内转鼓法与室外滑行法测试结果的相关性研究[J]. 轮胎工业, 2017(6): 374-377.
- [7] 王童, 葛剑敏. 单胎噪声与整车轮胎噪声关系的研究[C]. 十三届全国振动理论及应用学术会议论文集, 2019, 11: 330-334.