

轮胎噪声研究进展

冯希金, 危银涛, 冯启章, 项大兵, 杨永宝
(清华大学 汽车工程系, 北京 100084)

摘要:概述轮胎噪声机理、模拟仿真技术和测试方法。轮胎噪声机理可分为发声机理和增强及减弱机理,发声机理又可以宏观地分为机械振动机理和空气动力学机理;轮胎噪声模拟从简单数学化模型发展到有限元模型,以有限元模型为基础,辅之以精细的空气流体网格,通过结构和流体的耦合计算方法,进行振动噪声和空气动力噪声的仿真研究将会是未来噪声仿真技术的一个研究方向;轮胎噪声测试方法包括室外滑行法、室外拖车法和室内转鼓法。

关键词:轮胎;噪声;发声机理

中图分类号:TQ336.1;TB533⁺.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1006-8171(2015)09-0515-09

近年来,轮胎的噪声性能越来越受到重视,尤其是欧盟标签法推出后,各企业面临着降低轮胎噪声的急迫任务,如何设计和制造出低噪声轮胎成为工程技术人员关注的焦点问题。国内有关高校和企业已经进行了相关研究工作,然而,轮胎噪声现象非常复杂,它既与轮胎花纹形式有关,也与轮胎材料性能、路面条件等有关。对于轮胎企业的技术人员来说,希望将轮胎花纹设计参数和材料性能参数与轮胎噪声直接联系起来,以有助于低噪声轮胎的设计。因此,首先需要开展深刻而富有成效的轮胎噪声全方位研究,借鉴前人的研究成果,提升研究水平,明确研究方向。

1 轮胎噪声研究的历史

轮胎噪声研究始于 20 世纪 70 年代初,到 1985 年间的大量研究工作是在试验基础上进行的,理论方面的研究较少,研究主要集中于噪声源识别和噪声产生机理的分析,给出了一些简单的计算模型,并提出一些降噪措施和试验方法。基础研究工作开创了轮胎噪声研究的方向和道路,是噪声定性和定量研究的基础。之后,计算机硬件和软件快速发展,试验设备越来越先进,先后出现了一些噪声计算模型和软件,用于评估花纹设

计方案,指导优化设计。但是由于企业间的竞争,这些预测方法很少公开报道,从少数公开发表的文献看,噪声预测模型仍仅限于试验反演或经验公式。20 世纪 90 年代以来,轮胎噪声研究是持续热点,在更先进的试验方法推动下,有限元方法和边界元方法在轮胎噪声分析中开始得到应用,还有一些学者尝试将统计能量法应用于轮胎振动噪声研究。我国轮胎噪声研究起步较晚,从 20 世纪 90 年代开始,但由于投入的人力和物力有限,无法与西方国家的研究相比。

2 轮胎噪声机理及分类

在归纳总结前人研究成果的基础上,荷兰学者 Blom Ron^[1]系统研究了轮胎噪声的发声机理和发声模型。米其林轮胎公司也根据自己的大量试验研究提出了轮胎噪声机理,将这两个系统进行融合,整理出系统噪声机理,见表 1。

总体上看,轮胎噪声机理可以分成发声机理和增强及减弱机理,而发声机理又可以宏观地分为机械振动机理和空气动力学机理,下面对噪声机理进行简要介绍。

2.1 机械振动机理

(1)轮胎的动态滚动变形。轮胎滚动时始终处于滚动变形过程中,在接地前端和后端轮胎的表面曲率发生变化,如图 1 所示。这种表面曲率的变化会激起轮胎的振动,从而产生噪声。

(2)胎面花纹块冲击。轮胎胎面的分离花纹

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275265, 51175286)

作者简介:冯希金(1970—),男,山东威海人,清华大学高级工程师,硕士,主要从事轮胎力学和噪声性能研究工作。

表 1 轮胎噪声机理

分 类	机理	根源
发声机理		
机械振动	冲击机理(一般指径向) 粘附机理(一般指切向)	滚动变形、胎面花纹块冲击、路面纹理冲击 粘着/滑移、粘着/抓着
空气动力学	空气运动机理	空气湍流、空气泵浦、管共振、亥姆霍兹共振
增强和减弱机理	喇叭效应 轮胎共振 机械阻抗效应 声学阻抗效应	带束层共振、环形腔体共振 根据轮胎与路面之间的刚度情况,路面反作用于轮胎 多孔面影响声源强度和声传播

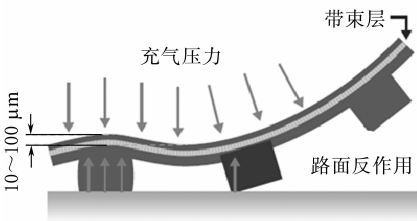


图 1 轮胎滚动变形和花纹块冲击示意

块会打破光面轮胎的连续径向变形,使花纹块像橡胶锤一样击打路面。由于路面刚度更大,因此最终会导致花纹块和轮胎的振动,振动的频率与花纹块的周向长度和轮胎速度有关。

(3)路面纹理冲击。该机理与胎面花纹块对路面的冲击是一样的,最终都会导致轮胎的机械振动和噪声。

(4)粘着/滑移。当花纹块通过接地区时花纹块内部积累了一定的能量,当花纹块需要的摩擦力大于路面所能提供的摩擦力时,橡胶块突然发生滑移而向摩擦力较小的地方移动。橡胶块在这个过程中产生振动(如图 2 所示),引起噪声。



图 2 花纹块的粘着/滑移示意

(5)粘着/抓着。这种现象常发生于雪地轮胎在温度较高的路面上行驶时,橡胶块粘附在路面上,并在轮胎移动过程中抓着在路面上,从而造成粘着/抓着噪声。

2.2 空气动力学机理

(1)空气湍流。Hayden 在研究中发现,轮胎在运动过程中切割周围的空气造成空气湍流,从而造成湍流噪声,其特点如下:①频率一般在 300

Hz 左右;②一般发生在较高速度时,常规速度下湍流噪声成分较小,一般不予考虑。

(2)空气泵浦噪声。轮胎在高速滚动过程中与地面接触时,花纹沟槽内部气体被封堵在轮胎与地面之间,随着轮胎的前进,这部分气体先被压缩,离开路面时又被释放,从而导致泵浦噪声,如图 3 所示。

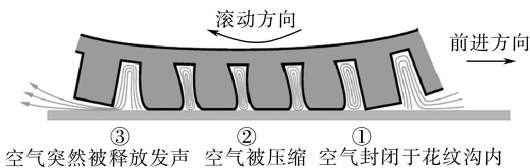


图 3 泵浦噪声的发生机理

空气泵浦噪声是轮胎花纹噪声的主要原因之一,其发声机理已被大家所公认,许多学者也据此进行了仿真模拟软件的开发,对指导轮胎花纹降噪设计发挥了巨大作用。

(3)管共振。管共振是指在接地区域内轮胎与地面之间在有纵沟的地方形成一个狭长的管道,这些管道两端开口或一端开口,形成了一个共鸣腔,如图 4 所示。

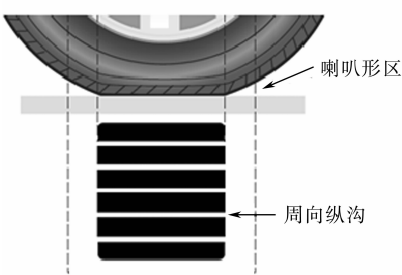


图 4 管共振示意

2.3 增强和减弱机理

(1)喇叭效应。轮胎在滚动过程中,由于负荷的作用发生径向变形,从而造成接地前端和后端

在轮胎与路面之间形成类似喇叭口的形状(如图5所示),对在该区域内发出的声音起到增强作用,称为喇叭效应。Graf等通过研究确定了喇叭口效应的影响因素,并给出了简单的定量解释。



图5 喇叭口效应示意

(2)带束层共振。轮胎变形导致接地区域内径向和切向的应力分布不均匀,成为激起带束层以及胎体振动和噪声的原因之一,一般由于带束层共振导致的频率范围为600~1300 Hz。

(3)环形腔体共振。充气轮胎使用中在轮胎与轮辋之间形成一个环形气室,如图6所示。环形气室内的空气在低频下形成腔体共振,从而产生腔体共振噪声,其频率范围为230~280 Hz。

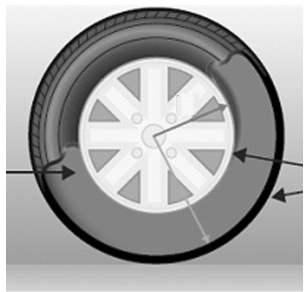


图6 环形腔体共振示意

3 国内外轮胎噪声定量模拟仿真技术研究

轮胎噪声发声机理和发声模型研究的目的是实现轮胎噪声的定量化,以便为低噪声轮胎的设计提供定化工具,研究者相继开发出各种模拟计算模型,有从振动机理出发模拟和仿真轮胎噪声的,也有从空气动力学机理方面进行研究的,还有两者兼而有之的。

3.1 泵浦噪声的定量模拟仿真研究

最早进行泵浦噪声定量模拟的是 R. E. Hayden^[2],他是首个将泵浦效应作为轮胎噪声主要因

素的人,并对此进行了数学模型化,将位于接地印痕内前端和后端的横沟花纹看作发声单极子,得出如下计算公式:

$$L = 68.5 + 20\lg\left(\frac{g^2w}{s}\right) + 10\lg n + 40\lg V_e + 20\lg f_c - 20\lg r \quad (1)$$

式中 L ——声源发出的总声压级,dB;

g ——胎面沟深度;

w ——横向沟的长度;

s ——纵向胎面沟宽度;

n ——胎面横向的沟槽数目;

V_e ——车辆前进速度;

f_c ——花纹沟体积变化率;

r ——观察点与声源的距离。

各参数中, f_c 是难以测量和计算的,Hayden假设其为10%,用以计算简单花纹噪声,与实测结果比较一致。但是该模型对轮胎花纹做了太多简化, f_c 无法确切计算,对不同的胎面花纹形式难以准确反映,因此这个模型只是一个简单的原始模型。

朱兴元^[3]在 Hayden 模型基础上,将花纹角度引入进来,但其假设 f_c 为100%,这与实际情况不相符。

上述两种模型均无法给出噪声时域或频域曲线,不能对噪声源特性进行描述。

S. E. Samuels^[4]对花纹沟泵浦噪声做了大量研究,以具有相同深度和宽度的横沟花纹作为研究对象,将进入接地印痕前端和后端的横沟看作发声单极子,单极子各自发声,然后将声音叠加,得到轮胎总的泵浦噪声。其数学表达式为

$$p = R_e \left[\sum_n \frac{A_n}{r_n} e^{i(\omega t - k r_n - \phi_n)} \right] \quad (2)$$

式中 p ——声压级;

R_e ——表示对表达式取实数;

A_n ——第 n 个声源的强度;

r_n ——第 n 个声源距观察点的距离,m;

ω ——圆频率, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$;

t ——时间,s;

k ——波数;

ϕ_n ——相位差。

该模型没有考虑接地印痕的形状,也没有给

出声源强度的准确计算方法,花纹形式过于简单,只能看作是一个初步的思路模型。

J. P. Kenneth 等^[5-6]对泵浦噪声进行了系统研究,试验发现轮胎噪声的测试结果与单极子源在空间中的辐射声压方程预测一致,他认为 f_c 主要与花纹块周向运动有关,与垂直方向的变形关系较小。他将 Bohm 的环模型运用到求解花纹沟体积变化中,进而计算声源强度。其计算公式如下:

$$p = -\frac{\epsilon \rho}{4\pi r} \left(\frac{V_c}{R}\right)^2 \omega_v dh (l_v + l_b) \frac{1}{R^2} \sum_{n=1}^{\infty} n^2 (n^2 - 1) (C_n \sin n\phi + D_n \cos n\phi) \quad (3)$$

式中 ϵ ——花纹沟倾角系数;

ρ ——空气密度;

R ——轮胎有效滚动半径;

l_v, ω_v, d ——花纹沟的周向宽度、横向长度和深度;

h ——环模型中面到沟深一半的距离;

l_b ——花纹块的纵向长度;

ϕ ——角坐标;

C_n, D_n ——与轮胎工况有关的参数。

Plotkin 的模型通过轮胎变形来计算花纹沟的体积变化,继而计算观察点处声压,该方法考虑了轮胎设计参数、工况参数等对噪声的影响,但仍然采用环模型,许多参数需要事先通过测量得到,因此其应用仍具有很大局限性。

国内最早从事轮胎噪声研究的是武汉理工大学的陈理君教授,他通过试验得到的时域曲线进行函数拟合来研究噪声发声机理^[7-9]。研究时将胎面花纹块涂成黑色,而将花纹沟涂成白色,通过图像处理方法来识别沟和块,黑色用 1 表示,白色用 0 表示,然后将轮胎胎面接地面划分为若干区域,建立如下二进制胎面矩阵:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{花纹块元素} \\ 0 & \text{花纹沟元素} \end{cases} \quad A = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{m1} & \cdots & a_{nm} \end{bmatrix}$$

每个矩阵元素是一个周期函数,作为一个发声单元,然后将所有发声单元发出的噪声进行圆周方向的叠加,形成时域噪声,并进行快速傅里叶分析得到频域噪声。

陈理君教授的课题组经过多年研究,开发了轮胎花纹噪声仿真分析软件,在企业界有一定的

应用,但没有大规模推广。该软件没有考虑到轮胎接地形状对噪声的影响。

2001 年,哈尔滨工业大学的于增信^[10]基于单极子源的发声机理,从轮胎圆环-弹簧模型出发,应用 Hamilton 原理,推导出随车平动且不随轮胎转动的坐标系下圆环运动的控制方程。在此基础上,进一步推导得到了轮胎负荷状态下的接地印痕和接地长度计算公式,从而进一步推得花纹沟体积变化,由此计算花纹沟的泵浦噪声。该工作完全基于理论推导,同时考虑花纹沟倾斜角度和花纹方向的影响,研究成果可以用于不同花纹形式的比较和优化。但该模型存在如下缺陷:

(1)在推导过程中采用了圆环-弹簧模型,同样是对轮胎的过度简化,且模型参数如胎侧弧长、胎侧高度、结构阻尼参数难以确定;

(2)没有考虑接地印痕的影响;

(3)花纹沟容积的变化没有考虑径向变形的影响;

(4)假设花纹沟一端开口、一端封闭,而实际上大多数轮胎的横沟花纹都是全开口的。

2006 年, K. Sungtae 等^[11]提出了基于计算流体力学(CFD)和柯西霍夫积分方法的泵浦噪声计算方法,分 3 个步骤:首先用花纹沟底部的活塞式运动来模拟小规模空气泵浦噪声产生过程,并进行数值仿真;其次用 CFD 方法仿真模拟花纹沟内流体的流动;最后用柯西霍夫积分法对远场噪声进行模拟计算。仿真结果表明,泵浦噪声产生机理的非线性不仅影响频域内的噪声特点,而且影响花纹指向性。该方法可以克服声学单极子理论的弱点,且通过使用涵盖轮胎和路面的计算域,泵浦噪声的产生和传播的几何影响也在声源模型中得以考虑。不足之处是该模型仅考虑了简单的横沟情况,没有考虑复杂的横沟和纵沟。

随着有限元技术的发展,有些学者尝试用有限元方法研究轮胎的泵浦噪声,李忠禹^[12-13]建立了单沟槽的有限元模型,采用二次函数对强制位移曲线进行拟合来模拟轮胎负荷,使轮胎变形。该模型只是初级的理论验证,与实际的泵浦噪声差别较大,与轮胎工况条件差别也很大,无法提供可靠的结果。余洁冰等^[14]采用流固耦合有限元软件,建立了单沟槽轮胎与空气的相互作用模型,

模拟单沟槽在垂直负荷作用下沟槽的开闭过程,考察沟槽关闭和打开带来的气体压力变化,模拟泵气噪声。这是一个初期模型,缺点是轮胎没有滚动起来,与真实情况相差较大。周海超等^[15-16]根据流体力学的相关理论,计算轮胎花纹沟在滚动过程中的体积变化,通过研究花纹沟流场变化,借助 FH-W 方程对花纹沟噪声远场声压进行预测,并与实际的测试结果进行对比。该研究提供了一种分析轮胎气动噪声的方法,其缺点是没有考虑真实的轮胎与空气的流固耦合,只是通过向花纹沟输入气流来研究噪声,没有考虑到轮胎的具体工作条件 and 环境。

3.2 振动噪声的定量模拟仿真研究

轮胎的振动来源于自身非均匀性导致的自激激励,但更为明显和重要的是来自不平路面的激励。轮胎振动噪声的大小是激励源引起的振动、物体对振动的响应和由振动带来的声辐射三者的共同作用结果。振动发声过程如图 7 所示。

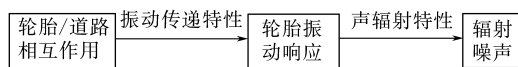


图 7 由振动引起的发声过程

3.2.1 轮胎的振动响应模型

轮胎的振动响应理论研究以模型化为中心,总体来看,有 3 种模型用于研究轮胎的振动及其响应。

(1)圆环-弹簧模型。该模型将轮胎胎面看作是周向具有张力的圆环,轮辋看作刚性的不可变形的圆盘,轮辋与胎面之间的部分看作一系列径向排列的弹簧和阻尼器。该模型简单、物理意义明确,但它将轮胎大大简化,模型参数如弹簧刚度、弯曲刚度、阻尼值需要大量测试或理论简化计算,因此该模型无法直接体现轮胎设计参数变化带来的性能改变。与该模型类似的还有弦模型和梁模型。

(2)薄壳模型。该模型将轮胎看作一层薄壳,薄壳的各部分厚度相等,材质单一且各向同性,薄壳的截面形状类似轮胎断面。该模型可以用来进行三维振动模态分析。由于该模型做了大量简化,计算结果的精度较差,同时许多参数需要试验确定,计算过程繁琐。

(3)有限元模型。该模型是将整个轮胎采用有限元方法进行建模,可考虑轮胎材料特性、充气压力、负荷以及与轮辋之间的相互作用等详细信息。虽然有限元方法也需要对结构进行简化,但这种简化与圆环模型和薄壳模型相比是很小的,其计算结果的准确性与材料本构模型的准确性有很大关系。有限元方法的缺点是计算资源消耗较大,周期较长。

3.2.2 轮胎的振动声学模型

振动响应模型得到了轮胎的振动响应信号,还需要振动声学模型来转换成声学信号。W. F. Reiter^[17]在研究斜交轮胎的振动和噪声问题中提出了用弦模型来模拟轮胎振动响应,用梁的声辐射来模拟轮胎声辐射,在标准声学实验室内进行了轮胎共振和声学测量,隔离出 4 个共振模态及其对应的声学信号,测量结果与模型结果存在较大误差,这是因为模型做了过多简化。

A. C. Eberhardt 将梁模型应用于轮胎振动噪声的模拟,假定梁上的张力是不变的,通过公式推导得到表面速度和加速度的计算公式,在此基础上得到噪声计算模型,计算结果在 1 500 Hz 的低频下与试验结果较为接近。但是该模型同样基于梁模型,梁的物理特性需要借助复杂的轮胎试验得到。即便能够得到梁的模型参数,梁与实际的轮胎也是相去甚远,从这两方面来说都不利于该模型的应用。

近年来,有限元方法得到了突飞猛进的发展,边界元方法也不断完善,这些新技术在轮胎噪声研究中也得到了应用。T. Sakata 等^[18]研究轮胎的腔体振动特性时采用了有限元方法,他将轮胎内部气体进行了有限元建模,分析计算了轮胎断面高宽比对一阶共振频率的影响,发现其对一阶共振频率影响很小。

Y. Nakajima 等^[19-20]为了计算轮胎振动噪声,首先采用有限元方法进行轮胎的模态分析,计算出固有频率和振型,然后将这些信息作为已知条件代入边界元声学计算程序中,进行声压和声强的计算。由于在模态分析时采用了有限元方法,因此轮胎的材料特性、几何信息等都在模型中得以体现,计算结果与实测结果有较大吻合性,但该方法没有考虑花纹形式,计算过程繁琐,仍不能

满足需要。

张涛^[21]建立了轮胎瞬态滚动的有限元模型,通过瞬态滚动得到轮胎表面速度,然后编制了相应的软件,将滚动中的轮胎表面速度映射到静止的轮胎上,从而代入 Sysnoise 软件计算轮胎噪声。但是该方法没有考虑花纹的影响,只是用光面轮胎进行振动噪声的计算,而实际上花纹对振动噪声起着决定性作用。而且轮胎的速度也不到 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,不能真实反应轮胎的冲击振动特性。包秀图等^[22-23]在张涛工作的基础上,进一步细化轮胎有限元模型,提高了噪声频率计算范围,但仍采用的是过分简化的光面轮胎,没有考虑花纹的影响,其映射方法是通过节点编号的逆推来实现,这种方法不适合处理复杂模型。

常亮^[24]综合利用 Ansys 和 Sysnoise 进行轮胎噪声研究,先用 Ansys 计算轮胎在各种受力条件下的位移响应,然后将该响应代入 Sysnoise 进行噪声仿真。但在计算过程中,轮胎并没有滚动,而是给轮胎施加三个方向上的接触力,因此计算得到的声功率与真正轮胎滚动过程中的声功率有很大差别。

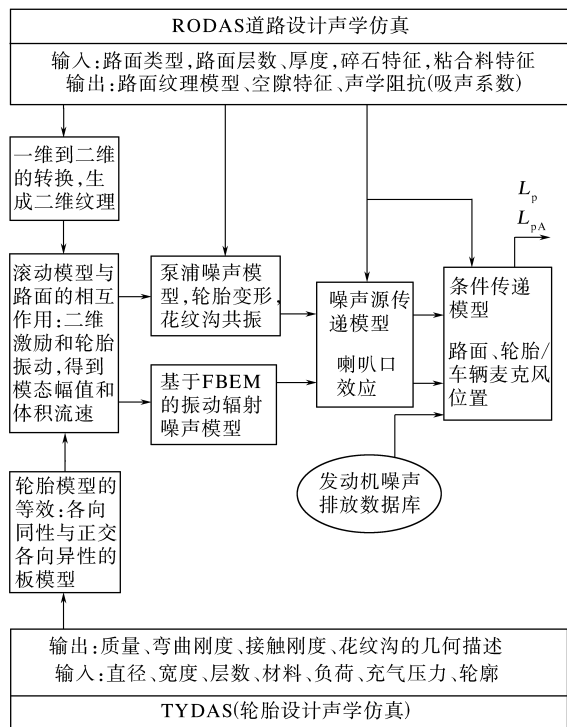
Y. T. Wei 等^[25]利用 Virtual LAB 仿真软件进行了花纹轮胎振动噪声的有限元仿真计算。其思路是首先利用 Abaqus 软件进行花纹轮胎的瞬态滚动仿真,得到轮胎外表面各节点的振动加速度,然后采用混合的拉格朗日-欧拉方法将拉格朗日网格上的随着空间和时间变化的加速度映射到网格驻定不动的欧拉网格上,将欧拉网格上的振动加速度导入到 Virtual LAB 中进行振动噪声的计算。该方法同样是采用有限元方法,考虑了轮胎的胎面花纹、材料特性、工况条件等细节,更加接近实际情况。

3.3 综合物理模型研究

W. Kropp^[26-27]综合考虑了轮胎径向振动和带有喇叭效应的二维声辐射机理,采用声源叠加技术和解析支撑板模型,将轮胎假设成仅带纵沟的光面轮胎,考虑了轮胎材料特性和路面特性的影响。该模型虽然在低频范围内与试验结果相符合,但是由于对实际轮胎作了过多简化,因此没有推广应用的价值。

TRIAS 噪声模拟仿真软件是荷兰应用科学

研究所和应用物理研究所联合开发的现代噪声仿真软件^[28],它综合考虑了振动噪声、花纹泵浦噪声和路面激励等因素,是一个既可以进行轮胎花纹噪声仿真模拟,又可以进行道路噪声模拟的高级软件。软件中轮胎的振动采用正交各向异性的平板模型,平板的振动行为用来计算位移模态幅值和泵浦噪声的气流体积变化以及振动辐射噪声。该软件将位移幅值转换成速度,并用边界元方法来计算接收点附近的噪声。TRIAS 的功能原理如图 8 所示。该模型综合考虑了道路类型、轮胎振动和轮胎花纹,可以给出综合的轮胎噪声。但是该模型中 TYDAS 仿真部分将轮胎模型用各向同性圆柱壳来表示,轮胎的动态特性用等效刚度、等效质量、等效弯曲刚度表示,这些参数的获得仍然需要用测量的方法,因此该方法对于概念设计阶段的轮胎花纹优化仍不合适。



L_p 和 L_{pA} 分别为声压级和 A 计权声压级

图 8 TRIAS 模型的功能原理

4 轮胎噪声试验方法

4.1 室外滑行法

室外滑行法的典型代表是欧盟制定的 ECE R117 法规,它规定了测试轮胎道路噪声的车辆要

求、场地要求以及具体的测试方法和测试结果的修正方法。该法规是强制性法规,所有以欧盟为目标市场的轮胎均需要进行法规测试。如图 9 所示,其要求以测试场地为中心半径 50 m 范围内没有声学障碍物,两侧麦克风与测试中心线距离为 7.5 m,高度 1.2 m,轮胎安装在测试车辆上,车辆在进入 AA'线时刻速度为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,然后关闭发动机,车辆自主滑行通过 BB'线,麦克风记录车辆通过时的噪声值,同时记录车辆通过麦克风时的速度和当地环境温度,麦克风记录的噪声值经过速度和温度修正后作为测试的真实值,多次测试(至少 4 次以上)后取平均值作为最终结果。

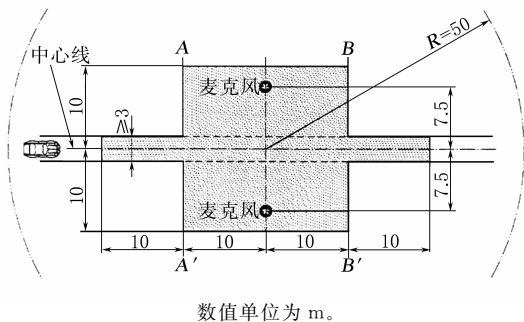


图 9 室外滑行法测试场地示意

该方法主要用于轮胎的法规噪声测试,是轮胎获得欧盟噪声认证的标准方法。该方法操作复杂,费时,成本较高,易受环境和温度的影响,测试结果难免包含非轮胎噪声成分,一般不用于噪声研究或者轮胎产品开发中的方案优选。为了屏蔽测试结果中的非轮胎噪声成分,清华大学的危银涛等^[29]专门对测试车辆进行了声学包装,屏蔽了发动机、悬架、车体等噪声源,使测试结果更接近真实轮胎噪声。

4.2 室外拖车法

室外拖车法是一种近场噪声测试方法,轮胎安装在一个专用拖车上(如图 10 所示),拖车进行了专业声学处理,形成了半消声环境。测量麦克风安装在距地面 100 mm,距轮胎 100~500 mm 处。试验时,拖车通过一个长的拉杆与牵引车辆连接,牵引车辆带动拖车以一定速度前进。

拖车法的优点是采用了消声处理,噪声信号基本全部来自轮胎本身,避免了杂音干扰,另外通过不同位置安装多个麦克风,可以用来进行

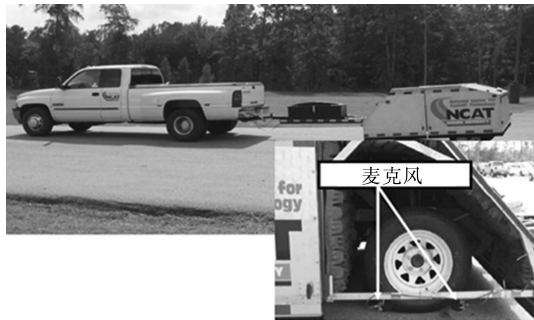


图 10 室外拖车法示意

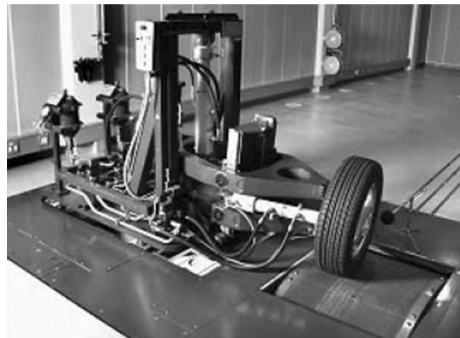
噪声源识别研究。拖车法的缺点是造价较高,有效避免牵引车辆的影响比较困难。

4.3 室内转鼓法

室内转鼓法是在房间内的转鼓上测量噪声,该房间经过了声学处理,称为全消声室或半消声室,半消声室一般由地下、地上 2 层房间构成,在地下房间内安装 4 台低噪声转鼓,4 个转鼓各有一部分鼓面暴露在地上房间的地板上。地上一层房间四周经过了声学处理,安装了消声尖劈,模拟自由声场条件。测试轮胎安装在车辆上[如图 11(a)所示],车辆位于 4 个转鼓上,通过转鼓的驱动带动测试轮胎旋转从而完成噪声测试。



(a) 轮胎安装在车辆上



(b) 轮胎安装在台架上

图 11 两种类型的室内转鼓法

简化版的室内转鼓法只利用一个转鼓来进行噪声的测量[如图 11(b)所示],轮胎不安装在汽车上,而是安装在转鼓旁边的专用台架上,给轮胎施加一定的负荷,并保持轮胎的原地转动。

Y. L. Chen 等^[30]对载重轮胎的室内噪声试验进行了研究,在近场噪声测试的同时进行了远场噪声测试,以模拟室外通过噪声测试,取得了较好的试验效果。

室内转鼓法的优点是各测量条件容易控制,试验结果的重现性较好,适于进行高精度测量,多用于轮胎噪声研究或花纹设计阶段不同方案的对比测试等。其缺点一是造价高昂,一个消声室造价往往达到几千万元;二是转鼓面带有曲率,无法模拟真实路面;三是背景噪声(由转鼓、台架或者车辆带来的噪声)无法完全消除,给测试结果带来一定影响。

5 结论

综上所述,人们对花纹沟泵浦噪声的仿真和振动辐射噪声的研究虽然取得了一定的成果,但还存在不同方面的问题,无论是泵浦噪声的仿真模型还是振动的辐射模型,都对轮胎做了较多简化,无法精确模拟各类噪声源。近些年来,有限元方法在噪声研究方面的应用逐渐增多,鉴于目前有限元已经可以精确模拟轮胎花纹,以花纹轮胎有限元模型为基础,辅之以精细的空气流体网格,通过结构和流体的耦合计算方法,进行振动噪声和空气动力噪声的仿真研究将会是未来噪声仿真技术的一个研究方向。

从轮胎噪声的试验方法来看,还有大量工作需要完善,其中两个方面很重要,一是噪声源的识别方法,这只有借助于室外拖车法和室内试验方法,通过大量试验研究来摸索规律;二是室内试验结果与室外试验结果的关联性研究,建立起两方面的关联性可以减少试验次数,为花纹优化设计提供快速有价值的试验结果。

参考文献:

- [1] Ron Blom. Report on Tyre/Road Noise[J/OL]. <http://alexandria.tue.nl/repository/books/614289.pdf>.
- [2] Hayden R E. Roadside Noise from the Interaction of a Rolling

Tire with Road Surface[A]. Proceedings of the Purdue Noise Conference. West Lafayette, 1971: 62-67.

- [3] 朱兴元. 轮胎动态特性和噪声研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1998.
- [4] Samuels S E. Recent Australian Tyre/Road Noise Research [A]. Proceeding of International Tire Noise Conference. Stockholm, 1979: 111-124.
- [5] Kenneth J P, Mark M M, William R F, et al. Identification of Tire Noise Generation Mechanism Using a Road Wheel Facility[J]. SAE Paper, 1980. 800281.
- [6] Kenneth J P. Experimental Evaluation of Theoretical Tire/Road Noise Models[A]. Inter-Noise'84. Honolulu, 1984: 87-92.
- [7] 陈理君, 张艳堃, 杨立, 等. 低噪声轮胎花纹设计原理与方法[J]. 轮胎工业, 2001, 21(5): 270-276.
- [8] 陈理君, 钟克洪, 李海涛, 等. 轮胎花纹噪声仿真及优化系统软件设计[J]. 轮胎工业, 2000, 20(4): 199-203.
- [9] 陈理君, 杨立, 钱业青, 等. 轮胎花纹噪声的控制[J]. 轮胎工业, 1999, 19(11): 643-647.
- [10] 于增信. 轮胎噪声机理与仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2001.
- [11] Sungtae K, Wontae J, Yonghwan P, et al. Prediction Method for Tire Air-pumping Noise Using a Hybrid Technique[J]. Journal of Acoustic Society of American, 2006, 119(6): 3799-3812.
- [12] 李忠禹. 轮胎泵气噪声的有限元仿真分析[J]. 汽车实用技术, 2012(2): 9-12.
- [13] 李忠禹. 轮胎噪声数值分析与研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
- [14] 余洁冰, 臧孟炎. 轮胎泵气噪声的有限元仿真研究[J]. 中国制造业信息化, 2010, 39(15): 48-50.
- [15] 周海超. 花纹沟结构对轮胎花纹沟噪声和滑水性能影响规律及协同提升方法研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2013.
- [16] 周海超, 王国林, 高龙, 等. 轮胎横向往花纹沟泵吸噪声仿真研究[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(2): 212-216.
- [17] Reiter W F. Resonant Sound and Vibration Characteristics of a Truck Tire[J]. Tire Science and Technology, 1974, 2(2): 130-141.
- [18] Sakata T, Morimura H, Ide H. Effects of Tire Cavity Resonance on Vehicle Road Noise[J]. Tire Science and Technology, 1990, 18(2): 68-79.
- [19] Nakajima Y, Inoue Y, Ogawa H. Application of the Boundary Element Method and Modal Analysis to Tire Acoustics Problems[J]. Tire Science and Technology, 1993, 21(2): 66-90.
- [20] Nakajima Y. Theory on Pitch Noise and Its Application[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2003, 125(3): 252-256.
- [21] 张涛. 轮胎模态和振动噪声的数值分析[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2005.
- [22] 包秀图. 不同工况和结构参数对轮胎振动噪声影响的数值

分析[D]. 合肥:中国科学技术大学,2008.

- [23] 包秀图,张涛,李子然,等. 轮胎振动噪声的数值模拟[J]. 振动与冲击,2008,27(11):6-11.
- [24] 常亮. 基于胎/路纹理耦合的轮胎振动发声研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2010.
- [25] Wei Y T, Feng X J, Xiang D B, et al. The Simulation of Rolling Noise Based on Mixed Lagrange-Euler Method[A]. The 33rd Annual Meeting and Conference on Tire Science and Technology. Akron,2014:8-10.
- [26] Kropp W. Sound Radiation from a Rolling Tyre[A]. Proceeding of the Second International Symposium, Transport Noise and Vibration. St-Petersburg,1994.
- [27] Kropp W. A Two Dimensional Acoustic Rolling Model for Investigating the Source Mechanisms of Tyre Noise[A]. Proceeding of the 15th International Congress on Acoustics. Trondhessim,1995.
- [28] Ard Kuijpers, Gijsjan van Blokland. Tyre/Road Noise Models in the Last Two Decades;a Critical Evaluation[J/OL]. http://db.mp.nl/publications/vvv/Internoise2001/in01_706.pdf.
- [29] 危银涛,项大兵,陈亚龙,等. 用于测量轮胎噪声的车辆[P]. 中国:CN 103983348A,2014-08-13.
- [30] Chen Y L, Wang H, Feng X J, et al. A Hybrid Experimental Method for the Study of TBR Indoor Noise[A]. IRC2014. Beijing,2014:16-19.

收稿日期:2015-03-22

特瑞堡推出新林业轮胎系列

中图分类号:TQ336.1 文献标志码:D

美国《现代轮胎经销商》(www.moderntire-dealer.com)2015年6月10日报道:

特瑞堡集团的特瑞堡车轮系统公司借鉴其农业轮胎创新方案提升其林业轮胎性能。新双林(Twin Forestry)轮胎系列(见图1)为全球发售。



图1 特瑞堡双林轮胎

该公司表示,新系列结合了上一代产品的最佳特性并增加了提升科技的创新性能。

新设计包含了公司的行进牵引(Progressive Traction)和花纹块交叠(Inter-lug Terraces)技术,制造出为恶劣环境林业应用提供超强牵引力的新一代自洁和路面混用轮胎。

据特瑞堡轮胎系统公司北欧地区总经理 Susanna Hilleskog 介绍,结合农业和林业轮胎的传统,特瑞堡可以集成设计出最好的轮胎产品。

Hilleskog 说:“全新系列利用了我们所有的林业轮胎经验和科技,并加入屡获殊荣的农业轮胎创新技术,为非常适用于恶劣林业地形要求的加强轮胎系列,可提供优良的牵引性能、阻力特

性、稳定性和混用性能。”

该公司称,行进牵引技术是基于双花纹块作用专为提高轮胎效率和性能而开发的。在土壤上作业时,双花纹块可随时不断提供高牵引力。双花纹块还可使轮胎具备更好的通过性能,压力在超宽接地印痕内均匀分布,对森林地表损伤较小。

特瑞堡的花纹块交叠技术已纳入新胎面的设计中。通过减少胎面堵塞,交叠花纹块可以确保具有自洁功能的轮胎总能以最高效率工作。

特瑞堡称,该轮胎由新开发的先进胶料制成,并已重新设计,以提高混用性能,无论有无路面均可获得最大抓地力和最优性能。

新的双林轮胎阵容包括 T440 和 T480 系列及现有的防滑 T418 系列。供应的首批轮胎规格为 T440 和 T480 系列共有的 710/45-26.5。特瑞堡称,2015 和 2016 年将供应更多的规格以充实产品阵容。

特瑞堡公布的各系列特性如下。

双林 T440:理想的粘土、淤泥和冰雪道路性能;各自级别中无可比拟的牵引力和混用性能;独特的行进牵引技术可以确保更好的抓地和自洁性能,并且对森林地表损坏较小;为获得有效的混用性能,新的花纹块设计着重胎肩部分、花纹头部和横向边缘。

双林 T480:具有出色的抓地性能;横向花纹沟槽和宽扁轮廓可优化使用性能;独特的花纹交叠胎面设计可确保自洁效率和牵引力;大接地面积和低接地压力可减轻森林地表损伤。

(孙斯文摘译 吴秀兰校)