

轮胎花纹噪声的发声模型

陈理君 杨 立 钱业青 马 浩 施

(武汉工业大学 430070)

杨光大

[上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司 200082]

摘要 在分析轮胎花纹噪声发声机理的基础上,建立了轮胎花纹噪声各主要噪声源的发声模型,进而将花纹块和花纹沟的噪声波计权合成得到时域波形,并通过离散傅立叶变换(用 DFT),得到胎面花纹噪声的频谱,经过自动分析、评判,筛选出满意方案,为研究或设计低噪声轮胎花纹提供了依据。

关键词 轮胎花纹噪声,声点阵,发声模型

我们已经知道轮胎花纹噪声的主要噪声源是花纹块的拍打撞击噪声、花纹沟的泵浦噪声、光面胎的随机沙声和花纹沟的气柱共鸣噪声^[1]等,以及轮胎接地区域不同部位辐射的噪声量大小。下面分别讨论轮胎花纹噪声的发声模型。

1 花纹块的撞击噪声

根据声点阵分析的原理^[2],面积相等的花纹具有同样多的声点阵数,而花纹块产生声压波形的形状和声压大小取决于花纹块开始接触地面到完全触及地面所经历的时间和声点阵累加数。尽管形状不同的花纹块会在接地过程时间上略有差异,但差异不大。另外,同一花纹块上最初接地的点和最后一个接地的点声波的相位差也是极微小的,因而可以认为花纹块发声的声波谱与花纹块的面积有关,而与花纹块的形状无关。通过物理实验也可发现,一个矩形花纹块与圆形块、三角块等在接地过程中声压波相同。声压波如图 1 所示,是上大下小的 N 形波,因而我们用一个准正弦函数 $P_b(t)$ 来近似描述,即 $P_b(t)$ 为花纹块产生的声压值。

令

$$P_b(t) = g_b A_b \sin(\omega_b t + \theta) \quad (1)$$

$$\text{其中, } g_b = \begin{cases} 1, & \sin(\omega_b t + \theta) \geq 0 \\ \xi, & \sin(\omega_b t + \theta) < 0 \end{cases}$$

作者简介 陈理君,男,1938 年 11 月出生。武汉工业大学自动化研究所和应用技术研究所所长,教授。1963 年毕业于南京大学电声专业。长期从事噪声控制、模糊控制方面的研究与教学工作,获得多项科研成果,著有《微机模糊控制》等书 3 本,发表论文三十余篇。

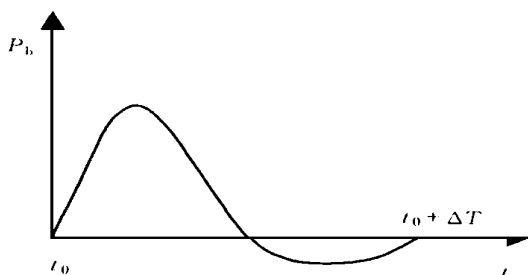


图 1 花纹块所发生的声压变化

式中, ξ 为一常数,可实验确定, $0 < \xi < 1$, 它的大小与轮胎的载质量、充气压力和橡胶的弹性因数等有关; A_b 为声压的振幅, $A_b = \alpha \sqrt{S}$, 与花纹块的面积 S 有关, α 为转换因数; ω_b 为圆频率, $\omega_b = f(c, l_b)$, 取决于声速 c 和花纹块的长度 l_b ; θ 为相位角, $\theta = g(\omega_b, z_b)$, 与圆频率 ω_b 和 z_b 有关, z_b 与计时起点和该花纹块在圆周上的位置有关。

2 花纹沟的泵浦噪声

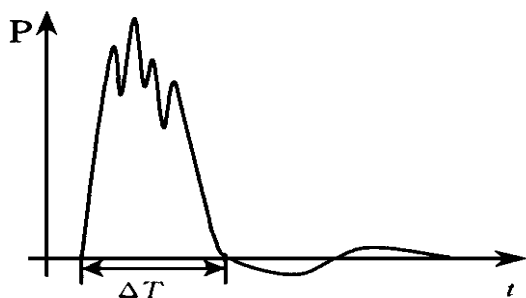
实际花纹设计中,花纹沟深度有一定的要求,变化较小,因而在发声模型中可以不考虑花纹沟的深度。横沟发声的实测波形 $P_{s0}(t)$ 如图 2 所示。

如果取横向花纹沟宽度为 a ,则声压的脉冲宽度 ΔT 可由下式表示

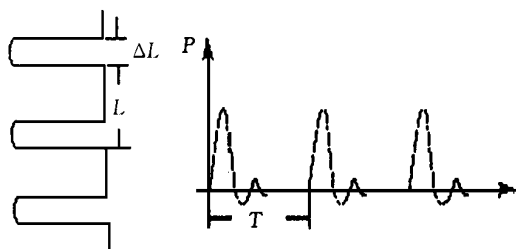
$$\Delta T = \frac{a\xi}{c} \quad (2)$$

对于花纹沟间距为 L 的多个花纹沟,脉冲间隔 T 如图 2(b) 所示,此时有

$$\Delta T = \frac{L'}{c} \eta \quad (3)$$



(a) 一个横沟发生的声压变化



(b) 多个横沟发生的声压变化

图2 由横沟所发生的声压变化

声压的最大值 $P_{\max}$ 为

$$P_{\max} = K \cdot f(l, w, \Delta V) \quad (4)$$

式中 f 为花纹沟声压函数式, l 和 w 分别为花纹沟的长度和宽度, ΔV 为花纹沟体积压缩量; ξ, η 和 K 为转换因数。

花纹沟的噪声发生除与沟的长度和宽度有关外,还与花纹沟的走向有关。对于纵沟槽,由于沟内气体均匀受压,仅有一较恒定喷射气流,只产生弱涡流噪声,可近似认为不发声。对于与纵向成 α 角度的斜沟槽,由于接地时间比横沟长,产生的泵浦声小些,可以近似地认为斜沟槽的声波为

$$P_s(t) = P_{\max} \sin \alpha \cdot g_s \sin(\omega_s t + \theta) \quad (5)$$

$$\text{其中 } g_s = \begin{cases} 1, & \sin(\omega_s t + \theta) \geq 0 \\ \eta, & \sin(\omega_s t + \theta) < 0 \end{cases}$$

式中, η 为常数, $0 < \eta < 1$; ω_s 和 θ 的定义与花纹块的表达式中类同。

3 随机沙声

由于光面胎面(无花纹)和地面之间存在着大小不等的隙腔,轮胎在道路上滚动时,隙腔中空气的被压缩和膨胀就产生了不规则的随机沙声。不论光面胎面还是有花纹胎面均会产生随机沙声。由于对于有花纹的胎面,随机沙声比花纹噪声小得多,可以不予考虑。下面考虑光

面胎面和直条花纹的随机沙声。

由于各隙腔的大小是随机的,各隙腔在胎面上的位置也随机,因此以随机数 R 表示隙腔的半径,用 d 表示各隙腔的间隔。

$$R = l_i r_1(n) \quad (6)$$

其中, $r_1(n)$ 为 $(0, 1)$ 之间的随机数;对于直条花纹, l_i 为第 i 条直条的宽度,对于光面胎, l_i 为轮胎的宽度。

$$d = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}\right) \rho r_2(n) \quad (7)$$

其中 $r_2(n)$ 为 $(0, 1)$ 之间的随机数; ρ 为轮胎与地面接触的印痕长度。

根据各隙腔的发声与沟的泵浦噪声发声机理相同,可以得出各隙腔的发声波形,在此基础上叠加各隙腔的发声波形,就可以得到随机沙声,以 $P_0(t)$ 表示。

4 花纹沟内气柱共鸣声

花纹沟与路面接触时形成管子,管内空气为弹性体,有其固有频率。如果管子一端开放、一端封闭,管长为 l ,则基频和谐振频率 f_n 为

$$f_n = \frac{(2n-1)c}{4l}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (8)$$

如果管子两端开放,则基频和谐振频率为

$$f_n = \frac{nc}{2l}, n = 1, 2, 3, \dots \quad (9)$$

如果声速 c 取为 $340 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,花纹沟的长度 l 分别为 30, 40, 50, 60 和 70 mm,则基频如表 1 所示。可以看出,基频都在 1 kHz 以上,所以沟内气柱共鸣声基本上只需要考虑基频,以 $P_e(t)$ 表示。

表1 理论固有频率表

端部类型	花 纹 沟 长 度/mm					Hz
	30	40	50	60	70	
一端开放	2 833	2 125	1 700	1 417	1 239	
两端开放	5 667	4 250	3 400	2 833	2 478	

5 轮胎花纹噪声模型

根据以上花纹块和花纹沟的发声机理,我们可以建立一种适合于计算机仿真分析的轮胎花纹噪声的物理模型,其步骤如下:

(1) 先将轮胎胎面(限轮胎接地印痕宽度 z 内)划分为 $m \times n$ 个小块,将几何图形转化成

一个 $m \times n$ 的二进制胎面矩阵 A :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mn} \end{bmatrix}_{m \times n} \quad (10)$$

其中 m 表示绕轮胎圆周划分的纵向行数, n 表示胎面划分的横向列数, a_{ij} 表示第 i 行、第 j 列的元素。

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{花纹块元素(黑)} \\ 0, & \text{花纹沟元素(白)} \end{cases}$$

(2) 由矩阵 A 分离出花纹块矩阵 B 和花纹沟矩阵 S , 设整个胎面(限在轮胎接地印痕宽度 z 内)由 X 条花纹组成, 每条花纹的宽度为 h_l ($l = 1, 2, \dots, X$), 且 $h_1 + h_2 + \dots + h_X = z$, 则花纹块矩阵

$$B = A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \cdots & a_{mn} \end{bmatrix}_{m \times n} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdots & b_{1n} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ b_{m1} & b_{m2} & \cdots & b_{mn} \end{bmatrix}_{m \times n} = \begin{bmatrix} B_1 \\ \cdots \\ B_X \end{bmatrix}_{m \times n} \quad (11)$$

式中, B_p ($p = 1, 2, \dots, X$) 表示大小为 $h_p \times n$ 的花纹块子矩阵。

设不同时刻的 B_p 的累加量为 $B'_p(t)$, $B'_p(t) = \sum_j b_{ij}(t)$ 。

花纹沟矩阵 S 可表示为矩阵 A 的补阵:

$$S = \bar{A} = \begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} & \cdots & \bar{a}_{1n} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ \bar{a}_{m1} & \bar{a}_{m2} & \cdots & \bar{a}_{mn} \end{bmatrix}_{m \times n} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & \cdots & s_{1n} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ s_{m1} & s_{m2} & \cdots & s_{mn} \end{bmatrix}_{m \times n} = \begin{bmatrix} S_1 \\ \cdots \\ S_X \end{bmatrix}_{m \times n} \quad (12)$$

式中, S_p ($p = 1, 2, \dots, X$) 表示大小为 $h_p \times n$ 的花纹沟子矩阵。

设不同时刻的 S_p 的累加量为 $S'_p(t)$, $S'_p(t) = \sum_j s_{ij}(t)$ 。

(3) 对每条花纹中的块和沟进行时域波形生成^[2]。在对子矩阵处理中, 考虑到沿胎面纵向的纵向沟槽基本上不产生噪声, 因而在 S_p 中将连续“1”的行变为“0”, 同样对块也作此处理, 即连续“1”(长度大于或等于 $l/4$ 胎面周长)的行变为“0”。然后以 M 表示各发声块发声幅度函数, 以 P_{sb} 表示花纹块发声准正弦模型函数, 以 P_{ss} 表示花纹沟准正弦模型函数。那么对各花纹块可依次求出 P_{sb} :

第 1 条花纹块 B_1 :

$$\text{由 } B'_1(t) \rightarrow M[B'_1(t)] \rightarrow P_{sb}\{M[B'_1(t)]\}$$

第 2 条花纹块 B_2 :

$$\text{由 } B'_2(t) \rightarrow M[B'_2(t)] \rightarrow P_{sb}\{M[B'_2(t)]\}$$

...

第 X 条花纹块 B_X :

$$\text{由 } B'_X(t) \rightarrow M[B'_X(t)] \rightarrow P_{sb}\{M[B'_X(t)]\}$$

将 X 条花纹块时域波合成, 得花纹块发声的时域波 $P_b(t)$:

$$P_b(t) = \sum_{i=1}^X P_{sb}\{M[B'_i(t)]\} \quad (13)$$

同理, 可以得到 X 条花纹沟的时域波合成 $P_s(t)$:

$$P_s(t) = \sum_{j=1}^X P_{ss}\{N[S'_j(t)]\} \quad (14)$$

式中 N 为各花纹沟发声幅度函数。

(4) 将花纹块和花纹沟噪声计权合成, 得胎面花纹块和花纹沟合成噪声时域波 $P(t)$:

$$P(t) = \alpha P_b(t) + \beta P_s(t) \quad (15)$$

式中 α, β 为块与沟合成因数, 其大小可通过试验及模拟试验来确定。

(5) 对时域波进行一个周期 T_l 离散采样, 再进行离散傅立叶变换(DFT), 得到花纹噪声频谱。如果采样周期为 T , 采样点数为 N , 那么对 $P(t)$ 采样后得到离散量 $P(nt)$ ($n = 0, 1, \dots, N-1$)。

经 DFT 变换后, 得到花纹噪声频谱 $H(kf_0)$:

$$H(kf_0) = \sum_{n=0}^{N-1} P(nt) e^{-j \frac{2\pi}{N} kn} \quad (k = 0, 1, \dots, N-1) \quad (16)$$

式中, f_0 为花纹噪声的基频, $f_0 = \frac{1}{T_l}$ 。

为了满足采样定理, 我们一般取 N 为

1 024 或 2 048。这里得到的合成时域波(离散型)只是考虑了花纹块的撞击噪声和花纹沟的泵浦噪声,在某些特殊情况下还要考虑沟内气柱的共鸣声。具体计算可运用快速傅立叶(FFT)方法来获得噪声谱。

6 轮胎接地区域各部位噪声辐射量

轮胎接地印痕前沿噪声主要是前述花纹块和花纹沟噪声合成的时域波形,即为 $P_b(t)$ 。

噪声谱为 $H(kf_0) = \sum_{n=0}^{N-1} P(nT) e^{-j\frac{2\pi}{N}kn}$;至于后沿发声,主要是花纹沟腔复原快速吸入空气的“扑”声和块急速离地时拔拉声,无撞击声,故其强度比前沿要小很多,而波形类同,仅相位相反且有一位移改变,这主要是轮胎接地印痕长度导致的。根据傅立叶离散分析理论,可由原前沿的 $H(kf_0)$ 来推算出后沿的噪声谱。

$$\begin{aligned} H_B(kf_0) &= (\Psi^{-1} \frac{2\pi}{N})^{-km} \cdot H(kf_0) \\ &\equiv W_N^{-km} \cdot H(kf_0) \end{aligned} \quad (17)$$

式中, $k = 0, 1, \dots, N-1$; m 为时域左移点数。

7 轮胎花纹噪声综合物理实验模型

综上所述,可得如下物理实验模型数学表达式:

$$\begin{aligned} P_A(t) &= \alpha(f, v) \cdot P_b(t) + \beta(f, v) \cdot P_s(t) + \\ &\quad \gamma(f, v, p) \cdot P_0(t) + \rho(f, v) \cdot P_l + \\ &\quad \eta(f, v) \cdot P_B \end{aligned} \quad (18)$$

式中 $\alpha, \beta, \gamma, \rho$ 和 η 均为频率 f 和车速 v 的函数; p 为胎面有无花纹及条状花纹数的标识符。

8 结语

依据本模型设计编制的仿真软件,对多种花纹方案进行仿真分析,所得噪声谱与实测谱图十分接近。已在有关单位实际工程设计中应用并获得成功。本方法先进、科学、实用,为设计低噪声轮胎花纹结构提供了有效的工具。

参考文献

- 1 陈理君,杨立,钱业青,等. 轮胎花纹噪声的发声机理. 轮胎工业,1999,19(9):515~518
- 2 Parker D H. Method of simulating tyre tread noise and apparatus. USA, USP 4 727 501. 1988

收稿日期 1999-04-31

Sound Generating Model of Tire Tread Pattern's Noise

Chen Lijun, Yang Li, Qian Yeqing, Ma Hao and Shi Min

(Wuhan University of Technology 430070)

Yang Guangda

[Shanghai Tire and Rubber (Group) Co., Ltd 200082]

Abstract Based on the analysis of the sound generating mechanisms of tire tread pattern's noise, the sound generating models for the main sources of tread patterns were established, the noise waves from the blocks and grooves were weighted to obtain the time-domain waves, and thus the spectrum of the tread pattern's noise was obtained by DFT. The satisfactory alternative was screened out by automatic analysis and evaluation, and the criteria for research or design of tire tread patterns with low noise were provided.

Keywords tire tread pattern's noise, sound generating model

普利司通控股沈阳三泰轮胎

世界最大的轮胎公司日本普利司通近日宣布,它已购买了中国沈阳三泰轮胎公司的控股权,希望以此占领中国轮胎市场 10% 的份额。

据悉,普利司通轮胎公司共出资 2 150 万

美元购买了沈阳三泰轮胎公司 60% 的股份。据三泰公司介绍,这只是一次普通的股权转让,公司一切业务都不会发生变化。

(摘自《中国汽车报》,1999-08-19)