

轮胎花纹噪声动力学分析

陈理君¹, 董得义¹, 李福军², 杨立¹, 杨光大³

(1. 武汉理工大学, 湖北 武汉 430070; 2. 北京橡胶工业研究设计院, 北京 100039; 3. 上海米其林回力轮胎股份有限公司, 上海 200082)

摘要:从动力学角度研究轮胎花纹噪声的发声机理。分析得出, 车速越快, 轮胎充气量越小, 花纹块的密度越大, 花纹块的噪声声压越大; 花纹槽的腔体积、车速和汽车载质量越大, 花纹槽的噪声声压越大。从噪声波干涉与合成的角度论述花纹结构参数对轮胎花纹噪声的影响。

关键词:轮胎; 花纹噪声; 动力学; 花纹块; 花纹槽; 结构参数

中图分类号: TQ336.1 **文献标识码:** B **文章编号:** 1006-8171(2004)03-0131-04

轮胎花纹噪声主要由花纹块打击地面的撞击噪声、花纹槽的泵浦噪声、胎面的沙声和花纹槽的气柱共鸣噪声等组成^[1]。我们已经对花纹块和花纹槽的发声机理进行了研究, 并在声点阵分析原理的基础上提出了花纹块和花纹槽的初级噪声模型^[1,2]。为了提高模型质量, 本工作从动力学观点出发, 进一步对轮胎花纹块与花纹槽的发声机理进行分析(只有当车速大于 $70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 轮胎花纹噪声才较为突出, 因此讨论是基于车速大于 $70 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 工况下进行的)。

1 轮胎花纹块的噪声分析

1.1 单个花纹块发声

通过试验可得到单个花纹块的噪声声压波形, 它是一个有毛刺的上大下小的 N 形波, 其周期 $t_i' = 2\pi/\omega_{bi}$ (ω_{bi} 为圆频率), 可以用准正弦波来描述, 如图 1 所示。根据“花纹块的发声与花纹块的面积有关, 与其形状无关”的理论以及汽车行驶速度对花纹块噪声的影响^[1], 可以用下式近似描述第 i 个花纹块发声的时域波形^[2,3]:

$$P_{bi}(t) \approx g_b A_{bi} \sin(\omega_{bi}t + \theta_i) [B_i \sin(\omega t + \theta) + l_b] \quad (1)$$

其中

$$g_b = \begin{cases} 1 & \sin(\omega_{bi}t + \theta_i) \geq 0 \\ \xi_b & \sin(\omega_{bi}t + \theta_i) < 0 \end{cases}$$

作者简介: 陈理君(1938-), 男, 上海人, 武汉理工大学教授, 长期从事噪声控制、模糊控制方面的研究与教学工作。

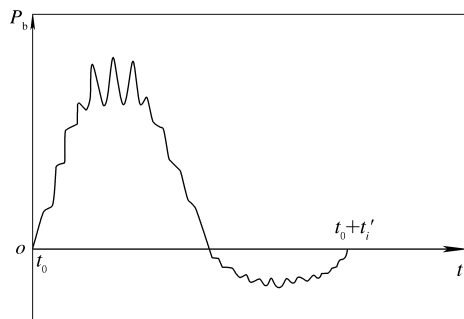


图 1 单个花纹块噪声声压波形示意

式中, $0 < \xi_b < 1$, 可以由试验确定; $A_{bi} = f(S_i, v)$, 为声压的振幅, S_i 为第 i 块花纹块的面积, v 为车速; θ 和 θ_i 为相位角, $B_i \sin(\omega t + \theta)$ 用来模拟毛刺波, $\omega \gg \omega_b$; l_b 为调节常数。

1.2 花纹块发声的动力学分析

花纹块的发声主要在轮胎胎痕的前沿和后沿。在胎痕前沿, 当汽车前进时, 花纹块撞击地面引起花纹块局部振动, 产生振动噪声。这种噪声波形如图 1 中的前半周期所示, 它的振幅与花纹块在这一过程中受到的地面冲击力近似成正比^[4]。在胎痕后沿, 随着汽车前行, 胎体和花纹块迅速离开地面, 在该区域产生负压, 同时在轮胎局部弹力的作用下恢复变形时产生复合噪声, 其波形如图 1 中的后半周期所示。下面先讨论花纹块在轮胎前沿的受力情况。

要求出等效花纹块 M 击地瞬间在胎痕前沿

的受力,需先求附加的加速度。

当花纹块 M 运行到胎痕前沿时,其速度突然由 v_1 变为 v_2 ,根据平行四边形法则,在这一瞬间 Δt ($\Delta t \approx d/|v|$, d 为花纹块的宽度, v 为车速) 内产生了速度 v_3 。 v_3 的产生是花纹块 M 受到地面的作用力 F 产生了加速度 a 的原故。轮胎前沿花纹块速度变化情况如图2所示。因为 $|v_2| \approx |v_1| = |v|$, v_3 计算如下:

$$\begin{aligned} |v_3| &= |v_2 - v_1| \approx \\ &2|v| \sin \frac{1}{2}\varphi = \\ &|v| \sqrt{2 - \sqrt{4 - (L/R)^2}} \end{aligned} \quad (2)$$

根据加速度公式可求出 a :

$$\begin{aligned} |a| &\approx \frac{|v_3| - 0}{\Delta t} = \\ &(v^2/d) \sqrt{2 - \sqrt{4 - (L/R)^2}} \end{aligned} \quad (3)$$

设花纹块的等效质量为 m_k , $m_k = \rho h S_k$ (ρ 为花纹块的密度, h 为花纹块的等效高度, S_k 为花纹块的面积),由牛顿第二定律

$$\begin{aligned} |F| &= m_k |a| = \\ &\rho h (S_k/d) v^2 \sqrt{2 - \sqrt{4 - (L/R)^2}} \end{aligned} \quad (4)$$

花纹块振动噪声的声压与振幅成正比,而振幅与 F 成正比,因此花纹块的噪声声压 P_b 与 F 成正比。噪声声强 I_b 与 P_b 是平方关系^[5],因此由式(4)可以得出花纹块的 I_b 与 v 的4次方成正比,试验已经证实了这一点。同时还可以得出轮

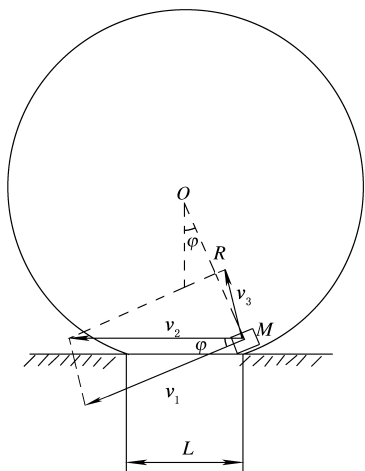


图2 轮胎前沿花纹块速度变化示意

L —轮胎胎痕长度, R —轮胎半径, φ — OM 与垂直线的夹角。

胎充气量越小,胎痕越长,花纹块的噪声声压越大;花纹块的密度越大(弹性差),噪声声压越大等关系。

花纹块在轮胎胎痕后沿的情况可近似看成胎痕前沿的逆过程,在该处产生负压,其幅度较小,噪声声波幅值也较小。在建立花纹块噪声模型时,可以用花纹块在胎痕前沿处的噪声波形幅值乘以系数 ξ_b 并倒相来表示胎痕后沿处的噪声波形幅值。

2 轮胎花纹槽的噪声分析

2.1 单个花纹槽的发声

单个横向花纹槽的噪声实测波形如图3所示。它是一个含有较长毛刺的上大下小的N形波,也可以用准正弦波形描述。设槽的宽度为 σ ,其声压脉冲宽度 δ 可表示为:

$$\delta = k(l \cos \gamma + \sigma) / v$$

式中, l 为花纹槽的长度, k 为常数。当车速为 v 时,面积为 S_c 、体积压缩量为 ΔV 、走向与汽车行驶方向的夹角为 γ 的花纹槽声压的峰值可表示为

$$P_m = g(S_c, \gamma, v, \Delta V)$$

可以用式(5)近似表示第 j 个花纹槽噪声的时域波形:

$$P_{sj}(t) \approx P_{mj} g_{sj} \sin(\omega_{sj} t + \theta_{sj}) [B_s \sin(\omega t + \theta) + l_{s-}] \quad (5)$$

其中

$$g_{sj} = \begin{cases} 1 & \sin(\omega_{sj} t + \theta_{sj}) \geq 0 \\ \xi_s & \sin(\omega_{sj} t + \theta_{sj}) < 0 \end{cases}$$

式中, $0 < \xi_s < 1$, 可以由试验确定; ω_{sj} 为振动频率, θ_{sj} 和 θ 为相位角; $B_s \sin(\omega t + \theta)$ 用来模拟毛刺

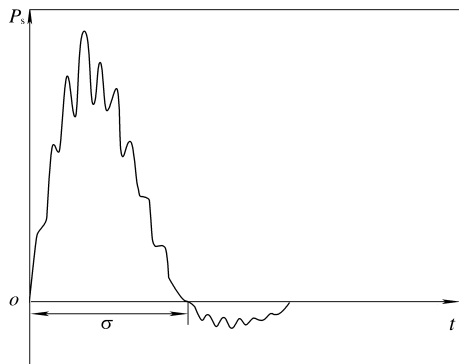


图3 横向花纹槽的噪声波形示意

波, $\omega \gg \omega_s$, l_s 为调节常数。

2.2 花纹槽发声的动力学分析

我们从能量转换的角度研究花纹槽的噪声。在胎痕前沿, 槽内被挤出的气体具有动能 W 和势能 E 。

设被挤出的空气团的等效质量为 m_c , 以速度 v_g 喷出, 则其动能为:

$$W = \frac{1}{2} m_c v_g^2 \quad (6)$$

m_c 与花纹槽内腔的大小有关, 内腔越大, m_c 越大。汽车的载质量越大, 花纹块的变形越大, 花纹槽的体积压缩量 ΔV 也就越大。同时, 由于汽车行驶时轮胎迅速挤压轮胎前方空气, 因此车速 v 越快, ΔV 也越大, 并且气体被压缩得越快, v_g 越大。而 m_c 与 ΔV 成正比。由此可以看出, 花纹槽在轮胎的胎痕前沿时, 被挤出气体的动能随着汽车载质量和行驶速度的增大而增大^[6]。

当空气团喷出时, 由于出来的是被压缩的气体, 因此具有势能。先作两个假设: ①空气团从槽内喷出时刻的气压与被压缩时的气压相同, 即 $p = \tau p_0$ (p_0 为大气压强, τ 为压缩比的倒数——花纹槽压缩前的体积与压缩后的体积之比); ②空气团近似球状, 被挤出花纹槽时的体积为 V_s 。因此, 可以通过求“做功”的方法求出势能 E 。空气团向外的作用力为 $\Delta p S'$ (Δp 为空气团压强与大气压强的差, S' 为被挤出空气团的表面积), Δr 为圆球状空气团的径向增大量, 可求功的微元如下:

$$\Delta W = \Delta p S' \Delta r = \Delta p \Delta V \quad (7)$$

$$\text{则 } E = W = \int_{V_s}^{V_s} \left(\frac{V_s p}{V} - p_0 \right) dV =$$

$$\int_{V_s}^{V_s} \left(\frac{\tau V_s}{V} - 1 \right) p_0 dV =$$

$$V_s p_0 (\ln \tau + \tau - 1) \quad (8)$$

式中, V 为花纹槽内腔体积。

与前面的讨论相似, 等效体积 V_s 与花纹槽内腔大小有关, 内腔越大, V_s 越大。随着汽车载质量和行驶速度的增大而增大。结合式(8)可以得出, E 随着汽车载质量和行驶速度的增大而增大。当然, 被挤出的空气团不是圆球状而是一束空气, 并随着出槽先后体积进行膨胀, 但可以将它分解成一系列先后出来的空气团, 每个空气团可以用

上面的方法求出其势能, 应用叠加原理可以用等效体积为 V_s 、压强为 p 的空气团近似处理。

空气团出来后, 其动能和势能将在很短的时间内转化为热能和声能。设动能和势能转换为声能 W_s 的比例分别为 η 和 ζ , 则

$$W_s = \eta W + \zeta E =$$

$$\frac{1}{2} \eta m_c v_g^2 + \zeta V_s p_0 (\ln \tau + \tau - 1) \quad (9)$$

则声压级为:

$$L = 10 \lg \frac{W_s}{W_0} = 10 \lg \left[\frac{1}{2} \eta m_c v_g^2 + \zeta V_s p_0 (\ln \tau + \tau - 1) \right] - 10 \lg W_0 \quad (10)$$

从上面的分析可以看出, 单个花纹槽的发声量随着轮胎花纹槽内腔体积、车速和汽车载质量的增大而增大。

花纹槽在胎痕后沿的发声可以看作在前沿发声的逆过程, 与花纹块类似处理, 即在建立花纹槽噪声模型时, 用花纹槽在胎痕前沿处的噪声波形幅值乘以系数 ξ_s 并倒相来表示胎痕后沿的噪声波形幅值。

3 轮胎花纹噪声的干涉与合成

轮胎花纹噪声主要由 3 个部分组成, 即花纹块击地噪声、花纹槽喷吸泵浦噪声以及噪声波之间的干涉与合成, 轮胎切割空气噪声、气柱共鸣噪声等是次要的。

轮胎花纹噪声的合成可以用式(11)表示

$$P(t) = \sum_{k=0}^{s-1} \left[\alpha \sum_{i=0}^{a-1} p_{bi}(t) + \beta \sum_{j=0}^{n-1} p_{sj}(t) \right] \quad (11)$$

式中, a , n 和 s 分别表示每条花纹的块数、槽数和胎面花纹的条数, α 和 β 分别表示块和槽的合成因子^[2], 其大小可以通过试验得到。

下面讨论轮胎花纹结构参数对轮胎花纹噪声的影响。

(1) 花纹块和花纹槽的面积越大, 声压越大^[1,2], 轮胎噪声的峰值越高。

(2) 相邻花纹块(槽)之间的节距比例对噪声在各频率分布的作用较为突出, 一般来说, 它们的比例为无理数时, 噪声能量在各频段上的分布较分散^[7~9]。

(3) 优化轮胎花纹的节距比和节距排列, 可使

噪声能量在各频段上的分布较均衡^[7,10,11]。

(4)当轮胎含有多个花纹条时,从上面的合成公式可以看出,轮胎花纹的错位可以使左右花纹产生的N形波部分抵消,避免相互叠加,从而达到降噪的目的^[7]。错位对几条花纹中对应花纹槽的合成以及花纹槽与花纹块合成的影响与之类似^[12]。

(5)花纹条数越多,通过错位就越能使噪声能量在各频段均衡。但花纹条数的增加将影响轮胎的其它力学性能^[12]。

4 结论

以上分析和计算都作了许多近似和假设,必定会带入一定误差,但均在允许范围之内(不大于1 dB),因而可以得到以下关系:

(1)轮胎花纹块噪声发声强度与车速的4次方成正比;

(2)轮胎充气量越小,胎痕越长,噪声越大;

(3)花纹块有效质量越大,噪声越大;

(4)花纹槽的腔体越大,噪声越大;

(5)对花纹结构参数进行合理优化可以大大降低轮胎花纹结构噪声。

以上关系为建立高质量轮胎花纹噪声模型提供了理论依据,并为改进和完善轮胎噪声仿真系统提供了路径和方法。

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[J]. 轮胎工业,1999,19(9):515-518.
- [2] 陈理君,杨立,钱业青,等. 轮胎花纹噪声的发声模型[J]. 轮胎工业,1999,19(10):599-602.
- [3] 董得义. 轮胎花纹噪声动力学分析及其仿真软件和研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2003.
- [4] 郑长聚,洪宗辉,王颋贤,等. 环境噪声控制工程[M]. 北京:高等教育出版社,1988. 30-39,139-168.
- [5] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京:北京理工大学出版社,1996. 31.
- [6] Lee J J, Ni A E. Structure-borne tire noise statistical energy analysis model[J]. Tire Science and Technology, 1997, 25(3):177-186.
- [7] 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.
- [8] 陈理君,杨唐胜,杨立,等. 低噪声轮胎花纹结构参数优化方法[J]. 轮胎工业,2002,22(12):720-728.
- [9] Lijun C, Li Y, Hao M, *et al.* Designing method for optimization low noise level tread pattern[A]. Proceedings international rubber conference '99 Seoul[C]. Seoul Korea: Korea Research Foundation, the Korean Foundation of Science and Technology Societies, 1999. 25-29.
- [10] 朱国军,林成花,尹海山. 低噪声轮胎花纹节距参数的稳健性设计[J]. 轮胎工业,1999,19(4):212-214.
- [11] Hoffmeister K M, Bernard J E. Tread pitch arrangement optimization through the use of a genetic algorithm[J]. Tire Science and Technology, 1988, 26(1):2-22.
- [12] 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.

收稿日期:2003-09-21

Kinetic analysis of noise from tire tread patterns

CHEN Li-jun¹, DONG De-yi¹, LI Fu-jun², YANG Li¹, YANG Guang-da³

(1. Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430070; 2. Beijing Research and Design Institute of Rubber Industry, Beijing 100039; 3. Shanghai Michelin Warrior Tire Co., Ltd, Shanghai 200082, China)

Abstract: The sounding mechanism of the noise from the tire tread patterns was investigated from the point of view of kinetics. The results showed that the higher the vehicle speed, the lower the inflation pressure of tire and the higher the density of tread blocks, the greater the sound levels of the noise from tread blocks; the larger the volume of tread grooves, and the higher speed and load of vehicle, the greater the sound levels of the noise from tread grooves. The influence of the structural parameters of tread patterns on their noise was described from the point of view of the interference and composition of noise wave.

Keywords: tire; tread patterns' noise; kinetics; tread block; tread groove; structural parameter