

低噪声轮胎花纹设计原则

陈理君

(武汉工业大学 430070)

杨光大 董 芹

(上海乘用车轮胎厂 200240)

摘要 借助最新研究开发的“轿车轮胎微机仿真系统”及“轮胎花纹噪声级频谱评判法则”成果,研究低噪声轮胎花纹设计方法与原则,经理论分析和实验验证得出,胎面花纹排列节距比、轮胎圆周上同类花纹重复排列的周期之比、各花纹块面积之比、槽沟之间的距离之比以及各沟槽面积之比均宜取不接近于整数的无理数,横向沟槽、细长沟槽及横向或纵向死沟的噪声较大。

关键词 轮胎花纹,噪声,设计原则

1 轮胎花纹噪声发声机理与降低噪声措施

轿车在高速行驶时,轮胎胎面与路面互相作用,产生轮胎直接辐射噪声和由轮胎激震车体而产生的间接噪声^[1]。

轮胎噪声源可分类如下:

(1)胎面花纹块撞击路面时所产生的撞击噪声 (Squelch);

(2)花纹间槽腔体中空气被挤压、释放而产生的泵浦效应噪声 (Air pumping);

(3)轮辋振动产生的轮子振动噪声 (Thump);

(4)轮胎滚动时对空气扰动和切割产生的切割噪声 (Cut Noise);

(5)车辆行驶时使路面振动而产生的低频噪声 (Road Noise);

(6)不论光面还是花纹面,胎面不可能无缝地紧贴地面滚动,总有大小不等的隙腔存在,从而产生无规则沙声即随机噪声 (Random Noise);

(7)轮胎在地面上滚动时由于摩擦产生的噪声 (Friction Noise)

与轮胎有关的振动噪声源见图 1所示。根据资料与实测分析,已证实了轮胎噪声主要为胎面花纹噪声。

这种轮胎噪声声能将会集中在几个窄频带内,噪声频谱内会有几个峰值,发出令人难以忍受的噪声。一般是采用多种不同花纹节距比的设计方案或将各种花纹节距比的花纹设计混合配置的方法,使噪声声能分散到各段频率上,从而达到降低噪声的目的。轮胎胎面变节距花纹实例如图 2所示。

2 基本理论依据及实测分析

我们分 3种情况来研究分析常规的典型胎面花纹、等节距有规胎面花纹与不同节距无规排列胎面花纹,兹分述如下:

(1)典型汽车轮胎花纹及其噪声级^[2]

花纹式样及实测噪声级平均值如图 3及附表所示,按噪声级大小排列的次序为:

直角齿形 > 一般齿形、块状形 > 混合形 > 肋条形 > 直线肋条形 > 平面胎面形。

(2)等节距有规胎面花纹

等节距有规排列的胎面花纹,取 3种排列方式^[3],如图 4(a)~ (c)所示,花纹块为矩

作者简介 陈理君,男,1938年 11月 24日出生,教授,现任武汉工业大学自动化研究所、应用技术研究所所长。1963年毕业于南京大学电声专业,从事噪声控制和微机应用方面的科研、教学工作。著有《微机模糊控制》、《现代窑炉》(合著)等书,获得“汽车点火系统中霍尔器件参数自动检测仪”等 10余项科研成果。

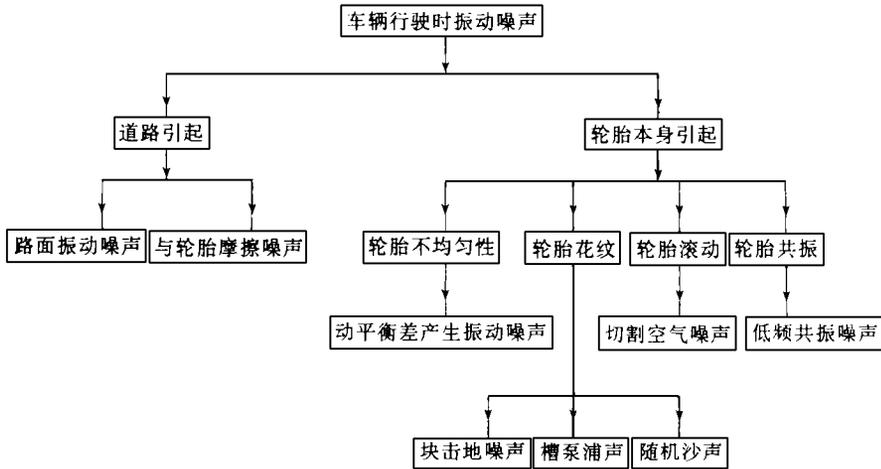


图 1 轮胎噪声的组成

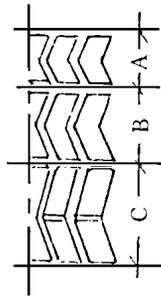
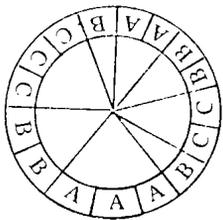


图 2 轮胎胎面变节距花纹实例

附表 不同胎面花纹的轮胎噪声

花纹形状	噪声平均值 /dB	
	普通轮胎结构	子午线轮胎结构
直角齿形	88	—
一般齿形	86	84
混合形	83	83
肋条形	81	78
块状形	86	80- 85
直线肋条形	77	77
光胎面	76	76

形,其重心在它的中心点上,节距长为 L_1 ,花纹块面积为 S_1 ,如“块”击地能量为 W_{pi} ,一部分转化为噪声声能 P_{wi} ,则

$$P_{wi} = T^0 W_{pi}$$

式中, T 为转换系数

从实验获知,“块”击地时,发出的是 N 形波形,但上大下小,为了计算方便,上部分近似作余弦波来处理,显见它们的相位角为

$$\theta = \pi \frac{X_i}{2L} = \pi \frac{X_i}{L}$$

“块”的重心点视作点声源。式中 X_i 为点声源离开参考线的距离, L 为其半周期长度

从图 4 可算得在参考线侧合成的声能量谱峰值为

$$\textcircled{1} W_a = 4P_w$$

$$\textcircled{2} W_b = 2P_w$$

$$\begin{aligned} \textcircled{3} W_c &= P_w \sum_{j=1}^4 \cos(\pi \frac{X_{3j}}{L}) \\ &= P_w (\cos 0 + \cos \frac{\pi}{4} + \\ &\quad \cos \frac{2\pi}{4} + \frac{1}{2} \cos \frac{3\pi}{4}) \\ &= 1.358 P_w \end{aligned}$$

最后一项因是负波,幅值小,取 $1/2$ 幅值。而等效连续噪声级

$$SPL = \frac{q}{\lg 2} \lg \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{P_t}{P_0} \exp\left(\frac{20 \lg 2}{q}\right) dt \right]$$

式中 P_t ——声压的瞬时值;

P_0 ——零级声压, Pa;

T ——周期;

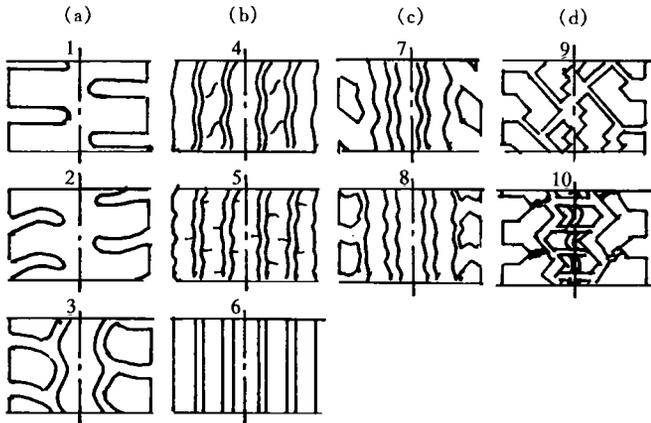


图3 典型的汽车轮胎胎面花纹

(a)齿形;(b)肋条形;(c)混合形;(d)块状形

- 1—直角齿形(普通轮胎);2—一般齿形(普通轮胎);3—齿形(子午线轮胎);4—肋条形(普通轮胎);
5—肋条形(子午线轮胎);6—直线肋条形;7—混合形(普通轮胎);8—混合形(子午线轮胎);
9—块状形(普通轮胎);10—块状形(子午线轮胎)

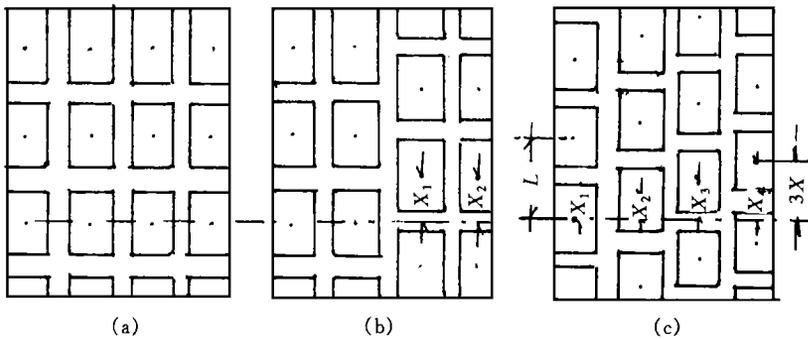


图4 等节距胎面花纹

q ——描述音量与其持续时间比值的参数。根据 ISO 国际标准的规定^[2], $q = 3$

$$SPL_b = 10\lg(2 \cdot \frac{W_p}{W_0}) = 62.0\text{dB}$$

$$SPL_c = 10\lg(1.358 \cdot \frac{W_p}{W_0}) = 60.3\text{dB}$$

所以

$$SPL = 10\lg[\frac{1}{T} \int_0^T (\frac{P_t}{P_0})^2 dt]$$

$$= 10\lg \frac{W_p}{W_0}$$

而实测值^[3] $SPL_a = 64.9\text{dB}$; $SPL_b = 62.0\text{dB}$; $SPL_c = 60.5\text{dB}$ 各自相对分贝值非常接近,故上述理论分析是正确的。对每条相同结构花纹,必须错位 X 来排列,可收到降低噪声的效果, $X = L'/k$, k 为花纹条数, L' 为声源中心间距。

为了与实验值比较,可以令 $10\lg \frac{W_p}{W_0} = 59$,则

$$SPL_a = 10\lg(4 \cdot \frac{W_p}{W_0}) = 65.0\text{dB}$$

(3)不同节距无规排列胎面花纹

以某种花纹 A, B, C取不同的节距比,如

图 5 所示,其综合评判指数 V 为下列值^[4]:

① TEST31, $L_A : L_B : L_C = 1 : 1 : 1, V_{31} = 1.30$;

② TEST32, $L_A : L_B : L_C = 1 : 2 : 3, V_{32} = 1.25$;

③ TEST33, $L_A : L_B : L_C = \sqrt{2} : \sqrt{3} : \sqrt{5}, V_{33} = 1.00$;

④ TEST34, $L_A : L_B : L_C = \sqrt{3} : \sqrt{5} : \sqrt{7}, V_{34} = 1.09$;

⑤ TEST35, $L_A : L_B : L_C = \sqrt{5} : \sqrt{7} : \sqrt{11}, V_{35} = 1.11$

显见, $V_{33} < V_{34} < V_{35} < V_{32} < V_{31}$,降低噪声程度以节距比 $\sqrt{2} : \sqrt{3} : \sqrt{5}$ 或 $\sqrt{3} : \sqrt{5} : \sqrt{7}$ 为优,而整数比最差

综上所述,对于胎面花纹排列节距比,轮胎圆周上同类花纹形成排列条的重复花纹周

期之比、各花纹块面积之比、槽沟形成的腔体体积之比均不宜采用整数或十分接近整数的数,其主要原因是同频率声能会叠加,除非有反相位。“块”、“槽”产生的 N 形波,一般上半波大,下半波小,故即使有反相位,其抵消量也较小。从离散傅里叶变换式来分析也是这样的

以上所述各种噪声源,它们的基频如互相为倍数,谐频分量必有代数和,除抵消部分外(反相位所致),还会有叠加增强,形成刺耳的噪声峰值,因为基波波长跟节距、花纹块面积、槽沟腔体、重复周期等有直接关系,故上述各种比数以采用无理数(也不十分接近整数的数)为好,从而减小叠加效应,使噪声声能较均衡地分散到各频率上,来达到降低噪声的目的

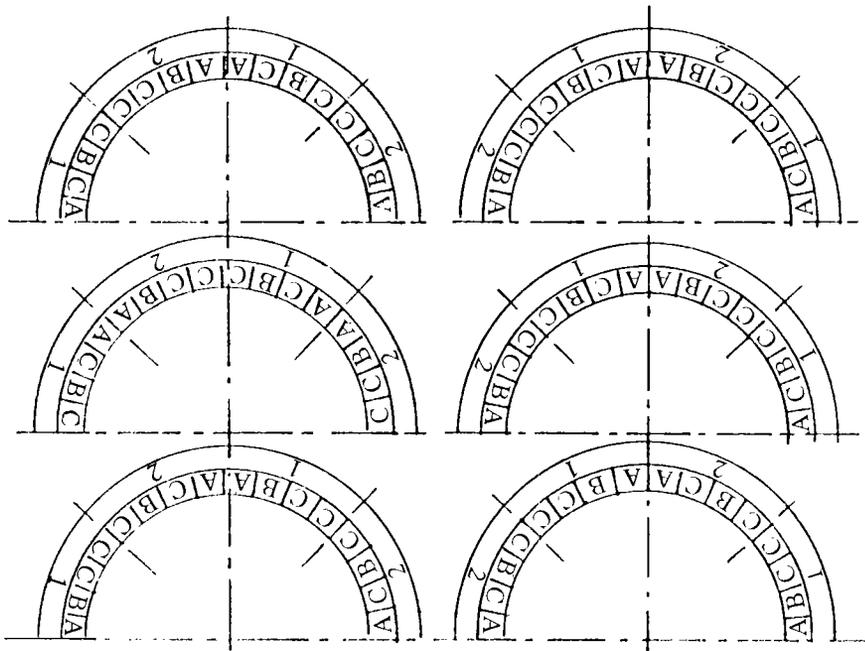


图 5 不同的花纹块排列次序

3 低噪声轮胎花纹设计原则

(1) 花纹节距比应取无理数,不应是一整数或很接近于整数的数,如 $L_A : L_B : L_C = \overline{3} : \overline{5} : \overline{7} = 17 : 21 : 26$

(2) 如果各条纵向花纹排列周期为 T , 长度为 S , 有 n 条同结构花纹条, 则各条错位 $\Delta, \Delta = S/n$

(3) 轮胎两边的纵向花纹条以完全采用不同式样花纹结构为好。

(4) 不开横向沟槽, 可开纵向槽或斜槽, 互相连通 (如图 6 所示)。

(5) 各花纹块面积之比亦以取无理数为

宜, 不取整数或接近于整数的数。

(6) 各槽距之间的节距之比亦以取无理数为宜, 不取整数或接近于整数的数。

(7) 一个轮胎周向花纹排列不宜采用等分重复排列, 应采用不等分形式布置花纹排列 (如图 2 所示), 它们的长度之比亦取无理数, 不取整数或接近于整数的数。

(8) 不取细长沟槽, 以取短粗沟槽为好。

(9) 各沟槽面积之比亦取无理数, 不取整数或接近于整数的数。

(10) 极力避免横向或纵向死沟, 即一端封死, 另一端开口的槽。

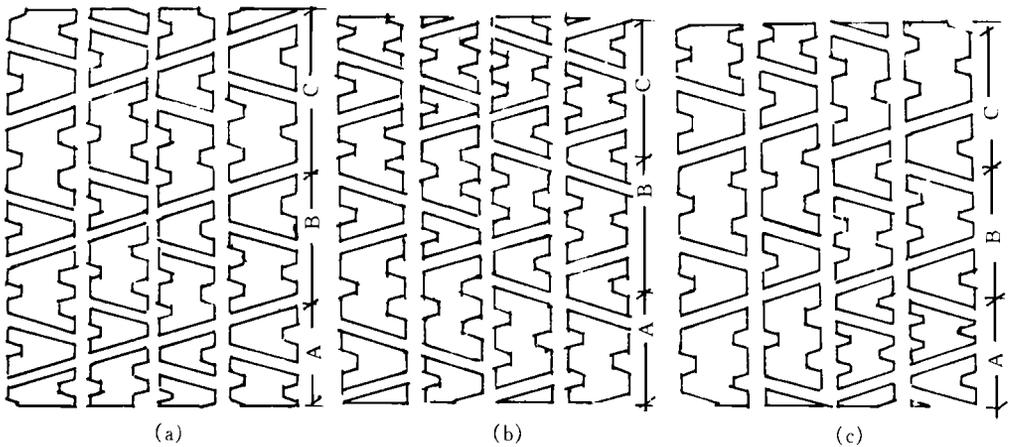


图 6 低噪声花纹实例

(a) $L_A = 47.0\text{mm}, L_B = 59.0\text{mm}, L_C = 75.0\text{mm}$ (b) $L_A = 51.00\text{mm}, L_B = 61.00\text{mm}, L_C = 72.02\text{mm}$;

(c) $L_A = 53.23\text{mm}, L_B = 62.48\text{mm}, L_C = 70.26\text{mm}$

4 结语

本文所陈述的低噪声轮胎花纹设计原则, 仅仅是初探性成果, 仅供有关科技人员设计时参考。我们在这项研究工作之前, 除调研外, 还花了极大的精力, 研究开发出“轿车轮胎花纹噪声微机仿真系统”和“轿车轮胎花纹噪声级频谱分析评判方法”^[5]。

鉴于这个“原则”有相当的不确定性, 即模糊性 (Fuzzy)^[6], 要真正设计一个低噪声轮

胎胎面花纹方案, 除了经验外, 还必须在微机不断进行仿真、模糊评判、修改、再仿真的循环工作过程, 才能收到好的效果。

参考文献

- 1 M. Heekl. Tyre noise generation. Wear, 1986, 113(86): 157~170
- 2 鲁卡宁 B H 等. 汽车噪声控制. 北京: 机械工业出版社, 1988 103~107
- 3 各务纪一郎. 低噪声轮胎. 专利号, 昭 62-122805, 1987

- 4 Chen Lijun and Yang Li. Computer automatic synthesizer assessment for noise spectrum. *Sensor World*, 1996, 2(6): 3~ 5
- 5 杨光大, 陈理君. 轮胎花纹噪声仿真频谱评判法. '96CRC 橡胶工业计算机应用研讨会论文集, 杭州, 1996 96~ 98
- 6 陈理君, 符健豪. 微机模糊控制. 台湾: 儒林图书有限公司, 1993 105~ 111, 144~ 152
- 收稿日期 1996-10-27

Design Principle of Tread Pattern with Low Noise

Chen Lijun

(Wuhan University of Technology 430070)

Yang Guangda and Dong Qin

(Shanghai Passenger Tire Factory 200240)

Abstract The design principle and method of tread pattern with low noise are investigated with the aid of the newly developed computer simulating system of passenger tire and the assessment rule for the noise spectrum of tread pattern. The theoretic analysis and the experimental verification show that the arrangement pitch ratio of tread patterns, the repeat period ratio of the same element forming ribbed patterns on the tire circumference, the area ratios of both tread blocks and grooves, and the ratio of the distances between grooves should be an irrational number far from a round number; the lateral groove, the long narrow groove, and the lateral or longitudinal groove with only one open end produce higher noise.

Keywords tread pattern, noise, design principle

橡胶进口不可失控

1996年,橡胶生产计划安排 84万 t,即 NR和 SR各为 42万 t 预计全年 NR可完成生产计划; SR由于独山子新增 BR2万 t,吉化、燕山、齐鲁、锦化、山化扩大生产能力,1~9月份已生产 41.59万 t,同比增长 9.97%,预计全年可生产 52万 t左右,其中 BR可增产 5万 t, SBR可增产 2.5万~ 3万 t, CR也将增产 5000t左右。

1996年的橡胶社会需求量约为 148万 t,国内资源缺口为 64万 t 但自 3月以来,国内橡胶市场一路走低,资源一直供大于求,市场价格也较为混乱并且跌幅较大, NR跌幅为 12%~ 13%, SBR和 BR的跌幅达 30%以上。其主要原因,一是进口失控 据海关统计, 1~ 8月份,我国已进口 NR25.37万 t,

SR9.45万 t,共计 34.82万 t;边贸、易贸进口估计也不下 15万 t,且后 4个月因进口配额等因素的影响,进胶量处于高峰期,至少还将进口近 20万 t 二是国外 NR产量增长,需求减弱,价格下滑。三是橡胶制品市场不景气,轮胎受汽车行情影响销售不畅,胶鞋受出口影响用量减少,胶管、胶带等也同样市场疲软。四是受资金短缺和经济效益低下的困扰,不少橡胶制品企业因资金不足和生产成本过高而无法正常进胶。

1997年, SR生产计划安排 56万 t, NR44万 t;全年社会需求量约为 160万 t左右,拟出口 2万 t左右,考虑一部分社会库存,预计需进口 50万 t左右,如考虑边贸和来料加工,正常进口以 30万 t左右为宜。

(摘自《中国化工报》, 1996, 12, 11)