

基于有限元仿真的载重子午线轮胎降噪方法研究

王国林¹, 乔磊¹, 周海超¹, 梁晨¹, 李国瑞²

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 风神轮胎股份有限公司, 河南 焦作 454000)

摘要:通过有限元仿真分析研究载重子午线轮胎结构对振动噪声的影响。建立了轮胎有限元分析模型并对其合理性进行了试验验证;在原轮胎结构的基础上,对带束层结构和胎面花纹进行优化设计,利用声学仿真软件进行仿真分析,得到了轮胎各设计方案的振动噪声。结果表明,带束层结构和胎面花纹设计均会影响轮胎振动噪声,带束层结构和胎面花纹优化后最大降噪量分别达到3.09和3.9 dB。

关键词:载重子午线轮胎;降噪方法;仿真分析;带束层结构;胎面花纹

中图分类号:U463.341⁺.3;TQ336.1;O241.82

文章编号:1000-890X(2019)04-0243-06

文献标志码:A

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2019.04.0243

近年来由于发动机及传动系统降噪技术的发展以及电动汽车的推广,轮胎噪声在车辆噪声中所占比例越来越大^[1-2]。当车速超过70 km·h⁻¹时,轮胎噪声成为整车噪声的主要部分^[3]。欧盟及一些国家均出台了相应的法规,对轮胎提出了低噪声的要求^[4],这给我国轮胎企业的出口带来了巨大挑战。

轮胎噪声影响因素众多、产生机理复杂,轮胎噪声主要分为气动噪声和振动噪声两类^[5]。气动噪声主要为接地区花纹沟槽在轮胎运动过程中产生挤压变形引起的空气压力波动及滚动轮胎与空气相接触产生的噪声^[6]。振动噪声主要为滚动轮胎在外来激励作用下引起胎体、胎面和胎侧振动而向外辐射的噪声^[7]。研究发现,对于载重子午线轮胎而言,结构振动噪声是其噪声的主要成分^[8]。国内大多数轮胎企业降低噪声的研究仍然是先进进行轮胎试制,然后通过室内转鼓试验测试不同结构设计轮胎的噪声性能。这种方法缺乏合理的依据且周期长、费用高,严重制约了我国轮胎企业对轮胎的快速优化设计。

为了解决上述问题,本研究联合使用有限元

分析软件Hypermesh, Abaqus和LMS Virtual. Lab对轮胎噪声进行仿真分析。根据仿真获得的噪声来预测不同设计结构轮胎的噪声性能,可缩短低噪声载重子午线轮胎研发周期、降低研发费用。

1 轮胎有限元模型及验证

1.1 轮胎有限元分析模型的建立

本研究对象为275/70R22.5载重子午线轮胎,由于载重子午线轮胎的主要噪声源为振动噪声,考虑到计算效率,忽略轮胎花纹的横向沟槽,在Hypermesh软件中建立带有纵向花纹的轮胎二维有限元分析模型,如图1所示。模型中采用CGAX3和CGAX4R单元来描述橡胶部分,采用SFMGAX1和Rebar单元模拟轮胎的帘线部分,橡胶材料本构关系采用Neo-Hooke超弹性模型。

将在Hypermesh软件中建立的轮胎二维断面有限元分析模型输入Abaqus有限元分析软件,对

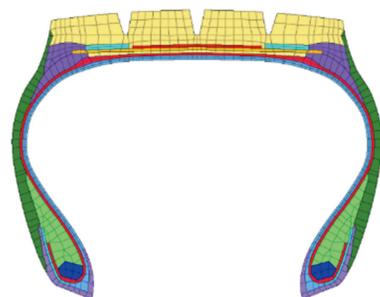


图1 轮胎二维有限元模型

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51675240, 51605198)

作者简介:王国林(1965—),男,吉林伊通人,江苏大学教授,博士,主要从事车辆动态性能、载运工具运行安全控制以及汽车轮胎力学方面的研究工作。

E-mail:834898669@qq.com

轮胎进行充气模拟,旋转形成轮胎三维有限元模型,如图2所示。其中路面简化为解析刚体,模型的单元总数为123 841,节点总数为135 002。



图2 轮胎三维有限元模型

1.2 轮胎有限元分析模型的验证

轮胎分析标准充气压力为900 kPa,额定负荷为3 150 kg,滚动速度为70 km·h⁻¹。为了验证所建立的轮胎有限元分析模型的可靠性,进行了静态接地试验以及模态试验。

1.2.1 轮胎接地印痕

轮胎接地印痕反映了轮胎受到力的作用时与地面接触时的接地状态。有限元分析得到的轮胎接地印痕如图3所示,接地面积为458.12 cm²。利用Tirescan压力测试系统试验获取的轮胎接地印痕如图4所示,接地面积为462.25 cm²。

对比图3和4可知:接地印痕高应力区集中在接地中心区域及两胎肩内侧,两胎肩区域接地压力较小;接地印痕形状的仿真结果与试验结果一致性较好。

1.2.2 轮胎尺寸

为进一步验证轮胎模型的有效性,分别测试了轮胎充气后的断面宽度、接地印痕长度和宽度,有限元分析与测试结果对比见表1。由表1可知,仿真结果与试验结果一致性良好。

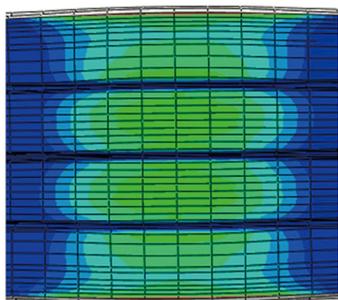


图3 有限元分析获得的接地印痕

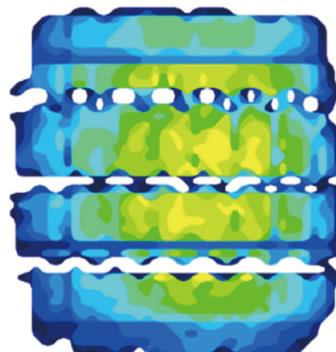


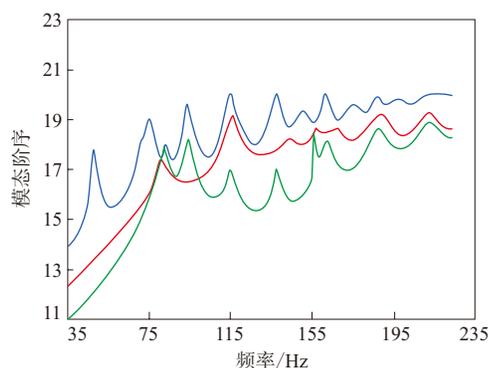
图4 Tirescan测试获取的接地印痕

表1 轮胎尺寸对比

项 目	断面宽度	接地印痕长度	接地印痕宽度
试验值/mm	277	215	215
仿真值/mm	274.472	219.631	214.795
绝对误差/mm	-2.528	+4.631	-0.205
相对误差/%	-0.91	+2.15	-0.10

1.2.3 轮胎模态

轮胎的模态会对轮胎振动噪声产生显著影响,因此需要对轮胎模态进行试验验证。本次模态测试采用了OROS模态测试系统,测试前在轮胎周向共布置了280个测点,测点均匀分布在轮胎胎面和胎侧上。被测轮胎用橡胶绳垂直吊起,测试其自由模态,利用锤击法进行模态测试,测试过程中每个测点敲击3次,输出结果取平均值,利用动态分析软件进行数据处理,得到轮胎模态稳态图,如图5所示。



3条曲线分别为3次测定结果。

图5 轮胎模态稳态图

由于在高频段波形随阻尼的增大会迅速衰减,不易形成明显的波形,因此试验过程中仅考虑低频段的结构波形,本次试验考虑的频率范围为0~200 Hz。试验和有限元分析得到的轮胎自由

模态前6阶振型如图6所示。

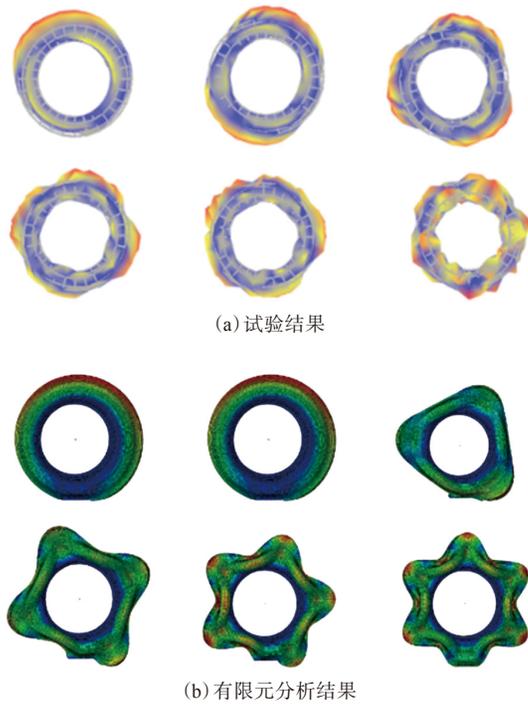


图6 试验和仿真得到的前6阶模态振型

由图6可见, 试验获取的轮胎前6阶振型与有限元分析获得的前6阶振型一致性较好。为进一步对比分析, 提取出试验和仿真获得的前6阶固有频率见表2。

表2 试验与仿真获得的前6阶固有频率对比

项 目	阶次					
	1	2	3	4	5	6
试验值/Hz	82.68	93.89	114.57	137.31	161.81	174.43
仿真值/Hz	83.00	94.77	110.33	140.77	161.82	173.10
相对误差/%	+0.38	+1.13	-3.70	+2.52	0	-0.76

由表2可以看出, 有限元分析的模态特性与试验模态特性一致性良好。结合接地印痕和轮胎尺寸对比分析结果可知, 该轮胎有限元模型具有可信性。

2 轮胎振动噪声计算

2.1 计算原理

噪声计算采用Virtual Lab软件中所提供的MATV (Model Acoustic Transfer Vector) 方法。ATV是系统的一个固有属性, 是结构法线方向的振动速度与场点声压之间的一种线性关系。由ATV进一步引申, 可以得到MATV, MATV是指考

虑结构模态后, 结构工作模态参与因子与场点声压之间的一种线性关系^[9]。

通常, 可以利用结构表面振动速度与声场声压之间的线性关系计算声场声压(P):

$$\{ATV(\omega)\}^T \{U'_n(\omega)\} = P \quad (1)$$

式中, $\{ATV(\omega)\}$ 为声学传递向量, $U'_n(\omega)$ 为结构表面法向振动速度, ω 为角频率。

由模态线性叠加可得到结构振动的位移响应(U):

$$\Omega\{MRSP(\omega)\} = \{U\} \quad (2)$$

式中, Ω 为结构模态向量组成的矩阵, $\{MRSP(\omega)\}$ 为模态参与因子构成的向量。

将位移向量投影到结构表面法线方向得到结构在法向的振动速度:

$$j\omega\Omega_n\{MRSP(\omega)\} = \{U'_n\} \quad (3)$$

式中, Ω_n 为结构模态法向分矢量构成的矩阵。

由上述公式可推出:

$$\{ATV(\omega)\}^T j\omega\Omega_n\{MRSP(\omega)\} = \{MATV(\omega)\}^T \{MRSP(\omega)\} \quad (4)$$

$$\{MATV(\omega)\}^T \{MRSP(\omega)\} = P \quad (5)$$

式中, $\{MATV(\omega)\}$ 为模态声学传递向量, 由此可得到考虑结构模态后的轮胎振动噪声。

2.2 计算方法

首先将结构有限元模型导入LMS Virtual Lab中进行ATV计算, 然后导入有限元计算得到的结构网格以及模态信息进行轮胎的振动计算。导入时需将有限元分析的结构模态映射到ATV所在的边界元网格上。噪声分析时, 将与轮胎接触的地面简化为全反射地面, 同时在轮胎上方定义一个ISO标准场点网格, 并设置19个场点, 振动噪声声学计算模型如图7所示。利用下式进行场点声压级(L_p)叠加:

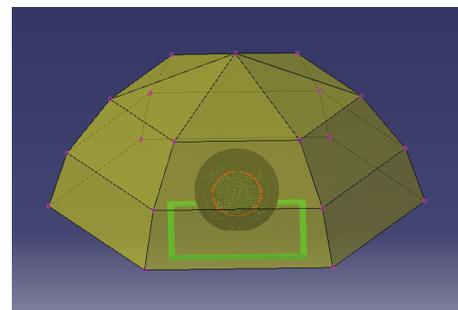


图7 轮胎振动噪声声学计算模型

$$L_p = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (6)$$

计算得到该轮胎的A计权声压级为75.04 dB。

3 轮胎结构优化设计

本研究选取的275/70R22.5载重子午线轮胎为“3+0”带束层结构,其中2层0°带束层主要起保护作用,1#带束层为过渡层,2#和3#带束层为主要受力部件^[10]。该型号轮胎胎面花纹为3条纵沟花纹。由于胎面结构对振动噪声影响显著^[11],选取带束层结构和胎面纵沟花纹为优化设计变量。

3.1 带束层结构正交优化设计

3.1.1 正交试验方案

适当的带束层结构设计可有效降低轮胎噪声^[12-13]。选取2#和3#带束层宽度和角度为设计变

量,采取正交试验设计方法安排仿真试验,见表3。

对上述试验方案进行仿真分析,获取了前6阶固有频率和声压级,结果见表4,其中方案1所获取

表3 正交试验设计表

方案编号	因子			
	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

注:A和B分别表示2#带束层的宽度和角度,C和D分别表示3#带束层的宽度和角度;1表示维持现有水平,2表示比现有水平增大5%,3表示比现有水平减小5%。

表4 正交试验仿真结果

方案编号	1阶频率/Hz	2阶频率/Hz	3阶频率/Hz	4阶频率/Hz	5阶频率/Hz	6阶频率/Hz	声压级/dB
1	82.997	94.769	110.33	140.77	161.82	173.10	75.04
2	82.961	94.242	110.21	140.75	161.99	173.58	74.33
3	83.221	95.315	110.46	140.86	161.91	173.71	79.89
4	82.993	95.174	110.25	141.32	161.96	173.52	76.97
5	82.992	94.682	110.26	141.10	162.01	173.79	77.88
6	83.253	95.433	110.45	140.70	161.79	172.95	75.67
7	83.023	94.650	110.31	140.50	161.93	173.17	74.82
8	83.021	94.396	110.20	141.12	162.06	173.82	72.07
9	83.150	95.159	110.35	140.56	161.82	172.91	74.95

的数值即为原始模型数值。由表4可见,方案8声压级最低,为72.07 dB。分析可知,具有较低噪声的设计方案其固有频率相较于原始模型具有增大趋势。

3.1.2 正交试验结果分析

为进一步分析2#和3#带束层宽度和角度对轮胎振动噪声的影响规律,根据仿真分析结果进行极差分析,结果见表5。其中 S_1, S_2, S_3 代表A,B,C,D四个因子分别在3个水平下的声压级之和; s_1, s_2, s_3 为各自算数平均值,R为极差。

由表5可知,声压级最低时,A,B,C,D对应的水平数分别为3,2,1,2,即最优化带束层组合为 $A_3B_2C_1D_2$ 。由极差分析可知 $R_C > R_A > R_B > R_D$,即对振动噪声影响由大到小依次为:3#带束层宽度、2#带束层宽度、2#带束层角度、3#带束层角度。

带束层宽度和角度与声压级的关系见图8。

表5 极差分析结果

项目	因子				声压级/dB
	A	B	C	D	
方案1	1	1	1	1	75.04
方案2	1	2	2	2	74.33
方案3	1	3	3	3	79.89
方案4	2	1	2	3	76.97
方案5	2	2	3	1	77.88
方案6	2	3	1	2	75.67
方案7	3	1	3	2	74.82
方案8	3	2	1	3	72.07
方案9	3	3	2	1	74.95
S_1	229.26	226.83	222.78	227.87	
S_2	230.52	224.28	226.25	224.82	
S_3	221.84	230.51	232.59	228.93	
s_1	76.42	75.61	74.26	75.96	
s_2	76.84	74.76	75.42	74.94	
s_3	73.95	76.84	77.53	76.31	
R	2.89	2.08	3.27	1.37	

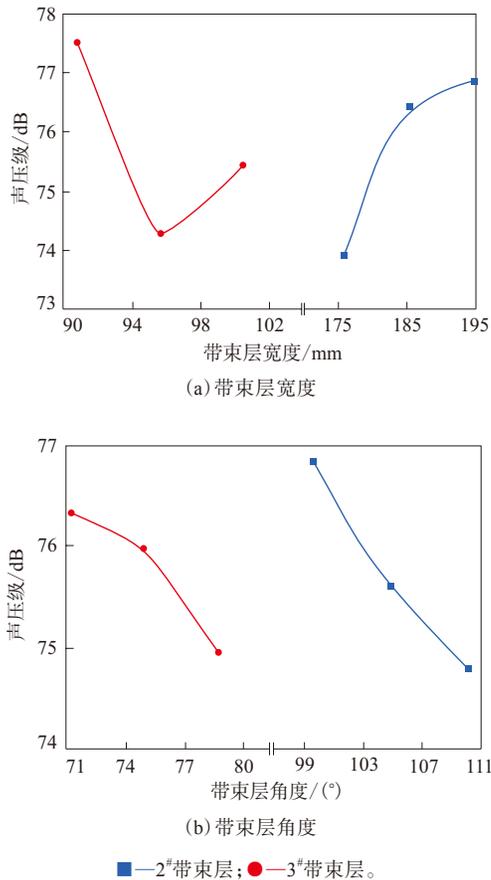


图8 带束层宽度和角度与声压级的关系

由图8可以看出,在轮胎原有参数基础上适当减小2#带束层的宽度、增大2#和3#带束层的角度有利于降低噪声。对最优化轮胎参数组合模型 $A_3B_2C_1D_2$ 进行仿真分析,其1—6阶频率分别为83.032, 94.903, 110.32, 141.52, 162.01和173.3 Hz,声压级为71.95 dB。可见,优化参数组合轮胎降噪量达3.09 dB。

3.2 胎面花纹设计

轮胎胎面花纹直接与地面接触,通过影响轮胎与路面之间的激励影响轮胎的振动噪声。考虑到目前高性能轮胎大多为4条纵沟设计方案,为此,在原有3条纵向花纹基础上进行了重新设计。胎面设计方案1为在保证其他结构不变的情况下将胎面中心区域纵向花纹沟布置在胎冠两侧,胎肩花纹块、胎肩与胎冠中心之间花纹块与胎冠中心花纹块宽度之比为2.5 : 1 : 2,外侧纵沟与内侧纵沟深度之比为1.5 : 1。胎面设计方案2在设计方案1的基础上将内侧2条纵沟深度与外侧两纵沟深度保持一致。具体结构如图9所示。各胎面设计方案噪声仿真结果如表6所示。

由表6可知,在轮胎内部结构保持不变的情况

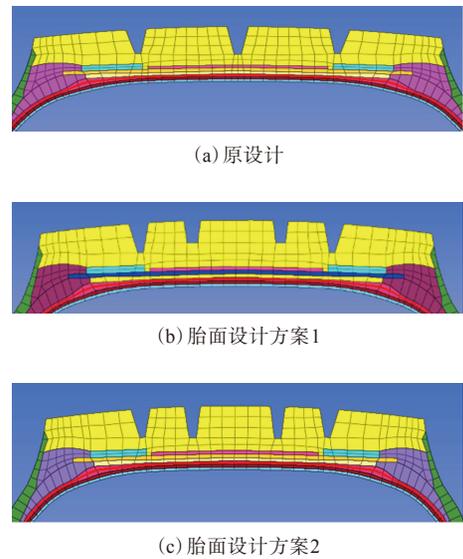


图9 胎面花纹设计

表6 胎面设计方案仿真结果

方 案	1阶频率/Hz	2阶频率/Hz	3阶频率/Hz	4阶频率/Hz	5阶频率/Hz	6阶频率/Hz	声压级/dB
原始方案	82.997	94.769	110.33	140.77	161.82	173.10	75.04
胎面方案1	83.221	94.913	110.45	140.95	162.00	173.22	71.36
胎面方案2	83.395	94.985	110.64	140.94	162.16	173.19	71.14

下,新的胎面设计方案有良好的降噪效果,最大降噪量为3.9 dB。方案2降噪效果略优于方案1,原因是方案2新设计的内侧2条纵沟较方案1更深,胎面质量减小更多。更小的胎面质量使得方案2的前6阶固有频率相比于方案1更多阶次处于增大状态,因此对噪声的抑制效果更好。

4 结论

对275/70R22.5载重子午线轮胎振动噪声进行仿真分析。分析过程中同时获得轮胎的固有频率信息和振动噪声数值,该方法可方便准确地预测不同结构设计轮胎的振动噪声。

合理的带束层结构设计可以有效降低轮胎的振动噪声,适当减小2#带束层的宽度、增大2#和3#带束层的角度有利于降低噪声,轮胎振动噪声降噪量达到3.09 dB。花纹沟的形式会影响胎面质量及路面对轮胎的激励,合理的胎面花纹设计也可降低轮胎振动噪声。本次优化设计的胎面花纹降噪量达3.9 dB。

参考文献:

- [1] 冯仁华. 发动机结构辐射噪声数值仿真及优化设计研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [2] 郭亚敏. 双质量飞轮扭转减振器非线性结构和特性的研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2015.
- [3] Sandberg U, Ejsmont J A. Tyre/Road Noise Reference Book[M]. Kisa Sweden: Informex, 2002.
- [4] EU 540/2014, On the Sound Level of Motorvehicles and of Replacement Silencing Systems and Amending Directive[S].
- [5] Kuijpers A, Van Blokland G. Tyre/Road Noise Models in the Last Two Decades: A Critical Evaluation[EB/OL]. <https://www.researchgate.net/publication/228427772>.
- [6] 谭妍玮, 徐延海, 张众华, 等. 轮胎花纹沟槽变形特性研究[J]. 轮胎工业, 2016, 36(3): 142-146.
- [7] 陈理君, 周玲, 肖旺新, 等. 道路/轮胎噪声分析及其降噪路径[J]. 轮胎工业, 2009, 29(11): 654-658.
- [8] Belgacem W, Berry A, Masson P. Active Vibration Control on a Quarter-Car for Cancellation of Road Noise Disturbance[J]. Journal of Sound & Vibration, 2012, 331(14): 3240-3254.
- [9] 李增刚, 詹福良. Virtual Lab Acoustics声学仿真计算高级应用实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014: 214-215.
- [10] 杨建. 汽车轮胎振动噪声性能分析及低噪声轮胎结构设计研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2015.
- [11] 王华, 严新平, 曹平, 等. 轮胎花纹与路面纹理耦合对轮胎噪声的影响[J]. 轮胎工业, 2007, 27(2): 77-80.
- [12] 赵璠, 王国林, 周海超, 等. 带束层结构对载重子午线轮胎接地印痕及噪声的影响[J]. 橡胶工业, 2013, 60(8): 478-482.
- [13] 王琦, 翟辉辉, 周海超, 等. 带束层结构参数对轮胎振动噪声的影响分析[J]. 橡胶工业, 2018, 65(5): 490-494.

收稿日期: 2018-10-15

Study on Noise Reduction Method of Truck and Bus Radial Tire Based on Finite Element Simulation

WANG Guolin¹, QIAO Lei¹, ZHOU Haichao¹, LIANG Chen¹, LI Guorui²

(1. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Aeolus Tyre Co., Ltd, Jiaozuo 454000, China)

Abstract: The influence of structural designs on the vibration noise of the truck and bus radial tire was studied by finite element simulation analysis. A tire finite element analysis model was established and verified by experimental test, and the belt structure and tread pattern were optimized based on the original tire structure. The vibration noise of the tire with different design was obtained by using acoustic simulation software. The results showed that the design of the belt structure and tread pattern had significant influence on vibration noise of the tire. The maximum noise reductions obtained by belt structure optimization and tread pattern optimization were 3.09 and 3.9 dB, respectively.

Key words: truck and bus radial tire; noise reduction method; simulation analysis; belt structure; tread pattern

• 国内外动态 •

全球氢化丁腈橡胶市场快速增长 近日, 国际市场调研机构FactMR发布研究报告显示, 2017年全球氢化丁腈橡胶(HNBR)市值约为106亿美元, 预计2018—2027年, 该市场有望持续稳步增长, 预测期内复合年增长率或达7.6%。

该报告指出, 2017年亚太地区(不含日本)在

全球HNBR市场上占有相当大的份额, 预计2018—2027年, 其以美元计的市场份额将增大近1.5倍。目前, 该地区的HNBR产量居世界首位, 该地区还将继续保持对HNBR需求量最大的地位。由于汽车工业健康发展, 其车身橡胶部件和轮胎作为重要的HNBR需求来源, 将引领HNBR市场发展。

(摘自《中国化工报》, 2019-02-21)