

制动器摩擦尖叫台架试验与不确定性统计分析

张立军^{1,2}, 刁坤^{1,2}, 孟德建^{1,2}, 余卓平^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学新能源汽车工程中心, 上海 201804)

摘要: 制动器的摩擦尖叫具有显著的不确定特征。基于制动声振试验台, 开展盘式制动器的多工况制动尖叫试验, 考察了尖叫的不确定性。为了进行不确定性分析, 提出了基于噪声信号时频分析结果, 能够全面反映尖叫的时间、频率和幅值特征的摩擦尖叫提取方法; 建立了尖叫不确定性的统计分析流程、尖叫频率和声压级的统计性指标和基于 QQ 图的概率密度分布检验方法; 提出了“频率数值倍数性和发生时刻一致性”的尖叫倍频关系充分必要条件, 并建立了考虑倍频关系的尖叫不确定性统计分析方法。利用这些流程和方法分析了制动尖叫的不确定性。研究发现: 不同的尖叫频率及其声压级具有不同的均值和标准差统计特性; 尖叫频率近似服从正态分布, 尖叫声压级越高, 发生频次越低; 拖滞工况和减速工况下的尖叫频率既有相同频率, 也存在不同频率, 而且频率和声压级的统计特性也存在一定的差别。

关键词: 制动尖叫; 台架试验; 不确定性; 统计分析; 倍频特性

中图分类号: U463.51

文献标志码: A

pressure level, and probability density evaluation of frequency based on Quantile-Quantile Plot(QQ plot), were given. And a judgment method of frequency doubling was devised based on numerical multiple and occurrence concurrence, as well as the uncertainty statistical analysis method with a consideration of the frequency doubling. All the methods established were applied to the uncertainty analysis of brake squeal. It is found that, both squeal frequency and sound pressure level are dispersed, and each squeal has its own statistical results. The probability density of either squeal frequency approximates to normal distribution, while the frequency decreases as the corresponding sound pressure level increases. There are both the same and different squeal frequencies under drag module and in-stop module, whose frequency and sound pressure level statistics are also different.

Key words: brake squeal; bench test; uncertainty; statistical analysis; frequency doubling

Bench Test and Statistical Analysis of Uncertainty of Disc Brake Squeal

ZHANG Lijun^{1,2}, DIAO Kun^{1,2}, MENG Dejian^{1,2}, YU Zhuoping^{1,2}

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. New Clean Energy Vehicle Engineering Center, Shanghai 201804, China)

Abstract: The frictional squeal of brake shows significant uncertainty characteristics. A bench test was carried out on a vibro-acoustics test rig of brake to study the uncertainty of the brake squeal. So, a novel squeal confirmation and determination method based on time-frequency analysis results, which could show the squeal variations in the domains of time, frequency and amplitude together, was presented. An uncertainty analysis flow chart was also established, in which statistical indexes of squeal frequency and sound

制动器的摩擦尖叫频率高(1~16 kHz), 强度大(60~120 dB(A)), 一直是汽车工程领域的技术难点和热点问题。由于摩擦尖叫的发生机理复杂, 影响因素众多, 同时涉及摩擦学和动力学, 目前不仅未对其发生机制取得统一认识, 亦未建立完全有效的控制措施^[1-5]。试验是研究制动摩擦尖叫最重要和最可靠的方法, 而台架试验则是被国内外学者广泛应用的一种研究发生机理、关键因素以及检验控制效果的最重要的试验手段^[6-8]。

国内外的众多学者通过实验分析发现, 制动尖叫的试验再现难度较高^[1], 并且尖叫频率和声压级都呈现出较强的时变性和不确定性^[6,9-12]。S. Oberst 等人^[6]试验研究发现, 即使压力、速度和温度都确定, 制动尖叫的声压级峰值仍表现出很强的离散性。Beloiuz 等人^[10]发现在单次试验中, 制动尖叫声压、摩擦接触力和摩擦系数依然呈现出较强的时变特性

收稿日期: 2013-05-14

基金项目: 国家自然科学基金(51175380); 中央高校基本科研业务费专项资金(20123163)

第一作者: 张立军(1972—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为车辆振动噪声分析与控制。

E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

征. 而 Dessouki 等人^[11]绘制了制动尖叫的频率和声压级散点图,发现其具有很强的离散性,并在一定的范围内变化. Massi 等人^[12]通过试验研究,认为法向压力和摩擦副接触状态的细微变化都可能对尖叫频率和振动幅值产生明显的影响,并会导致不确定性. 综合来看,虽然制动尖叫的时变性和不确定性已经被大量研究者观察到,但科学界和工业界尚未对其给予足够的重视. 研究者大多将原因简单归结于制动器结构的复杂性和运行工况的多样性,并未开展深入的研究. 本课题组在前期的大量制动尖叫台架试验过程中,也发现了尖叫的时变性和不确定性^[13]. 因此,作者建议,应高度重视制动尖叫的不确定性并以此为切入点,进行深入的试验研究和评价分析,开展制动尖叫的不确定性理论分析和数值计算,分析关键影响因素,寻求有效的控制手段.

在此背景下,基于多功能惯量式制动声振试验台,针对某型号的通风盘式制动器,开展多工况的制动尖叫试验,利用传声器、振动加速度计、转速等传感器对试验中的噪声、振动加速度以及转速等信号进行同步测量,观察制动尖叫的不确定性. 为了分析尖叫的不确定性,本文探索性地提出了基于噪声信号时频分析结果的摩擦尖叫提取方法,能够全面反映尖叫的时间、频率和幅值特征;建立了完整的尖叫不确定性的统计分析流程,建立了尖叫频率和声压级的幅值域统计性指标和基于 Q-Q 图的概率密度分布检验方法;提出了频率数值倍数性和发生时刻一致性的尖叫倍频关系充分必要条件,建立了考虑倍频关系的尖叫不确定性统计分析方法. 利用这些流程和方法,对盘式制动器摩擦尖叫的不确定性进行了统计与评价,并分析了工况的影响.

1 盘式制动器制动尖叫台架试验

制动尖叫台架试验基于多功能惯量式制动器声振试验台完成. 鉴于前期制动尖叫台架试验中已经发现制动尖叫的不确定性,因此在研究中参照 SAE (Society of Automotive Engineering) 标准,采用了多工况多次试验的方法^[14-15],大量采集试验数据,为制动尖叫不确定性研究奠定基础.

1.1 多功能惯量式制动器声振试验台

多功能惯量式制动器声振试验台主要包含机械系统、制动操控系统和测控系统 3 个部分,如图 1 所示. 其中,机械系统包含动力装置(伺服电机)、载荷模拟装置(模拟转动惯量)、传动装置、制动系统;制

动操控系统为液压泵站制动操控系统,可以实现恒速拖滞制动试验工况和减速紧急制动试验工况;测控系统包括采集控制用主计算机,目标计算机,扭矩、转速、压力、位移、噪声和加速传感器等. 测控系统是基于 Matlab/xPC Target 环境设计的,能实现 Simulink 模型与物理系统的连接,并在低成本的 PC 硬件上实现运行.

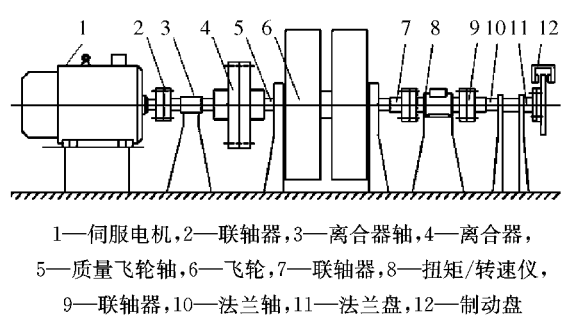


图 1 多功能制动器动力学试验台结构示意图

Fig.1 The multi-function brake inertia dynamometer test bench

1.2 试验测点布置

试验中布置各种传感器对振动、噪声、扭矩/转速以及制动压力进行信号的同步采集,具体设置如表 1 所示. 限于篇幅,本文仅对传声器的布置进行详细的描述:①沿转轴中心线,距离轮毂面外侧 10 cm 处;②垂直于转轴中心线 50 cm 高度处. 布置现场如图 2 所示.

表 1 信号采集和传感器配置

Tab.1 Signal acquisition and sensor selection

信号采集	传感器选择	传感器精度
噪声	传声器	≤ 0.03 dB
振动加速度	加速度传感器	≤ 1 Hz
位移	非接触式位移传感器	≤ 0.1 μ m
扭矩	扭矩传感器	≤ 1 N·m
转速	扭矩传感器	≤ 2 r·min ⁻¹
制动压力	压力传感器	≤ 20 kPa

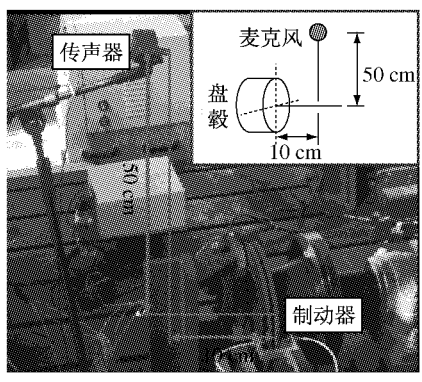


图 2 传声器的布置

Fig.2 Arrangement of microphone

1.3 试验工况设置

在正式试验之前,分别在拖滞模式(Drag Module)和减速模式(In-stop Module)^[16]下,各进行了300次不同组合工况的试探性试验,确定尖叫的易发工况.拖滞模式是指在整个制动过程中,制动力和驱动力同时存在,且相互平衡,使制动盘转速维持在控制转速下.

尖叫易发工况如下:①拖滞模式——转速为300 r·min⁻¹,制动压力在400 kPa左右,易发生尖叫;②减速模式——初始转速为100~500 r·min⁻¹,制动压力为500~4 500 kPa,易发生尖叫.因此,参考SAE-J2521标准^[16],确定试验工况如表2所示.试验时,环境温度为室温,环境湿度控制在20%~90%,背景噪声不高于50 dB(A).

表2 尖叫台架试验工况设置表
Tab.2 Condition setting of bench test

试验工况	制动模式	转速/ (r·min ⁻¹)	制动压力/ kPa	制动次数
I	拖滞模式	300	400	12
II	制动模式	150	500	3
III	制动模式	150	1 000	3
IV	制动模式	150	2 000	3
V	制动模式	300	500	3
VI	制动模式	300	10	3
VII	制动模式	300	20	3
VIII	制动模式	460	5	3
IX	制动模式	460	20	3
X	制动模式	460	45	3

2 制动尖叫时频分析与尖叫认定方法

图3为工况II的两次试验II-2和II-3实测的制动尖叫声压时域信号.由图3可以发现,无论是同工况多次试验,还是单次试验,制动尖叫现象的发生、持续性以及声压值都表现出较强的时变性和不确定性.图4a和图4b分别为试验II-2和II-3的尖叫信号时频分析结果.与时间历程相对应,也体现了尖叫的时变性和不确定性.

在传统的尖叫数据处理中,通常将噪声时域信号声压级高于某一限值的一段连续噪声信号认定为一次尖叫.这种尖叫认定方法虽然接近于人的感受,但是不能准确地描述尖叫持续时间和声压级的差异,也不能反映尖叫信号所包含的频率成分及其贡献量.针对这种尖叫认定方法的缺陷,也为了深入研究尖叫频率和声压级的统计特性,本文首先提出了一种基于噪声时频分析结果,同时能在时间域、频率域和幅值域都实现制动尖叫的判定和提取的方法.

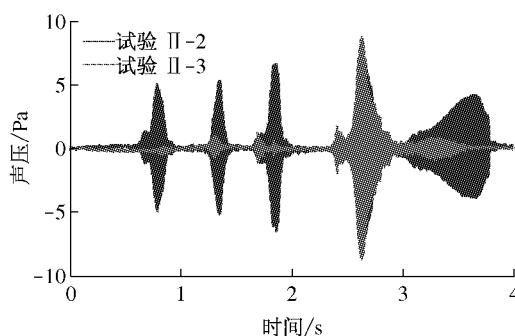
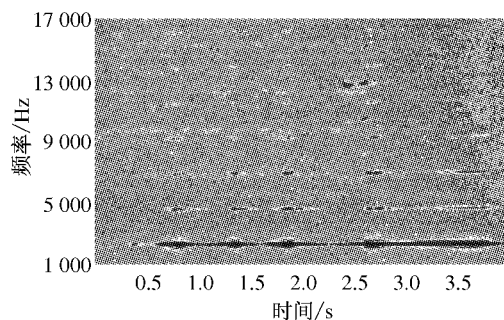
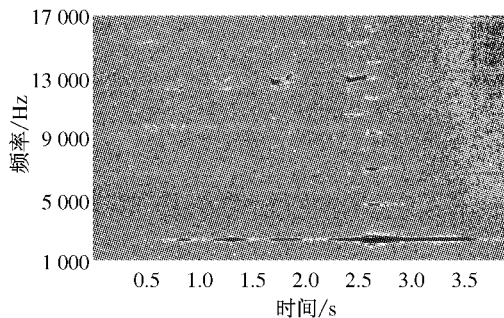


图3 工况II制动尖叫噪声时间历程

Fig.3 Time domain signal of brake squeal in Condition II



a 试验II-2



b 试验II-3

图4 工况II的制动尖叫噪声时频图

Fig.4 Time-frequency analysis of brake squeal in Condition II

具体方法和步骤如下:①对噪声时域信号进行时频分析,得到噪声在时间域和频率域声压幅值的离散数据;②若任意数据对应的声压级大于规定的声压级基准值,则被判定为一次尖叫,尖叫的持续时间为时频分析的时间分辨率;③提取对应尖叫的发生时刻、频率以及声压级(SPL).

该方法采用统一的时间分辨率,所提取尖叫的点数数量代表了尖叫的持续时间;尖叫对应的频率体现了尖叫频率的高低,而声压级的水平则体现了尖叫的强弱,即充分体现了尖叫在时间域、频率域和幅值域内的变化特征.本文的试验背景噪声为50 dB(A),参考SAE-J2521标准^[16],将60 dB(A)作为判

定尖叫是否发生的声压级基准值.

的不确定性.

3 制动尖叫的不确定性分析方法

3.1 制动尖叫的不确定性

图 5 为工况 II 的两次试验 II-2 和 II-3 的制动尖叫频率-声压级散点图. 由图 5 可知: ①制动尖叫的频率-声压级散点主要集中在几个频率成分附近, 每个频率呈带状分布, 且部分频率成分具有倍频特征, 每个频率的声压级在一定的变化范围; ②在一次试验中, 不同频率成分的尖叫次数、声压级存在较大差异, 制动尖叫的发生存在明显的不确定性; ③同一工况的两次试验中, 尖叫频率成分也存在一定的差异, 既存在 4 个相同频率成分, 也各有 1 个相异频率成分(试验 II-2 的 10 540 Hz 和试验 II-3 的 16 260 Hz); 但是, 相同频率的尖叫频率和声压级的分布也不完全相同, 表现出明显的不确定性. 这既可能是受到材料属性和实际运行工况时变性和不确定性的影响, 也可能来源于摩擦磨损引起的表面微观形貌时变性和不确定性, 通过接触压力的随机性导致尖叫

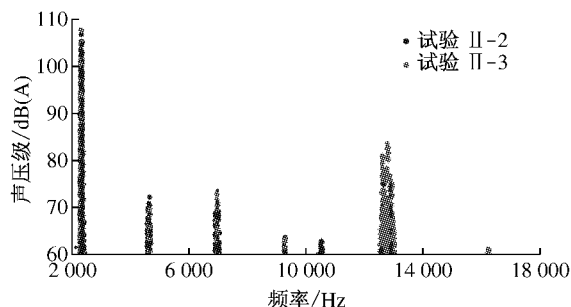


图 5 制动尖叫频率-声压级散点图(工况 II)

Fig. 5 Frequency-SPL scatter diagram of brake squeal(Condition II)

3.2 制动尖叫不确定性的分析流程

考虑到制动尖叫的发生、尖叫频率和声压级都存在较强的不确定性, 急需建立尖叫不确定性的统计分析与评价流程, 为深入研究制动尖叫不确定性的机制以及关键影响因素奠定基础. 为此, 本文创新性地提出了一种基于尖叫频率-声压级散点图的制动尖叫不确定性统计分析流程, 如图 6 所示.

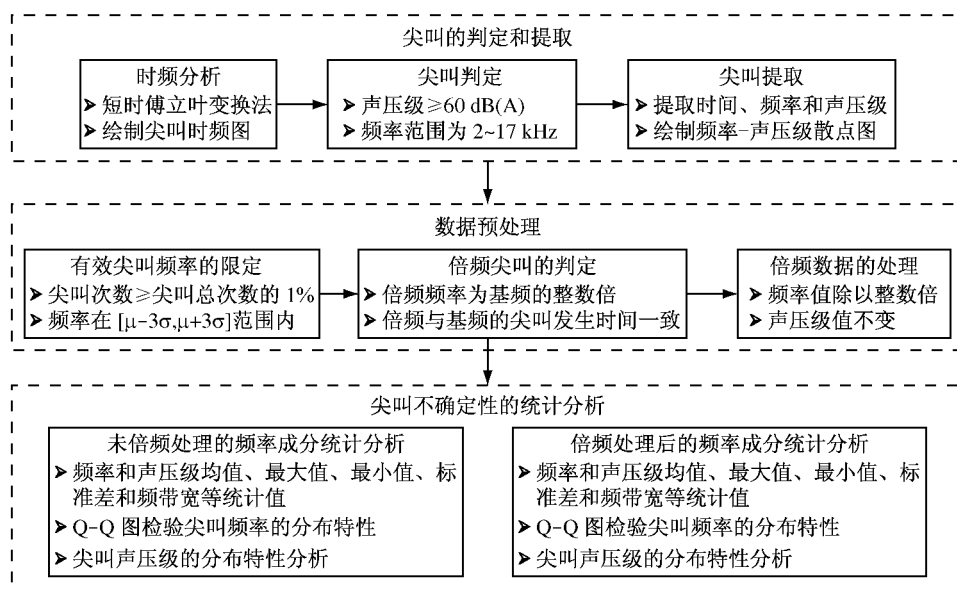


图 6 制动尖叫不确定性的统计分析流程图

Fig. 6 Flow chart of brake squeal uncertainty statistical analysis

不确定性统计分析流程主要分为 4 个环节, 具体描述如下:

(1) 尖叫的判定和提取——①进行噪声时域信号的时频分析; ②对尖叫进行判定, 将频率在 2 000 ~ 17 000 Hz 范围内, 且声压级不低于 60 dB(A) 的离散数据点认定为一次尖叫; ③提取各数据点的时刻、频率以及声压级, 并绘制制动尖叫频率-声压级

散点图(见图 7).

(2) 数据预处理——①选取发生尖叫数据点数占该工况下总尖叫数据点数比例不低于 1% 的尖叫成分, 并计算频率的均值 μ 和标准差 σ ; ②剔除在 $[\mu - 3\sigma, \mu + 3\sigma]$ 区间外的数据点(见图 8); ③判定尖叫的倍频和基频关系, 并进行相应的数据归并处理(具体方法见 3.3).

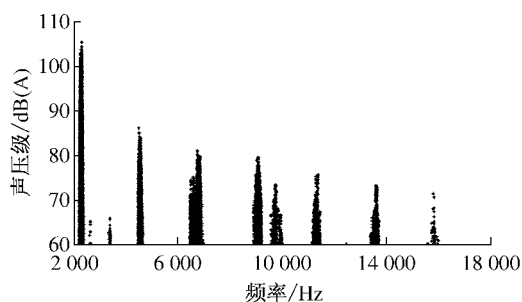


图7 实测的制动尖叫频率-声压级散点图(工况 I)

Fig.7 Frequency-SPL scatter diagram of measured brake squeal(Condition I)

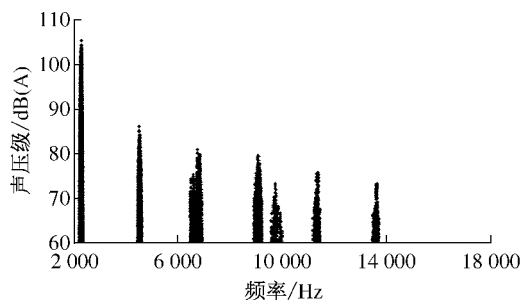


图8 有效的制动尖叫频率-声压级散点图(工况 I)

Fig.8 Frequency-SPL scatter diagram of effective brake squeal(Condition I)

(3) 尖叫不确定性的统计分析——分别在未进行倍频处理和已进行倍频处理的情况下,针对频率和声压级进行最大值、均值、标准差(如式(1),(2)所示)和频带宽度等统计指标的计算,并通过 Q-Q 图检验各频率成分的概率分布特征;另外,对声压级的声压级-频次特征进行统计分析。

$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N x_i \quad (1)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^N (x_i - \mu)^2} \quad (2)$$

式中: μ 为均值; N 为样本数; x_i 为样本值(频率值或声压级值); σ 为标准差。

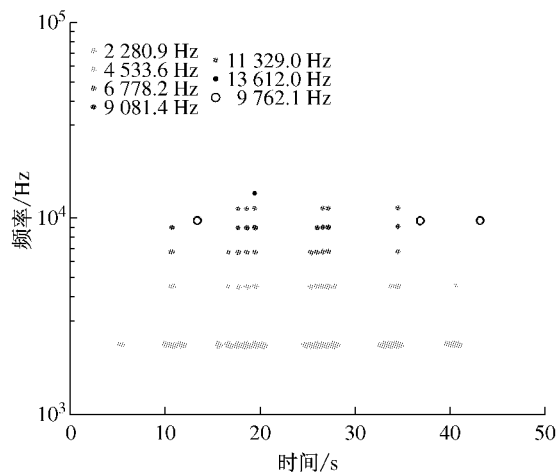
3.3 倍频的判定和处理方法

3.3.1 尖叫倍频关系的判定

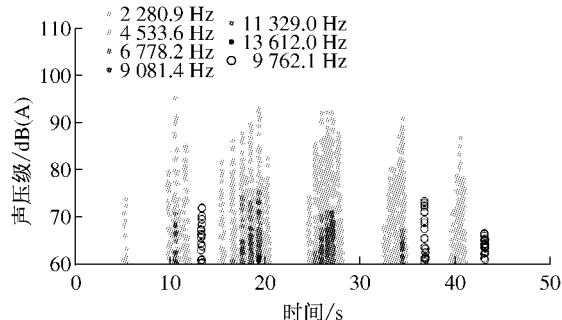
图8为经过处理的有效尖叫频率限定的制动尖叫频率-声压级散点图。由图8可知:在工况 I 下,部分尖叫的发生频率呈明显的倍频关系。限于篇幅,这里仅以拖滞工况 I 下的试验 I-10 为例,说明如何进行判断。

图9a和图9b分别为试验 I-10 中尖叫频率和声压级的时域散点图,不同的灰度和符号表示不同频率成分的频率值和声压级值。由图9可知:第一,4 533,6 778,9 081,11 329 和 13 612 Hz 在数

值上接近 2 280 Hz 的 2,3,4,5,6 倍;而在发生时刻上则呈现高度的一致性。频率数值的倍数性和发生时刻的一致性形成倍频关系的充分必要条件,充分说明了这些频率成分存在倍频关系,其频率成分为基频频率成分的整数倍分量。第二,9 762 Hz 左右的频率成分不是 2 280 Hz 的倍频成分,其对应的尖叫发生时刻与其他的频率成分也不一致。



a 尖叫频率时域散点图



b 尖叫声压级时域散点图

图9 尖叫特性时域散点图

Fig.9 Time domain scatter diagram of squeal characteristic

3.3.2 倍频尖叫的处理方法

为了将倍频成分划分到其基频上,建立如下的操作流程:①首先将倍频频率成分数据点的频率值除以对应的整数倍数,并按照 $[\mu - 3\sigma, \mu + 3\sigma]$ 区间确定有效数据点;②倍频处理后的数据点声压级值保持不变。图10为工况 I 下,经过倍频处理后的尖叫频率-声压级散点图。

4 尖叫不确定性的统计分析

4.1 未考虑倍频关系的统计分析

根据图8对应的数据,对各频率成分的尖叫发生次数,尖叫频率和声压级的均值、标准差、最大值、

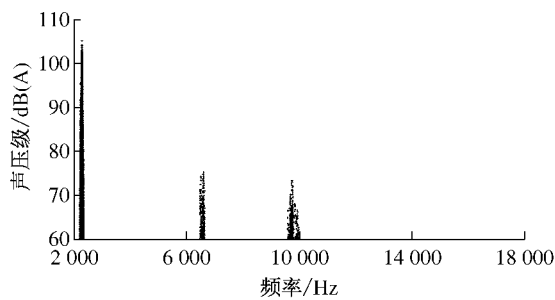


图 10 经倍频处理后的尖叫频率-声压级散点图(工况 I)

Fig.10 Frequency-SPL scatter diagram of effective brake squeal with frequency doubling processing (Condition I)

最小值等进行了统计计算,如表 3 所示.由表 3 可知:①每个频率成分的尖叫频率和声压级都存在离散性特征;②每个频率成分的统计特征也不同.这充分表明,制动尖叫具有显著的不确定性.

限于篇幅,下面仅对尖叫发生次数较多的 2 280.9,4 533.6 和 6 778.2 Hz 频率进行尖叫频率的 Q-Q 图分析,考察其概率密度分布特征,如图 11 所示. Q-Q 图中的横轴表示参考分布分位数,本文采用的参考分布是标准正态分布 $N(0,1)$,而纵轴为频率分布分位数.若频率分布越近似于服从正态分布,则频率分布越靠近点划线.

表 3 未倍频处理的各频率成分的频率和声压级统计表

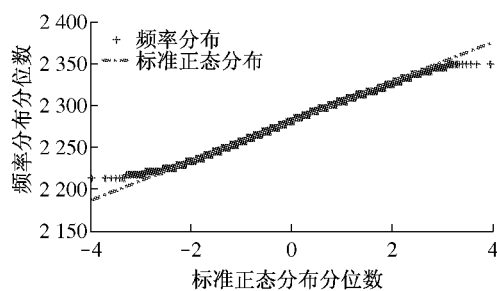
Tab.3 Frequency and SPL statistics of each frequency component without frequency doubling processing

		频率/Hz			SPL/dB(A)		尖叫次数
均值	标准差	最大值	最小值	频率带宽	最大值	平均值	
2 280.9	23.829 4	2 349	2 213	136	105.354 0	73.771 2	13 768
4 533.6	30.458 0	4 617	4 453	164	86.195 3	67.740 1	2 993
6 778.2	86.612 1	6 917	6 533	384	80.985 7	66.049 8	2 578
9 081.4	64.174 6	9 221	8 913	308	79.635 7	65.853 5	2 237
9 762.1	96.192 0	9 993	9 577	416	73.423 0	63.751 2	341
11 329.0	59.908 6	11 461	11 181	280	75.696 2	63.802 7	718
13 612.0	60.758 4	13 729	13 457	272	73.380 4	64.429 5	341

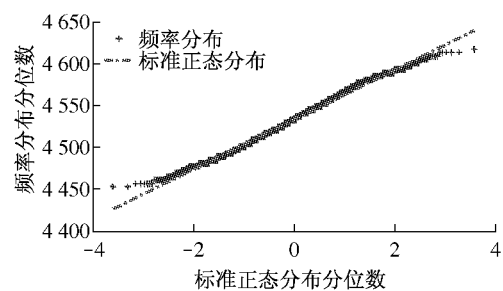
由图 11 分析可知:①2 280.9 Hz 和 4 533.6 Hz 频率成分的频率分布都近似服从正态分布,而 2 280.9 Hz 频率成分的概率分布相对而言更为接近正态分布,这可能与两个频率的样本数量差别有关;②6 778.2 Hz 频率成分的频率分布明显偏离正态分

布,其频率分布统计直方图与正态分布概率密度曲线的偏离也说明了这一点.

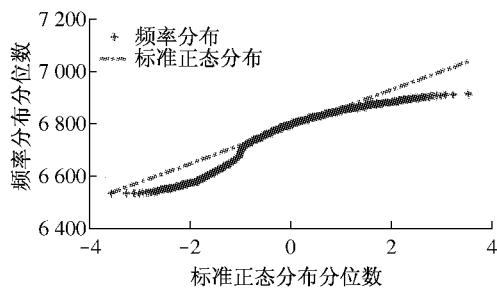
图 12 分别为工况 I 下的尖叫声压级频次图,图中不同灰度表示不同的尖叫频率成分.考虑到不同频率成分的尖叫发生次数差异较大,纵坐标采用了



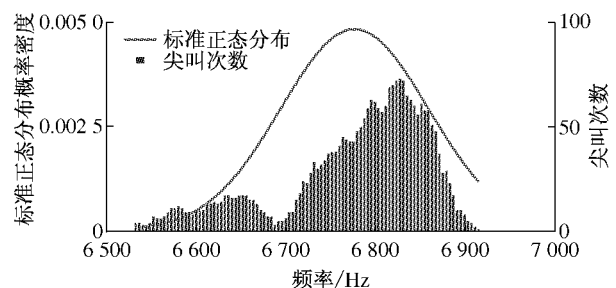
a 2 280.9 Hz



b 4 533.6 Hz



c 6 778.2 Hz



d 尖叫频率的统计直方图(6 778.2 Hz)

图 11 未倍频处理的尖叫频率分布图

Fig.11 Squeal frequency distribution without frequency doubling processing

对数坐标形式.由图12可知:①频率成分的声压级频次都随着声压级的增大不断减少;②不同频率成分的尖叫频次随声压级变化曲线各不相同,除9 762.1 Hz频率成分外,其他频率成分都表现出随着频率值的增大,最大声压级值和各声压级的尖叫频次不断减少的趋势.这可能是由于这些频率成分呈倍频关系,尖叫特性存在较强的相关性,因此具有一致的变化趋势.

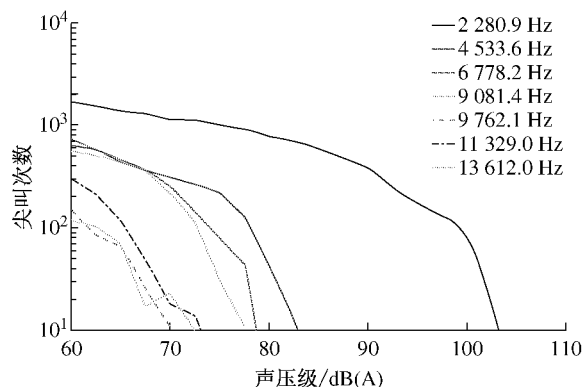


图12 未倍频处理的尖叫声压级频次图

Fig.12 SPL-squeal times without frequency doubling processing

4.2 考虑倍频关系的统计分析

对尖叫数据进行倍频处理后,在工况I下,仅存

在3个尖叫频率成分.分别对这3个频率的尖叫频率和声压级进行统计分析,并计算得到尖叫发生次数、频率和声压级的统计特征,如表4所示.由表4可知:基频频率成分的频率和声压级统计特征发生了一定变化,但变化不大,说明各倍频的频率和声压级统计特征基本与基频一致;经倍频处理,发现从原来的6 778.2 Hz频率成分内提取出一个新的频率成分,即6 561.7 Hz.

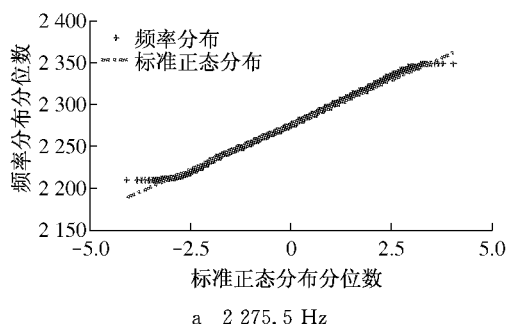
图13为倍频处理后的频率分布Q-Q图.由图13可知:经过倍频处理后,2 275.5 Hz频率的尖叫频率分布依然服从正态分布;而6 561.7 Hz频率在标准正态分位数(-2,2)区间近似服从正态分布,但受到样本数量的影响,在(-3,-2)和(2,3)区间分布逐渐偏离正态分布,总体上相比于未倍频处理的6 778.2 Hz频率成分更接近服从正态分布.结合图8和图13可以推论:①当样本数足够多时,单一频率成分的频率值近似服从正态分布;②当存在倍频关系的尖叫成分时,必须对尖叫数据进行倍频处理,才能得到正确的频率统计特性和分布特性.

图14所示为新的尖叫声压级频次统计分布图.显然,各频率成分的声压级分布都呈现随着声压级值的增大,尖叫次数不断减小的趋势;但是,不同频率成分的声压级分布情况不同.

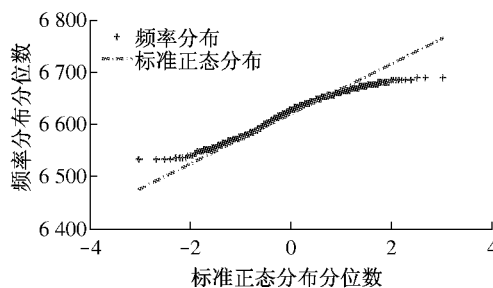
表4 倍频处理后的各频率成分的频率和声压级统计表

Tab.4 Frequency and SPL statistics of each frequency component with frequency doubling processing

		频率/Hz			SPL/dB(A)		尖叫次数
均值	标准差	最大值	最小值	频率带宽	最大值	平均值	
2 275.5	22.303 7	2 349	2 213	136	105.354 0	70.907 2	22 429
6 561.7	48.064 9	6 689	6 533	156	75.311 3	65.408 4	416
9 762.1	96.192 0	9 993	9 577	416	73.423 0	63.751 2	341



a 2 275.5 Hz



b 6 561.7 Hz

图13 倍频处理后的尖叫频率分布Q-Q图

Fig.13 Q-Q plot of squeal frequency distribution with frequency doubling processing

4.3 制动模式对制动尖叫不确定性的影响

图15为经过倍频处理后,拖滞模式和减速模式下制动尖叫频率-声压级散点图,表5则为统计分析结果.结合图15和表5分析可知:①在不同制动模

式下,尖叫频率成分的数量并不一致,拖滞模式有3个频率成分,而减速模式有2个频率成分;但是,两种制动模式下都存在2 300 Hz附近的频率成分;②在两种制动模式下,都存在的2 300 Hz频率成分的

频率统计特性和声压级统计特性也不相同,充分显示了不确定性的工况依赖性.

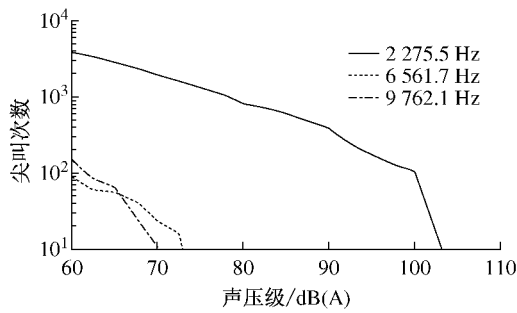


图 14 倍频处理后的尖叫声压级频次图
Fig.14 SPL-squeal times with frequency doubling processing

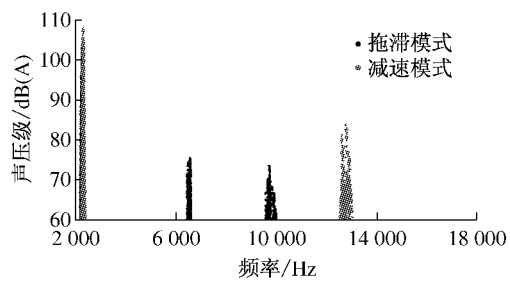


图 15 拖滞模式和减速模式尖叫频率-声压级散点图
Fig.15 Frequency-SPL scatter diagram of brake squeal with frequency doubling processing in drag and in-stop module

表 5 不同制动模式的制动尖叫特性统计表

Tab.5 Squeal characteristic statistics in different brake modules

拖滞模式					制动模式				
频率/Hz		SPL/dB(A)		尖叫次数	频率/Hz		SPL/dB(A)		尖叫次数
均值	标准差	最大值	均值		均值	标准差	最大值	均值	
2 275.5	22.303 7	105.354 0	70.907 2	22 429	2 317.2	29.310 9	110.596 6	72.682 0	2 480
6 561.7	48.064 9	75.311 3	65.408 4	416	—	—	—	—	—
9 762.1	96.192 0	73.423 0	63.751 2	341	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	12 785.0	83.752 2	83.752 2	67.017 7	426

5 结论

(1) 创新性地提出了基于噪声信号时频分析结果的摩擦尖叫提取方法,能够全面反映尖叫的时间、频率和幅值特征,为尖叫不确定性分析提供了可靠的基础数据.

(2) 建立了完整的尖叫不确定性的统计分析流程,并系统建立了尖叫频率和声压级的统计性指标,和基于 Q-Q 图的概率密度分布检验方法,成功应用于摩擦尖叫不确定性分析.

(3) 提出了基于频率数值倍数性和发生时刻一致性的尖叫倍频关系充分必要条件,并建立了考虑倍频关系的尖叫不确定性统计分析方法,成功应用于拖滞和减速工况下的尖叫不确定性分析.

(4) 制动器摩擦尖叫的频率和声压级都表现出显著的时变性和不确定性,不同的尖叫频率及其声压级具有不同的均值和标准差统计特性;尖叫频率近似服从正态分布,尖叫发生频次随着声压级的增大逐渐减少.

(5) 拖滞工况和减速工况下的尖叫频率既有相同频率,也存在不同频率,而且频率和声压级的统计特性也存在一定的差别.

参考文献:

- [1] Chen F. Disc brake squeal: an overview[C]//SAE. Detroit: SAE, 2007; 2007-01-0587.
- [2] Chen F, Quaglia R L, Tan C A. On automotive disc brake squeal part I: mechanisms and causes [C]//SAE. Detroit: SAE, 2003; 2003-01-0683.
- [3] Ouyang H J, Nack W V, Yuan Y B, et al. On automotive disc brake squeal part II: simulation and analysis [C]//SAE. Detroit: SAE, 2003; 2003-01-0684.
- [4] Chen F, Swayze J, Abdelhamid M K, et al. On automotive disc brake squeal part III: test and evaluation[C]//SAE. Traverse City: SAE, 2003; 2003-01-1622.
- [5] Chen F, Tong H, Chen S E, et al. On automotive disc brake squeal part IV: reduction and prevention[C] //SAE. LOS Angeles: SAE, 2003; 2003-01-3345.
- [6] Oberst S, Lai J C S. Statistical analysis of brake squeal noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(12): 2978.
- [7] Massi F, Giannini O. Extension of a modal instability theory to real brake systems [C/CD]//Proceedings of International Modal Analysis Conference—IMAC-XXIII. Orlando: [s. n.], 2005.
- [8] Eriksson M, Jacobson S. Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds[J]. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(12):1245.
- [9] Renaud F, Chevallier G, Dion J L, et al. Motion capture of a pad measured with accelerometers during squeal noise in a real brake system [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 33(11):155.

- [10] Beloiuz D M, Ibrahim R A. Analytical and experimental investigations of disc brake noise using the frequency-time domain[J]. *Structure Control Health Monitoring*, 2006, 13 (1):277.
- [11] Dessouki O, Drake G, Lowe B, et al. Disc brake squeal: diagnosis and prevention [C]//SAE. Traverse City: SAE, 2003; 2003-01-1618.
- [12] Gianninia O, Akayb A, Massi F. Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 292(1/2):1.
- [13] 唐扬扬. 热机耦合效应对盘式制动器尖叫的影响分析[D]. 上海:同济大学, 2011.
- TANG Yangyang. Influence of thermo-mechanical coupling effect on disc brake squeal[D]. Shanghai: Tongji University, 2011.
- [14] Butlin T, Woodhouse J. Friction-induced vibration quantifying sensitivity and uncertainty[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(5): 509.
- [15] Butlin T, Woodhouse J. A systematic experimental study of squeal initiation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(21): 5077.
- [16] International. Standard J2521 Disc and drum brake dynamometer squeal noise matrix [S]. [S. 1.]: SAE International, 2006.

(上接第 772 页)

参考文献:

4 结论

基于控制点和曲线对车身各视图进行参数化,从优化得到的2维车身出发,构造3维车身曲面.这种参数化优化建模方法可以利用数值工具在较短时间内得到气动阻力系数较低的低阻车身形体,且可以方便地控制车身的基本造型.

优化得到的低阻车身体形中气动阻力系数最小值为0.059,在综合考虑车身布置需要的情况下得到的低阻车身体形的气动阻力系数为0.089,气动阻力系数较低,可以作为车身的低阻力基本形体为理想车身的相关研究提供参考.车身外表面静压系数的风洞试验结果和数值模拟结果基本吻合,验证了数值方法的可靠性和优化方法的可行性.

- [1] Buchheim R, Deutenbach K R, Lückoff H J. Necessity and premises for reducing the aerodynamic drag of future passenger cars[C]//SAE. [S. 1.]:SAE, 1982:758-771.
- [2] 傅立敏. 汽车空气动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2006. FU Limin. Aerodynamic of road vehicles [M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [3] 何忆斌,谷正气,李伟平,等. 汽车理想气动形体数字化模型构建及气动性能试验[J]. *航空动力学报*, 2011, 25(6): 1031. HE Yibin, GU Zhengqi, LI Weiping, et al. Design of aerodynamic optimization shape digital model for car and its wind tunnel test[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(6): 1031.
- [4] Howell Jeff. The influent of ground simulation on the aerodynamics of a simple car model [C]//SAE. [S. 1.]:SAE, 1997:19-28.
- [5] Périaux J, Chen H Q, Mantel B, et al. Combining game theory and genetic algorithms with application to DDM-nozzle optimization problems [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2001, 37(5): 417.