

转向节特性对盘式制动器尖叫影响的研究^{*}

INVESTIGATION ON THE EFFECT OF KNUCKLE STEERING CHARACTERISTICS ON THE BRAKE SQUEAL INSTABILITY

金鑫君^{**} 方晓汾 邓小雷

(衢州职业技术学院, 衢州 324000)

JIN XingJun FANG XiaoFen DENG XiaoLei

(Quzhou College of Technology, Quzhou 324000, China)

摘要 考虑到目前关于盘式制动器尖叫噪声的仿真研究通常忽略了转向节的影响,建立包含转向节部件的盘式制动器有限元模型,利用复特征值分析法对该制动器的振动尖叫特性进行预测分析,重点探讨了转向节的特性对制动尖叫行为的影响。结果表明增大摩擦因数会增强制动系统产生尖叫的倾向和强度,转向节对制动系统不同部件之间的耦合具有重要影响,其模态将会诱导制动尖叫噪声的产生。当模型忽略转向节时,尖叫预测结果可能出现“过预测”和“欠预测”的现象。转向节刚度增大会诱导更多频率的不稳定振动产生,同时增大系统的振动尖叫强度。由于转向节和盘毂之间并没有存在明显的摩擦运动,因此转向节-盘毂连接处的摩擦因数并不会对系统的制动尖叫行为产生重要的影响。以上研究结果为认识制动尖叫的产生机理及提出合理改善尖叫措施提供依据。

关键词 盘式制动器 转向节 振动 尖叫 仿真分析

中图分类号 TH113.1

Abstract Considering that the effect of steering knuckle on squeal is usually ignored when performing analysis of disc brake squeal, in this work, a finite element model of disc brake system including steering knuckle component is established, and the vibration characteristics of the brake system are predicted and analyzed by using complex eigenvalue analysis method. On this basis, the influence of steering knuckle characteristics on brake squeal instability behavior is studied. The results show that the increase of friction coefficient will enhance the tendency of braking system to generate squeal instability, and the steering knuckle plays a significant role in affecting the coupling between different components of the brake system. The mode of knuckle may induce the generation of brake squeal. Ignoring the steering knuckle during squeal analysis and prediction will cause the phenomenon of ‘over-prediction’ and ‘under-prediction’. The stiffness of steering knuckle has a strong influence on squeal behavior. The increase of steering knuckle stiffness will cause more unstable vibration of frequency and accordingly increase the squeal intensity of the system. In addition, since there is no significant friction movement between the knuckle and the disc hub, the friction coefficient at the knuckle-disc hub connection shows little impact on the braking squeal behavior of the system. The above research results provide a basis for understanding the generation of brake squeal and proposing reasonable measures to improve the squeal.

Key words Disc brake system; Knuckle steering; Vibration; Squeal; Simulation analysis

Corresponding author: JIN XingJun, E-mail: jinxinjun1982@sina.com

The project supported by the Natural Science Foundation of Zhejiang Province (No. LY16E050011), and the Quzhou Municipal Science and Technology Planning Guidance Project (No. 2019007).

Manuscript received 20191005, in revised form 20191031.

引言

汽车在制动过程中可能产生不稳定振动,并发射出一种频率和强度不规则变化的声音,称为制动噪声。根据噪声频率的不同,通常将制动噪声分为低频颤振($f <$

1 000 Hz)和低频尖叫($f > 1 000 \text{ Hz}$)^[1]。其中,低频尖叫由于其强度大,响度高,影响因素复杂,且严重干扰城市环境,成为了国内外长期关注的前沿热点问题^[2]。

由于制动尖叫噪声与制动器部件间的相互耦合作用有关,因此关于制动器结构和制动尖叫之间的关系受

^{*} 20191005 收到初稿, 20191031 收到修改稿。浙江省自然科学基金项目 (LY16E050011), 衢州市级科技计划指导性项目 (2019007) 资助。

^{**} 金鑫君, 女, 1985 年 10 月生, 江西省宜春市高安市人, 汉族, 衢州职业技术学院讲师, 硕士, 研究方向为汽车运用。

到了广泛的研究^{[3]59-64[4]360-366[5]653-672[6]168-189[7-8]}。张立军等^{[3]59-64}研究摩擦片包角对制动尖叫的影响,结果表明包角的改变会改变摩擦副接触状态,进而引起制动系统模态耦合特性的改变。李清等^{[4]360-366}结合复特征值分析法和能量馈入分析法,验证摩擦片倒角能够降低噪声模态的能量馈入,从而减弱制动尖叫强度。此外,Nouby M 等^{[5]653-672}和 Massi F 等^{[6]168-189}均对制动器结构和制动尖叫行为之间的关系展开了系统的研究。

以上研究对认识制动尖叫并提出合理改善措施具有重要意义。但是由于制动系统结构复杂,这导致制动尖叫噪声的产生具有极强的随机性和不确定性,应该并没有某一种特定的结构修改方式能彻底的抑制制动噪声。事实上,制动摩擦副产生的振动会经转向节传递至车身,从而引起车身大面积部件产生辐射声,因此转向节在制动尖叫的产生和传递过程中同样起到重要作用^{[9]105-166[10]},而目前关于转向节和制动尖叫之间关系的研究却鲜见报道,在现有的对制动尖叫的仿真分析中,所建立的有限元模型通常也省略了转向节部件。因此,开展转向节和制动尖叫之间关系的研究具有很好的创新性和重要的工程实用价值。

基于以上分析,本研究针对某实际制动器,根据其结构和工作原理对制动器各部件之间的接触连接关系进行了准确定义,建立了包含转向节的制动系统有限元模型。采用复特征值分析法对制动系统的振动特性进行分析预测,并验证转向节的存在、转向节的刚度参数以及转向节和盘毂的连接特性对制动尖叫行为的影响,从而为改善制动器尖叫噪声提供理论依据和手段。

1 制动器有限元模型和分析方法

1.1 有限元模型

图 1 所示为导入有限元软件 Abaqus 的某盘式制动系统有限元模型,该模型主要由制动盘、盘毂、制动钳、活塞、制动支架、刹车片、固定螺、导向销和转向节等部件组成。部件主要采用六面体单元(C3D8)进行



图 1 制动器有限元模型及各零部件几何模型

Fig.1 Finite element model of disc brake system and the geometrical models of the brake components

网格划分,对不规则的部件(如:转向节)和局部过渡区域采用四面体单元(C3D4)辅助划分。模型总单元数为 207 861 个。表 1 定义各部件材料参数(密度、弹性模量、泊松比等),忽略系统阻尼的影响。

表 1 有限元模型部件材料参数

Tab.1 The material parameters of the components of the finite element model

部件 Part	密度 Density $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	弹性模量 Elastic module E/GPa	泊松比 Poisson's ratio
制动盘 Disc	7 800	158	0.3
刹车片 Pad	2 100	3	0.32
片背板 Pad plate	7 800	210	0.3
盘毂 Hub	7 350	165	0.3
制动钳 Caliper	7 350	170	0.3
活塞 Piston	7 800	190	0.27
支架 Bracket	7 800	210	0.3
螺栓 Bolt	7 800	210	0.3
导向销 Pin	2 850	71	0.3
转向节 Knuckle	7 250	170	0.3

1.2 部件连接关系和边界条件

制动器各部件之间的连接关系对制动尖叫行为特性具有重要影响,因此需要尽可能地准确定义各部件之间的连接关系。结合实际制动器的结构和工作原理,各部件之间的连接关系主要采用“面—面接触”、“点—面接触”和“绑定”模式,如表 2 所示。约束制动盘中孔区域,使其仅能绕 Z 轴转动,限制制动支架螺栓孔的 6 个自由度,同时限制转向节与摆臂连接的各个螺栓孔在所有方向上的自由度。在活塞底面施加压强为 0.5 MPa,定义制动盘以 6.28 rad/s 的速度进行转动,制动系统实现拖曳制动。

表 2 模型部件之间的链接关系

Tab.2 Connection relationship between the components

连接部件 Connect part	连接关系 Connected relation	Abaqus 定义 Definition	摩擦因数 Coefficient of friction
制动盘-刹车片 Disc-Pad	接触 Contact	面-面接触 Surf-to-Surf	0.1~0.7
支架-导向销 Bracket-Pin	接触 Contact	面-面接触 Surf-to-Surf	0.05
支架-刹车片 Bracket-Pad	接触 Contact	点-面接触 Node-to-Surf	0.1
制动钳-刹车片 Caliper-Pad	接触 Contact	点-面接触 Node-to-Surf	0.1
活塞-刹车片 Piston-Pad	接触 Contact	点-面接触 Node-to-Surf	0.1
活塞-活塞缸 Piston-Cylinder	接触 Contact	面-面接触 Surf-to-Surf	0.05
盘毂-转向节 Hub-Knuckle	接触 Contact	面-面接触 Surf-to-Surf	0.1
夹钳-螺栓 Caliper-Bolt	固定 Fix	绑定 Tie	—
背板-摩擦片 Plate-Pad	固定 Fix	绑定 Tie	—

1.3 数值模拟分析方法

两种算法可实现对制动器的尖叫行为的预测分析,即复特征值分析法和瞬时动态分析法^[11-12]。其中,复特征值分析法通过求解系统动力学方程

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad (1)$$

获得系统的通解表达式,即

$$x(t) = \sum \{\varphi\}^m e^{s_m t} = \sum \{\varphi\}^m e^{(\lambda_m + j\omega_m)t} \quad (2)$$

从而实现对制动系统振动模态和尖叫频率的预测。当特征值实部 λ_m 大于零时,制动系统产生自激振动,并可能发射尖叫噪声,此时特征值虚部值 ω_m 即为系统尖叫振动的频率。通常利用特征值实部和虚部构造新的参数:负阻尼比,其表达式为

$$\xi = -\lambda_m / (\pi |\omega_m|) \quad (3)$$

当特征值实部为正数时,阻尼比为负数。当阻尼比值越小时,则摩擦系统产生异响的趋势和强度都增强。

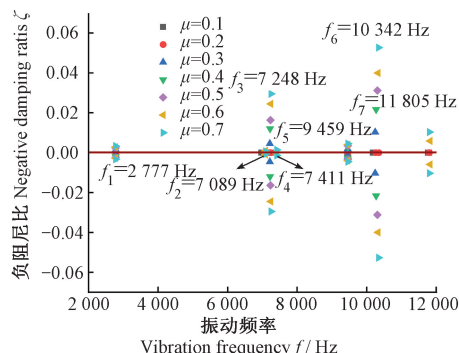
相比之下,瞬时动态分析采用中心差分法对系统力学平衡方程进行时间积分,在时域上获得系统振动速度 $\dot{x}$ 和振动位移 x 表达式,但是该方法耗时巨大且有时预测的结果过于保守,因此在研究初期,通常采用复特征值分析法对制动尖叫进行预测,故本研究也采用该方法。

2 制动器尖叫不稳定分析

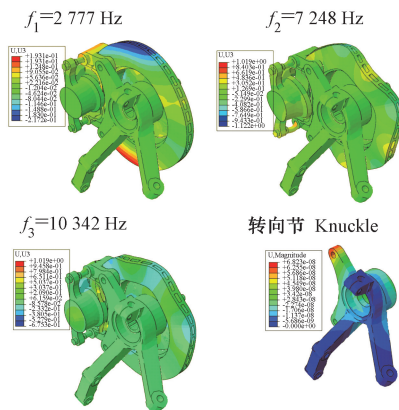
图 2a 所示为当摩擦因数从 0.1 增大到 0.7 的过程中,系统出现的负阻尼比及对应的振动频率。可见当摩擦因数增大到 0.3 时,系统在频率分别为 2 780 Hz、7 212 Hz 和 9 454 Hz 处出现了三个负阻尼比值,这说明该制动系统在这三个频率处产生模态耦合现象,并可能产生以上频率的尖叫噪声。随着摩擦因数逐渐增大,系统负阻尼比的个数逐渐增加,当摩擦因数增大至 0.7 时,制动系统在七个频率处均出现负阻尼比,同时摩擦因数的增大伴随着负阻尼比值的减小,因此制动系统产生尖叫噪声的倾向随摩擦因数的增大而增强。

图 2b 所示为制动系统在耦合频率处的不稳定振动模态。可见不稳定振动主要表现在制动盘的面内扩张和面外弯曲运动,这是由于制动盘在摩擦力作用下主要表现为薄板的运动形式。此外,通过对振型观察可以看出,转向节局部区域的弯曲和扭转运动也是系统振动模态的主要表现形式,可以推测,转向节的振型模态对制动系统的尖叫不稳定行为也起有一定影响。

为此,对转向节在自由状态下的自然频率进行提取分析,结果如图 3 所示。可见转向节的部分自然频率和如上预测的不稳定振动的频率(如:2 777 Hz、



(a) 不同摩擦因数下制动系统负阻尼比
(a) Negative damping ratio of the friction system with different friction coefficients



(b) 制动系统不稳定振动模态
(b) Unstable modes of the brake system

图 2 制动系统负阻尼比及振动模态

Fig.2 Negative damping ratio of the brake system in different friction coefficients and its unstable vibration modes

7 248 Hz 和 10 342 Hz 处)非常接近。以上结果进一步说明,在制动过程中,由于摩擦力的作用,制动系统的不同部件之间将会发生模态耦合现象,转向节将会参与部件耦合的过程,从而诱导系统产生制动尖叫噪声现象。

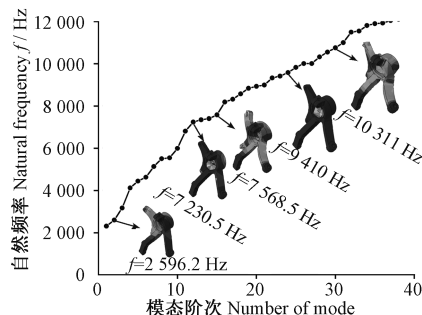


图 3 转向节自然频率和部分模态

Fig.3 Natural frequencies of the knuckle steering and some vibration modes

3 转向节特性的影响

3.1 有/无转向节对制动尖叫的影响

基于以上分析,本部分首先探讨有/无转向节对制动尖叫行为的影响。通过对两种系统的制动过程进行

复特征值求解,结果如图 4。图 4a 所示为当摩擦因数为 0.5 时的求解结果,可见两种情况下求得的负阻尼比值并没有显著区别,但是在无转向节的情况下,系统多出了 7 084 Hz 的不稳定振动。因此相比于有转向节的情况下,忽略转向节在该摩擦因数状态下可能出现“过度预测”的现象。

当摩擦因数增大为 0.6 时,当忽略转向节时,系统预测出了 3 个不稳定振动频率,相比之下,当转向节结构存在时,制动系统可能出现五个不稳定振动频率(图 4b)。因此在该摩擦因数情况下,忽略转向节可能导致计算结果出现“欠预测”的现象。综合以上分析,在建模过程中忽略转向节可能导致计算结果同时出现“过度预测”和“欠预测”的现象,故在进行制动尖叫的分析过程中有必要考虑到转向节结构的建模,以获得更加准确的结果。

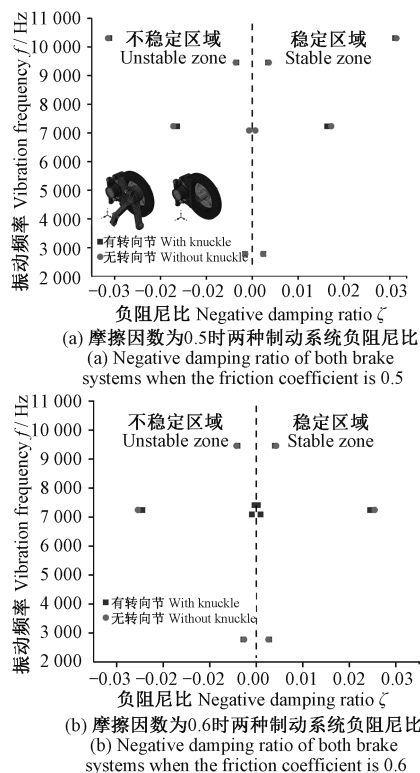


图 4 有/无转向节的制动系统的负阻尼比
Fig.4 Negative damping ratio of the brake system with/without steering knuckle

3.2 转向节刚度对制动尖叫的影响

图 5 所示为当转向节在不同刚度状态下,系统的不稳定振动频率分布图。可见当转向节刚度较小时 (150 GPa), 系统仅有 4 个不稳定振动频率; 当转向节刚度逐渐增大时, 系统不稳定振动频率数量逐渐增多, 这说明增大转向节刚度可以诱发更多频的不稳定振动。此外, 可见当转向节刚度为 190 GPa 时, 负阻尼比 (绝对值) 值明显大于刚度为 150 GPa 和 170 GPa 两种情况。综合以上分析, 转向节的刚度对制动系统的振

动尖叫特性具有重要影响, 转向节刚度增大会诱导更多频率的不稳定振动产生, 同时会增大系统的负阻尼比值 (绝对值), 即可能增大系统的振动尖叫强度^{[9]105-166}。

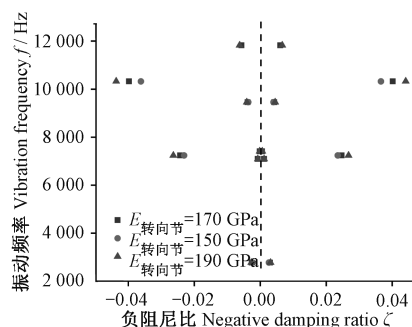


图 5 不同转向节刚度下的制动系统的负阻尼比
Fig.5 Negative damping ratio of the brake system with different stiffness of steering knuckle

3.3 转向节-盘毂连接处的摩擦因数对制动尖叫的影响

考虑到转向节和盘毂之间通过面-面接触的形式定义连接方式, 因此本部分对两者接触部分的摩擦因数进行变化, 以探讨连接处摩擦因数对系统制动尖叫的影响, 复特征值分析结果见图 6。可以看出, 当转向节-盘毂连接处的摩擦因数从 0.1 增大到 0.3 时, 系统预测产生的不稳定振动频率和负阻尼比并没有出现明显的区别。因此, 转向节-盘毂连接处的摩擦因数并不会对系统的制动尖叫产生重要的影响, 这主要是因为系统的不稳定振动主要是由于接触摩擦所引发的结构模态耦合, 转向节和盘毂之间并没有存在明显的摩擦运动, 故并不会对系统的振动尖叫行为产生重大影响。

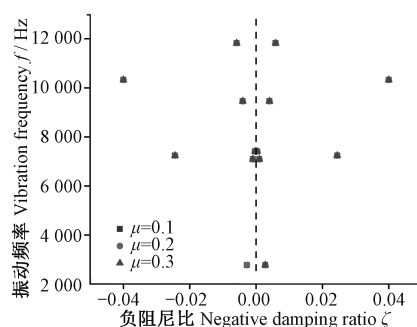


图 6 不同转向节-盘毂连接处摩擦因数下的制动系统的负阻尼比
Fig.6 Negative damping ratio of the brake system with different friction coefficient between steering knuckle and hub

4 结论

本研究建立了包含转向节结构在内的某实际制动系统有限元模型。采用复特征值分析法对制动系统的振动特性进行分析预测, 并验证转向节特性对制动尖

叫的影响,得到如下结论:

1)摩擦因数的增大会使制动系统产生尖叫的倾向增强。转向节参与制动系统不同部件之间的耦合,诱导系统产生制动尖叫噪声现象。

2)在进行制动尖叫的分析预测过程中,有必要考虑到转向节部件的建模。当模型忽略转向节时,可能使预测结果出现“过度预测”和“欠预测”的现象。

3)转向节的刚度对制动系统的振动尖叫特性具有重要影响。转向节刚度增大会诱导更多频率的不稳定振动产生,同时增大系统的振动尖叫强度。

4)由于转向节和盘毂之间并没有存在明显的摩擦运动,因此转向节-盘毂连接处的摩擦因数并不会对系统的制动尖叫行为产生重要的影响。

5)本研究重点探讨的是万向节对制动摩擦振动行为的影响。一方面体现万向节对制动振动强度和频率的影响,第二方面证明目前常用的忽略了万向节的制动模型会导致计算结果出现“过度预测”和“欠预测”等问题。关于万向节的动力学贡献的特殊性将在后续工作中通过试验结合有限元分析的手段进行进一步探讨。

参考文献 (References)

- [1] 张立军,郑一兵,孟德建,等. 汽车制动器摩擦颤振综述[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(3): 420-426.
ZHANG LiJun, ZHENG YiBin, MENG DeJian. Literature survey of friction induced automotive brake groan [J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2016, 44(3): 420-426 (In Chinese).
- [2] 韦 健,孙跃东,王书文,等. 基于 Abaqus 的盘式制动尖叫分析[J]. 机械设计与制造, 2018(6): 151-154.
WEI Jian, SUN YueDong, WANG ShuWen, et al. Research on brake squeal based on ABAQUS [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(6): 151-154 (In Chinese).
- [3] 张立军,陈前银,刁 坤,等. 摩擦衬片包角对盘式制动器尖叫影响的仿真分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(5): 59-64.
ZHANG LiJun, CHEN QianYin, DIAO Kun, et al. Simulation analysis for effect of pad lining arc on disc brake squeal[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5): 59-64 (In Chinese).
- [4] 李 清,管迪华,杜永昌,等. 盘式制动器摩擦片形状设计对高频尖叫的影响[J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5(4): 360-366.
LI Qing, GUAN DiHua, DU YongChang, et al. Effect of pad shapes on disc brake squeal at high frequency [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2014, 5(4): 360-366 (In Chinese).
- [5] Nouby M, Srinivasan K. Simulation of the structural modifications of a disc brake system to reduce brake squeal. Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D [J]. Journal of Automobile Engineering, 2013(225): 653-672.
- [6] Massi F, Baillet L, Culla A. Structural modifications for squeal noise reduction: numerical and experimental validation[J]. International Journal of Vehicle Design, 2009, 51 (1/2): 168-189.
- [7] Wang D W, Mo J L, Liu M Q, et al. Noise performance improvements and tribological consequences of a pad-on-disc system through groove-textured disc surface [J]. Tribology International, 2016(102): 222-236.
- [8] Lin S C, Guan C C, AbuBakar A R, et al. Disc brake squeal suppression through chamfered and slotted pad [J]. International Journal of Vehicle Structures & Systems, 2011, 3(1): 28-35.
- [9] Kinkaid N M, O'Reilly O M, Papadopoulos P. Automotive disc brake squeal[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267(1): 105-166.
- [10] 张立军,闫国明,孟德建,等. 底盘角系统制动颤振多体动力学建模与分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2018, 46(5): 639-647.
ZHANG LiJun, YAN GuoMing, MENG DeJian, et al. Multi-body dynamics modeling of chassis corner for brake creep groan and its analysis [J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2018, 46(5): 639-647 (In Chinese).
- [11] Ouyang H, Nack W, Yuan Y, et al. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2005, 1(3/4): 207-230.
- [12] 张二银,王书文,孙跃东,等. 高速制动啸叫主要影响因素的仿真与实验研究[J]. 机械强度, 2018, 40(4): 923-929.
ZHANG ErYin, WANG ShuWen, SUN YueDong, et al. Simulation and experimental study on the critical factors of high-speed braking squeal [J]. Journal of Mechanical Strength, 2018, 40(4): 923-929 (In Chinese).