

# 摩擦学学报

TRIBOLOGY



## 高速列车制动器摩擦块安装方向对黏滑振动的影响

刘翠萍, 朱友光, 张棋翔, 项载毓, 莫继良, 欧阳华江, 王晓翠

### Effect of Brake Friction Block Installation Direction on Stick-Slip Vibration of High-Speed Train

LIU Cuiping, ZHU Youguang, ZHANG Qixiang, XIANG Zaiyu, MO Jiliang, OUYANG Huajiang, WANG Xiaocui

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2024073>

#### 您可能感兴趣的其他文章

#### Articles you may be interested in

##### 考虑摩擦块形状及轮轨蠕滑的列车制动黏滑振动行为分析

Stick-Slip Vibration Behavior Analysis of Train Brake System Considering the Shape of Friction Blocks and Wheel-Rail Creep

摩擦学学报. 2024, 44(9): 1246 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2023133>

##### 高速列车制动闸片摩擦块形状对制动界面摩擦学行为的影响

Effect of Brake Pad Friction Block Shape on Tribological Behavior of Brake Interface of High-Speed Train

摩擦学学报. 2021, 41(1): 95 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020038>

##### 摩擦粒子填充材料对高速列车闸片制动性能的影响

Effect of Filling Materials into Friction Block on Brake Performance of High-Speed Train Brake Pad

摩擦学学报. 2022, 42(5): 900 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2021097>

##### 沙粒介入高速列车制动界面对摩擦块摩擦磨损行为的影响

The Effect of Sand Particles Entering the Braking Interface of a High-Speed Train on the Friction and Wear Behavior of Friction Block

摩擦学学报. 2024, 44(6): 789 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2023082>

##### 基于有限元的高速列车车轮多边形磨耗成因分析

Formation of Polygonalization of the High-Speed Train Wheels Based on the Finite Element Method

摩擦学学报. 2022, 42(1): 131 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020250>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

刘翠萍, 朱友光, 张棋翔, 项载毓, 莫继良, 欧阳华江, 王晓翠. 高速列车制动器摩擦块安装方向对黏滑振动的影响[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, 45(6): 1-11. LIU Cuiping, ZHU Youguang, ZHANG Qixiang, XIANG Zaiyu, MO Jiliang, OUYANG Huajiang, WANG Xiaocui. Effect of Brake Friction Block Installation Direction on Stick-Slip Vibration of High-Speed Train[J]. Tribology, 2025, 45(6): 1-11. DOI: [10.16078/j.tribology.2024073](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2024073)

## 高速列车制动器摩擦块安装方向对黏滑振动的影响

刘翠萍<sup>1</sup>, 朱友光<sup>2</sup>, 张棋翔<sup>1</sup>, 项载毓<sup>1</sup>, 莫继良<sup>1</sup>, 欧阳华江<sup>1,3\*</sup>, 王晓翠<sup>4</sup>

(1. 西南交通大学 机械工程学院 摩擦学研究所, 四川 成都 610031;

2. 南京市欣旺达新能源有限公司, 江苏 南京 211200;

3. 利物浦大学 工程学院, 利物浦 L63 3GH, 英国;

4. 温州大学 机电工程学院, 浙江 温州 325035)

**摘要:** 为了研究高速列车制动器六边形摩擦块安装方向对摩擦块的黏滑振动的影响, 在自行研制的多模式高速列车制动性能模拟试验台上开展了不同安装方向下的摩擦学试验, 并结合有限元分析中模态分析和磨损仿真, 建立了摩擦块安装方向与界面接触行为、界面摩擦磨损以及黏滑振动之间的关系. 综合试验和仿真结果表明: 摩擦块安装方向显著影响了界面接触压力分布和磨损状态, 使得系统表现出不同的黏滑振动现象. 在本试验条件下, 黏滑振动会诱发噪声, 但强度较低; 摩擦块安装方向会影响黏滑振动的频率和强度, 但并不改变黏滑振动属于低频振动的属性; 并且有限元仿真频率与试验振动频率相吻合. 模态分析表明黏滑振动是由结构的第1阶模态贡献的, 而安装方向会对结构的模态造成影响, 进而引发不同的界面接触状态和动力学行为. 另外, 磨损仿真分析也表明六边形摩擦块安装方向会显著影响摩擦界面接触状态, 从而使接触面积、接触应力分布和磨损程度均存在差异, 因此影响了不同系统的黏滑振动特性.

**关键词:** 高速列车制动器; 摩擦块; 安装方向; 黏滑振动; 噪音; 试验; 有限元仿真.

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2025)06-0001-11

## Effect of Brake Friction Block Installation Direction on Stick-Slip Vibration of High-Speed Train

LIU Cuiping<sup>1</sup>, ZHU Youguang<sup>2</sup>, ZHANG Qixiang<sup>1</sup>, XIANG Zaiyu<sup>1</sup>,  
MO Jiliang<sup>1</sup>, OUYANG Huajiang<sup>1,3\*</sup>, WANG Xiaocui<sup>4</sup>

(1. Tribology Research Institute, School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031, China

2. Nanjing Sunwoda New Energy Company, Jiangsu Nanjing 211200, China

3. School of Engineering, the University of Liverpool, Liverpool L69 3GH, UK

4. School of Mechanical and Electrical Engineering, Wenzhou University, Zhejiang Wenzhou 325035, China)

**Abstract:** A brake is one of the most important safety and performance components of a high-speed train and the final guarantee to ensure its operation safety. A high-speed train brake consists of one or a few brake discs, and each brake

Received 7 April 2024, revised 22 June 2024, accepted 24 June 2024, available online 28 June 2025.

\*Corresponding author. E-mail: [h.ouyang@swjtu.edu.cn](mailto:h.ouyang@swjtu.edu.cn), Tel:+86-18708184244.

This project was supported by National Natural Science Foundation of China (12272324, 52305209).

国家自然科学基金项目(12272324, 52305209)资助.

disc is associated with a number of friction blocks that take various geometric shapes (such as circle and hexagon). Under relatively low-speed braking conditions, the friction contact interface between a brake disc and friction blocks may lead to unstable stick-slip vibration of a brake system. During actual braking, the dynamic characteristics of stick-slip vibration of a brake system is affected by the structural parameters of the system and the characteristics of the frictional contact interface. However, the study on the influence of the configuration, shape and orientation of these friction blocks on stick-slip vibration in a brake system is not adequate. Therefore, in order to discover the effect of the installation direction of a hexagonal friction block of a high-speed train brake on the stick-slip vibration of the block, tribological tests under different installation directions are carried out on a self-designed multi-mode high-speed train braking performance simulation test bench, combined with modal analysis and wear simulation in finite element analysis. The relationship between the installation direction of the friction block and interface contact behaviour, interface friction and wear, and stick-slip vibration was established.

The comprehensive test and simulation results showed that the installation direction of the friction block significantly affected the contact pressure distribution and wear state of the interface, resulting in different stick-slip vibration phenomena in the system. Among them, the hexagonal friction block system installed at  $30^\circ$  angle produced the lowest amplitude of stick-slip vibration, the shortest period of stick-slip motion, the highest frequency of stick-slip vibration, the disk-block interface contact state was most even, and the surface wear severity was the least. The stick-slip vibration could induce noise, but the intensity was low. The installation direction of the friction block would affect the frequency and intensity of the stick-slip vibration, but it did not change the attribute that the stick-slip vibration was a kind of low-frequency vibration. The finite element simulation frequency was approximately equal to the measured vibration frequency. Modal analysis showed that the stick-slip vibration was contributed to mostly by the first mode of the brake structure, and the installation direction would affect the mode of the structure, and led to different interface contact states and dynamic behaviours. In addition, the wear simulation analysis also showed that the installation direction of the hexagonal friction block would significantly affect the contact states of the friction interface, so that the contact area, contact stress distribution and wear level all varied with the direction and thereby affect the stick-slip vibration characteristics of different friction systems.

**Key words:** high-speed train brake; friction block; installation direction; stick-slip vibration; noise; experiment; finite element simulation.

黏滑(stick-slip)振动是1种典型的摩擦诱发振动,它具有锯齿形位移-时间演化特征<sup>[1]</sup>、明确的黏滑区域以及很强的非线性特性<sup>[2-3]</sup>.黏滑振动在工程和日常生活中十分常见,在一些情况中,它是对人们有利的,如丝纤维间由于相互摩擦所引起的黏滑振动产生的丝鸣效应<sup>[4]</sup>.但是,在大部分情况中,黏滑振动会给人们的生活和实际工程带来很大的困扰与危害,例如噪音污染(如制动系统的呻吟噪声)、能量损失和机械零部件异常损伤等<sup>[5-7]</sup>.

随着高速列车时速的不断提升,为了保证乘客的安全性和乘车舒适性,制动闸片作为盘式制动装置的核心元件,其使用性能要求也不断提高.而制动系统产生的黏滑振动会造成颤振噪音和磨损加剧甚至摩擦块掉块、剥落等负面问题,不利于列车的安全和长久运行.因此,有必要开展相关科学研究以抑制制动系统的黏滑振动现象.Fuadi等<sup>[8]</sup>研究了夹钳-滑块模型蠕变呻吟产生的基本机理,并提出了1种防止产生低频黏滑运动(如刹车蠕变呻吟)的新思路,发现采用静

摩擦系数与动摩擦系数差值较小的摩擦材料可以成功地避免低频黏滑的蠕变呻吟.Wang等<sup>[9]</sup>还研究了不同表面特征的橡胶垫对系统黏滑振动以及表面磨损的影响,对黏滑振荡进行理论分析并对试验结果进行了合理解释,研究表明带有橡胶垫的摩擦系统黏滑振动强度减弱,其中带一定形状沟槽的橡胶垫对系统黏滑振荡抑制效果会更好.Liu<sup>[10]</sup>提出了1种具有L型结构的新型销盘试验系统,对制动盘非均匀摩擦界面研究其相应的摩擦动力学特性,发现适当的扇形摩擦系数和扇形跨距角度可以大大减小能够引起黏滑振动的制动盘转速和法向力范围,从而为抑制制动系统黏滑振动提供了1种潜在方法.此外,有限元技术的发展使制动过程中的磨损仿真成为可能,其中AbuBakar等<sup>[11]</sup>采用有限元方法并使用改进的磨损公式模拟了不同时间下的界面磨损,并得出了磨损与振动噪音之间的联系.

由多个摩擦块组成的列车制动闸片,其制动界面的摩擦学特性和动力学特性会受到摩擦块形状、结构和排布的影响<sup>[12]</sup>.Xiang等<sup>[13]</sup>发现摩擦块安装方向会影



响界面接触状态,使接触表面形成不同大小的接触平台,导致界面接触刚度产生差异,最终影响车闸振动,但是他们未就摩擦块安装方向对黏滑振动的影响开展相关研究,且目前已经知道如法向力、滑动速度和接触刚度等系统参数会对黏滑振动特性存在显著影响<sup>[14-19]</sup>.因此,还有必要进一步研究摩擦块在不同安装方向下的系统黏滑振动现象,对抑制制动系统黏滑振动和提高工作性能具有重要意义.

本研究在自主设计的试验台上开展了六边形摩擦块在4种安装方向下的黏滑振动试验,在试验过程中,测量和分析了系统的速度信号和噪声信号.并结合有限元分析手段,通过模态分析和磨损仿真,探讨摩擦块安装方向与界面接触状态和振动特性之间的关系.分析结果可为降低制动系统振动和噪声提供新思路,并且对制动闸片的设计与优化具有一定理论指导意义.

## 1 试验及仿真模型介绍

### 1.1 试验装置

在自行研制的多模式高速列车制动性能模拟试

验台上针对六边形摩擦块不同安装方向对黏滑振动的影响开展了试验研究.图1所示为试验装置的实物图和结构示意图,该试验台主要部件组成:控制柜、变频电机、驱动气缸、飞轮组、支架、制动盘、制动夹钳和摩擦块.控制柜为变频电机以及驱动气缸提供输入参数并控制它们的开启与关闭.在离合器处于联动状态时,变频电机可提供480 N·m的峰值扭矩驱动飞轮组,并通过传动轴带动制动盘转动.驱动气缸推动制动夹钳使摩擦块与转动的制动盘接触产生摩擦力.切向振动速度信号由激光测振仪(灵敏度为8 mV/mm/s,量程为±500 mm/s,频响范围为0.5~22 000 Hz)监测,麦克风(灵敏度为45.2 mV/Pa,动态范围为29~127 dB,频响范围为20~20 000 Hz)放置在距离摩擦界面10 cm处,用于测量制动过程中摩擦界面产生的噪声信号.所有信号由8通道测试分析系统(采样频率50 kHz)存储和分析.

### 1.2 试验样品及试验过程

制动盘的材料为锻钢,并进行表面热处理,表面硬度为342HB,弹性模量 $E=210$  GPa.摩擦块的材料为

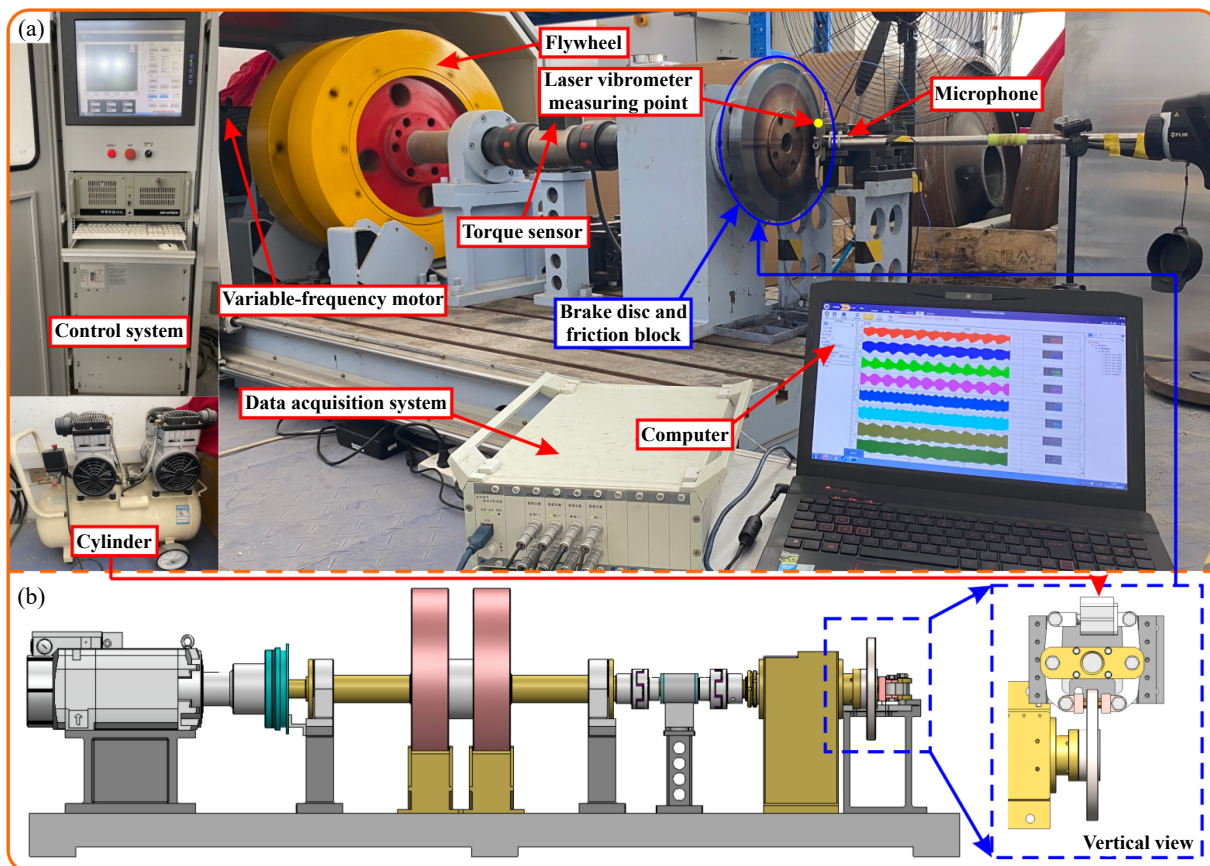


Fig. 1 The test apparatus: (a) physical drawing and (b) structural schematic

图1 试验装置:(a)实物图和(b)结构示意图



铜基粉末冶金, 表面硬度为15HB~25HB, 弹性模量 $E=6.5$  GPa(材料参数由合作企业提供). 制动盘和摩擦块的试验样品均取自在中国已广泛服役的CRH380A型高速列车制动系统, 其结构形式和尺寸大小均对照真实尺寸按照等比例缩小的原则进行加工, 具体形状和尺寸如图2(a)和2(b)所示. 图2(c)所示为摩擦块4种安

装方向及其速度切入端特征(蓝色边线)的示意图. 以摩擦块2个对角顶点连线为基准, 定义与竖直方向平行为 $0^\circ$ 安装方向, 在此基础上将摩擦块绕其圆心顺时针分别旋转 $15^\circ$ 、 $30^\circ$ 和 $45^\circ$ 得到另外3种安装方向. 为了方便表述, 将图2(c)中4种安装方式分别命名为D-0系统、D-15系统、D-30系统和D-45系统.

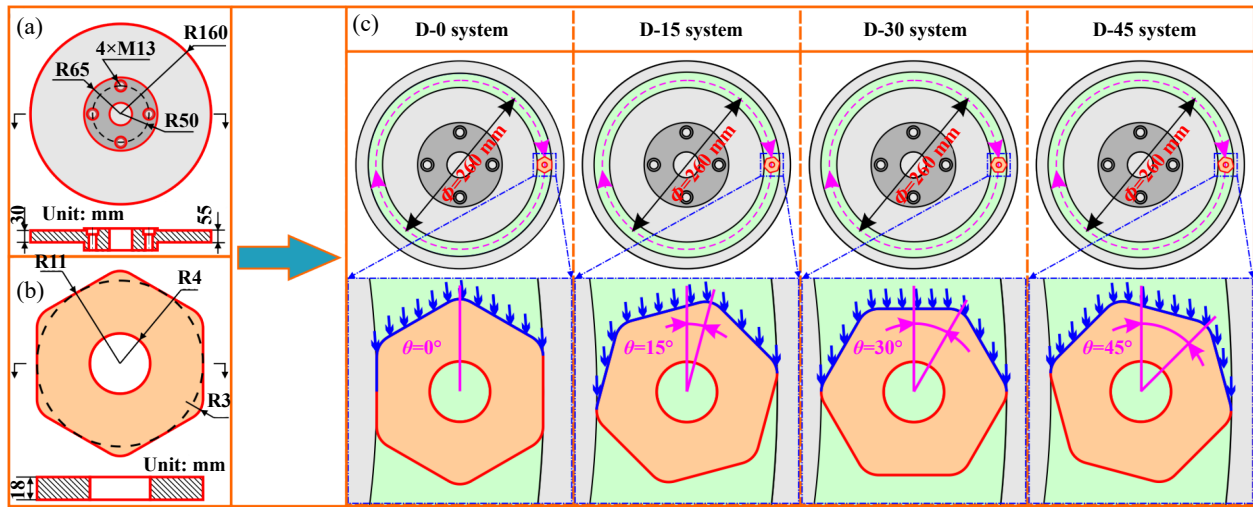


Fig. 2 (a) Schematic diagram of the shape and dimensions of the brake disc and (b) friction block specimen, (c) schematic diagram of the installation direction

图2 (a)制动盘和(b)摩擦块试样形状尺寸示意图, (c)安装方向示意图

由于黏滑振动在低速重载的工况下更容易发生, 结合初始试验中不同工况得到的初步结果, 在正式试验过程中将制动盘转速设置为3 r/min, 制动压力为300 N. 试验采用拖曳制动方式, 每组测试持续时间为600 s. 每组试验重复进行5次, 以确保试验结果和数据的稳定性和可靠性. 待制动盘和摩擦块冷却至室温后再进行下一组测试. 在试验过程中, 保持实验室的环境温度在 $22\sim 27^\circ\text{C}$ 范围内, 相对湿度在 $60\pm 12\%$  RH范围内.

### 1.3 有限元模型

为了提高仿真计算的效率和收敛性, 利用Abaqus软件对试验装置进行简化处理并建立有限元模型, 该模型只考虑摩擦接触部分的关键部件. 模型中各部件的材料、尺寸、运动形式、连接方式以及边界条件的约束均与试验台保持一致. 建立的有限元模型如图3(a)所示. 模型的主要部件包括: 制动盘、摩擦块、夹具、弹簧钢片、力臂和夹钳座. 为了保证计算的收敛性和准确性, 采用六面体网格单元(C3D8R)对各个部件进行网格划分, 网格类型均采用“3D stress”, 划分网格后的模型如图3(b)所示. 模型中各部件的材料参数以

及单元数列于表1中.

根据该有限元模型中各部件真实约束情况, 定义制动盘与摩擦块之间、力臂与夹具之间以及夹钳座与力臂之间的接触均为面-面接触, 并在这3组接触中分别将制动盘、力臂和夹钳座设置为主面, 从面为与其对应部件的接触面. 对夹钳座完全固定约束, 夹具与力臂、力臂与夹钳座之间均通过施加铰链约束, 弹簧钢片与力臂、摩擦块与夹具之间均采用Tie连接. 将制动盘耦合至制动盘质心位置的参考点, 仅保留参考点绕X轴的旋转自由度, 约束其他5个自由度, 并将参考点绕Z轴的转速设置为3 r/min. 在2条力臂的末端分别施加沿Z轴方向, 大小为300 N的集中力.

## 2 试验结果及分析

### 2.1 振动信号分析

对采集的5组重复试验数据预处理时发现5组信号的强度和特性均相同, 因此选取5组数据中任意1组数据在1个采样周期内的切向速度信号进行分析, 如图4(a)所示. 从图4(a)中可以看出, 4种制动系统的切向速度信号在1个采样周期内均比较稳定, 无明显的波

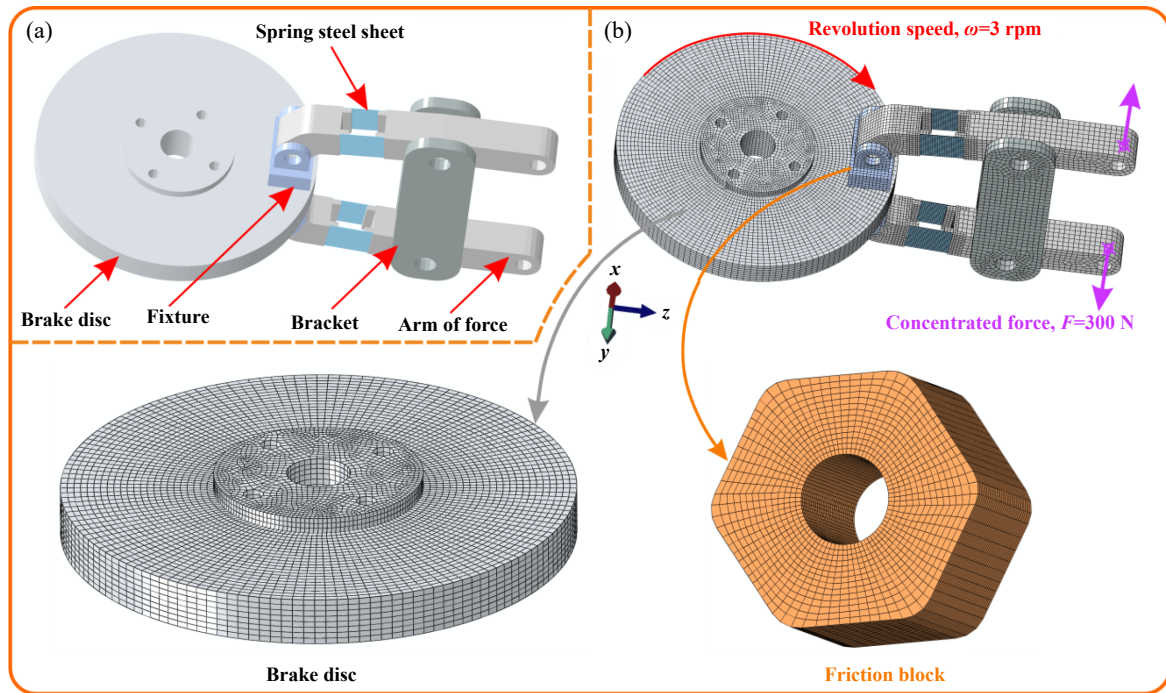


Fig. 3 3D model of the test rig: (a) FE model and (b) meshing and its boundary conditions  
 图 3 试验装置三维模型: (a)有限元模型和(b)网格划分及其边界条件

表 1 零部件材料参数及单元数

Table 1 The material parameters and elements of components

Parts	Density/(kg/m <sup>3</sup> )	Young's modulus/GPa	Poisson's ratio	Elements
Brake disc	7 850	210	0.3	13 366
Friction block	5 200	6.5	0.29	10 350
Friction block fixture	7 800	200	0.3	2 938
Arm of force	7 900	190	0.3	4 933
Bracket	7 900	190	0.3	2 164
Spring steel sheet	7 850	198	0.23	500

动, 说明所选取的试验结果能代表各个系统稳定状态下的响应. 其中, D-30系统表现出最稳定且幅值最小的振动响应, D-15系统次之, 而D-45系统则表现出幅值最大的振动响应, 这从4种系统振动信号的均方根值也能体现出来. 为了进一步比较4种制动系统切向速度响应的区别, 提取稳定阶段300~300.5 s的数据进行展示. 可以看出, 4种制动系统均表现出了黏滑振动现象, 且黏着的时间长度要明显小于滑动的时间长度. 4种系统除了切向速度的幅值存在明显的区别外, 黏滑出现的周期也有所区别.

为了更清晰地表征4种系统的黏滑振动特性, 对切向速度信号进行积分, 得到相应的位移信号, 从而绘制图4(b)所示的4种系统的相图. 可以看出D-30系统表现出最小的滑动位移, 而D-45系统表现出最大的滑动位移, 接近为D-30系统的2倍. D-0系统和D-15系统

相差不大, 且介于D-30系统和D-45系统之间. 越小的相图表明越微弱的黏滑振动, 相图越大则表明黏滑振动越强烈, 所以, 六边形摩擦块安装方向对系统黏滑振动的强度存在较为明显的影响. 对图4(a)中展示的各个制动系统的速度信号进行快速傅里叶变换(FFT), 其中速度信号采样频率为5 kHz, 结果如图5所示. 从图5中可以看出, 4种制动系统的频率成分仅存在微小差别, 且均表现为低频的谐波响应特性. 因此, 表明摩擦块安装方向在低速重载的工况下对结构的固有特性和黏滑振动的频率响应没有显著影响. 另外, 也说明黏滑振动是1种低频的振动现象, 与高频的摩擦自激振动存在差异.

## 2.2 振动噪声信号分析

为了避免背景噪声对试验噪声信号的干扰, 对采集的4种制动系统噪声时域信号进行低通滤波处

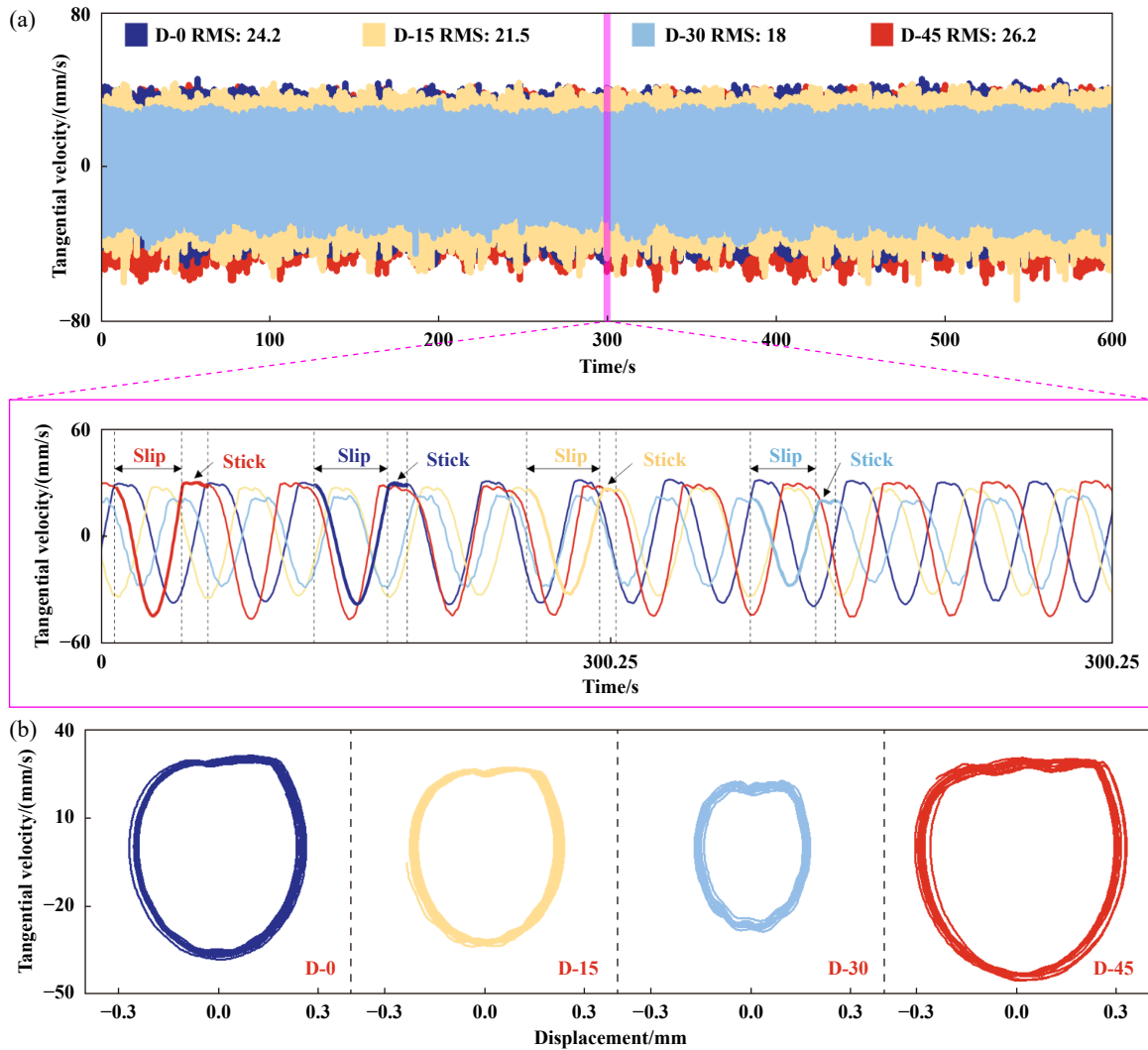


Fig. 4 The vibration signals of different systems: (a) velocity signal and (b) the velocity-displacement phase diagram

图 4 不同系统振动信号: (a)速度信号和(b)速度-位移相图

理, 仅保留 50 Hz 以下的频率分量, 并计算其均方根值 (RMS), 同时对滤波后的噪声信号进行 FFT 变换, 结果如图 6 所示. 可以看出, 不同制动系统的噪声在频域上均存在 1 个明显的主频, 且这 4 个主频与图 5 所展示的黏滑振动的主频非常接近, 表明滤波后的噪声信号是由黏滑振动引起的, 进而可在时域信号上分析摩擦块安装方向对系统振动噪声的影响. 相比而言, D-30 系统的声压信号最平稳, 且均方根值最小, 表明该系统因发生黏滑振动而产生的噪音强度最低, 而 D-45 系统的噪声最强烈. 另外, 4 种制动系统噪声时域信号的强弱与对应的黏滑振动强度相吻合.

### 3 仿真结果及分析

#### 3.1 模态分析

在试验过程中发现结构的变形主要发生在弹簧

钢片上, 因此对 4 种制动系统进行模态分析, 以确定弹簧钢片的固有结构特性. 模态分析的结果如图 7 所示, 与试验中观察到的现象一致, 结构的主要变形均发生在弹簧钢片处. 提取弹簧钢片的第 1 阶模态振型, 可以看出 4 种制动系统中弹簧钢片的模态振型均主要以 Y 方向的变形为主, 变形程度也有所差异. D-45 系统表现出最大的变形程度, 而 D-30 系统的变形量最小. 虽然 4 种制动系统所采用弹簧钢片的材料属性和规格均相同, 但仿真结果显示: 其第 1 阶频率略有不同, 而第 1 阶振型模态振型在夹钳部位有明显不同, 这种差异可能是由于摩擦块安装方向的不同, 导致接触状态和接触刚度发生一定变化, 进而影响了结构的变形程度出现差异. 4 种制动系统模态分析的第 1 阶固有频率分别为 22.34、22.58、25.05 和 20.62 Hz, 属于低频振动, 并且仿真得到的固有频率与试验结果得到的 4 种制动



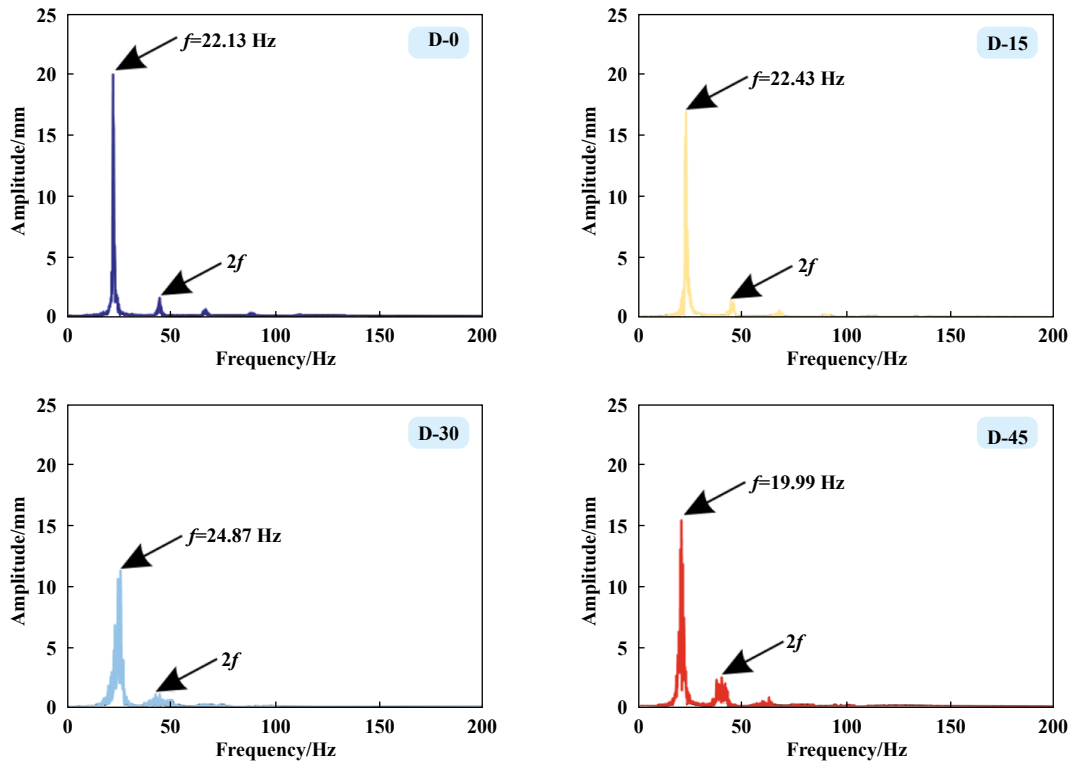


Fig. 5 FFT analysis of tangential velocity signals of different systems

图 5 不同系统切向速度信号FFT分析

系统黏滑振动的频率相近. 这也进一步验证了黏滑振动是由弹簧钢片变形导致的低频振动.

### 3.2 磨损仿真

本文中将 Archard 磨损模型嵌入到 ABAQUS 的 UMESHMOTION 磨损子程序中, 结合 ALE 自适应网格技术对网格刷新迭代, 在静力通用分析步中调用磨损子程序以完成整个磨损仿真过程. 其中使用的 Archard 磨损公式<sup>[20]</sup>形式为

$$\Delta h = k \cdot p \cdot \Delta s \quad (1)$$

式中,  $\Delta h$  为磨损深度,  $k$  为无量纲的磨损系数,  $p$  为节点上受到的法向接触压力,  $\Delta s$  为磨损距离, 每次磨损结束后节点  $N_i$  的磨损量为

$$\Delta h_i = k \cdot p_i \cdot \sqrt{(x_i + y_i)^2} \cdot \omega \cdot t \quad (2)$$

式中,  $\Delta h_i$  为节点在第  $i$  次磨损时的磨损量,  $p_i$  为节点在第  $i$  次磨损时受到的法向接触压力,  $x_i$  和  $y_i$  为节点在第  $i$  次磨损时在制动盘法向平面上相对于制动盘圆心的坐标,  $\omega$  为节点的角速度,  $t$  为磨损时间. 在保证计算精度的前提下提高计算效率, 定义 1 个新的无量纲系数  $K$ , 本文中选取  $K=1 \times 10^{-6}$ <sup>[13]</sup>, 则式(2)又可以写为

$$\Delta h_i = K \cdot p_i \cdot \sqrt{(x_i + y_i)^2} \quad (3)$$

图8展示了4种制动系统在7 s内的磨损过程中摩擦块与制动盘接触面积的变化曲线, 其中摩擦块表面原始面积(即名义面积)为  $365.995 \text{ mm}^2$ . 在①时刻, 摩擦块受到载荷作用, 同时制动盘保持即将转动且转速为0的状态, 此时摩擦块与制动盘的接触面积等于摩擦块原始表面积. 在②时刻, 制动盘已达到设置的转速, 此时摩擦块与制动盘的接触面积略微减少, 这主要是由制动盘与摩擦块之间存在的切向滑移导致接触状态的变化引起的. 在②时刻之后, 4种制动系统摩擦块的接触面积随着磨损的进行而不断发生变化.

为了更清晰地对比有无磨损的区别, 计算了未考虑磨损的制动系统的接触面积作为对照. 随着计算时间的不断增加, 未考虑磨损的制动系统的接触面积在②时刻后一直保持恒定值不变, 而考虑磨损的44种制动系统的接触面积均出现了减小的现象. 在7 s时, 4种考虑磨损的制动系统的接触面积出现了明显的区别. D-30系统具有最大的接触面积, D-45系统具有最小的接触面积, 而D-0和D-15系统的接触面积位于上述两者之间, 且区别不大. 这表明D-30系统具有最小的磨损面积, 从而具有最好的接触状态; 而D-45系统磨损面积最大, 从而接触状态也最差.

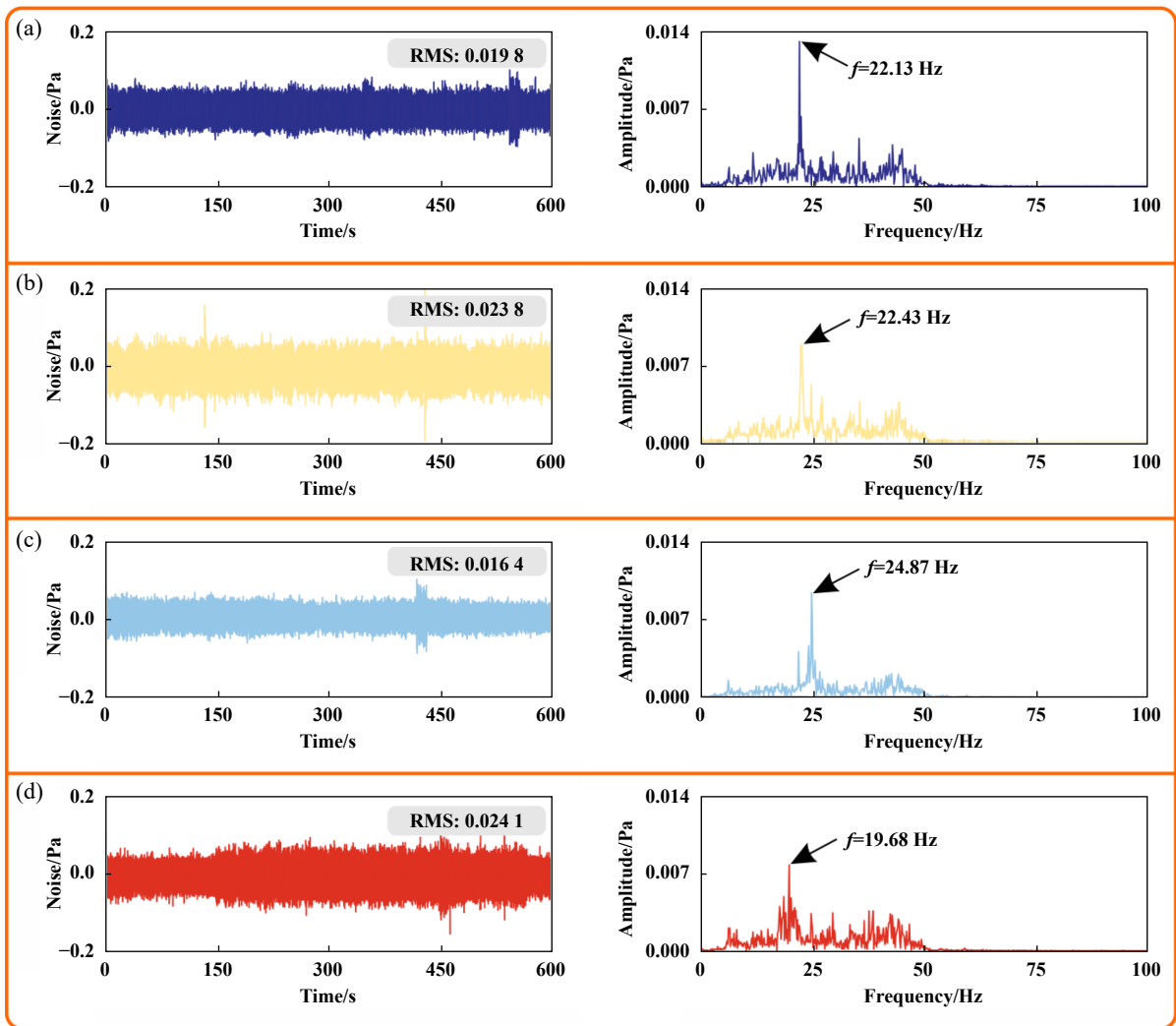


Fig. 6 Noise time domain signals of different systems and their FFT analysis: (a) D-0 system, (b) D-15 system, (c) D-30 system and (d) D-45 system

图 6 不同系统的噪声时域信号及其FFT分析: (a) D-0系统; (b) D-15系统; (c) D-30系统和(d) D-45系统

分别提取4种制动系统摩擦块在第7 s时的接触状态云图,如图9所示.考虑磨损和未考虑磨损这两种情况下摩擦块表面接触状态存在明显区别,4种制动系统在考虑磨损情况下非接触部分的面积要远大于未考虑磨损情况下非接触部分的面积.这表明考虑磨损后4种制动系统摩擦块的接触状态均要差于未考虑磨损的情况.对4种制动系统而言,考虑磨损后摩擦块的接触状态也有所不同.D-45系统的接触部分面积最小,而D-30系统的接触部分面积最大,与图8所展示的结果相对应.

图10所示为4种制动系统在磨损时间为7 s时摩擦块表面的接触压力云图和磨损深度.从图10中可以看出,4种制动系统摩擦块表面的接触压力分布趋势相似,主要集中在切入端,并从切入端到切出端呈现递减的趋势.在接触压力集中区域磨损量也较大,且磨

损量从切入端到切出端表现出与接触压力相同的趋势.切入端磨损量多,切出端磨损量少,表明摩擦块接触表面上发生了偏磨现象.从图10的磨损云图中可以看出,D-45系统摩擦块切入端的磨损深度最大,D-30系统摩擦块切入端的磨损深度最小,而其他2种制动系统切入端磨损深度相似,介于D-45和D-30系统之间.4种制动系统的摩擦块在切出端表现出相似的磨损深度,因此切入端的磨损深度决定了D-45系统具有最大的偏磨角.另外,从磨损云图可以看出D-30系统接触压力和磨损量的分布要比其他3种制动系统更均匀,磨损量从切入端到切出端过度的更平顺.这也验证了D-30系统摩擦块表面具有较好的接触状态.可见,仿真中4种方向角对应的接触面积、接触压力之间的变化规律与相同方向角对应黏滑振动的试验结果变化趋势规律遵循着同样的科学原理.

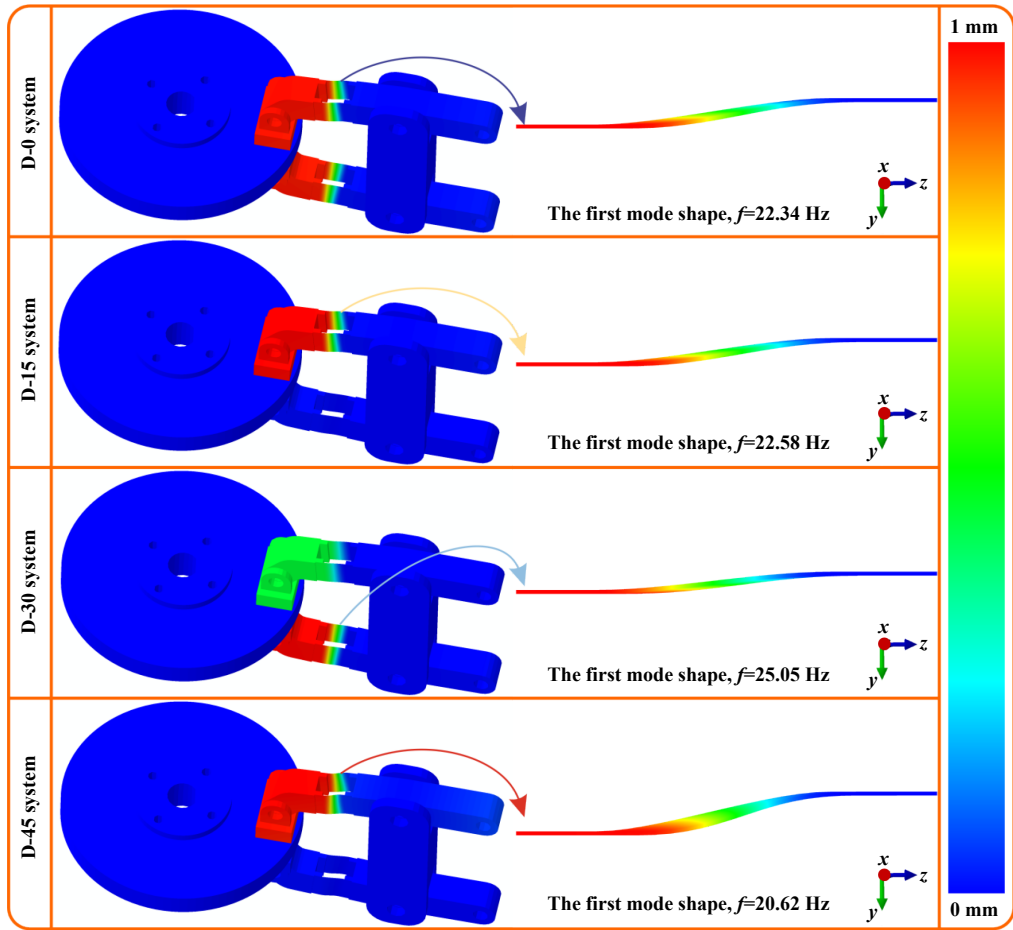


Fig. 7 The first natural frequency and corresponding mode shapes of finite element models of different brake systems  
图 7 不同制动系统有限元模型第1阶固有频率和相应的振型

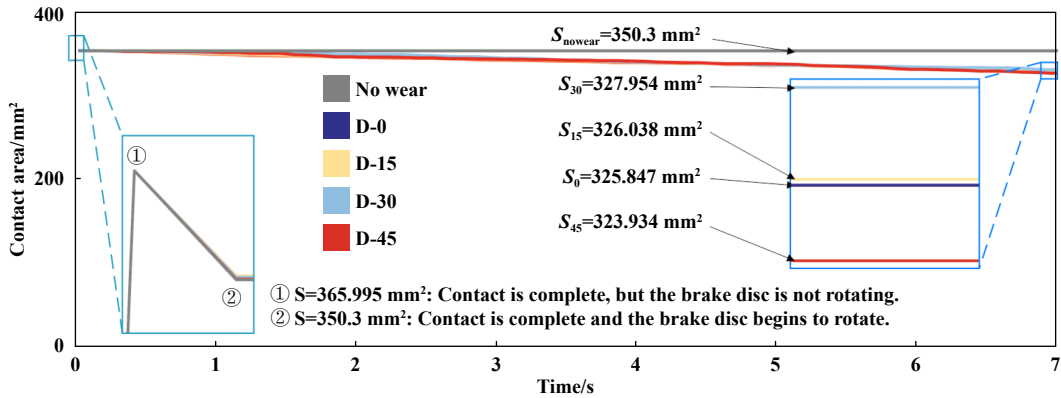


Fig. 8 The curves of the contact area between friction block and brake disc during the wear process of different brake systems within 7 s  
图 8 不同制动系统在7 s内的磨损过程中摩擦块与制动盘接触面积的变化曲线

从图10可以看出, 对于D-30系统的摩擦块, 相对线性速度几乎垂直于切入段边缘, 从直觉上看, 是接触压力最小的情况, 也就是接触压力分布相对最均匀的情况, 对应着最小磨损程度, 进而产生最低黏滑振动幅度。

#### 4 结论

a. 六边形摩擦块安装方向会影响连接部件的变形程度, 进而对界面接触状态和动力学行为产生影响, 使得制动系统产生了不同强度和频率的黏滑振动和噪声。



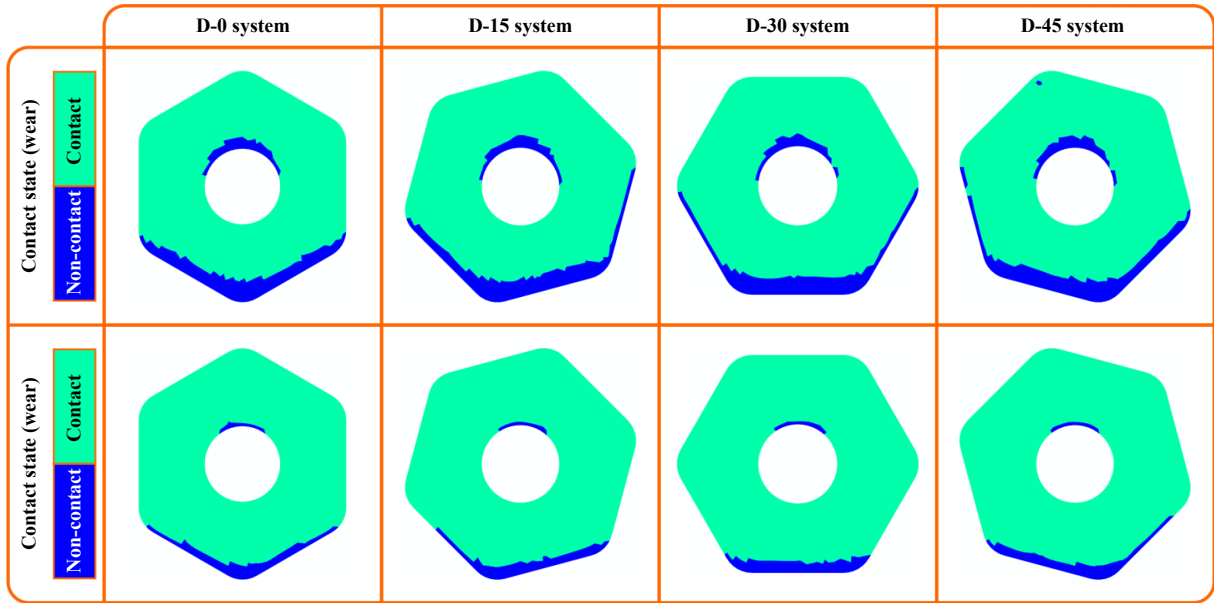


Fig. 9 Cloud chart of the contact state of friction block at the 7th second for different brake systems

图 9 不同制动系统摩擦块在第7秒时的接触状态云图

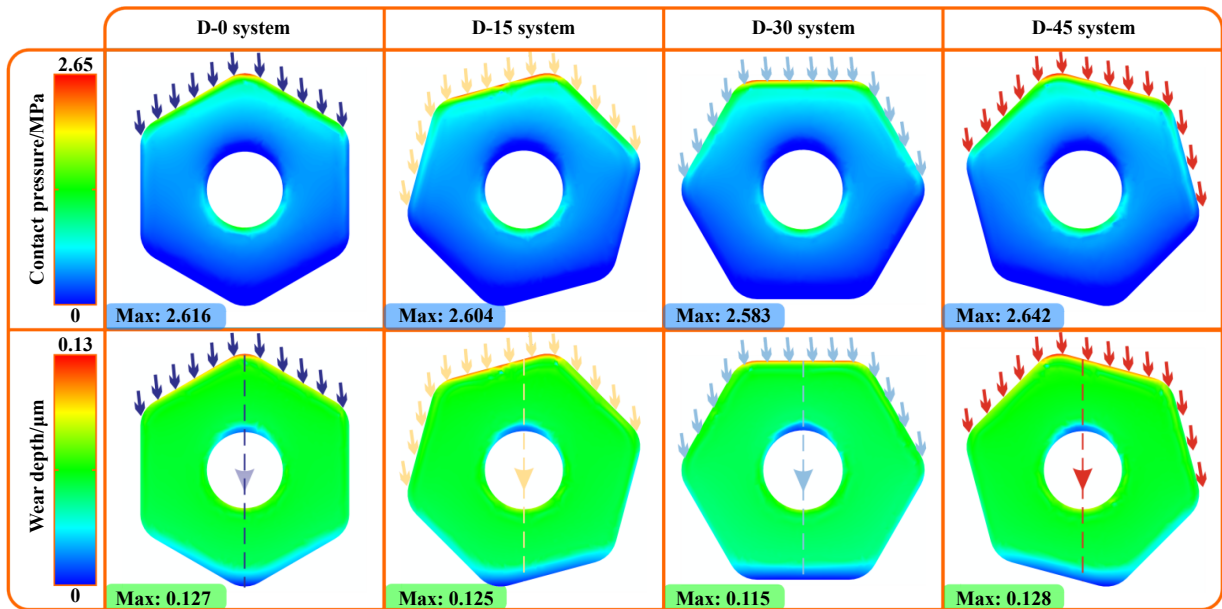


Fig. 10 The contact pressure and wear depth of friction block surface for different brake systems with wear time of 7s

图 10 不同制动系统在磨损时间为7 s时摩擦块表面的接触压力和磨损深度云图

b. 黏-滑振动幅度最小, 摩擦块接触面积最大, 接触压力最小, 磨损程度最低的安装方向是30度角, 也就是相对线性速度在切入端最接近于垂直摩擦块边缘的布置。

c. 在高速列车制动闸片的设计过程中, 应综合考虑摩擦块安装方向对系统低频黏滑振动特性的影响, 以保证制动界面呈现良好的接触状态和磨损性能, 从而使制动系统表现出更友好的振动特性。

## 参考文献

- [1] Leine R I, van Campen D H, de Kraker A, et al. Stick-slip vibrations induced by alternate friction models[J]. *Nonlinear Dynamics*, 1998, 16(1): 41–54. doi:10.1023/A: 1008289604683. doi: 10.1023/A: 1008289604683.
- [2] Lima R, Sampaio R. Parametric analysis of the statistical model of the stick-slip process[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 397: 141–151. doi: 10.1016/j.jsv.2017.02.046.
- [3] Popp K, Stelzer P. Stick-slip vibrations and chaos[J]. *Philosophical*

- Transactions of the Royal Society of London Series A: Physical and Engineering Sciences, 1990, 332(1624): 89–105. doi: [10.1098/rsta.1990.0102](https://doi.org/10.1098/rsta.1990.0102).
- [4] Wu Qian, Feng Zhihua, Feng Hongsheng, et al. Characteristics and mechanism of scrooping sound of silk[J]. Basic Sciences Journal of Textile Universities, 1991, 4(3): 234–244 (in Chinese) [武谦, 冯志华, 冯鸿生, 等. 丝鸣的特征和机理[J]. 纺织基础科学学报, 1991, 4(3): 234–244].
- [5] Jearsiripongkul T, Hochlenert D. Disk brake squeal: modeling and active control[C]//2006 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics. Bangkok, Thailand. IEEE, 2006: 1–5. doi: [10.1109/RAMECH.2006.252698](https://doi.org/10.1109/RAMECH.2006.252698).
- [6] Jerrelind J, Stensson A. Nonlinear dynamics of parts in engineering systems[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2000, 11(15): 2413–2428. doi: [10.1016/s0960-0779\(00\)00016-3](https://doi.org/10.1016/s0960-0779(00)00016-3).
- [7] Wang Jianping, Wang Dingfeng, Wang Xiongfei, et al. Analysis of drilling string stick-slip phenomenon and application of soft torque system in Changbei gas field[J]. Petrochemical Industry Application, 2012, 31(12): 51–55 (in Chinese) [王建平, 王定峰, 王雄飞, 等. 钻具粘滑现象分析及软扭矩系统在长北气田的应用[J]. 石油化工应用, 2012, 31(12): 51–55].
- [8] Fuadi Z, Maegawa S, Nakano K, et al. Map of low-frequency stick-slip of a creep groan[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(12): 1235–1246. doi: [10.1243/13506501jet834](https://doi.org/10.1243/13506501jet834).
- [9] Wang Xiaocui, Mo Jiliang, Ouyang Huajiang, et al. The effects of grooved rubber blocks on stick-slip and wear behaviours[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(11): 2939–2954. doi: [10.1177/0954407018811039](https://doi.org/10.1177/0954407018811039).
- [10] Liu Ningyu, Ouyang Huajiang. Friction-induced vibration of a slider-on-rotating-disc system considering uniform and non-uniform friction characteristics with bi-stability[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 164: 108222. doi: [10.1016/j.ymsp.2021.108222](https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2021.108222).
- [11] Abu Bakar A R, Ouyang H, James S, et al. Finite element analysis of wear and its effect on squeal generation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008, 222(7): 1153–1165. doi: [10.1243/09544070jauto536](https://doi.org/10.1243/09544070jauto536).
- [12] Xiang Zaiyu, Fan Zhiyong, Liu Qi'ang, et al. Effect of brake pad friction block shape on tribological behavior of brake interface of high-speed train[J]. Tribology, 2021, 41(1): 95–104 (in Chinese) [项载毓, 范志勇, 刘启昂, 等. 高速列车制动闸片摩擦块形状对制动界面摩擦学行为的影响[J]. 摩擦学学报, 2021, 41(1): 95–104]. doi: [10.16078/j.tribology.2020038](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020038).
- [13] Xiang Z Y, Mo J L, Qian H H, et al. The effect of the friction block installation direction on the tribological behavior and vibrational response of the high-speed train brake interface[J]. Wear, 2021, 484–485: 204049. doi: [10.1016/j.wear.2021.204049](https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.204049).
- [14] Fang Hairong, Ding Wangcai, Sun Qiguo. Nonlinear dynamics of vehicle system with piecewise linear viscous and dry friction damping[J]. Tribology, 2004, 24(6): 545–549 (in Chinese) [方海容, 丁旺才, 孙启国. 伴随变阻尼作用的干摩擦下的车辆系统非线性动力学分析[J]. 摩擦学学报, 2004, 24(6): 545–549]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2004.06.014](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2004.06.014).
- [15] Zhu Y G, Wang R L, Xiang Z Y, et al. The effect of dynamic normal force on the stick-slip vibration characteristics[J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 110(1): 69–93. doi: [10.1007/s11071-022-07614-0](https://doi.org/10.1007/s11071-022-07614-0).
- [16] Thomsen J J, Fidlin A. Analytical approximations for stick-slip vibration amplitudes[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003, 38(3): 389–403. doi: [10.1016/s0020-7462\(01\)00073-7](https://doi.org/10.1016/s0020-7462(01)00073-7).
- [17] Sui Xin, Ding Qian. Influences of contact stiffness on the time and frequency responses of a brake pad in a frictional system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(8): 198–202 (in Chinese) [隋鑫, 丁千. 接触刚度对制动摩擦块时域-频域响应的影响[J]. 振动与冲击, 2019, 38(8): 198–202]. doi: [10.13465/j.cnki.jvs.2019.08.030](https://doi.org/10.13465/j.cnki.jvs.2019.08.030).
- [18] Nakano K. Two dimensionless parameters controlling the occurrence of stick-slip motion in a 1-DOF system with Coulomb friction[J]. Tribology Letters, 2006, 24(2): 91–98. doi: [10.1007/s11249-006-9107-7](https://doi.org/10.1007/s11249-006-9107-7).
- [19] Shi Wenbin, Xiao Han, Cui Kunjie, et al. Effect of micro-groove textures on the “stick-slip” behaviors of tribology of soft materials[J]. Tribology, 2024, 44(1): 70–77 (in Chinese) [施文斌, 肖汉, 崔坤杰, 等. 微沟槽结构设计对PDMS表面黏-滑摩擦学行为的影响[J]. 摩擦学学报(中英文), 2024, 44(1): 70–77]. doi: [10.16078/j.tribology.2022186](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2022186).
- [20] Archard J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8): 981–988. doi: [10.1063/1.1721448](https://doi.org/10.1063/1.1721448).