

汽车制动盘高精度有限元建模及试验研究^{*}

方彦奎 钟玉华 吴彦鑫

(华南理工大学广州学院 汽车与交通工程学院 广州 510800)

摘要: 为提高汽车制动盘的建模精度,分别采用3类单元建立制动盘有限元模型。通过计算与试验获得制动盘前六阶固有频率,对比发现采用四面体、1阶和2阶六面体单元建立的有限元模型与测试所得的前六阶固有频率误差分别小于9%、2%和7%。进而对比1阶六面体有限元模型计算与测试振型,并对其进行约束模态分析。结果表明,计算与测试所得制动盘前六阶振型基本一致,有限元模型建立准确可靠;3种不同的单元建模精度从高至低分别为1阶六面体,2阶六面体,四面体;制动盘约束边界条件存在三对复模态,制动系统设计时应予以关注。研究方法对提高制动盘有限元建模精度具有一定的参考意义。

关键词: 制动盘;有限元建模;模态试验;约束模态分析

中图分类号: U463.5 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.99

High precision finite element modeling and test research of automotive brake disc

Fang Yankui Zhong Yuhua Wu Yanxin

(College of Automotive and Traffic Engineering, Guangzhou College of South China University of Technology, Guangzhou 510800, China)

Abstract: In order to improve the modeling accuracy of automobile brake disc, three kinds of elements were used to establish the finite element model of brake disc. The first six order natural frequencies of the brake disc were obtained by calculation and test. It is found that the errors of the first six order natural frequencies between the finite element model established by using tetrahedral, 1-order and 2-order hexahedron elements are less than 9%, 2% and 7% respectively. Then, the mode shapes of the first order hexahedron finite element model were compared, and the constrained modal analysis was carried out. The results show that the first six modes shapes of brake disc obtained by calculation and test are basically consistent, and the finite element model is accurate and reliable, the modeling accuracy of three different elements from high to low are 1-order hexahedron, 2-order hexahedron and tetrahedron respectively, three pairs of complex modes exist in the brake disc restraint boundary condition and attention should be paid to the design of brake system. The research method has certain reference significance to improve the accuracy of brake disc finite element.

Keywords: brake disc; finite element modeling; modal test; constrained modal analysis

0 引言

汽车振动噪声作为衡量汽车舒适性的主要指标之一^[1-2]。盘式制动器由制动盘、制动钳、制动片、油管组成。在汽车制动过程,制动系统可能会发生模态耦合现象,即制动盘与制动系统其他部件固有频率接近或相等时,会产生共振的现象,从而影响汽车的舒适性能^[3]。有限元仿真在结构振动特性分析得到广泛的运用^[4-5]。而制动盘建模精度关系仿真结果的准确性。

学者们为避免盘式制动器制动噪声的产生,提高系统制动稳定性,提高汽车舒适性,采用仿真计算的方法进行深入的研究。吴帅等^[6]利用 ABAQUS 软件建立复模态分析有限元模型进行分析,解决某车型制动过程中产生异响的问题。高昱斌等^[7]建立制动系统有限元模型,并进行实模态和复模态分析,通过试验判定制动噪声产生对应的模态频率。田睿等^[8]采用序列二次规划算法对制动盘结构进行优化,改变制动器的固有频率,从而较好地抑制制动噪声的产生。李小鹏等^[9]建立制动系统动力学仿真模型,分析了

收稿日期:2020-11-18

^{*} 基金项目:广东省特色创新项目(自然科学类)(2020KTSCX204)资助

制动系统几何参数对制动颤振的影响。王文竹等^[10]为解决某轿车制动异响等问题,建立制动系统仿真模型,通过试验验证所建模型准确性,并预测系统的不稳定模态。

根据研究现状对于制动盘在制动过程可能产生制动尖叫的问题,多是采用有限元分析方法。但对有限元建模采用何种单元较少涉及,而采用不同的单元建立有限模型对分析结果及计算精度有较大的影响。本文以汽车制动盘为研究对象,探索采用四面体单元、1 阶和 2 阶六面体单元,进行制动盘有限元建模并进行自由模态分析,并采用模态试验的方法验证不同建模方法前六阶固有频率相对误差(对比之前采用 MAC 判定准则判定试验数据的可靠性)。进而利用误差较小的有限模型计算模态振型,通过比较计算与试验所得振型趋势的一致性,进一步验证有限模型是否准确。利用验证的制动盘计算模型,对其进行约束条件模态分析,为汽车制动器其他部件设计提供参考,避免共振现象产生。

1 制动盘有限元模型建立

为了提升有限元计算分析效率,采用 Hypermesh 有限元分析前处理软件对制动盘圆角,定位孔等进行简化处理,去除非必要的几何特征。分别采用四面体单元、1 阶和 2 阶六面体单元进行网格划分,建立制动盘四面体、1 阶和 2 阶六面体单元的有限元模型,节点数量分别为 1 459、3 870、1 3645 个,单元数目分别 4 057、2 500、2 500。赋予制动盘材料属性如表 1 所示。建立制动盘有限元模型,如图 1 所示。

表 1 制动盘材料属性

参数	数值
密度/(t · mm ⁻³)	7.2×10^{-9}
弹性模量/MPa	1.05×10^5
泊松比	0.25

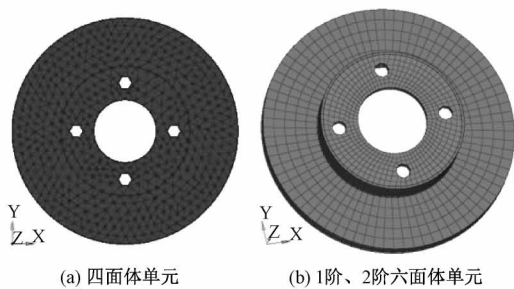


图 1 不同单元建立的制动盘有限元模型

2 制动盘模态试验

2.1 模态试验系统设计

为了验证不同单元类型有限元分析建模精度,采用模态试验的方法获取制动盘模态参数^[11-12],建立制动盘模态

分析系统。采用 3 块软海绵支撑制动盘,模态试验系统如图 2 所示。考虑到制动盘为对称结构,避免漏阶,从盘面至盘帽每圈均匀布置 20 个测点(逆时针顺序标号),共 6 圈 120 个测点,在 LMS Test. Lab 软件建立制动盘模态测试模型,如图 3 所示。

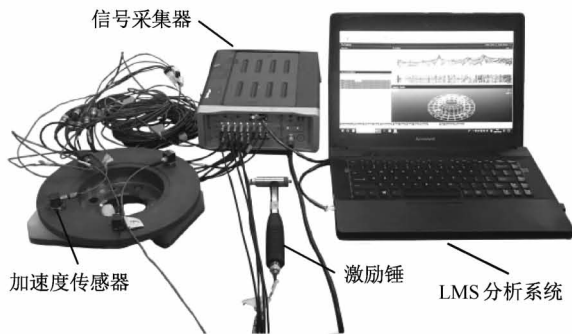


图 2 模态试验系统

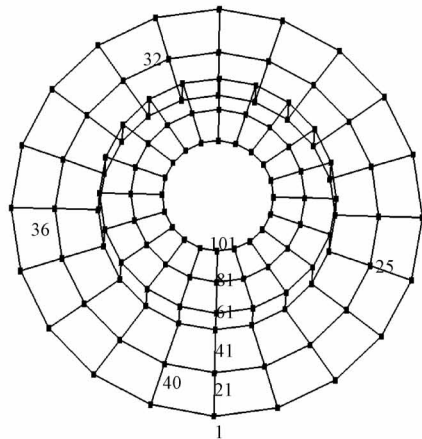


图 3 制动盘动态特性测试模型

2.2 试验方法

制动盘模态试验采用 4 个三向加速度传感器固定安装在 25、32、36、40 测试点,采集 Z 向加速度信号,然后移动力锤对其余测点进行敲击(每个测点敲击 3 次),获取敲击点与测点之间的频响数。

2.3 制动盘模态参数拾取

为获得制动盘固有频率、振型,需从试验数据中提取模态参数^[13-14]。选择试验所得频响函数 FRF,试验所得各点频响函数如图 4 所示。对所得频响函数进行拟合,得到 SUM_FRF 函数,如图 5 所示。在稳态图中识别关心频率范围内极点,获得制动盘固有频率。试验所得制动盘稳态图,如图 6 所示。在稳态图中曲线波峰处拾取制动盘固有频率,试验前六阶固有频率如表 3 第二列所示。

3 制动盘计算与试验数据分析

根据现有研究,在验证制动盘有限元模型准确性方面主要集中在对计算与试验所得的固有频率进行对比,计算

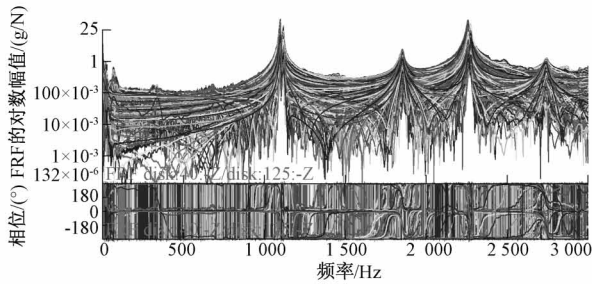


图4 各测点频响应函数

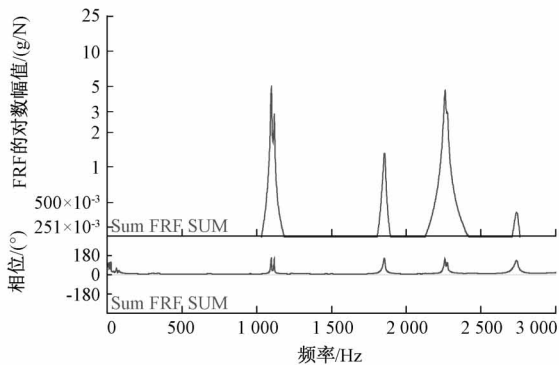


图5 SUM_FRF 函数

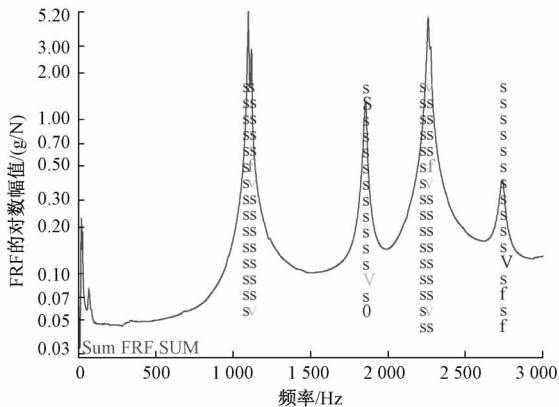


图6 模态测试稳态图

两者的相对误差值 $<10\%$,均认为所建立有限元模型准确可靠。本文采用模态判定准则 MAC 对试验结果可靠性进行判定,前六阶固有频率非对角元素振型向量相关性均 $<10\%$,接着对计算与试验所得制动盘固有频率结果进行比对,发现采用 1 阶六面体单元建立的有限元模型计算与试验所各阶固有频率相对误差 $<2\%$,并对计算与试验所得振型进行比对,从而验证采用 1 阶六面体单元建立的制动盘有限元模型更可靠,精度更高。计算与试验数据所得更具说服力。

3.1 试验结果验证

模态试验结果准确与否关乎试验方法是否可信,一般采用直观法(振型观测)、模态判定准则(MAC)。为了验证试验所得的模态参数的准确性,采用 MAC 对试验结果进

行判别。MAC 可评价两个振型向量之间的相关性,MAC 值为 0,说明两个振型向量相关性小,MAC 值为 100%,说明两个振型向量相似。试验所得 MAC 矩阵如图 7 所示。由图 7 可知,在 MAC 矩阵中非对角元素值应基本为 0 或小于 10%,对角元素 MAC 值为 100%,说明试验结果可靠^[15]。

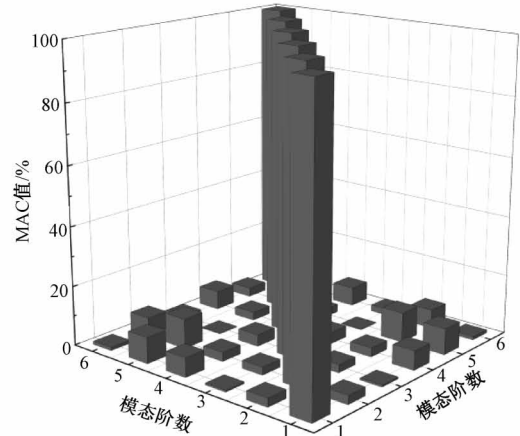


图7 MAC 值

3.2 制动盘固有频率对比

仿真计算得到的制动盘固有频率如表 2 所示,测试与计算固有所得制动盘固有频率相对误差如表 3 所示。由表 3 可知采用四面体单元、1 阶和 2 阶六面体单元建立制动有限元模型进行模态分析所得的前六阶固有频率与试验所得的固有频率误差分别小于 9%、2%和 7%,由此可见采用 1 阶六面体单元建立的有限元模型精度高于采用四面体、2 阶六面体单元的精度。

表2 固有频率计算

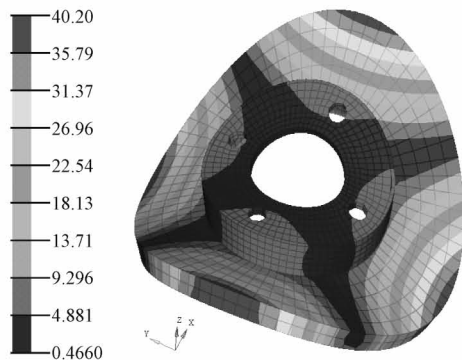
阶次	四面体单元法	1 阶六面体法	2 阶六面体法
	计算值/Hz	计算值/Hz	计算值/Hz
1	1 048.85	1 078.85	1 060.73
2	1 056.44	1 184.63	1 183.06
3	1 794.71	1 963.76	1 941.06
4	2 079.26	2 153.49	2 123.33
5	2 139.64	2 157.14	2 127.40
6	2 983.28	2 828.85	2 791.32

表3 测试与计算固有频率误差

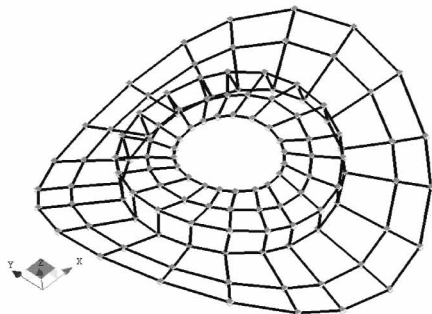
阶次	试验值/ Hz	四面体单元法 相对误差/ %	1 阶六面体 单元法相对 误差/%	2 阶单元法 相对误差/ %
1	1 095.12	4.23	1.65	3.14
2	1 122.92	5.92	0.14	5.36
3	1 857.39	3.37	1.22	4.50
4	2 256.95	7.87	1.34	5.92
5	2 281.15	6.20	1.30	6.74
6	2 738.30	8.95	1.37	1.94

3.3 制动盘振型对比

制动盘结构对称,存在重根模态,对制动盘振型分析,采用节圆-节径(m, n)的方法进行表述, m 表示节圆, n 表示节径。由制动盘自由模态频率仿真计算可知采用 1 阶六面体单元建立有限元模型精度更高,进而对制动盘自由模态计算、试验获得前 6 阶振型进行对比,以便进一步验证 1 阶单元建立的制动有限模型的可靠性,制动盘前 6 阶计算、测试振型,如图 8~13 所示。



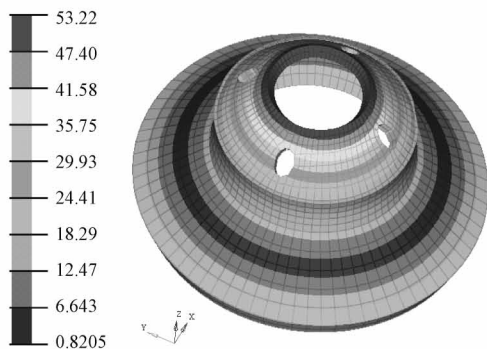
(a) 计算振型图



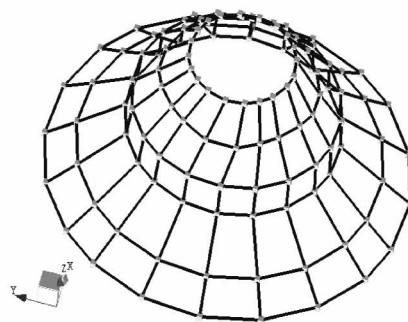
(b) 试验振型图

图 8 第 1 阶计算与测试振型对比图

由图 8 可知,采用节圆-节径的方法制动盘第 1 阶振型表述为(0,2),表示制动盘有 2 个节径的周向振动,两个节径相差 45° ,制动盘振动表现为盘面延 Z 轴方向的上下振动。通过对比计算振型和测试振型可知,计算与测试得到制动盘第 1 阶振型基本一致。

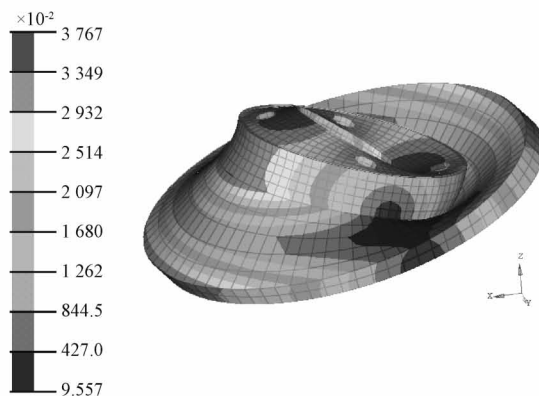


(a) 计算振型图

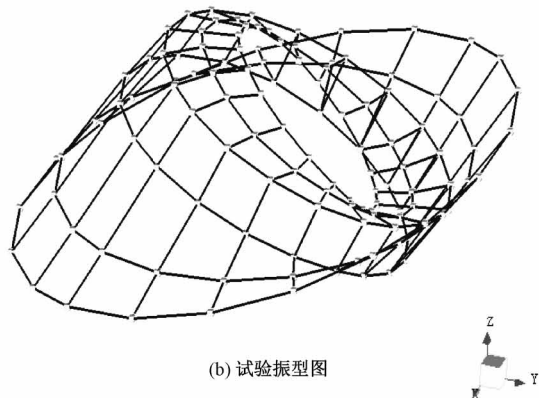


(b) 试验振型图

图 9 第 2 阶计算与测试振型对比图

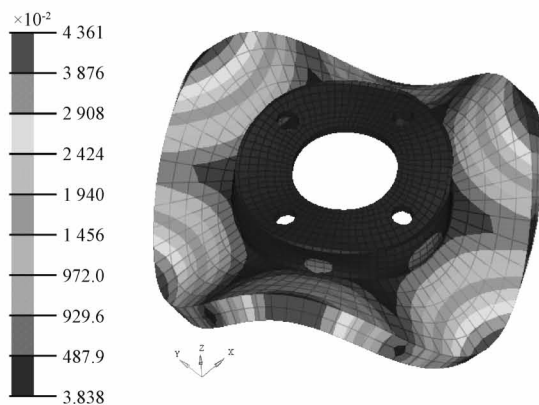


(a) 计算振型图

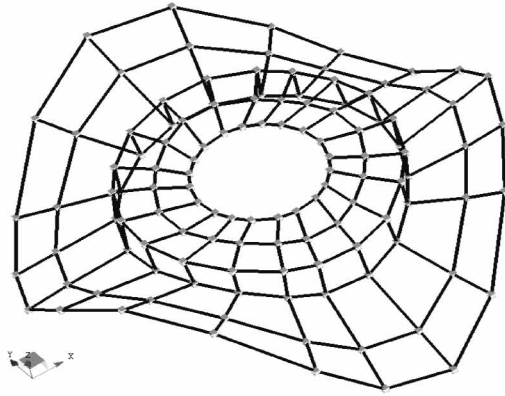


(b) 试验振型图

图 10 第 3 阶计算与测试振型对比图

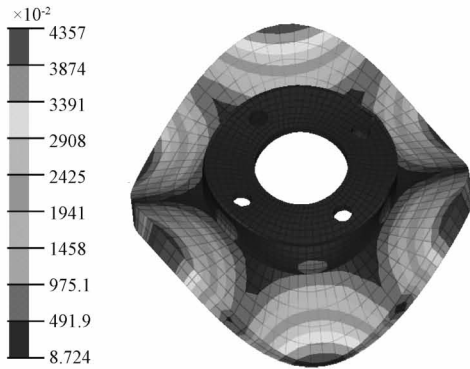


(a) 计算振型图

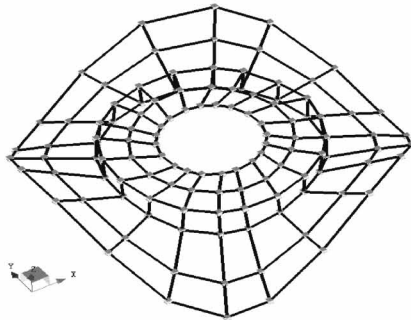


(b) 试验振型图

图 11 第 4 阶计算与测试振型对比图

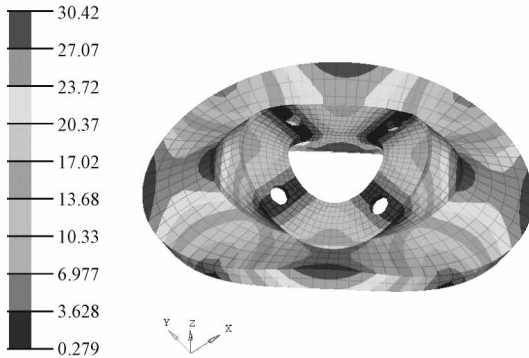


(a) 计算振型图

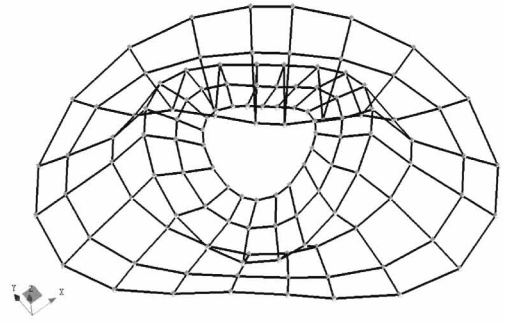


(b) 试验振型图

图 12 第 5 阶计算与测试振型对比图



(a) 计算振型图



(b) 试验振型图

图 13 第 6 阶计算与测试振型对比图

由图 9 可知,采用节圆-节径的方法制动盘第 2 阶振型表述为(1,0),表示制动盘有 1 个节圆的轴向振动,振动方向沿 Z 轴上下振动。通过对比计算振型和测试振型可知,计算与测试得到制动盘第 2 阶振型基本一致。

由图 10 可知,采用节圆-节径的方法制动盘第 3 阶振型表述为(1,1),表示制动有 1 个节圆轴向振动和 1 个节径周向振动,制动盘的振型表现为盘帽、盘面沿 Z 轴上下振动。通过对比计算振型和测试振型可知,计算与测试得到制动盘第 3 阶振型基本一致。

由图 11、12 可知,采用节圆-节径的方法制动盘第 4、5 阶振型表述为(0,3),表示制动盘有 3 个节径的轴向振动,3 个节径相差 30° ,制动盘振动表现为盘面延 Z 轴方向的上下振动。通过对比计算振型和测试振型可知,计算与测试得到制动盘第 4、5 阶振型基本一致。

由图 13 可知,采用节圆-节径的方法制动盘第 6 阶振型表述为(2,2),表示制动有 2 个节圆轴向振动和 2 个节径周向振动,制动盘的振型表现为盘面、盘帽沿 Z 轴上下摆动。通过对比计算振型和测试振型可知,计算与测试得到制动盘第 6 阶振型基本一致。

3.4 约束模态分析

制动盘是通过螺栓拧紧在轮毂上的,并随轮毂一起转动。因此对制动盘进行约束模态分析,需将对制动盘的 4 个螺栓孔进行约束,即约束其 x, y, z 3 个方向上的平动自由度。采用 RBE2 单元连接螺栓孔内所有节点,在中心点处进行约束,如图 14 所示。通过计算获得制动前 12 阶固有频率振型如表 4 所示。

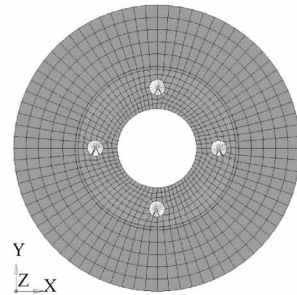


图 14 制动盘约束条件有限元模型

表 4 前 12 阶制动盘约束模态及振型

阶次	计算值/ Hz	振型	阶次	计算值/ Hz	振型
1	781.80	(1,0)	7	2 329.61	(0,1)
2	1 131.56	(2,0)	8	2 926.70	(2,2)
3	1 256.54	(2,0)	9	3 051.80	(2,0)
4	1 972.32	(2,2)	10	3 140.34	(2,2)
5	2 183.65	(3,0)	11	3 458.73	(4,0)
6	2 188.15	(3,0)	12	3 481.40	(4,0)

由表 4 可知,制动盘约束条件下存在 3 对频率相差较小,振型存在一定角度差的复模态模态。分别为第 2 与 3 阶,第 5 与 6 阶,第 11 与 12 阶。在制动系统工作过程中,制动盘易于其他部件频率耦合发生共振,产生制动噪声,在制动器设计时应予以考虑,避免与制动器系统部件固有频率重叠。

4 结 论

为研究制动盘有限元建模中采用不同单元建立的有限元模型的精度,采用四面体、1 阶和 2 阶六面体单元建立制动盘有限元模型进行制动盘自由模态分析获取前六阶固有频率及振型并与模态试验所得模态参数(固有频率与振型)进行对比分析得到结论如下:

1)对比采用四面体、1 阶和 2 阶六面体单元建立制动盘有限元模型计算与试验所得制动盘前六阶固有频率误差分别为 9%,2%和 7%,可知对于固有频率采用 1 阶六面体建立的有限元模型与实际模型更接近。

2)单元类型不同对建模精度有一定的影响。对比制动盘计算与测试所得振型,发现两者振型趋势一致,说明采用 1 阶六面体单元建立的有限元模型精度较高,节点数相对较少,可有效减少有限元计算的时间,提高分析效率。

3)根据计算与测试所得振型可知,制动盘的振动主要盘面、盘帽或二者沿 Z 轴上下跳动,在制动系统工作过程容易与刹车片、制动钳体发生模态耦合现象,从而产生共振噪声。在实际边界条件下,制动盘存在多阶复模态,设计时应避免与其他部件固有频率重合。

未来,在条件允许的情况下,为进一步提高制动系统计算结果的可靠性,可对制动盘进行实车边界条件模态试验,对比计算与试验所得固有频率与振型参数。另外可对制动器其他零部件进行模态分析,提取支架、钳体、摩擦片、活塞等固有频率,设计时避免与制动盘固有频率重合,可有效避免制动器尖叫的产生。

参考文献

[1] 李长玉,章乐一,李细霞,等.某车辆排气系统动态特性计算,测量及分析[J].电子测量与仪器学报,2017,

31(4):510-515.

- [2] 李长玉,余莎丽,林子涵,等.自然激励下某电动汽车白车身模态参数识别[J].电子测量与仪器学报,2020,34(8):167-173.
- [3] 方彦奎,李长玉.某轿车排气系统模态分析与悬挂位置优化[J].电子测量与仪器学报,2020,34(2):195-201.
- [4] 鲁雪平,刘星.夹心式 PMNT 换能器有限元仿真分析[J].国外电子测量技术,2020,39(8):54-57.
- [5] 李群超,张方,蒋祺,等.针摆减速器振动噪声特性仿真分析[J].国外电子测量技术,2019,38(1):106-111.
- [6] 吴帅,张晓艳,王德宸,等.复模态分析在盘式制动器制动异响抑制上的应用[J].噪声与振动控制,2017(1):40-43.
- [7] 高昱斌,陈燎,盘朝奉,等.某微型车盘式制动器制动噪声分析[J].河南科技大学学报(自然科学版),2014(5):29-32,36,1.
- [8] 田睿,曹辉.盘式制动器结构优化及其制动噪声分析[J].现代制造工程,2015(8):52-56,149.
- [9] 李小彭,李加胜,李木岩,等.盘式制动系统参数对制动颤振的影响分析[J].振动.测试与诊断,2017,37(1):102-107,20.
- [10] 王文竹,李杰,刘刚,等.汽车盘式制动器制动噪声优化抑制仿真[J].计算机仿真,2019(1):171-175.
- [11] 徐伟,曹玉岩,郝亮,等.复合材料机翼试验-数值建模方法及气弹分析[J].仪器仪表学报,2019,40(10):237-246.
- [12] 王展,杜思远,贺文治,等.基于全相位快速傅里叶变换的主轴不平衡特征提取及实验[J].仪器仪表学报,2020,41(4):138-146.
- [13] 梁家伟,赵党军,翟雯婧.基于 FBG 应变传感网络的梁结构振动参数辨识[J].电子测量技术,2020,43(9):155-160.
- [14] 孙溢膺,董明利,乔玉军.基于摄影测量的大型风机叶片运行模态分析[J].电子测量与仪器学报,2019,33(10):165-172.
- [15] 谭祥军.从这里学 NVH 噪声、振动、模态分析的入门与进阶[M].北京:机械工业出版社,2018:302-306.

作者简介

方彦奎,工程硕士,实验师,主要研究方向为汽车零部件测试与仿真分析。

E-mail:xiakeno@126.com

钟玉华(通信作者),硕士,副教授,主要研究方向为汽车结构动力学分析。

E-mail:zhongyh@gcu.edu.cn

吴彦鑫,本科生,主要研究方向为汽车 NVH 性能分析。

E-mail:wuyanxin22@163.com