

汽车刹车制动盘形状优化设计

陈再发

(浙江国际海运职业技术学院, 浙江 舟山 316021)

摘要: 针对摩擦热效应等因素引起汽车刹车制动器性能不足的问题, 依据动力学原理的固有频率理论, 首先运用 OptiStruct 仿真软件对不同材料属性的盘式刹车片进行模态分析, 其次是基于 HyperMorph 对制动盘进行预变形定义并以此作为形状优化的设计变量, 通过 OptiStruct 优化求解器计算出盘式制动盘的最佳结构形状, 最后对设计变量灵敏度进行分析, 给出对优化结果影响最大的设计变量并进行了针对性的改进。设计方法对提高刹车制动系统的性能、降低制动噪音和减小振动有着重要意义。

关键词: OptiStruct 软件; 盘式制动系统; 模态分析; 形状优化

DOI: 10.15938/j.jhust.2018.03.022

中图分类号: TH164 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-2683(2018)03-0128-05

Shape Optimization Design of Brake System Based on Opti Struct

CHEN Zai-fa

(Zhejiang International Maritime College, Zhoushan 316021, China)

Abstract: Due to friction heat effect or severe vibration and other factors, the performance of automobile brake is insufficient, according to natural frequency theory of the principle of dynamics, Firstly, the simulation software of OptiStruct is used to analyze the disc brake pads with different material properties, Secondly, the pre deformation of brake disc is defined based on HyperMorph and used as the design variable of shape optimization, through the OptiStruct optimization solver to calculate the best shape of disc brake disc type, Finally, the sensitivity of the design variables is analyzed, and the design variables which have the greatest impact on the optimization results are given. The design results are significant to improve the performance of brake system, reduce braking noise and reduce vibration.

Keywords: optistruct software; disc brake system; modal analysis; shape optimization

0 引言

刹车制动系统是汽车构造中的重要组成部分, 刹车片和制动盘在行驶过程中通过接触摩擦作用可使汽车减速及停止, 复杂的路况需制动系统具有良

好的动态性能, 防止摩擦热效应或剧烈振动等因素引起刹车制动器性能不足, 甚至出现疲劳失效。为了改善刹车制动系统的动态性能, 延长使用寿命, 已有国内外学者对刹车制动系统中的刹车片或制动盘做了研究。如周志勇、樊启蕴等^[1]在1998年对汽车盘式制动器中制动盘的热应力弹性及高温失效机理

收稿日期: 2016-06-21

基金项目: 国家自然科学基金(51479018, 51379062); 浙江省教育厅科学计划项目(Y201534405)。

作者简介: 陈再发(1982—), 男, 博士, 讲师, E-mail: chenzaifa368@163.com。

和寿命进行了计算仿真和研究;王良模等^[2]于2003年通过对盘式制动器主要零部件和总成进行了有限元计算,分析它们在各工况下的应力分布状态;周丰等^[3]于2014年在液压盘式刹车上引入ABS技术以提高操作稳定性、缩短制动时间与距离。在国外,Emara-Shabaik等^[4-6]设计了一种新算法对制动钳的转矩进行计算以此提高液压盘式刹车系统的设计效率和安全系数。

以某型汽车盘式刹车制动系统为研究对象,对盘式刹车片和制动盘进行了动态性能研究。首先,依据动力学原理推导出盘式刹车片的固有频率计算解析式,运用 OptiStruct 对不同材料的盘式刹车片进行模态分析,通过模态仿真结果验证理论解析的正确性,为盘式刹车片选择最佳的材料提供理论依据。然后,利用 HyperMorph 对盘式制动盘进行变形预定义并将其作为形状优化的设计变量,并基于 OptiStruct 对其进行形状优化及优化目标函数相对设计变量的灵敏度进行分析。

1 盘式刹车片理论分析

依据动力学原理的固有频率理论,因盘式刹车片的厚度较小而用具有材料属性的中面代替。根据基尔霍夫的薄板振动原理^[7-9]并结合调和算子

$$\nabla^2 = -\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \text{ 可得:}$$

$$D_0 \nabla^4 \omega + \rho h \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = p(x, y, t) \quad (1)$$

式中; D_0 为薄板抗弯刚度,为 $Eh^3/12(1-\mu^2)$; E 为弹性模型; μ 为泊松比; h 为刹车片厚度; ω 为刹车片固有频率; ∇^4 为重调和解析式,为 $(\partial^2/\partial^2x - \partial^2/\partial^2y)^2$ 。

然而,仅需对盘式刹车片进行实模态分析并获取实特征值乃至相对应的固有频率解析式,即正则模态分析中的阻尼和外载荷可被忽略。根据有限元边界条件,令主振动为 $\omega(x, y, t) = \Psi(x, y) \sin(\omega t + \varphi)$ 和式(1)中 $p(x, y, t) = 0$, 其中 $\Psi(x, y)$ 为模态主振型,将其代入(1)可得:

$$\nabla^4 \Psi - \tau^4 \Psi = 0 \quad (2)$$

因刹车片厚度而影响频率变动程度,需引入频率厚化系数 $C_{\omega H}$ ^[10]用以修正固有频率 ω 得 $\omega_H = C_{\omega H} \omega$ 。但考虑切变形和转动惯量等因素后,厚板频率小于按薄板理论计算的频率,即频率厚化系数 $C_{\omega H}$ 小于1。故由式(2)结合 D_0 和 $C_{\omega H}$ 可得到:

$$\omega_H = C_{\omega H} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\mu^2)}} = C_{\omega H} \sqrt{\frac{Bh^2}{12(1-\mu^2)}} \quad (3)$$

式中: B 为比模量, $B = E/\rho$ 。从上式可得: ω_H 随着比模量 B 或板厚 h 的增大而越高。综上所述,当盘式刹车片的型号一定时,其固有频率主要取决于摩擦材料的比模量。摩擦材料的比模量越大,盘式刹车片的各阶固有频率就越高;比模量越小,各阶固有频率就越低。

2 盘式刹车片模态分析及结果

根据半金属材料 and 新型符合材料等参数^[11-13],运用 OptiStruct 优化求解器对半金属材料盘式刹车片和新型复合材料盘式刹车片进行实模态分析,并验证第2节中盘式刹车片固有频率理论分析的正确性。半金属材料盘式刹车片前三阶固有频率如下表1,相对应的模态振型如下图1所示。

表1 半金属刹车片前三阶固有频率及振型

阶	固有频率/kHz	模态振型
一阶	0.894 402 5	右侧弯曲
二阶	0.895 436 3	左侧弯曲
三阶	2.420 840	右侧扭转
四阶	2.424 551	左侧扭转

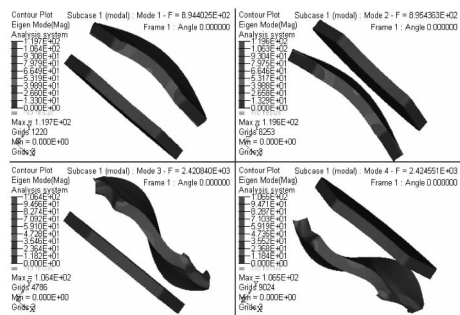


图1 半金属刹车片前四阶模态振型

新型复合材料刹车片前三阶固有频率如表2,相对应的模态振型如图2所示。

表2 新型复合材料刹车片前三阶固有频率及振型

阶	固有频率/kHz	模态振型
一阶	1.593 382	右侧弯曲
二阶	1.595 268	左侧弯曲
三阶	4.307 050	右侧扭转
四阶	4.313 579	左侧扭转

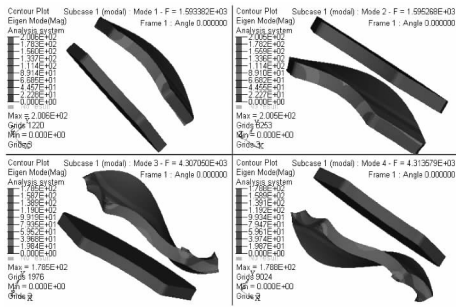


图 2 新型复合材料刹车片前四阶模态振型

运用 OptiStruct 分别提取赋予半金属材料和新
型复合材料的刹车片模态结果,模态仿真结果对比:
新型复合材料刹车片的低阶固有频率明显高于半金
属材料刹车片的低阶固有频率。可见,第 3 节中的
模态仿真对比结果很好地解释了第 2 节中的理论解
析式,即材料比模量越大,盘式刹车片各阶固有频率
就越高。

3 盘式制动盘模态分析

3.1 有限元模型构建

基于 HyperMesh 有限元前处理对某公司盘式制
动盘的几何模型进行几何修复处理并划分六面体网
格,最终离散为 142585 个六面体单元和 182285 个
节点,如图 3 所示。

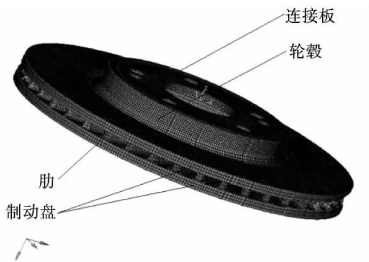


图 3 盘式制动盘六面体网格

3.2 基于 OptiStruct 的模态分析结果

基于 OptiStruct 优化求解器对盘式制动盘进行
前三阶固有频率的模态分析。计算后所得的前三阶
固有频率及相应的模态振型分别如表 3 和图 4
所示。

表 3 盘式制动盘前三阶固有频率及振型

阶	固有频率/kHz	模态振型
一阶	0.931 498 2	一阶弯曲
二阶	0.942 113 9	二阶弯曲
三阶	1.434 401	三阶弯扭
四阶	1.436 729	四阶弯扭

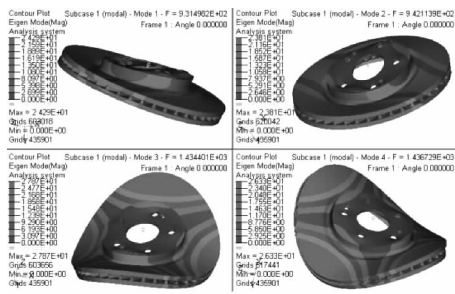


图 4 前四阶模态振型

4 盘式制动盘形状优化设计

为了更好地改善盘式制动盘的动态性能,基
于 HyperMorph 的形状预变形定义并将其作为形状
优化的设计变量,采用 OptiStruct 优化求解器计算盘
式制动盘的模态低阶固有频率。

4.1 基于 HyperMorph 的优化模型

形状优化技术是通过将网格节点移动或变形到某
一个新的位置,相当于改变零部件 CAD 设计形状,可
有效改善产品的性能如刚度、模态固有频率等^[14-16]。
基于 HyperMorph 网格变形的形状优化是运用 Hyper-
Morph 在可行的设计空间,凭自身的工程经验对网格进
行合理的变形。并通过 OptiStruct 进行形状优化求解,
使形状达到性能最佳位置,如图 5 所示。

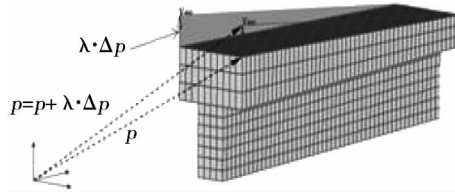


图 5 基于 HyperMorph 的形状优化

基于 HyperMorph 对节点扰动进行变形预定义,
其扰动公式:

$$\left. \begin{aligned} p_{init} &= \{p_{init1}, p_{init2}, \dots, p_{initN}\} \\ \Delta p &= \{\Delta p_1, \Delta p_2, \dots, \Delta p_N\} \\ \lambda &= \{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_N\} \\ p &= p_{init} + \sum_{i=1}^N \lambda_i \cdot \Delta p_{init(i)} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

综上所述,对盘式制动盘以固有频率最大化为
目标函数的形状优化设计,其优化模型为:

$$\left. \begin{aligned} \max: & \lambda_1 \\ \text{find: } & p \leq \Delta p \\ & |f_2 - f_1| \leq \Delta f_1 \\ & |f_3 - f_2| \leq \Delta f_2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: p 为节点位置, 作为形状优化设计变量; λ 为特征值, 作为目标函数。

4.2 基于 HyperMorph 变形预定义

HyperMorph 技术能以有效的、逻辑的和直观的方式对一个模型的网格进行变形, 具有迅速交互地或参数化地改变现有模型的几何、将已有网格映射到一个全新的几何上和为优化设计创建或编辑形状变量等优点^[17-18]。通常, 形状优化的前期准备需借助 HyperMorph 对优化对象进行形状变化的预定义。本节运用 HyperMorph 对盘式制动分别进行四次形状预定义, 记为 `outer`、`fin_width`、`fin_radius`、`plate`, 并将其作为形状优化的设计变量, 如图 6 所示。



图 6 基于 HyperMorph 盘式制动盘形状预定义

4.3 形状优化结果

基于 OptiStruct 优化求解器对盘式制动盘以固有频率最大化为目标函数进行形状优化求解, 结果如图 7 所示。

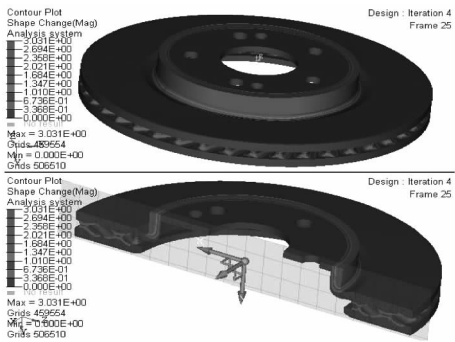


图 7 形状优化结果及剖视图

从图 7 可得, 盘式制动盘的轮毂在径向处的厚度往外变大, 制动盘的肋在高度上有所变小而宽度增加。

形状优化后的固有频率如表 4 所示, 相应的模态振型如图 8 所示。

表 4 基于形状优化后的前三阶固有频率及振型

阶	优化前/Hz	优化后/Hz	振型
一阶	931.4982	959.3187	弯曲
二阶	942.1139	967.7362	弯曲
三阶	1434.401	1467.786	弯扭
四阶	1436.729	1470.270	弯扭

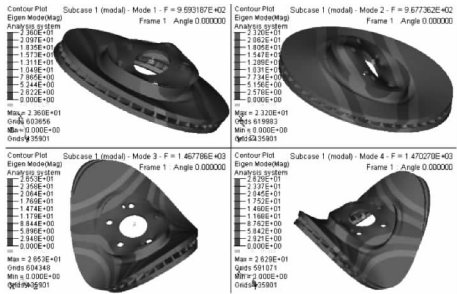


图 8 前四阶模态振型

从表 4 中可得一阶固有频率从形状优化前的 931.4982 Hz 提升到 957.7489 Hz。

4.4 形状优化灵敏度分析

灵敏度分析是为了获取某个设计变量的改变结对构特性的影响, 在优化设计中具有重要的作用^[19-20]。它尽可能地避免盲目地选定及调整优化过程中的设计变量, 益于提升设计的效率, 降低研发周期和生产成本。分析结果可为结构后续优化、维护乃至近似技术等导出重要梯度信息。

若目标函数 $F(x)$ 可导, 求解目标函数关于设计变量的灵敏度为:

$$s = F(x)_i = \frac{\partial F(x)}{\partial x_i} = \frac{\Delta F(x)}{\Delta x_i} \quad (6)$$

采用伴随变量法(梯度法迭代)对盘式制动盘形状优化在设计过程中的设计灵敏度进行分析。对于制动盘的动态自由模态问题

求解关于设计变量 x_i 的一阶偏导得:

$$\frac{\partial K}{\partial x_i} \varphi + K \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} - \frac{\partial \lambda^2}{\partial x_i} M \varphi - \lambda^2 \frac{\partial M}{\partial x_i} \varphi - \lambda^2 M \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

模态分析中, 因 K 为对称刚度矩阵, M 为归一化质量矩阵, 即 $\varphi^T M \varphi = 1$ 。且固有频率 f 和圆频率 ω 间满足 $\omega = 2\pi f$ 。式对上式左乘 φ^T 并结合式(6)可得求解固有振动频率的动态灵敏度:

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} = \frac{1}{8\pi^2 f} \varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_i} \varphi - \frac{f}{2} \varphi^T \frac{\partial M}{\partial x_i} \varphi \quad (8)$$

依据以盘式制动盘固有频率最大化为目标函数的形状优化及设计变量的灵敏度推导公式, 其设计变量参数如表 5 所示。

表5 形状优化设计变量表

设计变量	outer	fin_width	fin_radius	plate
初始值	1.00	0.956	1.00	0.0225
上限	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
下限	1.00	2.00	1.00	1.00

运用 OptiStruct 优化求解器进行形状优化灵敏度分析,结果如图9所示。

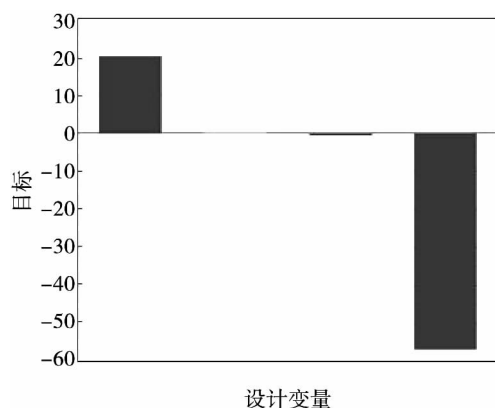


图9 灵敏度分析结果

从图9中可看成,设计变量 plate 对盘式制动盘以低阶固有频率最大化的形状优化结果影响较大,其次是设计变量 outer,设计变量 fin_width。因此,可对制动盘的厚度和肋的宽度做针对性的设计改进,用以提高制动盘的低阶固有频率。

5 结 论

对盘式刹车片的理论推导和仿真分析为工程师选择最佳的摩擦材料提供了理论基础。对盘式制动盘的形状优化技术,为工程项目中改善结构整体或局部性能提供了一种切实可行的方法。且优化目标函数相对设计变量的灵敏度分析结果可为工程师提供重要梯度信息,能有效避免盲目地选定及调整优化过程中的设计变量,益于提升设计的效率,降低研发周期和生产成本。

参 考 文 献:

[1] 周志勇,张宏. 盘式刹车制动盘的高温失效机理和寿命计算

[J]. 石油机械,1998.

- [2] 王良模,彭育辉. 浮钳盘式制动器的有限元分析[J]. 南京理工大学学报,2003.
- [3] 周丰. 液压盘式刹车 ABS 控制策略及数字仿真 [D]. 宜昌: 长江大学,2015.
- [4] EMARA-Shabaik H E, KHULIEF Y A. Simulation of Transient Flow in Pipelines for Computer-based Operations Monitoring [J]. International Journal For Numerical Methods In Fluids,2014(44) : 257 - 275.
- [5] LIU X L, HE G H, YAN F G, et al. Large Chip Production Mechanism Under the Extreme Load Cutting Conditions [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2015,28(2) : 343 - 352.
- [6] JAEYOUNGKANG. Finite Element Modeling for the Investigation of In-plane Modes and Damping Shims in Disc Brake Squeal [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012(331) : 2190 - 2202.
- [7] 赵东屹. 汽车刹车盘散热性及摩擦磨损性能的研究 [D]. 大连: 大连理工大学,2013.
- [8] 蒋荣超,王登峰,秦民,等. 基于疲劳寿命的轿车后悬架扭转梁轻量化设计[J]. 吉林大学学报(工学版),2016,46(1) : 35 - 42.
- [9] 雷刚,胡鹏,刘圣坤. 汽车排气系统模态分析及挂钩位置优化 [J]. 内燃机,2014,35(2) : 102 - 106.
- [10] 单欢乐,莫继良,陈光雄. 沟槽形表面织构对摩擦噪声的影响 [J]. 中国机械工程,2012,23(18) : 233 - 237.
- [11] 倪振华. 振动力学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社,1990.
- [12] 屈维德,唐恒岭. 机械振动手册 [M]. 北京: 机械工业出版社,2000.
- [13] 陈孟华. 基于虚拟样机的轿车盘式制动器噪声的研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学,2006.
- [14] 张扬,张力,李四平,等. 新型符合材料盘式刹车片的模态研究 [J]. 机械设计与制造,2012(12) : 109 - 110.
- [15] 张鹏鹏. 液力刹车制动系统瞬态理论分析及试验研究 [D]. 杭州: 浙江大学,2013.
- [16] 潘公宇,姜中望. 盘式制动器刹车片钢背结构对制动噪声影响研究 [J]. 江西师范大学学报: 自然科学版,2016,40(2) : 17 - 22.
- [17] 韩宁,赵河明,王维. 汽车高速盘制动的摩擦温度场及热应力分析 [J]. 机械研究与应用,2013,26(6) : 72 - 77.
- [18] 王登峰,黄亚威,秦民,等. 轿车悬架控制臂参数化建模及轻量化多目标优化设计 [J]. 汽车技术, 2015 (3) : 1 - 4.
- [19] 朱剑峰,林逸,陈潇凯,施国标. 汽车变速箱壳体结构拓扑优化设计 [J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(3) : 584 - 589.
- [20] 谢伦杰,,张维刚,常伟波. 基于 SIMP 理论的电动汽车车身多目标拓扑 [J]. 汽车工程, 2013, 35(7) : 583 - 587.

(编辑: 温泽宇)