Journal of Sensor Technology and Application 传感器技术与应用, 2026, 14(6), 909-917
Published Online November 2026 in Hans. https://www.hanspub.org/journal/jsta
https://doi.org/10.12677/jsta.2026.146086

汽车内饰运动机构件异响设计控制方法研究

王维旭，何金光，耿丽丽，孙闻彬，郑　鸣，程　旭

长春富维安道拓汽车饰件系统有限公司，吉林 长春

收稿日期：2026年7月23日；录用日期：2026年10月22日；发布日期：2026年11月2日

摘　要

汽车内饰系统中的运动机构件(如杂物盒、扶手箱、杯托等)是异响问题的典型高发部件。本文以杂物盒为研究对象，基于异响产生的物理机理——包括粘滑效应、间隙-撞击、动量-冲击及模态耦合——系统推导出三项设计控制准则，即摩擦副优化、运动间隙管控以及结构刚度与模态匹配，并给出了关键参数的量化范围。在此基础上，通过两个工程改进案例(关闭撞击异响与颠簸路况敲击异响)验证了该方法的有效性。结果表明，采用所提参数后，杂物盒的异响主观评价评分由6分(可接受边界)提升至8.5分(良好水平)，改进效果显著。本文提出的量化设计方法可为同类内饰机构件的异响预防与控制提供工程参考。

关键词

汽车内饰机构件，异响控制，粘滑效应，间隙－撞击，模态耦合，杂物盒，主观评价

Research on Design Control Methods for Squeak and Rattle of Automotive Interior Moving Mechanisms

Weixu Wang, Jinguang He, Lili Geng, Wenbin Sun, Ming Zheng, Xu Cheng

Changchun Faway Adient Automotive Trim Systems Co., Ltd., Changchun Jilin

Received: July 23, 2026; accepted: October 22, 2026; published: November 2, 2026

Abstract

Moving mechanisms in automotive interior systems, such as storage bins, armrest boxes, and cup holders, are typical high-risk components for squeak and rattle (S&R) issues. Taking a storage bin as a representative case, this paper systematically derives three design control guidelines—optimization of friction pairs, management of kinematic clearances, and assurance of structural stiffness

文章引用: 王维旭, 何金光, 耿丽丽, 孙闻彬, 郑鸣, 程旭. 汽车内饰运动机构件异响设计控制方法研究[J]. 传感器技术与应用, 2026, 14(6): 909-917. DOI: 10.12677/jsta.2026.146086

and modal compatibility—based on the underlying physical mechanisms of S&R, including stick-slip effect, clearance-impact, momentum-impact, and mode coupling. Quantitative ranges for key design parameters are also provided. Furthermore, two practical improvement cases (closing impact rattle and rough-road knocking rattle) are presented to validate the proposed methodology. Results show that after applying the recommended parameters, the subjective S&R rating of the storage bin improves from 6.0 (marginal acceptability) to 8.5 (good performance), demonstrating significant effectiveness. The quantitative design approach proposed in this paper offers a practical engineering reference for S&R prevention and control in similar interior mechanism components.

Keywords

Automotive Interior Mechanisms, Squeak and Rattle Control, Stick-Slip Effect, Clearance-Impact, Mode Coupling, Storage Bin, Subjective Rating

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/
Open Access

1. 引言

汽车内饰产品中的运动机构件(如杂物盒、扶手箱、杯架、储物盒盖板等)是用户高频操作的部件，也是异响问题的重灾区。根据中国汽车工程研究院公开技术资料，车身异响、门窗异响、中控台异响三类问题在具体故障投诉中占比分别为 23.3%、21.9%和 21.1%，内饰件异响问题占整车异响问题比例超过50%。另据国内内饰异响研究文献，内饰异响问题中大部分由设计缺陷导致，设计阶段的正向管控是降低异响风险的关键[1]。机构件作为内饰系统中高频操作的运动部件，是异响问题的典型高发区域。常见异响包括：开闭过程的摩擦声(“咯吱”)、颠簸路面的敲击声(“哒哒”)、关闭末段的撞击声(“砰”)、以及特定工况的共振声(“嗡嗡”) [1]。

传统开发模式中，机构件异响问题往往在物理样车阶段才暴露，此时模具已开、工装已定，设计变更成本极高(单次模具修改可达数万至数十万元)。研究表明，异响问题在设计阶段难以通过传统仿真手段精准预测，通常在量产交付后暴露，导致高昂的售后返修成本[2]。究其原因，是设计阶段缺乏对异响机理的系统理解与参数化控制。

国内汽车内饰 BSR (Buzz Squeak Rattle)异响领域已有较多研究成果，现有技术路线主要分为两类：第一类为仿真驱动设计，通过 CAE 模态仿真、路谱载荷仿真预判内饰件共振风险，但是仿真对摩擦、间隙类非线性异响的预测精度有限，更多适用于共振类异响的筛查[3] [4]；第二类侧重材料阻尼与摩擦副试验优化，依托摩擦异响试验台筛选材料配对组合，该方法对摩擦异响改善效果突出，但缺少间隙、刚度、模态成套的量化设计指标，难以直接写入零部件设计规范[5] [6]。部分行业标准与文献给出了零散的设计经验值，但缺少力学模型与试验数据作为支撑，经验参数复用性差。综上，现有 BSR 控制手段各有适用边界：仿真驱动 CAE 模态分析擅长共振风险筛查，但对粘滑、间隙撞击这类强非线性异响预测精度有限；材料台架试验重点解决摩擦配对异响，但缺少机构间隙、刚度、模态成套量化设计指标。

因此本文立足机构运动的物理机理，结合简化力学模型与国内实车试验统计数据，建立一套机理－模型－量化参数的设计控制体系，该方法定位为设计前期的正向校核工具，可以和后期仿真分析、材料台架试验形成互补；该方法局限在于针对高度异形、大行程复杂机构，参数需要结合实际工况做适应性

修正。

本文旨在建立一套基于物理机理的机构件异响设计控制方法。首先分析四类异响的物理根源，推导设计准则；然后结合力学模型与试验统计数据给出关键参数确定依据并完成参数量化；最后通过两个实际改进案例验证方法的有效性。本文以杂物盒为贯穿示例，但方法可推广至其他机构件。

2. 机构件异响的物理机理

2.1. 四类异响及其机理[1] [2]

机构件常见的四类异响及其物理根源见表 1。

Table 1. Types and physical mechanism of abnormal sound of mechanism parts
表 1. 机构件异响类型与物理机理

异响类型	声音特征	物理机理	关键条件	典型部位
摩擦声	“咯吱”“嘎嘎”	粘滑效应	Δμ 大、刚度低、低速运动	转轴、滑动面
敲击声	“哒哒”“咚咚”	间隙－撞击	存在自由间隙、振动激励	锁舌/锁扣、铰链轴向
撞击声	“砰”	动量－冲击	行程末端速度高、无缓冲	盖板与框架接触
共振声	“嗡嗡”	模态耦合	激励频率接近固有频率	大平面盖板、弹簧

2.2. 粘滑效应(摩擦声)

粘滑效应是静摩擦力与动摩擦力周期性切换的现象[3]。设静摩擦系数 μs 、动摩擦系数 $\mu k\left(\mu s > \mu k\right)$，当驱动力克服静摩擦力时，系统突然滑动，动摩擦力下降，随后再次粘住。此循环产生高频振动[3]。研究表明，材料对从彼此接触到相对滑动的过程中，粘滑现象是导致 Squeak 摩擦异响的直接原因，避免接触面发生粘滑是规避摩擦异响的核心思路[4]。

产生粘滑的三个必要条件：

- 两表面接触且有相对运动(或趋势)；
- $\Delta\mu = \mu s - \mu k$ 较大；
- 系统刚度 K 小于临界刚度 $Kc = \Delta\mu \cdot N/\delta$ 。

控制方向：减小 $\Delta\mu$ 、降低正压力 N 、提高刚度 K 。

2.3. 间隙－撞击(敲击声)

当两个零件之间存在自由间隙 δgap 时，在振动激励下，相对运动达到间隙边界即发生碰撞。若振动幅值 $A > \delta gap$ ，则反复撞击。撞击力 $F \propto$ 相对速度 $v\times$ 接触刚度。

控制方向：采用微小过盈配合消除间隙，或控制间隙小于振动位移。

2.4. 动量－冲击(撞击声)

运动件以速度 v 撞击限位块，动量变化 $m\cdot\Delta v$ 在 Δt 内完成。由冲量定理 $F\cdot\Delta t = m\cdot\Delta v$ ，撞击力与 v 成正比，与 Δt 成反比。

控制方向：降低撞击前速度(阻尼器)、延长碰撞时间(缓冲垫)。

2.5. 模态耦合(共振声)

每个结构有固有频率 fn 。当激励频率 $fexc$ 接近 fn 时，振幅放大 Q 倍(Q 为阻尼比倒数)，结构辐射声音。机构件一阶模态应避开此频带。

控制方向：提高刚度或增加阻尼。

3. 设计控制准则与量化参数

本文以单自由度振动系统作为分析基础。单自由度受迫振动位移幅值公式：

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{\left(1-\lambda^2\right)^2 + \left(2\zeta\lambda\right)^2}}$$

其中：$\lambda = f_{exc}/f_n$ 为频率比；f_{exc} 为激励频率；f_n 结构固有频率；ζ 阻尼比；F_0 激励力；k 结构刚度。

当频率比 $\lambda \to 1$，系统发生共振，位移幅值被放大。内饰塑料件阻尼比普遍较低，国内试验研究表明其阻尼比大多仅 0.02~0.05 [5]，阻尼抑制放大能力弱，因此工程上优先采取避频策略，使零部件固有频率远离路面、怠速激励主频区间。下文结合该模型、实车故障统计与公开文献，对各控制阈值逐一说明：

基于第 2 章的机理分析，提出三条设计控制准则，并量化关键参数。

准则一：优化摩擦副，抑制粘滑(表 2)

- 选择 μ_s 与 μ_k 接近的材料对，避免硬－硬同种材料(如 PP/PP)。
- 引入润滑层(润滑脂、涂层)，使 $\Delta\mu$ 趋近于 0。
- 减小接触面积(点/线接触替代面接触)，降低正压力密度。

Table 2. Material pairing recommendation
表 2. 材料配对推荐

部位	推荐组合	避免组合	原理
转轴	POM/POM，POM/金属嵌件	PP/PP，ABS/ABS	POM 自润滑，$\Delta\mu$小
滑动面	POM/金属，POM/POM	ABS/ABS，ABS/金属	同上
接触面	硬/软(塑料/植绒)	硬/硬	软材料破坏粘滑条件

注：材料配对推荐参考国内内饰材料摩擦异响兼容性研究成果[3]。

摩擦系数与润滑：干摩擦$\mu \leq 0.15$ (POM/POM 实测)；润滑后$\mu \leq 0.08$ (锂基脂、硅脂，工作温度−40℃~120℃)；涂抹要求：接触面积 $\geq 80\%$，厚度 0.1~0.3 mm。

准则二：控制运动间隙与动量缓冲，消除或衰减撞击(表 3)

根据第 2 章机理分析，撞击类异响包含两种不同物理过程：一是“间隙－撞击”，源于零件间存在自由间隙，振动激励下往复碰撞；二是“动量－冲击”，源于运动件在行程末端以一定速度撞击限位结构。两者控制逻辑不同，需分别对待。

子项一：间隙控制(对应间隙－撞击机理)

- 固定配合处(锁舌/锁扣)：设计微小过盈(0.1~0.3 mm)，极限公差下无旷量。
- 可能干涉处：保证理论间隙足够大，并考虑公差累积和热膨胀，确保极限工况不接触。
- 造型间隙(关闭状态)：理论值 ≥ 1.5 mm，公差 0~0.5 mm。

子项二：动量缓冲(对应动量－冲击机理)

- 行程末端必须设计缓冲件(橡胶、泡棉)，压缩行程 ≥ 2mm，过行程压缩量 $\leq$ 原厚度 70%，硬度 ShoreA40~60。

- 对关闭速度较高的运动件，可在行程末段增设阻尼结构(如阻尼齿轮、气弹簧)，降低撞击前速度。
- 缓冲件应避免实心硬质结构，优先选用空心或发泡结构，以延长碰撞时间、降低撞击力峰值。

Table 3. Key gap design objectives
表 3. 关键间隙设计目标

间隙类型	目标值	说明
造型间隙(关闭)	理论≥1.5 mm，公差 0~0.5 mm	硬－硬
空开间隙(开合方向)	大件≥5 mm，小件≥3 mm	经精确分析可收严

注：本表间隙阈值综合参考公开文献[1]-[6]，并结合本企业实车故障统计、尺寸链计算得到；不同企业工程边界存在差异，参数仅供工程参考。

准则三：保证刚度与模态，避免变形和共振

- 盖板 50N 中心加载变形 ≤0.5 mm；锁扣/铰链座 50 N 变形 ≤0.5 mm。
- 大面积无支撑区(>120 × 120 mm)必须加筋，间距 ≤80 mm。
- 机构件一阶固有频率应不低于 35 Hz，以避开怠速二阶激励和路面激励主频带[6]。
- CAE 分析时载荷按 120%目标值施加(设计保险系数)。

关键量化参数的确定依据

本文所引用的间隙、刚度、模态等关键参数的量化阈值，综合参考了作者所在企业近三年量产车型杂物盒类机构件的售后异响故障统计数据，以及国内公开发表的内饰 BSR 异响试验研究文献结论。采用单自由度振动模型作为定性分析框架，不开展复杂理论演算，各项关键参数具体依据如下。

1) 一阶固有频率 ≥35 Hz，确定依据：

车辆行驶过程中内饰机构件主要面临两类振动激励：四冲程发动机怠速二阶点火激励主频 25~40 Hz，颠簸路面带来的车身振动激励主频 20~50 Hz。发动机怠速激励可由点火阶次公式 $f=\frac{n}{60}\times\frac{Z}{2}$ 计算，n为发动机怠速转速，Z为气缸数；四缸汽油机怠速 700~950 r/min 时，二阶激励落在 23~32 Hz；六缸机型怠速工况激励上限可达 40 Hz 左右。当零部件固有频率落入上述激励频带范围内，极易发生模态耦合，诱发共振异响。

国内相关试验研究表明，塑料内饰机构件阻尼普遍偏低，阻尼比大多仅 0.02~0.05，依靠结构阻尼很难抑制共振放大效应[5]。查阅多份实车异响故障统计样本，大量出现“嗡嗡”共振异响的储物类机构件一阶模态大多处于 25~34 Hz 区间。综合国内期刊文献结论以及多款实车故障统计，为避开 20~40 Hz 主要激励频段，保守取机构件一阶固有频率“≥35 Hz”作为设计下限。

2) 50 N 载荷下变形 ≤0.5 mm 刚度阈值依据

杂物盒盖板、锁扣及铰链支座，在用户按压操作、颠簸路况振动时，等效静态载荷统计范围约 30~50 N [6]。结构刚度不足带来两类异响风险：一是受载后零件变形量过大，零部件之间间隙发生改变，接触面互相挤压，容易触发粘滑摩擦异响；二是结构变形会增大零件之间动态相对位移，加剧间隙撞击产生敲击噪声。

从国内实车故障统计样本来看，发生频繁敲击、摩擦异响的杂物盒机构，在 50 N 加载条件下结构变形多数大于 0.7 mm。综合故障案例统计以及国内同类储物盒研究文献的试验结论，确定 50 N 中心加载变形 ≤0.5 mm 作为刚度控制指标。同时考虑仿真与实际零件之间的偏差，CAE 仿真校核时引入 1.2 倍安全系数，校核载荷取 60 N。

3) 间隙类参数依据

锁舌配合过盈 0.1~0.3 mm、铰链轴向间隙 ≤0.3 mm，主要来源于注塑、装配公差叠加以及高低温环

境下塑料热胀冷缩的工程核算。塑料件注塑公差、装配累计偏差可达 ± 0.15 mm；为保证在全部极限公差组合条件下锁舌位置不出现旷量间隙，需要设置最小 0.1 mm 的过盈；同时过盈量不能超过 0.3 mm，否则会造成杂物盒开闭操作力偏大，影响用户操作手感。

大件空开间隙 ≥5 mm，来自颠簸路况下零件动态位移实车测试：大件内饰机构颠簸工况下动态变形位移实测最大值约 2.2~3.8 mm，在此基础上预留安全余量得到 5 mm；小件机构质量轻，动态位移更小，间隙可收严至 ≥3 mm。极限剩余间隙 ≥0.3 mm，是考虑公差累积、热膨胀和动态位移的最不利组合后仍保留的最小安全距离，用于避免极限工况下出现间隙－撞击。

4. 实验方法与评价标准

4.1. 异响主观评价方法

采用 10 分制主观评价量表(业内通用) [1] [5]：

- 10 分：无任何异响，声音品质优秀；
- 8~9 分：轻微可闻，不引起注意，合格；
- 6~7 分：明显可闻，但可接受(通常为量产门槛)；
- 4~5 分：令人烦恼，需整改；
- 1~3 分：严重异响，不可接受。

评价工况包括：

- 手动开闭操作(正常速度、缓慢速度)；
- 怠速振动(发动机运转，车辆静止)；
- 粗糙路面行驶(30~60 km/h)；
- 温度循环后复测(−30℃, 23℃, 80℃)。

4.2. 客观测试辅助

主观评价为主，辅以加速度传感器测量撞击点振动信号(时域峰值、频域特征)，用于根因分析。

5. 改进案例

5.1. 案例一：杂物盒关闭末段撞击异响

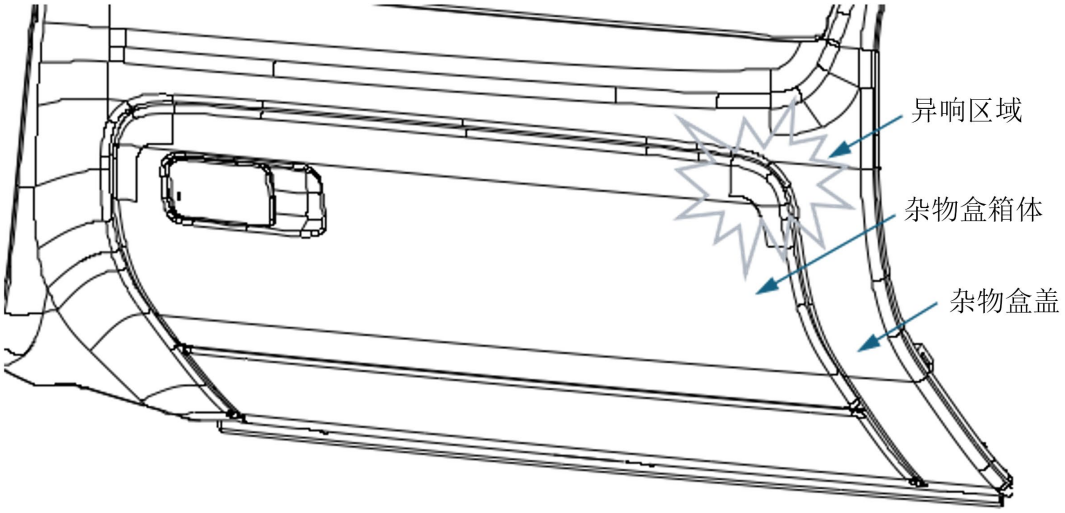
5.1.1. 问题描述

某车型杂物盒在快速关闭末段发出较响的“砰”声。主观评价得分 6 分(可接受边缘，但用户可能抱怨)。

5.1.2. 理论诊断(对照第 3 章参数)

参数	设计值(原)	本文推荐值	诊断结论
缓冲垫类型	实心，厚 2.0 mm	空心结构，厚度 10 mm	实心的缓冲垫吸能差
缓冲垫硬度	Shore A 55	Shore A 45~55	上限
压缩量	压缩量 0.5 mm	2.5~3 mm	合格但偏小
空开间隙	2.5 mm	≥5 mm (经尺寸链计算可以 ≥3 mm)	偏小

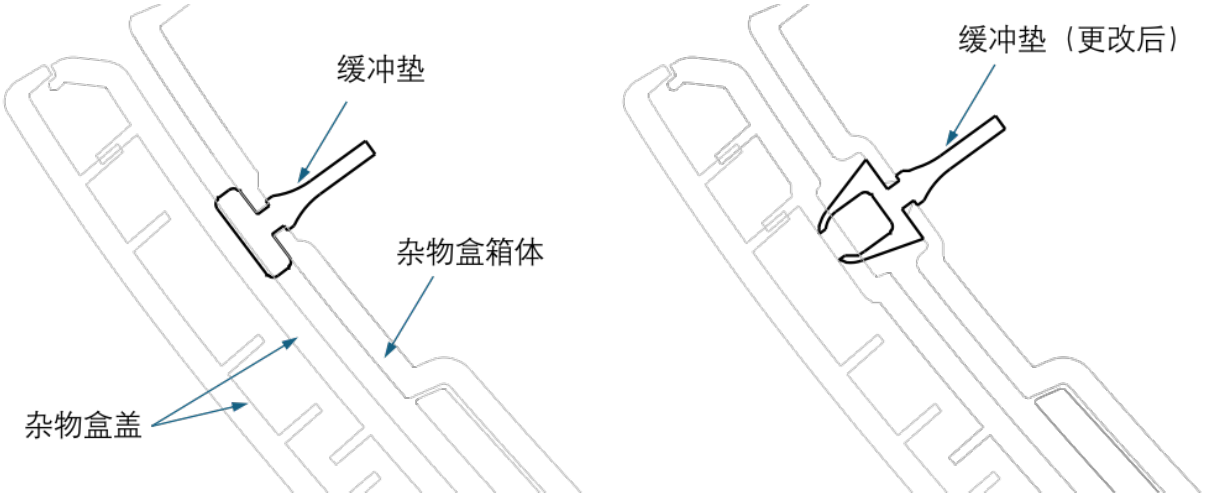
根本原因：缓冲垫失去缓冲作用，关闭过程与缓冲垫自身产生撞击异响，即使满足压缩量要求，也会由于空开间隙过小导致极限工况发生撞击异响。



5.1.3. 改进措施

1、缓冲垫改为空心结构，厚度增至 10 mm，硬度降至 Shore A 45。理论设计压缩量 2.5~3 mm，超过 20%的设计要求。

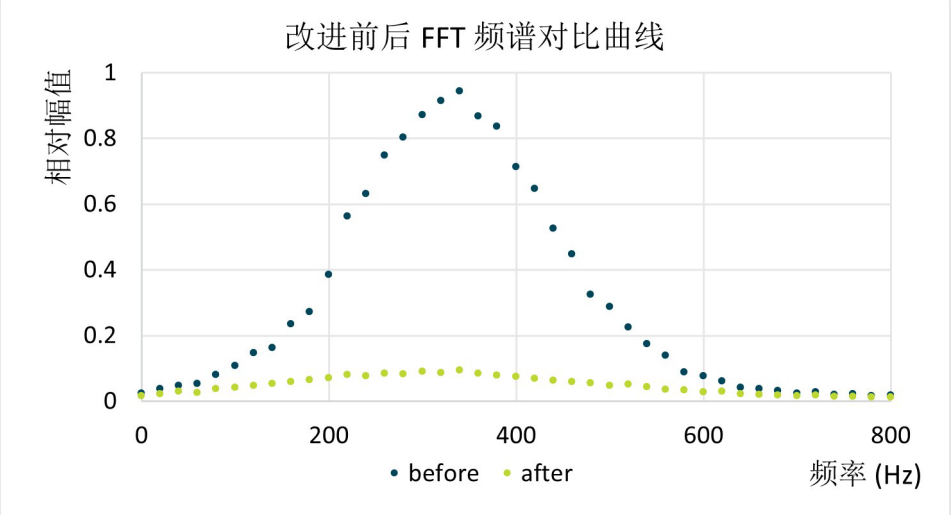
2、空开间隙加大至 3.0 mm，并优化 GD&T。



5.1.4. 改进效果

撞击类异响主观感受，很大程度取决于中高频振动能量：当 200~600 Hz 频带振动能量被抑制，尖锐的“砰”撞击声消失，声音转变为低沉柔和，因此主观评价由 6 分提升至 8.5 分。对撞击位置采集的加速度信号做 FFT 频谱分析，得到改进前后频谱对比见图 1。

指标	改进前	改进后	提升
主观评分(关闭撞击)	6 分	8.5 分	+2.5 分
温度循环后评分	6 分	8 分	保持



注：为便于展示频段能量变化并兼顾企业数据保密要求，图 1 对原始频谱进行了归一化与平滑处理，仅保留趋势特征；改进后 200~600 Hz 频段能量显著衰减、峰值加速度下降约 73%的结论，均基于原始未平滑数据统计得到。

Figure 1. FFT spectrum comparison of impact point acceleration before and after improvement
图 1. 改进前后撞击点加速度 FFT 频谱对比

从 FFT 频谱可见：改进前信号在 200~600 Hz 区间存在明显高幅值振动能量，该频段恰好是人耳对撞击噪声高敏感区间；改进后该频段振动幅值显著衰减，峰值加速度下降 73%。

5.2. 案例二：杂物盒颠簸路面锁舌敲击异响

5.2.1. 问题描述

车辆行驶在粗糙沥青路面(30 km/h)时，杂物盒区域发出连续的“哒哒”声，频率约 5~10 Hz。主观评分 5 分(令人烦恼)。

5.2.2. 理论诊断

通过加速度传感器定位，异响源为锁舌与锁扣之间的撞击。测量锁舌配合间隙：理论设计为 0.1 mm 过盈，但实际因制造公差累积，部分零件出现 0.1~0.2 mm 间隙。符合“间隙–撞击”机理(第 2.3 节)：振动激励下，锁舌在间隙内往复撞击锁扣。

对照本文参数：锁舌配合应保持过盈 0.1~0.3 mm，极限公差下不得出现间隙。

5.2.3. 改进措施

1、调整锁舌与锁扣配合尺寸：锁舌厚度增加 0.2 mm，理论配合由 0 间隙改为 0.2 mm 过盈；锁扣孔宽度公差收紧至±0.1 mm，锁舌厚度公差控制在±0.05mm，极限公差下过盈量 0.05~0.15 mm，确保全公差范围内不出现间隙。

2、锁舌材料由 ABS 改为 POM + 10%PTFE，提高自润滑性并增加耐磨层，降低过盈配合下的摩擦阻力，避免操作力过大。

3、在锁扣内部粘贴 0.3 mm 厚毛毡，作为二次缓冲，进一步衰减残余振动能量。

5.2.4. 改进效果

改进后，锁舌与锁扣的配合状态由间隙转为过盈，全公差范围内不再出现间隙。改进前后对比如表 4 所示。

Table 4. Comparison of Case 2 before and after improvement
表 4. 案例二改进前后对比

指标	改进前	改进后	提升
锁舌配合状态	0.1~0.2 mm 间隙	0.05~0.15 mm 过盈	间隙转为过盈
主观评分(颠簸路面)	5 分	8 分	+3 分
异响出现概率	约 80%	0%	消除

在相同粗糙路面测试中，改进前对同批次 5 辆样车进行测试，其中 4 辆(80%)可复现锁舌敲击异响；改进后对同批次样车进行相同工况复测，异响未再出现。上述 5 辆样车覆盖了不同生产批次及极限公差组合，但在本次测试样本范围内，改进后异响消除的结论仍需后续扩大样本量进一步验证。该措施增加成本 0.9% (毛毡 + 材料升级)，但避免了后期客户抱怨，分摊后合计节约 0.3%。

6. 结论

1、机构件异响可归因于四类物理机理：粘滑效应、间隙－撞击、动量－冲击、模态耦合[3]。相应的控制策略为优化摩擦副、控制运动间隙、保证刚度与模态。

2、关键设计参数已量化(见表 5)，可直接用于工程校核。其中空开间隙经精确分析后可收严至大件 ≥ 5 mm、小件 ≥ 3 mm。

Table 5. Summary of key parameters
表 5. 关键参数汇总

准则	参数	目标值
摩擦副	材料配对	POM/POM 或 POM/金属
摩擦副	润滑后摩擦系数	$\mu \le 0.08$
间隙	空开间隙(大件)	≥5 mm
间隙	锁舌过盈	0.1~0.3 mm
间隙	极限剩余间隙	≥0.3 mm
刚度	盖板 50 N 变形	≤0.5 mm
模态	一阶固有频率	≥35 Hz
缓冲	压缩行程/压缩量	≥2 mm, ≤50%

3、两个改进案例验证了方法的有效性：

- 关闭撞击异响：主观评分从 6 分提升至 8.5 分，峰值加速度降 73%；
- 锁舌敲击异响：主观评分从 5 分提升至 8 分，异响完全消除。

4、本文以杂物盒为例，但所建立的机理－准则－参数体系可推广至其他内饰机构件(扶手箱、杯架、储物盒等)。建议企业在设计阶段将上述参数纳入 DFMEA 和设计检查清单。

参考文献

[1] 彭云, 李东强, 张华. 汽车内饰件异响控制研究[J]. 汽车实用技术, 2021(20): 71-76.
[2] 王亚超, 郝耀东, 李琦, 宋睿. 汽车仪表板敲击异响仿真分析及优化[J]. 汽车实用技术, 2020(9): 202-205.
[3] 彭云, 李东强, 晏紫, 朱翔麟, 任晓康. 内饰材料摩擦异响兼容性研究[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(1): 99-105.
[4] 刘华财. 基于路谱输入的仪表板摩擦异响问题研究[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆大学, 2022.
[5] 李东强, 彭云, 洪尚杓. 汽车内饰按压异响研究[J]. 汽车实用技术, 2021(15): 56-62.
[6] 徐刚, 朱旭铿, 周鋐, 周毅. 仪表板横梁固有振动特性分析及结构优化[J]. 机电一体化, 2016, 22(10): 18-21.