

## 汽车电动座椅调节器中蜗杆斜齿轮副降噪测试

陈燕<sup>1,2,3</sup> 王文韬<sup>4</sup> 蒲云<sup>1,3</sup>

(1. 重庆商务职业学院人工智能学院, 重庆 401331)

(2. 四川大学空天科学与工程学院, 成都 610207)

(3. 重庆市商务经济研究院, 重庆 401331)

(4. 深圳蓝蓝科技有限公司, 深圳 518000)

**摘要:** 针对汽车电动座椅调节器中的噪声问题,对其主要传动系统采用修形蜗杆和修形斜齿轮配对以减少啮合冲击。建立其数学模型,加工了不同修形量的蜗杆和斜齿轮,搭建了噪声测试试验台,测试了原模型和不同修形量情况下汽车座椅调节器的加速度频谱,选取较优组合进行了齿廓修形后的整机降噪测试。分析结果表明,合适的蜗杆和斜齿轮齿廓修形可有效降低加速度频谱峰值,斜齿轮、蜗杆修形量分别取0.04、0.02 mm下的座椅调节器加速度峰值较原产品下降明显;6套试验产品的噪声与对标产品的最大噪声的差值在1.6 dB以内,且试验产品的加速度频谱和加速度峰值较原产品明显降低,验证了蜗杆斜齿轮副齿廓修形降噪的可行性。

**关键词:** 座椅调节器; 蜗杆; 斜齿轮; 齿廓修形; 降噪

**中图分类号:** TH132 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.05.009

## 0 引言

随着车辆技术的进步和客户需求的改变,汽车配置越来越高,电动座椅几乎成为国内汽车品牌的标配,但国内汽车电动座椅水平驱动器普遍存在调整过程噪声大的问题。

为解决汽车电动座椅调节器的噪声问题,国内外专家学者从噪声来源、核心传动部件、传动件材料等方面对电动座椅调节器做了系统研究。武海强等<sup>[1]</sup>对汽车座椅噪声检测准确性问题做了研究,通过试验证实了基于奇异值分解的随机共振联合去噪法可高效准确采集信号频率,检测出微弱信号。LIANG等<sup>[2]</sup>分析了汽车座椅结构及部件可能的噪声来源,开发了汽车座椅噪声评估系统,并对不同载荷下的噪声进行了检测和评价。JEONG等<sup>[3]</sup>利用相干性分析,对汽车座椅噪声源进行了分析,认为噪声源主要来自传动系统及电动机。王明祥等<sup>[4]</sup>发明了一种汽车座椅调整的精确定传动机构,可增强稳定性,确保传动的静音效果。李传闪等<sup>[5-6]</sup>对汽车座椅调节器中塑料蜗杆与钢制斜齿轮的材料配对进行了有限元模拟和试验验证,结果

表明塑料蜗杆斜齿轮传动降噪效果良好,同时具有优异的耐磨特性。杜旭<sup>[7]</sup>用塑料斜齿轮替代金属蜗轮,分析了塑料斜齿轮蜗杆副对座椅调节器啮合噪声的影响。此外,还有不少学者对汽车传动系统及座椅调节器本身的综合性能及蜗杆传动副的接触特性、加工精度等进行了数值分析及有限元模拟<sup>[8-10]</sup>,旨在降低噪声、提升舒适性。

从上述研究发现,汽车座椅调节器的噪声大多源自其传动系统,尤其是蜗杆斜齿轮啮合过程中的冲击对噪声的影响较大,为减少啮合冲击,提出对蜗杆和斜齿轮进行齿廓修形以减振降噪。建立蜗杆斜齿轮副数学模型,根据数学模型建立传动副的三维精确模型,加工不同修形量的蜗杆和斜齿轮样件,搭建噪声测试试验台,测试原模型和修形模型加速度频谱,验证传动副齿廓修形降噪方法的有效性,掌握降噪数值的变化量,为实际应用提供理论和试验参考。

## 1 蜗杆斜齿轮副数学模型

建立渐开线圆柱蜗杆斜齿轮副的坐标系,如图1所示。 $\sigma_p(o_p-x_p, y_p, z_p)$ 、 $\sigma_t(o_t-x_t, y_t, z_t)$ 为固定标架,

收稿日期: 2023-04-26 修回日期: 2023-06-12

基金项目: 重庆市教委科学技术项目(KJZD-K202204401, KJQN202304401, KJQN202404405); 重庆市教育科研实验基地(JD2024Z027); 重庆商务职业学院膜分离环控系统应用技术推广中心(2023XJZX06)

作者简介: 陈燕,女,1985年生,重庆人,博士,副教授; 主要研究方向为机械传动、精密传动; E-mail:chenyan-85@163.com。

引用格式: 陈燕,王文韬,蒲云. 汽车电动座椅调节器中蜗杆斜齿轮副降噪测试[J]. 机械强度, 2025, 47(5): 71-79.

CHEN Yan, WANG Wentao, PU Yun. Noise reduction test of worm helical gear pair in automobile electric seat adjuster[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(5): 71-79.

$\sigma_1(o_1-x_1, y_1, z_1)$ 与蜗杆固连,  $\sigma_2(o_2-x_2, y_2, z_2)$ 与斜齿轮固连,  $\omega_1$ 为蜗杆角速度,  $\omega_2$ 为斜齿轮角速度,  $a$ 为中心距,  $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$ 分别为某时刻蜗杆和斜齿轮的角位移。

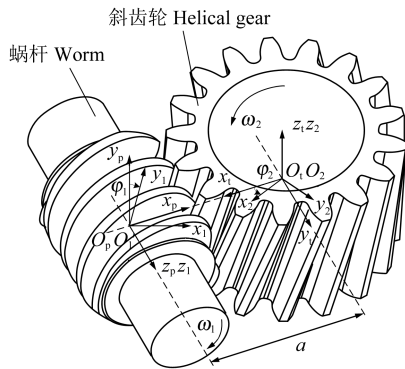


图1 渐开线圆柱蜗杆斜齿轮副坐标系

Fig. 1 Coordinate system of involute cylindrical worm helical gear pair

陈燕等<sup>[1]</sup>利用媒介齿条法详细探讨了渐开线圆柱蜗杆斜齿轮副的啮合数学模型,在此仅给出渐开线圆柱蜗杆齿面方程,为

$$\begin{cases} r_1 = x_1 i_1 + y_1 j_1 + z_1 k_1 \\ x_1 = r_{b1} \cos u_1 + \theta_1 \cos \delta_1 \sin u_1 \\ y_1 = r_{b1} \sin u_1 - \theta_1 \cos \delta_1 \sin u_1 \\ z_1 = p_1 u_1 - \theta_1 \sin \delta_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $r_{b1}$ 、 $\delta_1$ 分别为蜗杆基圆半径和螺旋升角;  $u_1$ 、 $p_1$ 、 $\theta_1$ 分别为蜗杆渐开线参数、螺旋参数和齿面参数;  $i_1$ 、 $j_1$ 、 $k_1$ 为单位方向矢量。

斜齿轮齿面方程为

$$\begin{cases} r_2 = x_2 i_2 + y_2 j_2 + z_2 k_2 \\ x_2 = r_{b2} \cos(u_2 + \theta_2) + r_{b2} u_2 \sin(u_2 + \theta_2) \\ y_2 = r_{b2} \sin(u_2 + \theta_2) - r_{b2} u_2 \sin(u_2 + \theta_2) \\ z_2 = p_2 \theta_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $r_{b2}$ 、 $u_2$ 、 $p_2$ 、 $\theta_2$ 分别为斜齿轮基圆半径、渐开线参数、螺旋参数和齿面参数;  $i_2$ 、 $j_2$ 、 $k_2$ 为单位方向矢量。

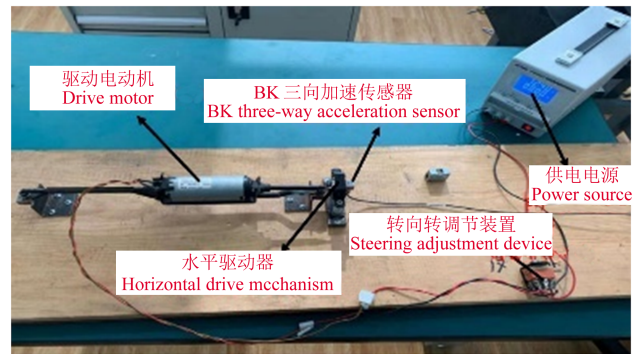
## 2 传动副降噪测试

### 2.1 噪声试验台

基于齿廓修形理论,提出对斜齿轮进行齿廓修形,以减少啮合冲击、降低振动噪声。为验证上述降噪方案的可行性,搭建噪声测试试验台,装配传动副座椅调节器,测试原有传动副和修形传动副座椅调节器的噪声。

根据电动座椅调节器在实际滑轨中的安装情况搭建测试试验台,如图2(a)所示。驱动电动机转速为3 000 r/min,带动电动座椅调节器回转,在电动座椅调节器输出端轴承座上搭载BK三向加速度传感器,用

加速度计度量噪声值,通过BK3050-60型前端采集器采集加速度的测试数据,用Pulse Lapshop测试软件分析数据,采样频率取10 kHz。



(a) 试验台

(a) Test bench



(b) 数据采集

(b) Data acquisition



(c) 方向示意图

(c) Direction diagram

图2 噪声测试试验台

Fig. 2 Noise test bench

### 2.2 斜齿轮降噪测试

汽车电动座椅水平驱动器中蜗杆斜齿轮传动副的基本参数如表1所示。

根据数学模型分别建立采用Walker修形曲线和修形长度为1.06 mm且修形量分别取0.02、0.04 mm的渐开线齿轮精确三维模型,并在加工中心上加工修形斜齿轮各1个(图3),测试0.02、0.04 mm的斜齿轮修形降噪效果。从现有产品中随意抽取1个原斜齿轮产品,保持其他零部件不变,分别将原斜齿轮产品、

0.02 mm 修形量斜齿轮和 0.04 mm 修形量斜齿轮与蜗杆进行装配,再安装到图 2 所示的测试试验台中,测得 3 类传动副座椅调节器正反转的加速度频谱(仅取最大值方向),如图 4 所示。由图 4 可知,原斜齿轮传动副在径向的振动加速度最大,正转方向最大值为 1.04 m/s<sup>2</sup>,反转方向为 0.705 m/s<sup>2</sup>,最大值处的频率为 700 Hz;与原斜齿轮蜗杆副相比,0.02 mm 修形量斜齿轮搭配蜗杆传动副座椅调节器振动加速最大值也出现在径向,即减速器的中心距方向[图 2(c)中的 X 方向],正转时最大加速度略有变大,最大值处频率为 600 Hz,反转时有所减小,最大值处的频率为 800 Hz;0.04 mm 修形量斜齿轮搭配蜗杆传动副座椅调节器振动加速最大值依然出现在径向,正转时加速度从 1.04 m/s<sup>2</sup>下降到 0.6 m/s<sup>2</sup>,反转时最大加速度从 0.705 m/s<sup>2</sup>下降到 0.41 m/s<sup>2</sup>,正反转的加速度均明显减小,初步验证了齿廓修形降噪的可行性。

表 1 蜗杆斜齿轮传动副参数

Tab. 1 Parameters of worm helical gear transmission pairs

参数 Parameters	蜗杆 Worm	斜齿轮 Helical gear
法向模数 Normal module /mm	0.9	
齿数 Number of teeth	2	13
压力角 Pressure angle / (°)	20	20
分度圆半径 Reference radius /mm	8.1	12.3
螺旋角 Helix angle / (°)	77	13
变位系数 Modification coefficient	0	0.252
中心距 Center distance /mm	10.4	
材料 Material	聚醚醚酮 Polyetheretherketone	40Cr
加工精度 Machining accuracy	8	7

上文初步验证了 0.04 mm 修形斜齿轮降噪的可行性,为评估降噪效果的通用性和普遍性,先从原座椅调节器产品中随意抽取 3 个产品,命名为现有产品 1、

现有产品 2、现有产品 3,测试其加速度频谱;再分别将 3 个现有产品中的斜齿轮替换为 0.04 mm 修形斜齿轮,再次测试修形产品的加速度频谱。测得现有产品和修形产品的加速度频谱最大值均出现在径向。各产品的加速度峰值及对比变化量如表 2 所示。由图 5 和表 2 可知,3 组现有产品中,将原有斜齿轮更换为 0.04 mm 修形斜齿轮时,正反转加速度频谱均明显下降,变化量减少占比在 16%~35%,这证明对斜齿轮进行齿廓修形,以减少啮合冲击和降低振动噪声的方案可行。

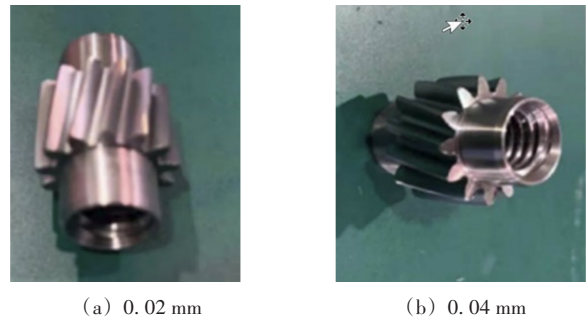


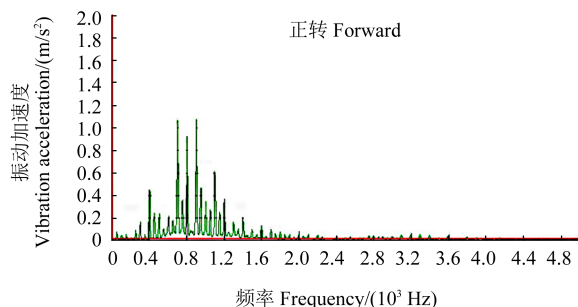
图 3 齿廓修形斜齿轮

Fig. 3 Helical gears with tooth profile modification

表 2 试验产品加速度峰值及变化量

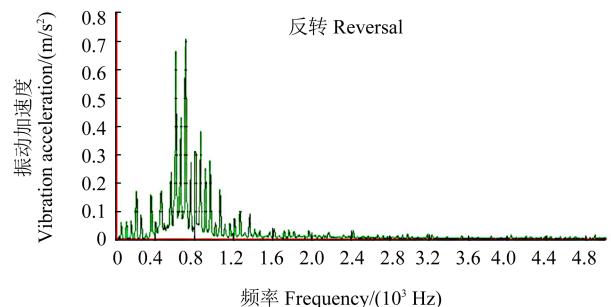
Tab. 2 Acceleration peak and variation of the test products

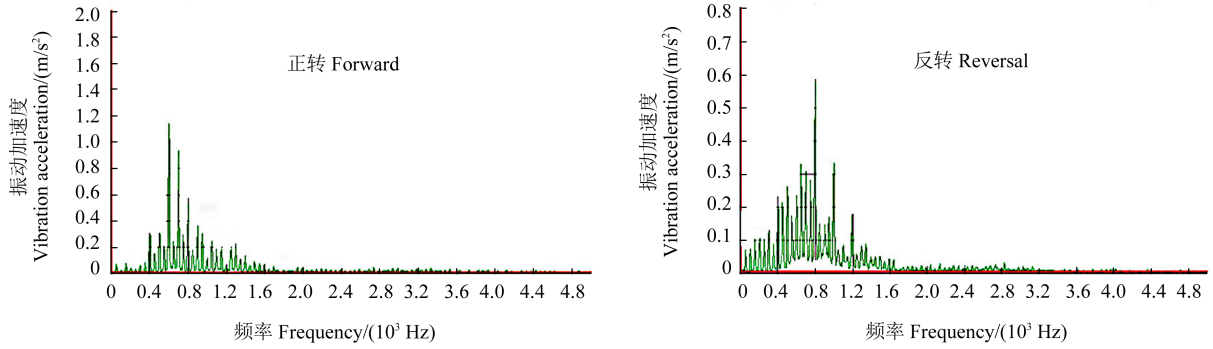
试验产品 Test product	正转 Forward	反转 Reversal
现有产品 1 Original product 1/(m/s <sup>2</sup> )	0.746	1.090
0.04 mm 修形产品 1 0.04 mm modified product 1/(m/s <sup>2</sup> )	0.622	0.716
变化量 Variation/%	-16.62	-34.31
现有产品 2 Original product 2/(m/s <sup>2</sup> )	1.020	1.090
0.04 mm 修形产品 2 0.04 mm modified product 2/(m/s <sup>2</sup> )	0.768	0.875
变化量 Variation/%	-24.70	-19.72
现有产品 3 Original product 3/(m/s <sup>2</sup> )	0.700	0.759
0.04 mm 修形产品 3 0.04 mm modified product 3/(m/s <sup>2</sup> )	0.548	0.605
变化量 Variation/%	-21.70	-20.29



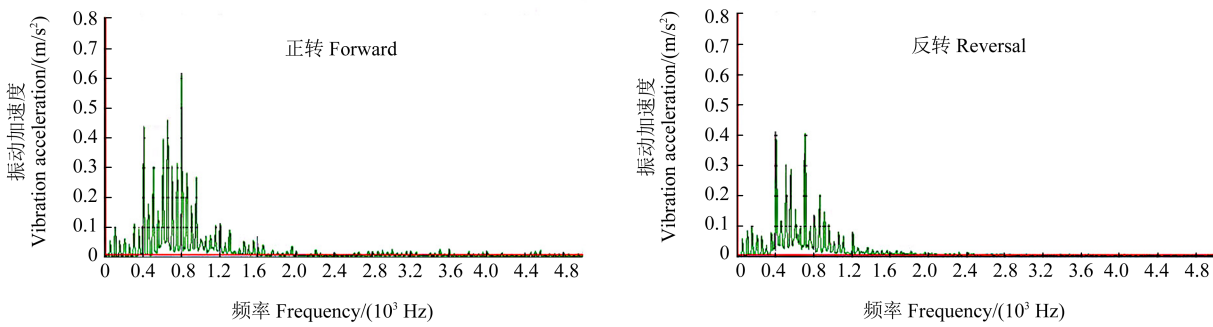
(a) 原斜齿轮

(a) Original helical gear





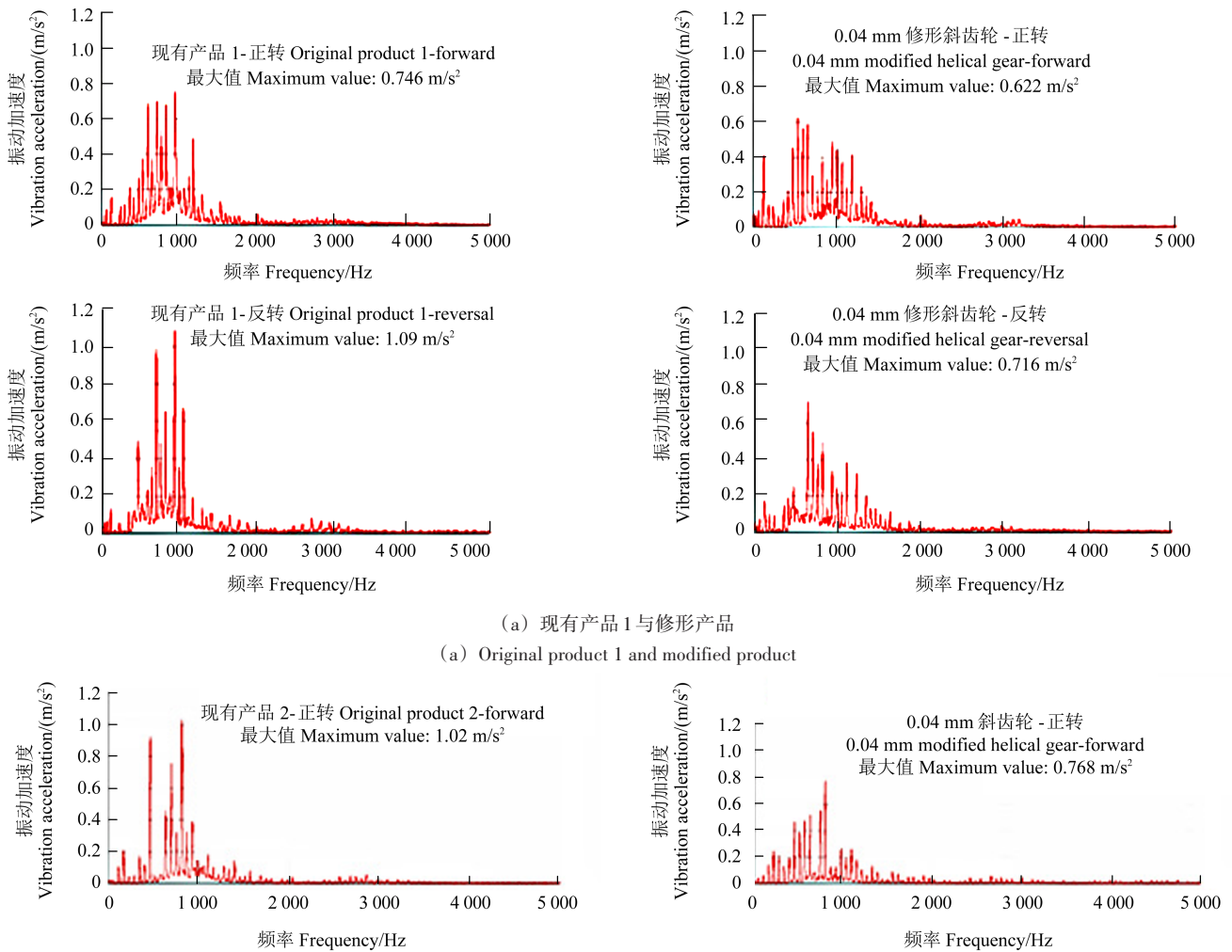
(b) 0.02 mm 修形斜齿轮  
(b) 0.02 mm modified helical gear



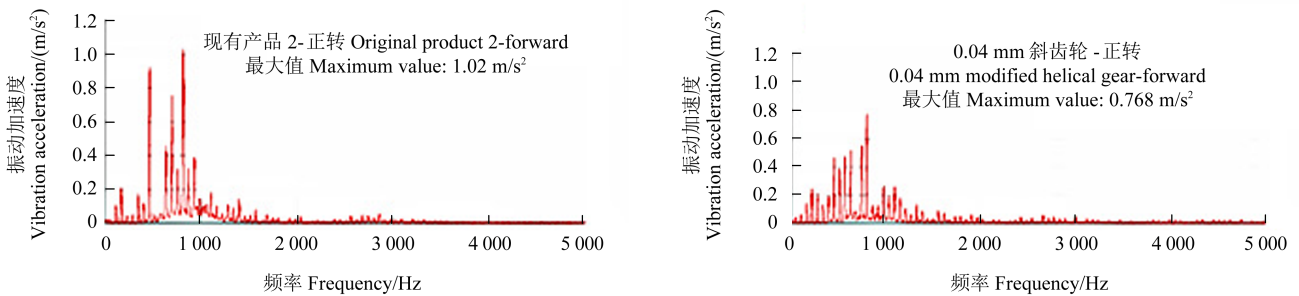
(c) 0.04 mm 修形斜齿轮  
(c) 0.04 mm modified helical gear

图 4 3类传动副座椅调节器的加速度频谱

Fig. 4 Acceleration spectrum of three types drive pairs of seat adjusters



(a) 现有产品 1 与修形产品  
(a) Original product 1 and modified product



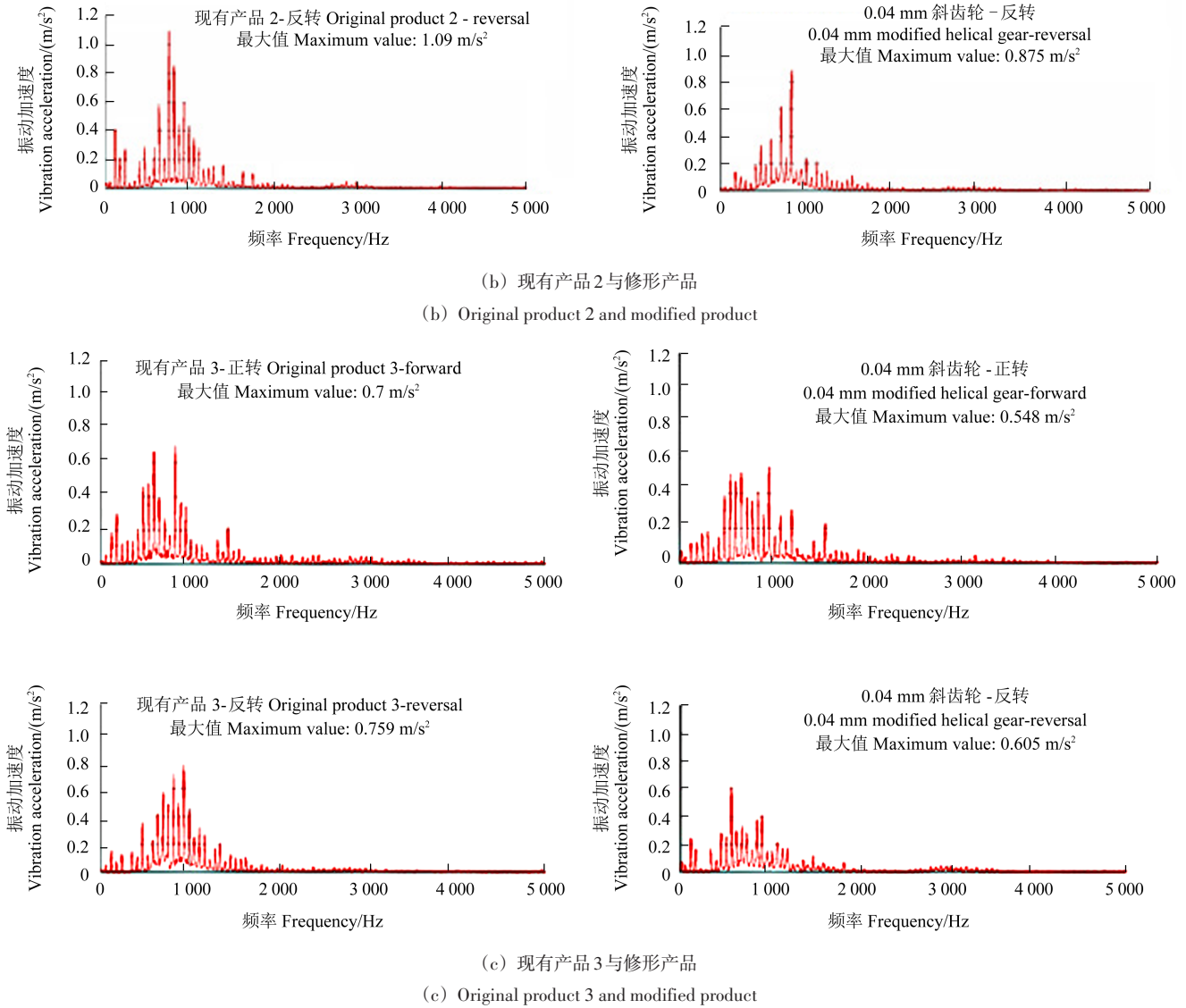


图 5 现有产品与修形产品频谱对比

Fig. 5 Spectrum comparison of original and modified products

2.3 蜗杆降噪测试

同理,为测试蜗杆齿廓不同修形量对噪声的影响,设计并加工修形量分别为 0.01、0.02、0.04、0.08 mm 的 4 类蜗杆,与无修形斜齿轮配对,保持其他零部件不变,测试座椅调节器在正反转时的加速度频谱,3 个方向的加速度峰值如表 3 所示,方向示意如图 6 所示。由表 3 可知,不同的蜗杆修形量对座椅调节器加速度峰值影响较大,过大或过小修形量的降噪效果均不佳,4 组试验修形量值中,0.02 mm 修形量蜗杆的降噪效果较好。

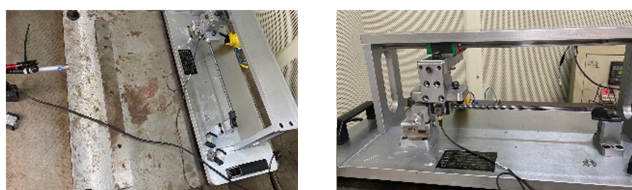


图 6 修形降噪测试现场

Fig. 6 Noise reduction test site

表 3 修形蜗杆加速度峰值

Tab. 3 Acceleration peak of modified worms

方向 Direction		修形量 Modification amount			
		0.01 mm	0.02 mm	0.04 mm	0.08 mm
正转 Forward	X/(m/s <sup>2</sup> )	0.771	0.670	0.743	0.830
	Y/(m/s <sup>2</sup> )	0.750	0.641	0.737	0.808
	Z/(m/s <sup>2</sup> )	0.743	0.608	0.720	0.818
反转 Reversal	X/(m/s <sup>2</sup> )	0.864	0.672	0.733	0.822
	Y/(m/s <sup>2</sup> )	0.802	0.650	0.716	0.764
	Z/(m/s <sup>2</sup> )	0.798	0.636	0.702	0.750

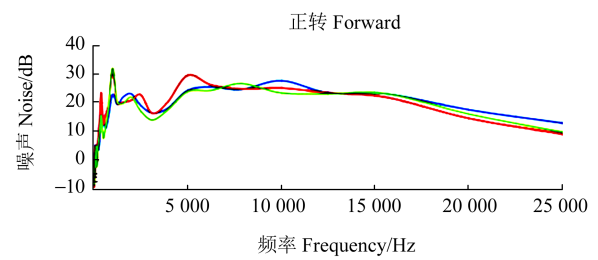
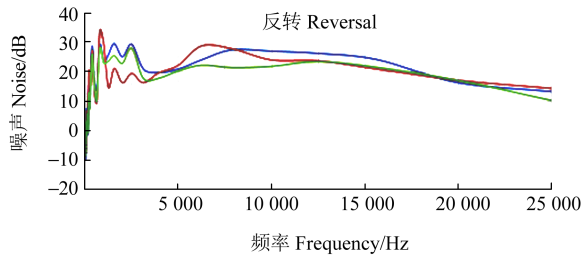
3 整机降噪对比验证

基于上述试验结果,选取单因素下的较优组合,斜齿轮修形量 0.04 mm、蜗杆修形量 0.02 mm,装配座椅调节,在试验台上进行噪声和振动测试,如图 6 所示。试验过程中,通过麦克风采集器采集频域噪声值,通过振动传感器采集 3 个方向的频域振动值,通过噪声和振动值可综合评判修形量对降噪的有效性。

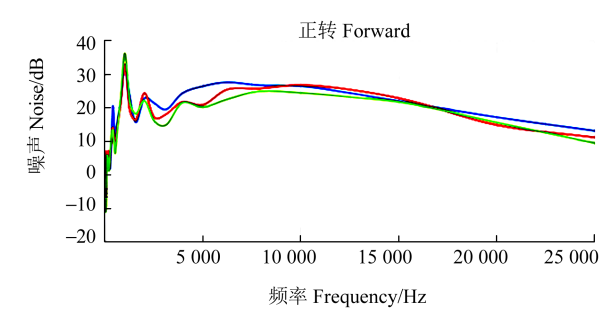
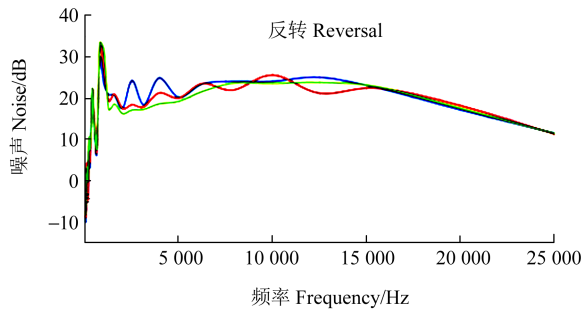
为了测试验证修形降噪有效的普遍性,装配了相

同修形量的6套试验产品;为了对比验证降噪的效果,额外选取了2组对标产品(公认的达标产品,试验样件以此达标产品的噪声值为降噪目标)进行同样的测

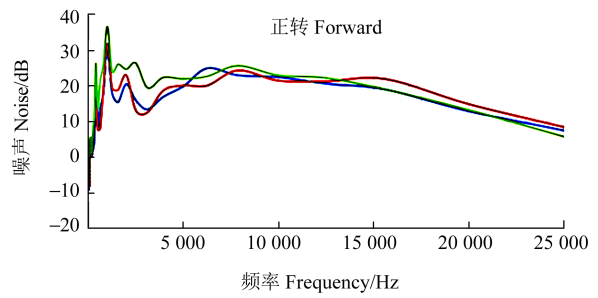
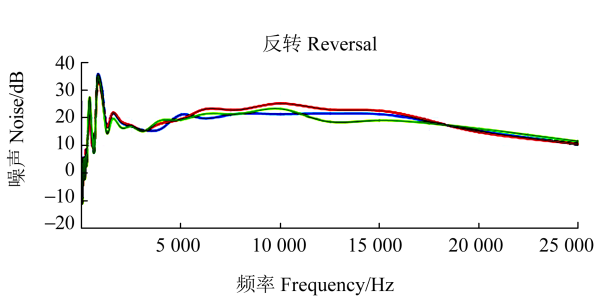
试,以作为对比参照,8组产品在正转和反转时的噪声频谱和噪声峰值分别如图7和表4所示,3个方向的频域振动加速度峰值如表5所示。



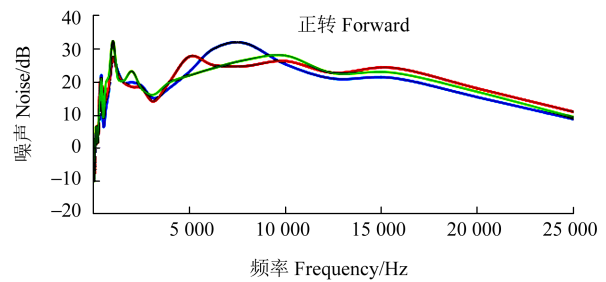
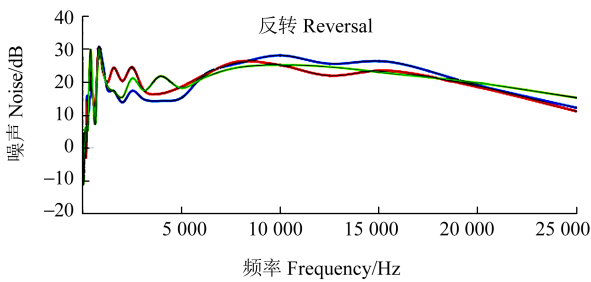
(a) 对标产品1  
(a) Benchmarking product 1



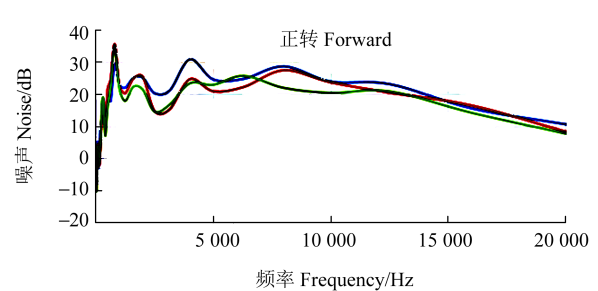
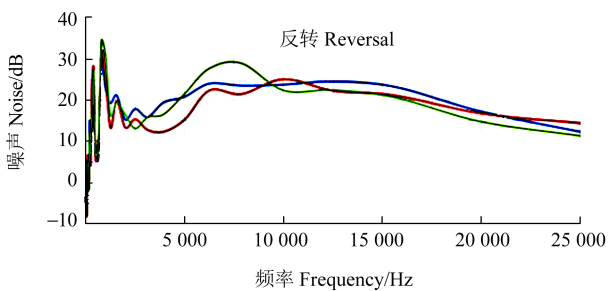
(b) 对标产品2  
(b) Benchmarking product 2



(c) 试验产品1  
(c) Test product 1



(d) 试验产品2  
(d) Test product 2



(e) 试验产品3  
(e) Test product 3

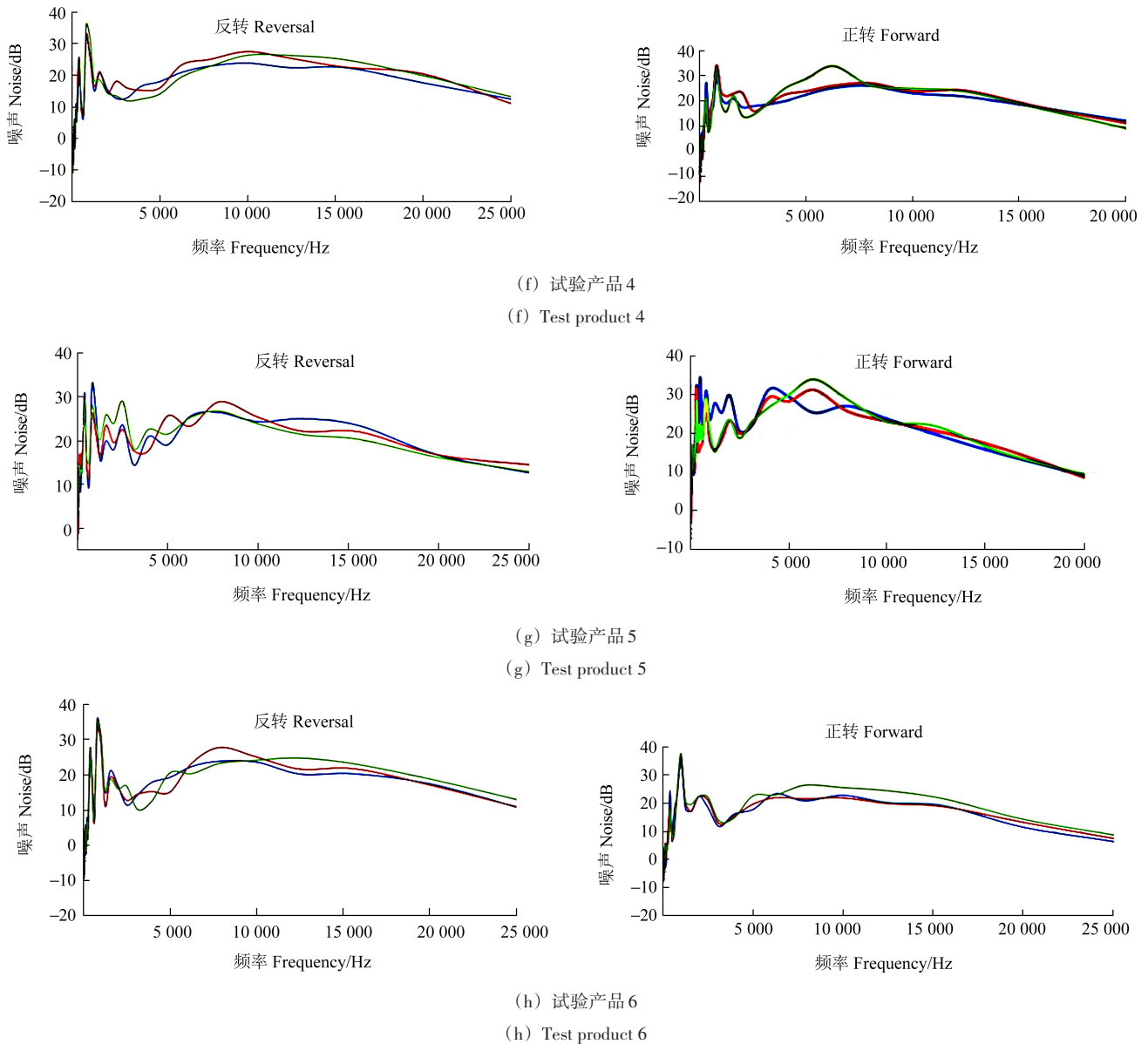


图 7 8组产品正、反转噪声频谱

Fig. 7 Forward and reverse noise spectrum of 8 sets of products

表 4 8组产品工装试验噪声值

Tab. 4 Noise values of 8 sets of products

dB

方向 Direction	对标产品 1 Benchmarking product 1	对标产品 2 Benchmarking product 2	试验产品 1 Test product 1	试验产品 2 Test product 2	试验产品 3 Test product 3	试验产品 4 Test product 4	试验产品 5 Test product 5	试验产品 6 Test product 6
正转 Forward	32.4	36.2	36.6	32.3	35.2	33.1	34.5	37.8
反转 Reversal	33.7	31.7	34.5	29.5	34.3	36.0	32.6	35.3

表 5 8组产品加速度峰值

Tab. 5 Acceleration peaks of 8 sets of products

方向 Direction	对标产品 1 Benchmarking product 1	对标产品 2 Benchmarking product 2	试验产品 1 Test product 1	试验产品 2 Test product 2	试验产品 3 Test product 3	试验产品 4 Test product 4	试验产品 5 Test product 5	试验产品 6 Test product 6
正转 Forward	X/(m/s <sup>2</sup> )	0.22	0.22	0.37	0.14	0.28	0.28	0.40
	Y/(m/s <sup>2</sup> )	0.02	0.05	0.04	0.03	0.07	0.30	0.02
	Z/(m/s <sup>2</sup> )	0.38	0.25	0.30	0.30	0.23	0.21	0.36
反转 Reversal	X/(m/s <sup>2</sup> )	0.34	0.16	0.38	0.30	0.30	0.20	0.17
	Y/(m/s <sup>2</sup> )	0.02	0.04	0.10	0.10	0.07	0.20	0.06
	Z/(m/s <sup>2</sup> )	0.43	0.40	0.34	0.12	0.30	0.13	0.13

由图7、表4可以看出,6组试验产品中,4组产品的正、反转噪声都在36 dB以内,优于对标产品的最大噪声值36.2 dB,另外两组试验的最大噪声分别为36.6、37.8 dB,略微差于对标产品;但6套试验产品中噪声最大值与对标产品噪声最大值之差在1.6 dB以内,6套试验产品中噪声最小值对标产品噪声最小值更优。由表5可以看出,6套产品的加速度峰值与前述现有产品加速度峰值相比,明显降低,且与2套对标产品基本持平。由此可见,试验产品相较于原产品的加速度峰值明显下降,验证了蜗杆斜齿轮副齿廓修形降噪的可行性。

#### 4 结论

针对汽车座椅调节器中的蜗杆斜齿轮副,建立其数学模型,加工不同修形量的蜗杆和斜齿轮,组装测试不同修形量情况下汽车座椅调节器的加速度频谱,选取较优组合,进行齿廓修形后的整机降噪测试。得到结论如下:

1) 蜗杆、斜齿轮的修形量数值对加速度频谱影响较大,应按照产品尺寸选取合适的修形量,传动副齿廓修形对减振降噪有效。

2) 斜齿轮、蜗杆的修形量分别取0.04、0.02 mm下的6套座椅调节器加速度峰值较原产品下降明显,试验产品的最大噪声与对标产品的最大噪声差值在1.6 dB以内。且试验产品的加速度频谱和加速度峰值较原产品明显降低,验证了蜗杆斜齿轮副齿廓修形降噪的可行性。

#### 参考文献(References)

- [1] 武海强,刘宝华. 汽车座椅噪声的在线检测[J]. 现代制造工程, 2018(5): 118-124.  
WU Haiqiang, LIU Baohua. Study on line detection of automobile seat noise[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2018(5): 118-124. (In Chinese)
- [2] LIANG L Y, CHEN S M, LI P R. Experiment and evaluation on rattle noise in automotive seat system[J]. International Journal of Automotive Technology, 2021, 22(2): 391-402.
- [3] JEONG U, KIM Y, KIM J, et al. Evaluation of the rattle noise of a vehicle seat using the coherence analysis technique[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, 2016, 230(3): 371-381.
- [4] 王明祥,朱豪. 一种汽车座椅位置调整装置的精确传动机构: CN204140781U[P]. 2014-10-17.  
WANG Mingxiang, ZHU Hao. A precise transmission mechanism for adjusting the position of car seats: CN204140781U[P]. 2014-10-17. (In Chinese)
- [5] 李传闪. 塑料蜗杆与钢制斜齿轮传动理论及试验研究[D]. 重庆:重庆大学, 2017: 29-34.  
LI Chuanshan. Theoretical and experimental study on transmission mechanism of plastic worm and steel helical gear[D]. Chongqing: Chongqing University, 2017: 29-34. (In Chinese)
- [6] 李传闪,梁栋,陈兵奎. 塑料蜗杆与钢制斜齿轮啮合特性分析及实验研究[J]. 机械传动, 2017, 41(12): 58-62.  
LI Chuanshan, LIANG Dong, CHEN Bingkui. Analysis of the engagement characteristic between plastic worm and steel helical gear and its experimental research[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(12): 58-62. (In Chinese)
- [7] 杜旭. 轿车座椅角度调节执行器塑料齿轮噪声浅析[C]. 2013年全国小模数齿轮技术研讨会论文集, 2013: 117-123.  
DU Xu. Analysis and experimental study on the meshing characteristics of plastic gears in the automotive seat angle adjustment actuator[C]. Proceedings of the 2013 National Small Module Gear Technology Seminar, 2013: 117-123. (In Chinese)
- [8] 黎勉,刘文峰,史国亮,等. 汽车座椅调节器综合性能测试装置设计[J]. 机床与液压, 2011, 39(8): 109-111.  
LI Mian, LIU Wenfeng, SHI Guoliang, et al. Design of comprehensive performance test device for car seat adjuster[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(8): 109-111. (In Chinese)
- [9] 李仕轩,陈兵奎,陈永洪. 渐开线圆柱蜗杆与斜齿轮传动副接触特性分析[J]. 重庆大学学报, 2020, 43(10): 29-37.  
LI Shixuan, CHEN Bingkui, CHEN Yonghong. Contact characteristics analysis of involute cylindrical worm and helical gear transmission[J]. Journal of Chongqing University, 2020, 43(10): 29-37. (In Chinese)
- [10] 张政,冯广斌,孙华刚,等. 齿轮传动系统刚柔耦合建模及载荷特性研究[J]. 机械强度, 2020, 42(1): 239-245.  
ZHANG Zheng, FENG Guangbin, SUN Huagang. Rigid-flexible coupling dynamic modeling and load characteristics research of gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(1): 239-245. (In Chinese)
- [11] 陈燕,殷国富,衡良,等. 基于媒介齿条的渐开线圆柱蜗杆斜齿轮传动啮合特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(12): 2998-3006.  
CHEN Yan, YIN Guofu, HENG Liang, et al. Meshing performance analysis of involute cylinder worm and helical gear drive based on media rack[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(12): 2998-3006. (In Chinese)

## Noise reduction test of worm helical gear pair in automobile electric seat adjuster

CHEN Yan<sup>1,2,3</sup> WANG Wentao<sup>4</sup> PU Yun<sup>1,3</sup>

(1. School of Artificial Intelligence, Chongqing Business Vocational College, Chongqing 401331, China)

(2. School of Aeronautics & Astronautics, Sichuan University, Chengdu 610207, China)

(3. Chongqing Institute of Commerce and Economics, Chongqing 401331, China)

(4. Shenzhen Lanlan Technology Co., Ltd., Shenzhen 518000, China)

**Abstract:** Aiming at the noise problem of the automobile electric seat adjuster, a pair of modified worm and modified helical gear was adopted for its main transmission system to reduce the meshing impact. The mathematical model was established, and several worms and helical gears with different modifications were processed. The noise test bench was built, and the acceleration spectrum of the automobile seat adjuster under the original models and different modifications were tested. Then the whole device's noise reduction test was conducted with the optimized combination of tooth profile modification. The analysis results show that the appropriate profile modification of the worm and helical gear can effectively reduce the acceleration spectrum peak. With 0.04 mm and 0.02 mm modification respectively for the helical gear and the worm, the acceleration peak value of seat adjuster is significantly lower than that of the original product. The difference between the 6 sets of test products maximum noise and the standard products is within 1.6 dB, and the acceleration spectrum and acceleration peak of the experimental products are significantly reduced compared to the original product, which can verify noise reduction by the tooth profile modification of worm and helical gear pair is feasible.

**Key words:** Seat adjuster; Worm; Helical gear; Tooth profile modification; Noise reduction

Corresponding author: CHEN Yan, E-mail: chenyan-85@163.com

Fund: Science and Technology Project of Chongqing Education Commission (KJZD-K202204401, KJQN202304401, KJQN202404405); Chongqing Education and Scientific Research Experimental Base (JD2024Z027); Chongqing Business Vocational College's Membrane Separation Environmental Control System Application Technology Promotion Center (2023XJZX06)

Received: 2023-04-26      Revised: 2023-06-12