

某6MT汽车变速箱啸叫噪声的控制研究

李福平¹,董大伟¹,王东²,闫兵¹

(1. 西南交通大学 机械工程学院,四川 成都 610031; 2. 中国汽车技术研究中心,天津 300300)

摘要:针对某汽车变速箱存在啸叫噪声问题,通过整车 NVH 试验和阶次跟踪分析方法,对啸叫噪声源进行识别,确定了二档滑行工况下的啸叫噪声是由于二档齿轮啮合冲击引起。建立变速箱动力学仿真模型,计算了各档位的传递误差,对比二档滑行工况下的齿轮接触斑点结果与试验结果,验证了模型的有效性。通过正交试验设计提出了基于齿轮微观修形的变速箱啸叫噪声控制方案。提出容差分析方法,研究齿轮加工公差对方案的影响,确定了齿轮修形方案在工艺公差范围内具有可靠性。测试结果表明所提方案具有降低齿轮传递误差和改善齿轮啮合的效果,明显改善了变速箱啸叫噪声问题。

关键词:啸叫噪声; 齿轮修形; 阶次跟踪; 正交试验设计; 容差分析

中图分类号:U463.22+1.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)04-0159-04

Study of Controlling Gear Whine of 6MT Automotive Transmission

LI Fuping¹, DONG Dawei¹, WANG Dong², YAN Bing¹

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. China Automotive Technology & Research Center Co., Ltd., Tianjin 300300, China)

Abstract: Aiming at the gear whine of automotive transmission, vehicle NVH test and order tracking analysis method is used to find the source of the gear whine, and it is confirmed that the gear whine of the 2nd gear coasting mode is caused by gear mesh impact. A dynamic transmission simulation model is built, and all gears' transmission error is calculated. The model is validated by the good agreement between simulation results and test data. The gear whine control scheme based on gear modification is proposed by orthogonal experimental design. The tolerance analysis method is put forward, which is used to study the influence of the gear machining tolerance on the scheme, and it is proved that the scheme is reliable within the range of the tolerance. The result of the scheme verification shows that this scheme has an effect on reducing the transmission error and the transmission gear whine, improving the gear meshing.

Keywords: gear whine; gear modification; order tracking; orthogonal experimental design; tolerance analysis

0 引言

随着汽车的动力性能和安全性能的逐步提升,汽车 NVH 性能逐渐成为大家关注的重点。变速箱噪声是常见的 NVH 性能问题,也是汽车主要噪声之一。通常,变速箱噪声有敲击噪声和啸叫噪声两类。

目前已有不少学者对啸叫噪声提出了多种解决方案,何建伟等^[1]从齿轮宏观参数入手,通过调整齿轮齿数、模数、螺旋角和压力角等宏观参数,优化齿轮重合度,提高齿轮啮合时的平稳性,但这种方法需要对齿轮加工刀具进行调整,成本较大;葛如海等^[2]从齿轮微观参数入手,利用齿轮修形公式对齿廓和齿向参数进行修形,降低了传递误差,改善了啸叫噪声问题,但是该方法无法达到最优效果;施全、汤海川等^[3-4]根据齿面接触效果进行齿轮修形,降低了齿轮啮合阶次的噪声,但未确定一套具体的优化方案;顾廷昶等^[5]通过 MASTA 仿真方法研究齿轮微观参数对传递误差的影响,并提出了齿轮修形方案,但未考虑到

齿轮加工工艺误差对方案可靠性的影响。

本文拟对某款试制阶段存在啸叫噪声问题的汽车变速箱进行研究。通过阶次跟踪方法,识别变速箱啸叫噪声源。采用正交试验设计方法对齿轮微观参数进行优化,确定齿轮修形方案。通过容差分析方法,考虑实际情况下齿轮加工工艺公差,对方案在齿轮修形公差范围内进行可靠性分析,确定优化方案的有效性,从而达到控制啸叫噪声问题的目的。

1 变速箱啸叫噪声识别

变速箱啸叫噪声是由于齿轮系统啮合过程中,工作齿轮副的传递误差使得齿轮在啮入啮出时产生冲击或者干涉,引起齿轮、轴系统的振动,并且振动在传递过程中与其他响应产生共振从而引发的啸叫噪声。本文通过整车试验和阶次跟踪分析方法对啸叫噪声源进行识别。

1.1 整车试验

本文所研究的对象为六速手动汽车变速箱,其结构示

基金项目:国家自然科学基金(51405399)

作者简介:李福平(1991—),男,湖南耒阳人,硕士研究生,研究方向为噪声与振动控制。

意图如图1所示,各档齿轮齿数信息见表1。

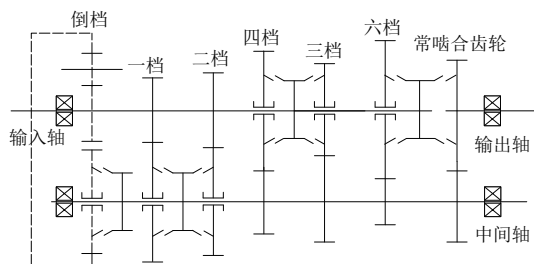


图1 变速箱结构简图

表1 各档齿轮齿数

齿轮	一档	二档	三档	四档	五档	常啮合
主动	14	25	34	37	53	23
从动	37	37	33	27	27	38

根据驾驶者反馈的信息,二档滑行工况下,驾驶室能感受到明显的啸叫噪声。因此在整车半消声转鼓实验室中,针对目标变速箱二档进行整车环境下的啸叫噪声测试。整车半消声实验室的背景噪声为25 dB,截止频率为63 Hz,配备MAHA四驱四电机低噪声转鼓,满足车型轴距在2.2 m~4.4 m、整车最大质量为5 t的整车NVH测试要求。测试所用前端为LMS数据采集系统,声压传感器为G.R.A.S46AE,并将其安装在主驾驶座椅耳高平齐处。针对二档所设定的测试工况为:加速采用POT(partially open throttle)工况,转速范围为1 000 r/min~5 000 r/min;滑行工况转速范围为5 000 r/min~1 000 r/min。在主观评价中,二档滑行工况时,驾驶员能感受到明显的啸叫噪声。

1.2 噪声源识别

阶次跟踪是在受周期载荷作用的机械系统中将正弦信号成分分离的一种信号处理方法,其恒角度增量采样能够得到稳定的信号^[6]。齿轮的啮合阶次计算公式为:

$$O_{\text{rder}} = \frac{60f_i}{n} \quad (1)$$

$$f_i = \frac{n_i}{60} z \quad (2)$$

其中: f_i 为齿轮旋转频率,Hz; n 和 n_i 分别为基准轴转速和齿轮转速,r/min; z 为齿轮齿数。

运用阶次跟踪分析方法,对测试数据进行分析。如图2所示,二档齿轮啮合阶次25阶特征明显。根据汽车噪声客观评价经验^[7],变速箱一档的档位阶次噪声声压级

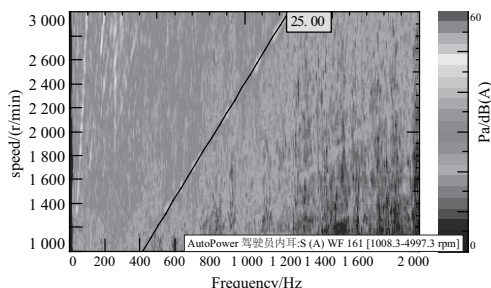


图2 二档优化前噪声信号瀑布图

与一档车内总声压级差值在7.5 dB以上,二档及更高档位与对应档位的车内总声压级差值在15 dB以上,则可认为变速箱啸叫噪声为可接受范围。计算实验数据得到二档滑行工况下车内总声压级曲线,将其衰减15 dB作为标准线,与二档档位阶次25阶声压级曲线进行比较,如图3所示。可以得知,在二档滑行工况下,二档档位阶次25阶声压级在很大转速范围内超过标准线。因此可以确定二档滑行工况下的啸叫噪声是由于二档齿轮啮合冲击所引起。

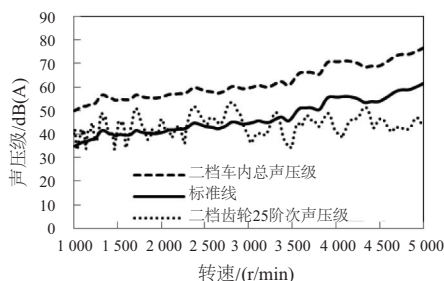


图3 二档优化前噪声阶次跟踪图

2 变速箱动力学仿真模型

2.1 仿真模型建立

依据变速箱各部件的实际参数以及连接关系,在Ro-max Designer软件中依次建立和装配轴系、齿轮、轴承、同步器等部件。在建立齿轮详细模型时,除了设定好齿轮齿数、模数、螺旋角等宏观参数外,还依据齿轮的实际精测结果设定了初始齿轮齿向和齿廓等微观参数,保证了模型的准确性。其中,二档齿轮基本的宏观参数如表2所示。同时,从外部导入变速箱壳体有限元模型以考虑壳体的柔性特征对变速箱振动特性的影响。变速箱轴齿系统模型如图4所示。根据实车常用工况设置好模型运行工况,各档位输入转矩均设定为变速箱最大转矩的-30%即45 N·m进行分析,负值表示滑行工况。

表2 二档齿轮副参数

齿轮	模数/mm	压力角/(°)	螺旋角/(°)	齿宽/mm	旋向
主动	1.9	17.5	31.5	17	左旋
从动	1.9	17.5	31.5	19	右旋



图4 变速箱轴齿系统仿真模型图

2.2 模型校验

运行模型,计算所有档位的传递误差波动量峰峰值。考虑到变速箱五档为直接档,不存在齿轮对啮合情况,因此不分析变速箱五档工况。如图5所示,根据各档位滑行工况传递误差统计结果可知,二档滑行工况下的传递误差达到了1.12 μm,明显高于其他档位,因此其产生啸叫噪声的风险最大。

齿轮接触斑点是衡量齿轮啮合质量的重要指标之一。对二档齿轮副在滑行工况下进行齿面接触应力分析,对比仿真与试验所得的二档主动齿齿面接触斑点结果,如图6所示。齿面载荷集中于齿面右侧,啮合效果较差。同时,可知仿真结果与试验结果呈良好的一致性,仿真模型可靠度较高,可以用于目标变速箱啸叫噪声问题的研究。

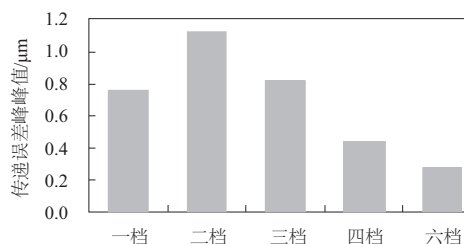


图5 各档位滑行工况传递误差

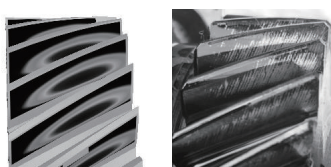


图6 二档主动齿轮接触斑点仿真与试验对比

3 齿轮微观参数优化

针对二档滑行工况下的变速箱啸叫噪声问题,本文使用齿轮微观修形方法,主要针对齿廓参数和齿向参数进行修形^[8]。齿轮修形的主要评价指标有3个:齿轮副传递误差、齿轮接触斑点效果和齿面载荷峰值大小。齿轮副传递误差大小是齿轮制造、安装误差和齿轮啮合刚度变化导致的齿轮啮合错位的直接表现,也是齿轮啸叫噪声的最根本原因;齿轮接触斑点效果直接反映齿轮的啮合效果,且直观体现出齿面载荷分布是否均匀;齿面载荷峰值大小能对齿轮微观修形前后效果作一个量化的对比。

3.1 正交试验设计

正交试验设计是利用正交表来安排和分析多因素试验的一种数理统计方法。本文通过正交试验设计方法,分析各微观参数修形量对传递误差的影响。选择齿廓鼓形量、齿廓倾斜量、齿向鼓形量和齿向倾斜量4个微观参数为正交试验设计的4个因素,每个因素设置2个水平,其中微观修形参数值水平设置是根据原变速箱齿面载荷分布结果以及原齿轮出厂微观参数修形量所决定,具体数值见表3。

表3 齿轮微观修形因素水平表

水平	因素			
	齿向鼓形量(A)	齿廓鼓形量(B)	齿向倾斜量(C)	齿廓倾斜量(D)
1	2	4	0	-5
2	4	6	5	0

本次正交试验设计的主要目的是明确4个齿轮微观修形参数对齿轮传递误差影响的主次顺序,求解4个微观参数之间的最优组合,同时了解4个参数的较优搭配。为

了既能安排下试验的全部因素,又能使得试验次数最少,同时还要考虑因素间的交互作用,最终选用标准正交表 $L_8(2^7)$ 来分析各因素对齿轮传递误差的影响。采用直观分析法来分析正交试验设计的结果,得到的影响传递误差的主次顺序为 $A>B>D>A\times B>A\times C>C$,最佳水平组合为 $A_1B_1C_2D_1$,最优搭配为 A_1B_1 。

3.2 优化方案确定

根据对变速箱啸叫问题进行的一系列试验与仿真分析,结合上述正交试验设计的分析结果,针对变速箱二档滑行工况的啸叫噪声问题制定齿轮微观修形的优化方案。优化方案见表4。

表4 齿轮微观修形参数表

二档滑行齿面	微观参数			
	齿向鼓形量	齿廓鼓形量	齿向倾斜量	齿廓倾斜量
主动齿	2 ± 4	4 ± 4	3 ± 15	-3 ± 11
从动齿	4 ± 4	4 ± 4	5 ± 13	0 ± 9.5

将优化方案中的微观参数输入 Romax Designer 软件中仿真计算,得到的传递误差计算结果和齿轮接触斑点以及齿面载荷峰值与未优化前进行对比。如图7和图8所示,可知二档滑行工况下,优化前传递误差波动的峰峰值为 $1.10 \mu\text{m}$,主动齿齿面接触区域偏向齿面右侧,载荷分布过于集中,齿面接触斑点效果差,且齿面单位长度最大载荷为 149 N/mm ;而经过微观修形,齿轮传递误差波动的峰峰值降低到 $0.61 \mu\text{m}$,主动齿齿面接触区域增大,且均匀分布于齿面中间,齿面接触斑点效果得到改善,齿面单位长度最大载荷为 94.8 N/mm ,优化效果明显。

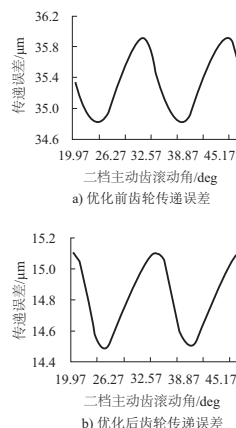


图7 二档齿轮传递误差优化前后对比

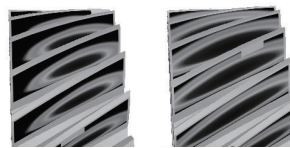


图8 二档主动齿轮接触斑点优化前后对比

3.3 齿轮工艺公差影响分析

由于齿轮在微观修形时存在加工工艺公差,因此使用

容差分析方法对上述确定的齿轮微观修形方案进行可靠性研究。

根据齿轮精度等级的规定,齿廓倾斜量和齿向倾斜量的加工公差范围较大,齿廓鼓形量和齿向鼓形量的加工公差范围较小。因此,重点考虑齿廓倾斜量和齿向倾斜量的修形设计方案在公差范围内能否达到优化目的。

使用全因子试验设计方法,测量指标为齿轮的传递误差波动峰峰值。在两个因素齿廓倾斜量和齿向倾斜量的公差范围内,各自均匀选取9个水平,因此总实验次数为 $9^2=81$ 次。

将全因子试验结果用直观的传递误差云图表示,如图9所示。由试验结果可知,当齿廓倾斜量和齿向倾斜量在各自的公差范围内时,绝大部分情况下,传递误差波动峰峰值在 $0.675\mu\text{m}$ 以内;仅当齿廓倾斜量在 $-12\mu\text{m}\sim-14\mu\text{m}$ 区间,且齿向倾斜量在 $16\mu\text{m}\sim18\mu\text{m}$ 区间时,齿轮传递误差能达到 $0.974\mu\text{m}$ 。因此,齿廓倾斜量和齿向倾斜量在考虑公差的情况下,传递误差值变化较小,上述齿轮微观修形满足设计标准,优化方案有效。

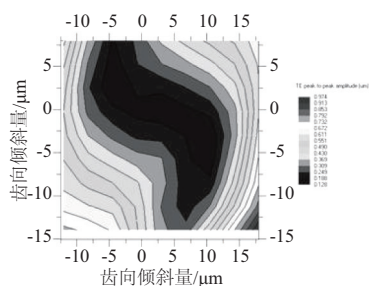


图9 容差分析传递误差云图

3.4 方案验证

按照优化方案将二档齿轮滑行面进行微观修形后,装车进行测试。测试过程中,主观感受方面,二档滑行工况下原本明显的啸叫噪声已经基本消失。对测试采集的数据进行阶次分析,如图10所示,二档滑行工况下,二档齿轮档位阶次25阶已经不明显。如图11所示,在二档滑行工况下,仅在转速 1130r/min 和 1240r/min 存在2个超过评价标准的点,其效果比起优化前已经大有改善,变速箱啸叫噪声得到控制,并且目标变速箱在量产时借鉴本文方法后,已不存在明显的啸叫噪声问题。

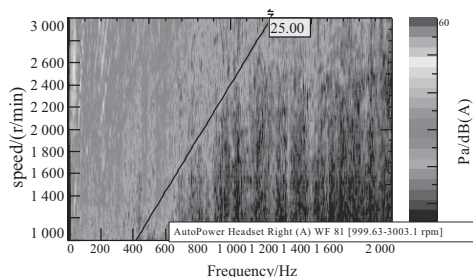


图10 二档优化后噪声信号瀑布图

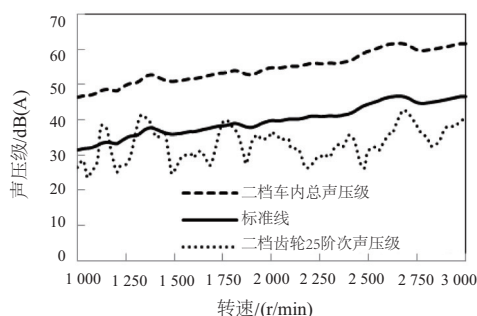


图11 二档优化后噪声阶次跟踪图

4 结语

1) 通过整车试验和阶次跟踪方法对变速箱啸叫噪声源进行了识别,试验数据表明二档齿轮啮合阶次噪声明显,并且远超评价标准,从而确定了二档滑行工况下的啸叫噪声是由于二档齿轮啮合冲击所引起。

2) 建立了变速箱仿真模型,并通过正交试验设计对齿轮的齿廓和齿向参数进行了优化,降低了二档齿轮的传递误差,改善了二档齿轮的啮合效果。

3) 提出了容差分析方法,分析了齿轮修形公差对优化方案的可靠性影响,确定了优化方案在齿轮工艺公差范围内的有效性。

4) 经试验验证,二档齿轮阶次噪声明显得到改善,变速箱啸叫噪声问题得以控制。因此,考虑齿轮修形公差的变速箱啸叫噪声控制方法在实际工程应用上具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] 何建伟,冉绍伯,陈扬森,等. 齿轮重合度对变速器啸叫的影响研究[C]// 2015 中国汽车工程学会年会论文集, 2015: 1903-1905.
- [2] 葛如海,姜旭义,杨文涛. 齿面微观修形在汽车变速器降噪中的应用研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(6): 557-560.
- [3] 施全,龙月泉,石晓辉,等. 变速器齿轮参数优化与啸叫声控制的研究[J]. 噪声与振动控制, 2010, 30(3): 46-49.
- [4] 汤海川,郭枫. 基于齿轮修形的汽车变速器齿轮啸叫噪声改善研究[J]. 上海理工大学学报, 2013, 35(3): 294-298.
- [5] 顾廷昶. 汽车变速器齿轮传递误差的研究及优化[J]. 传动技术, 2014, 28(4): 42-46.
- [6] 龙月泉,石晓辉,施全. 基于阶次跟踪的变速箱噪声源识别[J]. 噪声与振动控制, 2009, 28(1): 76-80.
- [7] 栾文博,吴光强,徐炜卿. 基于阶次跟踪的变速箱啸叫噪声分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(11): 95-99.
- [8] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996.

收稿日期:2018-04-11