

变速器敲击性能量化评价指标建立*

姜艳军¹, 邓兆祥¹, 龚为伦², 柯君²

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆, 400030) (2. 重庆青山工业有限责任公司 重庆, 402761)

摘要 针对单个齿轮副和变速器总成两方面的敲击特性, 笔者利用专用的敲击试验装置测试多工况敲击相关数据。首先, 对振动噪声数据进行有效能量叠加处理和对齿轮副在啮合线方向上速度差标准差的计算, 得到单个齿轮副和变速器总成的敲击特征曲线; 其次, 提取相应的特征参数分别建立单个齿轮副和变速器总成的敲击特性量化评价指标向量; 最后, 用量化评价指标对某 5 档变速器的敲击问题进行了量化分析及问题点确定, 并对优化前后的变速器进行了敲击性能量化对比。结果表明: 量化指示与主观评价结果有较好的一致性, 证明量化评价指标对变速器敲击问题优化和评价具有一定的指导意义。

关键词 变速器; 敲击; 振动噪声; 评价指标

中图分类号 TH132.46

引言

变速器齿轮副敲击振动可通过轴系传递到变速器壳体, 引起壳体振动特征的变化, 同时会产生壳体辐射噪声特征的变化, 两种特征变化均可用来判断敲击的发生^[1-3]。为了从源头优化变速器敲击问题, 对敲击的研究工作主要基于两个方面开展。一方面通过优化动力传动系匹配设计, 如离合器减振参数优化、应用双质量飞轮等, 来降低变速器输入扭振的水平, 以达到减小敲击的目的^[1,3-5]; 另一方面, 通过优化变速器自身相关参数以降低其敲击水平也是重点关注的方向。Brancati 等^[6]研究了润滑油膜对敲击的影响, 给出了有效的油膜阻尼数学模型。丁康等^[7]基于刚柔耦合模型对敲击各影响因素进行分析得出, 合理的设计齿轮系统参数可以把敲击控制在理想范围。Bozca 等^[8]利用经验模型来优化变速器齿轮模数、齿数、侧隙、轴向间隙等几何参数使变速器敲击降低了 14%。文献[9-12]还对齿轮偏心对敲击的影响进行了研究。在国内, 以上两方面工作很少得到整车厂和变速器供应商重视。虽然一些高等学校对此进行了一些理论方面的探索, 然而鲜有合理的试验支持。对于传动系统低扭振匹配设计需要合理的目标输入作为参考, 对于变速器自身的敲击性能优化, 不但需要合理的方法来明确优化方向,

还需要合理的评价手段来评判优化结果。基于变速器总成敲击试验, 并通过计算转速差标准差和振动能量叠加的数据处理方式, 笔者分别对齿轮副敲击特性和变速器总成敲击特性进行了研究并提出了相应的量化评价指标。

1 敲击试验台架搭建和数据测试

图 1 所示试验装置主要用于变速器敲击振动噪声测试, 主要由驱动电机、输出测功机、伸缩轴 3 个功能件组成。位于半消声室内的驱动电机为高动态永磁电机, 具备特殊的扭矩-转速特性, 能够模拟内燃机的燃气压力与活塞往复惯性力, 可实现发动机的输出扭矩特性。永磁电机设计主要针对实现低惯量和满足最小安装尺寸两个方面, 变速器输入轴可

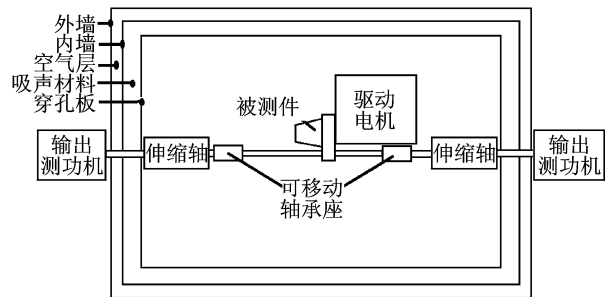


图 1 试验装置示意图

Fig. 1 Symbolic picture of test rig

* 国家基础研究发展计划(“九七三”计划)资助项目(2010CB736104)
收稿日期: 2017-04-17; 修回日期: 2018-09-20

以直接与之联接。两个输出测功机固定在消声室外墙两侧的基座上,通过穿墙轴组件与消声室内可伸缩轴联接,可以运用设置整车模型参数来进行行驶工况模拟。变速器输出端与可伸缩轴之间直接通过半轴联接。在半消声室内,除被测变速器之外,包括驱动电机在内的其他装备都做了专用的声学包裹处理。驱动电机和输出测功机的基本参数分别见表 1。

表 1 驱动电机和输出测功机基本参数

Tab.1 Main parameters of prime mover and dynamometer

参数	扭矩/(N·m)	功率/kW	最高转速/(r·min ⁻¹)
驱动电机	400	250	10 000
测功机	4 200	290	3 000

发动机输出扭矩特性可表示为其转速和油门开度的相关函数。对于每一组固定的转速和油门开度值,均可通过发动机台架试验获得稳态的扭矩时域数据。通过傅里叶变换,时域数据可表示为平均扭矩与若干谐次动态分量之和

$$T = T_m + \sum_{0.5}^p T_p \sin[(\pi p n / 30)t + \varphi]$$

($p = 0.5, 1.0, 1.5, \dots$) (1)

其中: T_m 为扭矩 T 的平均分量; T_p 为扭矩 T 的各谐次动态分量; n 为输入轴平均转速; φ 为各谐次相位。

通过输入以上相关参数,驱动电机可模拟相应工况的发动机输出扭矩。经过对多工况测试数据的插值处理可获得所关心工况范围的发动机输出扭矩特性。

测试传感器布置见图 2。试验采用 DSF1010.00SHV 转速传感器采集变速器内 5 个档位齿轮副转速。由于被测变速器倒档采用非同步器结构,倒档惰轮在各前进档工况不参与啮合运转,因此倒档惰轮不作为本次测试的对象。采用 PCB-356A23 振动加速度传感器采集输入轴轴承盖中心位置振动加速度。采用 PCB-HT378B02 麦克风采集加速度传感器附近距箱体 10 cm 位置处声压。

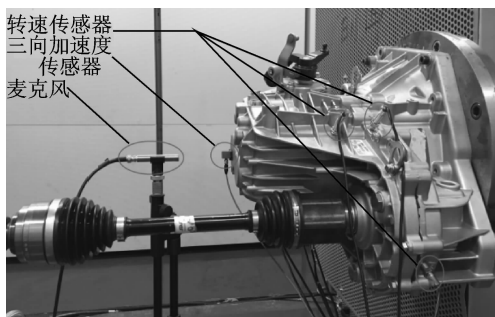


图 2 测试传感器布置图

Fig.2 Layout of test sensor

试验针对不同档位设置了相同的系列测试工况,见表 2。测试工况涉及输入平均转速 n 、输入平均扭矩 T_m 和动态扭矩波动 T_p 三种变量的组合。设定的测试工况均属于变速器在整车上易发生敲击的工况范围。试验模拟四缸内燃机动态扭矩波动作为变速器的输入扭矩激励源。四缸机动态扭矩波动主要表现为二阶主谐次及其整数倍谐次,其中二阶主谐次占据主导地位,其激励频率为输入轴转频的二倍。为了简化研究,此次试验仅模拟四缸内燃机二阶动态扭矩波动(如图 3),其频率为输入轴转频二倍、幅值在 25 s 内,由 $\pm 0 \text{ N} \cdot \text{m}$ 线性扫描到 $\pm 110 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

表 2 测试工况表

Tab.2 Operating conditions of test

$T_m /$ (N·m)	转速/(r·min ⁻¹)		
	1 500	1 800	2 100
70	T_p	T_p	T_p
100	T_p	T_p	T_p
130	T_p	T_p	T_p

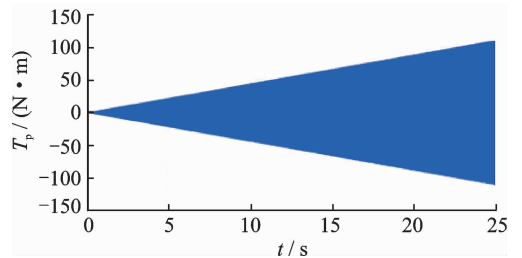


图 3 扭矩波动 T_p

Fig.3 Torque fluctuation T_p

2 敲击性能评价指标提取

以表 3 中的两种工况为例,详细阐述试验数据的分析及两类变速器敲击性能评价指标提取过程的方法。

表 3 示例工况

Tab.3 Demonstration conditions

工况	档位	平均扭矩 $T_m /$ (N·m)	平均转速 $n /$ (r·min ⁻¹)
1	1	100	1 800
2	3	100	1 800

2.1 齿轮副敲击性能量化评价指标提取

根据渐开线齿轮啮合原理,可得齿轮副在啮合线方向上的传动关系式

$$\Delta v = \dot{\theta}_z r_z - \dot{\theta}_k r_k \quad (2)$$

其中: Δv 为齿轮副在啮合线方向上的线速度差值;

$\dot{\theta}_Z, \dot{\theta}_K$ 分别为主从齿轮的角速度; r_Z, r_K 分别为主从齿轮的基圆半径。

齿轮副未发生敲击时,主从动齿轮啮合不发生分离,除传递误差的微小影响外,主从动齿轮在啮合线方向的线速度保持一致,即 Δv 近似等于零;齿轮副发生敲击时,主从动齿轮之间产生连续的分离合动作,其在啮合线方向的线速度关系会发生明显改变。图4(a)为工况1中五档齿轮副转速数据处理结果,其上方为二档齿轮副 Δv 曲线,横坐标为时间 t 。曲线特征表明,在14 s时间点之后转速差幅值呈近似线性增加趋势,可断定此点为近似的齿轮副敲击起始点。为了直观地表现其变化趋势,现将转速差曲线沿横坐标均分为 n 个数据段 $\Delta v_1, \Delta v_2, \dots, \Delta v_n$, 每个数据段有 m 个数据点,对每段数据计算标准差

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (\Delta v_{ni} - \overline{\Delta v_n})^2} \quad (3)$$

其中: $\overline{\Delta v_n}$ 为 Δv_n 的平均值。

由式(3)计算可得图4(a)下方的 σ_v 曲线,即转速差标准差曲线,其可反应齿轮副敲击的剧烈程度,称之为齿轮副敲击烈度。同样可提取 σ_v 曲线的特征参数: C 点作为 σ_v 曲线的突变点,其时间坐标 t_C 与 Δv 曲线中识别到的齿轮副敲击起始点时间坐标相当,因此 C 点可近似的作为齿轮副敲击起始时间点。同时,基于敲击点 C 的齿轮副转速数据计算得到主动齿轮的角加速度波动幅值 β ,其是在保证齿轮副不产生敲击的条件下主动齿轮允许输入的最大角速度波动幅值。 σ_v 在敲击点后对时间 t 的敏感程度 S_G 可反应敲击烈度随时间 t 的变化趋势。同样可以定义特征向量 I_G

$$I_G = [t_C, \beta, S_G] \quad (4)$$

据上述分析,特征向量 I_G 包含的信息可以较准确的量化还原 σ_v 曲线。图4(b)为工况2中二档齿轮副的处理结果,其数据特征与工况1相同。其余齿轮副的数据处理结果均表现出相同的数据特征。

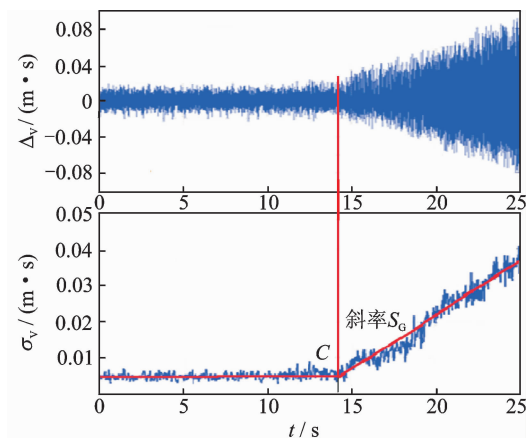
可通过试验获得 I_G 的矩阵,其可作为齿轮副敲击性能量化评价指标,用来确定变速器内部各个齿轮副敲击发生的先后顺序以及强烈程度,可为变速器自身的敲击性能优化提供参考。

2.2 变速器总成敲击性能量化评价指标提取

图5(a)为工况1变速器壳体振动加速度的数据处理结果,其横坐标为变速器输入扭矩激励幅值 T_P , 上半部分为测点的壳体振动加速度色图。当 T_P 值在 $42 \text{ N} \cdot \text{m}$ 以下时,色图中各频率壳体振动加速度幅值在 T_P 增大的方向基本保持一致,当 T_P 值超过 $42 \text{ N} \cdot \text{m}$ 以后,壳体振动加速度幅值开始逐渐增大且逐步向更宽频率范围扩展,其特点与敲击引起的宽频振动特征相同,根据文献[1-3]中敲击发生的判断方法,可以确定 $42 \text{ N} \cdot \text{m}$ 输入扭矩激励幅值点为近似的敲击起始位置。色图仅能给出粗略的变速器敲击随 T_P 的变化特征,为了能更直观的表现变速器敲击随 T_P 的变化趋势,现将壳体振动加速度色图中每一输入扭矩激励幅值点的振动加速度幅值沿频率坐标方向以能量的表达式进行叠加处理

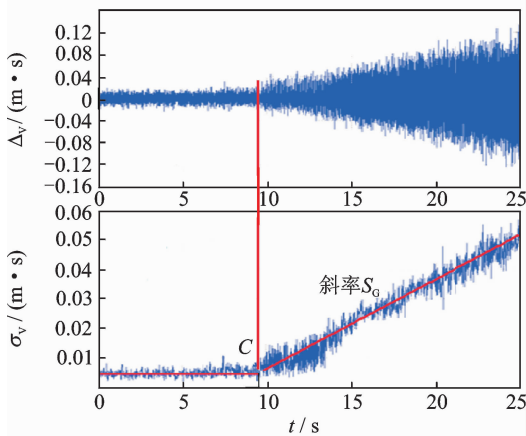
$$E(T_P) = \int_{f_1}^{f_2} a^2(T_P, f) df \quad (5)$$

其中: a 为输入扭矩激励幅值 T_P 时壳体测点在频率 f 时的振动加速度; d_f 为频率分辨率; f_1, f_2 分别为所关心敲击振动频率范围的下限和上限值; $E(T_P)$ 为输入扭矩激励幅值 T_P 时壳体测点的振动加速度平方和,称之为敲击能量。



(a) 工况1五档齿轮副

(a) The 5th gear pair at the condition 1



(b) 工况2五档齿轮副

(b) The 5th gear pair at the condition 2

图4 工况1五档齿轮副和工况2二档齿轮副 Δv 与 σ_v 曲线

Fig. 4 Gear pair Δv and σ_v curve at the 5th gear pair of the condition 1 and the 2nd gear pair of the condition 2

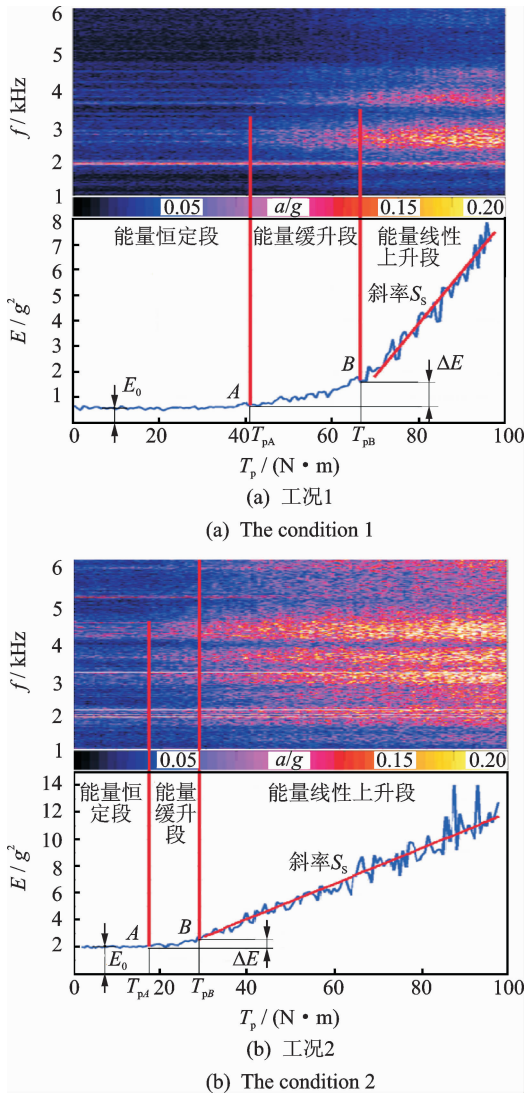


图 5 工况 1 和工况 2 变速器壳体振动色图与能量曲线
 Fig. 5 Transmission case vibration colormap and energy curve at the condition 1 and 2

通过式(5)计算可以得到图 5(a)中的振动能量趋势曲线。能量趋势曲线随激励的变化特征与变速器内众多齿轮副参与敲击的顺序和敲击强度大小有直接而复杂的关系,对此将在后续论文中做深入的研究,文中首先主要基于此特征提出并验证变速器总成敲击的量化评价指标。能量趋势曲线前段和后段均近似线性,中间部分为曲线,通过做延伸线可近似获得 A, B 两个交点。基于敲击能量曲线的变化特征可将其分为 3 段:在 A 点之前的低输入扭矩激励幅值区域,振动能量随 T_p 增加基本保持恒定,称为能量恒定段;在 A, B 点之间,敲击能量随 T_p 增加呈缓慢上升趋势,称之为能量缓升段;在 B 点之后,敲击能量随 T_p 增加呈近似线性上升状态,称之为能量线性上升段。根据分段处理可提取能量曲线的特

征参数:能量恒定段幅值 E_0 可视为所在工况的背景噪声,将能量曲线减去背景噪声 E_0 ,可近似认为所得曲线为纯敲击振动噪声能量曲线。A 点作为能量增加的近似起始点,其输入扭矩波动幅值 T_{PA} 与色图中识别到的 $42 \text{ N} \cdot \text{m}$ 敲击起始点基本相当,因此能量曲线上的 A 点可作为近似的敲击起始点。利用能量缓升段 T_p 的增量 T_{PAB} 和能量增量 ΔE 以及能量线性上升段 E 对 T_p 的敏感程度 S_s 能够反应敲击能量随 T_p 的变化趋势。定义特征向量 I_s

$$I_s = [T_{PA}, T_{PAB}, \Delta E, S_s] \quad (6)$$

据上述分析,特征向量 I_s 包含的信息可以较准确的量化还原敲击能量趋势曲线。图 5(b)为工况 2 的数据处理结果,其数据特征与工况 1 相同。其余工况的数据处理结果均表现出相同的数据特征,采用壳体辐射噪声数据作为处理对象也能得到相同的数据特征。

对于变速器总成,规定合理的数据采集点后,通过试验获得多工况 I_s 向量并组成 I_s 矩阵,其可作为变速器总成敲击性能量化评价指标,以用来评价不同变速器之间敲击性能的差距以及同一变速器敲击性能优化后的改进程度。

3 量化评价指标应用

某汽车公司新开发 V1 车型搭载某公司五档变速器 B_1 ,要求变速器敲击性能需达到市场同档 V2 车型所搭载的变速器 B_2 水平。基于试验台架,在平均输入转速为 1800 r/min 、平均输入扭矩均为 $70 \text{ N} \cdot \text{m}$ 工况下对 B_1 和 B_2 的敲击性能进行主观对比评价,台架运行方式与文中试验相同。变速器敲击评价涉及噪声大小、声品质以及心理声学等多方面内容,当前主观评价是对其进行评估的主要手段^[11-12],文中评价由 5 名具有 4~7 年变速器 NVH 性能评价经验的工程人员共同完成,分数 S_c 值为 5 人评分的平均值。评价主要基于敲击起始点、敲击噪声上升的缓急、声品质 3 个方面综合进行。表 4 中评价结果表明, B_1 在 3~5 档的敲击性能相比 B_2 较差。通过每次仅拆除一个从动齿轮(空转齿轮)并进行主观对比评价可以确定,当拆除 1 档或 2 档空转齿轮时敲击改善效果最为明显;通过试验获得 B_1 的 I_G 指标值,见表 5,表中加深部分表示选中档位的齿轮副不会发生敲击。在 3~5 档时, B_1 的 1, 2 档齿轮副相比其他齿轮副具有较小的敲击起始时间

和较大的敲击剧烈程度,尤其是1档齿轮副,与通过主观评价方式确定的问题点吻合。据此,可确定1,2档空转齿轮对3~5档时的敲击具有主要的贡献度,为降低高变速器敲击敏感度,可将1,2档空转齿轮作为主要的优化目标。

表4 B₁和B₂敲击性能主观评价得分

Tab.4 Subjective evaluation score of B₁ and B₂ rattle performance

指标	档位					
	3档		4档		5档	
	T _{PA} / (N·m)	S _C / min	T _{PA} / (N·m)	S _C / min	T _{PA} / (N·m)	S _C / min
B ₁	39	39	40	43	50	51
B ₂	61	72	71	65	75	71

T_{PA}根据主观估计的敲击起始时间点与输入扭矩曲线对应获取

为了优化B₁的敲击性能,分别从降低从动齿轮的敲击敏感度和增加变速器抵抗扭振的能力两个方面进行了改进。降低从动齿轮敲击敏感度:基于文献[1]的齿轮敲击原理,在满足最低设计强度要求下,通过拓扑优化使1档从动齿轮和2档从动齿轮惯量分别减小11%和9%;在满足最低的设计传动效率要求下,提升润滑油面15mm并使用BOT130具有较高黏度的润滑油。以上两种措施使得从动齿轮更容易获得较大的减速度,以增强其跟随主动齿轮速度波动的能力,以增大抗敲击能力。增加变速器抵抗扭振的能力:由于设计空间和设计总质量的限制,对于B₁仅能通过设计变动使主减速器大齿轮增加15%转动惯量,以增强变速器对扭矩波动的抑

表5 B₁和B_N敲击性能I_G指标值

Tab.5 I_G index value of B₁ and B_N

指标	档位								
	3档			4档			5档		
	B ₁	B _N	%	B ₁	B _N	%	B ₁	B _N	%
1档β/(rad·s ⁻²)	437	577	32	481	622	29	535	653	22
齿轮t _C /s	8	11	37	8	11	37	10	13.5	30
副S _G /(m·s ⁻²)	0.45	0.31	31	0.41	0.29	29	0.35	0.23	28
2档β/(rad·s ⁻²)	541	754	39	567	738	30	593	759	27
齿轮t _C /s	9	13	44	9	14	55	10	15	50
副S _G /(m·s ⁻²)	0.36	0.28	22	0.31	0.23	26	0.27	0.2	25
3档β/(rad·s ⁻²)				884	945	7	897	939	4.6
齿轮t _C /s				13	14	7	15	16	6.7
副S _G /(m·s ⁻²)				0.15	0.14	6	0.14	0.13	7.1
4档β/(rad·s ⁻²)	937	1012	8				941	976	3.7
齿轮t _C /s	15	16	6.6				16	18	12
副S _G /(m·s ⁻²)	0.14	0.12	14.2				0.15	0.14	6.7
5档β/(rad·s ⁻²)	963	1045	1.9	977	1082	11			
齿轮t _C /s	16	18	12.5	17	19	11			
副S _G /(m·s ⁻²)	0.12	0.13	8.3	0.13	0.11	15			

%为B₁指标改善率

制能力,从而减小对从动齿轮的扭转激励。表5中B_N为B₁的优化后状态,与优化前相比,在3~5档时其1,2档齿轮副I_G指标有明显的改善。图6为基于试验获得的B₁优化前后的σ_v对比曲线。

图7为基于试验获得的B₁优化前后以及B₂的敲击能量对比曲线,表7为基于敲击能量曲线提取的B₁优化前后以及B₂的I_S指标值。由表6数据可知,B₁优化前的I_S指标值明显差于B₂,B₁优化后(B_N)的I_S指标值较大程度的缩小了与B₂的差距。表7为B₁优化前后的主观评价结果:优化后的B₁(B_N)相对优化前3~5档敲击性能有较大的改善,虽

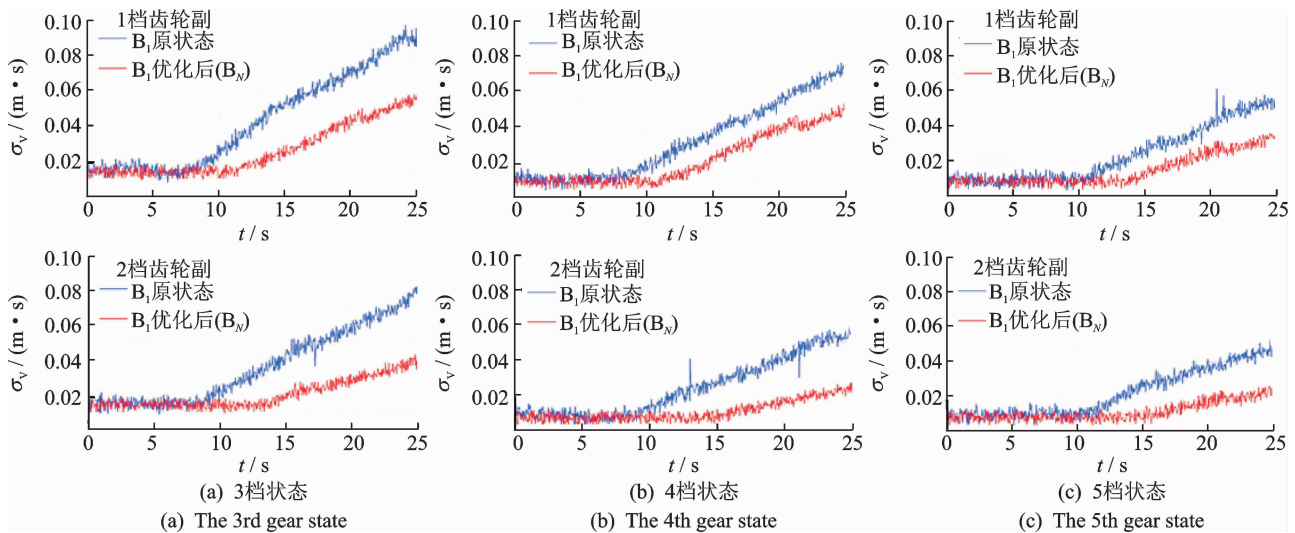


图6 3~5档状态下1,2档齿轮副优化前后σ_v对比曲线

Fig.6 σ_v contrast curve of 1st and 2nd gear pair at the 3rd, 4th, 5th gear state

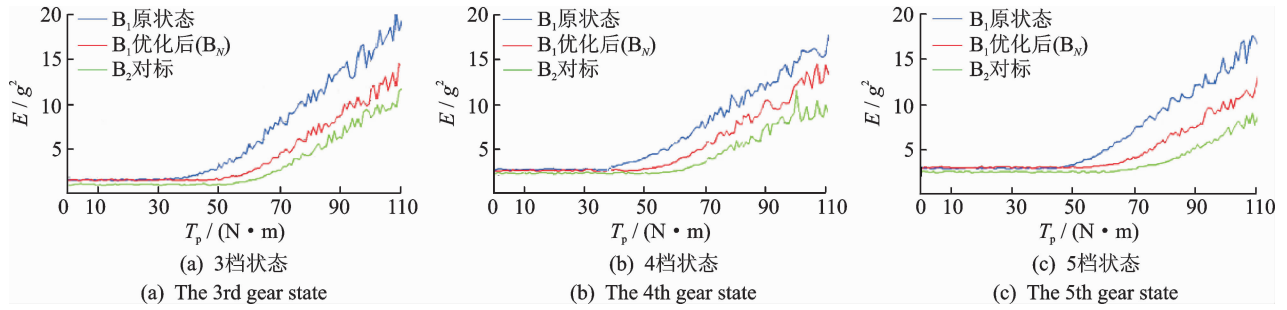


图7 3~5档优化前后敲击能量对比曲线

Fig.7 Rattle energy contrast curve before and after optimization at the 3rd~5th gear state

表6 B₁, B_N 和 B₂ 敲击性能 I_S 指标值

Tab.6 I_S index value of B₁, B_N and B₂

档位	指标	B ₁	B ₂	B _N	改善率/%
3档	T _{PA} /(N·m)	33	51	49	48
	T _{PAB} /(N·m)	12	17	17	41
	ΔE/(rad·s ⁻²) ²	1.9	1.5	1.7	10
	S _S /[(rad·s ⁻²) ² /(N·m)]	0.24	0.17	0.2	16
4档	T _{PA} /(N·m)	39	58	49	26
	T _{PAB} /(N·m)	16	17	20	25
	ΔE/(rad·s ⁻²) ²	2.1	1.3	1.6	24
	S _S /[(rad·s ⁻²) ² /(N·m)]	0.22	0.13	0.18	18
5档	T _{PA} /(N·m)	44	60	53	20
	T _{PAB} /(N·m)	20	25	22	10
	ΔE/(rad·s ⁻²) ²	2.2	1.3	1.8	18
	S _S /[(rad·s ⁻²) ² /(N·m)]	0.21	0.14	0.17	19

表7 B₁, B_N 敲击性能主观评价得分

Tab.7 Subjective evaluation score of B₁ and B_N rattle performance

档位	指标	B ₁	B _N	改善率/%
3档	T _{PA} /(N·m)	39	53	36
	S _C /min	39	53	36
4档	T _{PA} /(N·m)	40	54	35
	S _C /min	43	59	37
5档	T _{PA} /(N·m)	50	63	26
	S _C /min	51	66	29

T_{PA}根据主观估计的敲击起始时间点与输入扭矩曲线对应获取

然仍不能达到 B₂ 的水平,但已经有很小的差距,与表6中 B₁ 优化前后的客观对比评价结果比较一致。

通过实际应用表明,利用单个齿轮副敲击强度评价指标 I_G 可确定变速器中易发生敲击的齿轮副,能够为变速器敲击优化工作提供参考;利用 I_S 指标可用于单个总成敲击性能优化结果的对比评价,也可用于不同总成敲击性能的对比评价。

4 结束语

通过专项试验采集变速器壳体振动、以及齿轮副转速3类数据,并对测得数据进行的数学处理和分析,可得到以下结论:

通过计算得到齿轮副在啮合线方向上的线速度差的标准差曲线,可清晰地表明齿轮副敲击强度的动态趋势,从中可提取齿轮副敲击起始时间点、敲击起始点主动轮角加速度波动幅值和敲击后曲线对时间的敏感度3个特征参数。由以上3个参数组成的特征向量 I_G 可以较准确的量化还原 σ_v 曲线,因此可将其作为齿轮副敲击性能量化评价指标。使用相似的方法可获得变速器总成敲击性能量化评价指标 I_S。利用评价指标 I_G 分析了某5速变速器中各齿轮副敲击发生的先后顺序以及敲击的剧烈程度,从而识别出易发生敲击的齿轮副,基于此对问题点进行了优化。利用变速器总成敲击性能量化评价指标 I_S 对优化前后以及对标变速器进行对比评价,确定优化后的变速器敲击性能有较大的提升,与对标变速器缩小了差距,与主观评价结论基本一致。证明两种量化评价指标对变速器敲击问题的优化具有一定的指导意义。

今后将对能量趋势曲线能量缓升段产生的原因和机理进行详细探讨。对量化评价指标的结构形式做进一步的优化,使之应用更加合理方便。根据文献[1]中的齿轮副敲击发生条件,β_{PC}还可以用来估计从动齿轮(空转齿轮)的拖曳力矩,以用作齿轮敲击建模参数的识别;I_S还可以用作传动系低扭振匹配设计的参考目标。

参 考 文 献

[1] Singh R. Analysis of automotive neutral gear rattle

- [J]. Journal of Sound & Vibration, 1989, 131(2): 177-196.
- [2] Dogan S, Ryborz J, Bertsche B. Design of low-noise manual automotive transmissions [J]. Journal of Multi-Body Dynamics, 2006, 220(2):79-95.
- [3] Shangguan W B, Liu X L, Yin Y, et al. Modeling of automotive driveline system for reducing gear rattles [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 416(2018):136-153.
- [4] Padmanabhan C, Singh R. Influence of clutch design on the reduction and perception of automotive transmission rattle noise [J]. Molecular Reproduction & Development, 1993, 36(1):33-41.
- [5] Galvagno E, Velardocchia M, Viglian J, et al. Experimental analysis and model validation of a dual mass flywheel for passenger cars [J]. SAE Technical Paper Series, 2015, 1:1121.
- [6] Brancati R, Rocca E, Russo R. An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon [J]. Journal of Sound & Vibration, 2007, 303(3-5):858-872.
- [7] 丁康, 陈志强, 杨志坚. 基于刚柔耦合模型的变速器敲击特性 [J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(6): 1129-1135.
- Ding Kang, Chen Zhiqiang, Yang Zhijian. Research on characteristics of transmission rattle based on rigid-flexible coupling model [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(6): 1129-1135. (in Chinese)
- [8] Bozca M, Fietkau P. Empirical model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission [J]. Mechanism & Machine Theory, 2010, 45(11):1583-1598.
- [9] Ottwill J R, Neild S A, Wilson R E. An investigation into the effect of tooth profile errors on gear rattle [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(17): 3495-3506.
- [10] Ottwill J R, Neild S A, Wilson R E. Intermittent gear rattle due to interactions between forcing and manufacturing errors [J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 321(3):913-935.
- [11] Brandon S, Patricia D, Stuart B J, et al. Perception of diesel engine gear rattle noise [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2015, 8(3):1097-1103.
- [12] Barthod M, Benedicte Hayne, Tebec J L. Auditory perception of noise known as "Rattle" in Gearboxes [J]. Acta Acustica united with Acustica, 2005, 91(1): 180-191.



第一作者简介:姜艳军,男,1979年7月生,博士、工程师。主要研究方向为汽车变速器齿轮敲击和啸叫机理及优化控制。

E-mail: jyjnh@163.com

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学 and 全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为 EI Compendex 数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价 30 元,全年 180 元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街 29 号 邮政编码:210016

电话:(025)84893332

传真:(025)84893332 E-mail:qchen@nuaa.edu.cn

网址:http://zdc.nuaa.edu.cn

