

变速箱敲击灵敏度的仿真及实验研究

吕 品 周晓强 胡军峰 邓晓龙 蓝 军 汤天宝
(宁波吉利罗佑发动机零部件有限公司, 浙江 宁波 315336)

摘要 以某 DCT 变速箱 3 挡预挂 2 挡为例, 通过对敲击机理及影响因素的分析, 获得精确的敲击灵敏度仿真和实验对比验证结果; 制定了敲击灵敏度量化评价目标, 并匹配不同飞轮进行实车验证, 为变速箱敲击问题规避、曲轴系统及飞轮开发提供了依据。该研究对指导变速箱齿轮传动系统低噪声设计及发动机平台匹配具有理论意义和实用价值。
关键词 变速箱敲击 灵敏度 振动噪声

Simulation and Test Study of Transmission Rattle Sensitivity

Lü Pin Zhou Xiaoqiang Hu Junfeng Deng Xiaolong Lan Jun Tang Tianbao
(Ningbo Geely Royal Engine Parts Co., Ltd., Ningbo 315336, China)

Abstract Taking a DCT transmission preliminary gear 3 to 2 as an example, through the analysis of rattle theory and influence factors, the precise comparison verification result between simulation and test of rattle sensitivity are obtained. The quantitative evaluation target of rattle sensitivity is formulated, and different flywheels are matched for real vehicle verification. This research has theoretical significance and practical value for guiding low-noise design and matching engine platform of transmission.
Key words Transmission rattle Sensitivity Vibration noise

0 引言

随着汽车动力、效率增强的需求, 变速箱挡位逐渐增多, 导致空套齿轮数增多, 变速箱存在敲击潜在风险增大, 给整车 NVH 性能带来新的挑战。国内外学者对敲击问题进行了大量研究。梁明轩等^[1]基于敲击噪声与敲击强度关系模型, 优化齿轮等效质量和齿侧间隙, 使敲击噪声大幅降低; 董海军等^[2]建立齿轮传动系统敲击振动的集中质量模型, 分析了主动轴转速波动激励下齿轮传动系统的振动特性随力矩变化的规律; Rocca 等^[3]用等效周期性的齿侧间隙激励法对齿轮进行了敲击特性研究; Bozca 等^[4]基于经验模型, 优化变速箱齿轮模数、齿数、侧隙等设计参数, 降低了变速箱敲击噪声。
国内主机厂常规解决变速箱敲击问题的措施主要有: 增大飞轮惯量, 降低发动机扭振输出; 调整离合器刚度或阻尼, 优化整车拉索、悬置路径或声学包裹等。大多属于问题发生时被动的“救火”。同时, 这些优化手段在开发成本、开发周期、问题根源解决上都与整车的轻量化、低成本开发目标存

在矛盾^[5-8]。
以往在变速箱开发阶段, 由于缺少对变速箱敲击灵敏度的分析, 同时担心样件少且验证时间晚, 使得评估不充分, 导致满足目标要求的方案较少。如图 1 所示, 方案 B 采用双质量飞轮加 CPA, 满足经验开发目标, 但成本高, 不利于成本控制; 方案 A 采用单质量飞轮, 不满足目标要求; 方案 C 采用双质量飞轮, 成本居中但部分转速段无法满足目标要求。基于保守的敲击灵敏度经验目标进行选型, 综合评估后只能被动选择成本高的方案 B 进行匹配。本文中以某 DCT 变速箱为例, 通过对敲击机理及影响因素的分析, 制定敲击灵敏度技术路线; 在各影响因素分析对比的基础上, 获得精确的敲击灵敏度仿真和实验对比验证结果, 为变速箱敲击问题规避、曲轴系统及双质量飞轮开发提供依据; 并实车验证搭载不同飞轮的噪声效果, 使变速箱开发适应更多平台的发动机匹配, 在工程应用上有很好的指导意义。

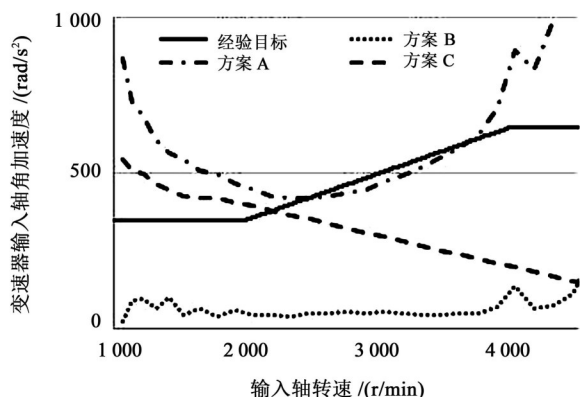


图1 飞轮选型方案对比

Fig. 1 Flywheel options scheme comparison

1 敲击影响因素分析

发动机曲轴扭振经飞轮不完全衰减,传递到变速箱输入轴,产生转速波动;因齿轮副之间存在侧隙,当变速箱预挂或挂入某挡位时,未挂入挡位的空套在变速箱传动轴上的非承载齿轮受输入波动影响,非承载齿轮副周向运动位移差幅值超过齿轮侧隙,导致非承载齿面在侧隙内发生单面或双面多次不规则撞击的现象即为齿轮敲击^[9]。如图2所示,齿轮啮合形变不同,可出现6种运动状态:①齿面碰撞;②齿面啮合;③齿面脱啮;④齿背碰撞;⑤齿背啮合;⑥齿背脱啮^[10]。由图3所示“源-路径-响应”噪声传递模型可知^[11],受到传动轴角加速度波动的影响,非承载齿轮在齿轮侧隙内撞击,经过传动轴、轴承、变速箱壳体传至车内人耳,进而影响车内声品质和车内乘员主观感受。

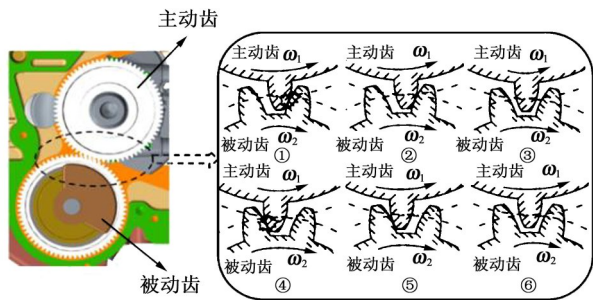


图2 齿轮敲击过程示意

Fig. 2 Schematic diagram gear rattle process

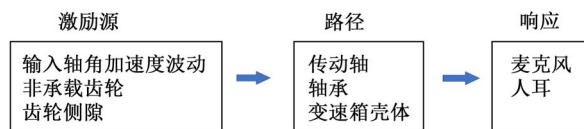


图3 敲击噪声传递模型

Fig. 3 Rattle noise transfer model

根据图2所示,以被动齿为研究对象,齿轮受到驱动力矩、惯性力矩、阻滞力矩作用,三者之间的大小决定是否发生敲击^[12]。敲击的临界条件为

$$T_{\text{driven}} = I_{\text{driven}} \ddot{\theta}_{\text{driven}} = T_{\text{drag}} \quad (1)$$

式中, T_{driven} 为被动齿驱动力矩; I_{driven} 为被动齿惯量; $\ddot{\theta}_{\text{driven}}$ 为被动齿角加速度; T_{drag} 为作用在被动齿上的阻滞力矩。

当惯性力矩小于阻力矩时,齿轮副正常接触,不发生敲击;当惯性力矩大于阻力矩时,齿轮副分离,产生敲击。综上分析,影响敲击的主要因素有角加速度、齿轮惯量、阻力矩、齿轮侧隙。在开发初期,应考虑各因素影响,利用已有资源进行实验与仿真分析结果的互证,提升仿真分析精度,确保仿真方法的正确性,从而制定敲击灵敏度问题正向开发技术路线,为后续的开发项目提供设计依据。

2 齿轮敲击灵敏度研究技术路线

变速箱敲击测试主要分为台架测试和实车测试。鉴于变速箱齿轮敲击发生在实车特定工况,利用实车道路实验难以控制,国内外多采用台架实验进行齿轮敲击问题研究^[13]。在3电机台架上建立可模拟发动机不同阶次、不同扭振水平波动的实验装置,利用加载电机模拟动力输入(包括转速和转矩输入),变速器端两电机模拟实车负载,通过该实验装置,研究在不同工况点、不同挡位下变速箱的敲击性能。台架实验如图4所示。

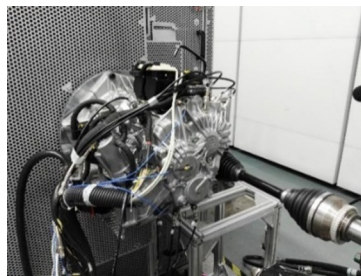


图4 敲击灵敏度台架实验

Fig. 4 Rattle sensitivity bench test

首先,确定样机台架实验工况及工况控制可行性,搭建与实验样机边界和工况一致的仿真模型;其次,基于台架实验结果,修正仿真模型中不易通过测量或实验获得的参数;最后,在互证结果基础上确保仿真方法准确,结合实车测试结果,制定敲击灵敏度目标。由此制定的变速箱敲击灵敏度研究技术路线如图5所示。

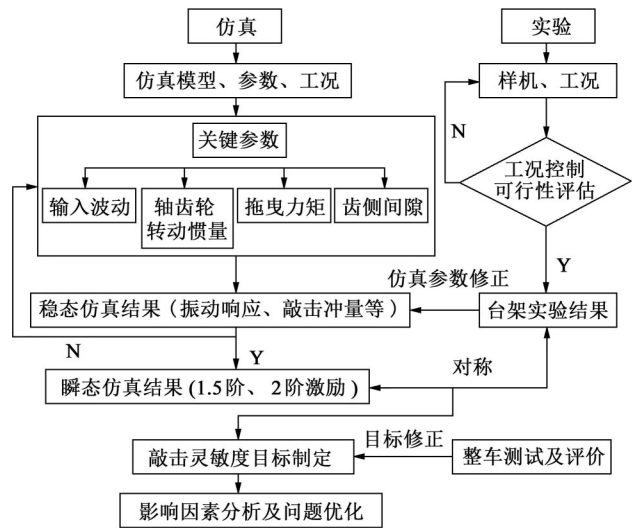


图 5 变速箱敲击灵敏度技术路线流程图

Fig. 5 Transmission rattle sensitivity technical route chart flow chart

3 敲击灵敏度仿真及实验验证

3.1 敲击灵敏度仿真模型

台架通过高频波形发生器施加转矩，四缸发动机动态转矩波动主要表现为2阶主谐波及其整数倍谐波。其中，2阶主谐波占据主导地位，为简化研究实验模拟四缸发动机2阶动态转矩波动，即输入转矩在恒定转矩基础上叠加正弦形式转矩波动。波动通过发动机飞轮传递到变速箱输入轴，在变速箱壳体上对应输入轴位置打孔，检测输入轴的角加速度波动，使仿真输入端激励与台架实验激励一致。以DCT变速箱3挡预挂2挡时齿轮敲击灵敏度为研究工况，发动机扭振经飞轮传递至输入轴1，此时，3挡齿轮啮合，带动输出轴1及差速器旋转，与差速器同步啮合的输出轴2随之旋转，由于2挡预挂，输出轴2带动输入轴2转动，其工作原理如图6所示。

根据图6所示工作原理以及变速箱三维模型布局结构的相对位置，搭建该变速箱敲击灵敏度仿真模型，如图7所示。建模思路如下：

- (1) 创建轴系、齿轮、轴承、差速器总成、壳体总成等系统基本组成模块。
- (2) 根据变速箱布局结构，连接各模块搭建变速箱架构。
- (3) 对输入轴连接花键位置施加转速驱动，工作挡位齿轮载荷转矩根据速比转换到差速器输出端施加，非工作挡位齿轮副被动齿轮施加阻力矩。
- (4) 把各轴系、齿轮轮辐、差速器总成、壳体总成等有限元模型缩减相应的矩阵文件导入软件模块。
- (5) 施加齿轮、轴承、轴系等设计基本参数、

刚度、惯量、阻尼等信息，完善模型参数设置。

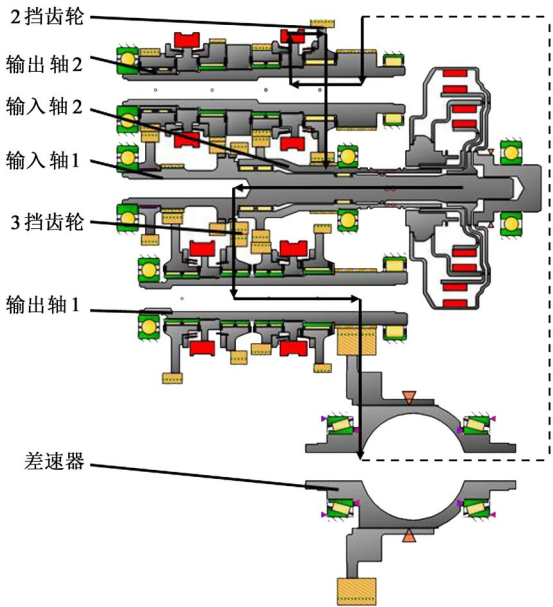


图 6 变速箱3挡预挂2挡工作原理图

Fig. 6 Work principle of transmission preliminary gear 3 to 2

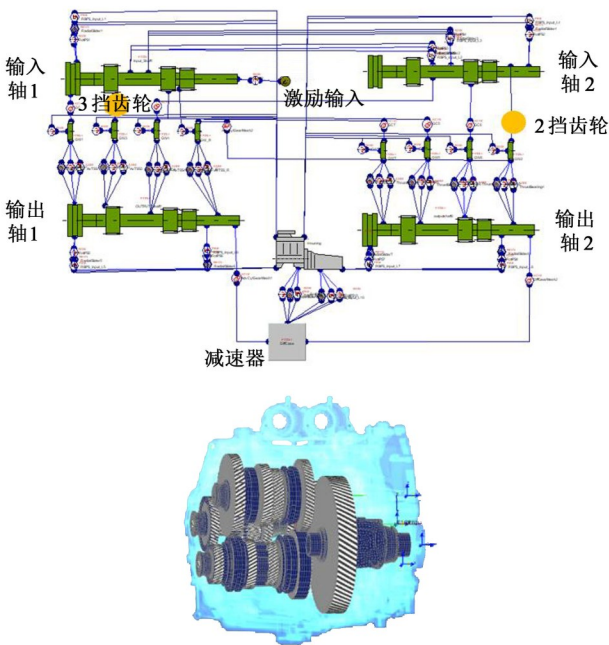


图 7 变速箱敲击灵敏度仿真模型

Fig. 7 Simulation model of transmission rattle sensitivity

(6) 设置3挡预挂2挡时，关注转速下随角加速度变化的仿真工况参数。

其中，建模过程中参数具体设置如下：

- (1) 输入端模拟发动机2阶谐波激励，激励以正弦形式波动。
- (2) 差速器输出端模拟实车负载。
- (3) 预挂挡不考虑挡位瞬时接合过程，仿真通过同步器与齿轮连接实现预挂挡速度同步。
- (4) 各传动轴初始转速根据齿轮传动速比换算。
- (5) 仿真模型包括齿轮参数(宏观参数、微观参

数)、惯量(离合器惯量、齿轮轮辐惯量、同步器惯量、半轴惯量)、连接刚度(螺栓连接、齿轮啮合、轴承滚子刚度)、阻尼(齿面粗糙度、油液黏度、拖曳阻尼、连接副阻尼)等。

(6) 约束变速箱安装法兰面螺栓孔, 模拟变速箱在台架的固定边界。

3.2 敲击灵敏度仿真评价指标

敲击振动经由变速箱传动轴、轴承传至变速箱壳体并向车内辐射噪声, 进而影响车内声品质, 其具有明显的宽频特性和噪声级跳跃现象^[14]。图8所示为敲击特性壳体振动彩图与能量对应曲线。由图8可知, 随角加速度波动增大, 壳体振动逐渐增大且向更宽频率范围扩展, 把壳体振动以能量形式进行叠加处理^[15]。敲击能量(输入角加速度 a_i 时刻的壳体测点振动加速度平方和)为

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

式中, a_i 为角加速度波动幅值; a 为输入角加速度 a_i 时刻的壳体振动加速度; df 为频率分辨率; f_1 、 f_2 分别为振动频率范围上、下限。

由式(2)可知, 计算不同时刻能量值可获得能量趋势线, 趋势线前段基本处于稳定; 随着角加速度波动增大, 能量逐渐上升; 当敲击能量出现跳跃时刻, 可明显开始感知到敲击噪声。因此, 仿真结果以壳体关注点振动进行定量评估。

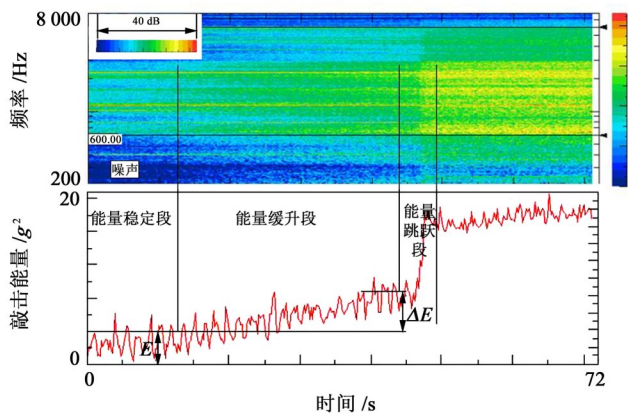


图8 壳体敲击特性振动彩图与能量曲线

Fig. 8 Housing vibration colormap and energy curve of rattle performance

3.3 输入轴角加速度校准

首先, 对比输入轴角加速度仿真与实验的一致性。基于准确的输入边界, 再对比敲击影响因素对壳体振动响应变化的特点, 逐步修正仿真模型。台架输入轴激励是在恒定激励基础上叠加正弦形式激励波动, 100~1 000 rad/s²不同角加速度2阶激励波动曲线如图9所示, 其数学表达式为

$$f(t) = Vt + A\sin(\omega t) \quad (3)$$

式中, V 为发动机恒定转速; t 为时间; A 为位移波动幅值; ω 为圆频率。

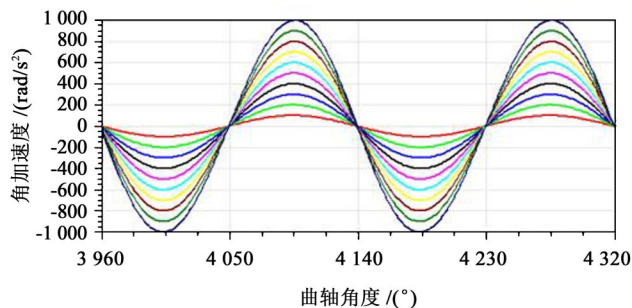
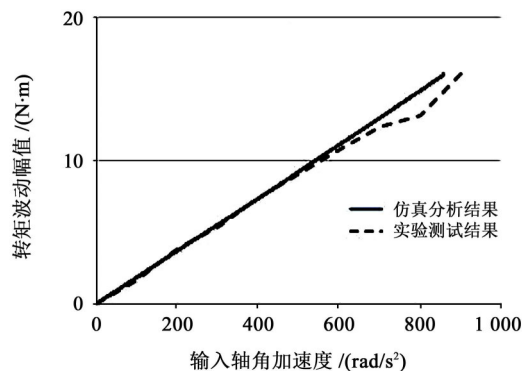


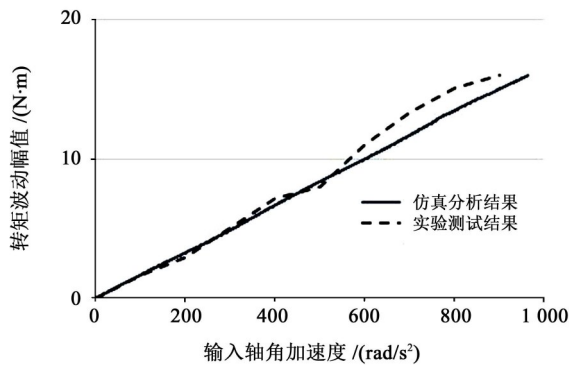
图9 不同角加速度2阶激励正弦曲线

Fig. 9 Second-order excitation sinusoidal curve of different angle accelerations

3挡1 000 r/min和2 000 r/min时, 随角加速度增大, 输入轴转矩波动幅值基本呈线性增加, 如图10所示。仿真结果与实验结果一致, 说明输入激励符合实际工况, 可进一步评估敲击因素的影响。



(a) 1 000 r/min



(b) 2 000 r/min

图10 转矩波动随角加速度增大变化曲线

Fig. 10 Torque curve increase with angle acceleration

3.4 齿轮惯量对敲击响应的影响

3挡预挂2挡时, 对输出轴1的1挡空套齿轮和输出轴2的5挡空套齿轮分别设计不同齿轮惯量分析对比, 对比结果如图11所示。

根据以上振动响应结果对比分析, 1挡空套齿轮采用大、中惯量轮辐在200 rad/s²时出现跳跃, 而小惯量轮辐在300 rad/s²时出现跳跃; 5挡空套齿轮采

用大惯量轮辐在 200 rad/s² 时出现跳跃, 而中、小惯量轮辐在 600 rad/s² 时出现跳跃。说明单个空套齿轮不同惯量时, 对壳体敲击振动响应的差异不大, 但出现噪声跳跃的时刻不同, 该结果与文献[16]利用台架实验获得的结论保持一致。因此, 需要实际测量空套齿轮轮辐惯量以及传动轴上同步器组件惯量进行仿真, 以获取准确的噪声跳跃时刻。

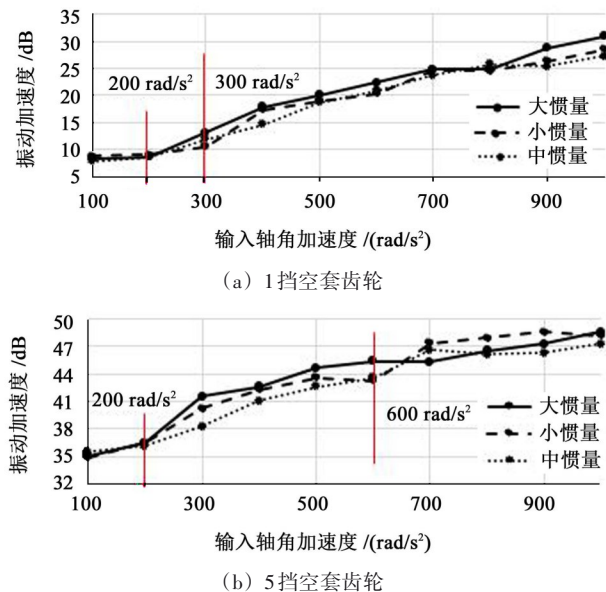


图 11 不同齿轮惯量对敲击响应影响曲线

Fig. 11 Influence curve of different gear inertia on rattle response

3.5 阻力矩对敲击响应的影响

空套齿轮阻力矩主要考虑空套齿轮的搅油阻力、滚针轴承与空套齿轮的摩擦阻力、同步环与空套齿轮的摩擦阻力、齿轮啮合的滑摩阻力^[17-19]。其中, 由搅油阻力产生的影响, 量级上大于摩擦阻力和滑摩阻力, 是齿轮界近年越来越关注的重点问题^[20]。搅油阻力矩计算公式为

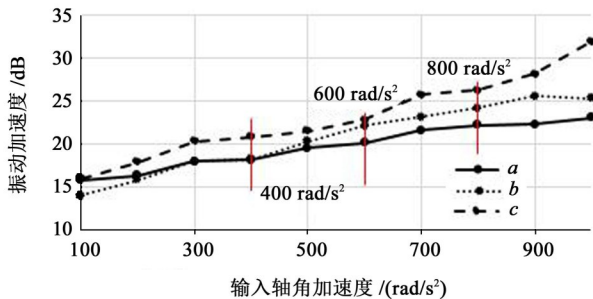
$$T = \frac{1}{2} C S \rho v n^2 R^3 \quad (4)$$

式中, C 为搅油损失系数; S 为轮齿表面积; ρ 为润滑油密度; n 为齿轮转速; R 为齿轮节圆半径; v 为运动黏度。

齿轮宏观参数确定后, 影响阻力矩的变量主要是润滑油的特性和齿轮转速^[21]。仿真分别对比相同转速不同运动黏度和相同运动黏度不同转速时壳体敲击响应的特点。仿真结果如图 12 所示, 图 12 中不同曲线对应的运动黏度和齿轮转速见说明。

根据影响曲线分析, 运动黏度相同时, 转速越大, 阻力矩大, 敲击响应越小, 且发生噪声跳跃的时刻不同, 曲线 a 跳跃时刻为 600 rad/s², 曲线 b 跳跃时刻为 400 rad/s²; 转速相同时, 运动黏度越小, 阻力矩越小, 敲击响应越明显, 且随角加速度增大,

噪声跳跃越明显, 曲线 c 跳跃时刻为 800 rad/s²。本次采用变速箱油 AVF VI, 根据 GB/T 265—1988^[22] 中的方法, 温度 40 °C 时运动黏度为 30 mm²/s, 温度 100 °C 时运动黏度为 6.1 mm²/s, 进行实验与仿真互证。



注: (a) 运动黏度 ν_1 , 齿轮转速 n_1 ; (b) 运动黏度 ν_1 , 齿轮转速 $V_2, n_2=(1/2)n_1$; (c) 运动黏度 $\nu_2, \nu_2=(1/10)\nu_1$, 齿轮转速 n_2 。

图 12 不同阻力矩对敲击响应的影响

Fig. 12 Influence of different resistance moment on rattle response

3.6 齿轮侧隙对敲击响应的影响

为了保证齿面间形成正常的润滑油膜和防止由于齿轮工作温度升高引起膨胀变形致使轮齿卡住, 轮齿在啮合时必须要有适当的齿轮侧隙。图 13 所示为依次采用理论设计侧隙最小值、中间值、最大值时, 仿真对比不同侧隙对敲击响应的影响。

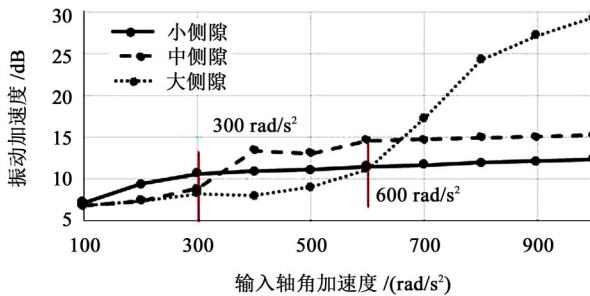


图 13 不同齿轮侧隙对敲击响应的影响

Fig. 13 Influence of different gear backlash on rattle response

从对比结果可以看出, 小侧隙的敲击响应最小, 随输入轴角加速度增大, 噪声跳跃不明显; 中侧隙在角加速度 300 rad/s² 时刻出现噪声跳跃点; 而大侧隙齿轮副在角加速度较低时, 敲击响应不明显。但随角加速度逐渐增大, 采用相同角加速度增大率, 噪声跳跃程度将大幅增加, 在角加速度 600 rad/s² 时刻, 会出现明显的噪声跳跃点。

3.7 敲击灵敏度仿真结果与实验对比

综合上述敲击影响因素仿真对比结果, 对 DCT 变速箱采用实测的轴齿惯量、齿轮侧隙、齿轮修形量等参数进行 3 挡预挂 2 挡敲击仿真, 仿真与实验结果互证曲线如图 14 所示。对比结果表明: ①仿真与实验敲击趋势一致; ②出现敲击噪声跳跃的时刻相同, 且敲击灵敏度阈值误差为 3.4%; ③随输入轴角加速度

增大, 敲击能量增加明显; ④噪声跳跃突变点即为敲击灵敏度点, 灵敏度越低, 感知敲击越明显。

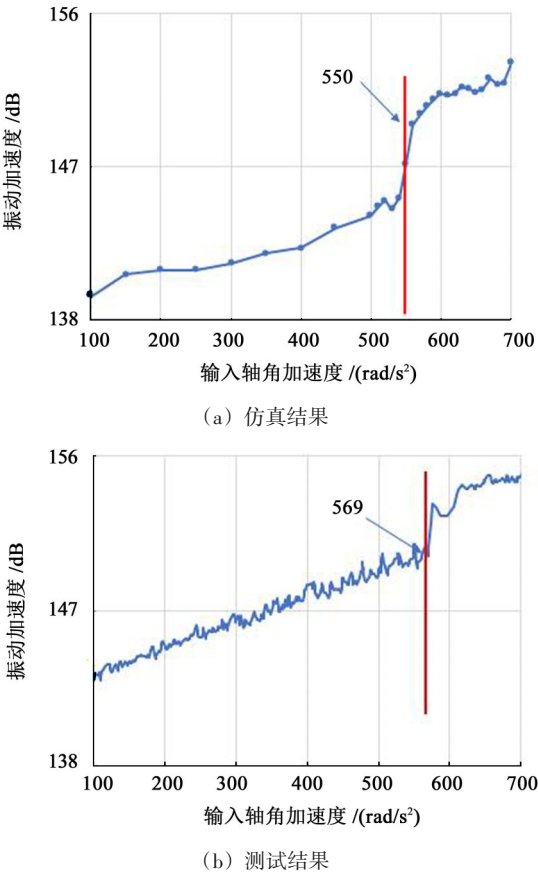


图 14 3挡预挂2挡敲击响应对比曲线

Fig. 14 Rattle response comparison curve of preliminary gear 3 to 2

参考表1所示台架实际测试挡位和转速工况进行仿真, 根据实车各挡位不同油门开度实际使用转速段, 完成不同转速不同挡位(含预挂挡)敲击灵敏度阈值汇总, 从而制定敲击灵敏度目标值, 与经验目标值对比, 结果如图15所示。

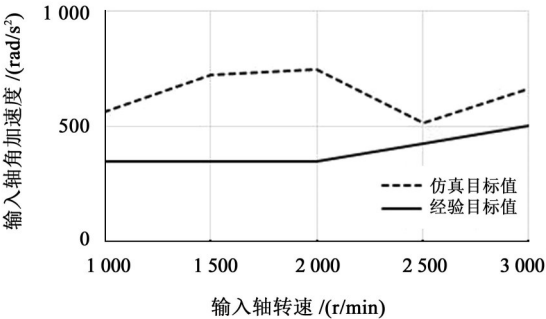


图 15 变速箱敲击灵敏度目标值对比

Fig. 15 Target value comparison of transmission rattle sensitivity

结合制定的敲击灵敏度目标, 在实车上对变速箱匹配的不同飞轮进行车内敲击噪声验证, 评判目标值的合理性及变速箱适应更多平台发动机匹配的可能性。

表 1 台架测试工况

Tab. 1 Bench test case

挡位	输入转矩/ (N·m)	角加速度 变化	预挂 情况	测试工况/ (r/min)	备注
X	$T_{\pm t}$ (T 为 输入平均 转矩, t 为转矩波 动量, $t <$ T)	在 60 s 内, 角 加速度从 0~ 1 000 rad/s ² 线 性增加	空挡	1 000	X=1 挡时, X-1 挡为 R 挡; X=7 挡时, X+1 挡不测试; X=R 挡时, X+1 挡为 1 挡, X-1 挡不测试
				1 500	
				2 000	
				2 500	
				3 000	
			X-1 挡	1 000	
				1 500	
				2 000	
				2 500	
				3 000	
			X+1 挡	1 000	
				1 500	
				2 000	
				2 500	
				3 000	

4 不同飞轮的整车实验验证

对不同飞轮在相同发动机上进行搭载匹配, 双质量飞轮方案次级扭振测试结果如图16所示。

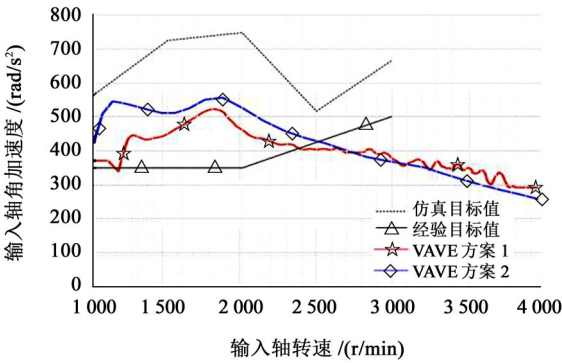


图 16 不同飞轮 WOT 工况角加速度结果

Fig. 16 WOT working condition angular acceleration result of different flywheels

若采用原经验目标值, 方案在 2 500 r/min 以下超过目标, 认为飞轮设计可能导致敲击、轰鸣等问题, 方案不可行, 需要更大惯量或减振效果更好的飞轮。而采用仿真实验优化后制定的目标, 不但满足目标要求, 还可以适当放宽设计要求来降低成本。车内噪声频谱如图17所示, 主观评价加减速无变速箱敲击特征。

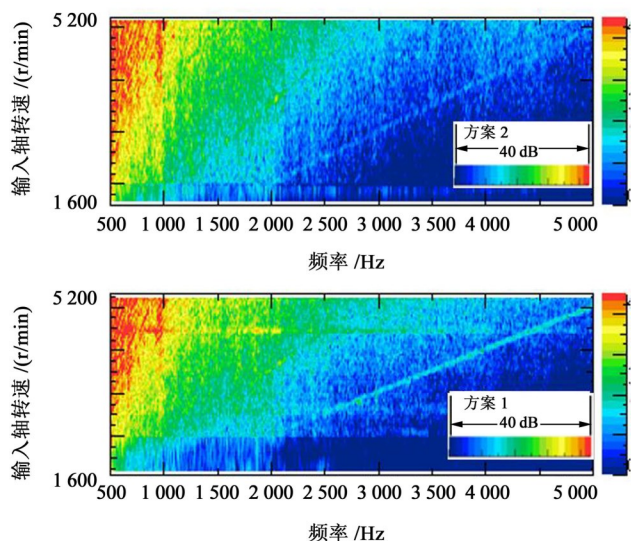


图17 不同飞轮方案车内噪声对比

Fig. 17 Vehicle noise comparison of matched different flywheel scheme

5 总结

基于敲击灵敏度目标制定技术路线,通过全面考虑变速箱空套齿轮所受的输入轴波动、齿轮惯量、阻滞力矩、齿轮侧隙等影响因素,建立了变速箱齿轮传动系分析模型,定量分析空套齿轮的各影响因素随输入轴角加速度增大的变化规律。通过各工况下仿真与实验互证,制定变速箱敲击灵敏度目标,并实车对变速箱匹配的不同飞轮进行车内敲击噪声验证。该研究对指导变速箱齿轮传动系统低噪声设计及发动机平台匹配具有理论意义和实用价值。

参 考 文 献

- [1] 梁明轩,王晓林,袁惠群.变速器传动系统齿轮敲击噪声参数优化[J].噪声与振动控制,2016,36(2):97-100.
LIANG Mingxuan, WANG Xiaolin, YUAN Huiqun. Parameters optimization of gears rattle noise for a transmission system[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(2): 97-100.
- [2] 董海军,沈允文,邵志英,等.转速激励下齿轮系统拍击振动的分岔特性[J].机械工程学报,2006,42(2):168-172.
DONG Haijun, SHEN Yunwen, GAO Zhiying, et al. Bifurcation characteristics of rattle vibration of gear system excited by rotational speed[J]. Journal of Mechanical Engineer, 2006, 42(2): 168-172.
- [3] ROCCA E, RUSSO R. Theoretical and experimental investigation into the influence of the periodic backlash fluctuations on the gear rattle[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(20): 4738-4752.
- [4] 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): 1599-1612.
- [5] 黄森,郑直,凌启辉.汽车变速器噪声及控制[J].汽车工程师, 2013(4):41-43.
HUANG Sen, ZHENG Zhi, LING Qihui. Vehicle transmission noise and control[J]. Auto Engineer, 2013(4): 41-43.
- [6] 张宸维,李志远,陆益民,等.基于声强技术的叉车变速器噪声源识别研究[J].工程机械,2011(5):25-28.
ZHANG Chenwei, LI Zhiyuan, LU Yimin, et al. Noise source identification and control of forklift's hydraulic gearbox based on sound intensity technology[J]. Construction Machinery and Equipment, 2011(5): 25-28.
- [7] 郑直,吕文彻,黄森,等.变速器噪声异常的分析研究[J].汽车与配件,2013(29):60-62.
ZHENG Zhi, LÜ Wenche, HUANG Sen, et al. Analysis and study of transmission noise anomalies[J]. Automobile & Parts, 2013(29): 60-62.
- [8] 朱大中,苑立建,梁正保.校车车内噪声的处理与控制[J].客车技术与研究,2014,35(1):52-53.
ZHU Dazhong, YUAN Lijian, LIANG Zhengbao. Treatment and control of interior for school bus[J]. Bus & Coach Technology and Research, 2014, 35(1): 52-53.
- [9] 梁杰,王登峰,姜永顺,等.汽车变速箱噪声源识别及噪声控制[J].噪声与振动控制,2006,26(3):67-69.
LIANG Jie, WANG Dengfeng, JIANG Yongshun, et al. The noise source identification and noise control of automobile gearbox[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 26(3): 67-69.
- [10] 李迪,吴光强,吴虎威.变速器齿轮敲击的多体动力学建模及分析[J].机械传动,2015,39(12):64-68.
LI Di, WU Guangqiang, WU Huwei. Multi-body dynamic modeling and analysis of transmission gear rattle[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(12): 64-68.
- [11] YAKOUB R Y, CORRADO M, FORCELLI A, et al. Prediction of system-level gear rattle using multibody and vibro-acoustic techniques[C]. Small Engine Technology Conference and Exposition, 2004, 320063: 27-30.
- [12] 王连生,郝志勇,郑康,等.考虑齿轮阻滞力矩的变速箱敲击噪声仿真与试验[J].浙江大学学报(工学版),2014,48(5):911-916.
WANG Liansheng, HAO Zhiyong, ZHENG Kang, et al. Simulation and experiment on transmission gear rattle considering drag torque[J]. Journal of Zhejiang university (Engineering Science), 2014, 48(5): 911-916.
- [13] 吴光强,吴虎威,李迪.汽车变速箱齿轮敲击动力学问题研究综述[J].同济大学学报(自然科学版),2016,44(2):276-285.
WU Guangqiang, WU Huwei, LI Di. Review of automotive transmission gear rattle[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2016, 44(2): 276-285.
- [14] 项小雷,陈德鑫,李松松.双中间轴式手动变速箱齿轮敲击噪声理论及试验研究[J].汽车技术,2014(1):1-6.
XIANG Xiaolei, CHEN Dexin, LI Songsong. Theoretical & experimental research of gear rattle noise of a double intermediate shaft manual transmission[J]. Automobile Technology, 2014(1): 1-6.
- [15] 姜艳军,邓兆祥,龚为伦,等.变速器敲击性能量化评价指标建立[J].振动、测试与诊断,2019,39(5):960-966.
JIANG Yanjun, DENG Zhaoxiang, GONG Weilun, et al. Quantitative evaluation index extraction of transmission gear rattle performance[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5): 960-966.

(下转第169页)