

文章编号:1006-1355(2018)02-0071-06

传动轴2阶激励下的车体低频抖动分析与控制

罗轶超^{1,2}, 段龙杨^{1,2}, 翁建生^{1,2}, 吴赵生^{1,2}, 徐宜敏^{1,2}

(1. 江铃汽车股份有限公司 产品技术开发中心, 南昌 330001;
2. 江西省汽车噪声与振动重点实验室, 南昌 330001)

摘要:传动系采用普通十字轴万向节连接的双段式传动轴时,车体在低档位急加速过程出现传动轴2阶激励下的低频抖动。根据普通十字轴万向节附加弯矩理论,推导双段式传动轴附加弯矩计算公式。通过分析抖动阶次特征、传动系与车体振动频率对应关系、传动系模态,揭示急加速整车低频抖动的产生机理,表明万向节产生的附加弯矩为该抖动的激励源。通过理论分析和实车调教试验研究中间传动轴节叉相位、传动轴扭矩、万向节夹角、传动轴中间支撑刚度对低频抖动影响,为解决低频抖动问题提出有效的优化措施。某车低档位急加速低频抖动严重,选用合理的优化措施后,低频抖动在空、满载工况下都达到了目标值。

关键词:振动与波;急加速,低频抖动,普通万向节,附加弯矩,传动轴2阶

中图分类号:TB533

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2018.02.015

Analysis and Control of Low-Frequency Shudder of Vehicle's Bodies under the Second Order Excitation of Drivelines

LUO Yichao^{1,2}, DUAN Longyang^{1,2}, WENG Jiansheng^{1,2},
WU Zhaosheng^{1,2}, XU Yimin^{1,2}

(1. Product Development Center, Jiangling Motors Co. Ltd., Nanchang 330001, China;
2. Key Laboratory of Automobile Noise and Vibration in Jiangxi Province, Nanchang 330001, China)

Abstract : When using double-section driveline connected by universal joint (cardan joint), the low-frequency shudder of the vehicle's body occurs under the second order excitation of the driveline due to the rapid acceleration at the low-speed gear. Based on the secondary couple theory of the single universal joint, the formula for secondary couple calculation of the double-section driveline is deduced. Through the analysis of vibration order characteristics, the relation between driveline frequency and body frequency and the modals of the driveline, the mechanism of the low-frequency shudder at the rapid acceleration is revealed. It is found that the secondary couple produced by the universal joint is the excitation source of the shudder. Through theoretical analysis and real vehicle test, the influences of the phase of the middle joint of the driveline, driveline torque, the angle at the universal joint, stiffness of the middle support of the driveline on the low-frequency shudder are analyzed. Finally, some optimal measures for suppressing the shudders are proposed and applied to a vehicle's body and its low-frequency shudder at low speed gear is found to be below the acceptable value.

Keywords : vibration and wave; rapid acceleration; low-frequency shudder; universal joint; secondary couple; second order of driveline

前置后驱车传动轴间通过十字轴不等速万向节连接,在低档全油门急加速工况时,车身被传动轴激励,在地板上易出现低频抖动,频谱中显示振动主要贡献量是传动轴2阶振动分量。这种在低档急加速过程中出现的车身低频抖动(即 driveline launch/take-off shudder)由传动轴2阶振动分量激励。车身

低频抖动常见频率范围为8 Hz~30 Hz,根据ISO 2631标准,人体足部振动敏感频率段为9 Hz~15 Hz。故当这种低频抖动峰值频率为9 Hz~15 Hz时乘客对这种传动轴激励的低频振动将异常敏感。

文献[1]介绍前置前驱车上变速箱输出轴3阶激励的一种低频抖动,三球销万向节产生的衍生轴向力与发动机刚体模态耦合时出现明显抖动。文献[2、3]分析了起步过程中传动系扭转共振激励所致整车抖动的原理。文献[4]介绍双段传动轴由于万向节夹角和节叉不对中激励中间支撑模态产生低速

收稿日期:2017-08-18

作者简介:罗轶超(1989-),男,江西省吉安市人,硕士,主要研究方向为汽车动力传动噪声与振动控制。

E-mail: yluo17@jmc.com.cn

抖动。文献[5]通过抬高中间支撑位置和调整万向节叉相位优化双段式传动轴的乘用车的整车抖动。文献[6]推导了单个万向节的附加扭矩公式,但未提供装配多个万向节时附加弯矩的合成方法。文献[7]运用多体动力学理论分析了影响整车低频抖动的常见因素,但未分析其中的详细机理。文献[8]根据 ODS 和模态分析确定低频抖动是由于附加弯矩与后桥刚体模态耦合导致。文献[9]从激励、路径到响应介绍十字万向节传动轴噪声振动问题的分析思路。

本文根据普通十字轴万向节附加弯矩理论,推导双段式传动轴附加弯矩计算公式,得出影响双段式传动轴附加弯矩的因素,结合传动系与车体振动频率对应关系和传动系模态数据,揭示了急加速低频抖动的产生机理,确定万向节产生的附加弯矩为低频抖动的激励源。根据附加弯矩理论,提出低频抖动优化措施,并通过试验验证各低频抖动优化措施的实际效果。

1 双段式传动轴附加弯矩的合成

1.1 单十字轴万向节附加弯矩理论

万向节十字轴主或从动轴叉的附加弯矩(\overline{M}_{u1} 或 \overline{M}_{u2})垂直于节叉面^[6],计算公式如下

$$M_{u1} = M_1 \sin \varphi \tan \alpha \quad (1)$$

$$M_{u2} = M_1 \cos \varphi \sin \alpha \sqrt{1 + \sin^2 \varphi \tan^2 \alpha} \quad (2)$$

其中: α 为万向节输入轴与输出轴轴线夹角, φ 为主动节叉位置,即主动节叉面与输入输出轴轴线所在平面的夹角, M_1 为主动轴扭矩, M_{u1} 为主动节叉附加弯矩, M_{u2} 为从动节叉附加弯矩。

可见,单万向节附加弯矩随传递扭矩和万向节输入轴与输出轴间夹角增大而增大,方向与对应节叉面垂直。主动节叉位置 φ 每转1/2圈循环1次,附加弯矩方向也是每转1/2圈循环1次。

1.2 双段式传动轴附加弯矩合成

如图1所示,双段式传动轴前端通过万向节1与动力装置输出轴(即轴I)相连,后端通过万向节3与主减速器输入轴(即轴IV)相连,中间传动轴(即轴II)与主传动轴(即轴III)通过万向节2相连。每个万向节都会产生附加弯矩,并作用于对应的输入输出轴,每根轴所受附加弯矩为所连接万向节的附加弯矩的合力。中间传动轴所受附加弯矩是万向节1和2对轴II附加弯矩的矢量合成

$$\vec{M}_{II}^u = \vec{M}_1^{u2} + \vec{M}_2^{u1} \quad (3)$$

其中: \vec{M}_{II}^u 为轴II所受合附加弯矩, \vec{M}_1^{u2} 为万向节1对其输出轴(即轴II)产生的附加弯矩, \vec{M}_2^{u1} 为万

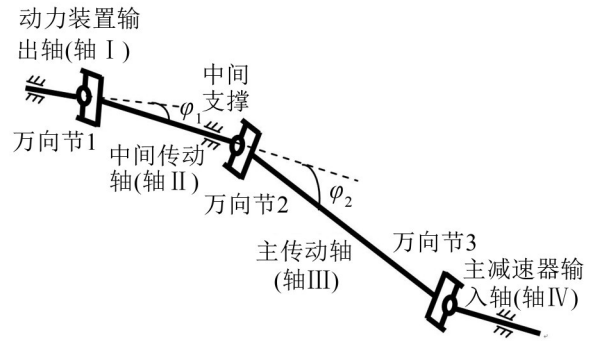


图1 双段式传动轴的万向节分布

节2对其输入轴(即轴II)产生的附加弯矩。

由于附加弯矩垂直于对应节叉面,轴II所受两端万向节附加弯矩的夹角为其两端节叉面夹角或其补角。轴II两端节叉分别为主、从动节叉,节叉面同相时附加弯矩方向相反。故其两端附加弯矩矢量夹角为两端节叉面夹角的补角。则在力矩矢量三角形中,根据余弦定理轴II所受合附加弯矩为

$$M_{II}^u = \sqrt{(M_1^{u2})^2 + (M_2^{u1})^2 + 2 \cos(\pi - \gamma) M_1^{u2} M_2^{u1}} \quad (4)$$

其中: γ 为两端节叉面夹角,即节叉相位。

万向节1对轴II附加弯矩是万向节1对输出轴的附加弯矩,根据式(2)得

$$M_1^{u2} = M_1 \cos \varphi_1 \sin \alpha_2 \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 \tan^2 \alpha_1} \quad (5)$$

其中: M_1 为万向节1输入轴传递扭矩, φ_1 为万向节1主动节叉位置, α_1 为万向节1的夹角。

万向节2对轴II附加弯矩是万向节2对输入轴的附加弯矩,根据式(1)得

$$M_2^{u1} = M_{II} \sin \varphi_2 \tan \alpha_1 \quad (6)$$

其中: M_{II} 为万向节2输出轴传递扭矩, φ_2 为万向节2主动节叉位置, α_2 为万向节2的夹角。

轴I和轴II分别是万向节1的输入轴和输出轴,则轴II传递扭矩为

$$M_{II} = (1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_1) M_1 / \cos \alpha_1 \quad (7)$$

同理可得轴III的附加弯矩为万向节2对输出轴的附加弯矩和万向节3对输入轴的附加弯矩的矢量合成。轴I和轴IV只与1个万向节相连,所受附加弯矩为单万向节附加弯矩。

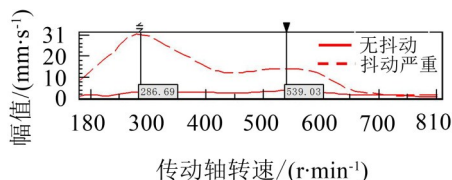
根据式(4)、式(5)、式(6),传动轴所受附加弯矩不仅与单个万向节参数有关,还与各万向节的组合方式(如轴两端的节叉相位、各万向节夹角关系)有关。

2 急加速低频抖动机理分析

某前置四驱自动挡汽油车在2驱模式下1档全油门加速1 800 r/min~3 000 r/min(对应传动轴转速

200 r/min~600 r/min)工况下,能明显感受来自于地板的低频抖动。2驱模式下测试座椅导轨在1档全油门加速时的振动,图2是座椅导轨振动速度随传动轴转速的Campbell频谱图,抖动频率范围为7 Hz~20 Hz,抖动峰值频率为10 Hz,可见急加速抖动的主要贡献量为传动轴2阶振动。传动轴附加弯矩波动频率为传动轴的2阶频率,可推测抖动由传动轴附加弯矩激励。

测试动力装置末端、中间支撑、后桥振动,如图3所示为有抖动和无抖动状态各点振动速度的传动轴2阶分量对比。在传动轴转速为200 r/min~400 r/min时,座椅导轨振动峰值与动力装置末端振动速度对应最好,在转速为450 r/min~600 r/min时,座椅导轨振动峰值与后桥和中间支撑振动对应最好。如图3(b)所示,动力装置末端在无抖动状态的振动速度2阶分量是有抖动状态的10%。如图3(c)所示,



(a) 座椅导轨三向振动速度的2阶分量

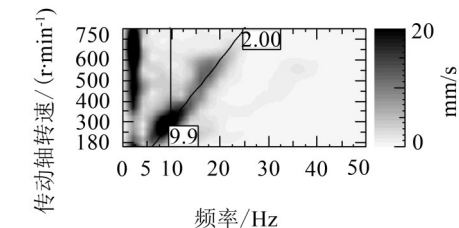
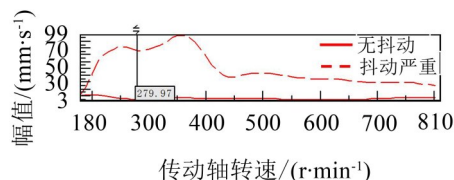


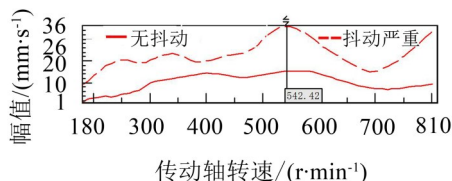
图2 座椅导轨振动对传动轴转速的campbell频谱图

中间支撑被动端在无抖动状态的振动速度2阶分量是有抖动状态的40%。如图3(d)所示,中间支撑被动端在无抖动状态的振动速度2阶分量是有抖动状态的25%。

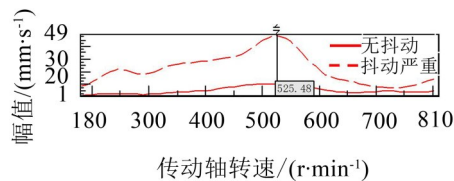
图4所示是测试得到的动力装置输出端扭振随传动轴转速的频谱图。传动系统采用双质量飞轮,发动机扭振被充分隔离,传动轴在10 Hz附近不存在明显扭振,故该传动轴2阶激励的车体低频抖动与传动系扭振无关。



(b) 动力装置末端三向振动速度的2阶分量



(c) 中间支撑被动端三向振动速度的2阶分量



(d) 后桥前鼻三向振动速度的2阶分量

图3 有抖动和无抖动状态各点振动速度的传动轴2阶分量对比

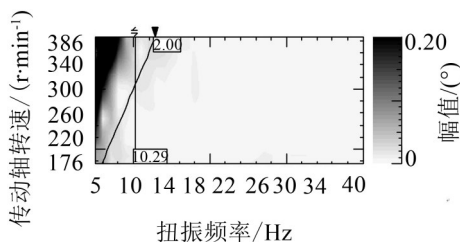


图4 动力装置输出端扭振随传动轴转速变化的频谱图

在实车整车约束状态下,通过试验模态分析方法测试动力传动系模态振型。图5所示是动力装置的俯仰模态振型,模态频率为10 Hz,动力装置末端动态位移最大。图6所示是后桥的上下弹跳模态振型,模态频率为20 Hz。在加速过程,传动轴转速为300 r/min时,附加弯矩波动频率为10 Hz,与动力装置的俯仰模态耦合;传动轴转速为550 r/min时,附加弯矩波动频率为18 Hz,与后桥的上下弹跳模态耦合。根据1.2小节附加弯矩计算公式,整个急加速过

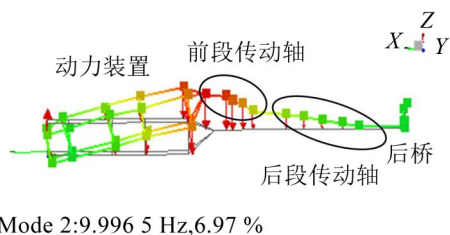


图5 动力装置的俯仰模态振型

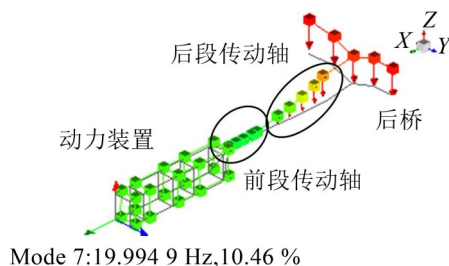


图6 后桥的上下弹跳模态振型

程中传动轴扭矩变化不大,如果万向节夹角不发生

变化,则附加弯矩变化较小,低频抖动不应该只发生在特定转速。但当传动轴的附加弯矩与传动系模态耦合时,激励传动轴产生较大动态位移,导致万向节夹角增大,进一步增大附加弯矩,激励车身产生低频抖动。

综上所述,低档位急加速时,附加弯矩波动频率在特定转速与动力装置俯仰模态、后桥上下弹跳模态耦合,激励传动轴产生较大动态位移,导致传动轴附加弯矩出现峰值,激励车身地板抖动。故附加弯矩是急加速低频抖动的激励源,围绕影响传动轴附加弯矩的参数,寻找减小抖动的优化措施。

3 抑制急加速低频抖动的优化措施

传动轴附加弯矩与传动轴扭矩、万向节夹角、同一轴两端万向节叉相位、传动系模态及其动态位移有关,据此提出以下抑制低频抖动的优化措施。

3.1 调整万向节叉相位

万向节叉相位关系直接影响传动轴所受合附加弯矩大小。根据式(4),中间传动轴合附加弯矩随其矢量夹角增大而减小,当其附加弯矩夹角为 180° 时,合附加弯矩最小。如图7(b)所示,中间传动轴两端两节叉面的相位为 0° 时,传动轴两端附加弯矩矢量夹角为 180° 。如图7(a)所示,中间传动轴两端节叉面的相位为 90° 时,传动轴两端附加弯矩矢量夹角为 90° 。故中间传动轴两端两节叉面的相位为 0° 时,中间传动轴所受合附加弯矩最小。

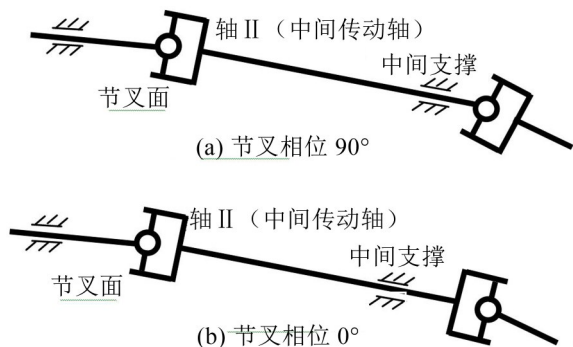


图7 中间传动轴两端节叉面相位示意图

在某车加速过程中低频抖动严重的转速区间,传动轴扭矩约为 $1\,250\text{ Nm}$,满载时万向节1夹角和万向节2夹角分别为 1.92° 和 2.49° 。根据2.2小节中的公式,估算中间两端节叉相位为 0° 和 90° 时传动轴所受合附加弯矩。如图6所示,节叉相位为 0° 时传动轴所受附加弯矩约为节叉相位为 90° 时的 $1/5$ 。图8中,横坐标为万向节1主动节叉面相对传动轴轴线所在平面转过的角度,节叉每旋转 180° ,附加弯矩大小和方向循环1个周期。

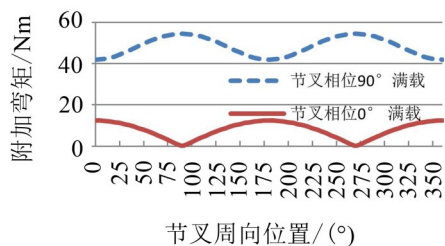


图8 不同节叉相位时中间传动轴附加弯矩

为验证节叉相位的影响,同一车上分别安装节叉相位为 0° 和 90° 的中间传动轴,在满载1档全油门加速工况下测量座椅导轨振动。图9是试验获得的两种不同节叉相位时低频抖动值,中间传动轴节叉相位由 0° 变为 90° ,急加速过程中低频抖动峰值由 32 mm/s 降为 6 mm/s 。

可见,调整传动轴两端节叉面相位,是抑制急加速低频抖动的一种非常有效的方法。

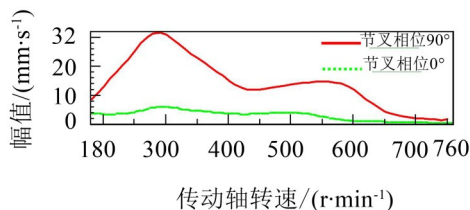


图9 中间传动轴两端节叉相位对低频抖动影响

3.2 调整发动机扭矩

根据附加弯矩公式,附加弯矩大小与扭矩成正比。减小传动轴传递扭矩,可以减小传动轴附加弯矩,进而抑制急加速低频抖动。通过发动机标定限制传动轴扭矩,当传动轴扭矩为基础值、基础值的60%和50%时,在1档全油门加速工况下测试座椅导轨振动,提取振动速度三向合成值的传动轴2阶分量。如图10所示,低频抖动大小正比于传动轴扭矩,降低传动轴扭矩可以抑制急加速低频抖动。

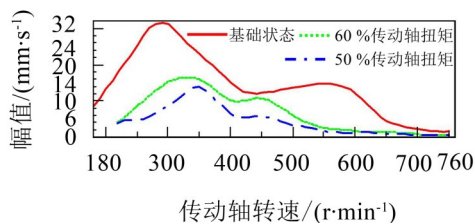


图10 传动轴扭矩对急加速低频抖动影响

3.3 调整万向节静态夹角

根据式(4),当中间传动轴两端节叉相位为 0° 时,两端附加弯矩大小越接近,合弯矩越小。根据式(5)、式(6),两端万向节夹角差值越小越好。当中间传动轴两端节叉相位为 90° 时,两端附加弯矩越小,合弯矩越小,两端万向节夹角越小越好。调整中间

支撑高度,可以调整万向节1夹角和万向节2夹角。

表1是不同万向节夹角组合工况下的急加速低频抖动值。其中,中间支撑上调高度负值表示下调,万向节夹角正值表示输出轴相比于输入轴下翘,万向节夹角负值表示输出轴相比于输入轴上翘,夹角差值为万向节1夹角和万向节2夹角绝对值的差值。如表1所示,调整中间支撑高度,万向节1夹角和万向节2夹角发生相应变化,急加速低频抖动峰值正比于万向节1夹角和万向节2夹角差值。

表1 万向节夹角对急加速低频抖动影响

中间支撑上调高度/mm	万向节1夹角/(°)	万向节2夹角/(°)	夹角差值/(°)	抖动值/(mm/s)
11.5	0.80	-0.66	0.14	4.17
6.2	1.31	-1.50	0.19	5.29
3.2	1.61	-1.98	0.37	5.61
0	1.92	-2.49	0.57	6.44
-2.0	2.12	-2.81	0.69	7.36

由于传动系的动态位移、万向节夹角是动态变化的,实车状态下静态夹角并不能完全反映各万向节间动态夹角关系。整车载荷对万向节2夹角和万向节3夹角影响较大,对万向节1夹角影响非常小。空载和满载状态下,万向节2夹角明显不同,调整中间支撑高度对万向节1夹角和万向节2夹角的影响也不同。调整中间支撑高度对急加速低频抖动的影响,需要综合考虑空载和满载状态。

3.4 调整中间支撑刚度

中间支撑 bounce 模态频率为 28 Hz,离抖动峰值频率 10 Hz 较远。在非模态区域,提高中间支撑刚度可以降低传动轴动态位移,进而减小万向节动态夹角。故提高中间支撑刚度,可减小合附加弯矩,从而抑制整车抖动。传动轴中间支撑橡胶结构和材料相同时,中间支撑静刚度越大,则其动刚度也越大。中间支撑原始静刚度分别为 56.8 N/mm、59.9 N/mm、51.6 N/mm 时,在整车上测试满载 1 档全油门加速工况下座椅导轨振动。如图 11 所示,中间支撑静刚度越小,急加速低频抖动越小。提升中间支撑刚度会导致中间支撑耐久疲劳问题,该方法只用于低频抖动状况的微调改善。

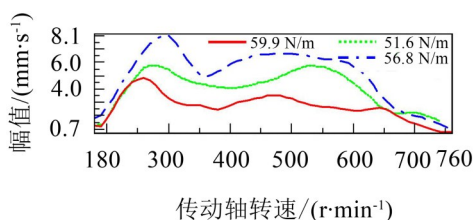


图 11 传动轴中间支撑刚度对急加速低频抖动影响

4 某车急加速低频抖动调教验证

某前置后驱车 1 档全油门加速 1 800 r/min~3 000 r/min(传动轴转速 200 r/min~600 r/min)工况下,能明显感受来自于地板的低频抖动,且抖动状况随载荷增加而恶化,满载时低频抖动值为 31.6 mm/s,空载时抖动值为 15.6 mm/s,抖动目标值为 4.5 mm/s。

查找传动系设计参数,各载荷状态下万向节夹角最大为 2.49°,中间传动轴节叉相位为 90°。按 3.1 小节理论分析可知,节叉相位设计不合理,更换两端节叉相位为 0°的中间传动轴。测试结果如图 12 所示,1 档全油门加速满载时低频抖动由 31.6 mm/s 降为 5.8 mm/s,空载时低频抖动由 15.6 mm/s 降为 5.0 mm/s,已接近目标值。

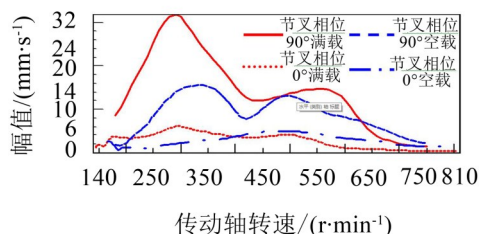


图 12 调整节叉相位对急加速低频抖动抑制效果

调整中间支撑高度,无法使空载和满载同时达到目标值。传动轴扭矩下调 40 Nmm,低频抖动仍无法达到目标值,且下调扭矩影响加速动力性。如图 13 所示。

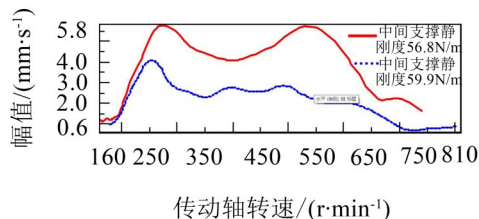


图 13 调整刚度对急加速低频抖动抑制效果

中间支撑静刚度由原始值 56.8 N/mm 提升为 59.9 N/mm 后,1 档全油门加速满载工况下低频抖动由 5.8 mm/s 降为 4.1 mm/s,达到目标值;空载时低频抖动降至 3.9 mm/s,达到目标值。

5 结语

低档位急加速工况下,附加弯矩波动频率在特定转速时与动力装置俯仰模态、后桥上下弹跳模态耦合,激励传动轴产生较大动态位移,导致传动轴附加弯矩出现峰值,激励车身地板,导致整车低频抖动。根据双段式传动轴附加弯矩理论,结合实车调教试验,研究中间传动轴节叉相位、传动轴扭矩、万向节夹角、传动轴中间支撑刚度对低频抖动影响,提

出多种低频抖动抑制措施。某车1档全油门加速工况下,原始状态满载和空载低频抖动值分别为31.6 mm/s和15.6 mm/s,通过采取抑制措施,满载低频抖动值降为4.1 mm/s,空载低频抖动值降为3.9 mm/s,都达到目标值。

参考文献:

- [1] VENKATESWARARAO M, PRASATH R, MANSINH K. Diagnosis and elimination of vehicle shudder in a sports utility vehicle[J]. *SAE*, DOI: <http://doi.org/10.4271/2013-26-0090>.
- [2] RYU T, MATSUZAKI K, NAKAE T, SUEOKA AL. A study on shudder in automatic transmission lock-up clutch systems and its countermeasures[J]. *SAE Technical Paper*, 2011-01-1509.
- [3] WU G Q, LUAN W B. Self-excited vibration of driveline for vehicle launch[J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 22(3): 330-336.
- [4] LEE C R, KIM H J. Vibration analysis of driveline with

propeller shaft supported by center bearing when the vehicle starts up[J]. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 1999, 12(12): 929-934.

- [5] KAZEMI R, HAMED B, IZADKHAH M. The vibrational improvement of the two piece driveline of the passenger car[J]. *SAE*, 2002-01-1320.
- [6] 羊拯民. 普通万向节传动的几个力学问题的初步分析[J]. *安徽工学院学报*, 1982(2): 50-57.
- [7] WELLMANN T, GOVINDSWAMY K. Development of a multi-body systems approach for analysis of launch shudder in rear wheel driven vehicles[J]. *SAE*, 2009-01-2073.
- [8] YUANFENG X, JIAN P, CHENGTAI H. Study on Second-Order Vibration Caused by Secondary Couple of Cardan Joint for a 4WD Driveline[J]. *Springer Berlin Heidelberg*, 2015(328): 345-353.
- [9] 赵骞,石月奎,孙悦. 十字万向节传动轴激励导致的汽车振动噪声研究[J]. *机械传动*, 2011, 35(10): 70-76.

(上接第44页)

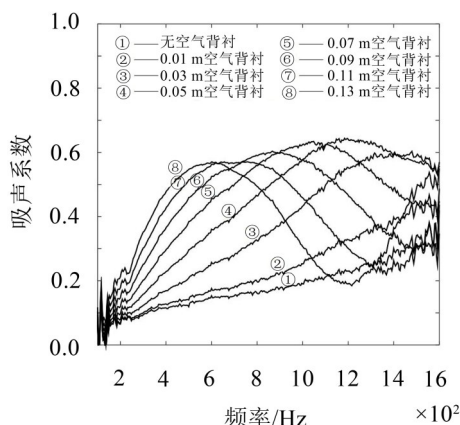


图4 不同厚度空气背衬情况下材料的吸声系数

明显;当空气背衬厚度达到一定值时,材料整体吸声性能基本达到最优,之后再增加空气背衬厚度则高频区的吸声性能下降,有效吸声频带向低频区移动;继续增加空气背衬厚度,有效吸声频带继续向低频区移动,但变化的幅度趋于饱和,而高频区的吸声效果急剧降低;但如果继续增加空气背衬厚度,有效吸声频带移至较低频时,高频区的吸声系数又会变大。

4 结 语

所构建的实验与计算相结合的空气背衬材料混合模型既反映出材料实际声学性能,又避免了实验测量空气背衬时操作的繁琐与误差,应用此混合计算方法能准确方便得到空气背衬条件下泡沫材料的

法向吸声系数,并能根据实际需求,改变计算参数研究不同厚度空气背衬对泡沫材料吸声特性的影响,可应用此方法设计预期吸声效果的泡沫材料吸声结构,对实际噪声控制工程应用有一定参考价值,也为材料吸声特性的优化设计提供了重要的研究手段。

参考文献:

- [1] 张玲. 吸声材料及结构研究现状与展望[J]. *大众科技*, 2012, 14(11): 55-56.
- [2] 何冬林,郭占成,廖洪强,等. 多孔吸声材料的研究进展及发展趋势[J]. *材料导报*, 2012, 26(S1): 303-306+333.
- [3] 白国锋,刘碧龙,隋富生,等. 多重散射方法研究轴对称空腔覆盖层的声学特性[J]. *声学学报*, 2012, 37(3): 263-269.
- [4] 袁健,林胜,贺才春. 阻抗管中吸声系数的传递函数测量法[J]. *噪声与振动控制*, 2006, 26(1): 68-70.
- [5] 宁景锋,赵桂平,穆林,等. 含有空气背衬层的分层多孔材料的吸声性能研究[J]. *振动工程学报*, 2014, 27(5): 734-740.
- [6] SONG B H, BOLTON J S. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, 107(3): 1131-1152.
- [7] 张振国,张秀丽,张娜,等. 传递矩阵-驻波管法研究材料隔声性能[J]. *材料导报*, 2010, 24(10): 118-121.
- [8] 冯涛,王晶,刘斌,等. 用传递矩阵法计算多层泡沫材料的法向吸声系数[J]. *机械设计与制造*, 2012(2): 35-37.