

电动汽车橡胶悬置高频动特性试验*

范让林¹, 徐春野¹, 吴列², 牛浩龙², 赵蹇²

(1. 北京科技大学机械工程学院 北京, 100083)

(2. 北京汽车股份有限公司北汽研究总院 北京, 101300)

摘要 电驱动力总成悬置系统高频结构噪声控制是电动汽车噪声、振动和声振粗糙度(noise, vibration and harshness, 简称 NVH)开发与研究的重要内容,悬置动特性试验因设备技术更新换代而大幅提升测试频率上限至 3 kHz。以某电动汽车橡胶悬置为研究对象,进行高频动特性试验研究。首先,分析悬置动特性试验边界条件,指出悬置的胶体刚度、支架模态以及试验夹具模态是影响高频动特性的 3 个主要因素;其次,研究橡胶悬置高频动刚度的主要特点,通过附加质量的方案对动刚度峰值及频率与影响因素的对应关系进行了辨识;然后,总结了 3 个主要因素对动特性的影响规律,提出电动车悬置及其支架的设计与优化原则;最后,用悬置刚度和支架质量对整车主减速度阶次噪声的改善效果进行试验,验证了橡胶悬置高频动特性研究的必要性和结论的正确性。

关键词 电动汽车;电驱总成;悬置系统;橡胶悬置;高频动特性;车内噪声

中图分类号 TH136;U469.72;U467.3

引言

减少化石能源消耗、“碳达峰、碳中和”的国家战略、清洁能源以及储能技术的迅速发展,使新能源汽车迅速成为汽车工业研究开发的重点。相对于混合动力汽车,纯电动汽车不需要非常复杂的控制策略,架构相对简单,成为新能源汽车的产品趋势。电动汽车的 NVH 性能是乘客感知度最显著的整车动态品质,虽然噪声级减小,但噪声频率的显著提高使乘客更容易感知整车声品质的变化,这对 NVH 高频噪声性能开发与控制提出了更高要求^[1]。

传统燃油车 NVH 开发关注的是发动机动力总成产生机械噪声和燃烧噪声的阶次与频率范围^[2],电动车 NVH 开发关注的是阶次更多、频率更高^[3-4]。电驱动力总成产生的激励包含:①机械激励,即齿轮啮合、齿轮和转子偏心质量等引起机械振动,主要分布在 0~4 kHz^[5];②电磁激励,即电机定子和转子间的磁场产生相互作用,频率与电机定子的电流供电方式和磁极对数有关,分布在 0~5 kHz^[6];③电机转矩波动,即电机输出转矩波动产生的振动可通过电机控制策略有效优化^[6-7]。

发动机激励能量集中在不平衡往复惯性力与不平衡倾覆转矩的主谐量,其频率主要分布在 400 Hz 以

内。不平衡倾覆转矩主要体现在低阶主谐量,不平衡往复惯性力主要体现在高阶主谐量。其悬置系统分析重点关注悬置系统的解耦、频率分布、液阻悬置刚度与阻尼以及提升系统隔振能力等。电动车的研究多为电机及减速器等部件的高频结构噪声控制^[4-5,8]。同时,电驱动力总成转矩大、质量轻、结构紧凑,通过悬置布置形式^[3]和二级隔振^[9]来控制振动与噪声传递。

研究表明,电驱动力总成 2.5 kHz 以下频率的噪声主要通过结构路径传入驾驶室^[10]。需要研究橡胶悬置的高频动特性,从而有效控制高频结构噪声的传递,提升动态舒适性和整车声品质。目前,橡胶悬置高频特性的研究多为基于试验获取橡胶材料本构参数,通过有限元仿真研究高频动特性^[11-12]。对于悬置高频动特性分析,需考虑由于频率提高隔振器自身质量产生惯性力增大的影响,建立包含等效质量的橡胶隔振器等效力学模型^[13],并传统本构模型叠加,在更高频段获得准确的悬置动特性结果。常用的电液伺服式悬置动特性测试设备最高频率仅为 500 Hz,橡胶悬置的更高频率动特性的试验受限于设备而缺少研究。

笔者以某电动汽车电驱动力总成橡胶悬置为研究对象,对测试频率可达 3 kHz 的新型电磁式高频动特性测试系统进行橡胶悬置高频动特性试验研

* 国家自然科学基金资助项目(51175034)

收稿日期:2022-06-15;修回日期:2022-09-01

究。通过分析悬置动特性试验的边界条件,找出高频动特性的主要影响因素。研究动特性的高频特征,通过附加质量方案辨识动特性与主要因素的对应关系与影响规律,拓展了电动车悬置及其支架设计与优化的指导原则。在整车状态下,以悬置刚度和质量变化对车内主减速器阶次噪声的改善效果来验证该结论的有效性。

1 高频动特性试验仿真分析

1.1 悬置高频动特性试验方案

该电动汽车前轴与后轴各搭载一台驱动电机。前、后电驱动力总成的悬置系统分别采用四点和三点质心式布置。质心式布置能有效减小大扭矩驱动工况的悬置受力,提升悬置疲劳耐久性能。图 1 为前电驱动力总成及悬置系统布置,4 个悬置均为衬套型橡胶悬置。右后衬套型橡胶悬置总成如图 2 所示,悬置总成结构紧凑,橡胶承载能力强,能有效控制电驱总成运动的包络空间。

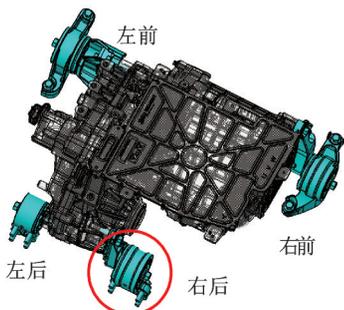


图 1 前电驱动力总成及悬置系统布置
Fig.1 Layout of powertrain mounting system of front motor

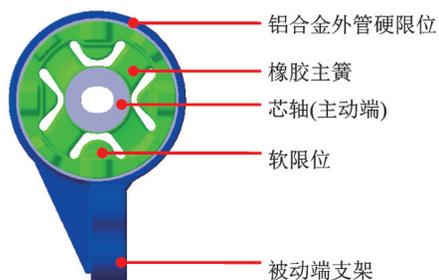


图 2 右后衬套型橡胶悬置总成
Fig.2 Rear right bushing mount of front motor

悬置总成的高频动特性试验结果既包含橡胶体的动特性,也包含悬置支架对动特性的影响。相比传统的 500 Hz 以内悬置动特性试验,本试验研究频率高达 3 kHz,悬置被动端支架模态包含在该频率范围内。另外,悬置夹具作为动特性试验的边界约

束,其模态也可能对高频动特性试验结果有影响。

试验采用新型的 m+p 电磁式高频试验台,其测试频率范围为 50~3 000 Hz,最大预载为 5 kN。悬置高频动特性试验台如图 3 所示。上端 z 向预压力为 350 N,下端为作动端,施加 ±3 g 的等幅加速度激励,扫频速度为 2 oct/min。测量上端的力信号,据此计算悬置跨点动刚度。

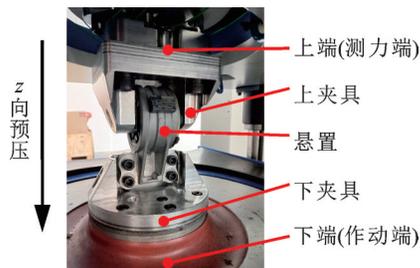


图 3 m+p 悬置高频动特性试验台
Fig.3 m+p test rig for high-frequency dynamics of mount

1.2 试验边界条件

试验最高频率为 3 kHz,限于装夹形式,夹具模态不易远高于试验频率。为减少夹具模态对悬置动特性试验的影响,需尽量提升夹具的 1 阶模态频率。选用质量轻、比刚度大、成形性好的 7075 航空铝合金材料进行夹具设计与制作。悬置样件与夹具装配体及边界分析模型如图 4 所示。

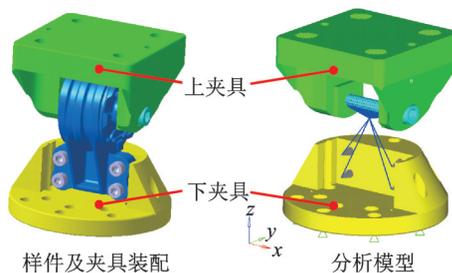


图 4 悬置样件与夹具装配体及边界分析模型
Fig.4 Assembly and computer aided engineering model of bushing mount and fixtures

为研究夹具模态的影响,进行夹具模态分析。分析时保留上下夹具和安装螺栓,并将悬置及其被动端支架简化为线性弹簧和等效质量。悬置高频试验夹具模态分析结果如图 5 所示,在 3 kHz 内存在 3 阶夹具模态,1 阶模态主要为悬置芯轴及其螺栓的 z 向模态;2 阶模态主要为上夹具叉形部分的 x 向摆动,位移最大点在叉形端部;3 阶模态主要为下夹具 y 向摆动。以上三阶模态将体现在橡胶悬置 3 kHz 动特性的试验结果中。

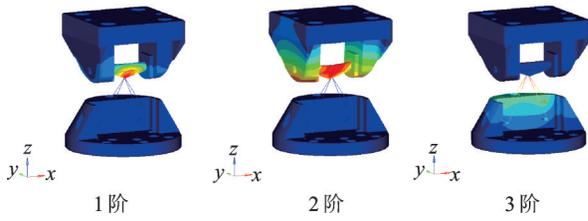


图5 悬置高频试验夹具模态分析结果

Fig.5 Fixture modals of high-frequency dynamics test of bushing mount

在无法避免夹具模态对高频动特性影响的情况下,悬置高频动特性的主要影响因素为悬置刚度、夹具模态以及悬置支架模态。以上因素相互作用,共同影响悬置动特性的试验结果。

2 高频动特性试验

2.1 悬置高频动特性

悬置高频动特性试验结果如图 6 所示。悬置动刚度在 500 Hz 以内呈现为缓慢线性增加,与传统试验结果一致;在 1.2, 1.5 与 2 kHz 附近存在 3 个峰值,动刚度变化较大;2.5 kHz 以上动特性呈现为小范围波动。多个样件的多次独立试验结果对比表明,其一致性好,可用于试验比较研究。

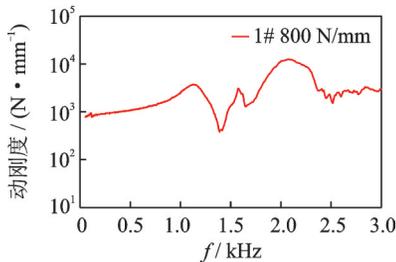


图 6 悬置高频动特性试验结果

Fig.6 Experimental dynamics of bushing mount

为研究高频动刚度 3 个峰值的主要影响因素,通过不同刚度和不同附加质量的方案进行辨识。图 7 为附加质量位置。控制单一变量逐一试验,然后比较研究。悬置高频动特性影响因素试验方案与目的如表 1 所示。

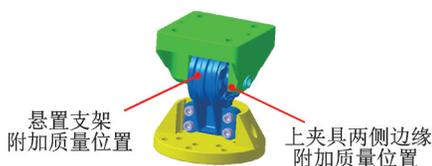


图 7 附加质量位置

Fig.7 Position of the added mass for mass schemes

表 1 悬置高频动特性影响因素试验方案及目的
Tab.1 Experimental schemes and purposes for the influences of bushing mount high-frequency dynamics

影响因素	基本状态	试验方案	试验目的
悬置刚度	①上夹具无附加质量;②被动端支架无附加质量	悬置刚度: 1#为 800 N/mm 2#为 630 N/mm 3#为 475 N/mm	研究悬置刚度对高频动特性的影响规律
悬置支架模态	①上夹具无附加质量;②悬置刚度:1#为 800 N/mm, 2#为 630 N/mm	悬置支架附加质量分别为 0 g, 45 g, 90 g	研究悬置支架模态对高频动特性的影响规律
上夹具模态	①被动端支架无附加质量;②悬置刚度:2#为 630 N/mm	上夹具附加质量为 0 g, 90 g	研究上夹具模态的影响规律

2.2 高频动特性影响因素分析

通过调整橡胶硬度来改变悬置样件的刚度,进行高频动特性测试。3 种悬置样件在 50 Hz 的初始动刚度分别为 800, 630 和 475 N/mm,对应编号 1#, 2#和 3#。不同初始刚度悬置的动特性试验结果如图 8 所示,悬置刚度对全频段动特性影响较大,随着初始刚度降低,全频段动刚度下降;1.2 kHz 附近的峰值及其频率逐渐减小,表明该峰值频率与悬置刚度正相关;1.5 kHz 峰值基本无变化;2 kHz 峰值随刚度变化无明显梯度性规律。

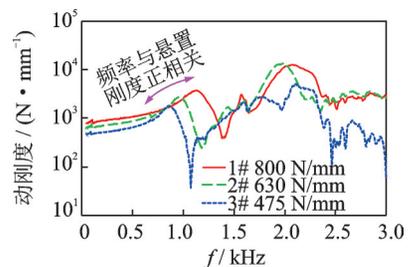


图 8 不同初始刚度悬置的动特性试验结果

Fig.8 Experimental dynamics of mount with different initial stiffness

针对 1#和 2#悬置样件,在悬置被动端支架圆管外壳处分别粘贴 0(无附加质量), 45 和 90 g 的附加质量,测得被动端支架不同附加质量的动特性试验结果如图 9 所示。结果表明,被动端支架增加附加质量对 1.2 kHz 和 1.5 kHz 峰无影响;但随着附加质量增加,2 kHz 附近的动刚度峰值及其频率逐渐降

低,梯度性规律较显著。1#样件与2#样件附加质量的位置略有不同,其中2#样件附加质量在支架圆管结构中,1#样件附加质量在圆管结构偏上部。2#样件在2 kHz附近的动刚度峰值及频率变化趋势更明显,说明动特性对被动端附加质量的位置敏感。

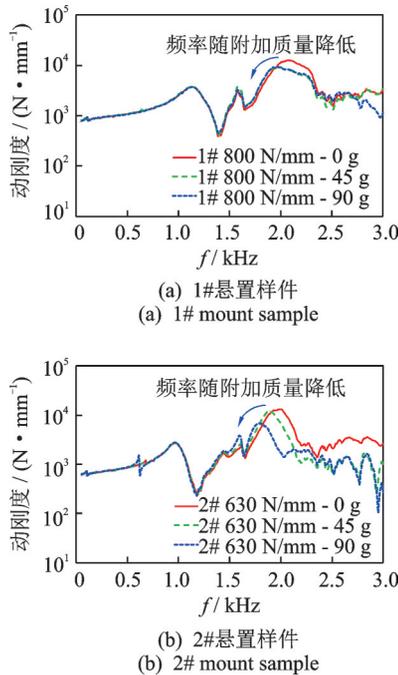


图9 被动端支架不同附加质量的动特性试验结果

Fig.9 Experimental dynamics of mount with different added mass on passive end brackets

在1#样件无任何附加质量的高频动特性试验基础上,在上夹具模态位移最大的两侧共附加90g质量,图10为上夹具不同附加质量的动特性试验结果。可见,上夹具附加质量对全频段动特性影响甚微,仅1.5 kHz峰值及其频率稍有降低。实际上,2#和3#两个样件的试验结果均如此,一致性很好。

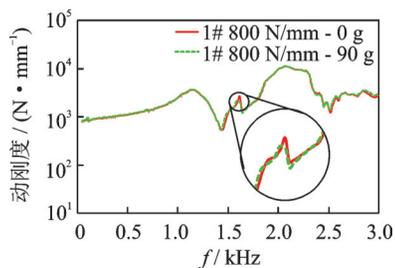


图10 上夹具不同附加质量的动特性试验结果

Fig.10 Experimental dynamics of bushing mount with different added mass on upper fixture

基于动特性试验结果,结合试验边界条件的模态分析,总结各因素对动特性的影响规律如表2所示。

上述结论在整车上的工程应用因为边界条件发

表2 各因素对动特性的影响规律

Tab.2 Influences and corresponding effects on mount dynamics

峰值频率/kHz	影响因素		
	悬置刚度 (刚度降低)	悬置支架模态 (质量增加)	上夹具模态 (质量增加)
1.2	峰值明显下降 频率明显下降	无变化	无变化
1.5	无变化	无变化	峰值稍降低 频率稍降低
2.0	无梯度性变化	峰值明显下降 频率明显下降	无变化

生变化,分析如下。

当峰值频率为1.2 kHz时,在动特性试验中,上夹具与悬置被动端支架附加质量对其无影响,而降低悬置刚度,该峰值及其频率明显降低。结合仿真结果,判断是由芯轴及其螺栓z向模态所致。在整车状态,该模态将对应悬置主动端支架模态。试验表明主动端支架模态频率与悬置初始刚度正相关,为提升悬置全频段隔振降噪能力,需在合理范围内降低悬置初始刚度。电动车激励频率较高,为避免结构噪声恶化,需进一步提升主动端支架模态。

当峰值频率为1.5 kHz时,悬置初始刚度变化和被动端支架附加质量对该峰值无影响,仅在上夹具附加质量后,峰值及频率稍有降低,该峰由上夹具x向模态所致。只是动特性试验中,激励方向与上夹具x向模态接近正交,径向动特性受轴向结构模态影响较小。在整车状态,悬置主动端约束一般较试验上夹具弱,且模态也不一定正交,可能引发相应结构噪声。

当峰值频率为2 kHz时,该峰值及其频率与被动端支架附加质量负相关,梯度性规律明显,判断该峰由被动端支架圆头部分的模态所致。根据附加质量对动特性的显著抑制作用,可在悬置被动端振动峰值处增加质量,降低峰值振动的传递。在整车状态,被动端支架所连接的车身结构比试验下夹具的刚度要弱,其模态频率将低于2 kHz。

3 悬置刚度和质量影响的整车试验

悬置刚度和被动端质量变化对悬置高频动特性影响明显,降低悬置初始刚度或在被动端支架附加质量,能够有效降低悬置动刚度峰值,进而减小结构噪声传递。

3.1 悬置刚度方案的整车试验验证

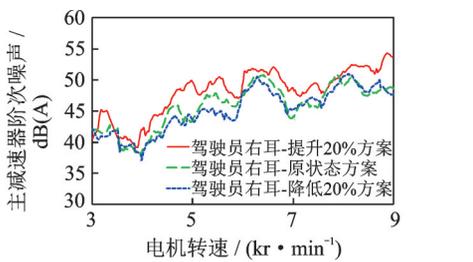
为验证悬置刚度对高频动特性的影响规律进而影响整车结构噪声,表3为不同刚度悬置的整车试验方案。表中悬置刚度均为静刚度,动刚度随静刚度同向变化;以原状态为基础,静刚度分别提升或降低约20%。

在滑行工况、电机转速为3 kr/min~9 kr/min下,测量不同刚度方案下车内主减速器阶次对比结果如图11所示。悬置刚度降低,全转速段的主减速器阶次噪声明显降低。在考虑电动车悬置系统抗扭能力

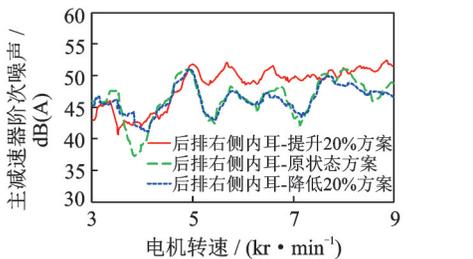
表3 不同刚度悬置的整车试验方案

Tab.3 Experimental schemes of different mount stiffness on vehicle

方案	电机位置	悬置位置及刚度 / (N·mm ⁻¹)			
		右前	左前	右后	左后
提升20%	前驱动	559.1	547.0	564.0	555.0
	后驱动	548.5	547.1	536.3	—
原状态	前驱动	429.8	410.7	389.3	469.5
	后驱动	443.7	412.7	445.9	—
降低20%	前驱动	359.2	362.3	347.4	388.1
	后驱动	345.7	370.3	382.7	—



(a) 驾驶员右耳主减速器阶次噪声
(a) Order noise of final drive at right ear of the driver



(b) 后排右侧内耳主减速器阶次噪声
(b) Order noise of final drive at inner ear of right-rear seat

图11 不同刚度方案下车内主减速器阶次对比

Fig.11 Interior noise comparison of final drive order under different mount stiffness schemes

的基础上降低悬置初始刚度,可降低悬置高频动特性峰值,进而提升悬置系统隔振降噪能力,有效控制经由悬置传递的结构噪声。悬置刚度方案的整车试验结果说明了高频动特性试验研究结论的正确性。

3.2 被动端支架质量方案的整车试验验证

悬置被动端支架附加质量对悬置高频动特性影响显著,既降低峰值频率,又降低峰值水平。为此,在该悬置支架圆管结构上附加540 g质量,进行整车试验验证。被动端支架附加质量位置如图12所示。

在3挡节气门全开加速工况,电机转速为500~6 500 r/min,测量驾驶员右耳噪声和悬置被动端加速度的主减速器阶次分量,被动端不同质量方案下车内噪声及悬置被动端振动的主减速器阶次对比如图13所示。图13(a)表明,原状态悬置被动端在3 884 r/min存在峰值,附加540 g质量后振动峰值消

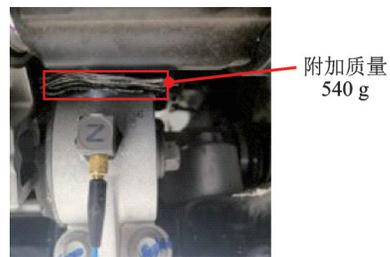
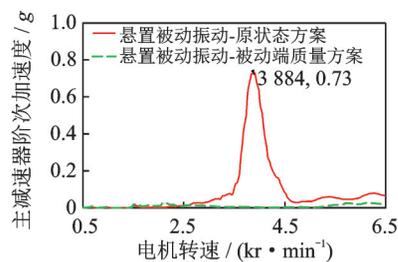
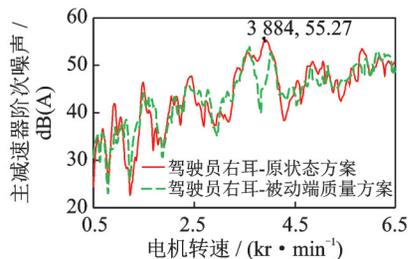


图12 被动端支架附加质量位置

Fig.12 Position of added mass on the passive end bracket



(a) 悬置被动端主减速器阶次振动
(a) Order vibration of final drive at chassis side of the mount



(b) 驾驶员右耳主减速器阶次噪声
(b) Order noise of final drive at right ear of the driver

图13 被动端不同质量方案下车内噪声及悬置被动端振动的主减速器阶次对比

Fig.13 Interior noise and bracket vibration comparison of final drive order under different mass schemes on mount bracket

失。图13(b)表明,车内主减速器阶次噪声3 884 r/min峰值由55.27 dB(A)降低至45.37 dB(A),降幅约为10 dB(A)。

综上,在悬置被动端支架增加质量能够显著改变悬置及其支架模态,降低结构噪声的传递,有效改善电动汽车主减速器阶次峰值噪声。质量方案的整车试验结果也说明了高频动特性试验研究结论的正确性。

4 结 论

1) 电动汽车电驱总成的激励频率分布较广,研究悬置高频动特性成为必要。设备升级换代,试验上限频率从传统500 Hz大幅提升到3 kHz,为高频动特性研究提供了试验条件。本研究对于试验方案、夹具设计与分析、高频试验与分析以及整车验证的全流程试验等具有参考意义。

2) 动特性试验频率高,试验边界条件的影响不可忽略。500 Hz内动特性随频率缓慢线性增加。500 Hz以上高频动特性受边界条件影响明显,存在多个峰值,主要影响因素为悬置刚度、悬置支架模态以及试验夹具模态。

3) 电驱总成悬置系统设计在保证抗扭能力基础上降低初始刚度,提升主动端支架模态频率,避免与主减速器阶次频率接近而恶化噪声。附加质量对高频动特性影响显著,在被动端支架附加质量可降低高频动刚度峰值,有效控制结构噪声。

参 考 文 献

- [1] RANE G, DESHMUKH S. Development of mount for electric powertrains—a multi degree of freedom optimization approach[R]. [S.l.]: SAE International, 2020.
- [2] 范让林, 费振南, 屈少举, 等. 动力总成悬置系统影响车内噪声的试验研究[J]. 工程力学, 2019, 36(9): 205-212. FAN Ranglin, FEI Zhennan, QU Shaoju, et al. Experimental study about the effect of powertrain mounting system on vehicle interior noise [J]. Engineering Mechanics, 2019, 36(9): 205-212. (in Chinese)
- [3] 康强, 顾鹏云, 左曙光. 纯电动汽车电驱动总成悬置设计原则研究[J]. 汽车工程, 2019, 41(11): 1235-1242. KANG Qiang, GU Pengyun, ZUO Shuguang. A research on design principles for electric drive assembly mounts of pure electric vehicles[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(11): 1235-1242. (in Chinese)
- [4] HAZRA S. Challenges and approaches of electric vehicles powertrain mount system optimization for NVH, buzz squeak rattle and durability [R]. [S.l.]:

SAE International, 2021.

- [5] 于蓬, 陈诗阳, 章桐, 等. 电动车动力总成在机械-电磁激励下的振动分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(13): 99-105, 139. YU Peng, CHEN Shiyang, ZHANG Tong, et al. Vibration response of an EV power train under mechanical-electromagnetic excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(13): 99-105, 139. (in Chinese)
- [6] 于蓬, 章桐, 余瑶, 等. 考虑电机控制策略影响的电动车动力总成振动分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(19): 50-57. YU Peng, ZHANG Tong, YU Yao, et al. Vibration analysis of electric vehicle powertrains considering motor control strategy[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(19): 50-57. (in Chinese)
- [7] 王斯博, 赵慧超, 李志宇, 等. 电动车永磁同步电机转矩波动分析及测试[J]. 电机与控制学报, 2015, 19(9): 95-102. WANG Sibao, ZHAO Huichao, LI Zhiyu, et al. Analysis and test for torque ripple of permanent magnet synchronous motor for electric vehicle [J]. Electric Machines and Control, 2015, 19(9): 95-102. (in Chinese)
- [8] FENG J, DENG J, LIU Y, et al. The resolution of 8th order whining noise for a battery electric vehicle [R]. [S.l.]: SAE International, 2020.
- [9] KOCH F, KELLNER M, PETERSEN C, et al. Comparison of NVH behavior of electric vehicles [J]. ATZ Worldwide, 2018, 120(7): 12-17.
- [10] LENNSTRÖM D, JOHNSON R, NYKÄNEN A, et al. Determination of radiated sound power from an electric rear axle drive in-situ and its contribution to interior noise[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2013, 6: 1554-1563.
- [11] 唐安特, 上官文斌, 潘孝勇, 等. 橡胶隔振器高频动态特性的计算方法[J]. 工程力学, 2020, 37(1): 230-238. TANG Ante, SHANGGUAN Wenbin, PAN Xiaoyong, et al. Computational method for the dynamic properties of rubber isolators [J]. Engineering Mechanics, 2020, 37(1): 230-238. (in Chinese)
- [12] 刘文帅. 橡胶隔振器高频动刚度及蠕变特性研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2020.
- [13] 张佳琪, 刘晓昂, 上官文斌, 等. 基于等效力学模型的橡胶隔振器高频本构模型研究[C]//2021中国汽车工程学会年会论文集(4). 北京: 机械工业出版社, 2021: 184-189.



第一作者简介:范让林,男,1970年11月生,博士、副教授。主要研究方向为车辆动力学与振动噪声NVH主动控制。曾发表《动力总成悬置系统影响车内噪声的试验研究》(《工程力学》2019年第36卷第9期)等论文。

E-mail: fanrl@ustb.edu.cn