

汽车结构路噪开发体系研究

余义

(上汽通用五菱汽车股份有限公司, 广西 柳州 545007)

摘要: 传统汽车结构路噪开发体系主要是基于 TPA(Transfer Path Analysis)思想,没有贯穿从路面到人耳的整个路径,不够完善。为完善汽车结构路噪开发体系,文中结合 SPR(Source-Path-Receiver)模型和 TPA 分析思想提出路噪分解公式并运用于路噪开发体系中,进行路噪控制分析、路噪目标设定及完整的子系统目标分解。相较于传统路噪开发体系,该路噪开发体系将管控范围扩大到轮胎、悬架和隔振系统,使开发体系更完整;通过科学的目标设定和子系统目标分解过程使目标体系更合理和平衡,提高结构路噪开发体系的深度。

关键词: 汽车;路噪;开发体系;传递路径;目标分解

中图分类号:U461.99

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2019)05-0006-06

汽车噪声主要分为动力总成噪声、路噪、风噪、附件噪声等,通过对汽车振动噪声的深入研究和实践,动力总成噪声控制技术趋于成熟,相比之下,随着电动汽车的推广,轮胎/路面噪声在整车噪声中所占比例与影响正在增大。因此,针对路面噪声的正向开发体系和控制方法的研究具有重大工程意义。

目前国内外针对路噪控制方法的研究较多,针对路噪开发体系和原理框架构建的研究较少。Cesar Helou Teodoro da Silva 等提出利用 TPA(Transfer Path Analysis)方法解决路噪问题;Todd Freeman 等提出利用 SPC 方法解决路噪问题;车勇等利用动刚度、NTF(Noise Transfer Function)、白车身模态、TB(Trim Body)模态、声腔模态监控查找问题零部件;张志勇等提出运用 OPA(Operational-TPA)方法进行隔振系统传递路径分析;王万英等建立了轮胎噪声结构传递路径分析模型;张磊等提出了一种车辆悬架系统性能综合评价方法;谭晶晶等使用 TPA 方法分析路噪的主要问题点,通过优化悬架隔振性能提高车辆路噪性能;余雄鹰等构建路噪敲鼓声的主要传递路径和影响因素逻辑图,并制定目标体系,利用传递函数进行车身钣金件贡献量排序。传统路噪问题研究主要基于传递路径分析的思想,针对的主要管控和优化对象是悬架衬套、接附点动刚度和车身 NTF,且主要针对后期问题的排查,研究体系要么是离散的,要么没有贯穿从路面到人耳的整个路径。该文主要针对汽车结构路噪性能,将 SPR(Source-Path-Receiver)模型与车辆结构相结合,将传递路径、结构和子系统目标联系起来

来,提出路噪分解公式并将其运用于路噪开发体系,进行完整的路噪目标分解和工作内容梳理,优化路噪开发体系。

1 结构路噪开发体系

路噪可分为空气传播噪声和结构传播噪声。结构路噪的主要传递路径是路面激励经过轮胎传递到底盘,再经悬架传递到车身激起钣金辐射噪声,噪声通过声腔传到人耳形成路噪。其中:路面是激励源头,其作为客观条件不能改变,只能进行路谱采集作为整个系统的输入;轮胎主要由轮胎、轮辋、声腔组成,在路噪中是第一级隔振系统;底盘系统主要包括各底盘结构件,主要为系统提供质量;悬架系统是路噪中第二级隔振系统,主要包括弹簧、减振器和衬套,提供整车的主要阻尼和刚度;车身是主要噪声辐射源,钣金辐射效率控制和模态分布尤为重要;声腔是重要传递路径,特别是声腔模态将路噪极度放大。

将车辆路噪的动力学模型与 SPR 模型结合,将路噪开发体系分解为 7 个系统,继而分解为 18 个控制项(见图 1)。从图 1 可看出:传统 TPA 理论只对其中 8 项进行控制。

根据图 1,提出以下路噪分解公式:

$$P_{\omega} = \sum F_{\text{路面载荷}} \times \underbrace{FT}_{\text{轮芯}}_{\text{轮胎}} \times \underbrace{FT}_{\text{主动端}}_{\text{悬架}} \times \underbrace{S}_{\text{接附点}}_{\text{隔振}} \times NTF_{\text{载荷}} \quad (1)$$

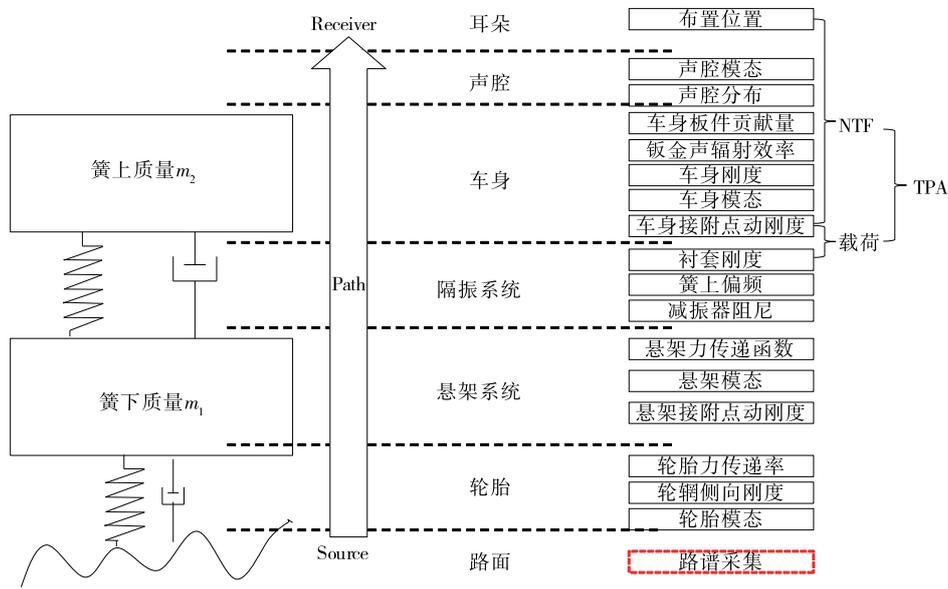


图1 车辆路噪动力学模型及SPR模型

式中: P_w 为某频率的噪声值; \sum 代表各条路径的总和; $F_{\text{路面载荷}}$ 为路面载荷; $FT_{\text{轮胎}}$ 为轮胎力传递率; $FT_{\text{悬架}}$ 为悬架力传递函数; $S_{\text{隔振}}$ 为悬架到车身接附点的隔振率; NTF 为噪声传递函数。

根据式(1),结构路噪开发体系分为路面、轮胎、悬架、隔振系统、噪声传递函数控制及整车路噪评估6个方面。

1.1 路面

路噪追根溯源是由于路面的不平整造成的。路噪研究由采集路面的物理特征开始,通过傅里叶变换转化为空间谱,再进一步转化为频率谱(见图2)。该数据能反映外界对整车系统的客观输入情况,一般用来进行整车路噪强迫响应分析和整车路噪目标分解。

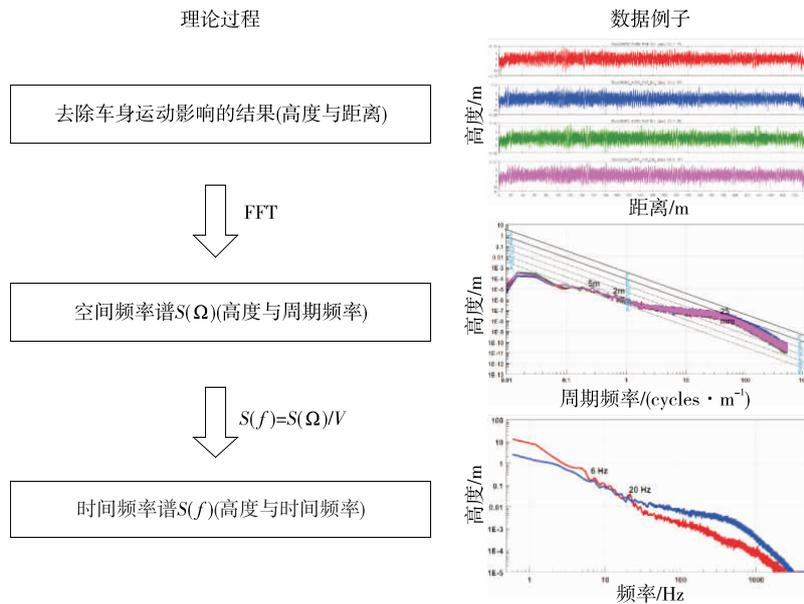


图2 路面载荷采集过程

1.2 轮胎力传递率

轮胎力传递率 $FT_{\text{轮胎}}$ 为跨点频响应函数(Transfer FRF)和原点频响应函数(Driving Point FRF)的比

值,其中跨点频响应函数为轮胎胎面响应对轮毂中心激励的频响应函数,原点频响应函数为轮毂中心响应对轮毂中心激励的频响应函数。 $FT_{\text{轮胎}}$ 是用来评价轮胎

隔振能力的综合性指标,测试方法和结果见图3。

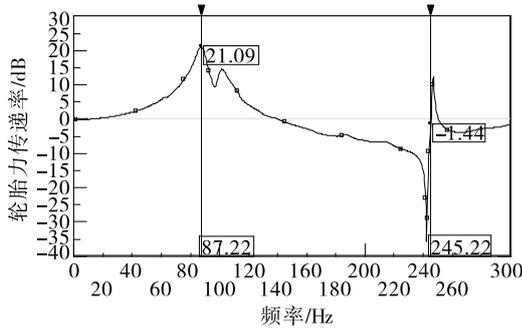


图3 轮胎力传递率测试及结果参考

轮胎结构非常复杂,影响轮胎力传递率的因素

包含轮胎模态、轮辋刚度、轮胎花纹、轮胎声腔模态、轮胎扁平比、轮胎刚度、阻尼等,一般在路噪体系中把控轮胎力传递率和轮辋刚度即可。

1.3 悬架力传递函数

悬架力传递函数主要关注力在悬架结构件中的传递情况,在这个过程中,轮芯的能量沿悬架的各条路径传递到悬架与车身(包含副车架)依附点的主动端。悬架力传递函数主要受以下因素的影响:1) 悬架形式。决定路径的多寡和能量分配,独立悬架的路噪性能一般比非独立悬架更好。2) 悬架整体模态。一方面影响轮胎的隔振性能,另一方面会造成悬架力传递函数上的峰值,主要靠模态规划和位置规划来抑制。3) 悬架局部模态。悬架主要由杆状结构组成,各局部杆结构存在自身弯曲模态,会大大增加该路径在该频率下的力传递率。如图4所示,轮芯力通过不同路径向车身传递,各路径由于悬架形式、整体模态和局部模态的影响,对频率的响应程度不一,最终在接收端的力产生较大差异。

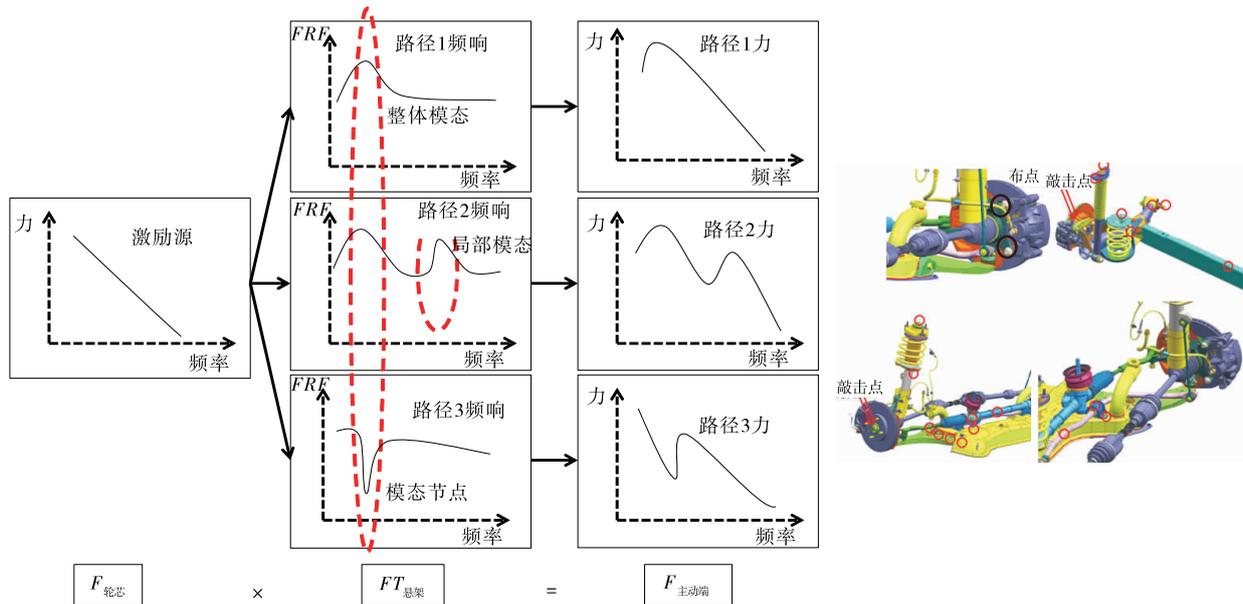


图4 悬架力传递过程及测试示例

悬架力传递函数的理论公式为:

$$FT_{悬架} = \frac{F_{主动端}}{F_{轮芯}} \quad (2)$$

1.4 隔振系统

悬架系统的弹簧、减振器、衬套组成隔振系统,根据振动理论,有:

$$S_{悬架} = \frac{F_T}{F_0} = \frac{X}{Y} \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\omega)^2}}{\sqrt{(1 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega)^2}} =$$

$$\sqrt{\frac{1}{[(1 - \omega^2)^2 - 1]/[1 + (2\zeta\omega)^2] + 1}} \quad (3)$$

式中: $S_{悬架}$ 为力/位移传递率; F_T 为被动端力幅; F_0 为主动端力幅; X 为被动端位移; Y 为主动端位移; ζ 为阻尼比; ω 为频率比。

根据式(3),力的传递率等于位移传递率,在隔振区内($\omega > \sqrt{2}$)阻尼越小隔振越好。车辆开发中一般要求隔振率大于 20 dB,折合成传递率为 $S < 0.1$ 。

为了将隔振率分解为更低级别的指标,假设系统阻尼忽略不计,激励只引起系统的弹性变形,建立简易隔振模型(见图5)。

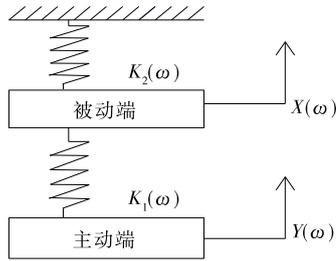


图5 隔振系统的简易隔振模型

由简单的力平衡公式可得:

$$K_1 \times (Y - X) = K_2 \times X \quad (4)$$

由式(3)、式(4)可得:

$$S = \frac{X}{Y} = \frac{K_1}{K_1 + K_2} < 0.1 \quad (5)$$

$$\frac{K_2}{K_1} > 9 \quad (6)$$

根据式(6),理想状态下隔振率应大于 20 dB,安装点动刚度为衬套动刚度的 9 倍以上,工程实践中一般要求安装点动刚度为所属衬套动刚度的 7~10 倍。

综上,若要隔振系统在没有限位的状态下发挥最大功效,需满足以下条件:1) 频率比越大越好,因为激励频率固定,簧上偏频(乘员舱刚体模态)的频率越低越好,整备质量确定的情况下悬架越软(整体刚度低)越好;2) 安装点动刚度与衬套动刚度的比值越大越好,安装点动刚度越高越好,衬套刚度越低越好。

1.5 噪声传递函数 NTF

NTF 是车身、声腔和耳朵三大系统的综合性指标,为系统级指标,需将其分解至零件级才能进行有效控制。假设每条路径产生的噪音等于每块钣金辐射噪声的总和,则 NTF 可分解为:

$$NTF = \frac{P}{F_{\text{接附点载荷}}} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \times ATF_i}{F_{\text{input}}} \quad (7)$$

式中: P 为耳旁声压; P_i 为第 i 块钣金的辐射噪声; ATF_i 为第 i 块钣金辐射噪声至耳旁的空气传递函数; F_{input} 为激励力。

根据声压理论公式,可得:

$$P = \sqrt{I \rho_0 c} = \sigma (\rho_0 c u)^2 = \sqrt{\sigma} \rho_0 c u \quad (8)$$

由式(7)和式(8)可得:

$$NTF = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{\sigma_i} \times \rho_0 c \times u_i \times ATF_i}{F_{\text{input}}} \quad (9)$$

式中: σ_i 为钣金声辐射效率; $\rho_0 c$ 为空气的特性阻抗; u_i 为钣金表面振动平均速度; ATF_i 为钣金表面声压至接收点声压的空气传递函数。

根据式(9),控制 NTF 的主要方向为控制单个钣金辐射噪声及让不同钣金辐射噪声的频率错开,故主要关注钣金辐射效率、钣金表面振动、模态分布和空气传递函数。

1.6 整车路噪评估

自然界的声压一般符合 $P=1/f$ 特征,这类声音人耳主观上会觉得舒适。整车匀速噪声目标线一般是 1/3 倍频程图上 A 计权的一个矩形框,即源于 $P=1/f$ (见图6),故客观评估路噪问题时将该声音不作计权处理,画一条趋势线,超出该趋势线的声音的主观感受会比较突出,客观上就是需要优化的问题点。而对于路噪声品质的评估,主观上可以利用 jury test 打分评估,先用人工高保真地采集路噪,再用回放打分方式评价路噪品质;客观上可将标杆车的趋势线画在同一张表上,整体路噪品质一目了然(见图7)。

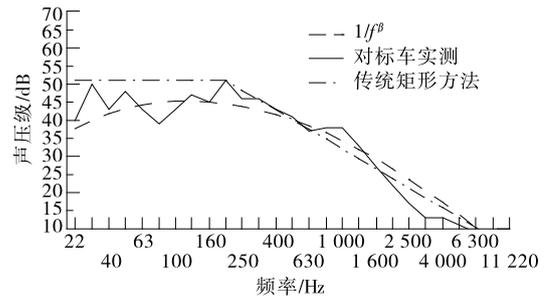


图6 路噪目标线及 A 计权修正系数

2 路噪开发体系实践

2.1 整车路噪开发流程

整车路噪的开发以“目标实现”为分水岭主要分为前、中、后期(见图8)。前期以目标体系为核心进行开发,主要包括整车目标设定、子系统目标分解;中期以目标闭环为核心展开,主要包括虚拟评审和混合建模;后期以样车调校为核心,主要关注问题清单闭环和一致性管控。由于篇幅有限,仅针对整车目标设定、子系统目标分解和混合建模进行说明,其他常规开发项目不再赘述。

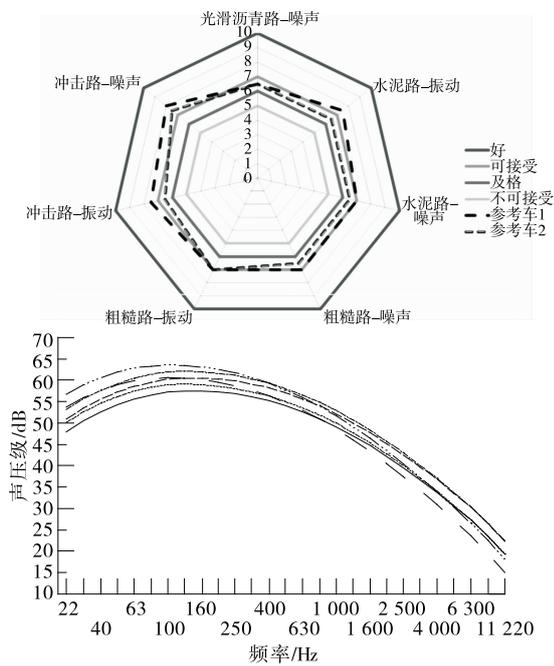


图7 路噪品质评估

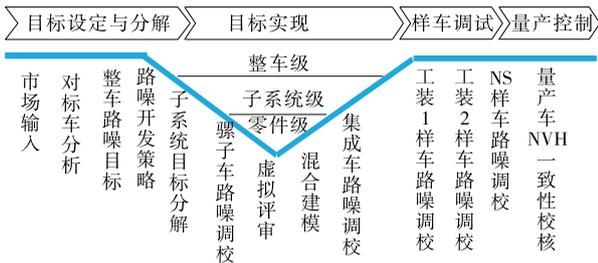


图8 整车路噪开发流程

2.2 整车路噪目标设定

整车路噪目标设定从市场输入开始,定义清楚该车型属于哪一块市场细分、对标车型有哪些、路噪性能是要达到领先(BIS)还是中游(BSA),之后开始对标分析,主要包括路噪测试、主观评估及结构对标分析,最后基于对标分析结果结合市场输入要求制定整车路噪目标(见图9)。

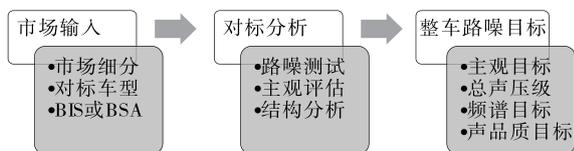


图9 整车路噪目标设定流程

整车路噪总体目标设定主要是基于大量对标车数据(见图10),将对标车前后排的声压级和语言清晰度放入同一张表中,分辨不同市场定位所需的总体噪声目标值。

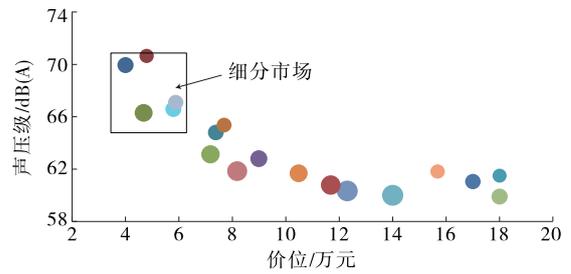


图10 总声压级和声品质目标设定

将对标车不计权路噪数据 1/3 倍频按 25 ~ 1 000 Hz 画一条直线目标,将直线目标作 A 计权处理,得到弧线目标,该弧线目标即为频谱目标(见图11)。实际工程中按该标准画出所有对标车的趋势线,得到目标区间,再根据市场输入定义目标线。

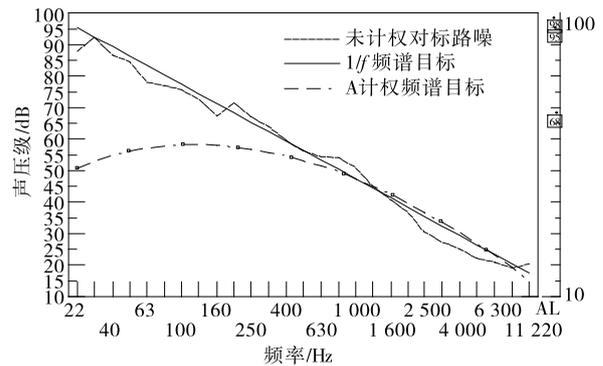


图11 频谱目标设定

2.3 子系统目标分解

路噪子系统目标分解遵循 TPA 思想,按式(1)将整车路噪频谱目标逐级分解为 NTF、衬套动刚度、车身接附点动刚度、轮胎力传递率等可控指标。如表1所示,以 50 Hz 为例,整车路噪目标为 54.6 dB(A),根据经验,一般主要贡献路径为 4 条,则每条路径的频谱目标为 48.6 dB(A),用所得路径减去 A 计权的修正系数(-30.2 dB),得到不计权的单路径贡献量 $P = 78.8$ dB;路面载荷为 2 560 N;悬架和轮胎是平台件,轮胎力传递率为 9 dB,悬架力传递率为 28 dB,通过 $F_{\text{路面载荷}} \times FT_{\text{轮胎}} \times FT_{\text{悬架}} = F_{\text{主动端载荷}}$ 求得主动端载荷为 275 N,按式(5)求隔振率 S,得 $78.8 = K_{\text{衬套}} / (K_{\text{衬套}} + K_{\text{接附点}}) \times 275 NTF$ 。如果设定 NTF 目标为 60 dB,衬套刚度约 200 N/mm,可求得车身接附点动刚度目标 $> 6 124$ N/mm。实际工程中,由于项目更改范围不一样,在公式中已知数和未知数是变化的,一般会有多个目标是未知数,这也说明路噪子系统目标的分解过程实际是集成和平衡的过程。

表 1 路噪目标分解示例

频 率/ Hz	路噪 目标/ dB(A)	各路 径频 谱目 标/ dB(A)	A 计 权修 正/ dB	单路 径贡 献量 P/ dB	NTF 目 标/ dB	最大 激励 力/ N	最大 激励 力目 标/ N	衬套 刚度/ (N·mm ⁻¹)	车身 接附 点动 刚度/ (N·mm ⁻¹)	隔振 率目 标 S _{隔振} / dB	主动 端激 励目 标/ N	悬架力传 递函数 FT _{悬架} / dB	轮芯力/ N	轮胎 力传 递率 FT _{轮胎} / dB	路面 载荷/ N									
25.0	48.1	42.1	-44.7	86.8	60	26.8	21.877	62	200	6	124.555	30	691.831	00	20.179	400	09	7	062.688	0	3	5	000.000	0
31.5	50.7	44.7	-39.4	84.1	60	24.1	16.032	45	200	6	124.555	30	506.990	70	22.941	199	83	7	113.118	0	5	4	000.000	0
40.0	52.9	46.9	-34.6	81.5	60	21.5	11.885	02	200	6	124.555	30	375.837	40	25.602	999	57	7	163.908	0	7	3	200.000	0
50.0	54.6	48.6	-30.2	78.8	60	18.8	8.709	60	200	6	124.555	30	275.420	00	28.364	799	00	7	215.100	0	9	2	560.000	0
63.0	55.9	49.9	-26.2	76.1	60	16.1	6.382	635	200	6	124.555	30	201.836	60	31.126	599	05	7	266.578	0	11	2	048.000	0
80.0	56.9	50.9	-22.5	73.4	60	13.4	4.677	351	200	6	124.555	30	147.910	80	40.888	398	79	16	384.000	0	20	1	638.400	0
100.0	57.6	51.6	-19.1	70.7	60	10.7	3.427	678	200	6	124.555	30	108.392	70	26.650	198	53	2	330.826	0	5	1	310.720	0
125.0	58.0	52.0	-16.1	68.1	60	8.1	2.540	973	200	6	124.555	30	80.352	61	22.311	998	27	1	048.576	0	0	1	048.576	0
160.0	58.0	52.0	-13.4	65.4	60	5.4	1.862	087	200	6	124.555	30	58.884	37	18.073	798	01	4	71.716	1	-5	8	38.860	8
200.0	57.8	51.8	-10.9	62.7	60	2.7	1.364	583	200	6	124.555	30	43.151	91	38.835	597	75	3	773.809	0	15	6	71.088	6
250.0	57.4	51.4	-8.6	60.0	60	0.0	1.000	00	200	6	124.555	30	31.422	78	22.597	397	49	4	26.451	7	-2	9	536.870	9
315.0	56.8	50.8	-6.6	57.4	60	-2.6	0.741	310	200	6	124.555	30	23.442	29	22.259	197	22	4	304.060	4	-3	7	429.496	7
400.0	55.9	49.9	-4.8	54.7	60	-5.3	0.543	250	200	6	124.555	30	17.179	08	23.020	996	96	3	243.248	3	-3	4	343.587	4

因为所有目标都是按理论公式分解出来,所以目标体系更完善、更合理,也是逆向开发往正向开发发展的关键一步。

2.4 混合建模

随着测试技术和仿真技术的发展,两种方法都有对应的手段来实现对路噪体系的管控,但由于两种方法的手段不同,各自存在优缺点,为同时满足效率和精度要求,现在主流路噪开发一般采用混合建模的方式,即一部分数据采用实测数据,另一部分采用仿真结果。根据式(1),路噪影响因素大体分解成载荷和传递函数,测试在载荷提取方面效率、精度更优,仿真则在传递函数方面效率更高,更改验证也更加便捷。因此,现行路噪混合建模主要是通过测试提取载荷,然后输入仿真模型进行系统强迫响应分析。由于存在路面载荷、轮芯载荷和接附点载荷,对应仿真建模为整车建模、TB+悬架建模和 TB 建模,3 种混合建模的优缺点见表 2。

表 2 混合建模方法对比

建模方法	CAE			测试			路噪优化	
	技术难度	建模周期	模型精度	技术难度	测试周期	测试精度	改动范围	预测精度
TB 建模	低	短	高	低	中	高	小	高
TB+悬架建模	中	中	中	中	低	中	中	中
整车建模	高	长	低	高	高	低	高	低

3 结论

该文对结构路噪产生机理及开发体系进行研究,在 TPA 理论的基础上提出更详细的路噪开发体系,并将每一级指标展开进行机理说明,提出隔振率的简单分解公式,使路噪目标下达到零部件级性能,并结合路噪开发实践介绍新产品开发中路噪整体目标设定、子系统目标分解和混合建模的情况。

(1) 在路噪体系方面,路噪问题中只有路面和人耳是不能改变的,路噪体系必须是从路面到人耳的管控,文中将轮胎、悬架和隔振系统引入路噪体系中,使路噪体系更完整。

(2) 在隔振系统方面,通过公式推导,得出隔振系统要求达到 20 dB 隔振率,接附点动刚度和衬套动刚度理论比值为 9。而传统动刚度目标要么是由对标车逆向而来,要么按动刚度比 >7~10 倍来要求。文中方法能用于指导衬套和接附点动刚度设计,并将隔振率指标分解到零件级。

(3) 在路噪整体目标方面,路噪整体评价和目标设定是传统路噪研究的空白,文中解释了路噪矩形目标框的由来,并叙述了车辆路噪主、客观评估方法及开发体系中路噪主、客观目标的设定方法,具有一定的先进性。

(4) 在路噪目标分解方面,传统路噪子系统研

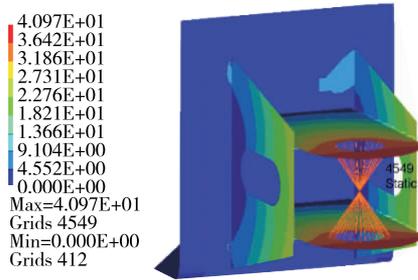


图 16 拖车钩拓扑优化方案一阶固有频率(单位: Hz)

表 3 拖车钩拓扑优化方案各工况下分析结果

项目	分析结果		
	工况一	工况二	
最大应力/MPa	垫板	151.5	266.6
	立板	108.5	209.9
	肋板	145.5	307.5
	平板	60.1	139
位移/mm	0.051	0.133	
K	0.397	0.452	
重量/kg	4.717		
一阶频率 f /Hz	2 197		

4.56%。考虑到拖车钩在实际中用到的情况较少,应力可接近于屈服强度,重量越低越好,拓扑优化方案满足设计要求,可作为最终设计方案。

5 结语

该文基于 OptiStruct 求解器对拖车钩进行尺

寸优化及拓扑优化,通过应力和模态对比,确定满足设计要求的方案。该方法可应用于相同结构设计,不用再凭经验来确定各板的厚度和材料分布。

参考文献:

- [1] 张胜兰,郑冬黎,郝琪,等.基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [2] 梁新华,朱平,林忠钦,等.有限元法与试验法相结合进行客车车架结构分析[J].机械设计与研究,2004,20(6).
- [3] 林银聚.XMQ6120C 城郊客车车架设计[J].客车技术与研究,2010(5).
- [4] 刘伟,张志斌,刘清颖.基于 OptiStruct 的机身前段总体优化设计[J].机械设计与研究,2013,29(5).
- [5] 胡桂川,刘敬花.基于 CAE 分析的机械结构优化设计[J].机械设计与研究,2011,27(3).
- [6] 朱晓晶,籍庆辉,朱平.基于多种工况下的自卸车车厢轻量化设计[J].机械设计,2014,31(5).
- [7] 梁江波,吕景春.基于 HyperWorks 发动机支架的拓扑优化设计[J].重型汽车,2009(3).
- [8] 杨志刚.发动机支架有限元分析及改进[J].汽车实用技术,2011(2).
- [9] 曹春生,刘遗勋,朱琳.浅谈某车型前拖车钩的设计及改进[A].自主创新、学术交流:第十届河南省汽车工程科学技术研讨会论文集[C].2013.
- [10] 邓仲卿,阳林,李琦,等.城市电动客车车身结构拓扑优化设计[J].客车技术与研究,2013(2).

收稿日期:2019-04-13

(上接第 11 页)

究是对每个目标进行各自独立设计,没有在路噪全局开发体系中进行考虑,过于片面。文中提出的路噪开发体系进行了完整的路噪目标分解,每个目标参数都是路噪理论体系的一环,比传统路噪开发体系目标分解更合理和平衡。

参考文献:

- [1] Cesar Helou Teodoro da Silva, Alvaro Costa Neto, Leopoldo P R de Oliveira. Transfer path analysis of road noise: overview and customized approaches for road rumble noise[R].SAE technical paper,2010.
- [2] Todd Freeman, Gabriella Cerrato. Source-path-contribution methodologies across a wide range of product types[R].SAE technical paper,2015.
- [3] 车勇,刘浩,夏祖国,等.纯电动汽车车内结构路噪识别

[J].噪声与振动控制,2014,34(5).

- [4] 张志勇,潘达,刘鑫,等.基于 OPA 方法的隔振系统传递路径分析[J].机械科学与技术,2015,34(11).
- [5] 王万英,靳晓雄,彭伟,等.轮胎振动噪声结构传递路径分析[J].振动与冲击,2010,29(6).
- [6] 张磊,张进秋,罗涛,等.车辆悬架系统性能综合评价方法[J].汽车工程,2016,38(12).
- [7] 谭晶晶,杜建科,李洪亮,等.基于传递路径分析的乘用车路面噪声优化控制[J].汽车技术,2017(3).
- [8] 余雄鹰,刘波,张军,等.路面激励导致的汽车低频轰鸣声控制及应用研究[A].2015 中国汽车工程学会年会论文集[C].2015.
- [9] 吴东,汪阳.HK6909H 客车车内噪声控制改进[J].客车技术与研究,2016(1).

收稿日期:2019-05-22