

轻型客车的动力总成悬置系统优化

陶德岭, 王宜馨

(金龙联合汽车工业(苏州)有限公司, 江苏 苏州 215026)

摘要:针对某一轻型客车的 NVH 问题,本文以悬置系统的能量解耦率最大为目标,寻求到可用悬置方案的最优组合并在实车上验证。结果表明,优化后的悬置隔振性能得到改善,整车 NVH 性能明显提升。

关键词:轻型客车;悬置系统;解耦率;NVH 性能

中图分类号:U469.11;U461.4

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2023)02-0028-05

Optimization of Powertrain Mounting System of a Light Bus

TAO Deling, WANG Yixin

(Higer Bus Co., Ltd., Suzhou 215026, China)

Abstract: Aiming at the NVH problem of a light bus, this paper takes the maximal energy decoupling rate of the suspension system as the target to find the optimal combination of available suspension schemes and validates them on the real vehicle. The results show that the vibration isolation performance of the optimized suspension is improved, and the vehicle NVH performance is significantly advanced.

Key words: light bus; mounting system; decoupling rate; NVH performance

动力总成是整车振动及噪声的主要激励源,需要得到有效的隔离,即需要将动力总成悬置系统的固有频率控制在合理范围内,并使其各方向振动解耦,才能获得良好的隔振性能^[1-4]。对于动力总成悬置系统的解耦,常用的方法有打击中心法、弹性中心法和能量解耦法。其中能量解耦法不受动力总成的结构约束且可选择的坐标系灵活,因此被广泛使用^[5]。

本文建立了悬置系统的六自由度动力学模型,以主振动方向能量解耦率最大为目标,对悬置系统进行优化,利用 HyperStudy 优化软件搜索到悬置方案的最优组合,并将优化后的悬置方案在实车上验证。

1 原系统振动特性的计算及分析

1.1 动力总成悬置系统动力学模型

本文研究的轻型客车的动力总成采用的是三点悬置进行支承。以飞轮壳外圆面的圆心为原点建立

整车坐标系 $G-xyz$ (如图 1 所示), x 轴正向与车辆行驶方向相反, z 轴与重力加速度方向相反, y 轴根据右手定则确定^[6]。建立的悬置系统动力学模型如图 1 所示。

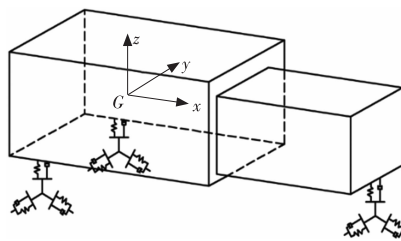


图 1 动力总成悬置系统动力学模型

发动机、变速器等部件的质量和惯性参数由供应商提供,使用多体动力学软件 MotionView 合成后的动力总成参数对应图 1 为:质量 $m=318.6\text{ kg}$;质心坐标 $x=-134.63\text{ mm}$, $y=-3.46\text{ mm}$, $z=372.97\text{ mm}$;转动惯量 $I_{xx}=13.90\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{yy}=31.26\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $I_{zz}=26.55$

收稿日期:2022-12-02。

第一作者:陶德岭(1995—),男,硕士;助理工程师;主要从事客车 NVH 性能的研究工作。E-mail:tdl384010184@163.com。

$\text{kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{xy} = -0.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{yz} = 0.49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{zx} = -5.54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

悬置在整车坐标系下的位置参数从提供的 CAD 数模中获得, 安装角度为 35° , 悬置位置见表 1。

表 1 悬置的坐标参数

	mm		
	x	y	z
左前悬	-236.3	-308	279
右前悬	-236.3	308	279
后悬置	692.3	0	89

在建立动力总成悬置元件的力学模型时, 可以将其简化为 3 个固定正交的粘弹性原件, 其三维力学模型如图 2 所示, 其中 u 、 v 、 w 表示 3 个弹性主轴。

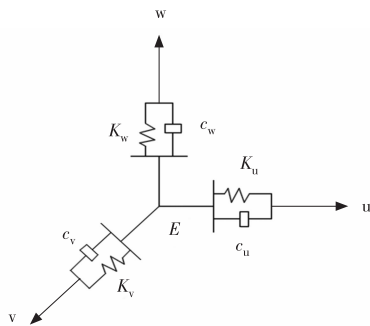


图 2 橡胶悬置三维力学模型

悬置的 3 个主方向静刚度由供应商提供, 见表 2。动刚度随着振动频率的增大呈非线性变化, 便于计算, 一般认为动刚度为对应方向静刚度的 1.2~2.2 倍, 本次研究取 1.4 倍。

表 2 悬置的静刚度

	N/mm		
	K_u	K_v	K_w
左前悬	230	120	340
右前悬	230	120	340
后悬置	85	190	150

1.2 振动特性计算

该车搭载的是四缸发动机, 常用转速在 800~3 000 r/min 范围内, 对应的刚体频率在 26.7~100 Hz 内, 考虑整车弹性模态频率大于 200 Hz 不易被激励起, 因此只考虑前六阶的刚体模态^[7-9]。

利用软件 MotionView 计算动力总成悬置系统的固有频率和能量解耦率, 得到的结果见表 3。其中, x 、 y 、 z 、 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 为悬置系统 6 个自由度的方向。

表 3 原悬置系统的固有频率和解耦率

方向	频率/Hz	解耦率/%	方向	频率/Hz	解耦率/%
x	7.2	76.0	θ_x	11.1	86.9
y	7.3	92.5	θ_y	12.3	75.9
z	8.4	78.7	θ_z	15.9	87.1

1.3 悬置系统存在问题分析

发动机的怠速转速为 800 r/min, 对应的激励频率为 26.7 Hz, 根据隔振原理可知, 悬置系统的最高固有频率不能超过发动机激励频率的 $1/\sqrt{2}$ 倍, 即不超过 18.9 Hz^[10-12]。从表 3 可知, 原悬置系统的最大刚体频率为 15.9 Hz, 出现在 θ_z 方向; 最小频率为 7.2 Hz, 出现在沿 x 轴平动方向, 均满足隔振要求。悬置系统 x 向和 y 向的固有频率差值仅有 0.1 Hz, 小于 0.5 Hz, 这两个方向有发生耦合的可能。

四缸发动机的激励主要分布在 z 向和 θ_x 向, 因此其解耦率要求更高。表 4 为各向解耦率的理论目标。对比计算结果发现, x 、 θ_y 和 z 向的解耦率未达到目标要求, 需要优化, 尤其是 z 向要重点关注。

表 4 悬置解耦率理论目标

方向	解耦率/%
x 、 y 、 θ_y 、 θ_z	80
z 、 θ_x	85

2 动力总成悬置系统优化设计

2.1 设计变量选取

动力总成本身的参数(如质量、转动惯量等)难以改变, 悬置软垫的阻尼主要是用来降低共振峰值, 所以一般选取悬置弹性中心位置、软垫刚度和安装角度为设计变量。本文动力总成布置的空间较大, 实施可行性高, 因此选取悬置刚度、安装角度和悬置位置为设计变量。

2.2 约束条件

汽车理论中指出,人体对 3 Hz 以下的水平振动较敏感,对 3~5 Hz 范围内的垂直振动较敏感。为了避开人体敏感范围,动力总成的最低频率应大于 5 Hz,而根据隔振原理,频率上限应小于怠速激励频率的 $1/\sqrt{2}$,因此本车动力总成悬置系统固有频率应在 5~18.9 Hz 范围内。

2.3 目标函数

以能量解耦率为优化目标时,尤其需要关注 z 方向和 θ_x 方向的解耦,目标见表 4。

根据以上信息,建立动力总成悬置系统优化的数学模型:

$$\begin{aligned} \min f_l(x) &= 1 - E_l \\ \text{s. t. } &k_{l\min} \leq k_l \leq k_{l\max} \\ &\omega_{\min} \leq \omega_l \leq \omega_{\max} \\ &x_{\min} \leq x_l \leq x_{\max} \end{aligned}$$

式中: E_l 为各主方向能量解耦率; k_l 为悬置三向静刚度值, $k_{l\max}$ 、 $k_{l\min}$ 为刚度约束上、下限; ω_l 为各阶模态频率, $\omega_{\max}$ 、 $\omega_{\min}$ 为频率约束上、下限; x_l 为位移值, $x_{\max}$ 、 $x_{\min}$ 为位移上、下限;其中 $l=1,2,3,4,5,6$ 。

本文采用的优化算法是二代多目标遗传算法,相较于传统的遗传算法搜索性更强,计算效率高且简单易实现,悬置系统优化流程如图 3 所示。

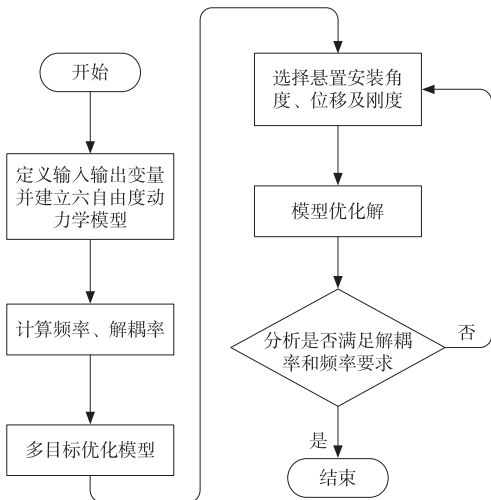


图 3 悬置系统优化流程

2.4 优化结果

结合优化软件 HyperStudy 与 MotionView 进行计

算,搜索到最优悬置组合。优化后的悬置角度为 55°,安装位置和软垫静刚度值见表 5 和表 6。

表 5 优化后悬置弹性中心位置 mm

	x	y	z
左前悬	-239.7	-205	297.8
右前悬	-239.7	-205	297.8
后悬置	692.3	0	89

表 6 优化后悬置各向静刚度值 N/mm

	K_u	K_v	K_w
左前悬	75	50	490
右前悬	75	50	490
后悬置	85	190	150

将上述优化后的参数代入悬置计算模型中,优化后的固有频率与解耦率见表 7。

表 7 优化后的固有频率和解耦率

频率/Hz 解耦率/%			频率/Hz 解耦率/%		
x	5.9	96.1	θ_x	5.3	89.1
y	9.4	92.5	θ_y	11.9	87.0
z	7.1	87.1	θ_z	14.4	82.8

由表 7 的结果可知,优化后悬置系统的模态频率分布均符合要求;整体能量解耦率得到提高, θ_y 模态解耦率提升 20%,重点关注的 z 向和 θ_x 向模态解耦率也有提高,均满足表 4 的目标要求。

3 整车匹配试验验证

3.1 整车试验

使用优化后的悬置组合,将试验样车进行改制,然后再进行车内噪声、振动试验,并对比优化前后的振动噪声情况。为综合验证优化后悬置系统的优势,解决客户反馈的问题,在试验中主要测试车内常规点噪声和悬置主、被动端的振动响应值,评价优化前后的整车 NVH 性能。车内噪声测试点和左前悬置振动测试点位置如图 4 和 5 所示。



图 4 车内噪声测点



图 5 悬置测点

3.2 车内振动噪声测试结果

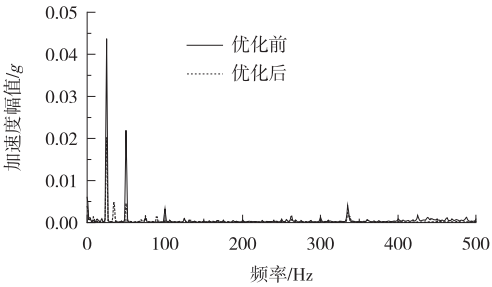
测试的工况包括怠速、匀速 60~100 km/h 和中高档加速。各工况优化前后的车内噪声对比见表 8。因悬置振动数据较多,且各工况下的振动趋势都一致,故只以左前悬置的振动数据为例,表 9 为左前悬置隔振率;图 6(a)和图 6(b)分别是怠速和匀速 100 km/h 悬置被动端加速度。

表 8 优化前后噪声对比

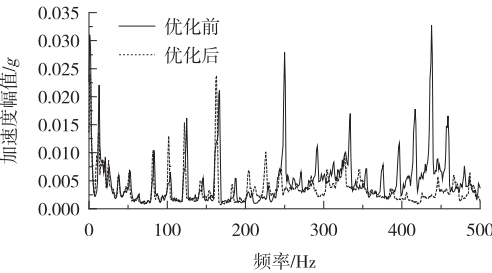
	dB					
	驾驶员座椅		中排		后排	
	前	后	前	后	前	后
怠速	55.6	50.3	55.9	48.6	54.2	47.8
60 km/h	68.7	67.4	69.1	66.5	67.2	66.9
70 km/h	70.5	69.7	69.7	68.5	69.1	69.5
80 km/h	72.9	71.4	71.0	70.1	70.7	70.4
90 km/h	74.9	72.7	73.6	72.1	73.4	71.6
100 km/h	77.1	75.9	75.9	74.5	76.0	73.7
四档加速	77.5	75.8	77.8	74.0	74.5	73.7
五档加速	77.5	75.9	78.6	74.6	75.5	75.1
六档加速	76.9	74.5	76.2	74.0	75.9	73.5

表 9 左前悬置隔振率

	优化前	优化后
怠速/60 km/h	88.1/89.7	93.6/96.0
70/80 km/h	90.4/90.8	95.0/95.5
90/100 km/h	92.4/93.2	95.5/96.6
四档/五档加速	92.7/92.5	98.3/98.2
六档加速	91.9	98.4



(a) 怠速工况



(b) 匀速 100 km/h

图 6 优化前后振动对比

3.3 结果分析

从图 6 可以看出优化后的整车 NVH 性能提升,悬置隔振率大幅提高,主要原因是提高了动力总成悬置系统各主方向的能量解耦率,在发动机激励下传递到整车的振动和噪声的途径减少;其次,优化后的悬置刚度增大,悬置软垫位置的改变使得扭转轴、弹性中心等分布更合理,悬置隔振率得到提高。

4 结束语

针对用户反馈的问题,从优化悬置系统的角度来提高整车 NVH 性能。结合仿真与试验分析,悬置隔振率均达到 95% 以上,出现问题的几个主要频段得到

改善,整车 NVH 综合性能提高,较好地解决了高速、加速振动噪声异常的问题。

参考文献:

- [1] 周宇杰,雷刚,贺艳辉,等. 基于惯性参数的动力总成悬置系统解耦分析[J]. 噪声与振动控制,2017,37(6):94-97.
- [2] 陈剑,刘策,杨志远,等. 基于 6Sigma 方法的发动机悬置系统稳健优化设计[J]. 合肥工业大学学报,2017,40(11):1469-1473.
- [3] 徐石安. 汽车发动机弹性支撑隔振的解耦方法[J]. 汽车工程,1995,17(4):198-204.
- [4] 时培成,李文江,丁芳. 基于振动传递率和能量解耦的悬置系统优化[J]. 先进制造工艺技术,2009,26(2):17-22.
- [5] 宋庆谱,孙滔,曾帅,等. 基于整车 NVH 性能的动力总成悬置系统优化[J]. 农业装备与车辆工程,2018(11):66-71.
- [6] 刘策. 发动机悬置系统特性仿真和稳健优化[D]. 合肥:合肥工业大学,2017.

- [7] 雷超宏,颜伏伍,吴勇,等. 某电动汽车动力总成悬置系统优化设计[J]. 西华大学学报,2022,41(2):93-100.
- [8] 李聪,张帆,杨玉玲,等. 动力总成悬置系统优化设计及系统稳健性分析[J]. 内燃机与配件,2021(8):14-17.
- [9] 孙永厚,杨帅,刘夫云,等. 基于多岛遗传算法汽车动力总成悬置解耦优化[J]. 机械设计与制造,2019(12):155-159.
- [10] 唐孝非,王攀,周小宝. 某商用车动力总成悬置系统优化[J]. 噪声与振动控制,2021,41(6):149-153.
- [11] 史振盛,刘明林,刘赞森,等. 载货汽车动力总成悬置系统优化设计[J]. 内燃机与动力装置,2018,35(3):49-55.
- [12] 李智强,张攀登,黄美婷. 基于弹性中心的客车动力总成悬置系统布置[J]. 常州工学院学报,2018,31(2):19-22.

(上接第 27 页)

- [2] 李礼夫,欧光宇. 基于电机能耗的纯电动公交客车主减速比优化方法研究[J]. 机械与电子,2014(4):35-38.
- [3] 于秀涛,李博. 汽车线控转向系统分析[J]. 中小企业管理与科技,2010(28):269-270.
- [4] 董宏升. 纯电动公交车集成减速电机壳体设计与优化[D]. 成都:西南交通大学,2020.
- [5] 杜克强,许檬,李璇,等. 纯电动汽车用高速电驱动系统发展综述[J]. 汽车实用技术,2022,47(3):10-16.
- [6] 陈雷,魏粲然,陈登峰,等. 电动汽车用三合一电驱动系统设计及验证[J]. 微特电机,2021,49(3):30-32.
- [7] 鞠涛. 某款纯电动商用车三电系统架构及动力性匹配[J]. 汽车工程师,2017(7):18-20.
- [8] 陈继龙. 汽车动力传动系统仿真的研究[D]. 西安:西安科技大学,2013.
- [9] 张兆东. 电动机过载保护的研究[J]. 漯河职业技术学院学报,2009,8(2):44-46.
- [10] 苑志超. 轻中型商用车电动助力转向系统的研究[D]. 青岛:青岛科技大学,2008.
- [11] 皮欣欣. 汽车转向系统发展趋势[EB/OL]. (2022-08-18) [2022-09-10]. <https://www.dongchedi.com/article/7133037406504190500>.
- [12] 吴庆国. 商用车多合一控制器集成化路线分析[EB/OL]. (2020-11-02) [2022-09-10]. <https://baijiahao.baidu.com/s?id=1682259950277011260&wfr>.