

客车发动机悬置系统性能优化设计

石添华

(厦门金龙旅行车有限公司, 福建 厦门 361021)

摘要:通过悬置系统解耦仿真确定最佳减振垫刚度和悬置支架的安装角度, 有效提高悬置隔振性能; 并通过提升悬置支架的动刚度, 进一步提升悬置和整车的隔振性能。

关键词:客车; 发动机; 悬置系统; 解耦率; 隔振率

中图分类号: U469.11; U464

文献标志码: A

文章编号: 1006-3331(2023)01-0037-03

Performance Optimization Design of a Bus Engine Mounting System

SHI Tianhua

(Xiamen Golden Dragon Bus Co., Ltd., Xiamen 361021, China)

Abstract: To effectively enhance the vibration isolation performance, this paper determines the optimal stiffness of the vibration-damping cushions and the mounting angles of the mounting bracket by the decoupling simulation of the mounting system. The vibration isolation performances of the mounting and the vehicle are improved by increasing the dynamic stiffness of the mounting bracket.

Key words: bus; engine; mounting system; decoupling rate; vibration isolation rate

汽车整车 NVH 的优化需通过各个相关系统全面提升, 其中发动机悬置系统隔振是重要环节之一。因此本文重点介绍某轻型客车发动机悬置系统性能提升优化方案^[1]。

1 发动机悬置系统隔振优化

通过仿真分析可知, 该客车发动机原状态悬置系统存在悬置解耦不佳、悬置支架动刚度不足^[2]的情况。

1.1 悬置解耦优化

根据实车状态把发动机及变速器动力总成安装到试验台架上, 进行动力学参数测试, 获得质心及转动惯量等参数^[3]: 动力总成总质量为 465.8 kg, 质心位置在 X 、 Y 、 Z 方向分别为 101.29 mm、9.37 mm、84.97 mm。转动惯量为 $I_{xx} = 19.574 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{yy} = 65.079 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{zz} = 59.287 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{xy} = 1.642 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{yz} = -0.869 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_{xz} = 11.371 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

原状态前悬置减振垫邵氏硬度为 45 HRC, X 向静刚度 110 N/mm, Y 向静刚度 125 N/mm, Z 向静刚

度 700 N/mm; 后悬置减振垫邵氏硬度为 40HRC, X 向静刚度 48 N/mm, Y 向静刚度 54 N/mm, Z 向静刚度 259 N/mm; 前、后悬置支架安装角度均为 55° 。

该车型采用的四缸发动机怠速激励频率较低 (23 Hz), 而其悬置系统横向转动频率要求小于发动机怠速激励频率的一半, 能量分布最高频率要求小于发动机怠速激励频率的 0.707 倍; 另外, 由于路面激励的影响 (通常路面激励集中在 1~5 Hz), 发动机悬置系统的最低阶刚体频率应高于 5 Hz, 所以总体要求悬置系统的固有频率在 5~16.2 Hz。此外, 还要约束悬置系统前六阶能量分布频率间隔大于 1 Hz。

通过计算得到原悬置系统的解耦率数据见表 1。其中, 侧倾 R_{xx} 解耦率仅有 46.16%, 不满足侧倾 R_{xx} 目标设定 85% 以上的要求, 其余方向 (除纵向 X 和垂向 Z 外) 的能量解耦目标也不满足 85%^[4-6] 以上的设定目标。

悬置解耦优化目的是以频率和解耦率为约束, 得到最佳解耦率所对应的软垫刚度和支架安装角度。

收稿日期: 2022-08-04。

第一作者: 石添华 (1972—), 男, 高级工程师; 主要从事客车底盘性能研究工作。E-mail: shitianhua@xmjl.com。

设定优化后的前后悬置软垫的邵氏硬度仍为40HRC。根据以上频率解耦率目标优化后得到的前悬置减振垫, X 向静刚度选择 71 N/mm, Y 向静刚度选择 63 N/mm, Z 向静刚度选择 400 N/mm; 后悬置减振垫 X 向静刚度选择 75 N/mm, Y 向静刚度选择 67 N/mm, Z 向静刚度选择 365 N/mm; 前、后悬置支架安装角度均为 45° , 安装位置根据发动机预留螺栓孔位置确定。解耦仿真数据见表 2, 选择综合解耦率最高的组合, 侧倾 R_{XX} 解耦率达到 86.03%, 垂向 Z 解耦率达到 98.08%; 纵向 X 、横向 Y 、俯仰 R_{YY} 和横摆 R_{ZZ} 解耦率均高于我司标准 80%, 悬置解耦效果较好。

表 1 原状态悬置系统解耦仿真数据

频率/Hz	纵向 X	横向 Y	垂向 Z	侧倾 R_{XX}	俯仰 R_{YY}	横摆 R_{ZZ}
4.38	99.82%	0.00%	0.06%	0.00%	0.11%	0.01%
6.20	0.00%	56.43%	2.37%	41.13%	0.00%	0.06%
7.26	0.11%	1.29%	88.19%	0.48%	9.92%	0.02%
8.47	0.03%	34.58%	0.44%	46.16%	3.85%	14.94%
13.38	0.04%	2.97%	8.16%	9.63%	70.54%	8.67%
15.82	0.00%	4.73%	0.79%	2.60%	15.58%	76.29%

表 2 优化后悬置系统解耦仿真数据

频率/Hz	纵向 X	横向 Y	垂向 Z	侧倾 R_{XX}	俯仰 R_{YY}	横摆 R_{ZZ}
4.66	99.60%	0.00%	0.00%	0.00%	0.40%	0.00%
6.65	0.01%	11.81%	1.58%	86.03%	0.18%	0.40%
8.14	0.00%	0.64%	98.08%	1.06%	0.24%	-0.02%
9.46	0.01%	87.07%	0.12%	11.70%	0.90%	0.21%
11.29	0.39%	0.46%	0.22%	0.41%	97.42%	1.11%
14.27	0.00%	0.03%	0.00%	0.80%	0.87%	98.30%

1.2 悬置支架动刚度优化

动力总成隔振性能的优劣不仅取决于隔振系统的阻尼和动刚度, 还与悬置软垫支架的动刚度息息相关。悬置软垫相连的两侧各有一个支架, 连接方式为车身侧支架-悬置软垫-发动机侧支架, 三者串联起来组成隔振系统的总刚度。通过 1.1 节对发动机和悬置软垫进行解耦优化匹配后得到支架位置和角度, 然后再进一步优化支架动刚度^[7-8]。理论上支架的动刚度越大越好, 但实际常受限于安装位置、空间和成本的权衡, 通常选取支架受力次要方向(X 向)动刚度参考值为 5 000 N/mm, 受力主要方向(Y 向和 Z 向)动刚度参考值为 10 000 N/mm^[9], 动刚度参考值

采用的是行业内部经验值, 对所有汽车发动机支架均适用。

原状态支架结构整体动刚度不足, 其中 X 向有较多频率段动刚度小于参考值 5 000 N/mm, Z 向和 Y 向动刚度部分频率段小于参考值 10 000 N/mm。

通过仿真软件进行悬置支架优化, 根据支架动刚度是否满足参考值调整支架结构, 方法如下: ①提高支架板件厚度; ②增加斜撑和加强筋; ③支架肋板增加螺栓; ④优化结构。原状态和优化后的支架结构及动刚度曲线分别如图 1 和图 2 所示, 图 2 中曲线 10 000 N/mm 为参考曲线。

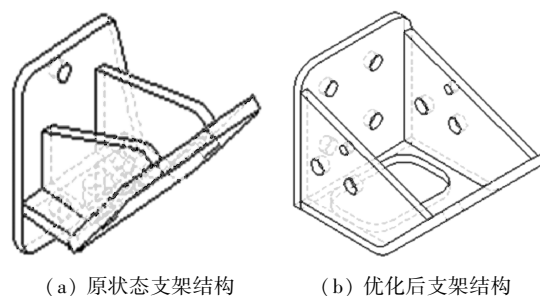
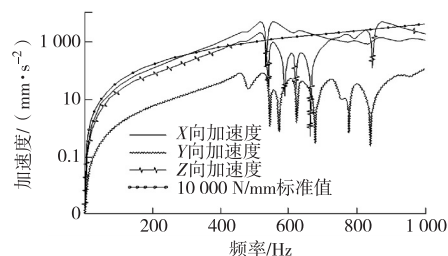
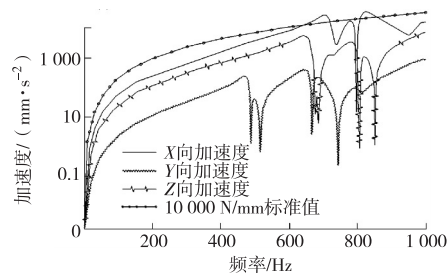


图 1 支架结构设计



(a) 原状态支架动刚度曲线



(b) 优化后支架动刚度曲线

图 2 悬置支架刚度仿真

通过结构优化, 支架受力的主要方向动刚度曲线基本大于参考值 10 000 N/mm 曲线, 达到优化目的。

2 实车隔振率测试

通过 LMS 模态测试系统测试悬置软垫隔振前后

的振动值,分析其实际隔振性能。振动 X 、 Y 、 Z 方向与整车的前后、左右、上下方向一致。振动值采用振动加速度表示,测量的频率范围为 $0\sim 200\text{ Hz}$ 。测点位置如图 3 所示。

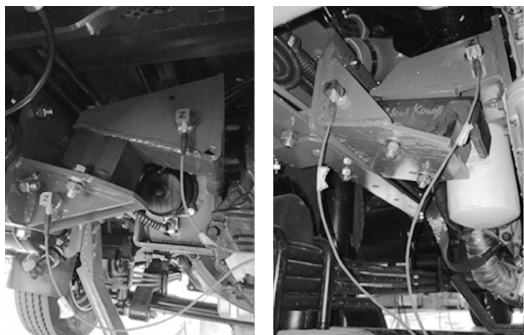


图 3 悬置测点位置

具体隔振率测试数据见表 3 和表 4,测试工况为怠速关空调工况。悬置测点振动主要方向为 Y 向和 Z 向,与发动机往复运动的工作方式一致。动力总成侧的振动加速度理想上越低越好,该发动机控制在 $2.72\sim 3.79\text{ m/s}^2$,属于较好水平(业内经验值要求不大于 5 m/s^2);车架侧振动加速度控制在 $0.25\sim 0.33\text{ m/s}^2$,属于很好的水平(业内经验值要求不大于 1 m/s^2)。 X 、 Y 、 Z 三个方向的隔振率都保持在较高水平。

表 3 优化前悬置系统隔振率实车数据

测点	方向	动力总成侧	车架侧	隔振率/%
		振动加速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	振动加速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
前悬左侧	X	0.59	0.04	92.42
	Y	1.98	0.24	88.05
	Z	2.76	0.66	76.21
	综合	3.45	0.70	79.71
前悬右侧	X	0.36	0.09	75.69
	Y	2.39	0.21	91.33
	Z	2.04	0.56	72.67
	综合	3.17	0.60	80.98
后悬左侧	X	0.88	0.05	94.57
	Y	1.66	0.29	82.51
	Z	2.24	0.39	82.37
	综合	2.92	0.49	83.15
后悬右侧	X	0.92	0.06	93.96
	Y	1.21	0.37	69.65
	Z	2.81	0.55	80.40
	综合	3.19	0.66	79.20

表 4 优化后悬置系统隔振率实车数据

测点	方向	动力总成侧	车架侧	隔振率/%
		振动加速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	振动加速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
前悬左侧	X	0.41	0.04	90.86
	Y	2.92	0.09	96.93
	Z	2.37	0.22	90.52
	综合	3.79	0.25	93.53
前悬右侧	X	0.72	0.05	92.90
	Y	2.84	0.09	96.80
	Z	1.92	0.27	86.23
	综合	3.50	0.28	91.87
后悬左侧	X	0.52	0.04	91.65
	Y	1.42	0.17	88.24
	Z	2.16	0.25	88.32
	综合	2.64	0.31	88.41
后悬右侧	X	0.60	0.05	91.13
	Y	1.01	0.17	83.31
	Z	2.46	0.28	88.60
	综合	2.72	0.33	87.84

通过动力总成悬置解耦优化匹配最佳的悬置软垫刚度、通过悬置支架动刚度仿真分析优化和加强等措施提高整车的 NVH 性能,悬置隔振率从原状态 80%左右提升到 90%左右,带双平衡发动机本体振动控制较好,悬置被动端支架振动属于较好水平。通过升速试验,在全转速曲线悬置软垫隔振表现较好,被动端振动无异常突变^[10-12]。开关空调状态车内座椅振动、方向盘振动主观感受良好;后视镜振动正常,主观感受无晃动感。

3 结 论

根据该车型发动机及悬置系统优化方案得出如下结论:

- 1) 悬置系统隔振性能优化可大幅度提升整车 NVH 性能,隔振率达 85%以上。
- 2) 悬置解耦和支架动刚度优化,有助于整车 NVH 提升。
- 3) 通过 CAE 仿真分析及测试验证,可有效指导车辆的 NVH 设计。

等。以 12 m 城市客车为例,整车木地板固定螺钉数量约 600 个,地板压条固定螺钉约 200 个,每年节约生产成本约 14.7 万元。计算公式如下:

螺钉数量 $(600+200) \times$ 节约时间 $(10/3 \ 600 \text{ h}) \times$ 工时费用 $(22 \text{ 元}) \times$ 年产量 $(3 \ 000 \text{ 台}) \approx 14.7 \text{ 万元}$

另外,铤孔限位器轴向可柔性调节进给深度,达到铤孔深度标准统一,规避了以往由于固定螺钉歪斜导致螺钉头部与地板平面配合状态不一致,地板螺钉凸出造成地板革鼓包破损现象,地板质量有所提升。

3 结束语

使用柔性组合钻具可提高生产效率,降低工人劳动强度,解决了企业生产中存在的瓶颈问题,铤孔质量也显著提升,是客车沉头螺钉固定预制孔的一次革新,也为今后切削刀具的设计提供了参考。

参考文献:

- [1] 上海飞机制造有限公司. 一种钻铤刀具:202220521475.5 [P]. 2022-07-05.
- [2] 董宇,陈良玉. 钛合金铤钻改进与优化设计[J]. 沈阳航空工业学院学报,2006,23(3):9-11.
- [3] 南京金龙客车制造有限公司. 一种地板钻孔阶梯钻头工装系统:202120321001.1 [P]. 2021-11-16.
- [4] 聂荣国,石晓兵,陈平,等. 柔性钻具组合防斜钻快的强度分析[J]. 石油矿场机械,2006(4):26-29.
- [5] 山东聚宁机械有限公司. 一种钻铤一体复合钻孔装置:202221048324.9 [P]. 2022-08-26.
- [6] 浙江甬岭数控刀具有限公司. 一种可转位钻铤复合钻:202123131309.9 [P]. 2022-05-03.
- [7] 中车长春轨道客车股份有限公司. 一种钻孔限位装置:202120211243.5 [P]. 2021-10-29.
- [8] 宋文友,赵军,刘庆云,等. 一种中心孔限位装置[J]. 机械工人(冷加工),2005(1):53.

(上接第 39 页)

参考文献:

- [1] 陈达亮,吕静,李洪亮. 动力总成悬置系统怠速隔振优化策略研究[J]. 噪音与振动控制,2011,31(5):53-57.
- [2] 周梦来,范东祥,周广波. 基于 ADAMS 的客车动力总成悬置系统优化设计[J]. 客车技术与研究,2022,44(3):22-26.
- [3] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京:清华大学出版社,2001:7-12.
- [4] 余志生. 汽车理论:第 6 版[M]. 北京:机械工业出版社,2018:230-232.
- [5] 薛宏斌,朱晓禹,邱钰贤,等. 电动客车动力总成悬置参数优化设计[J]. 客车技术与研究,2022,44(2):20-23.
- [6] 刘显臣. 汽车 NVH 性能开发[M]. 北京:机械工业出版社,2017:66-68.
- [7] 陈卫强. 客车产品的 NVH 正向开发模式分析[J]. 机电技术,2016(1):137-141.
- [8] 黄东杰. 汽车动力总成悬置系统优化分析[J]. 重型汽车,2016(4):19-21.
- [9] 陈松鹤,鲁军涛. 动力总成悬置支架失效及改进分析[J]. 汽车实用技术,2020,45(20):134-140.
- [10] 林银聚. 某后置发动机客车车内轰鸣声原因及改进[J]. 客车技术与研究,2021,43(2):26-28.
- [11] 林锦智,曾锋,翁璟. 动力总成悬置支架 IP1 分析与结构优化[J]. 机电技术,2021(1):64-67.
- [12] 熊敏,孙丽娟. 某商用轻卡动力总成悬置系统力学性能仿真研究[J]. 汽车实用技术,2020,45(23):130-132.