

新能源重卡驾驶室低频抖动问题研究

国举强,董亮

(浙江吉利新能源商用车研究院,浙江 杭州 311228)

摘要:某新能源重型卡车在怠速工况下存在严重驾驶室低频抖动现象。文中通过试验分析,发现动力总成刚体模态与发动机一阶激励耦合是导致驾驶室低频抖动的主要原因;借助 ADAMS 软件对动力总成刚体模态进行解耦移频,并进行实物验证,结果表明该方法对解决刚体模态耦合导致的低频抖动问题效果显著。

关键词:汽车;重型卡车;驾驶室;低频抖动

中图分类号:U463.83

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2020)03-0011-04

随着汽车工业的发展,人们对汽车舒适性的需求越来越高,舒适性成为评估汽车制造水平、决定其市场竞争力的重要因素。振动、噪声作为舒适性重要评价指标处于举足轻重的地位,如何有效降低振动、噪声成为全球车企面临的重要挑战。重型牵引车作为远程运输工具,其载重性能与可靠性能往往是驾驶员最关注的性能。但由于其特有的运输距离长、运输时间久等特性,恶劣的振动、噪声环境往往易导致驾驶员疲劳,带来安全隐患。因此,对重型牵引车的振动、噪声等舒适性指标的关注度越来越高。

国内某新能源重卡牵引车在开发阶段怠速工况存在强烈的驾驶室低频抖动现象。其发动机为国内某公司开发的 13 L 某清洁能源六缸发动机,怠速转速 650 r/min。驾驶室振动主要表现为频率较低、振幅较大的左右方向与上下方向振动,驾驶员座椅位置感受明显,主要影响怠速工况下用户操作感受。该问题极大拉低了品牌档次感,降低了用户心理预期与品牌的认可度,急需进行整改。

1 试验诊断

1.1 整车振动分析

通过试验对该车怠速工况进行相关排查,测试设备为西门子公司 LMS 数据采集前端,软件为 LMS Test.Lab 14A,采用 PCB 35A16/PCB35A26 型三向加速度传感器。传感器布置见表 1,测试结果见图 1。

由图 1 可知:在怠速关空调工况下,驾驶室座椅 X、Z 向存在较大低频 11 Hz 振动能量,是导致主观感觉座椅抖动较大的直接原因。该频率与发动机一阶激励频率 10.8 Hz 接近,发动机一阶激励与动力

总成刚体模态共振导致振动放大。为此,对动力总成悬置端振动进行统计分析。

表 1 传感器布置位置

位置编号	布置位置
1	方向盘 12 点方向 X、Y、Z 向
2	座椅导轨 X、Y、Z 向
3	动力总成左前悬置主动端 X、Y、Z 向
4	动力总成左前悬置被动端 X、Y、Z 向
5	动力总成左中悬置主动端 X、Y、Z 向
6	动力总成左中悬置被动端 X、Y、Z 向
7	动力总成左后悬置主动端 X、Y、Z 向
8	动力总成左后悬置被动端 X、Y、Z 向
9	动力总成右前悬置主动端 X、Y、Z 向
10	动力总成右前悬置被动端 X、Y、Z 向
11	动力总成右中悬置主动端 X、Y、Z 向
12	动力总成右中悬置被动端 X、Y、Z 向
13	动力总成右后悬置主动端 X、Y、Z 向
14	动力总成右后悬置被动端 X、Y、Z 向

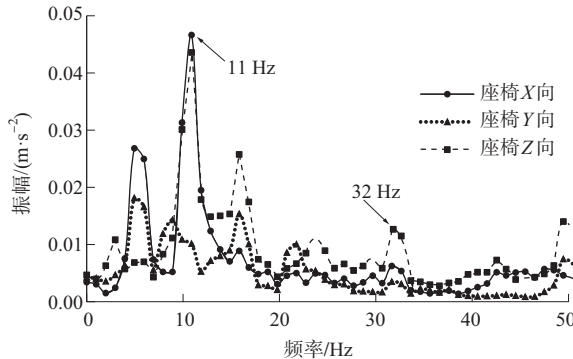


图 1 驾驶员座椅振动频谱

1.2 悬置系统振动分析

对动力总成悬置主动端(由于主动端未经过悬置橡胶部分隔振,近似认为该处振动为发动机本体振动)和被动端振动进行分析,结果分别见图2和图3。

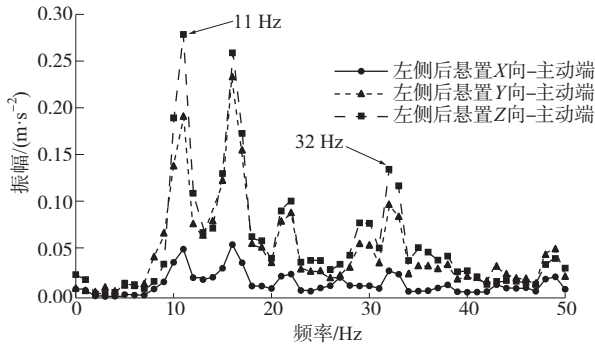


图2 动力总成左侧后悬置振动频谱(主动端)

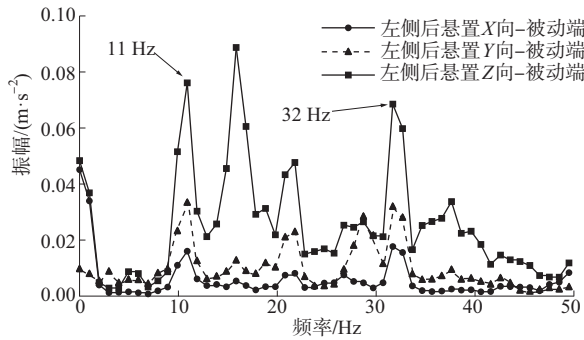


图3 动力总成左侧后悬置振动频谱(被动端)

由图2可知:动力总成左侧后悬置主动端存在较大11 Hz一阶激励,振幅甚至大于32 Hz点火三阶主激励频率;其他悬置存在同样的现象。说明该新能源动力总成本身存在明显的一阶不平衡振动现象。

由图3可知:动力总成左侧后悬置被动端11 Hz频率振动明显,振幅甚至大于32 Hz点火三阶主激励频率;其他悬置存在同样的现象。说明经过悬置隔振后,11 Hz振动依然明显,悬置是驾驶室低频振动的重要传递路径。对此,借用仿真手段对动力总成刚体模态频率与解耦进行确认。

2 仿真分析与优化

2.1 解耦理论

振动耦合是指在单向激振力或力矩作用下产生两个或多个方向的振动响应。振动耦合会增加耦合自由度上的共振风险,同时加大混合模态固有频率

的分布范围,增加悬置隔振风险。悬置系统六自由度耦合导致悬置广义坐标任意单方向激励都会引起系统多模态振动,加大振动风险。

振动解耦是指单向激振力或力矩作用下只产生单方向的振动响应,振动模态相互独立,关联性较低。数学上表示为各微分方程间无相关性,不存在变量上的联系,刚度矩阵与质量矩阵为相互对角矩阵。常见解耦法有主惯性轴坐标系解耦法、曲轴或扭振解耦法、撞击中心理论解耦法及能量解耦法。其中能量解耦法计算简单,工程适用范围最广。在整车模型中将动力总成视为具有六自由度的刚体,通过悬置支撑在车架或车身上,考虑车架或车身刚度及质量,悬置可视作为具有三向刚度的弹性阻尼组件,系统各阶振动能量集中分布在六自由度方向上。依次求出各阶振动下各方向能量所占百分比,用矩阵形式表示。刚体多自由度耦合振动数学公式为:

$$T = \{\dot{x}\}^T [M] \{\dot{x}\} \quad (1)$$

式中: $\{\dot{x}\} = \{\dot{x} \dot{y} \dot{z} \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \dot{\theta}_z\}^T$, 为系统广义速度向量; $[M]$ 为系统质量矩阵。

系统做第 i 阶主振动的最大动能为:

$$T_{\max}^{(i)} = \frac{1}{2} \omega_i^2 \{\varphi_i\}^T [M] \{\varphi_i\} = \frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl} \quad (2)$$

式中: ω_i 为系统模态频率, $i=1\sim6$; $\{\varphi_i\}$ 为模态振型向量, $i=1\sim6$ 。

系统做第 i 阶主振动时,第 K 个广义坐标分配的振动能量为:

$$T_k^{(i)} = \frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl} \quad (3)$$

第 K 个广义坐标分配的动能占系统动能的百分比为:

$$T_p = \frac{T_k^{(i)}}{T_{\max}^{(i)}} = \frac{\frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}}{\frac{1}{2} \omega_i^2 \sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}} \times 100\% \quad (4)$$

$T_p=100\%$ 时,表示主振型对应的振动与其他阶次振动无耦合性,关联性较低。

2.2 ADAMS 解耦与优化

用 ADAMS 软件中的 View 模块建立动力总成悬置系统多体动力学模型(见图4),运用 Vibration 模块能量解耦算法对动力总成固有特性进行分析,

分别求出各阶刚体模态频率及对应能量分布。动力总成及悬置系统的相关参数分别见表 2、表 3,解耦结果见表 4。

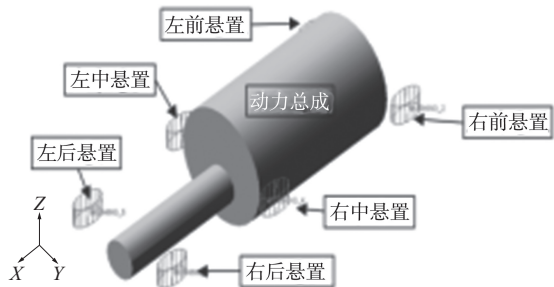


图 4 ADAMS 动力总成解耦分析模型

表 2 动力总成的相关参数

项目	参数值	
动力总成质量/kg	1 475	
质心位置(整车坐标)/mm	X	192
	Y	15
	Z	-110
转动惯量/[$\times 10^6$ (kg·mm ²)]	I_{xx}	85.7
	I_{yy}	523.4
	I_{zz}	494.2
	I_{xy}	-1.1
	I_{xz}	8.9
	I_{yz}	-45.9

表 3 悬置系统的相关参数

悬置	整车坐标/mm			悬置动刚度(原状态)			悬置动刚度(优化状态)		
	X 向	Y 向	Z 向	X 向	Y 向	Z 向	X 向	Y 向	Z 向
左前	-475	-368	-160	1 800	450	1 500	1 800	450	1 500
左中	550	-365	-133	2 520	340	1 600	1 638	221	1 040
左后	1 325	-330	-138	91	91	500	91	91	500
右前	-475	368	-160	1 800	450	1 500	1 800	450	1 500
右中	550	365	-133	2 520	340	1 600	1 638	221	1 040
右后	1 325	330	-138	91	91	500	91	91	500

注:优化状态为中间位置两悬置动刚度整体降低 35%。

表 4 动力总成悬置解耦分析结果

模态 振型	频率/Hz		解耦率/%	
	原状态	优化状态	原状态	优化状态
Y 向移动	5.46	5.05	99.50	98.40
R_z 横摆	9.79	9.20	93.51	94.20
Z 向跳动	11.00	10.24	90.58	97.40
X 向平动	11.96	10.97	51.81	89.49
R_y 俯仰	12.71	12.16	49.10	87.87
R_x 侧倾	16.74	15.46	99.91	99.85

由表 4 可知:1) 原状态悬置系统在 11~12 Hz 频段存在 Z 向跳动、X 向平动两个模态,均与发动机 11 Hz 一阶激励频率相近,存在共振风险;X 向平动及 R_y 俯仰模态解耦率在 50% 左右,解耦率较低,存在较大的模态耦合共振风险。2) 优化状态悬置系统的 Z 向跳动、X 向平动两模态频率整体向下平移 1 Hz 左右,Z 向跳动频率与 11 Hz 共振频率间隔由零扩大到 0.8 Hz,弱化了共振的影响;X 向平动、 R_y 俯仰等模态解耦率由原来的 50% 左右提高到

85% 以上,降低了 X 向平动、 R_y 俯仰两模态耦合共振风险。

3 方案实施验证

对优化状态样件进行装车评价,结果显示:优化后,座椅低频抖动现象明显降低,主观评价可接受;怠速工况下座椅、方向盘等的振动水平较原状态显著提高。

进行数据分析,并按式(5)计算能量均方根值 RSS,结果见表 5、表 6。

$$RSS=\sqrt{X^2+Y^2+Z^2}$$

(5)

式中:X、Y、Z 分别表示各方向上能量大小。

表 5 优化前后座椅振动对比

状态	11 Hz 座椅振动/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)		5~200 Hz 座椅振 动 RSS/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
	X 向	Z 向	
悬置原状态	0.047	0.044	0.116
悬置优化后	0.036	0.023	0.093
优化率/%	23.4	47.7	20

由表5可知:优化后座椅X、Z向振动分别由原来的0.047、0.044 m/s²降低到0.036、0.023 m/s²,座椅X、Z向11 Hz单频振动分别改善23.4%、47.7%,

11 Hz频率优化明显;5~200 Hz座椅振动RSS值达0.093 m/s²,比原状态0.116 m/s²降低20%。整车怠速振动优化效果显著。座椅振动频谱见图5。

表6 优化前后中间悬置振动对比

状态	11 Hz 左侧中间悬置被 动端振动/(m·s ⁻²)			11 Hz 右侧中间悬置被 动端振动/(m·s ⁻²)			5~200 Hz 悬置被动端 振动RSS/(m·s ⁻²)	
	X向	Y向	Z向	X向	Y向	Z向	左侧中间悬置	右侧中间悬置
悬置原状态	0.014	0.064	0.073	0.010	0.029	0.050	0.272	0.365
悬置优化后	0.007	0.025	0.012	0.007	0.026	0.045	0.194	0.278
优化率/%	50.0	60.9	83.6	30.0	10.3	10.0	29.0	24.0

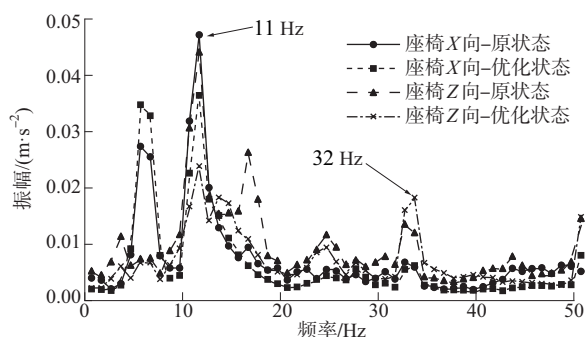


图5 优化前后座椅振动对比

由表6可知:左侧中间悬置在11 Hz单频三方向被动端的振动均优化50%以上,整体RSS振动优化29%;右侧中间悬置在11 Hz单频三方向被动端的振动均优化10%以上,整体RSS振动优化24%。悬置端优化效果显著。中间悬置被动端振动频谱见图6。

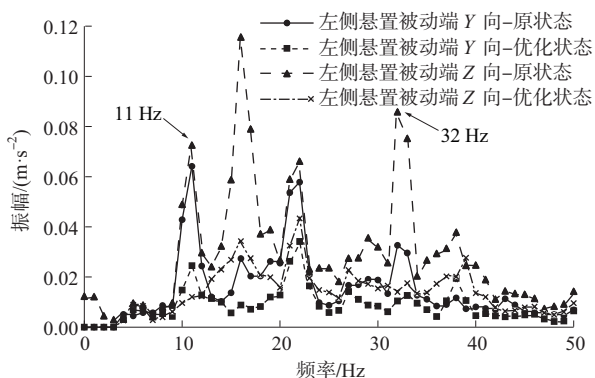


图6 中间悬置优化前后振动对比

4 结语

借助ADAMS仿真手段对新能源重卡牵引车动力总成刚体模态频率分布与解耦率进行预测,通

过调整悬置刚度改变动力总成系统的刚体模态分布频率、提高解耦率。优化后,座椅X、Z向在问题频率的振动分别优化23.4%与47.7%,整体振动优化20%;左侧中间悬置在问题频率三方向被动端的振动均优化50%以上,整体优化29%;右侧中间悬置在问题频率三方向被动端的振动均优化10%以上,整体优化24%。成功避开了发动机一阶不平衡带来的振动耦合,有效降低了驾驶室的低频振动及整体振动水平,提高了驾乘舒适感。

参考文献:

- [1] 皮晓明,董华东.重卡驾驶室的声固耦合模态分析[J].汽车零部件,2009(1).
- [2] 郭利.重型卡车驾驶室舒适性的优化设计[J].现代制造工程,2009(4).
- [3] 孙加平,张袁元,李舜酩,等.某重型卡车驾驶室振动测试与诊断[J].机械设计与制造,2010(9).
- [4] 吕兆平.能量解耦在动力总成悬置系统优化设计中的运用[J].汽车工程,2008,30(6).
- [5] 红光,管建明.Nastran及整车模型的动力总成悬置解耦分析和优化方法[J].计算机辅助工程,2013(22).
- [6] 张鑫,李鹏,秦宸,等.某电动中型客车制动抖动原因分析[J].客车技术与研究,2016(4).
- [7] 何洋志,陈吉清,兰凤崇.动力总成悬置系统隔振分析及优化[J].现代制造工程,2012(2).
- [8] 刘冬一,丁小峰.起重机液压变幅机构抖动现象分析及改进措施[J].公路与汽运,2016(3).
- [9] 郭彬,袁帅,李艳君,等.客车拍频振动现象的识别及改进[J].客车技术与研究,2019(2).
- [10] 李征,纪金亮,杨河洲.汽车动力总成悬置系统隔振性能优化设计[A].第八届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集(下)[C].2011.

收稿日期:2019-12-10