

# MotionView 在整车怠速抖动分析中的应用

## Application of MotionView in the Vehicle Idle Shake Analysis

卢伯聪<sup>1</sup> 张小虎<sup>1</sup> 陈明<sup>1,2</sup> 张帅举<sup>1</sup> 刘林<sup>1</sup> 赵文杰<sup>1</sup>

1.上海汽车集团股份有限公司技术中心 201804

2.上海市汽车动力总成重点实验室 201804

**摘 要:** 针对某车型怠速时出现座椅一阶抖动现象进行仿真研究,发现该抖动主要由于发动机激励频率与悬置系统刚体模态共振导致。基于 Altair MotionView 软件分别研究了 DMF 不平衡量、悬置刚度以及整车怠速转速对整车怠速振动的影响,借助 HyperStudy 软件 DOE 分析为悬置刚度优化提供方向,通过升转速仿真发现适当提升整车怠速转速可以使怠速抖动明显改善,并得到了试验验证。

**关键词:** 怠速抖动 MotionView DMF 不平衡量 悬置刚体模态 DOE 分析

**Abstract:** Based on the simulation study of a certain vehicle with the first-order shake complain on the seat, it is found that the idle shake is mainly caused by the resonance between the engine excitation frequency and the rigid body mode of the mounting system. The effects of DMF unbalance, mounts stiffness and idle speed on the vehicle idle vibration are studied respectively based on the software of Altair MotionView. DOE analysis is used to provide direction for the optimization of the mount stiffness by use of HyperStudy. It is found that the idle shake can be significantly improved by properly increasing the idle speed of the vehicle through run-up simulation, which is verified by experiments.

**Key words:** idle shake, MotionView, DMF unbalance, mounting rigid body mode, DOE analysis

## 0 前言

近年来,随着用户对汽车舒适性的要求越来越高,能够直接感知的整车 NVH 性能也越来越受到用户和汽车厂家的重视。而怠速振动则是整车 NVH 性能中非常重要的组成部分,也是汽车用户对汽车品质最敏感的主观感受。据研究表明汽车在城市工况下,怠速工况时间约占总运行时间的 1/3,随着城市交通日益拥堵,怠速所占比重进一步增加<sup>[1]</sup>。整车怠速抖动不但容易引起客户的不舒适感,而且会造成零部件振动过大,寿命降低,因此整车怠速抖动问题的研究与优化具有较大的实际意义。

本文针对某车型怠速时出现抖动现象,建立了包含动力总成、悬置及车身的刚体动力学模型,从 DMF 不平衡量、悬置刚度参数以及整车怠速转速几方面进行仿真研究。结合 DMF 不平衡量对整车振动的影响趋势和 DMF 不平衡量出厂控制水平,推断 DMF 不平衡量并不是引起该车型怠速一阶抖动的主

要原因。通过悬置刚度DOE分析发现悬置刚度的变化导致动力总成刚体模态与整车怠速转速一阶频率接近从而产生共振是导致怠速抖动的主要原因。仿真研究还表明,通过适当提升怠速转速,使发火频率避开刚体模态能明显降低怠速抖动量级。该仿真研究得到了试验验证,对解决怠速抖动问题提供了新思路。

## 1 整车动力学建模

以往在考虑动力总成悬置系统的相关设计和分析都是基于6 自由度模型,即认为动力总成为具有6自由度的刚体,通过3到 4个具有三维弹性的元件支承在刚性的、质量无限的基础上。实际上,动力总成悬置系统处于整车这样一个多自由度的复杂系统中,由于建模时忽略了车身质量、悬架刚度阻尼、轮胎刚度等因素的影响,6自由度模型并不能很准确地反映动力总成在整车环境下的模态和运动耦合情况。因此,建立一个完整的动力总成-车身动力学模型,可以更好地反映整车环境下的系统特征<sup>[2]</sup>

### 1.1 16自由度模型

对动力总成-悬置-整车组成的复杂系统进行一定简化,建立整车16自由度数学模型如图1所示,并作如下假设:

- (1) 动力总成采用前置布置,并由发动机悬置、变速箱悬置和下拉杆悬置支撑在车身上,动力总成不加约束,在6个自由度上均能运动;
- (2) 动力总成悬置简化为3个主轴方向的刚度和阻尼。图中的  $m_R$ 、 $m_L$  和  $m_T$  分别代表右悬置、左悬置和下拉杆悬置,其刚度和阻尼均简化为线性;
- (3) 整车其余部分简化为车身质量和悬下非簧载质量,悬架简化为线性刚度和阻尼,非簧载质量与地面之间简化为轮胎刚度;
- (4) 对车身和悬下非簧载质量运动加以约束:车身质量能沿x、y和z方向做纵向、横向和垂向的直线运动,以及绕x、y和z方向的侧倾、俯仰和横摆运动,而悬下非簧载质量只能在z方向上做上下运动;

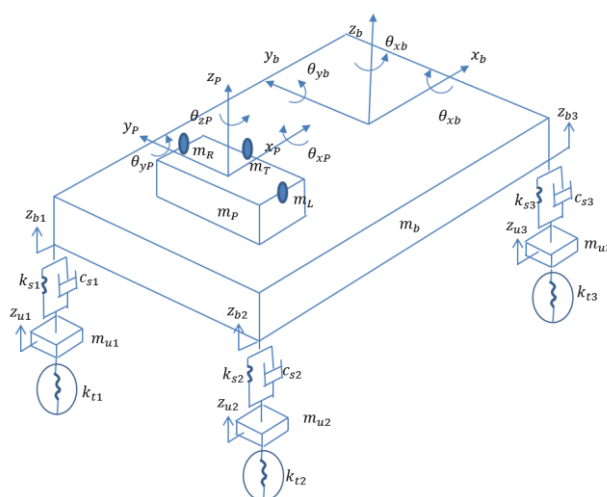


图1 动力总成-悬置-整车简化模型

定义整个简化系统的16个广义变量:

$$\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1 \ \mathbf{x}_2 \ \mathbf{x}_3]^T$$

式中 $\mathbf{x}_1 = [x_p \ y_p \ z_p \ \theta_{xp} \ \theta_{yp} \ \theta_{zp}]^T$ 为动力总成广义坐标;  $\mathbf{x}_2 = [x_b \ y_b \ z_b \ \theta_{xb} \ \theta_{yb} \ \theta_{zb}]^T$ 为车身广义坐标;  $\mathbf{x}_3 = [z_{u1} \ z_{u2} \ z_{u3} \ z_{u4}]^T$ 为悬下非簧载质量广义坐标。则系统动力学方程可以写为:

$$M\ddot{X} + C\dot{x} + Kx = F \tag{1}$$

式中：

$$M = \begin{bmatrix} m_p & & \\ & m_b & \\ & & m_u \end{bmatrix}$$

为系统质量矩阵,  $m_p$ 、 $m_b$ 、 $m_u$ 分别是动力总成、车身和悬下非簧载质量；

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}$$

为系统阻尼矩阵；

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix}$$

为系统刚度矩阵；

$$F = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z \ 0 \ 0 \ \cdots \ 0]_{16 \times 1}^T$$

为系统所受激励。

### 1.2 仿真模型建立

整个仿真模型分为两块，第一块是发动机激励计算模型，如图2所示，由于本次分析不考虑路面激励，所以主要激励来源于发动机，对于四缸机主要激励为发动机二阶往复惯性力及曲轴扭矩波动。该模型的输入为发动机实测燃烧缸压、发动机曲柄连杆机构相关参数和飞轮、离合器的质量惯量刚度等，模型的输出主要为曲轴中心以及飞轮后端的力和扭矩。第二块模型为基于MotionView的整车怠速振动仿真模型，如图3所示，该模型输出由动力总成激励经过悬置及车身悬架等传递到座椅及方向盘处的振动，同时还能输出动力总成悬上和悬下的振动响应，计算悬置的隔振效果。

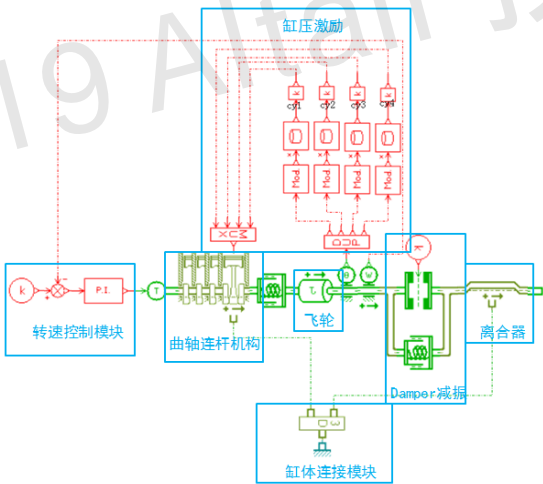


图2 发动机激励计算模型

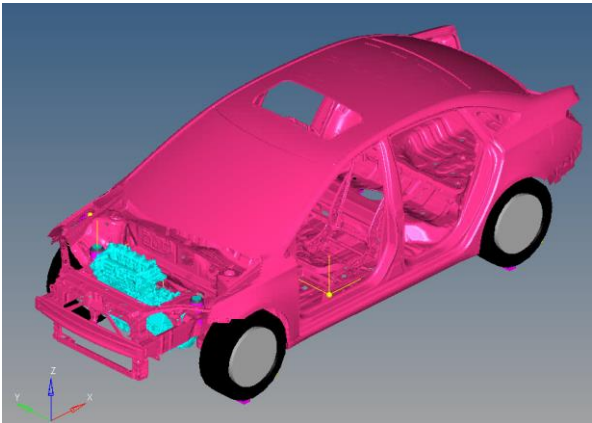


图3 整车怠速振动计算模型

### 2 实例分析

本案例中的某问题车型在冷车刚启动时没有明显的抖动，随着水温的提高，发动机转速逐渐降低，乘员在车内可以感觉到抖动越来越明显，完全热机后引起较大的抖动抱怨，且热车状态下该抖动持续存在，并且在开空调后无抖动抱怨。对驾驶员座椅导轨处的实测振动加速度进行频谱分析，抱怨频率为11.3 Hz，热车时发动机转速为680 rpm，初步判断该抖动抱怨来源于一阶振动。四缸发动

机主要有两个因素可能导致一阶激励过大，一是燃烧方面，四个缸燃烧不均匀会导致0.5阶和1阶成分激励的出现<sup>[3]</sup>；二是机械方面，曲轴和飞轮等旋转部件动不平衡将产生一阶激励<sup>[4]</sup>。下面通过仿真手段，从振动源及传递路径来逐个排查。

2.1 发动机燃烧激励影响

怠速稳定性是评价发动机的一项重要指标，它直接影响到发动机的排放、油耗以及驾驶舒适性。目前在发动机燃烧开发中，一般采用平均指示有效压力变化系数COV来评价发动机燃烧稳定性<sup>[5]</sup>。通过测量4台抖动抱怨车的燃烧缸压计算得出的COV值，与某市场主流竞品车对比处于同一水平甚至更优，并均在目标值以内，如图4所示。

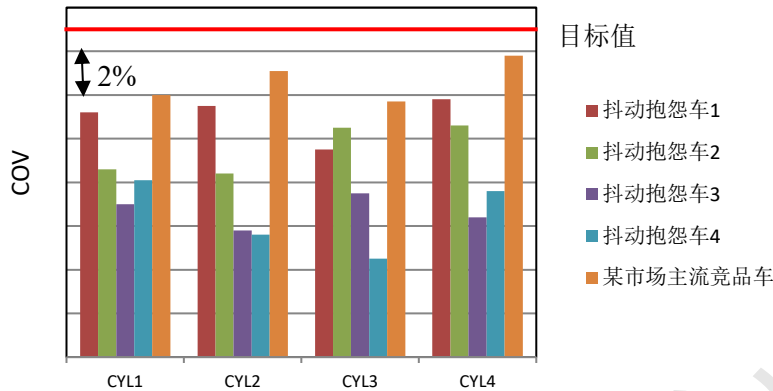


图4 各缸燃烧COV对比

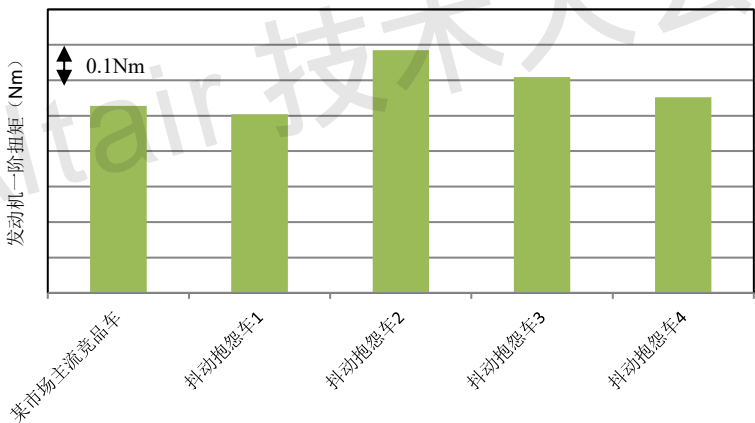


图5 发动机输出一阶扭矩标准差

考虑到COV值只是体现的单个缸的多个循环之间的随机波动，而一阶激励是四个缸燃烧不均匀性导致的，因此发动机输出的一阶扭矩更能体现一阶激励源。本次分析首次基于发动机激励计算模型，通过导入实测的多个循环的燃烧缸压，计算得到发动机时域扭矩，并通过FFT变换，提取一阶扭矩进行标准差分析，如图5所示，结果发现抖动抱怨车的发动机一阶扭矩也没有明显高于某市场主流竞品车。至此，可以排除发动机燃烧激励异常导致整车怠速一阶抖动抱怨。

2.2 旋转件不平衡量影响

发动机旋转件的不平衡质量会导致一阶激励的产生，而发动机的旋转件主要有曲轴和飞轮。曲轴在出厂时通过动平衡处理后，旋转不平衡均在设计目标之内。本次分析的抖动抱怨车均配置DMF(双质量飞轮)，该DMF在出厂时不平衡量控制在J(常量，单位gmm)以内，但是在使用过程中DMF弹簧受力产生塑性变形，不可避免在轨道内位置发生改变，以及DMF油脂在轨道中分布发生变化等等原因会使不平衡量在0.67J以内波动。

本次分析中，分别选择DMF不平衡量为0.2J（合格样件）、J（某抖动抱怨车1上的样件）、1.67J（稍有超标的样件）和6.67J（某抖动抱怨车2上的样件，拆解后发现样件内部弹簧断裂，导致不平衡量剧增）的几个实体样件，基于抖动抱怨车1上实测燃烧缸压进行整车怠速振动计算，提取座椅导轨处的振动加速度X和Z方向的一阶分量，结果发现整车怠速时座椅导轨处的一阶振动加速度与DMF不平衡量近似成线性关系递增(各段直线斜率近似相等)，如图6、7和8所示。通过测试抖动抱怨车1和2，得到座椅导轨处的Z方向一阶振动加速度分别为 $0.01\text{m/s}^2$ 和 $0.052\text{m/s}^2$ ，按照以往工程经验，一阶振动必须控制在 $0.03\text{m/s}^2$ 以内才可能消除怠速抖动抱怨。本文通过线性类比公式（2）来计算使得座椅导轨一阶振动超标时的DMF最大不平衡量C值为3.97J，而根据DMF出厂检测，95%均值置信区间落在0.2J和0.4J之间，如图9所示，不平衡量正常出厂样件不可能达到这么高的不平衡量，因此排除因为DMF不平衡量超标导致怠速振动抱怨的可能。

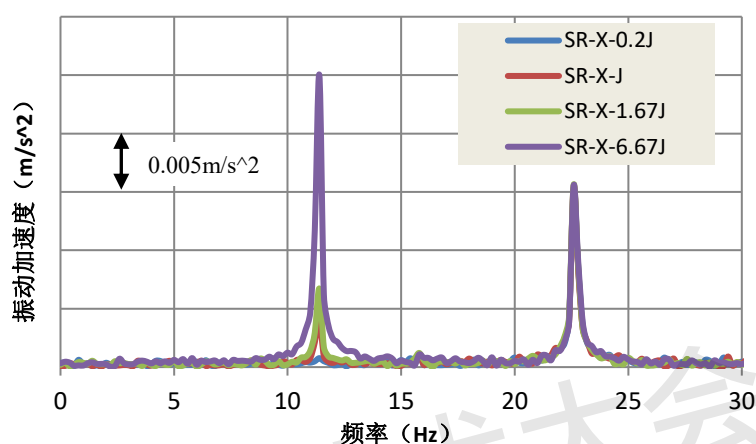


图6 怠速座椅导轨X方向振动加速度随DMF不平衡变化趋势

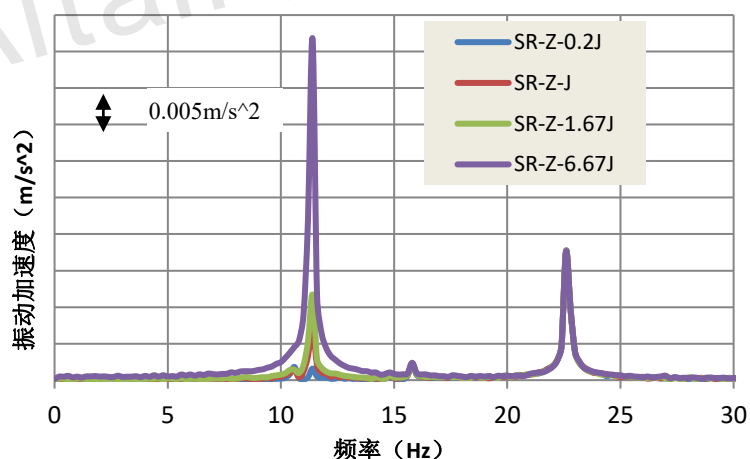


图7 怠速座椅导轨Z方向振动加速度随DMF不平衡变化趋势

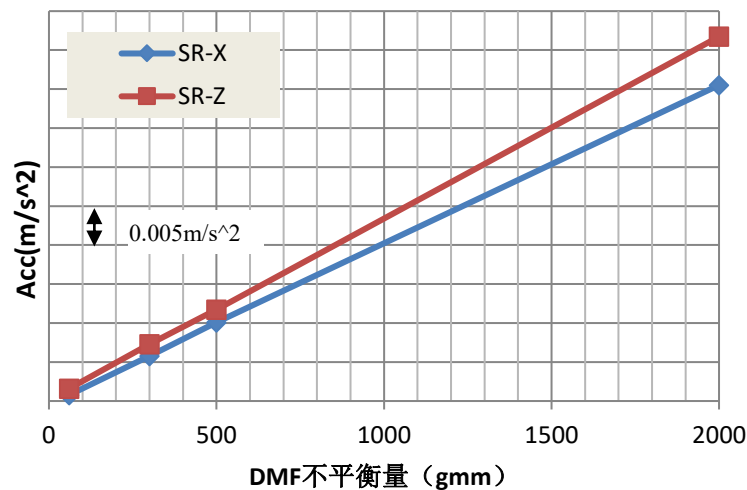


图8 总速座椅导轨X方向和Z方向一阶振动加速度随DMF不平衡变化趋势

$$\frac{6.67J-C}{C-J} = \frac{0.052-0.03}{0.03-0.01} \quad (2)$$

式中C为使得座椅导轨一阶振动超标时的DMF最大不平衡量。

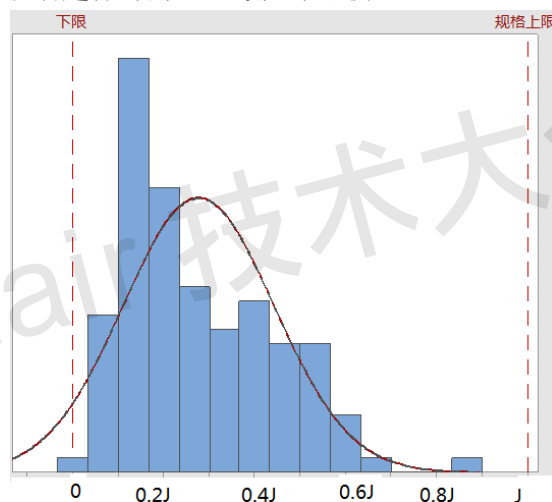


图9 DMF不平衡量出厂抽检

表 1 动力总成悬置系统刚体模态

模态阶次	模态频率/Hz	模态振型
1	6.5	Lateral
2	9.42	Fore-aft
3	9.72	Bounce
4	10.9	Pitch
5	14.2	Roll
6	15.6	Yaw

## 2.3 悬置系统的影响

动力总成悬置系统除了支撑整个动力总成外，隔振是它的一个重要功能，悬置系统匹配的好坏

直接影响到了怠速振动性能以及其他整车级NVH 性能。基于前文建立的整车16自由度模型计算出动力总成处于整车环境下的刚体模态如表1所示，结果发现动力总成pitch模态10.9Hz与整车怠速一阶发火频率11.3Hz（680rpm）比较接近，有可能引发耦合共振导致整车抱怨<sup>[6]</sup>。为了研究各个悬置对整车怠速振动的贡献，本文借助Altair HyperStudy软件对三个悬置三个方向的刚度总共9个量进行了DOE计算，考虑悬置刚度±15%的设计极限偏差如表2所示（其中LH、RH和TB分别代表左悬置、右悬置和下拉杆悬置），总共有512个工况，计算输出包括动力总成刚体模态结果以及整车座椅导轨振动结果。对512个计算工况进行分析，找到整车座椅导轨Z方向一阶振动加速度最大的工况，该工况对应的悬置参数如表3所示，该组合下的悬置对应的刚体模态如表4所示，此时pitch模态为11.3Hz，与怠速一阶频率刚好吻合，由此可推断，悬置在出厂时的制造刚度偏差以及使用过程中橡胶刚度上升导致动力总成刚体模态与整车怠速一阶频率共振会引发怠速振动抱怨。

表 2 悬置刚度设计中值及上下极限偏差

悬置刚度上下浮动15%（N/mm）			
Mount	-15%	中值	+15%
LHS_X	0.85a	a	1.15a
LHS_Y	0.85b	b	1.15b
LHS_Z	0.85c	c	1.15c
RHS_X	0.85d	d	1.15d
RHS_Y	0.85e	e	1.15e
RHS_Z	0.85f	f	1.15f
TB_X	0.85g	g	1.15g
TB_Y	0.85h	h	1.15h
TB_Z	0.85i	i	1.15i

表 3 座椅导轨一阶振动 Z 方向最大值对应的悬置刚度

振动最大对应的刚度值（N/mm）	
LHS_X	1.15a
LHS_Y	1.15b
LHS_Z	1.15c
RHS_X	1.15d
RHS_Y	1.15e
RHS_Z	1.15f
TB_X	1.15g
TB_Y	1.15h
TB_Z	0.85i

表4 整车怠速z方向振动最大时对应的悬置刚体模态

模态阶次	模态频率/Hz	模态振型
1	7.1	Lateral
2	10.2	Fore-aft
3	10.6	Bounce
4	11.3	Pitch
5	15.3	Roll



±15% 刚度浮动								
刚度	关联系数	座椅振动	刚度	关联系数	座椅振动	刚度	关联系数	座椅振动
m_1_LH_X	4.0153009	X_1st	m_1_LH_X	0.211156	Y_1st	m_1_LH_X	4.9903336	Z_1st
m_1_LH_Y	0.064708		m_1_LH_Y	0.015405		m_1_LH_Y	0.2365604	
m_1_LH_Z	-5.5962243		m_1_LH_Z	-0.12954		m_1_LH_Z	20.315091	
m_1_RH_X	3.5121736		m_1_RH_X	0.215919		m_1_RH_X	3.6141362	
m_1_RH_Y	-0.0386221		m_1_RH_Y	0.004062		m_1_RH_Y	0.0595831	
m_1_RH_Z	-5.6796388		m_1_RH_Z	-0.06005		m_1_RH_Z	42.273515	
m_1_TB_X	22.244977		m_1_TB_X	0.372701		m_1_TB_X	27.295394	
m_1_TB_Y	-0.0108114		m_1_TB_Y	0.004847		m_1_TB_Y	-0.0863151	
m_1_TB_Z	0.6231689		m_1_TB_Z	0.029186		m_1_TB_Z	1.4160483	

图10 各悬置各个方向对整车怠速振动的敏感性

试验中通过更换悬置来验证仿真结论，经过两轮更换试验结果如表5所示。第一轮更换下系杆悬置，X方向刚度降低12%后座椅导轨X方向和Z方向振动均下降，TBX对座椅导轨X和Z方向振动都是正相关，与仿真结论一致。第二轮更换发动机悬置，Z方向刚度下降12%后座椅导轨X方向振动上升，而Z方向振动均下降，RHZ对座椅导轨X方向振动负相关，和Z方向振动正相关，与仿真结论一致。

表5 更换悬置验证

加速度（g）		base	更换#1	更换#2
RH Mount（N/mm）	Z	K1	K1	0.88*K1
LH Mount（N/mm）	Z	K2	K2	K2
TB Mount（N/mm）	X	K3	0.88*K3	0.88K3
座椅导轨一阶振动	X	0.0055	0.002	0.0025
	Z	0.0046	0.0027	0.0009

## 2.4 整车怠速转速的影响

由前文分析可知，悬置刚度在出厂时控制在±15%的偏差范围，但是在车辆使用过程中随着橡胶老化悬置刚度有升高的趋势，每个悬置的状态对应着一种刚体模态，当悬置刚体模态与激励频率接近时就会引发共振而带来抖动抱怨。缩小悬置出厂时刚度偏差范围能一定程度减小共振发生的概率，但是成本会相应增加很大。从避频的思路出发，本文进一步研究了调整怠速转速对解决整车抖动的可能性。

基于实测的680rpm-800rpm间隔200rpm的7个工况的怠速缸压文件，进行发动机激励计算，并输入到整车16自由度模型计算，输出座椅导轨一阶振动加速度如图11所示。由图可见，随着怠速转速升高，座椅导轨X和Z方向的一阶振动均处于下降趋势。因此，调整怠速转速使激励源的频率与悬置刚体模态错开来避免共振的产生理论上是可行的。实测结果如图12所示，座椅导轨振动的整体趋势也是随着怠速转速提升而下降，当怠速转速提升至740rpm后，座椅导轨振动水平下降到可接受水平。仿真与实测结果绝对值还有差距，主要是由于模型的一定简化，但是呈现的趋势一致。



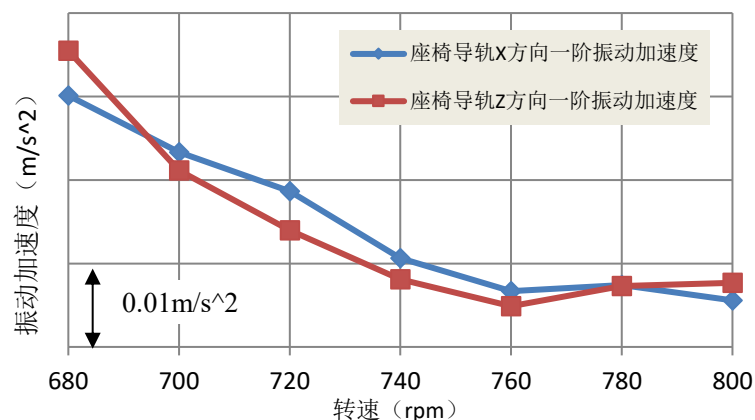


图11 座椅导轨一阶振动随转速变化（仿真结果）

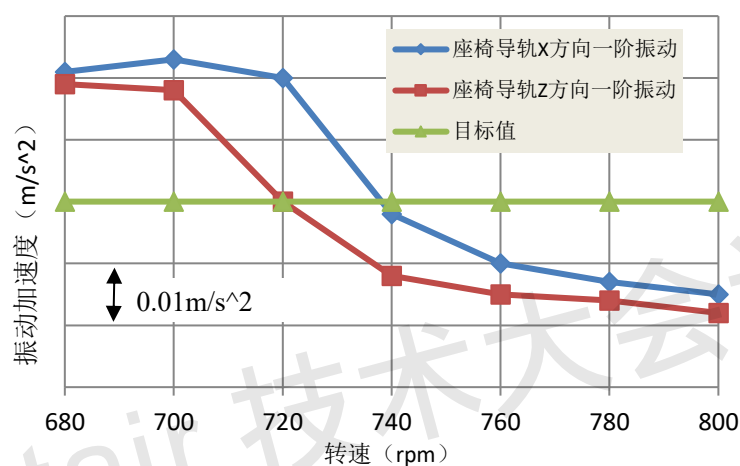


图12 座椅导轨一阶振动随转速变化（实测结果）

### 3 结论

本文介绍了利用Altair MotionView软件建立的整车16自由度仿真模型在整车怠速抖动控制研究中的应用，首先建立了发动机激励模型，以实测缸压为输入，计算得到的发动机往复惯性力、旋转不平衡力以及扭矩波动，加载到整车16自由度多体动力学模型上，得到座椅导轨处振动响应，然后分别研究DMF不平衡量、发动机扭矩、悬置系统以及怠速转速对整车怠速振动的影响，主要有以下结论：

- 1) 发动机激励分析能有效地分析和评估发动机激励源，从源头上分析怠速抖动抱怨的原因。
- 2) 整车16自由度模型能更准确的反应整车环境下各子系统特征，能直观地研究悬置系统等传递路径对整车怠速振动的影响。
- 3) 基于HyperStudy 软件DOE分析方法能研究各个方向悬置刚度对整车怠速振动的敏感性，为后续优化提供方向。
- 4) 怠速升转速分析，从理论上支持了调整怠速转速解决怠速抖动问题的可行性。

### 4 参考文献

- [1] 王伟, 吕吉平, 李玉琦, 等. 某发动机怠速不规则抖动的分析与解决措施[J]. 汽车技术, 2015, 4:

14-17.

[2] 王峰, 靳永军, 张建武. 基于整车模型的动力总成悬置振动仿真及优化[J]. 振动与冲击, 2008, 27(4): 134-138.

[3] Charlie Teng. Engine Idle Combustion Stability Evaluation Using Calibration Parameters[C]. SAE. 2005, 1, 2461

[4] 付江华, 庞剑, 胡成太, 徐小敏, 刘瑞. 动力总成传动系统动不平衡引起的怠速抽动研究[C]. 中国汽车工程学会年会论文集. 2014, 1336-1338.

[5] 张卫锋. 发动机工作稳定性评价方法的研究[C]. 中国内燃机学会第八届学术年会论文集. 2008, 20-22.

[6] 宋向荣, 李建康, 郑立辉. 动力总成悬置系统刚体模态参数的试验与计算[J]. 实验技术与管理, 2010, 27(4): 31-34.

[7] 张武, 陈剑, 陈鸣. 采用正交试验的发动机悬置系统灵敏度分析[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(5): 168-172.