

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.12.002

# 车架弹性对重型载货汽车行驶平顺性的影响\*

王登峰<sup>1</sup> 郝赫<sup>1</sup> 刘盛强<sup>2</sup> 徐伟刚<sup>2</sup> 佐安康<sup>1</sup> 李政茂<sup>1</sup>

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130025; 2. 中国重型汽车集团有限公司, 济南 250002)

**【摘要】** 以某重型载货汽车为研究对象,利用有限元方法及虚拟样机技术建立整车多刚体模型和考虑车架弹性的整车刚弹耦合模型。在B级路面上满载工况下对整车行驶平顺性进行仿真分析,研究车架柔性对驾驶员座椅地板加权振动加速度均方根值、悬架动挠度和车轮动载荷3个平顺性评价指标的影响,同时进行整车操纵稳定性的稳态回转性能仿真分析,讨论车架弹性对整车稳态回转性能的影响,并进行相应的实车试验验证。结果表明,考虑车架弹性后整车平顺性的仿真分析结果比把车架视为刚体更接近试验结果;车架刚性越大,其低阶固有振动频率越高,驾驶员座椅地板加权振动加速度均方根值、悬架动挠度和车轮动载荷越小,整车行驶平顺性变好;同时适当增加车架的刚性,会使整车的稳态回转性能得到改善。设计车架时,适当增加车架刚度、提高车架低阶固有振动频率,可改善重型载货汽车整车行驶平顺性。

**关键词:** 载货汽车 弹性车架 虚拟样机 刚弹耦合模型 行驶平顺性

**中图分类号:** U461.4; U469.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)12-0007-06

## Frame Flexibility's Effect on Ride Comfort of Heavy-duty Truck

Wang Dengfeng<sup>1</sup> Hao He<sup>1</sup> Liu Shengqiang<sup>2</sup> Xu Weigang<sup>2</sup> Zuo Ankang<sup>1</sup> Li Zhengmao<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun 130025, China

2. China National Heavy Duty Truck Group Co., Ltd., Ji'nan 250002, China)

### Abstract

It takes a new-type heavy-duty truck as study object. Vehicle multi-body model and rigid-flexible coupling model with flexible frame were built with FEA method and virtual prototype technology. These models with full loads were simulated in the case of B-road and weighted acceleration mean square root of the driver's seat floor of cab, suspension dynamic deflection and tire dynamic load were analyzed with different flexible frame, at the same time, these models with full load were simulated in steady-state characteristic test, it was studied that under-steer characteristic was influenced by different frame flexibility, and vehicle road tests of ride comfort and steady-state characteristic were implemented. The result showed that simulation results with flexible frame were closer to the experimental results than the ones with rigid frame. With low-order natural vibration frequencies of frame increasing, weighted acceleration mean square root of the driver's seat floor of cab, suspension dynamic deflection and dynamic tire load became better, that is, vehicle ride comfort was improved. Simultaneously, enhancing stiffness of frame properly could change vehicle under-steer characteristic for the better. Consequently, when the frame was designed, enhancing frame stiffness properly or increasing low-order natural vibration frequencies of frame were very helpful to improve ride comfort of heavy-duty trucks.

**Key words** Heavy-duty truck, Flexible frame, Virtual Prototype, Rigid-elastic coupling model, Ride comfort

收稿日期: 2010-02-04 修回日期: 2010-04-13

\* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA110105)和吉林大学研究生创新基金资助项目(20101022)

作者简介: 王登峰, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车系统动力学分析与控制研究, E-mail: caewdf@jlu.edu.cn

## 引言

目前,国内外很多学者基于虚拟样机技术建立了重型载货汽车的多体动力学仿真模型,但除悬架弹簧和减振器之外,其余部件均视作刚性体处理。一些学者虽然将部分子系统做成弹性体进行仿真分析,但只是简单绘制出某个工况下的曲线,没有进行深入研究。实际上,车架等主要部件均具有弹性,其固有频率往往会出现在人体较为敏感的随机路面激励能量频率范围之内,由于载货汽车车架是连接整车各个子系统的桥梁,因此分析车架的弹性对重型载货汽车行驶平顺性的影响十分必要<sup>[1~8]</sup>。

本文以某国产重型载货汽车为研究对象,在考虑车架弹性的基础上,利用有限元软件建立车架有限元模型,分析其固有振动特性,并通过车架的试验模态分析对车架有限元模态分析结果进行验证。利用虚拟样机技术建立带有全浮式驾驶室、后空气悬架的重型载货汽车整车多刚体模型和考虑车架弹性的整车刚弹耦合模型,并通过整车行驶平顺性的实车试验验证所建刚弹耦合虚拟样机模型的有效性,进一步研究不同车架柔性对驾驶员座椅地板振动加速度均方根值、悬架动挠度和车轮动载荷 3 个行驶平顺性评价指标的影响,同时讨论车架弹性变化对描述整车操纵稳定性的稳态回转性能的影响,给出一些有价值的研究结果。

## 1 车架有限元模型的建立与试验验证

### 1.1 车架有限元模型的建立

该车车架为边梁式车架,边梁式车架由位于两边的两根纵梁和若干根横梁组成。将车架各梁的三维实体模型导入有限元前处理软件中划分网格,进行构件的离散化处理,共离散为 37 665 个板单元,39 411 个节点,生成车架有限元模型如图 1 所示。

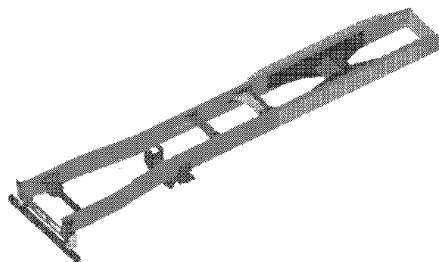


图 1 车架有限元模型

Fig. 1 FEA model of frame

### 1.2 车架有限元模型的验证

将组装好的车架进行无约束自由状态下的模态分析,考虑到平顺性分析重点关注 25 Hz 以下的频率范围<sup>[5]</sup>,取车架前 6 阶固有频率和模态进行研究,其各阶振型如图 2 所示。

将车架有限元模态分析计算出的车架前 6 阶固有频率和模态与车架在相同状态下的试验模态分析结果进行比较,如表 1 所示。

由表 1 可以看出,用有限元方法计算出车架前 6 阶固有频率与试验测得的频率相对误差均在 8%

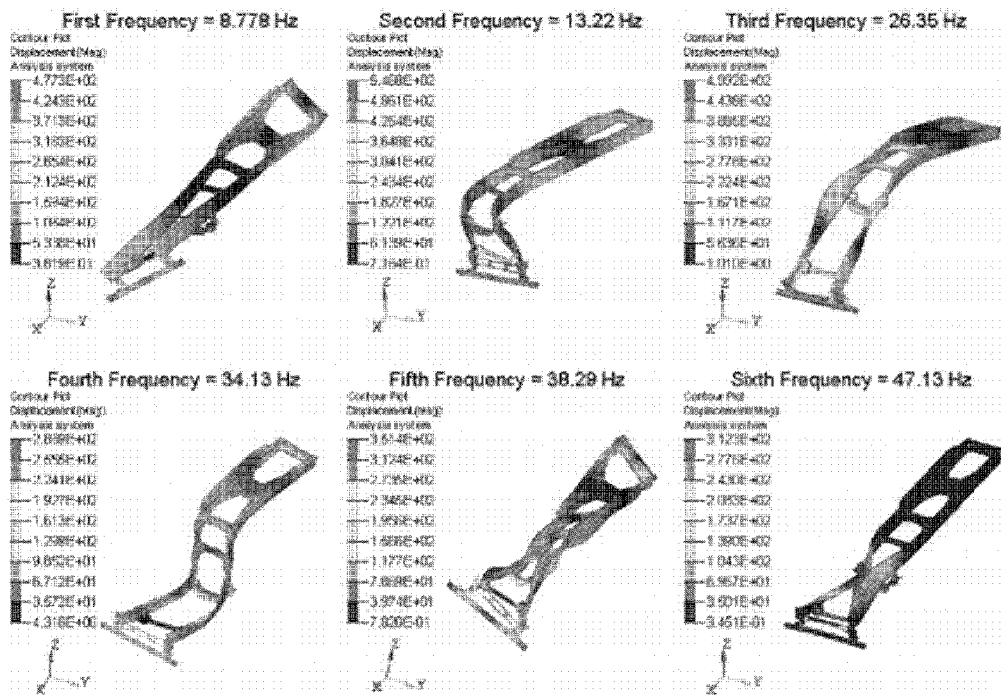


图 2 车架前 6 阶振型图

Fig. 2 The first six modes of the frame

以内,由此可以用该车架有限元模型仿真实际车架。

表 1 车架频率和振型仿真与试验模态对比

Tab.1 Comparison for simulation and test frequencies of frame

阶数	模态描述	频率仿真值	频率测试值	相对误差
		/Hz	/Hz	
1	一阶扭转	8.778	8.955	2.02
2	一阶横向弯曲	13.22	12.83	2.95
3	一阶垂向弯曲	26.35	24.29	7.82
4	二阶横向弯曲	34.13	32.66	4.31
5	二阶扭转	38.29	37.21	2.83
6	局部模态	47.13	49.99	6.06

## 2 整车刚弹耦合模型的建立

### 2.1 车架超单元模型的建立

将有限元模型与多刚体模型相连接时,由于有限元模型的自由度数较大,因此必须将有限元动力学模型缩减为一个具有较少自由度的模型,这个过程称为动力缩减。动力缩减的方法有 Guyan 缩减、固定界面模态综合法、自由界面模态综合法、混合界面模态综合法等。在 MSC/Adams 软件中采用的是部件模态综合法<sup>[3]</sup>。部件间的模态综合在有限元分析中通过超单元(super-element)分析实现,并在 MSC/Adams 中将超单元模型转换为弹性体元件连接到多体系统动力学模型中。

在 MSC/Adams 软件中建立载货汽车整车刚弹耦合模型时,首先利用有限元软件对车架有限元模型进行超单元分析,由于车架与悬架、驾驶室悬置、动力总成等部件的连接不一定在车架本体上,需要有连接支架,为了保证模型的准确度,要建立超单元外部节点,本文在车架有限元模型上找出各个连接点所对应的外部节点共 51 个,将它们设置为超单元的外部节点,建立超单元节点后的车架模型如图 3 所示。

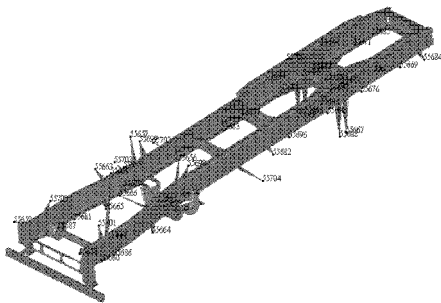


图 3 车架超单元模型

Fig.3 Super-element model of frame

### 2.2 整车刚弹耦合模型的建立

将车架有限元模型通过中性文件导入到虚拟样机软件后,需要在车架各个连接点建立哑物体,哑物

体是一种无质量元件,用于柔性体与刚性体之间的连接。建好哑物体后,在其上建立连接各个部件的连接器,使弹性车架与各个子系统进行连接。

将驾驶室、弹性车架、转向系、动力总成、轮胎等子系统在虚拟样机软件中通过连接器完成相互之间的连接,并将三维数模附到相应的构件上,装配后得到整车刚弹模型如图 4 所示。

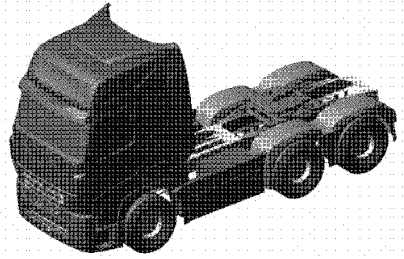


图 4 整车刚弹耦合模型

Fig.4 Rigid-elastic coupling vehicle model

## 3 车架弹性对整车行驶平顺性的影响分析

通过改变车架刚度的方式研究车架弹性对驾驶员座椅地板加权加速度均方根值、悬架动挠度及车轮动载荷这 3 个描述整车行驶平顺性指标的影响,采用改变车架结构等措施来提高车架刚度时,不仅会使车架的固有频率发生变化,同时也会导致车架振型的变化而使影响因素变得错综复杂,难以得到清晰直观的结论,因此通过改变车架材料弹性模量的办法来直接改变车架刚度,从而改变车架各阶固有振动频率,而车架的模态振型并不发生变化,从而可以直观地得到车架弹性(或固有频率)变化对整车行驶平顺性的影响趋势及变化规律。分析时将原车架的弹性模量  $E = 210 \text{ GPa}$  分别修改为  $E = 50 \text{ GPa}$  及  $E = 1000 \text{ GPa}$ ,其他属性不修改,这样便可以使车架的刚度和固有振动频率发生改变,修改后车架固有频率如表 2 所示。为研究把车架视为刚体与考虑改变车架弹性后的重型卡车虚拟样机模型对行驶平顺性的影响,本文同时建立了把车架视为刚体的整车多刚体虚拟样机模型。

表 2 改后车架固有频率

Tab.2 Modified frame frequencies

模态描述	Hz		
	E/GPa		
	50	210	1000
一阶扭转	4.28	8.778	20.12
一阶横向弯曲	6.45	13.22	31.25
一阶垂向弯曲	12.82	26.35	63.34
二阶横向弯曲	16.65	34.13	80.57
二阶扭转	18.68	38.29	97.86
局部模态	23.00	47.13	112.5

将整车多刚体模型、刚弹耦合模型及改变车架固有频率后的刚弹耦合模型在满载状态下分别以 30、40、50、60、70、80 km/h 的车速在构建的 B 级路面上匀速行驶,测量驾驶员座椅地板处各个方向振动加速度响应、悬架动挠度及轮胎动载荷特性,并与实车试验结果进行比较分析。

### 3.1 驾驶员座椅地板处振动特性分析

通过对多刚体模型、刚弹耦合模型及改变车架固有频率后刚弹耦合模型的驾驶员座椅地板处各个方向振动加速度进行谱分析,得到驾驶员座椅地板处振动加速度均方根谱,其中车速为 60 km/h 时座椅地板处振动加速度均方根谱如图 5~7 所示。

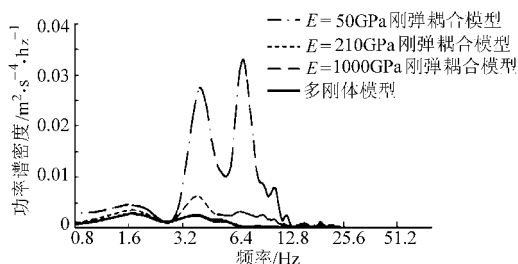


图5 座椅地板处纵向振动加速度均方根谱

Fig. 5 Mean square root spectrum of longitudinal acceleration on driver's seat floor of cab

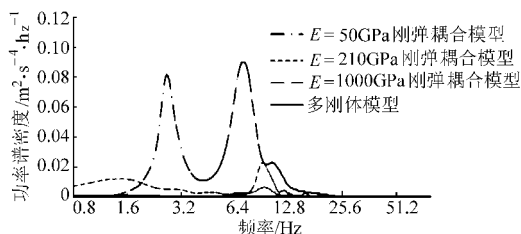


图6 座椅地板处横向振动加速度均方根谱

Fig. 6 Mean square root spectrum of lateral acceleration on driver's seat floor of cab

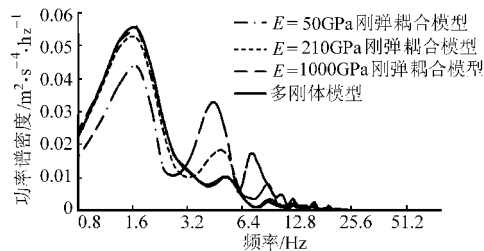


图7 座椅地板处垂向振动加速度均方根谱

Fig. 7 Mean square root spectrum of vertical acceleration on driver's seat floor of cab

从图 5~7 中可以看出,车架弹性对座椅地板处的振动加速度均方根值有较大影响,车架的低阶固有振动频率越低,座椅地板处纵向和横向振动加速度均方根值越大,而垂向振动加速度均方根值在 2 Hz 的峰值附近略有减小,在 4 Hz 及 6 Hz 峰值附近增大,且三向振动加速度均方根值在 0~10 Hz 的频

率范围内有明显的共振峰值出现;车架材料的弹性模量值越大、车架越刚硬,座椅地板振动加速度均方根值就越接近于把车架视为刚体的仿真分析结果。

将上述得到的驾驶员座椅地板处各个方向振动加速度均方根谱密度曲线进行倍频程分析,得到 1/3 倍频带加速度均方根谱值,并编程进行加权滤波

$$\alpha_w = \left[ \sum_{j=1}^{20} (\omega_j \alpha_j)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中  $\alpha_w$ ——单轴向加权加速度均方根值

$\omega_j$ ——第  $j$  个 1/3 倍频带的加权系数

各个车速下驾驶员座椅地板处 3 个方向加权加速度均方根值与车速的关系曲线仿真及试验结果如图 8~10 所示。总加权加速度均方根值计算式为

$$\alpha_{w0} = \left[ (1.4\alpha_{xw})^2 + (1.4\alpha_{yw})^2 + (\alpha_{zw})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中  $\alpha_{xw}$ ——纵向加权加速度均方根值

$\alpha_{yw}$ ——横向加权加速度均方根值

$\alpha_{zw}$ ——垂向加权加速度均方根值

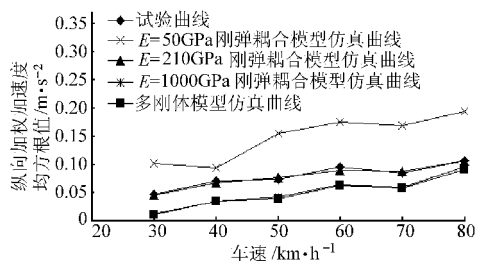


图8 纵向加权加速度均方根值与车速的关系曲线

Fig. 8 Longitudinal weighted acceleration RMS vs speed

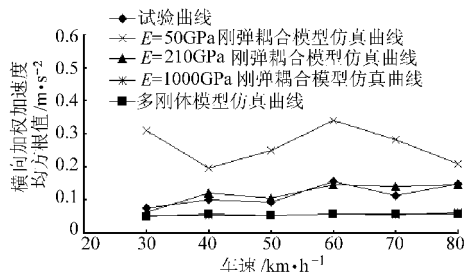


图9 横向加权加速度均方根值与车速的关系曲线

Fig. 9 Lateral weighted acceleration RMS vs speed

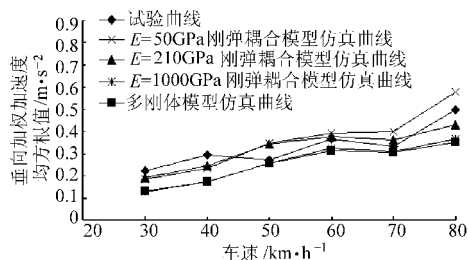


图10 垂向加权加速度均方根值与车速的关系曲线

Fig. 10 Vertical weighted acceleration RMS vs speed

各个模型总加权加速度均方根值如表 3 所示。

从图 8~10 及表 3 中可以看出,原车架的刚弹耦合模型的仿真曲线接近于试验曲线,从而验证了

模型的正确性。随着车速的增加,座椅地板处 3 个方向及总加权振动加速度均方根值呈增大趋势。车架的柔性越大、即车架低阶固有振动频率越低,座椅地板处 3 个方向及总加权振动加速度均方根值越大,但垂向加权振动加速度均方根值增大的幅度较纵、横向小。车架刚度越大,座椅地板处加权振动加速度均方根值就越接近于车架的多刚体模型仿真分析结果。

表 3 总加权加速度均方根值

Tab.3 Total weighted acceleration RMS  $m/s^2$

车速 $/km \cdot h^{-1}$	试验值 $/m \cdot s^{-2}$	$E =$	$E =$	$E =$	多刚体 模型
		50 GPa 刚弹耦合 模型	210 GPa 刚弹耦合 模型	1 000 GPa 刚弹耦合 模型	
30	0.257	0.493	0.220	0.148	0.149
40	0.343	0.385	0.313	0.196	0.196
50	0.317	0.537	0.391	0.274	0.273
60	0.449	0.665	0.446	0.349	0.336
70	0.389	0.611	0.429	0.328	0.326
80	0.559	0.701	0.501	0.401	0.383

### 3.2 悬架动挠度分析

以车速为 60 km/h 为例,对该车前悬架动挠度进行分析,得到刚体模型、刚弹耦合模型及改变车架频率的刚弹耦合模型仿真曲线如图 11 所示。从图中可以看出,车架柔性越大,悬架动挠度也越大。

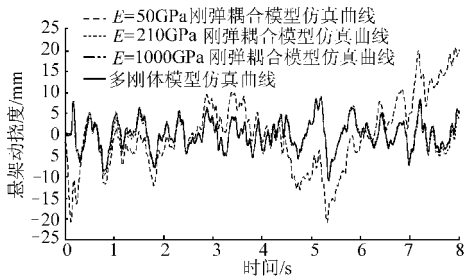


图 11 前悬架动挠度仿真曲线

Fig. 11 Front suspension dynamic deflection

对不同车速和车架刚度下分析得到的前悬架动挠度时间历程曲线进行方差分析,结果见表 4。

表 4 前悬架动挠度方差分析结果

Tab.4 Front suspension dynamic deflection mm

车速 $/km \cdot h^{-1}$	$E = 50$ GPa	$E = 210$ GPa	$E = 1\ 000$ GPa	多刚体 模型
	刚弹耦合 模型	刚弹耦合 模型	刚弹耦合 模型	
30	6.92	2.30	2.30	2.28
40	7.81	2.81	2.82	2.80
50	7.89	3.20	3.10	3.17
60	8.40	3.53	3.48	3.47
70	7.97	3.98	3.94	3.95
80	7.21	4.12	4.05	4.04

从表 4 中可以看出,悬架动挠度有随着车速的增加而增加的变化趋势,车架的弹性增加后,悬架的动挠度大幅度增加,车架刚度增大后,悬架的动挠度变化很小。

### 3.3 轮胎动载荷分析

以车速为 60 km/h 前轮动载荷为例,对该车型的车轮动载荷进行分析,整车刚体模型、刚弹耦合模型及改变车架频率的刚弹耦合模型仿真曲线如图 12 所示。从图中可以看出,车架柔性越大,车轮动载荷也越大。

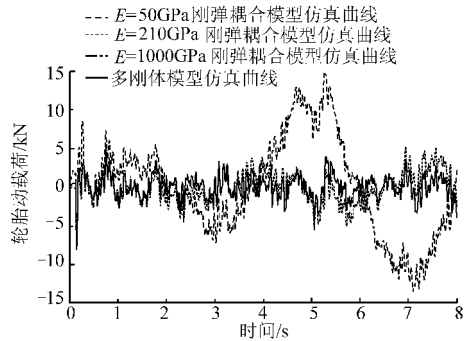


图 12 前轮动载荷仿真曲线

Fig. 12 Front wheel dynamic tire load

对不同车速和车架刚度下分析得到的前轮动载荷时间历程曲线进行方差分析,结果见表 5。

表 5 前轮动载荷方差分析结果

Tab.5 Tire dynamic load N

车速 $/km \cdot h^{-1}$	$E = 50$ GPa	$E = 210$ GPa	$E = 1\ 000$ GPa	多刚体 模型
	刚弹耦合 模型	刚弹耦合 模型	刚弹耦合 模型	
30	5 414	1 036	835	835
40	6 425	1 299	1 081	1 087
50	5 789	1 570	1 249	1 251
60	6 245	1 955	1 436	1 440
70	5 712	2 466	1 656	1 691
80	4 474	3 008	1 768	2 081

从表 5 中可以看出,整车多刚体模型及增加车架固有频率的刚弹耦合模型的前轮动载荷十分接近,而降低车架固有频率的刚弹耦合模型的车轮动载荷明显增大,车架固有频率不变的刚弹耦合模型介于中间,可以说明,随着车架柔性的增加,车轮动载荷有增大的趋势。

### 4 整车稳态回转性能分析

汽车的行驶性能从来不是相互独立的,特别是整车平顺性和操纵稳定性密切相关,通常两个性能是矛盾的关系<sup>[9]</sup>。这里对描述整车操纵稳定性的稳态回转性能进行仿真分析,以讨论车架弹性对整

车操纵稳定性的影响。按照 GB/T 6323.6—1994 规定的试验方法,采用固定转向盘转角连续加速的方法进行试验。其中汽车转弯半径比  $R_t/R_0$  与侧向加速度  $a_y$  关系曲线及相应试验曲线如图 13 所示。

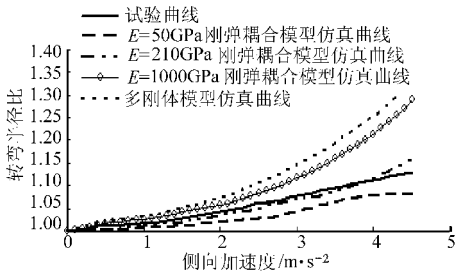


图 13 前后轮侧偏角差值与侧向加速度关系曲线

Fig. 13 Difference of side-bias angle between front and rear wheels vs lateral acceleration curve

由图 13 可以看出,汽车转弯半径比随着车架刚度的增大而增加,汽车不足转向度也逐渐增大,由此可以说明,适当提高车架的刚度可以使整车有较好的稳态回转性能。降低车架刚度,会使不足转向特

性变差。

## 5 结论

(1) 考虑车架弹性后整车平顺性的仿真分析结果比将车架视为刚体更接近试验结果。

(2) 车架弹性对重型载货汽车行驶平顺性有很大程度的影响,车架的柔性越大,即车架低阶固有振动频率越低,座椅地板处纵、横向和总的加权加速度均方根值越大,而垂向的加权加速度均方根值则增加较小;车架刚度越大,座椅地板处加权加速度均方根值就越接近于车架的多刚体模型仿真分析结果。

(3) 车架柔性越大,悬架动挠度和车轮动载荷也越大。

(4) 设计车架时,适当增加车架的刚度、提高车架的低阶固有振动频率能有效改善整车行驶平顺性,同时也会提高整车稳态回转性能;增加车架柔性,降低车架低阶固有振动频率,对整车行驶平顺性不利。

## 参 考 文 献

- Odilon T Persegum, A Costa Neto. Comfort and vibration study of a tractor and trailer combination using simulation and experimental approaches; the jumping ride behavior[C]. SAE Paper 2000-01-3517, 2000.
- Tong Y Yi. Vehicle dynamic simulations based on flexible and rigid multibody models[C]. SAE Paper 2000-01-0114, 2000.
- 马天飞,王登峰,梁和平. 利用 MSC Adams/Car 建立轿车的刚弹耦合模型[J]. 计算机辅助工程, 2006, 15(增刊 1): 238~240.  
Ma Tianfei, Wang Dengfeng, Liang Heping. Rigid-elastic coupling model for car with MSC Adams/Car[J]. Computer Aided Engineering, 2006, 15(Supp. 1): 238~240. (in Chinese)
- Steve van Herk, Antonia Terzi, Wubbo Ockels. Analysis of lateral dynamics and ride performance of the superbus[C]. SAE Paper 2008-01-0586, 2008.
- Schwertasek R, Roberson R E. Dynamics of multi-body system[M]. Berlin: Springer-Verlag, 1982.
- Luis G Maqueda, Ahmed A Shabana. Multibody system/finite element simulation of belt drives and rubber tracked vehicles [C]. SAE Paper 2008-01-2668, 2008.
- 宋发宝,马力,张宇龙. 整车刚柔多体全浮式驾驶室悬置隔振仿真[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 41~43.  
Song Fabao, Ma Li, Zhang Yulong. Vibration isolation suspension system for commercial vehicle full-float cab based on theory of rigid-flexible dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 41~43. (in Chinese)
- Mohit Verma, Giorgio Rizzoni, Dennis A Guenther. Modeling, simulation and design space exploration of a MTV 5.0 ton cargo truck in MSC-ADAMS[C]. SAE Paper 2005-01-0938, 2005.
- 杨荣山,袁仲荣,黄向东. 车辆操纵稳定性及平顺性的协同优化研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(11): 1 053~1 055.  
Yang Rongshan, Yuan Zhongrong, Huang Xiangdong. A study on the cooperative optimization of vehicle controllability/stability and ride comfort[J]. Automotive Engineerin, 2009, 31(11): 1 053~1 055. (in Chinese)