

铝合金前副车架 CAE 分析及试验验证

易斌

(上海汽车集团股份有限公司, 上海 201804)

摘要: 基于某轿车铝制前副车架自主开发概念设计数模, 运用 ADAMS 建立包括前下控制臂在内的前悬架运动学模型进行受力分析, 运用有限元软件 Hypermesh 对前副车架进行有限元建模并进行疲劳分析, 最后通过台架试验验证有限元分析的可靠性, 说明 CAE 分析能对产品的开发起实际指导作用, 并带来较大的经济利益。

关键词: 汽车; 轿车; 铝合金副车架; CAE 分析; 运动学; 试验验证

中图分类号: U463.32

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2017)02-0009-04

CAE 技术将基于物理样机试验的传统设计方法带入基于虚拟样机仿真的现代设计方法, 可大幅缩短产品开发周期。通过仿真结果和试验数据对比, 可提高计算机仿真在汽车零部件开发中的应用水平。该文主要就某轿车的铝制前副车架, 运用 ADAMS 建立包括前副车架在内的前悬架运动学模型进行受力分析, 对设计模型进行有限元分析, 并对分析结果满足设计要求的前副车架进行台架试验, 验证有限元分析的可靠性。

1 前副车架简介

前副车架是整车安全、性能和集成的一个关键零件, 它支撑、定位和保护其他关键系统, 如动力系统、转向及悬架系统。该文所研究的副车架主要支撑前下摆臂、前转向机、动力总成下系杆及前横向稳定杆 (见图 1), 将这些悬架零件系统集成后, 通过前副车架的 4 个安装点安装到白车身。

该前副车架采用轻量化铝制材料、差压铸造和机加工工艺, 其重量比钢制前副车架轻近 20%。其结构见图 2。

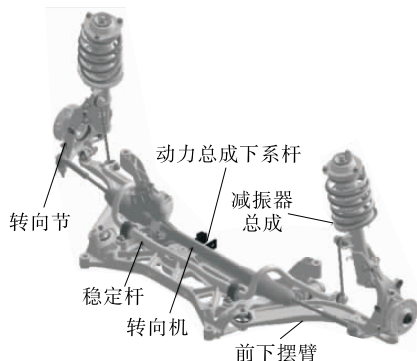


图 1 前桥结构示意图

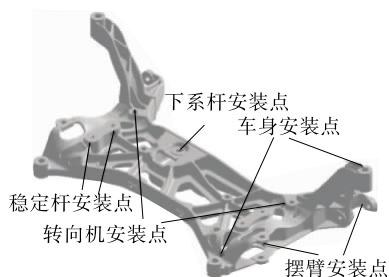


图 2 铝制前副车架的结构示意图

2 建模及计算

2.1 前副车架的 ADAMS 模型

运用 ADAMS/Car 建立包括副车架在内的前悬架运动学模型 (见图 3) 进行受力分析计算。在实际使用中副车架受力情况复杂, 这里选择 3 种典型工况即制动工况、转向工况和路面冲击工况进行分析, 3 种工况的载荷见表 1。

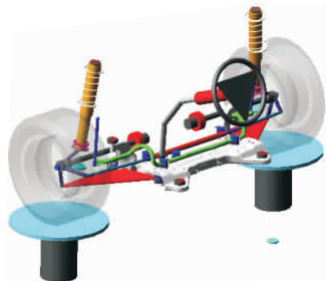


图 3 前悬架运动学模型

2.2 几何 3D 模型的建立

该前副车架是基于一款钢制前副车架的轻量化设计, 车身、转向机、稳定杆、动力总成悬置、排气管的安装点及转向机、稳定杆、下系杆、车身、排气系统、传动轴、发动机、变速箱及其他附件的边界数据

表 1 副车架各工况下的受力载荷

工况	加载点	F_x/N	F_y/N	F_z/N	$M_x/(N \cdot mm)$	$M_y/(N \cdot mm)$	$M_z/(N \cdot mm)$
制动工况	摆臂前点—左	6 897	-11 560	1 730	-10 216	-218	-580
	摆臂前点—右	6 897	11 560	1 730	10 217	-218	581
	摆臂后点—左	1 872	10 957	-1 170	46 892	-11 712	-6 809
	摆臂后点—右	1 872	-10 957	-1 171	-46 892	-11 713	6 809
	车身前点—左	-3 889	0	452	0	2 793	0
	车身前点—右	-3 890	0	452	0	2 793	0
	车身后点—左	-4 740	0	-1 283	0	2 793	0
	车身后点—右	-4 741	0	-1 283	0	2 793	0
	转向机—左	-79	-3	30	1	-11	0
	转向机—右	-124	-3	145	1	-13	0
	转向机—中	-89	5	216	1	-13	0
	稳定杆—右	7	0	76	0	15 706	0
	稳定杆—左	7	0	76	0	15 705	0
转向工况	摆臂前点—左	-303	-2 231	-930	28 380	4 960	2 823
	摆臂前点—右	-2 378	-8 342	-1 976	34 951	-10 091	6 024
	摆臂后点—左	39	-141	-3	24 941	3 104	764
	摆臂后点—右	853	2 447	603	19 406	-259	-108
	车身前点—左	-1 620	3 111	-1 107	3 135	2 092	-2 848
	车身前点—右	2 953	3 110	3 928	3 135	2 092	-2 848
	车身后点—左	-1 457	2 298	-1 525	3 135	2 092	-2 848
	车身后点—右	1 515	2 297	1 747	3 135	2 092	-2 848
	转向机—左	-139	-802	182	9	20	-2
	转向机—右	443	-802	-489	-54	-2	-2
	转向机—中	-3	-906	-328	-43	24	-2
	稳定杆—右	-78	-19	-3 856	-14	26 769	1
	稳定杆—左	176	-19	3 752	-151	-23 267	6
路面冲击工况	摆臂前点—左	3 759	-10 868	2 882	-32 569	-2 480	-898
	摆臂前点—右	3 760	10 866	2 882	32 569	-2 480	898
	摆臂后点—左	599	5 680	-1 273	4 554	-5 092	-2 005
	摆臂后点—右	599	-5 680	-1 273	-4 556	-5 092	2 005
	车身前点—左	-2 629	0	-1251	0	-2 092	0
	车身前点—右	-2 628	0	-1251	0	-2 092	0
	车身后点—左	-1 991	0	49	0	-2 092	0
	车身后点—右	-1 991	0	49	0	-2 092	0
	转向机—左	139	5	-100	-4	26	0
	转向机—右	219	5	-414	-3	17	0
	转向机—中	157	-9	-587	-4	16	0
	稳定杆—右	4	0	143	0	26 405	0
	稳定杆—左	4	0	143	0	26 405	0

保持不变,形成前副车架包络;然后约束刚度和模态,优化目标为质量最小,进行拓扑优化;最后基于优化结果,对产品结构进行详细的 CAD 设计。要求其各项性能不低于钢制副车架,且重量比钢制副车架下降 20%。建模过程见图 4。

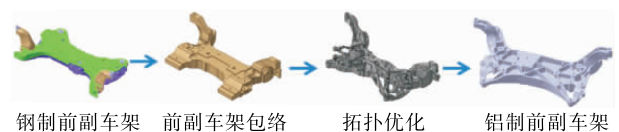


图 4 前副车架的建模过程

2.3 有限元模型的建立

2.3.1 网格划分

网格划分采用 Alair Hypermesh 7.0 软件,根据模型尺寸,单元长度定为 4 mm,将前副车架划分为 339 036 个节点、276 022 个单元。有限元模型见图 5。



图 5 前副车架的 CAE 模型

2.3.2 材料属性

计算时定义材料参数如下:弹性模量为 7.3×10^4 MPa;泊松比为 0.33;密度为 2.65 t/mm^3 ;长度单位为毫米。

2.3.3 计算结果

根据表 1 所示载荷,分别计算得到制动工况、转向工况和路面冲击工况下的应力(见表 2 和图 6)。

表 2 典型工况下前副车架的应力

工况	目标/次	分析结果/次	最大应力/MPa
制动工况	200 000	无损伤	150
转向工况	80 000	无损伤	115
路面冲击工况	175 000	684 400	205

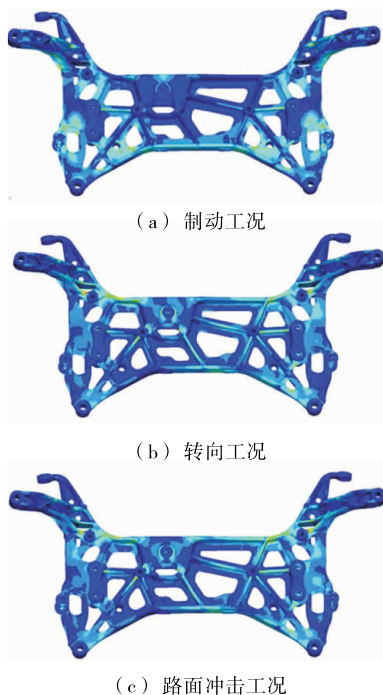


图 6 典型工况下前副车架应力云图

3 台架试验验证

为了验证有限元分析的可靠性,对铝制前副车架进行 3 种工况下的台架疲劳试验,分别为纵向力、侧向力和垂向力疲劳试验。

3.1 纵向力疲劳试验

将悬架系统调整 and 固定在一个给定的高度,在左侧按照图 7 所示方向施加荷载 F_1 ,沿相反的方向施加荷载 F'_1 ;在右侧按照与左侧相同的方式施加载荷 F_2 、 F'_2 , F_2 的方向与 F_1 对称, F'_2 的方向与 F'_1 对称。载荷 F_1 、 F'_1 和 F_2 、 F'_2 同步施加。将 2 套样本运行至 200 000 次,观察样本是否出现失效。

试验荷载为 $F_1 = 6.5 \text{ kN}$, $F'_1 = 7 \text{ kN}$, $F_2 = 6.5 \text{ kN}$, $F'_2 = 7 \text{ kN}$;试验频率为 2 Hz;接受准则为 200 000 次无裂纹出现。

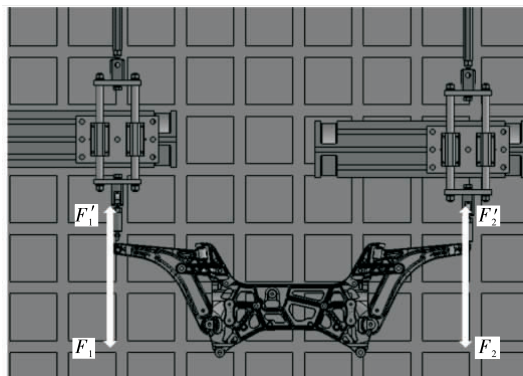


图 7 纵向力疲劳台架试验

3.2 侧向力疲劳试验

将悬架系统调整 and 固定在一个给定的高度,在左侧按照图 8 所示方向施加荷载 F_3 ,沿相反的方向施加载荷 F'_3 ;在右侧按照与左侧相同的方式施加载荷 F_4 、 F'_4 , F_4 的方向与 F_3 对称, F'_4 的方向与 F'_3 对称。载荷 F_3 、 F'_3 和 F_4 、 F'_4 同步施加。将 2 套样本运行至 80 000 次,观察样本是否出现失效。

试验荷载为 $F_3 = 6.7 \text{ kN}$, $F'_3 = 5.3 \text{ kN}$, $F_4 = 1.4 \text{ kN}$,

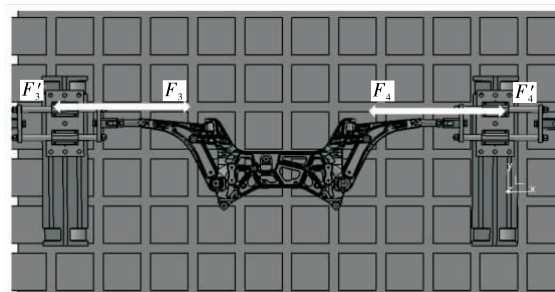


图 8 侧向力疲劳台架试验

$F'_4 = 7.7 \text{ kN}$; 试验频率为 2 Hz ; 接受准则为 $80\,000$ 次无裂纹出现。

3.3 垂向力疲劳试验

将前悬架系统利用减振器轴线方向的连接杆调节至给定高度,在左侧按照图 9 所示以与垂直方向成 30° 的方向在车轮中心处施加荷载 F_5 ,沿相反的方向施加荷载 F'_5 , F_5 和 F'_5 以 $10:1$ 的比率(10 上 1 下)施加;在右侧按照与左侧相同的方式施加载荷 F_6 、 F'_6 , F_6 的方向与 F_5 对称, F'_6 的方向与 F'_5 对称。载荷 F_5 、 F'_5 和 F_6 、 F'_6 同步施加。将 2 套样本运行至 $175\,000$ 次,观察样本是否出现失效。

试验荷载为 $F_5 = 3.5 \text{ kN}$, $F'_5 = 8.45 \text{ kN}$; $F_6 = 3.5 \text{ kN}$, $F'_6 = 8.45 \text{ kN}$; 试验频率为 2 Hz ; 接受准则为 $175\,000$ 次无裂纹出现。

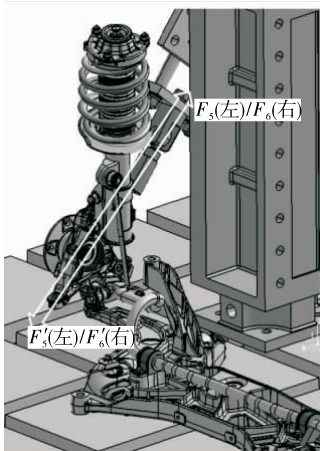


图 9 垂向力疲劳台架试验

3.4 试验结果与分析

台架试验结果见表 3。从表 3 可以看出:3 种工况下的疲劳试验都通过了规定循环次数,没有出现裂纹,与有限元分析结果一致。

4 结语

该文通过台架试验验证了铝制前副车架 CAE

表 3 前副车架的台架试验结果

试验项目	循环次数/次	试验结果
纵向力疲劳	200 000	未出现裂纹
侧向力疲劳	80 000	未出现裂纹
垂向力疲劳	175 000	未出现裂纹

分析的可靠性,说明有限元分析中的假定、简化、建模与分析方法基本正确,CAE 技术的应用能对汽车零部件的设计开发起到指导作用,节省时间和成本。同时通过对经验和试验数据的积累,可逐步提高 CAE 的分析能力,从而提高企业自主设计开发底盘结构件的能力。

参考文献:

- [1] 《汽车工程手册》编辑委员会.汽车工程手册[M].北京:人民交通出版社,2001.
- [2] 周俊龙.X 轿车副车架焊接总成 CAE 分析[J].上海汽车,2002(5).
- [3] 谈军.汽车副车架总成的耐久性适应性快速开发研究[J].上海汽车,2009(3).
- [4] 胡付超,林伟,方超.全承载式纯电动城市客车钢铝混合骨架强度分析及改进[J].客车技术与研究,2016,38(4).
- [5] 许江涛,丁继斌.基于台架试验方法某轿车前副车架的强度分析[J].南京工业职业技术学院学报,2010,10(2).
- [6] 杨勇.轿车底盘铝合金前副车架的开发[J].上海汽车,2016(12).
- [7] 陆伟领,靳春梅,夏晨翔.有限元分析技术在轿车后桥设计中的应用[J].上海汽车,2006(9).
- [8] 周俊龙,吴铭.CAE 在轿车结构件分析中的应用[J].汽车技术,2002(10).

收稿日期:2016-10-10

(上接第 8 页)

- [3] 诺曼.情感化设计[M].付秋芳,程进三,译.北京:电子工业出版社,2005.
- [4] 哥海德,休弗雷.北欧设计学院基础教程[M].南宁:广西美术出版社,2006.
- [5] 李广玉,王权,王静静.客车内饰现状及发展趋势[J].客车技术与研究,2007,29(4).
- [6] 孙方锦,孙贵斌,邹连波.客车内饰设计简述[J].客车技术与研究,2013,35(4).

- [7] 洪文,张金光.客车内饰设计[J].客车技术与研究,2008,30(3).
- [8] 迈克尔.波特.竞争优势[M].北京:华夏出版社,2005.
- [9] 曹渡,陈庆东,张伟.汽车内饰视觉质量研究[A].汽车内外饰产品及新材料国际研讨会论文集[C].2009.
- [10] 杨宇光.汽车外观静态感知质量控制方法[J].轻型汽车技术,2007(2).

收稿日期:2016-11-18