

基于 FEA 方法的车辆悬架试验台弹性力学模型求解

唐焱¹, 高吟¹, 时培成², 高洪^{2*}

(1. 桂林电子科技大学机电工程学院, 桂林 541004; 2. 安徽工程大学机械与汽车工程学院, 芜湖 241000)

摘要: 考虑到整车质量、轴荷转移以及动载冲击, 引入等效载荷作为悬架试验台载荷边界条件设置的基本依据, 基于线弹性力学理论建立车辆悬架试验台应力应变场分析模型; 提出以 13 节点空间单元作为网格划分的基本单元, 采用有限元分析 (FEA) 求解该模型的数值方法。又在 CATIA 软件中实现该系统三维虚拟装配建模, 进而在 ANSYS/Workbench 软件平台上得到该系统装配体强刚度分析结果。为悬架理论的实验验证提供了技术基础。

关键词: 车辆; 悬架总成试验台; 线弹性力学模型; 虚拟装配; 有限元分析; 单元类型

中图分类号: U46

文献标识码: A

文章编号: 1672-352X (2015)06-0996-05

A model for elastic mechanics of the vehicle suspension tester based on FEA method

TANG Yan¹, GAO Yin¹, SHI Peicheng², GAO Hong²

(1. School of Mechanical & Electrical Engineering, Guilin University of Electrical Technology, Guilin 541004;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Anhui Polytechnic University, Wuhu 241000)

Abstract: The equivalent load was presented as a basis of the load boundary conditions in accordance with the vehicle mass, axle load transferring and dynamic load impact to develop a model for the stress-strain-field analysis of a suspension tester based on the theory of linear elastic mechanics. Finite element analysis method, which set spatial element of 13 nodes acting as basic element of meshing, was proposed to solve the above model. Three dimensional virtual-assembly models of the tester were obtained in CATIA software and further a finite element analysis of the assembly on ANSYS/Workbench was implemented to get results of intensity- stiffness solving. The research provides a technical foundation for the experimental verification of the suspension theory.

Key words: vehicle; suspension assembly tester; model of linear elastic mechanics; virtual assembly; finite element analysis; element type

车辆悬架系统是安装在车架或车身与车桥之间的总成, 主要包括减震器、弹性元件和导向机构, 其各元件的品质和匹配后的性能对车辆的乘坐舒适性和操纵稳定性有极其重要的影响。近年来, 可控智能悬架正成为研究热点, 作为可同时控制弹性元件和阻尼元件功能的主动悬架技术, 其各种不同型式的设计概念已经实现^[1-3]。

与悬架的理论研究、设计和制造密切相关的车辆悬架性能试验, 按试验方法可分为整车室外道路试验、整车试验场试验和整车室内振动模拟台架试验 3 类。成本高、试验周期长是道路和试验场试验的不足, 而室内台架试验则是通过一些技术措施,

使试验设备的执行系统相对于静止的车辆移动或振动, 模拟车辆在行驶时的受载工况, 测试车辆及其零部件的综合性能。

就车辆悬架系统而言, 采用随机激励试验方法, 可模拟不同类型道路对其输入激励, 再现其实际工况行驶时的响应特性, 且不受天气条件等外在影响, 具有可重复性。因此, 随机激励下的试验数据对悬架理论的实验验证和悬架性能评价最有意义。目前, 整车室内振动模拟台架有电磁式和电子液压式。后者性能更加完备, 通过输入装置产生的信号电压, 经过放大器放大, 再经过 A/D 转换后进入微型计算机驱动电液伺服阀, 受控于电液伺服阀的液压缸产

收稿日期: 2015-04-23

基金项目: 安徽高校省级自然科学研究 (重点) 项目 (KJ2011A036) 资助。

作者简介: 唐焱, 副教授。E-mail: 1195957256@qq.com

* 通信作者: 高洪, 博士, 教授。E-mail: gaohong0706@sina.com

生运动位移, 反馈传感器随时检测该位移, 通过变换转换成电信号, 反馈于输入端, 这种闭环控制可以实现复杂的路面谱模拟, 使试验结果更接近于实际。但这种试验台在国内尚不普及, 相关的设计技术也鲜见报道^[4-5]。而可用于单悬架总成测试的电子液压式测试系统, 其主要结构如上横梁等, 采用双立柱导向支撑, 若采用通常的材料力学理论分析, 则其平截面假设已不能满足实际边界条件的要求^[6], 因此, 基于线弹性力学建立其结构强、刚度分析模型, 并采用数字化设计和装配体有限元分析技术进行数值求解, 极具工程应用价值。

1 悬架试验台弹性力学分析模型与求解

1.1 悬架试验台基本组成

车辆悬架试验台的基本功能是产生不同的路面工况激励信号, 据此检测悬架总成的频率响应特性, 通过测试数据的在线处理, 对悬架总成的性能优劣给出定量评价。为实现相应的测试功能, 确定车辆悬架试验台结构方案如图 1 所示, 其机械本体作为测试元件以及测试系统各组成部分中相对静止的零部件安装的基体, 包括主机体、立柱、上横梁、升降油缸、横梁锁紧油缸以及导向座和上下夹具等辅助装置; 试验台工作时, 在上横梁上表面设置配重以模拟 1/4 车身, 通过液压油缸将上横梁提升至便于悬架总成安装的位置, 测试时两液压缸卸荷, 两平行立柱则充当导向支撑作用。

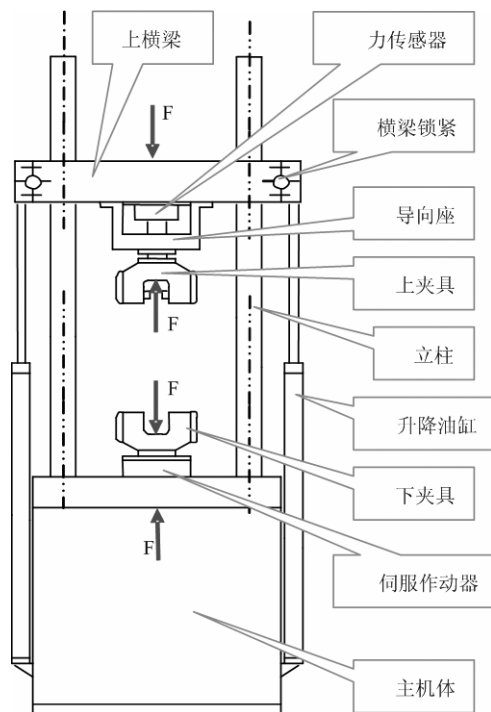


图 1 悬架试验台结构方案图

Figure 1 Structure scheme of suspension tester

1.2 线弹性力学分析建模

以悬架试验台主要承载结构——上横梁为例, 建立其线弹性力学分析模型。为便于建模, 将其简化为长宽高分别为 a, b, c 的长方体, 以其上表面中心 o 为坐标原点, 过 o 点与后后面平行的方向为 x 轴, 与后后面垂直的方向为 y 轴, 按照右手系建立直角坐标系 $oxyz$, 如图 2 所示。

记 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ 分别为上横梁内任一点处的正应力与剪应力; u, v, w 分别为其任一点沿坐标轴方向的位移; $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ 为其任一点的正应变与剪应变; 则有^[6]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{Bmatrix} = 0 \quad (1)$$

其中, f_x, f_y, f_z 为体积力。

$$\begin{bmatrix} u & 0 & 0 \\ 0 & v & 0 \\ 0 & 0 & w \\ v & u & 0 \\ 0 & w & v \\ w & 0 & u \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

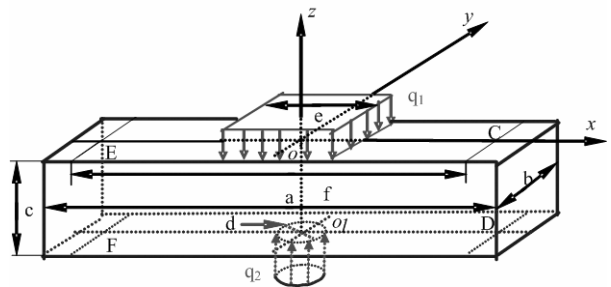


图 2 上横梁的弹性力学分析与边界条件

Figure 2 Elastic mechanics analysis and boundary conditions for above beam

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\mu & -\mu & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & 1 & -\mu & 0 & 0 & 0 \\ -\mu & -\mu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\mu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\mu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\mu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

其中, E 为杨氏弹性模量, μ 为泊松比。

在悬架试验台机械本体设计中, 通过与悬架匹配的整车质量参数, 考虑到车辆行驶过程中的轴荷转移、动载荷变化, 分别引入轴荷转移系数和载荷系数, 确定悬架试验台上下夹具间的等效载荷 F (如图 1)。

$$F = K_A m' mg / 4 \quad (4)$$

其中, K_A 为动载系数取 $1.5^{[7-8]}$; m' 为轴荷转移系数

取 $1.2^{[9-10]}$; m 的选取应参照试验台被测悬架所匹配车辆类型, 按该类车辆质量的上限取值, 使设计的试验台能用于测试该类车辆的各系列悬架系统^[3]。

考虑到上横梁上平面需设置配重, 下平面须安装力传感器, 为此可给出力边界条件。

配重放置上表面长为 e , 宽为 b 矩形区域, 配重导致的集度载荷 q_1 满足:

$$beq_1=F \tag{5}$$

力传感器座安装在以下表面中心 o_1 为圆心, 直径为 d 的圆形区域, 试验台工作时, 力传感器座处的集度载荷 q_2 满足:

$$\pi d^2/4q_2=F \tag{6}$$

考虑到立柱对上横梁的导向支撑, 可给出位移边界条件。在与前后面平行的对称面内, 距离 oo_1 为 $f/2$ 的 E, F, C, D 点处设有导向孔与立柱间隙配合, 有:

$$w \Big|_{x=\frac{f}{2}, y=0, z=0} = w \Big|_{x=-\frac{f}{2}, y=0, z=0} \tag{7}$$

$$w \Big|_{x=\frac{f}{2}, y=0, z=-c} = w \Big|_{x=-\frac{f}{2}, y=0, z=-c} \tag{8}$$

同理, 可建立悬架试验台其它结构件的弹性力学模型, 限于篇幅, 不赘述。

以式(5)~式(8)为边界条件, 满足式(1)~式(3)的偏微分方程组, 可以用有限元数值方法求解^[11-12]。

$$U = \frac{q}{4}[u_i(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + u_j(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + u_k(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + u_l(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + u_m(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[u_o(1-t)(1-s^2) + u_r(1+s)(1-t^2) + u_s(1+t)(1-s^2) + u_t(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[u_v(1-s-t+st) + u_z(1+s-t-st) + u_a(1+s+t+st) + u_b(1-s+t-st)] \tag{10}$$

$$V = \frac{q}{4}[v_i(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + v_j(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + v_k(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + v_l(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + v_m(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[v_o(1-t)(1-s^2) + v_r(1+s)(1-t^2) + v_s(1+t)(1-s^2) + v_t(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[v_v(1-s-t+st) + v_z(1+s-t-st) + v_a(1+s+t+st) + u_b(1-s+t-st)] \tag{11}$$

$$W = \frac{q}{4}[w_i(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + w_j(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + w_k(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + w_l(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + w_m(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[w_o(1-t)(1-s^2) + w_r(1+s)(1-t^2) + w_s(1+t)(1-s^2) + w_t(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[w_v(1-s-t+st) + w_z(1+s-t-st) + w_a(1+s+t+st) + w_b(1-s+t-st)] \tag{12}$$

$$\theta_x = \frac{q}{4}[\theta_{xi}(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + \theta_{xj}(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + \theta_{xk}(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + \theta_{xl}(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + \theta_{xm}(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[\theta_{xo}(1-t)(1-s^2) + \theta_{xr}(1+s)(1-t^2) + \theta_{xs}(1+t)(1-s^2) + \theta_{xt}(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[\theta_{xv}(1-s-t+st) + \theta_{xz}(1+s-t-st) + \theta_{xa}(1+s+t+st) + \theta_{xb}(1-s+t-st)] \tag{13}$$

$$\theta_y = \frac{q}{4}[\theta_{yi}(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + \theta_{yj}(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + \theta_{yk}(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + \theta_{yl}(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + \theta_{ym}(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[\theta_{yo}(1-t)(1-s^2) + \theta_{yr}(1+s)(1-t^2) + \theta_{ys}(1+t)(1-s^2) + \theta_{yt}(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[\theta_{yv}(1-s-t+st) + \theta_{yz}(1+s-t-st) + \theta_{ya}(1+s+t+st) + \theta_{yb}(1-s+t-st)] \tag{14}$$

$$\theta_z = \frac{q}{4}[\theta_{zi}(1-s)(1-t)(-1-qs-qt) + \theta_{zj}(1+s)(1-t)(-1+qs-qt) + \theta_{zk}(1+s)(1+t)(-1+qs+qt) + \theta_{zl}(1-s)(1+t)(-1-qs+qt) + \theta_{zm}(1-q)(1-2q)] + \frac{q^2}{2}[\theta_{zo}(1-t)(1-s^2) + \theta_{zr}(1+s)(1-t^2) + \theta_{zs}(1+t)(1-s^2) + \theta_{zt}(1-s)(1-t^2)] + q(1-q)[\theta_{zv}(1-s-t+st) + \theta_{zz}(1+s-t-st) + \theta_{za}(1+s+t+st) + \theta_{zb}(1-s+t-st)] \tag{15}$$

其中, $u_I, u_J, u_K, u_L, u_M, u_Q, u_R, u_S, u_T, u_Y, u_Z, u_A, u_B$ 分别表示 x 方向的位移在 13 个节点上的分量; $v_I, v_J, v_K, v_L, v_M, v_Q, v_R, v_S, v_T, v_Y, v_Z, v_A, v_B$ 分别表示 y 方向的位移在 13 个节点上的分量; $w_I, w_J, w_K, w_L, w_M, w_Q, w_R, w_S, w_T, w_Y, w_Z, w_A, w_B$ 分别表示 z 方向的位移在 13 个节

1.3 模型数值求解的单元类型选择

在采用有限法对前述弹性力学模型进行数值求解时, 选用具有完备的前后处理功能的软件 ANSYS^[13]。为提高求解效率和精度, 单元类型选择成为问题的关键。考虑到式(5)~式(8)的载荷和位移边界条件, 并综合大量有限元软件求解实践, 选择适合求解空间问题的 13 节点单元^[11-13]。现结合图 3 给出该单元形函数。

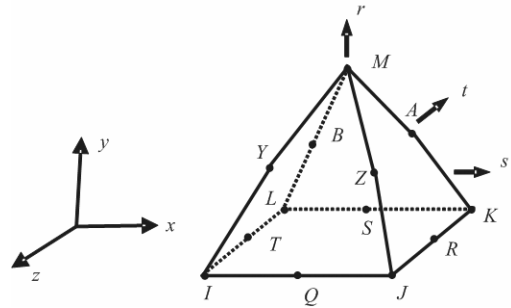


图 3 空间单元示意图

Figure 3 Diagrammatic sketch of spatial element

记 U, V, W 分别为 x, y, z 方向位移; $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 分别为绕 x, y, z 轴的转角; $A, B, I, J, K, L, M, Q, R, S, T, Y, Z$ 为 13 个节点; s, t, r 为空间方向上的 3 个基本函数单元, 并记

$$q = \frac{1-r}{2} \tag{9}$$

则:

点上的分量; $\theta_{xI}, \theta_{xJ}, \theta_{xK}, \theta_{xL}, \theta_{xM}, \theta_{xQ}, \theta_{xR}, \theta_{xS}, \theta_{xT}, \theta_{xY}, \theta_{xZ}, \theta_{xA}, \theta_{xB}$ 分别表示绕 x 轴的旋转角在 13 个节点上的分量; $\theta_{yI}, \theta_{yJ}, \theta_{yK}, \theta_{yL}, \theta_{yM}, \theta_{yQ}, \theta_{yR}, \theta_{yS}, \theta_{yT}, \theta_{yY}, \theta_{yZ}, \theta_{yA}, \theta_{yB}$ 分别表示绕 y 轴的旋转角在 13 个节点上的分量; $\theta_{zI}, \theta_{zJ}, \theta_{zK}, \theta_{zL}, \theta_{zM}, \theta_{zQ}, \theta_{zR}, \theta_{zS}, \theta_{zT}, \theta_{zY}, \theta_{zZ}, \theta_{zA}, \theta_{zB}$ 分别表示绕 z 轴的旋转角在 13 个节点上的分量。

2 试验台弹性力学分析模型数值求解的软件实现

2.1 基于 CATIA 的悬架试验台总成虚拟装配

2.1.1 主要部件的数字化建模 试验台架底座与上横梁是悬架试验台的主要结构, 双向承担式 (4) 所述的等效载荷 F 是其受力特点, 通过结构特征分析, 利用其结构对称性, 确定以结构参数建立草绘图, 再采用拉伸、旋转、阵列和镜像等特征建立其三维模型, 最后利用倒角、孔等特征完成其数字化模型。此外中横梁、防转杆、位移传感器、提升或下降上横梁的升降油缸、升降油缸进回油管以及连接螺栓螺母等结构和零件的三维建模利用常用特征如拉伸 (或切削)、旋转 (或切削)、螺纹等容易完成, 不赘述^[14]。

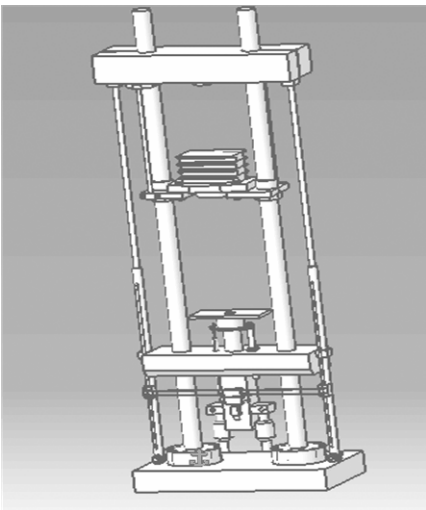


图 4 试验台虚拟装配图

Figure 4 Virtual assembly drawing of tester

2.1.2 悬架试验台总成虚拟装配 通过虚拟装配, 可及时发现产品设计过程中存在的缺陷并予以改进。另一方面, 三维装配实体模型也是后续有限元结构分析的基础。现将其主要装配过程简述如下:

(i) 新建装配文件“product”, 设置长度单位量纲, 进入【装配】模块。(ii) 添加组件。进入组件添加模块, 分别选择 2.1 (1) 中的各零部件数字化模型

文件, 单击【确定】。(iii) 装配。使用相合约束, 偏移约束等命令进行装配。最终生成的悬架试验台总成虚拟装配图, 如图 4 所示。

2.2 模型的有限元求解

为求解以式(5)~式(8)为边界条件, 满足式(1)~式(3)的偏微分方程组, 结合悬架试验台物理样机试制, 给出有关结构和质量参数: $a=1.1$ m, $b=0.14$ m, $c=0.16$ m, $e=0.36$ m, $d=0.18$ m, $f=0.72$ m, $m=2500$ kg。现将 ANSYS 环境中悬架试验台装配体有限元分析主要步骤简述如下:

(1) 定义材料属性。通过【Engineering Data】命令, 输入采用的材料 Q235 的特性数值: 密度 7.9 g·cm⁻³, 杨氏模量 E 取 200000 MPa, 泊松比 μ 取 0.3, 屈服强度 235 MPa。

(2) 导入模型。使用【Import Geometry】命令, 将 2.1 (2) 中悬架试验台总成虚拟装配模型文件“product”转换为 igs 格式导入 Workbench。

(3) 划分网格。选择前述 1.3 中所述的 13 节点单元。

(4) 位移、载荷条件设置。装配体位移约束按底座固定处理; 在悬架试验台上横梁上平面坐标值分别为 $(e/2, b/2, 0), (-e/2, b/2, 0), (-e/2, -b/2, 0), (e/2, -b/2, 0)$ 的位置设置 4 个关键点, 按式 (5) 设置载荷边界条件; 在悬架试验台上横梁下平面距离中心为 $d/2$ 的圆周上, 设置 8 个关键点, 按式 (6) 添加载荷边界条件; 在坐标值为 $(f/2, 0, 0), (-f/2, 0, 0), (f/2, 0, c), (-f/2, 0, -c)$ 的四点分别设置 1 个关键点, 按式 (7)、式 (8) 添加位移边界条件; 最后, 设置各连接件之间的摩擦特性。

(5) 装配体有限元求解。选择【Deformation】下的【Total】来设定求解参数; 右键单击树形大纲中的【Equivalent Stress】, 选择【Solve】进行计算; 选择【Total Deformation】查看位移图, 如图 5 左图所示; 选择【Equivalent Stress】查看应力等高线图, 如图 5 右图所示。

已知 Q235 屈服强度为 235MPa, 考虑工程实际, 取安全系数为 1.2, 得其许用应力为 195.8 MPa, 通过对应的应力云图可知, 其最大应力为 157.53 MPa, 小于 195.8 MPa; 由位移云图可知最大位移为 1.9×10^{-5} m, 也远小于工程许用值。

为验证有限元分析结果的有效性, 采用 YJ-4501 静态数字电阻应变仪, 针对悬架实验台样机采用单调加载, 载荷值按式 (4) 取 11250 N 时, 对其主要结构——上横梁各外表面上的实验点应变数值予以提取, 按照有限元分析中不同应变数值所

对应点的位置坐标，在上横梁表面粘贴应变片，实验装置如图 6 左图所示；同时将实验提取的应变数值与有限元分析所得的相应点的应变数值进行对比，数据处理中给出 9 组对比值，如图 6 右图所示，平均相对误差约为 9.05%；考虑到应变片粘贴的位

置误差、样机的实际材料特性与有限元分析中材料特性选取的误差，可以认为该有限元分析结果可信。故可知该结构设计有较大的安全裕度，可满足一般车辆悬架测试要求。

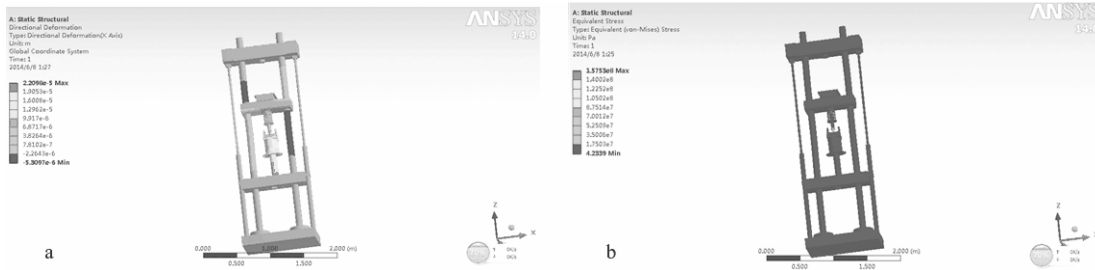


图 5 装配体位移和应力云

Figure 5 Displacement and stress nephogram of assembly

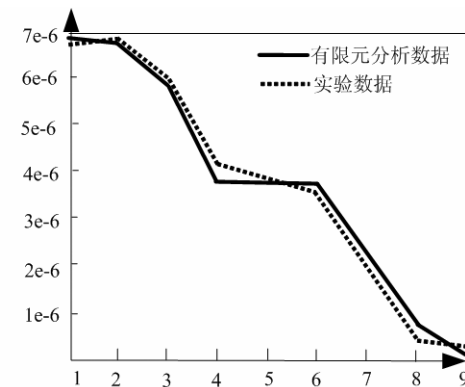
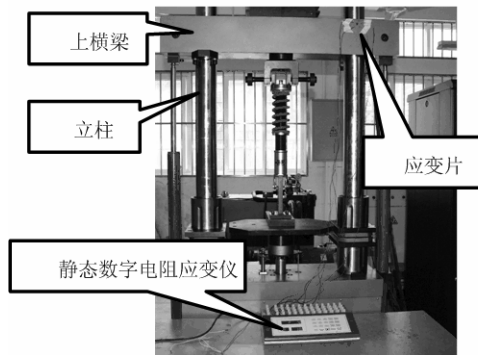


图 6 有限元分析的实验验证

Figure 6 Experiment verification of finite element analysis

3 结论

基于三维 CATIA 软件易于建立悬架试验台机械系统的参数化模型，从而可实现悬架试验台设计的系列化。

基于装配体有限元分析技术，求解悬架试验台线弹性力学分析模型，宜选择 13 节点空间单元，经实验验证，有限元分析求解与实验数据对比有较好的吻合度；基于装配体的有限元分析与单一零件有限元分析相比，可避免单一结构分析中常见的局部圣维南 (Saint Venant) 效应问题，效率则更高。

参考文献:

[1] 张耀国, 邹兴业, 许良元. 基于 BJ212 半主动悬挂的可控性与可观性[J]. 安徽农业大学学报, 2000, 27(2): 188-191.
 [2] 马然, 朱思洪, 伊力达尔, 等. 拖拉机前悬架单出杆磁流变减振器研制[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 28-33.

[3] 德国 BOSCH 公司. BOSCH 汽车工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.
 [4] 陈助碧. 1/4 汽车半主动悬架系统的试验方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
 [5] 许向国. 调频变振幅式汽车悬架性能试验系统的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2007.
 [6] 樊友景. 弹性力学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.
 [7] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
 [8] 秦大同, 谢里阳. 现代机械设计手册(第 6 卷)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.
 [9] 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册(设计篇)[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
 [10] 王望予. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
 [11] 杨骊先. 弹性力学及有限单元法[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2002.
 [12] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
 [13] 尚晓江, 邱峰, 赵海峰. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008.
 [14] 刘宏新, 徐高伟, 孟永超. CATIA 三维设计基础与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.