

一般工程技术

基于 APDL 的可扩展式车厢的模态分析

杨俊智 侯文礼^{1*} 冯殿军¹ 徐 铮¹

(兰州电源车辆研究所,兰州 730050;兰州理工大学机电工程学院¹,兰州 730050)

摘 要 利用 ANSYS 10.0 软件,通过 APDL 语言建立了以梁单元和壳单元以及实体单元为基本单元的可扩展式车厢骨架有限元模型,并对该车厢骨架进行静态分析和模态分析。计算结果可为车厢骨架结构设计、改进和轻量化提供理论依据。

关键词 可扩展式车厢 车厢骨架 有限元分析 静态分析 模态分析

中图分类号 TB12; **文献标志码** A

现代化战争对部队的机动性提出了越来越高的要求,各种集成化机动作业车辆应运而生。军用厢式车由于其车厢与装载底盘的一体性,在执行任务时不需要其它装备支援即可出动,被敌方侦察到后,能迅速地转移阵地,因而具有更强的战术机动性、随行保障能力和自我防护能力^[1]。该种厢式车在运输和储存状态时,车厢应为封闭舱体以保护无人机,发射时车厢应扩展为平台,为技术人员提供更大的操作空间并使发射通道畅通。

目前该种厢式车正处于设计开发阶段,如何利用 CAD、CAE 工具快速高效地设计出样车,对于减少产品设计成本,缩短产品开发周期,具有重要的现实意义。针对某企业研发的可扩展式厢式车,应用 ANSYS 10.0 有限元分析软件通过 APDL 语言建立车身结构的参数化模型并对强度、刚度和模态进行分析,为车厢结构的优化与轻量化设计提供可供借鉴的数据。

1 建立有限元模型

1.1 研究对象实体模型

该种扩展式厢式车车厢是由型钢、钢板组成的焊接式箱体框架结构,箱体内部设置一系列柜子,用来存放电源整流器、机械系统工具箱,备件箱,地面设备等。车厢骨架主要包括底板骨架、地板、前板、后门、侧栏板、两翼板。底板骨架长度为4 000 mm,宽度为2 480 mm,包括4根纵梁、20根横梁、4根左右边梁及2根后边梁,为左右对称结构,底板骨架上面铺有压花 Q235 钢板。该扩展式厢式车如图1和图2所示。

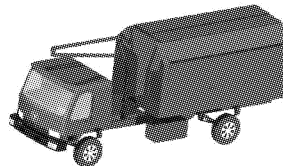


图1 扩展式厢式车

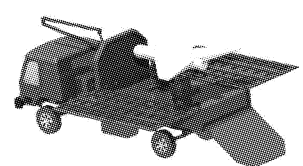


图2 扩展为平台

两侧板分别由三个翼板与车厢上左右边梁铰链连接,可以向两侧展开为180°。

车厢两根下纵梁与车架两根纵梁通过4个均匀分布的U型螺栓、2个止推式连接板连接在一起,底盘选用我军第二代3.5吨级东风EQ2102G越野底盘,车长为7 586 mm,宽度为2 470 mm。底板总成和

2009年9月29日收到

第一作者简介:杨俊智(1955—),男,陕西西安市人,兰州电源车辆研究所教授级高工,兰州理工大学硕士生导师,研究方向:内燃机电站及改装车。

* 通信作者简介:侯文礼,兰州理工大学硕士研究生,研究方向:车辆结构分析及现代设计方法。E-mail:houwenlinihao@163.com。

车架一起承担来自车厢和货物的作用力,货物重量(满载 3.5T)作用在 Q235 钢板上。因为后挡板和翼板不承受货物重力,故研究对象不考虑后挡板和两翼板,简化的车厢骨架模型如图 3 所示。

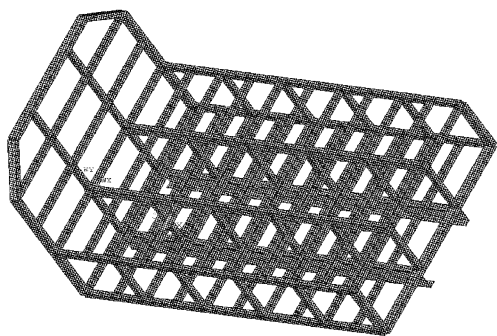


图3 车厢骨架

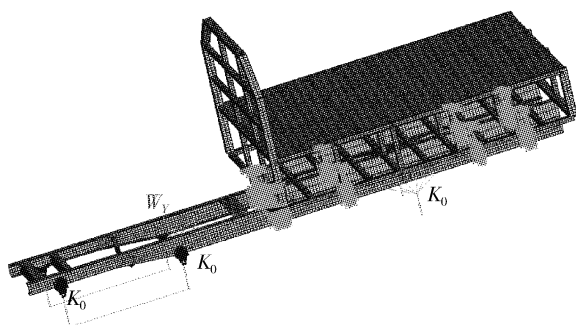


图4 有限元模型

1.2 有限元建模

在骨架有限元建模的过程中,省略非承载件。对于某些方便使用和辅助承载而设置的构件,由于其对整车的变形和应力分布影响较小,可忽略不计,将骨架纵、横梁上所有的工艺孔忽略不计,并且把所有的倒角和过渡圆角都简化成直角^[2]。整个车厢骨架纵梁、横梁、边梁和肋采用 BEAM189 单元建模,地板用 SHELL63 单元建模,连接处共用节点。车架用 SHELL63 单元、吊耳用 SOLID92 单元,铆钉用 MPC184 单元模拟。

车身通过线来模拟梁,用循环语句程序如下:

```
K,700,0,-1.2,0.494
K,710,4.0,-1.2,0.494
KFILL,700,710,9
KGEN,2,700,710,1,,0.67,11
```

```
.....
KSYMM,Y,1100,1101,1,2
* DO,I,0,1
* DO,J,0,3
* DO,K,700,709
LSTR,11*I+100*J+K,11*I+100*J+K+1
* ENDDO
* ENDDO
* ENDDO
.....
```

为了较准确地模拟车厢骨架约束,有限元模型中考虑了车架,车厢纵梁与车架纵梁 U 型螺栓连接处应用节点耦合,分别耦合对应节点的 X、Y、Z、ROTX 四个自由度。

6 个车轮通过 4 个钢板弹簧共 6 个支点支撑车架,前悬架共 4 个支点,后悬架弹簧反装共 2 个支点。前悬架采用纵置弹簧 (COMBIN14) 和横置刚性梁 (MPC184) 模拟,后悬架用纵置弹簧 (COMBIN14) 模拟。

为防吊耳与弹簧上节点连接时受力不均而局部应力过大,通过赋值给数组可以解决此问题,程序如下:

```
CM,CM1JNOD,NODE
* GET,MAX1,NODE,0,COUNT
* DIM,OJD1,,MAX1
* GET,NOD1,NODE,0,NUM,MIN
OJD1(1)=NOD1
* DO,I,2,MAX1
OJD1(I)=NDNEXT(OJD1(I-1))
* ENDDO
* DO,I,1,MAX1
E,OJD1(I),70016
* ENDDO
```

整个骨架划分网格后包括 43 540 个单元,70 045 个节点,纵梁取 X 方向,横梁取 Y 方向,如图 4 中所示。

1.4 材料性能

所有梁和壳都用 Q235 钢材,材料物性参数如表 1 所示。

表 1 骨架材料特性

名称	弹性模量 /GPa	泊松比	密度 /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	屈服强度 /MPa
Q235	210	0.3	7800	235

2 静力学分析

2.1 弯曲工况

载荷处理:计算中,3.5 t 货物的重量以面载荷的形式分布到 3~7 根横梁地板上;侧板重量以线载荷的形式加在两上边梁上;车头重量加在车架前部;车厢骨架重力取为惯性载荷,取重力加速度 9.8 m/s^2 ,方向与重力方向相反^[3]。

约束处理:约束前后悬架与车架连接节点除 Z 方向的全部自由度以支撑弹簧,约束前悬架横置刚性梁中间节点的全部自由度,约束后悬架纵置弹簧最下方节点全部自由度。

计算结果:骨架变形如图 5 所示,最大变形量为 3.933 mm,出现在车架纵梁前部。车架应力的最大值为 59 MPa,出现在车厢与车架纵梁第一个 U 形螺栓与前吊耳之间。

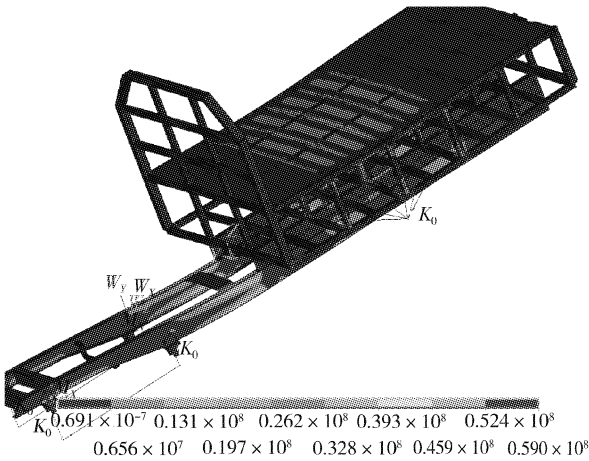


图 5 弯曲工况应力图

2.2 弯扭工况

此时骨架处于满载状态,载荷处理同弯曲工况,右后轮悬空,其他约束同弯曲工况。计算结果:车架

最大变形量为 12.5 mm(图 6),出现在前板右上角和车架前部。骨架应力的最大值为 165 MPa,出现在车厢与车架纵梁左边第一个 U 形螺栓位置。

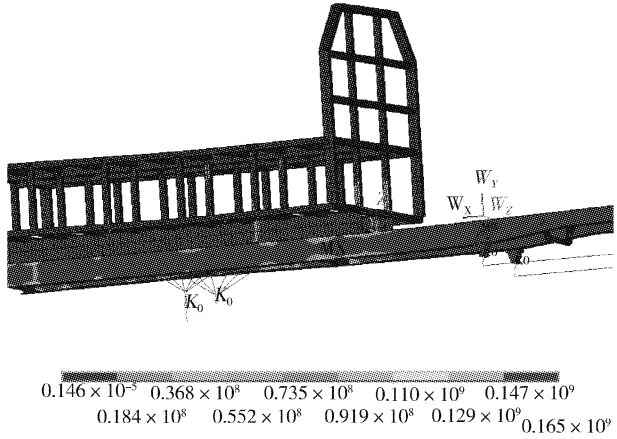


图 6 弯扭工况应力图

2.3 制动工况

制动工况载荷处理除了同弯曲工况外,因最大制动减速度与地面附着系数成正比,取最大附着系数为 0.7,所以在 X 方向上附加 $0.7 \times 9.8 \text{ m/s}^2$ 的惯性力。约束处理同弯曲工况。作用在货物的重心上的纵向惯性力利用质量单元模拟,并用 MPC184 单元连接到支撑点。

计算结果:车架最大变形量为 4.046 mm,出现在车架前部。骨架应力的最大值为 121 MPa,出现在车厢与车架纵梁第一个 U 形螺栓与前吊耳之间,如图 7 所示。

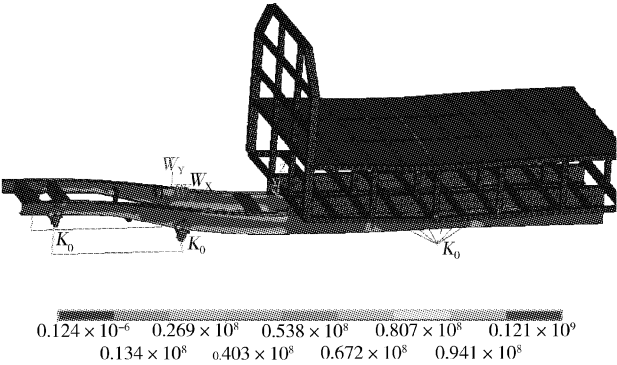


图 7 制动工况应力图

2.4 转弯工况

转弯工况载荷处理除了同弯曲工况外,取地面附着系数为0.4,在 Y 方向上附加 $0.4 \times 9\,800\text{ mm/s}^2$ 的离心力。约束处理同弯曲工况。作用在货物的重心上的横向惯性力利用质量单元模拟,并用 MPC184 单元连接到支撑点。

计算结果:车架最大变形量为 3.963 mm ,出现在车架前部。骨架应力的最大值为 101 MPa ,最大应力位置在前悬架后钩铰位置,如图8所示。

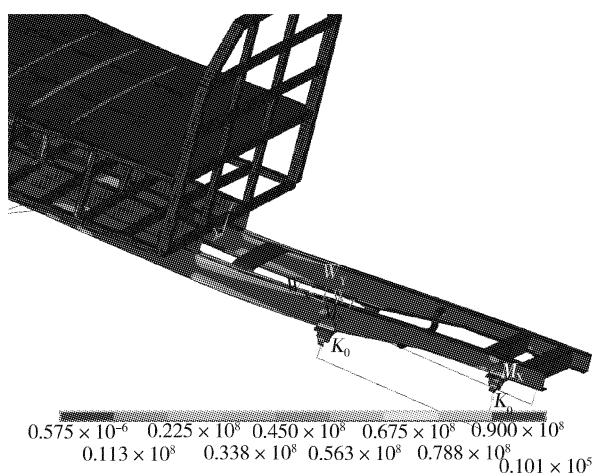


图8 转弯工况应力图

3 模态分析

模态分析是用来计算车厢骨架结构固有频率和确定振动型式,从而判断结构的整体或局部的刚度固有频率和振型向量是进行车架动态结构设计中必不可少的参数^[4]。

因为较低阶固有频率及相应振型对动态特性的影响最大,故在研究结构的响应时,往往只需要了解前几阶的固有频率和振型特性^[5]。本文利用 Ansys10.0 包含的 BlockLanczos 法,提取空载约束时的前6阶固有频率和振型,具体振型如图9~图14所示,频率值如表2所示。

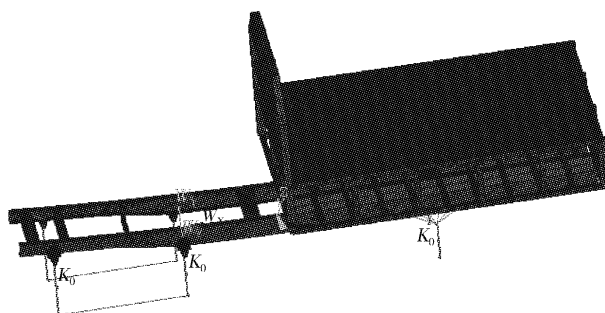


图9 第1阶弯曲振型

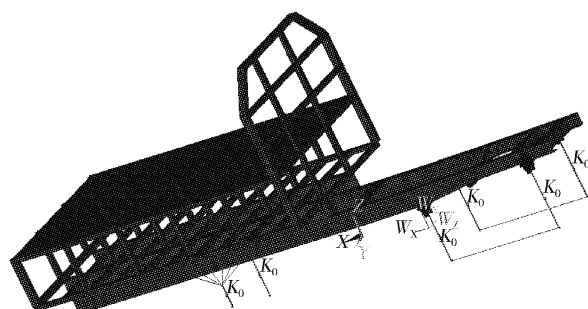


图10 第1阶扭转振型

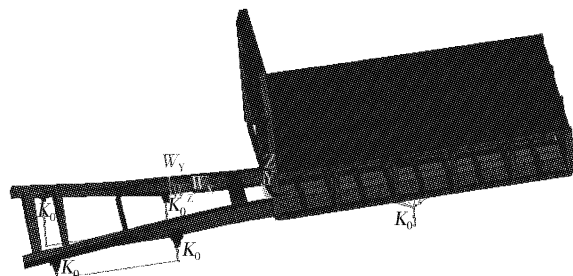


图11 第2阶弯曲振型

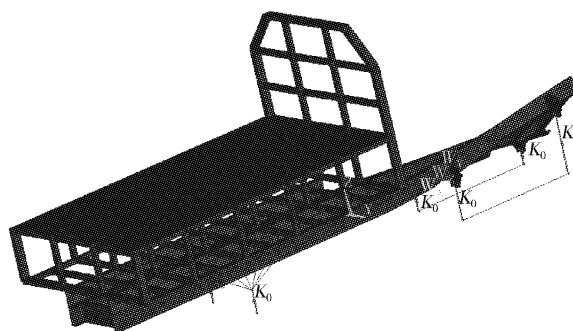


图12 第2阶扭转振型

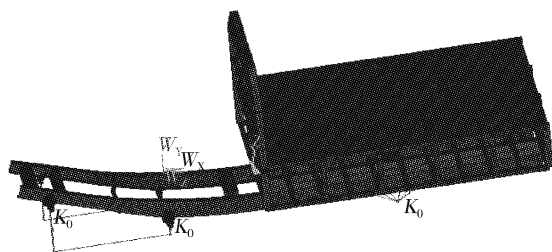


图 13 第五阶弯曲振型

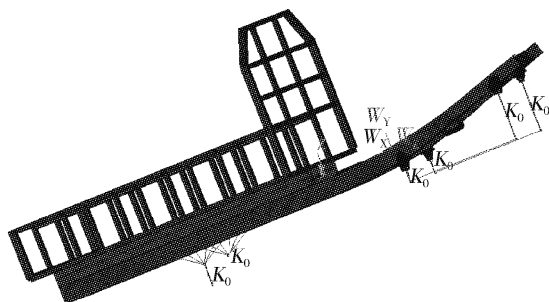


图 14 第 3 阶扭转振型

表 2 车厢骨架模式分析结果

阶次	固有频率/Hz
1 阶弯曲	2.181
1 阶扭转	2.437
2 阶弯曲	3.935
2 阶扭转	3.936
3 阶弯曲	5.159
3 阶扭转	5.510

4 结论

通过对车厢骨架有限元模型进行静力学计算,各种工况最大应力均小于 235 MPa,最大变形均小于设计要求,结果表明该骨架的强度和刚度满足要求,并有足够的余量。强度和刚度有余量说明可以对该车厢骨架进一步优化,以达到节省材料、减少车厢质量的目的。

模态分析结果表明,该车架的低阶固有频率值介于(2~6) Hz,厂家测试该车身-悬架共振频率为(1.6~1.8) Hz,发动机怠速频率约(15~20) Hz 可见该车的固有频率介于(1.8~15) Hz 之间,避免了共振,但车架前部刚度较低,这是因为没有在建模中考虑保险杠,驾驶室,发动机等部件对前部刚度的贡献。

参 考 文 献

- 1 于战果,李敏堂,邢 伟. 国外军用厢式车的技术现状与发展趋势研究. 专用汽车,2003;2:20—21
- 2 王 怀. 大客车车身骨架有限元分析与轻量化改进设计. 无锡:江苏大学硕士学位论文,2003—04
- 3 王呼佳,陈洪军. ANSYS 工程分析进阶实例. 北京:电子工业出版社,2004
- 4 Stobener U. Active vibration control of a car body based on experimentally evaluated modal parameters. Mechanical Systems and Signal Processing,2001;(15):173—188
- 5 黄天泽,黄金陵. 汽车车身结构与设计. 北京:机械工业出版社,1997

Analysis of Static and Modal Characteristics of the Extended Compartment Based on APDL

YANG Jun-zhi, HOU Wen-li^{1*}, FENG Dian-jun¹, XU Zheng¹

(Lanzhou Institute of Power Vehicles, Lanzhou, 730050, P. R. China; Institute of Electrical and Mechanical, Lanzhou University of Technology¹, Lanzhou 730050, P. R. China)

[Abstract] Using ANSYS 10.0 software, APDL language through the establishment of a beam element and shell element and solid element as the basic unit can be extended inside the finite element model skeleton and the skeleton inside the static analysis and modal analysis. The analysis results provide theoretical basis for the design improvement and weight lighting of the frame.

[Key Words] extensible compartment frame finite element analysis static analysis modal analysis