

摘 要

SUV(Sports Utility Vehicle)即“运动型多功能车”具有时尚,运动,实用等多种功能,十分符合中国年轻一代的消费需求,具有广阔的市场。CAE(Computer Aided Engineering)即计算机辅助工程分析,作为一项跨学科的数值模拟分析技术,越来越受到科技界和工程界的重视,已成为计算机辅助设计中的不可缺少的重要环节,已融入到每一辆汽车的设计中,被广泛应用到汽车概念设计、汽车结构设计、汽车被动安全设计、汽车NVH(振动与噪声)特性分析与优化和汽车虚拟试验室等方面。然而,在我国,SUV的CAE分析还很落后。

本课题是北京***汽车公司全新开发SUV整车结构的CAE分析项目,论文以SUV整车结构为研究对象,建立了整车的CAE有限元模型,进行了静、动态特性的分析和结构修改,在结构设计阶段,发挥了CAE分析突出的指导和检验作用。本论文的主要内容有:

1) 用前处理软件Hypermesh建立了SUV整车结构有限元模型:包括整车CAD模型导入Hypermesh软件,单元类型的选取,整车有限元网格的划分,单元属性和材料属性的定义,整车有限元模型的调试。

2) 用大型通用有限元软件Nastran对SUV整车结构进行静态分析:通过对SUV整车结构扭转刚度和弯曲刚度的分析,对整车结构进行改进,提高整车刚度,使得其刚度达到国外先进同型车刚度水平;通过对弯曲、扭转、悬空、转弯和制动五种工况的静强度分析,找出高应力区,改进了局部不合理结构,完成了汽车结构的优化设计;

3) 用大型通用有限元软件Nastran和多体动力学软件Adams对SUV整车结构进行动态响应分析:通过刚柔相结合的动态响应分析,在国家标准D级公路路面谱的激励下,得到了整车地板较危险部位的动应力时程曲线,为进一步的实车试验提供依据;同时,计算结果表明:车地板的平均应力很小,虽然某些部位有瞬时高应力的出现,但是从动力学的观点来看,瞬时高应力对整车结构的影响很小。

关键词: CAE, SUV, 有限元模型, 静态分析, 动态响应分析

ABSTRACT

For SUV (Sports Utility Vehicle) has a lot of virtues, such as fashion, sports, utility and so on, it is a kind of fashionable vehicle suited to the young in China. But now CAE(Computer Aided Engineering) of a majority of SUV made in our country is still poor. So it is necessary to improved the static and dynamic property through changing the structure of SUV by CAE.

In the development of modern automobiles, CAE is an essential means to study the static and dynamic property. It plays a more and more important role in the automobile reseach and development. Since CAE is one of the core techniques in the automobile reseach and development,it is very important to automobile industry of our country.

This paper is originated from the Project “CAE of SUV of Beijing *** Automobile Company”. The main contents include:

1) The creation of the detail finite element model of the SUV structure by Hypermesh software. It includes importing CAD model of SUV into Hypermesh software, selecting element types, creating the whole vehicle mesh, assigning element property and material property, and examining the finite element model.

2) The static analysis of the SUV structure by Natran software. It includes rigidity analysis, which includes torsional rigidity analysis and flexural rigidity analysis, and intensity analysis under five load cases such as torsion, flexure, hanging, brake and turning. Through the rigidity analysis, the SUV'rigidity is improved and reaches the rigidity of the similar vehicle of FORD. Through the intensity analysis, high stress areas have been found and the SUV structure is optimized.

3) The dynamic response analysis of the SUV structure in use of Natran software and Adams software. The plot(σ -t) of the SUV's floor is obtained. It can give direct advice on the experimental study of SUV. The plot shows that the σ value of SUV is low. From the viewpoint of dynamics, Although the σ value in some location is high, it hasn't any effects on the SUV structure.

KEY WORDS: CAE, SUV, FEM, static analysis, dynamic response analysis

原创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了论文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在在论文中作了明确的说明。

作者签名：袁继文 日期：2004年12月18日

关于学位论文使用授权说明

本人了解中南大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留学位论文，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用复印、缩印或其它手段保存学位论文；学校可以根据国家或湖南省有关部门规定送交学位论文。

作者签名：袁继文 导师签名_____ 日期：__年__月__日

第一章 文献综述

1.1 研究背景

在发达国家,汽车的普及已经达到很高的程度。在美国,平均每个家庭拥有各种汽车 2-3 辆。汽车正日益成为现代生活不可缺少的一种工具。然而,中国的汽车人均拥有量远低于发达国家水平,正是由于中国巨大的市场和汽车工业对国民经济的巨大推动作用,汽车工业已被国家确定为国民经济的支柱产业,是国家扶持和重点发展的产业之一。中国汽车工业经过 40 年的风雨历程,已形成一个比较完整的工业体系,但与国际汽车工业的先进水平相比,尚有很大的差距。改革开放以来,国内汽车工业通过合资引进国际先进技术,虽已缩短了与国外的差距,但必须在消化吸收国外先进技术的基础上,形成自己的开发能力。

现代科学技术的迅猛发展,尤其是电子信息技术的高速发展,工业生产方式正发生着巨大的变革,新的生产方式不断产生。继 60 年代日本丰田汽车公司率先创造精益生产方式(lean production)之后,1988 年美国通用公司和里海大学又提出敏捷制造(agile manufacturing)和虚拟企业(virtual corporation)^{[1][2][3]}的概念,并已有实践的基础和雏形。美国波音公司最先进的 BOEING777 客机就是由计算机辅助设计和制造的无纸产品。它是由公司庞大的电脑网络,协调世界各地的分支机构和三菱重工等五家公司进行设计制造的。从 1990 年 10 月开始设计到 1994 年 6 月,仅用 3 年零 8 个月就一次试飞成功,投入营运。它的主要基础,一是建立在先进制造技术基础上的企业柔性化;二是虚拟制造,即在计算机上完成产品从概念设计到最终完成的全过程;三是计算机网络技术。虚拟设计的最重要环节是数字化模型的建立和分析。中科院院长路甬祥指出“设计过程的数字化已成为现代过程设计的基本特征,数字化设计为实现以人为核心的计算机辅助智能设计创造了前提,也为全球性资源共享和快速响应虚拟先进制造体系创造了条件”^[4]。汽车工业作为综合性的大型产业,也必须顺应这个发展趋势。CAD/CAE 在汽车工业中越来越广泛的应用,正是这种趋势的表现。1990 年美国国家工程科学院将计算机辅助设计技术评为当代十项最杰出的工程技术成就之一。工业发达国家的新车开发周期,在采用 CAD/CAE 技术以后,已由原来的 5 年缩短为 24-36 个月^[5]。

当今的 CAD/CAE 技术已经成为衡量一个国家汽车工业技术水平的重要标志之一,也是衡量一个汽车制造公司技术水平的重要标志。它已成为一个汽车公司开发新产品、组织规模生产、加强市场竞争的重要手段。在缩短产品开发周期,提高产品性能、质量和可靠性,降低产品成本等方面,起到决定性作用。发达国家的汽车工业的

CAD/CAE 技术应用范围, 目前已从二维发展到三维, 从线性发展到非线性, 从静态发展到动态, 从零部件发展到整车。已能够应用 CAE 技术对汽车正面、侧面、后面在冲撞情况下的变形和人体在冲撞时的二次碰撞进行分析。美国福特汽车公司过去每开发一个新车型, 都要用 120 辆车进行冲撞试验, 约耗资 6000 万美元, 采用 CAE 技术以后, 只需约 70 辆试验车, 可节约资金 2500 万美元和宝贵的时间。通用汽车公司在新轿车的设计中应用 CAE 技术, 使设计阶段从 24 个月缩短为 14 个月, 一些零部件的设计从 6 个月缩短到一个月。现以底盘为例, 说明 CAE 技术在该公司的应用。首先, 设计师在草图的基础上, 应用 CAE 软件 ADAMS 建立底盘部件之间的运动关系, 通过数据库把 ADAMS 生成的数据点送到 CAD 软件 UG-II 中, 并生成三维设计图; 然后通过数据库, 把 UG-II 生成的模型送到有限元软件 PATRAN 系统中, 进行直观观察、检查干涉情况和结构分析; 最后生成 CAPP 文件和 NC 文件。1992 年通用汽车公司采用这种新的集成底盘设计系统进行设计工作, 使设计和分析时间缩短了 85%。目前国际上各大汽车公司都在使用中, 将 CAD/CAE 集成为一体, 以满足日益激烈的市场竞争需求。现在的难点, 已不是计算机技术, 而是描述动态过程的数学模型的探索和建立^[5]。为改变我国汽车工业的那种以经验设计为主, 单一车型生产几十年不变的旧模式, 实现多产品、高质量、短周期、低成本的生产方式, 从 80 年代开始, 国内汽车厂家陆续从国外引进 CAD/CAE 软件和技术, 并与科研院校合作开展研究, 力争能跟上国际水平, 形成自主的开发能力。

1.2 有限元方法和软件

在汽车 CAD/CAE 技术中, 有限元分析方法和软件技术占据了一个极其重要的位置。对于汽车这样复杂的结构, 进行动力学性能的研究及优化设计, 有限元方法被证明是一种最为成功, 应用最广泛的近似分析方法。工程实际中对复杂结构的分析, 常常很难得到解析解。有两种方法可以克服这个困难: 一种方法是对复杂的问题作出种种简化, 提出许多假设, 回避一些难点, 最终简化为一个能够解决的问题。但由于有太多的假设和简化, 经常会得出不准确甚至错误的解答; 另一种方法是尽可能保留问题的各种实际情况, 尝试寻求近似的数值解, 放弃封闭形式的解析解, 因为近似数值解也可以满足工程实际需要。在计算机和计算技术迅速发展的今天, 后者成为比较现实和有效的选择。

有限单元法是近三四十年随计算机的发展而发展起来的用于各种结构分析的数值计算方法。它运用离散概念, 把弹性连续体划分为一个由若干个有限单元组成的集合体, 通过寻找一与原连续体场问题的等价的泛函变分形式, 得到一组代数方程组,

最后求解得数值解。有限单元法的基本思想—离散化概念早在 40 年代就已经提出来, 由于当时计算条件的限制, 没有引起重视。十年以后, 英国航空工程教授阿吉里斯(Argyris)和他的同事运用网格思想成功地进行了结构分析。与此同时, 美国克劳夫(R. W. Clough)教授运用三角形单元对飞机结构进行了计算, 并在 1960 年首次提出了“有限单元法”这个名称。在以后十年中有限元法在国际上得到蓬勃发展。60 年代中后期, 国外数学家开始介入对有限元法的研究, 使有限元的发展有了坚实的数学基础。1965 年, 津基威茨(O. C. Zienkiewicz)和同事 Y. K. Ceung 宣布, 有限元法适用于所有能按变分形式进行计算的场问题, 有限元法的应用被推广到了更广阔的范围。有限元法最先应用到航空工程领域, 后来迅速推广到机械与汽车、造船、建筑等各种工程技术领域, 并从固体力学领域拓展到流体、电磁场、振动等各学科。

有限元法最早是为解决结构计算而提出的, 并成功地应用于工程实践中。随着研究的深入, 有限元法已不仅仅作为一种解决力学问题的分析计算方法, 而且也成为一种数学上解微分方程的数值计算方法。在工程技术领域, 有限元法的应用可分为三大类:

一、进行静态分析, 也就是求解不随时间变化的系统平衡问题。如线弹性系统的应力分析, 也可应用在静电学、静磁学、稳态热传导和多孔介质中的流体流动等的分析。

二、模态分析和稳定性分析。它是平衡问题的推广, 可以确定一些系统的特征值或临界值, 如结构的稳定性分析及线弹系统的固有特性的分析等。

三、进行瞬时动态分析。求解一些随时间变化的传播问题。如弹性连续体的瞬时动态分析(动力响应)和流体力学等。

有限元分析离不开计算程序。计算程序一般分为三类: 大型通用程序、专用程序和自编程序。所谓通用程序, 它的特点就是“通用性”。单元库内一般常用单元齐全, 如杆单元、梁单元、膜单元、板单元、轴对称单元、实体单元、边界元等。功能库内分析模块众多, 有静力分析、固有特性分析、动态响应分析等, 应用范围广泛, 可涉及连续体分析、流体分析、热传导分析、电磁场分析, 以及线性与非线性分析、弹塑性分析、复合材料分析等, 并且一般都有较方便的前后处理功能。下表介绍了几个大型通用程序的应用范围。专用程序是为解决某一学科问题如接触问题程序、优化程序、弹塑性程序等, 或是解决某一类产品基础件的分析计算问题。它一般比较小, 解决问题比较专一, 适合微型计算机, 在工厂企业结合产品解决实际问题最为有效。自编程序主要用于教学和科研上。一般采用较新的方法和理论, 在通用和专用程序中尚未使用, 在实际中也未使用过。当这类程序研制成功并经实际使用验证成功后, 一般发展为专用程序。有限元法发展到今天, 各种通用程序、专用程序求解功能齐全, 前后处

理方便，机械、汽车行业的绝大部分结构分析及流体、热分析均可通过通用程序、专用程序去计算。各大汽车公司几乎均采用通用有限元程序进行设计计算，结合实际情况作一些二次开发^{[6][7][8]}。

表1-2 几个大型通用程序的应用范围

程序名称 程序功能	ADINA	ANSYS	ASKA	BERSAFE	ELAS	MARC	NASTRAN	NONSAP	SAP	STRUM
非线性结构分析	*	*	*	*		*	*	*		
塑性分析	*	*	*	*		*	*	*		
断裂力学分析		*	*	*		*				
热应力和蠕变	*	*	*	*		*	*			
厚板厚壳	*	*	*	*	*	*	*		*	
管道系统分析		*				*	*		*	
船的结构	*	*	*				*		*	*
焊接接头分析						*				
粘弹性材料分析	*	*	*		*	*	*			
结构优化分析										*
热传导分析	*	*	*			*	*	*		*
薄板薄壳	*	*	*	*	*	*	*		*	*
复合材料						*				
结构稳定性	*	*	*			*	*		*	
流体力学分析	*	*					*			
格子板结构分析										*

1.3 CAE 技术在汽车行业的应用

对汽车的零部件和整体结构进行动力学仿真和分析，是研究其可靠性、寻求最佳设计方案的主要手段。汽车是由发动机、车身、传动系、行驶系和制动系等组成的复杂结构，实际使用中的载荷情况也很复杂，采用经典力学的计算方法往往有很大的局限性。而有限元方法的发展和应用，为其带来了一种可靠的计算方法。有限元分析已成为计算机辅助设计中的不可缺少的重要环节，已融入到每一辆汽车的设计中。它包括从结构的物理模型抽象为有限元计算的数学模型，计算程序的选择或修改，以及计算前后大量信息数据的处理等过程。这个过程最后获得的主要数据是：结构的应力分布、变形分布、内力分布，结构的固有特性和动响应。利用这些数据，就可进行相应的分析。分析的目的包括：(1)进行方案的优化设计。计算结构的动、静态特性，进行动态优化设计，预测其疲劳寿命和可靠性。(2)分析故障原因，寻求改进方法。在

汽车使用中发生故障时,分析其原因,提出合理改进方案。从70年代开始,随着大容量计算机的出现和美国宇航局结构分析程序 NASTRAN 的开发成功,美国几家大的汽车公司开始了一场汽车结构设计的革命,R. J. Melosh, K. Kirioka 和 T. Hirata 等人在美国 SAE 杂志发表了一系列介绍汽车的有限元模型的文章。1977年, Kamal 和 Wolf 发表在“American society of Mechanical Engineer”上的一篇文章全面评述有限元技术在整个小客车模型上应用的情况。进入80年代以来,随着计算机软硬件技术的飞速发展及计算方法的创新,有限元模型建立的技术和方法日趋丰富和完善,模型的规模也从最初的几十、几百个简单单元发展到如今的几万甚至几十万个混合单元,分析对象已由静态应力到动态响应、噪声、碰撞和优化设计。应用大型有限元软件,建立汽车的有限元模型,进行汽车的动静态分析,完成汽车的优化设计,已是各大汽车公司普遍采用的一种手段。美国福特汽车公司在70年代即使用 NASTRAN 软件,用板梁单元进行车身的静态分析,找出高应力区,并改进应力分布^[1]。日本五十菱汽车公司在80年代末已将 CAE 应用到车身设计的各个阶段,从最初设计阶段的粗略模型到设计中、后期的细化模型,分析的范围包括强度、刚度、振动、疲劳、碰撞及形状和重量的优化^[9]。进入90年代,有限元分析得到更为广泛的应用。美国通用汽车公司在通用有限元程序的基础上自主开发了后处理程序,将发动机和道路激励载荷集成到数据库中,进行汽车对发动机和道路激励的响应分析和改进,极大的简化了分析过程^[6]。日本尼桑汽车公司利用有限元分析仿真来驱动整个设计过程,减少了设计时间,使花费、重量和 NVH (noise, vibration, harshness) 性能得到优化。在分析中使用的模型已经包括悬架、发动机、轮胎和转向机构^[10]。美国福特汽车公司也利用 CAE 在新车开发中提高其 NVH 性能,取得良好效果^[8]。在文献[7]中,详细介绍了福特公司的 CAE 设计小组如何与其他设计小组配合以使转向柱和仪表板的设计达到设计要求。

1977年长春汽车研究所的谷安涛、常国振在《汽车工程》上发表了“汽车车架设计计算的有限元方法”,揭开了中国汽车工业计算机辅助设计的序幕。进入80年代,有限元分析在汽车结构分析中逐步开始推广应用。清华大学的官飞和北京第二汽车制造厂的冯保义等人建立车架梁单元模型和弹性模态与刚体混合建立整车28自由度模型进行车架应力分析^[11]。吉林工大的王裴和沈阳轿车厂的刘昕等人探讨了车身车架模型建立和计算中的一些技术问题,并对 SY-622B 客车进行了计算分析^[12]。长春汽车研究所的谷安涛对用有限元分析方法进行城市客运大客车结构强度分析进行了大量的研究^[13]。李承德进行了整车的平顺性分析^[14],赵济海等人进行了路面激励工况的研究^[15],李玉娟进行了某重型车车架的静动态应力分析^[16]。进入90年代以来,随着计算机软硬件技术的发展,特别是微机的性能大幅提高及普及,在微机上进行有限元分析已不再是很困难的事,使得有限元分析的应用向广度和深度发展。对路面谱^[17]及汽

车输入谱^[18]的研究在继续开展,对汽车结构的模态试验、分析和动力学修改也开展了研究^{[19][20][21]},文献[22]中利用模态分析和结构灵敏度分析的结果分析故障原因并提出改进方案。文献[23]研究了客车结构连杆真实形状对计算的影响,文献[24]研究了货箱对车架强度的影响。有限元模型已更加接近真实形状,计算精度和规模大大增强,文献[25]中用 SAP 软件建立桑塔纳 2000 型白车身的板壳元为主的有限元模型,达到 5052 个单元,4442 个节点。湖北汽车工业学院的屈求真总结了有限元分析在轿车结构分析中的应用^[26]。对汽车的碰撞和安全性等非线性问题的有限元分析也在逐步开展^{[27][28]}。

1.4 本课题意义与研究内容

1.4.1 课题来源

课题来源为上海***科技有限公司承担的北京***汽车公司全新开发 SUV 整车结构 CAE 分析项目。

1.4.2 SUV 简介

SUV 的全称为: Sports Utility Vehicle, 即“运动型多功能车”。SUV 起源于美国,同样也是近年美国市场最畅销的车型。20 世纪 80 年代, SUV 是为迎合年青白领阶层的爱好,在皮卡底盘上发展起来的一种厢式车。SUV 采用四轮驱动,一般前悬挂是轿车车型的独立螺旋弹簧悬架;后悬挂则是非独立钢板弹簧悬架,离地间隙较大;在一定程度上既有轿车的舒适性,又有越野车的越野性能。这类车既可载人,又可载货,行驶范围广,具有豪华轿车的功能。

SUV 兼具城市行走、野外运动,极其符合现代年轻人追求强烈个性的心态。SUV 能适应各种路况,而且性能价格比也相对较高,十分符合中国年轻一代的消费需求。SUV 在中国的兴起,是中国汽车市场和汽车文化迅速发展的必然结果。

1.4.3 研究内容

对此款全新开发 SUV,应用大型有限元软件,建立汽车的有限元模型,进行 SUV 的静动态分析(包括整车刚度、静强度和动态响应),完成 SUV 的优化设计,是 CAE 的主要任务。

在整个项目实施中,建模使用美国 Altair 公司的有限元前处理专业软件

HyperMesh6.0, 计算和后处理使用有限元分析领域著名的美国 MSC 公司的 NASTRAN2004 和 PATRAN2004 软件完成。

论文的第二章介绍 SUV 整车坐标系和有限元模型的建立过程。主要包括整车 CAD 模型导入 Hypermesh 软件, 单元类型的选取, 整车有限元网格的划分, 单元属性和材料属性的定义, 整车有限元模型的调试。整车有限元模型是进行 CAE 分析的基础。第三章阐述作者对 SUV 整车结构的静态分析过程。主要包括刚度分析和静强度分析, 其中刚度分析又包括扭转刚度分析和弯曲刚度分析; 静强度分析则包括弯曲、扭转、悬空、制动及转弯五种工况下的整车应力分析。通过整车刚度分析, 使得 SUV 的整车刚度达到了 FORD (福特) 同类型车的整车刚度水平, 通过五种工况下的静强度分析, 找出高应力区, 改进了局部不合理结构, 完成了 SUV 结构的优化设计, 使得整车结构强度都能够满足设计要求。第四章介绍作者对 SUV 整车结构的动态响应分析过程。阐述了动态响应的基本理论, 介绍了刚柔相结合的动响应分析法, 获得了在国家标准 D 级公路路面谱的激励下, SUV 整车地板较危险部位的动应力时程曲线, 为进一步的实车试验提供指导; 同时, 计算结果表明: 车地板的平均应力很小, 虽然某些部位有瞬时高应力的出现, 但是从动力学的观点来看, 瞬时高应力对整车结构的影响很小。使得车身的动强度能够满足设计要求。

第二章 SUV 整车有限元模型

2.1 坐标系定义

SUV 有限元模型的坐标系采用和 SUV 几何模型一致的右手直角坐标系：原点位于车架第二横梁中点处，车长方向为 X 轴（朝车尾方向为正），车高方向为 Z 轴（垂直向上为正）。

2.2 整车结构有限元模型的建立

整车结构的有限元模型是进行整车结构分析的基础。建立整车结构的有限元模型，就是根据所研究的问题的具体情况，选择合适的有限元单元，对整车结构进行离散化，给这个模型赋予合适的材料属性，进行边界条件的模拟，进行模型的调试，最后提供一个具有可接受的精度的整车结构的仿真模型的过程。

整车结构的有限元模型的建立分为以下五个步骤^{[29][30][31][39]}：

2.2.1 建立整车结构的几何模型或获取整车结构的几何数据

将在 UG NX1 中建好的整车 CAD 模型以 IGES 格式（标准图形数据交换格式）导入有限元前处理软件 Hyermesh6.0。

2.2.2 选择用于模拟车身和车架上的各种结构和联接的有限元单元

1) 螺栓及焊点采用刚性元 RBE2 (Rigid Body Element 2) 模拟，对主从节点六个自由度分别施加全约束^[50]；

2) 动力总成质量和 7 个乘员质量分别以集中质量 (CONM2) 方式，用刚性元 RBE2 多节点连接到车身地板与车架相应位置^[50]。

2.2.3 用有限元单元对整车结构的几何模型进行离散化，进行有限元网格的划分

2.2.3.1 结构的简化

建立整车结构的详细有限元模型并不意味着将整车结构原封不动的用有限元单元进行离散，这主要是出于如下考虑：

1) 对未进行简化的几何模型进行有限元网格划分, 由于细小尺寸或尖角的存在会带来单元尺寸的急剧增多和单元质量的急剧恶化。

2) 对结构的细微环节进行适当简化对结构的整体性能影响很小。在进行结构简化时应坚持如下原则: 对所关心的部位少简化或不简化, 对远离所关心部位的区域, 可在不影响所关心部位相应的条件下作较大简化。

2.2.3.2 单元数量的控制

进行单元数量的控制是出于减小对硬件的要求和节省计算费用的考虑, 其前提是由此造成的精度损失可以接受。可采用的控制单元数量的措施有:

1) 对结构进行简化;

2) 根据所研究的目的不同, 对结构的不同部位采用不同的网格划分战略。例如, 在进行以模拟应力响应为主要目的建模过程中, 在所关心的部位和应力梯度大的地方, 采用小尺寸的单元; 在远离所关心部位的区域和应力梯度小的地方, 采用大尺寸的单元。

本论文中, 车身有限元网格大小为 10~20mm, 车架有限元网格大小为 10mm。

2.2.3.3 单元的选取

在建立整车结构的详细模型时, 考虑到其力学特征, 选用板单元或壳单元 (SHELL)。然而, 在选取具体的单元类型时还有如下因素要考虑:

1) 选用常应力场的四节点的直边单元 (QUAD4), 靠加密网格来提高应力精度, 而不是通过采用具有高阶应力场, 多节点单元和曲边单元来提高精度。因为, 它们的计算量差不多, 而且, 前者还可以较好的模拟结构的变形;

2) 选用少量三节点直边单元 (TRIA3) 以满足网格质量过渡需要。

2.2.3.4 单元质量 (Quality Index) 的控制

单元质量的控制包括单元形态比 (aspect ratio) 的控制和单元畸变的控制。

1) 单元形态比 (aspect ratio) 的控制

单元的形态比是单元的最长与最短尺寸的比。

形态比的允许范围依赖于单元和所求解的问题。但一般会有一个数值上的界限, 例如, 分析应力时取 5: 1, 分析挠度时取 10: 1。

并没有一条固定的规则来控制一切单元, 形态比的限制受到位移函数的阶数、刚

度和数值积分格式，材料行为（线性或非线性），甚至应力解的形成的影响。一般具有高阶位移函数的单元，以及对一个给定的位移函数的高阶数值求积，这二者对大的形态比不那么敏感。在材料的非线性区域，单元对形态比的变化比在材料的线性区域敏感得多。

形态比的界限的最好度量，是该单元是否有能力模拟一个给定问题的挠度和应力梯度。如果一个应力场中各个方向都有应力梯度，那么大部单元的形态比应取接近 1:1，因为没有一个方向比别的方向占优势。网格的细化在所有方向上都应大致相等。如果挠度或应力梯度在某一个方向占优势，单元就可以取相对较高的形态比，在挠度或应力梯度方向上采用大尺寸。

2) 单元畸变的控制

单元畸变包括歪斜 (skew) 和离散翘曲 (warpage)。

所谓歪斜 (skew)，通常定义为单元顶角的变化，四边形相对于 90，三角形相对于 60。解决的办法是采用网格重划的办法，重新组织网格。

所谓离面翘曲 (warpage)，是指三维平板或平壳的所有节点不再保持在同一平面内。解决的办法是将一个四边形单元分裂为两个三角形单元。

2.2.3.5 网格布局

网格布局的要求是采用尽量少的单元数目来达到满意的模拟效果。这一要求的直接后果之一就是在研究应力时，只在应力的高梯度区采用较细密的网格。

采用均匀的网格能提高收敛速度，但也会增加条件数。当条件数很大时，在后续的数值处理中会产生较大的误差。但是，考虑到网格的均匀分布至多是在某个零件上，而整个结构的网格分布不会均匀，因此，还是要尽量采用均匀网格。

2.2.4 输入单元的属性 and 材料的属性

车身钣金件料厚为 0.8-2.0mm，车架薄板件料厚为 2-5mm

车身材料主要为 08AL 钢，车架材料为 16MnL 钢，材料常数见表 2-1。

表 2-1 材料常数

材料名称	弹性模量 E (MPa)	屈服限 σ_s (MPa)	泊松比 μ	密度 (Kg/m ³)
08AL	2.1E5	190	0.3	7.8E3
16MnL	2.1E5	355	0.3	7.8E3

2.2.5 用试验结果作为试题进行有限元模型的调试。

如果分析结果满意，则建模过程结束；如果分析结果不满意，检查，重复本步骤。

在整个有限元模型中，结点共计 191330，单元共计 191975，其中螺栓与焊点 RBE2 单元共计 10040 个；整个有限元模型总质量为 976.7Kg，包括车身车架质量、动力总成质量和 7 个乘员质量。

SUV 整车有限元模型（如图 2-1）主要分为车身和车架两部分（如图 2-6），而车身则包括地板（如图 2-2）、侧围（如图 2-3）、顶盖（如图 2-4）及前围（如图 2-5）四个部分。

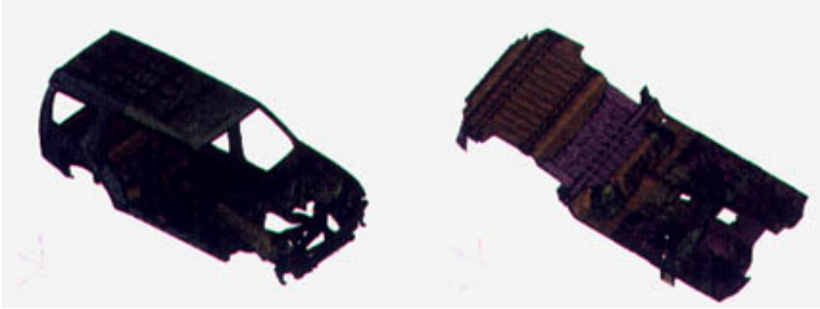


图 2-1 SUV 整车有限元模型

图 2-2 SUV 地板有限元模型

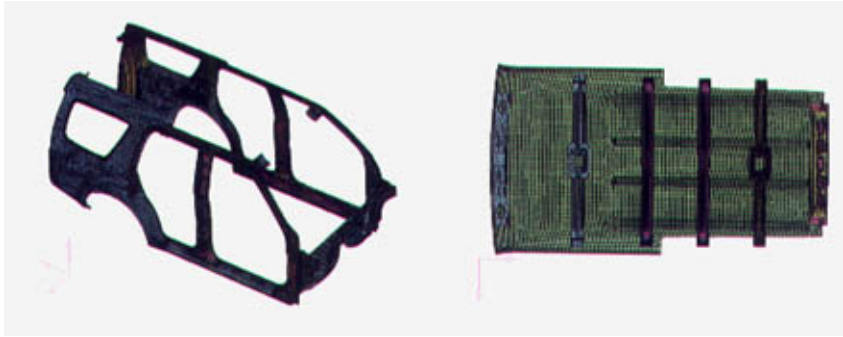


图 2-3 SUV 侧围有限元模型

图 2-4 SUV 顶盖有限元模型

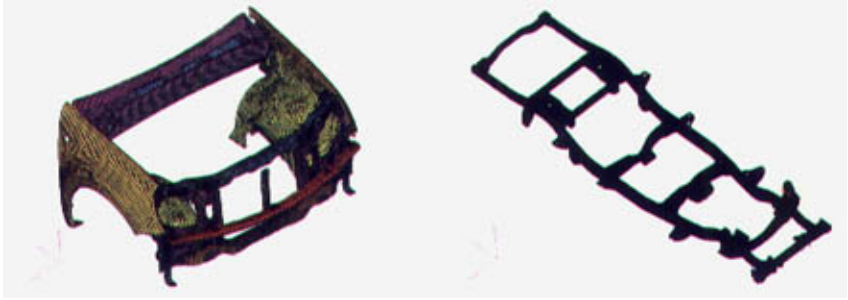


图 2-5 SUV 前围有限元模型

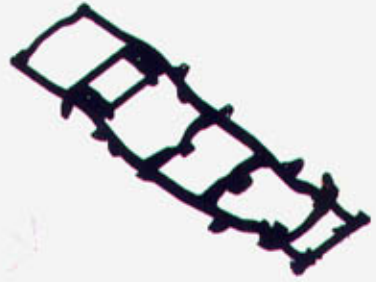


图 2-6 SUV 车架有限元模型

本章小结

1. 本章分步骤详细介绍了SUV的整车有限元模型的建立过程,包括整车结构的几何数据的获取,车身和车架上的各种结构和联接的有限元单元的选取,整车结构有限元网格的划分,单元和材料的属性的输入和有限元模型的调试;
2. 以壳(SHELL)单元为主建立了 SUV 的整车有限元模型,为 SUV 整车结构静态分析和动态响应分析建立了基础。

第三章 SUV 整车结构静态分析

3.1 研究内容

- (1) 整车结构的弯曲刚度和扭转刚度的大小;
- (2) 整车结构在静态载荷下的应力情况。

3.2 基本理论

在用 CAE 方法进行整车结构的静态分析时,其基本原理^{[30][31][50]}是一样的,即求解用矩阵形式表示的整个结构的平衡方程,得出

$$[K]\{\delta\} = \{R\} \quad (2-1)$$

其中:

- $[K]$ —整体刚度阵,由单元刚度阵组集而成
- $\{\delta\}$ —整个物体的节点位移列阵,由单元节点位移列阵组集而成
- $\{R\}$ —载荷列阵,由作用于单元上的节点力列阵组集而成

利用上式求解出节点位移 $\{\delta\}$,然后利用公式(2-2)和已求出的节点位移来计算各单元的力,并加以整理得出所要求的结果。

$$\{\sigma\} = [D][B][\delta]^e \quad (2-2)$$

其中:

- $[D]$ —与单元材料有关的弹性矩阵
- $[B]$ —单元应变矩阵
- $[\delta]^e$ —单元的节点位移列阵

经过计算得到整车应力和变形的结果,变形可通过后处理中模型的变形图直观地反映出来,应力的分布则以应力云图或在应力图中以等高线的形式表示。节点处的应力是与之相连的单元的应力在节点位置的算术平均。根据强度要求和材料的特性可以选择最大拉应力、最大剪应力或综合应力作为强度校核基准,车身零件的材料一般为钢或其它塑料材料,材料的失效以材料发生塑性变形为标志,因此对整车的静态强度校核可以根据第四强度理论,选择 Von miss 等效应力来判断整车结构的强度。

Von miss 等效应力可以表示为

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (2-3)$$

强度条件表示为

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (2-4)$$

$[\sigma]$ 为材料的许用应力。

3.3 SUV 整车结构刚度分析

整车刚度分析一般主要包括扭转刚度分析和弯曲刚度分析。

3.3.1 扭转刚度分析

3.3.1.1 约束条件与载荷

扭转刚度分析的边界约束施加于四个轮子的中心，分别约束后轮 X、Y、Z 三个平动方向自由度和三个转动方向自由度，左右前轮分别施加沿 Z 方向的一对反力，力的大小为满载轴荷的一半 448N（如图 3-1 所示）。

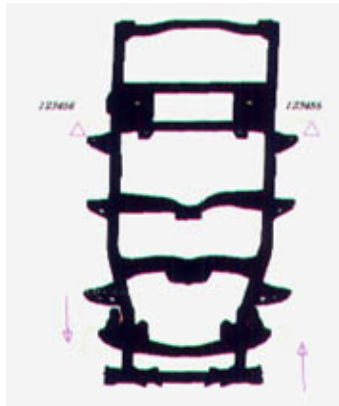


图 3-1 扭转刚度分析边界条件

3.3.1.2 扭转刚度计算方法

扭转刚度的计算公式为： $GJ=F \cdot a \cdot L / \theta$

式中： GJ 为扭转刚度， F 为施加载荷， a 为前轮距， L 为轴距。 θ 为扭转角 (deg)。

按照 3.3.1.1 描述的方式施加载荷和约束条件，计算弯曲刚度，扭转刚度的整车变形如图 3-2。

由 3.2 基本理论，经 NASTRAN 计算，得到左右前轮中心点 Z 向位移值，分别为 1.922mm(结点 65288)和 -1.728mm(结点 65299)。前轮距 $a=1454\text{mm}$ ，轴距 $L=2760\text{mm}$ ，

$F=448\text{N}$ ，扭转刚度计算如下：

$$\theta = \arctg[(1.922+1.728)/1454]=0.14383\text{deg}$$

$$GJ=F \cdot a \cdot L/\theta = 448 \times 1.454 \times 2.760/0.14383=1.250 \times 10^4 \text{Nm}^2/\text{deg}$$

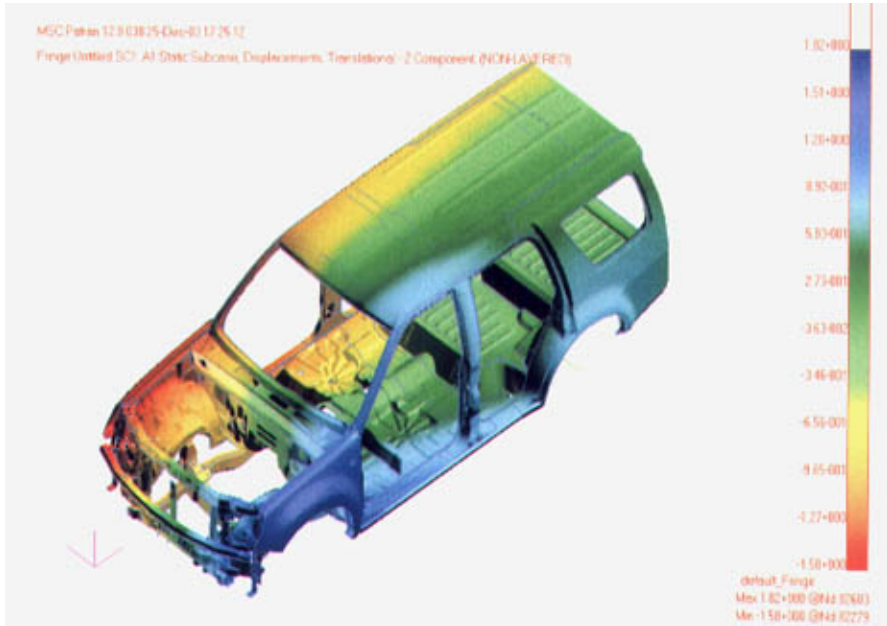


图 3-2 计算扭转刚度的变形图（单位：mm）

3.3.1.3 扭转刚度结果分析

由于此款 SUV 为全新开发车型，扭转刚度没有标准评价值，所以采用美国福特汽车公司 (FORD) 同型车进行对比。相比扭转刚度值为 $1.15 \times 10^4 \text{Nm}^2/\text{deg}$ 的福特同型车，此款 SUV 扭转刚度为 $1.250 \times 10^4 \text{Nm}^2/\text{deg}$ ，大于福特同型车的扭转刚度值。因此，扭转刚度满足设计要求。

3.3.2 弯曲刚度分析

3.3.2.1 约束条件与载荷

弯曲刚度分析的边界约束施加于四个轮子的中心，四个轮子分别约束 X、Y、Z 三个平动方向自由度，在距前后轮轴距离相等的左右纵梁上分别施加 0.5 牛顿的沿 Z 向的力（如 3-3 所示）。

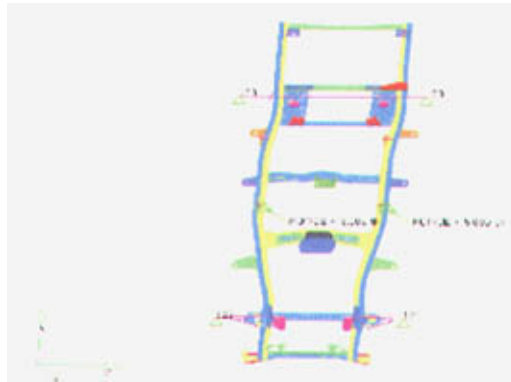


图 3-3 弯曲刚度分析边界条件

3.3.2.2 弯曲刚度计算方法

弯曲刚度的计算方法为单位力作用下的位移的倒数，即： $K=1/\Delta$

式中： K 为弯曲刚度， Δ 为单位力作用下的位移。

按照 3.3.2.1 描述的方式施加载荷和约束条件，计算弯曲刚度，弯曲刚度整车变形如图 3-4。

由 3.2 基本理论，经 NASTRAN 计算得 $\Delta=2.85e-4\text{mm}$ ，则：

$$K=1/\Delta=1/2.85e-4=3.5088\times 10^3\text{N/mm}$$

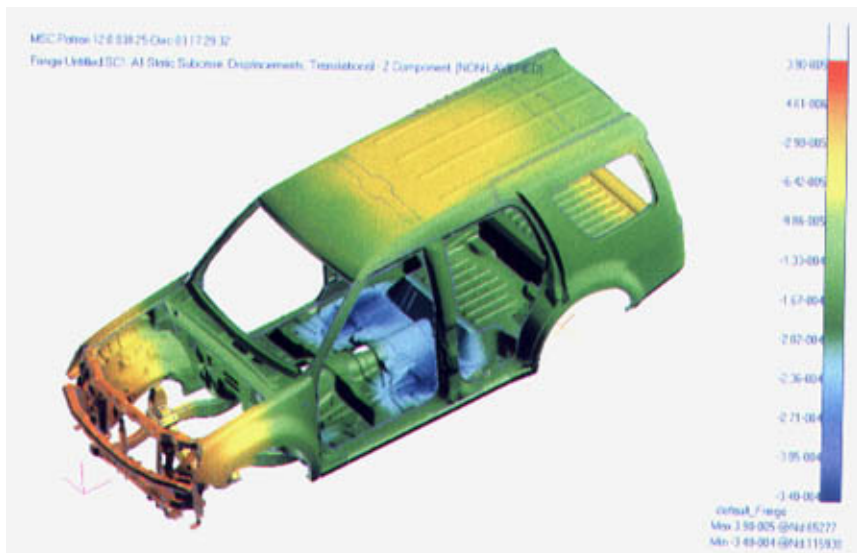


图 3-4 计算弯曲刚度的变形图（单位：mm）

3.3.2.3 弯曲刚度结果分析

由于此款 SUV 为全新开发车型, 弯曲刚度没有标准评价值, 所以采用美国福特汽车公司 (FORD) 同型车进行对比, 相比弯曲刚度值为 $3.5088 \times 10^3 \text{N/mm}$ 的福特同型车, 此款 SUV 弯曲刚度为 $3.0 \times 10^3 \text{N/mm}$, 大于福特同型车的弯曲刚度值, 因此, 弯曲刚度满足设计要求。

3.4 SUV 整车结构静强度分析

SUV 静强度分析一般包括五种工况: 弯曲, 扭转, 悬空, 制动和转弯工况。分别模拟 SUV 在实际行驶状况过程中, 整车受力状况。由 3.2 基本理论, 经 NASTRAN 计算, 得到各个工况下 SUV 整车结构的 Von Mises 应力, 并与许用应力进行比较, 找出高应力区, 改进局部不合理结构, 以完成了 SUV 结构的优化设计, 使得整车结构强度都能够满足设计要求。

3.4.1 弯曲工况静强度分析

3.4.1.1 弯曲工况约束条件与载荷

弯曲工况静强度分析的边界约束施加于四个轮子的中心, 分别约束后轮 X、Y、Z 三个平动方向自由度和前轮 X、Z 二个平动方向自由度, 约束条件如图 3-5。载荷为满载 (自重+动力总成+7 人, 共 976.7Kg)。

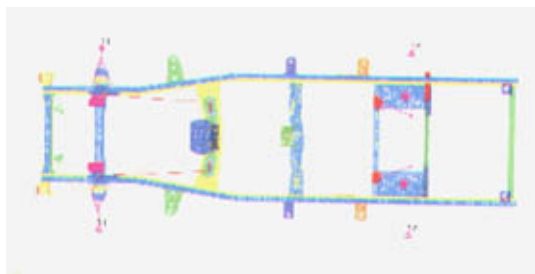


图 3-5 弯曲工况静强度分析边界条件

3.4.1.2 弯曲工况计算结果分析

图 3-6~图 3-13 为弯曲工况下整车及各分总成的应力云图。车身整体应力水平比较低。最大应力为 86.7MPa，位置是后地板左侧，如图 3-7。

弯曲工况下，高应力区主要发生在地板上，最大应力为 86.7MPa，位置是后地板左侧，如图 3-7。在其余几种工况中，此处的应力均比较大。分析后发现，中地板和后地板搭接处与车架间没有支撑，而中地板和后地板搭接处比较长，在地板上载荷（乘员与座椅的重量）的作用下，搭接处产生较大的弯矩，从而导致此高应力的产生。通过在后地板前横梁与车架间建立支撑后，应力值降到 50.8MPa，较好的解决了此处应力集中的问题。

地板上高应力区多数是加集中质量（模拟乘员）的位置或相邻区域，分析发现，乘员的集中质量加载在座椅位置处是地板产生高应力区的主要原因。因此，通过在地板上座椅安装位置处设置加强板后，较好的解决了此问题。

弯曲工况下，前地板横梁中央、左、右端产生高应力区，如图 3-8。其余工况下，前地板横梁中央、左、右端也存在高应力区。主要原因是前地板横梁是前排座椅的前安装点，座椅及乘员重量主要通过其传递给地板，而前地板横梁在中央和两端都有截面突变，弯曲刚度急剧变小，导致高应力区产生。通过改变前地板横梁结构，使前地板横梁两端截面变化趋于平缓减少突变后，较好的解决了此处应力集中的问题。

弯曲工况下，左、右后轮罩上均存在高应力区，如图 3-9。此两处正好与后地板左右两侧的高应力区连接，其造成原因与后地板左右两侧的高应力区一样。

整车其余位置应力均较低，如图 3-10~如图 3-13。

弯曲工况下，局部应力详图见附录一。



图 3-6 弯曲工况下车身应力云图

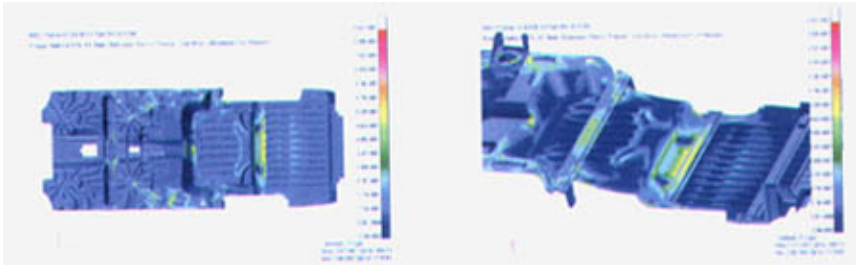


图 3-7 地板应力云图

图 3-8 地板下横梁应力云图

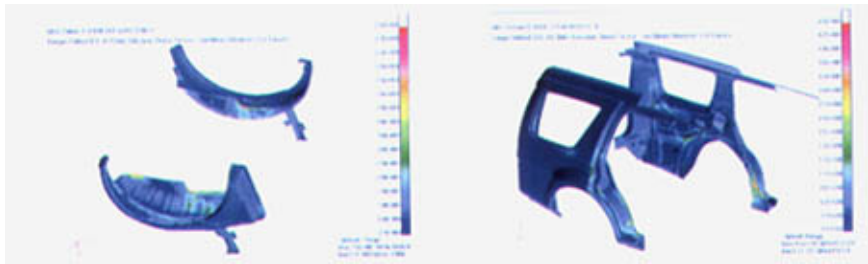


图 3-9 后轮罩应力云图

图 3-10 后侧围应力云图

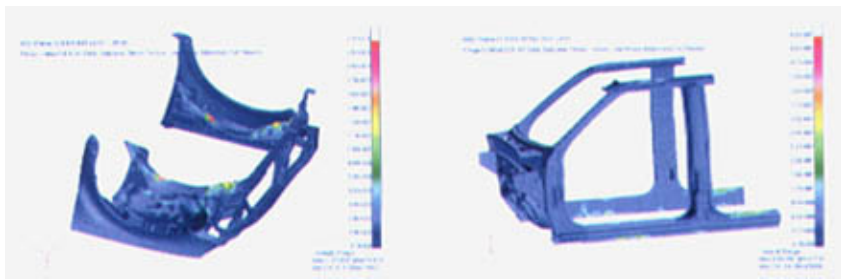


图 3-11 前围应力云图

图 3-12 前侧围应力云图



图 3-13 顶盖应力云图

3.4.2 扭转工况静强度分析

3.4.2.1 扭转工况约束条件与载荷

扭转工况静强度分析的边界约束施加于四个轮子的中心，后轮约束 X、Y、Z 三个平动方向自由度，右前轮约束 X、Z 二个平动方向自由度，左前轮约束 X 平动方向自由度并赋予 Z 向初始位移 120mm，约束条件如图 3-14。载荷为满载（自重+动力总成+7 人，共 976.7Kg）。

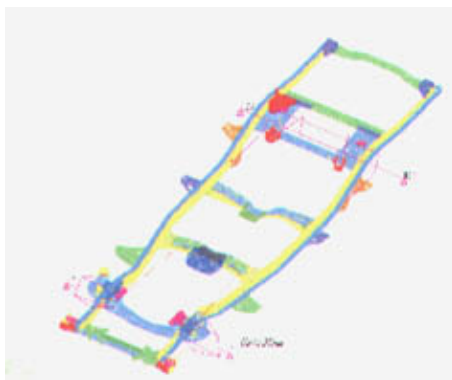


图 3-14 扭转工况静强度分析边界条件

3.4.2.2 扭转工况计算结果分析

图 3-15~图 3-21 为扭转工况下整车及各分总成的应力云图。车身整体应力水平比较低。最大应力为 94.7MPa，位置是右后轮罩，如图 3-17。

与弯曲工况相似，扭转工况下，高应力区也主要发生在地板上，地板上最大应力为 88.6MPa，位置是后地板左侧，如图 3-16。地板上高应力区多数是加集中质量（模拟乘员）的位置或相邻区域，分析发现，乘员的集中质量加载在座椅位置处是地板产生高应力区的主要原因。因此，通过在地板上座椅安装位置处设置加强板后，较好的解决了此问题。

扭转工况下，前、中地板搭接右侧存在 124MPa 高应力点，如图 3-16。分析发现，此处的有限元模型与实际结构存在较大差异，台阶过渡过于尖锐，造成严重的应力集中。通过调整网格质量后，应力明显降低。

与弯曲工况相似，扭转工况下，前地板横梁中央、左、右端产生高应力区，最大应力 69.5MPa，图 3-16。其原因与弯曲工况相同，也是由于前地板横梁截面突变所致，

通过改变前地板横结构,使前地板横梁两端截面变化趋于平缓减少突变后,较好的解决了此处应力集中的问题。

扭转工况下,第四支点支撑梁右侧存在高应力区,图 3-16。其原因是左前轮胎强制抬高 120mm,车身及乘员重量向右倾斜,导致第四支点支撑梁右侧应力升高。

扭转工况下,右后轮罩上存在此工况下车身最大应力 94.7MPa,如图 3-17,此处做动态响应分析时应予以重视。

整车其余位置应力均较低,如图 3-16~如图 3-21。

扭转工况下,局部应力详图见附录二。

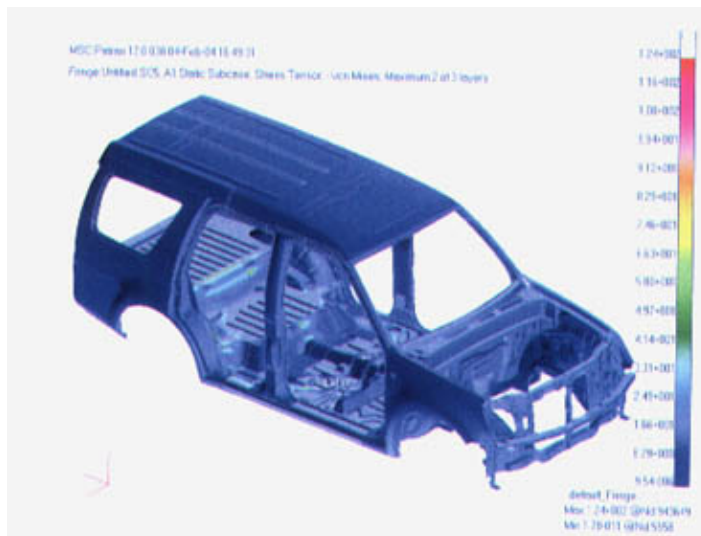


图 3-15 扭转工况下车身应力云图

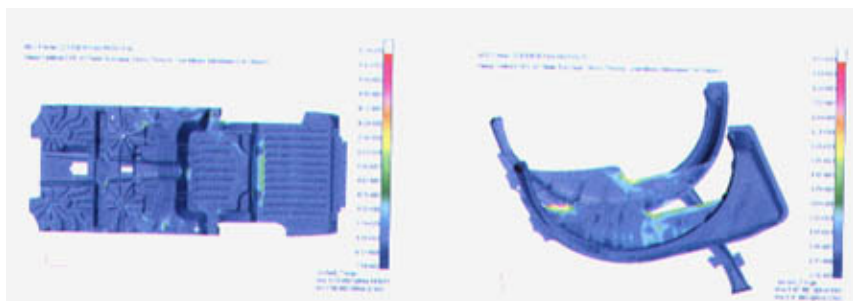


图 3-16 地板应力云图



图 3-17 后轮罩应力云图

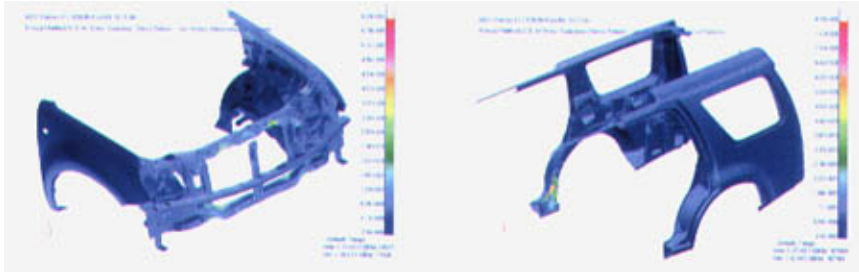


图 3-18 前围应力云图



图 3-19 后侧围应力云图

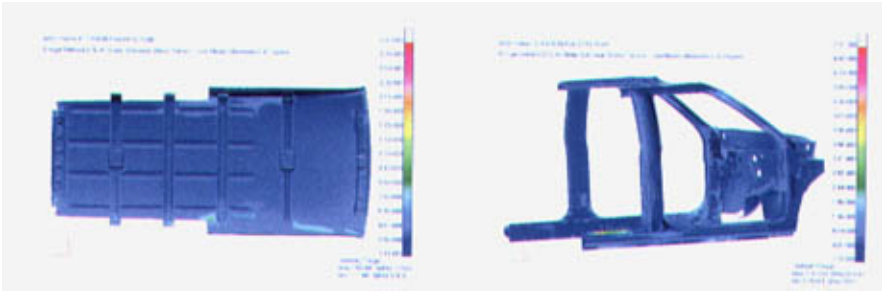


图 3-20 顶盖应力云图

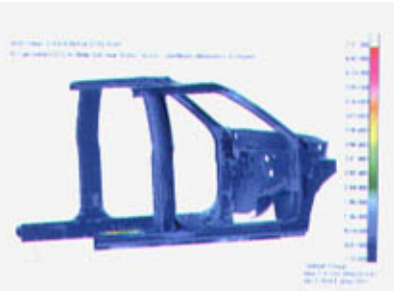


图 3-21 前侧围应力云图

3.4.3 悬空工况静强度分析

3.4.3.1 悬空工况约束条件与载荷

悬空工况静强度分析的边界约束施加于四个轮子的中心，后轮约束 X、Y、Z 三个平动方向自由度，右前轮约束 X、Z 二个平动方向自由度，左前轮自由，约束条件如图 3-22。载荷为满载（自重+动力总成+7 人，共 976.7Kg）。

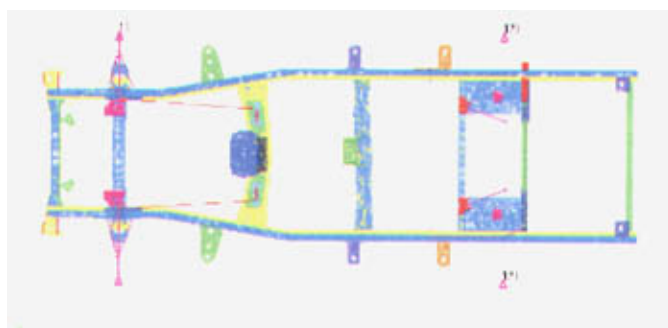


图 3-22 悬空工况静强度分析边界条件

3.4.3.2 悬空工况计算结果分析

图 3-23~图 3-29 为悬空工况下整车及各分总成的应力云图。车身整体应力水平比较低。最大应力为 94.5MPa，位置是中地板左后侧翻边处，如图 3-24。

与弯曲工况相似，悬空工况下，高应力区也主要发生在地板上，如图 3-24。地板上高应力区多数是加集中质量（模拟乘员）的位置或相邻区域，分析发现，乘员的集中质量加载在座椅位置处是地板产生高应力区的主要原因。因此，通过在地板上座椅安装位置处设置加强板后，较好的解决了此问题。

悬空工况下，中地板左后侧翻边处出现最大应力值 94.5MPa，如图 3-24。而此处在后门槛封闭板改进前（厚度 0.8mm），最大应力为 112MPa，由此可见，后门槛封闭板厚度增加到 1.2mm 能有效降低中地板左后侧翻边处的高应力水平，说明改进是成功的。中地板左后侧翻边处的应力水平虽然有所降低，但仍然是比较高的，其产生的原因是左前轮悬空后，左前车身和乘员的重量在此处产生很大的弯矩。因此，悬空工况是地板的最危险工况。

与弯曲工况相似，悬空工况下，前地板横梁中央、左、右端产生高应力区，如图 3-24。通过改变前地板横梁结构，使前地板横梁两端截面变化趋于平缓减少突变后，较好的解决了此处应力集中的问题

悬空工况下，第四支点支撑梁左端存在高应力区，如图 3-24。其原因是左前轮胎悬空后，左侧车身和乘员重量加到左后轮上，第四支点支撑梁左端承力增加，导致第四支点支撑梁左端应力升高，

与弯曲工况相似,悬空工况下,后地板左、右两侧翻边上存在高应力区,如图 3-24。其产生的原因与弯曲工况相同,也是由于缺少支撑所致,通过在后地板前横梁与车架间建立支撑后,应力值降到 50.8MPa,较好的解决了此处应力集中的问题。

与弯曲工况相似,悬空工况下,左、右后轮罩上均存在高应力区(最大应力 79.8MPa),如图 3-25。此两处正好与图 3-24 后地板左右两侧的高应力区连接,通过在后地板前横梁与车架间建立支撑后,解决了此处应力集中的问题。

悬空工况下,前围应力水平比扭转工况又有所升高,最大应力 82.6MPa,如图 3-26,高应力区位于前围上、下横梁上。因此,悬空工况是前围的最危险工况。

悬空工况下,后侧围应力水平比扭转工况又有所升高,最大应力 87.4MPa,如图 3-27,高应力区位于左后门槛封闭板上。而此处在后门槛封闭板改进前(厚度 0.8mm),最大应力为 123MPa。由此可见,后门槛封闭板厚度增加到 1.2mm 能大大降低后门槛封闭板的高应力水平,说明改进是成功的。而后门槛封闭板厚度增加到 1.2mm 之所以能有效降低中地板左后侧翻边处和后门槛封闭板的高应力水平,其原因是,后门槛封闭板与中地板左后侧翻边处高应力区连接。

整车其余位置应力均较低,如图 3-24~如图 3-29。

悬空工况下,局部应力详图见附录三。

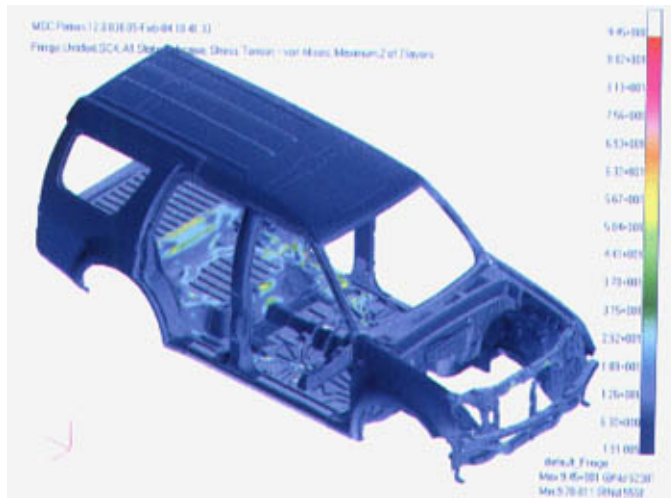


图 3-23 悬空工况下车身应力云图

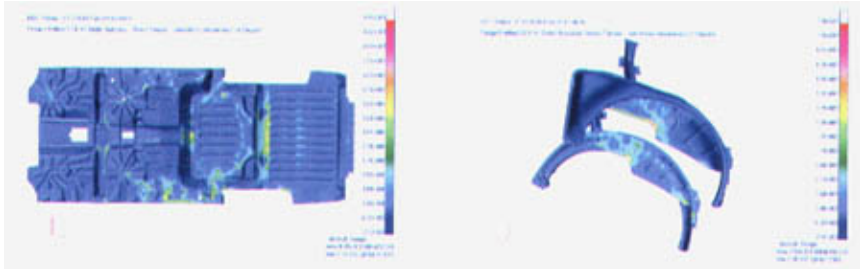


图 3-24 地板应力云图



图 3-25 后轮罩应力云图

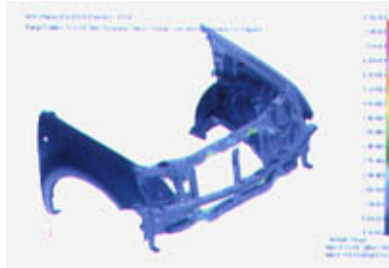


图 3-26 前围应力云图



图 3-27 后侧围应力云图



图 3-28 顶盖应力云图

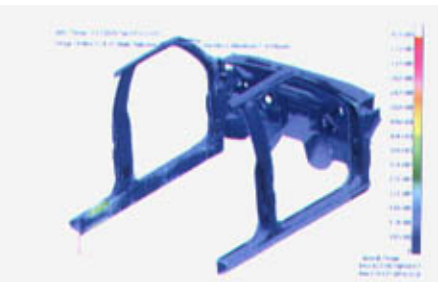


图 3-29 前侧围应力云图

3.4.4 制动工况静强度分析

3.4.4.1 制动工况约束条件与载荷

制动工况静强度分析的边界约束施加于四个轮子的中心，后轮约束 X、Y、Z 三个平动方向自由度，前轮约束 X、Z 二个平动方向自由度，左前轮自由，约束条件如图 3-30。载荷为满载（自重+动力总成+7 人，共 976.7Kg）+向前（-X 向）0.6g 过载。

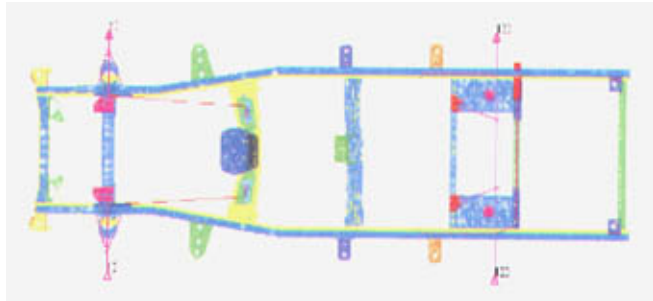


图 3-30 制动工况静强度分析边界条件

3.4.4.2 制动工况计算结果分析

图 3-31~图 3-37 为制动工况下整车及各分总成的应力云图。车身整体应力水平比较低。最大应力为 80.9MPa，位置是右后轮罩上，如图 3-33。

与弯曲工况相似，制动工况下，高应力区也主要发生在地板上，如图 3-32，地板上高应力区多数是加集中质量（模拟乘员）的位置或相邻区域，分析发现，乘员的集中质量加载在座椅位置处是地板产生高应力区的主要原因。因此，通过在地板上座椅安装位置处设置加强板后，较好的解决了此问题。

与弯曲工况相似，制动工况下，前地板横梁中央、左、右端产生高应力区，如图 3-32。其原因与弯曲工况相同，也是由于前地板横梁截面突变所致，通过改变前地板横梁结构，使前地板横梁两端截面变化趋于平缓减少突变后，较好的解决了此处应力集中的问题。

制动工况下，右后轮罩上存在此工况下车身最大应力 80.9MPa，如图 3-33。此处做动态响应分析时应予以重视。

整车其余位置应力均较低，如图 3-32~如图 3-37。

制动工况下，局部应力详图见附录四。

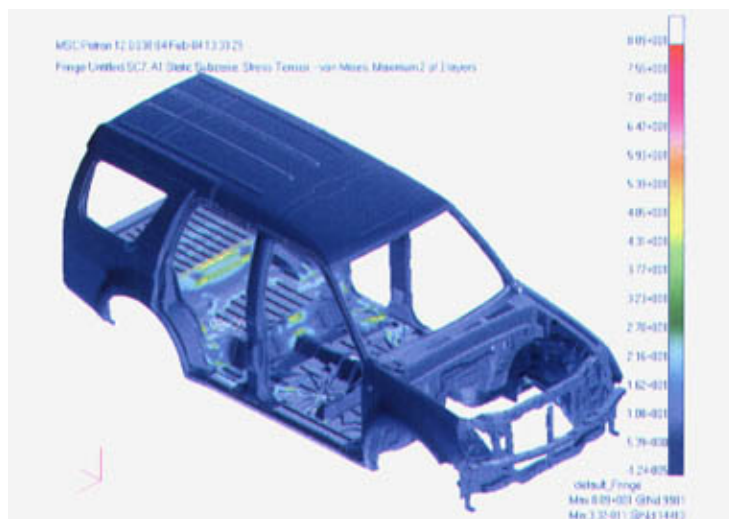


图 3-31 制动工况下车身应力云图

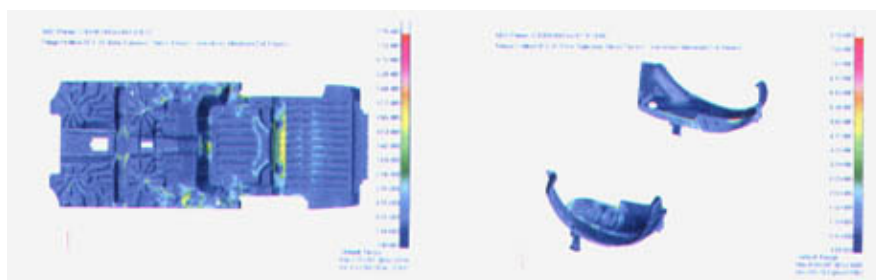


图 3-32 地板应力云图

图 3-33 后轮罩应力云图

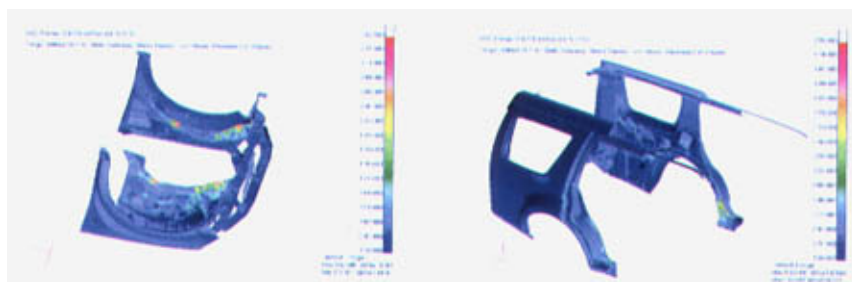


图 3-34 前围应力云图

图 3-35 后侧围应力云图

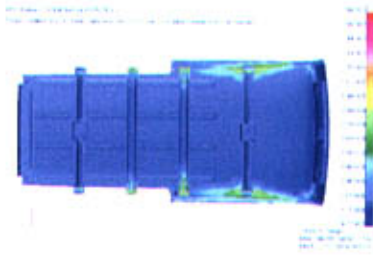


图 3-36 顶盖应力云图

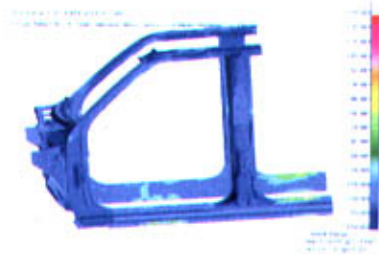


图 3-37 前侧围应力云图

3.4.5 转弯工况静强度分析

3.4.5.1 转弯工况载荷与约束条件

转弯工况静强度分析的边界约束施加于四个轮子的中心,前后轮分别约束 X、Y、Z 三个平动方向自由度,约束条件如图 3-38。载荷为满载(自重+动力总成+7 人,共 976.7Kg)+侧向(-Y 向)0.3g 过载。

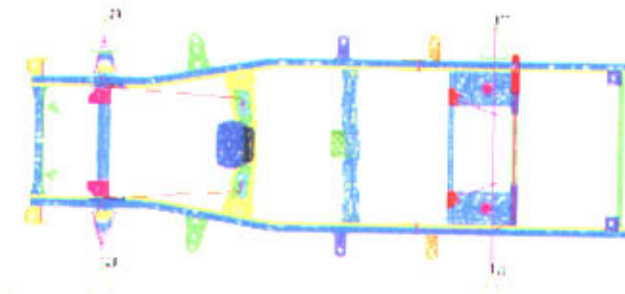


图 3-38 转弯工况静强度分析边界条件

3.4.5.2 转弯工况计算结果分析

图 3-39~图 3-45 为转弯工况下整车及各分总成的应力云图。车身整体应力水平比较低。最大应力为 89MPa,位置是后地板左侧,如图 3-40。

与弯曲工况相似，转弯工况下，高应力区主要发生在地板上，如图 3-40。最大应力为 89MPa，位置是后地板左侧。地板上高应力区多数是加集中质量（模拟乘员）的位置或相邻区域，分析发现，乘员的集中质量加载在座椅位置处是地板产生高应力区的主要原因。因此，通过在地板上座椅安装位置处设置加强板后，较好的解决了此问题。

与弯曲工况相似，转弯工况下，后地板左右两侧翻边上存在高应力区，最大应力 89MPa，如图 3-40。其产生的原因与弯曲工况相同，通过后地板前横梁与车架间建立支撑后，应力值降到 50.8MPa，较好的解决了此处应力集中的问题。

与弯曲工况相似，转弯工况下，前地板横梁中央、左、右端产生高应力区，如图 3-40。其原因与弯曲工况相同，通过改变前地板横梁结构，使前地板横梁两端截面变化趋于平缓减少突变后，较好的解决了此处应力集中的问题。

与弯曲工况相似，转弯工况下，左、右后轮罩上均存在高应力区（最大应力 76.2MPa），如图 3-41，此处做动态响应分析时应予以重视。

整车其余位置应力均较低，如图 3-40~如图 3-45。

转弯工况下，局部应力详图见附录五。

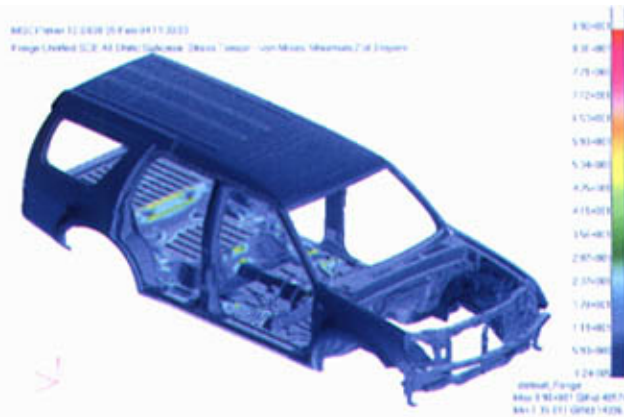


图 3-39 转弯工况下车身应力云图

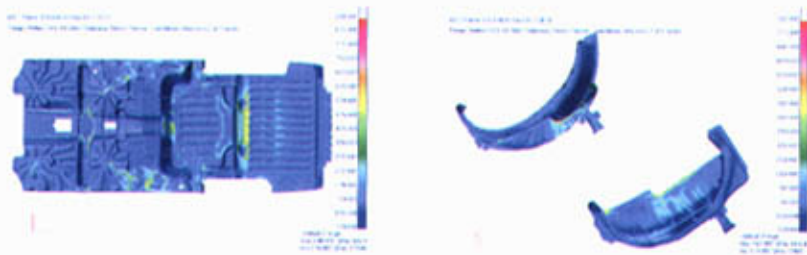


图 3-40 地板应力云图



图 3-41 后轮罩应力云图

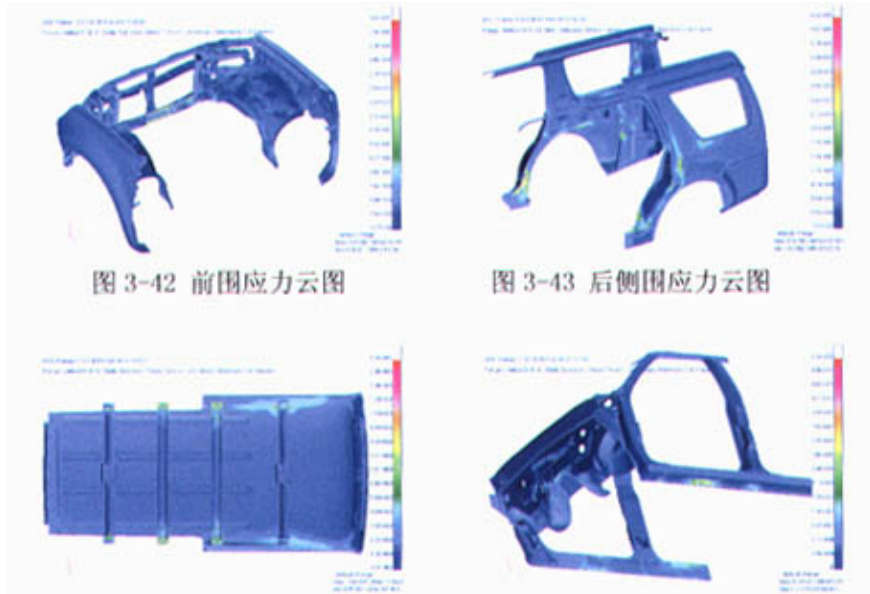


图 3-42 前围应力云图

图 3-43 后侧围应力云图

图 3-44 顶盖应力云图

图 3-45 前侧围应力云图

3.4.6 SUV 静强度分析结论

前面对五种工况的计算条件和计算结果分别进行了描述，并且分析了各种工况下不同高应力区产生的原因，及解决的办法。

由公式 2-4,对各种工况下计算得到的最大应力和设计允许的最大应力进行比较,如表 3-1

表 3-1 SUV 静强度分析结论 (单位: MPa)

工况	最大应力	安全系数	当量应力	许用应力	是否满足
弯曲	86.7	2.0	173.4	$\sigma_s=190$	满足
扭转	94.7	1.5	142.05	$\sigma-1=172$	满足
悬空	94.5	1.0	94.5	$\sigma_s=190$	满足
制动	80.9	1.5	121.35	$\sigma_s=190$	满足
转弯	89.0	1.5	133.5	$\sigma_s=190$	满足

从表 3-1 的比较来看,各种工况下的最大应力都在允许的范围,因此,在五种工况下,SUV 静强度均满足设计要求。

通过前面的分析发现,不同工况下出现最大应力的部位是不同的,其中扭转工况和悬空工况是比较危险的两种工况,在同样的位置这两种工况计算得到的应力较大。

本章小结

- 1 SUV 整车结构的弯曲刚度和扭转刚度值均高于福特同型车的弯曲刚度和扭转刚度值。因此，对于全新开发 SUV 整车结构的 CAE 分析而言，弯曲刚度和扭转刚度满足设计要求；
- 2 根据第四强度理论，SUV 整车结构五种工况下的静态强度值均小于材料屈服极限值。因此，对于全新开发 SUV 整车结构的 CAE 分析而言，静态强度分析满足设计要求。

第四章 SUV 整车结构动态响应分析

4.1 引言

汽车在实际使用中,受到随时间变化的外载荷作用,因此进行动载荷作用下的响应分析具有重要的实用价值。国外从八十年代就开始进行整车有限元模型在运行状况下的动响应分析^[32]和碰撞分析^[33],进入九十年代以后,将分析范围扩展到发动机和路面激励响应^[34]、汽车安全气囊^[35]、侧面碰撞^[36]、保险杠碰撞分析^[97]等领域。国内从八十年代中期开始,也进行了转弯、侧向振动、制动和操纵动力学仿真等方面的研究^[35-38]。这些工作是将车身简化为质点,从运动学的角度分析整车。应用有限元模型,进行动应力等动态响应的分析,工作比较少,仅有车架的动应力分析^{[39][40][41]}、汽车动力总成弯曲振动应力^[42]的分析,以及清华大学在碰撞方面进行的一些研究^[43]。建立整车详细有限元模型,完成动响应分析,在国内已逐步开展。

4.2 结构动力响应分析理论

当用有限元法求解结构的动力响应,其基本方程为^{[44][45][46][49]}

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F \quad (4-1)$$

式中,位移向量 U 是时间 t 的函数, F 为动载荷,是时间的已知函数。方程(4-1)的初始条件为

$$\left. \begin{aligned} U(0) = U_0; \dot{U}(0) = \dot{U}_0; t = 0 \\ M\ddot{U}(t) + C\dot{U}(t) + KU(t) = F(t), t > 0 \end{aligned} \right\} \quad (4-2)$$

对方程(4-2)求解,得到不同时间 t 的位移向量、速度向量和加速度向量。

对上面方程的求解,已发展了一些算法,大致可以分为两类:坐标变换法和直接积分法。模态振型叠加法是坐标变换法中常用的一种,纽马克和威尔逊 θ 法是两种常用的直接积分法,下面分别介绍这几种算法。

4.2.1 模态振型叠加法

模态振型叠加法的要点,是以系统的前 q 阶特征向量(振型)矩阵作为变换阵,利用特征矢量对质量、刚度和阻尼矩阵的正交性,使方程解耦,再通过求解解耦后的微

分方程求得答案。具体解法如下。

设已解出系统的前 q 个特征对，采用瑞利—里兹近似分析方法，以 q 个特征向量为基矢量，将节点位移矢量表示为

$$U = \phi_1 x_1(t) + \phi_2 x_2(t) + \cdots + \phi_q x_q(t) = \Phi_{n \times q} X_{q \times 1}(t) \quad (4-3)$$

式中

$$\Phi = [\phi_1 \quad \phi_2 \cdots \phi_q]$$

$$X(t) = [x_1(t) \quad x_2(t) \cdots x_q(t)]^T \quad (4-4)$$

分别是由前 q 个特征矢量 ϕ_i 构成的矩阵和待定函数 $x_i(t)$ 构成的列阵。将式(4-3)代入方程(4-1)，并在两边左乘 Φ^T ，根据模态正交性得

$$\ddot{X} + \Phi^T C \Phi \dot{X} + \Lambda X = P \quad (4-5)$$

式中，

$$P = \Phi^T F$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & & & \\ & 1 & & \\ & & \ddots & \\ & & & 1 \end{pmatrix}_{q \times q}$$

结构的阻尼矩阵可近似取^[47]

$$\Phi^T C \Phi = \text{diag}(2\xi_i \omega_i) \quad (i=1, 2, \dots, q) \quad (4-6)$$

式中， ξ_i 、 ω_i 分别表示第 i 阶的振型阻尼比和固有频率。

这时，式(4-5)变成完全解耦的方程组，其中每一个方程为

$$\ddot{x}_i(t) + 2\xi_i \omega_i \dot{x}_i(t) + \omega_i^2 x_i(t) = P_i(t) \quad (i=1, 2, \dots, q) \quad (4-7)$$

初始条件为

$$\left. \begin{aligned} x_i(0) &= x_i^0 \\ \dot{x}_i(0) &= \dot{x}_i^0 \end{aligned} \right\} \quad (i=1, 2, \dots, q) \quad (4-8)$$

式(4-8)中的初值可根据式(4-3)由下面关系求出

$$\left. \begin{aligned} X(0) &= \Phi^T M \Phi U_0 \\ \dot{X}(0) &= \Phi^T M \Phi \dot{U}_0 \end{aligned} \right\} \quad (4-9)$$

能满足初始条件(4-8)的方程(4-7)的解，可用杜哈米(Duhamel)积分表示为

$$x_i(t) = \frac{1}{\omega_i'} \int_0^t P_i(\tau) e^{-\xi_i \omega_i'(t-\tau)} \sin \omega_i'(t-\tau) d\tau + e^{-\xi_i \omega_i' t} (\alpha_i \sin \omega_i' t + \beta_i \cos \omega_i' t) \quad (4-10)$$

式中， $\omega_i' = \omega_i \sqrt{1 - \xi_i^2}$ ； α_i 、 β_i 由初始条件式(4-8)定出。上述积分一般用数值积分方

法计算。将上式求得的 $x_i(t) (i=1,2,\dots,q)$ 解代回方程(4-3)，即可求得响应解 $U(t)$ 。如果外载荷只激起少数低阶振型，而所需计算响应的时间较长，用振型叠加法较为适用。本论文中，用NASTRAN软件进行整车动态响应分析求解就采用振型叠加法^[50]。

4.2.2 直接积分法

直接积分法是根据动力学方程由 t 时刻的状态向量 $U(t)$ ， $\dot{U}(t)$ 和 $\ddot{U}(t)$ 计算 $t+\Delta t$ 时刻的状态向量 $U(t+\Delta t)$ 、 $\dot{U}(t+\Delta t)$ 和 $\ddot{U}(t+\Delta t)$ 。这样逐步前进，求出整个时段上离散点上的响应。即由 $U(t)$ ， $\dot{U}(t)$ 和 $\ddot{U}(t)$ ，根据方程

$$M\ddot{U}_{t+\Delta t} + C\dot{U}_{t+\Delta t} + KU_{t+\Delta t} = F_{t+\Delta t} \quad (4-11)$$

求出 $t+\Delta t$ 时刻的状态。它不仅适用于用原始坐标表示的方程组，如式(4-2)，也适用于用主振型表示的非耦合方程(4-5)。这种方法的基本思想是将来要在任何时刻 t 都应该满足的动力学方程(4-1)的位移向量 $U(t)$ ，代之以只要在时间离散点 L 满足动力学方程，而在一个时间间隔内，对位移、速度和加速度的关系采用某种假设。由于采用的假设的不同而有不同的积分方法，如中心差分法、纽马克法、威尔逊 θ 法和豪伯特法等。下面介绍计算中用到的纽马克法及它的改型威尔逊 θ 法。

4.2.2.1 纽马克法

纽马克(Newmark)于1959年提出了一个较简单的逐步积分格式。他根据拉格朗日中值定理，得出下式

$$\ddot{U}_{t+\Delta t} = \ddot{U}_t + \ddot{U}_i \Delta t \quad (4-12)$$

式中， \ddot{U} 是时区 $[t, t+\Delta t]$ 中某瞬时的加速度，它可近似地取为

$$\ddot{U} = (1-\gamma)\ddot{U}_t + \gamma\ddot{U}_{t+\Delta t} \quad (4-13)$$

将式(4-13)代入式(4-12)，得

$$\dot{U}_{t+\Delta t} = \dot{U}_t + [(1-\gamma)\dot{U}_t + \gamma\dot{U}_{t+\Delta t}] \Delta t \quad (4-14)$$

将位移 $U_{t+\Delta t}$ 用泰勒级数展开

$$U_{t+\Delta t} = U_t + \dot{U}_t \Delta t + \frac{1}{2} \dot{U}_\xi \Delta t^2 \quad (4-15)$$

将式(4-15)的第三项按式(4-13)写为

$$U_\xi = (1-2\beta)\ddot{U}_t + 2\beta\ddot{U}_{t+\Delta t} \quad (4-16)$$

再将式(4-16)代入式(4-15)，得

$$U_{i+\Delta t} = U_i + \dot{U}_i \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{U}_i + \beta \ddot{U}_{i+\Delta t} \right] \Delta t^2 \quad (4-17)$$

式(4-14)和(4-17)就是纽马克法所用的两个基本假定式。此二式中的 γ 和 β 为常数，它们的选取要考虑到保证这一积分格式的稳定性，即要保证积分结果不会在初始条件稍有改变或计算误差积累时，发生剧烈的跳动。如果不需限制 $\Delta t/T$ 的范围也能保持其稳定性，则这种积分格式是无条件稳定的。按无条件稳定的要求，应有：

$$1 > \gamma \geq 0.5; \beta \geq \frac{1}{4} \left(\frac{1}{2} + \gamma \right)^2 \quad (4-18)$$

显然，如果取 $\gamma=0.5$ ， $\beta=0.25$ ，则式(4-14)和(4-17)中所用的加速度是平均加速度，此时的纽马克法就是平均加速度法。由式(4-14)和(4-17)整理后，得

$$\begin{aligned} \ddot{U}_{i+\Delta t} &= \frac{1}{\beta \Delta t^2} (U_{i+\Delta t} - U_i) - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{U}_i - \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \ddot{U}_i \\ \dot{U}_{i+\Delta t} &= \frac{\gamma}{\beta \Delta t} (U_{i+\Delta t} - U_i) - \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) \dot{U}_i - \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\beta} - 2 \right) \ddot{U}_i \end{aligned} \quad (4-19)$$

将式(4-19)代入式(4-11)即可得到仅包含未知量 $U_{i+\Delta t}$ 的方程，由此解出 $U_{i+\Delta t}$ ，并回代入式(4-19)，得到 $\dot{U}(t+\Delta t)$ 和 $\ddot{U}(t+\Delta t)$ ，从而完成一个时间步的计算。由此逐步递推，求得时段内每一时间部末端的状态矢量。

4.2.2.2 威尔逊 θ 法

此法假定在每一个时间步内加速度呈线性规律变化。若由 t 时刻开始设一局部时间坐标 $\tau(0 \leq \tau \leq \theta \Delta t)$ ，则在 $t+\tau$ 时刻的加速度为

$$\ddot{U}_{i+\tau} = \ddot{U}_i + \frac{\tau}{\theta \Delta t} (\ddot{U}_{i+\theta \Delta t} - \ddot{U}_i) \quad (4-20)$$

其中，为保证积分格式的无条件稳定，应取常数 $\theta \geq 1.37$ 将上式对 τ 积分得

$$\begin{aligned} \dot{U}_{i+\tau} &= \dot{U}_i + \tau \ddot{U}_i + \frac{\tau^2}{2\theta \Delta t} (\ddot{U}_{i+\theta \Delta t} - \ddot{U}_i) \\ U_{i+\tau} &= U_i + \tau \dot{U}_i + \frac{\tau^2}{2} \ddot{U}_i + \frac{\tau^3}{6\theta \Delta t} (\ddot{U}_{i+\theta \Delta t} - \ddot{U}_i) \end{aligned} \quad (4-21)$$

此二式对 $0 \leq \tau \leq \theta \Delta t$ 保持正确。现取 $\tau = \theta \Delta t$ 得

$$\begin{aligned} \dot{U}_{i+\theta \Delta t} &= \dot{U}_i + \theta \Delta t \ddot{U}_i + \frac{\theta \Delta t}{2} (\ddot{U}_{i+\theta \Delta t} - \ddot{U}_i) \\ U_{i+\theta \Delta t} &= U_i + \theta \Delta t \dot{U}_i + \frac{\theta^2 \Delta t^2}{6} (\ddot{U}_{i+\theta \Delta t} + 2\ddot{U}_i) \end{aligned} \quad (4-22)$$

现在可以像纽马克方法那样，由上式整理得

$$\begin{aligned}\ddot{U}_{t+\theta\Delta t} &= \frac{6}{\theta^2\Delta t^2}(U_{t+\theta\Delta t} - U_t) - \frac{6}{\theta\Delta t}\dot{U}_t - 2\ddot{U}_t \\ \dot{U}_{t+\theta\Delta t} &= \frac{3}{\theta\Delta t}(U_{t+\theta\Delta t} - U_t) - 2\dot{U}_t - \frac{\theta\Delta t}{2}\ddot{U}_t\end{aligned}\quad (4-23)$$

将式(4-23)代入 $t + \theta\Delta t$ 时刻的动力方程

$$M\ddot{U}_{t+\theta\Delta t} + C\dot{U}_{t+\theta\Delta t} + KU_{t+\theta\Delta t} = F_{t+\theta\Delta t}\quad (4-24)$$

解出 $U_{t+\theta\Delta t}$ 。再将所得的 $U_{t+\theta\Delta t}$ 代入式(4-23)，得到 $\ddot{U}_{t+\theta\Delta t}$ 。最后把所得的 $\ddot{U}_{t+\theta\Delta t}$ 代入式(4-20)和式(4-21)，并令式中的 $\tau = \Delta t$ ，得

$$\begin{aligned}\ddot{U}_{t+\Delta t} &= \frac{6}{\theta^3\Delta t^2}(U_{t+\theta\Delta t} - U_t) - \frac{6}{\theta^2\Delta t}\dot{U}_t - \left(\frac{3}{\theta} - 1\right)\ddot{U}_t \\ \dot{U}_{t+\Delta t} &= \dot{U}_t + \frac{\Delta t}{2}(\ddot{U}_{t+\Delta t} + \ddot{U}_t) \\ U_{t+\Delta t} &= U_t + \Delta t\dot{U}_t + \frac{\Delta t^2}{6}(\ddot{U}_{t+\Delta t} + 2\ddot{U}_t)\end{aligned}\quad (4-25)$$

这样，就完成了—个时间步的计算。

4.2.3 求解大型线性方程组的波前法

在有限元分析中，最后总归结为求解—个大型线性代数方程组。在本章中，式(4-24)和(4-11)的求解，是线性方程组的求解。现在有限元模型的自由度已经达到几万、几十万甚至上百万，这样大型方程组的求解，必须选用合适的算法。经验表明^[44]，在线性问题的分析中，求解联立代数方程组所需的时间，约占求解总时间的三分之一到二分之一，在求解非线性和动态问题时，所占比例还要大。在有限元方程组里，其系数矩阵具有两个特点：高度稀疏性和正定性。根据方程组的特点，发展了一些算法。这些解法可分为直接法和迭代法两大类。迭代法以逐次超松弛迭代法为代表。直接法以高斯消去法和改进的乔列斯基法等为代表。迭代法的优点是程序简单，所需的机器存储量小，但存在收敛性问题。目前，有限元求解中，主要采用直接法。波前法是 Irons^[48]于1970年提出的一种改进的高斯全主元消元法。它在程序的处理上使单元刚度阵的组集和消元交替进行，以充分利用外部存储器，减少对内存的需求，同时省去了大量不必要的乘零计算，减少了计算时间。相对迭代法而言，它的解题精度高，解题时间固定，所以用于求解大型稀疏线性方程组。

波前法是以存储量最小为准则的主元消元法。该法的基本思想是组装方程同时消去变量，当方程的系数由相关的单元贡献，经组装以后，立即消取相应的变量，约简

方程系数，然后送到外存储器，以便回代使用。波前法的原理如下。

设 n 阶对称正定的有限元方程组

$$\sum_{j=1}^n k_{ij} u_j = r_i, \quad i=1, 2, \dots, n \quad (4-26)$$

对第 s 个方程消元, 可先解出

$$u_s = \left[r_s - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq s}} k_{sj} u_j \right] / k_{ss} \quad (4-27)$$

将式(4-27)代入式(4-24), 可得 $n-1$ 阶方程组

$$\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \bar{k}_{ij} u_j = \bar{r}_i, \quad i=1, 2, \dots, s-1, s+1, \dots, n \quad (4-28)$$

式中

$$\begin{aligned} \bar{k}_{ij} &= k_{ij} - k_{is} k_{sj} / k_{ss} \\ \bar{r}_i &= r_i - r_s k_{is} / k_{ss} \end{aligned} \quad (4-29)$$

上述修改, 只有当 k_{is} 和 k_{sj} 都不为零时才进行。由于有限元方程的系数矩阵的稀疏性, 修改中受到影响的元素只是很小一部分, 可用压缩存储的方式将其集中, 并仅存上三角部分。由式(4-29)看出, 对未知量 u_s 的消元, 并不需式(4-24)全部叠加完后再做, 只要 $k_{is}(=k_{si})$ 和 r_s 形成即可。

每个消元步中实际被修改的列称为活动列, 活动列对应的变量称为活动变量, 活动变量连同主元未知变量一起, 即为波前。波前中活动变量个数即波前数(波宽)。设第 i 步的波前由编号为 $j_1, j_2, \dots, j_u, \dots, j_w$ 的未知变量组成, j_u 为主元未知变量编号。由式(4-29), 对 j_u 变量的消元, 即是对其中完全了的元素(其系数在以后组集其它单元时不会改变)之外的元素的修改

$$\begin{aligned} \bar{k}_{is} &= k_{is} - k_{iu} k_{us} / k_{uu} \\ \bar{r}_i &= r_i - r_u k_{iu} / k_{uu} \end{aligned} \quad (4-30)$$

完全了的方程在消去了其它方程中的变量以后, 它在消去过程中就没有用了, 将它的系数送到外存中以便回代使用。在加入新的单元时, 一旦出现完全的方程就进行消元, 一面累加一面消元, 直至全部单元都进行完毕。然后就可以回代求解了, 其回代公式为

$$u_s = \left[r_s - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq s}} k_{sj} u_j \right] / k_{ss} \quad (4-31)$$

4.3 SUV 整车动态响应分析

在对 SUV 整车结构静强度、刚度进行分析,并改进设计的基础上,对 SUV 整车进行了动态响应分析。动态响应分析采用刚体和柔体相结合的方法,充分考虑柔体部件对机械系统运动的影响,通过有限元软件与多体动力学软件之间的双向接口,得到基于精确动力学仿真结果的应力应变分析结果。

利用刚柔相结合的方法进行动态响应分析的主要步骤为:

1) 在有限元软件 Hypermesh 中,建立柔性体部件的完整有限元模型,并利用有限元软件生成多体动力学软件 Adams 所需要的柔性体模态中性文件,模态中性文件中包含了柔性体的质量,质心,转动惯量,频率,振型等信息;

2) 在多体动力学软件 Adams 中,建立好刚性体的模型,读入模态中性文件,指定好部件之间的连结方式,按实际情况定义载荷和边界条件进行机械系统的动力学分析。在分析完成后输出有限元软件 Nastran 所需要的载荷文件,此文件包含了对应于运动过程中柔性体的运动状态和所承受的载荷等信息;

3) 在有限元软件 Nastran 中,将载荷文件中对应时刻的载荷施加到柔性体上,对有限元模型进行应力恢复,得到柔体中各部件随时间变化的应力分布。

4.3.1 动态响应分析计算条件

作为柔性体的车身、车架的有限元模型采用同静力分析一样的模型如图 2-1 和图 2-2 所示。通过 ADAMS/Flex 接口导入车身和车架的模态中性文件生成 ADAMS 动力学分析的柔体部分,在 ADAMS 中直接建立刚体部分(包括前后悬架系统、后桥、减震器和阻尼等),并且定义二者连接方式和实际的载荷边界条件,具体模型入如图 4-1 和图 4-2 所示。

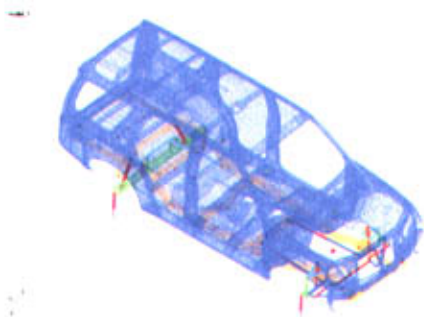


图 4-1 刚柔体结合的分析模型 1

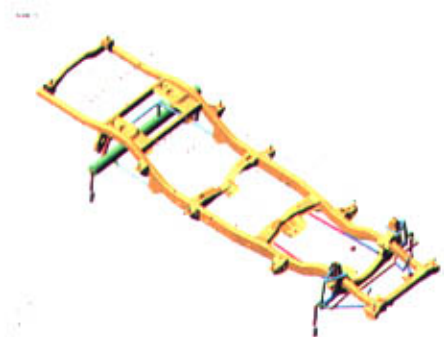


图 4-2 刚柔体结合的分析模型 2

激励的输入为国家 D 级公路路谱，车速为 45 公里/小时。将其转化为随时间变化的位移激励输入，如图 4-3~图 4-4 所示。

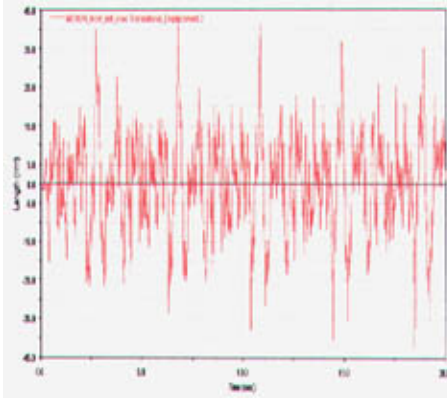


图 4-3 左前轮位移激励曲线

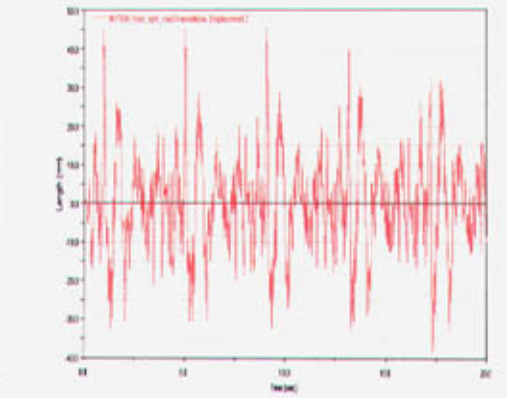


图 4-4 右前轮位移激励曲线

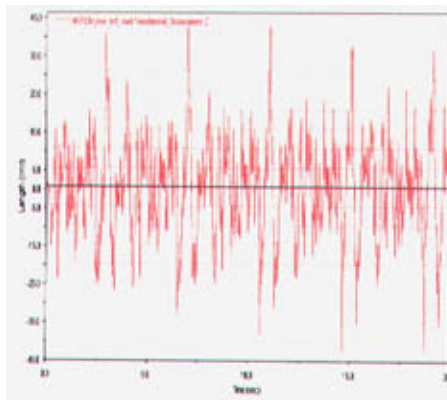


图 4-5 左后轮位移激励曲线

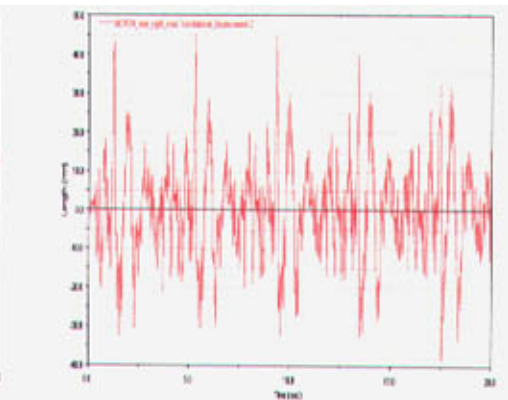


图 4-6 右后轮位移激励曲线

4.3.2 动态响应计算结果和分析

根据上面的激励，利用 ADAMS 做了 20 秒钟仿真计算，由有限元软件 Nastran 恢复了车身后地板在 8 秒至 10 秒间的应力分布（从静强度分析可知，地板是高应力区比较多的部位，因此，频率响应分析只输出了地板的应力）。由于仿真计算的时间步长为 0.01 秒，给出每步的结果不现实，因此只给出了车身地板在典型时刻的应力分布（主要为有高应力区出现的时刻），如图 4-7~图 4-10 所示。图 4-12~图 4-14 给出了各感兴趣高应力区某单元随时间变化的应力曲线，单元的具体位置如图 4-11 所示。

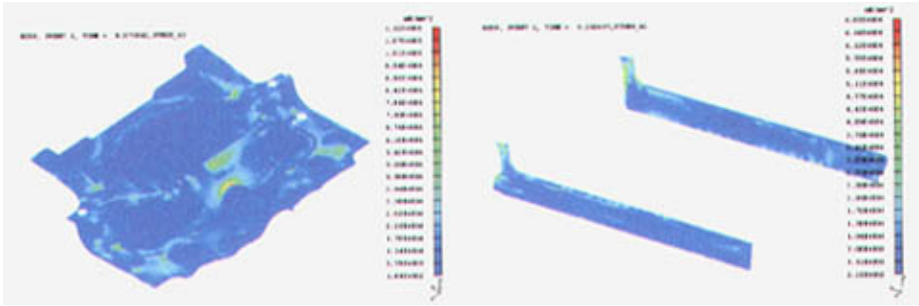


图 4-7 中地板在 $t=8.074$ 时刻的应力分布 图 4-8 门槛在 $t=8.244$ 时刻的应力分布

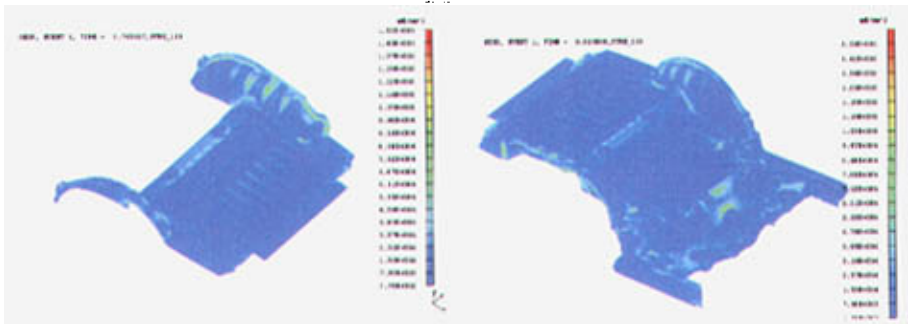


图 4-9 后地板在 $t=8.744$ 时刻的应力分布 图 4-10 地板在 $t=9.825$ 时刻的应力分布

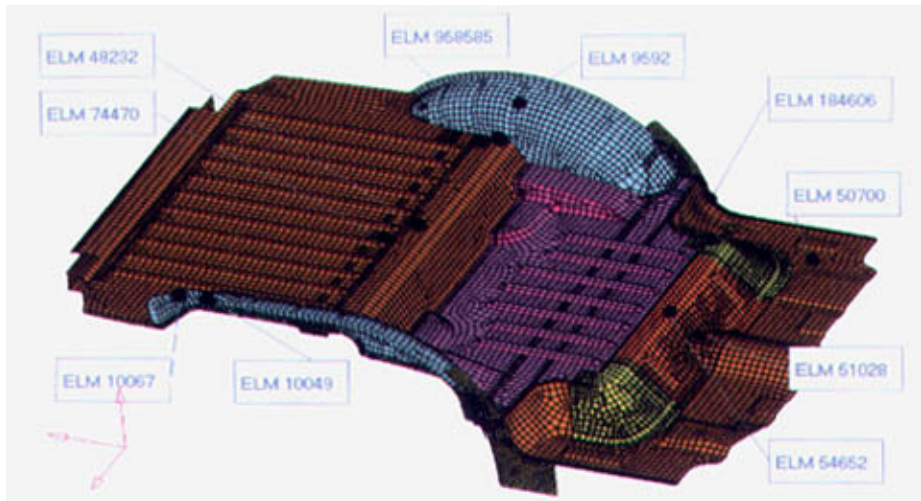


图 4-11 高应力区域选取单元的位置和相应单元编号

从图 4-7~图 4-10 可以看出，高应力区主要出现在中地板加强件中央、轮罩上、轮罩和地板连接处。特别是中地板加强件中央及轮罩和地板连接处会出现超过 150Mpa 的应力，但放大高应力区可以发现出现超过 150Mpa 的区域很小，几乎集中到一个节点附近，通过仔细分析发现该点一般有焊点连接，或者附近的网格不理想，导致该点

的应力集中；除去应力集中点外，高应力区的应力都几乎在 90Mpa 以下。另外，后地板虽然设置了两根横梁，但是没有和车架直接连接，由于它的前后跨度较大且上面承受两个人的重量，因此，当车行驶在颠簸的路面上时，在该区域出现高应力是合理的，这恰好与静力计算的结果一致。

从图 4-8 和图 4-12 可以看出左右后门槛内封板仍然有应力集中，但是由于板料已经加厚，因此，虽然圆弧处应力比周围区域应力高，但从整体来说，该部位的应力还是比较底的。

从图 4-7 和图 4-13 可以看出，中地板加强板中间出现高应力区域，但是从该区域有代表性的单元 51082 的应力时程曲线来看，该区域的平均应力在 90Mpa 以下，从动力学的观点来看，瞬时的高应力不会对结构有影响。

从图 4-10 和图 4-14 可以看到，轮罩和后地板连接的地方会出现高的瞬时应力，但是从典型单元 958585 的应力时程曲线来看，同样出现瞬时高应力的时刻很少，结合前面的分析，瞬时的高应力不会对结构有影响。

其余典型单元应力时程曲线见附录六。

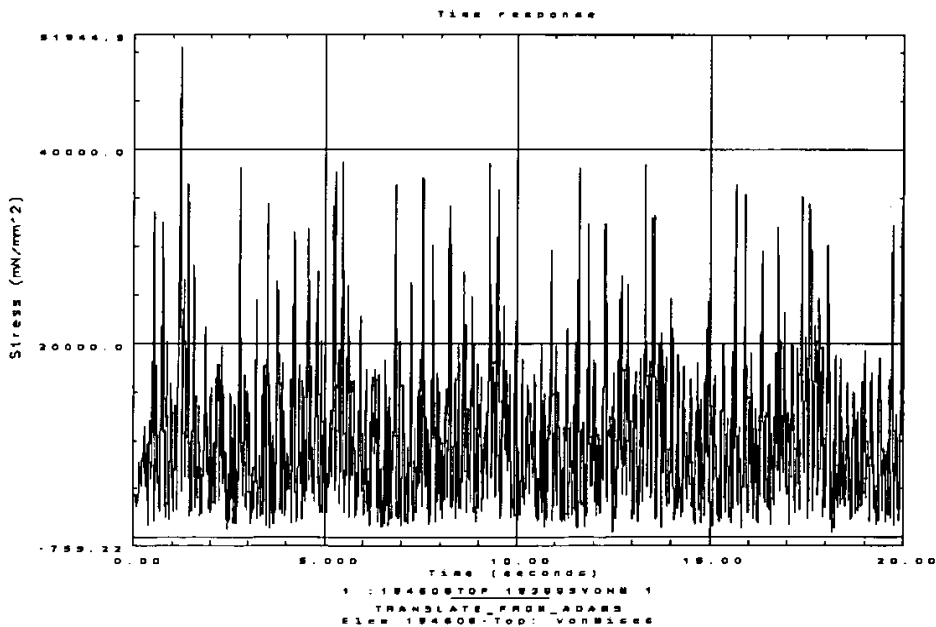


图 4-12 门槛处单元 184404 的应力时程曲线

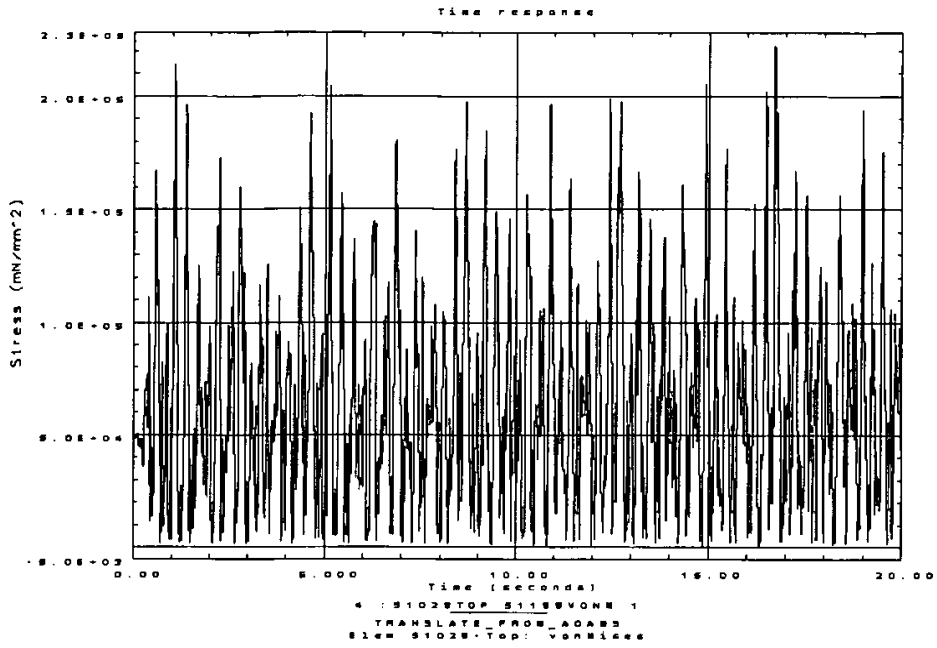


图 4-13 中地板加强板处单元 51028 的应力时程曲线

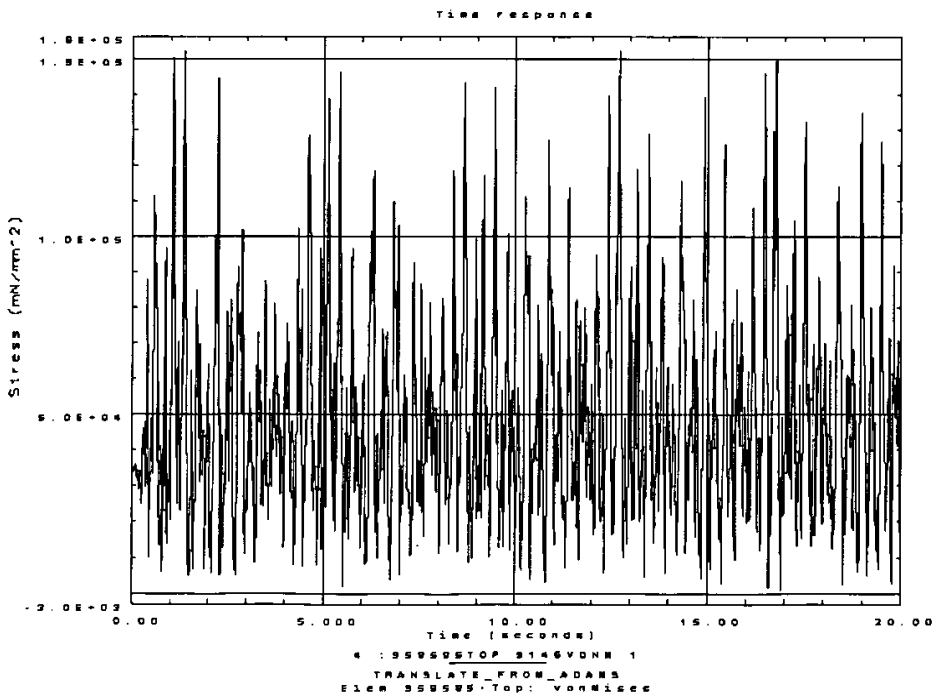


图 4-14 后地板单元 958585 的应力时程曲线

本章小节

1) 通过刚柔相结合的动响应分析, 在国家标准 D 级公路路面谱的激励下, 从车地板的动应力时程曲线可以看出, 车地板的平均应力很小, 虽然某些部位有瞬时高应力的出现, 但是从动力学的观点来看, 瞬时高应力对车身结构的影响很小。因此, 车身的动强度可以满足设计要求;

2) 虽然在刚度、静强度和动强度方面, 车身的设计可以满足要求, 但是通过对比表明: 对一些部位的改进可以有利于降低局部的高应力, 如后门槛处增加加强板。

3) 从数值模拟来看, 焊点对局部区域的应力影响较大, 因此, 从工艺上, 要合理布置焊点和焊缝的位置, 应尽量避免结构突变区。

结论与展望

对汽车整体结构进行 CAE 分析,是研究其可靠性、寻求最佳设计方案的主要手段。有限元分析已成为计算机辅助设计中的不可缺少的重要环节,已融入到每一辆汽车的设计中。它包括从结构的物理模型抽象为有限元计算的数学模型,计算程序的选择或修改,以及计算前后大量信息数据的处理等过程。最后获得结构的应力分布、变形分布、内力分布,结构的固有特性和动响应。利用这些数据,进行相应的改进设计。

本课题是北京***汽车公司全新开发 SUV 整车结构的 CAE 分析项目,以 SUV 整车结构为对象,建立整车的 CAE 有限元模型,进行静、动态特性的分析和结构修改,在结构设计阶段,发挥了 CAE 分析突出的指导作用:

1) 建立了 SUV 整车结构 CAE 分析详细有限元模型,经过计算表明模型是可行的;

2) 通过对 SUV 整车结构扭转刚度和弯曲刚度的分析,对整车结构进行改进,提高整车刚度,使得其刚度达到国外先进同型车刚度水平;通过对弯曲、扭转、悬空、转弯和制动五种工况的静强度分析,找出高应力区,改进了局部不合理结构,完成了对 SUV 整车结构的优化设计;

3) 通过刚柔相结合的动态响应分析,在国家标准 D 级公路路面谱的激励下,得到了整车地板较危险部位的动应力时程曲线,计算结果表明:车地板的平均应力很小,虽然某些部位有瞬时高应力的出现,但是从动力学的观点来看,瞬时高应力对整车结构的影响很小。

就本课题而言,在结构设计阶段,CAE 分析发挥了突出的指导和检验作用;CAE 分析是融入到汽车的设计与改进的每个环节的,在 SUV 样车下线后,更加应该发挥 CAE 分析对试验的检验作用,因此,做如下展望:

1) SUV 做道路行驶实验时,应当根据静态和动态响应分析的结果,对感兴趣部位布置传感器,获取真实路况下的响应数据,再与动态响应分析结果对比;

2) 在进行道路行驶实验和动态响应分析过程中,应根据情况,用专业疲劳分析软件(FATIGUE)做整车结构疲劳分析;

3) 在做汽车被动安全实验时(正侧面碰撞等),应用专业汽车碰撞分析软件(如 PAM-CRASH、LS-DYNA)进行模拟,有效地保护驾驶员及乘员的安全,减少实车碰撞次数,节省实验费用,充分发挥 CAE 分析的作用。

参 考 文 献

- [1] Negel R. N, 21st Century Manufacturing Enterprise Strategy. Bethehem: Iacocco Institute, Lehigh University, 1992.
- [2] Kidd P. T, Agile Manufacturing: Forging New Frontiers. Workingham, Addison-Wesley publishes, 1994.
- [3] Byme J. A, Virtual Corporation. Boston: Business Week, 1993, Feb8, P98-102.
- [4] 路甬祥, 工程设计的发展趋势和未来. 机械工程学报, Vol. 33, No. 1, 1997: P1-8
- [5] 张东业, 汽车工业 CAD/CAM 技术的发展和展望. 汽车技术, 1995(8): 29
- [6] B. W. Deutshel, R. B. Katnik, etc, Improving Vehicle Response to Engine and Road Excitation Using Interactive Graphics and Modal Reanalysis Methods. SAE900817, 1990, P1126-1132
- [7] B. K. Shahidi, Wei Ho, Bo Han, Steering Column/Instrument Panel NVH Analysis in Full Size Pickup Trucks Using MSC/NASTRAN -Part 1. SAE 962190, 1996, P364--366
- [8] Jasuja S. C., Kosik R. C., Application of CAE Analyses for Improved NVB Performance of the New 1992 Econoline. SAE Transaction, 1992, P1125-1135
- [9] M. Igarashi, 1989 Suzuki Sidekick/Geo Tracker Body Structure Analysis. SAE 892536, 1989, P1864-1872
- [10] T. Schiller, T. Osawa, Incorporation of Analytical Simulations into the NVH Design and Development Process of the Nissan Quest. SAE 922121, 1992, P1560-1570
- [11] 官飞, 王烈等, 汽车的简化模型与车架动应力分析. 应用力学学报, Vol2, No. 2, 1985, P85-99
- [12] 土裴, 刘昕等, SY-622B 客车车身车架计算机辅助设计的探讨. 汽车工程, Vol. 8, No. 2, 1986, P29—40
- [13] 谷安涛, 我国城市客运大客车车身结构强度研究, 汽车工程, Vol. 9, No3, 1987: P29-34
- [14] 李承德, 整车系统多自由度模型及随机振动响应分析, 汽车工程, Vol. 9, No. 2, 1987: P26-41

- [15] 赵济海, 林茂成等, 路面激励工况的定义、分级与应用, 汽车工程, Vol. 11, No. 4, 1989: P10-18
- [16] 李玉娟, 超重型汽车车架静动态应力的有限元分析, 汽车工程, Vol. 11, No. 1, 1989: P35-43
- [17] 虞明, 赵济海等, 定远试验区汽车试验路面谱的研究, 汽车工程, Vol. 12, No. 2, 1990: P10-18
- [18] 鲍警予, 路面对四轮汽车的输入谱矩阵, 汽车工程, Vol. 14, No. 1, 1992: P39-45
- [19] 李方泽, 李德葆等, 大型矿用承载车架的模式试验与结构修改模拟分析, 汽车工程, Vol. 13, No. 4, 1991: P214-222
- [20] 吕振华, 冯振东, 邬惠乐, 结构固有振动特性设计的最优动力学修改原理, 汽车工程, Vol. 13, No. 3, 1991: P137-143
- [21] 张维峰, 戴冠军, 刘万锋, 汽车零部件动态应变场的模式分析法, 汽车工程, Vol. 19, No. 4, 1997: P221-225
- [22] 高云凯, 康健等, 汽车动力总成弯曲振动固有特性的有限元计算及结构修改灵敏度分析. 汽车工程, 1995, Vol. 17, No. 6, P354-359
- [23] 陈铭年, H. J. Beemiann, 庄继德, 客车结构杆连接的真实形状对结构计算的影响, 汽车工程, Vol. 18, No. 1, 1996: P44-50
- [24] 周孔亢, 陈龙, 周国新, 车辆货箱对车架强度影响的研究, 机械工程学报, Vol. 32, No. 5, 1996: P99-104
- [25] 高圣彬, 高卫民等, 关于提高桑塔纳 2000 型白车身扭转刚度的研究. 汽车工程, Vol. 18, No. 2, 1996, P72-76
- [26] 屈求真, 轿车车身结构的有限元分析与评价, 汽车工程, Vol. 18, No. 3, 1996: P148-151
- [27] 施杰, 周建军等, 桑塔纳轿车座椅总成模拟碰撞数值分析及试验研究. 汽车工程, Vol. 19, No. 5, 1997, P298-301
- [28] 裘新, 黄世霖, 李一兵, 非线性有限元模拟计算技术在汽车被动安全性研究中的应用, 汽车技术, No. 2, 1998
- [29] Hypermesh6.0 reference manual, Altair, 2002
- [30] MSC.Nastran2001 Reference Manual, Msc, 2001
- [31] 卢耀祖, 周中坚, 机械与汽车结构的有限元分析, 同济大学出版社, 1998, P242-244
- [32] Garro L., Vullo V., Deformations Car Body Joints Under Operating Conditions, Paper861397, SAE, 1986.

- [33] M. Igarashi, 1989 Suzuki Sidekick/Geo Tracker Body Structure Analysis. SAE 892536, 1989, P1864-1872
- [34] B. W. Deutshel, R. B. Katnik, etc, Improving Vehicle Response to Engine and Road Excitation Using Interactive Graphics and Modal Re-analysis Methods. SAE 900817, 1990, P1126-1132
- [35] 雷雨成, 赵清亮等, 汽车全工况操纵和制动动力学 17 自由度的建模与仿真, 汽车工程, Vol. 18, No. 6, P325--337.
- [36] Tanavde A. S. , et al , Airbag Modeling Using Initial Metric Methodology . SAE950875, 1995
- [37] 刘蕴博, 郭孔辉, 计算机模拟技术在汽车制动稳定性研究中的应用, 汽车工程, Vol. 13, No. 4, 1991, P193-201.
- [38] 袁清珂, 汽车动力学性能的计算机仿真, 汽车工程, Vol. 17, No. 3, 1995, P137-144.
- [39] 官飞, 王烈等, 汽车的简化模型与车架动应力分析, 应用力学学报, Vol. 2 No. 2, 1985, P85-99
- [40] 李玉娟, 超重型汽车车架静动态应力的有限元分析, 汽车工程, Vol. 11, No. 1 , 1989: P35-43
- [41] 王烈, 顾天恒等, 汽车车架动应力匀化分析于实验研究, Vol. 20, No. 2, 1998 : P90-107.
- [42] 高云凯, 汽车动力总成弯曲振动应力响应及其激励灵敏度分析, 汽车工程, Vol. 18, No. 3, 1996, P163 - 167.
- [43] 裘新, 黄世霖, 李一兵, 非线性有限元模拟计算技术在汽车被动安全性研究中的应用, 汽车技术, No. 2, 1998
- [44] 饶寿期, 有限元法和边界元法基础, 北京航空航天大学出版社, 1990
- [45] Kardestuncer H., Finite Element Handbook, McGraw-Hill Book Company, 1987
- [46] 杨菊生, 揽生瑞, 有限元法程序设计, 西安交通大学出版社, 1990.
- [47] 刘北辰, 工程计算力学—理论与应用, 机械工业出版社, 1994.
- [48] Irons B.M. , A Frontal Solution Program , Int. J. Num. Math Eng. No. 2 , 1970 , P5-32.
- [49] 靳晓雄, 张立军, 江浩, 汽车振动分析, 同济大学出版社, 2002
- [50] MSC. Software 中国解决方案论坛 2000 论文集, Msc , 2000

致 谢

本论文是在导师彭大暑教授的悉心指导和严格要求下完成的。无论在论文选题的确定还是在论文的具体过程中，导师均付出了辛勤的劳动，在论文的修改和定稿过程中，更是倾注了大量的心血。在研究工作的整个过程中导师给予了我无微不至的关怀和大力帮助，并针对论文的学术思想和内容提出了宝贵意见。导师渊博的知识、严谨的治学态度和求实的科研作风使学生受益匪浅，导师的为人让学生更加为之敬佩。在此，我谨向导师致以崇高的敬意和衷心的感谢！

感谢中南大学材料科学与工程学院林高用老师、杨立斌老师、陈明安老师和湘潭大学林启权老师在论文撰写过程中提供诸多帮助和宝贵的意见；感谢中南大学材料科学与工程学院王德志老师、邓运来老师、王孟军老师在论文修改过程中提供的宝贵意见；感谢袁东同学在论文撰写过程中提供的无私帮助；感谢在校期间给予过我关心和帮助的所有老师和同学。

致谢人：彭铁文

2004年12月

攻读学位期间主要成果:

学术论文:

- (一) 彭铁文, 彭大暑, 某运动型多功能车整车结构动态响应分析, 湘潭大学学报, 2005 (2)

完成项目:

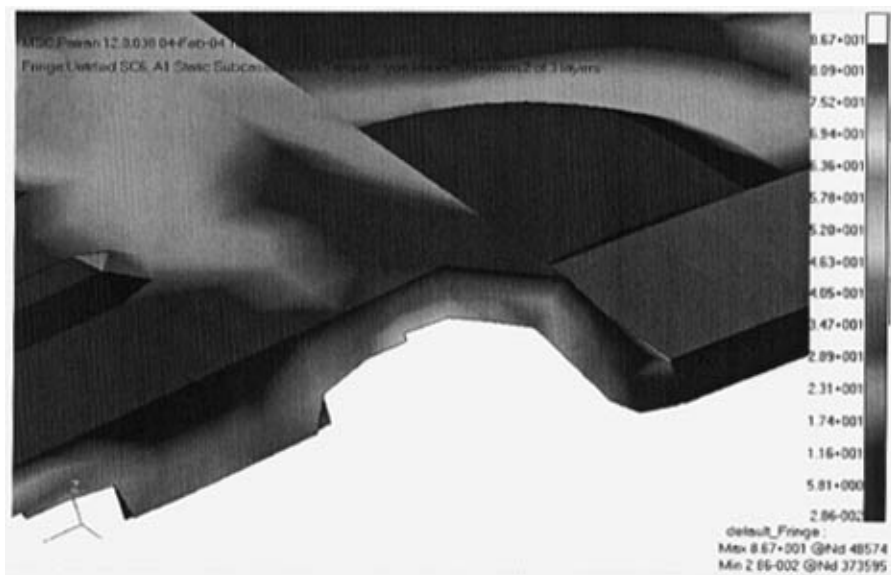
1. 某 SUV 整车刚度、静强度、模态及动态响应分析
2. 某军用吉普 (二代) 整车刚度、静强度、模态及动态响应分析
3. 上海大众帕萨特 (Passat) 刹车踏板优化分析
4. 重庆长安某轿车有限元建模
5. 柳汽 M31 重卡驾驶室刚度、静强度及模态分析

附录一

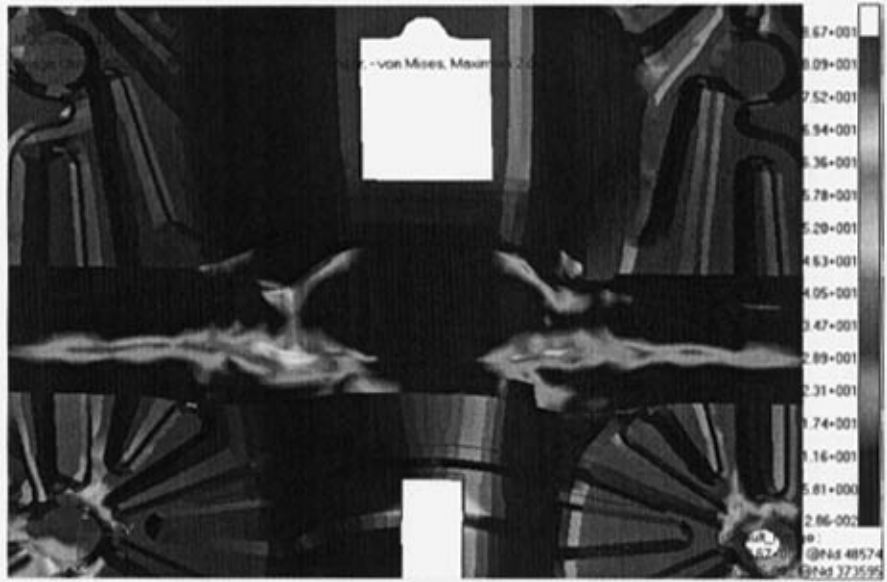
——SUV 整车结构静强度分析弯曲工况下各局部应力图



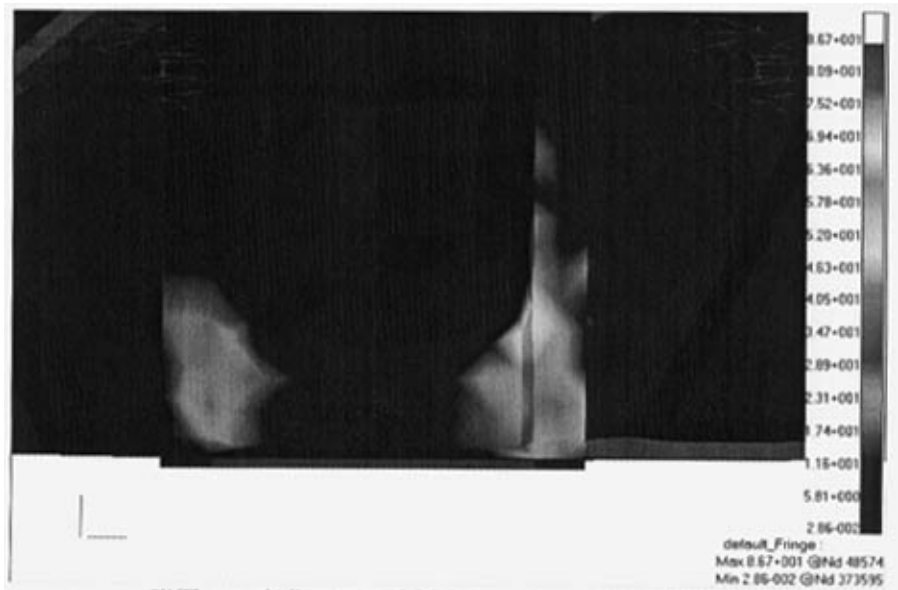
附图 1-1 弯曲工况下地板应力云图 1（后地板左侧）



附图 1-2 弯曲工况下地板应力云图 2（后地板右侧）



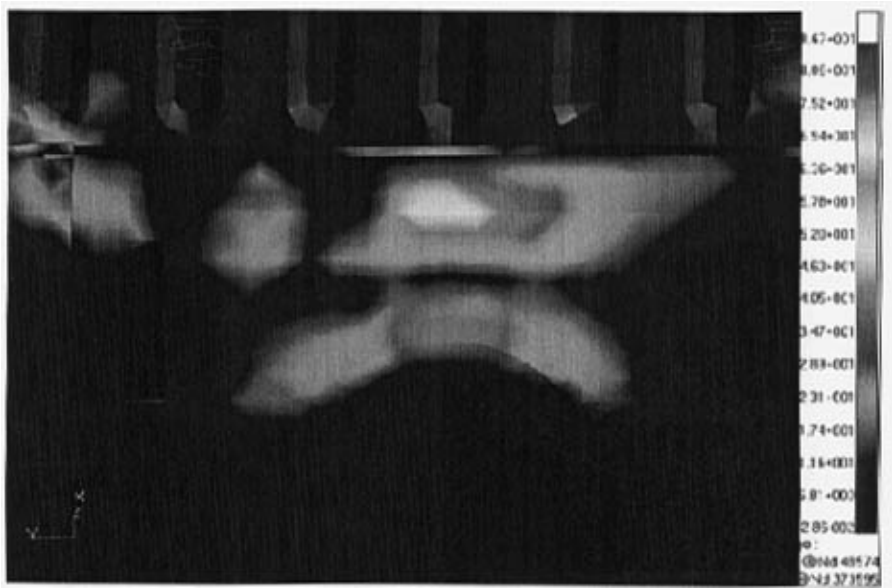
附图 1-3 弯曲工况下地板应力云图 3（前地板横梁中央）



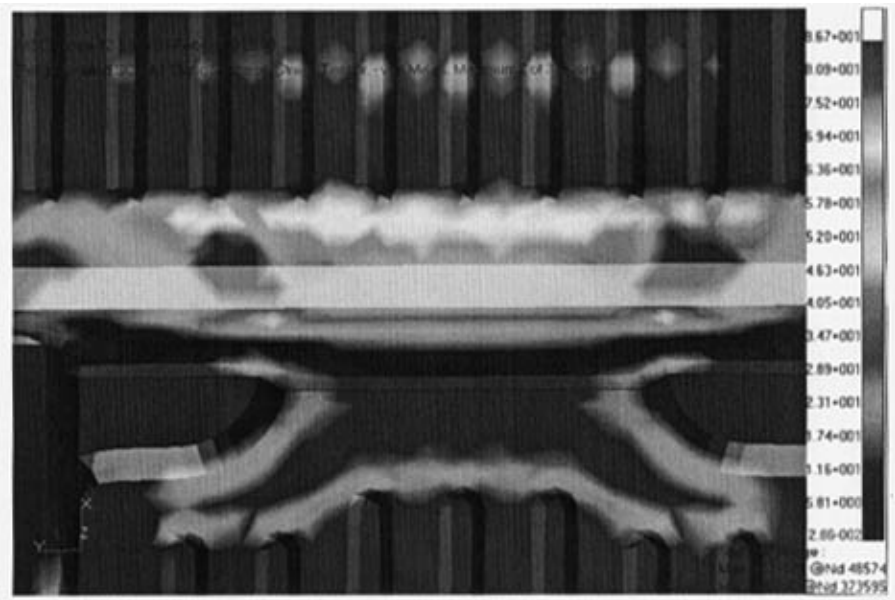
附图 1-4 弯曲工况下地板应力云图 4（前地板横梁左端）



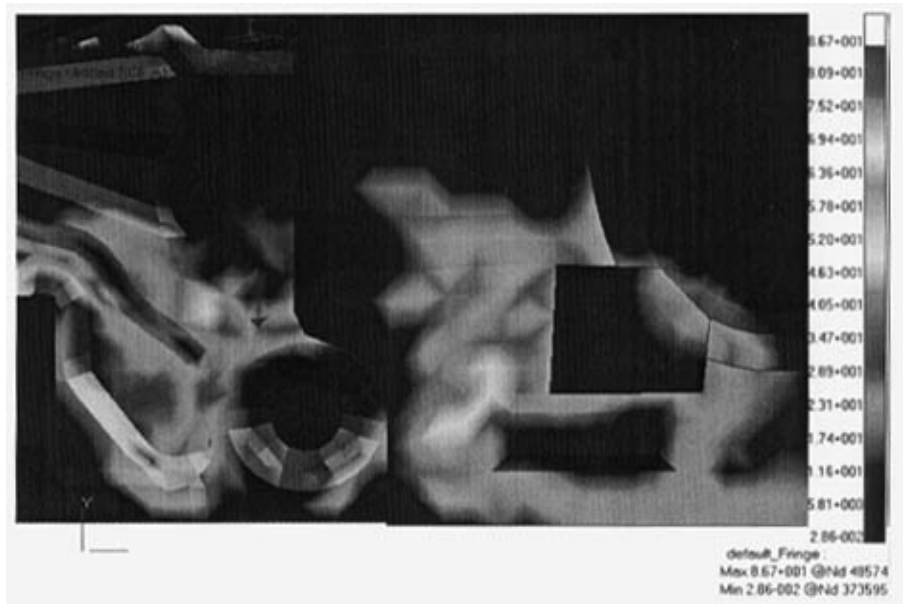
附图 1-5 弯曲工况下地板应力云图 5（前地板横梁右端）



附图 1-6 弯曲工况下地板应力云图 6（中地板中间加强板）



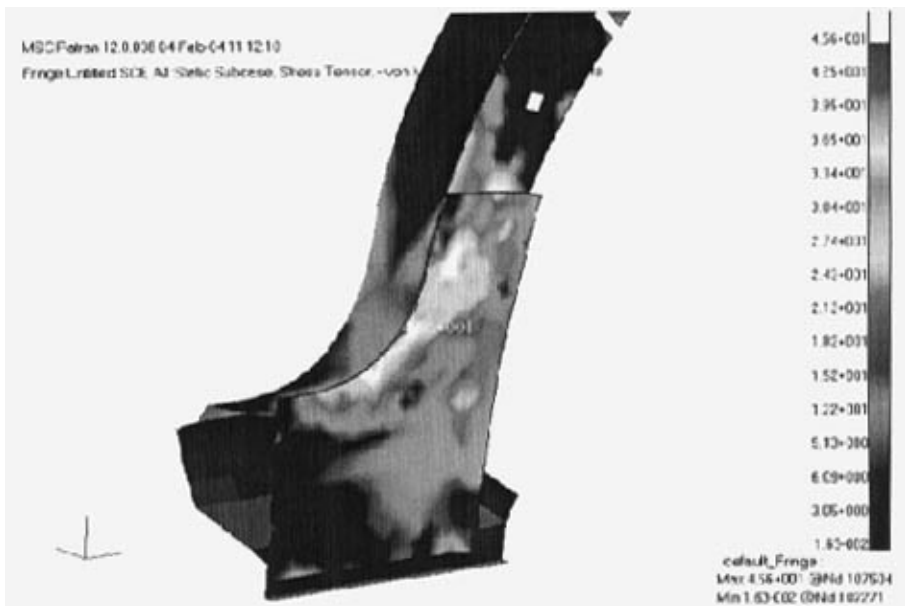
附图 1-7 弯曲工况下地板应力云图 7（后地板）



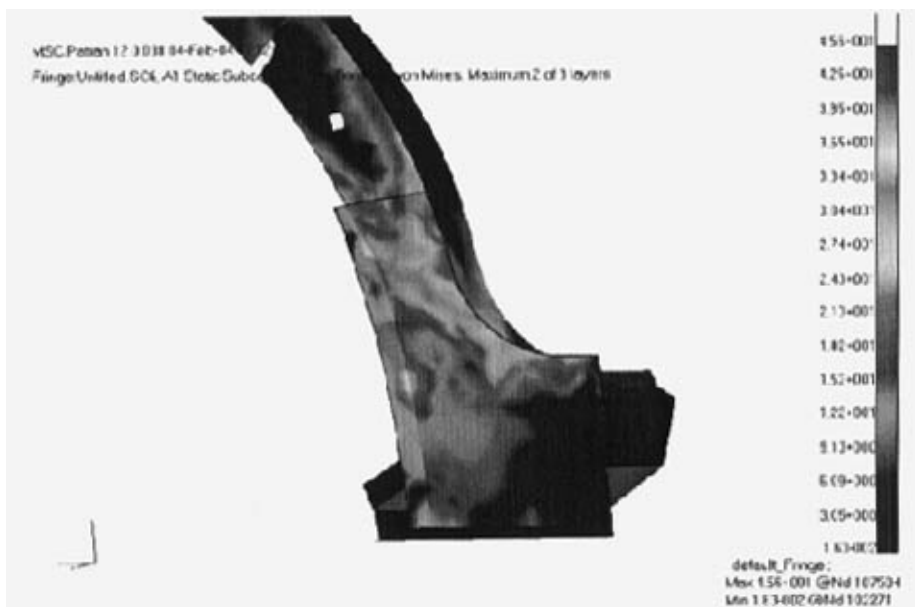
附图 1-8 弯曲工况下地板应力云图 8（前、中地板搭接左侧）



附图 1-9 弯曲工况下地板应力云图 9（前、中地板搭接右侧）



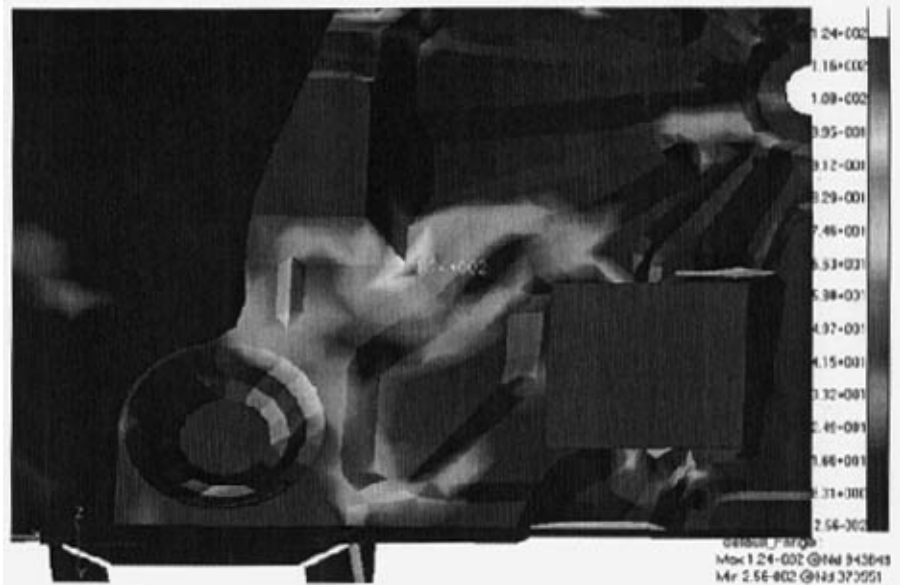
附图 1-10 弯曲工况下后侧围应力云图 10（右后门襟封闭板）



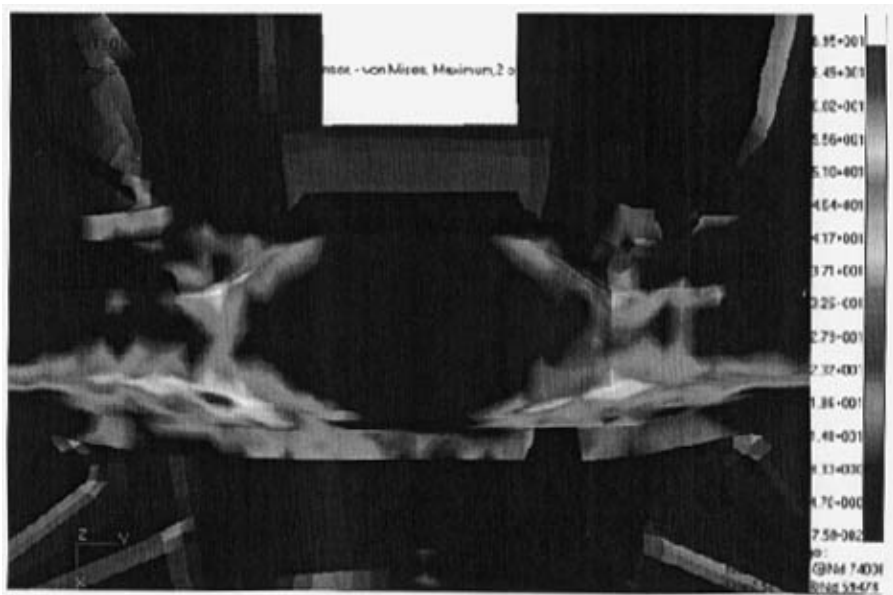
附图 1-11 弯曲工况下后侧围应力云图 11（左后门槛封闭板）

附录二

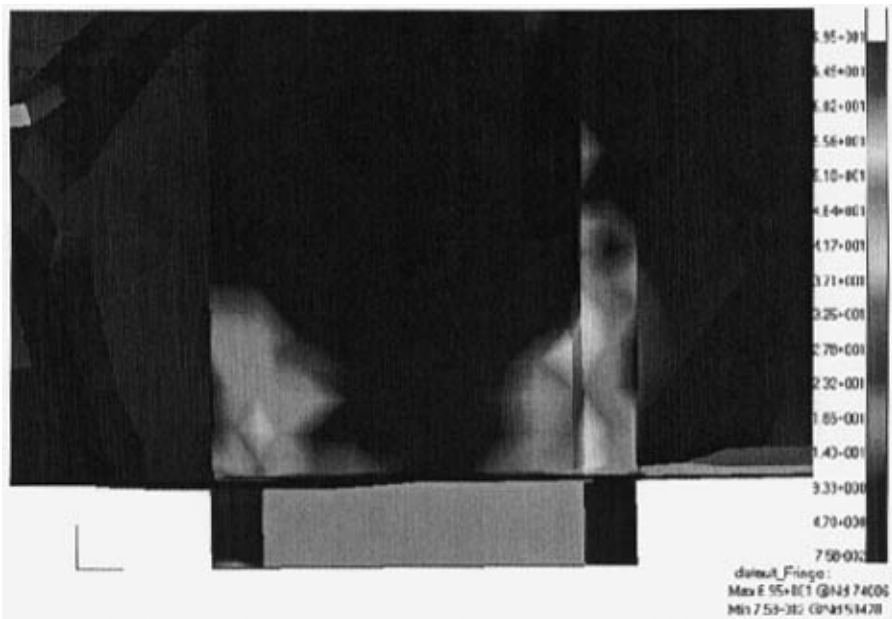
——SUV 整车结构静强度分析扭转工况下各局部应力图



附图 2-1 扭转工况下地板应力云图 1（前、中地板搭接右侧）



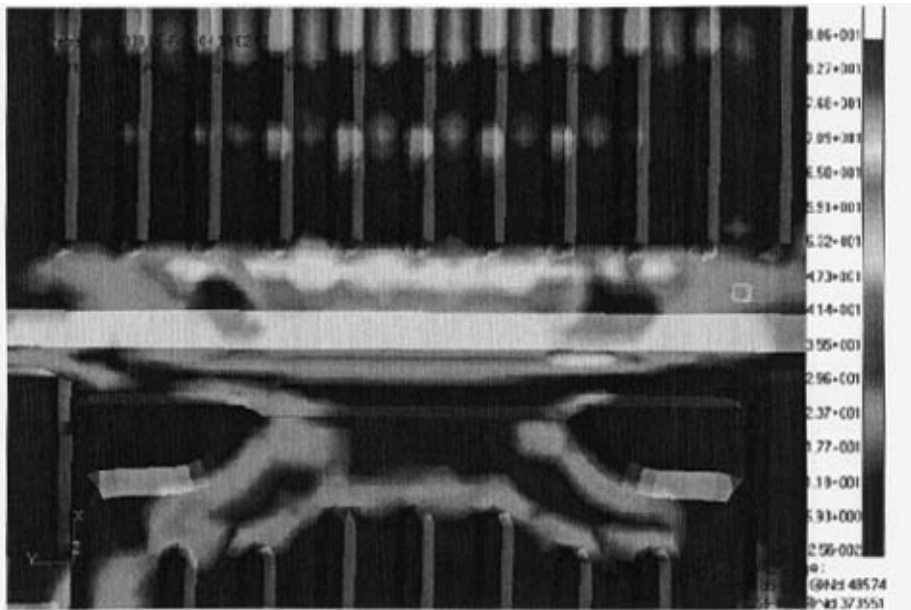
附图 2-2 扭转工况下地板应力云图 2（前地板横梁中央）



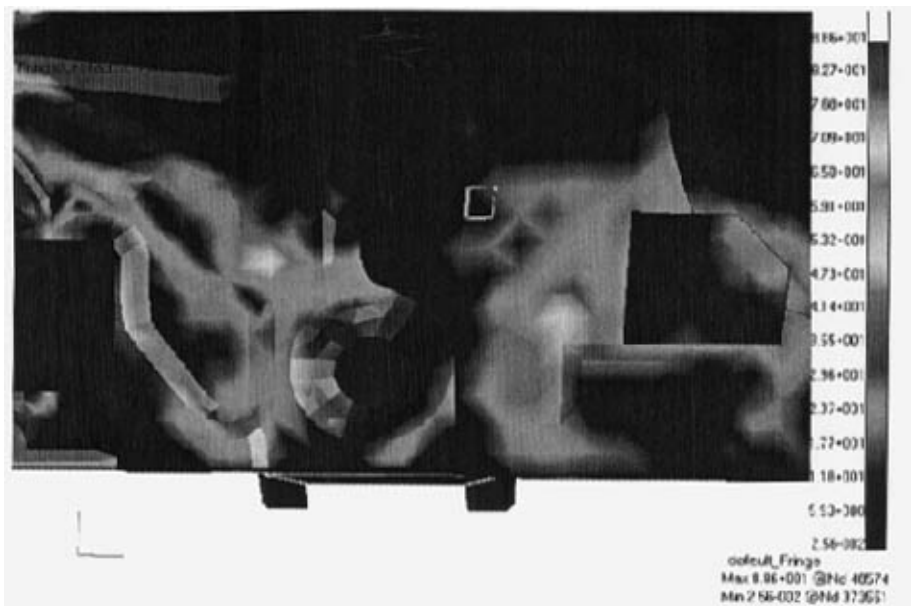
附图 2-3 扭转工况下地板应力云图 3（前地板横梁左端）



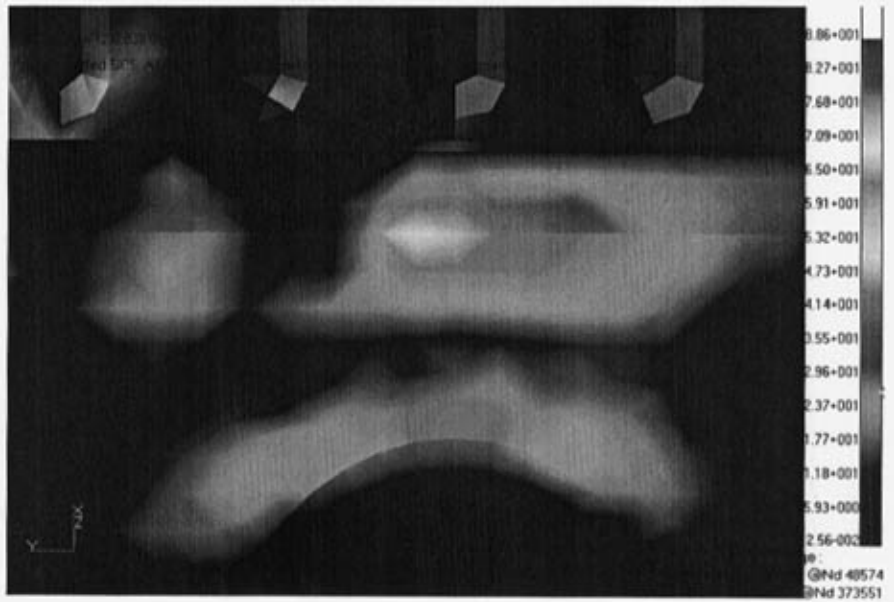
附图 2-4 扭转工况下地板应力云图 4（前地板横梁右端）



附图 2-5 扭转工况下地板应力云图 5（后地板）



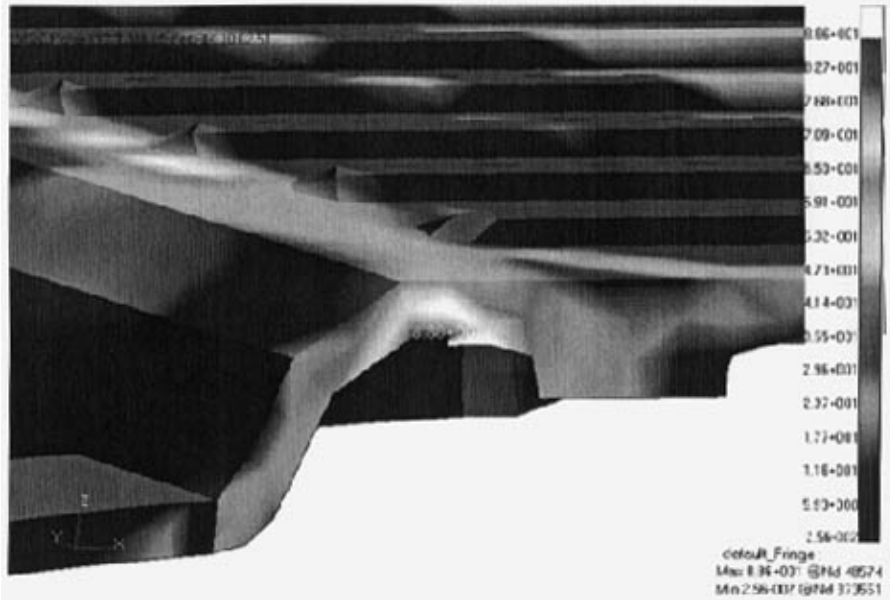
附图 2-6 扭转工况下地板应力云图 6（前、中地板搭接左侧）



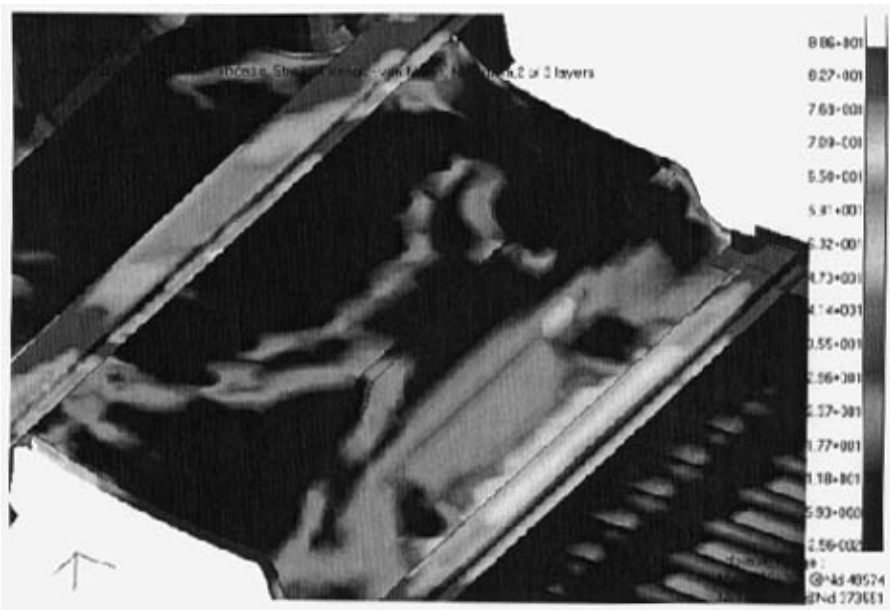
附图 2-7 扭转工况下地板应力云图 7（中地板中间加强板）



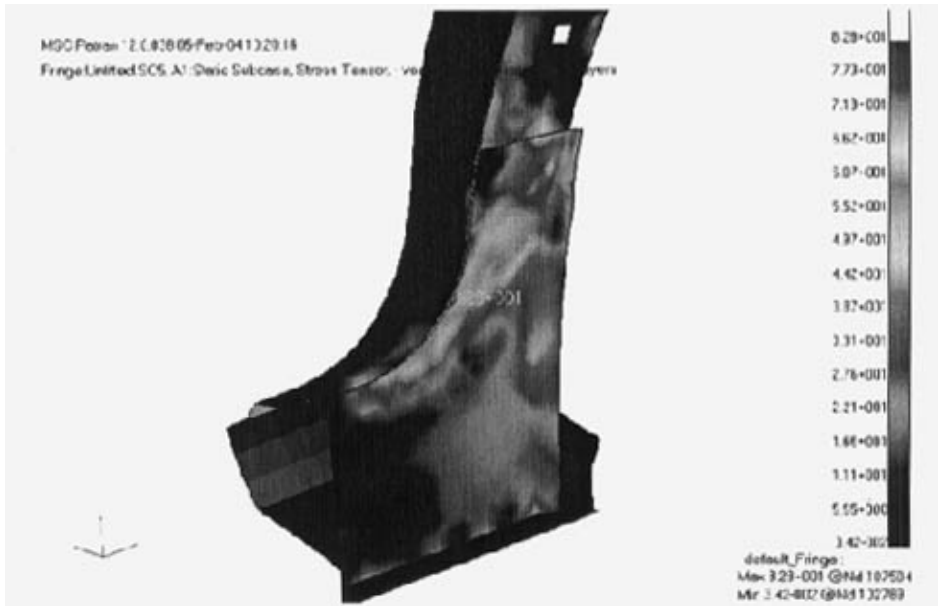
附图 2-8 扭转工况下地板应力云图 8（第四支点支撑梁右侧）



附图 2-9 扭转工况下地板应力云图 9（后地板左侧）



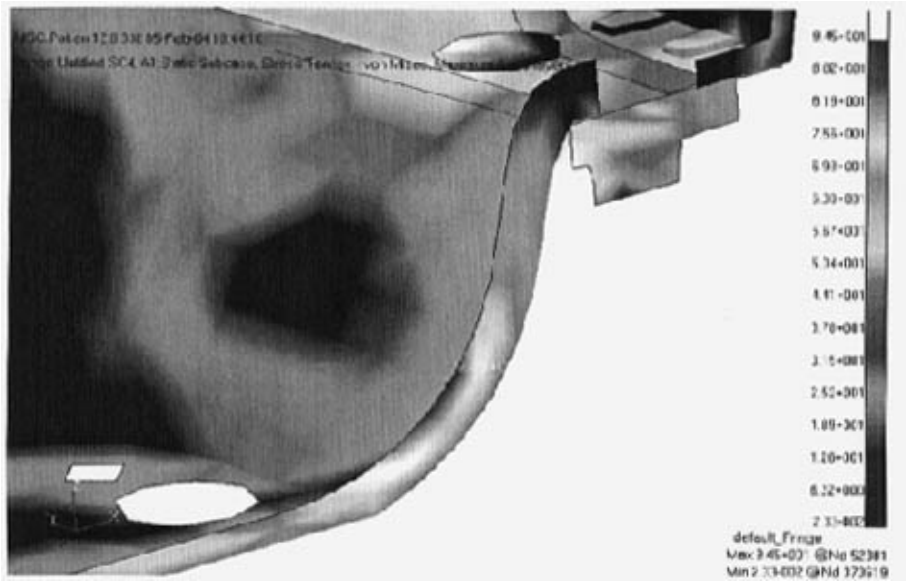
附图 2-10 扭转工况下地板应力云图 10（地板下横梁）



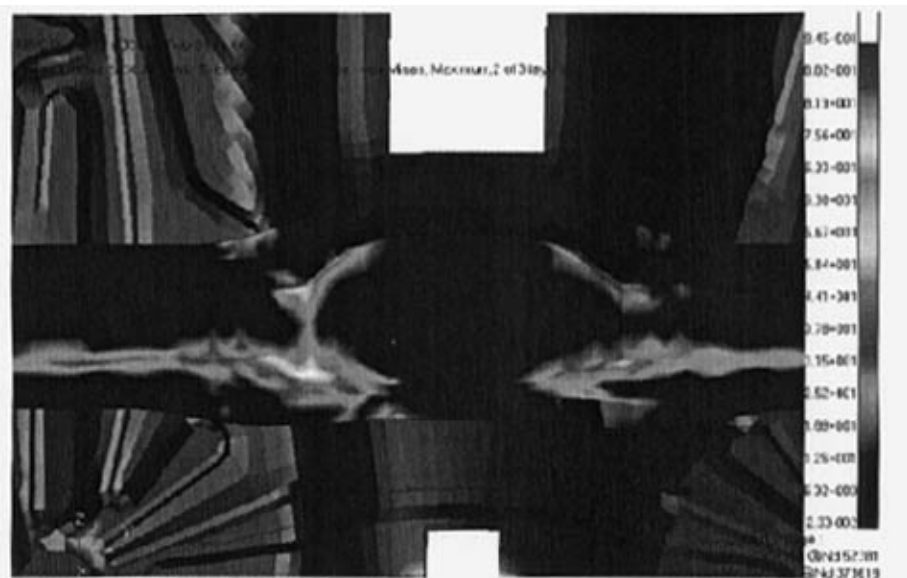
附图 2-11 扭转工况下后侧围应力云图 11（右后门槛封闭板）

附录三

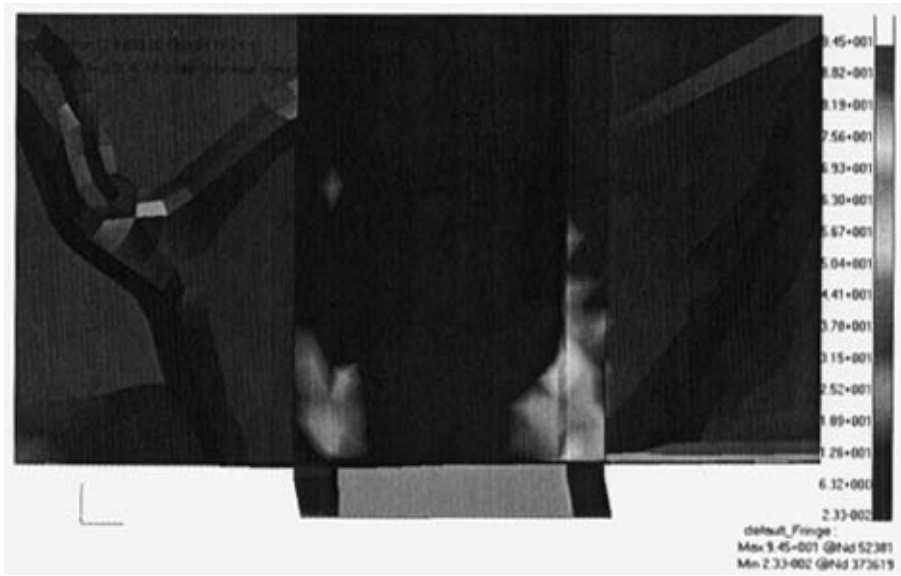
——SUV 整车结构静强度分析悬空工况下各局部应力图



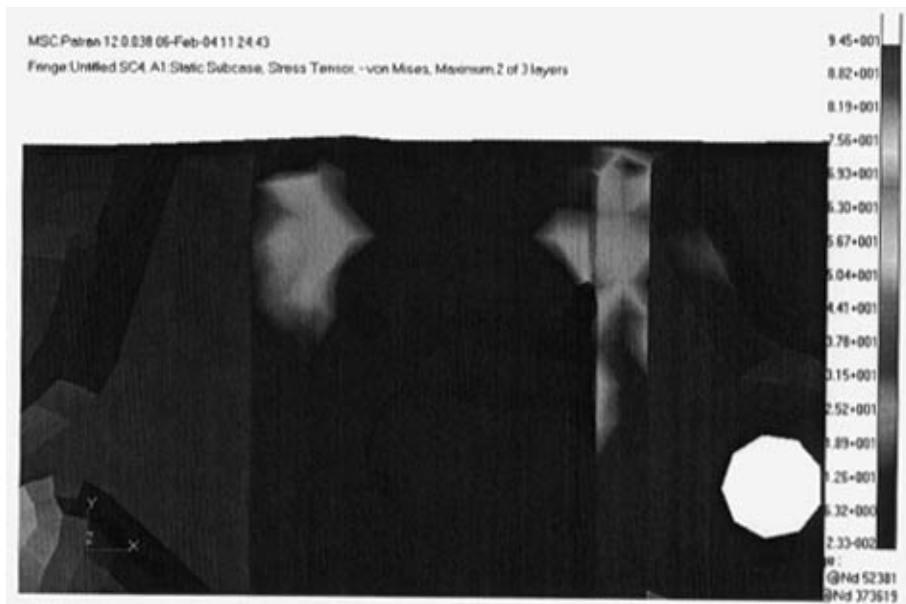
附图 3-1 悬空工况下地板应力云图 1（中地板—左后侧）



附图 3-2 悬空工况下地板应力云图 2（前地板横梁中央）



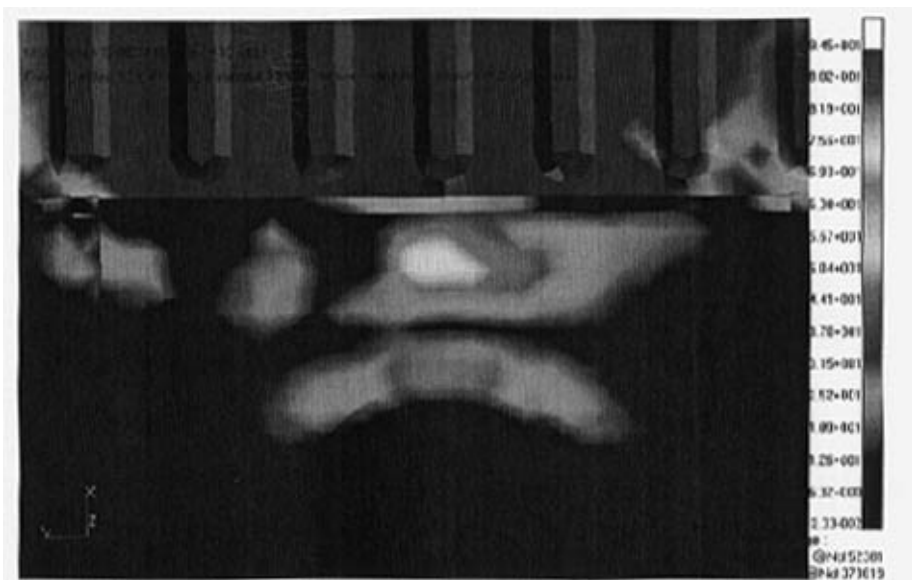
附图 3-3 悬空工况下地板应力云图 3（前地板横梁左端）



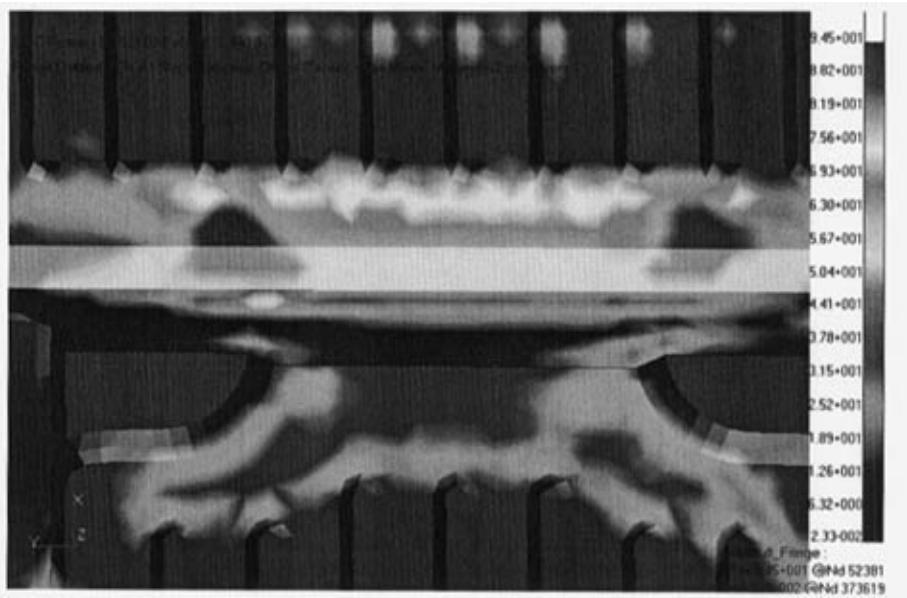
附图 3-4 悬空工况下地板应力云图 4（前地板横梁右端）



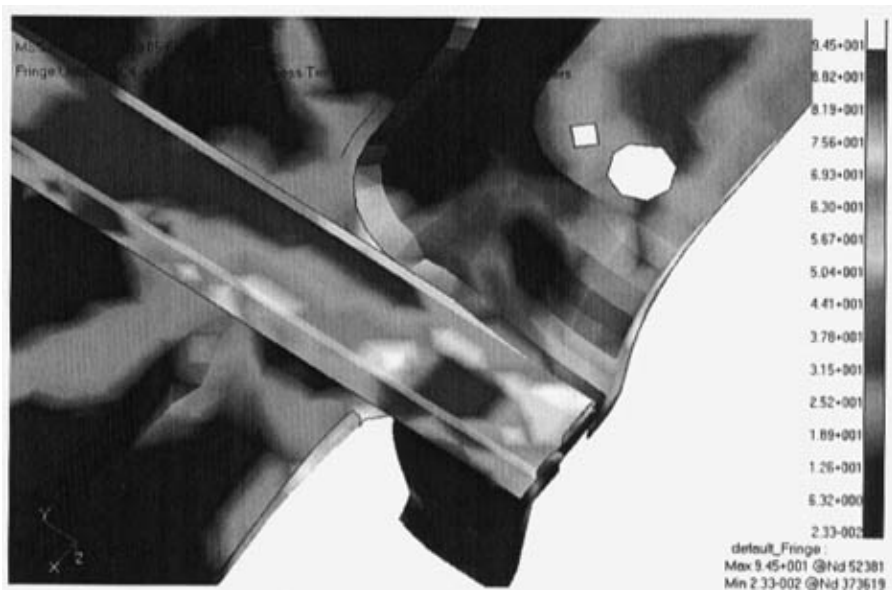
附图 3-5 悬空工况下地板应力云图 5（前、中地板搭接左侧）



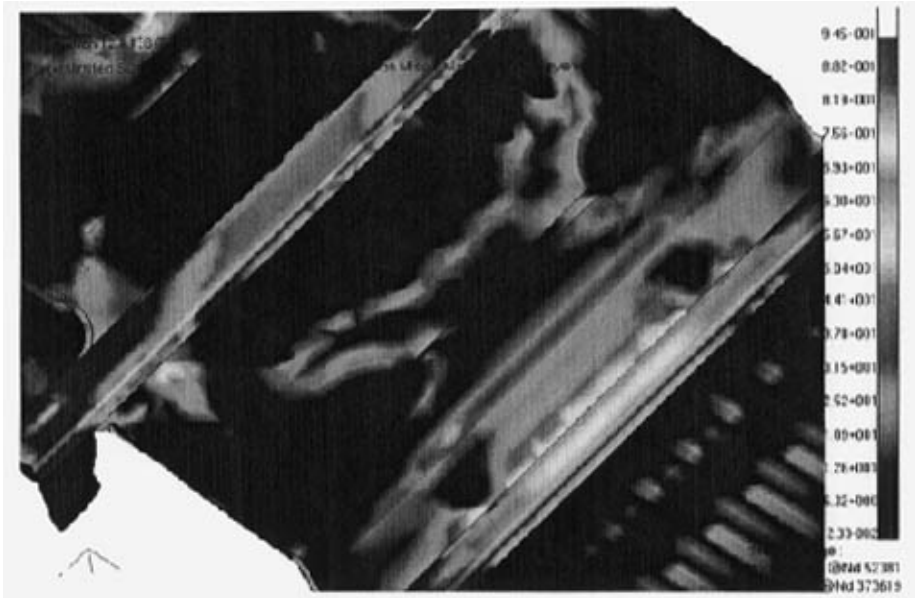
附图 3-6 悬空工况下地板应力云图 6（中地板中间加强板）



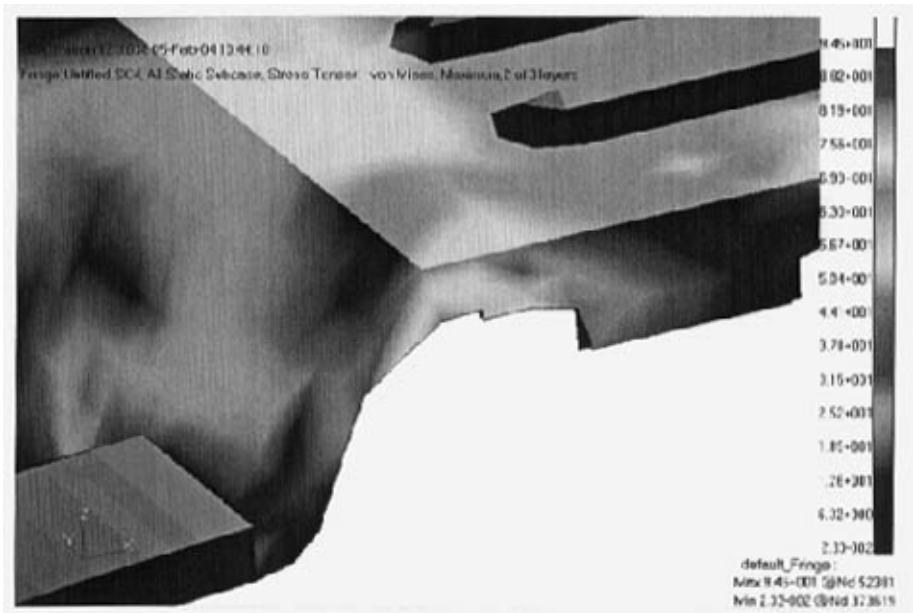
附图 3-7 悬空工况下地板应力云图 7（后地板）



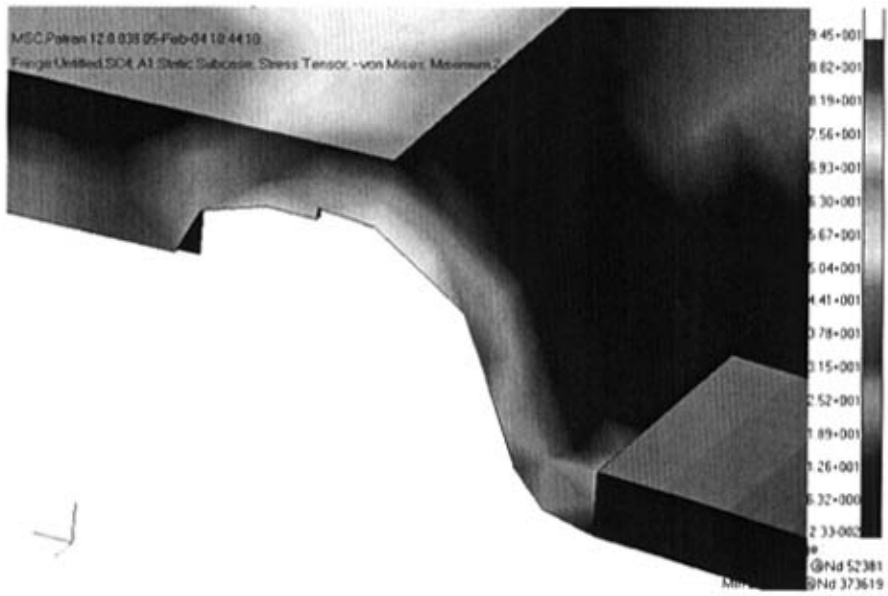
附图 3-8 悬空工况下地板应力云图 8（第四支点支撑梁左端）



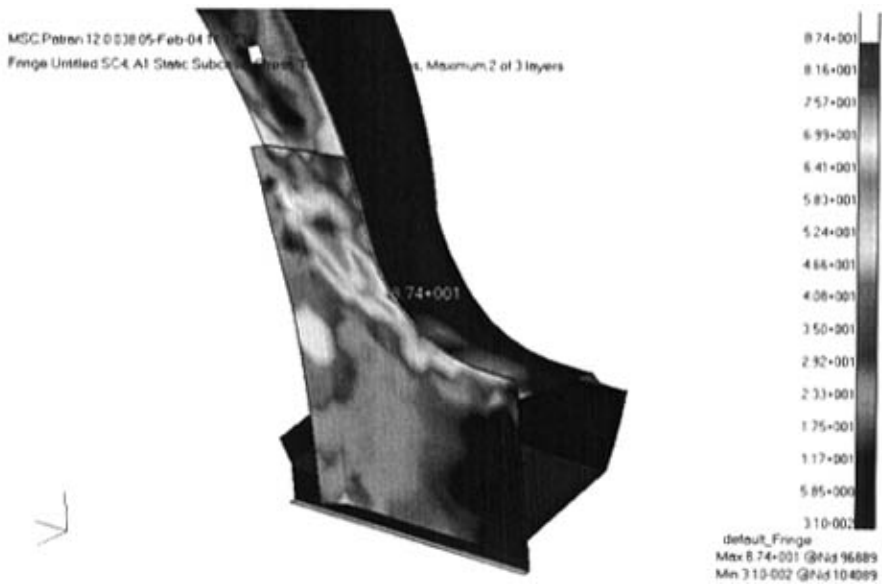
附图 3-9 悬空工况下地板应力云图 9（地板下横梁）



附图 3-10 悬空工况下地板应力云图 10（后地板左侧）



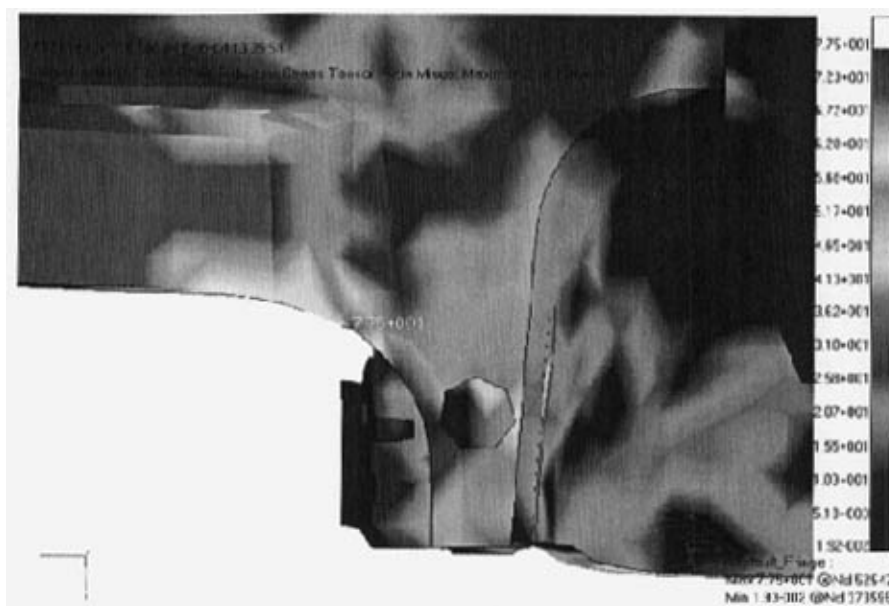
附图 3-11 悬空工况下地板应力云图 11（后地板右侧）



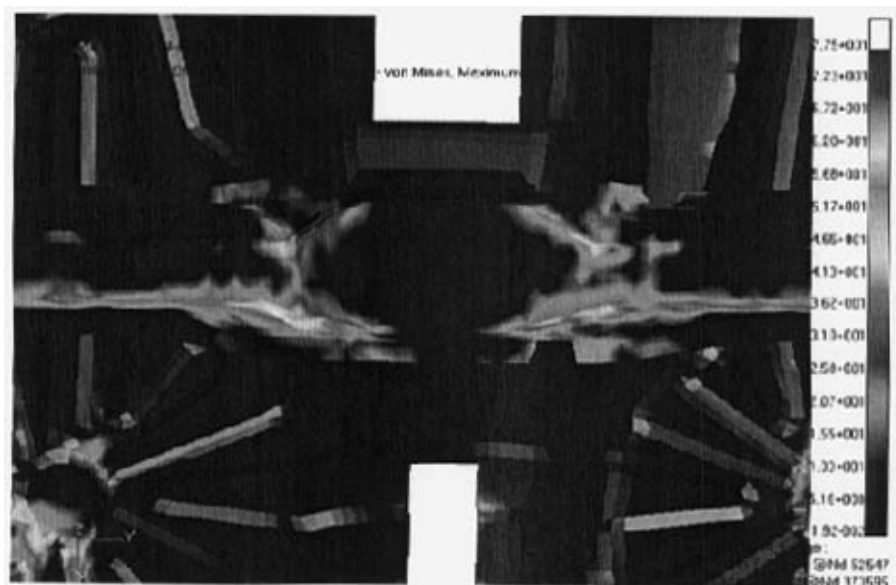
附图 3-12 悬空工况下后侧围应力云图 12（左后门槛封闭板）

附录四

——SUV 整车结构静强度分析制动工况下各局部应力图



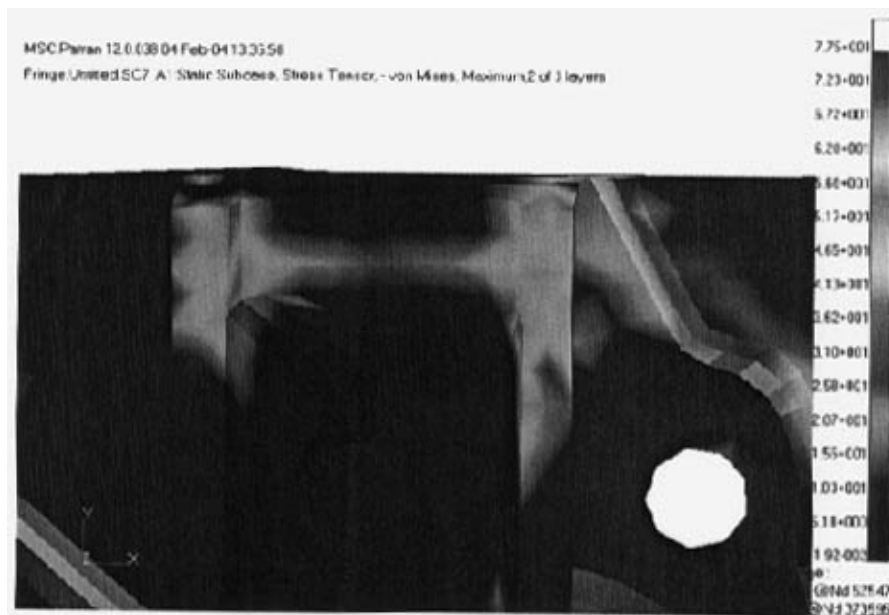
附图 4-1 制动工况下地板应力云图 1（中地板右侧）



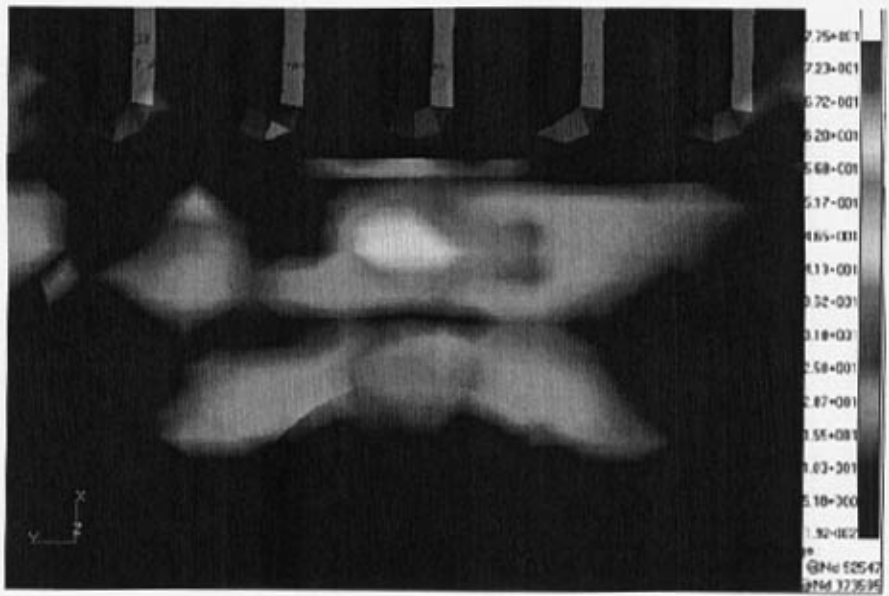
附图 4-2 制动工况下地板应力云图 2（前地板横梁中央）



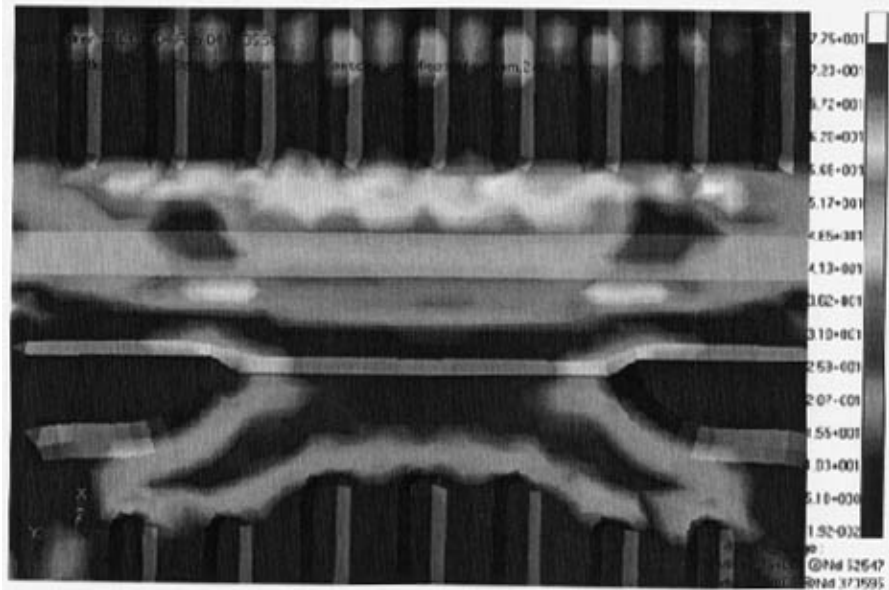
附图 4-3 制动工况下地板应力云图 3（前地板横梁左端）



附图 4-4 制动工况下地板应力云图 4（前地板横梁右端）



附图 4-5 制动工况下地板应力云图 5（中地板中间加强板）



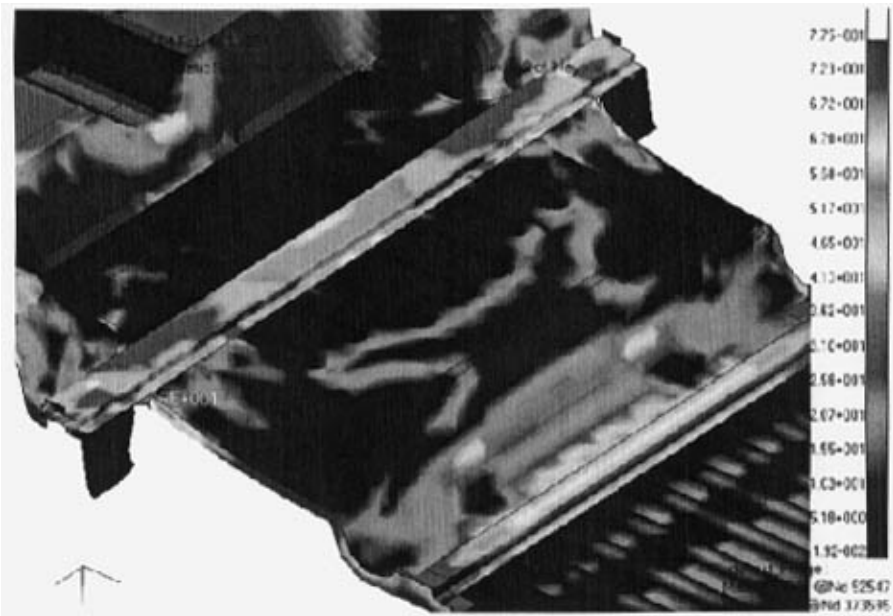
附图 4-6 制动工况下地板应力云图 6（后地板）



附图 4-7 制动工况下地板应力云图 7（前、中地板搭接左侧）



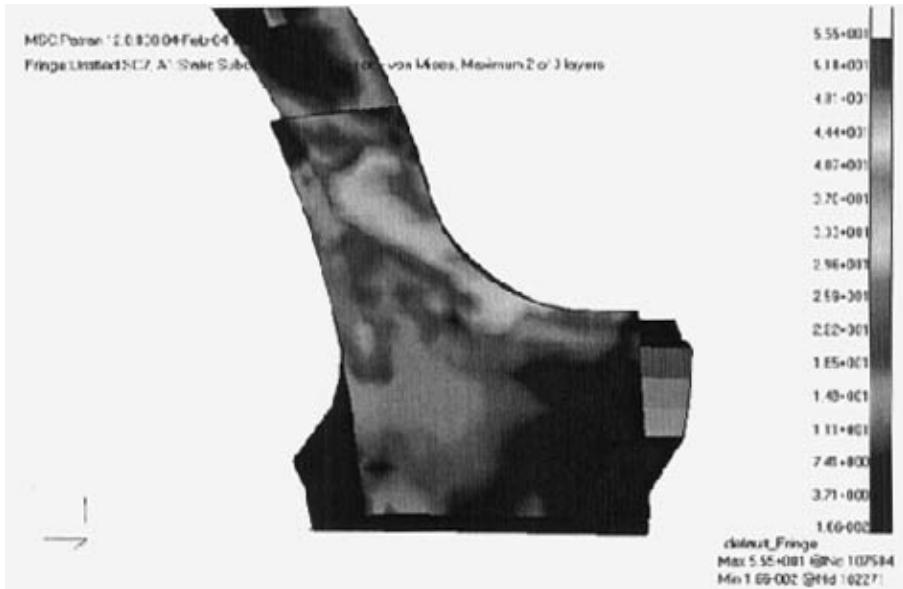
附图 4-8 制动工况下地板应力云图 8（前、中地板搭接右侧）



附图 4-9 制动工况下地板应力云图 9（地板下横梁）



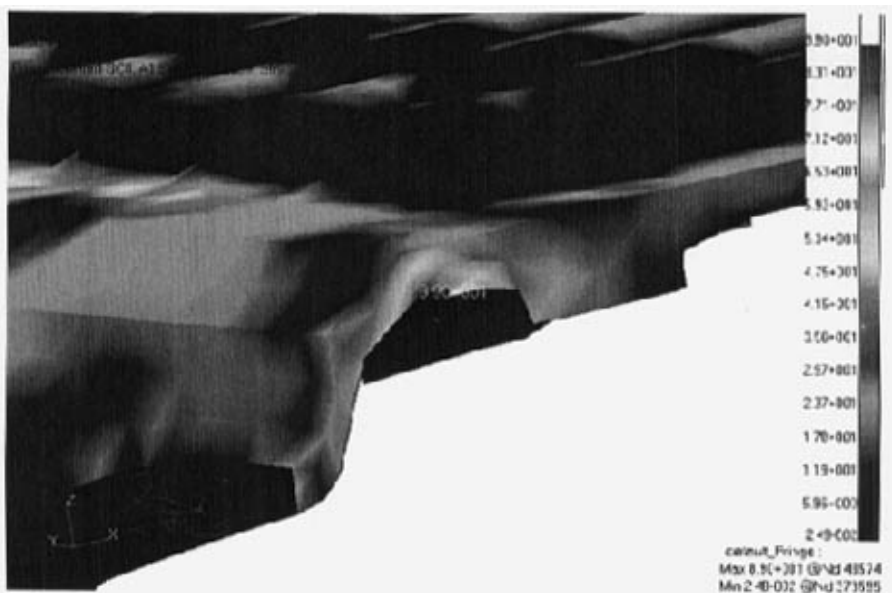
附图 4-10 制动工况下后侧围应力云图 10（右后门槛封闭板）



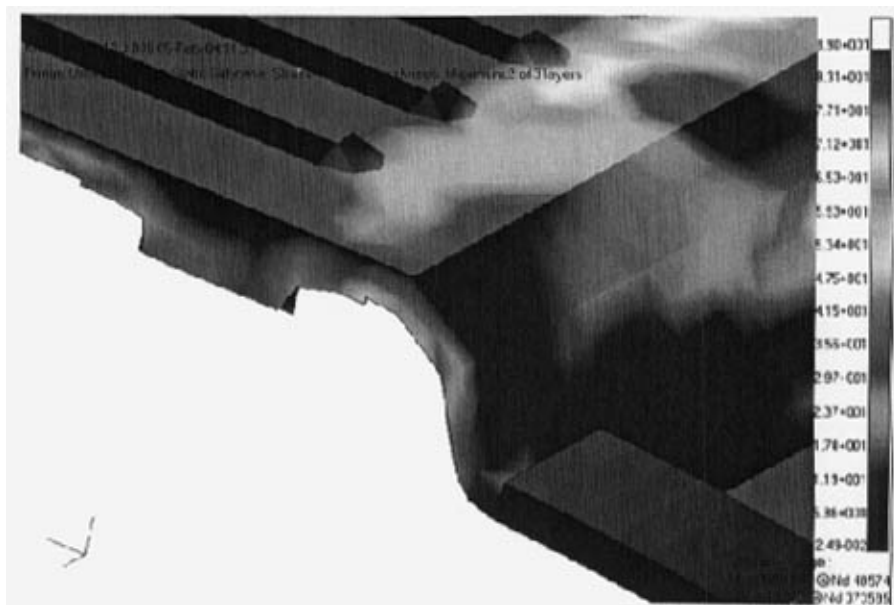
附图 4-11 制动工况下后侧围应力云图 11（左后门槛封闭板）

附录五

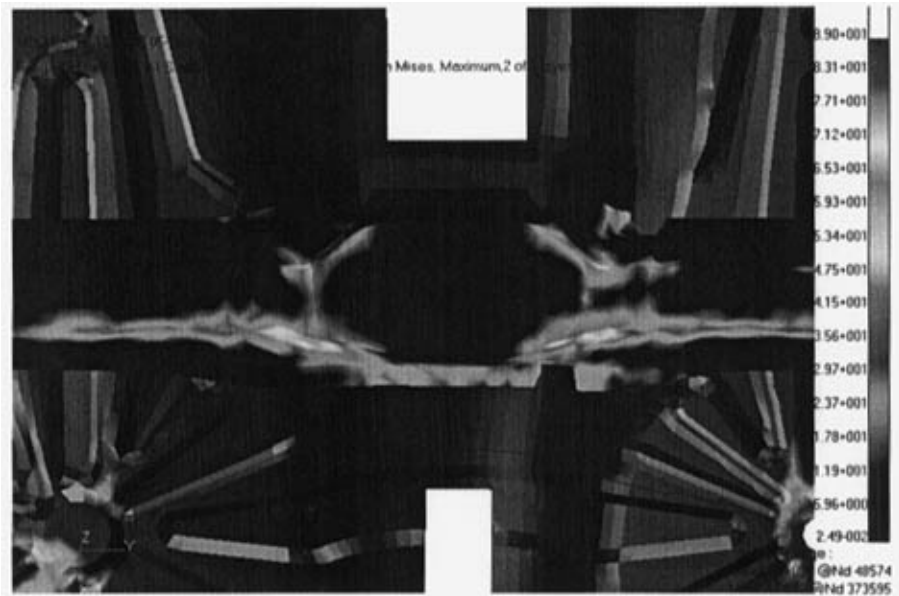
——SUV 整车结构静强度分析转弯工况下各局部应力图



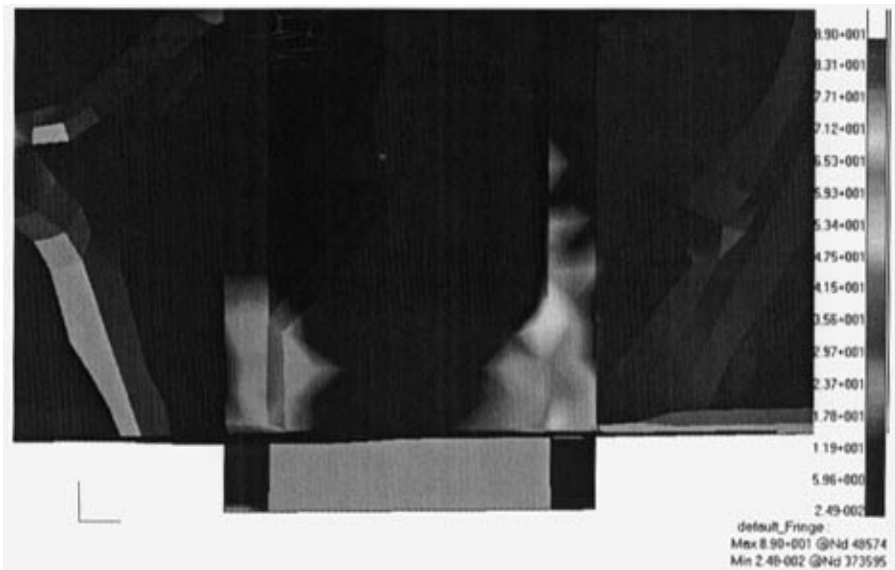
附图 5-1 转弯工况下地板应力云图 1（后地板左侧）



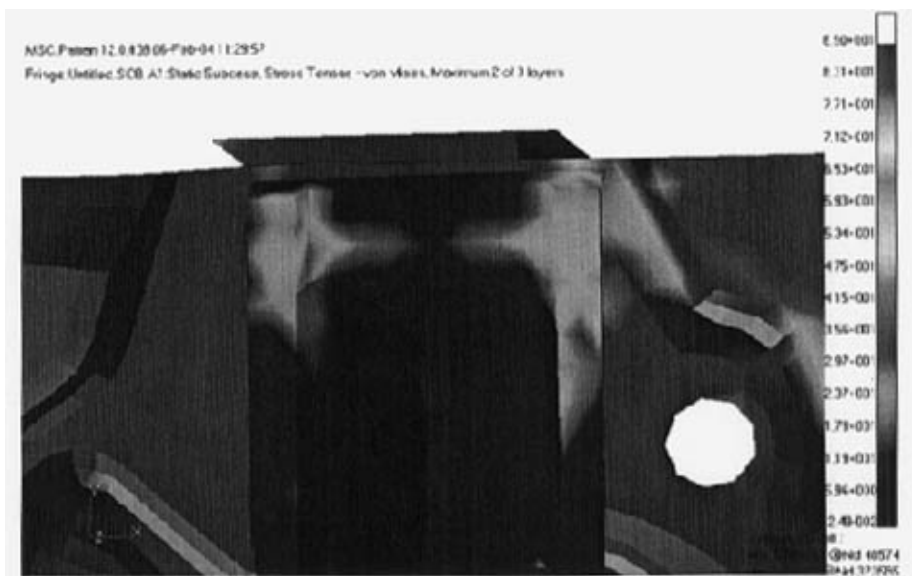
附图 5-2 转弯工况下地板应力云图 2（后地板右侧）



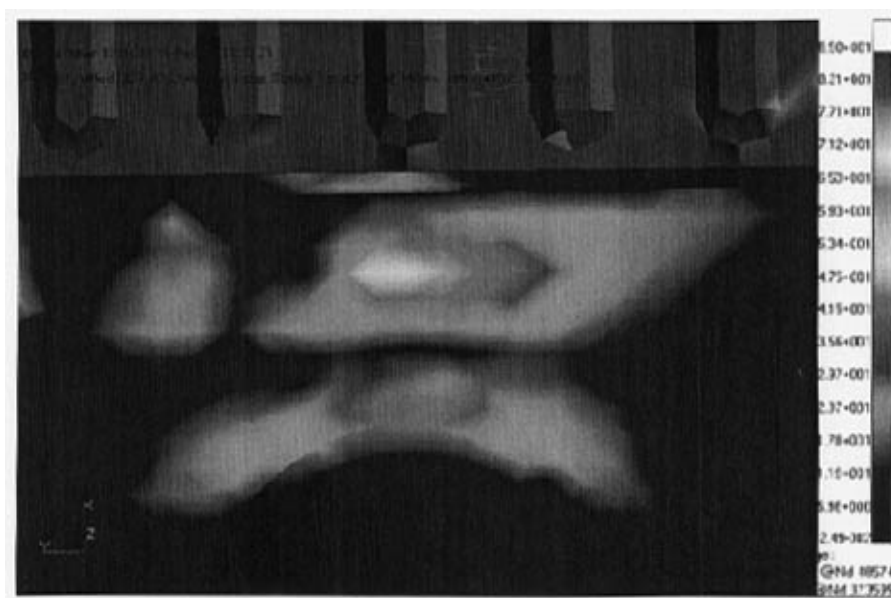
附图 5-3 转弯工况下地板应力云图 3（前地板横梁中央）



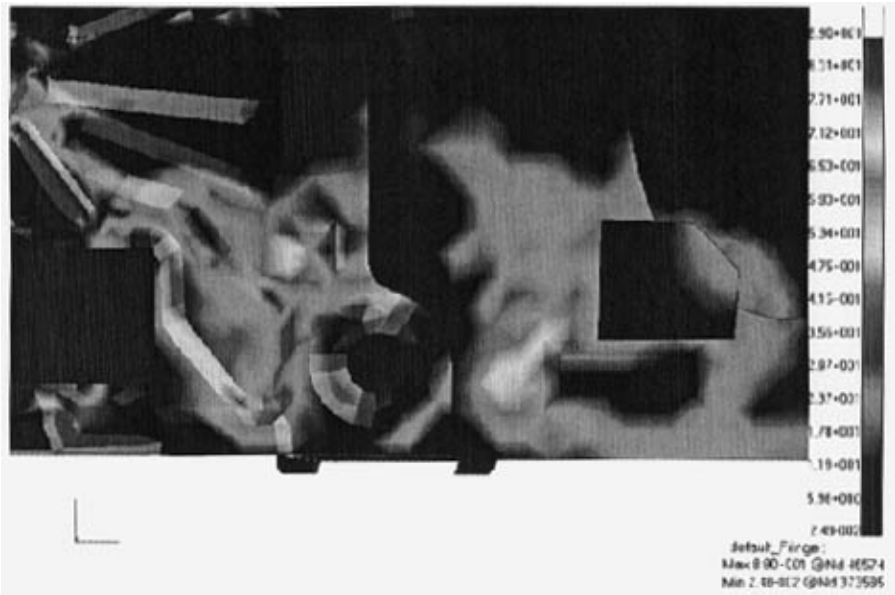
附图 5-4 转弯工况下地板应力云图 4（前地板横梁左端）



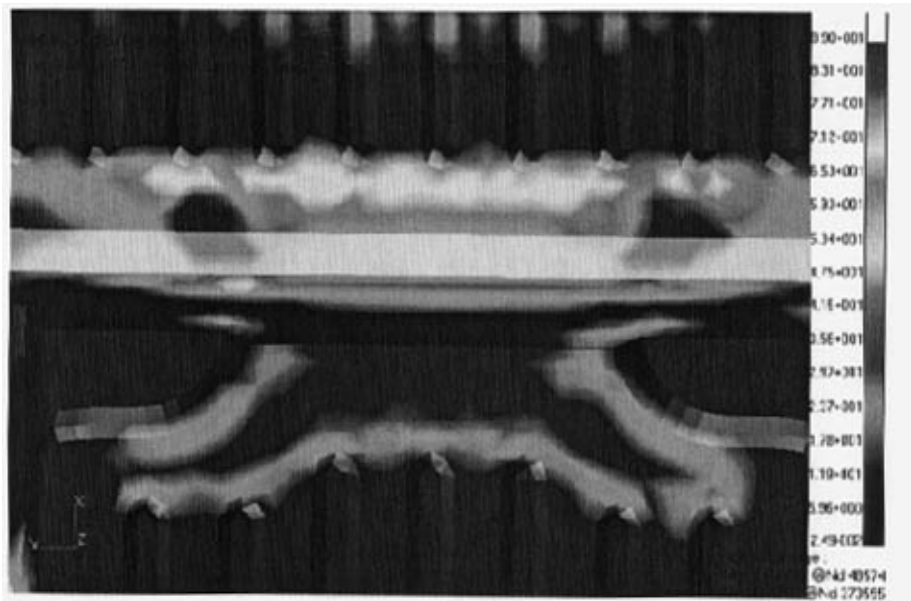
附图 5-5 转弯工况下地板应力云图 5（前地板横梁右端）



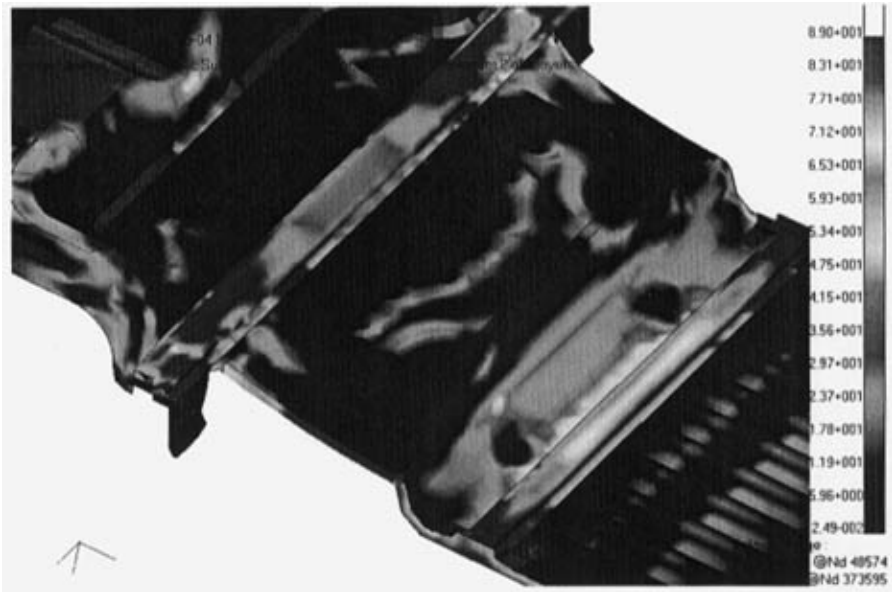
附图 5-6 转弯工况下地板应力云图 6（中地板中间加强板）



附图 5-7 转弯工况下地板应力云图 7（前、中地板搭接左侧）



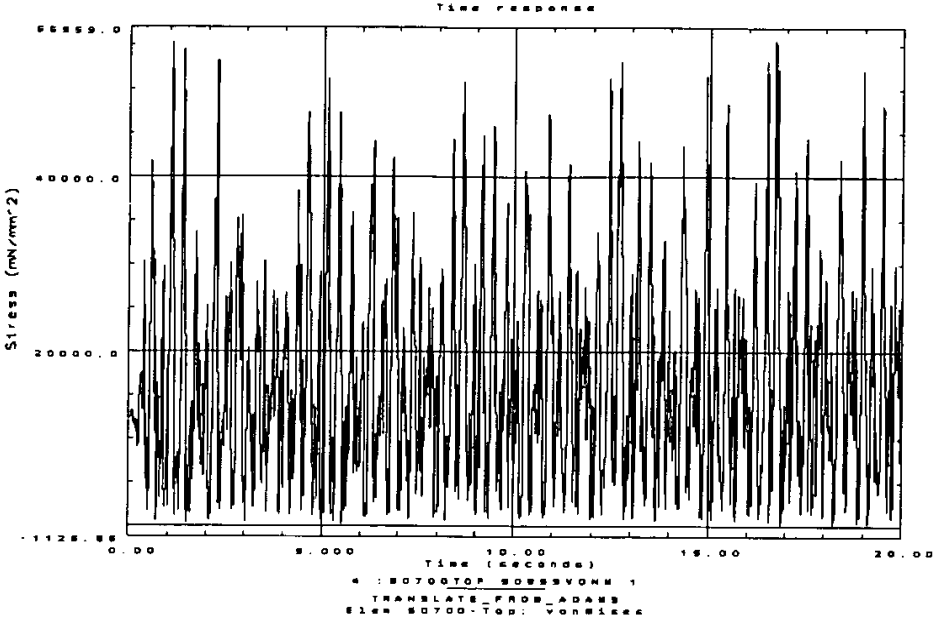
附图 5-8 转弯工况下地板应力云图 8（后地板）



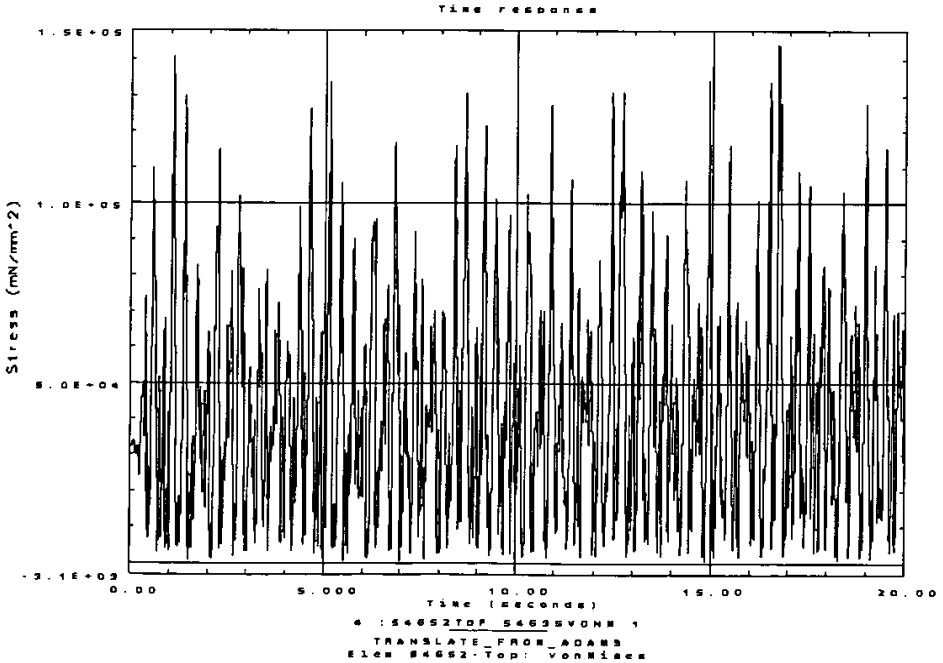
附图 5-9 转弯工况下地板应力云图 9（地板下横梁）

附录六

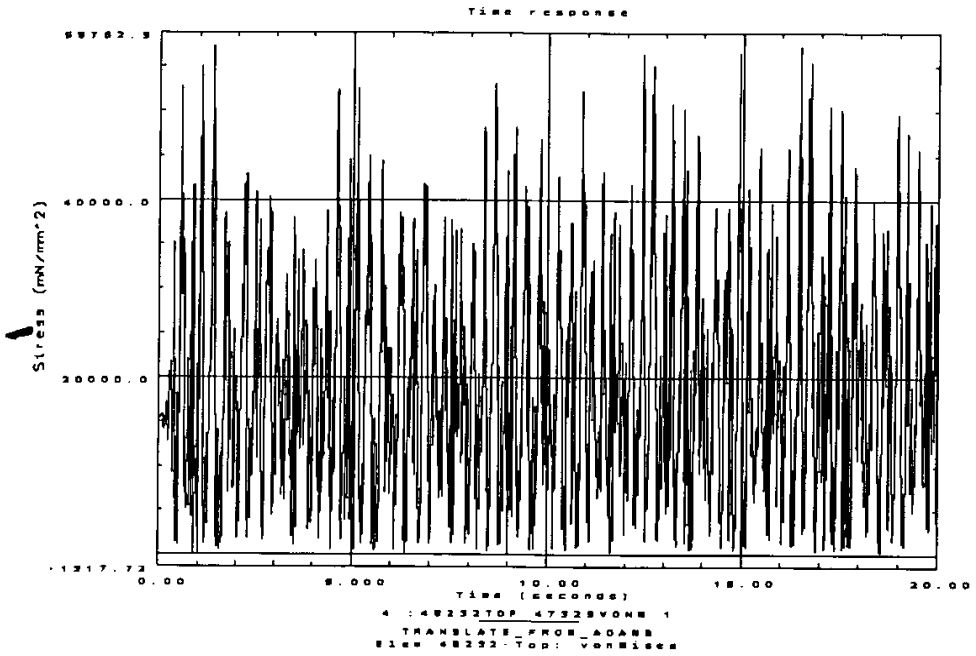
—SUV 整车结构动态响应分析典型单元应力时程曲线



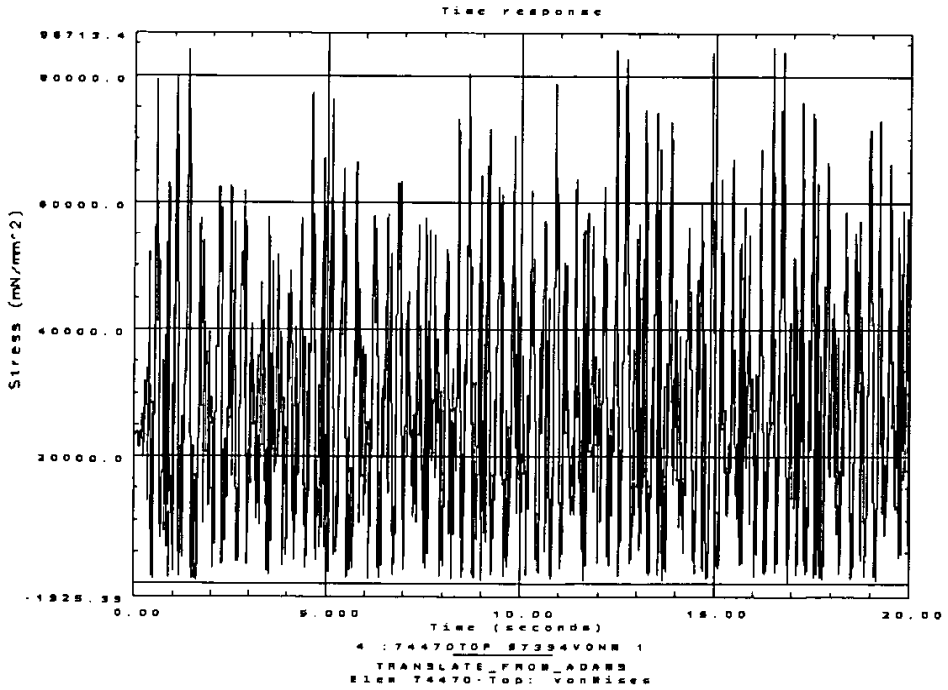
附图 6-1 中地板单元 50700 的应力时程曲线



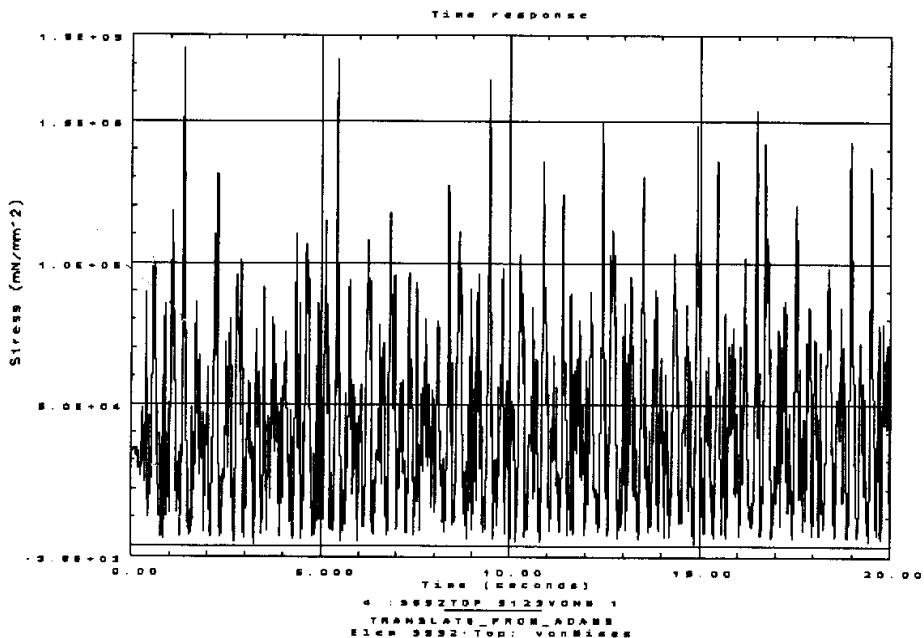
附图 6-2 中地板单元 54652 的应力时程曲线



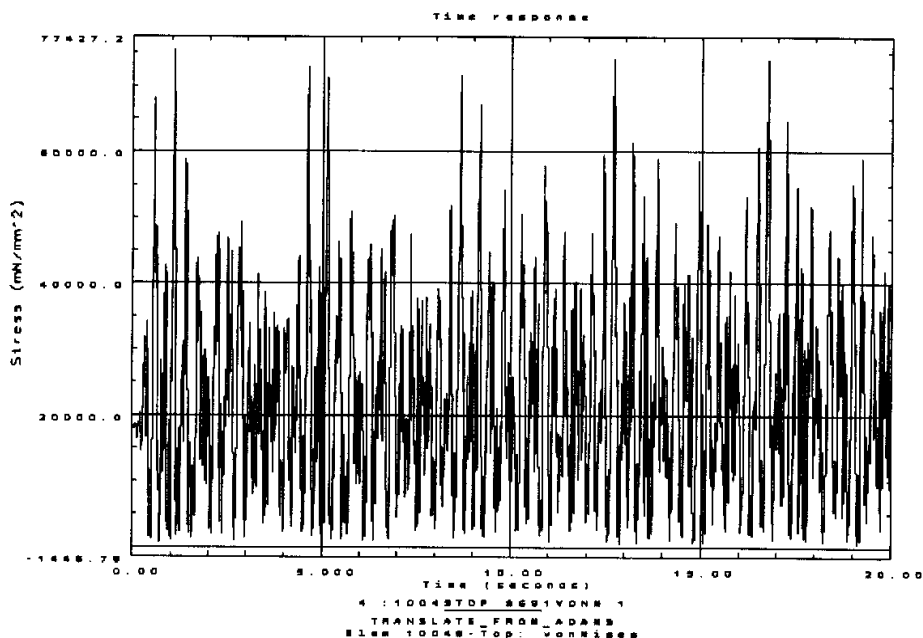
附图 6-3 后地板单元 48232 的应力时程曲线



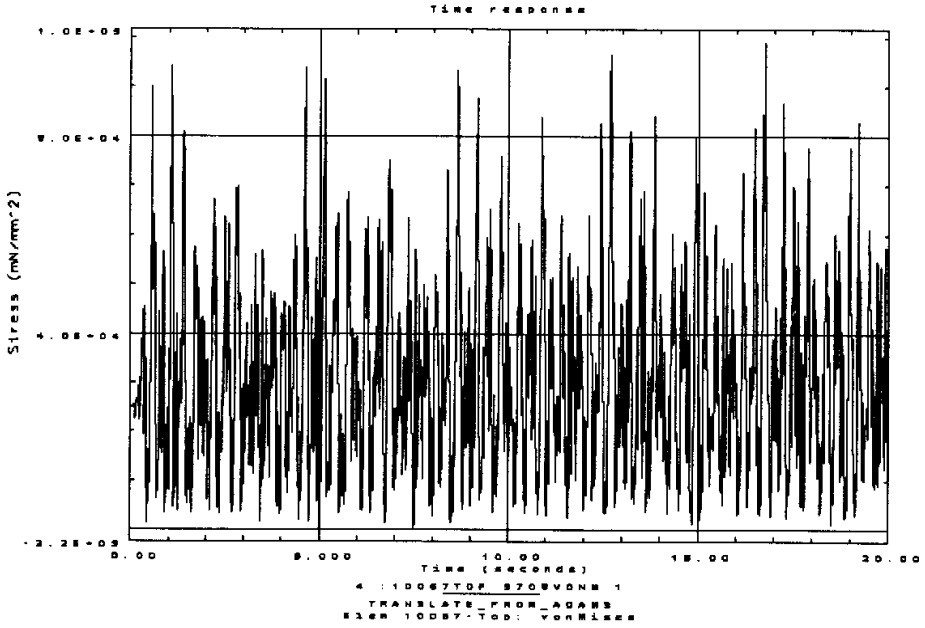
附图 6-4 后地板单元 74470 的应力时程曲线



附图 6-5 轮罩处单元 95922 的应力时程曲线



附图 6-6 轮罩处单元 10049 的应力时程曲线



附图 6-7 轮罩处单元 10067 的应力时程曲线