

摘要

作为实现汽车使用功能的重要结构，轿车车身的品质是关系到用户满意度的重要因素。而白车身的振动模态特性又是车身品质的重要方面。白车身模态预示着汽车在使用过程中车身的振动特性，低阶模态还反映车身结构的刚度特性。获取白车身结构模态参数是进行轿车车身优化设计的前提。

课题以白车身结构模态分析为核心，研究包含以下六个方面：

(1) 总结白车身计算模态分析基本方法。结合前人经验，对白车身有限元建模指导原则加以归纳，包括几何简化合理性、网格划分质量控制和连接方式等效性三个方面。

(2) 在 CATIA V5 环境中建立白车身 CAD 模型；在 Hypermesh 8.0 中建立有限元仿真模型。在 Nastran 2005 中计算得到模态参数。

(3) 以多自由度系统复模态分析为基础，结合系统辨识理论，对白车身实验模态分析原理进行阐述，对具体车型模态试验方案加以描述；运用 LMS 测试系统进行模态试验。

(4) 结合实验模态分析理论，在获取的频响函数基础上，对白车身模态参数用最小二乘复频域法 (LSCF) 辅以最小二乘复指数法 (LSCE) 进行估计。用频响函数综合 (FRF Synthesis)、模态置信准则 (MAC) 和模态参预 (MP) 三个指标进行模态验证，并对结果进行分析。

(5) 通过实验模态和计算模态结果的对比，得到白车身的模态参数，包括固有频率和模态振型。

(6) 结合薄板声辐射理论，以顶棚声振特性优化为手段，对车身薄板结构振动描述及优化方法进行了探讨；并以此为切入点对具体车型车内噪声进行优化研究。

通过对上述六个方面的探讨，从白车身建模到车身结构优化，形成一个较完整的研究思路；课题着重从结构改进方面挖掘汽车减振降噪潜力，对当前国内在车身结构动态性能优化方面的工作具有一定参考意义。

课题具有以下创新性：

(1) 归纳出白车身有限元仿真精度的核心影响因素，即几何简化的合理性、网格质量和连接方式的等效性三个方面，以此作为白车身有限元建模的指导原则。

(2) 有别于前人以车身顶棚固有频率为优化变量，本课题以振型优化为手段，提出车身薄板声振特性的统计描述方法。

关键词：白车身；建模；模态分析；车身顶棚；优化

Abstract

As the most important structure of the automobile for realizing the using function, the quality of car body has an important relationship with the user satisfaction. And the BIW modal characteristic is one of the most important aspects of the car body qualities. BIW modal characteristic is a reflection of the vibration performance of car body. Low steps of modal also can be a reflection of the stiffness of the car body structure. Acquisition of the car body modal parameters is the premise of optimization design for car body.

The subject made the BIW modal analysis as the key core of the research. The research contents were included as follows:

(1) The basic method of BIW computational modal analysis was summarized. Base on previous research, the induction of principles for BIW modeling methods was made, including rationality of geometrical simplification, normative of mesh and equivalence of connecting methods.

(2) Completed the BIW geometry modeling in CATIA V5, and the FEM modeling in Hypermesh 8.0. The BIW modal parameters were acquired by analysis in Nastran 2005.

(3) With the basis of multi-degree of freedom system complex modal analysis and the theory of system identification, the principle of EMA of car body was described. Then the EMA was made by using LMS testing system.

(4) Combined with the EMA theory and the FRF acquired as basis, the estimations of the modal parameters were made by the method of LSCF assisted by LSCE. Then three methods are used to validate modal results: Frequency Response Function Synthesis, Modal Assurance Criterion, Modal Participation, and the analysis were made for the results.

(5) According the comparing of the results of EMA of FEM, the modal parameters of the BIW were obtained, including natural frequencies and modal shapes.

(6) The description and optimization of vibration for thin panels on car body are studied by using the method of mode shapes optimization of car roof base on acoustic radiation theory of thin panel; and the interior noise optimization of a concrete car was made from this breakthrough point.

According to the discussions of the six aspects above, from BIW modeling to body-structure optimization, a complete studying thought was formed. The potential of vibration and noise reduction from the aspect of structure optimization was emphatically studied in the subject; it provides some kind of reference value for the dynamic performance optimization of car-body.

Innovations involved in the subject as follows:

(1) The core factors of accuracy of BIW modeling were concluded, including rationality

of geometry simplify method, the quality of mesh, the equivalence of connecting method; They are regarded as the guiding principles of BIW modeling.

(2) Being different from the previous research that using the vibration frequency as the optimizing variable, the modal shape optimizing method were introduced in the paper. And the statistical description method of thin panel vibration was introduced.

Keywords: Body in White; Modeling; Modal Analysis; Car roof; Optimization

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

随着汽车工业的发展，汽车企业之间的竞争也愈演愈烈，纷纷加紧新车型的开发以投放市场。据统计^[1]，2010年，我国汽车产销均突破1800万辆，同比增长32.37%，蝉联全球第一！汽车正在走进中国千家万户老百姓的家里。在平台化战略的驱动下，整车厂商在同系列甚至不同系列之间的底盘、动力总成等共享技术和零部件使得产品开发周期大为缩短。这样，车身成为区分不同轿车的首要特征，车身开发也就成为整车开发最为活跃的因素，大力发展车身开发技术是目前我国汽车工业应牢牢把握的重要方向^[2,3]。

车身是实现汽车使用功能的重要组成部分，也是整个轿车零部件的载体。轿车车身在整车艺术美学、人机工程、安全性及燃油经济性四个方面扮演着重要的角色^[4,5]。目前轿车车身结构多为承载式结构，其特点是没有车架，车身由骨架、蒙皮、底盘及附属部件通过焊接、铆接等连接方式组装而成。由于没有车架，车身自重得以减轻；乘坐空间得以扩大，提升了乘坐舒适性；同时地板高度较低，提高了轿车的稳定性。

汽车 NVH（Noise-噪声，Vibration-振动，Harshness-声学舒适性）性能近年来得消费者和研究人员的广泛重视。车身作为汽车的主要部件，在设计阶段就应该制定相应的NVH指标作为整车性能指标的重要组成部分以指导车身设计过程。近年来由于对汽车燃油经济性的严格要求，促使汽车轻量化设计技术得到快速发展，较低的自重可以使汽车动力性和燃油经济性得以提升。但车身结构在降低自重的同时，往往车身振动，车内噪声控制成为一个突出的矛盾。所以，考虑如何在实现车身轻量化的同时，提高汽车 NVH 性能成为目前车身开发研究的难点^[6-8]。

在车身结构研究中，模态分析为车身结构设计和性能评估提供了一个强有力 的工具，而围绕其结果开展的各种动态设计方法更使模态分析成为车身结构设计的重要基础。随着计算机技术的飞速发展，运算速度的提高，模态分析的应用获取了更广阔的空间。模态参数是评价结构动态特性，诊断结构故障原因以及结构优化设计的重要依据。工程实际中，为预测结构响应，监控结构状态，故障诊断，需要获取结构的准确或近似数学模型。目前的结构建模方法主要有两种，即理论数学模态模型和测试模态模型，相对应的分析手段就分别称为计算模态分析和实验模态分析。能否获取符合实际状况的白车身模态参数是车身结构优化设计及修改等后续工作得以有效进行的首要条件^[9]。

结构优化设计目前在车身设计领域得到广泛应用。从研究层次看，已经从简单的桁架设计发展为梁、板、壳等多种复杂形式结构的设计。目标函数由单目标发展到多目标；当前，结构优化设计在三个方面的运用最为普遍：尺寸优化、拓扑优化和形状优化。

本文通过建立白车身结构有限元计算模态分析模型及实验模态分析模型，对白车

身模态分析概念内涵进行详细的剖析；在模态分析的基础上，结合实际，基于理论分析前提，对白车身结构优化切入点进行探讨；对当前我国车企在车身结构动态特性领域的探索，本课题的研究可以提供一定的参考。

1.2 国内外研究状况

1.2.1 轿车车身结构

上个世纪，承载式轿车车身最早在欧美国家得到广泛应用并出现了“车身力学”这一概念。大批的汽车设计者从事与有关轿车车身载荷和疲劳问题的研究，其中具有代表性的人物有德国的 K.Erz、K.Eberhorst、H.Crosseck，法国的 H.Desfarge、G.de Sere、H.Lacusse 等，为轿车车身设计开发研究搭建了初步的框架。

1970 年，美国 NASA 开发出有限元分析程序 Nastran，标志着以有限元分析为基础的结构设计与分析方法正式踏上历史舞台。

20 世纪 70 年代，美国福特汽车公司率先在汽车车身设计中应用计算机技术，并对点焊结构的模拟方法进行研究，基于板、梁结构运用 Nastran 对车身进行静态分析，寻找结构中的高应力点。

80 年代美国通用汽车公司以及日本五十铃汽车公司等率先将 CAE 应用于车身设计的各个阶段。

90 年代，随着有限元软件的完善，CAE 分析得到更为深入和广泛的应用。通用汽车公司在有限元程序基础上，开发自主后处理程序，将发动机和道路激励集成为数据库，进行结构响应分析，大大丰富了 CAE 分析内涵。

最近十年来，各大 CAE 软件已经具备了基于灵敏度分析的自动优化功能。日本日产汽车公司在整车优化中采用 CAE 技术，模型中包含发动机、悬架、转向系统；福特汽车公司在新车型 NVH 性能优化中采用 CAE 技术取得了显著的效果。随着计算机技术的发展，目前通用有限元软件已成为工程技术人员必不可少的分析工具。借助 CAE 技术，国外汽车开发周期已从以前的几年缩短为十几个月^[10]。

国内方面，我国最早从 70 年代末 80 年代初，高校和相关研究单位开始使用 CAE 技术。90 年代，随着大型有限元软件的引入，有限元法开始被运用于汽车零部件的分析。

如吉林工业大学乔淑平等用板壳单元对某轿车白车身进行模拟计算，研究了车身扭转和弯曲刚度。

清华大学马幼鸣等人对某轻型 SUV 车身骨架进行了有限元建模以及静工况分析，基于灵敏度分析对车身结构进行了优化研究。

以往我国汽车车身设计偏重于保证车身强度，一般以车身强度试验结果作为核心指标进行产品设计；与之不同的是，国外汽车企业则将前几阶模态参数、车身结构刚度特性也作为产品设计的关键指标，十分重视提高车身 NVH 性能^[10]。

目前我国在概念设计阶段的车身结构性能分析工作并没有得到足够重视，车身结构性能的研究主要集中在详细设计及制造阶段，无疑增加了后续设计的风险和成本。

纵观国内外发展状况，现代轿车车身设计现状呈现出如下特点^[11-15]：

(1) 车身概念设计在整个车身设计过程中的地位越来越重要。概念设计是保证车身基本力学性能的重要阶段。目前，国际著名车企在概念设计阶段的投入越来越大，概念设计阶段大约花费全部车身设计过程成本 70%的费用，目的是避免为后续设计留下无法弥补的缺陷。可见，当前车身概念设计的实际内涵已远远超越以往造型设计单一意图。

(2) 虚拟仿真实验贯穿于车身设计的整个过程，仿真与实验相结合的方法成为结构设计的基础手段。汽车 CAE 技术的广泛应用是避免结构设计盲目性，提前预测结构力学性能的有力工具。当前，CAE 技术较以前更广泛运用于车身基本力学性能的分析，如刚度、强度、模态、疲劳、耐久性等分析中；在车辆碰撞模拟、车身空气动力学、声学模拟分析、虚拟制造等方面亦有广泛的应用空间，极大丰富了 CAE 技术的应用范围。各大汽车公司都拥有分工明确的 CAE 部门，随着多体动力学和有限元法等的仿真精度越来越高，CAE 部门在车身开发中扮演着举足轻重的地位。

(3) 日益严格的技术指标用以指导车身设计过程。安全、节能、环保是现代轿车设计追求的目标，车企都在减少汽车生产成本，提高市场竞争力，迎合消费者愈加挑剔的要求。在能源紧缺的背景下，轻量化普遍成为车身设计的重要目标。如何在保证安全性等前提下，减轻车身重量，以获取最佳燃油经济性以及更低的成本是目前研究者和设计人员考虑的重要课题。

(4) 优化设计思想在车身设计的各个阶段被广泛引用。由于设计指标的严格要求，导致车身设计难度提高到了前所未有的程度；设计人员为了实现整车设计指标，制定出更为细致的子目标，引入优化设计思想以切实保证各子目标得以充分完成，分散总目标设计所带来的压力。

1.2.2 汽车 NVH 研究

安全性与舒适性是轿车产品设计过程中要考虑的重要内容。统计表明^[16]，汽车产品大约 1/3 的故障与 NVH 问题相关，国际上各大著名汽车公司近 20%的研发费用都花费在 NVH 问题的解决上。

NVH 的观点认为，汽车是一个由激励源（发动机、变速器、路面等）、振动传递途径（悬挂系统）和振动响应和声辐射结构（车身）组成的系统^[17]。

由此可知，解决汽车 NVH 问题的基本思路为：通过接收者（乘员、司机）的经验初步判断振动的激励源并加以分析确认，对激励源的激励机理和传递途径进行研究，找到控制噪声和振动的方法，来降低车内噪声水平，最终达到提升乘坐舒适性的目的。按噪声源以及振动源可将车内噪声分为：动力传动系统噪声、路面不平度激励噪声、车轮噪声、空气动力学噪声、其他附属结构噪声。实践中发现车内中低频噪声

(20-400Hz) 主要来源是固体传播激励车身板件振动形成的，若能削弱固体传播和控制板件振动，则能降低车内噪声水平^[18-21]。

对于汽车 NVH 问题，CAE 分析手段可细分为多刚体系统动力学方法（MBM）、有限元法（FEM）、边界元（BEM）和统计能量法（SEA）^[22]。

在工程上，多体系统动力学分析用于悬架系统、转向系统、传动系统及动力总成系统等低频范围内的建模与分析。对中低频噪声，针对结构和声腔的 FEM 和 BEM 技术手段较为适用，是预测车内噪声的重要方法。目前，大多数通用有限元软件都集成了声学分析功能，专用于求解声学问题的常用软件为 SYSNOISE(LMS.Virtual Lab.Acoustic)。高频噪声由于声模态密度较大、模态重叠度过高，有限元分析车内噪声精度偏低，1960 年，美国麻省理工学院 R.H.Lyon、G.Maidanik 和英国学者 P.W.Smith Jr 提出用能量统计法解决声振系统高频动力学问题^[23,24]。常用的基于统计能量的声学计算软件是 AutoSEA，它能弥补基于有限元法及边界元法的软件在高频段的计算精度低的缺陷。美国克莱斯勒汽车公司 NVH 实验室利用 SEA 对汽车高频振动及噪声进行分析，其车内 209-5000Hz 范围的噪声声压仿真精度达到 2-4dB^[25]。

目前，国外大型汽车公司已把汽车噪声和振动控制理念融入新车型开发的各个环节，以确保从源头上保证汽车的 NVH 性能。绝大多数汽车公司及许多零部件公司都建有 NVH 实验室，它们拥有较为完善的基础数据库，并已经形成自己的标准、规范。许多企业已经开始注重提高产品的声品质，将声品质作为一个品牌，逐步完善“NVH”的内涵。

近二十年来，随着人们对汽车品质的追求和自主品牌汽车的发展，国内在汽车 NVH 方面的研究较为活跃，取得了大量研究成果。我国最早在上世纪 90 年代，开始用 CAE 方法研究汽车噪声振动问题。

1991 年，束永平对某叉车油泵齿轮箱的表面辐射声场进行了仿真模拟^[26]。1994 年，江苏大学苏清祖等在汽车变速器噪声评估中运用边界元法^[27]。1997 年，西安公路交通大学张永新等人对汽车噪声测量的声场空间变化方法进行了研究，并用于寻找汽车车内噪声声源，结合实例，对该方法的应用效果进行了阐述^[28]。2000 年，河北工业大学檀润华等对路面随机激励下汽车的振动响应用 MATLAB 进行了仿真模拟^[29]。

2000-2002 年，西南交通大学丁渭平教授利用对称化有限元模型对薄壁腔体声振耦合特性进行了研究，并对车内声源识别方法和声学泄露作了探讨^[30-32]。

2002 年，丁玉庆利用八自由度弹簧质量系统对汽车振动进行模拟，并对悬架参数进行了优化研究^[33]。

2006 年，吉林大学杨志军博士在多工况约束下对客车顶棚拓扑结构进行了优化研究^[34]。2008 年，杨明亮对动力总成悬置系统的 NVH 性能改进作了分析^[35]；王昊涵通过声振模态分析对轿车顶棚 NVH 特性作了探讨^[36]。2009 年，同济大学邵德刚通过顶棚模态试验进行了车内噪声优化研究^[37]。2010 年，重庆大学邓国红教授研究了小波自适应

控制的轿车顶棚振动主动控制方法^[38]。

随着软硬件条件的不断完善，企业开始对汽车动力总成、传动系统以及悬置系统等部件的 NVH 问题采取试验的方法来研究。由于汽车 NVH 问题日益变得重要，国内针对汽车 NVH 的研究逐渐上升到整车层次。近 10 年来，我国自主品牌汽车企业在 NVH 方面取得的进步有目共睹，形成一定的市场竞争力。

国内企业为完成整车 NVH 指标，在解决汽车各子系统噪声振动问题上积累了许多经验。然而，在运用仿真技术解决汽车 NVH 问题方面依然有很大的研究空间。虽然基础理论早已成熟，但具体应用中却面临困难。例如，多年来对汽车等较复杂结构声学问题的仿真置信度并没有实质性的提高；如何建立直接、高效的车内噪声与结构参数定量关系仿真模型依然是工程技术难点。

几十年来，车内噪声和振动大大降低。随着主要噪声振动源的性能改善，原来诸多次要噪声振动源突显出来，因此，降低系统和零部件的噪声振动变得越来越重要。同时，一些新的动力系统的问世，比如混合动力、燃料电池、变气缸发动机等。这些新型动力系统的噪声振动特点与传统发动机相差甚远，随之带来新的课题。现在顾客还关心汽车使用若干年后的性能，这样就面临汽车高里程时的噪声和振动控制问题，系统稳定性成为汽车品牌的重要指标。面对新问题新挑战，在汽车界，降低噪声和振动的努力还在继续^[39]。

1.2.3 模态分析技术

结构的模态特性是研究汽车 NVH 问题时重点关注的对象。模态分析^[40,41]是振动工程理论的一个重要分支，是研究结构动力学特性的一种近代方法，是系统辨识方法在工程振动领域的应用。它决定了结构的固有振动特性，每一个模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型。模态分析技术最早应用于航空、航天领域，现已广泛应与与机械（车辆、船舶等）、建筑、桥梁、海洋平台和兵器等几乎所有的工程领域得到广泛应用。

模态分析起源于上世纪三四十年代。1947 年，Kennedy 和 Pancu 最早提出精确测定航空器的固有频率和阻尼比的方法，是最早的关于模态试验技术的描述。1963 年 Bishop 和 Salter 在论文中描述了模态试验的原理，对模态试验理论进行了阐述。20 世纪 70 年代，电子技术有了重要的发展，数学分析仪、传感器等，特别是以 FFT 为基础的信号分析仪的出现，结构振动测试进入一个全新的阶段，从而形成了现代实验模态分析技术。80 年代中期至 90 年代，模态分析在各个工程领域得到大量普及，在结构性能评价、结构动态设计和动态修改、故障诊断和状态监测以及声控分析等方面的应用研究异常活跃，尤其是基于 FEM（有限元方法）和 EMA（实验分析）和最优控制理论的结构动态设计和动态修改，取得了大量研究成果^[42]。

与此同时，国内外模态分析测试软件也随之出现。在国外，振动和声学分析仪及软件都包含模态分析功能，最具代表性的有 ME'ScopeVES、STAR、LMS 等，国内有

DASP-MAS 模态分析仪、DHMA 分析软件等，这些软件在工程振动及噪声领域发挥着重要重要。

目前，模态分析技术在我国已成为一门重要的工程技术，而不仅仅是研究单位从事研究的理论课题^[43]。作为考察结构动力学特性的重要手段，模态分析在白车身结构设计过程中扮演中重要角色。

模态分析技术日趋成熟，尤其是线性模态方面的理论与实际已臻于完善。但模态分析在工程应用中还有不少工作值得研究^[44,45]。

首先在如何扩大模态分析应用范围，提高模态分析精度方面，增加测试信号信息量是传统的提高分析精度的方法，然而仅仅依靠增加测点数难以实现。最近，国际上提出一种激光扫描的方式增加模态信息量，是一种较为新颖的办法。其次，对复杂结构的模态分析，频响函数的耦合，高频模态检测，模态噪声等方面的研究有待开展。另外，由于近年来工程非线性问题频繁出现，于是将线性模态分析向非线性模态分析的推广工作显得颇为紧迫。非线性建模以及非线性物理参数识别等方面的研究是当前模态分析领域研究的热点。

模态分析在白车身分析中的应用包括实验模态和有限元计算模态两个方面。模态试验技术相关理论通过学者的大量研究已趋于成熟。有限元仿真分析方面，早期的运用主要集中在概念设计阶段的粗略白车身力学模型上，通常采用以梁单元为主的框架结构模型；随着计算机计算能力的提高以及相关计算软件精度的不断提高，对结构细节的研究不断深入，模型的规模以及计算精度不断提高。

然而，由于实验模态分析技术的较强理论性和实践性，以及白车身结构的复杂性，往往实验过程中处理方法会对实验结果形成直接影响。人的因素在试验过程中扮演着重要角色。所以白车身模态分析仍然需要研究者的不断努力以寻求新的突破。

1.3 选题依据及研究内容

当前在白车身模态分析方面，有如下研究空间：

(1) 白车身有限元仿真分析的置信度依然是困扰研究人员的难题，耗费大量时间建立的仿真模型经常无法得到令人满意的结果。

(2) 虽然实验模态分析理论早已成熟，但目前仍缺少结合白车身这种复杂结构的系统的模态试验方法阐述。

在车身薄板结构声振特性优化方面的研究中，存在以下不足：

(1) 总体来看，缺乏将薄板声辐射理论用于指导车身薄板振动控制较为简便和直接的方法；文献[34]、[37]等从不同侧面对车身薄板结构振动控制方法进行摸索，但更多是经验性质的总结，缺乏机理性的论述。

(2) 在当前的研究中，皆以车身顶棚的模态固有频率作为设计变量，尚未见到针对顶棚模态振型的优化研究以及对其减振降噪潜力的论述。此外，目前研究中通常将顶棚作为一个独立子结构加以研究，忽略了与车身其他结构的相互影响，必然与作为

白车身一部分的顶棚结构的模态特性有所差距。

以上述研究现状为背景，确立本课题研究内容如下：

(1) 对白车身建模精度影响因素加以逐一探讨，对建模关键技术问题加以论述。提炼主要因素，排除次要因素，总结出自车身建模有限元建模的指导原则。在 CATIA V5 和 Hypermesh 8.0 中分别建立了某具体车型白车身的 CAD 模型以及有限元模型；通过模态计算得到模态参数，并对结果作初步分析。

(2) 进行白车身模态试验，结合实验模态分析理论对模态试验结果作出解释。结合白车身仿真计算结果，获取了白车身结构模态参数信息。

(3) 运用理论分析结合仿真计算，寻求描述和改善车身薄板结构声振特性更为简便的方法。阐述振型优化思路，并提出振型改进判据，以此为依据对顶棚结构的振动特性进行改进研究。

(4) 本课题以具体车型为背景进行研究，该车型存在发动机中高转速下车内噪声水平偏高的问题；相对于 2.4L 排量车型，2.0L 排量车型体现更为明显。课题从结构改进入手，探讨通过改善车身薄板振动特性进而改善车内声学舒适性的方法。

第二章 模态分析基础理论

2.1 引言

这一章是白车身模态分析，尤其是白车身实验模态分析的理论基础。通过模态分析，找到一种合适的坐标体系来进行坐标变换，先将在构造空间中描述的运动微分方程转移到所谓状态空间中来描述，在状态空间中构建相应的模态空间，使微分方程解耦^[46]。白车身是一个具有低阻尼的多自由度系统，模态试验中，频响函数估计、模态验证等环节，都建立在多自由度系统复模态分析理论基础之上。

2.2 多自由度系统模态分析理论

2.2.1 多自由度系统微分方程的建立^[47,48]

一个多自由度系统，运用动力学的基本定理或定律，可以建立起系统的运动微分方程。建立运动方程的基本步骤为：

- (1) 将系统分离成离散的质量块，分别进行受力分析；
- (2) 利用牛顿第二定律建立微分方程。

先以二自由度系统为例，再推广到多自由度的情况：

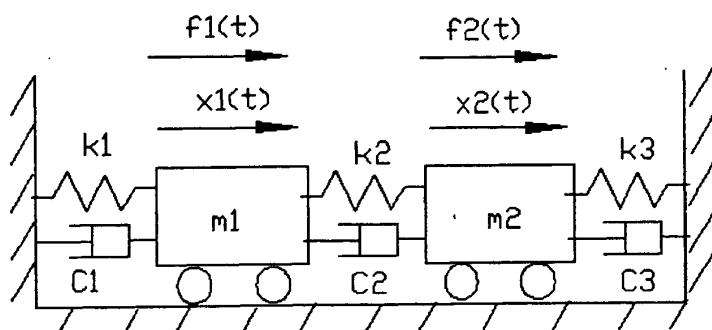


图 2-1 两自由度阻尼系统示意图

系统微分方程为：

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = f_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (k_2 + k_3) x_2 - k_2 x_1 = f_2(t) \end{cases} \quad (2-1)$$

改为矩阵表达：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (2-2)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 、 $\{f\}$ 和 $\{x\}$ 分别是质量矩阵、阻尼矩阵和力向量以及响应向量。

假设初始速度和位移为 0，将上式进行拉普拉斯变换得到：

$$(p^2[M] + p[C] + [K])\{X(p)\} = \{F(p)\} \quad (2-3)$$

或

$$[Z(p)]\{X(p)\} = \{F(p)\} \quad (2-4)$$

其中 $[Z(p)]$ 为动刚度阵。

由上式可求得传递函数矩阵

$$\{X(p)\} = [H(p)]\{F(p)\} = [Z(p)^{-1}] = \frac{\text{adj}[Z(p)]}{[Z(p)]} \quad (2-5)$$

式中 $\text{adj}[Z(p)]$ 为 $[Z(p)]$ 的伴随阵。

2.2.2 固有频率 阻尼因子

前述 (2-5) 式中分母 $[Z(p)]$ 的行列式为系统的特征方程。它的根，即系统极点，决定了系统共振的频率。为了将 (2-3) 式转化为一般特征值问题，引入如下等式：

$$(p[M] - p[M])\{X\} = \{0\} \quad (2-6)$$

结合式 (2-3)

$$(p[A] + p[B])\{Y\} = \{F'\} \quad (2-7)$$

式中 $[A] = \begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}$, $[B] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}$,

$$\{Y\} = \begin{Bmatrix} p\{X\} \\ \{X\} \end{Bmatrix}, \quad \{F'\} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F\} \end{Bmatrix} \quad (2-8)$$

对于自由振动，及力矩阵为零，则特征值方程为

$$|p[A] + [B]| = 0 \quad (2-9)$$

该方程的解为 $2N$ 个呈共轭对出现的特征根

$$\begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \Lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & & & \\ & \ddots & & & & \\ & & \lambda_N & & & \\ & & & \lambda_1^* & & \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & \lambda_N^* \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \sigma_1 + j\omega_1 & & & \\ & \sigma_N + j\omega_N & & 0 \\ & & \sigma_1 - j\omega_1 & \\ 0 & & & \sigma_N - j\omega_N \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

极点虚部是固有频率，实部就是阻尼因子。

2.2.3 模态向量

有了系统的特征值，就可以求得系统的特征向量，也就是模态振型向量或模态位移向量，简称模态向量。这些特征向量也呈复数共轭对出现，且与特征值一一对应：

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \lambda_1 \{\psi\}_1 & \lambda_N \{\psi\}_N & \lambda_1^* \{\psi\}_1^* & \lambda_N^* \{\psi\}_N^* \\ \{\psi\}_1 & \{\psi\}_N & \{\psi\}_1^* & \{\psi\}_N^* \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

系统传递函数改写为

$$[H(p)] = \frac{\text{adj}([Z(p)])}{\prod_{r=1}^N E(p - \lambda_r)(p - \lambda_r^*)} = \frac{\text{adj}([Z(p)])}{\prod_{r=1}^{2N} E(p - \lambda_r)} \quad (2-12)$$

其中 E 为常数；

$$\lambda_{N+s} = \lambda_s^*, \quad s = 1, 2, \dots, N$$

引入留数： $[A]_r [A]_r^*$ ，上式变为

$$[H(p)] = \sum_{r=1}^N \left(\frac{[A]_r}{(p - \lambda_r)} + \frac{[A]_r^*}{(p - \lambda_r^*)} \right) \quad (2-13)$$

由留数定理

$$[A]_r = ([H(p)](p - \lambda_r))|_{p=\lambda_r} \quad (2-14)$$

将 (2-12) 带入上式，得

$$[A]_r = \frac{\text{adj}([Z(\lambda_r)])}{\prod_{s=1, s \neq r}^{2N} E(\lambda_r - \lambda_s)} \quad (2-15)$$

或

$$[A]_r = P_r \text{adj}([Z(\lambda_r)]) \quad (2-16)$$

式中 P_r 是与极点有关的常数。所以 (2-13) 写成

$$[Z(p)]adj([Z(p)]) = Z(p) | [I] \quad (2-17)$$

将特征根 $p=\lambda$, 带入上式, 有

$$[Z(\lambda_r)]adj([Z(\lambda_r)]) = [0] \quad (2-18)$$

对于 $\text{adj}[Z(\lambda_r)]$ 的任意一列，有

$$[Z(\lambda_r)]\{adj([Z(\lambda_r)])\}_i = \{0\} \quad (2-19)$$

伴随矩阵满足如下条件

$$adj([Z(\lambda_r)]) = \{\psi\}_r, \langle L \rangle_r \quad (2-20)$$

$adj[Z(\lambda_r)]$ 的各行均与第 r 阶模态向量成比例:

$$adj([Z(\lambda_r)]) = R_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T = R_r \begin{bmatrix} \psi_1 \psi_1 & \psi_1 \psi_2 & \dots & \psi_1 \psi_N \\ \psi_2 \psi_1 & \psi_2 \psi_2 & \dots & \psi_2 \psi_N \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ \psi_N \psi_1 & \psi_N \psi_2 & \dots & \psi_N \psi_N \end{bmatrix} \quad (2-21)$$

其中 R_i 是与 $\{\psi\}_i$ 换算比例有关的一个常数。将上式带入传递函数表达式，得到

$$[H(p)] = \sum_{r=1}^N \left(\frac{Q_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T}{(p - \lambda_r)} + \frac{Q_r^* \{\psi\}_r^* \{\psi\}_r^{T*}}{(p - \lambda_r^*)} \right) \quad (2-22)$$

于是

$$[A]_r = Q_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T \quad (2-23)$$

式(2-23)即为模态向量与留数的关系式。

2.2.4 模态参预因子和系统频响函数

$$\Leftrightarrow [V] = [\{\psi\}_1 \dots \{\psi\}_N, \{\psi\}_1^* \dots \{\psi\}_N^*] \quad (2-24)$$

$$[L] = [Q_1 \{\psi\}_1 \dots Q_N \{\psi\}_N \ Q_1^* \{\psi\}_1^* \dots Q_N^* \{\psi\}_N^*] = \begin{bmatrix} & \\ & Q \\ & \end{bmatrix} [V]^T \quad (2-25)$$

考虑到 $\left[p \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix} \right]^{-1}$ 中含有 $\frac{1}{p-\lambda_r}$ 和 $\frac{1}{p-\lambda_r}$ 项，所以 (2-22) 写成

$$[H(p)] = [V][p \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix}]^{-1}[L] \quad (2-26)$$

或

$$[H(p)] = [V][p \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix}]^{-1} \begin{bmatrix} Q & \\ & \end{bmatrix} [V]^T \quad (2-27)$$

依据该式，可得输入力 $\{F(p)\}$ 与位移 $\{X(p)\}$ 的关系为

$$\{X(p)\} = [H(p)]\{F(p)\} = [V][p \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix}]^{-1}[L]\{F(p)\} \quad (2-28)$$

矩阵 $[V]$ 是与响应或位移有关的矩阵，叫模态向量矩阵。矩阵 $[L]$ 与输入力有关，为模态参预因子矩阵，它有模态向量的转置于相应的比例换算因子 Q 的乘积构成。它是各激励自由度对各阶模态激励有效性的一种度量。

将 $p = j\omega$ 带入传递函数公式就得到频响函数矩阵：

$$[H(j\omega)] = \sum_{r=1}^N \left(\frac{Q_r \{\psi\}_r \{\psi\}_r^T}{(j\omega - \lambda_r)} + \frac{Q_r^* \{\psi\}_r^* \{\psi\}_r^{T*}}{(j\omega - \lambda_r^*)} \right) \quad (2-29)$$

根据 (2-26)、(2-27) 及 (2-28) 有：

$$[H(j\omega)] = [V][j\omega \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix}]^{-1}[L] \quad (2-30)$$

和

$$\{X(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{F(j\omega)\} = [V][j\omega \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \end{bmatrix}]^{-1}[L]\{F(j\omega)\} \quad (2-31)$$

2.3 本章小结

本章从系统运动微分方程出发，以拉氏变换为基础，阐述系统极点，固有频率，阻尼因子等概念。在此基础上，进一步阐述模态向量与系统极点的关系及模态向量的物理意义；然后阐述了模态参预因子的概念。

利用模态分析进行坐标变换的目的，在于把物理坐标系统中描述的响应向量，放到模态坐标系统中来描述。运用这种转换的优点是：利用各特征向量之间的正交特性，可使描述响应向量的各个坐标解除耦合。

第三章 白车身计算模态分析

3.1 引言

本章通过有限元计算得到白车身的模态参数。有限元计算出的白车身模态结果是否符合实际状况，最直接的影响因素就是白车身建模的合理性。建立一个可靠的白车身有限元仿真模型是后续设计、改进、验证等环节得以有效进行的基本前提。所以，有必要对白车身建模技术相关内容加以探讨。本章中的仿真计算结果将于后续模态试验结果形成对比。

3.2 白车身 CAE 模型建模指导原则

对白车身进行计算模态分析，就是先建立白车身的有限元模型，设置相应的模态计算工况，然后利用模态求解器进行计算，进而得到模态参数的过程。

有限元分析方法的精度取决于模型、工况和分析方法，要求对有限元基本知识、软件应用和工程实际有一定的认识。白车身在不同的设计阶段，应采用不同的建模方法。如果车型处于概念设计阶段，为了对车身大体结构和整体刚度分布进行分配，只需对车身的主体框架结构建模，建立白车身的简化模型（如梁单元模型）即可；如果是对车身设计进行细化或进行车身设计验证，且模型要用于结构的动态修改，优化设计等，则应建立较为详细的几何模型和有限元模型^[49]。

白车身建模要根据需要寻求建模难度和仿真精度之间的平衡点。建模工作之前应首先对目标车体进行细致观察和分析。对白车身中的主要结构，即对车身力学性能有重要影响的结构，如车身前部、中部、后部的梁、柱结构和加强结构，大面积板件结构等，和对白车身力学性能产生次要影响的结构，如小工艺孔，非安装用途翻边，次要附属板件等进行摸底。对于主要的结构应充分保证尺寸及保留几何特征；而对于次要因素，应视情况予以适当简化处理，避免工作量大大增加，而模型精度并没有得到相应提高的情况^[50-52]。

下面对影响白车身模型精度的主要因素进行探讨，包括几何模型简化的合理性、网格质量控制及连接方式的等效性三个方面。

3.2.1 几何简化合理性

在对 CAD 模型进行网格划分之前，要在有限元前处理软件中对已导入的 CAD 模型进行一定程度的简化。简化的目的是为了排除结构中对白车身力学特性影响较小，且会增加建模工作量和难度的结构。这种简化应首先保证仿真精度因简化而受到的影响在能接受的范围内；通过人们的反复实验，已积累了大量模型简化方法和经验，如白车身结构上孔的简化方法，圆角的简化方法，以及加强筋的简化方法等。

建模过程中应适当忽略小质量非承载构件，对于承载式结构车身，车身所受的载荷可以传递到各个部位。车体中起承载作用的主体结构有前、后纵梁，门槛，底板，顶

盖，前柱，中柱，后柱。对于那些为了方便使用或起辅助作用而设置的结构如制动踏板支架，仪表支架等，可以忽略其对整车的影响。

直径 $\leq 10\text{mm}$ 的非螺栓孔不予保留；用于连接的螺栓孔周围应至少布置8个以上的节点。

对于圆角及相邻翻边的简化参考如图3-1所示方法，保证翻边原有的角度，防止出现质量较差的焊接单元。

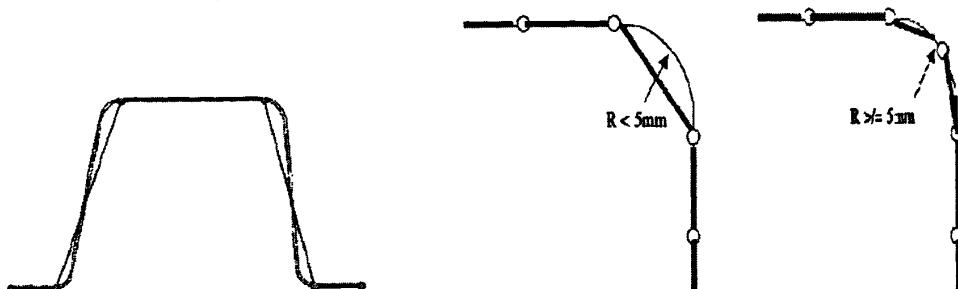


图 3-1 圆角及相邻翻边处理

对于倒角特征，倒角半径 $<=5\text{ mm}$ ，几何特征不予保留；倒角半径 $>5\text{mm}$ ，几何特征予以保留，用两排单元模拟，如图 3-1 所示。

3. 2. 2 网格质量控制

网格划分质量直接关系到模型计算是否收敛以及计算的精度，应按严格的指标来完成这一环节的工作。划分出规范的、高质量的网格是有限元软件应用最重要的技能。

对于白车身这种复杂结构，网格划分的基本方法是先分块划分再综合，兼顾相邻部件的连接区域的网格一致性。对于网格划分难度较大的区域，可划分为较小的多个子区域，适当辅以三角形单元完成；对于左右对称的构件，可采用单侧划分，镜像得到另一半的方法完成，这样可以保证对称构件网格的一致性。

在网格划分过程中应对网格质量进行同步检查，这样可以保证整个模型网格质量较好。通过前人的一些研究所得出的经验，此次白车身建模的网格质量控制指标参照表 3-1。

表 3-1 白车身建模网格质量控制参照表（经验值）

| 最大尺寸 | 最小尺寸 | 最大长宽比 | 最大歪斜 | 最大翘曲 | 雅克比值 | 四边形最 角 | 三角形最 大(小)内 角 | 三角形最 大(小)内 角 | 三角形 单元所 占比例 |
|------|------|-------|------|------|------|------------|--------------------|--------------------|-------------------|
| 20mm | 5mm | 3: 1 | 45° | 10° | >0.6 | 130° (45°) | 100° (30°) | <10% | |

当对模型的网格质量调整妥当后，才能进行焊点的处理，因为在焊点处理后无法对相互连接的构件附近的单元质量进行调整。

3.2.3 连接方式等效性

本课题所研究白车身的主要连接方式为点焊连接,还有少量螺栓连接、线焊和铆接。各种连接方式在有限元模型中用具有一定力学性质的单元来代替。连接方式模拟的合理性影响到模型中构件间的力的传导方式是否接近实际状况。

学者们在对白车身连接方式的研究中,总结出了各种连接单元对白车身整体力学性能的影响以及模拟的难易程度。现对各种连接的模拟方式分别进行阐述。

(1) 由于点焊是白车身构建间主要连接方式,普通轿车白车身大约包含 3000-6000 个焊点。所以对焊点的模拟的合理性对白车身整体刚度状况有较直接的影响^[53-55]。

随着有限元软件的不断升级,各大有限元软件都拥有了专门的焊点模拟单元;目前主流的焊点模拟方法有:刚性杆单元、弹性梁单元、塑性梁单元、区域接触模型、公共节点、公共单元。在 Nastran 软件中常用的点焊单元为 RBE2、CWELD 和 ACM2 (RBE3)。

RBE2 是将两个构建间的对应节点刚性连接起来; CWELD 单元将对应节点的连接定义模拟为一种特殊的柔性 Timoshenko 梁; ACM2 模型为区域接触模型,它通过 RBE3 单元将连接扩散到被焊接区域的多个节点上。在文献中^[56]对三种点焊模拟的精度进行的了详细的仿真和实验对比,结果表明基于 CWELD 单元的点焊模拟精度为最高, ACM2 次之, RBE2 最差。利用该结论,本课题采用 CWELD 单元对点焊进行模拟,两层焊核(两层壳单元)直径为 6mm,三层焊核(三层壳单元)直径为 5mm。

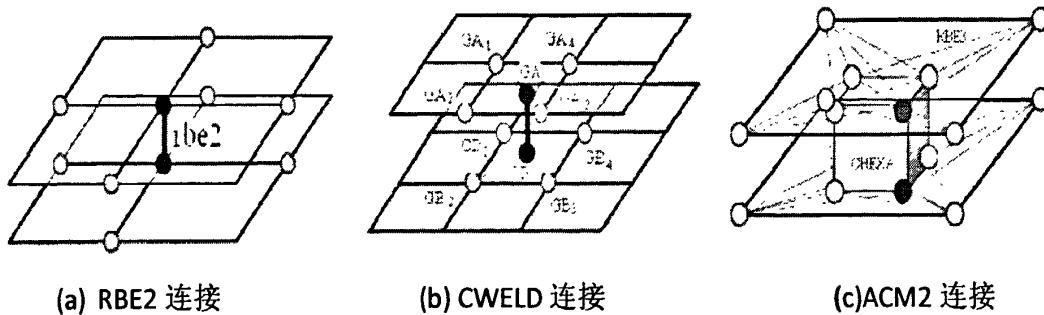


图 3-2 Nastran 中三种点焊模拟单元示意图

(2) 螺栓连接目前较多采用一维梁单元或一维弹簧单元连接来模拟。由于本课题中所含螺栓连接数量较少,采用 RBE2 刚性连接模拟。

(3) 线焊连接一般采用将对应单元节点用刚性单元 RBE2 进行连接来模拟,或采用节点耦合进行模拟。

(4) 铆接一般采用 2 个或多个刚性连接单元来模拟。

3.3 仿真模型的建立

依据上述白车身建模指导原则建立白车身有限元模型,在 CATIA V5 中建立白车身的几何模型,简化后的车身共包含 113 个主要构件,如图 3-3 所示。在 Hypermesh 8.0 中建立有限元模型,如图 3-4 所示。

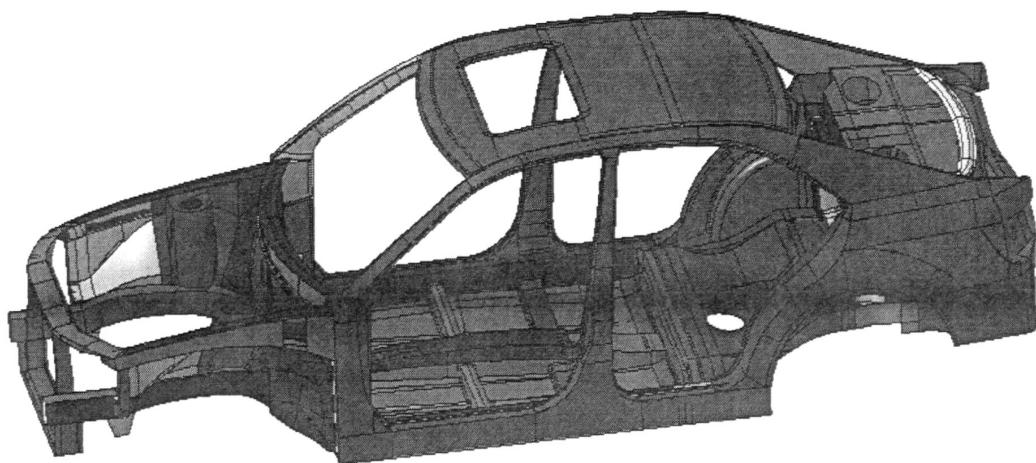


图 3-3 白车身几何模型

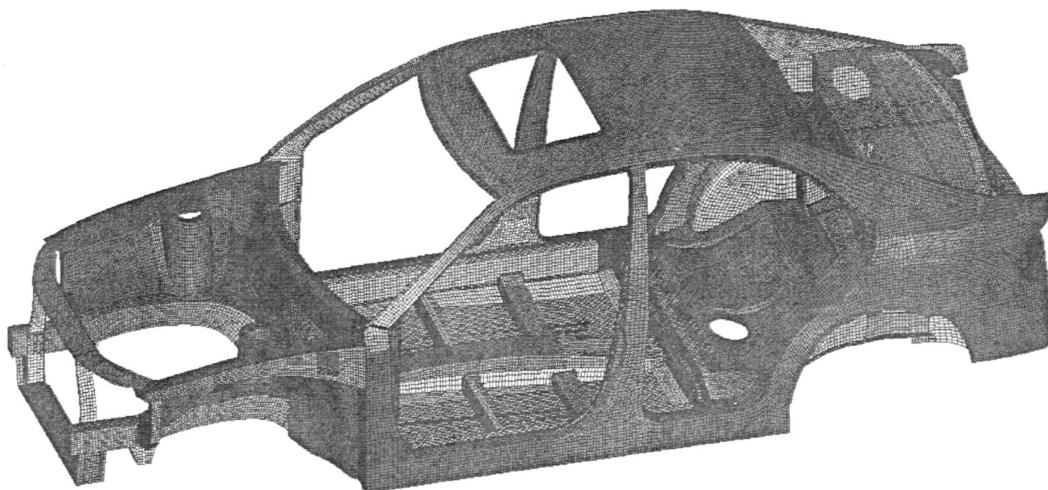


图 3-4 白车身有限元模型

模型基本信息列于表 3-2:

表 3-2 模型信息统计表

| | 单元类型 | | | | 节点 |
|------|--------|-----|-------|------|--------|
| | 四边形 | 三角形 | CWELD | RBE2 | |
| 数量/个 | 170860 | 650 | 5825 | 302 | 182762 |

三角形单元所占比例: 0.38%

有限元模型建立完成后, 对车身结构中材料定义属性。车身结构主要采用低碳钢, 由于各种低碳钢材料属性相差无几, 对仿真结果影响可以忽略。采用如表 3-3 所示参数:

表 3-3 模型材料属性

| 参数 | 弹性模量 | 泊松比 | 材料密度 |
|----|--------------|-----|-----------------------------|
| 值 | 2.06e5 (MPa) | 0.3 | 7.89e3 (kg/m ³) |

完成模型的建立过程后，就可进行模型试算，以进一步排除模型中存在的问题，如焊接的遗漏，板件的丢失。

3.4 白车身模态计算

在 Hypermesh 8.0 的 Nastran 模板下设置好模态计算工况后，利用 Nastran 2005 进行模态计算。将结果文件导入 Hyperview 8.0 进行后处理，得到模型的模态计算结果，前十阶模态频率及相应振型如表 3-4 所示。

表 3-4 计算模态分析结果列表

| 阶数 | 频率 /Hz | 振型图 | 振型描述 |
|----|-----------|-----|--------|
| 1 | 26.30 | | 整体横向弯曲 |
| 2 | 30.09 | | 整体扭转 |
| 3 | 39.63 | | 后部局部振型 |
| 4 | 43.90 | | 前部弯扭合成 |

表 3-4 计算模态分析结果列表(续表)

| 阶数 | 频率 /Hz | 振型图 | 振型描述 |
|----|--------|-----|-------------|
| 5 | 50.06 | | 后部局部振动 |
| 6 | 52.22 | | 顶棚天窗框变形 |
| 7 | 61.85 | | 竖向弯曲 |
| 8 | 66.17 | | 行李箱底板振动 |
| 9 | 69.54 | | 前部、防火墙、后部变形 |
| 10 | 72.78 | | 顶棚后缘及后部局部振动 |

对模态计算结果进行初步分析, 第一频率为 26.3Hz, 为横向弯曲模态。目前承载式轿车车身的模态频率普遍在 20Hz 以上, 第一阶模态频率符合一般规律。后续进行的

模态试验将与仿真结果进行对比分析。

3.5 本章小结

本章首先探讨了白车身仿真建模的相关技术问题，从三个方面概括白车身仿真建模的基本指导原则：

第一，合理进行几何模型简化；

第二，严格控制有限元网格划分质量；

第三，选取合理的连接方式对白车身各子构件进行连接。

本章对上述三点原则在实际中的具体实施细节进行了阐述。上述原则是建立高置信度仿真模型的关键。

建立了白车身有限元仿真模型，并进行了模态计算，计算结果有待与后续模态试验结果形成对比。

第四章 白车身实验模态分析

4.1 引言

实验模态分析是获取结构模态参数的重要手段。它是以系统辨识为基础的一项技术手段，涉及多门学科，需要多种分析手段，是理论性与实践性极强的一门学问。

结合白车身这样复杂的结构，模态试验不仅需要具备实验模态分析相关理论，还需要相应的白车身结构知识作指导。工程实际中，白车身模态试验是获取所关注的前几阶白车身模态最直接的方法。能否获取较为准确的模态参数是以模态分析理论以及一定实践经验为基础的。所以结合理论对白车身模态试验方法进行探讨就显得尤为重要。

4.2. 模态试验原理

利用试验手段获取结构模态参数是一种重要的技术手段。获取模态参数就可以对结构的振动形态进行预测，对结构的设计质量进行评估，指导结构的改进和优化；实验结果亦可以作为有限元模型修改的参考^[56,57]。

实验模态分析属于系统辨识的范畴。系统辨识就是根据系统的输入和输出，获取系统某种特性的过程。系统辨识的一般原理如图 4-1 所示：

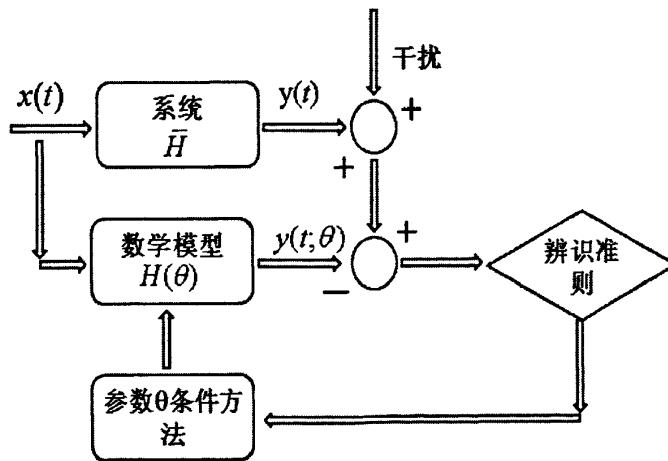


图 4-1 系统辨识原理图

具体到白车身模态试验中，也遵循系统辨识的一般原理：系统代表白车身， x 代表激励信号， $y(t)$ 就是白车身结构在激励 x 的作用下表现出的实际振动特性， $y(t;\theta)$ 即是对白车身振动特性的一般描述，数学模型 θ 代表 $y(t;\theta)$ 与 $y(t)$ 之间的差异描述，即优化目标函数；辨识准则就是白车身模态参数识别的一般原则；参数 θ 调节方法即为相应的模态参数识别方法。

完成对目标函数 θ 的优化，就可以用 $H(\theta)$ 来代替 H 作为我们认识白车身振动特性

的替代模型。

4.3 白车身模态试验

4.3.1 试验方案

白车身模态试验的基本方案简图如图 4-2 所示，所需硬件包括：

- a) 凯美瑞 240V 轿车白车身及其支承
- b) 信号采集设备——LMS 采集前端
- c) 测试软件——LMS testlab.8B/Structure Acquisition/Spectral Test
- d) 激振器——型号：JZK20；最大激振力：200N；
- e) 力传感器——灵敏度标定范围：11241mV/kN±15%；量程：0.4448kN
- f) 三向加速度传感器——灵敏度标定范围：100mv/g±10%；量程：±50g
- g) 笔记本电脑

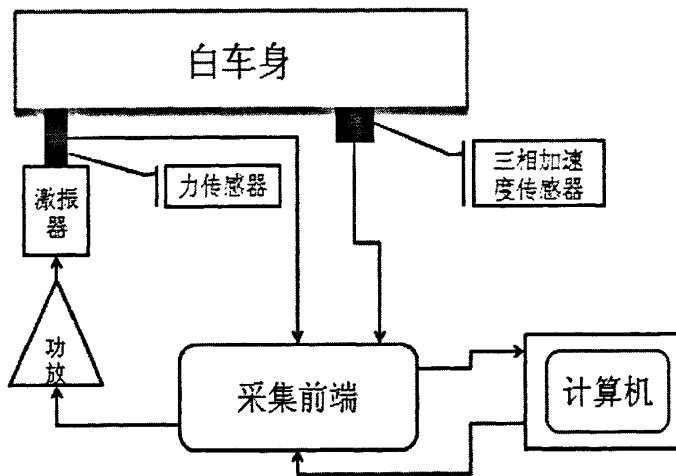


图 4-2 模态试验方案

试验方案可细化为白车身支承方案、激励自由度选择方案、激励信号选择方案、测点布置方案、信号采集几个方面。

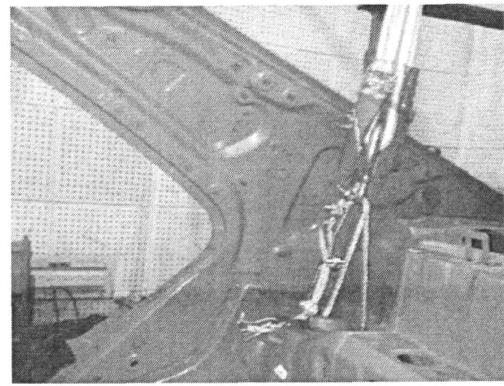
(1) 白车身的支承方式

理论上，白车身模态试验的边界应为自由状态。但实际上难以达到这种状态，所以一般白车身模态测试中，常采用柔性悬吊或充气垫支撑的方式。整个支承系统（含白车身）自由振动频率在待测白车身第一阶模态固有频率的 10% 以下为好。支承系统应足够稳定以减少来自支承系统的附加激励。

本次试验采用柔性绳四点悬吊的支承方式，四个悬吊点分别选择前后悬架上支点处，这与整车车身的实际受力状况是类似的，如图 4-3 所示



(a) 前悬吊点



(b) 后悬吊点

图 4-3 白车身悬吊点

(2) 激励自由度的选择原则

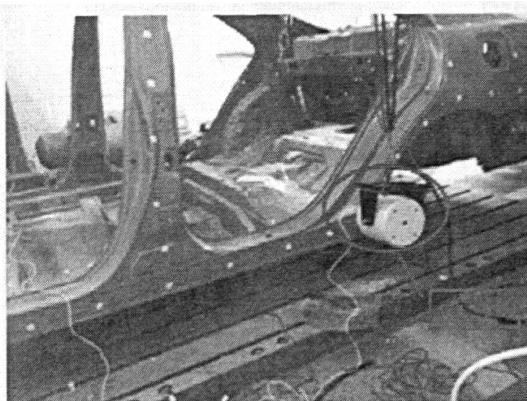
激励方式有激振器电动激励和锤击激励两种形式；对于白车身这样的大型结构，一般采用前者。

对激励自由度的选择要做如下两点考虑：

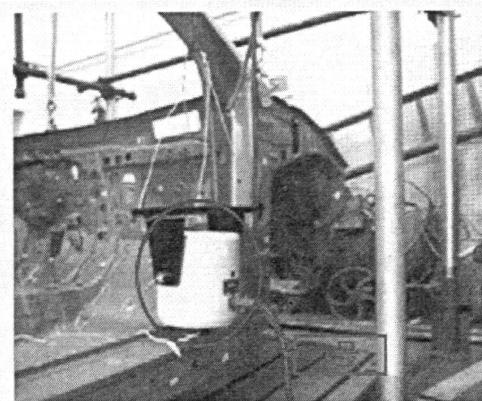
- a) 激励自由度的选择要能使激励能量分散到整个白车上，使所关注频段内的模态能被充分激起，避免激励传导不够充分以至能量过于集中；
- b) 激励点的选择应尽量避开白车身模态节点，当激励点位于某阶模态振型节点上时，该阶模态不能被检测到，如果该阶模态恰好是要重点关注的模态，无疑会对试验效果造成重要影响。

对上述第一点要求，依据一般经验对激励自由度选择的提出初步方案，进而通过试验初期的反复试激励来进行最终确认；对于第二点要求，则利用第三章有限元分析的结果作为参考，指导激振点的选择。

该次试验中，采用两点激励，分别编号为 1 号和 2 号激励自由度。1 号为白车身左后方的-y 自由度（车辆坐标系），2 号为白车身右前方-z（车辆坐标系）进行激励。两个点都选择在刚度相对较大的点，如图 4-4 所示。



(a) 车辆坐标系-Y 方向



(b) 车辆坐标系-Z 方向

图 4-4 两个激振自由度的选择

(3) 激励信号的选择

激励信号有多种形式，如纯随机信号，伪随机信号，周期随机信号，周期快扫信号，猝发随机信号，猝发快扫信号，冲击信号等。

模态试验中，猝发随机（Burst Random）信号是最常采用激励信号，它在实践中被证明具有如下优点而被广泛采用^[47,48]：

- a) 泄露误差较其他激励信号小；
- b) 两次激励间不需要等待时间，提高了数据采集效率；
- c) 信号信噪比较其他激励信号好，频带容易控制。

(4) 测点的布置方案

在白车身上布置测点实质是对白车身结构进行离散化，用点阵来代替原模型。

测点的布置有如下原则：

- a) 测点应能反映白车身的基本形状结构，为了保证低阶整体模态识别的质量，在车身刚度较大的支撑结构如梁、柱及筋上应该首先做好测点布置，形成能反映车身力学特性的布置方案。这要求测试者对白车身结构力学特性有一定的了解。
- b) 对要重点关注的局部结构模态如顶棚模态等，可适当增加测点数量，以提供足够的信息来提升局部重要模态的识别质量。

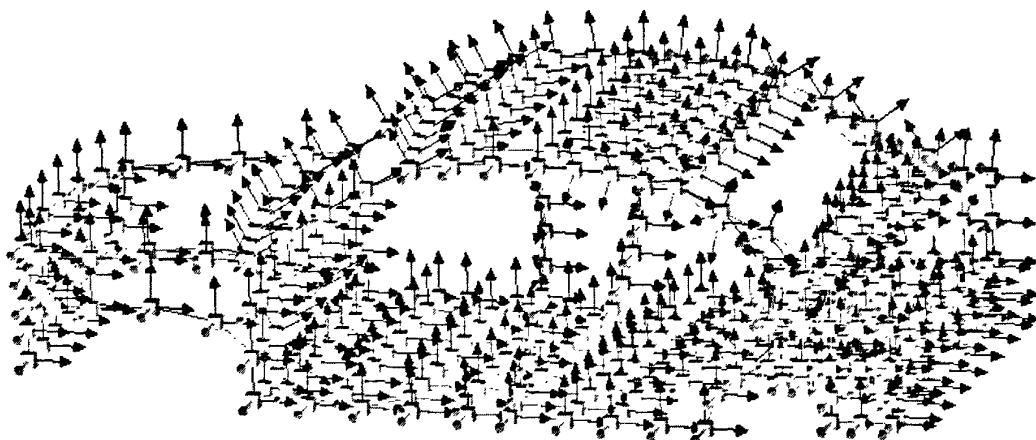


图 4-5 白车身结构离散化模型（测点模型）

在该次试验中，要对白车身测点布局在软件中进行建模，以便得到白车身模态振型动画。该模型包含 379 个测点（包含两个激励点），如图 4-5 所示。每一个测点有 X、Y、Z 三个方向，每一个的方向应与具体传感器粘贴方向相对应，该过程要在测试过程中交互进行，即根据传感器粘贴方向与车辆坐标系的夹角来调整模型中的测点的方向，如图 4-5 所示。

由于采用两点激励，所以频响函数矩阵有 2 列，每一列含 $379 \times 3 = 1137$ 个频响函数，共 2274 个频响函数。

(5) 信号采集

对加速度时域信号进行采样，根据 Shannon 采样定理，采样频率应满足： $f_s \geq 2f_{\max}$ ， f_{\max} 为关注频带的最大频率值。对于白车身结构，对于白车身，关注频段在 200Hz 以下，所以 $f_{\max} = 200\text{ Hz}$ ，所以取 $f_s = 400\text{ Hz}$ 。

每一批测点进行 20 次激励，采集 20 次加速度信号，取平均后求得频响函数，作为该批测点的试验数据。系统对采集的加速度信号进行在线离散傅里叶变换（DFT）。信号采集过程中，任一测点加速度信号与激振力信号的相干系数保持在 0.8 以上为佳。如果相干系数低于 0.8，则应考虑激励的有效性。完成所有测点数据采集后，就获得了供后续模态识别的所有频响函数。

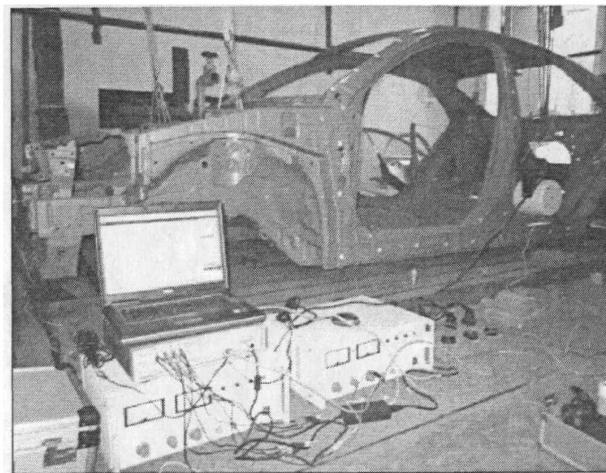


图 4-6 试验整体效果图

4.3.2 模态参数估计

完成频响函数的测试后，接下来就要在此基础上对白车身模态参数进行估计（识别）。

模态参数识别的基本原理是^[58-60]：用拟合得到的频响函数去逼近实测得到的频响函数。逼近的过程通过迭代运算来实现，参与迭代的参数就是模态参数（固有频率，阻尼比，模态参预因子，留数）以及所选频带内的模态阶数估计值 N（由 2-13 式可知）。当给定的初值在经过若干次迭代后，利用这些参数拟合得到的频响函数与实测频响函数的误差在一定范围内时（这个误差范围选择要依据对模态参数估计精度的实际需要），就将最后一次迭代得到的模态参数输出，作为对系统模态参数估计值。这些模态参数是否就是系统的物理模态，要依赖经验判断对其作出取舍，以及通过后续的模态验证过程中加以辅助确认。

无论是对算法得到的模态的筛选还是后续的模态验证，人的经验判断都起着重要影响。

进行频响函数曲线拟合时，最小二乘法是常用的方法，大多数模态识别方法都以

之为基础。

考虑(2-30)所示频响函数通式 $[H(j\omega)]$ 中的任一列 $H(k, j\omega)_{q \times 1}$; K 代表测点编号, $H(k, j\omega)$ 代表第 K 个测点对某一激励点的频响函数, 模态参数向量即最小二乘回归系数向量为^[43]:

$$\theta = [\omega_1, \dots, \omega_{N_1}; \zeta_1, \dots, \zeta_{N_1}; \operatorname{Re} A_1^{(1)}, \dots, \operatorname{Re} A_q^{(N_1)}; \operatorname{Im} A_1^{(1)}, \dots, \operatorname{Im} A_q^{(N_1)}]^T \quad (4-1)$$

式中 $\operatorname{Re} A_k^{(r)}$, $\operatorname{Im} A_k^{(r)}$ 为第 k 个测点第 r 阶模态留数的实部与虚部。

模态参数向量 θ 的最小二乘估计可由 q 个测点上实测频响函数 $\bar{H}(k, j\omega)$ 与依据模态参数向量 θ 得到的频响函数 $H(k, j\omega, \theta)$ 之间的留数的模的平方取得最小值为系统模态参数辨识的准则, 目标函数可写为:

$$\operatorname{Min} J(\theta) = \operatorname{Min} \sum_{k=1}^q \{\varepsilon(k, \omega_m; \theta)\}^T \{\varepsilon^*(k, \omega_m; \theta)\} \quad (4-2)$$

式中 $\varepsilon(k, \omega_m; \theta)$ 为第 k 个测点在频率为 ω_m 时的留数值:

$$\varepsilon(k, \omega_m; \theta) = \bar{H}(k, j\omega_m) - H(k, j\omega_m, \theta) \quad (4-3)$$

为求提高参数识别精度及提高效率, 在对(4-2)式或与(4-2)相对应的时域目标函数的迭代求解中研究中, 衍生出许多方法。

目前, 较为广泛使用的是最小二乘复指数法(LSCE)和最小二乘频域法(LSFD), 以及最小二乘复频域法(LSCF)。其中 LSCE 方法是时域估计方法, 后两种是频域估计方法。

时域和频域识别方法有各自的优缺点和实用范围^[48]:

- (1) 时域估计法一般更适合于处理噪声大的数据;
- (2) 如果要考虑带外模态的影响, 频域法更好, 尤其在估计振型时, 频域法可以在一定程度上克服带外模态的影响;
- (3) 在进行宽带分析时最好采用时域法, 可以避免频域法中频率乘方的影响。
- (4) 对大阻尼系统 ($\zeta > 3\%$) 的模态参数估计, 频域法更好。

这次试验采用最小二乘复频域法(LSCF)进行识别, 辅以最小二乘复指数法(LSCE)作为参考。

最小二乘复频域法(LSCF)的理论推导如下^[61]:

对于频响函数表达一般式

$$[H(\omega)] = [X(\omega)][F(\omega)]^{-1} \quad (4-4)$$

上式右边输入及输出项改写为

$$F(\omega) = \sum_{r=0}^p \Omega_r(\omega) \lambda_r \quad (4-5)$$

$$X(\omega) = \sum_{r=0}^p \Omega_r(\omega) \beta_r \quad (4-6)$$

其中 $\Omega_r(\omega) = e^{-j\omega r\Delta}$ 为多项式基本项, r 为模型阶次。设系统为线性多自由度系统,

则

$$\theta = [\beta_r \dots \lambda_r]^T \quad (4-7)$$

其中 $\beta_r = [\beta_{r0} \ \beta_{r1} \ \dots \ \beta_{rp}]^T$, ($\forall o = 1, 2, \dots, l$)

求得 θ 则得到系统极点。

对于每一个系统输出 o , $\hat{H}_o(\omega_k)$ 为含有误差的频响函数。为了权衡各通道质量不同的数据引起的误差引入权函数 $w_o(\omega_k)$, 得到如下参数方程:

$$\varepsilon_o^{LS}(\omega_k, \theta) = w_o(\omega_k) \{ H_o(\omega_k, \theta) - \hat{H}_o(\omega_k) \} \quad (4-8)$$

将 (4-5) (4-6) (4-7) 带入 (4-8), 两端乘 $F^{-1}(\omega_k, \alpha)$

最小二乘误差描述为:

$$\varepsilon_o^{LS}(\omega_k, \theta) = (A_o B_o) \begin{Bmatrix} \beta_o \\ \lambda \end{Bmatrix} \quad (4-9)$$

其中

$$A_o = \begin{bmatrix} w_o(\omega_1)(\Omega_o(\omega_1)) \dots \Omega_p(\omega_1) \\ w_o(\omega_{N_f})(\Omega_o(\omega_{N_f})) \dots \Omega_p(\omega_{N_f}) \end{bmatrix} \quad (4-10)$$

$$B_o = \begin{bmatrix} -w_o(\omega_1)(\Omega_o(\omega_1)) \dots \Omega_p(\omega_1) \otimes \hat{H}_o(\omega_1) \\ -w_o(\omega_{N_f})(\Omega_o(\omega_{N_f})) \dots \Omega_p(\omega_{N_f}) \otimes \hat{H}_o(\omega_{N_f}) \end{bmatrix} \quad (4-11)$$

要使系统误差最小, 将式 (4-9) 化简为

$$\psi^{LS}(\theta) = \sum_{o=1}^l (\varepsilon_o^{LS}(\theta))^H (\varepsilon_o^{LS}(\theta)) = \theta^T \operatorname{Re}(J^H J) \theta \quad (4-12)$$

定义如下三个量

$$\begin{cases} R_o = \operatorname{Re}(A_o^H A_o) \\ S_o = \operatorname{Re}(A_o^H B_o) \\ T_o = \operatorname{Re}(B_o^H B_o) \end{cases} \quad (4-13)$$

由最小二乘法的定义，在式（4-12）中对 β_o 和 α 求偏导得到如下式子：

$$\frac{\partial \psi^{LS}(\theta)}{\partial \beta_o} = 2(R_o \beta_o + S_o \lambda) \quad (\forall o = 1, 2, \dots, l) \quad (4-14)$$

于是

$$\left[2 \sum_{o=1}^l (T_o - S_o^T R_o^{-1} S_o) \right] \lambda = M \lambda = 0 \quad (4-15)$$

设定 λ 的上限值

$$\lambda_p = I_m \quad (4-16)$$

得到系统极点 λ 和模态参预因子 L ，后回代模态位移矩阵。再由状态转移矩阵

$$A = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & O \end{bmatrix} \quad (4-17)$$

求得 A 的特征向量，于是得到模态振型向量 $\{\psi\}$ 。

从上述推导过程可知，模态识别迭代求解过程中，极点固有频率，极点阻尼，极点模态参预因子以及留数是参数识别的四个方面。

在运用软件对模态参数进行识别时，常采用一些模态识别工具，如频响函数和，模态指示函数，误差图或奇异值图，稳态图。它们运用不同的数值分析算法来对系统的极点进行估计。针对该次试验，如图 4-7 所示为基于 LSCF 方法的模态识别稳态图。

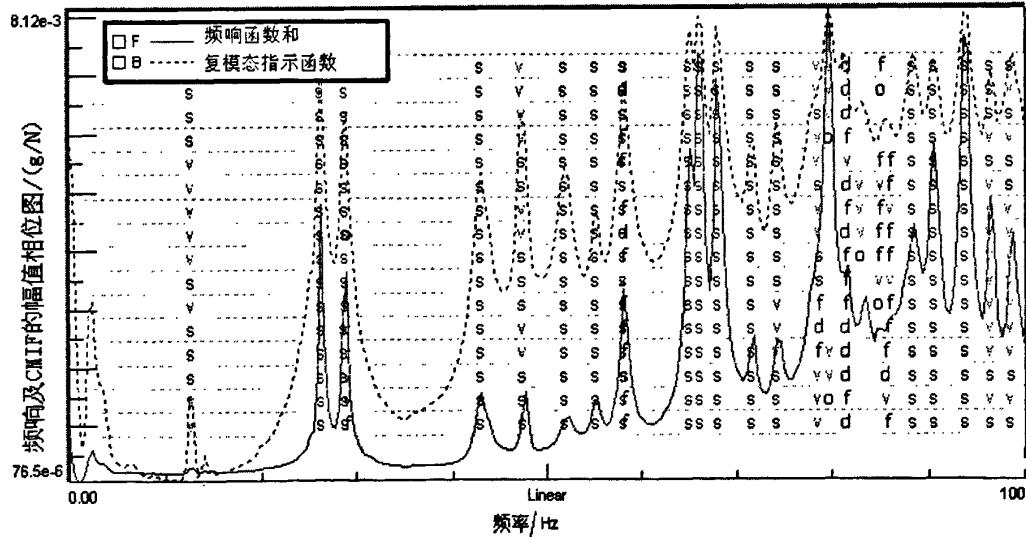


图 4-7 基于 LSCF 方法的模态参数识别稳态图

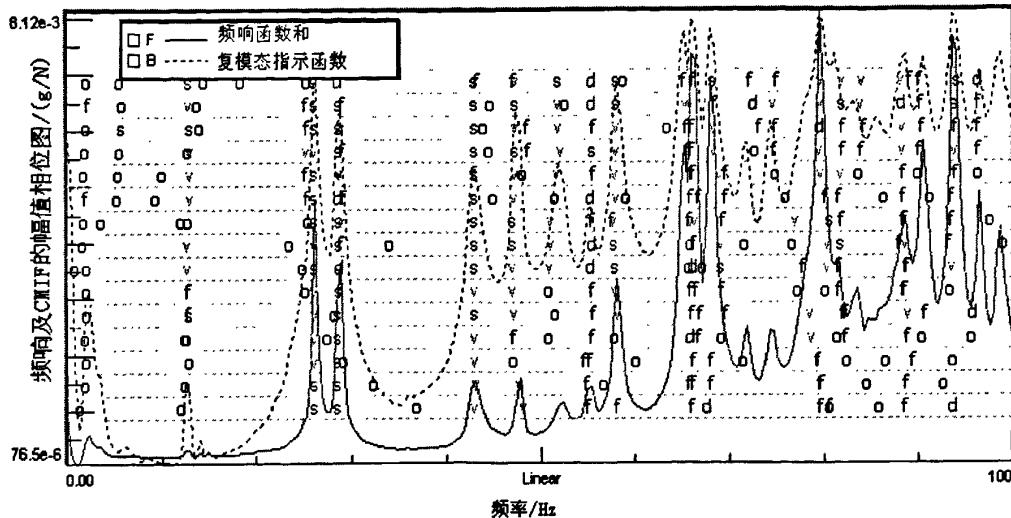


图 4-8 基于 LSCE 方法的模态参数识别稳态图

对稳态图的解释：

(1) 稳态图上显示的字母 o 、 f 、 v 、 d 、 s 代表算法对系统极点寻找状态的标识。开始时参与识别的频响函数只有一个，每迭代一次增加一个频响函数加入参数识别；所以刚开始迭代计算时，假定极点数（即给定模态参数的初值）很少，表示在该频率点上尚未找到极点，标以字母 o ；随着频响函数矩阵规模增大，假定极点数的相应增加，这些 o 就逐步演化为 f 、 v 、 d 、 s 。当所有频响函数都参与识别时，就形成了最终的极点估计稳态图。

(2) 标识符号 o 、 f 、 v 、 d 、 s 生成的条件如表 4-1 所示， ω 为极点处的固有频率， σ 为极点处的阻尼， L 为极点处的模态参预因子， $f\%$ 、 $d\%$ 、 $v\%$ 分别为算法给定的状态转移阈值。

表 4-1 “ o ”、“ f ”、“ v ”、“ d ”、“ s ”转化逻辑

| | | | |
|---|-----------------------------------|---|-------|
| $ \omega_{r,j} - \omega_{r,j-1} < f\%$? | | | $'o'$ |
| 是 | | → | |
| $ \sigma_{r,j} - \sigma_{r,j-1} < d\%$ | $ [L]_{r,j} - [L]_{r,j-1} < v\%$ | | |
| 否 | 否 | → | $'f'$ |
| 否 | 是 | → | $'v'$ |
| 是 | 否 | → | $'d'$ |
| 是 | 是 | → | $'s'$ |

(3) 稳态图的背景上可以显示频响函数和（对所有频响函数求和），及复模态指示函数，单个频响函数等，参数识别算法如（LSCF, LSCE）并不以这些曲线作为极点估

计的依据，但这些辅助工具给操作者对系统极点估计提供多方位的参考。

(4) 利用稳态图进行模态参数识别时，一般认为 s 个数较多的频点上可能是系统极点。为了防止模态丢失，可适当放宽筛选条件，而将进一步的模态确认交由下一步的模态验证阶段来处理。

(5) 通过对比 LSCF 及 LSCE 两种极点估计稳态图，可以看出前者更为清晰地给出了极点位置所在，LSCE 方法稳态图略显凌乱。前者更便于操作者做出选择，但 LSCE 作为另一种识别方法，无疑可以作为一种横向参考。

在 0-200Hz 内对系统极点进行选择，得到白车身初步模态估计如表 4-2 所示：

表 4-2 模态参数估计

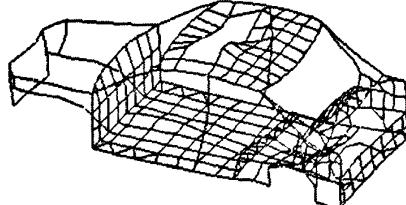
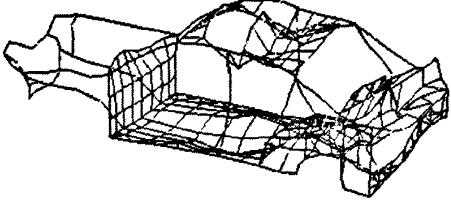
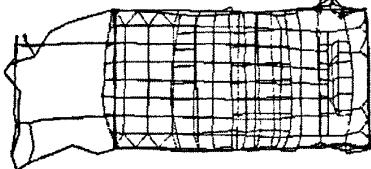
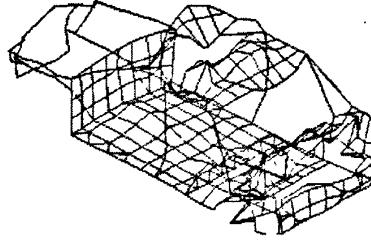
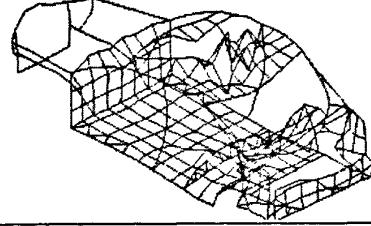
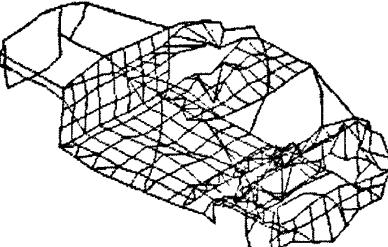
| 阶数 | 频率/Hz | 阻尼比/% |
|----------|--------|-------|
| Mode 1: | 26.20 | 0.50 |
| Mode 2: | 28.76 | 0.39 |
| Mode 3: | 43.18 | 0.56 |
| Mode 4: | 52.04 | 0.25 |
| Mode 5: | 58.21 | 0.40 |
| Mode 6: | 66.17 | 0.52 |
| Mode 7: | 88.48 | 0.21 |
| Mode 8: | 90.58 | 0.47 |
| Mode 9: | 93.86 | 0.34 |
| Mode 10: | 101.76 | 0.34 |
| Mode 11: | 160.4 | 0.40 |
| Mode 12: | 169.2 | 0.06 |
| Mode 13: | 186.72 | 0.13 |

给出的 13 阶模态估计，将第 r 阶模态对应的留数矩阵 $[A_r]$ 带入模态振型向量与留数的关系式 (2-23) 就得到模态振型向量 $[\psi_r]$ 。模态振型向量描述了结构以某一阶模态振动时，各测点振幅比例关系，而实际振幅绝对值由实际激励状况决定。

知道了模态振型向量，就可以合成各阶模态振型动画。将白车身各阶模态振型变形情况列于下表 4-3。

表 4-3 模态试验结果

| 阶数 | 频率 /Hz | 振型图 | 振型描述 |
|----|-----------|-----|---------|
| 1 | 26.20 | | 整体横向弯曲 |
| 2 | 28.76 | | 整体扭转 |
| 3 | 43.18 | | 前部弯扭合成 |
| 4 | 52.04 | | 顶棚天窗框变形 |
| 5 | 58.21 | | 竖向弯曲 |
| 6 | 66.17 | | 后部横向摆动 |
| 7 | 88.48 | | 底板后部变形 |

| 阶数 | 频率 /Hz | 振型图 | 振型描述 |
|----|-----------|---|------------------|
| 8 | 90.58 |  | 顶棚及后部局部 模态 |
| 9 | 93.86 |  | 前部、顶棚及后 部局部复合 |
| 10 | 101.76 |  | 前部横向摆动 |
| 11 | 160.4 |  | 局部模态 |
| 12 | 169.2 |  | 局部模态 |
| 13 | 186.72 |  | 局部模态 |

4.4 模态验证

获取了白车身模态参数的初步估后，并不能认为其等同于系统的实际物理模态，在模态参数提取过程中，由于人的经验判断的不同，不同的人得到的结果可能会有偏差。模态验证的目的就是提供一系列的手段从不同侧面验证已有的判断或剔除错误的判断，减少这种偏差。

模态验证方法是基于模态分析理论而来，有频响函数综合（FRF Synthesis）、模态置信准则（MAC）、模态参预（MP）、模态复杂性、模态相位共线性等方法，它们从不同侧面给操作者提供参考依据，以指导做出相对合理的判断。

下面利用前三种方法对先前做出的模态参数估计加以进一步的讨论。

4.4.1 频响函数综合

获取了模态参数后，就可以通过公式（2-29）计算任意测点自由度对任一激励自由度间的频响函数。该过程叫频响函数重构或频响函数综合（FRF Synthesis）。这可以提供了一种进行模态模型验证的工具。

在进行频响函数综合时，获得的频响函数是通过关心的频率范围的模态参数计算得到的，这与实测频响函数之间必然存在一定的差异，描述这种差异的量为综合频响函数的上剩余项（UR）和下剩余项（LR）^[48]。

实际测量中，响应自由度（测点数）远小于实际结构的自由度（理论上白车身可离散为无限个自由度）。所以将频响函数公式（2-30）变为

$$\begin{aligned} [H(j\omega)]_{N_o \times N_i} = & [V]_{N_o \times N_i} [j\omega \begin{bmatrix} \Lambda & \\ I & \Lambda \\ & \ddots & \ddots \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda & \\ & \ddots & \ddots \end{bmatrix}]^{-1}_{2N_m \times 2N_m} [L]_{2N_m \times N_i} \\ & + [UR]_{N_o \times N_i} - \frac{[LR]_{N_o \times N_i}}{\omega^2} \end{aligned} \quad (4-18)$$

式中 N_m 为关注频段内的模态数； N_i 为激励自由度数， N_o 为测点自由度数； $[UR]$ 为上剩余项矩阵，它反映处于关注频带以上的那些模态的影响； $[LR]$ 为下剩余项矩阵，它反映处于关注频带以下的那些模态的影响。如图 4-9 为 30 号测点+X 方向对 2 号激励点 (-Z) 的综合频响函数与该点实测频响函数的对比图（考虑上剩余项和下剩余项）。

一般要求通过综合得到的频响函数在极点处应与实测频响函数较为接近，如果在某个极点偏移较大，则应对该阶模态的估计过程进行审视。图中极点位置用竖线标识，可见，在极点处综合频响函数幅值和实测频响函数值比较一致。

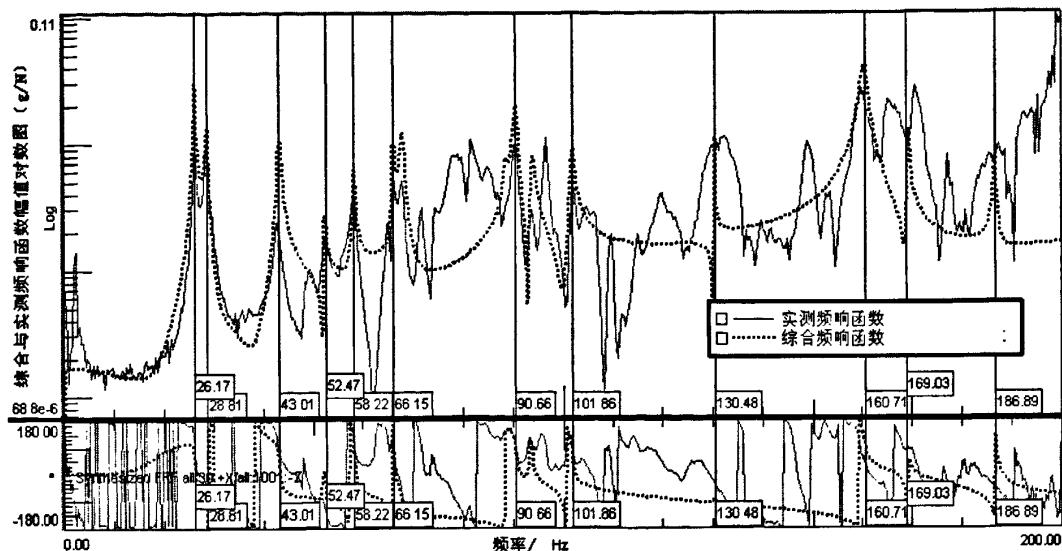


图 4-9 实测频响函数与其综合频响函数对比

4.4.2 模态置信准则

模态置信准则 (Modal Assurance Criterion) 简称 MAC, 它表示两个模态向量间的相关性, 其定义为^{[43][48]}:

$$MAC(\{\psi\}_r, \{\psi\}_s) = \frac{|\{\psi\}_r^T \{\psi\}_s|^2}{(\{\psi\}_r^T \{\psi\}_r)(\{\psi\}_s^T \{\psi\}_s)} \quad (4-19)$$

在实际运用中, 它分两种情况:

(1) 如果 $\{\psi\}_r$ 和 $\{\psi\}_s$ 是用相同参数识别方法对同一振型的估计, 理论上, MAC 值应接近 1, 因为两个模态向量间按一定的比例因子是可以相互转换的; 当 $\{\psi\}_r$ 和 $\{\psi\}_s$ 是对不同振型的估计时, 则 MAC 值会相对较低, 即两个模态向量间不存在明显的线性关系。

(2) 如果 $\{\psi\}_r$ 和 $\{\psi\}_s$ 是用两种不同方法计算得到的模态向量, 则 MAC 是很实用的比较工具, 可以帮助操作者剔除非物理模态提供参考。

具体到该次白车身模态试验, 两次估计分别采用多参考点最小二乘复指数法 (LSCE) 和多参考点最小二乘复频域法 (LSCF), 分别求得模态振型向量后, 将 MAC 值列于表 4-4 (按百分数表示)。

表 4-4 两种模态参数估计方法的 MAC 值表（按百分数表示）

| MAC | LSCE 法 | 1 阶 | 2 阶 | 3 阶 | 4 阶 | 5 阶 | 6 阶 | 7 阶 | 8 阶 | 9 阶 | 10 阶 | 11 阶 | 12 阶 | 13 阶 |
|--------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|
| | | 26.21 | 28.76 | 42.96 | 52.00 | 58.17 | 66.19 | 88.50 | 90.59 | 93.90 | 101.75 | 130.42 | 169.55 | 186.95 |
| LSCF 法 | | HZ | HZ | HZ | HZ |
| 1 阶 | 26.20 HZ | 97.43 | 11.48 | 7.19 | 2.12 | 0.10 | 0.41 | 0.34 | 0.01 | 0.32 | 0.10 | 0.08 | 0.27 | 1.80 |
| 2 阶 | 28.76 HZ | 10.63 | 90.02 | 1.76 | 1.25 | 0.36 | 1.41 | 1.30 | 0.25 | 0.11 | 0.66 | 0.75 | 1.53 | 4.35 |
| 3 阶 | 43.18 HZ | 7.87 | 2.19 | 96.15 | 4.80 | 0.04 | 0.59 | 0.33 | 0.76 | 3.59 | 1.57 | 0.04 | 0.09 | 0.55 |
| 4 阶 | 52.04 HZ | 1.97 | 0.65 | 5.65 | 97.45 | 0.96 | 0.40 | 0.25 | 0.64 | 0.30 | 0.08 | 0.26 | 0.10 | 0.80 |
| 5 阶 | 58.21 HZ | 0.21 | 0.32 | 0.35 | 1.72 | 99.10 | 0.27 | 0.20 | 0.03 | 0.03 | 0.09 | 0.01 | 0.03 | 0.40 |
| 6 阶 | 66.17 HZ | 0.36 | 1.19 | 0.34 | 0.14 | 0.41 | 97.09 | 0.54 | 0.08 | 0.08 | 0.08 | 0.11 | 0.28 | 0.21 |
| 7 阶 | 88.48 HZ | 0.29 | 0.80 | 0.20 | 0.19 | 0.13 | 0.36 | 97.58 | 0.64 | 1.86 | 0.20 | 0.46 | 0.03 | 0.43 |
| 8 阶 | 90.58 HZ | 0.04 | 0.26 | 0.68 | 0.45 | 0.01 | 0.13 | 0.82 | 97.70 | 1.09 | 0.18 | 0.35 | 0.15 | 1.07 |
| 9 阶 | 93.86 HZ | 0.20 | 0.06 | 2.93 | 0.14 | 0.01 | 0.03 | 1.62 | 0.77 | 98.84 | 1.34 | 0.23 | 0.04 | 0.22 |
| 10 阶 | 101.76 HZ | 0.14 | 0.72 | 1.50 | 0.11 | 0.09 | 0.08 | 0.09 | 0.12 | 0.89 | 99.51 | 0.04 | 0.36 | 0.06 |
| 11 阶 | 160.4 HZ | 0.33 | 0.01 | 0.08 | 0.35 | 0.04 | 0.14 | 0.28 | 0.28 | 0.19 | 0.03 | 90.27 | 8.11 | 0.28 |
| 12 阶 | 169.2 HZ | 1.73 | 2.57 | 0.54 | 0.03 | 0.04 | 0.58 | 0.76 | 0.37 | 0.14 | 0.47 | 12.50 | 92.26 | 0.02 |
| 13 阶 | 186.72 HZ | 0.72 | 3.67 | 0.18 | 0.35 | 0.22 | 0.12 | 0.34 | 1.05 | 0.10 | 0.05 | 0.58 | 0.18 | 94.31 |

对表 4-4 做如下说明：

(1) 对于 MAC 值表，对同一阶模态的两种估计的 MAC 值在 90%以上，基本可以认为该阶模态为系统的物理模态。

从表 4-4 中可以看出，同一阶振型的 MAC 值较大，几乎都在 90%以上。不同两阶振型的 MAC 较小，大都接近于 0。

(2) 一般而言^[48]，两阶模态的 MAC 值高于 35%，如果频率相差较大，则说明测点数量不足或安装不合理，从而产生相似的模态；如果两阶模态频率接近，那要分析是否这两阶模态是否为同一阶模态，而由于测试条件的微小改变导致得到了两阶模态。这两种现象在该次试验中并未发现。

观察该表，第 1 和 2 及第 11 和 12 阶模态向量的 MAC 值偏大，在 10%左右。根据式 (4-19)，说明第 1 和 2 及第 11 和 12 阶模态向量相关程度略高，这些模态向量有局部的线性关系，即两阶模态振型可能在局部有一定的相似性。或者这两阶模态并不相似，只是由于测点布置的原因，不相似的地方恰好未布置测点，而布置了测点的位置恰好得到相似的模态向量。事实上，第 1 阶为横向整体弯曲模态，第 2 阶为整体扭转

模态；第 11 阶和第 12 阶都为顶棚与车身后部的局部复合模态，顶棚振型有一定相似性。

4.4.3 模态参预

模态参预 (MP) 是分析激励自由度贡献度的一个工具。通过该参数可以知道各激励点对某阶模态振动有效性，其定义为^[48]：

$$MP_{N_i N_r} = \sum_{o=1}^{N_o} |A_{o N_i N_r}| \quad (4-20)$$

式中参数含义为

N_i ：输入自由度数；

N_o ：输出自由度数；

N_r ：模态数；

$A_{o N_i N_r}$ ：第 o 个输出，第 i 个输入，第 r 阶模态的留数。

$MP_{N_i N_r}$ 表示在第 i 个自由度激励下引起第 r 阶模态响应在该阶模态总响应中所占比重。即是说从 MP 值可以知道某一阶模态是如何被各个激励自由度激励起来的。将试验中的 1 号激励自由度 (-Y) 和 2 号激励自由度 (-Z) 对各阶模态的 MP 值列于表 4-5：

表 4-5 模态参预 (MP) 值

| 模态阶数 | 频率/Hz | 1 号激励点:-Y | 2 号激励点:-Z |
|----------|--------|-----------|-----------|
| Mode 1: | 26.20 | 26.1 | 100.0 |
| Mode 2: | 28.76 | 47.9 | 100.0 |
| Mode 3: | 43.18 | 19.2 | 100.0 |
| Mode 4: | 52.04 | 4.1 | 100.0 |
| Mode 5: | 58.21 | 3.9 | 100.0 |
| Mode 6: | 66.17 | 100.0 | 74.8 |
| Mode 7: | 88.48 | 100.0 | 22.1 |
| Mode 8: | 90.58 | 88.2 | 100.0 |
| Mode 9: | 93.86 | 100.0 | 35.8 |
| Mode 10: | 101.76 | 100.0 | 29.7 |
| Mode 11: | 160.4 | 100.0 | 20.0 |
| Mode 12: | 169.2 | 100.0 | 38.7 |
| Mode 13: | 186.72 | 100.0 | 28.3 |

模态参预矩阵不能说明模态估计的好坏，但能反映激励效果，即指明哪一个激励自由度对该阶模态激励得更好。

对表 4-5 的分析如下：

(1) 如表 4-5 中 1 号激励点对第 5 阶模态的模态参预值为 3.9，是表中的最小值，说明 1 号激励点可能位于第 6 阶模态振型节点附近，或激励方向与振型方向呈垂直交叉状态。事实上，第 6 阶模态表现为白车身竖向弯曲振动，其弯曲面正好与 1 号激励自由度的方向垂直，自然，它对该阶模态起到的激励作用就偏小。

(2) 2 号激励点对前几阶(第 1、2、3、4、5 阶)模态起到的激励效果较大，而这几阶模态表现为整体模态，说明 2 号激励点在该次模态试验中对激起白车身整体模态起到显著的效果；1 号激励点对后面若干阶(第 6、7、9、10、11、12、13)模态起到的激励效果更明显，这些模态更多的表现为车身后部振动幅度较大的模态，以及车辆坐标系 Y 方向振幅相对较大的模态，这显然是与 1 号激励自由度的位置与方向相关的。

表 4-5 也证明了激励点数量及位置对模态试验结果有着重大的影响。

4.5 计算模态分析结果和实验模态分析结果对比

对比第三章有限元仿真模型计算的模态结果，前几阶对应情况如表 4-6。

表 4-6 计算模态与模态试验结果对比

| 计算模态频率/Hz | 实验模态频率/Hz | 频率差值百分比(%) | 振型描述 |
|-----------|-----------|------------|---------|
| 26.30 | 26.20 | 0.38 | 整体横向弯曲 |
| 30.09 | 28.76 | 4.62 | 整体扭转 |
| 39.63 | — | — | 后部局部振型 |
| 43.90 | 43.18 | 1.67 | 前部弯扭合成 |
| 50.06 | — | — | 后部局部振动 |
| 52.22 | 52.04 | 0.35 | 顶棚天窗框变形 |
| 61.85 | 58.21 | 6.25 | 竖向弯曲 |

从仿真计算结果中来看，越往高频段，计算模态阶数越为丰富，包含大量的局部模态；而本次模态试验由于传感器的布置密集程度的限制，获取的局部模态较少。

4.6 本章小结

本章首先阐述了以系统辨识为基础的实验模态分析基本原理。提出白车身模态试验方案，包括白车身支承方式，激励自由度的选择，激励信号的选择，测点布置方案，信号采集方案。并对方案选择依据作了解释。

实验模态分析包含三项重要的内容：频响函数测试、模态参数估计以及模态验证，本章一一进行了论述。

(1) 频响函数采集在制定的模态试验方案基础上完成；

(2) 模态参数估计是实验模态分析的核心内容, 本章基于最小二乘复频域法辅以最小二乘复指数法, 以稳态图为手段, 对模态参数进行估计。对比两种方法发现, 前者更为直观和清晰。

(3) 模态验证是减小模态参数估计误差的重要手段, 本章基于频响函数综合、模态置信准则以及模态参预三种模态验证手段对白车身模态参数估计结果进行了进一步的分析, 力图从三种验证手段的数学和物理意义上对试验结果作出解释。

最后, 对比了实验模态结果和计算模态结果, 结果表明, 前 5 阶实验结果与仿真结果形成良好的对应关系。至此, 基本完成白车身模态分析过程。

第五章 白车身结构优化研究

5.1 引言

本章结合具体车型对车身薄板声振特性进行研究，重点探讨车身薄板结构振动特性的描述方法及优化方法，并对其合理性进行论证，为最终解决实际问题打下基础。

5.2 研究背景

本课题研究车型为广汽丰田凯美瑞车型。从用户历年的投诉情况统计^[62]，针对该车 NVH 相关问题的投诉中，包含以下几个方面：(1)、发动机噪声过大或随使用里程增加而显著增大；(2)、发动机在中高转速下，车内噪声偏大（车窗关闭，空调关闭），这点在 2.0L 车型上体现尤为明显；相对于 2.4L 车型，2.0L 车型转速/车速比偏高，在中高速、加速和上坡等工况下该问题凸显出来，有“小马拉大车”之嫌；发动机转速在 3000r/min 附近时，车内噪声水平处于峰值（车窗关闭）；(3)、车辆各种异响（变速器、发动机启动噪声）；(4)、其他。在其年度改型中，上述问题均未予以解决。

本课题只研究车内噪声问题，因此以第二个问题为研究切入点；在发动机作为主要激励源的前提下，以结构优化设计为手段改善 NVH 性能。

汽车车内噪声治理是一个复杂的问题，目前国内尚无系统的、完善的强制性技术指标。车内噪声按来源包括乘坐室外汽车各部分噪声通过各种声学传递途径传入乘坐室内的部分，和汽车各部分振动通过各种振动传递路径激发车身板件振动，并向乘坐室内辐射的噪声。不同来源的噪声在乘坐室内声学特性的制约下，形成复杂的混响声场，从而形成车内噪声^[39]。如果噪声从乘坐室外通过各种缝隙泄入车内这个因素并不突出的话，则应重点考察乘坐室结构参数的影响，从结构参数设计上挖掘降噪潜能；为优化车内声学舒适性打下必要的基础。

对车内噪声而言^[22]，20~200Hz 的低频噪声是一个值得重视的特殊频段，因为 200Hz 以下频率是车身结构振动引起的车内噪声相对集中的频段。在该频段内，常规的吸声降噪措施作用不大。对于乘坐室这样具有弹性薄壁的腔体，车身壁板的振动与内部声场直接形成复杂的耦合关系。采用承载式车身结构的轿车，动力总成、传动及悬架系统直接安装在车上，产生的振动直接传递到车身从而激发结构声辐射，致使车内低频噪声问题更为显著。对于该车采用的直列四缸发动机，从谐次分析角度来看，转速为 3000r/min 附近时，对应的一阶激励频率大概在 100Hz 附近，落在 20~200Hz 这一频率范围内；所以对乘坐室结构的优化研究尤其具有重要意义。

5.3 优化思路及依据

根据车内噪声产生机理，传统的降低车内噪声的措施分为三种：

- (1) 降低噪声源强度，主要包括发动机噪声和底盘噪声；
- (2) 控制噪声和振动传播途径，包括隔声和隔振两个方面；

(3) 吸声降噪，运用吸声材料对发动机噪声、乘员室噪声、行李箱噪声进行吸声降噪。

从三个方面同时采取有效的措施，才能最大程度降低车内噪声，任何一个方面的重视不够或处理不当都会大大限制降噪效果。

本课题重点探讨其中一个环节，即控制结构振动传播途径，减少车内噪声辐射，为最终实现降低车内噪声打下基础。

为节约能源，保护环境，当前对车辆的燃油经济型提出越来越高的要求，这就使得车辆轻量化设计成为主流。结构轻量化，尤其是车身结构的轻量化，导致车身固有频率降低，模态密集，声腔-结构耦合加重，极易放大振动和噪声。因此，在车身结构的设计上，应采用现代设计方法，优化车身结构，最大限度利用车身减振降噪潜力^[39]。

相对于车门、车窗、风挡玻璃、立柱、车地板等结构，车身顶棚的整体刚度明显较低。加之其覆盖乘员头部并接近耳畔位置，导致顶棚结构振动及噪声辐射问题尤为突出，成为车内低频噪声治理不可忽视的一个结构，是工程上关注的一个重点^[63]。该车型较大的顶棚尺寸带来宽大乘坐空间的同时，顶棚振动控制问题也应成为设计人员关注的一个重点。

人们常常试图通过改变车身结构来降低车内噪声，如改变顶棚结构和其他内饰板结构，改变座椅形状，在车后部顶棚和地板附加阻尼贴层，改变后窗密封条的刚度等。但是这些方法的实际效果一般并不明显。相比之下，在顶棚上附加加强筋常常能获得不错的效果^[39]。根据前人以往的试验研究，在顶棚恰当位置附加质量（如放沙袋）改变顶棚振动局部模态，可对车内噪声特性造成显著影响；即顶棚结构的噪声治理对保证车内声学舒适性有着重要的意义。

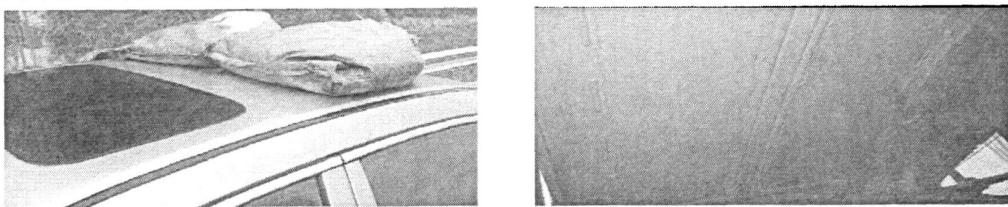


图 5-1 附加质量试验和顶棚加强筋

附加加强筋是抑制顶棚振动的有力手段，顶棚加强筋具有如下两个优点：

(1) 有针对性地对顶棚薄弱环节进行加强，改善顶棚结构的刚度分布和质量分布，优化顶棚模态频率分布及改善模态振型，抑制顶棚中低频段的鼓振。

(2) 不需要改变顶棚的结构或改变顶棚的厚度，更多地通过加强筋截面形式及加强筋布局方案的优化来实现顶棚刚度特性的改善，节省材料，改进难度及成本低。

实际中，常采用仿真结合试验的方式寻求解决方案。仿真方面，可对车身壁板振动及车内声场进行模拟分析，找到对车内设定点声压较为敏感的结构参数，进而指导改进设计。试验方面，可通过车内噪声与振动源以及声源的相干分析来寻找结构振动的传递路径，从而确立解决问题的方法。

另一方面，如果直接对噪声辐射结构的振动状况加以研究，找到合理的结构振动控制方案，减小作为辐射源的敏感结构的振动，则同样能使车内噪声整体水平得到降低。这样可以避开的声学模拟置信度的问题。文献[37]通过试验手段，采用顶棚振动频响函数测试的方式对顶棚的振动特性进行了摸底，并对顶棚结构刚度作了改进，对本课题的研究有一定借鉴意义。

下面基于理论分析结合仿真手段对顶棚结构的振动特性及其振动控制机理加以进一步的揭示。

5.4 顶棚结构振动特性数学描述

为了研究问题的方便，将顶棚固定方式近似看成四边简支的薄板。

四边简支矩形薄板的固有频率为^[40]

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D_0}{\rho t}} \quad (5-1)$$

其中 a、b 及 t 分别为薄板的长度、宽度和厚度；

m, n=1,2,...它们决定了薄板的任一阶模态固有频率；

其中 $D_0 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ ； E 为材料弹性模量； μ 为泊松比； ρ 为材料密度。

该薄板在圆频率为 ω_{mn} 的激励下球坐标下的任意一点的声压值：

$$P_{m,n}(r, \theta, \phi) = -u_{m,n} k \rho c \frac{e^{-jkr}}{2\pi r} \cdot \frac{\int ds}{mn\omega\pi^2} \left[\frac{(-1)^m e^{-j\alpha} - 1}{(\alpha / m\pi)^2 - 1} \right] \left[\frac{(-1)^n e^{-j\beta} - 1}{(\beta / n\pi)^2 - 1} \right] \quad (5-2)$$

式中 $\alpha = ka \sin \theta \cos \varphi$ ；

$\beta = kb \sin \theta \cos \varphi$ ；

K 为声波波数： $k = \omega_{mn} / c$ 。

从该公式可以看出，在声场中某点(r,θ,φ)的声压响应取决于薄板在(m, n)阶模态下的法向振动速度 $u_{m,n}$ ，及薄板的表面积 $\int ds$ 和声波波数 k。波数是振动圆频率与声速的比值，与频率 f 成线性关系。为了讨论问题的方便，在所讨论的频率范围内(90-110Hz)，忽略其影响。

一般实际应用中，为了减少参数便于应用，参考平面声源，从公式中分离出薄板法向速度和面积两个关键参数，单独定义：

$$I_i = \hat{u}_i \cdot \Delta s_i \quad (5-3)$$

\hat{u}_i 是薄板第 i 个面元 Δs_i 中心的法向速度幅值。

假设顶棚受到频率为 f 的激励，则

$$I_i(f) = \hat{u}_i(f) \cdot \Delta s_i \quad (5-4)$$

对所有的 N 个面元，有

$$I_{sum}(f) = \sum_{i=1}^N [\hat{u}_i(f) \cdot \Delta s_i] \quad (5-5)$$

该式是对薄板在频率 f 激励下的振动状况的一种统计描述。

具体到顶棚薄板结构，为减少其噪声辐射，应对顶棚结构的振动进行有效的抑制。如果各面元大小一致，面积为 s 。则公式变为

$$I_{sum}(f) = s \cdot \sum_{i=1}^N \hat{u}_i(f) = s \cdot U(f) \quad (5-6)$$

其中

$$U(f) = \sum_{i=1}^N \hat{u}_i(f) \quad (5-7)$$

$U(f)$ 是频率 f 下各面元法向振速幅值之和，因此，它是一个具有统计意义的与频率相关的函数。设关心频段为 $f \in (f_1, f_2)$ ，进行频率响应分析时，对各个频率点的 $U(f)$ 求和后除以面元个数 N ，即

$$\bar{u}(f_1, f_2) = \frac{\sum_{f=f_1}^{f_2} U(f)}{N} \quad (5-8)$$

$\bar{u}(f_1, f_2)$ 是以薄板振动声压响应函数（式 5-2）为背景，对顶棚结构在 $f \in (f_1, f_2)$ 频率范围内顶棚基于声辐射的振动状况评价值。

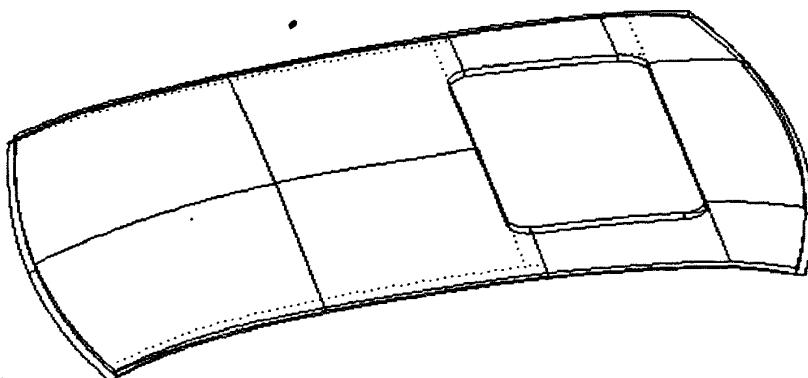


图 5-2 顶棚结构 CAD 模型（含翻边不含天窗）

下面利用基于函数 $U(f)$ 及 $\bar{u}(f_1, f_2)$ 值来对各种形式顶棚加强筋的减振效果进行对比，包括不同位置的加强筋的对比、不同厚度加强筋对比、不同截面形式的加强筋对比以及多根加强筋时的对比。统计面积范围如图 5-3。

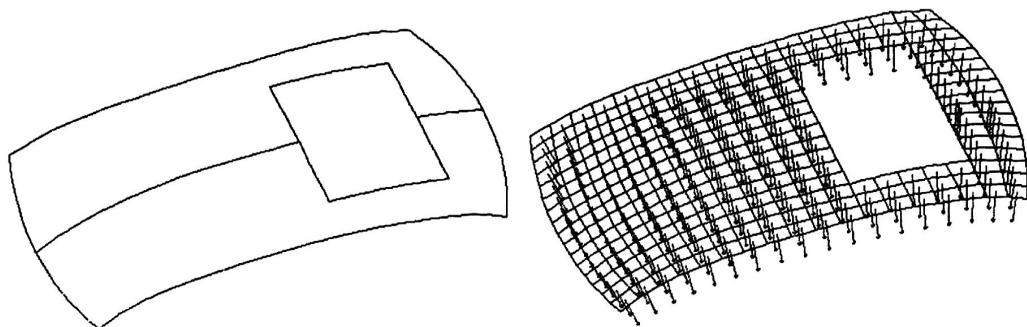


图 5-3 $U(f)$ 值统计范围（不含翻边及天窗）

5.5 优化方案的选择及对比分析

5.5.1 加强筋布局对顶棚振动特性的影响

加强筋位置选择的基本原则是依据相应的模态振型来设定位置。如 5-4 所示，加强筋布置在振型节线 A 上的效果不如布置在 B、C 位置效果好。

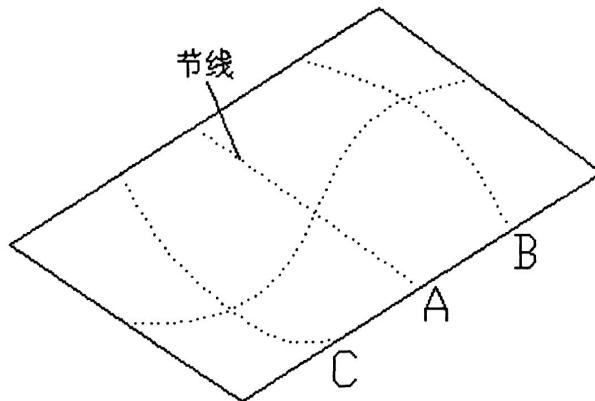


图 5-4 薄板模态振型示意图

由于顶棚在 90-110Hz 范围内有多阶模态，相应就有多种振型，选择图 5-5 三种典型加强筋布局形式，其中原车采用的是第二种方案。



图 5-5 三种位置的加强筋对比图

先对采用三种不同加强筋方案的白车身分别进行 90-110Hz 范围内的模态计算。计

算出的固有频率和模态振型图列于表 5-1。

表 5-1 三种方案模态仿真结果对比

| | 三种方案振型对比 | | |
|-------|----------|-------|-------|
| | 方案一 | 方案二 | 方案三 |
| 第 1 阶 | | — | — |
| 频率/Hz | 90.57 | | |
| 第 2 阶 | | | — |
| 频率/Hz | 91.21 | 91.18 | |
| 第 3 阶 | | | |
| 频率/Hz | 92.00 | 91.99 | 91.72 |
| 第 4 阶 | | | |
| 频率/Hz | 93.84 | 92.63 | 93.22 |
| 第 5 阶 | | | |
| 频率/Hz | 95.92 | 95.73 | 95.77 |
| 第 6 阶 | | | |
| 频率/Hz | 96.69 | 96.48 | 96.35 |

表 5-1 三种方案模态仿真结果对比 (续表一)

| | | 三种方案振型对比 | | |
|--------|-------|----------|--------|--------|
| | | 方案一 | 方案二 | 方案三 |
| 第 7 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | | 98.11 | 97.31 |
| 第 8 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | | | 100.06 |
| 第 9 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | 100.35 | 100.50 | 100.53 |
| 第 10 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | 100.62 | 100.70 | 100.70 |
| 第 11 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | 100.86 | | |
| 第 12 阶 | —— | | | |
| | 频率/Hz | 101.49 | 101.39 | 101.34 |

表 5-1 三种方案模态仿真结果对比 (续表二)

| | 三种方案振型对比 | | |
|--------|----------|--------|--------|
| | 方案一 | 方案二 | 方案三 |
| 第 13 阶 | | | |
| 频率/Hz | 102.39 | 102.19 | 102.34 |
| 第 14 阶 | | | |
| 频率/Hz | 103.83 | 103.83 | 103.83 |
| 第 15 阶 | — | — | |
| 频率/Hz | | | 104.12 |
| 第 16 阶 | | | |
| 频率/Hz | 104.15 | 104.16 | 104.73 |
| 第 17 阶 | — | | — |
| 频率/Hz | | 104.84 | |
| 第 18 阶 | | | |
| 频率/Hz | 104.89 | 104.92 | 104.88 |

表 5-1 三种方案模态仿真结果对比 (续表三)

| | 三种方案振型对比 | | |
|--------|----------|--------|--------|
| | 方案一 | 方案二 | 方案三 |
| 第 19 阶 | | | |
| 频率/Hz | 105.23 | 105.30 | 105.72 |
| 第 20 阶 | | — | — |
| 频率/Hz | 105.64 | | |
| 第 21 阶 | | | |
| 频率/Hz | 106.25 | 106.32 | 106.63 |
| 第 22 阶 | | | |
| 频率/Hz | 107.03 | 107.05 | 107.17 |
| 第 23 阶 | | | — |
| 频率/Hz | 107.28 | 107.30 | |
| 第 24 阶 | | | |
| 频率/Hz | 108.05 | 108.03 | 108.02 |

表 5-1 三种方案模态仿真结果对比（续表四）

| | | 三种方案振型对比 | | |
|--------|-----------------|----------|--------|-----|
| | | 方案一 | 方案二 | 方案三 |
| 第 25 阶 | | | | |
| | 频率/Hz 109.45 | 108.95 | 109.12 | |
| 第 26 阶 | | | | |
| | 频率/Hz 109.97 | | | |

将三种方案计算得到固有频率用如图 5-6 所示柱状图加以对比。

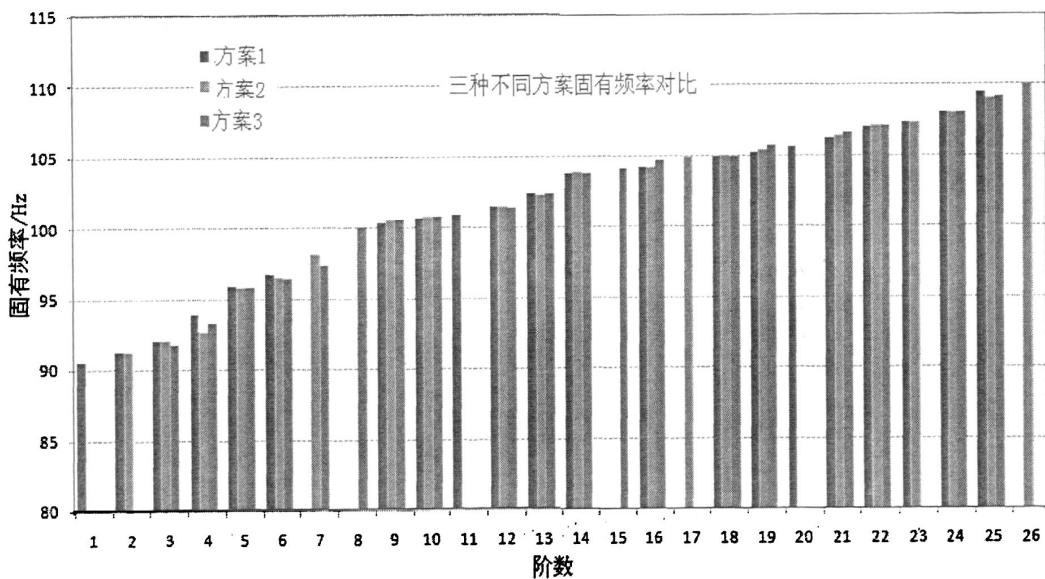


图 5-6 分别采用三种位置加强筋时模态频率对比

从模态计算的结果来看，在 90~110Hz 这个频段内，集中了多阶顶棚振动较为活跃的模态。

统计该表，三种方案有共同的振型，也有各自独有的振型，这是由于顶棚结构质量分布和刚度分布的不同所致。

在方案 1、方案 2 和方案 3 共同拥有的模态中，如第 3、4、13、16、18、19、21、22、24、25 阶，方案三拥有最好的顶棚振型。

在方案 1、方案 2 和方案 3 各自所独有的模态振型中，如第 2、8、11、15、17、

16、20 阶，顶棚参与都较为活跃。这说明在顶棚加强筋方案选择时，应关注这些特有振型所带来的不利影响。

从模态分析结果可以得出以下结论：

(1) 从柱状图中可以看出，顶棚加强筋位置的变化对整个白车身的模态频率的影响极为有限；可见，顶棚加强筋对顶棚振动特性的影响更多的是通过对振型的影响；对顶棚振动特性的优化即是对顶棚振型进行优化。

如果将顶棚结构单独取出，设置边界条件进行模态计算，则加强筋对移频效果是显著的，文献[36]中有详细的论述。顶棚作为白车身结构上的一个子结构，它与其他结构互为约束，相互影响，共同构成整个白车身。所以这里对整个白车身的模态进行计算而不单独对顶棚结构进行分析，重点关注顶棚振型。

(2) 加强筋的位置不同，造成顶棚结构刚度分布及质量分布有所区别，模态频率的分布及相应振型也会不同；横向比较各种加强筋布局方式所带来的结果发现，各方案除拥有一些相似模态外还拥有自己独特振型的模态。为了抑制顶棚某个位置的法向振动而引入加强筋时，要考虑到加强筋的引入的同时可能带来了新的有害振型。

(3) 由于加强筋位置不同导致的振型的改变，所以存在最佳的布局方案使尽量多的顶棚低频法向振动模态得到抑制。

(4) 在实际工况中，由于存在主要模态，次要模态之分，即某些模态在振动中占主导地位，而另一些模态占次要地位；所以还要根据顶棚实际响应状况来确定加强筋位置。

由于不同位置加强筋存在各自不同的模态，增加了对比的难度；为了对各方案的优劣进行进一步对比，运用具有统计意义的 $U(f)$ 和 $\bar{v}[f_1, f_2]$ 对各种方案加以评价。

发动机通过副车架与车身相连，白车身并不包含副车架，所以在副车架与白车身的连接位置施加单位激励，对白车身作 $f \in [90\text{Hz}, 110\text{Hz}]$ 范围内的频率响应分析。步长取 0.5Hz ， $90\sim 110\text{Hz}$ 范围内，共 41 个频点。在 Nastran 2005 中进行计算，得到各面元中点（面元中点处网格节点）处振动速度幅值。为减少数据量以便于进行数据后处理，只将顶棚节点计算结果输出到数据文件。方案 2 顶棚响应云图如图 5-7、5-8、5-9（其他频率点响应云图省略）。

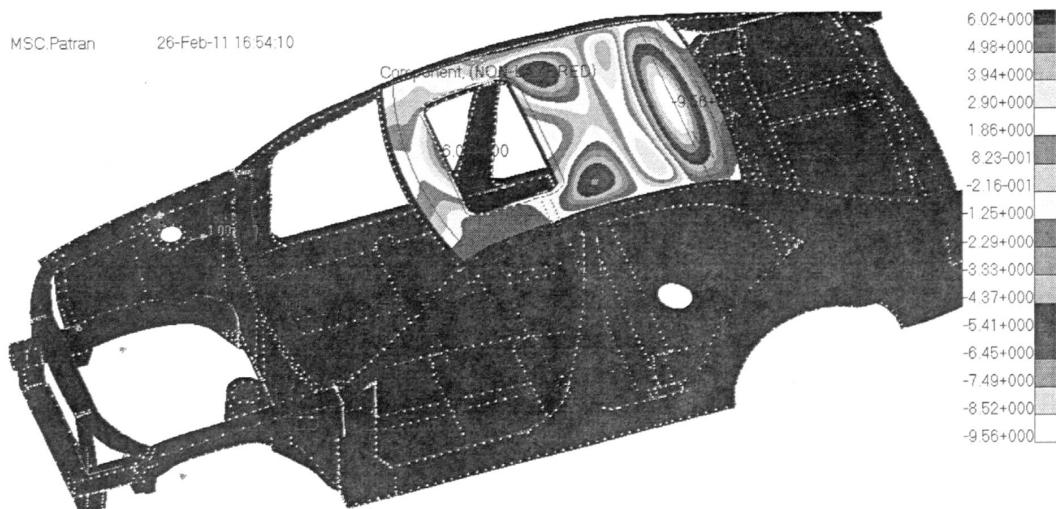


图 5-7 在 90Hz 单位激励下顶棚振速响应云图

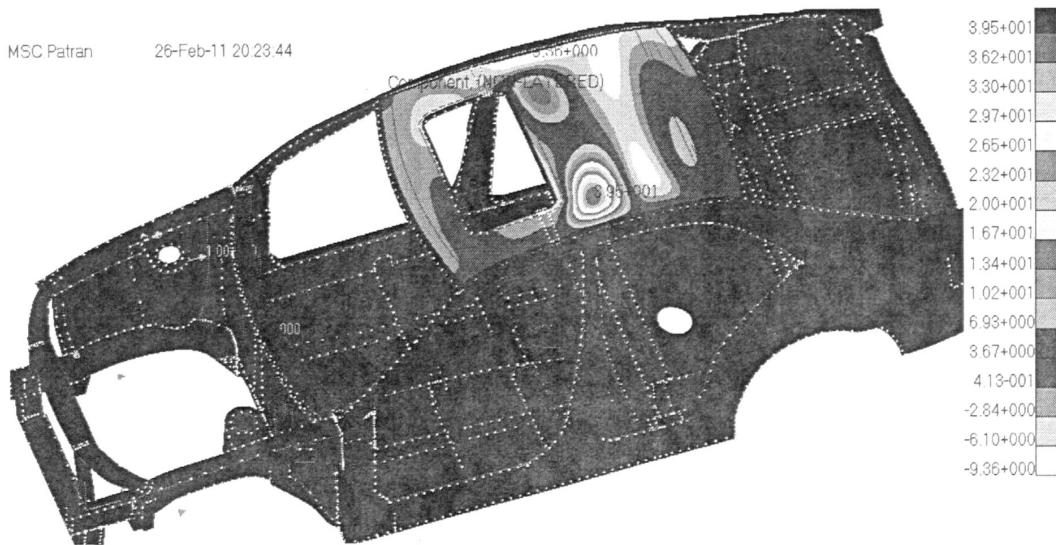


图 5-8 在 100Hz 单位激励下顶棚振速响应云图

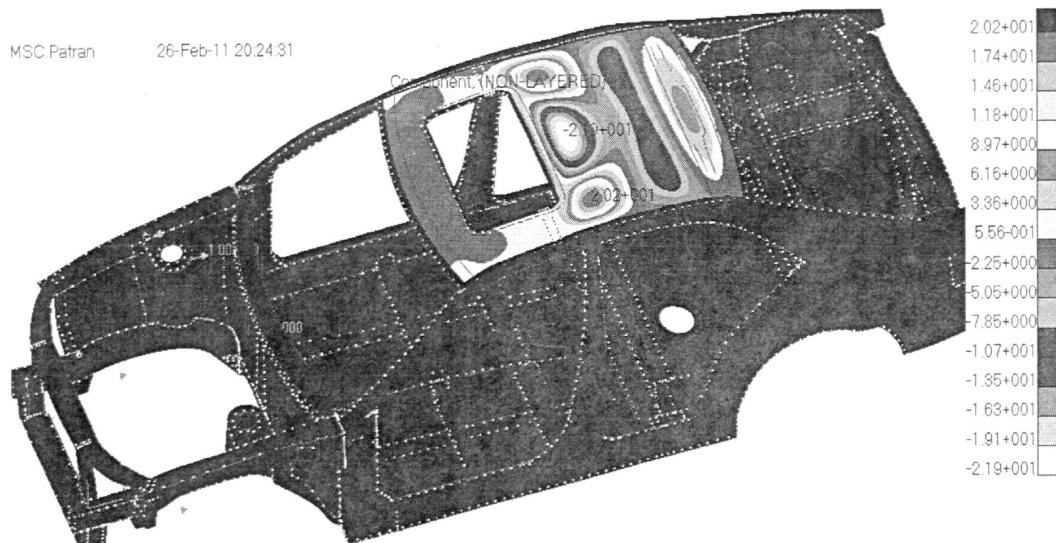


图 5-9 在 110Hz 单位激励下顶棚振速响应云图

取顶棚上的 100 个面元作统计，即式 5-7 中， $N=100$ 。通过对扩展名为“f06”的结果文件用 Excel 2007 进行处理，得到三种方案响应函数 $U(f)$ 值图，如图 5-10。

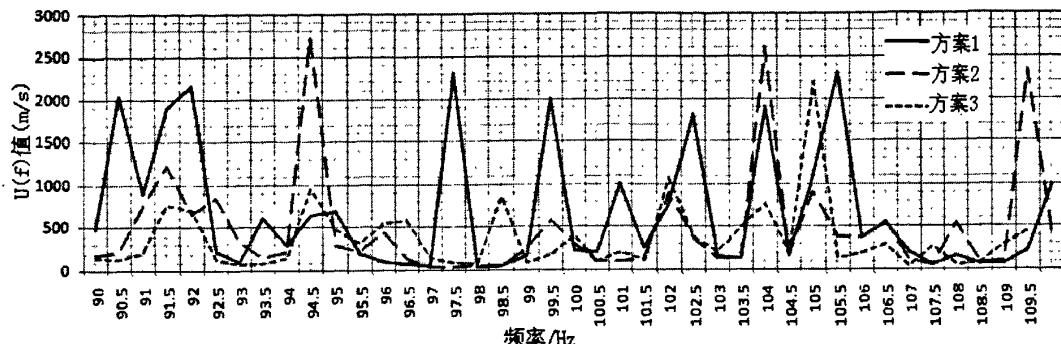


图 5-10 三种位置加强筋频响函数图

由式 5-8 可得

$$\text{方案 1: } \bar{u}_1[90\text{Hz}, 110\text{Hz}] = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_1(f)}{N} = 325.08 \text{ (m/s);}$$

$$\text{方案 2 (原车): } \bar{u}_2[90\text{Hz}, 110\text{Hz}] = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_2(f)}{N} = 252.84 \text{ (m/s);}$$

$$\text{方案 3: } \bar{u}_3[90\text{Hz}, 110\text{Hz}] = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_3(f)}{N} = 148.24 \text{ (m/s)}.$$

从图 5-10 来看，方案 3 在多个频率处顶棚振动状况都要好于方案 1 和方案 2。

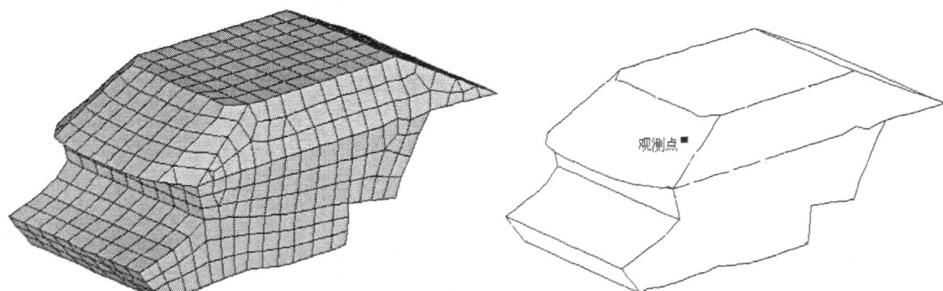
从 $\bar{u}[f_1, f_2]$ 统计分析来看，方案 2（原车的加强筋方案）优于方案 1，而方案 3 又优于原车方案。

下面对以 $\bar{u}[f_1, f_2]$ 作为加强筋方案优劣对比依据的合理性进行仿真检验。

如图 5-11 (a) 为一车室空腔边界元模型，并设置驾驶员耳畔附近为声压级观测场点，如图 5-11 (b) 所示。

在顶棚上位置施加平均大小为 $\bar{u}[90\text{Hz}, 110\text{Hz}] \in [40\text{m/s}, 400\text{m/s}]$ 法向速度边界条件。

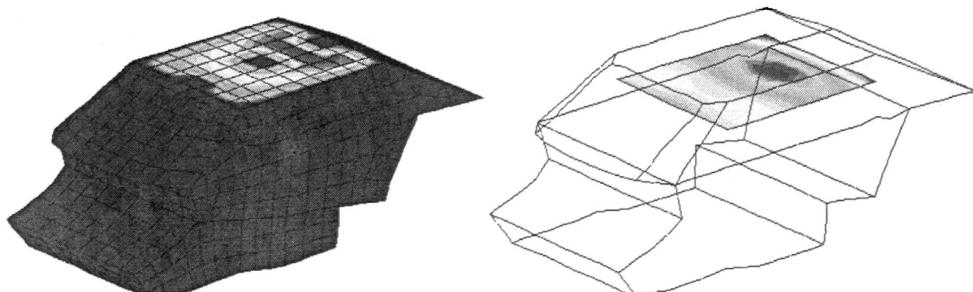
由于 $\bar{u}[90\text{Hz}, 110\text{Hz}]$ 是 41 个频率点响应幅值之和，所以模型节点上的速度边界条件约为 $[1\text{m/s}, 10\text{m/s}]$ ；另外，由于板件不同位置的振动对声压响应的贡献量大小不一且有正负之分，所以取随机相位。如图 5-12 (a)。在 SYSNOISE 5.6 中对空腔声场进行频响计算，观察司乘人员耳畔高度所在面上的声压级，得到如图 5-12 (b) 所示的云图。综合各 \bar{u} 值下司机耳畔的声压级频响函数得到图 5-13 (A 计权)。



(a) 边界元模型

(b) 驾驶员耳畔场点

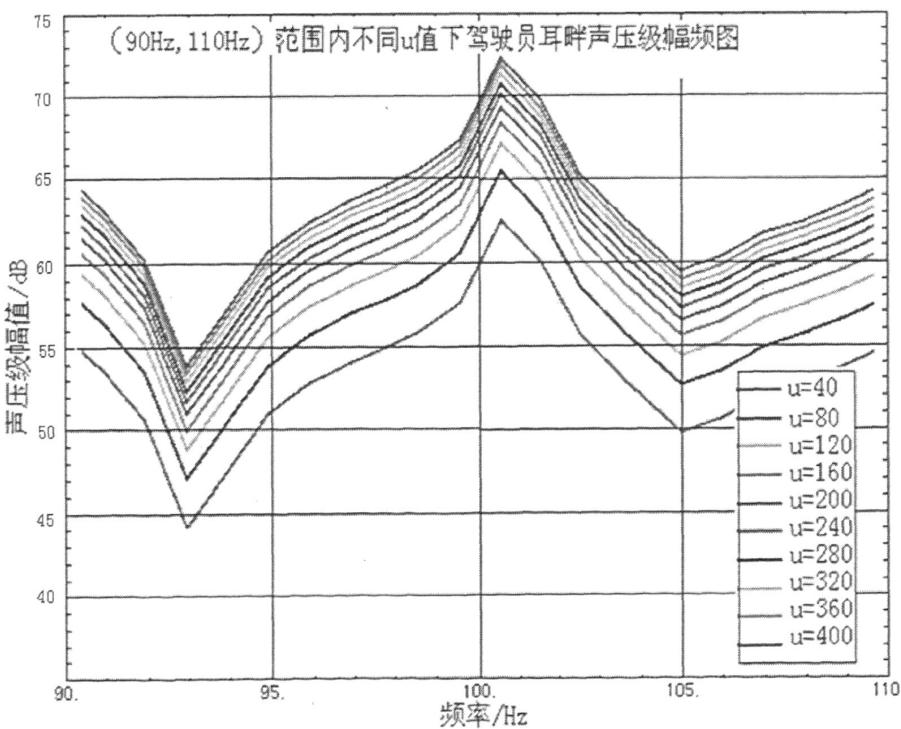
图 5-11 车室空腔边界元模型及观测点设置



(a) 速度扰动

(b) 噪声观测

图 5-12 顶棚位置的法向速度边界条件及声压级云图

图 5-13 (90Hz, 110Hz) 范围内不同 \bar{u} (m/s)值下驾驶员耳畔声压级幅频图

由图 5-13 可知，在[90Hz, 110Hz]频率范围内，各个 \bar{u} 值下驾驶员耳畔声压级频响函数分布疏密不均。将[90Hz, 110Hz]频率范围内，不同 \bar{u} 值下驾驶员耳畔声压级在

[90, 110Hz] 范围内的幅值绘于图 5-14。

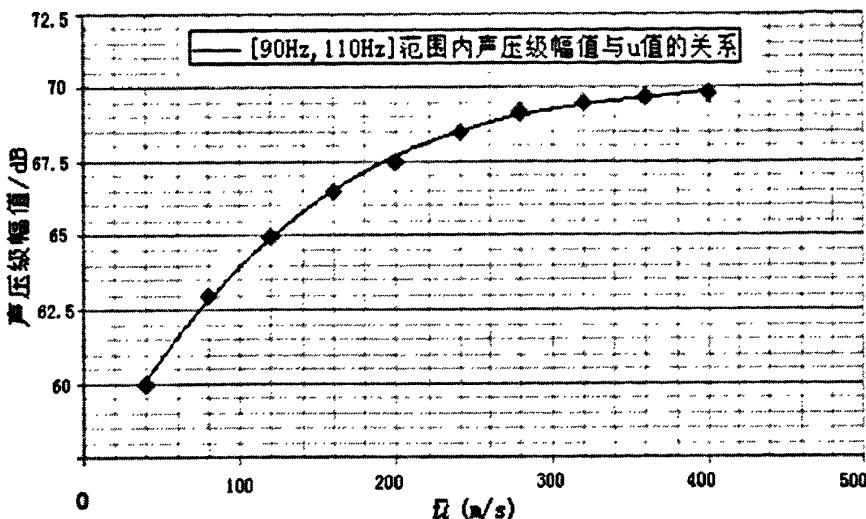


图 5-14 100Hz 处声压级幅值随 \bar{u} 的变化趋势

由图 5-14 可知，在[90,110Hz]范围内，声压级幅值在 $\bar{u} = 40\text{m/s}$ 到 $\bar{u} = 400\text{m/s}$ 的范围内，有 10dB 的变化幅度，即平均每 $\Delta\bar{u} = 20$ 对应声压级约 0.5dB 的变化量；并随 \bar{u} 的增大而趋缓；由图 5-14 可知，车内噪声对 \bar{u} 值的变化是敏感的。

此次仿真验算中并未考虑吸声边界条件等因素，所以仿真结果偏理想，实际应用中的效果有待检验；但至少证明了基于 \bar{u} 值统计对加强筋优劣进行对比是可行的。

5.5.2 加强筋截面形式对顶棚振动特性的影响

原车的加强筋截面为平板式，厚度为 1.4mm，下面适当加厚和减薄其厚度讨论其对顶棚振动特性的影响，加强筋位置选取基于方案 2 和方案 3。选取 0.8mm~2.0mm 多种厚度分别计算。

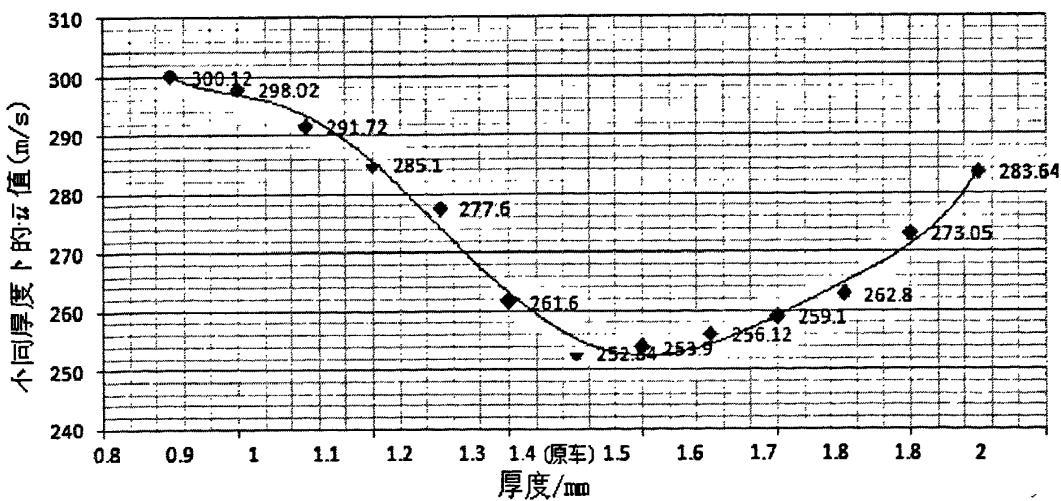
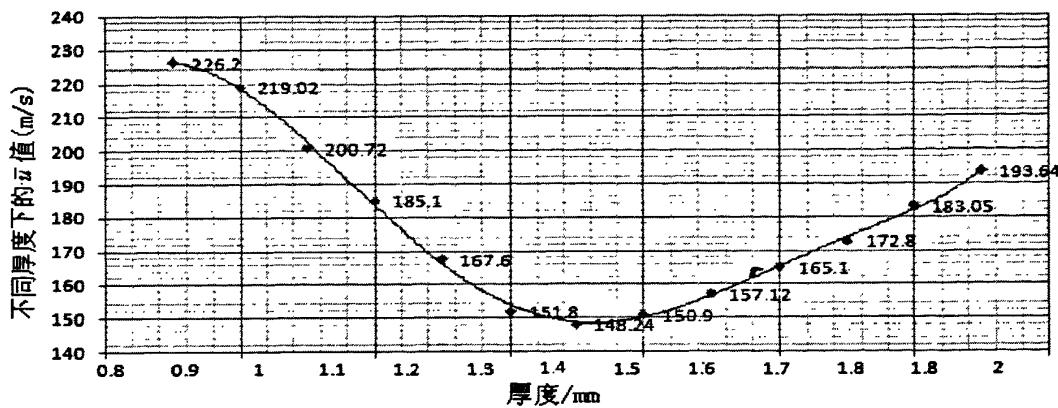


图 5-15 方案 2 位置加强筋厚度变化时 \bar{u} 值对比

图 5-16 方案 3 位置加强筋厚度变化时 \bar{u} 值对比

由图 5-15 和 5-16 可以看出, 在同一位置的加强筋厚度变化时, \bar{u} 值也会随之变化, 厚度太低时, 减振效果不好; 而一味加大厚度亦会适得其反。这是因为顶棚的模态是由质量矩阵和刚度矩阵共同决定的; 加强筋厚度增加一方面加大了顶棚结构刚度, 一方面也附加了更大的质量。所以存在最佳的顶棚刚度和质量分布的方案, 使顶棚拥有最好的振型, 进而使顶棚振动特性得到改善。

从图 5-15 可知, 原车加强筋厚度选择为 1.4mm 是合理的。

下面讨论其他截面形式加强筋对顶棚振动特性的影响。

顶棚加强筋结构两端与车身相连的形式是介于两端简支和两端固定之间的情况^[39]。为了设计出合理的截面, 使加强筋具有较大的抗弯刚度并且有较轻的质量。需要研究截面参数与顶棚振动特性的定量关系。

为了简化起见, 以简支梁模型代替加强筋连接方式进行初步研究, 如 5-17 所示。



图 5-17 简支梁

简支梁的模态频率为^[40],

$$f_i = \frac{\pi i^2}{2} \sqrt{\frac{EI}{\rho l^4}} \quad (i=1,2,\dots) \quad (5-9)$$

其中, E 为弹性模量, I 为梁截面惯性矩, ρ 为材料密度, l 为梁的长度; EI 的物理意义为梁的抗弯刚度。

由公式可以看出, 要提高梁弯曲振动固有频率, 可以: (a) 选择弹性模量较大的材料; (b) 采用截面惯性矩较大的梁; (c) 选用具有较小的密度材料。且梁的长度越短对提高固有频率越有利。然而运用于汽车顶棚加强筋的梁要考虑到工程实际中的限制因素, 如基于成本约束, 材料的选择很难做到随心所欲, 低碳钢是较多采用的材料, 各种钢材的弹性模量相差无几; 另外加强筋的长度也受车顶棚宽度的限制, 所以工程

上最便于作为设计变量的是梁截面的惯性矩。列出图 5-18 几种常用截面形式。

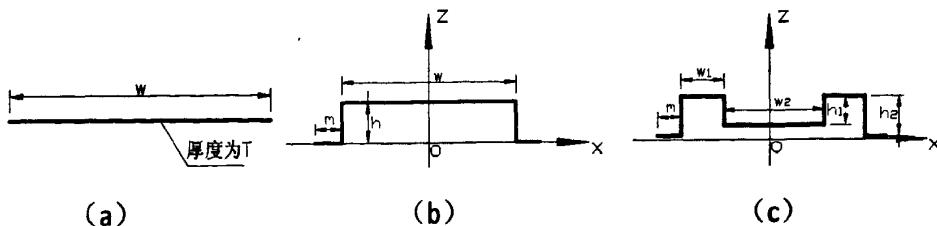


图 5-18 三种加强筋截面形式

如图 5-19 所示面面积为 A 的截面

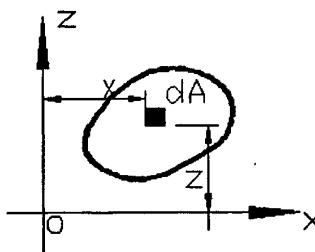


图 5-19 截面微元

该截面对 x 轴的惯性矩的定义为：

$$I_x = \int_A z^2 dA \quad (5-10)$$

由此可推得图 5-18 (b) 截面形式的惯性矩为：

$$I_x = 2 \cdot \left[\int_0^{\frac{w}{2}} T(h + \frac{T}{2}) dx + \int_0^h z^2 T dz + \int_{w/2}^{w+m} T(\frac{T}{2})^2 dx \right] \quad (5-11)$$

其中 T 为梁的厚度。梁的截面尺寸为

$$A = (2m + 2h + w)T \quad (5-12)$$

简化得到

$$I_x = (\frac{1}{4}w + \frac{1}{2}m)T^3 + whT^2 + (w + \frac{2}{3}h)Th^2 \quad (5-13)$$

根据实际情况，这里翻边宽度 m 取 9mm，则上式变为：

$$I_x = (\frac{1}{4}w + 4.5)T^3 + whT^2 + (w + \frac{2}{3}h)Th^2 \quad (5-14)$$

顶棚与加强筋在振动过程中，将顶棚与加强筋的结合面看成是中性面，即在变形过程中长度不变，对应图 5-19 中的 x 轴。从公式知道，截面惯性矩和各截面参数都是正相关，这些参数取值越大，就越能获得更大的惯性矩，梁就具有更大的抗弯刚度。但在实际设计中，这些参数收到一些实际因素的限制，如加强筋不能隆起过高，以免对其他结构如内饰的安装造成干涉；重量过大的加强筋也不符合轻量化设计的要求。

从公式还可以看出，各个截面参数对截面惯性矩的影响程度显然是不同的。所以在一定约束条件下，存在较为合理的方案。

定义 R 为截面惯性矩与截面面积的比值:

$$R = \frac{I_x}{A} \quad (5-15)$$

R 值越大，则相同面积的截面拥有更大的惯性矩。该值可以作为梁截面轻量化设计的指导依据。梁的长度随着车顶棚的定型也就定了，所以梁的重量就取决于梁截面积。

根据实际加工及安装的需要，这里对 w 、 h 、 T 给定如下取值范围，单位为 mm:

$$w \in [10, 60]; \quad T \in [0.6, 2.0]; \quad h \in [0, 12];$$

对各截面参数在其取值范围内变化时求相应的 I_x 、 A 和 R 值，对 w 、 T 和 h 分布设置变化幅度即步长为 2mm, 0.1mm, 1mm。原车该梁的截面积为 112mm^2 ，更换方案后，为了重量不会增加，将截面积小于 112mm^2 的前 20 个方案，按 R 值降序排列，得到表 5-2:

表 5-2 加强筋截面参数变化时按 R 值大小排列出前 20 个方案

| 方 案 参 数 | w/mm | T/mm | h/mm | I_x/mm^4 | A/mm^2 | R/mm^4 |
|------------------|---------------|---------------|---------------|-------------------|-----------------|-----------------|
| 1 | 60 | 1.1 | 11 | 9782.129 | 110.00 | 88.928 |
| 2 | 60 | 1 | 11 | 8823.458 | 100.00 | 88.234 |
| 3 | 58 | 1.1 | 11 | 9488.644 | 107.80 | 88.020 |
| 4 | 60 | 0.9 | 11 | 7878.955 | 90.00 | 87.543 |
| 5 | 58 | 1 | 11 | 8558.958 | 98.00 | 87.336 |
| 6 | 56 | 1.1 | 11 | 9195.158 | 105.60 | 87.075 |
| 7 | 60 | 0.8 | 11 | 6948.523 | 80.00 | 86.856 |
| 8 | 58 | 0.9 | 11 | 7642.971 | 88.20 | 86.655 |
| 9 | 56 | 1 | 11 | 8294.458 | 96.0000 | 86.400 |
| 10 | 60 | 0.7 | 11 | 6032.06 | 70.00 | 86.172 |
| 11 | 54 | 1.1 | 11 | 8901.673 | 103.40 | 86.089 |
| 12 | 58 | 0.8 | 11 | 6740.587 | 78.40 | 85.976 |
| 13 | 56 | 0.9 | 11 | 7406.986 | 86.40 | 85.729 |
| 14 | 52 | 1.2 | 11 | 9463.288 | 110.40 | 85.718 |
| 15 | 60 | 0.6 | 11 | 5129.483 | 60.00 | 85.491 |
| 16 | 54 | 1 | 11 | 8029.958 | 94.00 | 85.425 |
| 17 | 58 | 0.7 | 11 | 5851.713 | 68.60 | 85.301 |
| 18 | 52 | 1.1 | 11 | 8608.187 | 101.20 | 85.061 |
| 19 | 56 | 0.8 | 11 | 6532.651 | 76.8000 | 85.060 |
| 20 | 54 | 0.9 | 11 | 7171.002 | 84.6000 | 84.763 |

观察该表，注意到方案 10、15 和 17，梁的截面积 A 相对较小，如果用这三种方

案能满足要求，则无疑会节省材料。

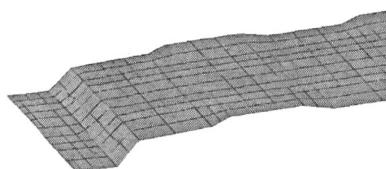
由于这三种方案的截面参数在数值上较为接近，选取第 10 中方案作为试算方案，与前面平板截面加强筋计算结果形成对比。

实际中常将翻边轮廓做成如图 5-20 所示形式

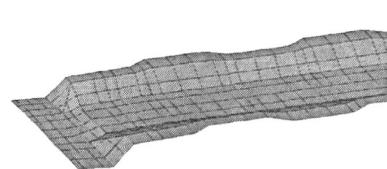


图 5-20 加强筋翻边轮廓

两种种梁截面方案有限元模型如图 5-17 所示。



(a) 平板式截面



(b) 槽状截面

图 5-21 两种截面形式加强筋

频响分析得到响应函数如图 5-22 所示

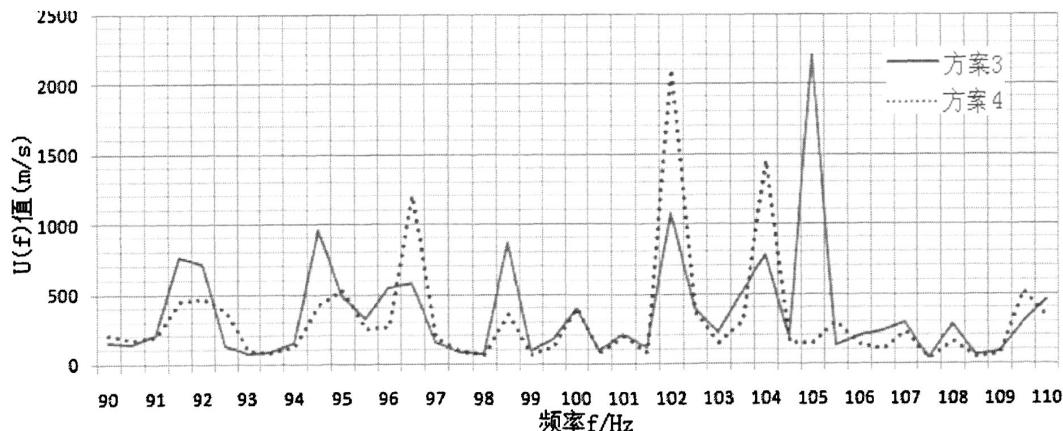


图 5-22 同一位置不同截面形式的响应函数对比

$$\text{方案 3: } \bar{u}_3(90\text{Hz}, 110\text{Hz}) = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_3(f)}{N} = 148.24 \text{ (m/s)}$$

$$\text{方案 4: } \bar{u}_4(90\text{Hz}, 110\text{Hz}) = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_4(f)}{N} = 150.96 \text{ (m/s)}$$

从 \bar{u} 来看，两种方案效果相似。

方案 3 在 102Hz、104Hz 处顶棚振动状况比方案 4 好；方案 4 在 105Hz 处顶棚振动状况比方案 3 要好。

方案 3 加强筋重 1.007kg，方案 4 加强筋 0.6291kg，重量减轻了 37.5%。

下面讨论新增一根加强筋时，对顶棚振动的影响。

在方案 4 的基础上增加一新的加强筋，结合模态分析，考察运用多根加强筋时对顶棚振动的抑制效果，其位置选取在如图 5-23 靠近天窗的地方，位于多阶顶棚模态腹点处，命名为方案 5。根据实际测量，考虑到其不能隆起过高以免对天窗的开启造成干涉，截面参数定为：

表 5-3 方案 5 中新增加强筋截面参数选择

| W/mm | T/mm | h/mm | 质量/kg |
|------|------|------|-------|
| 60 | 1.4 | 3 | 1.076 |

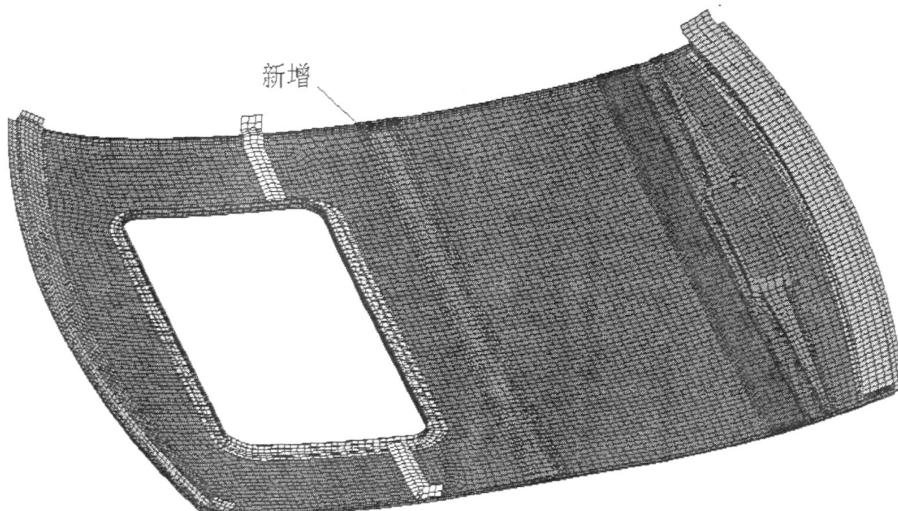


图 5-23 新增加强筋的位置示意

响应函数如图 5-24 所示

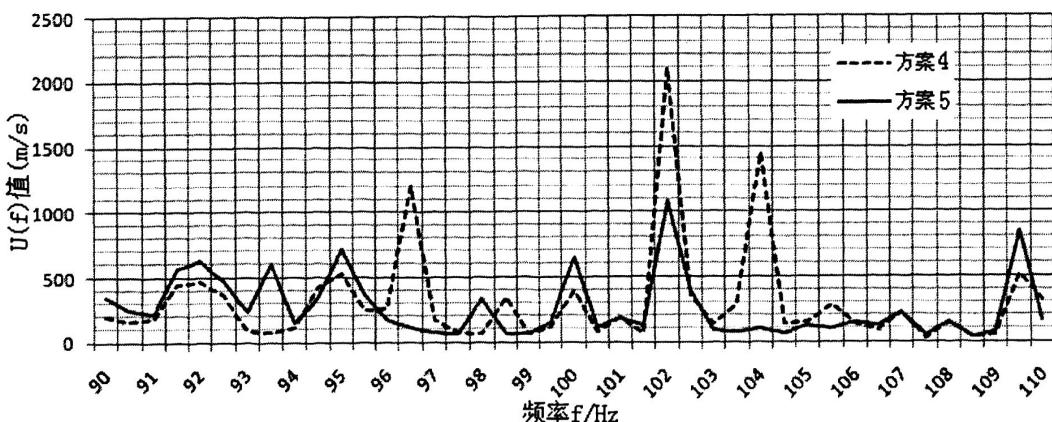


图 5-24 新增加强筋时和方案 6 的响应函数

计算得到：

$$\text{方案 4: } \bar{u}_4(90Hz, 110Hz) = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_4(f)}{N} = 150.96 \text{ (m/s)}$$

$$\text{方案 5: } \bar{u}_5(90Hz, 110Hz) = \frac{\sum_{f=90, \Delta f=0.5}^{110} U_5(f)}{N} = 121.05 \text{ (m/s)}$$

从结果来看, 方案 5 在方案 4 的基础上, \bar{u} 值得到较大幅度的降低。如图 5-25 为方案 4、5 以及原车加强筋方案的理论降噪效果对比。理论上, 方案 5 相比原车方案有约 3-4dB 的降噪潜力。

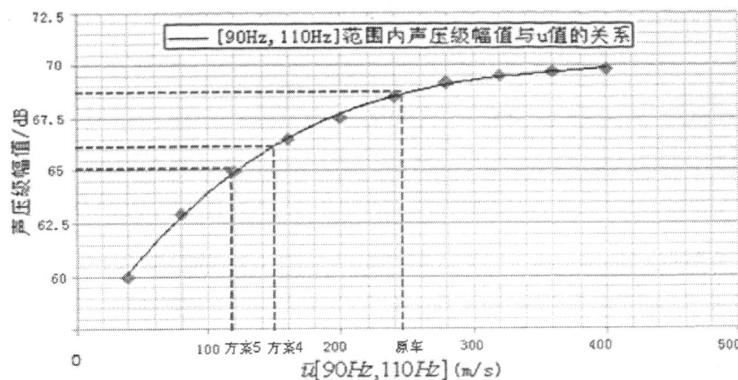
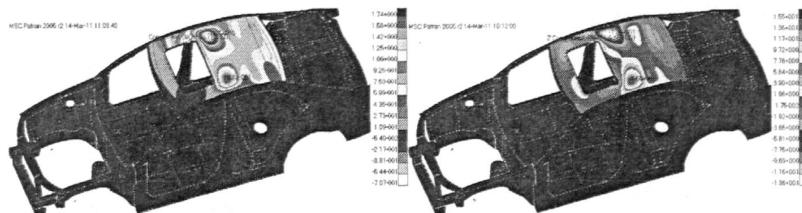


图 5-25 方案 4、5 以及原车方案效果对比

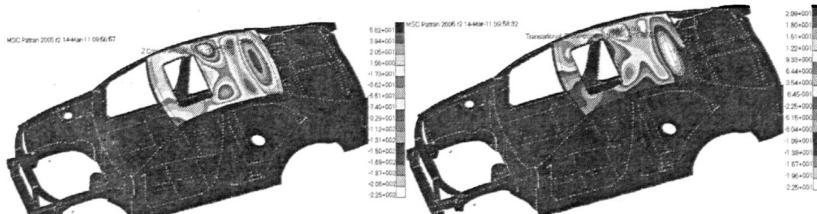
方案 5 在 96.5Hz、102.5Hz 和 104Hz 顶棚振动状况都好于方案 4。这三个频率点改进前后的顶棚振动速度响应云图如图 5-26、27、28 所示。



(a) 方案 4

(b) 方案 5

图 5-26 96.5Hz 频率下改进前后对比图



(a) 方案 4

(b) 方案 5

图 5-27 102.5Hz 频率下改进前后对比图

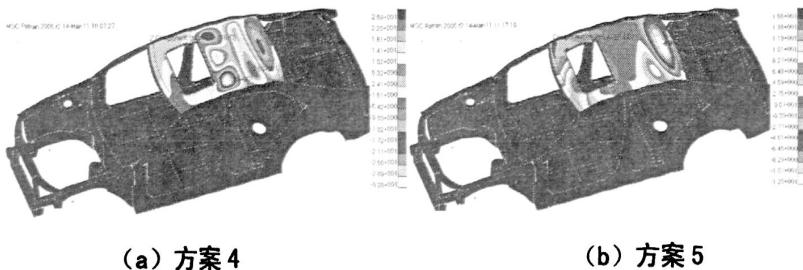


图 5-28 104Hz 频率下改进前后对比图

由上述计算可知，在顶棚的合理位置引入新的加强筋时，比采用单一的加强筋时效果更好，其振动能得到更大程度的抑制。相应地，改进成本也会提高。

5.6 本章小结

本章运用噪声和振动相关知识，以实际 NVH 问题为背景，重点研究了车身薄板的声振特性改进方法。

为了对顶棚结构的振动状况加以量化，基于声辐射理论引入频响函数 $U(f)$ 作为统计描述数学模型，为加强筋方案选择找到依据。并对该统计方法合理性进行了仿真检验。

通过模态计算，得知加强筋对整个白车身模态频率的影响并不显著，顶棚振动特性的优化更多的是通过对顶棚振型进行优化来实现。

以响应函数 $U(f)$ 为基础，对不同加强筋形式的顶棚结构的振动状况进行了研究和对比分析，得出如下结论：

(1) 加强筋的位置选择对顶棚振动的影响较为显著，合理选择加强筋布局方式，可以使尽量多的顶棚振型得到抑制。对该车型而言，附加于顶棚后部（方案 3）的加强筋优于原车选择的加强筋位置。

(2) 同一位置，不同厚度的加强筋对顶棚振动状况具有不同的效果，过小的厚度，抑制振动效果不明显；过厚的加强筋同样不利于改善顶棚振动。合理选择加强筋厚度是取得较好顶棚振动性能的重要因素。

(3) 基于截面惯性矩寻优以及重量约束对加强筋截面形式进行了优化，在取得相似减振效果的同时，减轻了加强筋的重量。

(4) 对新增一根加强筋时顶棚振动的改善程度进行了研究，结果表明，合理地增加一个新的加强筋时，可以让顶棚的振动状况得到更大的改善。

第六章 总结及展望

6.1 工作总结

本课题具体完成了以下工作：

(1) 在 CATIA V5 中对具体车型白车身进行了几何建模，并在 Hypermesh 8.0 中建立该白车身的有限元仿真模型；结合前人经验，通过分析白车身仿真精度影响因素，归纳出自白车身建模指导原则，如结构简化原则、网格控制原则、连接方式的等效原则。

(2) 进行白车身模态试验，以结构模态试验理论为基础，对白车身模态试验的方案进行阐述；包括白车身支承方案、激励自由度选择方案、测点布置方案等。结合 LMS 模态测试模块，完成频响函数的测试。获取频响函数矩阵后，利用最小二乘复频域法 (LSCF) 辅以最小二乘复指数法 (LSCE) 进行模态参数估计。接着利用频响函数综合 (FRF Synthesis)、模态置信准则 (MAC)、模态参预 (MP) 三种模态验证工具进行对白车身模态验证概念内涵进行剖析。最终，得到了该白车身的实验模态参数。

(3) 探讨车身薄板振动描述及控制方法，结合具体车型，对 100Hz 附近的车身顶棚振动特性进行了优化。对 90~110Hz 范围内的模态分析表明，顶棚加强筋对整个白车身模态的移频作用较小，改善顶棚振动特性更多是通过优化顶棚振型来实现。后续工作在优化顶棚振型的思路引导下开展。在薄板声辐射理论基础上，提出一种简便的顶棚振动特性统计描述方法，以“统计频响函数”为基础对顶棚振型优劣进行评价，并对评价方法可行性进行了仿真验证。

(4) 对加强筋布局对顶棚振动特性的关系的研究表明，加强筋位置对顶棚振动有着重要的影响，合理的布置方式可以更好的抑制顶棚振动；另外，同一位置加强筋厚度与顶棚振动特性的关系曲线表明，一味加厚顶棚加强筋，并不一定会获得良好效果，存在最佳的厚度值，使顶棚振动情况得到最大程度的改善；以截面惯性矩为依据，对同一位置不同截面形式加强筋对顶棚振动特性的影响加以对比，结果表明，在获取相似顶棚振动特性的情况下，采取合理的加强筋截面形式可以减轻加强筋重量。最后，引入新的加强筋计算结果表明，在合理的位置增加加强筋后，顶棚振动特性可得到更大程度的改善。上述一系列的分析方法和结论，对工程实际有一定的参考意义。

课题有如下两个创新点：

(1) 提炼出自白车身有限元仿真精度的三大核心影响因素，即模型简化的合理性、网格质量、连接方式的等效性；由此确立的白车身有限元建模指导原则是建立高置信度有限元仿真模型的基础。

(2) 提出顶棚振型优化思路，并给出描述顶棚振型优劣的统计方法，为评价和改善车身薄板声振特性提供一种思路。

6.2 研究展望

论文中存在一些不足，后续工作可从如下几个方面展开：

- (1) 论文实验模态分析部分模态验证运用了频响函数综合、模态置信准则和模态参预三个指标，更为完善的模态验证过程还包含模态复杂性和模态相位共线性分析。
- (2) 对薄板振动特性的统计描述仅基于理想化的声源模型；应进一步考虑金属薄板声辐射系数的影响。
- (3) 对顶棚振型进行优化只是改善振型来减少声辐射，如果能结合切实可行的移频措施，以及添加阻尼材料等手段，无疑可取得更佳的噪声治理效果。
- (4) 从能量观点来看，激励能量产生后，必然通过一定的渠道耗散掉，在改变顶棚振型后，原本由顶棚释放的振动能量必然转移到其他途径；后续研究可将乘坐室各主要板件构建出一个完善的系统加以更全面的考察。

致 谢

值此论文完成之际，首先我要向我的导师丁渭平教授致以衷心的感谢。本文是在丁老师关怀和悉心指导下完成的。上研究生以来，丁老师广博的学识，敏锐的科研思维给了我很大的启发和教益，使我受益匪浅。在平时的学习和科研中，导师严谨的学术精神，严格的要求以及忘我的工作热情无时无刻不在鞭策着我。这些都是我以后工作中最宝贵的精神财富；感谢丁老师对我的关心和教导。

感谢杨明亮、李允、蔡雷、宋睿、李智、徐小程、税永波、丁伟、陈亮等，在平时的学习生活中，正是大家营造出的浓厚学习氛围，才使我们不断提高和进步。感谢你们在实验中对我的帮助，有了你们的帮助，我的实验内容才得以顺利完成。

感谢实验室及研究所所有成员，一起生活和学习的日子将是我人生中最美好的回忆。

最后，感谢家人、亲戚和朋友，你们给予了我生活和学业上帮助。

参考文献

- [1] 2010 年我国汽车销量, <http://auto.sohu.com/20110110/n278783695.shtml>
- [2] 蒋丽. 汽车产业对经济发展的影响研究. 汽车工业研究, 2006(9):2-7
- [3] 欧阳明高. 我国节能与新能源汽车发展战略与对策. 汽车工程, 2006, 28(4):317-321
- [4] 谷正气. 轿车车身. 人民交通出版社, 2002.10
- [5] 乐玉汉. 轿车车身设计 高等教育出版社, 2000.7
- [6] 崔新涛. 多材料结构汽车车身轻量化设计方法研究 [天津大学博士学位论文] 2007.5
- [7] 田浩彬, 林建平, 刘瑞同等. 汽车车身轻量化及其相关成形技术综述. 汽车工程, 2005, 27(3):381-384
- [8] SellubertE., KlassenM., ZemerC. Light-weight structures produced by laser beam joining for future applications in automobile and aerospace industry, Journal of Materials Processing Technology,2001,115(1):2-8
- [9] 夏国林, 张代胜. 轿车白车身模态分析与振型相关性研究. 计算机应用[J], 2007, 5: 39-42
- [10] James L.Lubkin.The Flexibility of a Tubular Welded Joint in a vehicle frame[C].SAE Trans.No.740340
- [11] Frederic Dieu. Structural Optimization of A Vehicle Using Finite Element Techniques.SAE Paper 885135
- [12] Hou Wen-bin, Hu Ping. A Knowledge Embedded System for Vehicle Body Structure Concept Design[J].CMESM2006.7:358-359
- [13] Vivek Bhise,Ghassan Kridli,Huzefa Mamoola. Development of a parametric model for advanced vehicle design[C],2004
- [14] 高书娜. 轿车车身结构分析与设计技术研究 [重庆大学硕士学位论文], 2006.5
- [15] 敖炳秋. 轻量化汽车材料技术的最新动态. 汽车工艺与材料, 2002, (8-9):1-21
- [16] 张平, 雷雨成等. 轿车车身模态分析及结构优化设计[J]. 汽车技术, 2006(4): 5-8
- [17] 何渝生, 魏克严、洪宗林、孙祥根. 汽车振动学. 人民交通出版社, 1990
- [18] 靳晓雄, 张立军. 汽车噪声的预测与控制[M].上海: 统计大学出版社, 2004
- [19] 过学迅, 陈孟华. 车内噪声控制技术的研究现状与发展趋势. 汽车研究与开发, 2005.1
- [20] 豪彦. 我国汽车噪声控制. 汽车与配件, 2003.5
- [21] 林逸, 马天飞等. 汽车 NVH 特性研究综述[J]. 汽车工程, 2002,24(3): 177-186
- [22] 丁渭平. 汽车 CAE 技术.西南交通大学出版社, 2010
- [23] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及应用. 北京理工大学出版社, 1995
- [24] 叶武平, 易明等 运用统计能量分析法进行轿车内室噪声的仿真. 同济大学学报,

2001.9, Vol.29, No.9

- [25] 刘见华, 金咸定. 结构声传递数值计算方法的研究进展. 振动与冲击. 2002.21(4): 44~49
- [26] 束永平. 用边界元法计算辐射噪声的声功率. 机械工程学报. 1991
- [27] 苏清祖. 汽车变速器噪声预估的研究. 汽车工程. 1994
- [28] 张永新. 汽车噪声测量的声场空间变换方法及应用[J]. 汽车技术. 1997, (05)
- [29] 檀润华. 路面随机激励下的汽车振动仿真[J]. 振动测试与诊断. 2000, 6(2):119-122
- [30] 丁渭平.腔体声振耦合分析的对称有限元模型及其特性研究.西安交通大学学报,2000,34(7):58~62
- [31] 丁渭平. 车身乘坐室声振耦合的动态子结构修改方法. 噪声与振动控制[J], 2002,4(2):17-19
- [32] 丁渭平. 车辆乘坐室声学泄露分析的声振耦合有限元模型. 噪声与振动控制[J], 2002,2(1):6-8
- [33] 丁玉庆 汽车振动系统动态参数优化[J]. 天津理工学院学报. 2002, (04)
- [34] 杨志军. 多工况约束下客车顶棚拓扑优化. 吉林大学学报(工学版) 2006 年 3 月增刊:13-18
- [35] 杨明亮. 动力总成悬置系统 NVH 性能分析与改进设计[西南交通大学硕士学位论文], 2008.6
- [36] 王昊涵. 车身声振模态分析及其顶棚结构的 NVH 特性改进[西南交通大学硕士学位论文], 2008.12
- [37] 邵德刚. 通过顶棚模态试验分析优化车内噪声. 噪声与振动控制[J], 2009 年 12 月(06):165-169
- [38] 邓国红. 基于小波自适应算法的轿车顶棚振动控制. 北京工业大学学报, 2010,36(12): 1595-1598
- [39] 庞剑. 汽车噪声和振动—理论与应用. 北京理工大学出版社
- [40] 陈南. 汽车振动与噪声控制. 人民交通出版社, 2005,8
- [41] D.J 尤因斯. 模态测试理论与实践. Reach Studies Press Ltd,1984
- [42] 张思编. 振动测试与分析. 北京: 清华大学出版社. 1992.11
- [43] 曹树谦. 振动结构模态分析—理论、实验与应用. 天津大学出版社, 2001.3
- [44] 傅志方, 华宏星. 中国振动工程学会模态分析与试验专业委员会学会介绍, <http://vsn.sjtu.edu.cn/Modal/introduction.htm>
- [45] 程志强. 基于虚拟仪器技术的振动测试与模态分析平台的设计[D]. 北方工业大学, 2007,05
- [46] 李德葆. 实验模态分析及其应用. 科学出版社, 2001

- [47] 靳晓雄. 汽车振动分析[M]. 同济大学出版社, 2002
- [48] 沃德海伦著,白化同译 模态分析理论与试验. 北京理工大学出版社, 2001.6
- [49] 高云凯. 汽车车身结构分析. 北京理工大学出版社, 2006.1
- [50] 温熙森 机械系统建模与动态分析第一版[M]. 北京: 科学出版社, 2004
- [51] Zhu Yaojie, Yin Mingde, Fang Deguang. Research on Parametric Design Approach of Body Skeleton of Passenger Car[C]. Proceedings of International Technology and Innovation Conference 2006
- [52] 谭继锦.汽车有限元法.北京. 人民交通出版社, 2005
- [53] A.Jonscher, M.Lewerenz, G.Luehrs. "The New Spot Weld Element in the CAE-Process", 1st MSC Worldwide Automotive User Conference, Munich, Germany, Sept 1999.
- [54] J.Fang, C.Hoff, B.Holman, F.Mueller, D.Wallerstein. Weld modeling with MSC.NASTRAN, Proc. Second MSC Worldwide Automotive User Conference, Dearborn, MI, USA, October 2000
- [55] D.Heiserer, M.Chargin, J.Sielaff. " High Performance, Process Oriented Weld Spot Approach", 1st MSC Worldwide Automotive User Conference, Munich, Germany, 1999.
- [56] 叶远林, 徐有忠等. 焊点模拟方法对白车身刚度分析影响研究. 第五届中国 CAE 工程分析技术年会论文集: 517-522
- [57] 邹进和. 振动系统模态分析与实验设计[J]. 物理实验, 2004 11:46-47
- [58] 管迪华. 模态分析技术[M]. 清华大学出版社, 1996
- [59] 俞云书. 结构模态试验分析. 宇航出版社, 2000,7
- [60] Stanef D A,Hansen C H,Morgans R C.Active Control Analysis of Mining Vehicle Cabin Noise using Finite Element Modeling[J].Journal of Sound and Vibration,2004,277-297
- [61] 小平 ,韩旭等. 基于 PolyMAX 方法的某轿车白车身实验模态分析 [J]. 汽车工程, 2009,31(5):440-447
- [62] 汽车 315: <http://www.qctsw.com>
- [63] 周贤勇. 基于声振模态分析的车身顶棚声学舒适性改进 [J]. 中国科技信息, 2009 ,6(2) : 132-134

附 录

加强筋截面参数寻优 Matlab 程序:

```
w=10:2:60;
T=0.6:0.1:2;
h=0:1:20;
f=zeros(length(w)*length(T)*length(h),4); p=0;
for n=1:1:length(w)
    for m=1:1:length(T)
        for z=1:length(h)
            f(p+1,4)=((w(n)+4.5)*T(m)^3)/4+w(n)*h(z)*T(m)^2+(w(n)+2*h(z)/3)*T(m)*h(z)^2;
            f(p+1,1)=w(n);
            f(p+1,2)=T(m);
            f(p+1,3)=h(z);
            p=p+1;
        end
    end
end
xlswrite('I.xls',f)
```

攻读硕士学位期间发表的论文及科研参与情况

论文发表:

- [1] 刘斌, 丁渭平, 李允, 杨明亮, 蔡雷. 基于 ATV 的车内低频噪声贡献量分析与改进. 汽车科技, 2010 年第 05 期
- [2] 杨明亮, 丁渭平, 刘斌, 李允. 声子晶体在汽车 NVH 领域的应用前景. 汽车技术, 2009 年第 12 期
- [3] 李允, 丁渭平, 刘斌, 蔡雷, 杨玲敏, 阮光强. 不同状态下悬架系统固有频率测试结果变动的研究. 噪声与振动控制, 2009 年第 06 期
- [4] 蔡雷, 丁渭平, 李允, 刘斌, 阮光强. 能量回收式液压阻尼器系统原理设计. 机械设计与制造, 2010 年第 10 期

科研参与情况:

国家“863”项目: 中国典型汽车道路谱统计测量及应用系统开发