



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

六西格玛设计在汽车仪表板横梁系统设计中的应用

姓名：余钦

学号：1121180118

所在院系：汽车学院

职业类型：工程硕士

专业领域：车辆工程

指导教师：高云凯

副指导教师：周淑渊

二〇一六年四月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to

Tongji University in conformity with the requirements for
the Degree of Engineering Master

**The application of Design For Six Sigma
On Vehicle IP Structure system design**

Candidate: Yu Qin

Student Number: 1121180118

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Gao Yunkai

Vice Supervisor: Zhou Shuyuan

April,2016

六西格玛设计在汽车仪表板横梁系统设计中的应用

余钦

同济大学

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

仪表板横梁系统是汽车座舱系统的主要承载部件，承载着内饰、电子、空调、底盘的诸多零件，同时还是保护车内成员的安全组件。方向盘是安装在仪表板横梁系统上一个主要部件，也是最直接最长期与客户接触的零件之一。它的振动情况会直接传递到客户的感官，直接决定着客户对车辆的满意程度。因此，方向盘在仪表板横梁系统上的安装模态是衡量仪表板横梁总成性能的一项关键指标，也是影响整车 NVH 中的重要因素。仪表板横梁作为离乘员最近的架构零件，其结构强度对于整车的安全性能非常重要。作为一个承载部件，其刚度关系到安装在它上面的零件能否正常工作。由于仪表板横梁系统结构复杂，性能影响因素众多，如何进行全新的汽车仪表板横梁系统优化便成为摆在众多企业面前的一道重要难题。

论文首先简要介绍了六西格玛设计起源与发展，对六西格玛原理和方法在汽车设计中的运用进行论述，并对有限元分析在汽车结构优化方面应用进行介绍。其次结合企业和产品的特点，以 S 公司 U 车型汽车仪表板横梁系统开发和模态优化设计需求的背景出发，进行了客户需求分析，产品竞争力对比等工作，确定了六西格玛设计项目，并以此作为后续研究决策方法的基础。论文通过对于客户呼声的研究，对仪表板系统优化设计的关键要求和设计模式进行系统分析，通过质量屋，普氏选择，正交试验表等方法运用，结合有限元分析的方法，研究出仪表板横梁系统优化设计的关键要素及数据决策模型，总结出仪表板横梁系统优化的设计方法，实现仪表板横梁系统总体性能目标。

通过本文的研究，将六西格玛设计与有限元分析相结合，不仅可以使得质量工具及 CAE 优化工具这两个不同学科的知识得到充分利用，而且可以从理论上找到一种适合仪表板横梁系统的产品设计方法，使得未来仪表板横梁系统设计得到科学理论上的支持。

关键词：六西格玛设计，有限元分析，仪表板横梁，汽车，模态

ABSTRACT

IP structure system is the main bearing part of the cockpit system, it carries the weight of interior, electronics, air conditioning and chassis parts. It's also a security component to protect passengers. The steering wheel is a major component that installed on the IP structure system, which is also the most often touched part by the customer. Its vibration will be passed directly to the customer's senses, and directly determine the customer satisfaction to a vehicle. IP structure as the nearest architecture components, its structural strength is very important to vehicle safety performance. As a load bearing parts, its stiffness is related to whether or not the installed parts can normally work on it. Due to the structure complexity of IP structure system, performance is affected by many factors, how to carry out the new car IP structure system optimization has become an important problem in front of many enterprises.

Firstly, the thesis briefly introduces the origin and development of six sigma design principle and method, and discusses six sigma design applications in automobile, the application of finite element analysis and modal analysis is also presented. Secondly base on S company U model IP structure system development demand, analyzed the customer demand, product benchmark analysis, to define the six sigma design project, as the basis of next step studies decision-making method. Through the research on VOC (voice of customer) , the thesis analyze the key requirements of IP structure system mode optimization. The thesis use "quality house", Pugh Selection and matrix test method to research the key enabler and data decision model, and then combined with finite element analysis method, to studies the key factors that impact the IP structure system mode. Finally, we successfully achieve the IP structure system performance target.

In this thesis, the author combined using the six sigma quality tools and CAE optimization tools, to make these two different subjects an organic combination tool, and find a suitable theoretically product design method for the IP structure which makes the future IP structure beam design supported by scientific theory.

Keywords: six sigma design, finite element analysis, IP structure, interiors, mode

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题的背景和意义	1
1.2 六西格玛设计与有限元分析在 S 公司汽车的应用	2
1.2.1 六西格玛设计应用	2
1.2.2 有限元分析的应用	3
1.3 仪表板横梁系统优化设计现状分析	4
1.4 研究的内容和方法	4
1.5 研究的意义	5
1.6 本章小结	5
第 2 章 六西格玛设计及有限元分析的概述	7
2.1 什么是六西格玛设计	7
2.2 什么是有限元分析	13
2.2.1 有限元分析的目的和概念	13
2.2.2 有限元分析中的模态分析	15
2.3 Isight 优化方法	18
2.3.1 Isight 优化简介	19
2.3.2 新变量产生函数	19
2.3.3 接收概率采用 Metropolis 法则	19
2.3.4 降温方式	20
2.4 本文运用的优化流程简介	20
2.5 本章小结	22
第 3 章 S 公司仪表板横梁项目开发	23
3.1 S 公司概况	23
3.2 S 公司 U 车型实施六西格玛设计的背景	23
3.3 仪表板横梁系统简介	24
3.3.1 仪表板横梁系统的定义	24
3.3.2 仪表板横梁的典型工艺和材料	25
3.3.3 轻量化差厚板仪表板横梁	27
3.3.4 仪表板横梁的主要性能要求	30
3.4 U 车型仪表板横梁系统开发	32
3.4.1 主要结构方案的设计	33
3.4.2 主要的 CAE 分析工作	36
3.5 本章小结	40
第四章 仪表板横梁系统六西格玛设计解决方案	43
4.1 机会识别-选定范围	43

4.2 机会识别-编制项目计划	43
4.3 机会识别-成立工作小组	44
4.4 需求界定-理解客户需求	45
4.5 需求界定-建立质量屋，将客户需求转化成工程要求。	46
4.6 概念开发-概念生成	48
4.7 概念开发-概念选择	49
4.8 优化设计	50
4.9 最优设计的预测和确认。	56
4.10 产品试制和试验	56
4.10.1 产品的工艺分析.....	56
4.10.2 产品的试制生产.....	58
4.10.3 产品的实验.....	60
4.10.4 确认产品/过程性能.....	64
4.11 评估与应用	65
4.11.1 六西格玛设计在模态结构设计应用评估.....	65
4.11.2 六西格玛设计方法用于模态结构的适用原则.....	66
4.11.3 六西格玛设计方法在汽车零件开发中的应用.....	66
4.12 本章小结	67
第5章 六西格玛设计在主梁结构优化中的应用	69
5.1 主梁的强度研究.....	69
5.2 主梁的碰撞性能研究.....	71
5.3 主梁的模态性能研究.....	72
5.4 本章小结	74
第6章 结论和展望	77
6.1 总结	77
6.2 展望	77
致谢	79
参考文献	80

第 1 章 绪论

1.1 课题的背景和意义

汽车在全球范围内需求变得越来越广泛,各国汽车产业市场在此影响下逐渐形成一体化格局,产业竞争逐渐走向白热化阶段,竞争着力点不再侧重于价格,转移到产品竞争力上。车辆已经不仅仅是一种代步工具,它也成为人类生活空间的一种延展。汽车在家庭消费中越来越普及,消费者对汽车品质要求也越来越高,已经不满足于汽车简单的代步功能,而对汽车的品质感有更高的诉求。调查和研究表面,随着大家消费观念的成熟,安静舒适和振动噪声已经成为消费者选择购买汽车的一项非常重要的因素。汽车噪声、振动、安全等的表现是衡量汽车制造质量的一个关键指标。

结构的变化性特点是横跨不同领域的研究热点。无论是内部还是外部,很多因素都会对结构产生影响,在这些影响下,结构也会发生动态反应。为了能够更加深入地了解这些反应,并实现对其的预测,人们引入了大量的实验方法、解析方法以及数值方法。结构的变化性特征很多,模态就是其中之一,针对结构的变化性特征进行分析时,避免不了对模态的分析,结构形成、传输动载荷,结构的振动形态,都和其模态有关。若以模态为切入点,分析结构更有可能受到影响的频繁区间内不同阶关键性模态的特征,就能够实现在内外部因素的影响下,结构的振动反应进行预测,从而能够通过避开频段范围来消除掉很多结构的振动、异响、甚至可以在一定程度上消除由于长期的大幅振动带来的破坏问题。在车身 NVH 开发过程中,模态匹配也即结构动态特性(振型和频率)匹配的目的在于避免总成系统、子系统和部件之间的模态耦合,以及避免与主要激励源发生共振。通常将整车模态匹配的重点关注在 5-80Hz 的频率范围内。此频带基本包括了动力总成、传动系统和路面的主要激励源,以及发动机的怠速工况范围。同时,该频率范围主要设计发动机刚体模态、悬架模态、转向系统模态、车体及相关附件模态、以及大部分钣金件结构模态^[1]。

对仪表板横梁系统的优化应用较多使用有限元模态分析方法(FEMA),首先根据整车的约束条件进行仪表板横梁系统的基本的结构设计,仪表板横梁系统主要的结构设计因素包括:几何、惯量、刚度等。方向盘系统与仪表板横梁的连接支架的几何形状、转向系统的质量分布(零件板厚)是影响模态的主要因素。优化过程一般是工程师根据经验是设定几个变量,如增加连接结构、调整安装支架

厚度等,通过有限元分析看其是否能够提升模态,然后将其中效用较高的几个结构优化方案集成在一起,得到最后的模态优化设计方案。设计优劣完全取决于设计师的个人经验和判断,缺少一个系统的科学的方法来指导设计。

六西格玛设计就是按照合理的流程,通过科学的方法,收集并了解消费者的真实需求,在此基础上设计出全新的产品,研发出新的技术,编制出新的流程,在低成本这一基础上,将导致变化的因素的敏感性降低到最低水平,通过这样的方式达到六西格玛质量目标。采用六西格玛进行设计,不但能够促进产品质量的提高,而有助于企业节省成本,在更短的时间内完成开发工作,表现出极高的实用意义。在进行新产品的研发时,首先采用质量功能得到设计目标,了解市场实际需求。接着对技术进行创新,排除原本的工程困扰,设计出比同行对手更加优秀的设计方案。当然,最为核心的一点就是产品设计创新。采用田口方法展开产品设计工作,从而获取产品设计各个方面最佳的参数。随着这些工具方法的不断深入研究,DFSS 需要对其外延进行不断扩展。将六西格玛设计方法与其他产品设计方法进行充分结合,使得不同领域不同学科之间理论进行交叉,从而获得更多更好的产品设计方法,便成为工程人员研究的课题^[2]。

1.2 六西格玛设计与有限元分析在 S 公司汽车的应用

1.2.1 六西格玛设计应用

DFSS (Design For Six Sigma) 是六西格玛设计的英文缩写,“六西格玛”设计涵盖的内容十分广泛,一揽子方法就是其中之一。在设计新的产品和服务时采用这种方法能够充分发挥出其优势。现行的六西格玛设计框架是人们对过去的六西格玛方法不断进行改良后得到的。如果要提高设计质量,创造更加科学的新产品和服务提供程序,我们必须行动起来。六西格玛已经被公认是实现高质量和营运优越的高效工具。许多世界顶级企业如通用电气、福特、惠普、索尼、花旗银行等纷纷通过六西格玛管理战略来强化管理水平,降低成本,提高质量,增强企业核心竞争力。随着六西格玛研究的进一步深入,经验表明一旦流程的能力达到了 4σ 到 4.5σ 时,流程的改善就会变成一项难以攻破的难题,要让流程质量实现质的飞跃,必须对其展开全面的再设计。因此一套应用于新产品设计和流程设计的六西格玛方法论六西格玛设计 (Design For Six Sigma, DFSS) 应运而生。一般情况下,人们在对产品进行开发时会选择这种方法,该方法能够大大节省产品、研发、开发时间成本,从而提升产品开发的整体效率,帮助企业更加全面地认识到市场的需求。应用该方法的重点在于,企

业在刚开始进行开发时，使用科学的统计工具，在数据的基础上对设计方案的可行性进行证明。如果生产性企业在这一阶段就能够预测其所生产的产品和服务在消费者手中的绩效，这对于其提高客户满意度、提升经营利润、获取更高的市场地位来说是非常有利的。DFSS 方法的应用流程包括这些阶段：识别、定义、设计、优化、验证。生产性企业引入并利用这种方法，能够在最大程度上确保其产品能够迎合市场需求，同时保障产品质量。DFSS 方法能够帮助企业消除产品质量安全隐患，它不是在产品出现质量问题后的补救措施，从而在保证产品质量的基础上，将成本控制在更低范围内。简而言之，六西格玛就是告诉企业如何正确地做事，引导企业做正确的事^[1]。通用汽车公司从 2005 年后逐步引入 DFSS 设计方法及理论，用于汽车产品前期设计与开发中，通过 DFSS 不断的深入使用，使得公司产品开发在前期得到明确的设计方向，产品设计更加稳健稳定。从 2008 年开始，DFSS 被广泛地用于通用汽车公司各个设计领域，如产品的稳健性设计，产品的设计策略制造，试验方法的认证，整车平台的开发。随着这些工具方法的不断深入研究，DFSS 需要对其外延进行不断扩展。将六西格玛设计方法与其他产品设计方法进行充分结合，使得不同领域不同学科之间理论进行交叉，从而获得更多更好的产品设计方法，便成为工程人员研究的课题^[3]。

1.2.2 有限元分析的应用

CAE 的基础在于有限元。采用有限元方法时，首先对结构进行分割处理，将分析难度高的对象分割成为一定数量的易于分析的单元。当然，这些单元并不是独立的，它们在节点的作用下连接在一起。最后结合变形协调条件，展开求解处理。这种方法分割的单元和节点的数量都是有限的，因此被人们叫做有限元分析法。

有限元分析作为产品优化方法中一种方式，从 2000 年开始在 S 公司汽车产品设计中得到深入的使用。从一开始简单的车身钣金结构形状优化，到底盘和架构零件逐渐的应用，有限元分析在产品结构设计和优化上得到了广泛的应用。但由于有限元分析需要产品设计输入和边界条件约束，而对于安装要求复杂，界面要求众多的仪表板横梁系统进行模态分析，有限元分析的应用仍然非常缺乏。因此对于工程人员而言，有必要更好的理解有限元分析的理念和实质，通过其他工具的结合使用，使其能充分应用于汽车产品设计中，从而进一步实现仪表板横梁系统的结构优化设计。

1.3 仪表板横梁系统优化设计现状分析

当发动机出现怠速后，受到二阶往复惯性力的作用，方向盘就会产生怠速振动现象，影响这种怠速频率的主要因素有两个，一是发动机所拥有的气缸的多少，二是怠速状态下的转动速度。展开转向系统模态分析，旨在找到转向系统结构系统的多项参数。要从根本上解决方向盘怠速共振问题，必须确保其振动频率比方向盘横向和纵向振型的振动频率更低。发动机是汽车的一个主要的振动源，当方向盘的一阶模态频率过低，与发动机的怠速频率重合，就会产生共振。对于仪表板横梁系统的开发而言，发动机和方向盘振动频率是系统的固有特性，所以为了避免产生共振，降低噪声，确保汽车安全可靠，必须设法从结构设计上来提高仪表板横梁系统的模态。

早期的模态研究主要是通过物理测量振动系统的固有频率和振型，该方法主要依靠设计人员经验，且需要实物台架试验，开发周期长，费用高。随着有限元分析的逐渐普及应用，数值模拟技术在计算系统模态领域更为普及，这对节省新车型开发时间来说是很有利的。但目前该技术主要是对影响模态的单个变量的单个水平的研究^[4]。

仪表板横梁在座舱系统中是重要的安全结构件，在碰撞事故中，作为抵抗碰撞冲击、保护乘员安全的最后一个屏障，必须具备一定的强度，减少零件对乘员的伤害，通常用有限元分析和早期物理验证的方法来发现和解决问题

从 1999 年 S 公司汽车第一款车开始，就非常注重汽车模态、刚度和安全的优化设计与研发。但由于早期开发车型主要是国产化或者局部改型，架构系统延用了国外成熟的设计，在仪表板横梁系统开发上的经验积累较少，现行无论国内外主机厂都缺少相关详尽研究。其主要难点在于由于仪表板横梁系统本身安装界面复杂，结构性能受到多方面因素的影响，同时由于减重降本的需求，如何在众多性能指标中找到最优化的平衡点，明确技术要求并进行深入的优化便成为工程人员研究的课题。

1.4 研究的内容和方法

本论文研究的核心内容如下：

1. 研究仪表板横梁系统的零件结构与工程设计要求。通过质量屋等工具查找与客户呼声直接相关的工程指标，寻找出影响仪表板横梁系统性能的关键性因素与更改方向，确定仪表板横梁系统的主要设计框架结构

2. 通过概念设计和对比确定了设计方向，运用 DOE 分析和正交实验的方法，研究了影响仪表板横梁模态的关键要素及数据决策模型，对各因子进行信噪

比对比分析，获得最优的设计方案，并进行了物理试验验证。

3. 研究了仪表板横梁主梁的形状对于产品模态和强度的影响，通过对比不同管梁形状的性能表现，得到了最优的主梁设计概念。

4. 研究基于六西格玛设计与有限元分析的模态优化方法在其它汽车零部件领域的适用性。通过基于六西格玛设计与有限元分析的仪表板横梁系统优化设计，拓展研究该方法在汽车产品设计的实用价值。

1.5 研究的意义

模态和强度优化设计是汽车产品设计开发的重要课题，它对于一辆车，一个公司是否能保持持续竞争力至关重要，通过本课题的研究，其主要的工程需求和意义在于：

1. 将六西格玛设计与有限元分析设计相结合，使得不同学科的知识得到交叉使用，充分利用各种质量工具及有限元分析工具。完成仪表板横梁系统的性能优化设计。

2. 从理论上找到一种适合仪表板横梁系统零件特色的产品设计方法，使得未来仪表板横梁系统零件设计得到理论上的支持。

3. 仪表板横梁系统作为最重要的汽车内饰座舱系统零件之一，它的模态表现直接影响驾驶员手握方向盘的感受，其性能的提升对客户感知的提高具有至关重要的作用。而且仪表板横梁也是重要的安全部件，作为保护乘员的最后一道屏障，其安全性也意义重大。

1.6 本章小结

本章介绍了汽车仪表板横梁设计的主要性能要求主要包括模态和强度性能，并对模态和强度的重要性进行了简单的叙述，模态不好会造成汽车抖动和异响，强度影响到的车辆的安全。对仪表板横梁性能开发的现状进行了简介，目前性能优化主要依靠物理实验，CAE 分析针对的也都是单个变量的影响，缺少系统的分析。本章引入了六西格玛设计（DFSS）的概念，对 DFSS 在 S 公司的开展情况进行了简介。DFSS 是在产品开发的前期对设计方案的可行性进行证明，使得产品的设计更加稳健和科学。提出了通过将 DFSS 和 CAE 分析相结合来优化仪表板横梁的开发过程，充分发挥质量工程理论的作用，达到六西格玛设计和有限元分析两种方法彼此协助的目的。并进一步分析了课题研究的价值，针对具体的仪表板横梁系统问题展开研究，有效提出一直以来困扰零件模态优化和安全性能

提升的设计方法，提高了产品性能。并且对企业提高设计水平、积累设计经验和产品优化设计有很大的参考作用。

第 2 章 六西格玛设计及有限元分析的概述

2.1 什么是六西格玛设计

1995 年左右，全面质量管理得到了全球理论界和实践界人士的普遍认可，人们利用这种管理思想，创造出一种更优质的企业流程设计方法，也就是六西格玛（Six Sigma）。通过这一方法的应用，人们发明了很多新产品开发工具。也是在这一时期，六西格玛和全球一体化、电子商务等战略一起，成为能够帮助企业实现管理能力显著提升的有效措施。随着研究的进一步深入和实践的不断应用，六西格玛慢慢演变成围绕客户需求这一中心，从而制定战略目标并进行新产品开发的质量管理思想。

六西格玛设计是在六西格玛改良的基础上发展出来的，是对后者作用的进一步拓展。为了达到六西格玛的所有目标，并解决新产品设计和营销过程中的各个难题，人们创造了六西格玛设计。目前，没有任何一个单独的六西格玛设计模型足以应付所有问题，而各自对六西格玛做这样或那样的调整又存在非常现实的危险——很可能遗漏顾客的根本需求。六西格玛改进可以显著地降低过程缺陷和差错率，使之达到一般商业组织普遍接受的水平。这种改进的极限是相当于最坏差错率的最大回报率。我们可以将“六西格玛设计”看做是以信息为动力的六西格玛系统方法，其主要应用领域是产品的最初开发工作。它提倡降低产品设计和研究时间成本，节省产品开发成本，从而提高产品开发的效率，更加全面、真实地将客户要求反应出来。

DFSS 的核心在于企业在刚开始进行开发时，使用科学的统计工具，在数据的基础上对设计方案的可行性进行证明。如果生产性企业在这一阶段就能够预测其所生产的产品和服务在消费者手中的绩效，这对于其提高客户满意度、提升经营利润、获取更高的市场地位来说是非常有利的（详见图 1.1 所示）。DFSS 方法的应用流程包括这些阶段：识别、定义、设计、优化、验证。生产性企业引入并利用这种方法，能够在最大程度上确保其产品能够迎合市场需求，同时保障产品质量。DFSS 方法能够帮助企业消除产品质量安全隐患，它不是在产品出现质量问题后的补救措施，从而在保证产品质量的基础上，将成本控制在更低范围内^[5]。

简而言之，六西格玛就是告诉企业如何正确地做事，引导企业做正确的事。



图 2.1 六西格玛设计过程

六西格玛设计能够提高产品前期设计质量，并非后期设计质量，其本质是商业或工程的过程。它是在尽量低消耗的情况下，满足客户对产品的质量/性能的期望。六西格玛设计是开发未来对于变化而言是稳健的设计/流程。六西格玛是为减少已有设计/过程的变化做持续改进。

六西格玛设计有如下好处：

1. 开发具有一致的/稳健的性能
2. 提高客户满意度水平
3. 节省产品售后维修费用成本
4. 降低产品故障率
5. 帮助企业获取更高的市场份额
6. 提升盈利空间，为企业发展创造条件

那么何时使用六西格玛设计呢？如图 2.2 所示，六西格玛设计是我们进行工程的方法，在产品开发或过程的任何改变都可以或应该使用六西格玛设计来确保客户满意度。而对于目前不存在的产品/新设计，可以通过六西格玛设计使得产品开发更稳健，降低新产品/过程的引进过程风险。

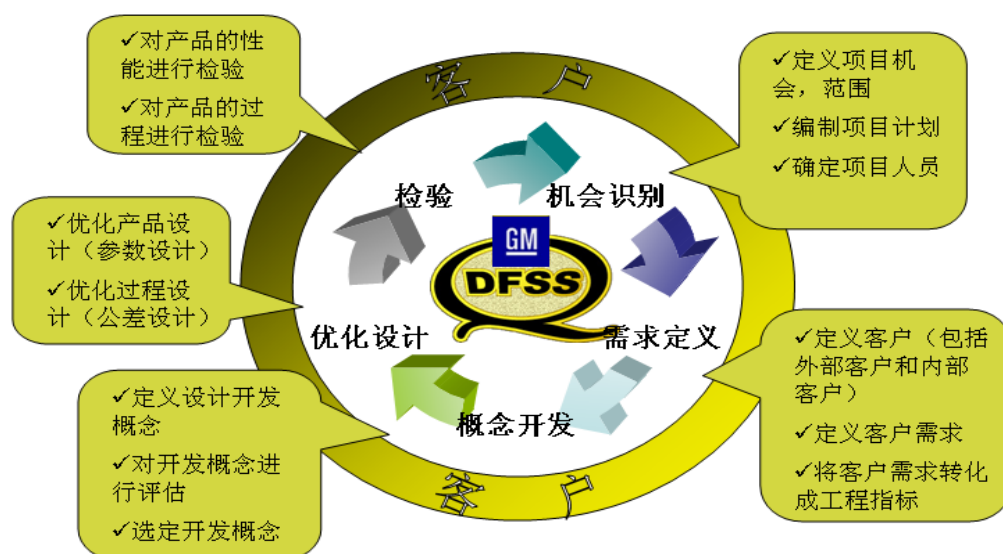


图 2.2 六西格玛设计

六西格玛设计主要过程为 IDDOV (Identify (识别)、Define (定义)、Develop (展开)、Optimize (优化)、Verify (验证)。通过整个过程帮助使用者从问题的定义着手,通过一系列的过程将整个方法进行优化验证。从而达到稳健性 IDDOV 流程每个阶段的工作内容

1. 识别 (Identify)

在这一阶段中, DFSS 的任务在于使项目得到确定,同时对存在的概率进行介绍。具体来说就是全面、准确地了解市场的需求,通过分析确定项目的可行性水平。应用 DFSS 方法,企业在刚开始进行产品设计时,就能够围绕客户需求这一中心。

2. 定义 (Definition)

在 DFSS 的各个阶段中,定义阶段具有核心的作用和地位。到了这一阶段后,企业必须对产品需求进行细化分析。通过上一阶段的工作,企业对新产品目标客户有了一定的了解,得到了客户的抽象性的需求。因此,本阶段的主要任务就是对其抽象需求进行细化分析,得到具体的需求。即通过质量功能展开将 VOC (Voice of Customer 客户呼声)逐层展开为设计要求、工艺要求、生产要求,通过对于质量屋的使用 (如图 2.3) 可以提炼出顾客的关键需求,准确地识别、量化顾客需求。

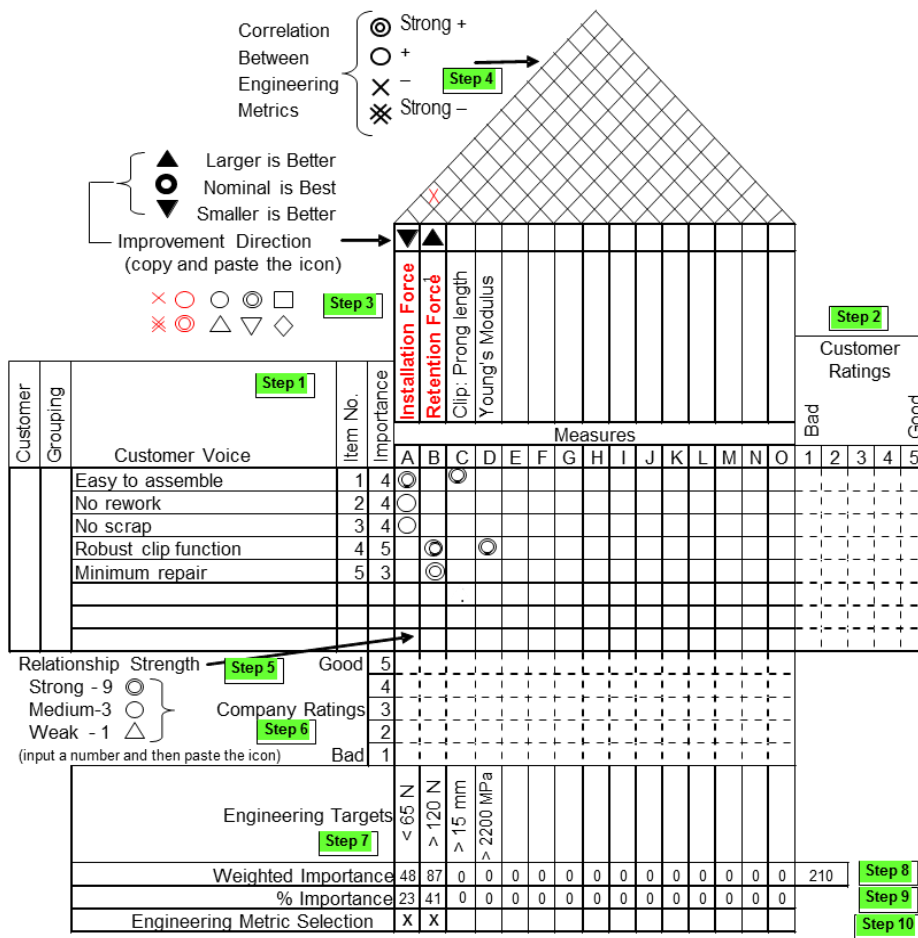


图 2.3 质量屋

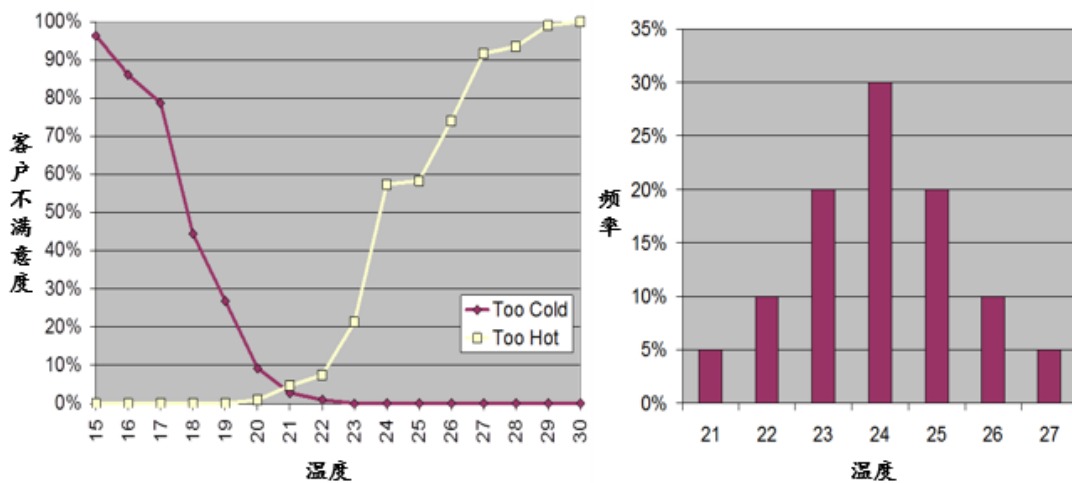


图 2.4 客户损失曲线

同时通过客户损失函数曲线建立客户呼声与工程指标之间的关联(如图 2.4), 为后续展开准备好相关工作。

3. 展开 (Develop)

这一阶段旨在从创新性的角度出发，整理产品的概念，结合不违背逻辑的可行的方法，对多项备选方案进行优劣势的评估。用于完成这一阶段工作任务的方法有很多，比如头脑风暴法、普氏方法、失效模式等。

4. 优化 (Optimize)

这一阶段的主要工作是选择更加科学、合理的产品和过程设计参数，从而在不影响产品质量、成本、销售时间的前提下，追求更大的利益。通过上一阶段的工作得到概念后，接下来需要展开的工作即为优化设计，这一步骤是六西格玛设计的精髓，它的概念为在不同干扰的作用下，系统输出基本上不会因此发生变化。在这一阶段中应用的方法为正交试验。在展开产品设计工作时，最常见的并且难以避免的干扰即为噪声，这种干扰必须引起我们足够的重视。噪声干扰包括了温度的改变、湿度的改变、产品质量退化等。

尽管噪声干扰的影响是无法彻底消除的，但我们能够通过有效的措施的实施，将其控制更低范围内。用“ β ”代表系统输出的最理想拟合曲线的斜率，用“ σ ”代表系统输出和最理想拟合点的偏差，那么就可以得到信号噪声比“S/N”的计算表达式：

$$S/N=10 \log(\beta^2 / \sigma^2)$$

通过上式可知，产品质量和“ β ”值呈正相关关系，和“ σ ”呈负相关关系。产品的稳健性和“S/N”之间呈正相关关系。优化设计指的是采用更加合理的技术参数，展开有效的试验和计算，从而对产品的输出特征有更加全面和准确的认识，降低噪声对产品性能的负面影响，为提高产品性能水平提供保障。下图2.5详细描述了优化设计和非优化设计之间的差异。

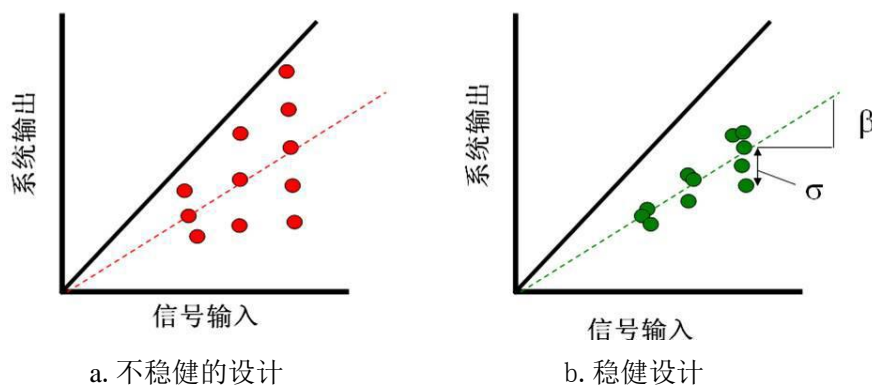


图 2.5 稳健性设计

要促进产品性能的提高，从一系列概念中找到最佳的概念，接着根据既定的目标改变输出，检查在新输出环境下是不是全部的要求均能满足。概念的应用

效果越理想，能够得到满足的需求就越多。

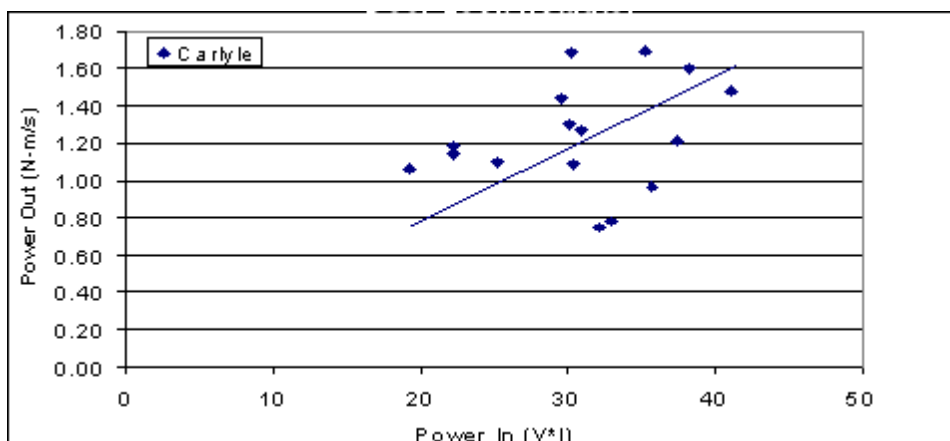


图 2.6 分布图

5. 验证

在这一阶段中，主要的工作是检查新设计的产品质量能够在多大程度上满足用户需求。图 2.7 为实际指标与理论指标对比分布图。不同的分布图会有不同的实际结果，需要综合分析考量。

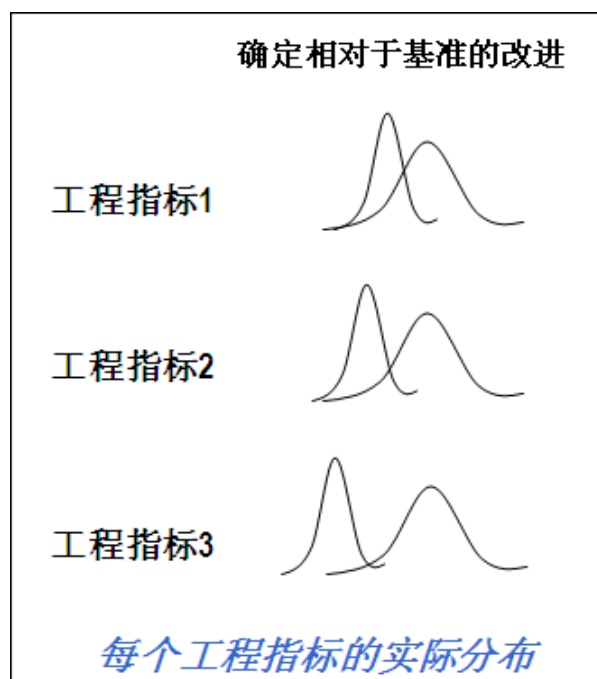


图 2.7 产品验证

通过整个六西格玛设计过程，可以寻找出产品设计中的关键因素，通过不断优化过程，寻找出产品设计中最佳路径。

2.2 什么是有限元分析

2.2.1 有限元分析的目的和概念

构件要实现预期的功能，必须选择并使用达到要求标准的材料。在进行产品设计时，要模拟各种潜在的外力环境，并在此环境中分析构件的内部状态，通过这样的方式检查材料的安全性，有力地消除重大安全事故隐患。通常人们会从三个方面来判断构件的性能水平：

1. 承载所导致的构件的移动(称为位移(displacement));
2. 承载所导致的构件的形变(称为应变(strain));
3. 承载导致构件受力状态的变化(称为应力(stress));

如果构件的形状并不复杂，并且其所受到的外力并不多，比如杆、梁等，在这种情况下能够实施材料力学方法，通常能够利用解析公式，从而给应用创造更多的便利。如果构件的形状并不是简单，采用同样的方法要么得到存在巨大误差的结果，要么无法获取结果。

采用有限元分析方法，针对形状复杂的构件进行分析，全面地了解受到多项外力影响后，它内部所产生的力学信息。简单来说，该方法能够为我们提供构件的位移、应变以及应力信息。

通过分析得到构件的力学信息后，设计人员就能够对产品的强度和刚度需求进行确定，并根据需求和标准调整参数，通过这一过程对设计方案进行优化处理。接着继续使用有限元分析方法，针对优化后的方案进行分析，再次进行力学评价，得到最终的设计方案。

面对复杂形状的构件，普通的分析方法是无法提供准确的结果的。但为何有限元分析方法能够做到这一点呢？原因在于这种方法的基本原理在于“离散逼近”，它将一系列的简单函数组合在一起，无限逼近原函数。

函数逼近指的是，将不同的基底函数集成在一起，就能够不断地逼近复杂的函数。目前应用最为广泛的函数逼近方法有两种：

在完整领域内展开，也就是全域逼近。在子域内采用不同的分段函数进行组合，即分段逼近。接下来，我们选择一维函数作为案例，对两种方法的特征进行说明^[37]。

【典型例题】2.1(1) 一个一维函数 $f(x), x \in [x_0, x_L]$ ，请阐述其展开和逼近的形式。

解答：我们先来看痊愈展开的形式，以傅里叶级数为例，那么就能得到

$$\begin{aligned}
 f(x) &\approx c_0 \cdot \varphi_0(x \in [x_0, x_L]) + c_1 \cdot \varphi_1(x \in [x_0, x_L]) + \dots \\
 &= \sum_{i=0}^n c_i \varphi_i(x \in [x_0, x_L])
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

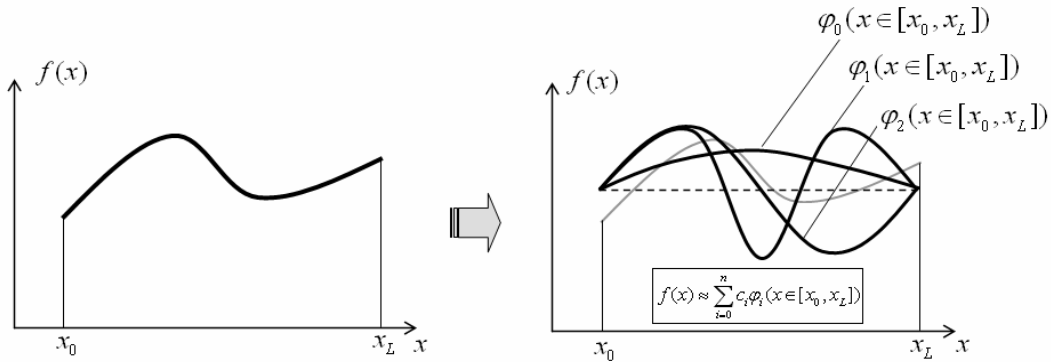
其中， $\varphi_i(x \in [x_0, x_L])$ 就是我们所需要的基底函数，函数中 x 的取值范围为 $[x_0, x_L]$ ，这一范围就是全域范围， c_0, c_1, c_2 是展开后的系数。

接下来是在子域 $[x_i, x_{i+1}]$ 上的分段展开形式，以线性函数为例，那么就有

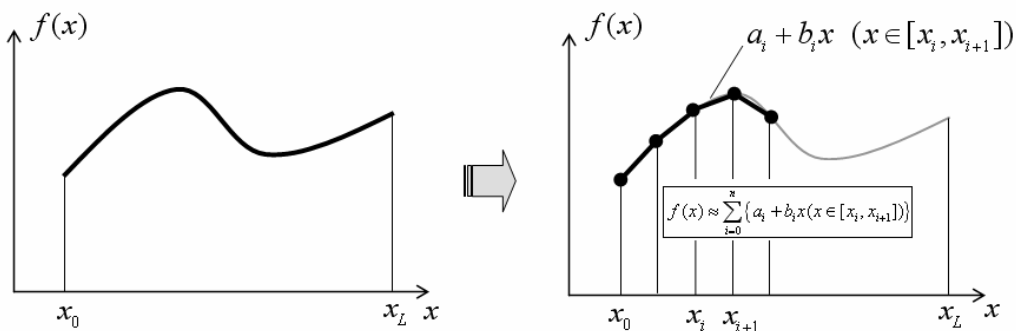
$$\begin{aligned}
 f(x) &\approx \{a_0 + b_0 x(x \in [x_0, x_1])\} + \{a_1 + b_1 x(x \in [x_1, x_2])\} + \dots \\
 &= \sum_{i=0}^n \{a_i + b_i x(x \in [x_i, x_{i+1}])\}
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

上式中， $a_i + b_i x(x \in [x_i, x_{i+1}])$ 就是我们所需要的基底函数，函数中 x 的取值范围为 $[x_i, x_{i+1}]$ 上， a_0, b_0, a_1, b_1 是展开后的系数。

用图像来表示上述两种展开形式，详见下图。



基于全域 $[x_0, x_L]$ 的函数展开与逼近



基于子域 $[x_i, x_{i+1}]$ 的函数展开与逼近

图 2.8 一个一维函数的两种展开方式

对两种方法的特征进行分析可知，在全域方式下的基本函数 $\varphi_i(x \in [x_0, x_L])$ 的复杂性很高，并且 x 的取值范围是 $[x_0, x_L]$ ，不过该函数属于高次连续函数，同通常情况下，只需少量的基地函数便能得到比较理想的逼近精度。相比之下，

分段方式下的基本函数 十分简单，并且 x 的取值范围是 $[x_i, x_{i+1}]$ ，所有的这些子域的取值区间都属于全域 $[x_0, x_L]$ 的子集，并且这些子集加在一起和全域是完全相等的。不过这种函数属于线性函数，其连续性阶次并不高，所以要保障逼近效果的话，必须利用更多的分段，这就会导致计算量的显著提高。

全域函数逼近方式的原理在于瑞利-里兹方法。分段函数逼近方式的原理就是有限元方法，每一个分段所对应的就是该方法中的“单元”。

和全域函数相比，采用分段函数进行描述时，有很多的优势，主要体现在这些方面：1.把复杂的函数变得更加简单，从而提高描述和求解的可行性；2.简单函数能够通过人工的方式进行选择，所以，无论是线性函数还是多项式函数，都可以利用；3.能够将微分求解过程转化成线性代数方程。当然，这种方法也有一定的缺陷：1.复杂函数的描述能力比简单函数更强，因此将函数简单化后，会牺牲函数的描述能力以及效率；2.为了弥补简单函数描述能力的缺陷，必须选择大量的分段函数，从而导致计算量变大。

事实上，如果我们能够采用功能和配置条件比较突出的软硬件的话，就能够解决分段函数的缺陷问题，从而保留其优势的发挥，这就是有限元分析的概念。

2.2.2 有限元分析中的模态分析

简单而言，模态分析指的是以结构的各项特征和参数为依据，从而对结构的过程进行表达。这种方法旨通过确定系统的模态参数，给予系统的振动特征分析、振动故障分析和预测等的优化更有力的保障。所以，从根本层面上来看，模态分析的研究对象是结构本身的特征，在掌握了频率和模态振型信息后，针对噪声和振动的系统的设计就会变得更加准确。接下来笔者将会阐述模态分析的具体过程。我们以平板的振动为例，通过介绍来加深对模态分析的认识。

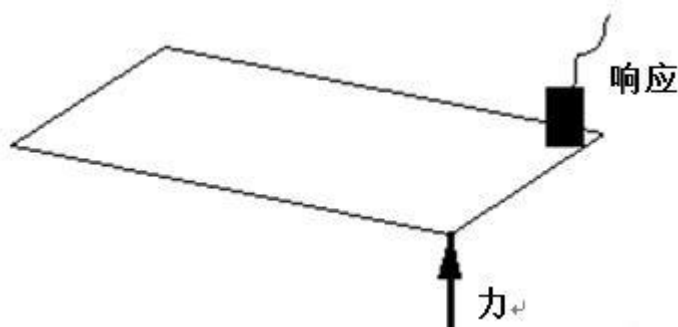


图 2.9 力与响应

对于保持平衡状态的平板而言，将一个力作用在平板上，静力学知识告诉我们，不变的力会导致平板出现静态形变。然而如果我们把这个不变的力变成按照

正弦函数不断变化,但频率保持恒定的振荡常力,一旦这个力的频率发生变化(峰值恒定),在平板上选择别的角点并连接传感器以检测加速度变化情况,就能够测量出平板在力的作用下产生的响应,详图 2.10 所示。

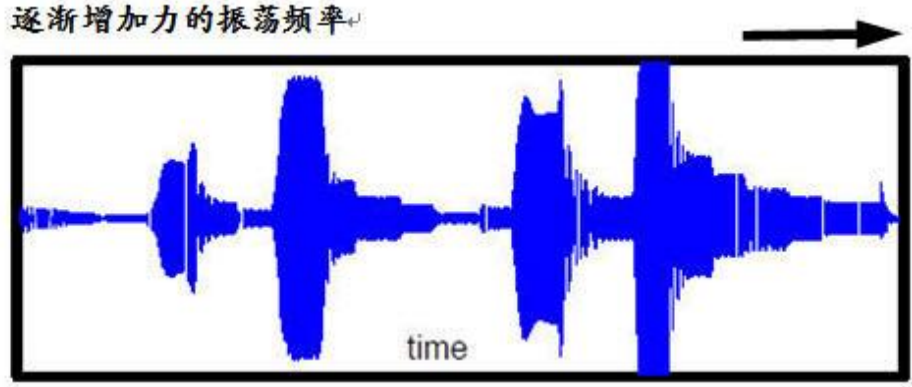


图 2.10 振动频率和响应

平板响应测量结果表明,当力的振动频率发生变化时,平板的振动幅度也会随之而改变。从长时间的测量结果来看,在差异性频率的情况下,响应振动幅度或高或低。从表面上看这种现象非常奇特,我们试想一下,单纯地给该系统添加一个常力,但响应幅值却会跟着该力的频率变化。当这个常力的振动频率向着共振频率逼近时,系统的相应幅值呈现出逐渐上升的趋势,并慢慢达到峰值。这种现象完全出乎意料,我们并没有改变常力的峰值,只是在不断变化其振动频率。

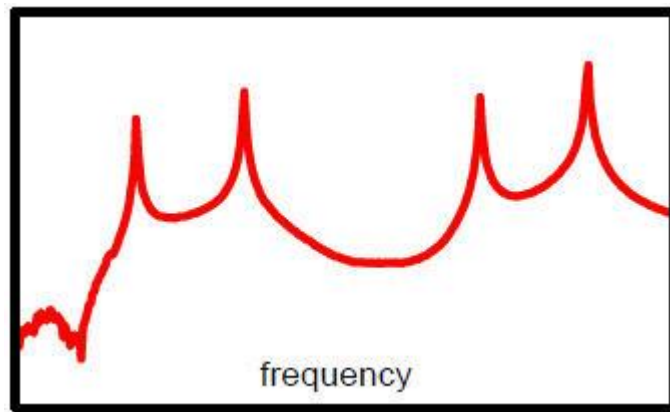


图 2.11 频率和频响应函数

时域数据中存在很多有价值的信息,若通过傅立叶变换(FFT)将其转换成频域的话,就能够展开计算并得到频响应函数(FRF)。该函数中存在很多奇特的信息是不应该忽视的:当系统频率朝着共振频率逼近时,该函数的值也会朝着峰值靠近,同时时域响应信号的幅值也会慢慢靠近最大时刻的频率处。

若把频响应函数和时域波形累加到一起,就能看到当时域波形的幅值达到峰值时,外力的振动频率也就是频响应函数峰值所对应的频率。由此可见,要获取系统

本身的频率的话，只要时域信号或频响函数是已知的，就能实现这一目标。相比之下，使用频响函数更为方便。

若把频响函数和时域波形累加到一起，就能看到当时域波形的幅值达到峰值时，外力的振动频率也就是频响函数峰值所对应的频率。由此可见，要获取系统本身的频率的话，只要时域信号或频响函数是已知的，就能实现这一目标。相比之下，使用频响函数更为方便。

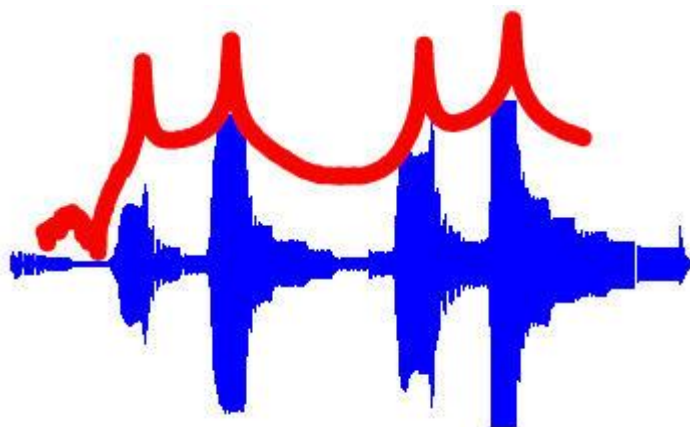


图 2.12 频响函数和时域波形

结构为什么出现上述特征？当固有频率发生变化时，结构的变形模式同样会发生变化，并且其变化和激励力的频率直接相关。这些问题和现象给人们造成了极大的困惑。

接下来，我们来认识一下在不同固有频率下，结构所呈现出的变形模式。我们在平板系统上安装 45 个加速度传感器，以测量改变激励力频率时，系统的响应幅值。若激励力频率保持和系统的固有频率相同，就能够看到结构固有的变形模式。这一现象充分证明激励力和系统所拥有的众多的固有频率中的一个保持一致时，结构就会出现和该频率对应的变形模式。测量结果表明，当激励力的频率和系统的第一阶固有频率保持相等时，平板出现了第 1 阶变形，见图 2.13 中的蓝色区域。当激励力的频率和系统的第二阶固有频率保持相等时，平板出现了第一阶变形，见下图 2.13 中的红色区域。当激励力的频率和系统的第三阶以及第四阶固有频率保持相等时，平板出现了第 2 阶弯曲和扭转形变，分别见下图绿色和红紫色区域。上述变形模式即为结构的模态振型（单纯从数学层面来看，这样的定义是不严谨的。不过笔者只是进行了简单的分析。事实上，上述模式和模态振型之间的差异十分微小）。

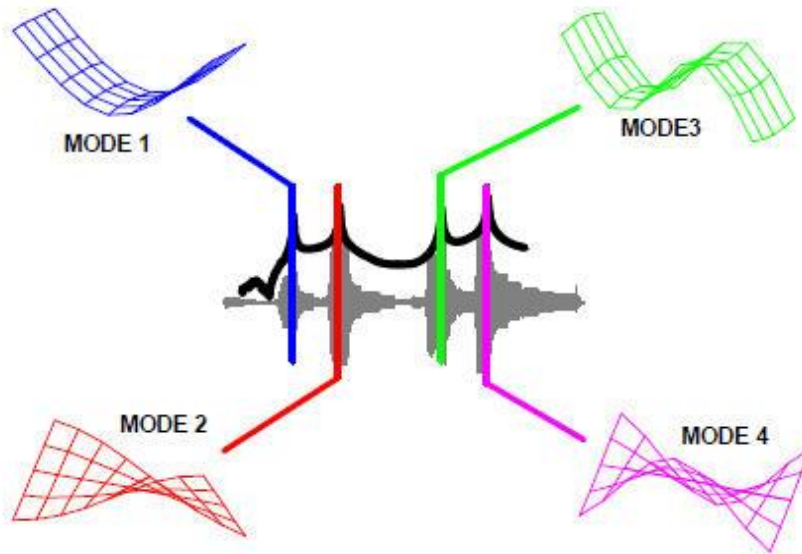


图 2.13 模态振型

任何人造的结构，都难以避免地拥有自身的固有频率以及模态振型。从本质上进行分析，这些特征和结构不同部位的质量和刚度有关。任何工程师在展开结构设计工作时，都必须了解这些频率信息，而且能够准确地预测当结构受到外力作用时，会产生怎样的响应，这对于保障结构质量来说是很重要的。当然，模态分析的相关知识和理论远不止如此，笔者只是选择了一个最简单的例子进行阐述。

通过上述分析可知，模态分析的重点对象即为结构本身的特征。在对应用在噪声和振动环境下的系统进行设计时，必须了解其本身的频率，并对结构不同部分的质量和刚度进行分析，从而掌握其模态振型。模态分析的主要应用结构产品有：汽车、航天设备、宇宙飞船、计算机、自行车等。

2.3 Isight 优化方法

在过去人们对产品进行优化时，基本上都是从尺寸和形状两个方面着手的，Optistruct 求解器是一种应用比较广泛的优化分析工具，但这种工具仅可以帮助我们认识到某一变量对结果的影响程度，无法用于存在彼此租用的多变量是如何影响结果的分析中。另外受到求解器算法的限制，这种优化工具能够提供的最优解并不是全局的最优解。因此，工程师无法通过这种工具全面地认识到各项参数是如何导致产品性能发生变化的。另外，Optistruct 求解器的计算时间往往都在两个小时以上，如果变量数量达到十多个的话，效率难以得到保障，采用求解器进行梯度寻优时，任何一个迭代步的完成都要消耗大量的时间成本，工程师甚至不知道优化工作究竟需要多长的时间才能结束，也不知道求解器能不能提供收敛

解，也就是说采用求解器进行优化分析，这一过程基本上是不可控的。

2.3.1 Isight 优化简介

Isight 属于跨学科的平台，作用一种优化工具，其最大的特点在于十分开放。它能够在很短的时间内，和 Excel 文件里面的变量展开交互。它提供了很多高效的寻优算法，比如梯度算法那、遗传算法等，通过这些算法的利用，可以高效地确定全局最优解。

Metropolis 等人创造了模拟退火算法的思想。对退火进行模拟，将组合优化和热平衡这两个问题放在一起进行比较，以初始点为七点，前进一次，就完成一次目标函数的评估，如果函数值有所降低的话，就证明新的设计点是可用的。不断重复上述过程，直至确定最优点。当然，为了防止出现局部最优点的问题，当函数值有所提高时，新的设计点并不是一定不可用的，此时就要按照 Metropolis 判据进行决定，它和温度之间存在函数关系，温度越高，说明新的设计点越具有可用性。在温度函数持续降低的过程中，综合考虑概率突跳特征，按照随机的原则，在所有的解里面确定全局最优解，也就是按照不确定的概率摆脱局部最优解，从而无限逼近全局最优解。

2.3.2 新变量产生函数

根据 Corana 1987 年提出的自适应邻域退火算法 (ASA) 对变量进行扰动：

$$y_u^i = x_u^i + \gamma m_u \quad (2.3)$$

m_u 为自适应步长，由如下公式确定：

$$m_u' = m_u \times g_u(p_u) \quad (2.4)$$

当 $P_u > p_1$ 时， $g_u(p_u) = 1 + c \frac{p_u - p_1}{p_2}$ ；当 $P_u < p_2$ 时， $g_u(p_u) = 1 + c \frac{p_2 - P_u}{p_2}$ ；其他情况， $g_u(p_u) = 1$ ，其中 $p_1 = 0.6$ ， $p_2 = 0.4$ 。

上式 (2.4) 中：接收率 $p_u = n/N$ ， n 代表第 u 方向同一邻域范围内接收解的个数， N 代表第 u 方向同一邻域范围内总的搜索次数。如果 $p_u > p_1$ 的话，就可以判断这一个领域中存在过量的点，此时就要朝着 u 方向进一步拓展搜索范围，如果 $p_u < p_2$ 的话，就可以判断这一领域中存在过少的点，和最优值的距离很小了，此时就要朝着 u 方向缩小搜索区域。如果 $p_2 < p_u < p_1$ 的话，就可以判断搜索的步长是最为理想的，此时无需调整步长，直接继续搜索。

2.3.3 接收概率采用 Metropolis 法则

$$P = \exp\left(-\frac{f(y_u^i) - f(x_u^i)}{T_k}\right) \quad (2.5)$$

即当时按照概率 1 就可以使用当前的最优解作为最优解；如若不然就选择公式 (2.5) 下计算出的概率为新解。在最初的开始阶段，考虑到 P 值比较大，算法很有可能接受恶化解，随着不断地逼近全局最优值，P 的值会慢慢降低，最终算法就会排斥恶化解，并 100% 地通过收敛得到全局最优值。

2.3.4 降温方式

采用 Ingber (1989) 提出的 VFSA 中的降温方式：

$$T_k = T_0 \exp(-CK^{1/N}) \quad (2.6)$$

式 (2.6) 中：T₀ 代表初始温度；K 代表温度迭代次数；C 代表给定常熟；N 代表参数数量。往往人们会对上式 (2.6) 进行变形处理，从而得到下式 (2.7)：通常 $0.7 \leq \alpha \leq 1$ 。

$$T_k = T_0 \alpha^{K^{1/N}} \quad (2.7)$$

模拟退火算法处理全局优化问题迭代进程如图 2.14：

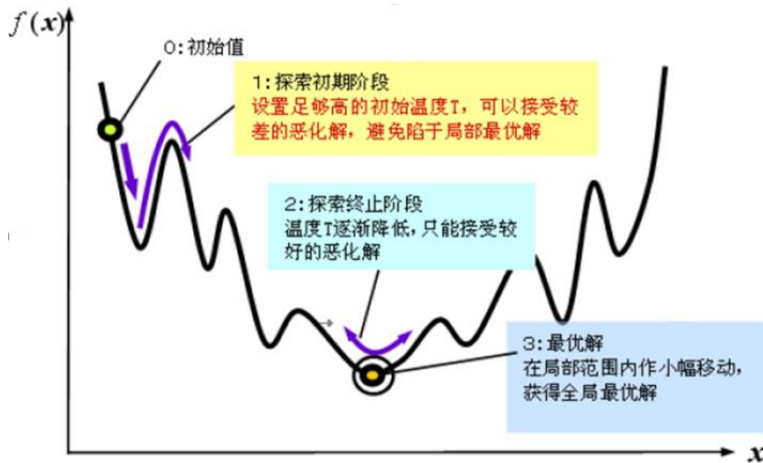


图 2.14 模拟退火算法全局优化问题迭代进程示意图

2.4 本文运用的优化流程简介

本文运用的优化方法的具体流程如图 2.15 所示。

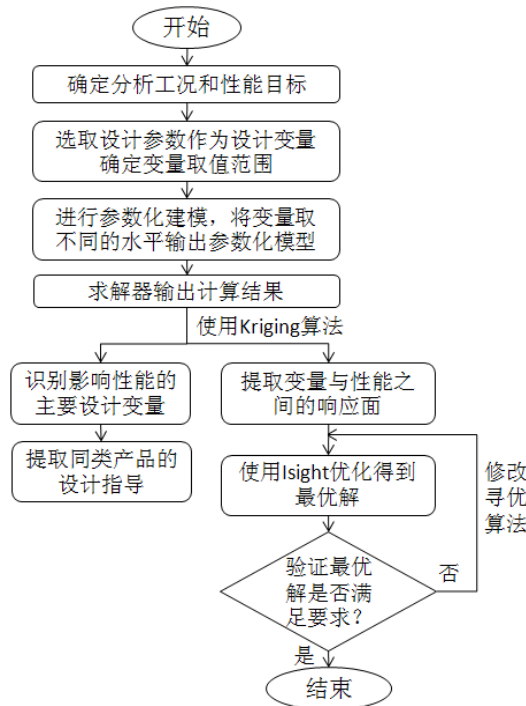


图 2.15 CCB 优化流程示意图

首先，找到影响结构性能的工况，然后选择同级别竞争产品进行对比分析，据此拟定产品所需达到的性能水平。接着使用性能的潜在影响参数当做变量，以空间安排角度为切入点，综合考虑生产工艺和成本，将变量的取值范围限定在一定的合理区间内。通过 SFE 系统创建结构参数化模型，为了完整、准确地揭示出不同变量及其彼此间的作用是如何导致性能发生改变的，结合变量数量选择合适的 DOE 正交矩阵列表，将该列表中的变量值提交给 SFE 模型。通过计算服务器在同一时间内对 DOE 不同子任务工作进行计算。考虑到这些计算所需的时间都是确定的，因此我们可以对全部作业结束所需的时间进行准确的预测。等到全部子任务计算工作结束后，整理全部的计算结果，将通过试验得到的 DOE 的性能表现记录下来。通过 Kriging 方法，分析 DOE 计算结果的准确性和主效应，这样就能够获取和性能之间存在关联的参数了，而且还有变量彼此间作用是如何导致性能发生变化的相关信息，进而确定的相同结构设计的指导信息。另外，还需使用 Kriging 方法创建变量和性能彼此间的响应面近似模型。通过 Isight 工具，在前面确定的变量波动区间和已知的性能目标的前提下，上述模型中找到最优解。完成这些步骤的工作后，通过 SFE 参数化模型，得到和最优解相匹配的结构模型，接着通过求解器对完成 Isight 优化的设计方案展开验证。一般来说，考虑到生产工艺难以提供足够的支持，并且成本是欧有限的，Isight 得到结果很有可能无法落实到具体的零部件中去。在这种情况下就需要相关的工程师进行探讨并对

方案进行人为的调整。为了确定最后的设计有没有达到预期的性能标准，必须利用 CAE 对其展开分析。

2.5 本章小结

本章介绍了六西格玛设计的概念以及其在产品设计开发上应用带来的好处，对六西格玛设计的工作流程包括识别、定义、设计、优化、验证进行了简述，并介绍了各阶段的主要工作，整个过程是从问题的定义着手，通过一系列的工作流程将整个方法进行优化验证，文中对质量屋等工具也进行了介绍。六西格玛设计方法作为系统性设计方法可以作为仪表板横梁系统设计优化的主要脉络和思路，通过整个 IDDOV 过程，可以将原来较繁杂的工程指标进行梳理和优化。本章中还对有限元分析的概念和应用有限元进行模态分析的基本原理做了简单介绍，并引入 Isight 的分析方法，对运用 Isight 方法进行仪表板横梁产品结构优化的工作流程进行了介绍。

第3章 S公司仪表板横梁项目开发

3.1 S公司概述

S公司成立于1997年。产销量从1998年的不到2万辆，到2014年的170万辆，一跃成为了中国最大的乘用车公司之一，是中国汽车工业的重要领军企业之一。目前S公司的主打品牌为凯迪拉克、别克以及雪佛兰，这三个品牌产品总共有20多个系列，无论是高端豪华车，还是一般家庭用车，S公司都能满足用户的需求。另外，S公司还实施了市场细分战略，针对不同的消费群体推出MPV、SUV、纯电动、混合动力汽车等产品。在汽车行业中，S公司占据了很高的市场份额。S公司将精益生产思想引入到公司经营活动的各个环节中，而且很早就实现了生产和管理的信息化。目前该公司所打造的柔性化生产流水线已经投入运营。同一条流水线能够完成的工作有冲压、车身、油漆以及各种零部件的生产。该公司的同一条流水线能够用于不同产品的生产。实践证明，S公司所打造的整套汽车精益管理体系是非常有效的。该公司迅速将这一体系在其名下的汽车生产场中广泛地实施开来。

3.2 S公司U车型实施六西格玛设计的背景

S公司发展战略要成为创领未来、国内领先、国际上有竞争力的汽车公司。S公司在内部推行六西格玛设计希望在提高客户满意度、提升该公司产品质量水平、提高员工综合素质、提高维护管理系统工作稳定性方面更好地发力，具体措施如下：

1. 顾客满意—提供满足或超过顾客要求的产品和服务

这次项目从策划开始提升产品性能，提高产品的客户满意为宗旨，从顾客需求角度出发进行六西格玛项目设计，主要措施是结合市场竞争环境和自身的技术水平，不断提高设计质量。

2. 持续改进—可度量的改进质量管理体系的有效性

该项目的本质是优化仪表板横梁系统的结构设计，持续改进。是对原有产品性能表现的提升。这一项目目标的实现，将有利于优化企业设计质量管理体系，为后续的持续提升奠定扎实的基础。

3. 员工—为了实现上一目标，积极开展员工培训工作，刺激员工在更大程度上体现自价值。为了确保项目能够实现预期的目标，制定以六西格玛管理为核

心内容的培训知识，并通过培训的方式灌输给员工，促进其业务素质全面提升。通过这次项目的实施，项目团队以及团队中的成员也得到了展示自我的机会。

4. 严格按照 ISO/TS16949、ISO9001 和 ISO14001 标准开发出一个管理系统，密切监视已运行管理系统在稳定性方面的表现，为了给 S 公司业务目标的实现提供有力的保障，有必要提前确定质量目标，并对目标的完成状况进行实时跟踪。

U 车型是 S 公司推出的中高端车型，在庞大的车系中扮演着十分重要的角色。U 车型号称“陆上公务舱”，引进到中国十年来取得了巨大的成功，期间只进行过一次小改型。在中国汽车蓬勃发展和车型更新换代越来越快的大环境下，为继续保持其在商务车细分市场的领先地位，对其进行重新设计并提高市场竞争力至关重要。在此背景下，公司成立了 U 车型全新开发项目，重新设计了发动机和底盘，提升了配置水准，对内外饰进行了全新的设计，更为重要的是其内饰系统零件全部重新设计，目标通过设计改进与优化，降低汽车产品总质量，促进产品综合性能的提升，最终设计出外部特征成熟、内饰精致，满足国人审美需求的豪华型汽车。整车性能要求转向管柱频率不能在发动机怠速频率的一定范围之类，否则会引起共振，造成方向盘怠速抖动，这是一个会引起顾客严重抱怨的问题。由于项目上会使用新的发动机，整车对于仪表板横梁系统频率的要求陡然提高，同时提出了对仪表板横梁系统降本减重和安全的要求。这就意味着我们要对老的零件结构进行大刀阔斧的改变，而不是简单的在原产品上的小改型，项目难度很大。研究并解决这些现有问题有利于提高客户满意度与竞争力，同时也能为其他车型提供参考与借鉴意义。如何能在这类产品上实现模态优化设计便成为了研发人员重要的课题，但是国内设计模态优化设计方面研究较少，缺乏有效的设计方式进行仪表板横梁系统整体项目规划。因此我们应用六西格玛设计方法，并将有限元分析引入仪表板横梁系统开发设计过程中，从而寻找到一套适合于汽车零件性能优化设计的方法。因此在新产品开发时，S 公司决定在产品开发前期即要引入模态优化设计方法，对产品性能进行优化设计，提高产品在市场上竞争力。

3.3 仪表板横梁系统简介

3.3.1 仪表板横梁系统的定义

仪表板横梁总成是汽车的一个构架件，汽车上的收音机、CD 机、空调控制模块、安全气囊、油门踏板等零部件都是安装在这一横梁上的。另外，在模块化仪表板总成装配的过程中，它还扮演着夹具和定位支撑件的角色，是整个座舱系统的结构支撑件^[18]。仪表板横梁总成直接与车身相连接，承受所支撑和连接零件

传递的载荷，对乘员的安全性有较大的影响。由于仪表板横梁系统影响着方向盘振动频率、碰撞时的仪表板横梁和 A 柱入侵量、仪表板总成的下垂量、仪表板与门板之间的配合效果以及座舱系统中众多零件的安装刚度及其振动频率，仪表板横梁系统的开发还需要相当多的 CAE 分析以及相应的验证试验，同时仪表板横梁能否成功开发还与其相连的车身能否做相应的协同开发关系极大，这使得完全新开发仪表板横梁总成的难度很大。

典型的仪表板横梁结构为钢制的管梁结构，其主要包括主管、连接前车身铰链板的左右端支架、连接地板的 H 支架、转向管柱支架、空调支架、仪表板支架等。

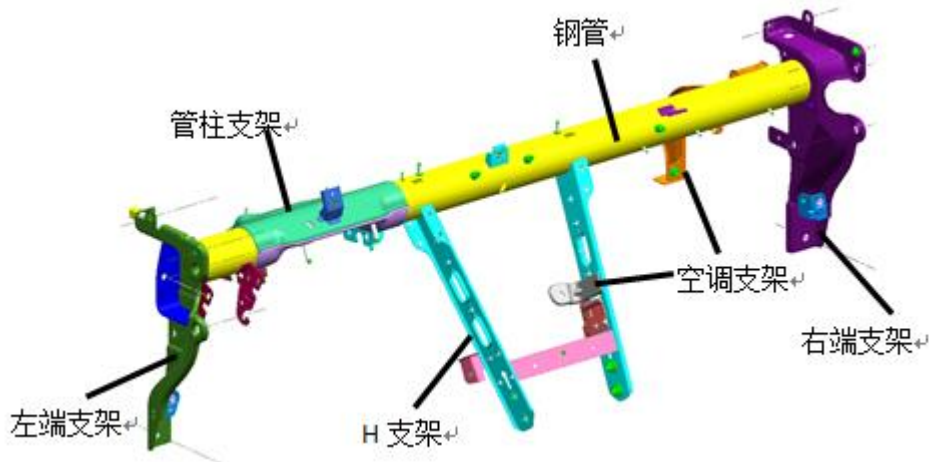


图 3.1 典型的仪表板横梁

3.3.2 仪表板横梁的典型工艺和材料

汽车工业中应用了很多种仪表板横梁，根据材料及结构类型，将仪表板横梁大致分为：钢制仪表板横梁、铝合金仪表板横梁、镁铝合金压铸型、镁铝合金挤压型，另外还有塑料钣金混合型和全塑料型仪表板横梁，但目前尚没有实现成功应用。目前仪表板横梁主要采用了冲压、电弧焊接、激光焊接、压铸、弯管、液压成形、挤压成型和铸造等工艺。

钢制仪表板横梁由于材料成本低、工艺简单得到了最广泛的应用。其主要制造工艺包括冲压、辊压和焊接，其结构由管状或盒状的主横梁和经机器人或人工焊接的许多钣金冲压件组成。盒状仪表板横梁，在 20 世纪 90 年代应用很广，大部分的盒状横梁里面都布置有风道，以节约空间。主横梁是由上下件冲压成形后通过点焊而成，通过机器人自动焊接完成，该产品的特点是：产品上焊接接头比较多，而焊缝的质量要求也比较高。管状仪表板横梁的主管一般采用板材辊压再通过高频或激光焊接而成，其他支架通过电弧焊连接到主管上。

管状仪表板横梁可以分为直管型和弯管型，直管型又可细分为等径和变径型两种：等径直管，工艺简单，成本低；变径直管一般采用扩口或缩口工艺，并将对变径区域的长度有一定限制，不宜过长，在变径过渡区域两管对接处，需要增加一道焊接工序；根据弯管管状的复杂程度又可以细分为等径弯管和变径弯管型，弯管型主要优点是座舱布置十分方便简单，空间利用率高，造型自由度高，弯管型的尺寸稳定性由于会弹而相对很难控制，三维弯管比二维弯管更难控制回弹变形，一般弯曲后都要附加整形工艺步骤来控制尺寸精度。

直管型在 NVH 和刚度方面优势明显，弯管型需要增加 10% 左右的质量才能够弥补因弯曲带来的性能损失。从降低整车重量，提高座舱系统性能来看，弯管不是未来发展的趋势。

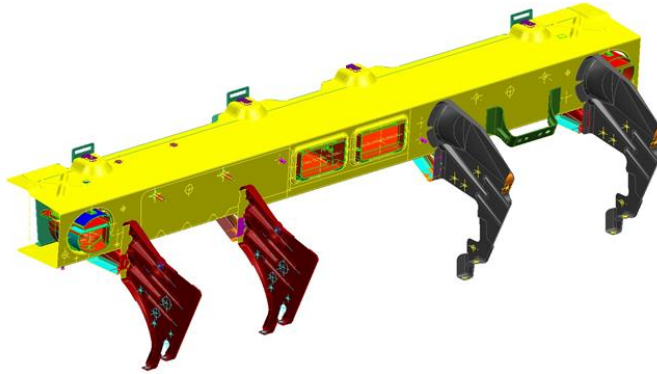


图 3.2 盒状仪表板横梁

一些中高档轿车上为了减轻重量，也有使用铝合金仪表板横梁和镁合金仪表板横梁。

铝合金仪表板横梁，采用冲压铝合金，电子束激光焊接技术生产，在减轻车身重量的同时，也因为吸能能力的提高而增加了一定安全性。这种技术在德国汽车工业中应用较多。同样结构的铝合金横梁相比钢制横梁重量节省可达 40% 左右。

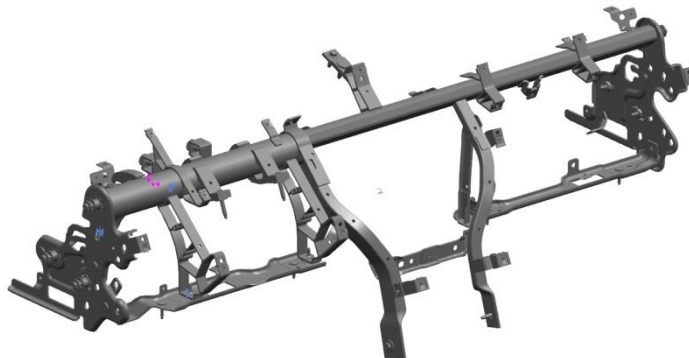


图 3.3 铝合金仪表板横梁

镁合金仪表板横梁，镁合金由于密度小，镁密度 1.738g/cm^3 ，镁合金仪表板横梁按工艺特点又可分为压铸型和挤压型。

镁合金的压铸工艺和其它合金的压铸工艺类似，但在压力、温度、速度和涂料的应用上又有不同。压铸横梁具有—次成型，工艺简单，生产效率高等优点，但由于压铸产品屈服和抗拉强度不高，需要增加较多的连接结构和加强筋，限制了镁合金轻质特性的发挥。同时由于设备和模具费用高，模具寿命有限，限制了镁合金压铸仪表板横梁的广泛应用。

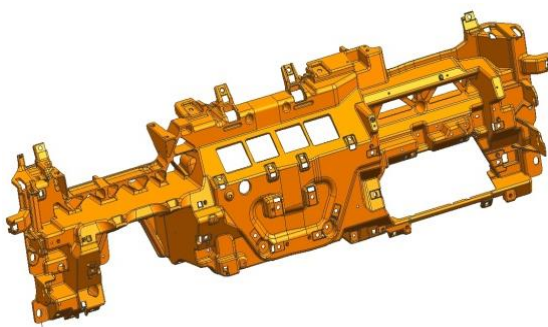


图 3.4 压铸型镁合金仪表板横梁

挤压型镁合金横梁结构上和钢制横梁类似，先将镁合金浇铸棒料挤压成型板材，再通过冲压焊接技术制成仪表板横梁。和压铸工艺对比来看，挤压工艺的优势主要体现在这些方面：产品延展率表现更加、能够抵抗更强的屈服和拉力，产品外观更漂亮、产品尺寸误差更小等。相比钢制横梁重量节省更可达 60% 以上。但由于镁合金焊接技术目前还不成熟，挤压型镁合金横梁目前还处于研究阶段^[9]。

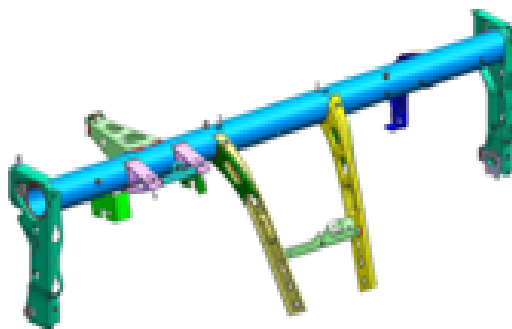


图 3.5 挤压型镁合金仪表板横梁

3.3.3 轻量化差厚板仪表板横梁

由于轻量化的需求，我们开展了轻量化差厚板（TRB）在仪表板横梁系统上的应用研究。变截面板材成型技术是通过柔性轧制技术而获得的连续变截面薄板，它的核心技术是柔性轧制，通过计算机实时控制在轧制过程中自动和连

续地调整轧辊的间距从而使轧制出的薄板在沿着轧制方向上具有预先定制的变截面形状。这样的变厚度薄板经成形加工后制成的结构具备更好的承载能力且明显减重。设计者能够以施加在钢板不同区域的力为依据，进而对板料形状进行优化，通过这样的方式展开更为灵活的设计，同时将汽车质量控制在更低范围内。

轻量化差厚板仪表板横梁的开发过程主要工艺流程包括柔性冷轧、热处理、剖面检测、管成型、管焊接。柔性冷轧即使通过柔性轧制技术将普通钢板轧制成不等厚的钢板；热处理，通过退火消除前面冷轧过程中板材硬化和应力集中等问题，最主要解决变截面力学性能的优化和均衡问题；剖面检测与剪切，检查板料的厚度并剪切成后续加工所需的小块；管成型，将板料加工成管状，解决变截面引起的成型差异和匹配间隙差异问题；管焊接，通过焊接将成型好的变截面管材焊成钢管。

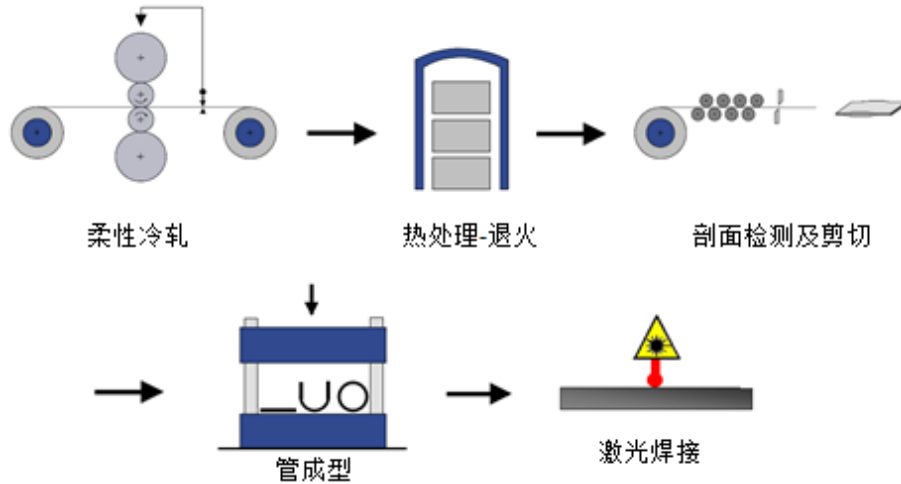


图 3.6 差厚板主梁制作流程

变截面管材 W 成型法是一种精度和成型性更适合变截面或异型管的管成型工艺，在粗成型时采用 W 反弯弯曲成型，增加了边缘部分弯曲弧长，使边缘相对延伸大为减小，避免了边缘纵向伸长引起的鼓包；变截面激光焊接，在焊接前先通过多段辊压整形，通过边部跟踪与间隙测量系统对 C 型开口的尺寸进行测量和控制，然后通过激光束进行钢管的焊接，焊接好的焊缝可以通过质量检查系统进行跟踪，并实时反馈。

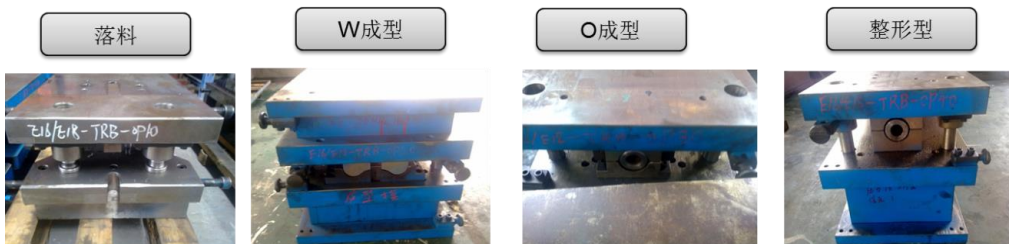


图 3.7 “W”“O”成型法

采用激光焊接进行 TRB 管的焊接，在焊接前先通过多段辊压对预成型好的焊管进行整形，通过边部跟踪与间隙测量系统对 C 型开口的尺寸进行测量和控制，然后通过激光束进行钢管的焊接，焊接好的焊缝可以通过质量检查系统进行跟踪，并实时反馈。接前先通过多段辊压整形，通过边部跟踪与间隙测量系统对 C 型开口的尺寸进行测量和控制，然后通过激光束进行钢管的焊接，焊接好的焊缝可以通过质量检查系统进行跟踪，并实时反馈。

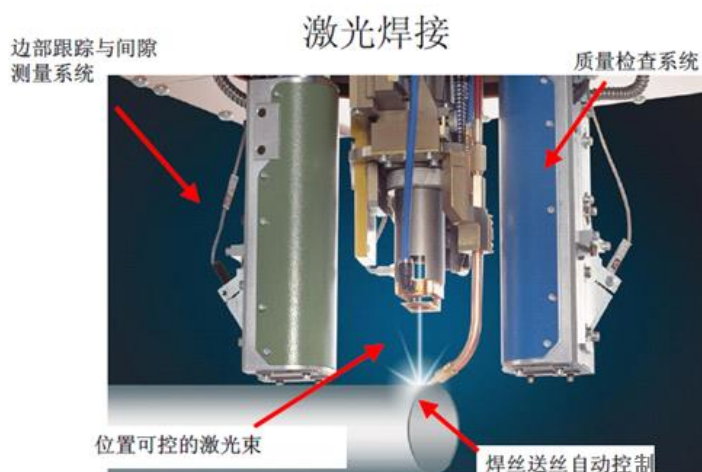


图 3.8 激光焊接

采用激光切割落料、WO 多步冲压成型、激光焊接工艺将成品轻量化差厚板制成三段连续式不等厚管（简称差厚管），具体工艺过程见下图 3.9 所示，对其冲压成型性、弧焊及螺柱焊等性能进行了初步研究，有如下方面：

1. 冲压卷管过程中回弹、减薄、流动等性能良好，通过合理的模具设计和多步冲压能够成功卷管，并且尺寸精确通过检具测试、圆度及表面质量满足后续焊接工艺要求。

2. 激光焊管过程各项性能表现优异，对焊缝进行解剖评判，质量优良，没有发现明显缺陷。

3. 应用于 CCB，在焊接好的差厚管上进行螺柱焊试制，对焊接质量进行破坏性测试，没有发现虚焊等缺陷，断口形貌和断裂形式满足焊接质量要求。

4. 将焊接好的管件进行 CCB 总成装配，试制结果显示装配配合尺寸合格，弧焊性能良好。



图 3.9 差厚板仪表板横梁制作流程

3.3.4 仪表板横梁的主要性能要求

仪表板横梁系统应满足乘员碰撞保护、人机工程、防止异响和振动噪声、刚度、可靠性、耐久性、可维修性等方面的要求。它是影响汽车安全性的重要因素。当汽车的前脸发生碰撞时，其作用是吸收来自前脸的碰撞冲击力，并且要在适当的范围内承担气囊和人体的能量。当汽车的侧面发生碰撞时，它必须能够抵抗部分压力。附表 3.1 列出了一些典型的针对仪表板横梁设计的法律规定。

表 3.1 影响仪表板横梁设计的相关法规

国家或地区	法规	描述
欧洲联邦 (EEC, EC, EU)	2000/53/EC	车辆使用年限
英联邦 (Economic Commission for Europe), (ECE)	ECE R12.03	方向盘冲击
	ECE R21.02	内饰配合
	ECE R94.01	正碰的成员保护
	ECE R95.01	侧碰保护
美国	FMVSS 201	内饰件碰撞的成员保护
	FMVSS 204	方向盘后向位移
	FMVSS 208	成员冲击保护
	FMVSS 214	侧碰保护
中国	C-NCAP	中国新车评价规程

和过去相比，人们的安全意识有了很大的提高，相关法律规定日益严格。就拿中国来说，现行的法律没有对是否系安全带进行规定，然而在美国，法律要求即便是在乘客未系安全带时，车辆也要为乘客的安全提供必要的保障。仪表板横梁是决定汽车安全性能的主要因素之一，零部件的设计非常复杂，必须进行不断的 CAE 以及实验验证。

当然，在进行仪表板横梁结构设计时，不单单要考虑安全性能，还要对刚度和模态进行设计。我们可以将仪表板横梁、转向管柱和方向盘看做是一个子系统，该系统的模态和刚度必须达到某一标准，从而消除共振现象。有了足够的刚度，该系统才能更好地承担仪表板胸。由于仪表板和方向盘、管柱、气囊、仪表等零部件全部连接在一起，因此可以确定它的安装频率要求：

- a. 仪表板系统的垂直共振频率大于或等于 35Hz；
- b. 仪表板所有子系统的安装共振频率大于或等于 35Hz；
- c. 碟片播放机的安装共振频率大于或等于 50Hz；

仪表板横梁和仪表板之间也要满足一定的结构性能，以提高匹配表现。由于

仪表板横梁的主要功能之一是给其它零件提高支撑和安装点，同时随着仪表板总成模块化程度的提高，仪表板横梁的复杂程度也水涨船高。仪表板横梁本身需要能够抵抗运输和安装过程中的变形为保证仪表板横梁拥有足够的结构刚性，对仪表板横梁进行 2 倍重力模拟加载，其位移应该小于 2mm，试验时总量应该包括所有和仪表板横梁一起装配及和座舱系统一起装车的零件。试验时，仪表板横梁的支撑点只能是装车时候的支撑点。

由于仪表板横梁在座舱系统中是重要的安全结构件，为了降低设计风险，通常用有限元分析和早期物理验证的方法来发现和解决问题。

有限元分析在仪表板横梁系统的前期设计中有着非常重要的地位，应用也相当广泛，它直接决定了设计的质量和进度。应用在仪表板横梁的 FEA 有以下几类：静态的刚度，应力（图 3.10 a）和模态分析（图 3.10 b）

安全相关的 FEA ，比如 EA（吸能 Energy Absorbing）支架的分析，侧面碰撞分析，滑车分析，耐久性分析等。

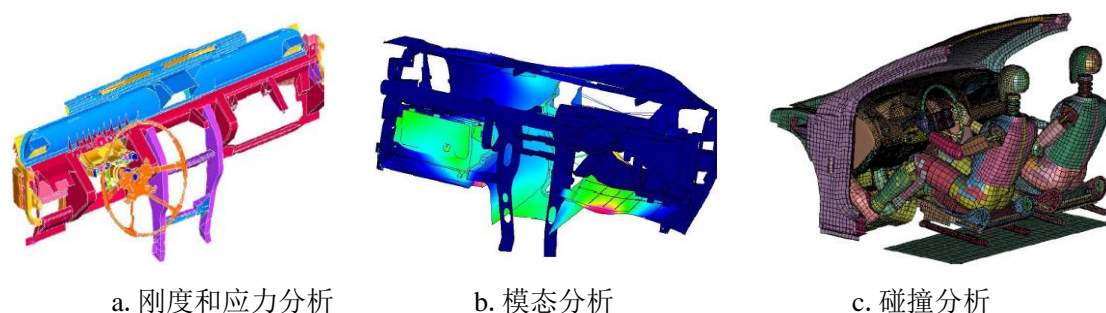


图 3.10 仪表板横梁的主要性能要求

静力学刚度 FEA 分析，周期短且比较准确，基本可以替代物理试验。应力分析时，其计算精度在很大程度上取决于网格的质量和所采用的算法，需要细化比较关键的区域，以得到较准确的值。模态分析在中前期的分析中应用越来越广，分析在得到较准确的振型图方面，还有一定的难度。动态的与安全相关的分析，时间周期比较长，结果的相关性不是很高，但目前没有比它更好的方法。耐久性分析，一般的技术条件无法做这类分析。

物理试验包括子系统级和整车级试验，我们这里重点谈与仪表板横梁子系统相关的物理试验。

仪表板横梁系统的实验主要有：转向管柱和仪表板横梁刚度和模态实验（图 3.11a），安全气囊爆破实验（图 3.11b），膝部碰撞实验和耐久性实验（图 3.11c）。

做子系统试验时，主要是做失效实验，目的是在满足要求的情况下，继续增加载荷以观察其失效模式，并在以后的设计中加以避免。



a. 刚度和模态试验

b. 气囊爆破试验

c. 膝碰试验

图 3.11 仪表板横梁的主要试验

和过去相比，人们的安全意识有了很大的提高，相关法律规定日益严格。就拿中国来说，现行的法律没有对是否系安全带进行规定，然而 FMVSS208 要求即便是在乘客未系安全带时，车辆也要为乘客的安全提供必要的保障。仪表板横梁是决定汽车安全性能的主要因素之一，这一零部件的设计非常复杂，必须进行不断的 CAE 以及实验验证。

3.4 U 车型仪表板横梁系统开发

U 车型型开发项目定义的开发框架是在老车型平台上进行开发，驾驶座椅 H 点不变，空调箱、车身前围、转向管柱、加速/制动踏板为沿用件，仪表板总成新设计，仪表板横梁总成局部修改设计，在前舱布置两款不同怠速频率的发动机，在仪表板中控区域布置排档。根据项目定义的框架，需要在仪表板横梁总成上增加一些支架以安装排档，开发概念如图所示。

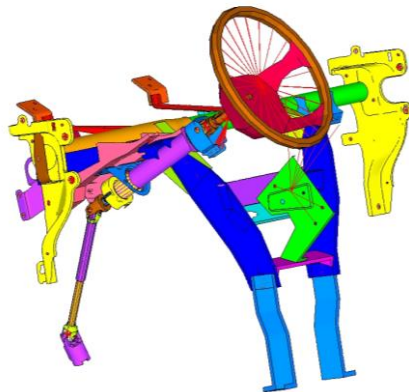


图 3.12 仪表板横梁系统开发概念图

进行仪表板横梁总成设计时，在性能上优先考虑装在横梁总成上的重要零部件的振动频率是否满足要求，特别是方向盘的振动频率是否满足要求。该项目的

方向盘振动频率因新布置了发动机而需比原车型提高 6Hz，通过在老车型架构上进行多次改进和 CAE 分析，发现仅进行局部修改设计的仪表板横梁总成无论如何优化都没法满足这一特殊要求，所以新总成的横梁由比较老式的“盒型横梁”改为拥有较明显价格及性能优势的管柱型横梁，同时也将通过螺钉螺母连接到原车型仪表板横梁上的转向管柱安装支架集成到新仪表板横梁总成中，U 车型的新仪表板横梁总成的开发概念如图 3.12 所示。当然固定仪表板横梁总成的车身结构也需做些相应的调整。

3.4.1 主要结构方案的设计

我们决定先对产品中主要构件进行优化，然后再延升至仪表板横梁系统其它构件。产品根据以往项目分析，其中仪表板横梁系统主梁占总成重量 30%左右，同时它既是仪表板、转向管柱、空调等零件的主要安装载体，又是仪表板横梁系统强度，刚度，振动模态等性能指标表现的核心构件。所以，此次设计的优化先针对于仪表板横梁系统骨架进行。



图 3.13 仪表板横梁系统架构的演变

鉴于本项目中的特殊情况，需新开发的 U 车型仪表板横梁总成结构方案，不能以 A 车型的横梁总成作为工作基础，所以我们的设计路线是先创造出概念模型，再在模型的基础上创造各种可以布置的工作模型，利用 CAE 分析，选出较优方案。

1. 仪表板横梁总成的边界位置的设计

设计时，先将基础车型的车身所提供的连接位置作为新设计仪表板横梁总成的连接区域，这些区域也是新仪表板横梁总成的初始边界位置（如图 3.14 所示的 A、B、C）；同时根据力学稳定原理以及参照其它车型的连接固定策略，在前端粗略地布置连接概念结构（如 3.14 所示 D），根据具体空间情况和 CAE 分析结果调整并确定总成的最终连接位置。

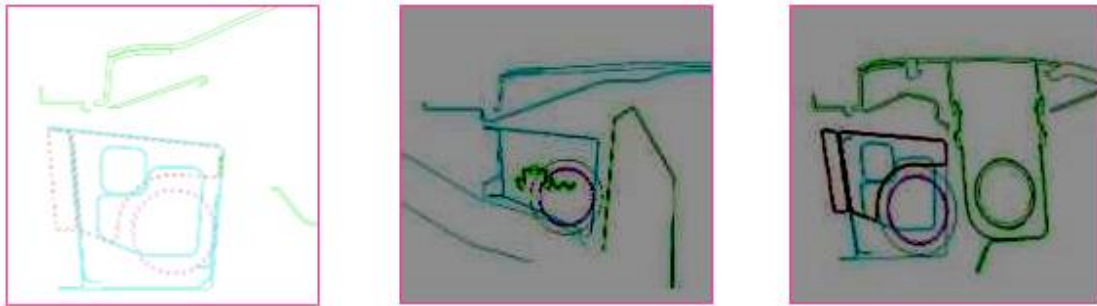


A 车型仪表板横梁总成和下 Console 的安装支架 U 车型仪表板横梁总成工作基础概念模型

图 3.14 仪表板横梁总成边界位置设计

2. 主管的设计

主横梁管设计的主要点是确定横梁管的截面直径及其位置、壁厚和梁的形状。由于仪表板座舱中需要布置很多零件，需要占用其它零件已占据的空间是比较困难的，所以，确定主横梁管初始截面位置时，优先考虑在原横梁管所占据的空间内布置。由于原车型的空调风道处于横梁管内，所以原横梁管所占据的空间需要安排新横梁管位置和新风管位置。在典型断面中，根据空调通风面积要求给空调风道留出位置，并根据零部件的空间距离要求，得出空间位置所允许的圆形横梁管的最大直径（图 3.15 所示）；根据碰撞特性以及其它同级车的管梁情况可初步确定横梁管的最小直径。在最大与最小直径间，选取较常见的直径作为初始设计直径，再通过 CAE 分析结合成本、工艺、重量等对管径及其壁厚进行优化。



a. 典型位置 Y-395

b. 典型位置 Y0

c. 典型位置 Y395

图 3.15 仪表板横梁主梁截面设计

对于该横梁管的整体形状，从横梁总成与车身的连接固定位置开始考虑，刚开始作了个直管，做粗略布置。结合实际空间位置、周边空调箱等零件需求、减重以及工艺可行性进行形状调整设计；考虑到整个总成的最终效果是横梁总成在与车身连接位置固定的情况下受到的力比较均匀、传力效率比较高，所以管梁形状概念变化时，通常不能只变化管梁，而是整个系统需要相应地有所变化，图 3.16 所示的是本项目不同发展阶段下开发的部分横梁管形状概念。

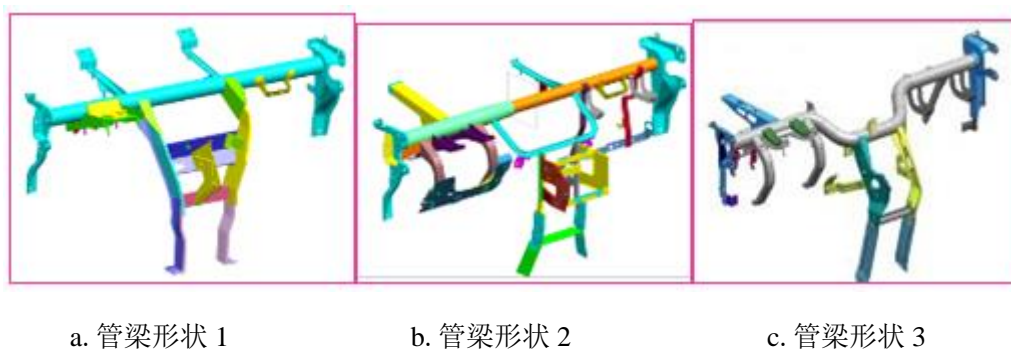


图 3.16 仪表板横梁管形状概念

3. 端头支架的设计

仪表板横梁总成的端头支架是仪表板横梁与车身间的重要连接点，座舱系统中的很大部分的力就是通过端头支架传递到车身，同时端头支架也是横梁总成的定位设计的重点考虑区域。端头支架由于处于横梁总成的边界区域，而且这种空间位置是原车型就存在的，因而相对来说，端头的设计可以自选发挥的余地较大，较容易实现与实施。可以利用现有成熟车型的端头结构，将其改造成能在本车周边限制条件下的结构，再利用普氏分析选择出最佳概念，之后采用 CAE 手段结合空间位置、工艺性、重量要求对概念方案进行调整即可，图 3.17 所示是端头支架结构经调整后的不同形状。

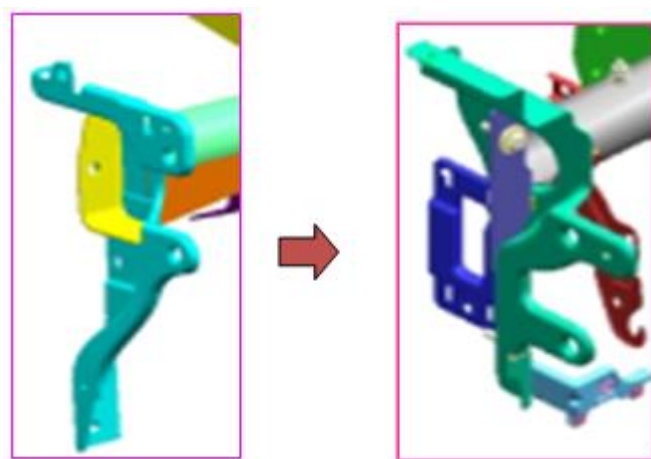


图 3.17 端头支架设计

4. H 形支架的设计

H 形支架的设计也是本横梁总成设计的难点之一。由于原基础车型在该区域没有 H 形支架，但本横梁总成由于要安装新增的排挡，要为排挡提供足够的支撑力，保证其安装刚度，使其便于驾驶员操控；同时因须提高转向管柱上方向盘的振动频率，必需新长出 H 形支架，但座舱系统中央面板区域，除了需要布置传统的出风口、屏幕、进出碟口、杯托、烟灰缸、储物盒等，还得布置排挡，这给仪表板

横梁总成的 H 形支架设计带来很大的困难，所以 H 形支架需根据这种环境变更调整结构上，图 3.18 所示是开发过程中的几个 H 形支架结构方案。

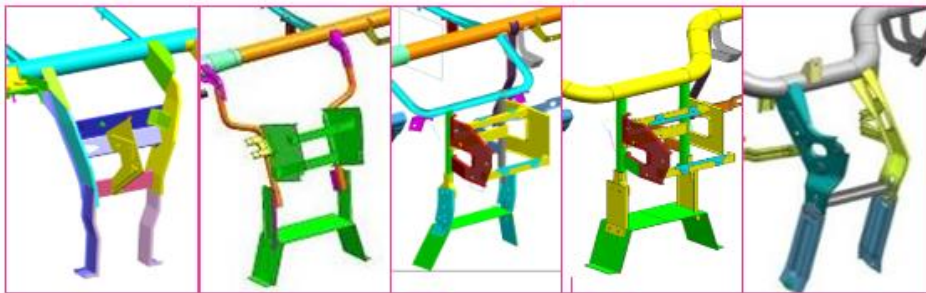


图 3.18 H 形支架结构方案排挡支架的设计

5. 横梁总成定位设计

该项目采用比较吸引大众的仪表板与门板间的“环抱一体式”的造型，但这种造型配合对横梁总成的定位设计挑战很大。为避免“IP to Door”配合的抱怨，本横梁总成采用弯管并在弯管处设置 H 形支架，在仪表板横梁总成两端的支架上设计上下、前后定位结构，在横梁总成上比较靠近横梁中部的图示 C 区域设置左右定位结构，并在图 3.19 的 A、B、C 区域以及 H 形支架区域设置固定连接点，使得横梁总成以及装上座舱零件之后的座舱总成能够在各个方向都很平稳，避免由于形成比较长的“悬臂”而发生旋转变形。

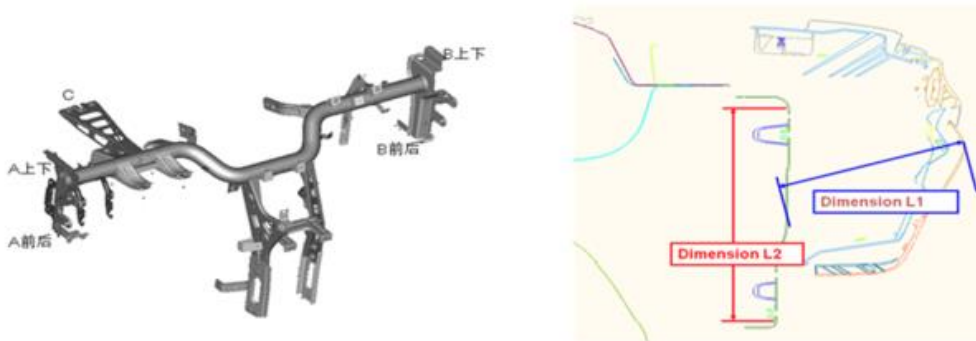


图 3.19 仪表板横梁总成定位策略

3.4.2 主要的 CAE 分析工作

仪表板横梁总成的设计离不开 CAE 分析工作的支持，从零件形状的变化，到零件厚度的选择以及零件减重孔的设计，都是在 CAE 分析的指导下进行。在仪表板横梁总成设计过程中的 CAE 分析主要有模态分析、刚度分析、cockpit g load 分析和碰撞分析，也采用了结构形状优化分析的手段进行零件的优化改进设计。

1. 模态分析

方向盘振动性能一直是整车 NVH 性能中的关键性能之一，而决定方向盘振

动的关键就是其支撑零件仪表板横梁总成。通常我们通过设计一个强壮的仪表板横梁总成使得仪表板总成模态以及方向盘模态能够做到避开整车激励频率，从而使得方向盘的振动问题得到缓解。由于本项目的仪表板横梁总成较为复杂，不仅需要为转向管柱、方向盘以及仪表板和空调箱提供支撑，还要为多个电子模块提供支撑，极大的重量以及由于布置空间导致的一些结构设计的扭曲，使得该横梁总成最初的设计模态性能极差，固有频率只有 27.5Hz。通过一系列的加强设计，以及对车身侧仪表板横梁的安装方式以及安装刚度的优化，最终使得模态性能满足了目标值。目前 U 车型售后没有出现方向盘抖动的问题，市场反响良好。图 3.20 是 U 车型仪表板总成某一轮的模态分析结果示意图。

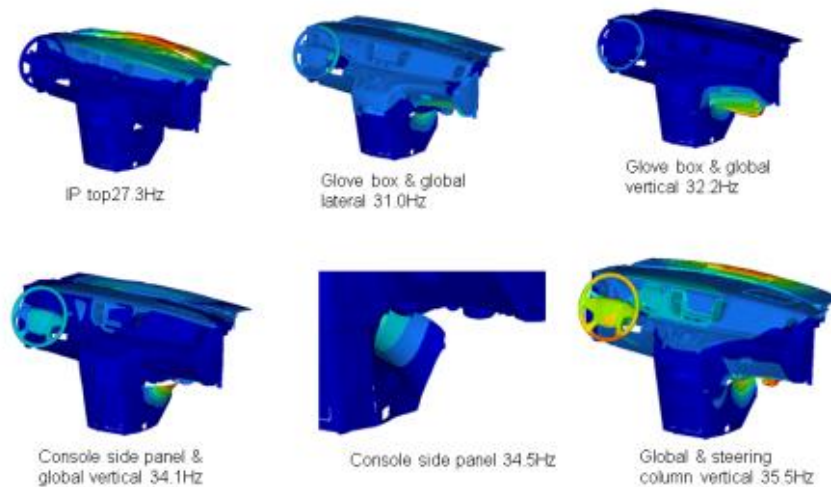


图 3.20 模态分析

2. 刚度分析

仪表板横梁总成上的支架需要满足结构刚度的要求，以避免受到外力后抵抗变形能力太差而影响装在总成上的零件如 CD 机、安全气囊等的功能。对于 U 车型，由于排挡总成布置在仪表板中控面板上，因而也得考虑布置排挡的支架的结构刚度。

U 车型的 CD 机被布置到 H 支架中间以后，由于空间问题，无法按照通常的情况设计两侧的安装支架，安装方式设计成上下两侧安装，而这种形式的支架通常 Z 向的刚度都不好，初始计算发现只有 21N/mm，在这种情况下，人手就能够将其推动。根据计算的结果看出刚度差的原因是由于该支架与两侧 H 支架的连接过于薄弱，而这个支架由于空间的问题无法设计比较大的翻边，因此将两侧与

支架的搭界线完全焊住（图 3.21），将刚度值提高到目标要求。

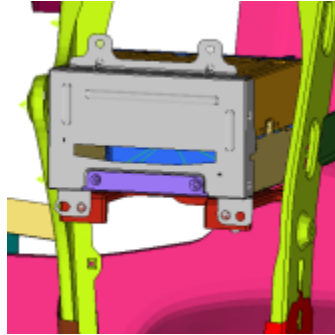


图 3.21 CD 机支架优化

针对 U 车型的安装刚度问题，按照设计规范中只有系统的要求，而针对仪表板横梁总成的刚度要求需要另外打散确定。对传统的安装到中央通道上的仪表板，施加在排档上的作用力一般不会超过 30N 且沿 +X 方向。但对于在仪表板横梁上安装的排档，由于人机关系，施加的力会比较大，需选择 60N 作为考核标准，且与 +X 成一定角度。初始设计时由于经验不足，只进行了线性刚度分析，发现刚度非常好，并没有过于关注，但在子系统试验中发现总成的刚度非常差，完全不能满足要求，所以重新寻找其中的问题。通过进一步的仿真分析，发现实验中施加的载荷已经使得仪表板横梁系统的支架出现的永久变形，也就是说，需要进行非线性分析才能得出准确的结果。另外最初对设计目标值的定义也完全不正确，两个子系统的性能指标不应该通过简单相加而获得总成的性能结果，打散子系统目标值的时候要加上一定的余量才能使得总成满足要求。CAE 分析的结果，给出了明确的更改方向，加壁厚或是改材料。最后以重量为优先，选择了更改材料来使得性能达到要求。图 3.22 为排挡总成安装刚度示意。

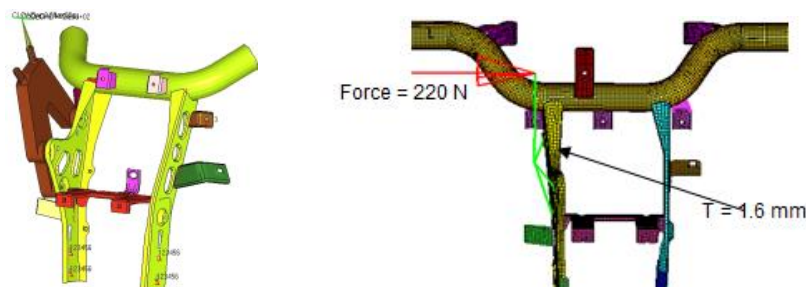


图 3.22 排挡总成安装刚度分析

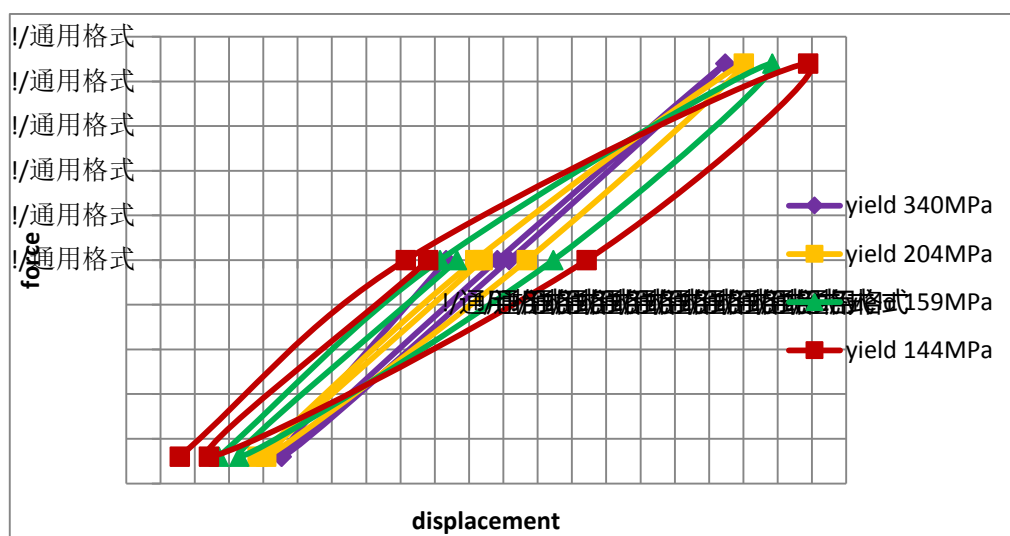


图 3.23 不同材料的刚度分析

3. Cockpit 2g load 分析

对于进行 cockpit（仪表板总成带上仪表板横梁总成及其安装在横梁总成或仪表板总成上的空调箱、仪表等零件的总称）装车的设计，在运输和安装过程中，一般会采用料架支撑或是机械手臂托起整个 cockpit 总成。为了防止在此过程中出现过大的变形而导致安装点偏移，cockpit 无法顺利安装上车，采用施加两倍重力载荷来评估安装点是否位移过大。U 车型 cockpit 的安装方式是采用两端的支架上的 Y 向孔，用两边的销子插入的方式吊起放入车内的。通过 CAE 分析，这种方式的工装必然会使前端空调安装点 Z 向下沉量过大。考虑到成本、工人安装方便性的考虑，加大空调安装孔以避免发生安装孔错位问题。

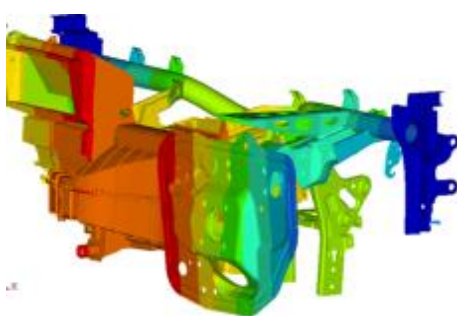


图 3.24 Cockpit Load 分析中的空调箱

4. 碰撞分析

仪表板横梁总成是影响碰撞安全的关键零部件之一。设计的关键在于控制正面碰撞中仪表板横梁往车内的侵入量以及在侧面碰撞中能够承受侧面载荷同时不发生明显的变形。

U 车型项目的安全目标是 C-NCAP 5 星。为了实现这个目标，从 U 车型设

计策略建立开始 (DSI), 经过项目正式启动 (VPI), 到设计冻结 (DSO), 再到概念车工程数模发布 (CVER), 以及结构车 (SVER), 集成车 (IVER), 产品车 (PVER) 工程数模发布, 经过七轮的安全性能 CAE 评审, 对 CCB 的安全性能状态给出定量的分析和预测。在项目早期, 根据安全整车目标的要求制定出仪表板横梁在正面碰撞中需要控制的位移量以及在侧面碰撞中需要承受的载荷大小。从 DSI 到 VPI, 经过两轮虚拟分析, 对仪表板横梁的设计进一步的细化, 提出关键区域的尺寸厚度和材料要求, 从而在满足目标要求的情况下有效控制零件重量。在随后结构车 (SVER), 集成车 (IVER), 产品车 (PVER) 的零件发布, 零件的设计一直在平衡各种性能, 优化各种指标, 经过多个改进方案, 在最后一轮的产品车 (PPV) 试验中, U 车型的碰撞成绩达到了 CNCAP 5 星水平。

5. 结构形状优化分析

U 车型项目的仪表板横梁总成的要求目标较高, 需比竞争车型更低的重量, 更优化的集成设计。应用 CAE 做结构形状优化分析, 不仅适用于性能目标况不达标时, 优化提升性能, 而且可以用来进行以性能要求为约束, 对零件进行重量的优化, 而获得重量最轻的设计方案。在 U 车型仪表板横梁总成开发过程中, 多次使用到结构优化分析工作, 使得零件在保证结构性能的同时, 又能满足重量的要求, 从而获得最优的设计方案。

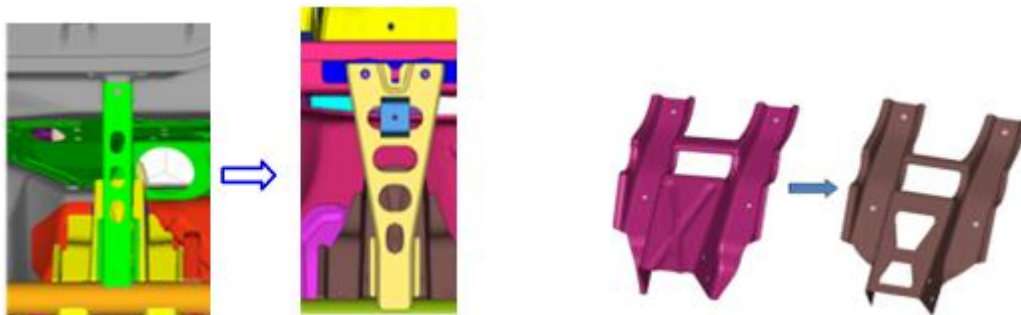


图 3.25 子零件结构优化

3.5 本章小结

本章节介绍了 S 公司 U 车型的仪表板横梁系统项目开发的背景和产品开发的限制, 文中对仪表板横梁系统的构成和典型结构进行了概述, 并简述了铝合金、镁合金等轻量化材料在仪表板横梁上的应用情况, 对于轻量化差厚板 (TRB) 在仪表板横梁系统上的应用研究和产品的制作过程进行了简要的说明。本文还研究了各国与仪表板横梁系统有关的法规要求, 并具体介绍了产品开发过程中的主要性能要求和相关的物理实验。对 U 车型仪表板横梁系统的具体开发工作进行了

介绍，按子零件进行了打散，包括主梁、H 支架、端支架等，介绍的开发的界面限制和每个零件开发中遇到的难点问题和解决方法。对 CAE 分析工作，包括模态分析、刚度分析、2g sag 分析、碰撞分析和结构形状优化分析的工作结合相关的案列进行了具体描述。仪表板横梁系统的所有子零件设计都不是孤立的局部设计，而是互相影响的系统设计，仪表板横梁总成的设计是一个系统工程，需考虑成本、重量、工艺、空间以及相关总成零件间的平衡与协作。

第四章 仪表板横梁系统六西格玛设计解决方案

4.1 机会识别-选定范围

U 车型开发项目定义的开发框架是以老车型平台为基础进行开发，驾驶座椅 H 点不变，空调箱、车身前围、转向管柱、加速 / 制动踏板的安装点保持不变，在前舱布置两款不同怠速频率的发动机，在仪表板中控区域布置排档，仪表板横梁系统全新设计。进行仪表板横梁系统设计时，在性能上优先考虑装在横梁系统上的重要零部件的振动频率是否满足要求，特别是方向盘的振动频率是否满足要求。该项目的方向盘振动频率因新布置了发动机而需比原车型提高 6Hz，新总成的横梁由比较老式的盒型横梁改为拥有较明显价格及性能优势的管柱型横梁转向管柱支架的设计是改进系统振动频率的关键点，这里的局部结构对横梁总成的总体性能和横梁总成的重量影响重大。

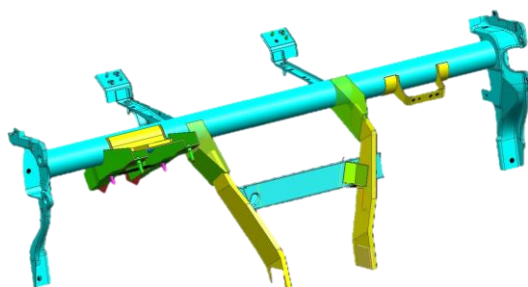


图 4.1 仪表板横梁

老车型的转向管柱支架是镁合金压铸结构，通过螺栓安装到仪表板横梁上的，这种镁合金结构支架成本高达 170 元左右，重量在 2.8 千克左右。新车型的开发为我们提供了改变这种现状的机会，通过将转向管柱支架集成到仪表板横梁总成来优化设计，在保证转向管柱频率和碰撞性能的同时，还必须实现产品的减重和降本。由于本项目的转向管柱以及横梁与车身间的连接件不进行新设计，所以设计本横梁转向管柱区域的结构时，先将安装转向管柱的安装点提出来，作为转向管柱区域设计的硬点，之后参照现有成熟车型的转向管柱支架结构。所以，此次项目的范围确定为先主要针对仪表板横梁转向管柱支架进行优化设计，总结方法后再对其他塑料零件进行优化设计，从而实现仪表板横梁系统的优化目标。

4.2 机会识别-编制项目计划

由于该项目基于 U 车型项目开发，因此根据实际情况我们对项目进行整体时间规划（见图 4.2），结合整车开发流程制定了工作计划。整个项目根据 IDDOV 流程来进行安排，其中 20XX 年 3 月至 4 月进行项目开题及识别机会。5 月进行项目相关定义要求及调研工作。6 月至 7 月进行开发概念。7 月至 10 月进行产品优化设计。11 月进行认证及产品物理实验，整体时间为期将近 1 年左右。通过这一年的时间，项目团队完成整个六西格玛设计项目，使得 U 车型仪表板横梁的模态得到明显下降，对整车的 NVH 性能产生了明显效果。

		20xx											
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
识别机会 Identify Opportunity	PLAN			Start time	End time								
	ACT												
定义要求 Define Requirements	PLAN				Start time	End time							
	ACT												
开发概念 Develop Concept	PLAN					Start time	End time						
	ACT												
优化设计 Optimize Design	PLAN						Start time	End time					
	ACT												
验证 Verify	PLAN										Start time	End time	
	ACT												
报告 Report	PLAN											Start time	End time
	ACT												

图 4.2 项目计划表

4.3 机会识别-成立工作小组

在确定了选题和项目范围之后，随即需要制定项目计划。首先我们组成了一个项目开发团队，项目团队成员一般而言包括项目发起者，项目团队组长，项目成员和资深的教练组成项目团队。

其中，项目发起者一般是部门级领导，通过发起人的推动，可以使得项目在团队内部得到有效的推动。项目组长是整个项目的核心，负责整个项目计划，任务分配，过程运行控制和项目总结等工作。项目成员一般是由该项目相关的工程师组成，可以来自各个方面。资深教练一般由部门经验丰富的工程师或者具备更高级别资质的工程进行。

本项目中，项目成员包括项目相关的产品工程师、CAE工程师、协调工程师等。而项目教练由部门资深黑带教练带领，由公司资深黑带教练进行带教。

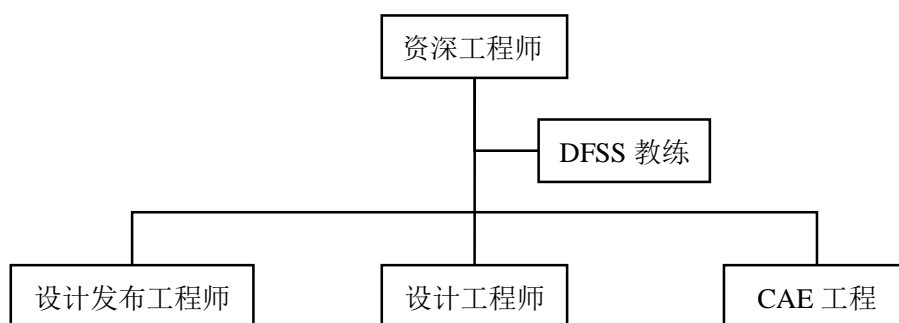


图 4.3 项目人员安排

4.4 需求界定-理解客户需求

我们需要充分了解客户的实际使用需求，以进一步完善我们的设计方案。避免模态优化而造成其他客户需求的损失。

分析客户呼声的来源，我们可以将其分为外部客户和内部客户。外部客户主要是车主，内部客户包括总装车间和座舱总成装配厂和管柱支架制造商，我们经过分析，提炼出各类客户的要求如下。

1. 方向盘操作稳定，不能抖动；
2. 整车安全性好；
3. 整车价格合理；
4. 油耗低；
5. 支架能够很容易的装入车身，安装工序较少；
6. 容易制造。

外部客户External Customer	内部客户Internal Customer
用户：1) 方向盘操作稳定，不能抖动 2) 整车安全性好 3) 整车价格合理 4) 油耗低 J D P O W E R:	总装线：我们希望它能够很容易的装到白车身去。 仪表板系统装配线：我们希望容易操作,希望减少工序。 C C B 供应商：容易制造
	政府和制度Government & Institution
	N/A

图 4.4 客户呼声

4.5 需求界定-建立质量屋，将客户需求转化成工程要求。

通过上述过程，我们收集到足够的客户呼声之后，我们要进行质量屋的搭建。创造质量屋的过程，实际上就是以消费者需求为依据，确定工程指标的过程，这些指标实际上就是产品优化设计所需达成的目标。

下一步我们需要对消费者对企业已上市车型和竞争车型各方面的评价结果量化，从而得到质量屋所需的数据。根据对比结果，确定新产品在这些方面所需达到的目标。其中对于 E1、E2、E3 及 Toyota xxx、Honda xxx 车型采用客户调研方式，对于 E4 车型采用对市场目标群体期望调研及内部专业团队评估方式进行。

全面、准确地掌握消费者需求后，接下来就要根据消费者需求确定工程指标。它是根据消费者需求衡量工程或系统级，这一步骤对于汽车设计和生产来说是必不可少并且能够定量评价的。另外还要确定工程指标和消费者需求彼此间的关联，结合竞争车型数据进行分析。

以消费者需求为依据，确定相应的工程指标，以及指标和需求之前的关联性，因此绘制图 4.5。比如，消费者提出仪表板横梁必须达到十分强的标准，和这一需求对应的就是仪表板横梁强度，二者的关联性很高。工程指标和消费者需求之间的关系可能是多对多的。要更好地分析二者之间的关系，还要深入挖掘对应同一需求的不同指标的竞争性关系。评估同级别竞争产品的指标表现有没有得到客户需求的回应。

根据外部客户和外部客户的需求，结合整车性能法规，我们定义了如下工程要求：

1. 转向管柱频率大于 35Hz；
2. 正面碰撞管柱支架侵入量小于 30mm；
3. 管柱支架单件成本小于 50 元；
4. 管柱支架重量小于 2.6 千克；
5. 转向管柱安装时间小于 30s；
6. 模具成本小于 50 万。

在对需求进行定义时，我们得到了两项很有价值的信息，即消费者需求工程指标。具体工程指标的转换为下一步工作做好准备

在对需求进行定义时，我们得到了两项很有价值的信息，即消费者需求工程指标。具体工程指标的转换为下一步工作做好准备。

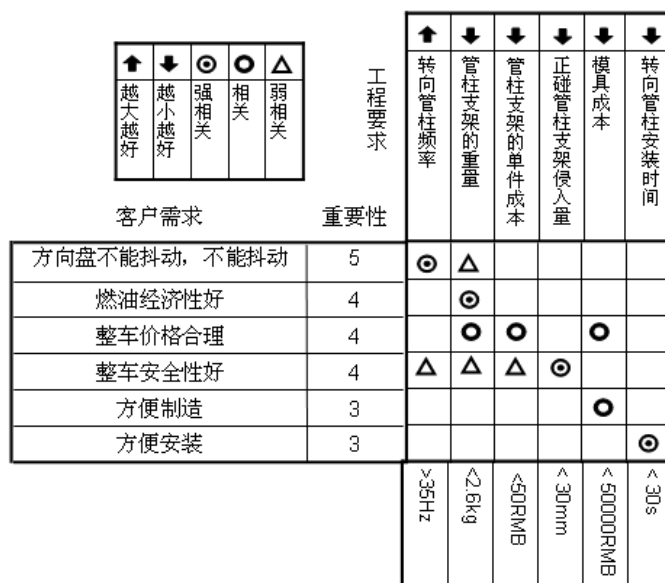


图 4.5 质量屋

下一步我们需要对消费者对企业已上市车型和竞争车型各方面的评价结果量化，从而得到质量屋所需的数据。根据对比结果，确定新产品在这些方面所需达到的目标。其中对于 E1, E2, E3 及 Toyota xxx, Honda xxx 车型采用客户调研方式，对于 E4 车型采用对市场目标群体期望调研及内部专业团队评估方式进行。

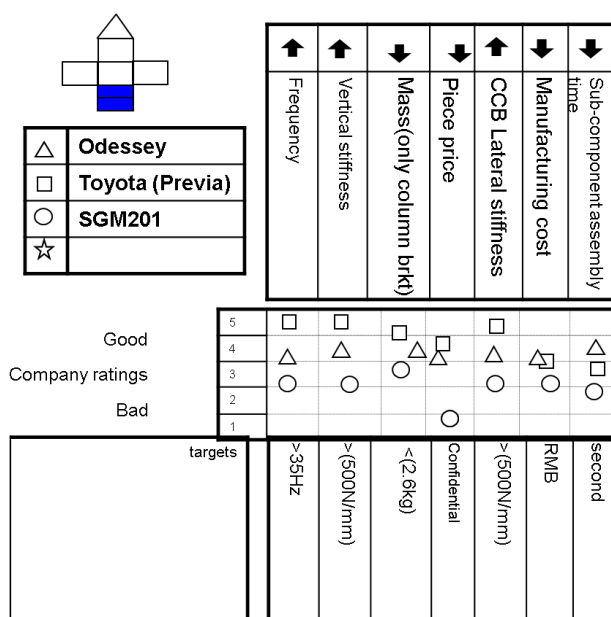


图 4.6 竞争车型分析

4.6 概念开发-概念生成

概念开发的目的是创建并评估潜在能满足工程指标并使客户满意的多个概念，通常需要一些调查来产生新的想法，当然幸运的话可能正好有灵感出现，但是在任何时候，都可以使用一些创造技巧来帮忙创造。调查可以刺激你的思维并提供想法，一般调查可以从以下方面着手，以前的项目、竞争车型的分析、文献论文、民用领域的应用等；创造技巧是另一种方法，通过系统思考和自由思考产生，有头脑风暴、异想天开、自由联想、类推、二次逆向和检查表等方法。

通过对一系列对标数据的分析和头脑风暴，我们选择了 4 种典型(如图 4.7)结构作为我们的设计概念。

概念 1：上下两片支架焊接，并且通过 4 个螺栓安装到前围板，应用在上海通用 L-vehicle 平台上；

概念 2：单个深冲支架通过一个螺栓连接到前围板，应用在上海通用 H-vehicle 平台上；

概念 3：两个支架焊接成蚌式结构，与前围板无连接，应用在公司 E 平台上；

概念 4：一个较厚支架用于管柱安装，几个薄支架连接前围板或钢管用于加强，应用在丰田某车型平台上。

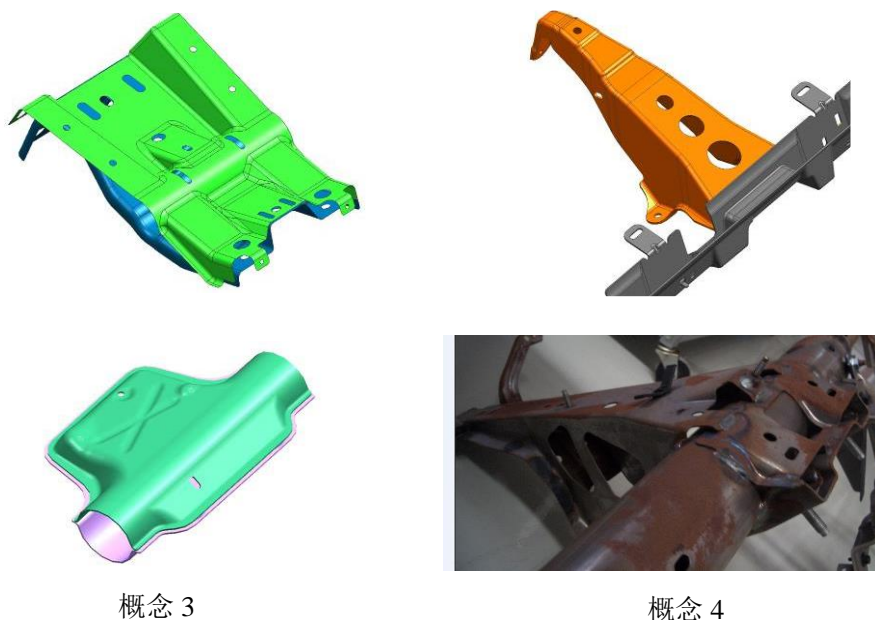


图 4.7 概念开发

4.7 概念开发-概念选择

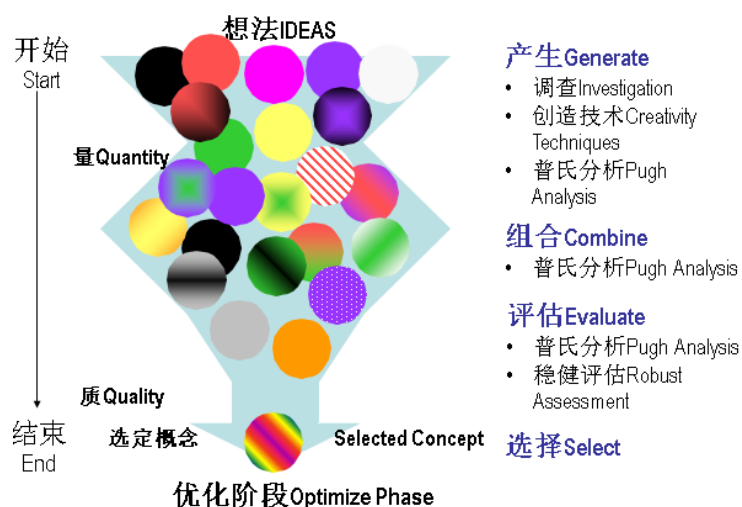


图 4.8 概念选择原理图

从之前讨论过的概念和想法，整理出一组概念，对这些最初概念寻求增强这组概念的优点，根除或改进不足环节，不断的改进概念，并能激励产生新的概念，这就是普氏选择的基本思想，普氏概念选择过程主要集中在概念的创新和改进，而不是选择。确定评估准则，一般可以从以下方面展开，客户的呼声和要求、政府法规、设计导则、耐久性要求、可维修性导则、可靠性导则、柔性要求、可制造性、预算/成本、期限/进度/开发时间、技术成熟度、设计复杂性、对其它系统的依赖性等。

表 4.1 列出的是概念 1、概念 2、概念 3、概念 4 以及原镁合金支架的综合性能对比，运用普氏概念选择法可确定概念 4 的综合性能较为出色，且考虑到竞品车与 U 车型属于同一类型车辆，所以选择了概念 4 作为本设计的基本概念，并结合设计开发及性能的实际需要进行改进。

表 4.1 普氏选择

CTs	概念	重要性	1	0	2	3	4
	管柱支架的纵向刚度	5		-	-	S	+
管柱支架的横向刚度	4	D	-	-	S	+	
转向管柱频率	5	A	-	-	-	+	
管柱支架重量	5	T	-	+	+	+	
管柱支架单件成本	5	U	-	+	+	-	
制造性能	3	M	-	S	S	S	
尺寸稳定性	3		S	S	+	S	
焊接性能	3		-	S	S	S	
装配方便性	4		+	S	S	S	
Σ+			1	2	3	4	

普氏选择横坐标是 5 种结构方案，我们以概念 1 作为基准来进行分析，纵总

标是各项仪表板横梁系统的性能要求以及其他的评估指标，比如成本、重量、制造性能、尺寸稳定性能、装配方便性，还有刚度、频率等。通过对于这些指标的对比，我们可以看到概念 3 和概念 4 的综合性能较好，普氏分析的基本思想是不断的改进概念，并能激励产生新的概念，我们综合了概念 3 和概念 4 的优点，创造了一种新的设计概念。

4.8 优化设计

信号可以是客户的输入，或是让系统或过程为一个特定的应用而调整的参数。所谓噪音，就是影响系统响应但不受控的因子，噪音的特点是不能受控或者控制手段不经济，比如环境、客户和制造公差等。噪音因子一般可分为 3 类：外部噪音，如温度、客户、载荷；内部噪音，如老化或位置变化；制造噪音，不同零件之前的差别。

CCB 涉及到的结构参数多种多样，若针对这些参数进行全面的 research 的话，就会导致 SFE 建模和其他环节计算的工作量大幅提升。在实践中，汽车厂商会召集所有的工程师，根据已有的认识和经验进行讨论，挑选出和性能目标关联性较强的参数，最终确定了 8 个设计参数，详见图 4.9，并利用这些参数进行建模。

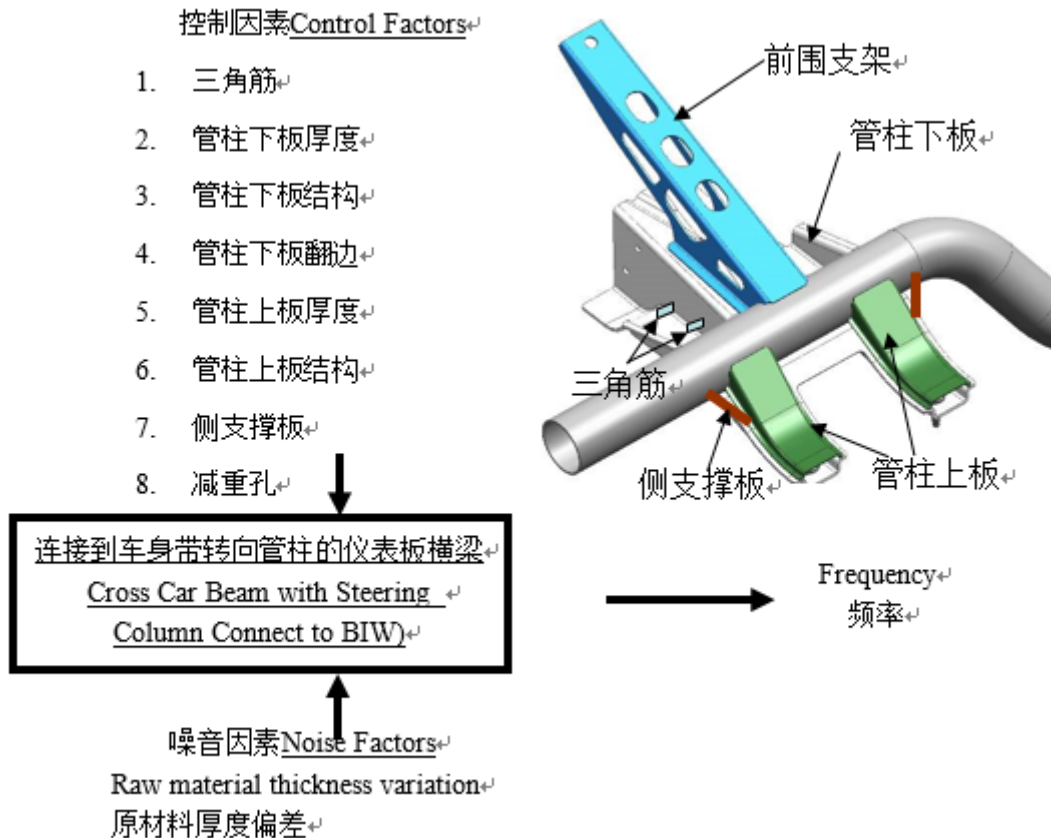


图 4.9 参数图

通过对现有设计方案的对比分析,工作小组决定运用 DFSS 工具进行设计优化,使转向管柱支架性能、质量和成本等达到设定的各项工程指标。设计的好坏与细节密不可分,从细节着手,我们设定了支架材料厚度、结构、加强筋、减重孔等 11 个控制因子(见表 4.2),和原材料尺寸偏差 1 个噪音因子(见表 4.3),从而最终确定了实验模型。DFSS 的正交设计实验法就是通过数次试验得到全面的试验信息。根据 DFSS 的要求,参考已上市车型转向管柱支架参数,综合考虑已经掌握的针对目标车型的研究成果,对所有的控制因子选取了两个水平并设定了参数值,其中水平 1 为现有设计的名义值。同时也为噪音因子选取了三个水平的参数值,选取标准为:水平 1 得到的参数是目前设计的名义值;水平 2 得到的参数不能超过目前设计的下公差值。水平 3 的所取参数要大于现有设计的上公差值。本次实验运用计算机仿真技术来确定转向管柱的模式。结合上述因素,结合 DFSS 的试验设计要求,编制针对不同因子的正交试验计划以及试验的正交表。

表 4.2 控制因子水平

控制因子		控制因子水平	
		Level 1	Level 2
A	三角筋	有(1)	无(0)
B	管柱下板厚度	3.2mm	2.5mm
C	管柱下板结构	10,00	20,00
D	管柱下板翻边	有(1)	无(0)
E	管柱上板厚度	1.6mm	1.2mm
F	管柱上板结构	有(1)	无(0)
G	侧支撑板	有(1)	无(0)
H	减重孔	有(1)	无(0)
I	前围支架厚度	2.0mm	1.2mm
J	前围支架结构	封闭	打开
K	加强筋	有(1)	无(0)

表 4.3 噪声因子水平

噪声因子	噪声因子水平		
	N1	N2	N3
原材料厚度的变动	设计厚度	厚度减少20%	厚度增加20%

我们将这些汇总后开始进行选择,我们使用 DFSS 分析工具来进行,该工具可以帮助自动处理数据信息,并且可以自动生成相关曲线信息,减少工作负荷。我们采用 L12 表进行分析,如表 4.4 所示,L12 表示进行一共需要进行 12 轮的分析,对应的因子数为 11,每个因子 2 水平。

表 4.4 选择 L12 表

	Number of Runs in Inner Array	Number of Variables	Variable Details
Select L4	4	3	Up to 3 variables at 2 levels
Select L8	8	7	Up to 7 variables at 2 levels
Select L9	9	4	Up to 4 variables at 3 levels
Select L12	12	11	Up to 11 variables at 2 levels
Select L16	16	15	Up to 15 variables at 2 levels
Select L18	18	8	1 variable at 2 levels, 7 variables at 3 levels, AB interaction
Select L18*	18	7	1 variable at 6 levels and 6 variables at 3 levels
Select L27	27	13	Up to 13 variables at 3 levels
Select L36	36	23	Up to 11 variables at 2 levels and 12 variables at 3 levels
Select RA	Robust Assessment	N / A	No variables in robust assessment, up to 36 different designs

综合以上所考虑到因素，根据 DFSS 的试验设计要求，确定出各个因子的正交试验计划和进行试验的正交表^[7]（如表 4.5 所示）。

表 4.5 正交试验列表

Run	Control Factors 控制因子											Run	Control Factor Level Engineering Units 工程指标											N 噪声因子			
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	N1	N2	N3	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3.2	20	1	1.6	1	1	1	2	1	1				
2	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	3.2	20	1	1.6	0	0	0	1.2	0	0			
3	1	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	2	3	1	3.2	10	0	1.2	1	1	1	1.2	0	0			
4	1	2	1	2	2	1	2	2	1	1	2	1	4	1	2.5	20	0	1.2	1	0	0	2	1	0			
5	1	2	2	1	2	2	1	2	1	2	1	1	5	1	2.5	10	1	1.2	0	1	0	2	0	1			
6	1	2	2	2	1	2	2	1	2	1	1	1	6	1	2.5	10	0	1.6	0	0	1	1.2	1	1			
7	2	1	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	7	0	3.2	10	0	1.6	1	0	0	2	0	1			
8	2	1	2	1	2	2	2	1	1	1	2	1	8	0	3.2	10	1	1.2	0	0	1	2	1	0			
9	2	1	1	2	2	2	1	2	2	1	1	1	9	0	3.2	20	0	1.2	0	1	0	1.2	1	1			
10	2	2	2	1	1	1	1	2	2	1	2	1	10	0	2.5	10	1	1.6	1	1	0	1.2	1	0			
11	2	2	1	2	1	2	1	1	1	2	2	1	11	0	2.5	20	0	1.6	0	1	1	2	0	0			
12	2	2	1	1	2	1	2	1	2	2	1	1	12	0	2.5	20	1	1.2	1	0	1	1.2	0	1			

得到因子和水平、噪音情况和正交试验计划后，接下来就需要使用到计算机仿真技术了，将参数提交给仿真软件，从而计算出频率结果，如表 4.6 所示。采用统计学工具对所有的结果进行整理，确定在不同因子组合情况下的频率值。

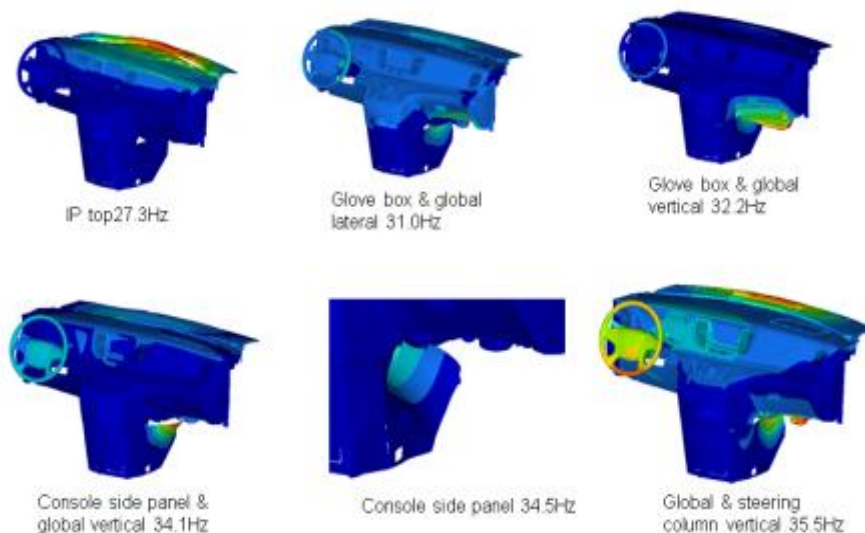


图 4.10 CAE 模态分析

表 4.6 正交试验列表

Run	Control Factors 控制因子											Run	Control Factor Level Engineering Units 工程指标											N 噪声因子			
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	N1	N2	N3	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3.2	20	1	1.6	1	1	1	2	1	1	36	32.48	38.37	
2	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	3.2	20	1	1.6	0	0	0	1.2	0	0	35.5	31.94	37.98
3	1	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3.2	10	0	1.2	1	1	1	1.2	0	0	35.5	31.96	37.99
4	1	2	1	2	2	1	2	2	1	1	2	2	2	1	2.5	20	0	1.2	1	0	0	2	1	0	34.3	30.69	36.83
5	1	2	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2.5	10	1	1.2	0	1	0	2	0	1	34.9	31.39	37.34
6	1	2	2	2	1	2	2	1	2	1	1	1	1	1	2.5	10	0	1.6	0	0	1	1.2	1	1	34.5	30.87	36.99
7	2	1	2	2	1	1	2	2	1	2	1	2	1	0	3.2	10	0	1.6	1	0	0	2	0	1	35.7	32.11	38.22
8	2	1	2	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	0	3.2	10	1	1.2	0	0	1	2	1	0	35.8	32.31	38.18
9	2	1	1	2	2	2	1	2	2	1	1	2	2	0	3.2	20	0	1.2	0	1	0	1.2	1	1	35.5	31.96	37.87
10	2	2	2	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	2.5	10	1	1.6	1	1	0	1.2	1	0	34.9	31.4	37.33
11	2	2	1	2	1	2	1	1	1	2	2	2	2	0	2.5	20	0	1.6	0	1	1	2	0	0	34.7	31.05	37.29
12	2	2	1	1	2	1	2	1	2	2	1	2	2	0	2.5	20	1	1.2	1	0	1	1.2	0	1	34.7	31.03	37.28

运用 DFSS 里面的工具，深入分析不同因子、水平数据和频率，以获取中的信噪比响应表和中的平均值响应表。结合 DFSS 原则，达到低成本和高收益目标的设计就是我们所需的设计。

表 4.7 均值、标准差和信噪比

	N1	N2	N3	\bar{y}	σ	S/N
1	36	32.48	38.37	35.6	3.0	31.0
2	35.5	31.94	37.98	35.1	3.0	30.8
3	35.5	31.96	37.99	35.2	3.0	30.9
4	34.3	30.69	36.83	33.9	3.1	30.5
5	34.9	31.39	37.34	34.5	3.0	30.7
6	34.5	30.87	36.99	34.1	3.1	30.6
7	35.7	32.11	38.22	35.3	3.1	30.9
8	35.8	32.31	38.18	35.4	3.0	30.9
9	35.5	31.96	37.87	35.1	3.0	30.8
10	34.9	31.4	37.33	34.5	3.0	30.7
11	34.7	31.05	37.29	34.3	3.1	30.6
12	34.7	31.03	37.28	34.3	3.1	30.6

通过 CAE 分析我们可以得到每组控制因子在不同的噪音水平下的表现，如表 4.8 所示，为了更进一步的对数值进行分析，我们通过式 (4.1) 和式 (4.2) 可以求得不同噪音水平下的平均值和标准差，为了了解各因子的稳健性，我们可以通过式 (4.3) 继续求得每组参数的信噪比。

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \tag{4.1}$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}) \tag{4.2}$$

$$S/N = 10 \log \frac{y^{-2}}{\sigma_{n-1}^2} \tag{4.3}$$

由式 (4.1) 计算可得各控制因子在不同水平下的平均值如表 4.8 所示。

表 4.8 平均值

Mean	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	34.8	35.3	34.7	34.9	34.9	34.8	34.9	34.8	34.9	34.8	34.8
2	34.9	34.3	34.9	34.7	34.8	34.8	34.7	34.8	34.7	34.8	34.8
Delta	0.10	0.99	0.11	0.27	0.10	0.04	0.17	0.06	0.14	0.02	0.09

由公式 4.3 计算可得各控制因子在不同水平下的信噪比如表 4.9 所示。

表 4.9 信噪比

S/N	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	30.8	30.9	30.7	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8	30.8
2	30.8	30.6	30.8	30.7	30.8	30.8	30.7	30.8	30.7	30.8	30.8
Delta	0.03	0.25	0.03	0.07	0.02	0.01	0.05	0.01	0.03	0.00	0.02

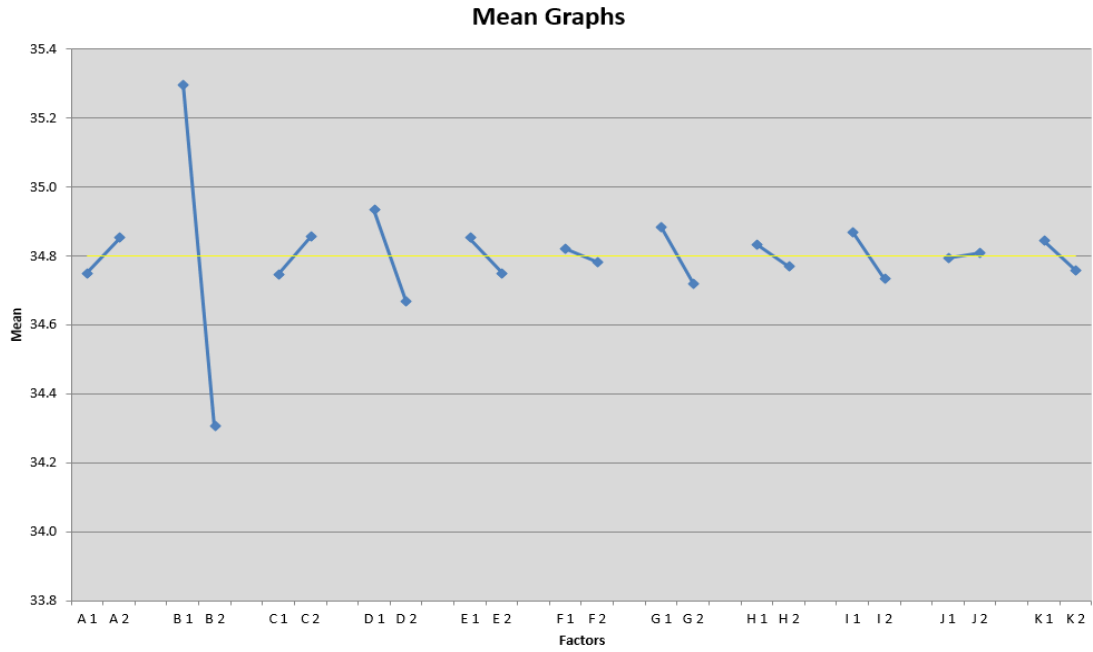


图 4.11 平均值响应表

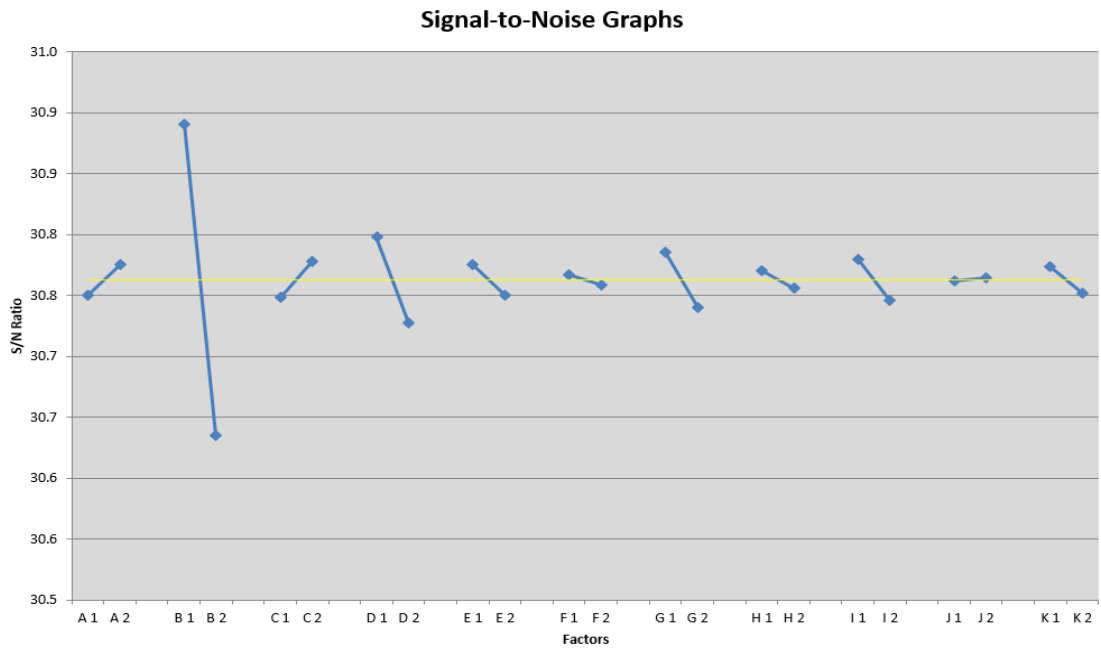


图 4.12 噪音信号分析表

我们需要选择的 S/N 水平越高越好，从图 4.12 可以看出，对于参数 A 到 K 的两水平的对于，B1 明显优于 B2，其他的的表现较好的因子水平分别是 A2，C2，D1，E1，F1，G1，H1，I1，J2，K1。可以看出，参数 B 是影响系统性能的一个关键因子。所以我们现在的最终优化方案是 A2，B1，C2，D1，E1，F1，G1，H1，I1，J1，K1

4.9 最优设计的预测和确认。

表 4.10 最优设计的预测和确认

	S/N 信噪比		Mean 平均值	
	Predict 预测值	Actual 实测值	Predict 预测值	Actual 实测值
初始设计 (A1, B1, C1, D1, E1, F1, G1, H1, I1, J1, K1)	30.97	31	35.61	35.6
优化方案(A2, B1, C2, D1, E1, F1, G1, H1, I1, J1, K1)	31.03	31.1	35.82	35.98
改进量	0.045	0.1	0.21	0.38

我们对选择的优化方案重新进行了 CAE 分析，并与预测值进行了对比，见表 4.10，从上表可以看出，在基础方案和优化方案之间，预测值和实际分析值都相差甚小，这表明目前的设计是稳健的。

4.10 产品试制和试验

从整车开发的流程上，在设计开发的早期，首先是产品的布置和结构设计，通过 CAE 分析找出结构和性能开发的薄弱点，并进行设计优化。设计优化的过程中需要同时确保产品的制造可行性，即需要对产品工艺过程进行分析。然后就是产品的模具开发和样件加工，样件加工完成后开始整车的组装生产。然后进行零件级、系统级和整车级的试验验证以保证产品的性能满足设计要求。

4.10.1 产品的工艺分析

仪表板横梁是由若干个钣金冲压件焊接而成。在开始冲压件模具设计前我们要先选择是用单工序模还是连续模。单工序模即每道工序都有独立的模具，模具是被单独使用的。由操作人员将材料装入、取出，一台冲压机上只装一个模具，由人员操作来完成作业。连续模（也称级进模）是将多个的工序等距离地排放在一个模具内部，通过传送装置冲压每旋转一次向前推进一定的距离，并将工件

依次送至下一道工序。材料采取连续供应的方式，机器的运转也是连续且自动的，因此多数情况下加工工件下线时已是成品了。考虑到产品的复杂性和供应商的实际的设备现状，我们在U车型上我们选择使用了单序模。

冲压工艺分为分离工序和成型工序。分离工序是指坯料在冲压力作用下，变形部分的应力达到强度极限 σ_b 以后，使坯料发生断裂而产生分离。分离工序主要有剪裁和冲裁等，包括切断、切开、修边、冲孔等。成型工序是指坯料在冲压力作用下，变形部分的应力达到屈服极限 σ_s ，但未达到强度极限 σ_b ，使坯料产生塑性变形，成为具有一定形状、尺寸与精度制件的加工工序。成型工序主要有弯曲、拉深、翻边、旋压等。

以U车型的端部支架为例，因为该零件结构复杂，在考虑了原材料的利用率后我们选择以一模两腔的型式进行模具加工，所谓一模两腔即是在一副模具中同时完成左右两个端支架的制造，其具体的工序过程如下图，包括拉延-修边冲孔-翻边翻孔-修边冲孔-翻边整形-冲孔侧冲孔。

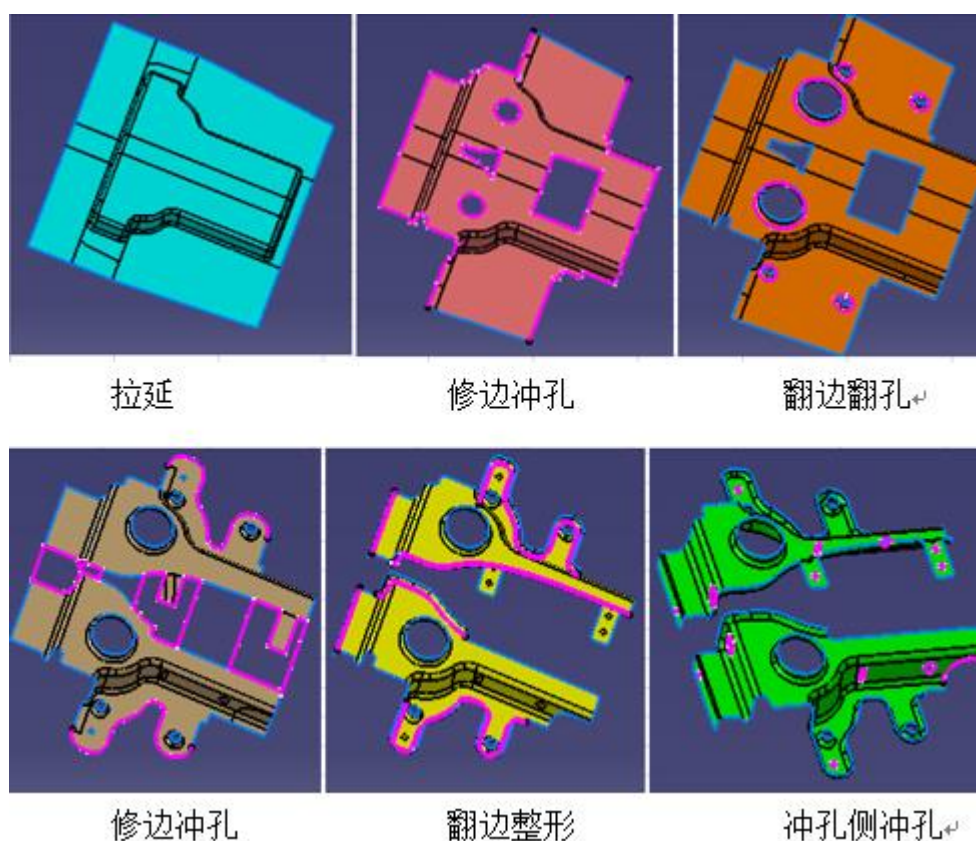


图 4.13 冲压工序设计

在完成产品的工序设计后，我们需要确认在冲压过程中不会出现缺陷，冲压缺陷除了尺寸问题外，还包括拉裂、起皱、表面拉伤、堆料等。可以通过DFM的软件进行分析。

以端支架为例,通过软件分析我们知道了产品上有一块拉伸较大的区域变薄严重,有开裂风险,如图 4.14,所以设计上我们加大了零件的 R 角。

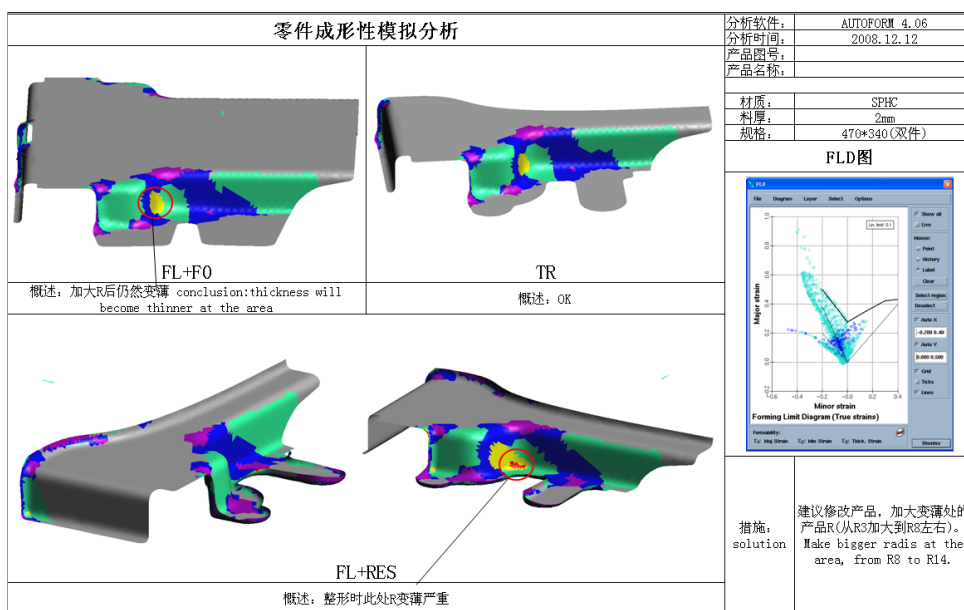


图 4.14 端支架零件成形模拟分析

在管柱下板的设计上,我们利用相关 DFM 对复杂产品进行制造可行性的分析,分析产品的变薄开裂以及成型过程中的堆料情况,软件也会给出相应的改进措施。

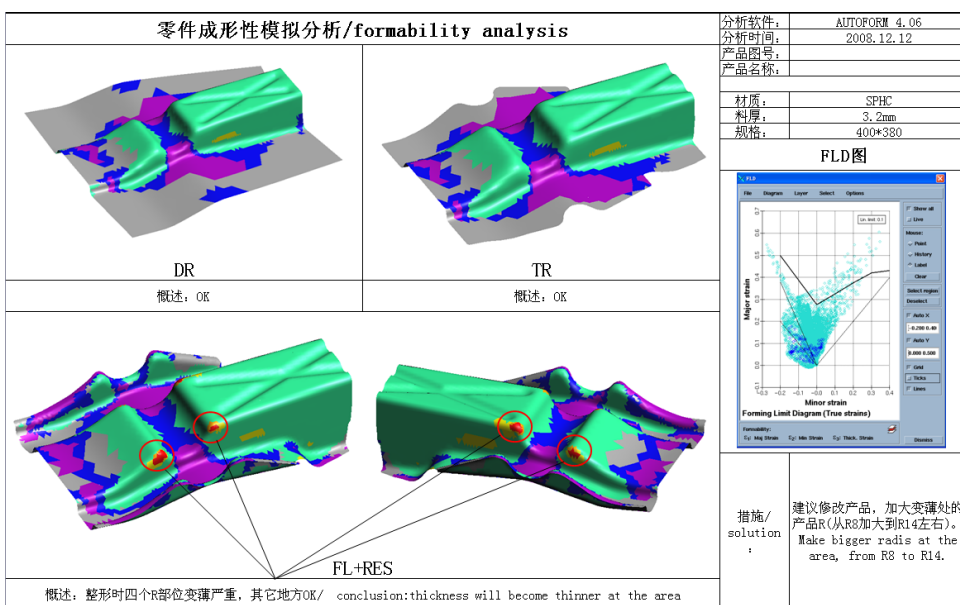


图 4.15 管柱下板零件成形模拟分析

4.10.2 产品的试制生产

在完成了产品的工序设计分析和制造可行性优化后,就可以开展产品的模具加工了,由于选择了单序模的生产方式,所有每一道工序都会有对应的一副模具,上模与下模共同构成一套冲压模具。模具除可以切断钢板(剪断)以外,还可以弯、拧铁板,使之发生永久的变形,得到想要得到的形状。有了模具后可以开展冲压生产,以管柱支架为例,分为5道工序,胚料从一块平板料开始,每经过一道工序形成的半成品进入下一道工序,直到成品完成。如图4.16。

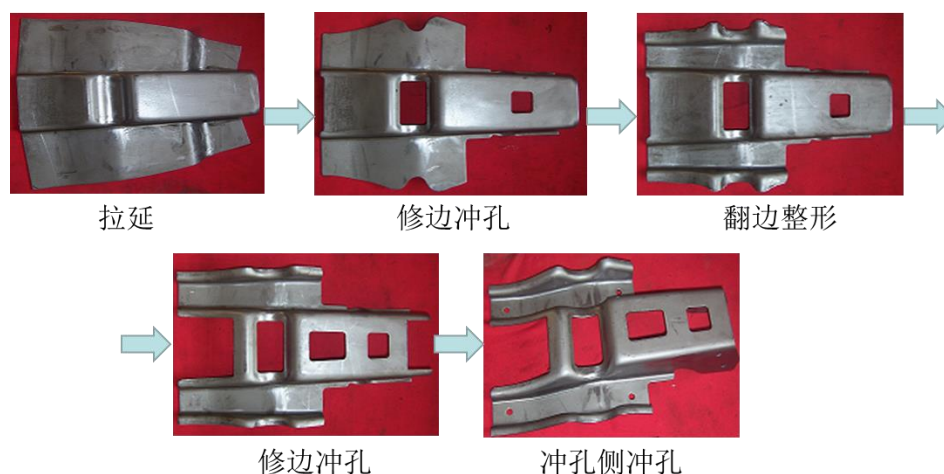


图 4.16 零件冲压工序过程

在完成单件产品的生产后,下一步就是进行总成的焊接,对于仪表板横梁这样复杂的零件,一般是先将一部分零件焊接成小总成,小总成焊接到一起形成最终的零件总成。焊接过程中针对焊接主变形方向,我们采用了反变形技术,通过压紧力使工件发生反方向预变形,抵消或部分焊接过程发生的变形,达到防止变形的目的。开发了低线能量同步焊接工艺,一方面是焊接工装的定位块和压紧块采用中空铜质材料,空腔内通冷却水,提高散热效率,进一步减小变形;另一方面,采用脉冲CMT(Cool Metal Transfer,冷金属过渡)焊接工艺,可较传统焊接方法降低40%以上的能量输入,从焊接工艺上,降低变形量,在焊接顺序和工位方面,优化了焊接顺序,针对每条焊缝对整体变形的影响,划分主要影响焊缝和次要影响焊缝,按照先主后次的原则,优化焊接顺序,达到减小变形的目的。同时采用双机器人同步焊接方式,由两台机器人同时对仪表板横梁支架的焊缝进

行对称焊接，达到变形相互抵消的作用，减小变形。



图 4.17 仪表板横梁焊接总成

4.10.3 产品的实验

在完成了零件的试制生产得到了成品后，需要开展产品的实验，对于仪表板横梁总成自身的实验要求主要是焊接性能，包括熔深和焊缝尺寸等要求，这些都是比较成熟的技术。对于仪表板横梁系统的性能而言，更关键的是模态性能和安全性能，这两个性能都有相关的 CAE 模拟分析，但物理试验也是必要的。

模态试验是在座舱系统的环境下进行的，即在进行模态试验时，我们应该装配好一个完整的座舱系统，包括仪表板横梁、仪表板总成及其上面所安装组件仪表、显示屏、开关、收音机、CD 机、喇叭、线束、空调控制头、空调模块、转向管柱、刹车踏板、油门踏板等构成，这些组件中有内饰零件、电子零件、空调零件、底盘零件等。实验的过程是：将试样模拟实际装车状态安装，在样品表面安装传感器，利用装有力传感器 Test Procedure 的激振器激励样品，通过模态分析设备接收传感器的响应信号，经过软件分析，计算出样品的共振频率和振型。（试验在室温环境下进行）

- a) 系统垂直模态需要大于等于 35Hz
- b) 零件局部模态需要大于等于 35Hz
- c) display 和 silver 收音机电器盒安装模态需要大于 50Hz

实验的主要设备及工装清单：

设备编号	设备名称
573-217	模态分析 modal analysis system
MB 50A	激振器 excitement equipment
SN 22915	力传感器 force sensor
SN 39657	加速度传感器 accelerometer
SN 40949	加速度传感器 accelerometer
SN 40950	加速度传感器 accelerometer
SN 40951	加速度传感器 accelerometer
SN 40952	加速度传感器 accelerometer
SN 40953	加速度传感器 accelerometer
SN 40954	加速度传感器 accelerometer
SN 40955	加速度传感器 accelerometer
SN 40956	加速度传感器 accelerometer
SN 40957	加速度传感器 accelerometer
SN 40958	加速度传感器 accelerometer
LS-CTC-090111-1	U 车型工装

实验中仪表板按照实际安装状态安装在刚性支架上，如图 4. 18。



图 4. 18 仪表板横梁模态试验台架

实验过程中通过传感器采集数据,图 4.19,图 4.20,并经过软件的分析计算,得到的结果仪表板横梁的实际模态为 36Hz。



图 4.19 仪表板横梁模态试验

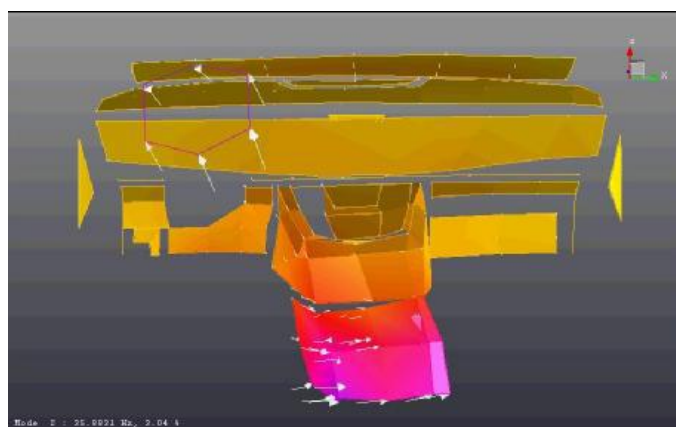


图 4.20 仪表板横梁模态试验分析

碰撞试验是在整车环境下进行的,即把装有仪表板横梁的座舱系统装在整车上,整车进行碰撞试验,测试车辆以 56km/h 的速度撞向宽 1 米,厚度 0.54 米的障碍物,如图 4.21.通过分析车上的假人的伤害得分来判断安全性能。

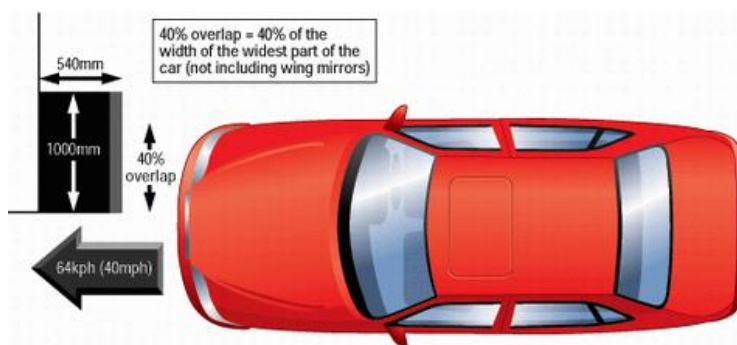


图 4.21 整车 ODB 实验示意图

S 车型的 CNAP 目标是 5 星，制定的 ODB 得分目标是 15.5，具体包括以下方面：

引擎罩盖应保持安装在车上，不能分离

所有车门在碰撞过程中应保持关闭状态

碰撞后，所有车门都应该在不使用工具的情况下能够打开，操作力不大于 445N

儿童安全锁应处于打开状态

前门锁系统应该处于打开状态

安全带锁扣在碰撞后能够打开，且操作力不大于 60N

所有在储物盒或后备箱里的原厂配置，如备胎、千斤顶、扳手、灭火器、三角架等都应该被约束住，不能在碰撞过程中出现分离

所有可开关、可调节或移除的设备（如座椅、座椅轨道、座椅靠背、头枕）等，应该在碰撞过程中保持锁止。



图 4.22 仪表板横梁碰撞试验残骸

虽然 CNCAP 中仪表板横梁不是直接的考核项，但仪表板横梁的位移也对假人的伤害值产生直接的影响，假人的伤害得分在一定程度上也体现了仪表板横梁系统的结构强度，图 4.23 是 S 车型的 ODB 得分情况，整车的安全性能满足了设定目标。在碰撞过程完成后对仪表板横梁系统的相对位移进行参照测量，得到的相对位移为 28.2mm。

CNCAP-56ODB			PVV				Final Score
Injury Assessment Criteria	Green	Red	Injury Value		Score		
Points	4.00	0.00	Dr.	Pa.	Dr.	Pa.	
Head & Neck							
HIC (36ms)	< 650	> 1000	358	230	4.00	4.00	4.00
Head Res 3ms (g)	< 72	> 88	48.72	35.91	4.00	4.00	
Neck Shear (kN)	< 1.9	> 3.1	0.32	0.53	4.00	4.00	
	< 1.2	> 1.5	0.25	0.4	4.00	4.00	
	< 1.1	> 1.1	0.18	0.4	4.00	4.00	
Neck Tension (kN)	< 2.7	> 3.3	1.24	1.33	4.00	4.00	
	< 2.3	> 2.9	0.4	0.6	4.00	4.00	
Neck Extension (Nm)	< 1.1	> 1.1	0.28	0.48	4.00	4.00	
Steering Column Upward (m)	< 72	> 88	2.27		0.00		
Chest							
Compression (mm)	< 22	> 50	17.83	22.11	4.00	3.98	3.91
Chest Res 3ms (g)	< 38	> 60	38.47	27.05	3.91	4.00	
Steering Column Rearward (g)	< 90	> 110	6.82		0.00		
A Pillar Rearward (mm)	< 100	> 200	14		0.00		
Knee, Femur							
Femur Compression (kN)	< 3.8	> 9.07	0.9	0.78	4.00	4.00	4.00
	< 3.8	> 7.56	0.58	0.46	4.00	4.00	
Knee Slider Compressive	< 6	> 15	0.75	3.21	4.00	4.00	
Lowerleg & Foot							
Tibia Index	< 0.4	> 1.3	0.39	0.34	4.00	4.00	3.86
Tibia Compression(kN)	< 2	> 8	1.3	2.21	4.00	3.86	
Pedal Rearward Displacement	< 100	> 200	38.3		0.00		
Pedal Upward Displacement	< 72	> 88	56.56		0.00		
							15.77

图 4.23 U 车型 ODB 试验得分

4.10.4 确认产品/过程性能

按照正交试验计算得出的优化方案，我们对转型管柱支架的设计进行了改进，并在样车试制时进行了验证，结果显示（见表 4.11）优化后的管柱支架完全满足了各项设定指标，结构的有效利用率因此提高，整车上进行仪表板横梁系统的模态测试结果为 36Hz，相比老车型提高了 6.4Hz。碰撞溃缩距离为 28.2mm，满足设计要求。

表 4.11 产品性能确认

工程指标	目标	实际
成本(管柱支撑支架)	50RMB	45RMB
重量(管柱支撑支架)	2.6kg	2.5kg
性能(模态)	35Hz	36Hz
Performance (safety) 性能(安全性)	30mm	28.2mm
制造	30s	30s

4.11 评估与应用

4.11.1 六西格玛设计在模态结构设计应用评估

在原先的产品模态结构设计中，无论是 CAE 优化方式还是其他传统模态结构设计改进方式，大多考虑的是从结构上进行优化，在满足产品性能，给定条件下进行局部优化。但影响产品模态的因素往往非常众多，而产品性能指标也非常众多。在开发过程除了零件材料性能，零件厚度外，同一牌号不同原材料供应商数据也不同。同时对于产品性能而言指标也非常众多，除了一般而言的刚度，强度，周边零件布置空间等。传统优化方法一般而言一次仅有一个变量变动，其他变量均保持恒定。这些设计方法除了需要过量的时间之外，它的主要弱点是经常不能针对具有大量变量进行分析，尤其对于全新开发的产品而言，这些优化方法无法把主要因素从所有相关影响因素的互相作用效应中分离出来，结果模态优化效果有限，产品性能提升不显著。

因此将应用六西格玛设计方法进行模态结构设计，并通过 CAE 方法进行优化的设计方法主要拥有以下方面的优势。

1. 方法：传统优化方法有局限性，不适合多变量因子研究。六西格玛设计方法较多，可在多变量影响下寻找出关键因素。

传统方法中主要要在给定因素的条件下进行优化，如果这些相对单一的方法失效后，问题解决者就会处于被动的困境中。

而六西格玛设计方法进行模态结构设计，可以通过每种方法适合一类特殊的问题或用途。如果一种方法行不通，还可以尝试许多其他的方法。比如在寻找最大差异来源阶段就可以按照问题的具体情况选择使用策略图、流程图、普氏选择等诸多工具。

在试验方法上，也可以选择正交表进行多方向因素考量。通过对于正交表中不同水平，不同因子，不同噪音的分析，可以得出最关键性要素和最优化方案。

2. 采用质量工具进行要因分析

这点是六西格玛设计方法与传统方法的最重要的区别之一。

在传统方法中问题相关因素、水平等信息来自于工程师和团队的想法。这些想法主要基于问题解决者的经验以及采用头脑风暴等方法得出的意见与结论。因此在这种情况下很可能出现错误的想法而导致最后试验的失败。往往造成大量的浪费。

在六西格玛设计方法方法分析问题的过程中主要依靠工具对产品各方面要素通过客户呼声转化工程语言，工具整理，公式计算，数据分析，要因分析等整

个 IDDOV 过程进行。相比传统方法,这种以客户最终感知为基准的方法能够最大程度客观正确地剖析问题,使得产品体现最本质上的需求,而并不包括工程人员主观的猜测、偏见以及理论。因此通过六西格玛设计产生的要因的正确性将远远高于猜测的侦测能力。

3. 成本:传统方法的高成本与六西格玛设计方法的低成本的对比。

传统方法利用分析因法作为初步筛选工具,如果试验不成功必须重做。采用主因子和相互作用因子的组合可能要试 30 到 60 次,从而增加费用,尤其如果试验失败,需要重新进行。六西格玛设计方法就样本规模和所需的试验次数来说是最经济的。它对原因的诊断要相对更为准确的多,很少进行反复试验,同时产品设计更稳健。

4.11.2 六西格玛设计方法用于模态结构的适用原则

虽然相比较其他实验设计方法六西格玛设计方法具有独特的优越性,但是任何科学方法都不可能是万能的,六西格玛设计方法也有其针对性与局限性,在实际运用时首先应该了解清楚它的适用原则。

六西格玛设计适用于多水平多噪音复杂系统的问题。六西格玛设计策略运用主要针对综合复杂的问题。它主要可用于产品性能要求多的设计中,但是对于局部的优化,不需要性能考核的设计而言,因为这些属于简单问题,这些问题往往能够较容易被发现并修正。仅仅在变量较多且无法找到根本原因以及有效措施解决时,才应该考虑使用六西格玛设计策略,否则将不会是一个经济与高效的决定。

同时在使用六西格玛设计方法时首先必须对分析对象所涉及的整个系统总成有一个全面的了解,熟知相关构成和影响关系。因为策略图的建立是完全基于问题解决者对于零件整个系统的熟知程度的,而参数图的正确与否又直接影响到研究方向与最终的结果。因此在运用六西格玛设计方法时,问题解决者必须首先掌握丰富翔实的专业知识。

脱离了相关零件的专业知识而凭空使用六西格玛设计方法是毫无意义的。这也是使用任何科学工具解决实际工程问题的前提与基础。

4.11.3 六西格玛设计方法在汽车零件开发中的应用

六西格玛设计与 CAE 优化设计的方法在汽车产品开发中有广泛的应用空间。仪表板横梁系统由于零件大,界面多,在汽车产品属于相对复杂,需要综合考虑各种因素。因此,如果有一种方法可以用于仪表板横梁模态优化设计中,则也可

以在其他零件中得到应用。

随着人们生活水平的日益提高,以及对汽车震动异响要求的提高,汽车产品模态开发的重要性也越来越高。如何在这么多复杂要求情况下实现模态结构便成为研究人员遇到的难课题。通过六西格玛设计方法与 CAE 优化设计,可以帮助研发人员在众多要素中找到关键因素和关键变量,再通过对于这些因素和变量的 CAE 优化,从而实现产品模态结构设计,因此使用六西格玛设计方法能够使得产品模态更优化。

在前文中分析了六西格玛设计方法的效果评价以及适用原则,所以只要对问题有系统专业的认识并正确把握其使用原则,就能够让六西格玛设计方法发挥出巨大的作用。尤其在解决某些复杂问题时其高效率更是显而易见的。

4.12 本章小结

本章节通过建立仪表板横梁系统模态优化设计的设计模型,综合运用六西格玛设计和有限元分析,完成仪表板横梁系统设计的模态优化处理。本章中首先定义了对项目开发中的机会进行了识别,定义了六西格玛设计项目的范围,成立了项目开发小组,并制定了项目开发的时间计划,对内外部客户的呼声进行了研究,并通过质量屋的工具将客户呼声转化成了对应的工程指标,通过对一系列对标数据的分析和头脑风暴,创造了4种典型结构作为的设计概念,并运用六西格玛设计的普氏工具进行了概念对比,选择了一种最优设计概念作为进一步优化的目标。在概念优化阶段,挑选出和仪表板横梁系统性能目标关联性较强的8个设计参数作为控制因子,建立了模态优化的参数图,并选择了L12表进行了DOE分析,完成了12组正交实验分析,通过CAE分析和数据处理,得到了各组参数的模态均值和信噪比,并借助统计工具可以预测出所有因子组合的性能,通过对比各因子的信噪比和均值表现可以找出了影响产品模态性能的关键因子和参数水平,从而得到最优的参数组合,并通过了物理实验的验证。

通过该项目 IDDOV 全过程研究,以六西格玛设计方法为脉络对仪表板横梁系统进行概念选择,通过正交试验表得出最优化设计参数,同时结合有限元分析对仪表板横梁系统设计模型进行结构优化,使得 U 车型仪表板横梁系统实现了模态的优化提升。通过本文的优化分析,确定了 CCB 设计中和性能之间存在较强关联的变量,归纳 CCB 重要性参数设定的设计要点,为相同类型汽车产品在早期设计阶段确定 CCB 重要性参数目标找到依据。本文所提出的一整套优化分析方法对于子系统的优化具有重要的借鉴意义。

第5章 六西格玛设计在主梁结构优化中的应用

5.1 主梁的强度研究

典型的主梁结构主要有矩形和圆形，不同主机厂也有其它截面形状横梁的应用案例，本文主要研究在周边环境和重量不变的情况下，不同主梁截面形状对仪表盘横梁模态、安全性能的影响，找到最佳的主梁结构概念。

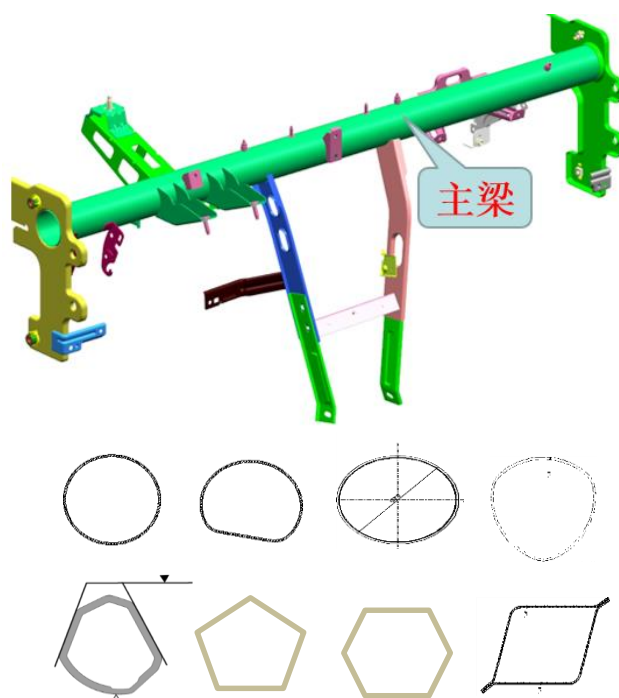


图 5.1 典型主梁截面形状

为了方便对比不同结构的性能表现，我们选择在相同用料的情况下，达到最佳的力学性能；在相同的变形情况下，用料最省。探讨异形管材可行性。对于不同形状截面管材，给定载荷 F/T (含数值与方向) 以及对应的管材几何参数，分析在此情况下，产生的最大应力、应变。对比应力应变值选择何种形状具有最佳的力学性能。研究中，我们对主梁的两端施加刚性约束，在主梁的中央进行加载，分为两种加载模式，第一种是施加 1000N 的 Z 向力，第二种是施加 100NM 的延

Y 向的扭矩。

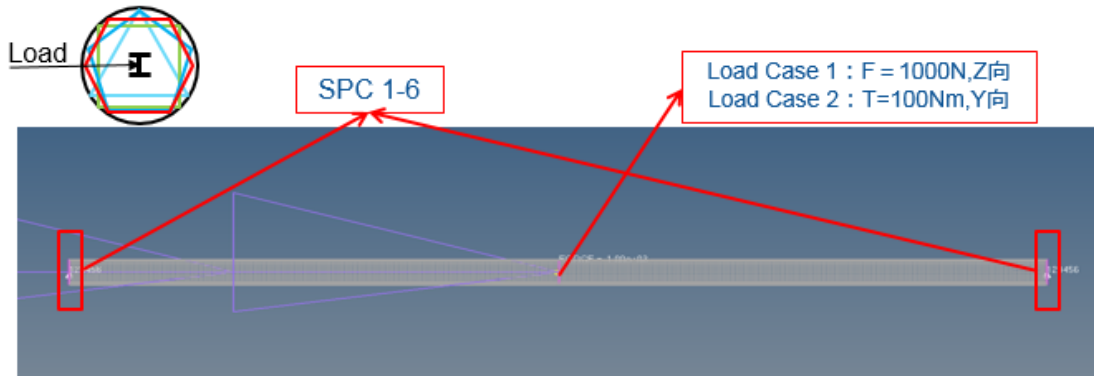


图 5.2 主梁加载示意图

我们选择了相同的主梁长度，3 种截面面积，即在 3 种材料用量条件下进行分析，研究了圆形、正方形、六边形在相同力载荷和扭矩载荷下的模态、应力和应变表现。为了研究外廓形状大小对于性能的影响，我们对于圆形设定了两种尺寸规格。为了方便对于结果的评估，我们设定了强度评估指标，并设定半径为 35mm，厚度为 0.8mm 的圆形截面的强度为 1，进行对比分析。

分析结论表明工字梁在垂直方向抗拉抗压强度较好，但抗扭强度很差，不能用作主梁结构；在材料横截面积及长度相同（即用料相同）情况下，圆管梁强度优于四边形及六边形梁；对材料横截面积及长度相同（即用料相同）的圆管梁，直径越大强度越好。

横截面积 (材料面积)	截面 形状	截面规格	模态	力载荷：中心截面中心点，F = 1000N, Z向			扭转载荷：中心截面中心点，T = 100Nm, Y向		
				应力 σ (Mpa)	应变 δ (x10-4)	强度评估	应力 σ (Mpa)	应变 δ (x10-5)	强度评估
S=176	○	R = 25, T=1.12	142	94.6	3.2	0.72	20.6	8.5	0.71
	○	R = 35, T=0.8	195	67.4	2.3	1	14.5	6.0	1
	□	a=55, T=0.8	177	70.5	2.5	0.92	19.0	7.8	0.77
	⬡	a=36.7, T=0.8	187	71.6	2.5	0.91	16.1	6.7	0.90
S=220	○	R = 25, T=1.4	142	77.1	2.6	0.73	16.6	6.9	0.70
	○	R = 35, T=1.0	195	54.9	1.9	1	11.6	4.8	1
	□	a=55, T=1.0	177	57.2	2.0	0.95	15.4	6.3	0.76
	⬡	a=36.7, T=1.0	187	58.4	2.0	0.95	13.0	5.4	0.89
S=264	○	R = 25, T=1.68	142	65.3	2.2	0.68	14.0	5.8	0.69
	○	R = 35, T=1.2	195	46.5	1.5	1	9.7	4.0	1
	□	a=55, T=1.2	177	48.3	1.7	0.88	13.0	5.3	0.75
	⬡	a=36.7, T=1.2	187	49.5	1.7	0.87	10.9	4.5	0.89

图 5.3 主梁力载荷扭转载荷分析

5.2 主梁的碰撞性能研究

为了分析不同形状主梁碰撞性能的差异,我们选取了 40% 偏置碰撞的模型进行对比。保持车身其他架构不变,仅改变主梁形状,分析不同位置管梁的侵入量。在主梁上选取了 6 个考核点进行侵入量的计算,分别驾驶员的中心在主梁上的投影点以及其左右各 100mm 处的点位,乘员中心在主梁上的投影以及其左右各 100mm 处的点位,碰撞速度为 64 公里/小时,整车整备质量为 1070kg,碰撞总重量为 1280kg。

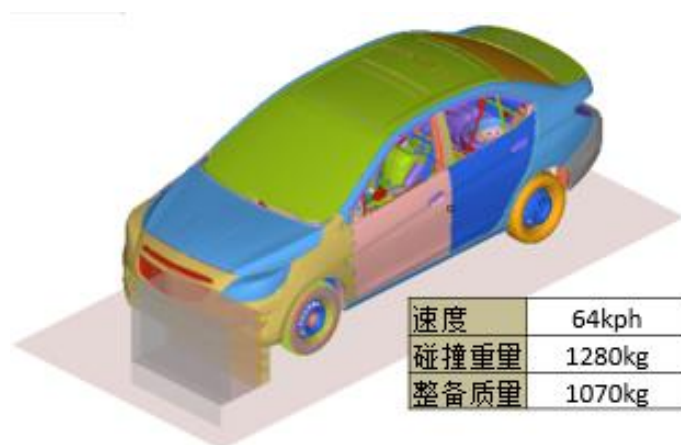


图 5.4 整车碰撞示意图

由于仪表板横梁一般采用电弧焊进行制造集成,考虑到产品的焊接性能和布置空间的影响,分析中对不同形状的横梁选择了相同的料厚为 1.2mm,圆形半径为 35mm,按照相同材料用量的原则,得到了正方形和六边形的尺寸。由圆形衍生到了椭圆,为了弄清其性能的变化,我们引进了短半轴为 30mm 的椭圆加入对比,并分了长短半轴横置和纵置两种情形进行分别研究,通过 CAE 分析,得到的分析结果如下图,通过数据对比分析可知,不同形状的主梁的碰撞性能相当,差别并不大。

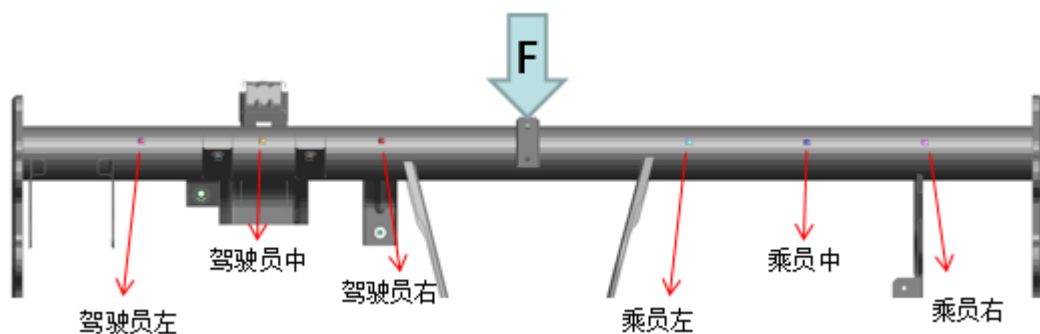







图 5.5 主梁碰撞考核点

表 5.1 主梁碰撞位移分析

	目标值		圆形	正方形	六边形	横椭圆	竖椭圆
	5 星	4 星	半径=35, t=1.2mm	边长=55, t=1.2mm	边长=36.7, t=1.2mm	长半轴=40, 短半轴=30, t=1.2mm	
							
乘员左	<20mm	<30mm	35	36	36	37	38
乘员中	<20mm	<30mm	23	12	24	25	26
乘员右	<20mm	<30mm	12	2	12	13	13
驾驶员左	<20mm	<30mm	49	45	46	44	47
驾驶员中	<20mm	<30mm	56	57	54	54	55
驾驶员右	<20mm	<30mm	59	59	61	58	63

5.3 主梁的模态性能研究

模态分析可以选择单独主梁或仪表板横梁作为研究对象，也可以选择座舱系统模态作为研究对象，为了更准确的反映主梁形状的影响，我们选择了分析座舱系统，保持整个座舱系统其他部件的结构不变，仅改变主梁形状，并对与主梁有搭界关系的小支架做相应的调整，座舱系统按照安装要求约束到车身上，分析转向管柱安装的一阶模态。

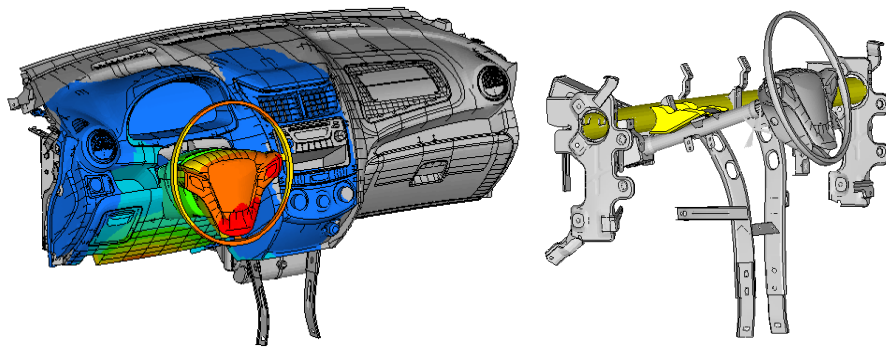


图 5.6 座舱系统模态分析

经过 CAE 分析计算，圆形和六边形的模态表现相当，优于正方形，而横椭圆的表现最佳，模态为 36.4Hz，竖椭圆模态为 31.6 Hz，表现最差。

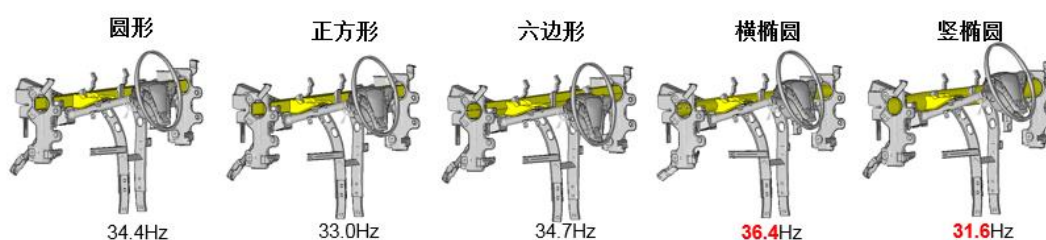


图 5.7 不同截面横梁的模式

为了更进一步的椭圆的离心率对于模式的影响，我们改变了椭圆的长短轴的比例，进一步的对模式进行对比，根据材料用量一致的原则，选取了四组长短半轴进行对比分析，分别是椭圆 1: $A_1=40$, $B_1=30$; 椭圆 2: $A_2=37$, $B_2=33$; 椭圆 3: $A_3=45$, $B_3=23$; 椭圆 4: $A_4=50$, $B_4=16$, 如图所示:

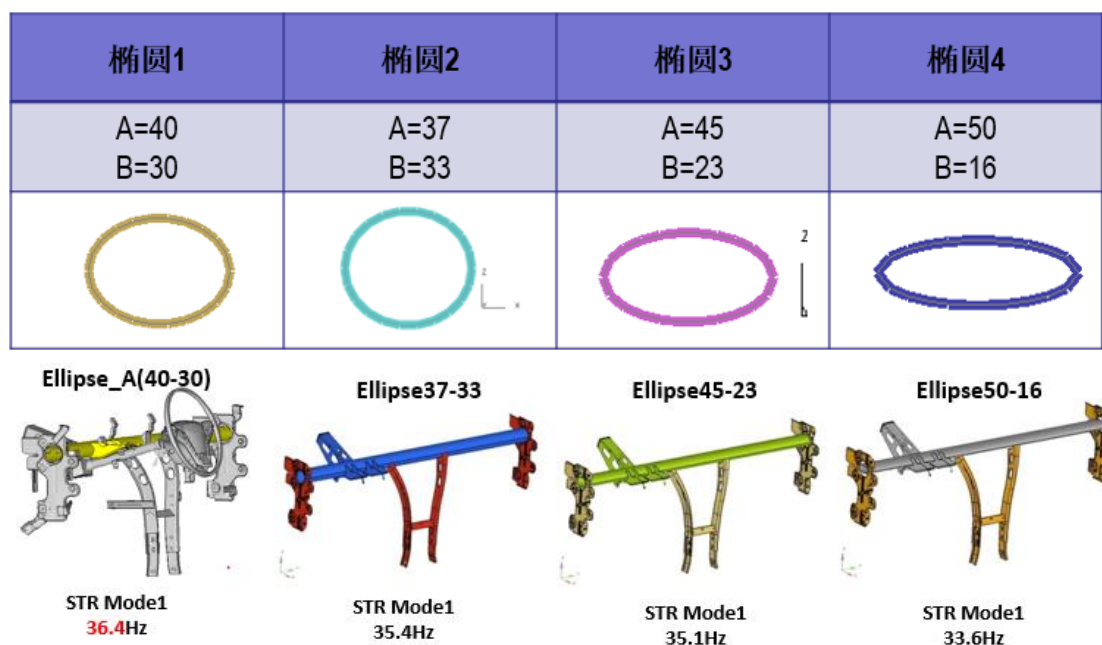


图 5.8 不同比例横椭圆的模式

结果显示，在横椭圆中 $A_1=40$, $B_1=30$ 的模式性能最佳，我们根据此结果拟合了模式与长半轴尺寸关系的趋势图，如图 5.8 所示。

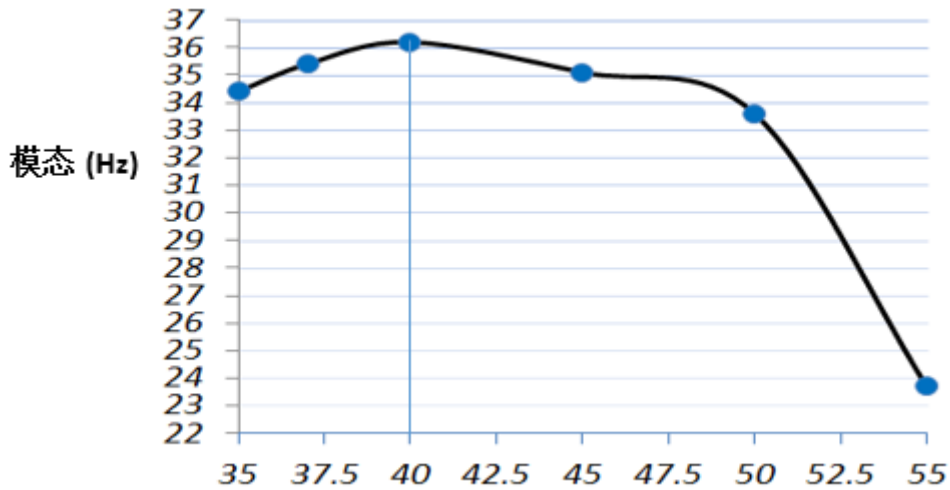


图 5.9 模态趋势图

Concept	椭圆 1	椭圆 2	椭圆 3	椭圆 4
CTSs				
模态	D	-	-	-
碰撞性能	A	S	S	S
成型性能	T	S	S	S
焊接性能	M	S	S	S
尺寸稳定性	M	S	S	S
$\Sigma+$		0	0	0
$\Sigma-$		1	1	1
ΣS		4	4	4

图 5.10 主管性能普氏对比图

除了产品的模态和碰撞外，在生产制造过程中还需要考虑产品的成型、焊接和尺寸稳定。通过对四种椭圆型式的模态性能、碰撞性能、成型性能、焊接性能和尺寸稳定性进行普氏分析，如图 5.10 所示，四种椭圆型式在模态以外的性能都相当，所以综合考虑，横椭圆 1，即长半轴为 40cm 的椭圆的总体性能最佳，并作为我们的选择推荐方案

5.4 本章小结

本章节研究了仪表板横梁系统的主梁结构的结构优化，从命名可想而知其对于整个系统的重要性，他是影响整个系统性能，包括模态、安全、刚度等的最重要的部件，在通常的设计中，一般都是延续上代车型的结构策略，使用圆形和方形的比较常见，很少去探求横梁结构形状对于性能的影响，通过本章对于方形、六角形、圆形、椭圆形结构主梁的研究，并通过 CAE 对产品的模态和强度的对

比分析,我们了解到横椭圆的性能表现最佳,并对横椭圆进行了更进一步的研究,得到了最佳的椭圆形长短轴尺寸比。

第6章 结论和展望

6.1 总结

根据六西格玛设计方法,按照 IDDOV 的流程开展的仪表板横梁总成结构设计优化,将传统的定性分析方式向理论化和定量化方式的转变。同时将 CAE 优化应用于汽车零件的设计优化过程中,也为汽车产品的结构优化提供了理论的基础。目前国内大部分汽车企业研发仍处于国产化,小改型阶段和关注将产品制造出来的初级阶段,在汽车研发的起步阶段可以较快使产品得到应用。但伴随“中国制造”向“中国设计”的转变,需要对汽车零件进行更多的精益化设计,因此需要融入更多的理论设计方法,提高产品竞争力。

本论文以仪表板横梁系统作为研究对象,论述了六西格玛设计对于汽车产品结构设计和性能优化的过程,主要研究工作如下:

1. 分析了仪表板横梁系统的零件结构与工程设计要求,通过质量屋等工具寻找出影响仪表板横梁系统性能的关键性因素与更改方向,确定仪表板横梁系统的主要设计框架结构。

2. 运用 DOE 分析方法,研究了影响仪表板横梁模态的关键要素及数据决策模型,获得最优的设计方案,并进行了物理试验验证。

3. 研究了仪表板横梁主梁的形状对于产品模态和强度的影响,通过对比不同管梁形状的性能表现,得到了最优的主梁设计概念。

6.2 展望

虽然本文应用六西格玛设计方法对仪表板横梁系统进行结构设计和性能优化上取得了初步的成功,但在企业的实际应用中,尚有许多对此的研究还有很多方面需要进一步完善。

1. 在六西格玛设计过程中,影响零件最终表现的水平,因子,噪音还有很多,本次设计并没有包含所有要素,因此整个分析的系统性和完整性有待加强。

2. 对于一些产品结构较复杂,通过混合结构复合而成的总成零件,如通过不同焊接方式进行连接的零件,无法进行简单的有限元运算。需要对于这些特

定结构进行二次处理以解决这些问题。

3. 同时由于笔者理论知识所限，在CAE优化理论和优化算法仍存在不足，算法还需要进一步优化，理论分析及方法应用上仍需进一步提高。

以上这些问题都是将结构设计更准确，更有效，更精益的难点部分。综上所述，笔者会将已有的六西格玛设计与CAE优化方法在汽车产品更大范围内进行实践应用，同时将继续深入对于以上难题的进一步的研究与分析，并通过更多的实践，进一步完善完善六西格玛设计与CAE优化的开发过程，将其更多的应用于产品的设计与开发过程中。

致谢

时光飞逝如白驹过隙，转眼之间美好的研究生学习生涯即将迎来闭幕。运用这篇论文所提供的机会，我想将我内心的感谢之情全部表达出来！

首先，感谢我的论文指导老师高云凯教授。最初，笔者是在导师的建议下选择了本课题作为研究内容，导师对论文的架构和研究内容提出了许多非常具有建设性的意见。高老师对待学问和知识的态度，在工作中展现出的作风，在和学生交流过程中体现出的师德，都给我留下了深刻的印象，导师渊博的学识，严谨的学风使我深深地佩服，同时也激励我奋发。在论文的书写过程中，各种难题和障碍喷涌而出，尽管我尽了十分努力去克服、去解决，但总归会感觉到心有余而力不足。是导师的帮助使我能够克服各种困难完成论文，在此，特向导师高云凯教授表示最诚挚的谢意。在将来的生活、学习和研究中，我将会以高老师为榜样，勇往直前

本文的顺利完成，也离不开企业导师周淑渊女士的帮助。周淑渊女士作为企业的领导，日常事务非常繁忙，但她总能抽出宝贵的时间给予我指导和建议，教会我很多的工作和处事方法，使我能顺利完成学业的同时在事业上也有较大的进步，在此向周淑渊女士表示我最衷心的感谢。

另外我也要感谢我的同事何华珍、倪康庭、张瑞妍和蔡庆荣，他们参与到了整个项目的大量分析和策划工作中，花费了大量的工作精力，推进了项目的最终完成。

最后，对在百忙中耐心审阅此论文的各位专家和答辩组的各位老师表示衷心的感谢和敬意！

2016年4月

参考文献

- [1] 杨亮, 吴行让, 张硕等.汽车怠速方向盘振动控制研究[J]. 2010.05:80-85.
- [2] 郭峰.6Sigma 设计在汽车设计中的应用[J].汽车工程, 2006 (第 28 卷), 892-895.
- [3] 余秀慧, 谢骋, 孙丽丽.六西格玛设计在汽车产品开发中的应用[J].上海汽车, 2010.03:168-171.
- [4] 傅志方, 华宏型. 模态分析理论与应用[M].上海: 上海交通大学出版社, 2000.
- [5] 华剑, 周思柱, 卢琼波. L26 转向管柱有限元模态分析及测试[J].机械设计与制造, 2010.10:47-51.
- [6] 马林, 何祯, 六西格玛管理[M].北京:人民出版社, 2008.
- [7] 张弛, 六西格玛试验设计[M]. 广州: 广东经济出版社, 2003.
- [8] 李芳龙, 王其东.汽车方向盘振动的优化研究[J].客车技术, 2008.
- [9] 高云凯, 刘海立, 万党水等. 挤压镁合金汽车仪表板横梁骨架的设计与分析[J]. 汽车工程, 2011.02:161-171.
- [10] Ki-Chang Kim, In-ho Choi, Chan-Mook Kim. A Study on the Advanced Technology Analysis Process of Steering System for Idle Performance[J]. SAE Paper 2007-01-233, 2007.
- [11] 赵洪辉.轿车转向盘振动分析与控制[D].吉林: 吉林大学, 2006.
- [12] 明巧红, 潘庆庆, 钟绍华.某微型面包车转向管柱总成的有限元分析[J].车辆与动力技术, 2008.
- [13] Harry M J, Linsenmann. The Six Sigma Field Book: How to Successfully Implement the Six Sigma Break Through Management Strategy [M]. D. R. Doubleday, 2003.
- [14] 华剑, 周思柱.汽车转向管柱模态试验与分析[J].拖拉机与农用运输车, 2010
- [15] Jeroen de Mast. A Methodological Comparison of Three Strategies for Quality Improvement. International Journal of Quality and Reliability Management, 2004, 21:198-213.
- [16] Patrick Koch, Designing for Six Sigma in iSIGHT Short Course, iSIGHT International Users Conference, July 15th, 2002, New York, US
- [17] Wilson Graham. Six Sigma and the Product Development Cycle[M]. Butterworth Heinemann, 2004, New York, US
- [18] 张志军.汽车内饰设计概论[M]. 北京: 人民交通出版社, 2008:70-80.
- [19] Yoji Akao, Ienn H Mazur. The leading edge in QFD: past, present and future. International Journal of Quality & Reliability Management, 2003, 20:20-35.
- [20] 管迪华.模态分析技术[M].第 2 版.北京: 清华大学出版社, 1996.
- [21] GM Training material. DFSS Training Project Leader-Parts 1.2009:66-69.

- [22] 刘鸿恩, 张列平. 质量功能展开(QFD)理论与方法:研究进展综述.系统工程 2000, 18(02):1-6.
- [23] 李龙, 刘敏. QFD 方法与应用研究理论综述.上海管理科学, 2005(1):62-63.
- [24] 盛坚. FMEA 与质量缺陷的预防仁 J.世界标准化与质量管理.2000 年 2 月第 2 期:17-19.
- [25] 陈娟, 邓东晓. FMEA 质量理念及应用研究[J].世界标准化与质量管理.2004 年 9 月第 9 期:20-22.
- [26] 王伯鲁. 创新方法及其范例研究问题探析[J]. 电子科技大学学报:社会科学版, 2012, 14:68-73
- [27] 邵云飞, 叶茂, 唐小我. 技术创新方法的发展历程及解决方案研究[J]. 电子科技大学学报:社会科学版, 2009, (5):1-8
- [28] 侯庆斌, 任工昌. TRIZ 理论在产品持续设计中的应用[J].包装工程, 2009, 30 (8):138-140
- [29] 黄向明, 周志雄, 黄绍波. TRIZ 在产品质量改进中的应用 [J]. 工业工程, 2009, 12
- [30] 夏盛来, 何景武 .TRIZ 理论在飞机结构设计中的应用研究 [J]. 机械设计与制造 2008, (12):57-59
- [31] 费凡, 仲梁维. 基于 TRIZ 的绿色创新设计[J]. 精密制造与自动化, 2008, (2):47-50
- [32] 曹将栋, 曹雪玉, 杨学辉. 基于 TRIZ 理论的产品协同开发过程中冲突消解方法的研究[J].机电产品开发与创新, 2008, 21 (4):37-39
- [33] 邵云飞, 谢健民, 唐小我. TRIZ 与六西格玛集成的创新方法框架与模式研究[J]. 电子科技大学学报:社会科学版, 2010, (6):1-6
- [34] 戴雀桥, 祁明. 组合六西格玛与 TRIZ 的企业创新模型设计研究[J]. 科学学研究, 2008, 26(S2):573-577
- [35] 马彦辉, 何桢. 基于 QFD、TRIZ 和 DOE 的 DFSS 集成模式研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2007, (1):17-20
- [36] 高新华, 卢礼华, 刘昌权. 仪表盘与头部碰撞模拟分析及其工程优化措施[J], 机械设计与制造, 2008.3, 173-175.
- [37] 郝好山, 胡人喜, 康士廷. ANSYS 12.0 LS-DYNA 非线性有限元分析从入门到精通[M], 北京:机械工业出版社, 2011.4, 25-29
- [38] 曹倪. 用 Red X 方法改善车辆手套箱开启力[D], 上海交通大学, 2010
- [39] 奕军. 试验设计的技术与方法[M], 上海: 上海交通大学出版社, 1987
- [40] 张志红, 何桢. 试验设计与质量改进[J], 工业工程, 2006.2, 62-64
- [41] 李龙一, 蒋媛媛. 基于六西格玛设计的产品创新研究[J]. 科技管理研究. 2010, (11): 182-186.
- [42] 马平. 六西格玛设计理念在产品中的应用研究[D].陕西: 陕西科技大学, 2009.
- [43] 邹峰, 汪邦军, 郝建春, 郑立伟. 航空工业六西格玛设计流程模式研究[J].航空标准化与质量, 2009, (1): 25-30.

- [44] 赵有. 六西格玛设计中顾客需求分析关键技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [45] 伍建军, 邵家俊. 机械产品 6 σ 设计 IDDOV 中的 Define 方案实现研究[J].机械设计, 2008, 25 (2): 1-4.
- [46] 胡艳, 李彦, 麻广林. 一种基于集成模式的六西格玛设计方法[J].机械设计与研究. 2009, 25 (1): 15-18.
- [47] 南新艳, 王志陵. 六西格玛设计在新产品开发中的应用研究(之二)--应用 TRIZ 方法产品设计概念[J]. 上海质量, 2007, (7): 43-46. 工业大学博士学位论文
- [48] (加) 罗伯特 G 库柏著, 刘崇献, 刘延译. 新产品开发流程管理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003. 参考文献
- [49] 戴雀桥, 祈明. 组合六西格玛与 TRIZ 的企业创新模型设计研究[J]. 科学学研究, 2009, 26: 573-577.
- [50] 赵晓云. 六西格玛设计在车载导航系统机械结构设计项目中的应用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- [51] 于世阁. 基于大规模定制的六西格玛设计开发应用研究[D].江苏: 江苏大学, 2009.
- [52] 刘学敏. 基于 6SIGMA 设计的供应链质量控制研究[D]. 四川: 西南交通大学, 2007.
- [53] (美) Thomas Pyzdek 著, 孙静译. 六西格玛(6 σ) 手册: 绿带、黑带和各级经理指南 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2003. 参考文献
- [54] (美) 苏比尔 乔杜里著.方海洋, 魏青江译. 六西格玛设计[M].北京: 机械工业出版社, 2003.
- [55] 张性原. 设计质量工程[M]. 北京: 航空工业出版社, 1999.
- [56] 邵家俊. 开展六西格玛设计创造世界一流产品[J]. 中国质量, 2005, (03): 6-9.
- [57] 韩俊仙. 关于六西格玛设计[C]. 首届亚洲质量网大会暨第 17 届亚洲质量研讨会----首届中国质量学术论坛论文集(第一卷), 2003: 483-487.
- [58] 潘中德, 姜在伟. 六西格玛设计在产品开发中的应用[J].南钢科技与管理, 2011 (01): 33-36.
- [59] (英) 杰夫 坦南特著, 吴俊源, 等译. 六西格玛设计-新产品/新服务完美投放市场[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003.
- [60] 何桢, 梁昭磊, 邹峰.工业工程(第十一讲) 六西格玛设计模式及其应用[J]. 工程机械, 2006, 37(07): 62-65.
- [61] 赵晓云, 王志凌.六西格玛设计在新产品开发中的应用研究(之一)--六西格玛设计模型. 上海质量, 2007, (5): 55-58.
- [62] 熊腊森, 6 σ 在电子产品设计中的应用, 电子质量, 2004 第 10 期
- [63] 赵有. 六西格玛设计中顾客需求分析关键技术研究[D]. 天津大学, 2007.
- [64] 王彩焕. 基于六西格玛的高强度汽车大梁钢质量改进研究[D]. 天津大学, 2012.
- [65] 伍斌. 6 σ 西格玛在企业竞争战略中的应用研究[D]. 东南大学, 2006.
- [66] 汪家玮. 六西格玛工具 DMAIC 在 H 公司真空泵产品质量改善中的应用[D].上海:上

海外国语大学, 2014.

[67] 马平. 六西格玛设计理念在产品设计中的应用研究[D]. 陕西:陕西科技大学, 2009:11-14.

[68] 章志刚. 试论如何真正理解六西格玛[J].企业活力, 2006 年 12 期:82.

[69] 期胡镭, 程瑾. 六西格玛管理方法在项目中的应用[J].上海汽车, 2009 年 7 期:30-32.

[70]唐晓芬. 六西格玛核心教程, 中国标准出版社, 2002 年 11 月