



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

基于道路模拟试验技术轿车副车架  
疲劳加速试验方法研究与实践

姓名：李明

学号：1331658

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：周鋈 教授

副指导教师：陈栋华

二〇一六年五月



同濟大學  
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to  
Tongji University in conformity with the requirements for  
the degree of Master of Engineering

**Study and Practice of Accelerated Fatigue  
Test for Car Subframe based on Road  
Simulation Technology**

Candidate: Li Ming

Student Number: 1331658

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Prof. Zhou Hong

Vice Supervisor: Chen Donghua

May, 2016

基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

李明 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；学校有权保留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：所呈交的学位论文，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

本文主要对副车架质量验证台架进行优化设计,并基于多轴载荷雨流投影技术对副车架载荷时域信号进行雨流滤波,形成考虑多轴间耦合特性的多轴载荷谱压缩方法,最终通过道路模拟技术,在室内实现副车架质量验证加速试验,缩短验证周期,降低验证费用等,具有很高的工程应用价值和通用性。

文章首先对副车架质量验证试验提出试验方案,利用和有限元法,对副车架台架进行优化设计,涉及优化方案、约束方式和载荷定义、目标应力拟合和优化结果对比分析等,获得优化后台架夹具参数。

另外,介绍试车场数据采集的一般操作流程和注意事项,并对获得原始数据进行一般的载荷处理。

其次,重点研究基于雨流投影技术的多轴载荷滤波,即时域压缩。对副车架试车场道路载荷信号进行雨流投影载荷压缩,并在主要应力角度上合成试验目标载荷谱。

最后,在优化设计的台架上,基于道路模拟技术在实验室内复现目标载荷谱并对迭代质量和试验方案进行分析论证。并就此展开耐久试验,从而验证本文所提出的试验方案的可行性和就副车架出现的可能缺陷,提出修改方案。

**关键词:** 疲劳加速, 有限元优化, 多轴雨流投影, 道路模拟试验

## ABSTRACT

In this paper the author proposed the design thought of optimal design for the test bench for quality verification based on DFR (Design of Reliability) and FEM and figured out multi-axial time history compression under the consideration of cross coupling between multi-axes through the Multi-axial Rainflow Projection technology. Finally, the quality verification accelerated test for the car subframe was carried out based on road simulation technology, which has more valuable engineering application, such as cost and time saving.

First, the author proposed the test bench concept of this subframe test bench and applies the DFR and FEM to optimal design test fixtures, referring to optimal design scenario, the methods of constraint and loads definition, target stress fitting and comparison and analysis of optimized results.

Second, the procedures and matters needing attention are introduced and the general load analysis methods are applied for the raw data from proving ground.

And then the author continued exploring the background, development and application of structure fatigue theory and multi-axial rainflow and deeply studied multi-axial time history compression based on multi-axial Rainflow Projection. Next, it was applied for the edited time history of car subframe from proving ground and then the target iterative time history was synchronized in the one of the primary direction of principal angle.

Finally, the road simulation test for quality certification was carried out based on the optimal test bench and synchronized target time history, which prove the design concept and helped to analyze and demonstrate the iteration quality. Next, the durability test was also carried out to validate the feasibility of this design concept and found out the defect of this kind of car subframe. An optimized solution was proposed.

**Key Words:** Accelerated Fatigue, FEM Optimizing, Multi-Axial Rainflow Projecting, Road Simulation

## 目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究目的和意义.....	1
1.2 研究现状.....	1
1.3 研究内容.....	2
1.4 技术路线.....	2
1.5 “三通道”试验的局限性.....	3
第 2 章 试验台架刚度优化设计.....	5
2.1 概述.....	5
2.2 有限元法简介.....	5
2.2.1 有限元法分析过程.....	5
2.2.2 有限元模型建立及验证.....	7
2.3 试验台架刚度优化设计.....	10
2.3.1 静态分析描述.....	11
2.3.2 约束方式和静载荷定义.....	12
2.3.3 副车架目标应力计算.....	13
2.3.4 目标应力拟合.....	16
2.3.5 优化结果对比分析.....	17
2.4 本章小结.....	21
第 3 章 工作谱采集和一般数据处理.....	23
3.1 概述.....	23
3.2 测量方案的确定.....	23
3.3 数采路面选择.....	25
3.4 一般数据采集过程.....	28
3.4.1 测量车辆准备.....	28
3.4.2 测量车辆配重.....	28
3.4.3 相关测量传感器的布置.....	29
3.5 一般数据处理原则和目标道路谱的制定.....	32
3.6 本章小结.....	34
第 4 章 多轴雨流投影载荷时域压缩.....	35
4.1 概述.....	35
4.2 可靠性设计理论简介.....	35
4.2.1 可靠性设计的两大焦点.....	35
4.2.2 可靠性设计理论基础.....	36

4.2.3 可靠性设计方向.....	37
4.2.4 考虑工作强度的可靠性设计.....	38
4.3 疲劳理论简介.....	40
4.3.1 雨流计数法.....	40
4.3.2 结构疲劳强度.....	45
4.3.3 线性疲劳累积损伤理论.....	50
4.4 雨流投影技术理论简介.....	51
4.4.1 有限元分析法概述.....	51
4.4.2 基于雨流投影技术的多轴载荷滤波法简述.....	52
4.5 副车架目标载荷谱时域压缩.....	59
4.5.1 雨流单位矢量投影角度选择.....	60
4.5.2 雨流滞回环滤波带宽定义.....	61
4.5.3 用于频谱能量控制的最小时间长度.....	63
4.5.4 雨流投影载荷压缩的结果.....	63
4.6 副车架两侧三角摇臂工作谱合成.....	72
4.7 本章小结.....	76
第 5 章 副车架室内道路模拟试验.....	77
5.1 概述.....	77
5.2 道路模拟理论简介.....	77
5.2.1 系统识别理论.....	77
5.2.2 迭代理论.....	81
5.3 副车架道路模拟的实施.....	84
5.3.1 系统识别.....	86
5.3.2 计算和评价首次驱动谱.....	86
5.3.3 目标模拟.....	88
5.3.4 开展耐久性试验.....	91
5.4 耐久试验结果评定.....	92
5.5 结构优化.....	93
5.6 本章小结.....	95
第 6 章 结论与展望.....	97
6.1 总结.....	97
6.2 展望.....	98
致谢.....	100
参考文献.....	101
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	103

## 第1章 绪论

### 1.1 研究目的和意义

近年来，在汽车市场繁荣的背后，也遭遇了国际汽车巨头的“技术封锁”和市场利润的瓜分、自主品牌的产品定位凌乱和开发能力低、产业中心的分散和投资的盲目乐观以及严重交通压力和环境恶化等等。这些无不要求我们对汽车的环保性、安全性、可靠性和舒适性有更进一步的要求。因此，无论合资品牌还是自主品牌，均在加强本土的开发设计能力，加快研发速度、降低成本、提高可靠性等手段来提高品牌的竞争力。

与此同时，随着市场的极速扩张和汽车保有量的不断上升，产品的质量問題也不断涌现，成为消费者、汽车厂和监管机构的关注焦点。二十年来，纵观许多厂商的市场召回、消费者的维权和监管机构的审核，如：十几年前的三菱帕杰罗的制动失灵到最近的一汽-大众速腾的“断轴门”等，汽车可靠性已经不再是一个陌生的词汇，而是越来越受到各方各面人士的聚焦和关注。

本课题由此提出，希望通过本课题的研究达到以下目标：形成快速、有效和通用的轿车副车架质量验证方法和标准。

本课题主要涉及有限元理论、可靠性设计、疲劳损伤理论、多轴载荷雨流投影时域压缩技术、迭代理论等多门学科，是综合性的研究课题。

### 1.2 研究现状

纵观国际上各大汽车公司在汽车耐久性试验研究方面，经过上百年的发展，伴随在计算机技术、控制技术和传感器技术的发展，历经用户道路试验、试车场试验和室内道路模拟试验阶段，并逐步融合混合仿真和虚拟仿真于物理试验中，从中积累了丰硕的成果并且形成了许多成熟的理论。

目前，大多整车厂和零部件厂越来越多的利用室内道路模拟试验来评价整车或零部件的耐久性能。这样，室内道路模拟试验得到快速发展：

1. 从单自由度向多自由度模拟发展；
2. 从线性模拟向非线性模拟发展；
3. 从单个零件向整车模拟发展；

#### 4. 从单纯物理试件模拟向混合仿真方向发展。

而对于中国汽车工业, 尽管我们的产销量已经世界第一, 但由于历史的原因, 我们在产品设计、试验验证和质量保证等方面的差距反而有逐步拉大的趋势。因此, 这些信的变化趋势正逐步被国家有关部门、企业和有识之士所认识。目前, 在国内道路模拟试验领域, 无论硬件还是软件方面, 各大汽车厂商和科研机构都大量投入和研究, 正逐步迎头赶上。

### 1.3 研究内容

本文以某轿车副车架质量验证试验展开, 利用现代 CAE 技术优化设计台架夹具, 并通过先进的载荷处理软件进行载荷谱压缩, 开展以道路模拟试验技术为基础的加速疲劳试验, 最终对副车架质量的稳定性和可靠性进行考核。

主要内容包括如下:

1. 利用白车身和副车架有限元模型, 确保副车架真实的约束边界条件, 获得副车架关键点应力分布, 并将其作为台架夹具优化设计的目标, 实现在给定立柱高度下, 台架立柱截面积最优结果。其核心思路是使台架立柱与副车架之间的刚度能真实模拟白车身与副车架之间的连接刚度, 从而确保一致的边界条件。
2. 基于多轴雨流投影技术把广泛接受的单轴雨流计数法和单轴疲劳损伤理论应用到多轴载荷处理上, 即把多轴载荷合理地投影到单位矢量角度上, 从而对每个投影角度上的雨流矩阵属性和伪损伤分析并删除对伪损伤贡献小的雨流滞回环, 最终实现对多轴载荷的时域压缩;
3. 基于优化计算得到的立柱尺寸组建副车架 3 通道道路模拟试验台架系统, 并利用迭代技术在台架上复现压缩强化的载荷目标, 展开疲劳试验对副车架的质量稳定性和可靠性进行考核。

### 1.4 技术路线

本文的技术路线如图 1.1 所示, 这里必须说明的是: 本文所涉及的白车身模型和副车架模型均为现存的已验证的模型。出于对论文技术路线的完整性考虑, 故在技术路线中列出模型验证的过程, 但其内容并不在本文中涉及。为了清晰区分, 所以对模型的验证过程以虚线框表示。

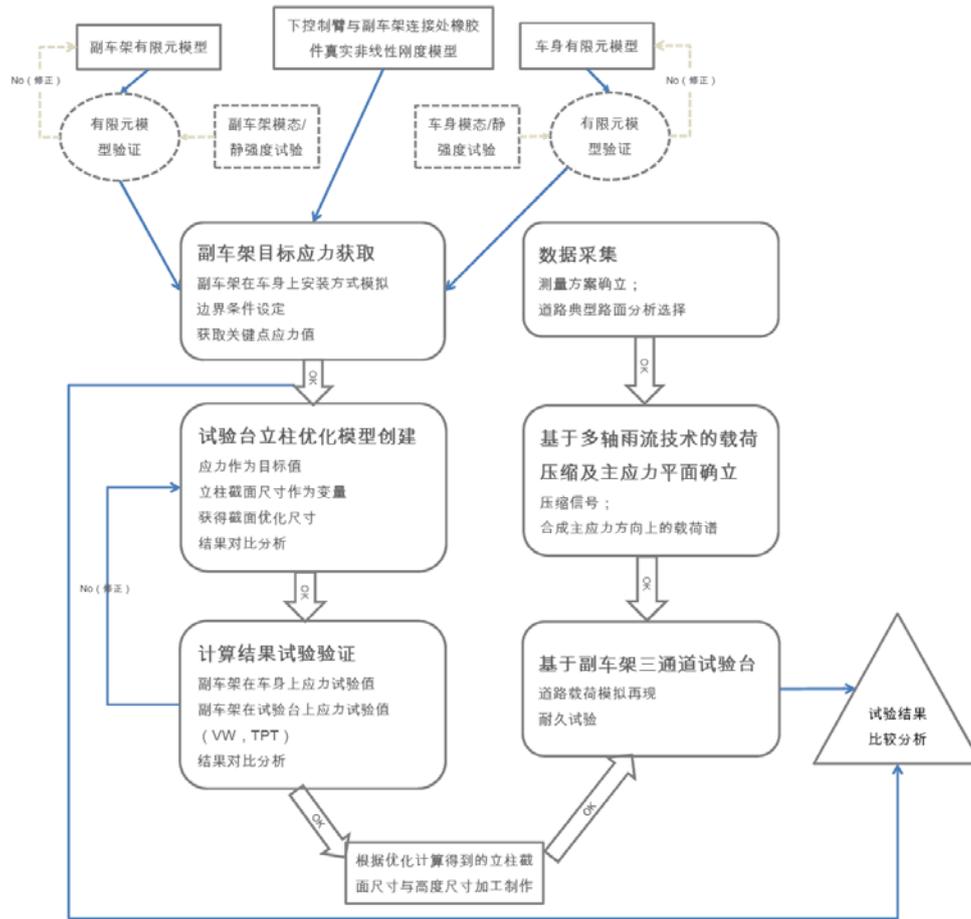


图 1.1 本文的技术路线

## 1.5 “三通道”试验的局限性

这里先把本文所要描述的副车架质量验证试验台架简称为“三通道”试验。

本论文的研究对象为某国产车型的副车架，如图 1.2 所示，其前桥采用麦弗逊式独立悬架，其中副车架通过四个螺栓直接安装在车身上，其主要用于安装三角摇臂、转向机、稳定杆和变速箱支架，并承受这些部件传递的道路载荷。

副车架两侧通过橡胶衬套和左右三角摇臂与悬架转向节柱相连，主要承受车轮的制动力（驱动力）和侧向力，基本不承受垂向力。副车架上同时安装转向机、稳定杆和变速箱支撑等主要附件，其中转向拉杆也与转向节柱相连，控制车轮转向；稳定杆通过耦合杆与悬架连接，主要为了提高车辆过弯时的横向稳定性；变速箱支架通过铝合金橡胶支撑与动力总成的变速箱相连，承受轴向力，约束动力总成在绕 Y 轴上产生过大的旋转（俯仰）。所以，轴头纵向力和侧向力是副车架主要承受的载荷<sup>[1]</sup>。

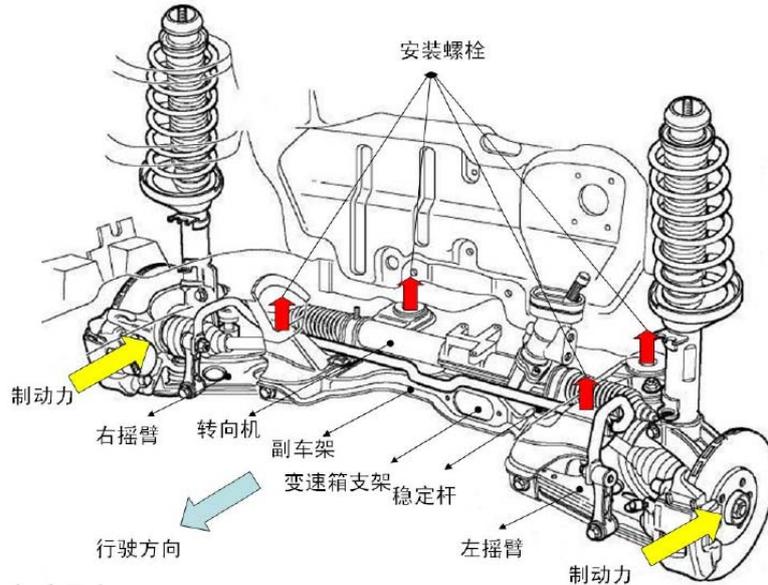


图 1.2 某国产车型副车架安装方式

根据上述副车架结构、约束方式和受力分析的描述可知，副车架所受的载荷非常复杂，而在三通道试验中尽管能模拟主要受力载荷：通过左右三角摇臂传递的轴头纵向（X）和侧向（Y）在主要应力方向上的合力以及变速箱支撑点处的轴向力，但并不是完整的受力加载。所以，不得不承认这样的载荷模拟方式定义本身就存在一定的局限性，但考虑到轴头的垂向力主要由悬架承受，并未传递到副车架本体，所以此三通道副车架试验定位于能够快速、有效和通用地检验副车架质量，特别是钢制副车架上下冲片的焊接质量的稳定性和可靠性、对异地生产质量检测、更换供应商后的质量检测或更换材料的质量检测等具有很大的优势。因此，本文提出的“三通道”副车架道路模拟试验具有很高的使用价值<sup>[2]</sup>。

## 第2章 试验台架刚度优化设计

### 2.1 概述

本章根据有限元法理论,基于白车身和副车架有限元模型来模拟车身与副车架之间真实的连接刚度,对试验台架立柱的刚度进行优化计算,确保两种约束边界下副车架表面关键点的应力分布一致,最终获得台架立柱尺寸的最优结果,为后续实现副车架室内道路模拟试验做好准备<sup>[3] [4] [5]</sup>。

### 2.2 有限元法简介

有限元法的基本思想是运用离散化的概念,首先将连续体理想化为有限个单元集合而成,这些单元仅在有限个节点上相连接,亦即用有限个单元的集合来代替原来具有无限个自由度的连续体。其次根据物体的几何形状特征、载荷特征、边界约束特征等,选取各种类型的单元。再在此基础上,对每一单元根据分块近似的思想,假设一个简单的函数来模拟其位移分量的分布规律,即选择单元位移模式。位移模式取决于单元的自由度和有关解的收敛性要求。从而结合虚功原理(或变分原理,或其它方法),求得每个单元的平衡方程,也就是建立单元节点力与节点位移之间的关系。最后,把所有单元得这种特性关系按照保持节点位移连续和节点力平衡的方式集合起来,就可以得到整个物体的平衡方程组。引入边界约束条件后解此方程,就可求得节点位移,从而计算出各单元应力<sup>[3]</sup>。

#### 2.2.1 有限元法分析过程

有限元法对于数学而言,就是离散化的数值插值法,对于结构力学特性而言,则是能量原理,即虚位移原理、最小位能原理和最小余能原理等。而其整个分析过程概括起来可以简化为以下六个步骤<sup>[6]</sup>:

##### 一、结构离散化

结构离散化是有限单元法分析的第一步,也是有限元法的基本思想。所谓离散化简单的说,就是将要分析的结构分割成有限个单元体,并在单元体的指定点设置节点,使相邻单元的有关参数具有一定的连续性,并构成一个单元的集合体,以它代替原来的结构。

## 二、选择位移模式

在完成结构的离散化之后，就可以对典型单元进行特性分析。此时，为了能用节点位移表示单元体内的位移、应变和应力，在分析连续体问题时，必须对单元中位移的分布做出一定的假设，也就是假定位移是坐标的某种简单函数，这种函数称为位移模式或插值函数。选择适当的位移函数是有限单元法分析中的关键。通常选择多项式作为位移模式。其原因是因为多项式的数学运算(微分和积分)比较方便，并且由于所有光滑函数的局部，都可以用多项式逼近，至于多项式的项数和阶次的选择，则要考虑单元的自由度和解的收敛性要求，一般来说，多项式的项数应等于单元的自由度数，它的阶次应包括常数项和线性项等。单元的自由度是指单元节点独立位移的个数。根据选定的位移模式，就可以导出用节点位移表示单元内任意一点位移的关系式，其矩阵形式是：

$$\{f\} = [N]\{\delta\}_e \quad (2.1)$$

式中， $\{f\}$  — 单元内任意一点的位移列阵； $[N]$  — 形函数矩阵，它的元素是位置坐标的函数； $\{\delta\}_e$  — 单元的节点位移列阵。

## 三、分析单元的力学特性

位移模式选定以后，就可以进行单元的力学特性分析，包括三部分内容：

A. 利用几何方程，由位移表达式(2.1)导出节点位移表示单元应变的关系式：

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}_e \quad (2.2)$$

式中， $\{\varepsilon\}$  — 单元内任意一点的应变列阵； $[B]$  — 单元应变矩阵。

B. 利用本构方程，由应变的表达式(2.2)导出用节点位移表示单元应力的关系式：

$$\{\alpha\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{\delta\}_e \quad (2.3)$$

式中， $\{\sigma\}$  — 单元内任意一点的应力列阵； $[D]$  — 与单元材料有关的弹性矩阵。

C. 利用变分原理，建立作用于单元上的节点力与节点位移之间的关系式，即单元的平衡方程：

$$\{F\}_e = [K]_e\{\delta\}_e \quad (2.4)$$

式中， $[K]_e$  — 单元刚度矩阵， $[K]_e = \iiint [B]^T [D] [B] dx dy dz$

## 四、集合所有单元的平衡方程，建立整个结构的平衡方程

这个集合过程包括两方面的内容：1) 各个单元的刚度矩阵，集合成整个物体的总刚度矩阵；2) 将作用于各单元的等效节点力列阵，集合成总的载荷列阵。最常用的集合刚度矩阵方法是直接刚度法。一般来说，集合所依据的理由是要求所有相邻的单元在公共节点处的位移相等。于是得到以总刚度矩阵 $[K]$ 、载荷列

阵 $[F]$ 以及整个物体的结点位移列阵 $\{\delta\}$ 表示的整个结构的平衡方程:

$$[K]\{\delta\} = [F] \quad (2.5)$$

这些方程还应考虑几何边界条件作适当的修正之后,才能够解出所有的未知结点位移。

### 五、求解未知节点位移

由集合起来的平衡方程组(2.5)解出未知位移。在线性平衡问题中,可以根据方程组的具体特点选择合适的计算方法。

### 六、计算单元应力

最后,就可利用式(2.3)和已求得的节点位移计算各单元的应力,并加以整理得出所要求的结果。

## 2.2.2 有限元模型建立及验证

这里结合本文所用的白车身模型为例介绍其有限元建模主要工作过程<sup>[6] [7] [10]</sup>和模型验证方式<sup>[7] [8] [9]</sup>。

### 一、白车身有限元模型的建立

通常,需要在得到完整的CAD模型后,将其导入CAE软件进行前处理,比较专业的前后处理软件有HyperMesh等。整个前处理过程通常称为结构的离散化,其主要包括导入模型的几何清理、分块、网格划分等工作。

#### 1. 白车身模型的几何清理

模型的几何清理主要发生于几何模型的导入过程中,由有限元软件自动生成由点、线、面组成的模型后,其主要目的就是在不影响计算结果的前提下,修补由于CAD模型的导入/导出而丢失或出错的几何实体,以便更精确地划分网格,保证网格质量。一般分为几何清理和几何修正,统称为几何清理,如下表2.1所示:

表2.1 模型几何清理与修正

	几何清理	几何修正
1	确保相邻两面有公共边且没有多余的面,即删掉重复的线、(线上所包括的)多余点和许多的重合面等;	修正由于CAD模型导入引起的面与面之间的缝隙、重叠、错位等缺陷,一般更多发生于曲面中
2	清除CAD模型中用于生产加工的加工属性,如倒圆、倒角、小孔等。有限元软件无法智能识别,造成用到很多小单元去模拟、边界错位导致网格扭曲等,引起单元质量不高、求解时间过长和求解精度差;	补全丢失面,具体如:裁剪和镇压边界、修补自由边和缝齐接合面等。
3	忽略对应力分布无影响的部件,如油管固定卡环等。	

## 2. 白车身几何模型的分块

对于白车身这类复杂构件而言,考虑到一次性完成所有网格的组建是非常困难的。所以,一般根据承载式白车身的结构特点,将白车身模型划分为多个不同部分,如图 2.1 所示,不同的颜色代表一个分块,以便后续网格划分和材料参数赋予。

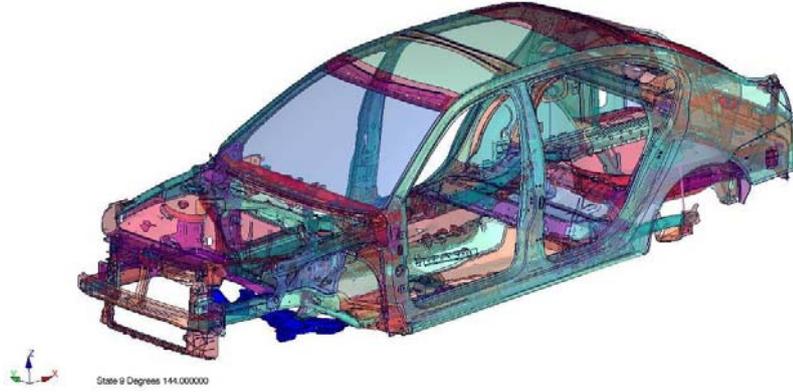


图 2.1 白车身几何模型分块图举例

## 3. 白车身几何模型的网格划分

通常,白车身主要是由薄钢板或者复合材料焊接或热成型等而产生。介于薄钢板底面尺寸远大于其厚度尺寸,所以可以近似看成薄板,这样对比壳单元、梁单元、板单元等单元特性,可以发现相对而言壳单元结构单元中间面上的平板刚度、弯曲刚度以及曲率效应更接近薄板力学特性,故由其建立白车身的有限元模型具有更高精度,更符合车身自身结构特性等优势。除了挑选最为合理的单元类型,还必须对于网格划分,一般做以下几方面考虑<sup>[10] [11]</sup>:

- 1) 在计算数据变化梯度较大的部位(如圆孔等应力集中处),采用比较密集的网格,更好地反映数据变化规律;反之,计算数据变化梯度较小的部位,采用相对稀疏的网格,可以减小模型规模。
- 2) 单元的阶次对计算精度的影响主要表现为:阶次越高则精度越高,计算量也上升。但某些情况下,采用高阶单元并不能有效提高的计算精度,如网格数量较多时;
- 3) 在分块划分过程中,出现不同块块间的结合面网格数不同时,可以尝试手工连接的方式来实现网格的连续性;
- 4) 对于装配的连接点以及载荷约束的施加点一般可以用特殊的单元体来等效模拟,如 NASTRAN 中的 MPC 单元等。

## 4. 白车身焊点的建模

点焊结构广泛应用于车身结构大量金属板件之间的主要连接,所以在白车身

有限元建模中焊点的建模是主要工作之一。一般有多种类型单元模拟焊点，如公共节点、体单元和单个梁单元等，但通常需要根据具体应用、模型模拟精度、建模效率等来选择，如公共节点、体单元和单个梁单元等。

- 1) 从模拟精度看，采用体单元模拟焊点的方法精度最高；采用单个梁单元模拟焊点的相对误差比较一致；采用公共节点模拟焊点的精度在低阶较好，高阶（三阶以上）略差；
- 2) 从建模效率看，公共节点模型和单个梁单元模型效率较高，体单元模型效率较低。

综合模拟精度和建模效率的因数以及本文的准静态应用环境，本文中选择公共节点模拟车架和金属板件的焊点<sup>[11]</sup>。

## 二、白车身有限元模型的验证

一般情况下，对于有限元模型的验证可以从静态特性和动态特性两方面出发，主要验证试验由静刚度校核和模态试验的方式进行验证，这样根据验证结果可以比较全面地对有限元模型进行修正<sup>[8][9]</sup>。通常，静刚度校核又分为弯曲刚度和扭转刚度两项<sup>[12][13]</sup>，如图 2.2 和 2.3 所示。

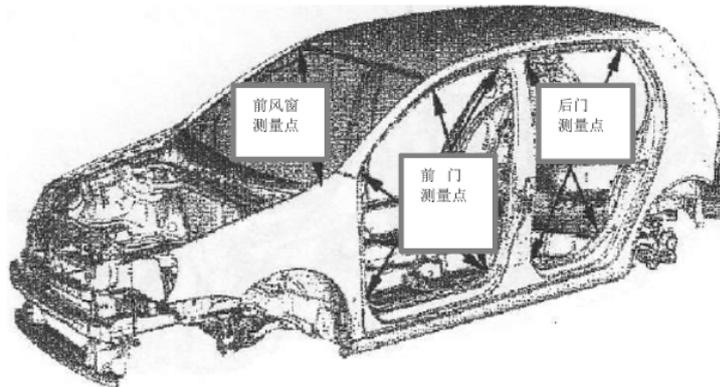


图 2.2 弯曲试验示意图

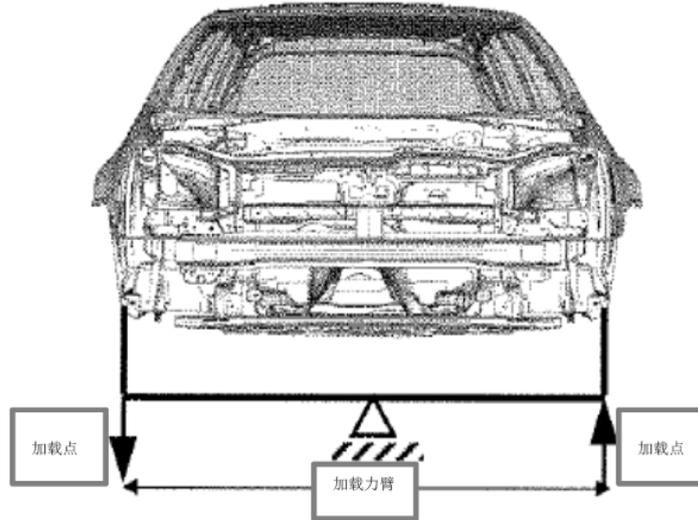


图 2.3 扭转试验示意图

## 2.3 试验台架刚度优化设计

3 通道副车架道路模拟试验台架优化设计的核心是基于副车架在白车身约束下和在试验台架约束下其约束（连接）刚度一致的原则下，以白车身约束下副车架关键点表面应力分布为目标应力，创建试验台立柱优化模型并验证计算结果<sup>[1]</sup>，具体步骤如下图 2.4 所示。

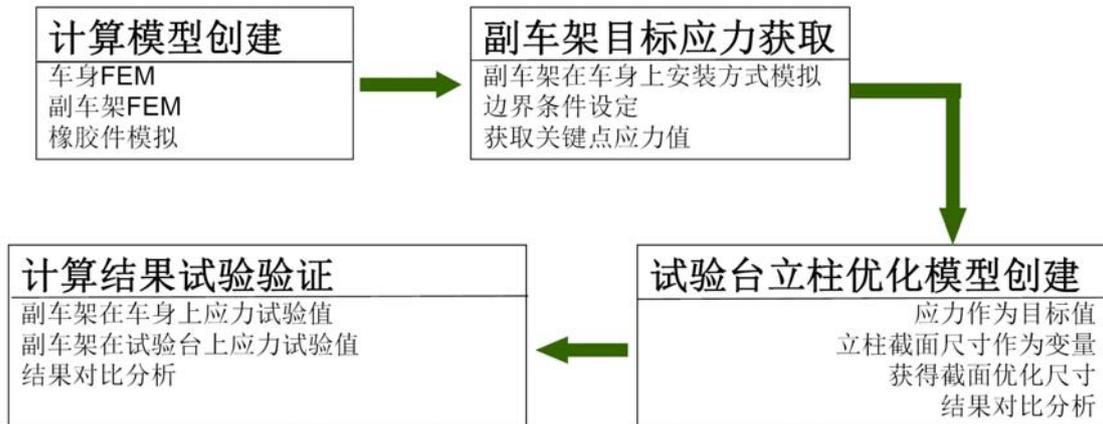
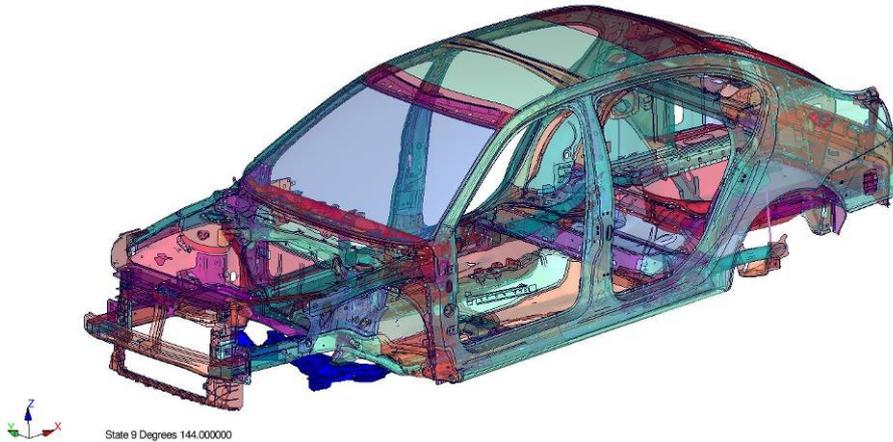


图 2.4 副车架台架刚度优化设计思路

这里不得不说明的是，所谓的副车架在白车身约束下和在试验台架约束下其约束（连接）刚度一致的原则是在一定的假设条件下定义的。其主要受白车身约束条件定义影响，具体参考约束方式和载荷定义小节描述。

### 2.3.1 静态分析描述

将经过模型验证后的副车架和白车身有限元模型导入到 MSC.NASTRAN 求解软件中<sup>[10]</sup>。这里的白车身模型包括了前后保险杠、前后风窗玻璃和后轴。副车架模型则安装于该白车身模型上，如图 2.5 所示，并将副车架模型固定在白车身模型的 4 个塔形支撑处<sup>[1]</sup>。



各轴的方向参考车辆坐标系：**Z** = 垂向，**X** = 纵向，**Y** = 侧向；  
**Z** = 垂向：垂直与路面  
**X** = 纵向：平行于车辆行驶方向  
**Y** = 侧向：平行于车轴方向

图 2.5 副车架和白车身有限元模型

考虑到副车架和车身实际连接的状态，为了使有限元分析与实际车辆的边界条件尽可能的一致，这里对整个副车架的有限元模型作了以下几个修正<sup>[1]</sup>：

1. 模拟副车架和三角摇臂之间橡胶衬套在加载时产生的少量变形。在有限元模型中建立了 4 个类似的衬套单元，约束端点全部 6 个自由度，并根据图 2.6 所示本文副车架衬套的设计力—位移曲线来定义其弹性刚度参数。从图中可以看出，在小变形范围内，载荷与位移的变化关系几乎是线性的，也就是说其刚度为一定值。从车辆的行驶方向上看，前面两个衬套的参数为：X/Y 方向上的刚度 780N/mm，+Z 方向上的刚度 1470N/mm；后面两个衬套的参数为：X/Y 方向 1000N/mm，+Z 方向 2000N/mm。
2. 副车架和三角摇臂之间橡胶衬套紧固螺栓以梁单元模拟，并引入 RBE2 单元将两个梁单元的端点和这两个 RBE2 单元端点在空间位置的中点进行连接，仅约束三个移动自由度，模拟球铰连接。

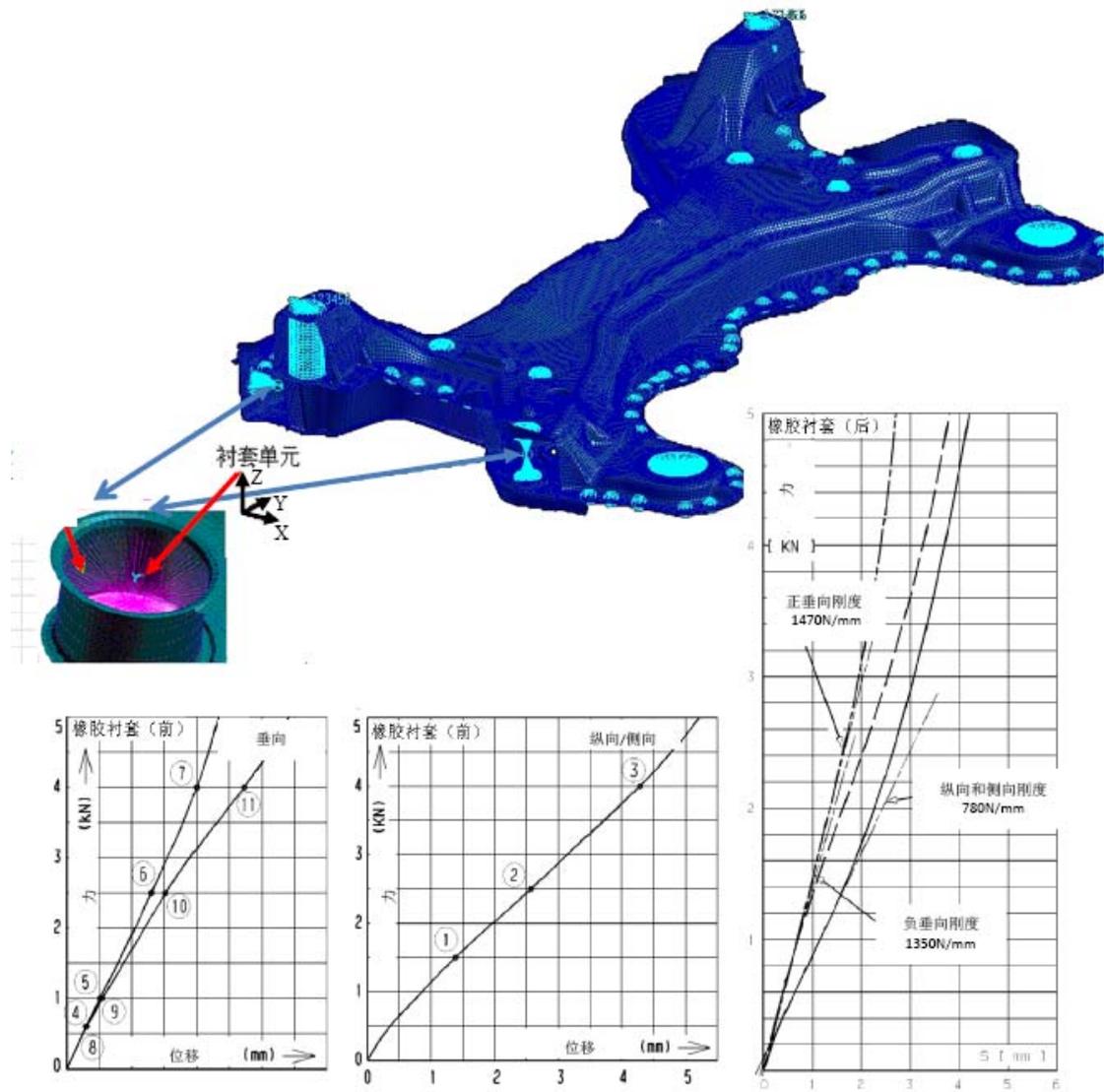


图 2.6 副车架与车身连接处橡胶衬套的模拟和刚度特性曲线

### 2.3.2 约束方式和静载荷定义

对于台架刚度优化来说，白车身有限元模型实质是作为一个整车环境下的副车架模型的柔性约束，其中这个“柔性”的定义是关键因素，对副车架表面应力分布起到决定性作用。这个“柔性”的定义主要取决于白车身模型约束位置的选取。理论上，建立整车有限元模型包括白车身和底盘等模型，并约束整车于四个轴头位置，这是最为合理的和理想的约束边界，符合车辆行驶过程中的状态。但考虑到这样对模型的要求大大提升，时间周期又非常，所以参考过往丰富的六自由度轴耦合道路模拟试验台架上的副车架开发试验的经验，这里决定在白车身两侧前后车门门槛梁上（即侧框上）采用固定刚性约束，即约束车身六个自由度，

如图 2.7 所示, 这样不仅保证白车身约束后, 前半车身近似于原来状态的“柔性”, 也确保白车身和副车架之间的位移变形状态与整车一致, 更是大大简化了对整车模型的需求和节省了大量时间<sup>[11]</sup>。

综合以往类似试验的经验, 并考虑该车型弗逊式悬架前悬架的受力特性、本次试验(所在国内某试车场数据采集)的道路载荷谱特性和第四章多轴雨流载荷压缩的分析结果, 选择在副车架左右三角摇臂上加载 20kN 的静态力, 加载角度与车辆坐标系 X 轴成向外的 30 度夹角, 如下图 2.7 所示。关于该夹角, 后续第四章多轴雨流载荷压缩中会涉及描述。

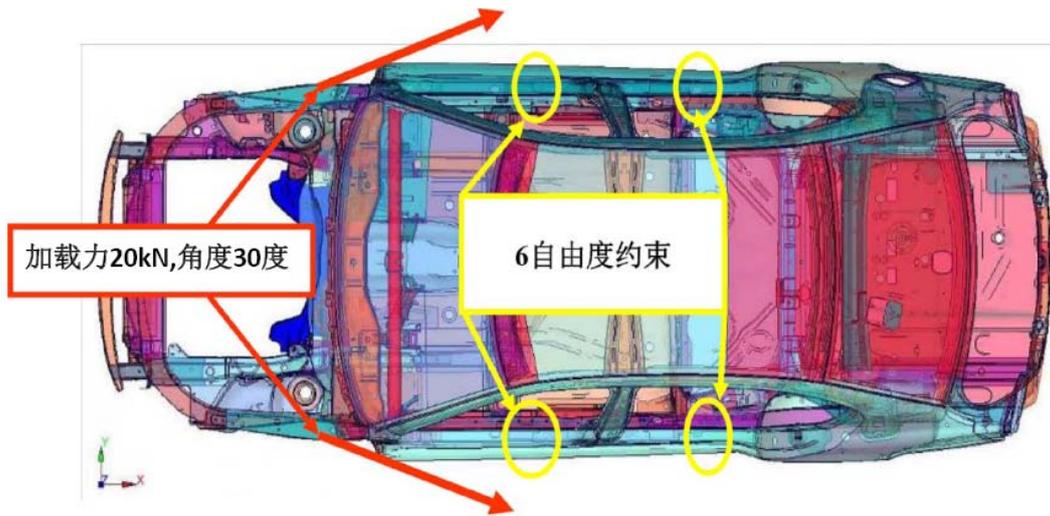


图 2.7 白车身模型约束方式和加载定义

### 2.3.3 副车架目标应力计算

在台架刚度优化计算前, 必须先计算副车架在白车身约束状态下的关键点表面应力分布, 并将其作为后续台架优化的目标应力分布。为了方便比较, 故在副车架上下表面上选取局部应力比较大的区域作为后续优化的关键参考点, 即在每个应力集中区域选取 1 个最大峰值应力单元的应力, 共计 21 个关键单元的应力, 如图 2.8 和 2.9 及表 2.2 所示, 以此作为后续优化计算的目标值。

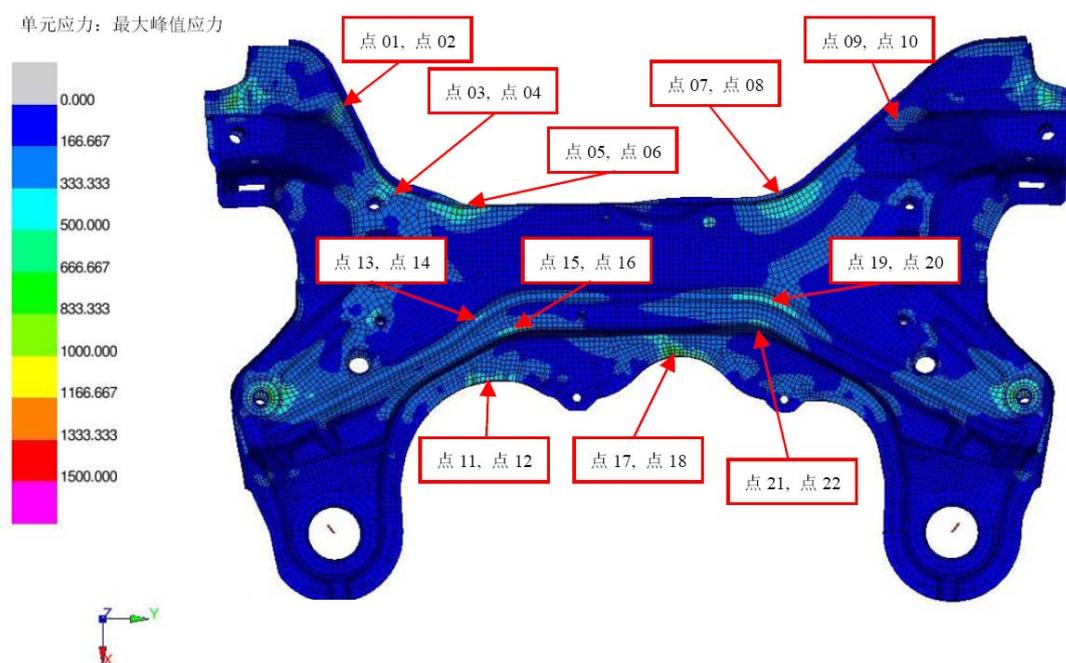


图 2.8 白车身约束下副车架正面应力分布和优化目标点

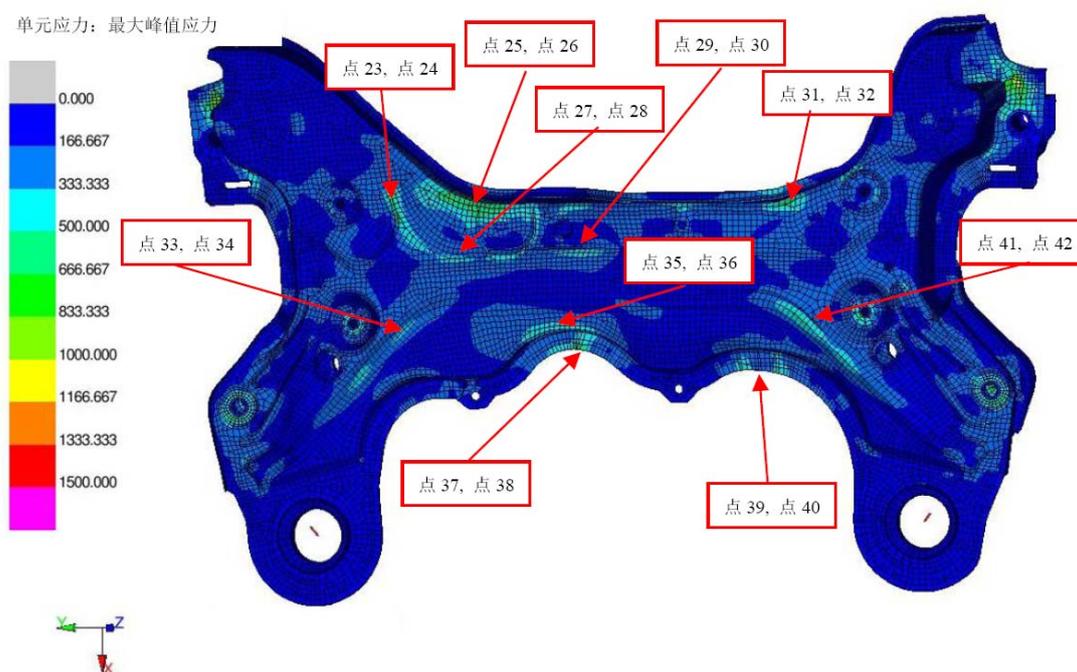


图 2.9 白车身约束下副车架反面应力分布和优化目标点

表 2.2 白车身约束下副车架选取的 21 个关键单元应力

关键单元序 列号	关键单元网 格号	最大峰值应力 (MPa)	关键单元序 列号	关键单元网 格号	最大峰值应力 (MPa)
点 01	678055	480	点 22	640394	308
点 02	678060	420	点 23	590605	863
点 03	653499	630	点 24	590603	863
点 04	653532	628	点 25	591083	668
点 05	649879	516	点 26	599949	668
点 06	650115	516	点 27	590936	527
点 07	658462	586	点 28	590990	506
点 08	658023	581	点 29	609693	334
点 09	661690	478	点 30	609697	326
点 10	661737	482	点 31	613966	703
点 11	643806	201	点 32	613973	684
点 12	643803	200	点 33	595982	525
点 13	652853	412	点 34	595986	539
点 14	652848	412	点 35	607690	473
点 15	652277	335	点 36	607688	469
点 16	642272	335	点 37	608863	932
点 17	643058	325	点 38	608860	932
点 18	643057	373	点 39	612646	624
点 19	657468	502	点 40	612707	292
点 20	657470	504	点 41	612369	719
点 21	640378	292	点 42	612437	721

备注：根据以往白车身模型计算和试验验证结果比较经验看，白车身及其相关连接附件，如副车架等，其计算值和试验值基本趋于一致<sup>[8]</sup>。但总体上看，由于白车身计算刚度会大于试验刚度值，可能造成与白车身模型连接的部件，如副车架等表面局部峰值应力会过大，甚至超过材料的强度极限。根据深入分析，这可能是白车身模型中用一致的公共节点模拟焊点以及用一致 MPC 单元模拟车身和副车架等附件的连接刚度引起模型整体刚度增强<sup>[9]</sup>。但整个模型计算精度是可靠的和保证的。

为了进一步验证副车架有限元模型的正确性，这里将 21 处关键点表面目标应力计算结果与以往类似副车架试验结果的裂纹位置作对比，发现其中单元

608860/643057 和 653532 三个单元与以往实际试验裂纹位置十分吻合,如图 2.10 所示,这也充分说明白车身和副车架有限元模型的准确性。

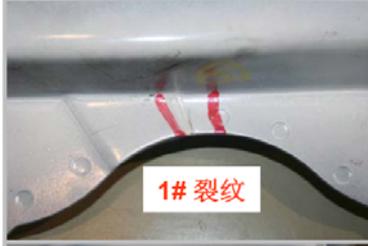
	序列号	单元网格号	最大峰值应力 (目标值)	最大峰值应力 (优化值)	优化/目标比例
	点18	643057	373	376	101%
	点38	608860	932	1030	110%
	序列号	单元网格号	最大峰值应力 (目标值)	最大峰值应力 (优化值)	优化/目标比例
	点04	653532	628	592	94%

图 2.10 目标优化点和以往试验结果对比

### 2.3.4 目标应力拟合

基于前期试验台设计概念,提出由 4 个立柱来模拟副车架与车身的连接刚度,目标值为白车身和副车架的连接刚度<sup>[1]</sup>。

这样对于 4 个立柱来说,其可变的参数主要是截面长、截面宽以及立柱高度,共计  $3 \times 4 = 12$  个变量。通常设计试验台架的要求是在满足边界条件前提下,尽量简化加载矢量,可以简化优化模型的计算量,提高刚度模拟的精度,又简化试验台架加工要求。

通过对副车架在实车安装状态分析,可知实车上副车架安装于白车身左右两个纵梁上,不考虑副车架表面的变化,其四个安装点基本处于同一平面,所以立柱高度一方面可以参考副车架在实车上的安装位置,另一方面又要考虑安装方便性。所以,这里将立柱高度作为常量来处理,这样整个优化模型的变量可以缩减至 8 个,大大加快优化计算的速度和收敛成功率。

因此,台架刚度优化设计就可以简化为:在立柱高度确定的情况下,通过优化立柱的截面尺寸来拟合两种不同约束下的副车架表面关键点应力分布。

对于台架刚度优化计算来说,其有限元模型的边界条件设置是关键如下:

1. 立柱的约束作用于其上端点,约束自由度为 4 个;
2. 以白车身模型加载一样的加载点和加载当量,即 20kN 静态力,加载角度为与车辆坐标系的 X 轴成向外的 30 度夹角,如图 2.11 所示。同时需要说明的是:考虑到模型的简化和计算的速度及进度,这里取消了三角摇臂的模型,直接在有限元模型中以 MPC 单元代替三角摇臂。

此外，还需要定义相关优化参数，如：1) 优化目标为重量最小；2) 设计变量为4个立柱的截面尺寸（H1，H2，H3，H4，W1，W2，W3，W4）；3) 优化约束为副车架21个关键单元的最大峰值应力。

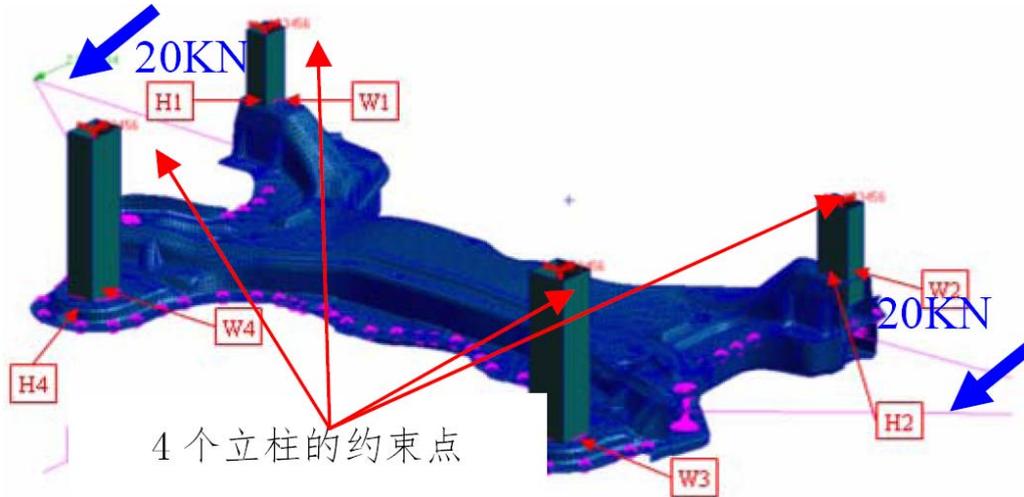


图 2.11 台架刚度优化设计模型

### 2.3.5 优化结果对比分析

在整个优化过程中，在基于副车架表面应力与目标值最优和立柱高度一致的前提下，设定三种不同方案的立柱截面长宽定义要求进行优化。1) 方案一，四个立柱长宽无具体定义，得到优化结果表现为每个立柱截面积均不一样，如表 2.3 方案一所示；2) 方案二，考虑到副车架直接安装于白车身左右纵梁上，其为对称结构，所以可以进一步简化优化计算的定义条件，即前后（各两个）副车架安装硬点上立柱截面长宽相同（ $L1=L2$ ， $W1=W2$ ， $L3=L4$ ， $W3=W4$ ），得到相关优化结果，如表 2.3 方案二所示；3) 方案三，定义四个立柱截面长度一致，获得每个立柱的截面宽度均不一致，如表 2.3 方案三所示。

表 2.3 台架立柱优化尺寸

台架立柱位置	优化参数长度	方案一	方案二	方案三	优化参数宽度	方案一	方案二	方案三
左前	L1	23	23	25	W1	37	34	38
右前	L2	35	23	25	W2	23	34	35
左后	L3	24	28	25	W3	26	44	43
右后	L4	27	28	25	W4	44	44	47

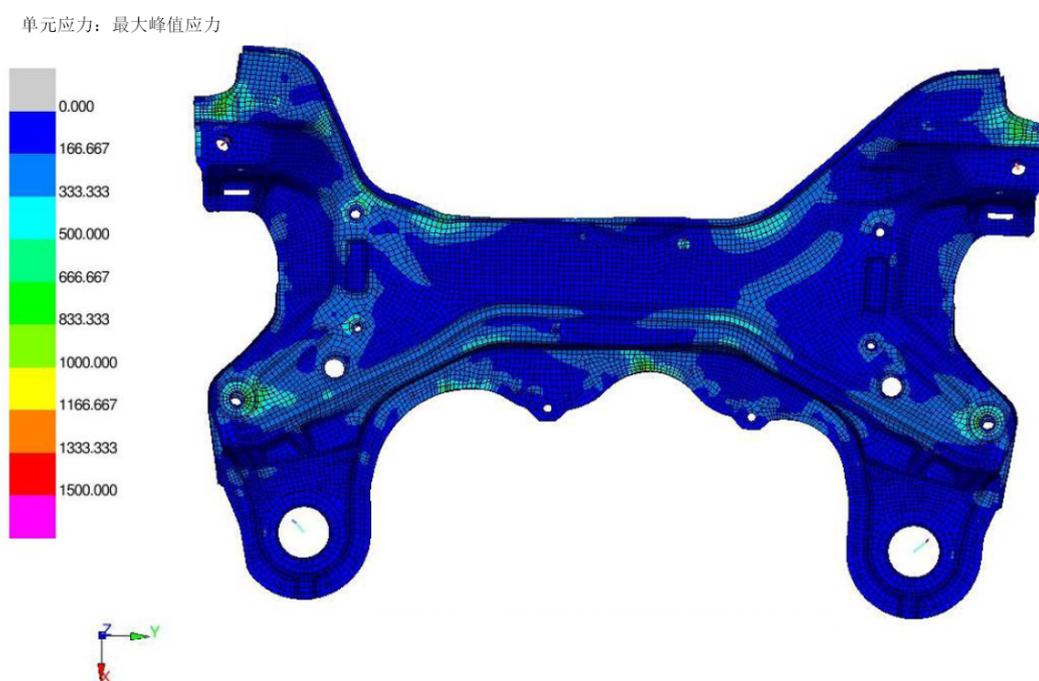
分析副车架应力结果发现，最终选取方案二，即前后（各两个）副车架安装

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

硬点上立柱截面长宽相同的立柱截面结果，其中 21 个关键单元的应力值绝对值与其在白车身模型上的结果高度一致，相对误差都在 10%之内，具体如图 2.12、2.13、2.14 和 2.15 所示。

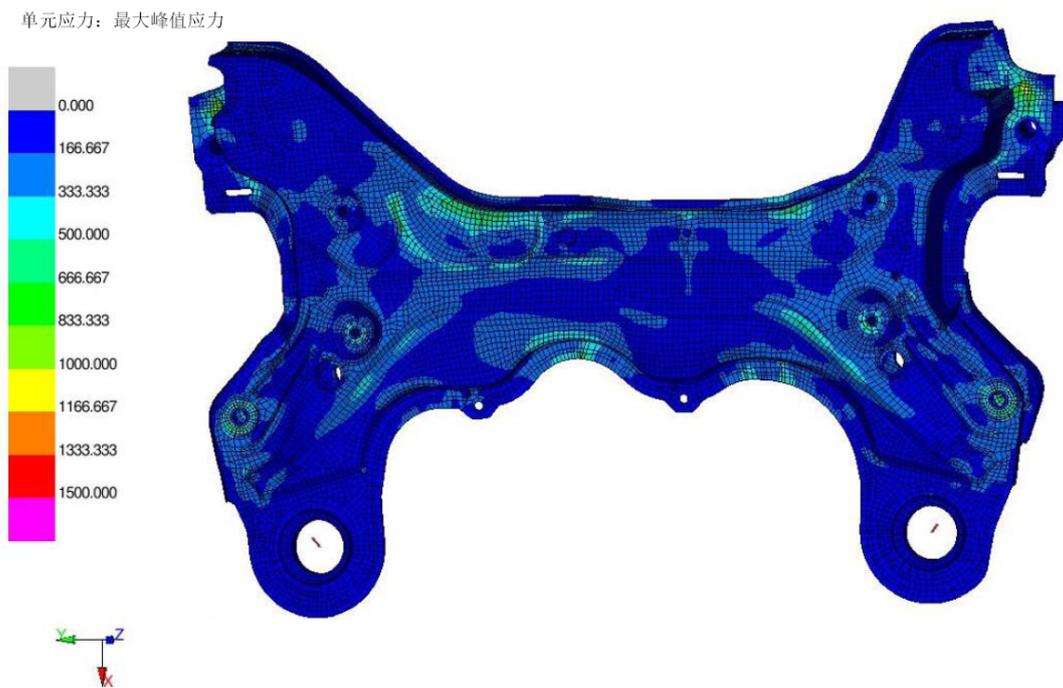


1. 白车身约束下副车架应力分布

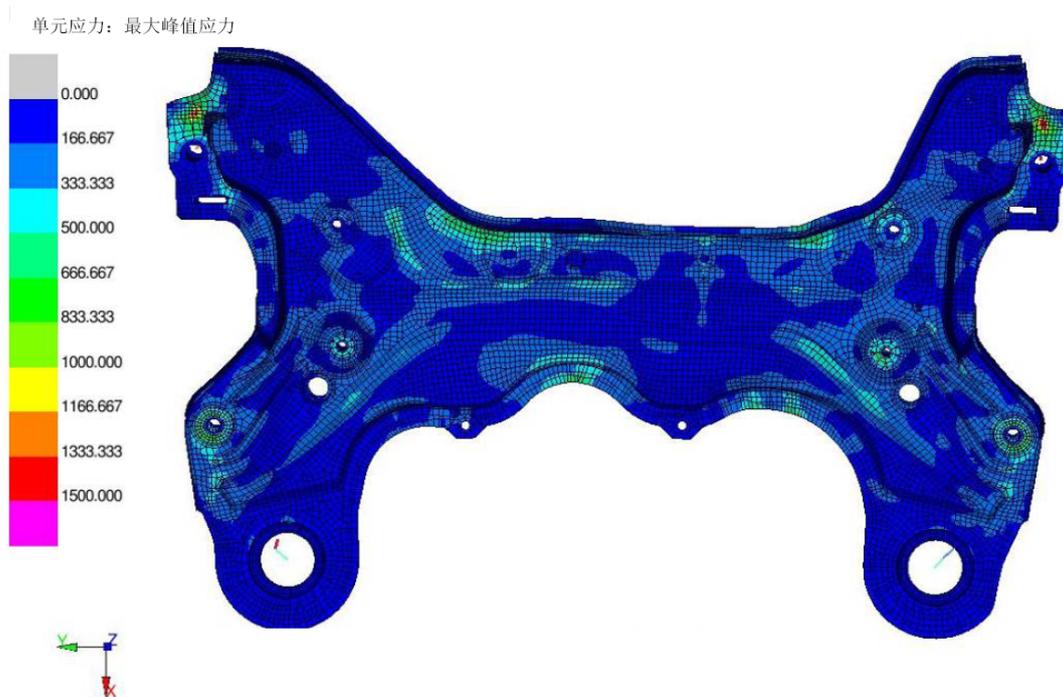


2. 优化台架约束下副车架应力分布

图 2.12 目标和优化结果应力分布对比—正面



1. 白车身约束下副车架应力分布



2. 优化台架约束下副车架应力分布

图 2.13 目标和优化结果应力分布对比—反面



图 2.14 三套立柱截面方案与目标在关键点应力百分比对比

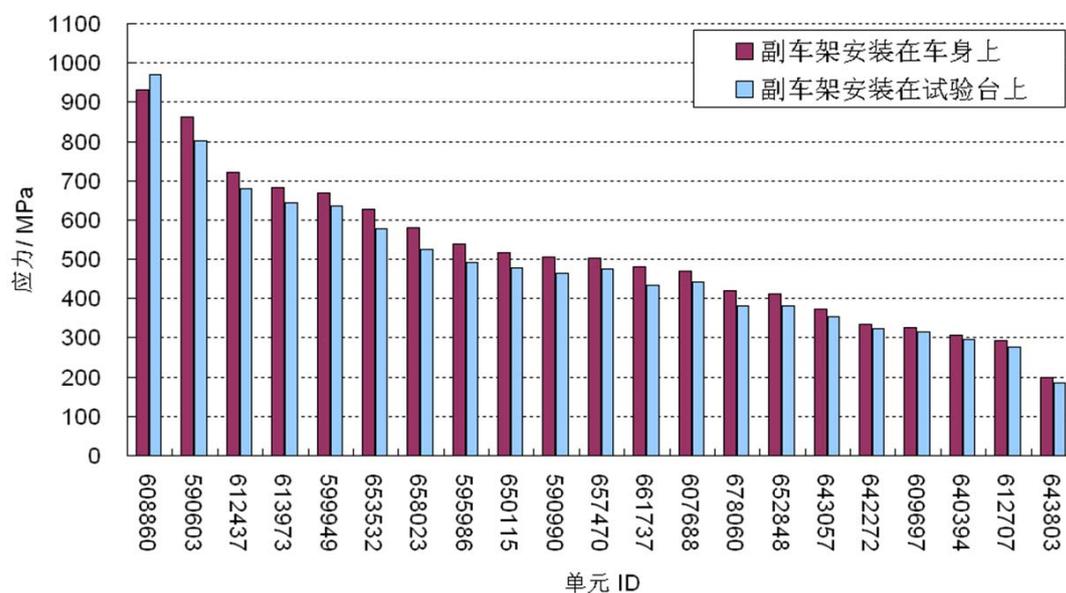


图 2.15 方案二立柱截面下关键点应力和白车身模型约束下目标应力对比

## 2.4 本章小结

首先,就本章研究的重点,介绍有限元法的核心理论基础。尽管所使用副车架和白车身模型并不是本章主要阐述重点,但考虑到本章内容的完整性,加入了有限元建模的步骤和注意事项以及模型的验证方式。

其次,利用白车身和副车架有限元模型,在确保副车架真实的约束边界条件下,获得副车架关键点应力分布,并将其作为台架夹具优化设计的目标,实现在给定立柱高度下,台架立柱截面积的最优结果。其核心思路是使台架立柱与副车架之间的刚度能真实模拟白车身与副车架之间的连接刚度,从而确保一致的边界条件。

最后,根据本章优化结果,副车架在优化设计的试验台架上的受力特性与其在白车身模型上的受力特性高度一致,达到预期目标。由此获得台架立柱尺寸可用于下面道路模拟耐久试验台架搭建。另外,这些关键应力点的位置也可以作为数据采集与后续载荷压缩的参考。



## 第3章 工作谱采集和一般数据处理

### 3.1 概述

本章主要涉及副车架实车试车场数据采集测量方案的确立、试车场典型道路路面分析选择以及原始道路数据的一般分析编辑处理。

### 3.2 测量方案的确定

该副车架涉及的某国产车型为前置-前驱动力总成，其动力总成配置中，有1.6L, 1.4L T 和 2.0L, 考虑到 1.4L T 发动机引起的前轴轴荷适中，动力输出最大，故本文选择 1.4L T 车型作为本文的数据采集车辆。全车型底盘结构为前麦弗逊式独立悬架，后扭杆梁式非独立悬架。

为了有效正确地获得副车架的实际受力情况，本文主要采取车轮六分力系统、应变片、加速度传感器等多种测量手段，其中以测量轮纵向(X)和侧向(Y)应变和发动机摆动支撑应变为核心测量信号。有如下几项原因：

1. 在第一章绪论中已阐述此副车架试验定义为“三通道”试验，主要用于副车架质量验证，而非开发性试验，所以其强调试验的通用、快速和有效。这里所指“通用”和“快速”，即主机厂对于不同供应商的同一平台产品或供应商自己对于同一平台产品异地生产、新生产线和新定位夹具等均能在一致的目标工作谱下，短时间内使用尽可能少的加载通道、最少的实验室配置，无需或减少复杂数据采集设备和数据采集等，来开展此类质量验证试验。“有效”是指尽可能的简化室内台架但必须确保副车架应力分布的正确性、试验结果的可靠性以及一致性等。
2. 所以在后续载荷压缩中，本章提出对于两侧三角摇臂纵向和侧向工作载荷输入基础上，基于雨流投影技术对其载荷滤波（压缩），并在主要应力方向上合成，从而实现加速试验，如下图 3.1 所示。本文选用车轮六分力系统作为后续副车架两侧纵向 X 和侧向 Y 力在主要应力方向之一上合成的目标信号，主要考虑其采集信号的可靠性和稳定性高。在室内台架道路模拟阶段，使用台架作动器本身力传感器作为迭代目标传感器，主要考虑利用台架作动器自身力传感器安装位置和所合成的主要应力方向

一致来简化试验台架、减少试验准备时间和对数采设备的依赖；

3. 在该车型的三角摇臂由上下冲片焊接且其中一边为带弧度圆弧状边（如下图 3.2），造成三角摇臂中心平面达不到理想要求，引起纵向和侧向存在稍许耦合存在，更多是对纵向应变的测量影响；

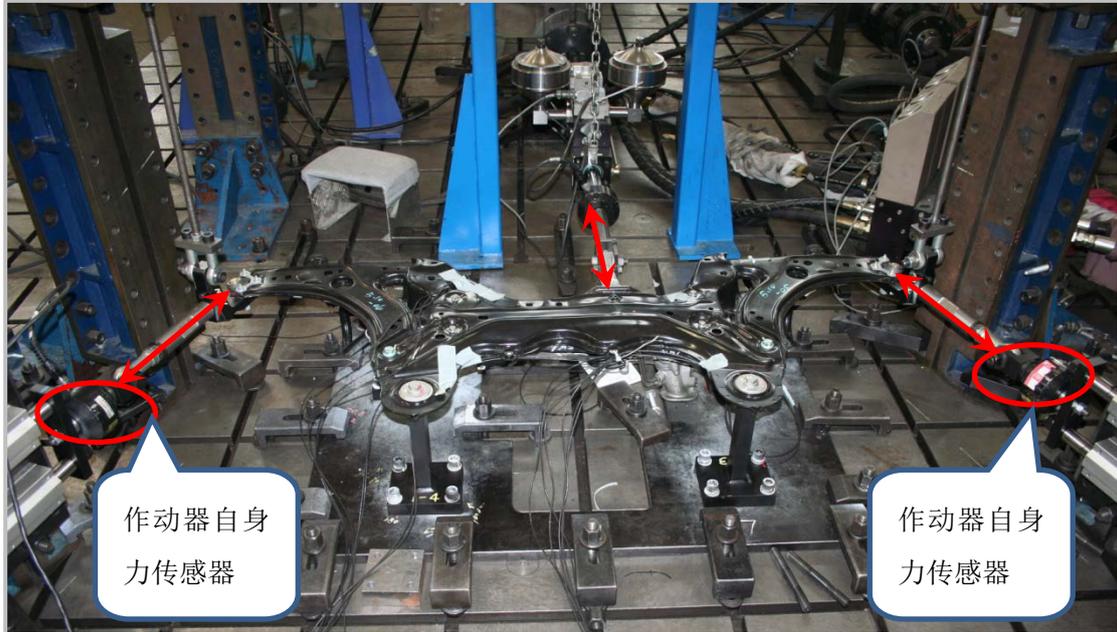


图 3.1 “三通道”副车架质量验证台架

当然，如第一章绪论里所阐述的该台架也存在一些不足：

1. 输入载荷的不完整。根据上述副车架结构、约束方式和受力分析的描述可知，副车架所受的载荷非常复杂，而在三通道试验中尽管能模拟主要受力载荷：通过左右三角摇臂传递的轴头纵向（X）和侧向（Y）在主要应力方向上的合力以及变速箱支撑点处的轴向力，但并不是完整的受力加载。所以，不得不承认这样的载荷模拟方式定义本身就存在一定的局限性，但考虑到轴头的垂向力主要由悬架承受，并未传递到副车架本体，所以此三通道副车架试验定位于能够快速、有效和通用地检验副车架质量。
2. 主应力方向非唯一性。首先，车轮尽管试车场中（如下节介绍）大多在直线路面上行驶，毕竟还存在转向测试道路和一些转弯路面以及即使在直线路面行驶，车轮在撞击路面坑洼时，引起车轮的偏摆。其次，虽然大多数路面，如比利时道路、铁路道口、搓板路，圆枕木等，即使小转向博饼弯道，车轮载荷多为纵向和垂向，侧向较小，水平面上主要应力平面接近纵向，但在转向测试道路上，水平面上主要主应力平面接近侧向。这样选取的主要应力方向上合成角度只能兼顾纵向和侧向输入两

者。

3. 副车架中间摆动支撑还是必须迭代应变信号，所以仍需数采设备。当然，也可以借助一些特制应变式测力传感器并截断摆动支撑来实现直接力信号迭代，但考虑到试验成本、摆动支撑加工难度和时间周期，故本文采用直接应变信号方案。

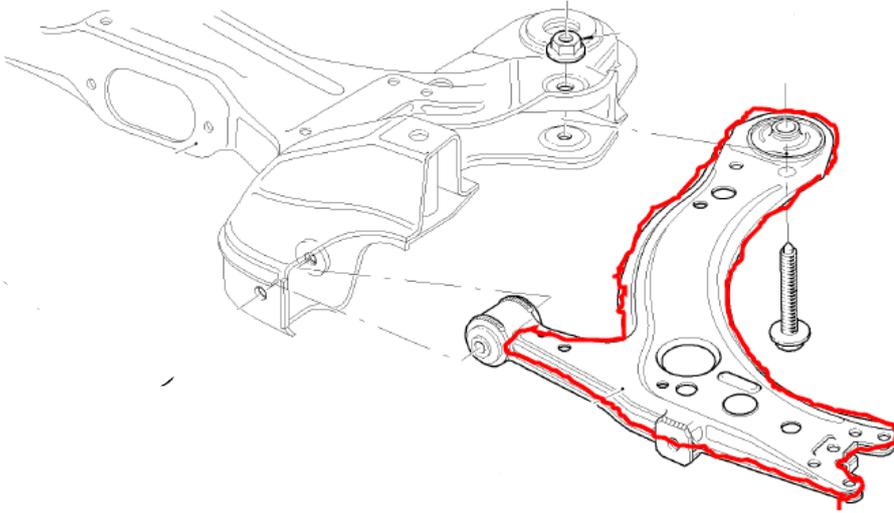


图 3.2 三角摇臂上下冲片焊疤位置（红色）

### 3.3 数采路面选择

本章所涉及的道路数据采集以国内某企业汽车试验场强化试验路面为主，其强化路面组成和车速要求如表 3.1 所示，典型强化路面如图 3.3 所示。

表 3.1 国内某试车场强化道路组成和车速规定

路面	长度 (m)	车速 (km/h)
拱形不平整路	600	60
比利时形路面	350	35
搓板路	31	25
盐水通道	49	25
铁路道口	18	25
薄饼路	178	40
横置枕木 (8 根)	16	25
坡道	163	40
斜向坑洼路	60	40
横置枕木 (12 根)	30	25
薄饼障碍路测试道	120	5
斜向坑洼路	26	40
转向器测试弯道	231	40
泥浆通道	75	20
混凝土驼峰路	48	5
总长	2616	—

通常，车辆耐久规范以八个循环为一组，须按一定的顺序通过各种路面。强化道路中的盐水通道与泥浆通道主要用于车身腐蚀试验，一般对室内耐久试验没有参考价值，更可能会对底盘上的应变片以及测量轮造成损伤，故在实际室内耐久工作谱采集时选择避开这两种路面，这样一圈实际里程为 2.1km，一组实际里程为 16.8km<sup>[13]</sup>。

同时，该试车场强化道路设计之初，定义强化道路一组 8 个循环里程的伪损伤值等效于其母公司试车场一组 4 个循环里程的伪损伤值。所以，参考其母公司试车场强化道路设计标准，在 10%失效概率下在强化道路上行驶 8000km 相当于在其用户普通道路上行驶 300000km。为了简化试验，服从同一概率分布，已知 10%失效概率下行驶 8000km 强化道路里程试验可以推广到 50%失效概率下行驶 14500km 强化道路里程试验。这样，该试车场强化道路适用于公司内部的耐久规范就是：14500km 强化道路里程，即 860 个强化道路循环<sup>[13]</sup>。



图 3.3 国内某试车场强化道路典型路面

鉴于副车架系统受力特性，在试车场路面选取时，除了考虑耐久性道路强化道路（耐久道路）路面不平整引起的载荷外，还必须考虑人为操控引起的载荷<sup>[5]</sup>。因此，在载荷测量时，除了以一些典型的强化路面为主外，还需要兼顾交变耐久道路和动态试验区的特殊工况，具体见表 3.2 所示。

表 3.2 典型强化道路和特殊工况

序列	典型强化道路	配重要求	特殊工况	配重要求
1	拱形不平整道路	60%	3x 标准启动前进	80%
2	比利时道路	60%	3x 标准启动倒车	80%
3	搓板路	60%	3x 急加速启动前进	80%
4	铁路道口	60%	3x 急减速启动倒车	80%
5	薄饼路	60%	80km/h 标准制动	80%
6	横置枕木	60%	80km/h 紧急制动(ABS 启动)	80%
7	坡道	60%	1-4 档变档前进	80%
8	坑洼路	60%	空档提高转速至 80%后挂 1 档	80%
9	金属“驼背”型弯道	60%	空档提高转速至 80%后挂空档	80%
10	斜向坑洼路	60%	加速至 50km/h 挂 1 档	80%
11	转向器测试弯道	60%	80mm 铁路口枕木	80%
12			120mm 路口减速带	80%
13			20%斜坡油门标准启动前进	80%
14			20%斜坡油门标准启动倒车	80%
15			30%斜坡油门标准启动前进	80%
16			30%斜坡油门标准启动倒车	80%
17			搓板路路口前进/加速/制动	80%
18			比利时路口前进/加速/制动	80%

### 3.4 一般数据采集过程

这里将试车场数据采集过程分别为车辆准备、车辆配重和具体传感器布置三个关键步骤<sup>[13][18][19][20][21]</sup>。

#### 3.4.1 测量车辆准备

在准备测量车时，主要是确定选择合适的悬挂系统和发动机变速箱系统。悬挂系统，如弹簧、减震器等，尽量选择已经匹配好的、接近最终定型状态的零件。发动机变速箱系统选择配置中载荷最大的。一般可以选择自动变速箱以获得更恶劣工况的载荷。车轮和轮胎的选择也是很重要的，选择配置中尺寸最大的车轮和相应的扁平轮胎，这样可以获得更大的激励载荷。测量车需要驾驶员在测量前经过试驾，熟悉测量车的驾驶性能，以确保正确按照试车规定进行驾驶<sup>[21]</sup>。

#### 3.4.2 测量车辆配重

通常，基于理论空车重量、车辆最大载荷以及前后轴荷要求，完成相应的配

重<sup>[22]</sup>：

1. 油箱加满至 90%，然后配重至理论空车重量，要求前后轴荷符合标准。
2. 在强化试验道路路况下，需配重为 60%最大载荷；
3. 在交变耐久性道路路况下，需配重为 80%最大载荷；
4. 基于整车额定载荷计算，通常按前排驾驶员 75kg，副驾驶员 75kg，各加 10kg 看过脚部重量，后排右侧 75kg，其余重量放入行李箱的方法配重。如果剩余重量超过 100kg，则拿出 75kg 放在后排左侧。如果剩余重量仍超过 100kg，则再拿出 75kg 放在后排中间。

注意：一般数采设备固定在副驾驶座或后排右侧座椅上，并计入配重。

### 3.4.3 相关测量传感器的布置

为了全面获得 副车架的工作载荷谱，了解其的实际受载情况，一般采取测量轮、加速度传感器和应变片等多种测量手段。如上述章节所阐述的，这里以车轮六分力和发动机摆动支撑应变为核心测量信号以及相关监控和薄弱点应变信号，如图 3.4 所示。



图 3.4 车轮六分力系统和数据采集系统

通常，应变片贴片位置的选择可以借助有限元法分析结果，以及过往同类型试件的试验结果和经验也是重要的参照依据。同时，在薄弱点或者应力集中处，无法分辨主应力方向时，可以尝试使用各种应变花来获得平面应力，以便数采或试验失效后，供设计部门或试验部门分析应变花信号来获得正确的主应力方向从而有针对性的结构加强或结构优化来分散应力集中<sup>[18]</sup>。图 3.5 和图 3.6 是第二章中副车架室内台架刚度优化设计时，目标应力计算中获得的副车架应力分布云图以及优化目标点，可以从中选取点作为副车架应变采集点。图 3.7 是以往类似副

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

车架台架试验的部分实际裂纹位置示意图。由此可见，裂纹 1 和 2 就是容易产生裂纹的薄弱地方，在这里贴应变片是非常好的选择。在试件的薄弱地方贴应变片主要有如下优点：

1. 应变比较大，可以排除干扰信号；
2. 用于台架和道路试验之间的对比，保证台架道路模拟试验和实际道路试验的一致性<sup>[13]</sup>。

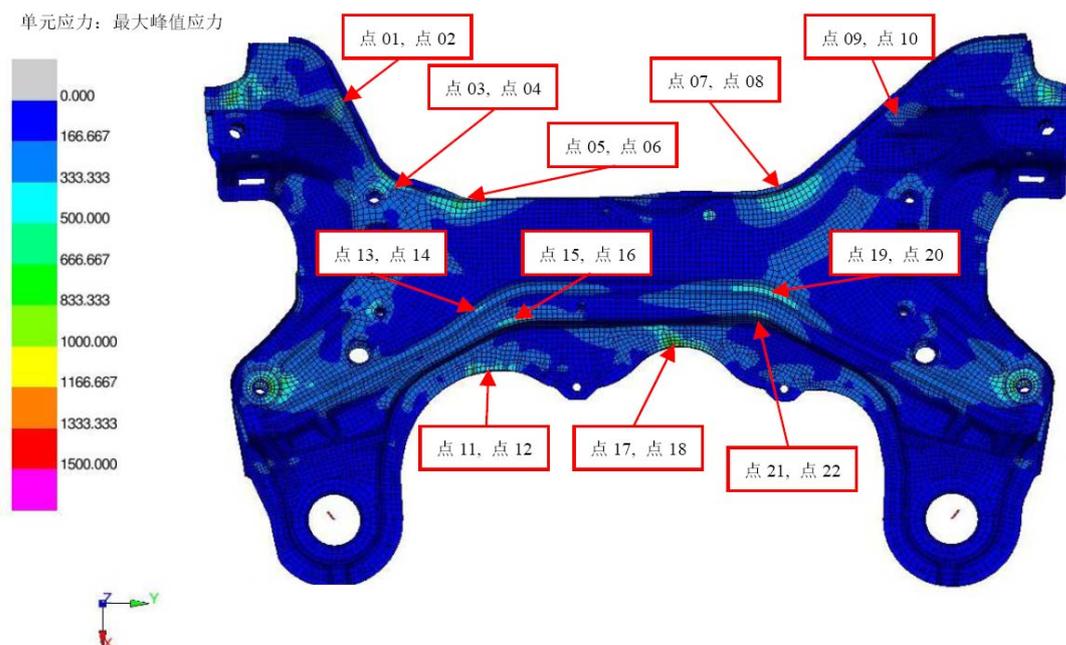


图 3.5 白车身约束下副车架正面应力分布和优化目标点

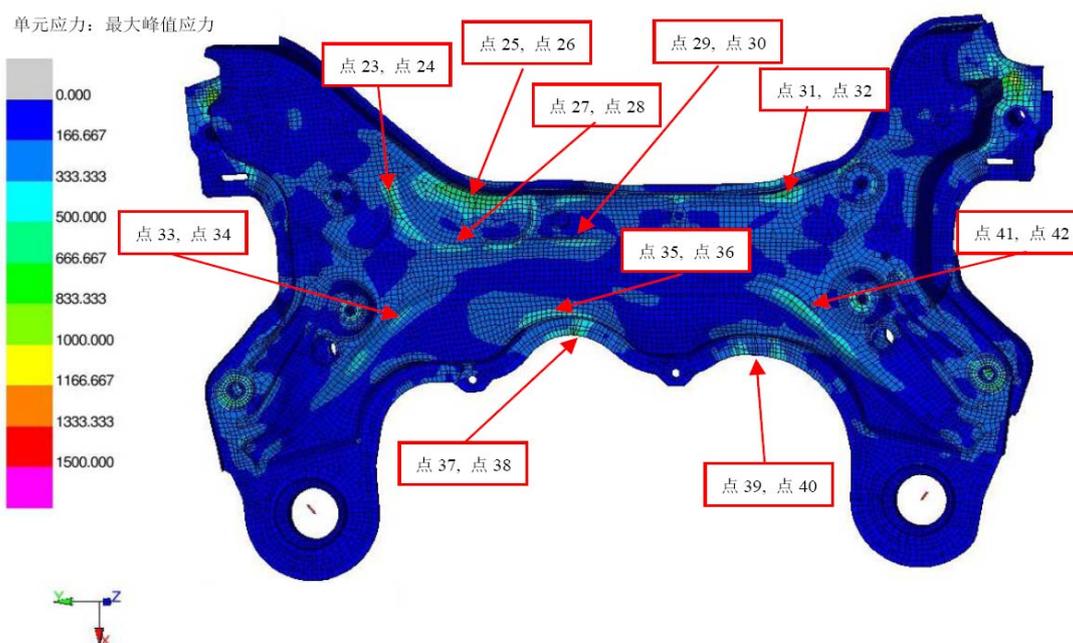


图 3.6 白车身约束下副车架反面应力分布和优化目标点

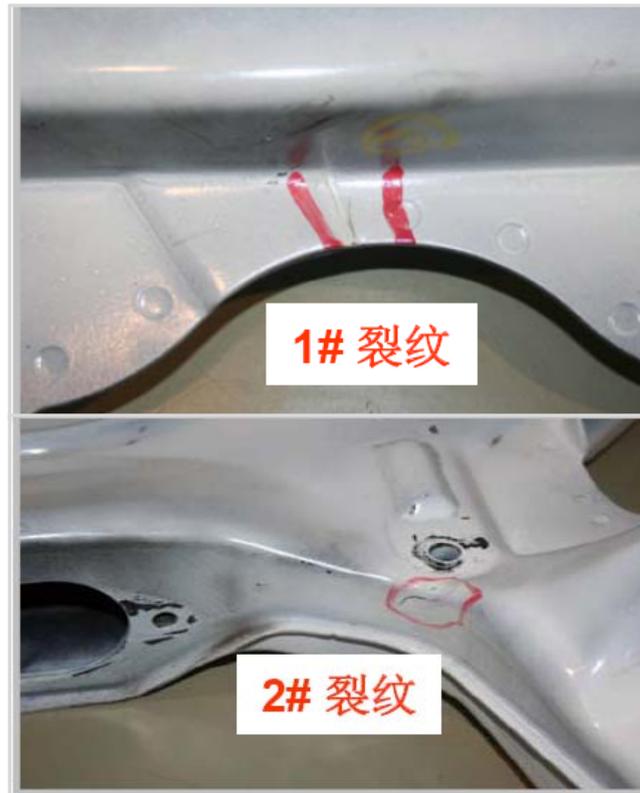


图 3.7 目标优化点和以往试验结果对比

除了在前桥薄弱点贴应变片以外,还可以选择和车轮六分力系统载荷敏感的应变测量点,尽量选择和一个分力相干性较高,而和其他分力相干程度不大的点(可以解除耦合的点),如下图 3.8 中 EXQLVR/VL 和 EYQLVL/VR 四个应变点分别与车轮六分力系统的纵向(X)和侧向(Y)相关。当然,如上文中描述,三角摇臂由上下冲片焊接且其中一边为带弧度圆弧状边,故利用应变片基于惠斯顿电桥桥臂特性来测量纵向和侧向工作应力谱结果不十分理想,主要缺陷是三角摇臂中心平面达不到理想要求,造成纵向和侧向耦合存在,更多是对纵向应变的测量影响。这也是采用测量轮信号作为迭代目标信号,而不是应变片信号的主要原因之一,但良好的解耦的应变片也可以用于评价迭代质量的途径,例如,可以有针对性地修改驱动信号,以达到各个监控点的应变信号在台架和道路上的一致性。

代号	EXQLVR	EXQLVL	EXPDVA	EYQLVL	EYQLV
位置	右侧摇臂	左侧摇臂	变速箱支架	左侧摇臂	右侧摇臂
照片					
代号	E_HAR1	E_HAR2	EYHAL1	EYHAL2	EYHAVR
位置	副车架应变花应变片 1	副车架应变花应变片 2	副车架	副车架	副车架
照片					

图 3.8 副车架应变片布置位置

### 3.5 一般数据处理原则和目标道路谱的制定

一般在数据分析时，首先需要检查所有信号的可靠性，检查车轮六分力信号和应变片信号等是否失真、脱落或者松动，剔除和修正信号中可能存在的问题，例如：温漂、毛刺、串信号、坏信号等。在信号处理时，要注意选择合适的参数，防止破坏原来信号包含的信息。根据以往经验和对相关核心试件动力性分析，选择那些重要的关键信号，尤其是那些载荷相关性好，噪声干扰小的能够体现副车架承载特征的信号，作为后续分析考核的核心信号，速度信号等其他信号作为数据分析的辅助信号<sup>[13]</sup>。

目标道路谱是台架道路模拟迭代的目标信号，一般选择多次测量信号中各项统计值较平均的信号作为目标道路谱<sup>[21]</sup>。为了获得目标道路谱，需要综合运用各种数据分析手段对信号进行比较和筛选，主要包括：数值统计方法（雨流统计，程对计数法，穿级计数法等），频率特性分析，相关性分析，虚拟损伤值等。在这里，我们结合车轮六分力信号和副车架上的传感器信号进行目标道路谱的制定<sup>[19]</sup>。下面举例说明目标道路谱的选择，图 3.9 是一种前轴车轮六分力信号极值统计分析（强化道路反跑道路信号），考虑到该试车场强化路面中薄饼弯道存在路面损坏，故造成左右侧向力对称性较差；图 3.10 是前轴车轮六分力的相对伪损伤值分析；图 3.11 是车辆上其他传感器信号相对伪损伤值分析。

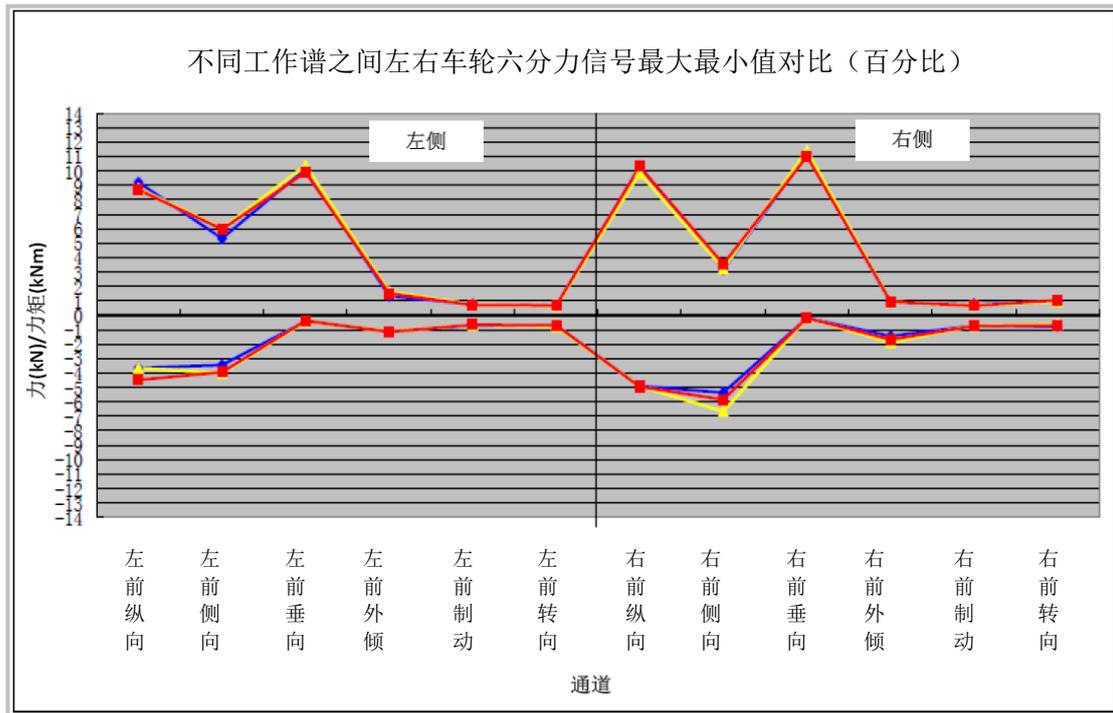


图 3.9 测量轮信号极值统计分析

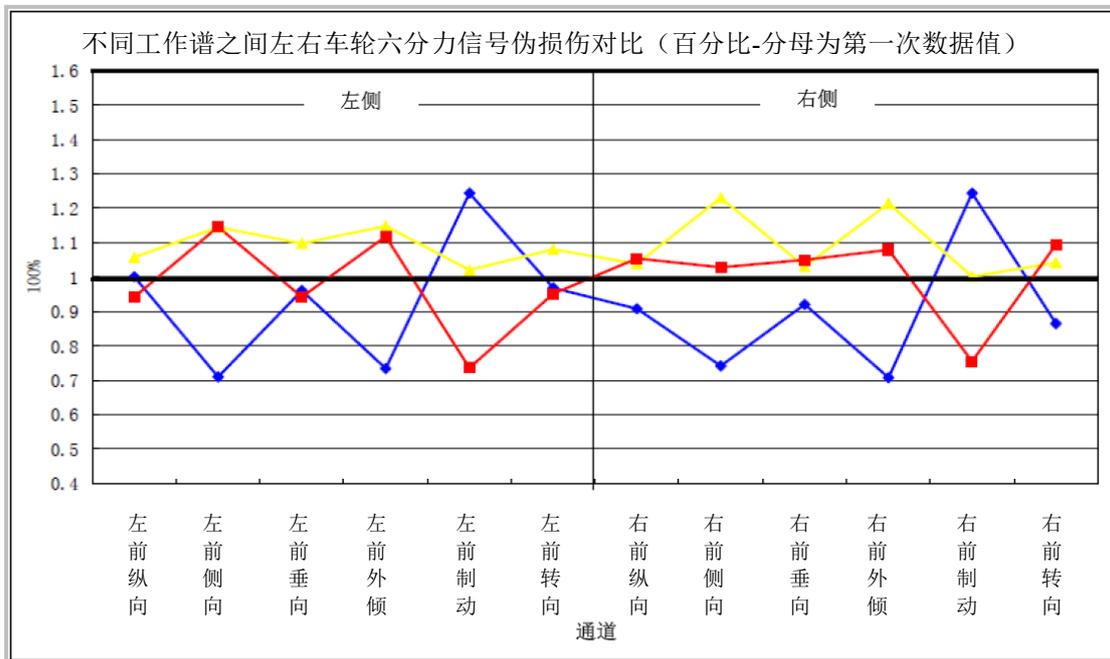


图 3.10 前轴测量轮相对伪损伤值分析

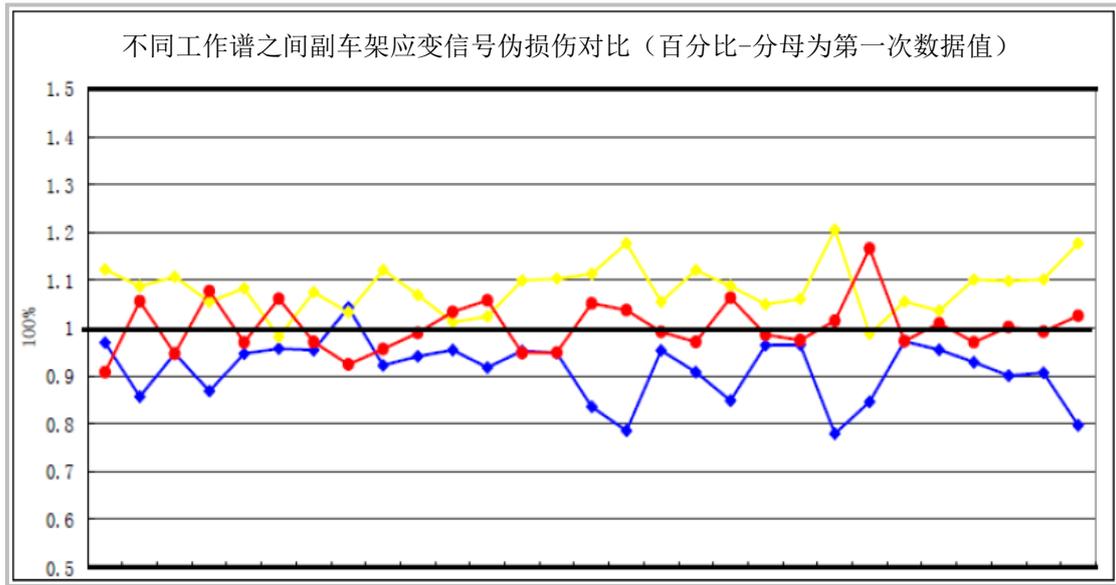


图 3.11 车辆车上其他传感器信号相对伪损伤值分析

综合上三图，从三个方面分析，选择信号最接近平均值位置，而且各个测量点虚拟损伤值离散度小和比较均衡，作为目标工作谱。以上面选择的目标道路谱为基础，还要进一步进行常规信号编辑，以压缩信号长度，减少试验周期。信号删减主要是减少对后桥损伤影响不大的小信号，可以手工进行删减，一般以垂向加速度信号为主要依据进行删减。

### 3.6 本章小结

首先，本章把整个工作谱的采集分为试车场测量方案定义、试车场路面选择、测量车辆的准备和配重原则以及相关测量传感器的布置，共五个部分，这样可以清晰地阐述整个数据采集过程。

其次，从信号的宏观角度，基于统计计算，对各个数据采集信号通道在最大值、最小值和伪损伤进行归一化评价。再从信号的微观角度，定义迭代通道和迭代质量评价通道来区分不同信号的权重。

最后，可以获得用于下一章多轴雨流投影载荷时域压缩的原始目标信号，为最终实现“三通道”副车架室内模拟试验打下基础和保障。

## 第4章 多轴雨流投影载荷时域压缩

### 4.1 概述

最终目标载荷谱是道路模拟试验的核心基础之一。只有获得正确、合理和可行的目标载荷谱才能确保后续道路模拟试验的可行性和有效性。所以，本章主要围绕上章获得道路目标载荷谱的基础上，利用多轴雨流投影技术进一步载荷压缩，并作为后续道路模拟试验的最终目标载荷谱。其中无论任何载荷压缩都要尊重可靠性设计的理论才是有效的、正确的和合理的。

### 4.2 可靠性设计理论简介

疲劳本质上是指一种材料退化现象，涉及到交变拉应力以及裂纹的萌生扩展和断裂整个过程<sup>[4]</sup>。

当将疲劳的概念应用到结构设计领域，就形成了各种设计思想，一般有：安全寿命设计、损伤容限设计、耐久性设计、可靠性设计等实际方法。不同的设计思想所采用的方法不同。而耐久性设计就是基于材料疲劳的一中设计思路之一。目前采用的主要设计思想是：损伤容限设计和可靠性设计。损伤容限设计主要应用于航空航天领域，而地面车辆领域，主要采用可靠性设计。近年来，随着轻量化设计的要求，可靠性设计又向基于用户使用状态的可靠性设计发展。

#### 4.2.1 可靠性设计的两大焦点

近 30 年来为适应疲劳可靠性设计的要求，概率疲劳累积损伤理论有了很大的发展，其主要集中于两方面：1) 疲劳寿命曲线（疲劳强度）；2) 工作应力谱（载荷）<sup>[5]</sup>。

##### 1. 疲劳寿命（疲劳强度）的离散型

疲劳寿命（疲劳强度）曲线一般由定幅加载疲劳试验获得，试验结果（疲劳寿命）存在很大离散型。考虑到疲劳试验的寿命离散性比一般物理试验要大得多，所以通常在经过统计概率处理后，同一载荷等级下试件的疲劳寿命（疲劳强度）表示为具有上下限的曲线族，通常出现概率为 10%~90%。

##### 2. 工作应力谱（载荷）的离散型

可靠性设计是基于概率疲劳累积损伤理论,这样就必须考虑工作应力谱的离散性,即载荷的离散型。由于工作应力谱是外载荷及结构的动态响应等影响的叠加,其离散性也很大。所以通常在经过统计概率处理后,载荷也表示为具有上下限的曲线族,通常出现概率也为 10%~90%。

#### 4.2.2 可靠性设计理论基础

在以上疲劳寿命的离散型和工作载荷的离散型的基础上,考虑两者重叠时的情况,即导出应力-强度干涉模型<sup>[4]</sup>,如图 4.1 所示,这是可靠性设计的理论基础。1970 年由美国人凯塞乔格罗提出,即为了对基于工作载荷下的疲劳寿命进行评价,必须要知道设计谱(工作载荷)的存在概率  $P_0$ 。在设计谱存在概率已知的基础上,并且考虑构件疲劳强度(疲劳寿命)的离散型,才能来确定可靠的疲劳寿命<sup>[5]</sup>。

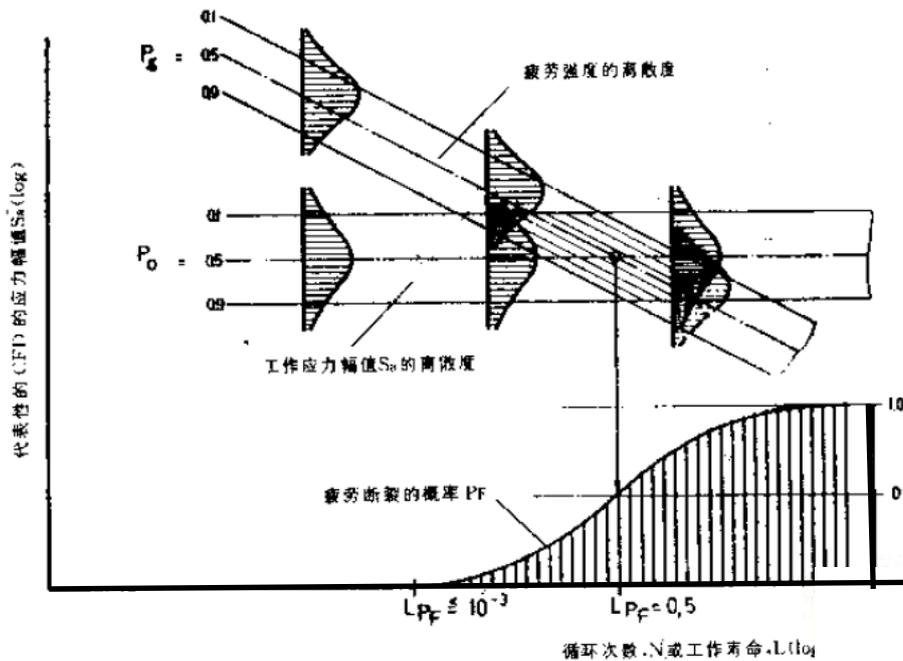


图 4.1 应力-强度干涉模型及存活率

$P_0$  为工作应力存在概率;  $P_g$  为疲劳寿命存在概率;  $L_{PF}$  为试件失效概率, 如  $L_{PF} \leq 10^{-3}$  时, 表示为在该工作载荷下, 只有千分之一概率的试件, 其工作寿命小于此循环次数。

同时, 也可以这样理解上图 4.1, 当疲劳强度的载荷接近工作载荷分布时, 两者交集说明实际载荷循环次数达到或接近该载荷下疲劳强度, 构件存在失效的

可能。重叠面积越大，失效概率越大。

1. 若无交集，工作应力须低于疲劳寿命曲线的疲劳耐久限（水平部分），循环加载次数  $> 2 \times 10^6$ 。这是很可靠设计但可能过设计；
2. 若交集过多，可能设计强度不够，一般属于静强度设计。

### 4.2.3 可靠性设计方向

基于应力—强度干涉模型导出，根据疲劳寿命曲线和工作应力谱的关系，通常有三种结构可靠性设计方向<sup>[5]</sup>：

#### 1. 静态设计

主要根据静强度设计，此时一般仅需考虑一个安全系数来选取许用的工作应力，参考下图 4.2 曲线 a。

#### 2. 无限寿命设计

主要根据工作应力须低于疲劳寿命曲线的疲劳耐久限（水平部分），循环加载次数  $> 2 \times 10^6$ 。这种设计概念只适用于汽车上很少的几种部件，如曲轴、汽缸阀杆等，参考下图 4.2 曲线 b。

#### 3. 考虑工作强度的设计

目前汽车设计中，大部分构件都可运用这种概念，即：1) 工作应力谱与疲劳寿命曲线的概率分布曲线不相交，最高工作应力可以大大高于疲劳耐久限；2) 此时构件的寿命可以高于  $> 2 \times 10^6$ ，寿命比  $N_d$  高得多。这里  $N_d$  是常幅加载应力，相当于 c 谱最高应力时的寿命，参考下图 4.2 曲线 c。

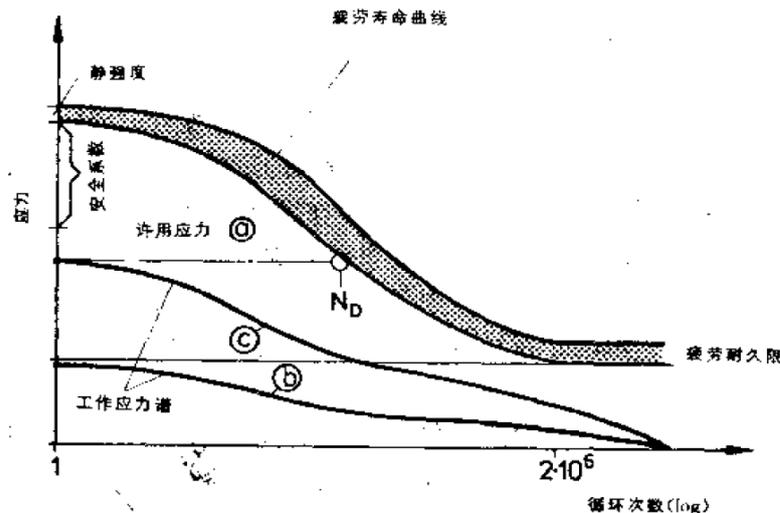


图 4.2 三种可靠性设计概念

考虑到工作强度的设计，实质上是基于应力—强度（疲劳）干涉模型理论，

并兼顾实际工作载荷（工作应力谱）统计计数获得累计频次分布（CFD）的置信区间（即实际载荷的离散分布，如 10%~90%）来拟合后续验证试验的目标定幅加载 $S-N$ 曲线，最终用于制定零件定幅加载的试验标准。

当然，实际工作载荷（工作应力谱）是因为受技术上或经济上或这两方面的限制，在完全工作条件下进行实际测量总是有限度的。但对于一个构件来说，在其整个它的使用寿命期间都要求有足够的疲劳强度，所以需要从有限的试车场数采数据来外推到全部使用寿命。而这种外推通常基于极端值分布理论或经验公式实现极端值或里程数外推。考虑到此项内容不是本文研究的重点，所以本文对此不做展开讨论。

由此可见，除了疲劳寿命曲线之外，工作应力谱的准确制定是抗疲劳设计的关键，也就是说载荷谱的制定是结构抗疲劳设计（可靠性设计）的基础工作，也是应力-强度干涉模型的核心。

#### 4.2.4 考虑工作强度的可靠性设计

概括的说，考虑工作强度设计，即运用实际使用条件下的载荷谱进行结构可靠性设计。在考虑实际工作强度设计的情况下的产品部件的开发步骤（包括设计阶段和生产阶段）<sup>[5]</sup>，如图 4.3 所示：

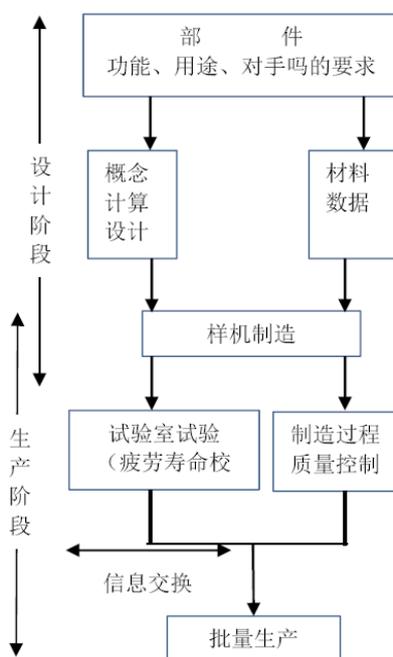


图 4.3 考虑工作强度设计的情况下的产品开发步骤

同时在工作应力谱的制定中，首先要弄清楚该部件对于汽车性能的重要性。

根据重要性不同,可以将汽车各部件划分为A、B、C三种<sup>[5]</sup>,如下图4.4所示。

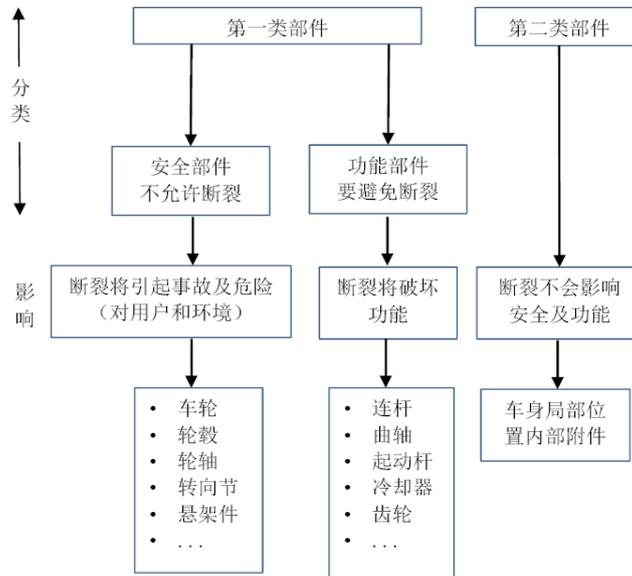


图 4.4 两类三种汽车部件

对于 A 种部件,制定其工作应力谱时,必须要包括汽车用户的所有使用情况,在正常的汽车试用期间,要求不会发生整个部件的断裂。特别是供部件设计根据用的设计载荷谱,必须考虑各种最严重的使用情况,而对于 B 种,尤其是 C 种部件,其设计载荷谱一般可以只考虑平均的使用情况<sup>[5]</sup>。

举例说明:对于安全性要求高的构件,必须要选用一个“硬”的设计谱,即:

1. 工作谱的存在概率要很低(一般为 $P_0 \leq 1\%$ ),如下图4.5谱b所示,包括在粗糙道路上的直线行驶(包括过坑、过铁路横道等)及转弯、制动。

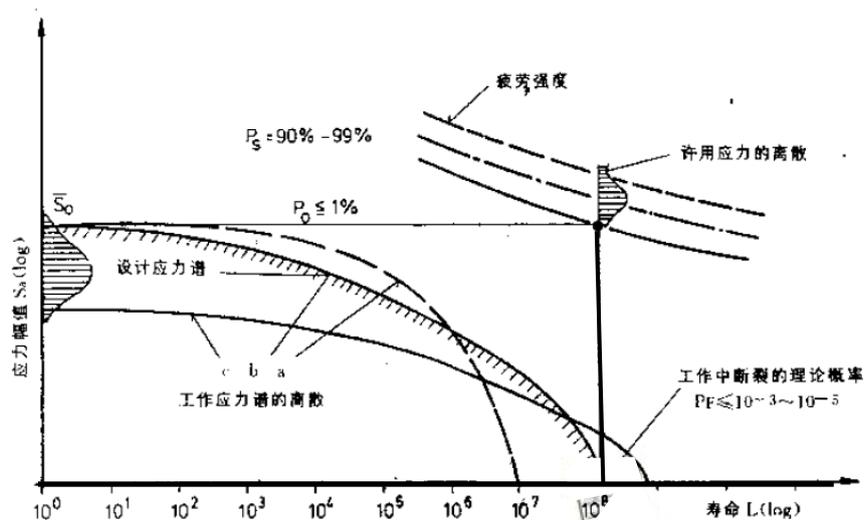


图 4.5 产品可靠性考虑

2. 构件的疲劳强度（疲劳寿命）的存活概率 $P_s$ 取为 90%至 99%，如上图 4.5 所示。
3. 结果得出构件在工作中断裂的理论概率为 $L_{Pf} \leq 10^{-3} \sim 10^{-5}$ ，也即只有千分之一到十万分之一的构件可能产生裂纹。

上述关于通过考虑工作应力谱的离散性和疲劳强度的离散性进行产品可靠性设计的概念可以从图 4.1 来说明： $L_{Pf} \leq 10^{-3}$ 时，表示为在该工作载荷下，只有千分之一概率的试件，其工作寿命小于此循环次数。

对有些车辆构件，如 A 类安全件：铸铝车轮和其他悬挂部件，除了上面讲到的设计谱以外，还要考虑由于可能发生的错误驾驶和意外事故而引起的个别过载。这就是为什么一些底盘件在可靠性设计中除了疲劳耐久试验外，还要求性能试验：测强度极限的原因。这些过载来自特殊事故，主要是一种冲击载荷。因而不会影响疲劳行为。

## 4.3 疲劳理论简介

对于下文雨流投影多轴载荷压缩所需要的疲劳理论做简单的介绍，主要涉及雨流计数法则、结构疲劳强度（寿命）方法和线性损伤累积理论。

### 4.3.1 雨流计数法

#### 一、雨流计数的背景

60 年代末 70 年代初，雨流计数被提出。存在两种类似的诠释：1) “雨流” (Rainflow) 计数法——在日本独立发展起来；2) “程对一程”，有的地方称为“值域对一值域” (Range-Pair-Range) ——有美国人 G.M.van Dijk 提出<sup>[15]</sup>。这两种方法对同一应力—时间历程计数结果是十分接近的。因此，被统一称为“程—对—均”计数法 (Range-pair Mean)。现在，被广泛称为“雨流计数” (Rainflow counting)。理论上，这两种方法都是通过将值域对计数原理和单值域计数原理相结合的方法，从信号中提取一样的值域对和值域，所得结果可直接用于按照 Miner 法则做累计损伤计算，并可以用于做简单的裂纹扩展计算。雨流计数法主要用于工程界，特别在疲劳寿命计算中运用非常广泛。

#### 二、雨流计数的特点

雨流计数是全应力循环技术，像所有计数法一样忽略了实际应力顺序信息，但保留了应力变换率。相对于单参数计数法伪损伤估计，雨流计数发还考虑载荷全循环（滞后环）的平均应力对疲劳损伤的影响。对于直接利用雨流计数后直方

图时，由于载荷顺序缺失，忽略了小滞回环在最大滞回环确切位置，即无法识别小滞回环是悬架其顶部还是坐落于底部，所以伪损伤计算结果存在最坏损伤（所有小滞回环全部为拉均值应力）和最好伪损伤（所有小滞回环全部为压均值力），但对于实际时域信号的雨流结果不存在此问题<sup>[12]</sup>。

### 三、雨流计数的地位及应用

近年来，雨流计数的广泛应用主要是<sup>[5]</sup>：1) 由于测量技术和计算机计数的发展，采用稳态特性的载荷谱（轻量化需求）广泛被利用来代替以前的标准程序试验（存在过保守设计可能）；2) 局部应力或应变法预测寿命假说的提出使双参数计数法——雨流计数法得到蓬勃发展，尤其在疲劳损伤计算中更有重要意义；3) 尽管单参数计数法也可以用在载荷谱基于局部应力或应变法预测寿命假说的疲劳损伤计算，但所有单参数计数法均忽略了载荷全循环（滞后环）的平均应力对疲劳寿命的影响；4) 对于受载荷复杂的零部件，如果其所受载荷是互相关联的，必须进行多轴试验，在外推应用时，这时简单的单参数统计法获得累积频次分布基于目标里程数外推的方式就不适用了，所以必须基于稳态特性的雨流计数来实现多维度的外推<sup>[16]</sup>。

### 四、雨流计数法规则

通常，整个雨流计数过程可以分为如下四个主要步骤<sup>[12]</sup>：

#### 1. 时域信号转换为峰谷值序列，如图 4.6 所示：

- 删除时域信号时间坐标；
- 依时间前后排列而记载的；
- 可选择门槛；
- 雨流计数仅考虑峰谷值但忽略波形形状。

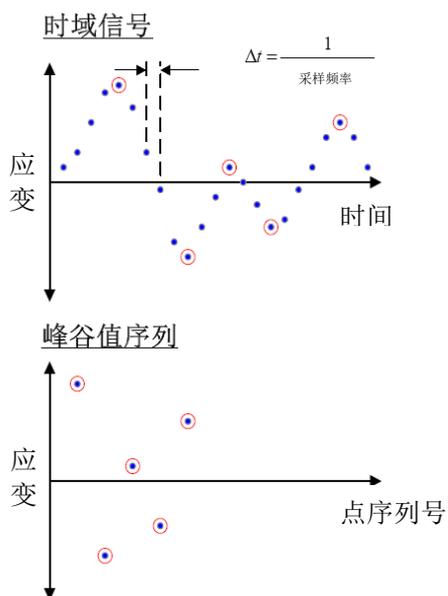


图 4.6 时域信号转换为峰谷值序列举例

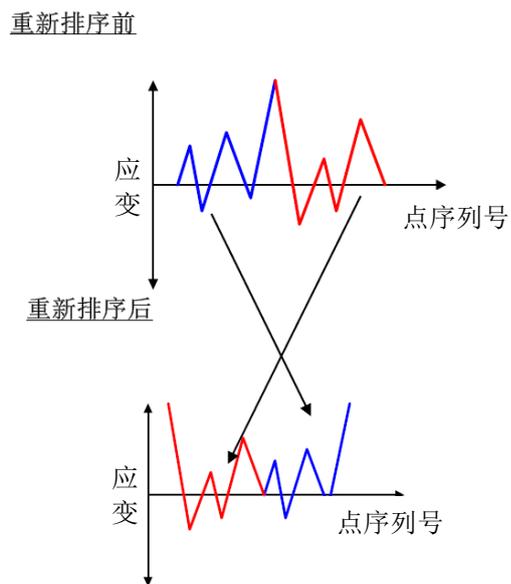


图 4.7 峰谷值序列重新排序

2. 重新排序峰谷值序列，如图 4.7 所示：

- 为了使序列开始和结束点均在最大振幅点上；
- 最大振幅点可以是峰也可以是谷
- 重新排序是为了避免在计数结束时存在未成对的半个滞后环。

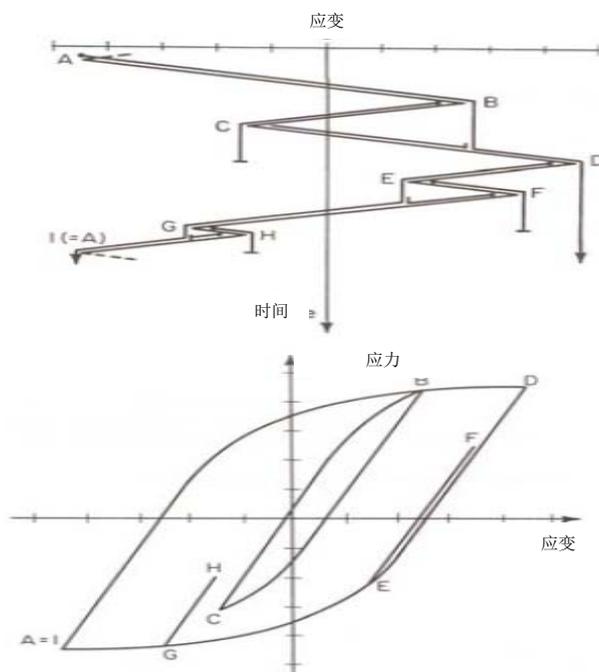


图 4.8 封闭滞后环举例

## 3. 雨流法计数滞后环，如图 4.9 所示：

- 将时间轴上的峰谷值序列旋转 90 度，时间轴垂直向下，类似于雨水顺着屋面（峰谷）往下流；
- 通过雨流计数法则计数滞后环
- 每次雨流形成半个滞回环，成对的滞回环形成完整的滞回环
- 雨流计数法则：每个雨流起始于时域应变的拐点并终止于。

## 4. 创建计数直方图

- 雨流计数直方图提供了一个方法来概括雨流计数得到滞后环。引入该直方图的目的就是压缩数据来减少雨流计数的数据量。实际通过引入间隔（Bin）的大小（Bin Size）和间隔的数量（Number of Bins）来减少数据量，缩短计数时间。

## a) 间隔（Bin Size）和间隔的数量（Number of Bins）

间隔数量（Number of Bins）是指最大滞回环最大值和最小值区之间以固定间隔（Bin Size）划分得到的间隔（Bin）数量。

间隔大小 Bin Size 是指最大滞回环最大值和最小值之间以固定数量间隔（Number of Bins）划分后得到的间隔大小。

$$Bin\ Size = \frac{(Upper\ Range - Lower\ Range)}{Number\ of\ Bins} \quad (4.1)$$

对于确定的信号，一旦 Number Of Bins 或 Bin Size 确定后，另一值也相应确定。主要是为了减少数据量，加快计算速度。

## b) 直方图（Histogram）类型，图 4.9-4.11 所示

一般有三维表示法 From-To 直方图和 Rang-Mean 直方图，也可以二维表示法 Range 直方图。From-To 考虑峰谷的实际量值；Range-Mean 考虑峰谷的值域和对应的平均值结伴。而 Range 仅通过变化量或值域来计数，即仅考虑幅值影响，不考虑均值影响。

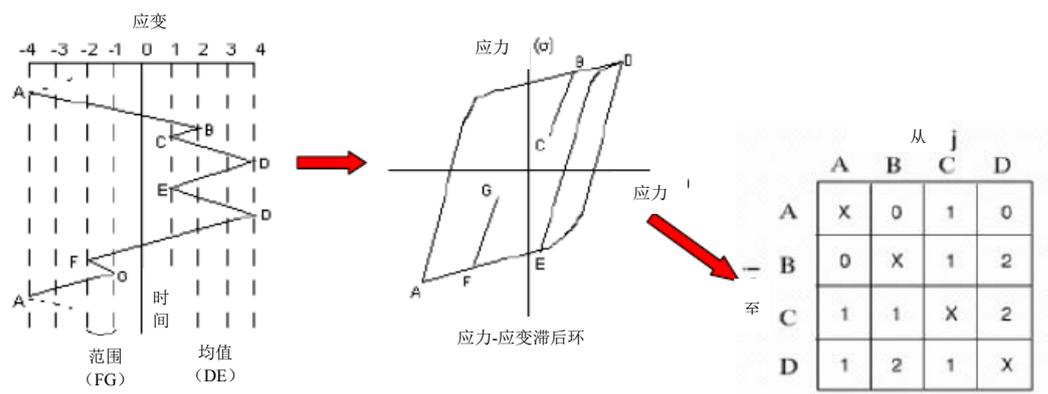


图 4.9 From-To 直方图表示

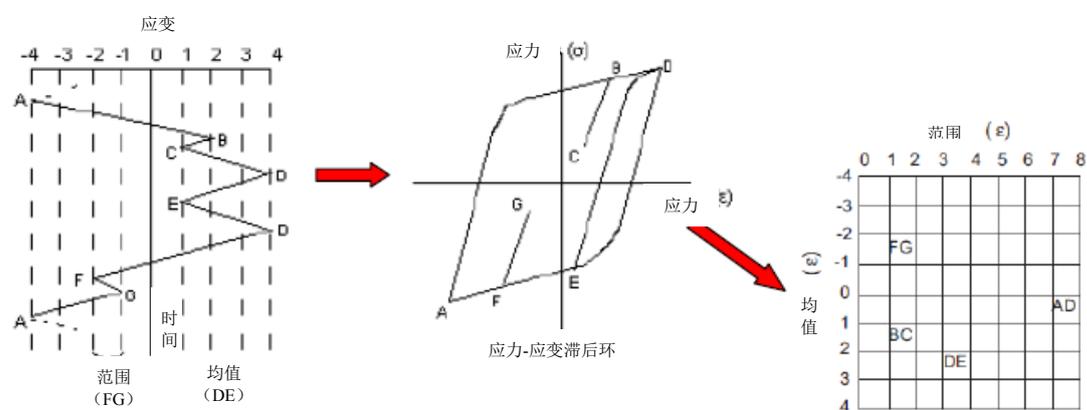


图 4.10 Range-Mean 直方图表示

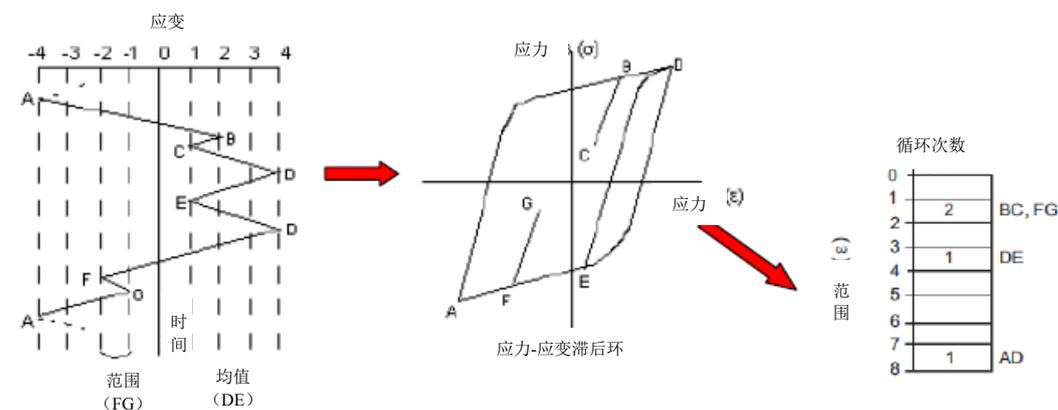


图 4.11 Range 直方图表示

这里不得不提的是：大量经验表明，应力（幅值）的波动和变化不是唯一的疲劳准则，而应力顺序对疲劳寿命起着基本的重要作用<sup>[17]</sup>。而到目前为止，无论单参数计数法还是双参数计数法，都均为幅值域的统计法，都完全忽略了实际应力（载荷）的顺序信息<sup>[5]</sup>。

### 4.3.2 结构疲劳强度

这里必须强调的是人类到目前为止对材料遭受外部载荷的过程知之甚少，所有疲劳强度方法本质上都是基于经验公式的预估获得。目前有如下三种寿命计算方式<sup>[12]</sup>：

#### 一、应力-寿命法

- 三种疲劳强度方法中最古老的一种，距今已有 100 多年的历史；
- 更适用于比较分析；
- 假设材料为纯弹性变形，即应力应变呈比例形式；
- 适用于高周疲劳（疲劳寿命 $> 10^3$ 次）疲劳寿命预测；
- 预估整个疲劳寿命，即直至断裂；
- 基于 S-N 曲线或维勒曲线预估疲劳寿命。

#### 二、应变-寿命法

- 距今有大概 40 年的历史；
- 将应力寿命概念延伸到：
  - 塑性变形
  - 非线性应力-应变行为
- 适用于高周疲劳（疲劳寿命 $> 10^3$ 次）和低周疲劳（疲劳寿命 $< 10^3$ 次）疲劳寿命预测；
- 预估寿命至工程裂纹产生（典型的工程裂纹为 1-3mm 裂纹）；
- 广泛应用于地面车辆领域。

#### 三、基于线弹性的断裂力学法

- 距今有大概 30 年的历史；
- 研究标准小裂纹直至断裂的整个裂纹成长过程；
- 疲劳寿命的预估高度依赖于初始裂纹，即预制裂纹；
  - 需要无损检测技术测量预制裂纹的尺寸，或者预制假设。
- 联合无损检测来预测结构损伤容许度；
- 广泛应用于航空和核能工业：
  - 这些领域失效会产生严重后果；
  - 这些领域有能力做必要的检测。
- 在地面车辆领域应用非常有限，所以本文不做进一步阐述。

对于汽车及零部件而言，结构疲劳是其可靠性的关键所在。副车架道路模拟试验载荷谱，建立在汽车疲劳分析的基础之上，同时对于载荷谱的压缩处理也离不开结构疲劳理论的基础。但以上三种疲劳强度方法均是基于标准材料试棒的疲

劳试验获得的。而事实上，由于结构外形、加工工艺和结构形式等千差万别，结构的真实应力（应变）寿命曲线是不可能获得的，或者说是符合实际成本的。所以在研究结构疲劳强度时，一般需要通过引入名义应力法或名义应变法，加上必要的修正，将标准试棒下获得同类材料的应力-寿命曲线或应变-寿命曲线应用于结构的疲劳寿命评估中，如图 4.12 所示，上部分图为：应力寿命曲线法（S-N 曲线）是基于一个结构和一个同样材料的材料力学试棒在遭受同样交变应力下具有同样的疲劳寿命的假设上；下部分图为：应变寿命曲线法（ $\epsilon$ -N 曲线）是基于一个结构和一个同样材料的材料力学试棒在遭受同样交变应变下具有同样的疲劳寿命的假设上。

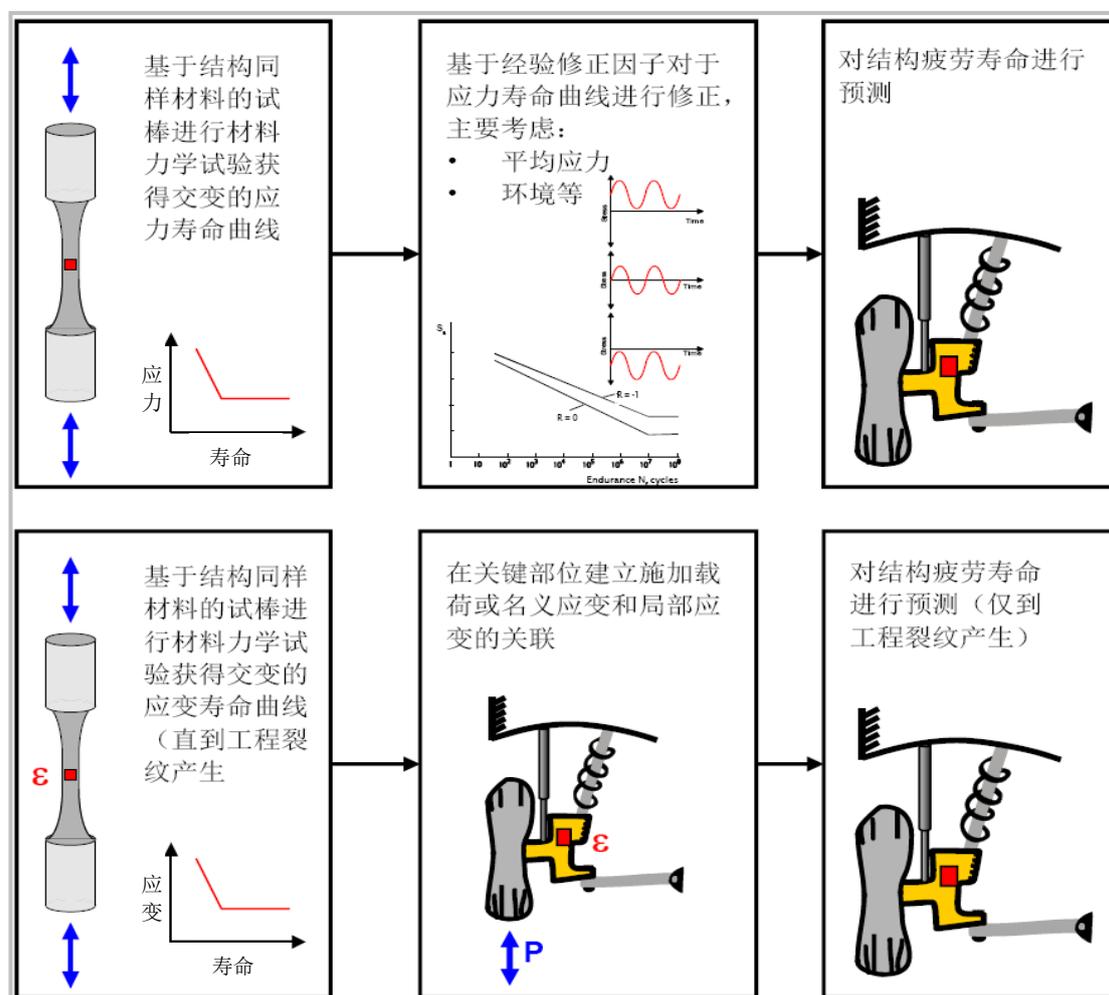


图 4.12 应力-寿命曲线和应变-寿命曲线的名义应力法

这样基于两种结构疲劳寿命评估方法就产生了两种不同的寿命曲线，每种寿命曲线对于均值应力的修正和缺口影响的修正都有不同的要求，但其采用变幅载荷计数方式和疲劳累积理论都是一致的<sup>[12]</sup>，如表 4.1 所示。

表 4.1 典型结构疲劳寿命方法

疲劳寿命方法	均值应力影响	缺口影响	变幅载荷计数和疲劳累积理论
应力-寿命法	Goodman 修正法	疲劳缺口系数 $K_t$	损伤累积 Palmgren-Miner 法则 循环计数
应变-寿命法	Morrow 修正法 Smith-Watson-Topper 修正法	Neuber 法则	

考虑到无论本章雨流投影载荷压缩还是下一章道路模拟试验中迭代质量评价都是基于应力-寿命法来计算相对伪损伤作比较,故以下介绍应力-寿命法及其相关均值应力修正和缺口修正。

### 一、材料的应力-寿命法

对于高周疲劳,材料表现为纯弹性变形,即应力-应变呈线性关系。这时,应力的变化特性对材料疲劳损伤有效预估。

对于大量金属材料研究表明,材料遭受高周疲劳时,在对数坐标系中,应力-寿命曲线呈现直线形式,并对于含铁元素金属以及个别合金等存在疲劳持久线<sup>[12]</sup>,如图 4.13 所示。

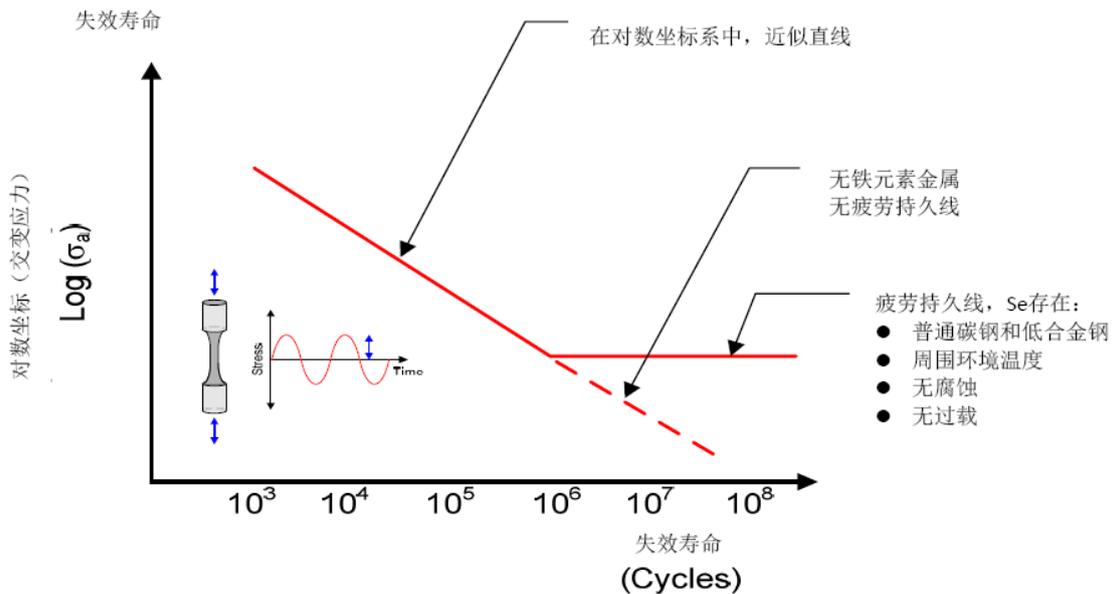


图 4.13 典型应力-寿命曲线

实际上对这段对数坐标系上的直线存在多种不同经验公式的拟合,如基于指数函数的拟合、基于幂函数的拟合以及基于 Basquin 方程的拟合等,其中基于 Basquin 方程的拟合应用较广泛:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (4.2)$$

式中， $\sigma_a$ 为应力幅， $N_f$ 失效循环， $\sigma'_f$ 为疲劳强度系数， $b$ 为疲劳强度指数。工程上根据上式应力幅-寿命之间的关系，得到应力变-寿命曲线，如图 4.14 所示。

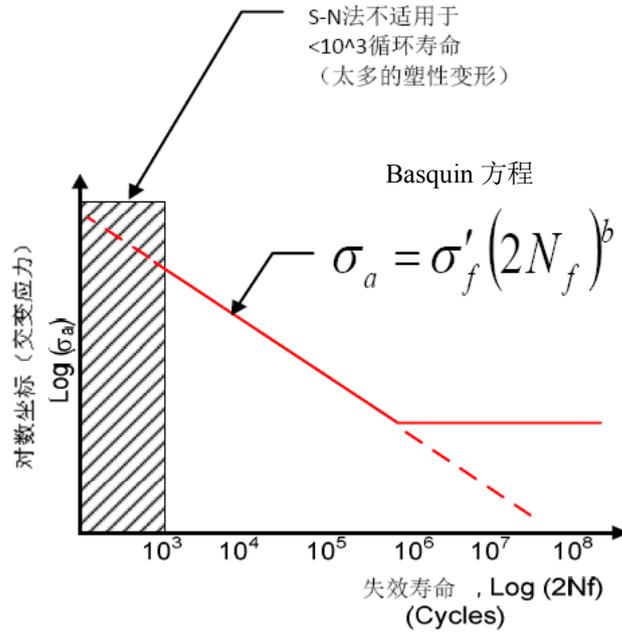


图 4.14 基于 Basquin's Equation 拟合的应力-寿命曲线

## 二、结构疲劳强度影响因子

材料的抗疲劳机械性能，只能反映某种材料抵抗疲劳破坏的能力，而要作为寿命估算的依据，必须得到具体结构的抗疲劳机械性能。它可以由实际结构试验而得，也可以利用材料的抗疲劳机械性能参数根据结构的形状、尺寸、表面状态、外载荷状况及结构所处的环境进行必要的修正而得出。这里重点介绍平均应力影响和应力集中影响。

### 1. 平均应力的影响

损伤预估中，幅值是损伤最大的影响因素。根据大量的数据和经验分析表明，平均应力对损伤的影响仅次于幅值对损伤的影响。在损伤预估中，平均应力仅对基于幅值对的损伤预估起修正作用，一般通过把平均应力转化为幅值，然后参与到损伤预估中。

由于从真实试验中，获得平均应力转化为幅值的修正非常昂贵，所以针对平均应力对疲劳寿命的影响，许多学者针对不同的疲劳寿命方法提出了许多基于经验公式的修正方法，其中在应力-疲劳寿命法中，Goodman 修正方法基于直线模型修正，使用简单方便，故应用相对较为广泛，如图 4.15 所示。

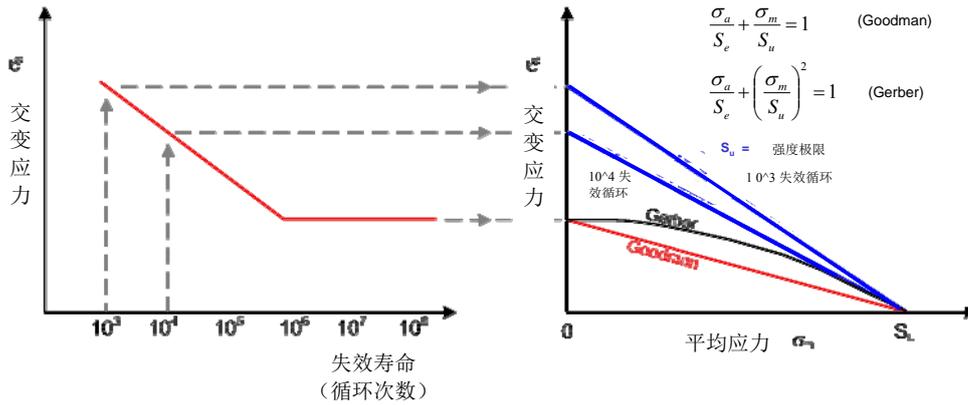


图 4.15 Goodman 平均应力修正模型

### 2. 缺口影响—应力集中的影响

同样，针对应力集中对疲劳寿命的影响，许多学者针对不同的疲劳寿命方法提出了许多基于经验公式的修正方法，其中在应力-寿命法中，以疲劳缺口系数  $K_f$  修正方法使用简单方便，应用广泛<sup>[21]</sup>；

假定纯弹性变形下，缺口平面上局部峰值应力  $\sigma_{max}$  与名义应力  $\sigma_n$  的比值成为理论应力集中系数，一般用  $K_t$  表示，是一个衡量应力集中严重性的尺度，主要取决于试件尺寸、缺口尺寸及加载形式，如图 4.16 所示。

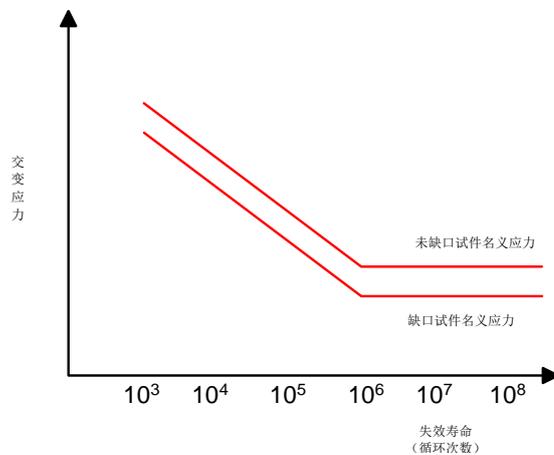


图 4.16 疲劳缺口对材料疲劳寿命的影响

应力集中对疲劳强度有显著影响，但用理论应力集中系数来计算，结果偏于保守，研究者又提出了疲劳缺口系数  $K_f$ ，其定义为光滑试件的疲劳极限  $\sigma_{-1}$  与缺口试件疲劳极限  $\sigma_{-1k}$  之间的比值，即

$$K_f = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}} \tag{4.3}$$

迄今为止，已有不少有实用价值的  $K_f$  表达式。按建立的物理基础，可分为平均应力模型、断裂力学模型和场强法模型。

### 4.3.3 线性疲劳累积损伤理论

线性疲劳累积损伤理论，其中典型 Palmgren-Miner 理论，简称 Miner 法则，后来演化一些 Modified Miner 理论。Miner 法则提出任意应力范围  $\Delta S_i$  产生的部分破坏与实际循环数对总循环数之间的比率成线性比例，试样所吸收的能量达到极限值时产生疲劳破坏。设材料破坏前可吸收的能量极限值为  $W$ ，试样破坏前的总循环数为  $N$ ，在等幅加载下，若试样经受的循环数为  $n_i$ 、吸收的能量为  $W_i$ ，则由于试样吸收的能量与循环数间存在着线性关系<sup>[6]</sup>。

当发生疲劳破坏时，则

$$\sum_{i=1}^m \frac{W_i}{W} = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.4)$$

设  $D_i = n_i/N_i$ ，则根据  $n_1/N_1 + n_2/N_2 + \dots + n_i/N_i = 1$ ，有：

$$\sum D_i = 1 \quad (4.5)$$

上述方程描述了应力-疲劳寿命法和局部应变-疲劳寿命法中的线性破坏状态。经验表明线性破坏的概括只是实际情况的简化。Miner 理论也存在局限性<sup>[5]</sup>：

1. 只考虑疲劳持久限以上的应力（基本 Miner 法则忽略，但其他修正性 Miner 法则已考虑）
2. 未考虑由缺口根部的塑性变形引起的残余应力
3. 未能区分裂纹产生及裂纹扩展
4. Miner 法则是一个疲劳损伤线性累积的模型，它未考虑载荷顺序的影响，而实际上加载次序对疲劳寿命的影响很大，如出现在小应变幅之前的大应变幅会使小应变幅的破坏超过预想的效果。实际的结果为前一种情况下，所测得  $\Sigma(F(n,N))$  值小于 1，而反之，该值大于 1。
5. Miner 法则也是一个确定性的模型，它不能考虑由于材料和载荷等的离散性引起的瞬时累积损伤的统计分散性。

虽然如此，许多试验统计事实表明：Miner 理论对于二级或者很少几级加载的情况下，试验件破坏时的临界损伤值（DCR）偏离 1 很大。但 Miner 理论较好地预测了工程结构在随机载荷作用下的均值寿命，即试验件破坏时的临界损伤值（DCR）在 1 附近。所以尽管在过去的几十年中相继提出了数十个疲劳累积损伤

理论，但 Miner 理论仍然是被普遍采用的工程抗疲劳设计准则，在工程上得到了广泛的应用，图 4.17 基于 Miner 法则的应力-寿命法和应变-寿命法计算过程。

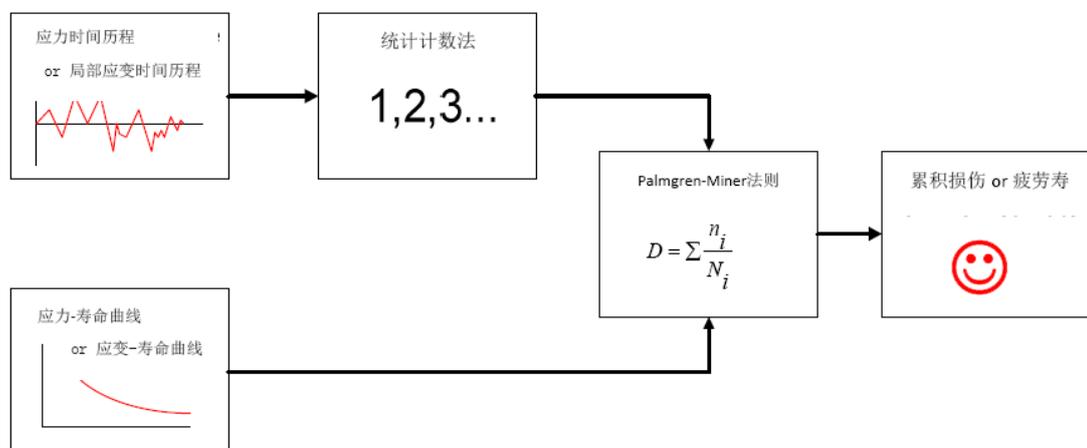


图 4.17 基于 Miner 法则的应力-寿命法和应变-寿命法计算过程

## 4.4 雨流投影技术理论简介

相对于单轴疲劳长达百年的研究，多轴疲劳的研究是目前疲劳研究的热点，但其疲劳评价方法不成熟。目前，对于多周疲劳普遍形成的主要共识是：考虑主应力空间角度是建立在关键应力分析法之上<sup>[12]</sup>，即：

1. 在周期加载中，各应力/应变决定不同的应力平面；
2. 根据材料力学，相对于简单拉压，弯曲和扭转载荷引起的伪损伤，剪切应变引起伪损伤最大。所以，在多轴疲劳中，寿命预估是主要基于最大剪切应变平面；
3. 同时，在多轴疲劳寿命预估中，必须考虑关键应力平面上的剪切应变和正交与该主应力平面上的法向应变。

考虑到该副车架涉及的实车上，副车架两端“三角”摇臂各存在纵向（X）和侧向（Y）载荷输入以及副车架中间变速箱支撑存在轴向输入（X），且各输入载荷之间主应力不存在同相位状态，这样副车架“三通道”台架试验就属于典型的多轴疲劳试验。所以，在目标工作谱压缩时，各主应力（两侧各自三角摇臂输入和中间变速箱支撑输入）之间的空间角度必须被合理分析。

### 4.4.1 有限元分析法概述

基于多轴雨流投影技术的载荷压缩的理论基础就是有限元分析法中的准静态叠加法，其中主要区别仅在于单位载荷影响因子的来源。在有限元分析法中，

由有限元模型直接计算获得,而在多轴雨流投影技术中由人为构造单位投影方向维度矩阵间接比较获得。

通常,获得目标零部件在动态载荷作用下的应力/应变状态,即应力/应变场时间历程函数是其疲劳寿命预估中的关键步骤。在有限元分析方法中根据获取方式的不同可以分为准静态叠加法、瞬态法和模态叠加法<sup>[27]</sup>等三种,其中瞬态法和模态叠加法属于动态计算方法。以下对有限元分析法中准静态叠加法做简单介绍,为本章后续展开介绍多轴雨流投影技术提供理论基础<sup>[6]</sup>。

对于每个作用于部件上的载荷时间历程,首先计算其在单位载荷作用下的应力/应变场,亦即获得单位载荷的影响因子 $c_{ij}^{(k)}(x)$ ,这里单位载荷是部件的空间位置函数,与时间无关。其次根据各个载荷的载荷影响因子和其载荷时间历程,结合线性叠加的相关理论公式(4.15)。

$$e_{\sigma_{ij}}(x,t) = \sum_{k=1}^n c_{ij}^{(k)}(x)L_k(t) \quad (4.6)$$

式中, $e_{\sigma_{ij}}(x,t)$ 为应力场时间历程函数; $c_{ij}^{(k)}(x)$ 为单位载荷影响因子,通过有限元模型计算得到; $L_k(t)$ 为外加载荷时间历程函数。

根据上式即可得到外载荷作用下部件的应力/应变场时间历程函数,为进一步的疲劳计算创造了条件。具体的计算过程见图 4.18 所示。

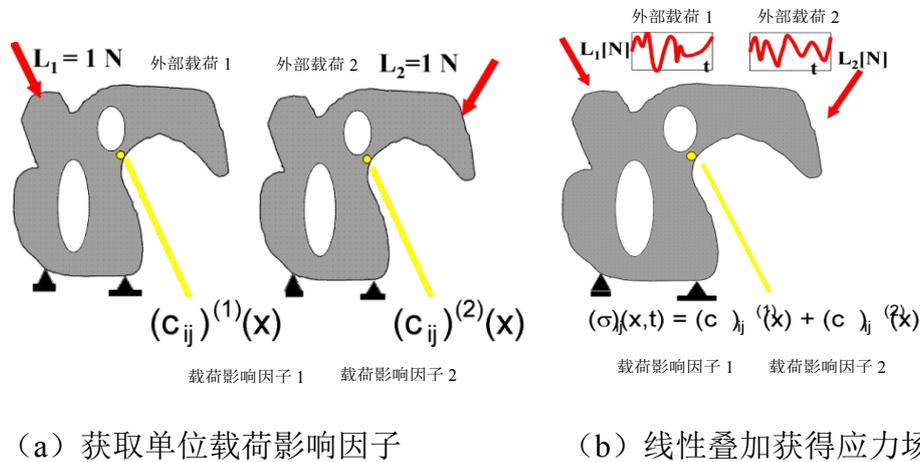


图 4.18 准静态叠加法应力场计算方法

#### 4.4.2 基于雨流投影技术的多轴载荷滤波法简述

零部件疲劳分析主要关注零部件在使用环境中的失效,所以零部件明确的设计寿命必须被保证。各种各样的参数,如材料、几何外形、表面光洁度、腐蚀和载荷等,对零部件疲劳寿命起到关键作用。然而即使在这么多考虑下,这些模型

和算法的疲劳寿命预测结果仍旧不足以可靠到无需真实物理试验来验证。这就需要很多试验的方式来预估真实零部件的疲劳寿命，道路模拟试验就是其中之一。同时，为了进一步实现试验加速就需要对试验载荷（道路测量获得的工作谱）提进行时域压缩或载荷合成的要求。其主要是基于用户道路或试车场道路的数据采集的工作谱，通过各种统计计数法从中提取必要的信息形成各种直方图或柱状图（Histograms），而这其中，由于雨流矩阵能直接产生基于连续介质力学理论中要求的封闭幅值滞后环，所以雨流计数得到最广泛的应用<sup>[14]</sup>。

在 1988 年，“多轴雨流”疲劳工作组在欧洲建立，其旨在推动单轴雨流疲劳方法向多轴雨流疲劳方法发展。至此以后，各种各样多轴雨流疲劳方法和算法被开发并以“MultiRain”载荷软件形式在各种具体应用上使用。今天，这个疲劳工作组的成员已扩展到奥迪、宝马、梅赛德斯奔驰商用车、梅赛德斯奔驰乘用车、保时捷、大众和 Siemens LMS 疲劳耐久技术公司。目前，很多这方面的开发工作和项目在进行中。所以，本文选取 Siemens LMS TecWare 载荷处理软件来实现本文所涉及副车架“三通道”道路模拟试验的目标载荷谱压缩<sup>[14]</sup>。

考虑发展多轴雨流的起点是基于著名的并广泛接受的弹塑性力学模型理论（Masing 记忆法则）和与其相关的成熟单轴雨流计数方法。这样单轴雨流疲劳方法可以直接被扩展到多轴载荷领域应用，有利于获得多轴载荷间的相位关系，即载荷间的耦合特性以及相关的载荷雨流信息<sup>[14]</sup>。由此，雨流投影技术方法（Rainflow-Projection）被建立，也是后续相关应用的理论基础，这些应用主要有时域信号的删减、雨流叠加和外推以及雨流重构算法，当然还包括多轴雨流计数，如图 4.19 所示。

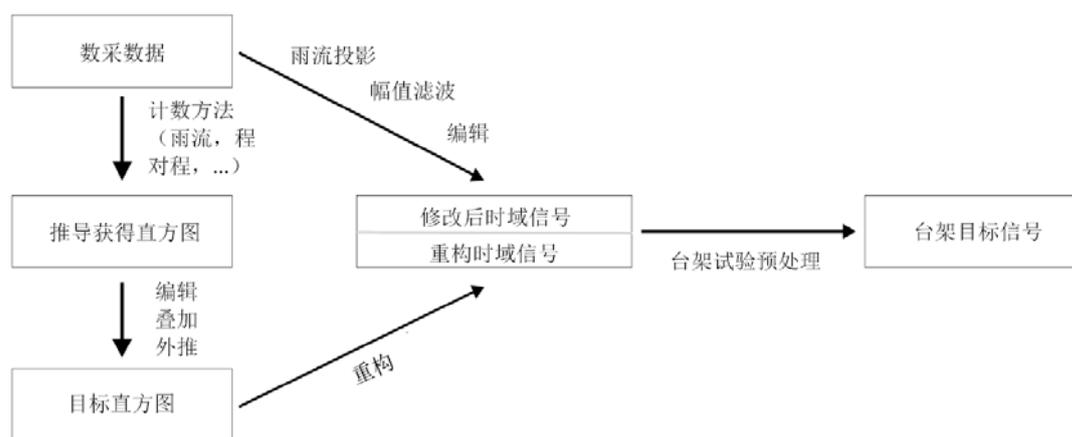


图 4.19 基于雨流投影技术下介于数据采集和台架试验间的数据流

### 一、雨流投影概念

雨流投影方法的动机就是基于有限元法中的准静态叠加法，即将一个简单的

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

部件在遭受外部多轴载荷 $L_k, k = 1, \dots, d$ ，基于线弹性力学理论可知, 物体局部的应力张量 $e_{\sigma_{ij}}$ 可以表示为:

$$e_{\sigma_{ij}}(t, x) = \widehat{\sigma}_{ij}(x) \sum_{k=1}^d \widehat{c}_{ij}^k(x) L_k(t) \quad (4.7)$$

式中,  $\widehat{\sigma}_{ij}(x)$ 为单位载荷影响因子(权重),  $\sum_{k=1}^d \widehat{c}_{ij}^k(x)$ 为所有载荷的单位载荷影响方向因子集合。

通常, 基于 $\widehat{\sigma}_{ij}(x) \sum_{k=1}^d \widehat{c}_{ij}^k(x)$ 描述的载荷传递路径是很难完全正确的直接获得的或者说仅能通过广义有限元模型计算获得。因此, 除了利用有限元模型, 通常无法从外部载荷 $L_k(t)$ 直接简单的精确计算部件局部应力时间历程 $e_{\sigma_{ij}}(t, x)$ 的。而现实中, 不是所有部件是有现存的有限元模型的或者说在每次试验加速时, 没有如此多的时间可以用来先建立精确的部件有限元模型的, 所以, 这里就提出一个问题: 如何在没有部件有限元模型的前提下, 精确获得部件局部应力时间历程 $e_{\sigma_{ij}}(t, x)$  [14]。

基于线弹性力学理论, 单位载荷影响因子 $\widehat{\sigma}_{ij}(x)$ 等效于正确载荷传递路径。所以, 通过构造精确的载荷投影方向, 就有可能精确确保所有传递路径(即单位载荷影响因子), 从而确保多轴载荷压缩后压缩载荷 $L_k(t)$ 多轴雨流属性 [14][15][17]:

$$L_{\beta}(t) = \sum_{k=1}^d \beta_k \bar{L}_k(t) \quad (4.8)$$

这里 $\beta$ 为单位载荷矢量, 用于保证原始载荷 $L_k(t)$ 下的精确局部应力时间历程 $e_{\sigma_{ij}}(t, x)$ 。这就是多轴雨流投影技术的概念假设。通过这样的假设, 那么被广泛接受和认可的所有成熟的基于单轴雨流计数的疲劳方法均可以被直接扩展到多轴载荷环境下, 即各个载荷方向(投影方向)上的雨流属性, 确保主应力方向上的剪切应变和与其正交的法向应变正确, 从而实现多轴载荷环境下, 载荷谱压缩。

当然, 从具体案例应用分析看, 可以把这里定义的“所有方向上”缩减到“许多主要方向”上投影, 这样雨流投影方法就是一个适当可行的多轴载荷疲劳分析方法。

## 二、单位雨流投影方向矢量的构造

按照上述雨流投影的概念, 如何构造正确载荷传递路径, 即雨流投影方向, 是实现多轴载荷环境下载荷压缩、叠加、外推以及时域重构的核心技术 [14]。

经试验证明, 对于 2 自由度载荷(载荷维度)输入来说, 其单位投影方向矢量的可用间隔 15 度的等分半圆来构造; 而对于 3 自由度载荷输入, 其单位投影方向矢量可基于空间半球体, 并以极平面加方位角来构造 [15], 如下表 4.2 所示:

表 4.2 载荷维度为 3 的雨流投影方向矢量的构造

d=2		d=3		
$\gamma$	传递率	$\gamma$	$\theta$	传递率
0	(1, 0)	0	90	(0, 0, 1)
15	(0.966, 0.259)	45	62.632	(0.325, 0.325, 0.888)
30	(0.866, 0.500)	135	62.632	(-0.325, 0.325, 0.888)
45	(0.707, 0.707)	-135	62.632	(-0.325, -0.325, 0.888)
60	(0.500, 0.866)	-45	62.632	(0.325, -0.325, 0.888)
75	(0.259, 0.966)	0	45	(0.707, 0, 0.707)
90	(0, 1)	45	35.264	(0.577, 0.577, 0.577)
105	(-0.259, 0.966)	90	45	(0, 0.707, 0.707)
120	(-0.500, 0.866)	135	35.264	(-0.577, 0.577, 0.577)
135	(-0.707, 0.707)	180	45	(-0.707, 0, 0.707)
150	(-0.866, 0.500)	-135	35.264	(-0.577, -0.577, 0.577)
165	(-0.966, 0.259)	-90	45	(0, -0.707, 0.707)
		-45	35.264	(0.577, -0.577, 0.577)
		20.104	18.961	(0.888, 0.324, 0.324)
		69.896	18.961	(0.325, 0.888, 0.324)
		110.104	18.961	(-0.325, 0.888, 0.324)
		159.896	18.961	(-0.888, 0.325, 0.324)
		-159.896	18.961	(0.888, -0.325, 0.324)
		-110.104	18.961	(0.325, -0.888, 0.324)
		-69.896	18.961	(0.325, 0.888, 0.324)
		-20.104	18.961	(0.888, -0.324, 0.324)
		0	0	(1, 0, 0)
		45	0	(0.707, 0.707, 0)
		90	0	(0, 1, 0)
		135	0	(-0.707, 0.707, 0)

备注：d = 载荷维度；

$\gamma$  = 各维度载荷在极平面  $\beta_1 \beta_2$  中的投影与轴  $\beta_1$  的夹角，即方位角，范围在 $[0, 360]$ ；

$\theta$  = 各维度载荷与极平面  $\beta_1 \beta_2$  的空间夹角，范围在 $[0, 90]$

当载荷维度  $d > 3$  时，可以最小包络球体来构造。首先，可以构造单位量纲维度为  $d$  的立方体包络面：

$$W_d^+ = \{x \in \mathfrak{R}^d \mid |x_i| \leq 1, x_d \geq 0\} \quad (4.9)$$

将单位量纲立方体包络面投影到最小包络球体边界上：

$$\bar{x}_i^j = \tan\left(-\frac{\pi}{4} + \frac{j-1}{k-1} \cdot \frac{\pi}{2}\right) \text{ for } j = 1, \dots, k \text{ and } i = 1, \dots, d-1 \quad (4.10)$$

$$X_d^j = \tan\left(\frac{j-1}{k-1} \cdot \frac{\pi}{2}\right) \text{ for } j = 1, \dots, \frac{k+1}{2} \quad (4.11)$$

$$X = \frac{1}{|X|} \bar{X} \quad (4.12)$$

式中， $X_d$ 为广义方向矢量。所以在给定载荷维度为d的空间分布上，可以构造如下投影方向上的方向矢量 $n_d$ ：

$$n_d = \frac{k+1}{2} \cdot k^{d-1} - \frac{k-1}{2} \cdot (k-2)^{d-1} \quad (4.13)$$

式中， $k$ 用于描述是单位投影方向矢量密度，一般建议取 3。这就可以获得载荷维度 4~6 的多轴载荷单位投影方向矢量密度。

这里不得不提出，上述关于载荷维度为 2、3 和  $d > 3$  的多载荷环境下，单位方向矢量方向构造，均是基于半圆或半球来实现投影。这主要是基于：当正半球上基于单位投影方向矢量平面 $\beta$ 的雨流矩阵属性已知的情况下，其负半球( $\beta_a < 0$ )上的相应雨流矩阵属性也就很容易计算出来。可以由以下推理来验证：

$$\begin{aligned} UG_{-\beta} &= -OG_{\beta}, OG_{-\beta} = UG_{\beta} \\ RFM_{-\beta}(i, j) &= RFM_{\beta}(N - i + 1, N - j + 1) \\ \text{and } RES_{-\beta}(k) &= RES_{\beta}(k) + 1 \end{aligned} \quad (4.14)$$

因此，可以将单位投影方向矢量限制在正半圆或正半球，即 $\beta_a > 0$ ，来大大减少计算量，提高效率。

### 三、雨流矩阵滞后环滤波（压缩）方程构造

所谓多轴雨流计数其实是在各单位矢量投影方向上，基于单轴雨流计数法来计算各投影方向上雨流属性的集合。同时，为了方便比较各投影方向上雨流矩阵属性，对各投影方向上的雨流矩阵的幅值范围（Range）和单位栅格的宽度（Bin Size）均做一致定义，具体参照上文中关于雨流计数法。

假设任一单位矢量投影方向上，载荷维度为d（输入载荷谱的数量）的时域载荷谱雨流矩阵投影所得投影雨流矩阵的幅值范围为 $\bar{U}G_i, \bar{O}G_i, i = 1, \dots, n$ ；同时，再将载荷维度为d的时域载荷谱雨流矩阵构造为包络于长方形内，并将长方形置于最小包络球体内<sup>[14]</sup>，如上图 4.20 所示。

那么，球体的原点 M 以及半径可由如下方程获得：

$$M_i = \frac{1}{2}(\bar{U}G_i + \bar{O}G_i) \quad i = 1 \dots \dots d \quad (4.15)$$

$$\rho = \frac{\sqrt{d}}{2} \text{ Max}(\bar{O}G_i - \bar{U}G_i) \quad i = 1 \dots \dots d \quad (4.16)$$

式中， $\rho$ 为所在圆的半径。

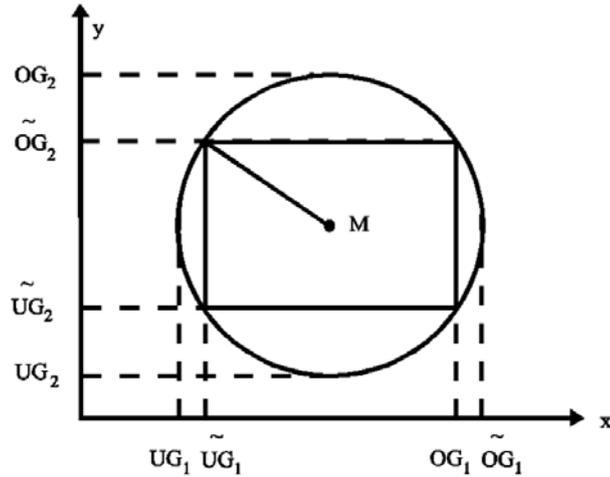


图 4.20 投影面上雨流矩阵幅值范围 (Range) 和单位格栅宽度 (Bin Size) 计算

这样，在任一投影平面上雨流矩阵幅值范围和单位格栅 (Bin Size) 可得：

$$UG_{\beta} = (M, \beta) - \rho \quad (4.17)$$

$$OG_{\beta} = (M, \beta) + \rho \quad (4.18)$$

$$\Delta_{\beta} = \frac{OG_{\beta} - UG_{\beta}}{N} = \frac{2\rho}{N} = \Delta \quad (4.19)$$

式中， $\Delta$  为单位格栅宽度 (Bin Size)， $N$  为格栅数量 (Number of Bin)。

这是将时域信号  $L_i(t_k)$ ， $i = 1, \dots, d, k = 1, 2, 3, \dots$  投影到单位方向矢量平面  $\beta$  上，可得

图 4.21：

$$L_{\beta}(t_k) = \sum_{i=1}^d \beta_i L_i(t_k) \quad (4.20)$$

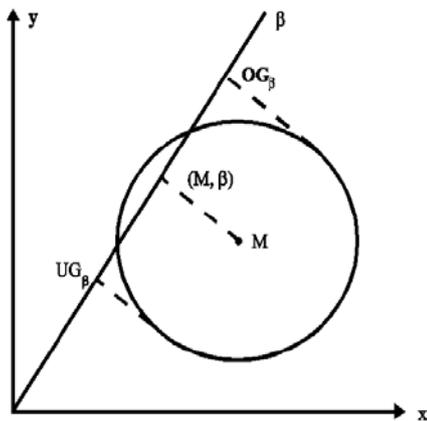


图 4.21 投影方向矢量上雨流矩阵

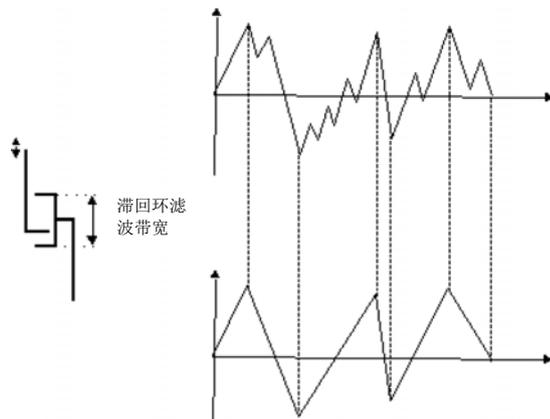


图 4.22 单维度滞回环滤波带宽工作原理

这样在该单位矢量投影方向 $\beta$ 上,雨流矩阵属性可以基于幅值范围 $UG_{\beta}$ 和 $UG_{\beta}$ 之间以及自定义的 $N$ 个幅值格栅(Bin Size)获得<sup>[14]</sup>。这时,可以根据用户设定的滞回环滤波带宽 $f_i$ 对每个单位矢量投影方向上的雨流矩阵属性进行幅值滤波,即载荷压缩。这里不得不提的是在同一组中(“组”的概念将会在后文实际操作小节解释),对于任一输入载荷来说,滞回环滤波带宽 $f_i$ 都是一致的,即尽管多轴雨流投影技术构造了不同的单位矢量投影方向去探索多轴载荷谱之间可能存在主要应力方向,但在各投影平面上的滞回环滤波带宽都是一致的,如上图 4.22 单维度下滞回环滤波带宽工作原理。假设滞回环滤波器 $f_i, i = 1, \dots, d$ , 那么滞回环滤波方程可以如下构造:

$$f_{\beta} = \left( \sum_{i=1}^d (\beta_i f_i)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.21)$$

式中,  $f_{\beta}$  为单位矢量投影方向 $\beta$ 上的滞回环滤波带宽,  $f_i$  为由客户自定义的单维度滞回环滤波带宽, 适用于所有投影方向。

最终,任何单位矢量投影方向 $\beta$ 上,雨流计数结果和余数分别被命名为 $RFM_{\beta}$ 和 $RES_{\beta}$ 。

在基于线弹性力学理论下,一般用于纯金属试件来说,其理想的滞回环滤波带宽可以参考试件使用材料的 $S-N$ 应力-寿命曲线的疲劳持久线值。而对于带有弹性体的金属试件,也可以通过试件进行简单的标定获得的线性段力学特性作为滞回环滤波带宽的参考,尝试预寻找合理的幅值滤波带宽。例如,以本文左侧副车架三角摇臂纵向(X)为例。首先,对副车架带橡胶衬套三角摇臂在纵向(X)方向上进行简单标定,找出力和应变之间的简单标定系数。其次,根据标定性能曲线找出相应线性范围作为主要编辑参考对象。最后,将该力值范围直接作为雨流投影压缩的核心参数-滤波带宽,或者把该力值范围除以车轮六分力上纵向(X)信号的幅值范围转化为百分比作为雨流投影压缩的核心参数-滤波带宽。

#### 四、单位矢量投影方向上雨流矩阵属性伪相对损伤计算

在获得单位矢量投影方向上的雨流矩阵属性后,计算其伪损伤并作对比是最终寻找真正的多轴载荷作用下的主应力方向的关键步骤。

为了方便比较各投影方向上雨流矩阵属性的伪损伤结果,所以只关注伪损伤(相对损伤),即载荷影响因子,不考虑真实损伤或寿命。这样在所有投影方向上的伪损伤计算都基于标准基本 Miner 法则 $S-N$ 曲线,如公式 4.22,无均值应力修正和缺口修正<sup>[14]</sup>。这里必须说明的是无均值应力修正和缺口修正也从另一方面证明了 $S_{-\beta} = S_{\beta}$ ,即负半球 $\beta_a < 0$ 上的相应雨流矩阵属性计数可以省略。

$$S = S_E \left( \frac{N_E}{N} \right)^{A_2} \quad (4.22)$$

对比各投影方向上伪损伤结果的目的是寻找多轴载荷环境下正确的传递路径，即主要应力方向。通常，其潜在的相对损伤可以贡献因子柱状图和云图来表示，例如下图 4.23 三输入载荷下相对损伤贡献因子柱状图和云图。

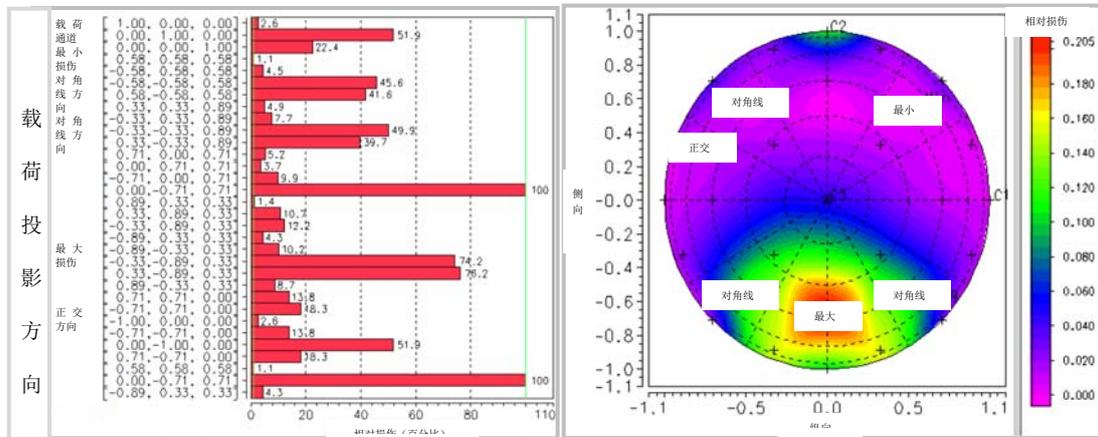


图 4.23 三输入载荷下相对损伤贡献因子柱状图和云图

### 五、雨流投影中雨流矩阵的存储选择

在雨流投影多轴载荷压缩过程中，为高效和加快计算速度，特别是多轴载荷维度下，不是所有投影方向上的雨流矩阵属性被保存的。此外，为了进一步节约计算机缓存和满足其他数据处理的需求，如雨流时域重构和雨流外推等，仅将某些特殊投影方向矢量平面上的雨流矩阵属性保存<sup>[15]</sup>。

假设对于载荷维度为 $d$ 的多轴载荷，其特殊投影方向上被保存的雨流矩阵一般包括： $2^d$ 个对角方向雨流矩阵(如载荷维度为 3 时，空间对角线 $(1, 1, 1)$ 、 $(1, -1, 1)$ 、 $(1, 1, -1)$ …)、最大和最小相对损伤所在投影方向矢量平面上的雨流矩阵、 $d - 2$ 个辅助雨流矩阵(如用于雨流时间重构时形成正交基础)以及若干用户自定义的任一单位矢量投影方向上的雨流矩阵。此外，不同投影方向下载荷贡献因子云图和 $S - N$ 曲线也同时被保存。

## 4.5 副车架目标载荷谱时域压缩

本文涉及的某车型的前悬架为麦弗逊式，属于独立悬架，所以副车架在左右三角摇臂上的纵向和侧向输入载荷以及变速箱支撑载荷，均属于独立输入载荷，但作用于同一试件一副车架<sup>[14][15][17]</sup>。

#### 4.5.1 雨流单位矢量投影角度选择

作为同一试件一副车架,所有输入载荷基于雨流投影技术的滞回环滤波必须同时一起进行,即一组(组的概念在下文阐述);而副车架在左右三角摇臂上的纵向和侧向输入载荷以及变速箱支撑载荷,均属于独立输入载荷,所以需要把左右三角摇臂输入载荷和中间变速箱摆动支撑输入载荷分为三个独立的载荷维度各自独立构造单位矢量投影方向去执行多轴雨流滞回环滤波,并基于同一采样频率和时间轴上产生各自载荷索引文件,用其对左右三角摇臂上的纵向和侧向输入载荷以及变速箱支撑载荷的时间历程作线性逻辑“和”处理。

这样就需要建立 2x2 维度(左右三角摇臂纵向和侧向输入)加上 1x1 维度(中间变速箱支撑输入)单位矢量投影方向文件。图 4.24 为系统默认 2 维度单位矢量投影方向文件,其中 K1 和 K2 分别为两个独立的输入载荷。在其基础上开发出 2x2 维度加上 1x1 维度单位矢量投影方向文件,如图 4.25,其中 K1~5 分别为左侧三角摇臂纵向和侧向载荷输入、右侧三角摇臂纵向和侧向载荷输入和中间变速箱支撑载荷输入。

上文所要求的所有输入载荷基于雨流投影技术滞回环滤波必须同时一起进行,主要是指为了考虑相互的相位关系,即耦合特性。这样就要求将同时参与雨流投影滞回环滤波的输入载荷必须编辑入同一组(Group),但是考虑到构建单位投影方向的正确性、计算处理的速度以及单个车轮存在六个自由度的力或力矩,所以对输入载荷维度最大应不超过 6 个输入载荷,一般推荐 < 3 维度输入载荷参与雨流投影滞回环滤波结果更佳。

然而作为雨流投影技术本身来说,其对载荷输入维度是没有限制要求的,所以在处理滞回环滤波时,允许存在不同的组同时独立进行,这就相当于同时处理高维度的载荷输入问题。但必须明确的是不同组的雨流投影滞回环滤波是相互独立的,所以处理结果只能保证同一组内输入载荷间的相位关系,不保证不同组之间输入载荷的相位关系。这样对于本课题副车架来说,我们可以把所有输入载荷编入同一组内,但可以在同一组内构造独立的 3 个单位投影方向,即左侧三角摇臂纵向和侧向为一个单位投影方向,右侧三角摇臂纵向和侧向为一个单位投影方向以及中间变速箱支撑为一个单位投影方向,如图 4.25 所示。

此外,单位投影方向文件定义的输入载荷数量  $d$  以及顺序必须和所要操作的输入载荷数量  $n$  以及顺序配对或者若单位投影方向文件定义的输入载荷已定义具体名称的,那么所要操作的输入载荷相应载荷也需要保持一致的命名。

x	%K1	+ 1.00*K1	-1	[1.00 0.00]	K1,K2 为输入载荷
x	%K2	+ 1.00*K2	-1	[0.00 1.00]	
x	RP_2D_01	+ 0.71*K1 + 0.71*K2	-1	[0.71 0.71]	
x	RP_2D_02	- 0.71*K1 + 0.71*K2	-1	[-0.71 0.71]	
-	RP_2E_01	+ 0.97*K1 + 0.26*K2	-1	[0.97 0.26]	
-	RP_2E_02	+ 0.87*K1 + 0.50*K2	-1	[0.87 0.50]	
-	RP_2E_03	+ 0.50*K1 + 0.87*K2	-1	[0.50 0.87]	
-	RP_2E_04	+ 0.26*K1 + 0.97*K2	-1	[0.26 0.97]	
-	RP_2E_05	- 0.26*K1 + 0.97*K2	-1	[-0.26 0.97]	
-	RP_2E_06	- 0.50*K1 + 0.87*K2	-1	[-0.50 0.87]	
-	RP_2E_07	- 0.87*K1 + 0.50*K2	-1	[-0.87 0.50]	
-	RP_2E_08	- 0.97*K1 + 0.26*K2	-1	[-0.97 0.26]	

图 4.24 系统默认 2 维度投影控制方向文件

x	%K1	+ 1.00*K1	-1	[1.00 0.00 0.00 0.00]	K1,K2, K3,K4, K5 为输入 载荷
x	%K2	+ 1.00*K2	-1	[0.00 1.00 0.00 0.00]	
x	RP_2D_01	+ 0.71*K1 + 0.71*K2	-1	[0.71 0.71 0.00 0.00]	
x	RP_2D_02	- 0.71*K1 + 0.71*K2	-1	[-0.71 0.71 0.00 0.00]	
-	RP_2E_01	+ 0.97*K1 + 0.26*K2	-1	[0.97 0.26 0.00 0.00]	
-	RP_2E_02	+ 0.87*K1 + 0.50*K2	-1	[0.87 0.50 0.00 0.00]	
-	RP_2E_03	+ 0.50*K1 + 0.87*K2	-1	[0.50 0.87 0.00 0.00]	
-	RP_2E_04	+ 0.26*K1 + 0.97*K2	-1	[0.26 0.97 0.00 0.00]	
-	RP_2E_05	- 0.26*K1 + 0.97*K2	-1	[-0.26 0.97 0.00 0.00]	
-	RP_2E_06	- 0.50*K1 + 0.87*K2	-1	[-0.50 0.87 0.00 0.00]	
-	RP_2E_07	- 0.87*K1 + 0.50*K2	-1	[-0.87 0.50 0.00 0.00]	
-	RP_2E_08	- 0.97*K1 + 0.26*K2	-1	[-0.97 0.26 0.00 0.00]	
x	%K3	+ 1.00*K3	-1	[0.00 0.00 1.00 0.00]	
x	%K4	+ 1.00*K4	-1	[0.00 0.00 0.00 1.00]	
x	RP_2D_31	+ 0.71*K3 + 0.71*K4	-1	[0.00 0.00 0.71 0.71]	
x	RP_2D_32	- 0.71*K3 + 0.71*K4	-1	[0.00 0.00 -0.71 0.71]	
-	RP_2E_31	+ 0.97*K3 + 0.26*K4	-1	[0.00 0.00 0.97 0.26]	
-	RP_2E_32	+ 0.87*K3 + 0.50*K4	-1	[0.00 0.00 0.87 0.50]	
-	RP_2E_33	+ 0.50*K3 + 0.87*K4	-1	[0.00 0.00 0.50 0.87]	
-	RP_2E_34	+ 0.26*K3 + 0.97*K4	-1	[0.00 0.00 0.26 0.97]	
-	RP_2E_35	- 0.26*K3 + 0.97*K4	-1	[0.00 0.00 -0.26 0.97]	
-	RP_2E_36	- 0.50*K3 + 0.87*K4	-1	[0.00 0.00 -0.50 0.87]	
-	RP_2E_37	- 0.87*K3 + 0.50*K4	-1	[0.00 0.00 -0.87 0.50]	
-	RP_2E_38	- 0.97*K3 + 0.26*K4	-1	[0.00 0.00 -0.97 0.26]	
x	%K5	+ 1.00*K5	-1	[0.00 0.00 0.00 0.00 1.00]	

图 4.25 本课题使用的 2x2 维度和 1x1 维度投影方向控制文件

#### 4.5.2 雨流滞回环滤波带宽定义

雨流滞回环滤波带宽本质是用户自定义雨流幅值滤波门槛值。若输入载荷信号被认为是符合应力-应变关系  $\sigma = g(\epsilon)$  和 Masing 记忆特性的应力对，那么雨流投影技术就会精确寻找到组建应力-应变关系的点所形成的滞回环。若这些滞回环小于滤波带宽（门槛值）以及一些最后的单调增量幅值，并且在各个单位投影方

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践  
 向上均小于幅值滤波带宽（阈值），那么这些滞回环或单调递增点将被作标记并删除，如图 4.26 所示。

滤波带宽都是一维参数，对各单位矢量投影方向均一致。通常，滤波带宽可以用两种形式来定义：1) 基于输入载荷信号文件表头范围来定义百分比，优点是可以针对同一组中不同物理单位的信号进行混合雨流投影幅值滤波，缺点是百分比是基于输入信号文件表头信息中的信号范围来计算的。不同量纲间需要统筹规划；2) 直接定义物理值，通常使用直接物理值定义，方便明了，但直接定义物理值明显的缺点就是仅能针对于同组中所有输入载荷物理单位是一致的情况。

若存在输入载荷维度信号非常长，那么在运行时，输入载荷信号的所有点无法同时在记忆缓存中一次完成。系统通过引入临时缓存技术（Buffer）将所有未处理的且未形成滞回环的点存储作为余数（Residue），参与到下一个临时缓存处理中<sup>[20]</sup>。

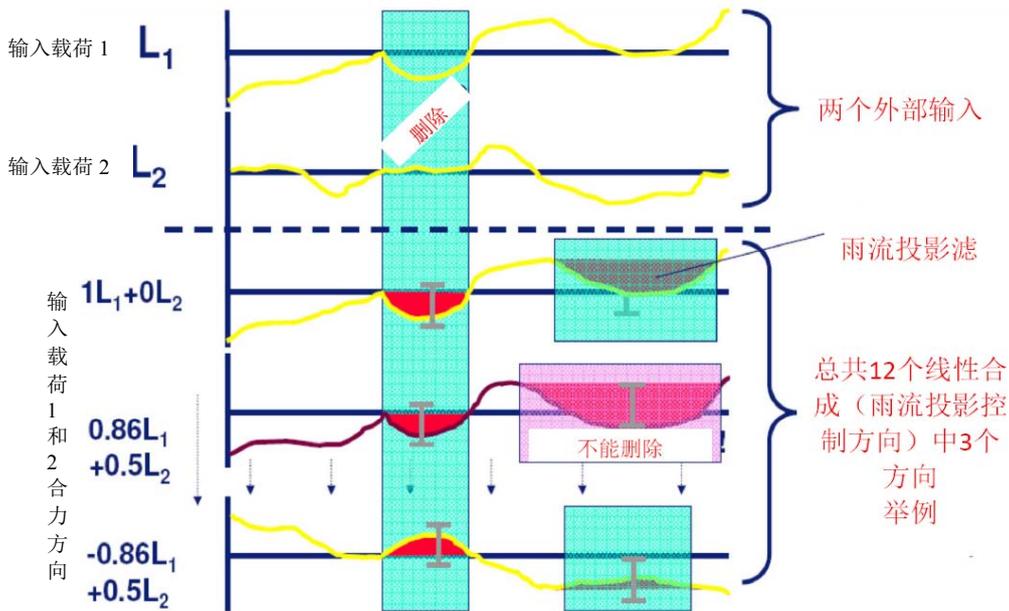


图 4.26 本文涉及 2 维度载荷雨流投影滤波简图

另外，介于影响损伤的因素，除了主要考虑幅值因素外，还要考虑均值对疲劳寿命影响，所以需要在每个单位矢量投影方向上计算伪损伤时，加入均值应力修正。但是不得不提的是这个均值应力修正是独立于雨流滞回环滤波一幅值滤波的。所涉及的均值应力修正是基于分段线性修正关系的 High 平均应力修正图，再参与到所在单位投影方向上的雨流计数结果。

### 4.5.3 用于频谱能量控制的最小时间长度

到目前为止，所有提到的关于雨流投影幅值滤波都是无关载荷速率，而是集中于在删除（压缩）中，如何维持各输入载荷间雨流属性的重要性的。实质上，在如何维持各输入载荷间雨流属性并删除小载荷的同时，如何维持输入载荷的频率特性也应该被考虑进去，否者原始信号的频域特性将被破坏。这里，引入最小时间长度的参数就是为了考虑在删除的同时考虑信号频域特性<sup>[14]</sup>。

在处理缓存中整个输入载荷，并将所有投影方向上符合投影滤波带宽的点上做好标记，这样部分标记点的时间长度就被决定了。若这部分点中某些位置的时间长度小于用户给定的最小时间长度，那么这相应点将不会被删除，因为一旦其被删除，将大大影响滤波后信号的频谱特性。所以最小时间参数会影响压缩后输入载荷的时间长度。这是其中的一种关于最小时间长度定义的方式。

反之，另一种定义方式是，最小时间长度参数被应用于最小时间长度将被保留的点。那些根据雨流投影滤波法，对大的滞回环贡献大的相应点被延长到达到最小时间长度的长度并保留，从而维持原输入载荷的频率特性。

总之，无论哪种方式定义最小时间长度，随着最小时间长度的增加，输入载荷的时间压缩量将减小。

### 4.5.4 雨流投影载荷压缩的结果

通过以上参数定义后，可以获得的副车架原始目标谱在各单位矢量投影控制方向上的伪损伤比较和主要应力方向位置：图 4.27、图 4.28 和图 4.29 为左侧三角摇臂输入载荷主要应力方向伪损伤柱状图、伪损伤贡献因子云图和基于对角单位投影方向上雨流矩阵属性，图 4.30、图 4.31 和图 4.32 为右侧三角摇臂输入载荷主要应力方向伪损伤柱状图、伪损伤贡献因子云图和基于对角单位投影方向上雨流矩阵属性。从可以发现如下结论：

1. 对比三角摇臂输入载荷主要应力方向伪损伤柱状图图 4.27 和图 4.28，发现两者伪损伤立柱形状接近，说明左右工作载荷接近对称。但在第二个柱位置（0.00,1.00）伪损伤差异较大，再对比三角摇臂输入载荷主要应力平面伪损伤贡献因子云图发现，也存在同样的现象，显示两者伪损伤差异将近 25%。根据坐标为（0.00,1.00）。因为输入载荷为经过一般编辑后的目标载荷，是该试车场 8 圈（顺时针 4 圈+逆时针 4 圈）强化路面加一些特工况下获得，原则上大多路面特征对纵向和垂向集中贡献损伤要远大于侧向损伤，即纵向和侧向平面主要应力方向可能要偏向纵向（X）

侧，而这里右侧轴头上最大损伤方向趋向于侧向。尽管相对第二个伪损伤立柱位置（纵向），仅仅稍大一点，但这也说明右侧轴头侧向输入载荷有稍许异常。进一步研究左右车轮六分力时域信号伪损伤发现，同样现象，即左右侧纵向轴头伪损伤几乎一致，而对于左右侧向轴头伪损伤，右侧轴头的侧向要大于左侧轴头的侧向近 25%，如表 4.3 所示，这也和上一章数据采集统计分析发现左右侧向轴头载荷对称差的现象一致，可能是由于试车场强化道路薄饼弯道路面损坏有关。而对比三角摇臂上，左右纵向和侧向应变发现，无类似现象，但发现左侧纵向应变存在严重耦合现象，说明应变信号可能贴片位置原因，无法完全对纵向和侧向解耦，故这方面应变信号无参考意义。如图 4.33 所示。

2. 介于上述的分析，建议去除右侧轴头侧向输入载荷雨流投影影响。这样发现纵向和侧向输入载荷下，主要主应力平面在纵向偏 20 度左右，这也印证了：1) 主要主应力平面非唯一性；2) 更为重要的是，为接下去将压缩后纵向和侧向输入载荷在主要主应力方向上合成提供有力的指导。

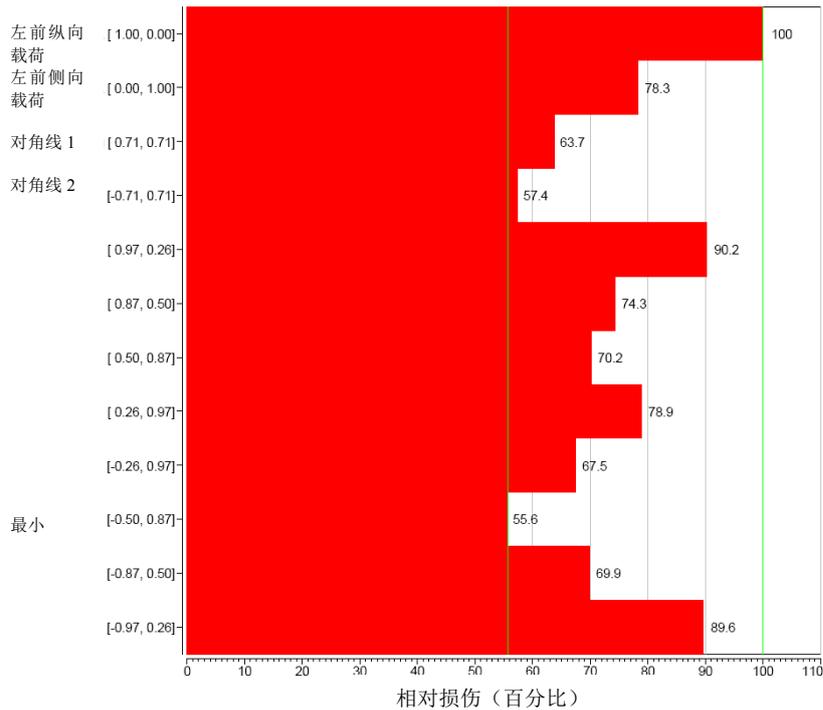


图 4.27 左三角摇臂输入载荷主要应力平面的伪损伤柱状图

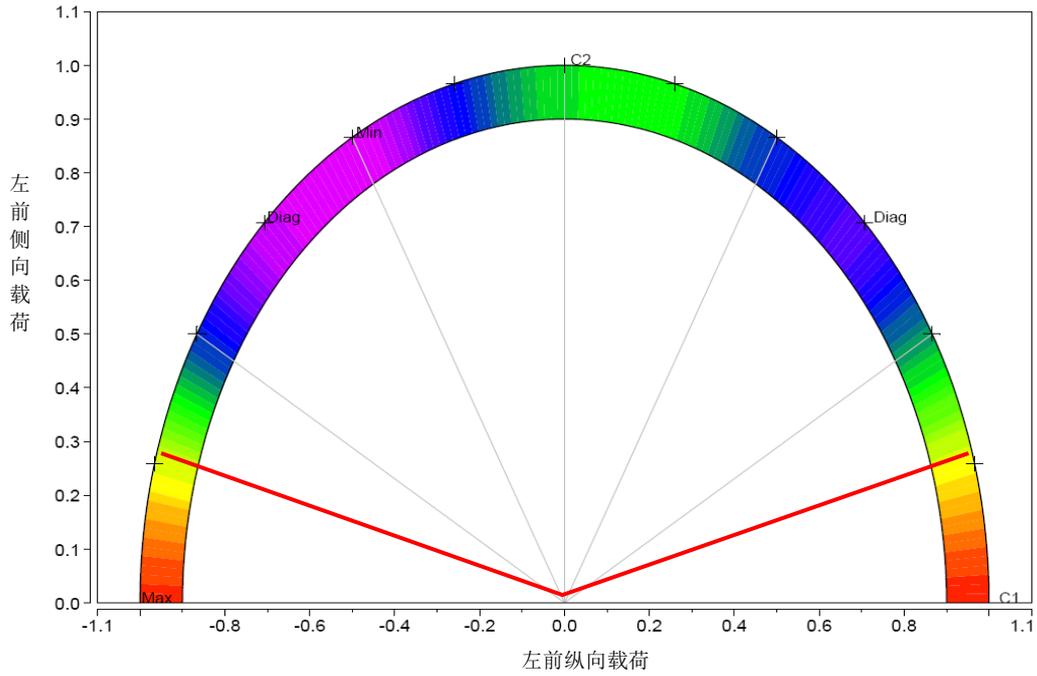


图 4.28 左三角摇臂输入载荷主要应力平面的伪损伤贡献因子云图

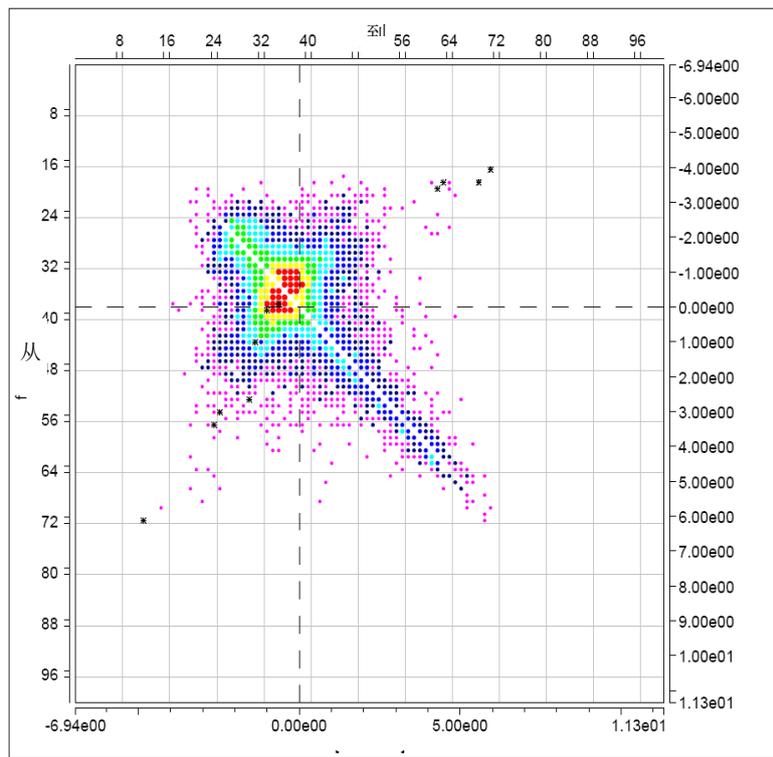


图 4.29 左三角摇臂输入载荷对角投影控制方向上投影雨流矩阵

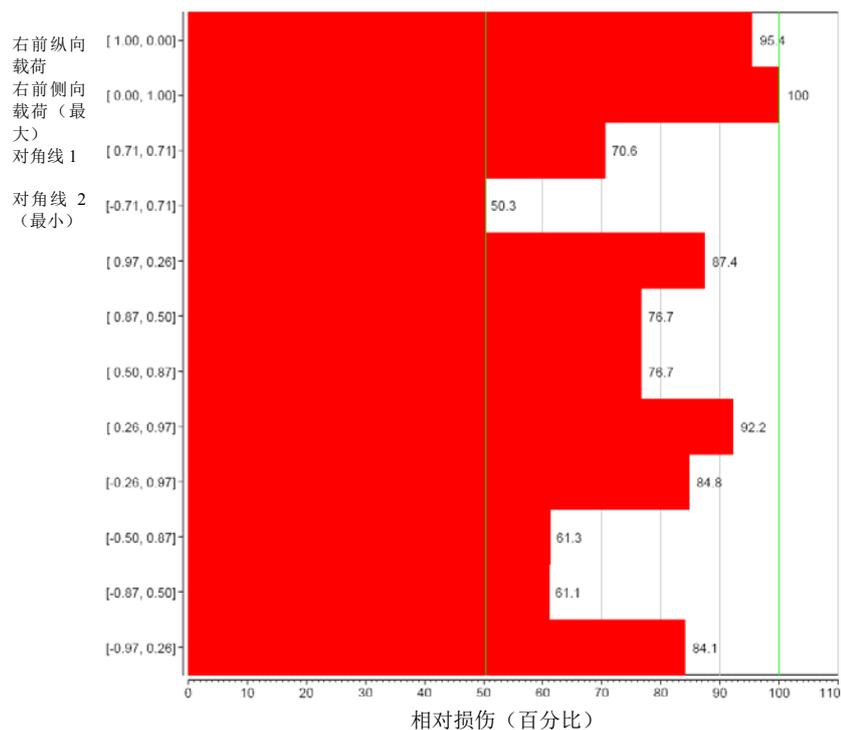


图 4.30 右三角摇臂输入载荷主要应力平面的伪损伤柱状图

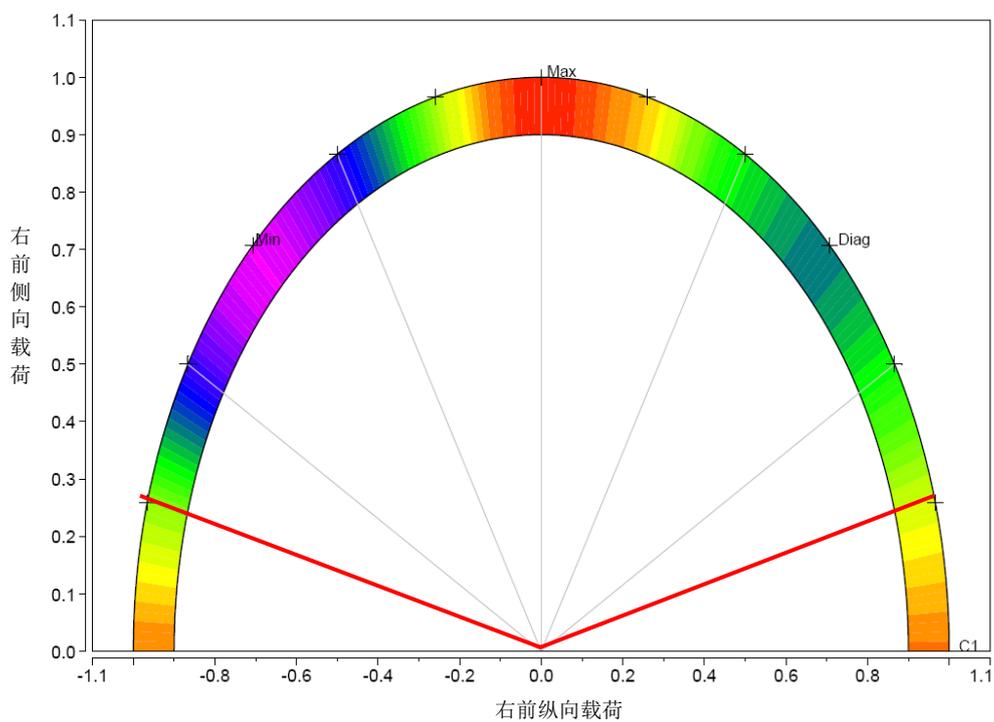


图 4.31 右三角摇臂输入载荷主要应力平面的伪损伤贡献因子云图

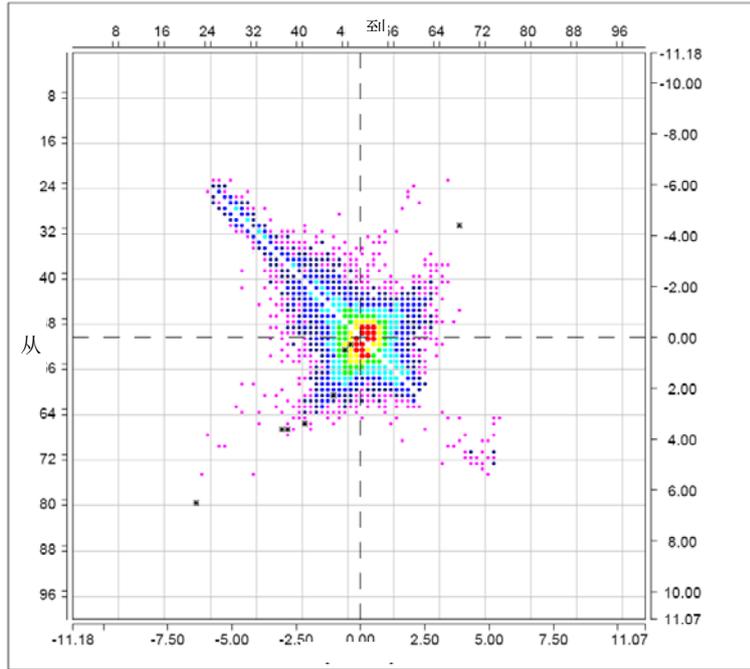


图 4.32 右三角摇臂输入载荷对角投影控制方向上投影雨流矩阵

### 4.3 左右三角摇臂输入载荷时域信号统计参数对比

通道名	10%分位数	25%分位数	中位数	75%分位数
[1]_FXMRVL	-1.02234	-0.569808	-0.200189	0.135466
[2]_FYMRVL	-1.59348	-0.795123	-0.417246	0.081729
[9]_FXMRVR	-1.09354	-0.610353	-0.239016	0.085345
[10]_FYMRVR	-2.18685	-0.026322	-0.352766	0.740096
[67]_EXQLVL	-20.0863	-3.67255	3.04821	9.87987
[68]_EYQLVL	-35.2757	-10.2522	0.546142	10.9859
[69]_EXQLVR	-20.6275	-9.15678	-0.372229	7.08738
[70]_EYQLVR	-32.5878	-8.36385	1.4605	10.5641
通道名	90%分位数	99%分位数	99.9%分位数	伪损伤
[1]_FXMRVL	0.534055	2.31123	6.84056	8.59E-18
[2]_FYMRVL	2.30526	6.04477	6.70522	6.81E-18
[9]_FXMRVR	0.475697	2.1702	6.70567	8.54E-18
[10]_FYMRVR	1.7117	2.63554	3.10528	8.86E-18
[67]_EXQLVL	18.1755	29.776	39.7351	5.91E-12
[68]_EYQLVL	37.9021	78.3062	86.0563	7.92E-12
[69]_EXQLVR	13.9843	31.6079	46.7449	7.91E-12
[70]_EYQLVR	31.4976	56.2073	62.2555	3.58E-12

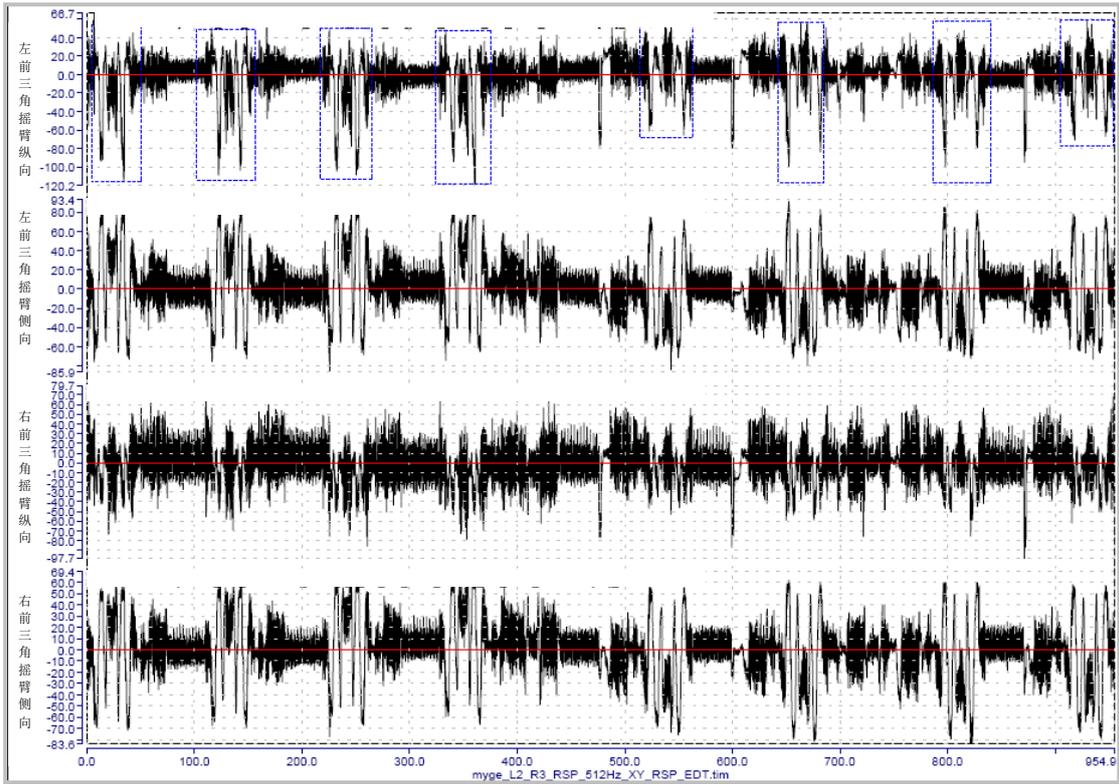


图 4.33 左右三角摇臂应变信号（蓝色为左侧纵向应变耦合位置）

介于本文进行雨流投影滤波的输入载荷为 5 个独立信号，分别为左侧车轮纵向力和侧向力、右侧车轮纵向力和侧向力以及中间变速箱摆动支撑，分为同一组但 3 个独立单位矢量投影方向，分别为左侧 2 维度、右侧 2 维度以及中间 1 维度。考虑到所涉及的单位不同，分别为千牛和微应变，这样就需要在投影滤波带宽参数定义中选择百分比的形式定义幅值滤波带宽。但由于这里两种量纲千牛和微应变之间的量级差异太大，而投影幅值滤波带宽却对于所有输入信号及投影方向均是一致的，故无法直接定义百分比。经过进一步研究发现，雨流投影百分比形式带宽是基于各信号表头定义的信号范围来间接计算不同输入载荷的幅值滤波带宽。所以，尝试先修改各输入载荷的表头定义的信号范围至其信号的最大值。这样就可以直接定义滤波带宽百分比了。经过反复比较试验，最终采用幅值滤波带宽为 0.07 和最小时间长度为 0.1 的参数组合可以实现较好的载荷压缩，时间长度缩短到一般处理后目标载荷谱（删除过渡路面后）的 78.35%，即每圈节省 205s，并基本维持伪损伤误差在 1%以内和 99%原信号功率谱能量误差在 3dB 之内，如下图 4.34 为输入载荷时间压缩结果；图 4.35-39 为压缩前后输入载荷谱功率谱密度对比。

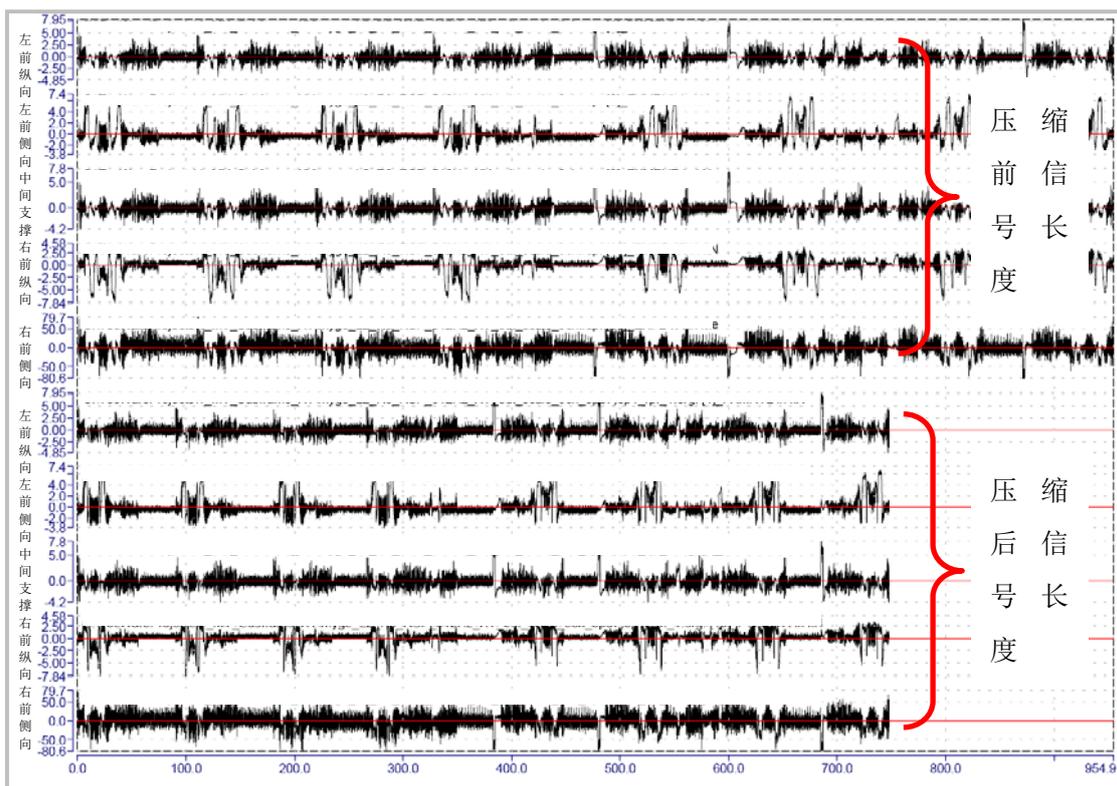


图 4.34 输入载荷压缩结果

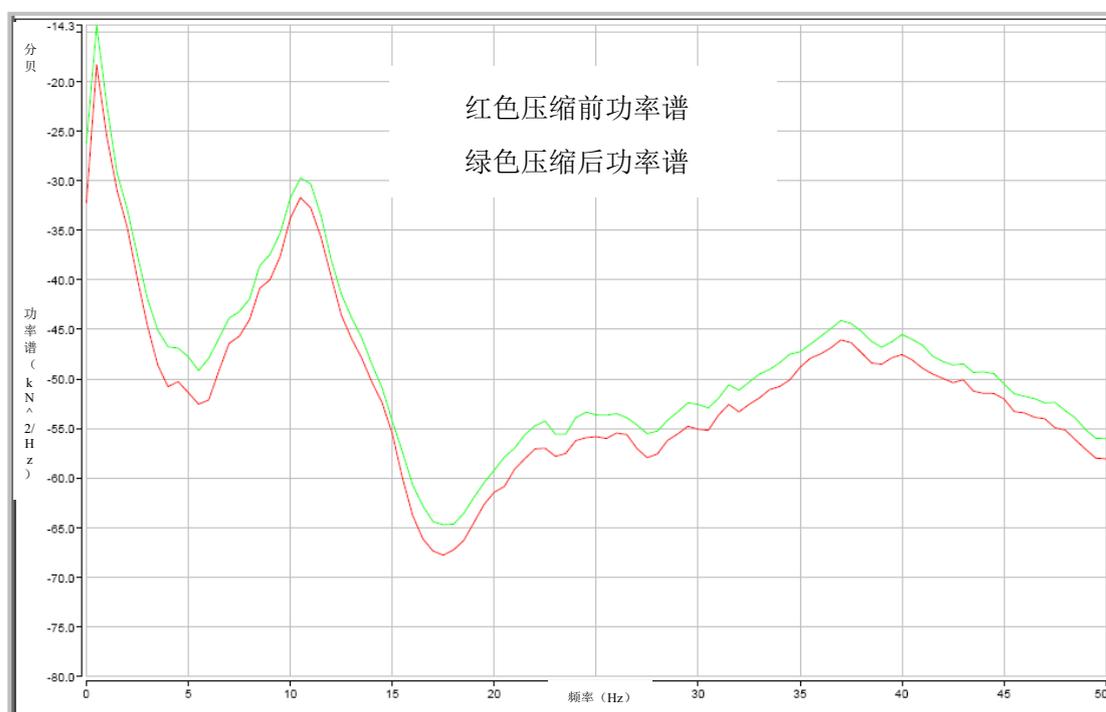


图 4.35 左前纵向载荷压缩前后 PSD 对比

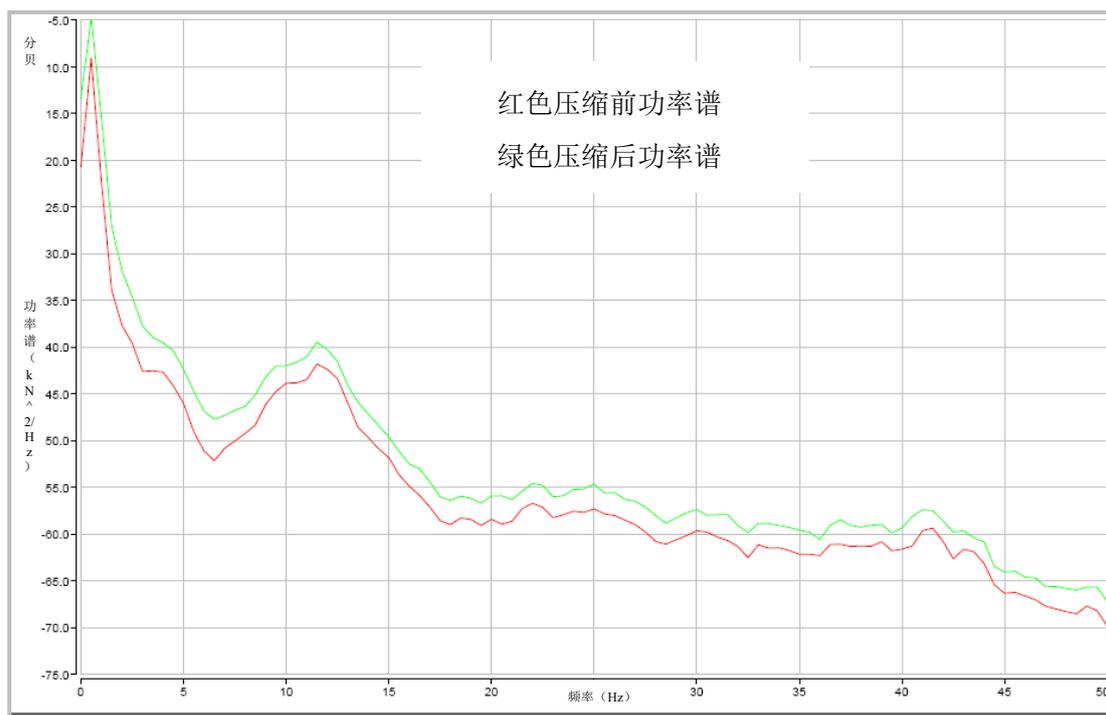


图 4.36 左前侧向载荷压缩前后 PSD 对比

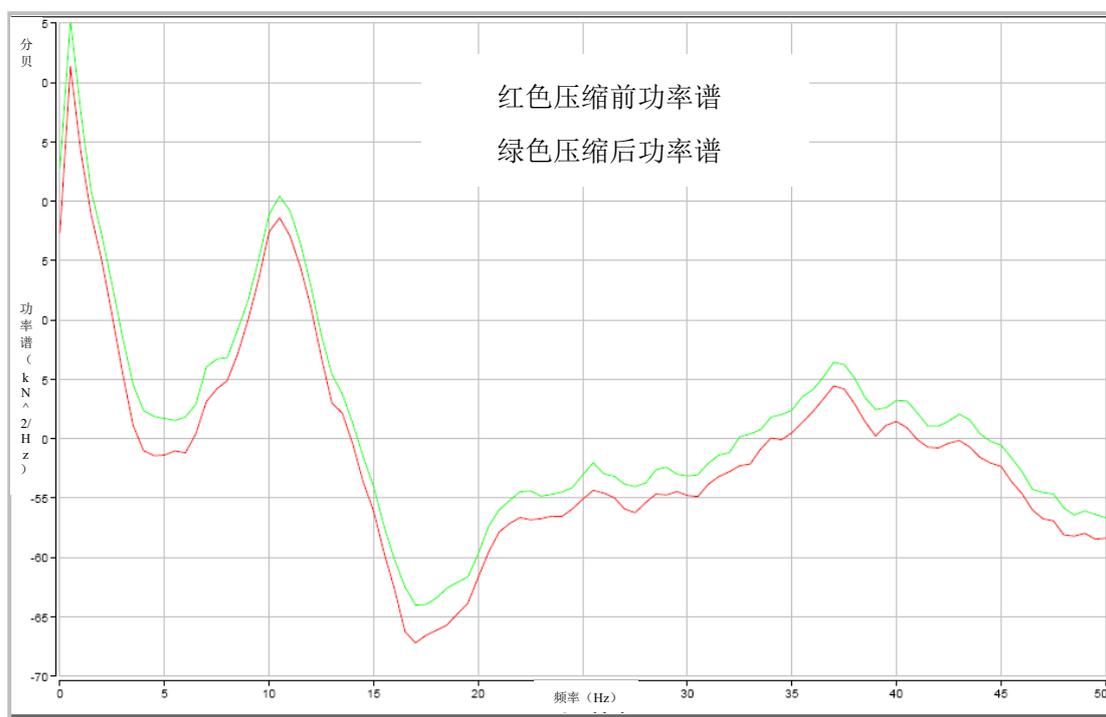


图 4.37 右前纵向载荷压缩前后 PSD 对比

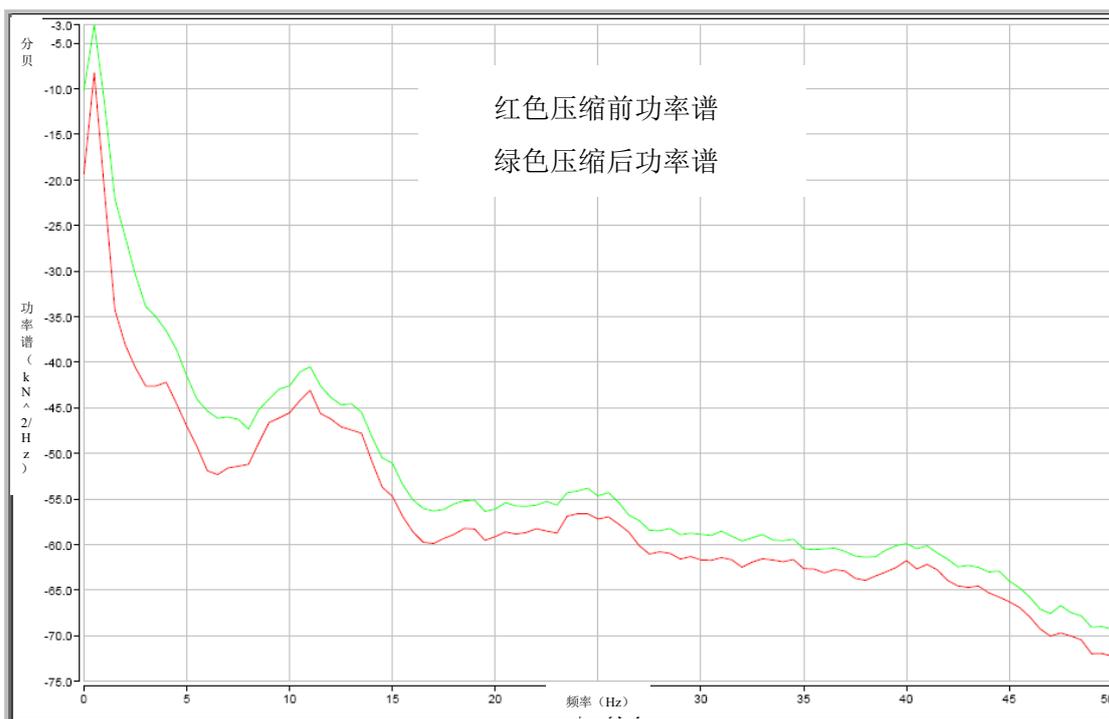


图 4.38 右前侧向载荷压缩前后 PSD 对比

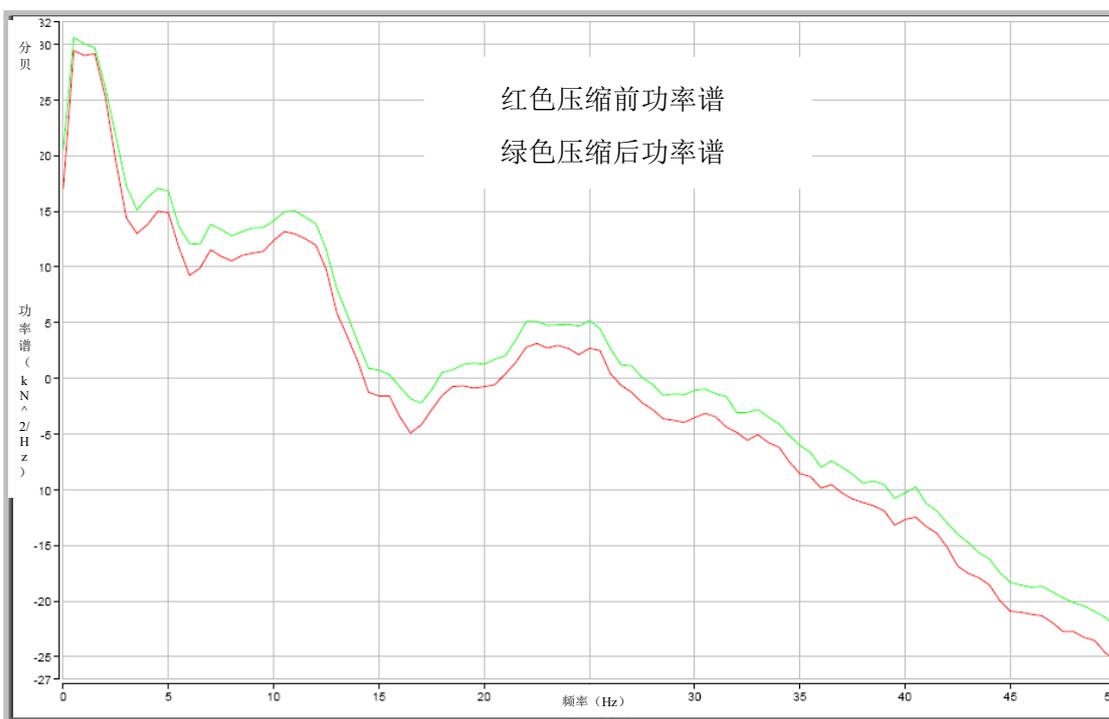


图 4.39 中间变速箱支撑载荷压缩前后 PSD 对比

## 4.6 副车架两侧三角摇臂工作谱合成

本文设计副车架质量验证试验台架之初，如绪论里阐述的，提出副车架两侧三角摇臂处纵向和侧向加载通过寻找主要主应力方向之一进行加载，实现简化台架，快速、通用和有效的试验<sup>[13][14][15][17][21]</sup>。

本文涉及的试验原始工作谱都来自于国内某试车场，以其强化道路为主，附加一些特殊工况，具体如上一章数据采集中涉及路面描述。这样，通过对所有路面分析发可得，无论强化路面还是特殊工况，90%的路面导致的车辆轴头力以纵向和垂向为主，如比利时道路（Belguim）、条石路（Pave）、枕木（Crosstie）等等，考虑副车架的受力特性，可以剔除垂向载荷，这样导致副车架主要受力（纵向和侧向受力）下，纵向载荷权重过大，以至于在这些引起车辆主要损伤的路面上分析纵向和侧向载荷的主要主应力方向就不具有代表性。这样试车场强化路面中只剩下薄饼弯道（Thin pancake curve）、转向测试道路（Steering）和斜向坑洼路（Diagonal Pothole）存在较大的侧向载荷，其中薄饼弯道由于是转向梯度很低，侧向载荷较小；而中型铁制薄饼引起的纵向载荷较之侧向要大很多，所以纵向载荷权重也过大，同样导致分析纵向和侧向载荷的主要主应力方向就不具有代表性。；这样最后只剩下转向测试道路，尽管转向梯度很大，导致很大侧向力，但弯道中，小铁制薄饼引起的纵向载荷相对于侧向载荷就非常小，所以侧向载荷的权重反而过大，也同样导致分析纵向和侧向载荷的主要主应力方向就不具有代表性。

经过进一步调查分析，发现斜向坑洼路非常特殊，如图 4.40 所示：1）其坑洼深度是所有路面里最大的，近十几厘米深，所以引起载荷最大；2）此试车场坑洼路的坑洼呈斜向排列，车辆以要求的 40km/h 撞击时，车辆轴头载荷呈现出三向（X/Y/Z）严重耦合，即三个方向所有轴头载荷都很大；3）若将所有路面单独计算三向的伪损伤总和，发现斜向坑洼路产生的伪损伤最高，同时占有路面损伤总和的比例非常高，近 30~40%。所以，这里选用斜向坑洼路来分析副车架纵向和侧向受力载荷的主要主应力，尝试去获得可能存在的主要主应力角度来合成主要主应力，如下图 4.41 所示。而合成的对象是上节压缩后两侧三角摇臂的纵向和侧向输入载荷。

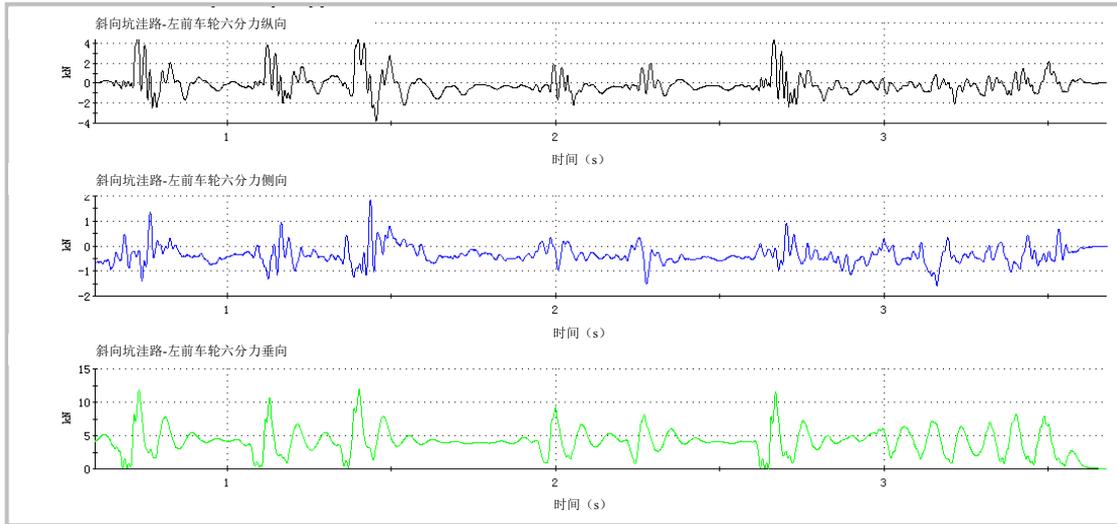


图 4.40 斜向坑洼路 X/Y/Z 三向载荷信号

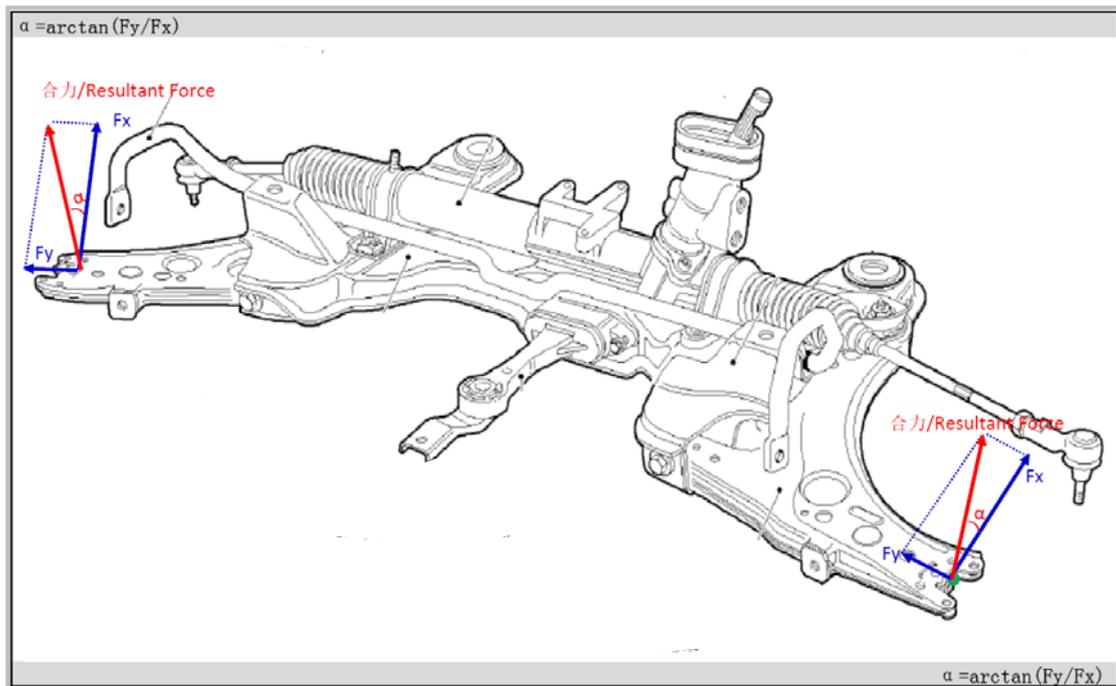


图 4.41 两侧三角摇臂的纵向和侧向输入载荷主要主应力方向角度计算

首先，为了获得高分辨率的合成角度，所以载荷谱采用 512Hz 的采样频率，初始合成结果如下图 4.42（左侧）和 4.43（右侧）的上图，发现存在非常多的角度基于  $\pm 90$  度左右“上蹿下跳”震荡。经过分析数据点发现，斜向坑洼路中，撞坑的事件仅为 4 次，属于瞬时事件，但中间大多数点为连接路面的点，基本在零位附近晃动，微小的方向抖动或车速变化等，引起轴头纵向和侧向力轻微变化，从而容易在合成角度上引起  $\pm 90$  度左右“上蹿下跳”震荡。

其次，为了避免这些微小信号的引起合成角度的“跳跃”“污染”真正的合力角度甄别，故对纵向和侧向均按最大载荷的 10%幅值为门槛值（即左右侧， $F_x=430N$  和  $F_y=130N$ ）对信号幅值进行过滤，再次获得合力角度如图 4.42（左侧）和图 4.43（右侧）的中图，这样合力角在 $\pm 90$  度左右“上蹿下跳”震荡几乎少了三分之一。

最后，对比分析数据点发现，10%的门槛值固然好，但仍存在将“撞坑”后震动衰退引入。考虑到“撞坑”为瞬态事件，各方向上轮胎刚度和阻尼的不同，其震动衰退也是差异的，若将同一最大幅值的 10%作为门槛值，分别用于纵向和侧向，仍可能在不同方向上引入震动衰退。所以，仅将 10%的门槛值应用于纵向，这样可让震动衰退以纵向载荷的时间轴作为基准划定，获得合成角度如下图 4.42（左侧）和图 4.43（右侧）的下图，可见几乎绝大多数在 $\pm 90$  度左右“上蹿下跳”震荡消失，这样结合左右侧合力角度统计和最小二乘法拟合，可以较清楚的发现合成角度在 20 度左右是大概率事件。

综上所述，以上结论符合本章雨流投影压缩结果小节中基于雨流投影分析获得主要主应力方向范围：20 度左右。同时发现右侧合力角度在-20 度方向上，经分析发现这主要是由于车轮六分力的极性定义左右侧一致，均为右手坐标系，拇指始终向上为垂向正方向，食指始终指向车位为纵向正方向，这样导致左侧轴头侧向正方向指向车内，而有车轴头侧向正方向指向车外，故导致右侧合力角度为负 20 度。所以确切说，左右合力方向是沿纵向并偏向车内测 20 度左右角度范围内，类似于“内八字”。

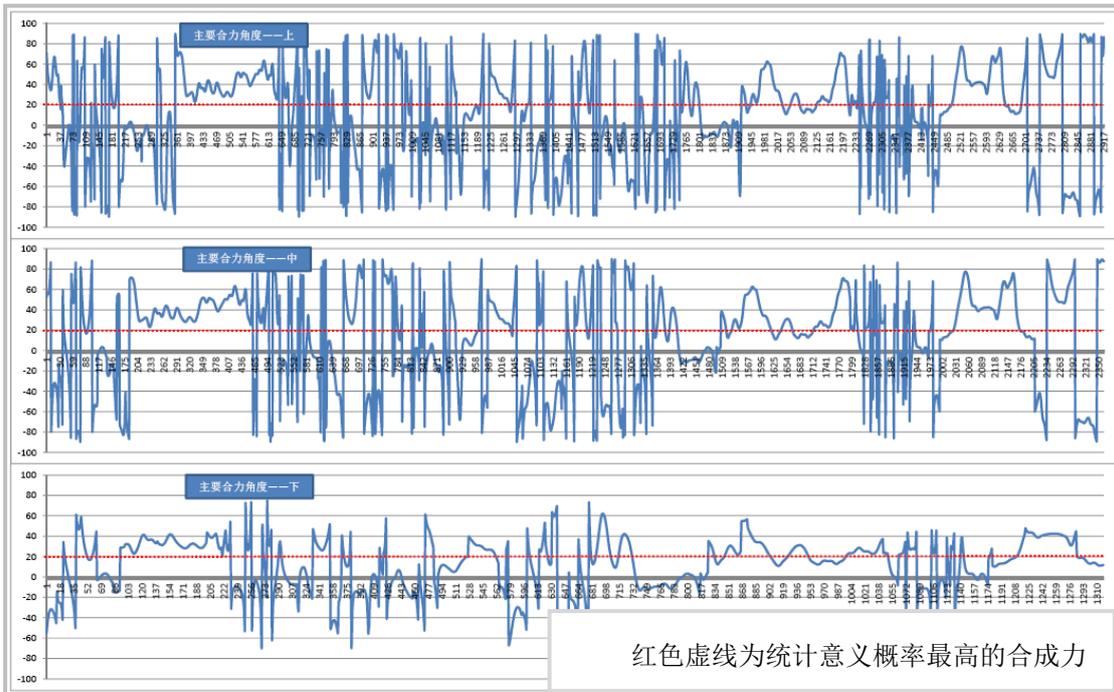


图 4.42 左侧轴头纵向和侧向合力角度

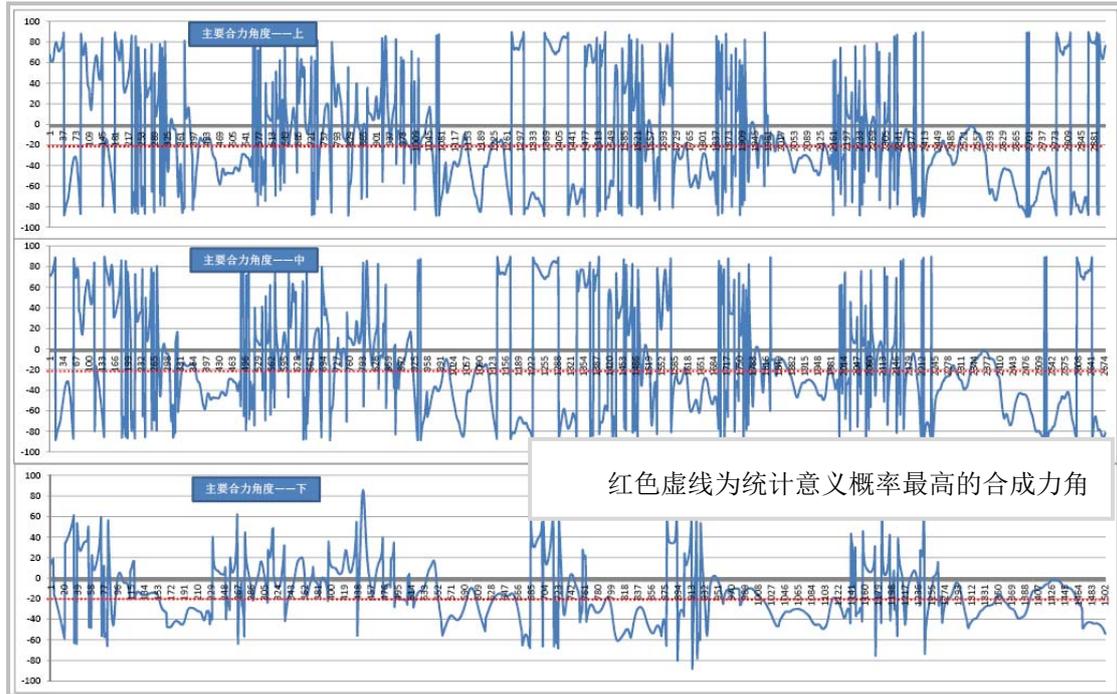


图 4.43 右侧轴头纵向和侧向合力角度

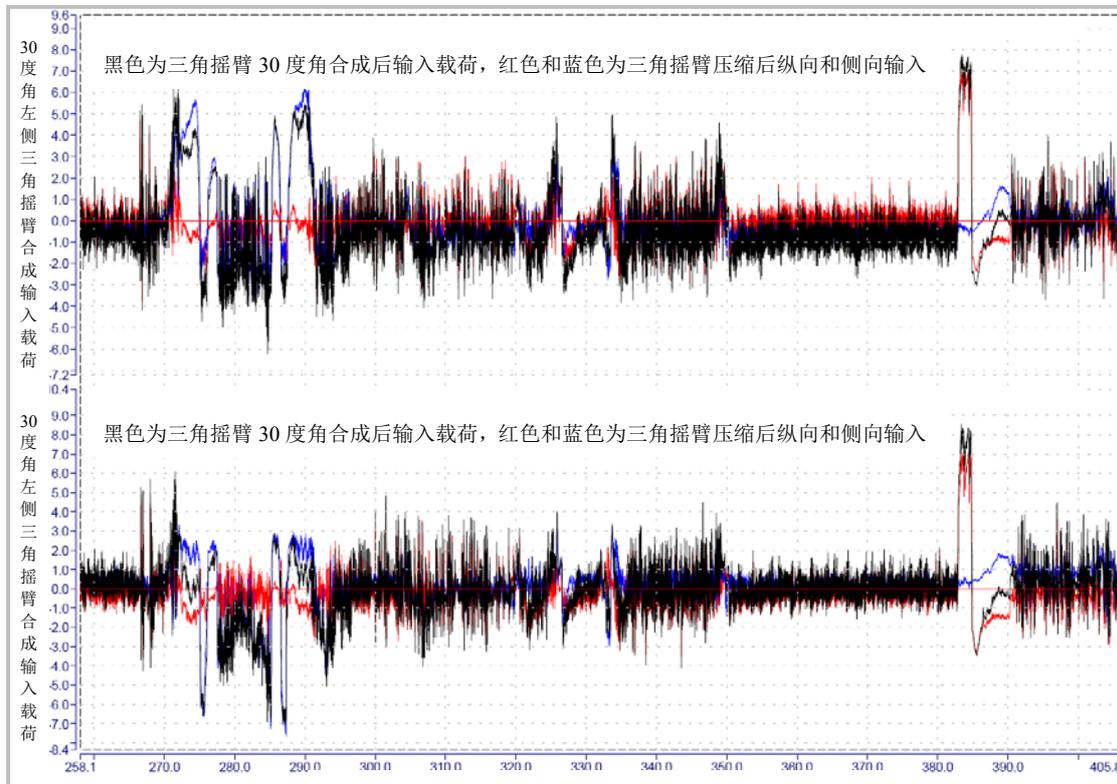


图 4.44 左右侧三角摇臂加载端合成谱

参考雨流投影压缩结果和统计意义上的结果,将左右侧纵向和侧向已压缩的工作载荷谱分别在 20 度上合成下章道路模拟目标载荷谱。合成后发现,由于合成角度相对较小(相对纵轴来说),所以合成后目标载荷谱基本保留纵向工作载荷特性,但是在转向测试道路区间上,由于此时引入了较大侧向载荷,故此路段上侧向载荷权重非常大,可能会导致纵向载荷过度加载。所以考虑兼顾转向测试道路上侧向载荷下,为了避免纵向过度加载,最终将合成方向人为修正为沿纵向并偏向车内侧为 30 度角度,具体合成工作谱,其将作为下一章迭代的目标载荷谱,如上图 4.44 所示,图中上半部分谱为左侧合成谱,下半部分为右侧合成谱,其中黑线为合成谱,红线为未合成前纵向谱,蓝线为未合成前的侧向谱。

## 4.7 本章小结

首先,本章分别介绍了可靠性设计理论、疲劳理论和雨流投影技术理论,为最终副车架工作谱时域压缩打下理论基础。

其次,基于多轴雨流投影技术把广泛接受的单轴雨流计数法和单轴疲劳损伤理论应用到多轴载荷处理上,即把多轴载荷合理地投影到单位矢量角度上,从而对每个投影角度上的雨流矩阵属性和伪损伤分析并删除对伪损伤贡献小的雨流滞回环,最终实现对副车架左右两侧三角摇臂处纵向和侧向输入载荷以及中间变速箱支撑轴向载荷时域压缩。

最后,基于对左右三角摇臂纵向和侧向输入载荷合力角度的统计分析和试车场路面特性分析,基于线性构造方程对两侧纵向和侧向输入载荷基于最优的合力角度进行合成,并结合副车架受力特性进行修正,最终获得副车架三个方向(两侧三角摇臂输入和中间变速箱支撑输入)上合成目标载荷谱,简化了台架,加速试验。

## 第5章 副车架室内道路模拟试验

### 5.1 概述

本章主要以第二章副车架室内台架优化设计的副车架台架为基础,通过道路模拟技术在试验室内复现第三章和第四章获得的最终目标谱,并展开耐久试验。可以说,本章将本文所有的想法付之于实际实施和验证的关键一步。

### 5.2 道路模拟理论简介

道路模拟技术主要涉及时域信号谱分析<sup>[19] [22] [27] [28] [29] [30]</sup>、系统识别<sup>[23] [24] [25] [26] [31] [32] [33] [34] [35] [36]</sup>和迭代<sup>[40] [41] [42] [43] [44] [45] [46]</sup>等相关理论。这里,主要对系统识别和迭代理论做简要介绍,为后续开展道路模拟试验做铺垫。

#### 5.2.1 系统识别理论

将整个副车架及夹具和作动器等看成是一个机械系统,求其激振输入和响应输出的关系,也就是对系统特性进行数学建模就是系统识别的任务。

需要特别注意的是,而整个副车架及夹具和作动器等组成的系统绝对不是一个线性系统,但我们只能在一定的激振和响应水平内将其近似为一个线性系统来表征,从而将其应用于线性系统分析的范畴之内,故其结果在不同的条件下,都可能存在相当的误差<sup>[22]</sup>。

##### 一、频域响应函数求解

系统在激振作用下产生响应,激振和响应可以分别看成是系统的输入、输出,系统与输入、输出关系在频域表示为:

$$Y(f) = H(f)X(f) \quad (5.1)$$

其中, $H(f)$ 为频率响应函数, $X(f)$ 和 $Y(f)$ 分别为确定性信号的输入 $x(t)$ 和输出 $y(t)$ 的傅立叶变换。

用频率响应函数描述系统有一个特殊的优点,就是可以根据频率响应函数,由随机输入求随机输出,只要将随机信号转换到频域的功率谱进行描述即可,即:

$$G_{xy}(f) = H(f)G_{xx}(f) \quad (5.2)$$

或

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \quad (5.3)$$

其中， $G_{xx}(f)$ 、 $G_{yy}(f)$ 分别是随机信号  $x(t)$ 、 $y(t)$  的自功率谱和互功率谱。

根据功率谱的基本定义，上式可以表示为：

$$H(f) = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i(f) X_i^*(f)}{\sum_{i=1}^n X_i(f) X_i^*(f)} \quad (5.4)$$

式中， $X_i(f)$ 和 $Y_i(f)$ 分别为输入、输出信号的傅立叶变换在频率  $\omega$  处的第  $i$  个样本值， $X_i^*(f)$ 为 $X_i(f)$ 的共轭。

实际测量信号由一组数据来描述，其频谱也表示为一组数据或者曲线。由此得到的由数据或者曲线形式表示的频率响应函数称为系统的非参数型数学模型<sup>[37] [38] [39]</sup>。一般在工程实际应用中，使用的频率响应函数就是这种形式<sup>[23]</sup>。

## 二、频域响应函数质量评价

实际工程应用中，必须快速正确的去判断频率响应函数的质量，才能保证迭代质量和速度。一般来说，我们要求系统的频率响应函数噪声和峰谷或反转尽可能少，即越平顺越好，同时又要保持左右对称性较好，这样有利于迭代的收敛。一般根据以下几个方面对频率响应函数质量进行评价<sup>[26]</sup>：

### 1. 相位或振幅急速反转

相位或振幅急速反转表明系统可能存在共振或者传感器对某些频段或振幅的输入不敏感。一般可以通过对问题频段进行激励来分析此问题，同时可以目视检查不寻常运动或者传感器，见图 5.2 所示。

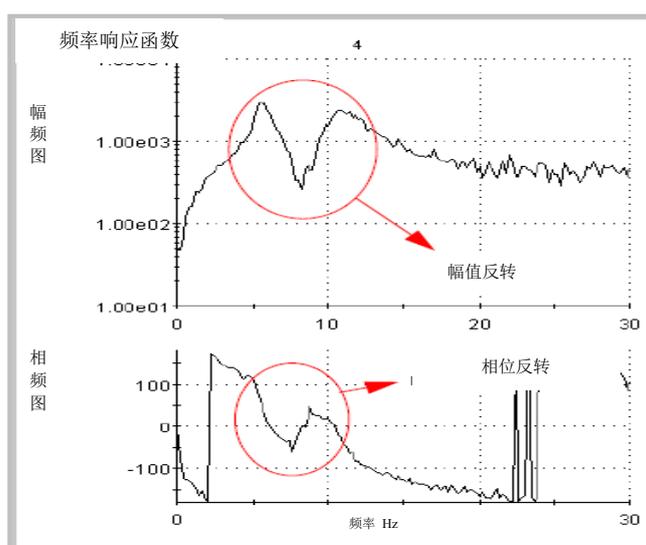


图 5.2 相位或振幅急速反转图

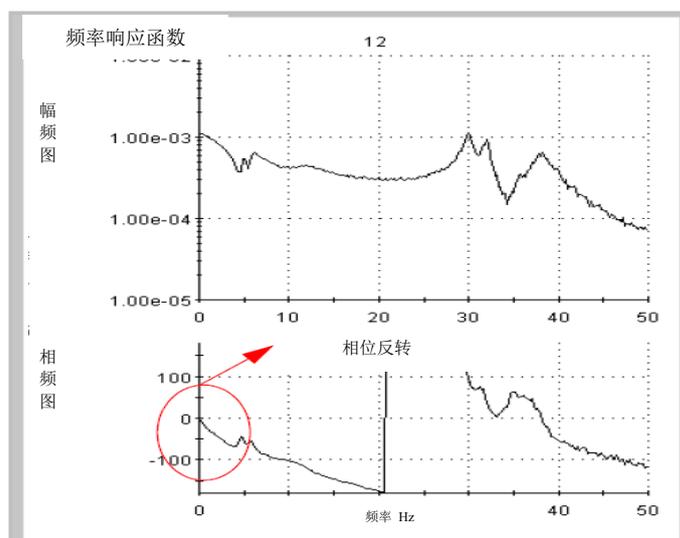


图 5.3 传递函数相频图

## 2. 加载与相应传感器极性匹配问题

响应传感器极性可以通过检查频率响应函数的相位来验证。试验系统对试件施加一载荷，如果频率响应函数相位在零位，那么传感器的极性与加载作动器极性一致。反之，如果频率响应函数相位为  $180^\circ$  度，表明两者极性不匹配，见图 5.3 所示。

## 3. 噪声

传递函数中的噪声可能有很多因素引起，比如：作动器后作用力、螺栓松动或者安装不当等多种因素。一般可以检查系统夹具或安装位置来排除。如果噪声

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

以高频噪声为主,使用较小的指数来重新定义白粉红噪声,增加白噪声的高频激励能量,或许可以减小噪声,见图 5.4 所示。

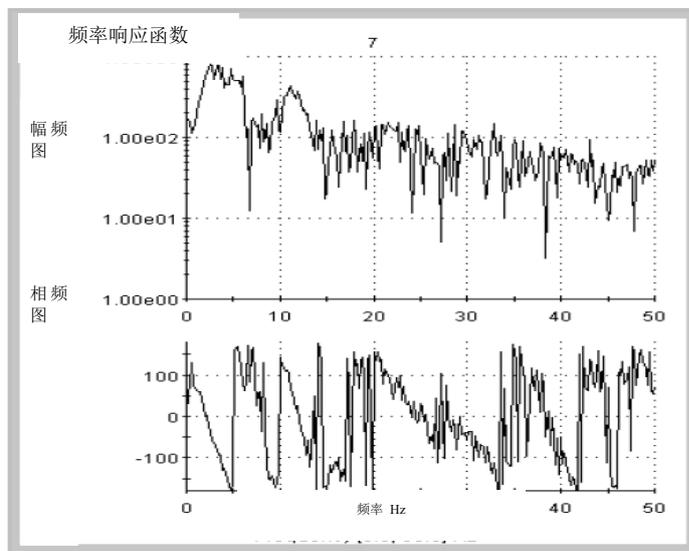


图 5.4 噪声图

#### 4. 相干性

通常,要求系统的重相干要在 0.8 以上,这时基础。然后,每个控制通道的偏相干至少 0.5。如下图 5.5 所示,偏相干显示大约 10Hz 处有问题,重相干也显示 10Hz 处有问题。

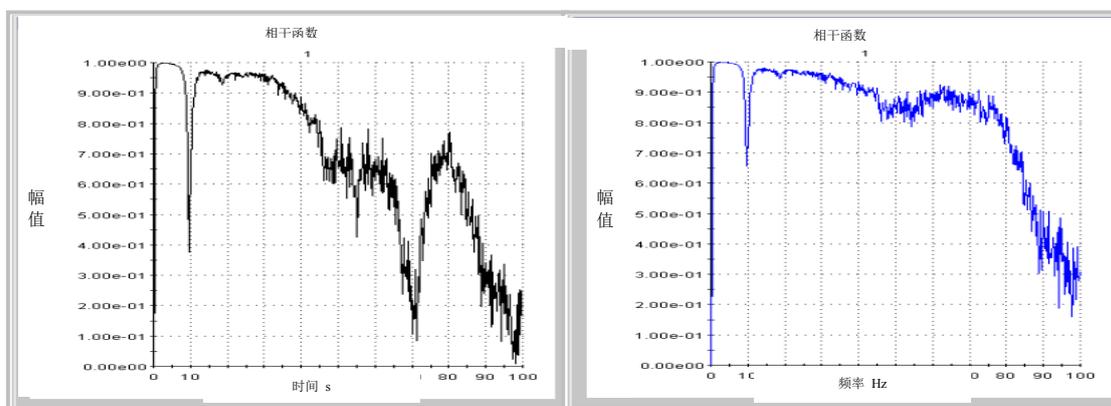


图 5.5 相干性

#### 5. 逆频率响应函数

对比正逆传递函数,可以观察到由奇异值问题引起的逆传递函数异常。如图 5.6 所示,正传递函数具有很好的系统特性,而逆传递函数中就存在高频噪声。

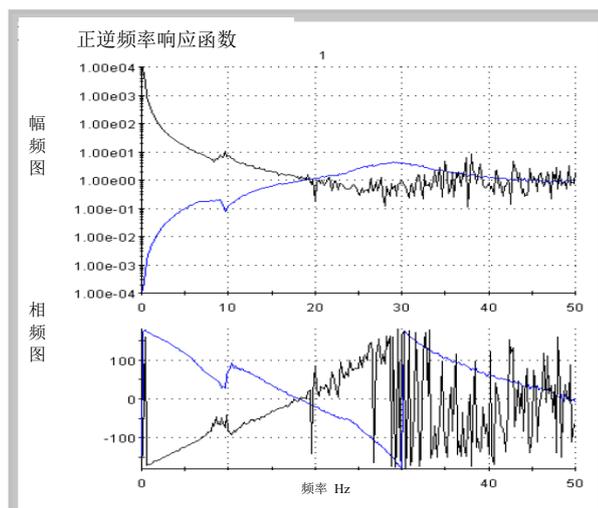


图 5.6 逆频率响应函数

## 5.2.2 迭代理论

由于整个试验系统的各个环节，包括后桥总成、液压作动器、测量系统等都存在一定程度上的非线性，使得根据线性系统假设计算得到的激振信号去激励系统时，得到的响应和期望目标响应之间存在很大的误差。为了消除非线性的影响，就需要迭代逐步修正激振信号，使系统的响应信号趋近目标信号<sup>[24]</sup>。

### 一、迭代算法

由于牵涉到时域频域的转换（傅立叶变换和傅立叶反变换），具体的算法如下<sup>[25]</sup>：

#### 1. 首次激振信号的计算

计算期望目标信号  $y_T(t)$  的谱函数，即：

$$Y_T(f) = \text{FFT}[y_T(t)] \quad (5.5)$$

计算首次激振信号的谱函数，即

$$X_1(f) = (H)^{-1} * Y_T(f) \quad (5.6)$$

这里的  $\alpha$  也就是首次激振信号的衰减系数。与后续误差衰减系数数值上相同。

对激振信号的谱函数进行傅立叶反变换得到时域信号，即：

$$x_1(t) = \text{IFFT}[X_1(f)] \quad (5.7)$$

事实上，从傅立叶变换和反变换的特性可知，衰减系数作用于频域或是时域均可。

#### 2. 误差信号计算

用  $x_i(t)$  激励系统，同时采集系统的第一次响应信号  $y_i(t)$  开始迭代。第  $i$  次迭代后以新的激振信号激振并采集得到系统的响应信号为  $y_{i+1}(t)$ ，下标  $i$  表示迭代步骤<sup>[27]</sup>。

计算测得响应信号和期望目标信号的时域误差，即：

$$e_i(t) = y_T(t) - y_i(t) \quad (5.8)$$

如果每一个目标响应点的误差满足精度要求，则将激振信号存盘，结束迭代。否则对误差信号进行傅立叶变换，得到频域误差，即：

$$\Delta Y_i(f) = \text{FFT}[e_i(t)] \quad (5.9)$$

计算激振信号的频域修正值，即：

$$\Delta x_i(f) = (H)^{-1} * \beta \Delta Y_i(f) \quad (5.10)$$

这里的  $\beta$  也就是误差信号修正值的衰减系数。与上述衰减系数数值上相同。

### 3. 对激振信号的修正

对激振信号的频域误差修正值进行傅立叶反变换得到激振信号的时域误差修正值，即：

$$\Delta x_i(t) = \text{IFFT}[\Delta X_i(f)] \quad (5.11)$$

更新的激振信号即为：

$$x_{i+1}(t) = x_i(t) + \Delta x_i(t) \quad (5.12)$$

## 二、迭代质量评价

在每一次的激振之后，即可以对采集的测量信号和目标信号进行时域、频域的波形比较，也可以通过计算误差值等得到数值评<sup>[26]</sup>。

### 1. 时域信号

对迭代结果的最简单，也是最重要的评价之一就是观察其目标点响应和目标信号的时域波形比较，如下图 5.7 所示：

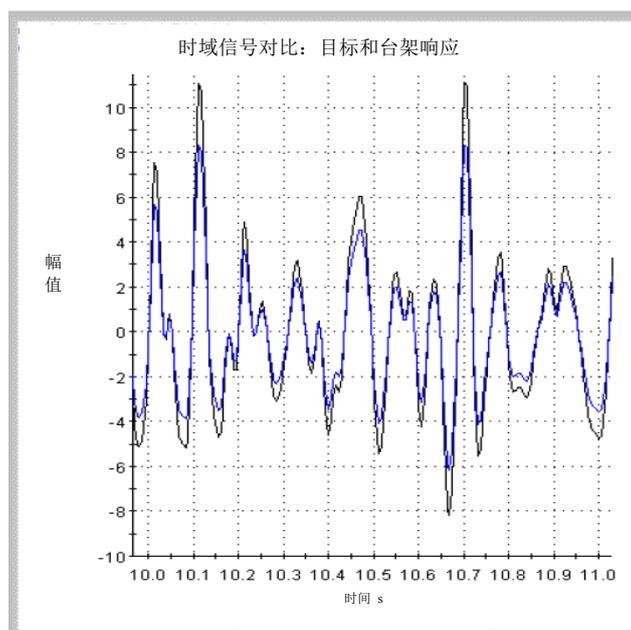


图 5.7 目标信号和试验台响应时域比较

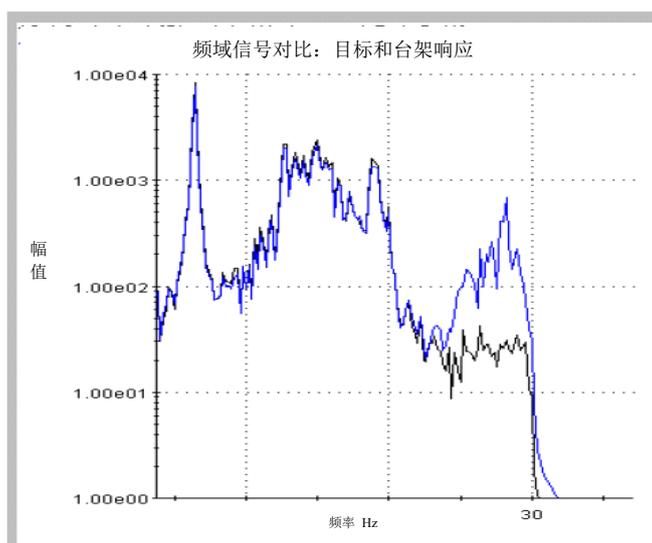


图 5.8 目标信号和试验台响应信号的频谱比较

在迭代过程前期，由于信号精度较差，主要用于检查响应信号与目标信号之间的相位匹配和响应信号有无奇异点的出现。但对于有经验的工程师来说，迭代前期响应信号检查对后续迭代过程非常重要，因为通过比较可以初步判定迭代情况、步长设置的合理性等。

在迭代过程后期，信号收敛情况较好，主要用于检查响应信号与目标信号之间峰值的误差程度，从而决定迭代是否还要继续。

## 2. 频域信号

除了时域波形比较，还可以通过响应信号与目标信号的功率谱密度函数比较

来反映系统的频域特性，从而找到系统较难控制的问题频域段。

上图 5.8 中上面的曲线是目标信号的功率谱密度函数，下面的曲线是试验台响应信号的功率谱密度函数。随着迭代的进行，两根曲线将逐步重合，这样也比较直观的体现了迭代的进程。从图可知，响应信号与目标信号在 25Hz~30Hz 处发散，说明系统在该频率段耦合较严重。

### 3. 信号统计数值比较

同时，也存在统计数值评价方法。下面介绍几种主要的统计值评价指标。

#### 1) 有效值误差 (RMS Error)

$$\text{RMS Error} = [\text{Normalized RMS (EFL)} / \text{Normalized RMS (DES\_Display)}] * 100 \quad (5.13)$$

其中，Normalized RMS (EFL) 为归一化后的目标信号与台架响应信号的误差信号并滤波，Normalized RMS (DES\_Display) 为归一化后滤波的目标信号。

理论上，当目标信号和响应信号接近一致时，该误差指示值趋近于 0%。当这个数值小于 10% 时，结果令人满意。

#### 2) 有效值响应 (RMS Response)

$$\text{RMS Response} = [\text{Normalized RMS (Response)} / \text{Normalized RMS (Des)}] * 100 \quad (5.14)$$

其中，Normalized RMS (Response) 为归一化后台架响应，Normalized RMS (DES\_Display) 为归一化后滤波的目标信号。

当目标信号和响应信号接近一致时，该误差指示值趋近于 100%。当这个数值大于 90% 时，结果令人满意。

### 4. 信号虚拟损伤比较

主要比较目标信号和台架响应信号的伪损伤，其反应试件表面真实受力情况是否和道路上车辆试件真实受力情况是否一致。通常，迭代通道的伪损伤比在 50%~200% 之间。

## 5.3 副车架道路模拟的实施

根据第二章优化设计加工的台架 4 根立柱的尺寸以及第四章计算获得主要主应力方向：30 度合成角度，搭建的道路模拟试验台架如图 5.9 所示，并开展“三通道”副车架室内道路模拟试验。

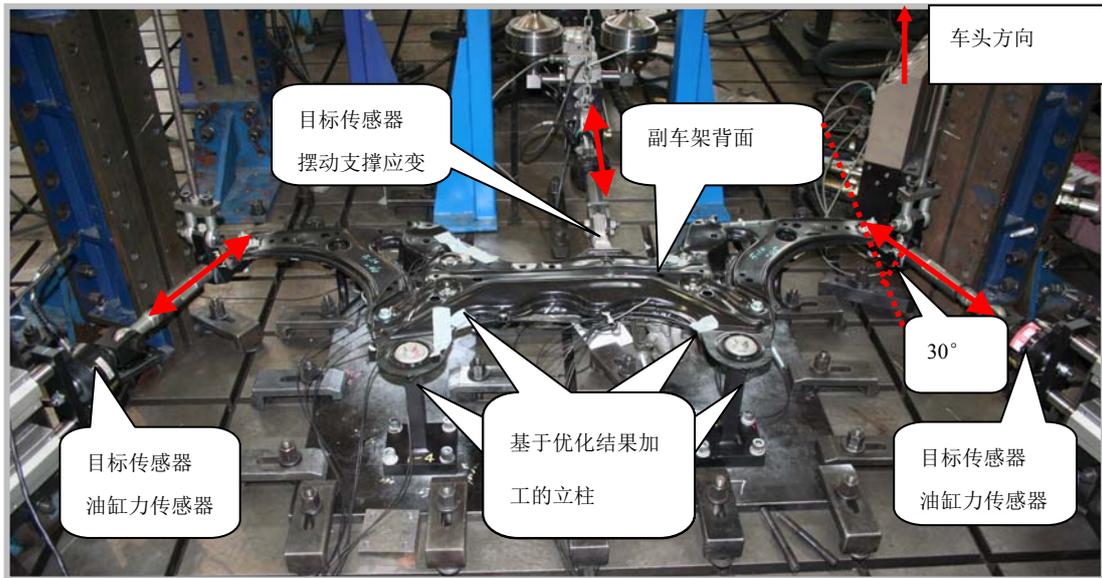


图 5.9 三通道道路模拟试验台架

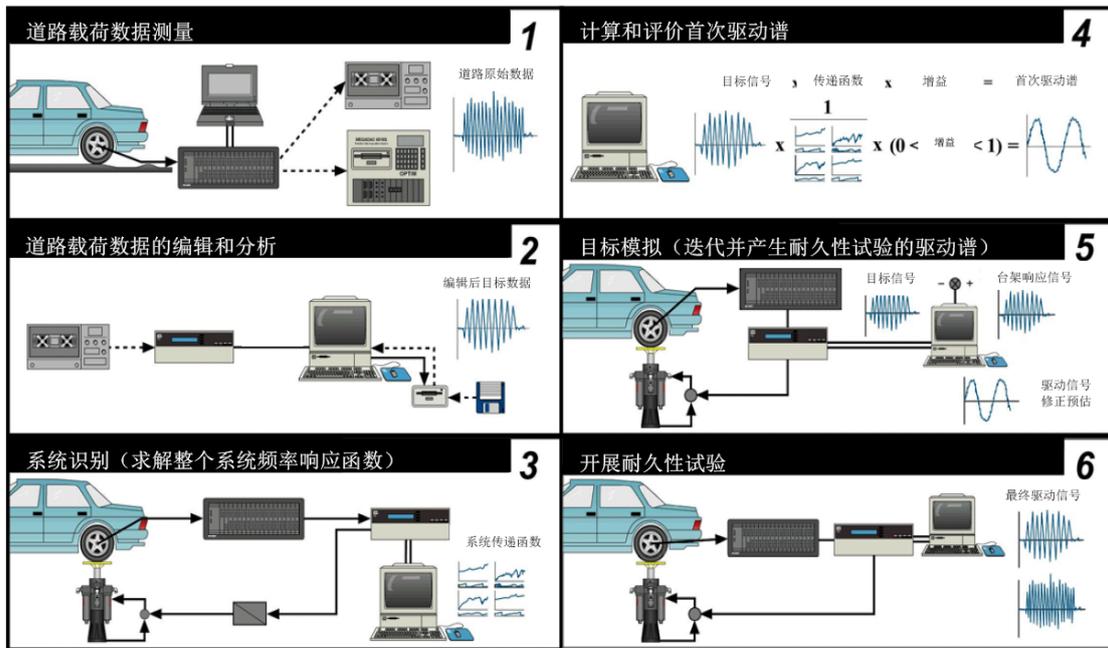


图 5.10 道路模拟试验六个步骤

整个试验中使用 MTS 公司的试验加载控制系统、相应控制软件和 cRPC Pro 迭代软件进行迭代。这里，将本次道路模拟试验分成以下六个步骤（图 5.10）：

1. 道路载荷数据测量；
2. 道路载荷数据的编辑和分析；
3. 系统识别（求解整个系统频率响应函数）；
4. 计算和评价首次驱动谱；

5. 目标模拟（迭代并产生耐久性试验的驱动谱）；
6. 开展耐久性试验。

这其中第一和第二步已经在第三和第四章中完成，产生了用于本试验的所需的目标载荷谱。所以，本节主要以第三至第六步为重点介绍三通道副车架道路模拟试验进行情况。

### 5.3.1 系统识别

通过定义随机激振信号（白粉红噪声）的带宽、拐点频率、振幅以及白噪声的不同的帧数，获得随机激振信号并播放，同时采集台架响应信号<sup>[29]</sup>。根据随机激信号和其响应信号求得系统频率传递函数如下图 5.11 所示，基于台架三个激励信号和三个响应信号计算获得的 3x3 传递函数矩阵，其中每个元素具有幅频图和相频图，从中可以分析判断系统各输入输出载荷间的耦合特性。为了简单快速的对比副车架各激励通道和其直接响应通道间的传递特性和左右三角摇臂对称加载下传递函数的对称性，还可以可以直接叠加对比 3x3 矩阵主对角线上元素。

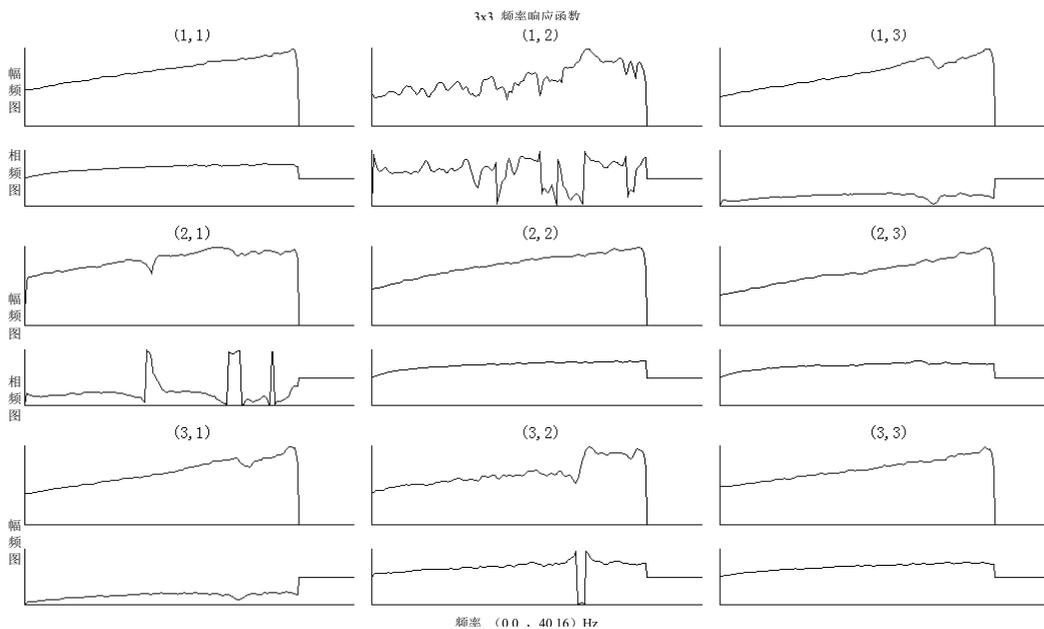


图 5.11 副车架 3x3 矩阵每个元素的幅频图和相频图

### 5.3.2 计算和评价首次驱动谱

鉴于系统为固定反力系统，同时按照绪论里定义三通道试验为质量验证试验，要求快速、有效和通用，并参考类似相关副车架试验标准，确认定义迭代控制带宽为 0~30Hz。

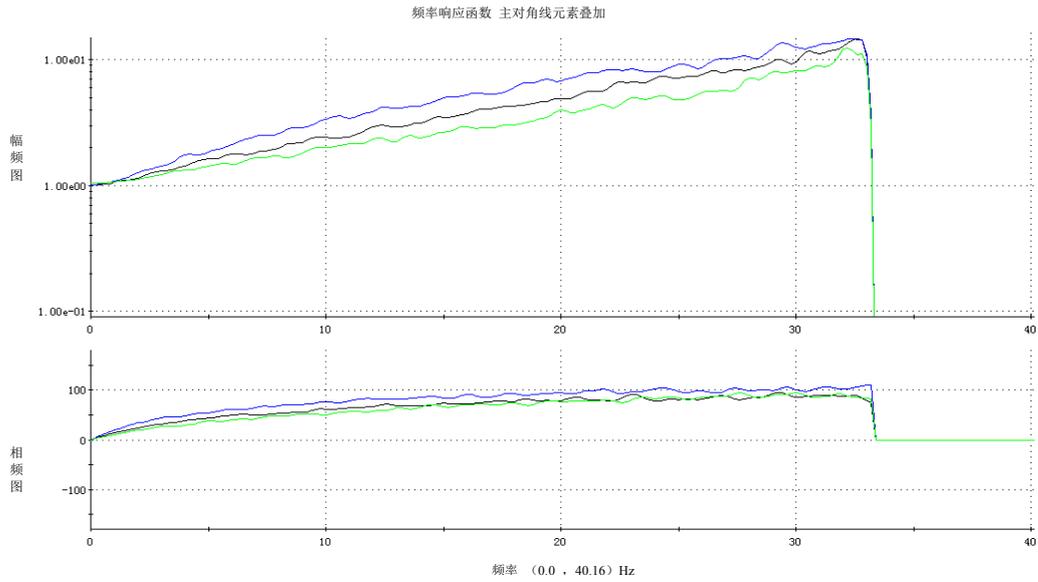


图 5.12 副车架 3x3 逆矩阵主对角线上元素

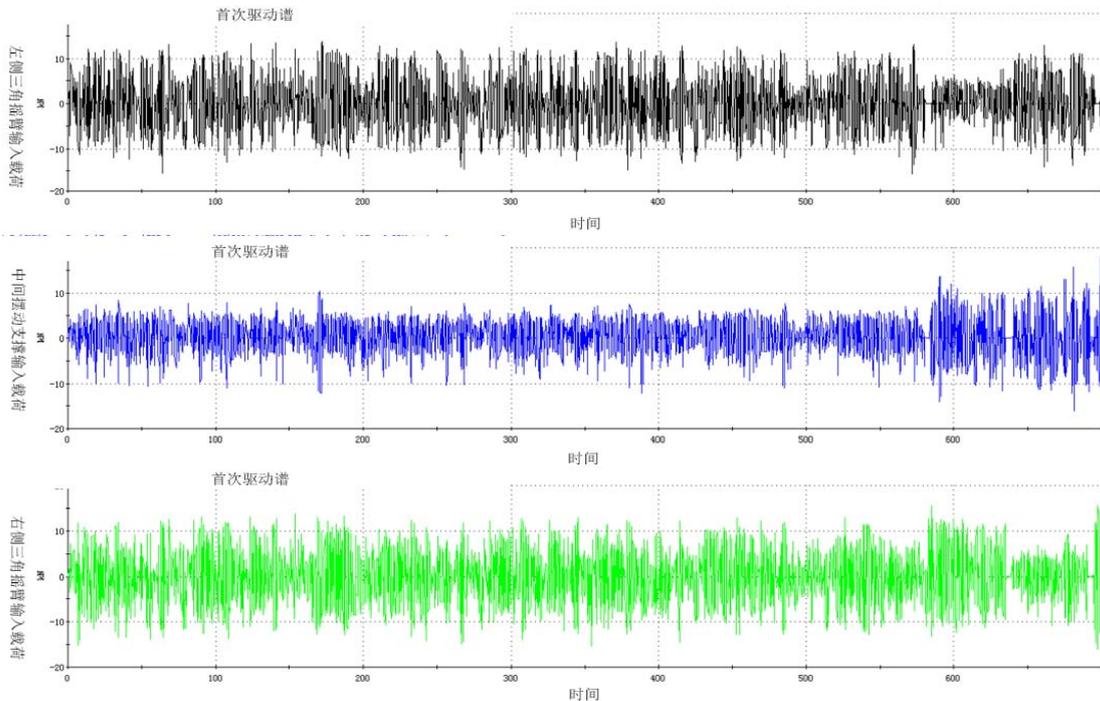


图 5.13 首次驱动谱

根据目标信号、已求得系统频率响应函数的逆矩阵(图 5.12)以及首次增益,可以求得系统首次驱动信号,如图 5.13 所示,为本次道路模拟所求得首次驱动谱。通过对其幅值范围观察可以帮助确认所求系统传递函数的质量状态。一般由于系统存在弹性体等粘弹性元件,故在控制频段内容易存在较大非线性,尤其在高频部分,从矩阵的角度看,表现为高频段奇异值很小,甚至可能小于系统噪声,一旦矩阵求逆后,会导致逆矩阵的幅频图中高频部分的幅值过大从而导过大的驱

### 5.3.3 目标模拟

通常将目标模拟又分为迭代和迭代质量评价两部分：

#### 一、迭代

通过播放以上获得本次道路模拟试验的首次驱动谱进行迭代，这里将增益设为 0.25。随着迭代的进行，基于系统频率响应函数和每步的误差信号不断地对下一步驱动信号进行修正<sup>[30]</sup>，如图 5.14 为本次迭代过程中不同迭代步数下系统求解的驱动信号对比，可以清楚地看到基于误差的修正非线性的修正，这样间接证明系统存在非线性，所以需要迭代来消除非线性。

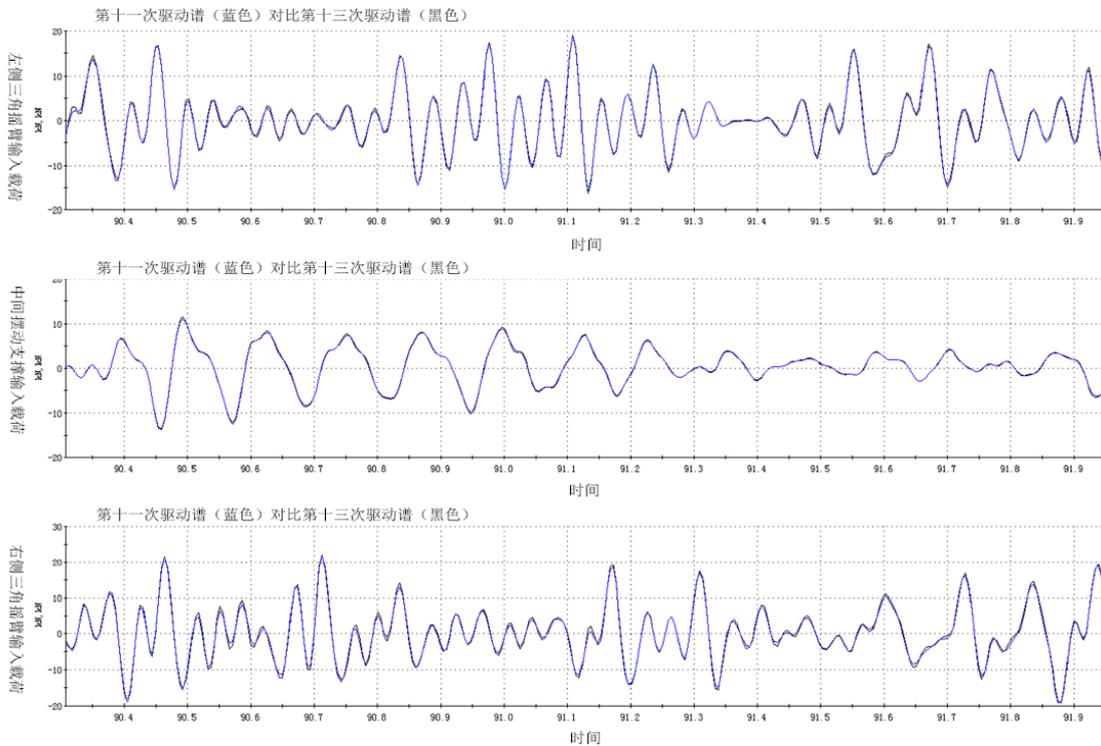


图 5.14 迭代中不同步的驱动谱对比

经过 13 步的迭代，可以发现迭代能够快速收敛，如图 5.15 所示，其为系统迭代中获得的每一步下归一化误差有效值 (RMS Error)<sup>[30]</sup> 和目标信号和台架响应信号的伪损伤对比，以百分比形式呈现。其中归一化误差有效值能够收敛到 10% 左右，目标信号和台架响应信号的损伤对比能达到 100% 左右。这两点就说明台架响应很接近于真实道路目标信号。但这里不得不提到的是无论误差有效值还是伪损失对比均是基于滤波后的信号计算获得的<sup>[31]</sup>。

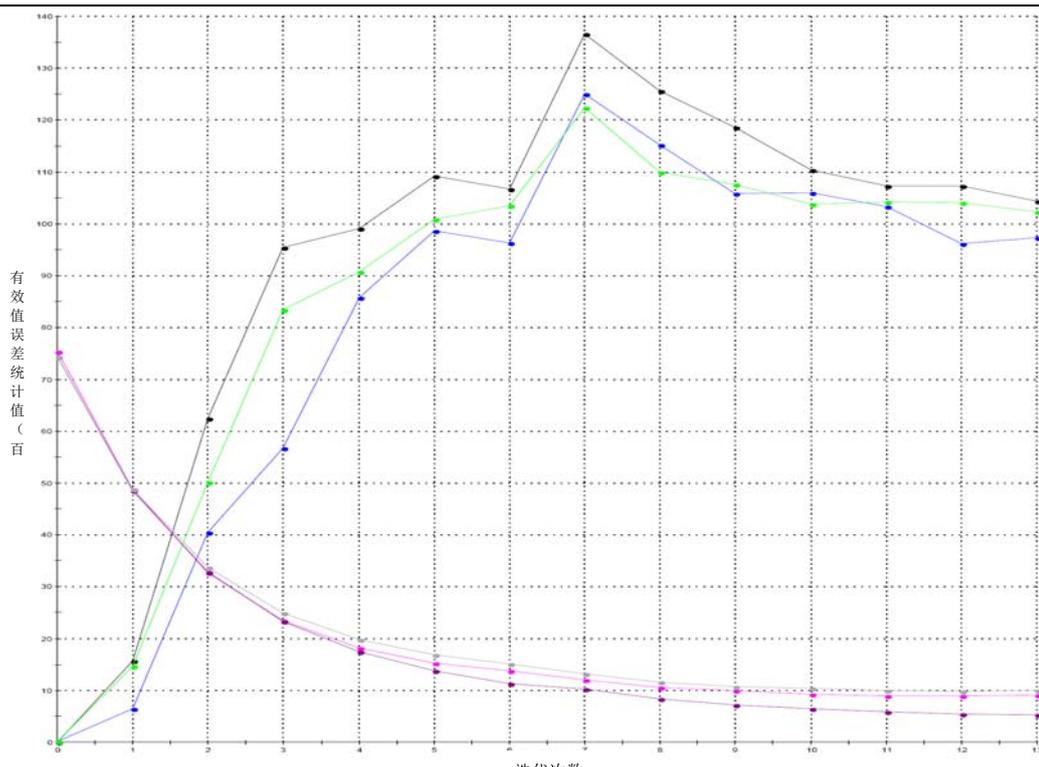


图 5.15 迭代每步归一化误差有效值和响应有效值

所以，通常还需要检查台架响应的频域成份与目标信号的拟合情况以及是否存在高频振动或共振等现象。这里并没有发现存在类似现象，如图 5.16 所示，其为目标信号与台架响应的功率谱密度信号对比，从功率谱密度信号对比可以看出目标信号和台架响应吻合情况比较好，也印证了迭代的收敛<sup>[32]</sup>。

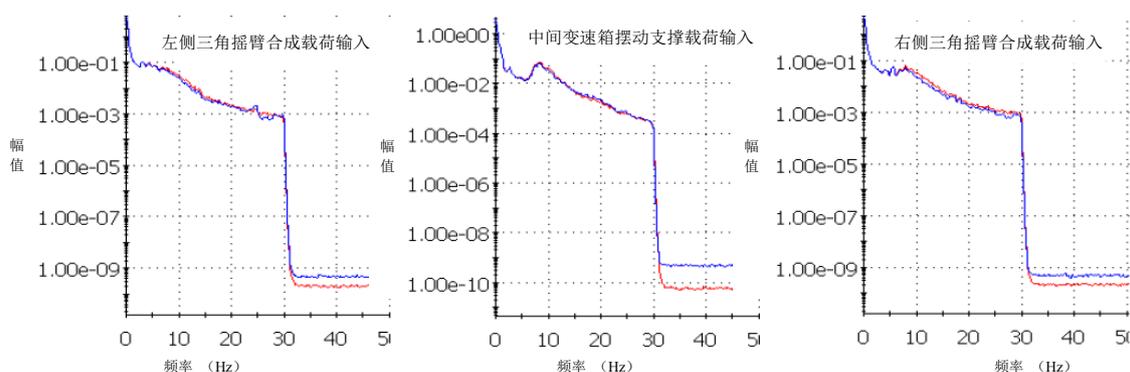


图 5.16 目标信号与台架响应的功率谱密度信号对比

## 二、迭代质量评价

为了进一步评价迭代质量和基于雨流投影压缩并在主要主应力平面上合成载荷的有效性，必须对副车架表面的相关关键应变点进行道路和台架信号伪损伤比较。图 5.17 为本次道路模拟试验中副车架上应变点道路与台架响应的伪损伤

对比，其将道路伪损伤设为 1；表 5.1 为其相应的数据。

首先，通过对表 5.1 的数据分析，可以发现 EXPDVA 作为变速箱摆动支撑轴向应变，其为直接迭代控制点，故伪损伤比值接近 100%。而 EXQLVL 和 EYQLVL 分别为左侧三角摇臂纵向和侧向应变点，EXQLVR 和 EYQLVR 分别为右侧三角摇臂纵向和侧向应变，这左右两组 4 个应变点为非直接迭代点，但与迭代位置较近，与迭代力传感器有直接的相关性，可以直接客观地用于评价副车架迭代质量。这里，可以明显看出：由于迭代目标信号是基于雨流投影压缩并在主要主应力角度上的合成谱，且又是非直接迭代点，所以相对于道路实际伪损伤，其伪损伤控制一致性较差，但基本能把三角摇臂上纵向和侧向应变点损伤控制在 30%-300%之间。根据经验，通常迭代直接控制点的道路和台架伪损伤对比，也就在 50%-200%之间，所以对于非直接迭代点来说，这是可以接受并合理的结果。

但这里不得不说明的是：对比三角摇臂纵向和侧向载荷的伪损伤，可以发现纵向应变损伤远大于侧向应变损伤，这主要是由于合成角度更偏向于纵向所导致。同时，进一步发现左侧纵向应变损伤又比右侧纵向应变大很多，这主要是由本次数据采集准备时，该应变片（右侧三角摇臂上）未完全对称黏贴所导致的，这点在第四章已描述说明。



图 5.17 副车架上应变点道路与台架响应的伪损伤对比

表 5.1 副车架上应变点道路与台架响应的伪损伤数值

通道	道路数采副车架 各应变点损伤	迭代台架副车架 各应变点损伤	副车架各应变点 损伤百分比
EXQLVL	2.43E-06	5.62E-06	231.28%
EXQLVR	1.29E-06	2.28E-06	176.74%
EXPDVA	1.05E-09	9.60E-10	91.43%
EYQLVL	5.12E-07	1.61E-07	31.52%
EYQLVR	5.65E-07	1.98E-07	35.04%
E_HAR1	2.46E-10	1.71E-10	69.51%
E_HAR2	4.46E-08	1.58E-08	35.43%
EYHAL1	4.99E-10	2.29E-10	45.97%
EYHAL2	3.54E-06	4.17E-06	117.88%
EYHAVR	7.28E-06	6.34E-06	87.09%

其次，对比副车架本体关键应力集中点应变伪损伤对比发现，这些应力集中点应变伪损伤也都控制在 30%~300%之间。根据以往类似副车架经验（两侧三角摇臂处仅为纯纵向加载），发现几乎所有裂纹均出现在 EYHAL2 点处。所以，本次三通道副车架试验能否满足这一点的损伤是整个试验的关键。而基于此台架上，副车架本体上应变伪损伤增加不少，特别是关键位 EYHAL2 点处伪损伤的控制非常符合实际道路情况。

最后，我们可以认为本次试验设计基本满足当初规划三通道试验的初衷。

### 5.3.4 开展耐久性试验

在上节获得迭代驱动谱的基础上，展开耐久试验。由于室内台架道路模拟试验是对标试车场跑车试验结果，所以必须根据车辆试车场耐久规范定义台架耐久试验公里数和路面顺序。这里，主要参考第三章耐久规范定义内容，定义台架耐久试验里程为 860 个循环，即试车场强化路面 14448km 里程。

另外，由于副车架左右三角摇臂与副车架连接处存在两个橡胶衬套，而迭代目标谱是经过压缩的，即从雨流属性中去除大量不影响损伤的过渡信号、衰减震荡和小幅值信号等，这样对于橡胶衬套来说，这些多过零位的小信号被删除，导致大载荷加载过程中速率变化将轻微上升，就加剧橡胶衬套内部粘弹性分子间升温过快。同时，相对整车行驶状态下，台架试验过程中，橡胶件散热情况就相对恶劣很多，这样就易引起作为陪试件的橡胶件的寿命降低且力传递特性变差。所以，建议增加压缩空气吹风量，加速冷却，延长橡胶衬套寿命，保持其力传递特性。

同时，为了试验过程中，方便检查裂纹情况，建议副车架和立柱夹具等均喷

白色油漆。因为，根据以往试验经验，台架夹具通常也是主要失效位置，对试验结果又非常影响。

## 5.4 耐久试验结果评定

通常，根据金属特性以及以往底盘零部件即系统试验经验，将副车架失效准则定义为：连续播放激振信号，直至副车架产生 10mm 裂纹，此时循环次数即为试件使用寿命。并继续播放激振信号，对依次产生的裂纹进行编号，并记录各裂纹扩展到 10mm, 20mm, 30mm, 40mm 时出现的循环次数。一旦任一裂纹达到 40mm 裂纹后，试验停止，此时循环次数即为试件失效寿命。

在次道路模拟试验中，副车架本体出现了两处工程意义上的裂纹（工程上，将裂纹长度定义为 1~3mm 以上），其中裂纹 1，如图 5.18 所示，在之前的试验中并没有出现过；裂纹 2 为关键点裂纹，如图 5.19 所示，即应变点 EYHAL2 处，该处裂纹在之前试验中一直出现，这也直接证明了该三通道台架设计满足当初规划的初衷。

### 1. 裂纹 1 分析

通过观察，裂纹 1 出现的位置在副车架上侧后沿中部，裂缝从焊接结合部外沿开始，沿突起向副车架主体扩展，碰到副车架主本体后扩展非常缓慢，一直维持在 10mm 以内。检查第二章副车架目标应力分布的结果发现，该处即为二十一个目标点之一 P18（单元 643057）和 P38（单元 608860）均属于应力集中点。

同时，研究副车架本体发现，该裂纹离副车架上下本体冲片直接点焊（柱式焊点）很近，所以该裂纹 1 产生原因可能是焊接直接引起的本体脆化，又处于引力集中处，一旦焊接质量不稳定或焊点偏离就有可能在后续使用过程中引起裂纹。但考虑到裂纹碰到副车架本体后扩展缓慢，说明这是应力得到释放的结果。所以，该裂纹 1 应属于产品的质量波动问题，需留待观察。

### 2. 裂纹 2 分析

通过观察，裂纹 1 出现的位置与之前试验的位置一致，裂纹的形式与扩展方式也一致，其特点是：1）裂纹产生比较突然，在 656 次循环（即试车场强化路面 11020km 里程）之前并没有检测到裂纹 2，但当 705 次循环（即试车场强化路面 11844km 里程）发现时已经是 10mm 的大裂纹了；2）裂纹扩展速度非常快，从 705 次到 875 次循环（即试车场强化路面 14700km 里程）裂纹 2 迅速从 10mm 裂纹扩展到 40mm。同样，检查第二章副车架目标应力分布的结果发现，该处为 P04（单元 653532）属于应力非常集中的点。

同时，同样研究副车架本体发现，造成应力集中的原因可能为转向机固定孔

与副车架边缘距离过近，造成的局部应力集中。根据材料力学，应力一般集中于规则图形或结构的棱边上，所以后续裂纹的扩展都是沿着冲片的折边进行的，如图 5.18 所示。由于副车架上下冲片均为 2mm 的薄钢片冲压成型，冲压过程中本身就容易引起应力集中，残余应力或者微观材料内部晶体损伤或缺陷一般均发生于折边处或者几何形状激烈变形处。这样当裂纹沿着应力集中的折边（棱上）扩展，一旦碰到由于冲压引起的薄弱处就迅速撕开本体向纵深扩展。所以，该裂纹属于结构设计缺陷或薄弱点。



图 5.18 副车架裂纹 1 位置



图 5.19 副车架裂纹 2 位置与发展方向

综上所述，该副车架在 705 个循环次数裂纹（裂纹 2）长度达到 10mm，符合副车架质量验证失效准则，该循环次数就是该副车架真实寿命的循环次数。其小于耐久规范定义的 860 个循环（即试车场强化路面 14448km 里程）。

## 5.5 结构优化

该车型所使用的平台为所在公司的上一代车同样的底盘，所以，对副车架进

同济大学 硕士学位论文 基于道路模拟试验技术轿车副车架疲劳加速试验方法研究与实践

行设计更改，调整转向机与副车架冲片本体折边的间距，会涉及整车总布置以及副车架冲片模具等一系列问题，显然是不符合实际的。这样就要求从结构强化的角度去考虑这个改进措施。



图 5.20 基于同样副车架的某款运动型轿跑副车架薄弱点改进方案

搜索集团内，基于同样平台的车辆，发现某款欧洲生产的运动型轿跑也是基于该平台。对其副车架研究发现，同样存在该应力集中点，而在此款运动型轿跑的副车架上采用了简单有效的改进措施，即在外面加焊一层薄板，如图 5.20 所示。

故在展开物理改进之前，尝试在原副车架有限元模型中，分析研究“补片”措施对副车架在该应力集中点处的应力峰值影响以及要多厚的“补片”可以确保副车架在该处应力峰值始终处于副车架使用周期内的安全边界内，如图 5.21 所示，不同的“补片”厚度对副车架本体在该应力集中点的峰值应力影响也不同，这也说明了“补片”方案的有效性。

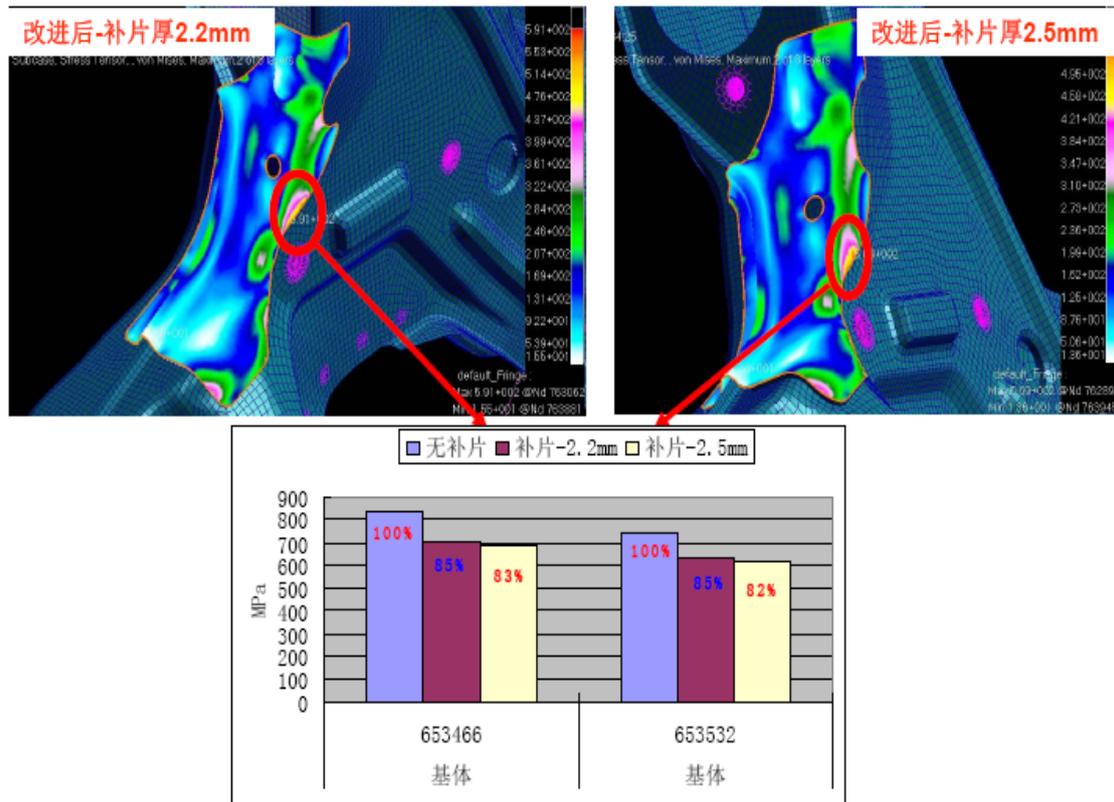


图 5.21 副车架该关键点处不同“补片”厚度下峰值应力对比

## 5.6 本章小结

首先，就本章的研究重点，先简单介绍了道路模拟技术的理论背景，主要涉及系统识别的理论和迭代理论。

其次，基于第二章优化计算获得的立柱尺寸组建副车架 3 通道道路模拟试验台架系统，再利用迭代技术在台架上复现压缩强化的载荷目标，从而展开疲劳试验对副车架的质量稳定性和可靠性进行考核。

再者，根据耐久试验结果，分析裂纹产生的时间、位置和扩展速度和方向，从而结合副车架结构特点和工艺技术分析引起裂纹的潜在原因。

最后，从分析获得导致裂纹的潜在原因，并调查相关平台车辆副车架的结构形式，提出结构优化的可行性方案，并基于上文第二章的副车架 CAE 模型加上结构优化方案：薄弱点“补片”，模拟“补片”后副车架结构的应力分布情况来验证结构优化的有效性。



## 第6章 结论与展望

### 6.1 总结

本论文一开始所提出的三个主要构想：1) 通过有限元法优化设计副车架室内道路模拟台架；2) 将基于有限元准静态叠加法的雨流投影技术应用用于多轴载荷时域压缩，再预估主要主应力角度合成，最终获得道路模拟目标谱来加速试验和简化台架；3) 迭代并验证台架设计的有效性和合理性。

后续以四个主要章节介绍和阐述整个研究过程和结论：

#### 1. 试验台刚度优化设计

利用白车身和副车架有限元模型，在确保副车架真实的约束边界条件下，获得副车架关键点应力分布，并将其作为台架夹具优化设计的目标，实现在给定立柱高度下，台架立柱截面积的最优结果。其核心思路是使台架立柱与副车架之间的刚度能真实模拟白车身与副车架之间的连接刚度，从而确保一致的边界条件。

根据优化结果，副车架在优化设计的试验台架上的受力特性与其在白车身模型上的受力特性高度一致，达到预期目标。由此获得台架立柱尺寸可用于下面道路模拟耐久试验台架搭建。

#### 2. 工作谱采集和一般数据处理

把整个工作谱的采集分为试车场测量方案定义、试车场路面选择、测量车辆的准备和配重原则以及相关测量传感器的布置，共五个部分，这样可以清晰地阐述整个数据采集过程。

从信号的宏观角度，基于统计计算，对各个数据采集信号通道在最大值、最小值和伪损伤进行归一化评价。再从信号的微观角度，定义迭代通道和迭代质量评价通道来区分不同信号的权重。获得用于后续多轴雨流投影载荷时域压缩的原始目标信号。

#### 3. 多轴载荷雨流投影时域压缩章节

基于多轴雨流投影技术把广泛接受的单轴雨流计数法和单轴疲劳损伤理论应用到多轴载荷处理上，即把多轴载荷合理地投影到单位矢量角度上，从而对每个投影角度上的雨流矩阵属性和伪损伤分析并删除对伪损伤贡献小的雨流滞回环，最终实现对副车架左右两侧三角摇臂处纵向和侧向输入载荷以及中间变速箱支撑轴向载荷时域压缩。

针对左右三角摇臂纵向和侧向输入载荷合力角度的统计分析和试车场路面

特性分析,基于线性构造方程对两侧纵向和侧向输入载荷基于最优的合力角度进行合成,并结合副车架受力特性进行修正,最终获得副车架三个方向(两侧三角摇臂输入和中间变速箱支撑输入)上合成目标载荷谱,简化了台架,加速试验。

#### 4. 副车架室内道路模拟试验

在第二章优化计算获得的立柱尺寸的基础上组建副车架 3 通道道路模拟试验台架系统,并利用迭代技术在台架上复现压缩强化的载荷目标,展开疲劳试验对副车架的质量稳定性和可靠性进行考核。

根据耐久试验结果,分析裂纹产生的时间、位置和扩展速度和方向,从而结合副车架结构特点和工艺技术分析引起裂纹的潜在原因,并调查相关平台车辆副车架的结构形式,提出结构优化的可行性方案,并基于上文第二章的副车架 CAE 模型加上结构优化方案:薄弱点“补片”,模拟“补片”后副车架结构的应力分布情况来验证结构优化的有效性。

从以上四个主要研究过程和研究结果来看,本论文一开始提出三个主要构想均得到实现,符合预期。

此外,该三通道副车架道路模拟试验的合成谱,通过稍许修正,可以推广到同一平台下,基于不同调校和不同动力总成配置导致不同轴荷的车辆副车架质量验证试验中,从而形成同一平台下副车架质量验证的标准载荷谱。同时,还可以将这套方法广泛推广到类似底盘关键零部件的质量验证试验中,具有较高的工程应用价值。

## 6.2 展望

从严格的工程角度看,本论文规划的三通道副车架道路模拟质量验证试验还存在一些需要进一步改进的地方或者说值得进一步探索的方向。

### 1. 主要主应力方向的确认

无论从雨流投影获得主要主应力方向范围来看,还是从斜向坑洼路统计意义上获得主要合力角度范围来看,其主要主应力方向只是趋于一定范围内的大概率事件,并不是一个绝对的固定值,而我们台架设置确是一个定值。所以,基于此台架设置,为了更好的研究副车架本体在实际道路上和台架上关键应力点应力分布,可以进一步研究副车架本体在同样载荷输入条件下关键点应力分布对合力角度的敏感度,即实际状态下,到底哪个合力角度下,台架副车架本体表面应力伪损伤分布更符合道路上副车架本体表面应力伪损伤分布。这需要至少几组试验和大量的安装时间和人工才能实现,所以在本论文研究周期内无法完成,希望将来

有机会尝试。

## 2. 迭代目标传感器的统一

对于副车架中间变速箱摆动支撑的迭代是基于摆动支撑支架应变来实现的，而两侧三角摇臂载荷输入的迭代是基于作动器的力传感器实现的。这样，尽管该试验台所需数据采集设备较简单，但还是无法完全脱离数据采集设备进行试验。这就并不能真正意义上实现台架设计之初，提倡的快速、有效和通用的期望，至少在快速和通用性上有所欠缺。所以，接下去希望借助特制应变式测力传感器并截断摆动支撑或者直接将变速箱支撑上应变标定成力信号来实现直接力信号测量。这样可以在台架上，通过标定特制应变式测力传感器与作动器力传感器的关系来将变速箱支撑的力标定到作动器力传感器上，最终实现全台架基于作动器力传感器的迭代，成为真正意义上快速、有效和通用的副车架质量验证台架。

## 致谢

时光流逝，光阴荏苒，三年工程硕士伴随着半工伴读的繁忙而充实的时光，就要以这篇论文画上停顿符号了，高兴和欣慰之余，不禁感慨万千。回顾我的学习生涯，充满崎岖，高考失利、落魄于大专、蓦然觉悟、重起炉灶于夜大、醉心于试验、乐此不疲…恍然间，我已三十有五，组建了家庭，儿子也已二年级…

诚然，这一切归因于少壮不努力；悄然间，这也促成我兴趣培养。这期间，我要感谢很多人…

在此，感谢父母在我年轻迷茫时，给予我上大学的支持；

在此，感谢妻儿在我追求上进时，鼓励我继续进修；

在此，感谢导师周铨教授在我松懈时，督促我指导我继续前行；

在此，感谢陈栋华博士在我需要时，伸出帮助之手；

在此，感谢高工金锋亦师亦友，帮我打开试验科学之门；

……

在此，感谢自己终究发现自我、积极面对！

最后，也希望自己始终能保持一颗不断学习的心……

2016年2月

于 MTS 工业系统有限公司办公室

## 参考文献

- [1]. 陈栋华, 胡文伟, 周炜, 李文斌. 轿车副车架道路模拟试验台架优化设计及应用. 汽车与配件, 2011, Vol.36
- [2]. 李豫杰. 副车架三通道道路模拟试验研究: [学士学位论文]. 上海: 同济大学, 2008
- [3]. 颜云辉, 韩清凯. 结构分析中的有限单元法及其应用. 沈阳: 东北大学出版社, 2000: 25-2
- [4]. 姚卫星. 结构疲劳寿命分析. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [5]. 俚明, 郭鲁比希奇 V, 费雪锴等. 汽车结构抗疲劳设计. 合肥: 中国科学技术大学出版社 1995
- [6]. 王云. 虚拟试验技术在汽车零部件疲劳寿命预估中的应用研究: [硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2007
- [7]. 吴建国. 基于虚拟试验技术的轿车车身疲劳寿命预测: [硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2008
- [8]. Fischer G, Grubisic V, Buxbaum O. Procedure for Optimal Design of Truck Components under Operational Conditions in the People's Republic of China. Reports of LBF-No 5915/2, 1988
- [9]. 张荣荣. 电动改装轿车车身结构静态强度及刚度分析与优化研究: [硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2005
- [10]. MSC.Software. Nastran Manual
- [11]. 吴浩珪. 汽车结构计算的有限元法. 广州: 华南理工大学出版社, 1994
- [12]. MTS. Engineering Manual
- [13]. VW. Engineering Manual
- [14]. LMS. TecWare Manual
- [15]. LMS Theory and Background [J]. Belgium: Copyright LMS International 2000.
- [16]. Brokate, M, K. Dregler, and P .K rejci Rainflow Counting and Energy Dissipation for Hysteresis Models in Elastoplasticity [M]. European: Eur. J. Mech. A /Solids, 15(4):705-737, 1996.
- [17]. De Jonge, J. B. The Analysis of Load-Time Histories by Means of Counting Methods [M]. European: SB 80/106/U, NLR, 1980
- [18]. 航空工业部科学技术委员会. 应变疲劳分析手册[M]. 北京: 科学出版社, 1997
- [19]. 李明. SKODA Fabia 后桥道路模拟试验的研究: [学士学位论文]. 上海: 上海工程技术大学, 2009
- [20]. 李明, 周鋈. 动力总成悬置系统疲劳强度试验标准的研究. 机械工程与技术, 2015, Vol.4 No.2
- [21]. 蔡志健. 车辆耐久性试验等效载荷谱的研究: [硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2007
- [22]. 何春华. 室内四通道整车道路模拟试验研究: [硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2004
- [23]. 陈栋华, 靳晓雄, 周鋈. 汽车室内道路模拟试验控制算法研究. 噪声与振动控制, 2006, Vol.26(1)
- [24]. 周鋈, 冯展辉等. 远程参数控制技术在轿车车身结构动强度试验中的应用. 上海汽车技

- 术, 2001 (2): 20
- [25].程永全. 道路模拟试验系统的关键技术——远程参数控制技术[J]. 试验技术和试验机, 2001, 41 (3): 30
- [26].MTS. RPC Pro Manual
- [27].李德葆, 陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [28].李德葆, 张元润. 振动测量与试验分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992
- [29].罗鹏飞, 张文明. 随机信号分析与处理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- [30].黄俊钦. 随机信号处理[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [31].查桢. 基于虚拟试验技术轿车底盘零部件(前桥)疲劳寿命预测[硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2006.7.
- [32].吴伟. 汽车零部件多轴道路模拟的研究[硕士学位论文]. 上海: 同济大学, 2006.3.
- [33].Petre Stoica,Fellow,IEEE,and Magnus Jansson,Member,IEEE.MIMO System Identifacation: State-Space and Subspace Approximations versus Transfer Function and Instrumental Variables.IEEE transactions on signal processing,2000.11,48-11
- [34].N.R. Goodman.Measurment of matrix frequency response functions and multiple coherence functions.
- [35].Allyn W.Phillips,Randall J.Allemang. An overview of MIMO-FRF excitation/averaging /processing techniques.Journal of Sound and Vibration 262(2003)651-675
- [33].靳晓雄. 随机振动试验与模态分析技术. 上海: 同济大学汽车工程系, 2003.
- [36].刘成. 电液伺服道路模拟试验随机波形再现的时域控制:[博士学位论文].湖北: 武汉理工大学, 2003.
- [37].邓必鑫. 信号分析基础. 北京: 北京理工大学出版社, 1994.
- [38].黄俊钦. 随机信号处理. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [39].《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册: 试验篇. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [40].王霄锋. 汽车零部件耐久性试验室内模拟研究:[学位论文]. 北京: 清华大学汽车工程系, 1990.
- [41].王学军. 汽车零部件疲劳道路模拟试验远程参数控制系统(RPC)的研制:[学位论文]. 北京: 清华大学汽车工程系, 1993.
- [42].何泽民. 道路模拟试验技术的研究及其在汽车零部件疲劳试验中的应用:[学位论文]. 北京: 清华大学汽车工程系, 1990.
- [43].易名. 台架模拟轿车车头子系统道路载荷谱的方法研究:[博士学位论文]. 上海: 同济大学, 2003.
- [44].杜永昌. 车辆道路模拟试验迭代算法研究. 农业机械学报, 2002, Vol. 33 No. 2
- [45].杜永昌, 管迪华. 汽车道路动态试验模拟控制系统的研究与开发. 汽车技术, 1999, No.
- [46].杜永昌, 管迪华. 新型汽车道路模拟算法研究. 机械工程学报, 2002, Vol. 36 No. 8

## 个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

### 个人简历:

李明, 男, 1982 年 1 月生。

2004 年 3 月毕业于上海大学 机械设计制造及其自动化(汽车)专业, 大专。

2009 年 7 月毕业于上海工程技术大学 机械自动化专业, 获学士学位。

2013 年 3 月入同济大学读工程硕士研究生,

### 已发表论文:

- [1]. 李明, 周鋈. 动力总成悬置系统疲劳强度试验标准的研究. 机械工程与技术, 2015, Vol. 4 No. 2