

大连理工大学教授学术丛书 '97 卷

重 型 汽 车 结 构 现 代 设 计

于长吉 于学兵 著

大连理工大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

重型汽车结构现代设计/于长吉,于学兵著. - 大连:大连理工大学出版社,1997.12
大连理工大学教授学术丛书 97 卷
ISBN 7-5611-1439-0

.重... . 于... 于... .重型载重汽车-结构设计-研究 . U469.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(97)第 03887 号

大连理工大学出版社出版发行
(大连市凌水河 邮政编码 116024)
大连海事大学印刷厂印刷

开本:850×1168毫米 1/32 字数:275千字 印张:11.125 插页:5
印数:1-3000册

1997年12月第1版

1997年12月第1次印刷

责任编辑:方延明

责任校对:杜祖诚

封面设计:孙宝福

定价:18.00元

本书由

国家自然科学基金
中共大连市委、大连市人民政府 资助出版
大连理工大学学术著作出版基金

The published book is sponsored by

The National Natural Science Foundation
of China

The Dalian Municipal Government
and

The Publishing Academic Works
Foundation of the Dalian University
of Technology

The Professors Academic Works Series
of the Dalian University of Technology '97

Structural Modern Design
for Heavy Truck

Yu Changji Yu Xuebing

Dalian University of Technology Press

序

《重型汽车结构现代设计》一书,重点介绍了重型汽车车架、轴、后桥、驾驶室四大结构的研究成果、研究内容和研究方法,是大连理工大学重型汽车研究室全体同志与使用单位和制造部门多年来长期合作、大力协同、奋力拼搏的一个硕果。该书是从事重型汽车研究、设计、制造的技术人员必备的参考书,对提高我国重型汽车的设计、制造水平,促进重型汽车的国产化有重大意义。

《年产千万吨级露天矿成套设备》研制曾获得 1989 年国家科技进步特等奖。重型汽车就是其中的一项重大设备,包括 68 吨机械传动车和 108 吨、154 吨电动轮传动车,是大型露天矿(包括煤矿、铜矿、铁矿等)采、掘、运的主要设备。过去,这种设备全部依靠从国外进口,每年要耗费大量外汇。“七五”、“八五”期间,大型露天矿成套设备被列为国家重大技术装备项目。在原国务院重大装备领导小组的大力支持下,组织全国的有关科研、使用和生产部门的科技人员,进行联合攻关,通过与国外有关公司合作设计,合作制造,逐步掌握核心技术,提高国产化的比例。目前,我国已成为世界少有能制造大型矿用汽车的国家之一。重型矿用汽车工作环境恶劣、结构复杂、载荷多变,是集机械、电子、冶金、材料等工程技术于一身的产品,技术难度大,使用要求高。一个好的车型,必须要有一个好的设计。为此,大连理工大学重型汽车研究室的同志们,不辞辛苦,多次走访制造厂家,到露天矿进行工业试验,采集了大量试验数据。他们从结构断裂调查开始,在消化国外先进技术的同时,

运用自己的研究成果,对结构作现代化设计。我相信,这本书必将成为重型汽车行业工作者的良师益友。

原国务院重大技术装备副主任
原国家经贸委技术与装备司副司长

前 言

随着科学技术进步和经济的发展,需要开发研制大量新产品。新产品不断问世,老产品又在更新换代,这种变化为机械结构设计开创了一个崭新的局面。它使机械设计有可能广泛运用各学科、各技术领域里的新原理、新方法和新技术,从而大大地提高设计水平,解决许多大型复杂结构的设计问题,使这些结构具有高精度、高效率、高参数、高质量的特点。重型汽车就是这样走过来的。

重型汽车技术难度大,原因在于载荷多变、使用环境恶劣、结构复杂。重型汽车载重量下自十几吨,上至三百吨,自重几吨高至近二百吨。重型汽车服役在小型工地、中大型工程、千万吨级露天矿。矿山分布在不同的纬度区,气温高达 50°C ,低到 -50°C ,道路条件较差,对结构各总成及材质要求苛刻。在重型汽车中,载重量低于 80t 的常采用机械传动,超过 80t 多用电传动或机械传动。不管何种传动的汽车,车架为主体结构,它是变断面空间薄壁结构;后桥为复杂壳体结构;悬挂系统为油气悬挂。可以说重型汽车是比较典型的机-电一体化结构,是集机械、电子、冶金、材料等多种工程技术于一身的产品。当今的矿山开采、大型工程都离不开重型矿用汽车,它深受各国的重视。

1935年美国怀特汽车公司首次推出载重 13.6t 的矿用自卸汽车以来,至今已60余年。50年代载重 32t 级矿用汽车投入运行,经济的发展,矿山需求高效大吨位汽车,事隔不久,研制出 55t 级载重汽车;60年代达到 100t ,末期进入 150t 级;70年代研制出 200t , 300t 级。我国在50年代开始使用苏制 $10\text{t}\sim 25\text{t}$ 级矿用汽车;60年代研制 $20\text{t}\sim 30\text{t}$ 级重型汽车;70年代研制 $60\text{t}\sim 120\text{t}$ 级矿用

自卸汽车;80年代研制 154t 级重型矿用自卸汽车。为适应改革开放以后的国民经济高速发展的需要,大量引进了多种车型的先进技术与设备,加速在短时间内实现国产化,于是国家把千万吨级露天矿成套设备的开发研制列入国家几个五年计划中。

在坚持自力更生与引进国外先进技术相结合的政策指导下,国家主管部门组织厂、矿、校、所紧密配合、互相协作开展攻关,通过引进、消化、吸收国外先进技术不断提高国产化水平。经过 20 年来的艰苦奋斗,完成了重型矿用汽车的开发研制任务。主机厂为国家重点工程提供了一批又一批的重大装备,为众多矿山制造了数百台重型汽车及所用备件;有力地推动了国内机电工业骨干企业的技术改造和技术水平的提高;锻炼培养了一批掌握先进技术的骨干队伍;初步形成了以主机厂为主体的生产系列重型汽车的企业集团。从此结束了我国不能制造百吨级重型汽车的历史;批量生产的系列重型汽车国产化率都在 80% 以上,并开始出口创汇。我国已成为世界上能够生产大型重型汽车的少数国家之一。

在原国务院重大技术装备领导小组指导下,大连理工大学成立重型汽车研究室,组织专门队伍开展攻关研究。笔者有幸主持重型汽车主要结构——车架、转向轴、后桥、驾驶室等项目攻关研究。其主要车型有国产 68^t 矿用自卸汽车, 108^t, 154^t 电动轮自卸汽车;美国 75B, 170E 型重型矿用自卸汽车等多种车型的十余项子课题研究,历时 16 年,比较系统地完成了重型汽车四大结构的攻关任务。其中,车架获国家实用新型专利,轴获得国家发明专利;车架、轴、后桥分别通过机械工业部技术鉴定,鉴定认为三大结构研究成果都达到世界先进水平。特别是对美国两种车型车架断裂研究中取得成功,赢得两次索赔,价值超过 200 万美元。美方在索赔中得到我们的研究成果后将 75B 改型为 75C,美方技术人员称其为“中国车架”。国产 68^t 矿用自卸车车架经过厂方多次改型,采用多项研究成果,该车架结构比较合理,经过多年考验后可以看出是比较

成功的国产化车架,该车已出口创汇;国产 108^t 电动轮自卸汽车车架改型中采用实用新型专利技术,该车已批量生产。轴、后桥、驾驶室研究成果也普遍用于国产化的车型中。

上述研究成果比较真实地表征重型自卸汽车技术引进、消化、吸收的主要进程,研究成果有较高的实用价值,直接经济效益超过 6000 万元。鉴于重型自卸汽车研究成果显著,经济效益和社会效益比较高,受到国家多次奖励:1986 年“矿用汽车车架断裂研究”获国家教委优秀科技成果奖;1987 年“重型矿用汽车国产化研究”获国家教委科技进步三等奖;1987 年获国务院重大技术装备领导小组由李鹏总理签署的“年产千万吨级露天矿成套设备研制”做出贡献表彰证书;“千万吨级大型露天矿成套设备研制”1989 年获国家科学技术进步特等奖,本研究成果为其子项;1991 年获国务院重大技术装备领导小组由李鹏总理签署的“154 吨电动轮自卸车研制”做出突出贡献的表彰证书;1995 年“重型自卸汽车车架及轴研究”获国家教委科技进步二等奖。

重大技术装备科技含量高、技术难度大,国外对关键技术封锁,甚至刁难,给该项研究带来困难。为冲出难区、走自己的路,在原国务院重大技术装备办公室领导下,在机械工业部重大装备司直接指导下,厂校紧密协作,共同攻关,克服一个又一个的困难,使我国重型汽车得以快速发展,相应的科学研究工作也不断进步和成熟。为了总结过去,以利未来,笔者将这些研究成果编著成书。在 16 年研究中,得到原国务院重大技术装备领导小组林宗棠、李守仁、杨靖华主任,许明堂处长等指导;在机械工业部重大装备司谷九如司长,李镜、刘淮通处长,辽宁省汽车办张凤杰副主任等的具体领导和帮助下,协调几个生产厂和多个矿山,共同工作。该项目的研究工作自始至终同下列单位和众多同仁协同工作,主要有湘潭电机厂池跃田、段家典总工程师,张合年所长,王健、梁晓波、盛桥柱工程师等;本溪重型汽车厂高雅全总工程师、李文豁总工程

师、陈庆德所长等；德兴铜矿龚天如矿长，喻济宽指挥，陈洪飞、罗泉根部长，任华主任，查懋春场长等；中国矿用汽车分会周沛诚总工程师、张文生秘书长等；首都钢铁公司车管部赵国田经理；烟台市重型汽车配件厂于平坤厂长；中国计量科学研究院张克敏、于仲敏、于梅等。

该项目研究工作是重型汽车研究室全体同志共同密切配合，并在工程力学系许多老师帮助下完成的。研究室张有河同志主要负责计算分析；郭杏林、王培庄、孙元贵、于凡等同志侧重于实验研究，研究生宋春江等参加部分工作。笔者对各位的指导和帮助致以最诚挚的敬意。

由于笔者水平有限，面对众多技术人员辛勤工作取得的丰硕成果，将其编者本书，甚感力不从心。加之时间所限，书中难免有误，敬请赐教。

著者

1997年9月于大连

目 录

序

前言

第一章	产品发展与现代设计	1
1.1	产品发展的一般程序	1
1.2	传统设计与现代设计	9
1.3	现代设计方法	15

第一部分 复杂结构设计

第二章	有限元法设计	19
2.1	弹性力学的基本问题	20
2.2	最小位能原理	25
2.3	平面问题的有限元法	27
2.4	实用技术	44
第三章	车架结构设计	49
3.1	结构特征	50
3.2	美国 75B 重型自卸汽车车架断裂分析	54
3.3	68 ^t 矿用自卸汽车车架结构设计	80
3.4	美国电动轮自卸汽车车架断裂分析	99
3.5	108 ^t 电动轮自卸汽车车架合理设计	117
3.6	车架结构工程优化	127
第四章	后桥结构设计	144
4.1	后桥结构研究概述	144

4.2	结构特征	146
4.3	局部断裂	148
4.4	结构计算	149
4.5	强度试验	169
4.6	后桥强度概述	172
4.7	结构优化设计	173

第二部分 轴类件的设计

第五章	应力集中.....	178
5.1	应力集中的起因	179
5.2	应力集中系数与断裂系数	182
5.3	降低应力集中	184
5.4	流线方程及其应用	186
5.5	焊接应力集中	190
第六章	疲劳及可靠性设计.....	204
6.1	设计准则概述	206
6.2	疲劳强度设计	210
6.3	可靠性设计	213
6.4	载荷谱	223
6.5	疲劳寿命	229
6.6	疲劳试验	231
第七章	阶梯轴的最佳设计.....	233
7.1	最佳设计方法	233
7.2	试验验证	235
7.3	68 ^t 自卸汽车转向轴设计	241
7.4	154 ^t 电动轮自卸汽车转向轴设计	266
7.5	美国 75 ^t ~ 170 ^t 四种重型汽车转向轴设计剖析	273

第三部分 悬置系统设计

第八章 结构动态设计.....	281
8.1 结构周期振动	282
8.2 随机振动	289
8.3 结构对振动的响应	292
8.4 结构参数识别	297
8.5 悬挂系统参数优化	312
第九章 驾驶室系统设计.....	315
9.1 结构特征	315
9.2 结构试验	316
9.3 结构计算	325
9.4 优化设计	329
9.5 工业性试验	331
参考文献.....	333

Contents

Preface

Introduction

Chapter 1	Product development and modern design	1
1.1	General program of product development	1
1.2	Traditional design and modern design	9
1.3	Modern design method	15

Unit 1 Complex Construction Design

Chapter 2	Finite-element method design	19
2.1	The fundamentals of elastic mechanism	20
2.2	Principle of least potential energy	25
2.3	Finite-element method of plane surface	27
2.4	Practice	44
Chapter 3	Frame-construction design	49
3.1	Frame-construction characteristics	50
3.2	Analysis of frame crack of heavy-duty dump truck type 75B made in USA	54
3.3	Frame construction design of heavy-duty dump truck type 68 ^t	80
3.4	Analysis of frame crack of electric driving wheels dump truck made in USA	99

3.5	Frame design of electric wheels dump truck type 108 ^t	117
3.6	Frame-construction optimum	127
Chapter 4	Drive axle construction design	144
4.1	General construction research	144
4.2	Construction characteristic	146
4.3	Local crack	148
4.4	Construction calculation	149
4.5	Strength test	169
4.6	General strength	172
4.7	Construction optimum design	173

Unit 2 Shaft Design

Chapter 5	Stress concentration	178
5.1	Origin of stress concentration	179
5.2	Stress concentration factor and crack factor	182
5.3	Reduce stress concentration	184
5.4	Streamline equation and examples	186
5.5	Stress concentration of welding	190
Chapter 6	Fatigue and reliability design	204
6.1	General design rule	206
6.2	Fatigue strength design	210
6.3	Reliability design	213
6.4	Load spectrum	223
6.5	Fatigue life	229
6.6	Fatigue test	231

Chapter 7	Optimum design of step shaft	233
7.1	Optimum design method	233
7.2	Test	235
7.3	Steering shaft design of heavy-duty dump track type 68 ^t	241
7.4	Steering shaft design of electric driving wheel heavy-duty dump track type 154 ^t	266
7.5	Analysis of four kind of shaft designs of heavy-duty tracks type 75 ^t ~ 170 ^t made in USA ...	273

Unit 3 Suspension System Design

Chapter 8	Construction dynamic design	281
8.1	Construction periodic vibration	282
8.2	Random vibration	289
8.3	Construction response to vibration	292
8.4	Construction parameters identification	297
8.5	Suspension system parameter optimum	312
Chapter 9	Cab system design	315
9.1	Constuction characteristic	315
9.2	Cunstruction test	316
9.3	Construction calculation	325
9.4	Optimum design	329
9.5	Industrial test	331
Reference	333

内 容 简 介

重型汽车产品多样、结构复杂、环境恶劣、载荷多变,特别是重型矿用自卸汽车,是集机械、电子、冶金、材料等工程技术于一身的产品,技术难度大。为此,我国将其列入几个五年计划的科技攻关和开发研制项目。

本书着重介绍重型汽车车架、轴、后桥、驾驶室四大结构的研究成果、研究内容、研究方法。研究工作针对工程需要,从结构断裂调查开始,着力深入地进行了断裂研究;在消化国外先进技术的同时,运用自己的研究成果,推动重型汽车国产化进程。为便于工程技术人员掌握,书中将涉及到的有关现代设计方法,深入浅出地作了阐述,并结合研究中的经验与教训提出若干实用技术。书中列出四大结构大量试验数据,比较系统地、完整地表征了各结构受力特征和承受能力。

本书是从事重型汽车研究、设计、制造的技术人员必备的参考书,它对于从事其他复杂机械设备研制的技术人员是有益的,也是相关专业的研究生、本科生的一本较好的教学参考书。

作者简介

于长吉, 1936年12月生。1961年大连工学院工程力学系毕业。现任大连理工大学动力工程系教授。中国矿用汽车分会学术委员、专家委员会副主任委员, 辽宁省可靠性学会常务理事, 辽宁省汽车工程学会理事; 大连市设计学会副理事长。从事工业装备、重型矿用汽车、汽车结构研究, 在重型矿用汽车国产化研究、大型客车结构合理设计和机械故障诊断等方面有较深的研究。其中成功地解决了我国引进美国75B重型矿用汽车、170E电动轮自卸汽车车架断裂问题, 赢得美方索赔200余万美元; 千万吨级露天矿成套设备研究获国家科技进步特等奖, 重型汽车国产化研究受到国务院重大技术装备领导小组两次表奖, 获国家教委科技进步二等奖、三等奖各一次, 交通部“七五”科技攻关成果一等奖。发表论文数十篇。取得国家专利四项, 其中发明专利获东北三省发明展一等奖、全国科技成果展金奖、国家级科技成果重点推广项目。辽宁省人民政府授予“有突出贡献专家”称号、全国22个一级学会联合授予“全国先进失效分析专家”称号。

第一章 产品发展与现代设计

机械产品都是为了满足用户的需要而设计、制造出来的。产品出厂后到用户手中,经过使用,在使用中产生故障,经过维修,再使用。这个过程是产品功能、性能存在缺陷或不完善暴露的过程,也是用户同厂家作信息或技术交流的过程。这一过程反过来又促使产品功能、性能、质量的不断提高。这是产品发展应遵循的一般程序。

本章将介绍产品发展一般程序的几个阶段及产品设计。

1.1 产品发展的一般程序

为满足用户需要而发展一种产品时,其一般程序可分四个阶段,即设计阶段 试验或发展阶段 生产阶段 服役阶段。这四个阶段是相互联系的、并非独立的。当产品交付用户使用时,不可能不出现故障或损坏,这就需要调查、分析,确定失效原因,从而审查设计、试验工作、生产工序等,修改相应的阶段内容,有时加工工艺出现困难甚至难以实现,设计工程师和工艺师还需共同协商,以寻求更好的设计。但是,在产品提交给用户之前,全部的四个阶段都必须完成。

一、设计阶段

在一个新设计工作开始以前,必须确定其技术规格或设计要求。这项工作应当由产品设计师、工艺师、规划师、经济师、销售和服务机构代表共同参加。其任务是该产品使用情况、产品功能与性能、所受载荷和服役数据,根据研究结果确定设计目标和有关的

技术规格。在各方代表统一认识并确定后,应当作为各个方面的共同出发点,分头进行工作。经产品现场服役经验证明为必要时,功能或性能的技术规格可经委员会讨论修改。对于重型汽车的产品用户所大声疾呼的质量问题分析中,很重要的一条原因是出现在各部门不能认真地协商,共同制订技术规格,共同用高标准去实施完成这一目标,甚至是相互推诿或各行其是。

设计阶段是产品发展的极为重要且又复杂的阶段。主要包括几何估计、重量估计、载荷估计、工作应力估计、材料强度估计、结构计算、结构设计优化、可靠性估计、经济评估等。

1. 几何估计

对产品整体、总成、部件、零件作功能分析,将其相互关系和环境结合统筹考虑,作初步的最佳尺寸及形状的判断。多方案或多次的分析、判断、修改可以弥补经验的不足,而经验丰富的工程师们,又经过细的初期工作,无疑可以大大减少设计过程的轮次,从而获得一个较好的设计。

2. 重量估计

必须详细研究零部件的材料选择、加工工艺及制造,既用最少量的材料和成本又取得适当的强度,从而确定零部件和整机规定的重量指标。

3. 载荷估计

载荷对于结构设计的重要性是工程界共知的,不用说产品现代设计不可缺少,就是对于经验设计也是离不开的,只不过是精确度相差多少的不同。作为重型汽车这种产品,其工作环境、道路条件、载荷变化等各种条件都较为复杂、多变,汽车的启动、制动、转弯、上下坡、装卸载、空车行驶、载重行驶等各种工况下载荷变化可能相差很大,这就需要对不同工况、不同载荷方式,水平或垂直的、弯曲或扭转、静载、动载或冲击等等,作出比较详细的估计,不但估计出平均值,还要估计出最大值、标准差及各载荷出现的频次,这

就是通常所说的载荷谱。

载荷谱的取得靠试验测量、记录、分析、整理,当然,经验的累积对载荷的估计是很有益的。一个具有良好素质的生产厂应当有专职技术人员从事这项繁重的技术工作,逐步建立各种产品、各总成品乃至零件的载荷档案,它将为一个企业适应广阔市场需求奠定坚实的基础,使企业有高水平的应变能力。可以毫不夸张地说,这项工作会给企业带来更大的财富。然而,我们的众多重型汽车厂在这方面缺乏足够的认识。

4. 工作应力估计

工作应力估计包括名义应力估计、局部应力估计、平均应力估计、应力类型和疲劳寿命估计等项目。

有了零部件几何尺寸和载荷,设计者可以应用弹性理论公式和实验强度数据来计算名义应力。在某些情况下,有时需要弹-塑性理论中更为复杂的计算公式,有限元素法就是有力的方法之一。在一些对刚度有要求的设计中,还必须进行变形或挠度分析。由这些工作确定几经修改的零件尺寸,对提高设计水平是有益的。

在重型汽车设计中,常常有相近或相似车型作参考,这些参考车型历经多年服役考核,又有局部断裂原因分析和维修经验,这些反面的教训和成功的经验,对迅速和准备设计是极有帮助的。

如果所设计的零部件的载荷与应力的经验关系未曾确定,或者它是新型的,或者是用作新用途的,则设计者应当作必要的更详尽的研究。它包括应力集中、载荷谱、残余应力、失效理论、材料性能甚至进行必要的模型试验研究等。

在一个新设计的总布置设计早期,采用模型(如必要可用缩尺)常是有利的方法。可以对这种模型用实验应力测量技术进行分析,然后用所得数据来规定新设计的尺寸。用这种方法,可以在一个发展项目中少制造许多样机或样件,因而可以缩短发展周期并减少发展费用。如果需要造型,模型可以用环氧树脂制作,也可以

用硬乙烯基树脂制作。在树脂接缝上进行焊接,在焊接时可以用烙铁将乙烯基树脂条熔入焊缝处。

5. 材料强度估计

设计者的重要任务就是把零件的工作应力和材料强度进行科学的平衡。重型汽车的零部件一个很大特点是受交变载荷作用,在交变应力作用下产生疲劳损伤破坏,在强度设计计算中必须采用疲劳强度理论。材料强度性能的数据可来源于手册和技术文献的试验数据。应当强调指出的是,材料机械性能受多种因素影响,手册或文献中的数据是在特定条件下取得的,而且每个厂生产的同一型号材料机械性能可能相差较大,特别是疲劳强度或疲劳 S-N 曲线,相差甚远是很可能的。在重要零件设计中应当有针对性的自行或委托专业部门进行实验,以求得较准确的材料强度估计。

6. 结构设计优化

产品具有时代的特征,它是随时代技术进步而发展的,科技快速发展的今天,产品设计应当有较多的高科技含量,结构的设计优化、零部件的设计优化就是其重要组成部分。只有在方案择优、设计参数优化、材料优选、经济合理等多方优选后,才能确定优化的结构设计。作为整车中的关键部件,比如,车架、前后桥等优化设计尤为重要。

7. 可靠性估计

在重型汽车结构设计中,对重要承重件应当作寿命估计,对可靠度作预测,比如,汽车的车架、轴类件,特别是汽车轴不允许出现断裂。一辆重量超过百吨甚至几百吨的汽车,一旦出现突然断轴,会发生严重的恶性事故,带来重大的经济损失。可靠度的计算分析是现代设计的重要标志之一。

8. 经济评估

产品的问世及使用是要产生经济效益的,成本的降低与利润的提高是人们共同追求的目标,它应贯穿产品的全过程。

为了满足当前市场情况的迅速变化,常需压缩先行期,使设计及发展时间缩至最短。要想在目标期限内获得最大的产品可靠性,就必须使用最新的技术成果。负责机器设计和发展的工程师所面临的问题,是创造一个设计,使设计的机器具有必要的强度和足够的刚度,同时还在成本上有竞争力。

只要有经验的工程师忠实地执行上述的方法,则发展项目的时间和费用都将大大降低。最后一分钟的更改也是必要的,它使赔偿费用大大降低,其结果是用户满意,生产产品的厂家也有经济效益。

二、试验发展阶段

一个设计完成之后,要根据运行试验和实验室发展工作的需要制造出几台样车。现场考核试验和实验室试验密切配合,共同努力完成试验发展阶段的工作,以便改进和完善产品设计。试验发展阶段的主要工作有四个方面,即服役载荷求定、工作应力求定、材料强度求定、设计完善性评定。

1. 服役载荷求定

样机问世后运抵工作现场,在正常与可能出现的非正常条件下使用。在使用中对载荷进行测量,测量重要零部件的重要部位的应力、加速度、位移、压力、噪声等参数,经过记录分析,给出载荷谱。试验条件既要有代表性的正常工况,又要有特定的运行工况或特殊条件,比如重型矿用汽车试验,应当测试重载车运行在排渣场或过凹沟时产生的冲击载荷。载荷分析应当有载荷类型分析,拉压、弯曲、扭转以及复合型载荷;载荷性质分析,静载荷、交变载荷、冲击载荷,或周期载荷还是随机载荷;疲劳破坏的有效载荷水平及载荷谱统计分析。研制单位对自己的产品各种载荷谱都视为极其宝贵和保密的,这是市场竞争的需要。

2. 工作应力求定

获得载荷谱之后,试验工程师们开始一系列的试验工作,如零

部件试验、总成试验、整车试验等, 试验研究的目的在于求定工作应力。试验方法当今多用电测方法, 将电阻应变计贴于被测点, 经测量仪、记录仪记下各部位的应变值, 经过分析后给出相应的应力大小。

零部件的强度试验, 应模仿实际服役条件, 在实际载荷下测定各部位的应力水平。零部件试验是极重要的基本工作, 试验应注意选用机械性能和尺寸公差具有最低规定值的样件; 试验条件和材料应严格控制, 否则试验结果的失真会带来错误的判断。

汽车的重要总成如发动机、变速箱、后桥、前轴等的试验, 可以在服役前或之后进行。试验给出主要部位的应力大小与分布、性能及结构耐久性。试验载荷如果没有真实载荷或可类比载荷, 可以采用设计载荷或白噪声载荷谱。

整车试验是一个比较全面的评价, 在汽车服役期, 正常服役条件下, 测定各总成的各重要部位的工作应力。

3. 材料强度求定

确定了工作应力之后, 就要选择适应该应力水平的材料种类。特别是交变载荷下的材料强度, 必须按疲劳理论进行选材, 不但要有适当的安全系数, 更重要的是材料应有良好的韧性, 对于低温下服役的设备, 材料的基本性能就是抗低温特性, 服役环境的最低气温要高于材料的脆性转变温度, 以防止零部件发生低温脆断。

特殊环境下设计选材, 必须考虑特殊环境的要求。腐蚀条件下工作的零部件, 材料应具有抗腐蚀性能; 在磨损条件下则要求零部件表面材料具有良好的耐磨性能等。

重型汽车车架、后桥是大型复杂焊接构件, 又是重要承载件, 焊缝出现断裂是常有的故障, 这就要求材料具有良好的可焊性, 而且保证良好的焊接工艺条件。

总之, 材料强度确定后, 选材是综合考虑诸多要求作出的决策, 任何片面性的决定, 可能给整车带来灾难性后果。这一点在后

面章节中将多处可见。

4. 设计完善性的评定

完成上述工作就使工程师掌握了充足的数据,使评价设计的完善性有了基本条件。评定内容比较多,现就其主要内容介绍如下。

安全系数是设计用的重要准则参数,它是材料强度与工作应力之比。过高的安全系数带来零部件的粗笨和材料的浪费;安全系数的不足又会发生早期失效,甚至酿成事故;只有那些适中的安全系数才是科学合理的设计。

零部件、总成或整车试验的综合对比,实验室试验同现场试验的比较分析,以及试验结果与计算结果的对比分析是设计评定的重要依据。试验数据用以检验计算中建模是否合理,复杂件计算简化得正确与否,计算用边界条件处理得是否得当等等;计算结果用以指导试验方案的确定和重要部位的测点选择。如果发现设计得不完善,多种方案的再计算是重要手段,它为设计修改提供依据并赢得宝贵时间。

失效分析是重要的评定内容之一,不完善的设计会在整车服役考核或强化运行或实验室的各种试验中暴露出来,在薄弱的部位发生断裂或失效。于是,失效后的综合分析并找出失效原因,使修改设计更加完善,其明显的效果是换来用户的满意和厂家设计水平的提高。

整车行驶用于考查零部件或各总成故障率和设计中存在的不足是需要很长时间的,采用累积损伤理论的疲劳试验则是行之有效的方法。疲劳试验可以强化载荷或环境条件,零部件可在短时间暴露出设计制造的不完善之处。但是,试验条件的仿真力求接近实际,强化指数的选取应既合适又科学,过高或过低的强化指数可能导致试验结果的失真。实验室试验和整车现场试验同时进行与相互配合能够加速评定工作。

寿命预测是现代设计的重要标志。可靠性设计零部件, 提供了零部件的可靠度, 给出了使用寿命。由于影响寿命的因素太多, 接近真实的服役寿命要靠试验加以验证。寿命预测对设计者及用户都是很有用的。总之, 在发展时期, 必要的设计修改已经作出, 并在实验室判定。这些最后的修改应当再经服役运行的检验。

三、生产阶段

由于重型汽车结构十分复杂, 零件成千上万个, 设计、加工过程、安装等各环节很难一致; 另外, 工装条件、热处理等又可能要求零件的尺寸与之适应, 又不得不对零件尺寸作些改动, 而零部件实际参数的变动又可能涉及相关件的改动。这就不难理解, 产品出世并经试验和服务人员彻底审查之前, 不能算作完成, 只有这些零件的服役性能经过了恰当的评定, 而且, 在必要的修改之后又作出寿命合格的判定, 发展阶段工作才算完成, 方可进入生产阶段。

生产阶段一个极重要的原则是加工过程、条件、技术和质量要求必须严格按图纸规定进行, 特别是关键承重件, 如车架、轴、后桥更是如此。在素质不高的生产车间里, 常常可以看到焊接质量差, 夹渣、焊口附近母材“咬伤”, 焊口不光滑甚至有局部裂纹, 于是在承重构件的关键部位, 缺陷导致部件或整机的损伤或早期失效。应力集中区、焊缝交汇区都要求精心的加工技术。在生产阶段质量的监督检查应当贯穿于全过程, 并且成为每个技术人员的共识——质量第一。

四、服役阶段

产品进入服役现场是生产厂家和用户共同关注的焦点。厂家通常派驻服务队在现场随车观察, 出现问题及时维修, 在技术上指导用户维修队了解、掌握设备的特点、使用方法和维修技术。在运行期对各种故障作详细记录, 对处置过程、方法也都记录在案。设备运行档案是厂家宝贵的技术资料, 它指导以后产品改型的设计工作。对用户来说, 最关心的是设备的功能是否达到预期目的和设

备性能能否充分发挥。所以,这个阶段最重要的是机械能够很好地实现它的功能,而且在结构上是结实的。设备早期失效标志着工作应力或材料强度不当,局部应力集中或设计得不合理也会产生早期故障。如果复杂设备完全没有失效,则告诉人们,这种设计可能过于保守,导致材料的浪费和成本的增加。一个合理的设计使其在不正常的恶劣运行条件偶尔出现故障,在正常运行条件下不发生严重失效。

重型矿用汽车零部件多、载荷大、作业路面差,在其服役期间会出现零件早期失效,特别是车架构件,经常发生早期开裂。现场人员为了提高生产量,常常是开裂就补焊,不作科学细致的分析,加上现场焊接条件较差,导致焊口很快重新开裂,这是应当避免的。在正常条件下工作的重要零部件早期不应开裂或失效,设备早期失效通常表征设计上的不合理,有针对性的设计修改是技术进步的标志,应当提倡。

1.2 传统设计与现代设计

科学技术的进步带动设计方法的发展,设计方法由简单到复杂,从传统设计发展到现代设计。现代设计是在总结传统设计的经验与教训,批判地吸收所有流派的合理内核,集当代先进科学思想、手段和方法之精髓而发展的广义设计。

一、设计发展的几个阶段

1. 直觉设计阶段

人类早期为了生存,建房、耕地、打猎以及部落之争不得不制造简单工具,如弓箭、轮车、农具,甚至兴修水利、开办大小的作坊和铁匠炉加工兵器等。人类不断地从生活需要设计制造工具,又在不断地实践中总结提高,造出简单的机械,很自然地发现这些机械、器具、工具可以省力又提高效率。在不断地认识又不断地提高、

改进新的设计中,机械学、力学逐渐产生发展起来,进而促进了新的设计思想、方法的产生与发展。这种设计的一个很大的特征是感观直觉。

2. 经验设计阶段

17世纪以后,随着数学、力学、物理学的发展,机械学就充实了新的内容,机械设计中材料的应力、机械强度、构件的应力和强度、功与功率、效率及成本等基本设计参数被设计者所接受。特别是18世纪工业革命,新的创造发明不断地涌现出来;科学技术发展的新时期的到来,这就是19世纪科学技术大发展的时期。新的理论及实用方法逐渐地充实于设计方法中,用以指导人们进行机械设计;本世纪初在设计上出现了图纸进行设计,这就使设计方法更为精确、实用。这个阶段的主要特点是依靠个人的才能和经验,运用一些基本设计理论、公式、图表,借助于类比、试凑、模拟等手段进行设计。无疑,这种设计方法比直觉阶段是一个很大的飞跃,使设计方法有了科学依据。但是,从现代科学的发展去回首这个设计阶段,它有很大的局限性,经验设计只能靠个人才能满足基本的功能要求,完成的周期比较长,等等。

3. 半理论半经验设计阶段

20世纪在设计中采用图纸设计,运用计算公式、图表、规范替代了试凑方法,不但大大提高了设计效率和质量,而且减少了浪费,降低了成本;特别是由于力学的发展,研制出多种功能的测试、分析和试验设备,加强了试验手段,使设计得到快速的验证和提供了许多设计用的参数,于是,设计水平得到很大提高,取得很大进展:

(1)加强设计基础理论和各种专业产品设计机理的研究,如材料应力应变、摩擦磨损理论,零件失效与寿命的研究,内燃机原理与设计,机床、刀具设计,等等,从而为设计提供了大量信息,如设计数据、图表图册、设计手册,等等。

(2)加强关键零部件的设计研究。整机设计成功与否往往取决于关键的零部件。根据船舶、飞机设计所采用的模型风浪试验、风洞试验的成功经验,50年代后期,人们开始加强了关键零部件的模拟试验,大大提高了设计速度和成功率。

(3)加强了“三化”研究,即零件标准化、部件通用化、产品系列化,后来又提出设计组合化,这便进一步提高了设计的速度、质量,降低了产品的成本。

由于加强了设计理论和方法的研究,与经验设计相比,这一阶段设计的特点是大大减少了设计的盲目性,有效地提高了设计效率和质量并降低了设计成本。至今,这种设计方法仍被广泛采用。

这一阶段的设计方法主要特点是:

(1)从理论上讲,这些设计理论主要集中在揭示具体设计对象的内在机理上而未能将“设计”本身作为一门学科来加以研究。

(2)从设计方法上讲,这个阶段设计方法未能将局部与系统、定性与定量、静态与动态、量变与质变、技术与经济、技术与美学、设计与销售、硬科学与软科学等关系辩证地加以统一起来,融汇贯通于整个设计中,因而在设计方法上还仍有较大的局限性。

(3)从设计本质上讲,任何设计都应包含有创造性思维的过程。这正是设计工作有别于其他工作的一个根本特征。然而,这个阶段的设计未能将创造性设计提到应有的高度来认识和研究。

综上所述,如果把这个阶段设计称为传统设计的话,那么从这种设计法的不足不难看到现代设计正在孕育诞生。

4. 现代设计阶段

本世纪50年代到60年代,生产和科学技术呈现飞速发展,产品生产与竞争、新技术与科学发展都出现了大发展的形势,概括起来有几个突出的表现:

(1)物资需求和产品竞争加剧。新产品层出不穷,首先,新产品实用性强、产品质量好、可靠性高、经济、美观大方,于是要求设计、

制造、销售、维修服务以及外观美学等多方面技术;其次,激烈的市场竞争又迫使产品不断地及时改进、更新、升级与换代。

(2)大工程和经济实体增多。随着生产水平和科学发展,以及大规模经济建设的需要,大型工程项目剧增,不仅规模大,而且结构复杂,影响因素众多,环境也提出较高的要求,要求更加有组织的生产、经营、销售,适应市场竞争、企业联合、经济实体扩大,等等。这一系列的变化要求有更多的又更新的科学理论与实用技术加以支持。

(3)新知识与实用技术聚生。历史的发展总是这样,生产的发展反过来又促进了科学发展和技术进步。近20年来,科学技术发展的特点是新兴科学技术不断涌现。据权威人士推测,20世纪初大约每隔30年知识增加一倍,后来大约每隔10年知识就翻一番;新技术的出现到转化为生产力的周期愈来愈短。如蒸汽机从研制到实际使用用了百年时间,电动机用了57年,汽车用了27年,电话机用了12年,晶体管用了5年,而激光器仅用了1年,等等。特别是近20年科学技术、基本理论、应用基础、实用技术等进入一个高速发展时期,微电子技术飞速发展且广泛应用,电子计算机渗透到各个领域并已进入家庭,这种新技术迅速转化为生产力,大大地促进了社会物质生产,这就是所谓的第三、第四次工业革命的浪潮;科学经过细化发展之后又朝向多元交叉的大科学方向发展,如生物化学、物理化学、人机工程学以及环境科学、生态科学、微观力学等边缘学科,自然科学又与社会科学汇流而成的技术经济、信息论、系统论、技术美学等。这些科学的发展、新技术的增扩势必对传统提出了变革的要求,同时为新的设计提供了新的设计思想、理论、方法及手段,现代设计方法应运而生。

二、现代产品与设计

随着生产发展,人们生活水平和文化需求的提高,对产品的功能、实用、美观、可靠等各方面均提出了更高要求,而市场竞争日趋

激烈,迫使厂家生产新型、多功能、高质量的产品,设计与生产周期要短。传统设计无法满足这些需求,必须采用现代设计技术。

电子与计算机的快速发展,力学、计算技术的发展,为设计的现代化提供了重要条件,促进了现代设计技术的发展和实用,使新的产品不断产生;新产品适应市场激烈竞争,在竞争中又逼迫设计方法的充实、提高,推动产品设计也不断的多样化。

产品的设计大致可归纳为三种类型:开发性设计、适应性设计和变参数设计。

1. 开发性设计——或者称为没有样板的设计。它是在不知道设计方案、设计原理的情况下,从对产品的抽象要求出发设计出在质和量方面都能满足要求的产品。机械传动的重型汽车发展成为矿山用重载电动轮自卸汽车,后者就是开发性设计的产物。

2. 适应性设计——在总的方案原理基本保持不变的情况下对已有产品进行局部变更,使它适应于在质和量方面的某种附加要求。这里,局部方案原理是有所变化的,如在汽油发动机中设计汽车喷射装置代替传统的汽化器,以节约燃料,就属于适应性设计。

3. 变参数设计——在方案原理和功能结构都不变的情况下,对现有产品的结构配置和尺寸加以改变,使之适应于量的方面有所变更的要求,系列车型的产生要用变参数设计。

三、现代机械设计的四大要求

根据专家们分析,归纳出现代机械产品的设计有四大要求:

1. 三性统筹。即适用性、可靠性、经济性的三者辩证统一。适用性包括产品的先进性的内容,既要有先进的性能,又很适用;不可靠的机械产品无法被用户所接受;经济性是人们的追求,也是市场竞争的重要条件之一。

2. 人机配合。用户至上,机器由人操纵,设计就是要全面考虑人与机器的协调关系。

3. 四位一体。机械、电气、液压、气动四种传动方式有机匹配,

合理选择,实现机-电一体化。

4. 多方兼顾。将设计、制造、管理、使用、维修、保养等作全面的综合分析,融于产品中。

四、现代设计的一般特征

现代设计有别于传统设计,概括起来,具有如下的方面:

1. 从设计性质上分析,现代设计面向功能目标,将技术、经济和社会环境等多因素统筹考虑;传统设计面向的问题偏重于技术。前者是面向整机总功能目标的“发散性思维”,而后者是朝向结构方案的“收敛性思维”。

2. 从设计对象观察,现代设计注重机械系统的全局构成与造型设计,传统设计往往局限于元件与结构。

3. 从设计方法上看,现代设计多元化、广义化综合分析,使其在各种工况下实现方案且力争全域优化目标;传统设计多为经验性、单项或几项的设计准则。

4. 从设计部署上分析,现代设计贯穿装备的开发过程,运用现代技术作可行性与可靠性分析,是市场预测及工业性试验、现场试验、使用维修的信息反馈的再设计。

5. 从设计手段来看,现代设计充分利用计算机、数据库、CAD等现代手段;而传统设计是简单的计算工具、手册、图表等的应用。

6. 从设计考虑的工况上观察,现代设计考虑机械的动态环境条件,在动载下设计,全面考虑所遇到的各种工况条件;传统设计主要考虑结构的静态设计,将复杂工况、载荷作简化,统一于安全系数之中,是一种近似处理方法。

因此,工程技术工作者把现代设计概括五大特征:

1. 时域特征: 80年代前后初步成熟且在一段相当长时间内继续发展与研究的设计与分析方法学。

2. 哲理特征: 在盲目的、经验的、感性的、类比的基础上,上升到自觉的、科学的、理论的、逻辑的设计与分析方法学。

3. 质量特征:能大幅度地提高稳定性、准确性与快速性的设计与分析方法学。

4. 目标特征:在稳态分析基础上考虑多变量动态特性以广义优化为目标。

5. 手段特征:为使结构优化,在设计中运用自动设计工具的设计与分析方法学。

1.3 现代设计方法

现代设计方法是以科学方法论研究事物的内在规律,并用数学语言对其规律进行描述,建立数学模型,利用现代分析技术进行综合分析,再应用现代计算技术确定接近运动状态的多变量参数,使其定量化。于是,不难看出,现代设计方法随科学技术的发展不断地扩充与完善。给现代设计方法一个完整的定义,将其内容全部列出,那将是很困难的。为了实用,我们在此列举常用的方法。

一、技术预测法

技术预测法是在设计之前根据占有的资料数据,从设计对象自身发展规律和市场形势出发,预测在今后一定时期内的发展动向。应用回归分析法、外推法、包络预测法等数学方法进行定量或定性预测分析。技术预测法虽是设计的最初步骤,但它的可靠性与准确性是近、中、长期准确决策的关键。

二、系统分析法

系统分析法是分析确定设计对象的组成系统、结构,对总系统、子系统及其构成系统、元件进行分析与综合,确定系统、元件的输入-输出及其连接关系等。机器中一切总成、部件、零件以及传动系都可作为系统,通过边界与周围系统分离,又通过输入和输出信号与周围联系。系统分析法所常用的工具是动态分析、信息处理、模式识别、人机工程、优化方法、逻辑学等。

三、信号分析法

当技术预测与系统分析后便可大致确定设计对象的主体结构。设计者面临的重要课题是原始技术参数的确定与取舍,比如载荷的处理,这就要应用信号处理方法进行统计分析,获得其主要特征值,在工程中常用的是随机信号的时域特征、频域特征、幅值域特征等。较实用的分析方法有回归分析、方差分析、相关分析、谱分析、传递函数、概率密度等。

信号分析是一门新兴的科学,可广泛地用于各领域,它是取得和确定设计参数可靠而有效的方法。

四、动态分析设计法

动态分析设计法是从动态情况分析出发,把载荷看成是动态地进行载荷谱处理,再根据结构在动载下的运动规律而进行设计。众所周知,任何系统都是处于正常信号与干扰信号作用之下,设计参数必须从动态而求之,才能比较真实地反映客观实际。从动态入手研究动态特性,又推理稳态特性,已成为当前重要的设计与分析方法。主要思路是将系统作为线性系统,系统在输入信号作用下,通过传递函数,确定输出信号,或者将输出、输入以及传递特性三者有二求其之余。动态设计是基于控制论的设计方法,已是各门学科共同的方法。

五、可靠性设计法

可靠性是指系统在规定条件的使用寿命内,完成规定功能的概率。它把条件、功能及相应的寿命三者综合统筹分析确定。可靠性设计需要对产品或系统进行失效分析,试验统计分析,累积可靠性数据,采用可靠性计算方法对结构进行可靠性计算,确定有关的设计参数。提高产品的可靠性是人们的殷切愿望,也是市场竞争的必然需求,应当在设计中予以提倡。

六、优化设计法

优化设计法是在给定方案下,利用各种数学优选法进行参数

计算的方法。从广义来说,采用各种设计、计算方法求得参数进行比较,择其优者,最终得到一个最佳的设计方案,也应当说是优化设计。优化设计是现代设计方法的核心内容之一,这是因为生产与需要最佳产品。电子计算机的广泛应用、最优化计算方法的发展等等因素,逐渐被人们所接受,推动了社会生产与社会生活的不断向前发展,使得该领域最为活跃。

七、计算机辅助设计法

“计算机辅助设计(CAD)是将人和机器混编在课题专业组中的一种技术,从而使人和机器的最好特性联系起来。”这是1973年国际信息处理联合会给出的定义。人具有逻辑推理、判断、图形识别、学习、联想、思维、表达、自我控制等能力和特点,而计算机具有运算快、精度高、存储量大,显示迅速以及不忘记、不疲劳的长处。所以最好的特性联系是“人机交互技术”。可见,它是一种智能型设计,特别是当今已陆续问世的各类专家系统。

计算机储存各种数据、计算程序、设计标准中的曲线、标准件图,设计者可以操纵键盘,输入数、图,进行各种计算、图形绘制、编辑。确定的设计图存盘或通过绘图机输出,从而实现设计的自动化。可见,一个完备的CAD系统由科学计算、绘图与图形显示、数据库三方面的功能配合而成。其中的数据库是一个通用的综合性的数据的集合。它把数据本身与实体间的描述存入库中,再配合知识库、专家系统对数据进行各种组合以供设计者利用。

值得特别提及的是有限元法在设计中的作用是十分重要的。它不但可以根据需要计算大型复杂结构的刚度、静应力、热变形、应力集中等静态参数,还可以算出结构的频率、阻尼比、各阶振型、动应力、动态响应等。还可以利用有限元计算对结构进行优化设计。它已经成为机械设计不可缺少的重要工具。

应该指出的是对现代设计方法不能以“万能”、“静止”的眼光来对待,它处于不断发展的阶段。可以说,现代设计方法为我们的

设计工作提供了新颖而广阔的思路,需要我们去运用、检验、扩充、修正与丰富。但实践已证明它的威力与效果,给社会带来重大效益是毫无疑问的。

工程上设计类型、设计目的各式各样,虽然没有办法给出一个统一的模式,特别需要充分发挥设计者的聪明才智,但应该有一个统一的步骤。概括地说,现代设计的步骤应当有建模 对策 决策这三大阶段。其主要步骤为技术预测 信号分析 科学类比 系统分析 逻辑设计 现代设计方法 产品试验及质量评价 设计修改及产品定型。

第一部分 复杂结构设计

第二章 有限元法设计

当对于一个复杂事物的认识感到困难时,人们就常常将其分类简化,对每个离散化部分加以研究、认识,再综合为一个整体,最后给出事物特征的一般规律。工程上复杂结构分析也是采用这种科学思维方法,把复杂结构的连续体分割成若干形体,研究、分析、计算子形体或者单元形体的特征,再回到整体结构中,这就是结构分析有限元法的基本思想。60年代前的相当长时期,复杂结构的弹性体求解十分困难,随着计算机的普及、数值计算的快速发展,有限元法日益成熟,成为当今工程师的基本设计技术,也是重型汽车结构现代设计所广泛应用的重要技术。

有限元法的基本思想可以概括为:首先将一个连续的弹性体离散化,分割成彼此节点相连的有限单元体;然后对单元体进行分析,用节点位移表示结构的变形,由此建立整个结构总位能表达式;再应用变分原理求得线性方程组,方程组的未知变量为节点位移,对线性方程组求解时可采用常用的消元法或迭代法等数值计算法,从而求出节点位移近似值;最后应用弹性力学应力与位移方程求得各节点应力。

2.1 弹性力学的基本问题

弹性体受到外力(体积力、表面力或集中力)的作用,其内部产生应力,可用弹性体内一个微元六面体表示,见图 2.1。

图 2.1 微元六面体上的应力

其正应力符号与其面上的外法线坐标轴方向一致;九个剪应力因为剪应力互等定理,则仅有三个是独立的。故一个微元体,仅有六个应力是独立的,即

$$= (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx})^T \quad (2.1)$$

同理,弹性体内的某一点应变也有六个是独立的,即

$$= (\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx})^T \quad (2.2)$$

弹性体内任意点的位移,用它在 x, y, z 三个坐标轴上的投影 u, v, w 表示,即

$$f = (u, v, w)^T \quad (2.3)$$

其方向与坐标轴方向一致。

工程上有两种常见的情况,其一,载荷作用在某厚度的薄板周

围且平行中面沿厚度不变,见图 2.2。由图 2.2(a) 可见,板两面为

图 2.2 平面应力与平面应变

自由表面,有 $\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$, $\epsilon_z = 0$, 则称为平面应力问题,应力分量只有 σ_x, σ_y , 且 $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ 。其二,与之相反,弹性体沿轴线方向尺寸很大,如长杆、轴、管等,作用力沿轴线方向没什么变化,其截面上的应力仅是 x, y 的函数,即 $\tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$, $\epsilon_z = 0$, 称其为平面应变问题。见图 2.2(b)。

在介绍了上述几个基本概念后再来概述弹性力学的基本方程。

一、静力(运动)方程

取弹性体中一个微元体在 x, y, z 三坐标轴方向上的长度分别为 dx, dy, dz , 其应力分量由式(2.1)表示。由于应力分别为 x, y, z 的函数,微元体相应的截面上存在应力增量,比如在 x 面上的 σ_x, τ_{xy} , 在 $x + dx$ 面上则相应为 $\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx, \tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} dx$, 在 $y + dy, z + dz$ 面上也有相应的应力增量。考虑六面体三个方向上力的平衡 $F_x = F_y = F_z = 0$, 得到应力平衡方程,整理后得到平衡方程式:

$$\begin{aligned}
 \frac{x}{x} + \frac{xy}{y} + \frac{xz}{z} + X &= 0 & \frac{^2u}{t^2} \\
 \frac{yx}{x} + \frac{y}{y} + \frac{yz}{z} + Y &= 0 & \frac{^2v}{t^2} \\
 \frac{zx}{x} + \frac{zy}{y} + \frac{z}{z} + Z &= 0 & \frac{^2w}{t^2}
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

式中, X, Y, Z 分别为体积力沿坐标轴分解的三个分力; ρ 为物体密度; $\frac{^2u}{t^2}, \frac{^2v}{t^2}, \frac{^2w}{t^2}$ 为沿坐标轴方向的加速度。

微元体应力及应力增量表示在图 2.3 中。

这些关系式表征弹性体内部应力分量间的关系, 那么弹性体边界上外力与内力有什么关系呢? 于是, 取弹性体边界微元体表示在图 2.4 中。由平衡条件 $F_x = 0, F_y = 0,$

图 2.3 六面体应力的增量

$F_z = 0,$ 列出相应平衡方程可以得到下式:

$$\begin{aligned}
 l_x + m_{xy} + n_{zx} &= \bar{X} \\
 l_{xy} + m_y + n_{yz} &= \bar{Y} \\
 l_{zx} + m_{yz} + n_z &= \bar{Z}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

式中, 三个方向余弦分别为(见图 2.4)

$$l = \cos(\alpha, N) = \cos$$

$$m = \cos(\beta, N) = \cos$$

$$n = \cos(\gamma, N) = \cos$$

图 2.4 边界应力

二、几何方程

1. 应变与位移的关系式

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{u}{x}, & \epsilon_y &= \frac{v}{y}, & \epsilon_z &= \frac{w}{z} \\ \epsilon_{xy} &= \frac{u}{y} + \frac{v}{x}, & \epsilon_{yz} &= \frac{v}{z} + \frac{w}{y}, & \epsilon_{zx} &= \frac{u}{z} + \frac{w}{x} \end{aligned} \quad (2.6)$$

记作矩阵形式则有

$$\begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \epsilon_{xy} \\ \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{u}{x} \\ \frac{v}{y} \\ \frac{w}{z} \\ \frac{u}{y} + \frac{v}{x} \\ \frac{v}{z} + \frac{w}{y} \\ \frac{u}{z} + \frac{w}{x} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

2. 应变连续方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \epsilon_{xy}}{\partial x \partial y} \\ \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} &= \frac{\partial^2 \epsilon_{yz}}{\partial y \partial z} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} &= \frac{\partial^2 \epsilon_{zx}}{\partial z \partial x} \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \epsilon_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \epsilon_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \epsilon_{yz}}{\partial x} \right) &= 2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \epsilon_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \epsilon_{yz}}{\partial x} - \frac{\partial \epsilon_{zx}}{\partial y} \right) &= 2 \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial z \partial x} \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \epsilon_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \epsilon_{zx}}{\partial y} - \frac{\partial \epsilon_{xy}}{\partial z} \right) &= 2 \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x \partial y} \end{aligned}$$

三、物理方程

应力与应变的关系(广义胡克定律)表示如下。

1. 用应力表示应变的关系式

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \mu \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E} \\ \gamma_{xy} &= \tau_{xy} / G \\ \gamma_{yz} &= \tau_{yz} / G \\ \gamma_{zx} &= \tau_{zx} / G \end{aligned} \quad (2.9)$$

式中, E 为弹性模量, G 为剪切弹性模量, μ 为泊松比。其中

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (2.10)$$

2. 用应变表示应力的关系式

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \varepsilon_x + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_y + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_z \\ \sigma_y &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \varepsilon_y + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_x + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_z \\ \sigma_z &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \varepsilon_z + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_x + \frac{\mu}{1 - \mu} \sigma_y \\ \tau_{xy} &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \frac{1 - 2\mu}{2(1 - \mu)} \gamma_{xy} \\ \tau_{yz} &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \frac{1 - 2\mu}{2(1 - \mu)} \gamma_{yz} \\ \tau_{zx} &= \frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)} \frac{1 - 2\mu}{2(1 - \mu)} \gamma_{zx} \end{aligned} \quad (2.11)$$

写成矩阵形式, 则

$$\begin{array}{ccccccc}
 x & & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 & x \\
 y & & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 & y \\
 z & & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 & 0 & 0 & z \\
 xy & = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 & xy \\
 yz & & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & yz \\
 zx & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & zx
 \end{array}
 \tag{2.12}$$

式(2.12) 可简写成

$$= D \tag{2.13}$$

其中, D 为弹性矩阵, 表示材料应力与应变关系矩阵, 其值决定于弹性模量 E 和泊松比 μ

$$D = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{array}{ccccccc}
 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}
 \end{array}
 \tag{2.14}$$

2.2 最小位能原理

一、外力功与应变能

一个简支弹性梁, 中间受一集中载荷 P, 梁在 P 力作用下产生

变形,记梁在 P 方向上产生的位移为 d 。不难想象,外力在相应的位移上做功为

$$W = \int_0^d p \, d$$

它以图 2.5 中面积 OBA 表示。

图 2.5 外力、位移及功

弹性梁在外力作用下做功,而梁产生变形储存了能量即变形能。其变形能为

$$U = \int_v \frac{1}{2} \, dv$$

二、虚功与虚应变能

虚功的概念在结构力学中有过详述。虚功是对实功而言,实功是力在其自身所引起的位移上所做的功;而虚功是力在其他原因所引起的位移上所做的功,但它决非虚无之意。将其相应的位移称为虚位移,假如有一虚位移 u ,则外力 P 的虚功表示为

$$W = \int_S P^T \, u \, ds \tag{2.15}$$

式中, $P = (\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z})^T$; $u = (u, v, w)^T$; S 为边界(面积)。

前面已经介绍过应变能由外力功转化而来,相类似,与虚功相对应的有虚应变能,它在数值上表示为

$$U = \int_V \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dv$$

式中, $\sigma = (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{zx})^T$; $\epsilon = (\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \epsilon_{xy}, \epsilon_{yz}, \epsilon_{zx})^T$; V 为体积; ϵ 为虚应变。

三、系统总位能

弹性体在所受外力作用下做功即表示外力具有位能, 记为 V , 两者数值相等, 符号相反, 这正是能量守恒定律, 即 $U = W, V = -W$ 。在弹性系统里, 将结构变形能 U 与外力的位能 V 之和称之为系统的总位能, 即

$$W = U + V$$

$$\text{或} \quad W = \frac{1}{2} \int_V \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dv - \int_S P^T u ds \quad (2.16)$$

四、最小总位能原理

最小位能原理也称虚位移原理, 它是结构力学中十分重要的原理, 由它简捷地给出有限元法的基本方程。

在弹性体中, 一个系统在力的作用下处于平衡状态时, 系统所有的外力和内力在任何虚位移上所做的虚功之和总为零, 这一原理称之为虚功原理。将虚功原理应用于一个弹性系统, 当系统处于平衡状态时, 系统总位能有极值, 用其微分表示有

$$\delta W = 0 \quad (2.17)$$

这就是最小位能原理即虚位移原理。其严格定义表述为: 在许多为约束条件所允许的微小位移中, 只有满足平衡条件时, 弹性系统的总位能有极值(或说一次变分为零)。该定义可简言之, 当系统为稳定平衡时, 其总位能最小。

2.3 平面问题的有限元法

平面问题在工程中应用比较多, 而且有典型性, 本节介绍平面

应力问题的有限元法, 以此说明弹性体有限元分析方法的基本思想和具体过程。

一、弹性连续体的离散化 —— 单元划分

对于一个实际结构, 首先简化其几何形状按比例画出简图, 即为该结构件的求解区域。见图 2. 6, 图 2. 6(a) 中给出一均匀受拉伸的平板。板中划分若干三角形单元, 每个单元都是等厚度的三角形

图 2. 6 平板拉伸

平板, 见图 2. 6(b)。三角形顶点为单元与单元之间的连接点, 称为节点。节点都是假想的铰链, 见图 2. 7。它传递集中力, 不传递力矩。对于边界上的单元, 边界上曲线用折线替代, 见图 2. 7(b)。

图 2. 7 计算网格

(a) 三角形单元; (b) 边界单元

需要说明的是, 单元划分应注意如下几点:

- (1) 相邻单元之间互不重叠, 又不分离;
- (2) 任意一个三角形单元的顶点必须同时为相邻单元之顶

点,但又不能为其边上的内点;

(3) 边界上三角形单元只能有一条边为边界线;

(4) 单元的边长尽量不要相差太大。

二、位移函数

在结构力学中,以应力作为基本未知量则为“力法”;如果以位移作为未知量,由任一点的位移求出应变,再由物理方程求得应力则为“位移法”。在弹性体有限元法中,采用后者更为方便,为此,需建立位移函数。

在平面问题中,单元体内任一点位移分量 u 和 v 的函数式,以一次函数为最简捷。比如

$$\begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 X + \alpha_3 y \\ v &= \alpha_4 + \alpha_5 X + \alpha_6 y \end{aligned} \quad (2.18)$$

式中, $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_6$ 为待定常数。

以三角单元为例,若单元的三节点 i, j, m 的位移分别为 $u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m$, 则把三个节点的坐标代入式(2.18)后有

$$\begin{aligned} u_i &= \alpha_1 + \alpha_2 X_i + \alpha_3 y_i \\ u_j &= \alpha_1 + \alpha_2 X_j + \alpha_3 y_j \\ u_m &= \alpha_1 + \alpha_2 X_m + \alpha_3 y_m \\ v_i &= \alpha_4 + \alpha_5 X_i + \alpha_6 y_i \\ v_j &= \alpha_4 + \alpha_5 X_j + \alpha_6 y_j \\ v_m &= \alpha_4 + \alpha_5 X_m + \alpha_6 y_m \end{aligned} \quad (2.19)$$

式(2.19)为单元节点位移函数。位移函数多项式可以有二次项、三次项,项数越多越能接近实际位移形态,精度也越高。三角形单元节点位移的几何表示见图 2.8。

位移函数式(2.19)中 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_6$ 六个待定的系数由六个线性方程式求解,以式(2.19)前三个方程求出 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$; 后三个方程求出 $\alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ 。以前三个方程为例说明待定系数的求定方法。

首先,将方程写成矩阵形式:

图 2.8 三角形单元节点编号及节点的位移分量

$$\begin{matrix}
 1 & x_i & y_i & 1 & u_i \\
 1 & x_j & y_j & 2 & u_j \\
 1 & x_m & y_m & 3 & u_m
 \end{matrix} = \quad (2.20)$$

求解上述方程组, 得

$$\begin{aligned}
 1 &= \frac{1}{2e}(a_i u_i + a_j u_j + a_m u_m) \\
 2 &= \frac{1}{2e}(b_i u_i + b_j u_j + b_m u_m) \\
 3 &= \frac{1}{2e}(c_i u_i + c_j u_j + c_m u_m)
 \end{aligned} \quad (2.21)$$

其中

$$\begin{aligned}
 a_i &= x_j y_m - x_m y_j & b_i &= y_j - y_m & c_i &= x_m - x_j \\
 a_j &= x_m y_i - x_i y_m & b_j &= y_m - y_i & c_j &= x_i - x_m \\
 a_m &= x_i y_j - x_j y_i & b_m &= y_i - y_j & c_m &= x_j - x_i
 \end{aligned}$$

e 为三角形单元 e 的面积。

$$e = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} = \frac{1}{2}(b_i c_j - b_j c_i)$$

另外, 可用同样的方法, 求得待定常数 α_4, α_5 和 α_6 :

$$\begin{aligned}
 4 &= \frac{1}{2} e (a_i v_i + a_j v_j + a_m v_m) \\
 5 &= \frac{1}{2} e (b_i v_i + b_j v_j + b_m v_m) \\
 6 &= \frac{1}{2} e (c_i v_i + c_j v_j + c_m v_m)
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

将系数回代到位移表达式(2.18)中,得到位移函数表达式为

$$\begin{aligned}
 u(x, y) &= \frac{1}{2} e [(a_i u_i + a_j u_j + a_m u_m) \\
 &\quad + (b_i u_i + b_j u_j + b_m u_m)x \\
 &\quad + (c_i u_i + c_j u_j + c_m u_m)y] \\
 &= \frac{1}{2} e_{i,j,m} (a_i + b_i x + c_i y) u_i \\
 v(x, y) &= \frac{1}{2} e_{i,j,m} (a_i + b_i x + c_i y) v_i
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

三、单元总位能

前已叙及,总位能包括变形能和外力位能。

1. 单元应变能

(1) 单元应变

任意三角形单元 e 上的应变向量 ϵ^e 关于节点位移的表达式为

$$\begin{aligned}
 \epsilon_x &= \frac{u}{x} = \frac{1}{2} e (b_i, 0, b_j, 0, b_m, 0) (u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m)^T \\
 \epsilon_y &= \frac{v}{y} = \frac{1}{2} e (0, c_i, 0, c_j, 0, c_m) (u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m)^T \\
 \epsilon_{xy} &= \frac{v}{x} + \frac{u}{y} \\
 &= \frac{1}{2} e (c_i, b_i, c_j, b_j, c_m, b_m) (u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m)^T
 \end{aligned}$$

写成矩阵形式:

可得到单元 e 上变形能 U^e 关于节点位移的表达式:

$$\begin{aligned} U^e &= \frac{1}{2} \int_e (\epsilon_x \epsilon_x + \epsilon_y \epsilon_y + \epsilon_{xy} \epsilon_{xy}) h dx dy \\ &= \frac{1}{2} \int_e (\epsilon^T \epsilon) h dx dy \end{aligned} \quad (2.30)$$

其中 $\epsilon^T = \epsilon^T D$

于是 $U^e = \frac{1}{2} \int_e \epsilon^T D \epsilon h dx dy$

由式(2.26), 则上式可写成:

$$\begin{aligned} U^e &= \frac{1}{2} \int_e (\epsilon^T B^T D B \epsilon) h dx dy \\ &= \frac{1}{2} \int_e \epsilon^T (B^T D B) \epsilon h dx dy \\ &= \frac{1}{2} \int_e \epsilon^T K^e \epsilon \end{aligned} \quad (2.31)$$

其中 $K^e = \int_e B^T D B \epsilon h dx dy$ (2.32)

或者 $= \int_e B^T S \epsilon h dx dy$

K^e 称为单元 e 的刚度矩阵, h 为单元厚度。

对于平面问题的三角形线性单元来说, 由于 B^e, D 都是常数矩阵, 且有 $dx dy = \int_e$, 所以单元刚度矩阵可以写成:

$$K^e = h \int_e B^T D B \epsilon = \begin{matrix} K_{ii}^e & K_{ij}^e & K_{im}^e \\ K_{ji}^e & K_{jj}^e & K_{jm}^e \\ K_{mi}^e & K_{mj}^e & K_{mm}^e \end{matrix} \quad (2.33)$$

其中单元刚度矩阵 K^e 的九个子刚度矩阵可以用一通式计算, 即

$$K_{st \times 2}^e = h \int_e B_{s \times 2}^T D_{3 \times 3} B_{t \times 2}^e \epsilon \quad (s, t = i, j, m \text{ 循环定义}) \quad (2.34)$$

关于 K^e 的具体计算格式, 留后再叙。

最终得到单元 e 的变形能关于节点位移的表达式:

$$U^e = \frac{1}{2} {}^{eT} K^e {}^e \quad (2.35)$$

式(2.35) 也称为节点位移二次型表达式。

2. 外力位能

作用于物体上的力一般分为三类, 即体积力、面积力、集中力。其相应的位能表达式分别介绍如下:

(1) 单元 e 的体积力位能

$$U_p^e = - \int_e f^T p^e h dx dy = - \int_e {}^{eT} N^e p^e h dx dy \quad (2.36)$$

式中, 单元 e 的体积力 $P^e = \int_e N^{eT} p^e h dx dy$

其中

$$N_i = N_i(x, y) = \frac{1}{2} {}^e (a_i + b_i x + c_i y)$$

$$N_j = N_j(x, y) = \frac{1}{2} {}^e (a_j + b_j x + c_j y)$$

$$N_m = N_m(x, y) = \frac{1}{2} {}^e (a_m + b_m x + c_m y)$$

称为形状函数, 它决定于三角形单元的形状。

(2) 单元 e 面积力位能

$$U_q^e = - \int_e h f^T q^e ds = - \int_e {}^{eT} h N^e q^e ds \quad (2.37)$$

式中, 单元的面积力 $Q^e = \int_e h N^{eT} q^e ds$

(3) 单元 e 集中力位能

$$U_R^e = - \int_e h {}^{eT} N^e r^e \quad (2.38)$$

式中, r^e 表示集中力。

3. 单元 e 的总位能

单元 e 上的总位能包括变形能 U^e 、体积力位能 U_p^e 、面积力位能 U_q^e 、集中力位能 U_R^e ，即

$$\begin{aligned} U^e &= U^e + U_p^e + U_q^e + U_R^e \\ &= \frac{1}{2} \mathbf{e}^T \mathbf{K}^e \mathbf{e} - \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{p}^e dx dy \\ &\quad + \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{q}^e ds + \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{r}^e \end{aligned} \quad (2.39)$$

四、弹性体的总位能

整个弹性体的总位能是各个单元体的总位能之和，由式 (2.39) 有

$$\begin{aligned} U &= \sum_{e=1}^{e_0} U^e = \frac{1}{2} \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{e}^T \mathbf{K}^e \mathbf{e} - \sum_{e=1}^{e_0} \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{p}^e dx dy \\ &\quad + \sum_{e=1}^{e_0} \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{q}^e ds + \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{h} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{r}^e \end{aligned} \quad (2.40)$$

其中 总体刚度矩阵 $\mathbf{K} = \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{K}^e = \sum_{e=1}^{e_0} \int_e \mathbf{h} \mathbf{B}^{eT} \mathbf{D} \mathbf{B}^e dx dy$

总体位移列向量 $\mathbf{e} = \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{e}^e$

总体积力向量 $\mathbf{P} = \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{P}^e = \sum_{e=1}^{e_0} \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^e \mathbf{p}^e dx dy$

总面积力向量 $\mathbf{Q} = \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{Q}^e = \sum_{e=1}^{e_0} \int_e \mathbf{h} \mathbf{N}^e \mathbf{q}^e ds$

总集中力向量 $\mathbf{R} = \sum_{e=1}^{e_0} \mathbf{N}^{eT} \mathbf{r}^e$

式中， \mathbf{K}^e ， \mathbf{e}^e ， \mathbf{P}^e ， \mathbf{Q}^e ， \mathbf{D} ， \mathbf{B}^e ， \mathbf{N}^e 都是相应的扩大矩阵。

令 $\mathbf{F} = \mathbf{P} + \mathbf{Q} + \mathbf{R}$

为总负荷列向量，则整个弹性体的总位能关于节点位移的表达式可写成：

$$= \frac{1}{2} {}^T K - {}^T F \tag{2.41}$$

由此可见, 总位能 是节点位移的二次函数, 且二次项由二次型 $\frac{1}{2} {}^T K$ 所给出。

五、建立线性方程组

在弹性体总位能表达式(2.41) 中, 总刚度矩阵 K 和总载荷阵 F 都已知, 总位能 是位移函数 $u(x, y), v(x, y)$ 的函数, 即 为节点位移的函数。它也可由多元函数给出:

$$= (u_1, v_1, u_2, v_2, \dots, u_n, v_n) \tag{2.42}$$

根据最小位能原理, 满足平衡条件的弹性系统的总位能有极值, 即一次变分为零, 由式(2.17) $= 0$ 知多元函数式(2.42) 有极值的必要条件为

$$- = 0 \tag{2.43}$$

或
$$\frac{1}{2} {}^T K - {}^T F = 0 \tag{2.44}$$

这里, $-$ 表示对 的各个分量分别求偏导数, 于是式(2.44) 为

$$K - F = 0 \tag{2.45}$$

或
$$K = F$$

式(2.45) 就是以总刚度矩阵为系数, 节点位移为未知量的线性代数方程组。

六、单元与节点应力的计算

在获得代数方程组 $K = F$ 后, 通过求解则可得到位移向量 , 从而可求得结构中各节点处的位移分量 u_i 和 v_i 。根据单元节点上的位移值, 利用几何方程可以求得应变向量 $= B$ 。若初应变向量为已知, 根据物理方程, 就可以求得应力分量列阵, 即

$$= D(- 0)$$

下面讨论应力计算中的几个具体方法。

1. 单元形心应力

应当指出的是,由上式求得的应力分量列阵是单元的应力。由于三角形单元的应力在单元内是常量,在相邻单元间应力是跳跃的。如果把单元内的常量应力看成是形心应力,则误差最小。

2. 节点应力

由于结构件的破坏往往是从边界开始,因而,从强度的角度来看,往往需要计算边界上的应力。边界节点应力可代表边界应力,而边界单元应力却不能代表边界应力,这就需把单元应力换算成节点应力。

(1) 内部节点的应力计算

对于内部节点上的应力,可以用节点周围的单元应力的算术平均值或面积加权平均值来决定。这种办法对于某节点附近的单元之间的应力梯度不大时效果更好。

(2) 边界节点的应力计算

先将边界节点周围单元的应力线性外推到边界上,然后再利用面积加权平均法,求出边界上的应力。

七、算例

一平板梁结构,载荷 $q = 100\text{N}/\text{cm}^2$ 作用于梁的上沿面,梁板厚 0.8cm ,载荷均匀分布,为方便计算,不计自重且泊松比 $\mu = 0$,试求其位移和应力。见图 2.9。

1. 离散化

该板梁结构和载荷是对称的,可只取其一半来计算。为简单起见,将被分析部分划分为两个 3 节点三角形单元,如图 2.9(b) 所示。每个三角形单元的节点 i, j, m 如图 2.9(c)(d) 标注。单元 的节点依次为 2, 4, 1; 单元 的节点依次为 2, 3, 4。

2. 单元刚度矩阵的计算

(1) 单元节点坐标及形函数中参数的计算

图 2.9 板梁结构

单元 节点 2 的坐标 $i_1(0, 0)$, 节点 4 的坐标 $j_1(6, 6)$, 节点 1 的坐标 $m_1(0, 6)$ 。单元 节点 2 的坐标 $i_2(0, 0)$, 节点 3 的坐标 $j_2(6, 0)$, 节点 4 的坐标 $m_2(6, 6)$ 。两个三角形的面积可由下式算出:

$$A_1 = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_{i_1} & y_{i_1} \\ 1 & x_{j_1} & y_{j_1} \\ 1 & x_{m_1} & y_{m_1} \end{vmatrix} = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 6 & 6 \\ 1 & 0 & 6 \end{vmatrix} = 18\text{cm}^2$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_{i_2} & y_{i_2} \\ 1 & x_{j_2} & y_{j_2} \\ 1 & x_{m_2} & y_{m_2} \end{vmatrix} = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 6 & 0 \\ 1 & 6 & 6 \end{vmatrix} = 18\text{cm}^2$$

$$b_{i_1} = - \begin{vmatrix} 1 & y_{j_1} \\ 1 & y_{m_1} \end{vmatrix} = 6 - 6 = 0$$

$$c_{i_1} = \begin{vmatrix} 1 & x_{j_1} \\ 1 & x_{m_1} \end{vmatrix} = 0 - 6 = -6$$

$$b_{j_1} = \begin{vmatrix} 1 & y_{i_1} \\ 1 & y_{m_1} \end{vmatrix} = 6 - 0 = 6$$

$$c_{j_1} = - \begin{vmatrix} 1 & x_{i_1} \\ 1 & x_{m_1} \end{vmatrix} = 0 - 0 = 0$$

$$b_{m_1} = - \begin{vmatrix} 1 & y_{i_1} \\ 1 & y_{j_1} \end{vmatrix} = 0 - 6 = -6$$

$$c_{m_1} = \begin{vmatrix} 1 & x_{i_1} \\ 1 & x_{j_1} \end{vmatrix} = 6 - 0 = 6$$

$$b_{i_2} = - \begin{vmatrix} 1 & y_{j_2} \\ 1 & y_{m_2} \end{vmatrix} = 0 - 6 = -6$$

$$c_{i_2} = \begin{vmatrix} 1 & x_{j_2} \\ 1 & x_{m_2} \end{vmatrix} = 6 - 6 = 0$$

$$b_{j_2} = \begin{vmatrix} 1 & y_{i_2} \\ 1 & y_{m_2} \end{vmatrix} = 6 - 0 = 6$$

$$c_{j_2} = - \begin{vmatrix} 1 & x_{i_2} \\ 1 & x_{m_2} \end{vmatrix} = 0 - 6 = -6$$

$$b_{m_2} = - \begin{vmatrix} 1 & y_{i_2} \\ 1 & y_{j_2} \end{vmatrix} = 0 - 0 = 0$$

$$c_{m_2} = \begin{vmatrix} 1 & x_{i_2} \\ 1 & x_{j_2} \end{vmatrix} = 6 - 0 = 6$$

(2) 按单元刚度矩阵子块计算公式计算出结果, 填入两个单元的单元刚度矩阵 K^{e_1} , K^{e_2}

$$K_{rs}^e = \frac{Et}{4(1 - \mu^2)} \begin{matrix} b_r b_s + \frac{1 - \mu}{2} c_r c_s & \mu b_r c_s + \frac{1 - \mu}{2} c_r b_s \\ \mu c_r b_s + \frac{1 - \mu}{2} b_r c_s & c_r c_s + \frac{1 - \mu}{2} b_r b_s \end{matrix}$$

式中, $r = i, j, m; s = i, j, m。$

$$K^{e_1} = \frac{0.8E}{72} \begin{matrix} & 3 & 4 & 7 & 8 & 1 & 2 \\ 18 & 0 & 0 & -18 & -18 & 18 & 3 \\ 0 & 36 & 0 & 0 & 0 & 0 & -36 & 4 \\ 0 & 0 & 36 & 0 & -36 & 0 & 7 & \\ -18 & 0 & 0 & 18 & 18 & -18 & 8 & \\ -18 & 0 & -36 & 18 & 54 & -18 & 1 & \\ 18 & -36 & 0 & -18 & -18 & 54 & 2 & \\ 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & & \\ 36 & 0 & -36 & 0 & 0 & 0 & 3 & \\ 0 & 18 & 18 & -18 & -18 & 0 & 4 & \\ 0 & -36 & 18 & 54 & -18 & -18 & 0 & 5 \\ 0 & -18 & -18 & 54 & 18 & -36 & 6 & \\ 0 & -18 & -18 & 18 & 18 & 0 & 7 & \\ 0 & 0 & 0 & -36 & 0 & 36 & 8 & \end{matrix}$$

3. 结构整体刚度矩阵的计算

根据整体刚度矩阵子块可由各单元刚度矩阵对应子块叠加得出的公式, 计算整体刚度矩阵 $K。$

$$K = \sum_{i=1}^m K^{e_i}$$

$$K = \frac{0.8E}{72} \times$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	
	54	- 18	- 18	0	0	0	- 36	18	1
-	18	54	18	- 36	0	0	0	- 18	2
	18	18	18+ 36	0+ 0	- 36	0	0+ 0	- 18+ 0	3
	0	- 36	0+ 0	36+ 18	18	- 18	0- 18	0+ 0	4
	0	0	- 36	18	54	- 18	- 18	0	5
	0	0	0	- 18	- 18	54	18	- 36	6
-	36	0	0+ 0	0- 18	- 18	18	36+ 18	0+ 0	7
	18	- 18	- 18+ 0	0+ 0	0	- 36	0+ 0	18+ 36	8

	1	2	3	4	5	6	7	8	
	3	- 1	- 1	0	0	0	- 2	1	1
-	1	3	1	- 2	0	0	0	- 1	2
-	1	1	3	0	- 2	0	0	- 1	3
= -	0	- 2	0	3	1	- 1	- 1	0	4
$\frac{E}{5}$	0	0	- 2	1	3	- 1	- 1	0	5
	0	0	0	- 1	- 1	3	1	- 2	6
-	2	0	0	- 1	- 1	1	3	0	7
	1	- 1	- 1	0	0	- 2	0	3	8

4. 按边界条件修改方程组

经降阶后的整体刚度矩阵记为 \bar{K}

	1	2	6	8	
	3	- 1	0	1	1
$\bar{K} = \frac{E}{5}$	- 1	3	0	- 1	2
	0	0	3	- 2	6
	1	- 1	- 2	3	8

原载荷向量

$$F = \begin{pmatrix} 0 \\ -300 \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{3x} \\ 0 \\ F_{4x} \\ -300 \end{pmatrix}$$

按边界约束条件修改, 降阶后载荷向量

$$\bar{F} = \begin{pmatrix} 0 \\ -300 \\ 0 \\ -300 \end{pmatrix}$$

5. 解方程组

$$\frac{E}{5} \begin{pmatrix} 3 & -1 & 0 & 1 \\ -1 & 3 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 3 & -2 \\ 1 & -1 & -2 & 3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \\ v_3 \\ v_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -300 \\ 0 \\ -300 \end{pmatrix}$$

利用矩阵求逆得

$$\bar{K}^{-1} = \frac{5}{E} \begin{pmatrix} \frac{3}{7} & \frac{1}{14} & -\frac{1}{7} & -\frac{3}{14} \\ \frac{1}{14} & \frac{3}{7} & \frac{1}{7} & \frac{3}{14} \\ -\frac{1}{7} & \frac{1}{7} & \frac{5}{7} & \frac{4}{7} \\ -\frac{3}{14} & \frac{3}{14} & \frac{4}{7} & \frac{6}{7} \end{pmatrix}$$

则位移 $u_1 = \frac{1}{E} 214.3 \text{cm}$ $v_1 = -\frac{964.2}{E} \text{cm}$

$$v_3 = - \frac{1071.4}{E} \text{cm} \quad v_4 = - \frac{1607.1}{E} \text{cm}$$

6. 求单元 的应力

(1) 先求几何矩阵与弹性矩阵的乘积

由于板梁结构是平面应力问题, 应选用相应的弹性矩阵。单元的几何矩阵与弹性矩阵之积如下:

$$DB^{e_1} = \frac{E}{2 \times 18} \begin{matrix} 0 & 0 & 6 & 0 & - & 6 & 0 \\ 0 & - & 6 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ - & 3 & 0 & 0 & 3 & 3 & - & 3 \end{matrix}$$

$$DB^{e_2} = \frac{E}{2 \times 18} \begin{matrix} - & 6 & 0 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6 & 0 & 6 \\ 0 & - & 3 & - & 3 & 3 & 3 & 0 \end{matrix}$$

(2) 计算单元 的应力

根据式 $\sigma = DB^e \epsilon$ 用各单元参数代入并按 i, j, m 顺序排列得

$$\sigma_1 = DB^{e_1} \epsilon_1$$

$$= \frac{E}{2 \times 18} \begin{matrix} 0 & 0 & 6 & 0 & - & 6 & 0 \\ 0 & - & 6 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ - & 3 & 0 & 0 & 3 & 3 & - & 3 \end{matrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1607.4}{E} \\ \frac{214.3}{E} \\ \frac{964.2}{E} \end{matrix}$$

$$\sigma_1 = \begin{matrix} x & - & 35.7 \\ y & = & - & 160.7 \text{ N/cm}^2 \\ xy & - & 35.7 \end{matrix}$$

具有较大的外载时, 选用弯曲板单元。需要注意的是, 同一类型问题中不同节点数的单元精度也不相同, 例如, 平面问题中四边形单元的精度高于三角形的精度, 在使用中, 应尽可能使用较高精度的单元。

2. 单元的划分

单元的划分一般要考虑以下几点:

(1) 对桁架和刚架结构, 选取每个杆件作为一个单元, 以杆与杆的连接点作为节点。

(2) 对同一类型的单元来说, 单元越大, 近似程度越差, 单元越小, 近似程度越好, 因此就计算精度要求来说, 单元划分不宜过大; 但单元划分越细, 计算时间和内存占用就越大, 因此单元划分又不宜过细。总之, 单元划分大小需根据具体问题综合考虑。

(3) 为了兼顾精度要求和时间、内存要求, 可在同一结构上采用大小不同的单元。对于应力变化比较平缓的区域, 可采用粗网格大单元; 而应力急剧变化的区域, 则选用细网格小单元。

3. 节点的编号次序

由于有限元分析中整体刚度阵往往采用半带宽或不等带宽存放方式, 而节点编号次序对整体刚度阵的带宽影响很大。因此, 对节点进行编号时, 要尽可能使得整体刚度阵的带宽最小。例如, 对外形狭长的结构节点编号方法应沿短边编, 逐条短边地进行。

二、结构对称性的利用

结构对称性的利用是有限元分析中常见的方法。对称结构, 一般可以把所受的外载荷化为对称载荷与反对称载荷的组合。这样就可以截取结构的一半来进行计算。这样做使得计算得以简化, 计算时间、内存大大节省。

1. 对称结构受对称载荷作用

对称的结构在对称载荷作用下, 其对称面上只有对称的位移而没有反对称的位移。因此, 在以对称面为剖切面, 取结构的一半

进行计算时,应给对称面上的点,加上与对称面垂直的支承,以限制其产生对称的位移。如图 2.10(a) 是一个受左右对称载荷作用,具有对称结构的平面桁架,可采用图 2.10(b) 所示的简图来进行计算。

图 2.10 受对称载荷作用的对称结构的简化

(a) 简化前结构; (b) 简化后结构

2. 对称结构反对称载荷作用

对称的结构在反对称载荷作用下,其对称面上只有反对称的位移,而没有对称的位移。因此在以对称面为剖切面,取一半结构来计算时,应给对称面上的点加上支杆以约束其对称面上的位移。图 2.11(a) 即是一个对称结构的平面刚架承受反对称载荷作用的情形,这种情况可采用图 2.11(b) 所示的模型来计算。

图 2.11 受反对称载荷作用的对称结构的简化

(a) 简化前结构; (b) 简化后结构

3. 对称结构受任意载荷作用

对称结构受到任意载荷作用的情况,一般可化为对称问题与反对称问题来处理。例如,图 2.12(a) 就是一个简单的对称结构承受任意载荷的情况,它可以化为对称问题图 2.12(b) 与反对称问题图 2.12(c) 两种情况的叠加。

图 2.12 受任意载荷的对称结构

(a) 原结构;(b) 对称载荷;(c) 反对称载荷

三、支承方式与连接方式的模拟

在实际工程中,支承方式与连接方式是千变万化的,在利用通用有限元分析程序进行结构分析时,一般要对支承方式与连接方式进行模拟,使之化为标准形式。在实际应用中,结构形式变化很多,模拟方式也很多,这里只介绍一下常见的模拟。

实际结构的支杆与坐标方向斜交,被支承点只能在与坐标轴斜交的方向上发生位移,这种情况称为斜支承。斜支承可用斜向布置的杆件来模拟。例如图 2.13(a) 中的桁架可用虚设的两根桁架单元来模拟其两处的斜支承,得到如图 2.13(b) 的模型。

当实际结构具有弹性支座时,弹性支座可用虚设杆件来模拟。图 2.14(a) 中,四个弹性支座可用四根桁架单元来模拟,如图 2.14(b) 所示,但这四根杆件的参数应选择使得 $EA/L = k$ (弹簧刚度)。

当刚节点与铰接点同时存在于结构同一处时,称为刚铰节点,模拟法是把刚铰节点看成是两个刚节点,在其上加上虚设单

元,加上一定的约束条件后就能真实地模拟出原结构的刚铰节点。

(a) (b)

图 2.13 结构斜支承的模拟

(a) 原结构;(b) 模拟结构

图 2.14 结构弹性支座的模拟

(a) 原结构;(b) 模拟结构

第三章 车架结构设计

70年代末,煤炭部为开发内蒙古霍林河矿煤炭,出巨资购买世界上先进的矿山运输设备,经过严格论证,认为美国WABCO公司75B重型矿用汽车适用于我国矿山开采。首次以57台的大批量购入,这个批量给美国公司带来了活力和实惠。该公司首次进入中国这个大市场而令美、日、英、俄多个重型汽车公司为之震惊。于是,形成多国大公司争先恐后的把重型汽车销入中国矿山。但好景不长,仅仅两年时间名牌车的主要结构车架相继发生断裂。随之而来的就是中美双方的谈判,霍林河矿进口的75B矿用汽车车架几乎无一完好,矿山陷入停产的边缘,索赔的要求一而再提出;美国公司则边修复边责备,责备中方不会管理,不善使用而拒绝索赔。为了祖国的尊严和经济的发展,在煤炭部领导下,由大连理工大学组织的车架断裂专题研究组开始了十余项课题攻关研究。历时六个月研究和两个月的中美技术谈判,在对车架断裂的科学分析和严密论证下,美方被迫索赔217万美元。

此次车架断裂研究成果的价值远远超出经济上的索赔,美方公司总裁亲临中国,多次表示双方友好,希望中方给予面子上的宽容而不公布该项研究成果。该公司并将索赔的新型车架称为“中国车架”,因为改型75C车架的核心技术是中方科学研究的结晶。当时这项成果又一次震惊世界上有名的重型汽车厂。车架作为该车的技术关键,汽车界公认其技术水平是生产厂的技术水平的表征。毫不夸张地说,拥有车架技术就拥有重型汽车。

重型汽车车架攻关研究历时十余年,研究内容的深度与广度

不但是国内首创, 在国外也极为少见。研究成果在中外影响较大。

3.1 结构特征

一、结构形式

重型自卸汽车车架由两条纵梁与前端梁、中部龙门梁、牵引横梁、尾部横梁连接在一起构成空间复杂结构。车架主要结构左右对称。根据载荷特征两片纵向主梁为封闭箱型断面, 左右腹板与上下翼板焊接而成, 内部不等间距加焊筋板多条。纵梁矩形断面, 自前往后矩形高逐渐增加至牵引横梁处; 牵引横梁往后矩形高递减, 纵梁厚度不变。前端梁为封闭的矩形箱式断面, 纵梁前端两侧为外伸的走台板。走台板为 4mm ~ 6mm 钢板折弯后分别焊在纵梁和前端梁上(见图 3.1)。

车架纵梁中部前面有龙门梁, 后面有牵引横梁, 分别与车架两条纵梁焊接在一起, 加强了车架中间部位的空间刚度。龙门梁下部由钢板焊成工字型断面的 U 形底梁, 龙门梁上部用钢板拼焊成八角形的倒 U 形上梁, 倒 U 形开口端焊接在纵梁上, 形成一个由纵梁、龙门梁组成的高大的月亮门。

牵引横梁两端插入纵梁腹板里, 交接处采用焊接。牵引横梁处于纵梁截面高宽比最大处。

纵梁后部呈三角形, 类似于鸡尾。两片平行的鸡尾形纵梁之间由尾横梁相贯焊接。图 3.1 中车架后部在牵引横梁与尾横梁间还有一根较细的横梁。该横梁是国产车架改型设计所加, 美国车架在此是一根槽钢, 槽钢是架支散热片用的非主要承重结构。

上述车架结构主要是美国 WABCO - 日本小松的产品。这两家

图 3.1 车架结构

公司 90 年代初联合组织成立跨国公司，其产品为 HAULPAK, TRUCK, 产品数量和声誉为当今世界的首户。

与上述车架相类似的另一种车架是以美国 EUCLID 公司为代表的，车架两条纵梁比较平直，截面尺寸变化不大；龙门梁为倒 U 字形非环形梁结构；车架下端有一 A 型架实现牵引和转向。

二、主要尺寸

68^t 级重型自卸汽车车架长 7530mm，宽 3520mm，高 2180mm。自重 4825kg。

80^t 级重型自卸汽车车架长 7880mm，宽 3080mm，高 2260mm。自重 5440kg。

120^t 级重型汽车车架长 9120mm，宽 3650mm，高 2653mm。自重 8456kg。

160^t 级重型汽车车架长 9530mm，宽 4240mm，高 2690mm。自重 10 500kg。

截面尺寸随载重量不同而异，例如 70^t 级车车架纵梁截面宽度 150mm，高 460mm，腹板厚 9mm，上下翼板厚 19mm。而 150^t 级车车架纵梁截面宽 210mm，高 840mm，腹板厚 16mm，翼板厚 38mm。

三、材质性能

美国 WABCO 车 $b = 500 \text{ MPa}$, $s = 360 \text{ MPa}$;

美国 EUCLID 车 $b = 700 \text{ MPa}$;

日本小松车 $b = 600 \text{ MPa}$;

国产辽宁车 $b = 600 \text{ MPa} \sim 770 \text{ MPa}$, $s = 400 \text{ MPa}$
 $\sim 600 \text{ MPa} (15 \text{ MnVNxt})$

国产湘潭车 $b = 600 \text{ MPa}$, $s = 460 \text{ MPa}$ 。(WT 钢)

图 3.2 EUCLID 车架

3.2 美国 75B 重型自卸汽车车架断裂分析

煤炭部内蒙霍林河矿 1978 年引进美国公司 75B 汽车 57 台, 部分车辆投入使用。运行四个月后发现局部断裂, 不久, 又发现多台多处断裂。初期断裂多发生在车架局部高应力集中区, 但后来断裂连续发生, 由局部发展到大梁中部区, 裂纹由数十毫米到数百毫米长, 致使车辆无法使用。

1979 年至 1980 年经中美双方多次谈判, 美国同意中方提出索赔, 但额数甚微, 美方公司又同意派专人来现场修理损坏车辆。

经大修后的车辆运行至 1 个多月、2 个月、4 个月不等, 车架断裂有增无减, 裂纹更长。实地调查可见, 进口这批 75B 重型汽车断裂十分惨重, 质量相当成问题。

上述车辆损坏对我国煤炭生产有一定影响, 给霍林河矿经济与生产带来重大损失。为向美方公司提出索赔, 对 75B 车车架断裂进行了分析研究。主要研究内容有:

- 静强度实验分析;
- 动强度实验分析;
- 振动与疲劳分析;
- 焊接残余应力分析;
- 材料一般机械性能分析;
- 材料低温冲击性能分析;
- 材料及焊缝化学成分分析;
- 材料及焊缝金相分析。

一、车架断裂

1979 年 10 月引进 75B 重型汽车, 1980 年 6 月发现第一台车车架断裂, 一个月后共发现 31 台车架产生不同程度的断裂。最短仅运行 44 天, 最长运行 107 天, 平均 72 天。1981 年 7 月至 1982 年 5

月美方维修 48 台次。修理后不久又发现断裂, 11 月调查 20 台车架断裂, 运行时间最短仅一天, 最长 133 天, 平均 31 天。共调查 238 条裂纹, 平均每台车架发生 5 余条裂纹。不难看出断裂十分严重。车架断裂现象表征设计与制造中的问题, 也是研究的关键和设计改进的依据。表 3.1 给出断裂调查统计数据。

表 3.1 断裂纹分布统计

序号	车号	断裂部位	裂缝长度 (mm)	运行(km/h)	备注
1	351	前端梁	40	8595/1369	
2	355	上翼板	50	997/1642	
3	368	左前端梁上板	110	1450/1824	
4	368	左前端梁下板	200	1459/1824	
5	366	左梁后部	340	15 135/1893	
6	366	左梁上板	150		
7	366	前端梁原焊口	30		
8	366	右前端梁	60		
9	365	左前端梁原焊口	40	8716/1101	
10	364	左前端梁中部	200	12 405/1205	
11	364	上翼板	90		
12	355	右前端梁	50	1377/1801	
13	355	左前端梁	290		
14	357	左前端梁	170	14 504/1823	
15	357	上翼板	100		
16	357	左前端梁后部	30		
17	357	右前端梁	230		
18	357	上翼板	200		
19	357	下翼板	80		
20	360	右侧梁后部	250	17 948/2573	
21	361	前端梁原焊口	50	8848/1072	
22	363	前端梁原焊口	100	15 642/1941	
23	363	前端梁原焊口	40		
24	263	前端梁原焊口	130	1564/1941	
25	264	右前端梁	230	10 583/1852	

(续表)

序号	车号	断裂部位	裂缝长度 (mm)	运行(km/h)	备注
26	264	梁中部原焊口	30		
27	269	前端梁	20	13 133/1801	
28	269	前端梁	30		
29	270	右前端梁原焊口	55	15 295/2139	
30	270	上板	155		
31	270	梁中部原焊口	30		
32	271	左侧梁前部	200		
33	271	左侧前端梁焊口	12		
34	261	左梁腹板原焊口	580	16 454/2303	
35	272	左前端梁前部	20		
36	272	左前端梁后部	50		
37	272	梁中部原焊口	30		
38	272	梁中部下沿焊口	70		
39	369	氮缸安装处	20 ~ 50		
40	369	前端梁左侧后部	50		
41	369	前端部右侧后部	70		
42	267 (236)	二级焊后侧板	410		1981年7月修焊 1981年12月裂
43	268 (227)	右侧底板	110		1981年7月修焊 1981年9月裂
44	268 (227)	侧板	90		
45	269 (238)	侧板	410		1981年7月修焊 1981年11月裂
46	270 (240)	上板	90		1982年3月修焊 1982年4月裂
47	270	右油箱后腹板	308		
48	273 (241)	左侧腹板	260		1982年5月修焊 1982年6月裂
49	274 (244)	腹板	380		1981年7月修焊 1981年12月裂

(续表)

序号	车号	断裂部位	裂缝长度 (mm)	运行(km/h)	备注
50	352 (361)	腹板	90		1981年3月修焊 1981年11月裂
51	352 (361)	底板	10		1981年3月修焊 1981年11月裂
52	359 (368)	右侧腹板	405		1981年7月修焊 1981年12月裂
53	359	上板	90		
54	146 (103)	上板	140		1981年8月修焊 1981年12月裂
55	146 (103)	侧腹板	400		
56	265 (234)	左侧底板	24		1981年8月修焊 1982年1月裂
57	265 (234)	右侧底板	24		
58	265 (234)	左侧腹板	15		
59	265 (234)	右侧腹板	15		
60	352	左侧排烟座后方	170	1078/1401	
61	355	右侧排烟座后方	120	997/1642	
62	368	左侧排烟座原焊口	70	1459/1824	
63	367	右侧排烟座后方	125	15 592/1824	
64	366	右侧排烟座原焊口	30	15 135/1893	
65	364	右侧排烟座前方	25	12 405/1205	
66	364	左侧排烟座后方	210		
67	358	左侧排烟座	70	14 650/2050	
68	363	右侧排烟座后方	70	15 642/1941	
69	363	右侧排烟座原焊口	30		
70	363	左侧排烟座后方	130		
71	363	左侧排烟座原焊口	60		
72	263	左侧排烟座后方	40	1564/1941	

(续表)

序号	车号	断裂部位	裂缝长度 (mm)	运行(km/h)	备注
73	269	右侧排烟座原焊口	70	13 133/1801	
74	271	左侧排烟座前方原焊口	160		
75	262	右侧排烟座前方	40	16 198/1522	
76	262	右侧排烟座后方	40		
77	279	右侧排烟座后方	40	14 450/1920	
78	278	右侧排烟座前方	170	8268/1055	
79	278	左侧排烟座前方	60		
80	272	排烟座前方	70	15 740/2230	
81	272	排烟座下方	70		
82	273	右侧排烟座后方	70		
83	274	右侧排烟座后方	100		
84	151	右侧排座后方	150		
85	156	右侧排烟座后方	60		
86	266	左侧排烟座前方	40		
87	235	左侧排烟座后方	80		
88	147	右侧排烟座后方	30		
89	276	左侧排烟座上方	30		
90	368	右侧排烟座前方	150		
91	269	右侧排烟座后方	20		
92	270 (240)	左侧排烟座原焊口	110		1982年3月修焊 1982年4月裂
93	276 (244)	排烟座	120		1981年7月修焊 1981年12月裂
94	263	排烟座原焊口	30		1981年7月修焊 1981年12月裂
95	363	排烟座原焊口	30		
96	363	排烟座原焊口	60		
97	268	左侧后焊口	70		1981年7月修焊 1981年9月裂

注:()内新车编号。

车架裂纹情况如图 3.3 所示。

图 3.3 车架断裂

75B 车架断裂部位主要分布在 1, 8, 10, 11 号区域, 有裂纹 147 条, 占 62%; 分布在 3, 4, 5, 6, 7 号裂纹有 71 条, 占 30%。以上九处共 218 条, 占 92%。图 3.4 给出裂纹统计分布情况。区域号见后面图 3.8。

根据断裂调查可得:

(1) 车架大梁断裂大多发生在排烟座附近及挂油箱处腹板部位, 即试验截面第四, 五, 六, 七, 八附近区域。在排烟座附近的有 45 台车 38 处, 裂纹长达 210mm, 还有近 60 处裂纹长度如下:

100mm 以下	35 条
100mm ~ 200mm	8 条
200mm ~ 300 mm	9 条
300mm ~ 400 mm	3 条
400mm ~ 500 mm	4 条

图 3.4 裂纹分布

最长的裂缝达 580mm。

(2) 裂缝直接沿原焊缝发生扩展, 约占统计数的 24%。由此看出, 裂缝与焊接有很大关系。

(3) 1982 年 7 月初步宏观调查, 有 10 台汽车, 虽经美方大修改换腹板, 但运行不久, 又发生严重的断裂约 18 处。其修后运行时间最短者不足两个月, 最长也仅 8 个月。且裂缝大多很长, 长达 460mm, 例如表 3.1 中第 267# 车, 第 269# 车, 第 270# 车, 第 274# 车, 第 359# 车, 第 146# 车等。

经改换厚腹板强度虽得到改善, 但仍未避免在如此短时间运行发生严重断裂, 值得深入研究。

二、材质化学成分

对母材和焊缝经三次送检化验分析, 主要分析结果见表 3.2。

表 3.2 材质化学成分

名称	C%	Mn%	Si%	S%	P%
焊缝	0.16 ~ 0.18	1.18	0.72	0.022	0.008
母材	0.17 ~ 0.21	0.93	0.53	0.023	0.008
附件	0.17 ~ 0.20	0.96	0.80	0.024	0.007

从母材的化学分析来看,其材料相当于我国 16 Mn,但强度比 16 Mn 低。该钢种具有良好的可焊性,室温可以焊接。其焊缝含碳量略低于母材,满足焊缝强度要求。

三、材料机械性能

美国 75B 重型自卸汽车车架母材是 LW0960,断裂后美方修复所用钢板可能与原材料有差别,为此对两种材质进行机械性能测定。

试件加工按中华人民共和国国家标准进行,试验全部符合美国 ANSI/ASTM 标准规定(见 ANSI/ASTM A370—77 规范)。

拉伸试件:板试件 10 mm× 30 mm,有效长 280 mm;

圆试件 8,有效长 80 mm。

冲击试件:母材 7.5 mm× 10 mm× 55 mm,24 个;

修复材料 10 mm× 10 mm× 55 mm,24 个。

试件缺口为夏氏 V 型。

试验机型号:拉伸机为 60^t 万能试验机;低温试验机为日本 TOKYO Testing Machine。

美国 75B 车架母材与修复用钢板的低温 a_k 值分别如表 3.3,表 3.4 所示。

表 3.3 美国 75B 车架母材冲击韧性(a_K) 值

温度	a_K			平均 a_K N $\mu\text{m}/\text{cm}^2$	下降率 %
	N $\mu\text{m}/\text{cm}^2$				
常温	53.0	57.0	57.5	56.0	100
0	36.8	40.8	38.8	39.0	70
- 10	30.8	32.8	30.8	31.5	56
- 20	21.0	30.8	23.0	25.0	45
- 30	19.2	19.2	17.3	19.0	34
- 35	15.5	13.6	15.5	15.0	27
- 40	13.7	11.7	10.0	12.0	21

表 3.4 美国 75B 车架修复钢板冲击韧性(a_K) 值

温度	a_K			平均 a_K N $\mu\text{m}/\text{cm}^2$	下降率 %
	N $\mu\text{m}/\text{cm}^2$				
常温	34.0	43.0	38.0	38.0	100
0	40.0	31.0	28.0	33.0	87
- 10	10.0	25.0	28.0	21.0	55
- 20	7.5	20.0	6.0	11.2	29
- 25	8.0	8.0	13.0	10.7	28
- 30	10.2	23.0	17.0	16.7	43
- 35	8.0	6.1	8.0	7.4	19
- 40	16.0	6.0	4.7	8.9	23

结果分析:

1. 将试验结果绘成 a_K-t 曲线(见图 3.5)。

由图 3.5 可见, 由原车割取试样数据重复性较好, 新材料重复性较差。

图 3.5 低温冲击韧性曲线

由数据和 a_K 曲线及纤维状断口 50% 来分析, 可见母材与修复材脆性转变温度在 -20 左右。在该温度以下材料具有冷脆性。

2. 美国 ANSI/ASTM A131—75 规定

该规定对结构钢冲击性能要求是, 每组数由三个平均值组成, 该值不应低于规定最小值, 且不得有两个以上值低于最小值, 在任何情况下, 均不得低于规定最小值的 $2/3$ 。

经化学、金相、机械性能分析, 75B 汽车车架大梁钢板属普通强度级钢板。ANSI/ASTM A131—75 规定:

- 20	纵向	$a_K = 34.6 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$
	横向	$a_K = 24.2 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$
- 40	纵向	$a_K = 34.6 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$
	横向	$a_K = 24.2 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$

由此可见, 表 3.5 母材、修复材 75B 车架母材、修复材性能冲击值皆远低于此标准规定值。

3. 强度

美国 75B 车架母材、修复材性能见表 3.5 所示。

表 3.5 美国 75B 车架母材、修复材料性能

材料种类	母材(6.4mm 板)	修复材料(10.6mm 板)
强度极限 σ_b	$\sigma_b = 457.4\text{MPa}$	500MPa
屈服极限 σ_s	$\sigma_s = 319.4\text{MPa}$	355MPa
弹性模量 E	$E = 2.343 \times 10^5\text{MPa}$	$2.220 \times 10^5\text{MPa}$
泊松比 μ	0.284	0.263
延伸率	28%	27%
面积收缩率	57%	68%

四、断口分析

1. 断口取样

该车车架材质脆性转变温度远高于环境温度,在大量断裂中必然存在表征材质性能的典型断口。为找到典型断口,需考虑结构受力特征、疲劳裂纹发生部位、方便取样等。为此,选取车架大梁中部危险截面下翼板受拉应力区,切取包含裂纹发生部位的样块。在样块中有典型的椭圆形断口,由此推算断裂时材料的低温韧性性能,并在断口处查看断口金相纹理特征。

2. 材料的断裂韧性

众所周知,材料的断裂韧性由应力强度因子 K 定量给出。应力强度因子描述零部件中有裂纹缺陷,当作用有正应力时,在裂纹尖端附近产生弹性应力场,该应力场由 K 的参量来决定。应力强度因子的大小,由物体的几何形状、裂纹尺寸、裂纹位置及作用于物体上的应力分布与大小而定。当应力强度因子达到临界值 K_c 时,就发生断裂。对于拉应力垂直于裂纹平面的平面应变类型,称为张开型或 I 型,其应力强度因子以 K_I 表示。临界应力强度因子以 K_{Ic} 表示。如果材料 K_{Ic} 值高,就代表了该材料具有较好的

韧性,即需要更高的 K 值才能导致裂纹的扩展。

对 75B 汽车车架材料的现场断口取样进行分析,如图 3.6 所

图 3.6 典型椭圆形断口

示,这是有限体中有表面半椭圆片状裂纹的一种典型疲劳断口。由这种断口,推算该材料的应力强度因子,许多学者做了大量的工作,给出了各种计算公式。1952 年 Irwin 给出过公式,后来,R. C. Shan 和 A. S. Kobayashi 又反复给出计算公式,P. C. Paris 和 G. C. Sih 也给出如下公式:

$$K = M_1 \sqrt{M_2} \frac{\sqrt{b}}{E(K)} \quad (3.1)$$

其中
$$M_1 = 1.0 + 0.12 \left(1 - \frac{b}{2a}\right)^2 \quad (3.2)$$

$$M_2 = \frac{2B}{b} \sqrt{\tan \frac{b}{2B}} \quad (3.3)$$

$$E(K) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} (1 - K^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} d\theta \quad (3.4)$$

$$K^2 = \frac{a^2 - b^2}{a^2} \quad (3.5)$$

M_2 也可由 Shan 和 Kobayashi 曲线中查得。

如图 3.7(a) 所示,若取 $\lambda = 0.5$, 该材料 $\sigma_s = 319 \text{ MPa}$ 。

由图 3.7(b) 可见:

断口椭圆形尺寸为 短轴 $b = 14 \text{ mm}$

长轴 $a = 22 \text{ mm}$

板厚 $B = 19 \text{ mm}$

算得 $K_I = 900 \text{ MPa}$

(a)

(b)

图 3.7 椭圆形断口

(a) 有限体中表面半椭圆形断口; (b) 解理断口

断口经高倍电子显微镜下检查, 在椭圆形片状周围附近, 显示解理断口由图 3.7(b) 所示, 可明显见到“河”状条纹。可见, 断裂

当时材料呈明显脆性,从而证明该材料韧性很差。

3. 焊接问题分析

75B 汽车车架大梁由 10 mm 厚腹板与 19 mm 厚翼板角焊接而成的箱型结构。腹板分段对焊。经研究,在这种大面积焊接中,有三方面问题不容忽视:残余应力、焊接区夹渣和气孔、材质变化。

焊接区因焊接而使接头附近经受局部的加热、冷却热循环,在这种循环过程中,由于温度分布不均匀,在产生热应力的同时,材料被加热到相当高的温度时,其屈服应力相应下降,结果发生塑性变形,产生残余应力。经许多学者研究证明,焊接区存在的残余应力大体上等于被焊材料的屈服应力。在我们对 75B 汽车大梁现场残余应力测试中发现,尽管车辆经过使用颠簸,但仍存有相当高的残余应力,其值颇接近上述研究结果。在大型焊接结构中,关于残余应力的存在及其危害,T. W. Greene 在其研究中指出:“大约 1 米见方大型对接接头,由于预制垂直焊接中心线的初始缺陷,可能造成很大的残余应力场,即使在较高温度下,对于焊后状态的这种接头,也会发生低于母材屈服应力的低力脆断。”另外还指出:“断裂应力的跃迁现象是明显的,一旦温度低于某一温度时,在很低的应力下即发生脆性断裂。”

在焊接结构中,小的尖锐的缺陷存在于焊缝的边缘或角焊缝和缺口焊缝的焊材中。而裂纹生长常常是开始于焊缝边缘或内部缺陷,疲劳裂缝在角焊缝的焊趾处,起始于焊接时由焊剂或板材产生的小的尖锐夹渣。在疲劳过程中,缝在扩展,它在穿透翼板厚度之前,裂纹是半椭圆状表面纹。我们现场取样照片就是其典型例证。

应提及的是 75B 汽车车架的 1 次 ~ 2 次现场补修,焊接质量更难以保证。补焊缝中有未熔合或不可避免的夹渣存在,导致裂纹重新再生。而始于气孔的裂缝最初发生在焊缝内侧,并且在发生大量扩展之前,表面上观察不到。一经冲击颠簸运行,特别在低温下

使用,母材更不能阻止裂纹扩展,使裂缝继续加速扩展,这就使其早期断裂。现场调查中,发现的 371[#] 汽车断裂就是一个典型例证。

焊接中材质的变化也是很重要的原因,我们在 75B 汽车车架上焊接区取样,经电子显微镜下检查,发现母材、热影响区及焊缝处皆有马氏体组织存在,特别是热影响区晶粒粗大超过母材 10 倍以上。材质的变化对韧性影响是很突出的。G. M. Boyd 在他的研究结果中指出:“在实验或使用状态的影响因素中,过去更多的只注意到残余应力,但是看来同时考虑残余应力和材质变化才是恰当的。特别是对于所有大缺陷的焊接接头发生低应力脆性断裂,只能说明是由残余应力和材质变化所引起的局部韧性降低的综合效果。”

对 75B 汽车车架断裂现场考察、统计分析以及取样金相分析,都说明了其焊接工艺存在缺陷,这是致使早期失效不可忽视的原因。

五、静强度

大型复杂设备严重断裂的原因与加工工艺、设计选材和强度设计有关。因此,在分析设备断裂原因时,必须对设备的工作应力作现场实测,从而确认在设备工作状态下结构的实际应力水平。

现场试验于 1982 年 9 月份在内蒙古霍林河矿区生产作业路面上进行。试验车为 114 号。沿该车车架选择 11 个截面,每个截面以外腹板为主,自上而下布五个测点,在上下翼板上也选取必要的测点,测量各断面应力变化。根据测点部位的应力情况而采用单向、双向和三向测量法。应变计为 $3\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ 或 $2\text{ mm} \times 3\text{ mm}$ 。使用 YJD—1 型静态电阻应变仪。布点见图 3.8。

试验结果:

第二截面应力范围在 10.0 MPa 左右;

第三截面应力范围在 20.0 MPa 以下,最大应力在上翼板根部约为 - 17.8 MPa;

(a)

(b)

图 3.8 试验测点

(a) 布点图; (b) 测点

第四截面外腹板上端为 - 32.5 MPa;

第五截面为排烟座底板端外缘, 应力为 - 20.0 MPa ~

- 22.2 MPa;

第六截面外腹板上端为 - 24.8 MPa, 下端为 + 23.5 MPa;

第七截面外腹板上端为 - 28.3 MPa, 下端为 + 16.7 MPa;

第八截面外腹板上端为 - 37.2 MPa, 下端为 + 20.2 MPa, 上翼板应力为 - 38.4 MPa;

第九截面外腹板上端为 - 11.2 MPa, 下端为 + 13.6 MPa, 上翼板为 - 12.7 MPa;

第十截面外腹板上端为 - 12.0 MPa, 下端为 - 8.1 MPa, 上翼板为 - 15.5 MPa;

第十一截面腹板上端板及上翼板应皆为 - 15.6 MPa。

由此可见, 车架在载荷作用下, 应力分布呈现梁结构特征, 横截面上部受压, 下部受拉。中性轴略偏几何中心。

静应力大致分三个区域:

大梁前部即龙门梁前后, 应力在 10.0 MPa 左右;

车架后部应力在 16.0 MPa 左右;

排烟座前后, 挂油箱处腹板前半部至大梁截面转折处应力较高, 在 30.0 MPa ~ 40.0 MPa 左右。

六、动应力

在静强度试验基础上, 根据载荷和结构特征选取主要部位测点, 测量多工况下的应力水平。测量仪器有日本产动态应变仪 Instruction manual for stain-AMP model, YD—15 动态应变仪, SC—14 和 SC—18 光线示波器, 丹麦 7003 磁带记录仪等。

测点位置:

114[#] 车 第四截面外腹板上端四(1)点, 两个垂直方向; 中部 45°方向四(3)点。

第五截面排烟座菱形底板后端部五(4)点, 两个垂直方向。

第六截面外腹板上端六(1)点, 两个方向。

第八截面外腹板下端八(5)点,两个方向。

239# 车 第五截面排烟座菱形底板后端部五(4)点,两个垂直方向。

车架前端部左右各一测点,每点两个方向。

试验路面:

试验路面为矿区真实工作路面。由剥离区到排土场约为 1.5km。剥离区为宽阔的土路,南北长约 300m,经下坡,右转弯进入运输公路路面,然后经缓坡进入排土场。排土场为直径百余米平坦区。运输公路路面为压路机压平的平坦土路,在工作期间经常有推土机平整。总之,试验路面是比较平整的土路。

运行工况:

试验车在剥离区装土 经剥离区 下坡 右转弯 进入运输公路路面 缓慢上坡 排土场 后退或转弯 翻斗卸载落斗后空车返回。

试验结果见表 3.6 和表 3.7。

表 3.6 114# 车主要测点动应力 MPa

序号	工 况	四(1)	四(3)	五(4)	六(1)	八(5)
1	装土场内运行	- 94.4	- 61.1	- 105.6	- 84.7	+ 80.0
2	下坡	- 126.2	- 61.1	- 93.0	- 145.3	+ 75.0
3	右转弯	- 94.4	- 90.4	- 104.1	- 84.7	+ 55.0
			+ 85.3			
4	运输公路	- 92.3	- 102.1	- 110.0	- 143.4	+ 72.5
5	上坡	- 76.8	- 61.1	- 93.0	- 153.3	+ 69.5
			+ 31.5			
6	排土场内运行	- 76.8	- 102.1	- 91.5	- 140.8	+ 70.0
7	后退	- 67.9	- 43.5	- 71.7		+ 56.4

8	空车运行	- 96.4	- 37.6	- 86.5	- 43.7	+ 52.4
---	------	--------	--------	--------	--------	--------

表 3.7 239# 车主要测点动应力 MPa

工况 应力 测点	装土场 内运行	下 坡	运输公路	上 坡	排土场 内运行	空车运行
五(4)	+ 13.2	+ 29.5	+ 62.6	+ 39.8	(± 66)	+ 16.0
	- 39.8	- 38.9	- 60.9	- 22.7		- 31.3
一(左)	+ 57.0	+ 40.9	+ 27.9	+ 15.5	(记录超幅)	+ 9.1
	- 21.6	- 56.3	- 88.9	- 72.8		- 41.0
一(右)	+ 19.9	+ 45.8	+ 33.0	+ 30.4	(记录超幅)	+ 29.3
	- 28.2	- 126.7	- 126.7	- 78.5		- 60.4

分析意见:

(1) 最高应力水平

第八截面应力可达 70.0MPa ~ 80.0MPa;

第五截面应力可达 100.0MPa ~ 110.0MPa;

第四截面应力可达 100.0MPa ~ 120.0MPa;

第六截面应力可达 140.0MPa ~ 150.0MPa。

由表 3.6 和表 3.7 可见,第六截面动应力最大且多居高值。

(2) 运行工况与动应力水平

就第四,五,六,八截面应力而言,在运输公路上行驶动应力量值低于上、下坡应力,其原因在于上下坡运行速度变化及路面不平产生的冲击振动。

(3) 应力谱的计算

其参数选择为:

离散间隔 $h = 0.03s$

截断频率 $f_c = \frac{1}{2h} = 16.7Hz$

采样长度 $T = 15.36s$

离散点数 $N = 512$

则车架动应力应力谱如图

3.9 所示。

七、疲劳强度校核

当 75B 汽车运输煤矿渣土矿石等行驶在矿山路面上时, 车架在工作中受随机载荷作用。由动应力试验可以看到主要危险部位应力水平高达

150MPa。在疲劳强度分析中,

图 3.9 车架动应力应力谱

我们取其平均波动应力为 100MPa, 其强度校核考虑为等应力不对称脉动循环。

静应力 $\sigma_m = 30MPa$

应力幅 $\sigma_a = 70MPa$

材料疲劳极限 $\sigma_{-1} = 0.27(\sigma_b + \sigma_s)$ (3.6)

其中 $\sigma_b = 457.4MPa$

$\sigma_s = 319.4MPa$

即 $\sigma_{-1} = 209.7MPa$

近似取 $\sigma_{-1} = 210MPa$, 脉动循环下疲劳极限为

$\sigma_0 = 1.33 \sigma_{-1} = 280MPa$

由此得到不对称循环系数:

$$r = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = 0.50$$

进一步, 对影响疲劳强度的主要因素, 尺寸大小、表面加工情况、应力集中及频率大小等的影响作出计算。

1. 尺寸影响

尺寸系数按式 $K_t = 0.88 + 0.12 \sigma^{-0.48}$ 计算。其中, $\sigma = L/L_0$ 。

L 为矩形零件的宽度,在此取 L = 400mm; L₀ 为矩形零件的厚度,一般取 L₀ = 10mm。

由此算出 $\beta = 0.90$ 。

2. 表面加工情况

车架大梁钢板为轧制,查钢件的表面加工系数图线,得表面加工系数 $\beta_s = 0.77$ 。

3. 应力集中影响

车架大梁腹板与翼板为焊接,特别是油箱挂板为厚板条与腹板(薄板)相接,应力集中很大。查相应图表,应力集中皆在 3 以上。特别在低温下运行,应力集中系数增高。但采用保守取法,应力集中系数 K = 2.5。

4. 频率影响

由应力谱图,可见车架振动主要呈现低频,高频应力幅很小,在低频特性区工作,则频率影响可以不计。

以上参数代入计算安全系数公式中得

$$n = \frac{1}{\frac{K}{\beta_s} \beta} = 0.785 \quad (3.7)$$

一般机械零部件的疲劳许用安全系数为 [n] = 1.3 ~ 1.75。而强度判据为 n < [n]。

由上可见 n < [n]

故 75B 汽车车架长期运行是很不安全的。因为局部断裂一旦产生,抗低温性能很差的材料,在低温下运行裂纹快速扩展,造成车架早期损坏。

由上得知,材料疲劳极限为 $\sigma_{-1} = 210\text{MPa}$,结构疲劳极限由下式确定:

$$(\sigma_{-1})_{\text{结构}} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \beta_s \beta \quad (3.8)$$

式中, 结构影响系数 = 0.90; 表面影响系数 = 0.77; 应力集中影响系数 $K = 2.5$ 。

代入式(3.8), 有

$$\begin{aligned} (\sigma_{-1})_{\text{结构}} &= \frac{0.90 \times 0.77}{2.5} \times 210 \\ &= 58.2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

在正常运输中, 大梁主要断面最大应力平均值为 100MPa, 从而说明疲劳强度不足。

大梁主要截面危险部位在 100MPa 水平上振动, 且卓越周期为 0.93s, 频率为 1.07Hz。

寿命估算:

按 2×10^6 次循环计算, 其寿命估算为

$$T = 2 \times 10^6 \div 1.07 \div 3600 = 519\text{h}$$

根据现场调查, 载重运行按 40% 计算, 则 $T = 1300\text{h}$ 。可见寿命极低, 且与该车实际相符。

八、车架腹板残余应力测试

1. 测点位置

在车架纵梁外腹板选择 1[#] ~ 9[#] 点, 用开孔法测量局部残余应力水平, 见测点位置示意图 3.10。

图 3.10 测点位置示意图

2. 测量结果

表 3.8 ~ 表 3.11 给出测试结果。

表 3.8 周围贴片, 中心钻孔

点号	0	60	- 60	60 - - 60	$(0 + 60 + - 60) / 3$	$\tan 2$		max MPa	1 MPa	2 MPa
1	290	230	240	- 10	60	0.0165	0 28	330	253	406
2	140	- 90	330	- 420	127	- 18.65	- 43 27	229	66.7	391
3	210	120	460	- 340	263	3.70	37 26	192	- 144	528
4	60	640	275	365	325	- 0.975	- 19 14	319	- 96	743

表 3.9 中心贴片 形, 周围钻孔

点号	0	60	- 120	60 - - 120	$(0 + 60 + - 120) / 3$	$\tan 2$		max MPa	1 MPa	2 MPa
7	- 10	- 610	- 350	- 260	- 323	- 0.48	- 12 48	633	- 423	1689

表 3.10 中心贴片 形, 周围钻孔

点号	0	45	90	0 - - 90	$0 + 90 - 2 \cdot 45$	$\tan 2$		max MPa	1 MPa	2 MPa
6	270	220	- 75	345	- 245	0.71	17 41	386	705	- 67

表 3.11

点号		MPa
8	990	2320
10	850	1992

各参数为: $E = 2.343 \times 10^5 \text{ MPa}$, $\mu = 0.284$, $a = 2.5 \text{ mm}$, $r_1 = 3.5 \text{ mm}$, $r_2 = 5 \text{ mm}$, $A = - 0.917$, $B = 1.242$ 。

3. 数据整理用计算公式

对 形贴片的测量数据采用下述公式:

$$T_{\frac{1}{2}} = E \frac{0 + 60 + 120}{3(1 - \mu)} \pm \frac{1}{1 + \mu} \sigma_0 - \frac{0 + 60 + 120}{3} \quad (3.9)$$

$$+ \frac{60 - 120}{3} \quad (3.9)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{1 + \mu} \sqrt{\sigma_0^2 - \frac{0 + 60 + 120}{3}^2 + \frac{60 - 120}{3}^2} \quad (3.10)$$

$$\tan 2\alpha = \frac{60 - 120}{3 \sigma_0 - \frac{0 + 60 + 120}{3}} \quad (3.11)$$

残余应力测点应变计布置见图 3.11。

图 3.11 应变计贴片方式

(a) 应变计布置之一; (b) 应变计布置之二

对于中心钻孔周围贴片的测量数据采用下述公式:

$$\sigma_{\frac{1}{2}} = \frac{E}{2A} i^{\alpha} \frac{0 + 60 + - 60}{3} \pm \frac{E}{2B} \frac{1}{3} \left(60 - - 60 \right)^2 + \sigma_0 - \frac{0 + 60 + - 60}{3} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{2B} \sqrt{\frac{1}{3} (\sigma_0 - \sigma_{-60})^2 + \sigma_0^2 - \frac{\sigma_0 + \sigma_{-60} + \sigma_{-60}}{3}}^2 \quad (3.13)$$

$$\tan 2\alpha = \frac{\sigma_0 - \sigma_{-60}}{3 [\sigma_0 - (\sigma_0 + \sigma_{-60} + \sigma_{-60})/3]} \quad (3.14)$$

其中

$$A = - \frac{(1 + \mu) a^2}{2r_1 r_2}$$

$$B = \frac{2a^2}{r_1 r_2} - 1 + \frac{(1 + \mu)}{4} \sqrt{\frac{a^2 (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)}{r_1^2 r_2^2}}$$

4. 分析意见

结构存在较高应力, 近焊缝区、焊缝密集区域应力较大, 尤其在焊接附件的局部焊缝部位存在较大的焊接应力。尽管焊缝服役了较长时间, 在局部焊缝上仍有高达 232MPa 的应力存在。在服役初期则会存在更高的应力。如果考虑到载荷及动荷系数, 应力叠加起来以后将导致车架在高应力水平下开裂, 在这种情况下裂纹易于成核且易于扩展。

九、结论

经过十余项研究, 给出该车车架断裂分析结论:

1. 设计选材不合理

75B 汽车车架大梁钢板, 据中美合同书中所记为 LW0960, 经查并非为美国标准钢材。经反复做低温冲击实验, 证明母材和修复材钢板抗低温性能皆很差。常温时 a_K 值为 $50 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \sim 60 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$, -20°C 时, a_K 值仅为常温时的 30% 左右, -20°C 以下 a_K 仅为 $20 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{cm}^2$, 其抗低温冲击的临界温度只有 -20°C 。该低温性能是不符合标准的。

上面已提及, 重型汽车在随机环境下运行, 由其功率谱密度图中可见, 其主频率为 1.07Hz, 在这样主频率下振动与冲击, 而且工

作中局部动应力又较高,经计算分析,其局部随机疲劳寿命不高。

上述分析均不包括焊接等工艺造成的初始裂纹。初始裂纹存在,会显著降低使用寿命。

中国内蒙古霍林河地区属于寒带气候,冬季长,气温低,每年约有半年多处于 -20 左右,最低温度可达 -40 ,LW0960钢板根本不能抗此低温。但在中美合同中第21项所记,证明美方派技术专家作过相当长时间的现场考察,特别指出对气候和条件作过考察,可见,美方对进口给中国的75B汽车使用条件是清楚的。但设计制造时,根本未有考虑LW0960钢板的抗低温性能。因此,技术鉴定认为应属考虑不周导致设计不合理,这是车架早期损坏的主要原因。

2. 局部设计不合理

根据现场运行应力试验,可以看出75B汽车车架中部即排烟座前后和挂油箱部位,大梁动应力在正常运输中超过 100MPa ,特别是挂油箱处(即试验第六断面)动应力高达 160MPa 以上。

在现场动应力试验中,因条件限制未考虑局部应力集中,如排烟座菱形板拐角处,油箱挂板尖角区,都有较高的应力集中系数,从而使车架局部应力过高。而该车属于重型运输机械,行驶在矿山路面上,在复杂的随机环境下工作必须考虑疲劳与冲击。鉴于上述原因,结构动强度设计中不允许局部应力过高。

致使局部应力过高的另一个重要原因是局部设计不合理。比如油箱挂板被焊在大架腹板上,其端部不与大梁上下顶板相接,而油箱重心又远离大梁中心。在汽车重载行驶时,油箱及油重对大梁产生较大的冲击扭矩,势必在油箱挂板端部附近的大梁腹板上产生很高的动应力。实际断裂调查报告有力地说明了这一结论。可见,局部设计不合理是车架早期损坏的重要原因。

3. 焊接工艺存在问题

进口这批75B汽车车架大梁腹板原厚度 6.4mm ,与合同规定

的 10.6mm 不符。为研究大梁腹板厚度改变与断裂的关系, 我们有意地大修腹板进行了动应力测定, 从中看出, 动应力确实下降很多(约一半)。然而大修后的汽车却事与愿违, 投入运行后在更短的时间内就发生断裂, 且裂纹更长。这种车辆断裂的原因就在于焊接存在问题。

另外, 从结构残余应力测量中, 看到焊口附近尚残有相当大的残余应力。在被检测区, 残余应力达 200MPa; 特别是焊缝重叠、交叉, 就不可避免地产生应力集中。高残余应力和应力集中, 导致实际承载力大大降低。宏观调查明显看到车架断裂中约 25% 的断纹是直接沿焊缝发生、扩展的。可见焊接工艺存在问题是车架早期失效的不可忽视的原因。

上述分析意见, 被美国 75B 矿用汽车设计部认可, 接受了中方的主要论点, 在此基础上对车架进行有限元分析。又经样车台架试验后, 对 75B 车架做了较大改动。主要有油箱与车架腹板的“刚性连接”改为“柔性连接”; 车架腹板改为大面积整板型, 有效地减少焊缝; 龙门梁改用箱式结构, 以提高抗弯、扭能力; 走台板改用闭合箱式结构, 增强局部刚度; 车架尾梁、底梁局部改用圆弧过渡, 减缓刚度局部突变以及其他降低局部应力集中等措施。该公司设计部将索赔车架称为“中国车架”, 将 75B 改型为 75C。

3.3 68^t 矿用自卸汽车车架结构设计

国产 68^t 矿用自卸汽车结构与美国原 WABCO 公司 75B 矿用自卸汽车车型相似。75B 车架发生严重断裂事故, 经过许多研究后作了多处改动, 车型改为 75C。国产 68^t 车架在本溪重型汽车制造厂主持下, 开展多项研究工作。该厂经过多年艰苦地研制、改型, 第十号车于 1985 年 10 月正式通过国家鉴定, 至今已安全服役十余年。已出口 32 台。实践考核证明, 该车架设计基本合理。

75¹级重型自卸汽车的国产化是经过近十年的探索、研制,不断从失败中总结而成功的。最初是测绘、仿制,因选用发动机型号不同,于是,将原75B重型自卸汽车车架加长340mm。车架结构尺寸变化后,载荷分布随之变化,不但车架发生断裂,前转向轴也发生断裂。车架断裂部位与原75B汽车基本相似,在使用的四台车上,发生裂纹29条,裂纹分布在车架中部龙门梁附近、排烟座前后及车架尾端少量裂纹。车架与轴是汽车关键部件,其断裂连续发生给该车国产化带来极大困难。因此,研究工作正式列入国家攻关计划。

一、强度试验

1. 试验概况

1984年7月于本溪重型汽车制造厂厂内作满载静应力测量,用细砂做载荷,载荷为57t,反复装卸载测定几次,取其平均应力。

1984年12月于内蒙古霍林河矿作动应力测量,汽车在剥离区装载后启动 行驶在装土场 上、下坡 正常路面行驶 左右转弯 进入排土场运行 原地转弯 卸载等多种工况下,测量主要测点的动应力波动过程。为获得比较可靠的应力水平,载重汽车沿现场南路和北路分别往返多次,记录每次应力波动曲线。为考察不同载荷下应力水平变化情况,试验进行两次,一次测定3/4载荷时各路诸工况下应力,另一次测定满载时各路诸工况下应力波动。从大量的实测应力曲线中,读取诸工况下不同荷载时各点的应力峰值,再求相同工况下的应力平均值及最大值,给出试验结果。磁带记录的曲线,经电子计算机和分析仪数据处理后给出载荷谱。

2. 试验仪器

YJD—17型电阻应变仪

Y6D—2型动态电阻应变仪

SC—16型线紫外线示波器

7003磁带记录仪

应变计 $3\text{mm} \times 5\text{mm}$

选取梁主要截面、主要测点 10 余处。测点部位为诸截面最大应力区。见图 3. 8。

3. 试验结果

(1) 车架在静荷作用下主要部位应力分布见表 3. 12。

表 3. 12 测点应力 MPa

测点	2	3	4	5	6	9	10	11	12
载荷 57t	10.0	- 30.9	29.8	30.9	30.9	- 20.2	- 32.0	- 14.9	16.0
折合 68t	11.9	- 36.8	35.6	36.8	36.8	- 24.1	- 38.1	- 17.8	19.1

(2) 车架在动荷作用下的应力分布

试验路面为矿区真实工作路面, 运行过程分为启动、左右转弯、上下坡、颠簸、刹车等工况, 在剥离区到排土场 1.5km 的道路上进行几次空载和满载动应力试验。见表 3. 13。

(3) 尾部横梁应力状态

分析

测点部位

贴片部位在尾部横梁上部靠近车架右侧横梁和纵梁交接区, 见图 3. 12。采用直角花应变计, 尺寸 $3\text{mm} \times 5\text{mm}$ 。

试验方法

图 3. 12 尾部横梁测点部位

车辆自装载开始运行多种工况, 记录三个方向动应变变化过程。在数据处理时, 取出同工况下同一瞬时三个应变值, 分别应用应力状态理论计算出最大主应力、最小主应力、最大剪应力和最大

主应力方向。为获得较大值, 采样在曲线高峰段。

试验结果(表 3. 14)

表 3. 14 尾部横梁应力水平 MPa

序号	工 况	应 变			最 大 主应力 max	min	max	夹角 (与 σ_1 方向)
		1	2	3				
1	装载 43t(68t)	28	37	41	11.7 (18.5)	9.4 (14.9)	1.2 (1.9)	- 44.9°
2	启 动	41	30	90	1.1 (- 1.7)	17.5 (- 27.7)	8.2 (13.0)	- 44.8°
3	原地转弯	159	176	177	64.8 (102.5)	58.5 (92.5)	3.2 (5.1)	- 45.0°
4	左 转 弯	117	154	192	64.9 (102.5)	50.2 (79.4)	7.4 (11.7)	- 44.9°
5	右 转 弯	76	146	162	56.2 (88.9)	37.3 (59.0)	9.5 (15.0)	- 44.9°
6	正常颠簸	35	46	58	27.7 (43.8)	21.8 (34.5)	3.0 (4.7)	- 44.9°
7	下 坡	38	59	85	34.3 (54.2)	24.3 (38.4)	5.0 (7.9)	- 44.9°
8	上 坡	48	74	110	40.9 (64.7)	28.4 (44.8)	6.3 (10.0)	- 44.9°

尾部横梁应力分析

由计算得出的 σ_{max} , σ_{min} , τ_{max} 数值可见, 尾部横梁受弯、扭联合作用。而 σ_{max} , σ_{min} , τ_{max} 为其组合应力, 为将弯扭应力分离开来, 现将该点切取一微元体, 将弯曲应力 $\sigma_{弯}$, 扭转应力 $\tau_{扭}$ 示于其上, 如图 3. 13 所示。

由微元体取两个方向平

图 3. 13 应力分析

衡, 经整理即可得出

$$\begin{aligned} \overline{\sigma}_{\max} - \tau - \frac{\overline{\sigma}_{\text{弯}}}{2} \cos 45^\circ + \frac{\overline{\sigma}_{\max}}{2} \sin 45^\circ &= 0 \\ \overline{\sigma}_{\min} + \tau - \frac{\overline{\sigma}_{\text{弯}}}{2} \cos 45^\circ - \frac{\overline{\sigma}_{\max}}{2} \sin 45^\circ &= 0 \end{aligned} \quad (3.15)$$

得

$$\begin{aligned} \overline{\sigma}_{\text{弯}} &= \frac{1}{2}(\overline{\sigma}_{\max} + \overline{\sigma}_{\min}) \\ \tau &= \frac{1}{2}(\overline{\sigma}_{\max} - \overline{\sigma}_{\min}) = \tau_{\max} \end{aligned} \quad (3.16)$$

计算结果由表 3.15 给出。

表 3.15 68^t 荷载下尾部横梁应力状况 MPa

序号	工 况	max	min	弯	扭
1	装 载	18.5	14.9	16.7	1.9
2	启 动	- 1.7	- 27.7	- 12.2	13.0
3	原地转弯	102.5	92.5	97.5	5.1
4	左 转 弯	102.5	79.4	91.0	11.7
5	右 转 弯	88.9	59.0	74.0	15.0
6	正常颠簸	43.8	34.5	39.2	4.7
7	下 坡	54.2	38.4	46.3	7.9
8	上 坡	64.7	44.8	54.8	10.0

4. 分析意见

(1) 两车应力比较

国产 68^t 车车架主要断面满载最大应力为 36.0MPa, 美国 75B 车车架最大应力为 38.0MPa, 两者基本相当。以 3, 4, 5 三点为例, 其相应应力水平如表 3.16 所示。

表 3.16 应力比较 MPa

测 点	3	4	5
国产车	- 36.8	35.6	36.8
美国车	- 32.5	32.5	38.2

在静应力测定时,场地平坦与否、载荷重量、载荷重心位置和测点位置皆影响应力值,特别是测点位置和车身倾斜影响尤为显著。国产车与美国车试验场地和载荷皆有很大差别,两者只能作定性比较。

(2) 车架主要部位动应力水平

动应力:

满载 37MPa, 启动 50MPa, 原地转弯 110MPa, 上下坡 70MPa, 转弯 77MPa, 颠簸 80MPa, 排土场行驶 100MPa。

动荷系数:

原地转弯 3.0 ~ 3.5

转 弯 1.6 ~ 2.1

上 下 坡 1.5 ~ 2.0

颠 簸 1.7 ~ 2.1

排 土 场 2.0 ~ 3.0

(3) 尾部横梁应力分析

尾部横梁静应力为 18.5MPa。

启动应力仅为 - 2.0MPa, 这是因为启动时, 载荷、惯性产生反弯矩, 致使应力下降。

正常行驶应力为 45.0MPa 左右。

坡路行驶应力为 60.0MPa 左右。

弯路行驶最为不利, 应力为 100.0MPa 左右。

从实测分析中可见, 尾部横梁以受弯曲作用为主, 扭转比较

小,车转弯时,尾部梁受较大的扭转作用,但扭转应力也仅为 15.0MPa 左右,而弯曲应力为 80.0MPa ~ 90.0MPa。扭转应力不高,对车架体系是有益的。

(4) 中、美车架应力对比

由于国产车车架结构在多处重要部位作了改进,其动应力比美国车普遍降低很多。以相近的对应点为例对比如表 3.17 所示。

美国同型号车正常行驶时,主要截面应力高出 20% ~ 30%,弯路行驶高出 20% ~ 50%,土场运行高出 20% ~ 30%,坡路行驶高出一倍多。两次试验应力差别与路面条件差异有关。综合分析可以看出,国产车架设计改进后更趋于合理。如果国产车车架焊接残余应力与同型号美国车相当,那么,国产车现用材质有较高安全储备。

表 3.17 动 应 力 对 比 MPa

测 点 \ 工 况		正常颠簸	右转弯	上 坡	下 坡	土场颠簸
3#	美国车	- 92.3	- 94.4	- 76.8	- 126.2	- 94.4
	中国车	- 77.2	- 76.8	- 67.1	- 68.8	- 76.8
	降 低	20%	23%	14%	83%	23%
6#	美国车	143.4	84.7	153.3	145.3	140.3
	中国车	80.7	56.2	70.9	64.0	105.4
	降 低	78%	51%	116%	127%	33%

二、材料断裂韧性

为了确保机械结构在低温下使用的可靠性,研究材料低温的断裂韧性是十分必要的。对 15MnMoVNxt 母材及带焊口试样在低温下的 J_c 值作了测试研究,实验是按国标 GB2038—80 制作标

准三点弯曲试样,并用贴片法来确定开裂点。

将应变计贴在裂纹两侧存在低应力的卸载区。当裂纹开裂时,此卸载区即产生卸载效应——噪应变,对应的载荷即为开裂点载荷。确定了开裂点,用单试样公式计算 J_c 值。然而,由于贴片不准等因素的影响,P - 图有不出现噪值的可能,所以并非所有试样的开裂点都可用贴片法加以确定的,在这种情况下我们只好借助于 P - 图来确定开裂点。如图 3. 14(b) 所示,当材料开裂时,加力点位移有一个突增过程,此时 P - 图就会出现“平台”AB,A 点就是试样的开裂点。图 3. 14 中对应的 P_s 值就是开裂荷载。

值得注意的是,金属材料在低温下的塑性较差,试验时有可能会出现试样刚达到开裂就被破坏的现象,被破坏的特征是载荷急剧下降,这时我们就把卸载点确定为开裂点。

图 3. 14 试验监测曲线

- (a) P_s 为贴片法确定的开裂载荷;
- (b) 加载时的 P - 图

1. 预备工作

本试验采用了贴片法,所以在作低温测试前必须找出试件的最佳卸载点。为此,在常温下对试件作了测试分析,经过比较得出各种试样的贴片点,如表 3. 18 所示。

表 3.18 试样贴片位置

材 料 (mm)	r (mm)	(°)
母材 B = 15, W = 18	7	125
焊口 B = 15, W = 18	6	125
母材 B = 18, W = 15	6	150
焊口 B = 18, W = 15	4	130

试件尺寸和贴片如图 3.15 所示, 其中裂缝长 $a = W/2$ 。

图 3.15 试件尺寸

2. 低温测试

试验装置见图 3.16。

图 3.16 实验装置

试验机为 2DMK30t 低温机。用弓式位移传感器测试加力点位移(), 温度测量用低温温度计及表头温度计控制 ± 2 , 加载速度按预先给定的速度范围人工调整控制。

3. 试验结果的统计分析

首先对试验数据进行显著性检验。显著性检验用列表方法进行。

(1) 检验方法

J_c 指标都服从正态分布 $N(m, \sigma)$ 。 m 和温度有关, 它们由最大或然原理来进行估计的。 m 为均值, σ 为方差。以 X 代表 J_c , 则有 m , σ 的均值分别为

$$\bar{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_L = \bar{X} \tag{3.17}$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_L - \bar{X})^2 = S^2 \tag{3.18}$$

$S_n(x)$ 为经验分布函数, 有

$$S_n(x) = \begin{cases} 0 & \text{当 } X < X_1 \\ \frac{k}{n} & \text{当 } X_k \leq X < X_{k+1} \\ 1 & \text{当 } X > X_n \end{cases} \tag{3.19}$$

($k = 1, 2, \dots, n - 1$)

式(3.19) 中的 X_k 必须按从小到大的次序排列, 有

$$F(X_k) = \frac{1}{\sigma} \int_{-\infty}^{Y_k} e^{-\frac{1}{2}t^2} dt \tag{3.20}$$

式(3.20) 中

$$Y_k = (X_k - \bar{m}) / \sigma$$

检验方法

$$D_n = \text{Max} \{ |S_n(X_{k+1}) - F(X_k)|, |S_n(X_k) - F(X_k)| \} \tag{3.21}$$

($k = 1, 2, \dots, n - 1$)

要按显著水平 α (取 0.05) 判别假设 H_0 , 我们可以从柯莫哥洛夫-斯米尔诺夫的 D -分布表中查得满足 $Q(\alpha) = 1 - \alpha$ 的值 α_0 , 如果观察的 D_n 值大于 α_0 / \sqrt{n} , 拒绝假设 H_0 , 否则没有理由拒绝。

查表得 $t_{1-\alpha/2} = 1.36$ 。

在统计分析时, 采用的置信率为 99%, 由于标准差 $\sigma = \bar{\sigma}$ 也是未知数, 所以置信限 $U(\bar{\mu})$ 及 $\bar{U}(\bar{\mu})$, 利用 t 的学生氏 t 分布函数求出:

$$U(\bar{\mu}) = \frac{\bar{\sigma} \cdot S_{t_1}}{n - 1} + \bar{X} \quad \bar{U}(\bar{\mu}) = \frac{\bar{\sigma} \cdot S_{t_1}}{n - 1} + \bar{X} \quad (3.22)$$

式(3.22)中 t_1 是具有自由度 $n - 1$ 的学生氏 t 分布函数, 由相应表中查得 t_1 满足关系式:

$$P(0 < |t| < t_1) = 0.99$$

最终得出置信率为 99% 的置信区间为

$$[U(\bar{\mu}), \bar{U}(\bar{\mu})] \quad (3.23)$$

(2) 带焊口试样的统计分析

由上述统计分析方法, 可给出各典型温度下的分析结果。如表 3.19 ~ 表 3.24 所示。

表 3.19 -15 下的 J_c 值

编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm
1	51.2	4	63.3	7	73.5
2	60.2	5	64.2	8	79.6
3	62.2	6	64.6		
$\bar{m} = 64.85$			$\bar{\sigma} = 0.800$		

表 3.20 -15 下的分布函数

X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$	X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$
51.2	1	0.000	0.044	64.2	1	0.500	0.468
60.2	1	0.125	0.281	64.6	1	0.625	0.488
62.2	1	0.250	0.371	73.5	1	0.750	0.860
63.3	1	0.375	0.425	79.6	1	0.875	0.967

表 3.21 - 25 下的 J_c

编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm
1	49.0	4	58.7	7	69.7
2	52.1	5	60.8	8	74.3
3	53.0	6	66.3	9	75.5
$\bar{m} = 62.16$			$\bar{c} = 0.923$		

表 3.22 - 25 下的分布函数

X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$	X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$
49.0	1	0.000	0.076	66.3	1	0.556	0.673
52.1	1	0.111	0.138	69.7	1	0.667	0.793
53.0	1	0.222	0.161	74.3	1	0.778	0.906
58.7	1	0.333	0.355	75.5	1	0.889	0.926
60.8	1	0.444	0.442				

表 3.23 - 35 下的 J_c 值

编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm	编号	J_c N/mm
1	37.5	5	53.5	9	63.8
2	48.3	6	53.7	10	65.2
3	51.4	7	60.4	11	78.2
4	53.2	8	63.8		
$\bar{m} = 57.18$			$\bar{c} = 10.21$		

表 3.24 - 35 下的分布函数

X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$	X_k	n_k	$S_n(X_k)$	$F(X_k)$
37.5	1	0.000	0.027	53.7	1	0.455	0.370
48.3	1	0.091	0.192	60.4	1	0.545	0.626
51.4	1	0.182	0.251	63.8	1	0.727	0.648
53.2	1	0.273	0.348	65.2	1	0.818	0.785
53.5	1	0.364	0.360	78.2	1	0.909	0.980

检验结果

根据公式(3.21)、式(3.22)、式(3.23), 我们可对 H_0 进行显著性检验, 以及求出置信率为 99% 的置信区间。如表 3.25 所示。

表 3.25 置信区间

$T,$	n	d_n	σ_0 / \bar{n}	t_1	$\underline{U}(\)$	$\bar{U}(\)$
- 15	8	0.262	0.481	3.50	5.427	7.543
- 25	9	0.172	0.453	3.36	5.120	7.312
- 35	10	0.175	0.410	3.17	4.695	6.741

$\sigma_0 = 1.36$ 置信率为 0.99

表 3.25 表明所有假设都是可接受的, 即 J_c 近似地服从 $N(\bar{m}, \bar{\sigma})$ 的正态分布, 如图 3.17 所示。

(3) 母材试样的统计分析

表 3.26 给出了三种温度下的 J_c 值, 统计分析结果见表 3.27。

图 3.17 试验数据分布规律

(a) $T = -15$, $N(64.85, 0.8)$; (b) $T = -25$, $N(62.16, 0.923)$
 (c) $T = -35$, $N(57.18, 1.021)$

表 3.26 J_c 值

T()	J _c (N/mm)								
- 15	103.9	104.9	108.3	129.3					
- 25	91.8	110.5	114.0	115.6	117.2	118.7	120.7	130.3	137.5
- 35	83.6	89.0		89.0	101.5	107.5	113.8		

表 3.27 分布函数

T()	n	$\bar{m} = \bar{X}$	$\bar{s} = S$	t ₁	$\underline{U}()$	$\bar{U}()$
- 15	4	11.16	1.035	5.84	7.67	14.65
- 25	9	11.77	1.24	3.36	10.30	13.24
- 35	6	9.74	1.095	4.03	7.77	11.71

置信率为 0.99

4. 试验结果

(1) 温度对断裂韧性的影响

先研究温度对带焊口试样 J_c 的影响。在低温测试以前,对各种试样作了常温测试,从而得到常温下带焊口试样的 J_c 值为

84.5。

由表 3.28 可以看出 J_c 值具有随温度降低而下降的趋势, 并接近线性变化, 故此, 可用最小二乘法对 J_c 值进行线性回归, 如图 3.18 所示, 回归方程为

$$J_c = 0.0498T + 74.02 \quad (3.24)$$

图 3.18

表 3.28 置信限

T()	20	- 15	- 25	- 35
$J_c(N/mm)$	84.5	64.85	62.16	57.18
$\underline{U}(\)$		54.27	51.20	46.95
$\overline{U}(\)$		75.43	73.12	67.41

从表 3.28 还可以看到 $\underline{U}(\)$ 和 $\overline{U}(\)$ 具有 J_c 类似的性质, 因此我们对 $\underline{U}(\)$, $\overline{U}(\)$ 也进行线性回归。它们回归方程分别为(用 $J_{c\max}$ 代替 $\overline{U}(\)$, $J_{c\min}$ 代替 $\underline{U}(\)$)

$$J_{c\max} = 0.0401T + 82.01 \quad (3.25)$$

$$J_{c\min} = 0.0388T + 60.67 \quad (3.26)$$

用式(3.24)、式(3.25)、式(3.26)表示的 J_c , $J_{c\max}$ 和 $J_{c\min}$, 只有当温度 T 落在区间 $[-35, 20]$ 、 $[-35, -25]$ 和 $[-35, -15]$ 上时, 才是比较准确的。一旦 T 落在这些区间之外,

就无法确定它们的准确性,所以我们得到的置信率为 99% 的置信域 $J_{c \min}, J_{c \max}$ 的有效区间为 $-35 \leq T \leq -15$ 。此区间以外的置信域 $J_{c \min}, J_{c \max}$ 只能作为一种参考。

上述回归直线对工程设计具有实际的意义,只要我们知道了温度 $T(-35 \leq T \leq -15)$ 就可以知道 J_c 值以及置信区间,从而为工程设计提供了方便。

其次,研究温度对母材 J_c 的影响,常温下 $J_c = 101.1$ N/mm。置信限如表 3.29 所示。

表 3.29 置 信 限

T()	20	- 15	- 25	- 35
$J_c, N/mm$	101.1	111.6	117.7	97.4
$\underline{U}(\)$		76.7	103.0	77.7
$\bar{U}(\)$		146.5	132.4	117.1

由表 3.29 可以看出母材的 J_c 同温度的关系,图 3.19 给出了 J_c 值随 T 的变化趋势。可以看到 J_c 随温度的降低而缓慢上升,到 -25 时才开始下降,下降速度要比上升速度快得多。

图 3.19 J_c - T 关系曲线

(2) 母材焊缝的 K_c 值

将不同温度下的 J_c 值(均值), 代入公式:

$$K_c = \frac{E}{1 - r^2} J_c$$

求得的母材、焊口的断裂韧性指标 K_c , 分别列入表 3.30 中。

表 3.30 母材、焊口不同温度下的 K_c 值

温度 T()	母 材		焊 口	
	J_c N/mm	K_c N/mm ^{3/2}	J_c N/mm	K_c N/mm ^{3/2}
20	101.1	4920	84.5	4500
- 15	111.6	5170	65.0	3950
- 25	117.7	5320	62.0	3850
- 35	97.4	4840	57.0	3700

三、“中国车架”的设计原则

在中外同型号车架断裂分析和结构研究的基础上, 提出国产车车架设计原则, 并在生产中采用和使用中考核, 对于提高国产车开发能力是十分必要的。归纳起来, 国产车车架设计原则有以下几方面。

1. 提高抗弯模量, 降低应力水平

主梁横截面加宽: 原主梁横截面宽度为 122mm, 现改为 142mm, 应力比为 $\frac{\text{新}}{\text{原}} = 0.85$, 降低应力 15%。

如车架钢材为 15 锰钼钒氮稀土, 查阅 N-S 曲线, 得知新车架寿命可提高近 1 倍。

2. 避免局部刚度突变

该车主梁危险截面在梁的中部, 即油箱内侧纵梁附近。据现场损坏调查分析, 该区断裂主要位于排烟座周边应力集中区及油箱

刚性挂板周边附近,特别是刚度突变的尖角应力集中区。原车架与油箱连接是通过焊在主梁外腹板的刚性较大的挂板,油箱重心与外腹板约有 500mm 的间距,使油箱重心外伸,当车辆运行在不平的矿山路面上,刚性挂板边角处产生很高的应力集中。新车架主梁设计注意了上述存在的问题,采取有效措施改善了该区的应力分布。

油箱同纵梁连接改为柔性铰连接,使原挂板刚性突变得得到缓和,纵梁截面刚度趋于平稳过渡。

排烟座直接焊在悬挂油箱底板上,减小油箱后部的纵梁腹板负荷。

3. 减少局部尖角,降低应力集中

前管轴附近纵梁变截面处原来是尖角过渡,现改为大圆弧过渡,改善了该区应力分布。

环型梁(龙门梁)与纵梁交接处连接板尖角改为圆弧平滑过渡;车架多处补强板尖角处改为圆弧等等,都是有效的降低局部应力集中的方法。

4. 减小焊缝,避开焊缝交汇

车架纵梁腹板原为多块板对焊、搭焊,现改为大块板或整板,焊缝显著地减少。在设计和工艺处理时,注意局部焊缝交汇带来过高的应力集中,尽量躲开焊缝交叉、交汇。

对 75B 汽车大梁断裂纹现场调查 97 处,断裂有 23 处宏观裂缝直接沿焊缝发生,约占 24%。而 75C 主梁侧腹板主要部位改为整板结构,大大减少焊缝,主要焊缝预计可减少 30%。从而可以推算出由于减少焊缝 30%,其故障可降低 7% 左右。

5. 提高局部刚度,改善应力分布

原 75B 断裂调查,前托板损伤率占 16.8%,是断裂发生几率最大的部位,其原因是驾驶室荷载作用在外伸悬臂板上,悬臂板与纵梁是角焊连接,冲击载荷在此产生较大冲击弯矩,角焊缝在冲击

振动长期作用下, 高应力集中使焊缝开裂。为解决这个问题, 新车架的前托板改为箱型结构, 与纵梁搭焊在一起, 有效地增加前托板的抗弯性能, 减少该处应力集中。

原 75B 大梁后悬挂损坏率占 14.3%。新车架该处作了改动, 增加刚度, 减少尖角, 采用圆弧过渡。

环型梁作了较大改动, 其中包括底梁结构原为工字型现改为箱型, 尖角过渡改为圆角平滑过渡等。这种改动使纵梁与环梁在整体上刚度变化趋于均匀, 有利于应力分布的改善。

四、新车架的实用考核

上述设计原则已被两个生产厂家采用, 收到良好效果。

其一, 辽宁本溪重型汽车制造厂生产的 68^t 重型自卸汽车第十号, 该车车架在矿山已服役十余年, 结构安全实用, 受到好评。

其二, 美国 75B 重型自卸汽车改型时主要采用了本技术。

实践证明, 以上设计原则不但对重型矿用汽车实用, 对其他大型复杂结构设计也是行之有效的。

3.4 美国电动轮自卸汽车车架断裂分析

近几十年来, 重载汽车不断向大容量、大功率方向发展, 美国已将 250^t 载重汽车投入生产, 325^t 载重汽车已试制出来。载重量大要求发动机功率增加, 载重 120^t 汽车, 发动机功率 900kW; 170^t 汽车功率 1200kW ~ 1300kW; 而 250^t 汽车, 功率超过 1600kW 等等。

重型汽车在 100t 左右多采用电动传动方式, 即发动机 发电机 牵引电机 轮边减速装置 驱动轮, 这种传动方式实现机械能与电能的交替转换。

不难看出, 随着重型汽车载重量增加、功率加大、动力性能提高、驱动方式复杂, 必然给承重结构的车架的设计带来难度。

一、美国 630E—154¹ 矿用汽车车架断裂

江西德兴铜矿 1988 年 12 月 9 日 ~ 1991 年 10 月先后购进美国 Dresser 公司 630E 型 154¹ 矿用自卸汽车(该车悬挂、车斗、部分后桥由湘潭电机厂合作制造),运行不久,车架重要部位相继断裂。对进口的 16 台车中的 12 台车车架主要部位作断裂检查,对其中 40[#], 36[#], 33[#] 三台车车架断裂作了专题调查与研究分析。

1. 12 台车架断裂统计

1992 年 9 月 1 日对 33[#] ~ 44[#] 车车架的断裂进行现场调查,其统计结果如表 3.31 所示。

(1) 裂纹统计

走台板断裂: 33[#] ~ 44[#] 车左右走台板断裂皆发生在焊缝处,

其中 35[#] 车左面有两条裂纹,合计 25 条裂纹;

牵引梁中部断裂: 35[#], 37[#], 40[#] 车各发生 1 条裂纹且多发生

在牵引铰支座左部焊缝处,合计 3 条裂纹;

举升缸底部横梁焊缝: 34[#], 36[#] 车各发生 1 条裂纹,裂缝在横

梁与车架外腹板交接焊缝处,合计 2 条裂纹;

龙门梁断裂: 34[#] 车 1 条裂纹,裂纹在龙门梁左侧转角处;

其他部位: 后悬挂球头销支座(33[#] 车), 油箱挂耳(35[#] 车), 翻

斗支撑座耳根部(40[#] 车)有裂纹发生。

车架大梁主体开裂的三台车的裂纹将在后面专题阐明。

(2) 寿命预估

从车架断裂调查中,不难看出,车架重要部位的寿命统计如下:

汽车运行 2000h 左右,走台板下面与车架梁焊缝开裂;

汽车运行 4000h 左右,牵引梁中部焊缝开裂;

汽车运行 8000h ~ 9000h 左右,车架危险部位、举升缸、龙门梁高应力区开裂。

表 3.31 12 台车车架断裂统计

车号	累计运行 h	胶垫 完好	走台板裂 mm	举升 mm	牵引梁 mm	龙门梁 mm	其他
33#	8693	左(优) 右(优)	左: 断裂 右: 断裂				后悬挂 球头支座 40mm
34#	9045	左(优) 右(中)	左: 180 右: 90	左: 200		左: 100	
35#	8637	左(优) 右(劣)	左: 80× 2 右: 80		左: 补焊		油箱挂板 30mm
36#	10 002	左(良) 右(优)	左: 100 焊过 右: 100	左 右: 已焊			
37#	6126	左(优) 右(优)	左: 12 右: 100		左: 130		
38#	7697	左(优) 右(劣)	左: 100 右: 焊过				
39#	7852	左(优) 右(优)	左: 100 右: 焊过				
40#	7739	左(劣) 右(中)	左: 焊过 右: 焊过		左: 180		后面斜 座耳
41#	2105	左(优) 右(优)	左: 10 右: 10				
42#	3600	左(优) 右(优)	左: 10 右: 10				
43#	4032	左(优) 右(优)	左: 10 右: 40				
44#	1812	左(优) 右(优)	左: 100 右: 20				
合计		3 台(劣)	12 台	2 台	3 台	1 台	3 台

2. 三台车车架大梁主体断裂

40# 车: 车架左面纵梁后部第一、二筋板间、外腹板和下盖板开裂, 裂纹起始于后第一筋下部的底板, 向两方延伸: 其一, 裂纹沿外腹板向斜上方约 45°角伸延; 其二, 沿底板向垂直方向截断底板。前者裂纹长度为

350mm, 后者约 200mm, 见图 3. 20。

图 3. 20 40[#] 车车架断裂部位

36[#] 车: 裂纹发生在左面后部第一、二筋板间的外腹板下部有 3 条裂纹, 其一, 由后第二筋板底部底板起, 在筋板焊缝侧面, 呈蛇形伸延, 裂纹长 420mm; 其二, 由后第一筋板下部底板, 距筋板底部 55mm, 沿腹板向垂直方向亦呈蛇形伸延, 长度约 380mm; 其三, 在外腹板与底板间焊缝的焊趾处开裂, 左右贯通两条裂纹, 长度约 375mm, 似一个水杯断面形断口, 见图 3. 21。

33[#] 车: 裂纹亦发生在左侧纵梁, 后数第一、二条筋板间, 裂纹起于外腹板下部底板, 距筋板下端仅 5mm, 向斜上方 45°角方向伸延, 裂纹长度约 190mm, 见图 3. 22。

可以得出, 三台车车架裂纹有如下特征:

- (1) 断裂全部发生在左侧纵梁;
- (2) 断裂全部发生在左侧外腹板;
- (3) 断裂起始于腹板下部和底板;

- (4) 裂纹靠近筋板、焊缝或沿焊缝延伸;
- (5) 其中 40[#] 车, 33[#] 车两条裂纹向斜上前方 45° 角发展。

图 3.21 36[#] 车车架断裂部位

图 3.22 33[#] 车车架断裂部位

二、美国 EUCLID 车架断裂

美国 EUCLID 公司 R—120M, R—170 电动轮自卸汽车在我国进口量仅次于美国 - 日本联合公司 Dresser 车的进口量。该公司的电动轮自卸车车架断裂情况也不亚于前者。由于两公司车架结

图 3.23 车架断裂纹照片

构从受力特征上看相类似,其断裂情况也极为相似,主要断裂位置分布在四个部位。

车架中部:纵梁腹板的应力集中部位开裂后伸延至母材;腹板与翼板的边焊缝开裂后伸延到翼板,见图 3.24。

龙门梁部位:龙门梁与车架交接区、龙门横竖梁前后附近区域,因刚度突变和应力集中造成了该部位断裂,见图 3.25。

尾部:车架尾部及尾部横梁处断裂。重载汽车行驶在不平路面上,汽车车架除受弯曲作用外,还受到扭转作用,弯扭联合作用下的刚度突变区必然导致高应力发生,在局部高应力交变作用下,久而久之就会产生断裂,见图 3.26。

前端梁:车架前部横梁、纵梁和走台板附近也常为主要断裂区域,该处为车架前部外伸梁高弯矩部位,容易产生断裂。

三、美国 630E—154¹ 汽车车架强度试验

江西德兴铜矿引进美国 630E—154¹ 电动轮自卸汽车车架发生断裂,引进的美国 R—120, R—170 型电动轮自卸汽车车架也发生严重断裂。由于该车售价高达百余万美元一台,车架严重断裂无

图 3.24 断裂的车架

图 3.25 龙门梁部位断裂

疑给用户带来重大经济损失,美国公司也甚为苦恼。德兴铜矿进口汽车车架断裂引起国务院重大技术装备领导小组、机械工业部、有色冶金总公司和机械进出口总公司的高度重视,立即组织技术力

量开展专题研究,为该项索赔提供科学依据。

图 3.26 尾部断裂

154^l 电动轮自卸汽车车架复杂,技术难度大。它与 75B 汽车同属美国一家公司产品,在取得 75B 车架研究成果的基础上,确定了对 154^l 电动轮自卸汽车车架断裂的研究项目。

1. 试验项目

装载后,车架主要部位应力水平试验;

装载后,左右轮胎分别垫起,车架主要部位应力水平试验;

满载运行,多种工况下,车架主要部位的动应力水平、动荷系数测定;

残余应力测定;

材质机械强度测定;

材质断裂纹扩展门槛值确定;

材质裂纹扩展速率测定;

结构强度有限元计算分析等。

2. 试验仪器、设备

YJ—X ₂ 静态电阻应变仪	(上海海滨无线电厂)
六线动态应变仪	(日本共和株式会社)
磁弹性应力测试仪	AST—500C(美国)
七通道磁带记录仪	(日本)
万能拉伸试验机	(捷克)
高周疲劳试验机	(中国)

3. 试验地点

江西德兴铜矿, 大连理工大学。

4. 试验时间

1992. 8. 29 ~ 9. 5 现场试验; 1992. 9. 20 ~ 10. 10 材质试验。

5. 试验道路(图 3. 27)

图 3. 27 试验路线

6. 强度试验结果

(1) 测量部位是举升缸至车架尾部横梁间的左侧纵梁外腹板(见图 3. 28(a)) 受拉应力区 1[#] ~ 8[#] 点, 9[#] 点在右侧梁外腹板上, 与 1[#] 点对称, 4[#] 点在纵梁后部曲率最大部位。

车架大梁外腹板在静载荷作用下, 梁受竖向弯曲, 考虑箱斗重量, 大梁最大应力为 74MPa, 一般应力水平为 50MPa 左右, 从 1[#]

(a)

(b)

图 3.28 测点分布及应力

点、9# 点应力水平可见, 载荷均匀地作用在车架左右大梁上, 见图 3.28(b)。

(2) 动应力试验: 汽车行驶路线是 4 号电铲位置到东破碎站间 1.3km 路面, 往返共行驶 7 次, 由磁带仪记录下全过程, 经计算机、分析仪器计算出诸工况下动应力水平及动力系数。主要测量点的应力水平, 见表 3.32。

表 3.32 动应力水平和动荷系数

工况 测点	平路 行驶	上坡	下坡	左转弯	右转弯	装石场 颠簸
应力水平 MPa	35	80	37	96	70	113
动荷系数	1.47	2.08	1.50	2.30	1.95	2.53

(3) 残余应力: 采用 AST—500C 磁弹性应力测试仪测试所关心的焊缝残余应力水平共十余处, 其应力水平在 100MPa 水平上。焊趾处残余应力高于此值, 约 150MPa 左右。

由表 3.32 可知, 该车直路行驶, 满载时车架动荷系数 1.4 ~ 1.5; 坡路行驶, 上坡载荷后倾, 车架后部动荷系数较高, 约 2.0, 下坡约 1.5 左右; 左转弯比右转弯车架左纵梁应力高出约 30%; 装石场路面不平, 汽车颠簸较大, 动荷系数超过 2.5。

四、材质性能测定

对材质机械强度、断裂韧性、裂纹扩展速率等测定的数值作出了分析及计算。下面给出各项结果。

1. 机械强度

$$\begin{aligned} b &= 556\text{MPa}, \quad s = 330\text{MPa} \\ &= 62\%, \quad = 24\%, \quad E = 2.1 \times 10^5 \text{MPa} \end{aligned}$$

2. 裂纹开裂门槛值

$$K_{th} = 469\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

试验采用三点弯曲试验方法, 在高频疲劳试验机上进行, 其循环特征 $r = 0.1$ 。

3. 疲劳裂纹扩展速率

$$\text{第 一 阶段} \quad \frac{da}{dN} = 1.634 \times 10^{-45} (K)^{14.144}$$

$$\text{第 二 阶段} \quad \frac{da}{dN} = 7.394 \times 10^{-11} (K)^{1.898}$$

可见, 材料门槛值较高, 裂纹扩展速率较大, 一旦裂纹发生, 断纹快速扩展, 直到裂开。

4. 剩余寿命预估

根据断裂力学理论, 其剩余寿命由 Paris 公式推算得到, 即

$$\frac{da}{dN} = c(K)^n \quad (3.27)$$

或 $N = \frac{a_f}{a_0} \frac{da}{c \left(\frac{a}{a_f}\right)^n}$, 当 $n = 2$ 时, 简化为

$$N = \frac{1}{c} \left(\frac{a_f}{a_0}\right)^{\frac{n}{2}-1} \left(\frac{a_f}{a}\right)^n \quad (3.28)$$

式中, a_0 为最小可检测的裂纹尺寸; a_f 为临界裂纹尺寸; N 为裂纹扩展到临界尺寸的循环次数; c, n 为材料常数, 由实验测定。

由材料性能实验确定: $c = 7.394 \times 10^{-11}$; $n = 1.898$; a_0, a_f 由强度因子给出:

$$K_I = Y \sqrt{\sigma a} \quad (3.29)$$

于是算得: $a_0 = 1.0\text{mm}$, $a_f = 112\text{mm}$ ($K_{Ic} = 4600\text{MPa} \sqrt{\text{mm}}^{1/2}$)

由此, 计算出寿命不超过 200h。

五、车架结构强度有限元分析

1. 计算程序说明

为使本计算分析具有权威性和精确性, 采用两种计算程序:

其一, SAP84 是微机使用的通用结构分析程序, 可用于三维框架、多层子结构、高层建筑、动态分析等计算。该程序是 SAP81 扩充。SAP81 是美国加利福尼亚州伯克利大学多年来开发的大结构分析程序。

其二, MAS 程序 (Micro-computer Analysis System) 是复杂结构分析的大型程序系统。用于机械、农机、建筑、交通、运输、化工、航空部门的产品优化设计。其功能、求解规模、计算技术及实用领域已达到国内外先进水平。

2. 车架计算方法

本次计算分两步计算:

第一步: 按空间杆系结构, 车架划分为 89 个单元, 82 个节点, 前后悬挂为弹性支撑, 对于刚性较大的连接构件, 简化成刚性杆件, 应用 ASP84 程序, 计算出自重、满载、举升几种情况下的应力分布。

第二步:将车架关键部分,截出 4357mm 长一段(即龙门后,尾横梁前部一段)划分 271 节点、651 单元按空间壳体结构,采用 MAS 程序进行细化计算。计算结果表明,二者相差在 10% 左右。

六、结构受力分析

1. 静态力

车架为变截面箱型梁,见图 3.29,前端有一横梁,中部有龙门梁,后部有尾横梁和牵引横梁构成空间体系。龙门梁通过前悬挂支撑于前轴(即转向节)上;后轮通过后桥分两处支撑于车架,其一,后桥前端与车架牵引横梁铰接,其二,后桥通过后悬挂支撑在车架左右纵梁尾端。即车架有五个支撑点,见图 3.30(a),荷载作用在牵引梁与尾横梁间,距前者近后者远。

2. 动态力

汽车行驶在不平路面上,车架承受随机荷载作用; 矿山道路经常受雨水冲刷及运行车辆轮胎磨压,路面两侧低于路面中部,形成拱形路面,重载矿车右侧通行,载荷外倾,由于载荷重心较高,此时产生对车架扭转的力矩,当路面坡度约 3% 时,扭转可达 $21\ 000\text{N}\cdot\text{m}$ 的扭矩作用在车架上(图 3.30(d) M_3);特别是,重载车辆在高速左转弯时,其扭矩成倍增加(图 3.30(d) M_2); 车架后下部与后桥由横向稳定杆连接,在左转弯时离心力向外,车架受一附加侧向力 F_4 ,产生一弯矩 M_4 作用在牵引梁至尾横梁间的车架纵梁上,使车架纵梁后部产生侧向弯曲,即纵梁外腹板受拉,内腹板受压; 扭转对车架的影响,分析如下:

图 3.29 纵梁断面

车架大梁为封闭薄壁杆件,扭转力矩作用下发生翘曲,即为约束扭转。由于结构复杂,难以精确计算,但可以估算定性影响。计算

时,选取断口附近截面参数,即

$$= 3.8\text{cm} \quad r_1 = 1.6\text{cm} \quad a = 84\text{cm} \quad b = 21\text{cm}$$

取 $M_k = 75\,000\text{N} \cdot \text{m}$, 则其长边中部剪应力为

$$= \frac{M_k}{2 r_1 (a - r_1) (b - r_1)} = 15\text{MPa} \quad (3.30)$$

拐角处应力集中,应力集中系数估算式为

$$k = 1.74 \sqrt[3]{t_{\max}/r} \quad (3.31)$$

式中, t_{\max} 为最大壁厚, r 为拐角处半径。取 $t_{\max} = 3.8\text{cm}$, $r = 0.1\text{cm}$, 算得 $k = 6$, 最大剪应力为 $\tau_{\max} = k \tau = 90\text{MPa}$ 。该车运行在德兴矿山,取动荷系数 2.0, 则行驶中应力为 148MPa 。其大梁左侧外腹板下缘处最高应力按第三强度理论计算:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\tau^2 + 4\sigma^2} = 233\text{MPa} \quad (3.32)$$

总之,车架纵梁在汽车运行中,受 $(M_2 + M_3)$ 或 M_2, M_3 分别作用,车架纵梁产生扭转作用;在左转弯时,在 M_4 作用下又产生与之垂直方向的侧向弯曲作用;右转弯时,右侧纵梁同样受一反向扭转力矩作用。汽车在重载行驶中,车架受弯曲、扭转联合作用,由于应力叠加使车架危险部位局部应力增高对车架极为不利。长此以往产生局部裂纹。

3. 应力集中

应力集中的产生极其复杂,几何尺寸变化、刚度变化、焊接部位、表面光洁度皆有影响。在我们所关心的车架大梁部位,有圆角应力集中、腹板(厚度 16mm)与上下盖板(厚度 38mm)的刚度突变等,都会产生不等的复杂的应力集中叠加。

4. 残留应力

焊接产生残留应力,这是众所周知且受到关注的重要问题,通常焊缝残留应力值可达材料的屈服极限。残留应力的存在,降低了结构的承载能力。通过断裂分析和我们的测定,该车焊接残留应力

水平,在焊缝附近为 100MPa ~ 150MPa。

5. 疲劳寿命预估

结构的疲劳寿命由两部分组成,其一为无裂纹寿命,其二为剩余寿命,即 $N = N_1 + N_2$ 。

前者由疲劳损伤理论计算,后者由断裂力学理论计算。疲劳损伤理论指出,结构疲劳寿命与疲劳 S-N 曲线、载荷大小和结构形式有关。由于客观条件的限制,在此仅对疲劳寿命作一定性估计。由实验给出,结构局部应力按 270MPa 计算,材料疲劳强度约为 230MPa。材料 S-N 曲线由方程 $\log N = a - b \log$ 确定,由此推算出:结构实际疲劳寿命仅为理论寿命的 20% 左右。

图 3.30 车架受力分析

七、车架断裂分析

美国 630E—154¹ 重型汽车车架是由两条纵梁与前端梁、牵引横梁、尾横梁、龙门梁焊接而成的空间结构,其纵梁采用变断面薄壁内部加筋,腹板厚 16mm,上下盖板厚 38mm,焊接成两片纵梁,在大梁局部高受力区有加焊补强板或局部增厚板,可见,车架整体结构复杂。矿用汽车行驶路面不平、弯坡路较多;再加上德兴地区,雨季长、气温高,致使汽车服役环境恶劣。要求设计者精心处理,否则,车架容易产生早期损伤。

1. 从车架结构、受力特征、断裂调查,可知车架主要开裂部位有:车架纵梁后半部外侧腹板下部、尾横梁与腹板交接处,纵梁尾部、牵引横梁中部焊缝和梁端与腹板的焊缝拉应力处,龙门梁高应力部位或焊缝交汇处。其他局部应力区,如走台板连接车架焊缝、油箱挂板等。

2. 从三台车架断裂特征不难看出,车架破坏主要是受较高弯曲和扭转力矩作用,产生疲劳破坏。当载荷倾斜,封闭断面薄壁结构在高扭矩作用下易发生约束扭转,断面边缘棱角严重翘曲,使纵梁外腹板下缘应力急剧加大,即车辆转弯时产生正交方向的附加弯曲,再一次加大下缘的拉应力水平,而 630E—154¹ 汽车车架纵梁横断面高宽比很大,比如后第二筋板位置高宽比为 4.5 : 1,这种较高的高宽比呈高梁特征,裂纹自然易于在此发生。初始裂纹萌生后,材料抗疲劳性能严重下降,随车辆继续服役,裂纹快速发展,直至断裂,前述三台车架断裂特征之第(1) ~ (3)条即是例证,特别是 40[#]、33[#] 两车的两条斜上方 45°角伸延的裂纹,表征了扭转产生的最大拉应力破坏。

3. 高应力集中促成了车架局部开裂,薄厚板交接区刚度突变、筋板与腹板焊接区附近、腹板与盖板焊缝、几何尺寸不同的过渡弧形区等处,都产生不同程度的应力集中。局部应力增高,导致开裂,断裂特征第(4)条即是。平朔煤矿也有多台车举升部位大梁焊

缝开裂,其运行时间远低于德兴矿用车开裂时间,也证实了这种解释。

4. 道路与环境不佳,维护不及时等外部因素是车架断裂的外部原因,它提前并能加速裂纹萌生与扩展。

5. 车架疲劳寿命,由综合现场强度试验、结构强度计算、材质性能试验,应用疲劳累积损伤理论,可以定性地预估结构疲劳寿命。

在满载下,危险部位的静应力为 74MPa,危险部位的总动应力为 141MPa(动荷系数按 1.9 计算),考虑局部应力集中,偏载行驶影响及焊接残留应力影响,局部应力约 260MPa ~ 280MPa,由疲劳损伤理论,估算该结构使用寿命在 6000h 左右,可发生局部开裂。这同现场调查情况基本相符。

八、改进设计

矿用自卸汽车车架多次断裂再次告诫我们,大型复杂焊接结构采用传统的强度设计,远不能满足工程需要,而应用现代设计技术不但可以减少或防止断裂,更重要的是全面提高产品质量和技术水平。这里所指的现代设计技术有断裂控制设计、疲劳强度设计、优化设计等。采用这些设计技术,提出下列改进措施:

1. 全面考虑载荷特征、车架结构合理设计

该车架是变断面、箱型梁、薄壁空间结构,多变载荷中的扭矩作用于闭合断面而产生约束扭转应力。车辆多种运动工况,车架局部区域应力叠加成高值,致使车架局部开裂,解决问题的有效途径是采用现代设计。可以有效地降低车架应力水平,使车架寿命成倍提高。

2. 降低危险部位的应力水平

从三台车断裂特征明显看出,车架危险部位设计需改进。原设

计车架大梁后部第 1, 2 筋板间(参见图 3. 21), 刚度突变、应力偏高。为降低危险区域应力水平, 缓和该部位的刚度突变, 建议将大梁外腹板加厚部位向前伸延, 超出第 2 筋板焊缝区。预计可使平均应力降低 30% 左右, 这是相当可观的。

3. 提高材料强度

建议设计选材比原设计选材强度提高一级, 而且新材质的断裂韧性应当高于原材质。从疲劳和断裂理论考虑, 提高韧性比提高强度尤为有效。

4. 降低应力集中

结构局部应力集中的危害是众所周知的。该车架重要部位的应力集中有多种因素促成, 其焊缝交叉汇集、刚度突变、翼腹板交接角等尤为重要。建议在大梁危险部位在工艺上精心处理焊缝布置与走向, 提高该处焊接质量, 也是降低局部应力集中的有效措施。

这里再次指出, 道路与环境不佳、维护不及时等外部因素是车架断裂的外部原因, 它提前和加速裂纹萌生与扩展, 无疑, 良好的环境条件, 会明显延长车架使用寿命。

3.5 108^t 电动轮自卸汽车车架合理设计

108^t 电动轮自卸汽车是千万吨级大型露天矿重要的运输设备。多年来, 该设备的国产化研究一直列入国家五年计划的重点攻关内容, 其中车架结构强度、结构合理设计研究是受到厂家及用户十分关注的课题。其原因在于车架结构是该车的关键承重结构, 结构复杂、工作环境恶劣、课题难度大、技术水平较高; 其次国外进口车和国产车在我国矿山服役期, 大都出现车架早期断裂故障, 寻求合理结构设计就成了紧迫任务。

湘潭电机厂消化美国 120C 电动轮自卸车, 研制出 SF—3102

型 108^t 矿用自卸汽车, 对车架结构进行多年研究、改型, 委托大连理工大学重型汽车研究室作车架专题攻关研究, 本节给出研究成果综合介绍。该车自 1974 年研制至 1995 年底共生产 161 台。成为我国矿山重要运输设备。

一、结构尺寸

结构型式在本章首已作过介绍, 不再重述。其结构尺寸见图 3.31。

图 3.31 车架结构

(a) 车架正视图; (b) 车架俯视图

二、强度试验

1. 试验时间、地点

时间: 1987年5月22日 ~ 6月3日

地点: 首都钢铁公司水厂铁矿

2. 试验方法

静强度试验: 考虑到装载场地不平, 影响试验精度, 特选择矿山排土场比较平坦开阔地, 前装机配合加载并协助卸载。避免测量导线移位、晃动, 被测车原地不动。加卸载前仪器调平, 分别测定加卸载应变值。本次试验进行五次加载、五次卸载。试验数据经分析处理后, 输入IMB-PC机, 计算出各点的最大主应力、最小主应力、最大剪应力及主应力方向。图 3.32 是试验方法框图。

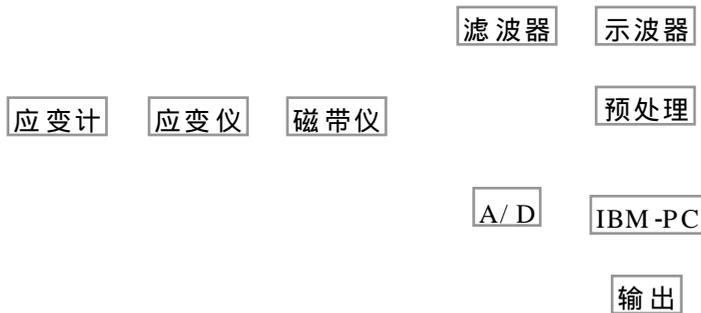


图 3.32 试验方法框图

试验仪器、设备经防振处理放置在驾驶室右侧的专用特制的测量室的平台上。

动强度试验: 根据矿用汽车在矿山实际路面上运行的实际情况, 确定动强度试验工况有: 装载、启动、左右转弯、上下坡运行、大小颠簸、平直路面行驶、刹车、倒车、左右轮分别越过障碍、卸载过程及空车行驶等多种工况。各测点在上述各工况下, 应变过程全部由 14 线磁带记录仪记录。

试验道路经多方面讨论, 确定有代表性的常用路面, 全长 2.5km, 坡度 3% ~ 9% 不等。试验车速 20km/h ~ 30km/h。

越障碍试验在矿山停车场平坦广场处进行。障碍物为 160mm

高枕木,前后各一根平放在地面上。车以 15km/h 速度,前后轮依次通过枕木,车返回后,再由另一侧前后轮依次通过,记录系统记下越过障碍过程中各测点部位的应变变化过程。

3. 数据处理

在静应力测量数据处理中,将五次加载及卸载数据进行分析,剔除奇异点,算得均值。动应力测量中的加载、卸载数据作参考,经人工预处理的数据,输入计算机算出应力值。

动应力测量工况复杂多变,数据量大。为减少工作量及误差,将磁带记录仪的原始资料经低通滤波器输出至光线记录仪。人工预处理的结果由微机计算出动应力状态。

由单向应力计算公式:

$$\sigma = E \epsilon \quad (3.33)$$

及三片直角花应变计的测定,得

$$\epsilon_{\min}^{\max} = \frac{E}{2} \frac{\epsilon_0 - \epsilon_{90}}{1 - \mu} \pm \frac{2}{1 + \mu} \sqrt{(\epsilon_0 - \epsilon_{45})^2 + (\epsilon_{45} - \epsilon_{90})^2} \quad (3.34)$$

$$\epsilon_{\max} = \frac{2E}{2(1 + \mu)} \sqrt{(\epsilon_0 - \epsilon_{45})^2 + (\epsilon_{45} - \epsilon_{90})^2} \quad (3.35)$$

$$= \frac{1}{2} \arctan \frac{2 \epsilon_{45} - \epsilon_0 - \epsilon_{90}}{\epsilon_0 - \epsilon_{90}} \quad (3.36)$$

其中, $\epsilon_0, \epsilon_{45}, \epsilon_{90}$ 分别为 $0^\circ; 45^\circ; 90^\circ$ 方向的应变值; E 为弹性模数, MPa; μ 为泊松比; α 为 ϵ_{\max} 与 ϵ_0 方向的夹角。

4. 测点布置

首先对整车结构、各主要构件间连接方式、载荷分布及传递特性进行分析,确定车架自前至后纵梁选定 12 个截面,其中几个主要面自上而下在腹板上布点,观察梁截面应力分布规律。考虑在比较重要的部位如龙门梁、牵引横梁、后横梁等布置若干测点,以监视不同工况下的应力变化特征。

鉴于车架结构复杂、工况多变、应力集中影响等,绝大多数部位是复杂应力状态,故多采用三向应变计。贴片位置尽量考虑局部应力集中影响而靠近焊缝。

本次试验选定静测点 37 个、动测点 36 个,总用应变计 280 片。

5. 试验道路

为了使试验条件具有真实性、代表性,试验路面选在矿区正常生产的装载区至排土场间的道路,途经左右转弯、上下坡、直路段等,包括各种工况。装卸载皆按正常作业进行。路面坡度有 1% ~ 3%, 3% ~ 5% 及 7% ~ 10% 不等,全长为 2.5km。

6. 静强度试验结果

车架纵梁中部区域,其上部以受压、下部受拉为主,中间有绝对值较小的应力。纵梁前端外伸,可见车架呈梁式结构特征。车架应力分布规律如下:

梁中部第 I-X 截面,其上部应力为 - 15MPa ~ - 36MPa(考虑自重影响应力仍小于 51MPa);下部应力为 10MPa ~ 25MPa(考虑自重影响应力小于 36MPa);

龙门上部、下部及侧面应力为 20MPa 左右;

推力轴中部应力较高,接近 40MPa,因推力轴端梁腹板加厚,应力大大降低,仅有 10MPa;

后横梁中部区应力在 10MPa 左右。

7. 动强度试验结果

动强度试验测点多至 36 点,且大多为复杂应力状态,每点又有三个方向应变,即测量回路有上百条导线,实测工况有 26 种,数据量多达三万余个。经过多次筛选分析、加工整理,针对主要部位、主要工况进行如下分析。

(1) 车架纵梁动应力水平

车架纵梁动应力水平,大致分四种情况。其一,龙门前部纵梁,动应力水平为 20MPa ~ 30MPa;其二,纵梁一般部位,动应力水平

为 30MPa ~ 40MPa; 其三, 应力集中明显部位, 动应力水平为 40MPa ~ 50MPa; 其四, 特殊工况下, 高动应力水平为 75MPa ~ 100MPa。

(2) 推力轴动应力水平

推力轴是汽车传力主要构件。当载重汽车运行在不平路面时, 车架颠簸、晃动、扭动, 特别是单轮抬起、下降及汽车加速时, 推力轴负荷加大, 从而产生高应力值。高应力水平在 130MPa 左右。

(3) 后横梁动应力水平

在显著凹凸路面及越障碍物工况下, 动应力水平约 36MPa ~ 47MPa。

(4) 龙门梁主要部位动应力水平

在显著凹凸路面及越障碍工况下, 动应力水平约 55MPa ~ 75MPa。在这种工况下, 此时车架扭转动应力处于较高值。

8. 车架疲劳强度校核

从车架结构形式、受力特征分析, 其损伤形式主要是疲劳损伤。车架结构设计应当进行疲劳强度设计, 对其结构也应进行疲劳强度校核。

根据疲劳强度理论介绍的疲劳强度校核方法, 在此采用比较保守的 Goodman 准则。

该车 $\sigma_b = 600\text{MPa}$

$\sigma_s = 500\text{MPa}$

对称循环下疲劳极限 σ_{-1} 约为 279MPa, 脉动循环下, 疲劳极限约为 395MPa, 而

$\sigma_m = 40\text{MPa}$

由此可见, 车架按最高应力等幅作用, 车架材料仍满足 Goodman 准则。计算方法参见本章第三节。

综上所述, 车架在满载情况下静应力水平为 20MPa ~ 30MPa。即使考虑自重影响, 车架最高静应力也在 50MPa 以下, 可

见车架静应力水平不高。汽车行驶在矿区路面上,车架受力的最不利工况主要有:启动、举升车箱、越过障碍及不平路面产生的较大颠簸。在最不利工况下,车架最大应力水平为 120MPa(考虑自重),推力轴应力低于 200MPa。对该车架材料进行疲劳强度校核证明,设计选材是可行的。

三、强度计算

过去,车架设计只能用材料力学方法做杆件的局部计算。目前,普遍应用微型电子计算机,高级结构计算机软件相继问世,使得车架合理设计发生了重要变化,其特点是:

将轮胎以上的全部车架体系的信息,输入给计算机,做空间整体分析。

用计算机模拟车架和各种受载情况,可单项计算在静态、运行动态、过障碍、一轮悬空、举升、卸载等状态下的内力。并可根据实际受载情况,作任意载荷的组合受力分析。

在静、动力分析的基础上,全面考核全车架各部件的受力水平。用计算机不断修改设计参数(包括杆件的多少、连接方式、长度及断面等),以寻求车架总体最佳设计方案,即车架的优化设计。

与此同时,还需运用现代化试验手段(如电测、光测、动态测试、疲劳试验等)和先进的设备系统,一方面可在实验室完成车架模型试验及构件的局部试验,另一方面在现场作实测,以便使理论与实践统一,给全车以综合性考核。

考虑到车架结构特征、载荷特性以及工程需要,在本课题研究中采用不同计算模型、不同计算方法、综合分析方法,向工程界提供实用的计算方法和合理的结构设计。

杆系有限元模型:四个轮的轮轴作为边界支承点,上部车架结构离散为梁单元模型,根据结构局部特征,作杆单元处理。为提高计算精度,局部细化计算,在计算中常用比较简单的加筋的平面单

元模型;对于非线性氮缸、轮胎按线性处理;龙门与车架的连接刚性高以及有类似的高刚性区,取刚性域处理,更接近于实际情况。

杆系有限元模型划分了 81 个节点,87 个杆单元。对于平面加筋模型划分了 162 个节点,125 个平面单元和 100 个杆单元。使用 SAP—84 计算程序。

板单元模型:鉴于车架为变截面薄壁箱型结构,而且车架后部纵梁截面高宽比较大,呈高梁特征,在剪切、弯曲、扭转复合受力下的构件应力状态比较复杂,需要采用更为精确的计算单元。为此,采用板壳元和杆元组合计算单元,考虑对称性,取结构之半,划分 249 个节点、550 个壳元和 13 个杆元。该算法可详细计算各部位的应力,局部加密网格或二次处理,在此使用 MAS 程序计算。为便于对比分析,计算工况载荷与前面计算一致。

矿用汽车装载、启动、运行、卸载等,工况复杂。装卸载时产生冲击;运行时路面不平车架产生颠簸使车轮不同时着地,特别在装土场和卸土场,这种所谓沉陷现象尤为显著;卸载时,举升车斗等等。综合考虑,选择了四种典型工况。

工况 :自重 + 物料重(108t)

工况 :自重 + 满载初始举升状态

工况 :沉陷(一轮离地 16cm)

工况 :物料重 108t

实际的计算多于这几种工况。

该计算考虑了结构整体空间作用,使力传递和边界条件的处理有较好的真实性,整体计算与局部细化计算结合,既保证计算精度又能使计算简单、实用。

计算单元局部示例见图 3.33。

计算载荷与计算工况:

静力分析和车架主要载荷是自重 85t(包括车架及上部的设备重量)和物料重 108t。计算载荷见图 3.34。

图 3.33 计算单元(纵梁后部)

图 3.34 车架计算载荷
(a) 左侧计算载荷; (b) 右侧计算载荷

在计算中主要考虑上述四种工况,为了探求结构的合理设计,对不同工况、不同载荷、不同的局部结构做了补充计算,从中找出结构受力和结构局部变化的影响规律。

四、计算结果分析

1. 满载举升工况(即工况)是危险工况。在计算中采用三种不同模型做结构计算,即空间杆单元、平面加筋、复杂混合元模型。三种不同模型的计算结果是应力分布规律相似且应力水平在同一量级。在该工况下,最大应力发生在车架后部的下盖板部位,复杂模型计算应力为 22MPa;平面加筋模型计算应力为 32MPa。总之,车架应力不高,有较大安全储备。

2. 满载 108t 的第 种工况,最大应力发生在龙门梁后部的纵梁下翼板处,计算应力为 24MPa,对应的上翼板部位应力为 - 20MPa。该计算工况主要用于计算与试验结果对比之用,结果表明,计算与试验结果相当吻合。见图 3.35。

3. 车架后部空间刚度不足。按空间杆系模型计算,结果表明,两纵梁间的非承重的横向连接槽钢应力高出 10 倍之多。当车架受扭转力矩作用时,车架前部与后部刚度不协调,后部抗扭刚度较弱。

4. 车架空间杆系计算模型工程上可用。对比计算结果可以说明空间杆系模型带来的误差满足工程设计要求。对车架计算来说,它简便、实用。

3.6 车架结构工程优化

大型复杂设备的开发研制,首要任务是结构设计。特别是对于变化的载荷,结构设计仅仅满足一般强度要求是远远不够的。美国诸多个很有名气的汽车公司,尽管重型汽车已研制几十年,汽车的关键结构仍不断地发生断裂事故,由此带来重大的损失。前面已经

图 3.35 车架计算应力

看到,多种车型车架不断地断裂,不断地改进设计与工艺技术条件,以获取最佳的产品。这一事实告诉我们,复杂结构的设计应当采用现代设计技术,而这一技术的难度很大,它涉及多学科技术。

我们通过对多种车型车架的断裂分析,可知结构强度和设计选材研究是结构现代设计的基础性工作。这些扎实的基础研究,又使我们掌握了复杂结构设计的有关技术。

一、车架模型试验

应用模型理论对 68¹ 矿用自卸汽车车架制作 1/2 的塑料模型,对其进行静强度试验,并将试验结果与原车架现场强度实测结果进行对比。

1. 相似分析

此模型试验荷载大小不随时间改变,故为静力相似问题。

塑料是模型试验常用的材料。考虑到所用材料特性,为保证载荷与变形呈线性关系,试验时精心设计载荷大小、每次加载量、加载稳定时间、测量时间、环境条件等。因此模型试验无疑适合于弹性结构小变形的相似问题。

相似理论指出结构模型与原型必须满足一定的相似条件,方可进行模型试验。其相似条件由相似的基本定理给出。要使模型与原型保持相似,相似指标 $C_i = 1$, 或相似判据等于定数。单值条件相似,对于弹性结构应力分析有下列关系:

$$(1) \text{ 泊松比系数 } C_\mu = \frac{\mu_H}{\mu_m} = 1$$

其中 μ_H , μ_m 分别为原型、模型泊松比,因为工程塑料与钢材等泊松比近似为 0.3,基本满足条件。

(2) 几何相似

$$C_l = l_H / l_m = \text{常数}$$

(3) 载荷相似

$$C_P = \frac{P_H}{P_m} = \text{常数}$$

如果为多种载荷则它们之间的比例也必须保持常数。

(4) 边界约束条件相似

根据上述相似条件,可以得到原型与模型应力换算关系为

$$\sigma_H = \sigma_m \left(\frac{P_H}{P_m} \right) \left(\frac{l_m}{l_H} \right)^2 \quad (3.37)$$

式中, H 表示原型, m 表示模型。

2. 模型设计

参照 LN—392 矿用汽车车架设计而成的车架模型, 在尺寸上缩小了一倍, 即 $1/2$; 在支承处作了部分简化, 氮缸支承采用了硬性支承, 后桥也作了适当变动, 以便易于加工。这些简化对静态试验影响不大。图 3.36 为车架模型照片。

图 3.36 车架模型

3. 试验方法

(1) 载荷

在试验中考虑实际载荷性能, 模型试验按一定比例加载, 采用每袋 25kg 砂袋加载。

(2) 测点布置

考虑到结构对称, 两边梁承载均等, 并考虑到梁的受力特点, 在右梁外腹板选取几个截面, 按一定间隔布置。在纵梁外腹板沿同一截面又自下而上布测点, 其次考虑比较重要的部位如龙门梁、后

横梁等处增加测点。见图 3.37 所示。

(3) 测量时间

考虑到塑料材料蠕变效应(参见图 3.38), 加载后 8 分钟 ~ 16 分钟内做完一次测量, 以消除蠕变影响。

(4) 试验温度

试验时一般保持室温 20 , 从而减少蠕变影响。

4. 试验结果

试验结果如表 3.33 所示。

表 3.33 模型试验主要测点应力分布

工 况	片 号	应力值(MPa)			应力方向(°)
		max	min	max	
水 平 状 态	-1	9.9	1.4	4.2	
	-1	0	- 16.7	0	
	-1	36.0	0	17.9	
	-2	22.5	- 4.6	13.6	15.5
	-3	- 0.8	- 34.6	- 17.9	
	-1	41.5	0.1	20.7	
	-2	21.4	- 0.7	11.1	10.6
	-3	- 3.4	- 17.2	6.9	78.6
	-4	4.7	- 28.9	- 20.9	
	-1	39.9	11.3	14.3	
-2	19.8	5.1	7.9		

图 3.37 模型试验测点

图 3.38 拉伸蠕变曲线

(续表)

工 况	片 号	应力值(MPa)			应力方向(°)
		max	min	max	
水 平 状 态	-3	5.8	- 10.7	8.2	105.0
	-4	1.3	- 31.3	- 14.3	
	-1	23.3	3.6	9.8	
	-2	- 19.6	- 34.3	- 7.4	- 9.2
	-3	8.2	4.8	6.5	- 41.0
	-4	1.8	- 12.3	7.0	109.6
	-5	3.6	- 25.8	- 9.8	
	-1	18.1	- 0.8	9.6	
	-2	10.1	- 12.2	11.2	43.7
	-3	- 11.4	- 16.3	2.4	28.2
	-4	- 5.7	- 21.3	9.8	
	-1	9.8	- 2.8	6.3	
	-2	5.1	- 5.1	5.1	39.2
	-3	- 4.5	- 10.7	3.0	- 6.3
	-4	0.1	- 9.8	- 6.3	
-1	9.6	- 3.3	6.4		

	-2	5.0	- 5.0	5.0	56.6
	-3	- 1.3	- 13.9	- 6.4	
	-1	33.6	17.5	7.9	
	-2	12.5	- 4.9	8.7	60.5
	-3	5.5	- 22.8	- 7.9	
	L -1	2.9	- 1.1	2.0	- 25.4

(续表)

工 况	片 号	应力值(MPa)			应力方向(°)
		max	min	max	
右 前 轮 垫 起 10mm	L-2	85.0			
	L-3	5.0	- 2.6	3.9	- 36.4
	L-4	6.1	0.4	2.7	110.4
	L-5	14.8	4.7	5.0	59.4
	L-6	9.1	3.8	2.5	- 24.7
	L-7	9.1	1.5	3.7	6.5
	L-8	5.4	4.7	2.6	71.9
	ZZ-1	9.9	1.4	4.2	- 19.8
	HZ-1	14.4	2.2	6.1	- 5.4
	HZ-2	4.4	- 1.5	6.1	- 1.4
	HZ-3	8.1	5.4	1.3	54.2
	LZ-1	31.4	20.9	5.2	114.7
	-1	10.7	1.8	4.4	
	-2	18.3	- 14.7	16.5	40.5
	-3	- 1.1	11.4	5.1	
	-1	1.2	0.1	0.6	
	-3	6.6	- 10.2	8.3	62.7
	-4	5.1	- 9.9	7.4	
	L-1	1.9	- 3.6	2.7	- 31.0
	L-2	0.5	0	0	
	L-3	10.8	- 6.0	8.4	- 8.9
	L-4	12.4	- 3.0	7.7	47.1
	L-5	14.2	- 1.2	7.6	- 43.9
	L-6	3.7	- 2.5	3.1	45.0
	L-7	3.2	0.3	1.4	- 39.3
	L-8	2.5	- 1.3	1.9	31.7
	ZZ-1	1.9	- 2.5	2.2	39.0
	HZ-1	4.6	- 4.6	4.6	41.0
HZ-2	6.3	- 6.3	6.3	- 45.0	
HZ-3	3.8	- 7.3	5.6	127.6	
LZ-1	4.3	- 5.5	4.9	- 40.0	

5. 结果分析

从受力分析和试验结果看,大梁的中部呈简支梁特征。

(1) 满载工况

前部(、 、 截面)在静力作用下为高应力区,在腹板与盖板交接处,应力一般可达 40MPa。

中间部分(举升缸支座以上部分)应力明显小于前部,一般在 18MPa。

(2) 右前轮垫起 10mm

为了模拟单轮跳起工况,将右前轮垫起 10mm。从结果看,后横梁受影响甚小,对龙门梁各部分影响不均,最大超过 13MPa,一般在 5MPa 以下,约高出满载工况下静应力值 1/3。

(3) 模型与原型应力比较

模型测点与原车测点的精确位置难于对应,在试验中尽量注意选择一些比较容易确定的部位。表 3.34 中给出相应部位的应力值。

表 3.34 模型实验结果与原车实测比较 MPa

应力值	-1	-3	-1	-1	-2	-3	-4	-1	-5	-1	-1	-4	-1	-3
车型														
模型	36.0	34.5	41.5	39.0	19.8	10.7	31.1	23.3	25.8	18.1	9.8	9.8	9.6	13.9
75B		31.9		23.0	11.9	11.7	24.3	16.4	24.8	19.7	13.2	11.0	9.1	11.8
68	32.3		36.1	35.3										

研究证明,利用模型试验方法对车架进行强度试验分析是可行的,试验数据是可靠的。利用模型试验可解决现场实测中诸多不利因素(如实测时,个别点无法测量),且可在样车制造出来前先作模型试验,预测车架强度便于改型,方便设计人员对新车架进行强度分析,从而提高样车制造水平。模型试验法在国外重型汽车界也

普遍采用。

综上所述,在静力作用下,盖板与腹板连接处为高应力区,是设计应重点考虑的部位。中间部分因举升缸支座补强板与大梁连为一体,截面明显改变,增加了承载能力。在不考虑自重的情况下,大梁在水平状态的应力为 50MPa 以下。实际工况路面不平,设计者一定要考虑扭转对车架的影响,这从右前轮垫起工况中也可以看出。

二、应力集中

复杂机械结构几乎都有局部应力集中的影响。应力集中导致局部高应力,高应力常常诱发薄弱部位首先开裂;裂纹源又在交变力作用下,不断扩展形成宏观裂纹直至断裂。因此,复杂结构设计必须考虑局部应力集中的影响。我们在重型汽车结构现代设计研究中,对应力集中问题做了大量研究。

1. 应力集中的产生

在重型汽车结构件上局部应力集中的影响,在本章章首的断裂调查中已多处提到,在此仅对产生局部应力集中的原因作一归纳。

- (1) 结构刚度突变产生局部高应力导致应力集中;
- (2) 不同形状、不同厚度的补强板带来不同程度的应力集中;
- (3) 焊板交汇部位、焊缝交汇区都会产生高应力区域;
- (4) 焊接工艺、焊接技术不佳的不良焊缝夹渣、气泡及初始裂纹等。

2. 补强板形状对应力集中的影响

重型自卸汽车各种车型车架都有数十处补强或附属构件补焊部位,补焊板形状各异,为了得到不同形状补焊板对应力集中的影响,我们对此作了专题研究。选择圆形、椭圆形、矩形、菱形四种补焊板,以同样焊接条件将其分别焊在同质等厚的母板上,采用应变测量方法获取同样载荷下的应力分布规律,算出应力集中大小;对

四种形状补焊板中两种做光弹性实验,测出圆形、矩形板的应力集中系数,两者对比分析(详见第五章应力集中)。

四种焊板在垂直弯曲下,应力集中系数:圆形板为 1.86;椭圆板为 2.26;矩形板为 2.41;菱形板为 2.47。低高差 33%。由此可见,在车架高应力部位加焊补焊板应当十分注意焊板的形状与布置方位,力求把应力集中的影响降至最低程度。

3. 电动轮自卸车车架尾部的设计

从本章第四节美国 630E—154¹ 电动轮自卸车车架断裂事故研究中可以看出,车架尾部开裂严重。从车架结构上看,车架纵梁尾部是高应力区,因为,其一,纵梁后部断面尺寸变化较大;其二,尾横梁两端与两片纵梁在此相贯,刚度突变;其三,纵梁尾部腹板与翼板间有多道内焊筋板,产生局部应力集中;其四,车架尾部有多块形状不同的焊板使尾部形状复杂;其五,满载下行驶,车架后部受到较大的扭转作用,而车架后部又恰恰刚度不足。

因此,车架后部的合理设计对提高车架安全性是十分重要的。笔者认为,纵梁尾部改用铸钢制造再与车架纵梁焊接成铸焊结构是合理的设计方案,并且,连接部位的焊缝的位置及走向在设计中应精心择优处理。

4. 龙门梁与车架纵梁交汇部位的设计

由本章第一节可以看出,车架中部龙门梁附近也是常发生断裂的部位,其断裂原因就其结构来说与前面所述相似。另外,在这个区域有更多的焊板空间交叉、焊缝交汇,形成多处应力集中。因此,纵梁和龙门梁交汇部位设计成铸钢件,再将其与车架纵梁及龙门梁分别焊接在一起,从而避开复杂形状区域的高应力集中是十分有益的。

5. 增大曲率半径,降低应力集中

车架纵梁中部及龙门附近,多处曲率半径很小。改型设计采用纵梁大圆弧平滑过渡,可以改善应力分布,有效地提高了车架使用

寿命。

三、结构刚度均衡

大量的事实证明, 尽管美国重型自卸汽车研制已几十年了, 车架设计仍有多处不完善, 其中重要原因之一就是结构空间刚度很不均衡, 后部抗扭刚度弱, 难以承受较大的扭转力矩作用。本书多处论述了对均衡复杂结构的刚度所做的专题研究成果, 下面作以综合介绍。

在车架整体有限元计算分析基础上, 对车架局部作细化计算分析。

1. 结构修改

针对车架后部空间抗扭转刚度不足, 调整车架前、中、后部刚度, 力求整体空间刚度均衡, 为此, 对车架局部结构作计算机修改。修改原则是按不同刚度级别变动局部结构尺寸, 每当改动局部尺寸就作为一个新的结构方案, 再经筛选确定几个典型修改方案, 再作计算对比分析, 给出优化设计结构。

2. 结构计算分析

为便于对比分析, 将车架纵梁划分四大部位, 即龙门梁、前部梁(龙门梁往后到牵引横梁前的纵梁)、中部梁(牵引梁往后的纵梁), 尾部梁(即纵梁尾部)。

计算工况有两种, 满载应力和满载时举升应力。在每种工况下, 有多种计算方案计算车架应力变化, 对比分析后确定优化设计方案。主要计算方案有: 其一, 去掉槽钢连接件; 其二, 有槽钢连接(见图 3.39); 其三, 改槽钢为圆管横梁。圆管横梁的内外直径多种方案组合, 以结构应力最小为目标函数, 确定优化设计方案。

在计算中圆管的尺寸范围是外径 100mm ~ 150mm; 内径 70mm ~ 110mm。如图 3.40 所示。

3. 计算结果对比分析

两种工况三种计算方案组合后, 计算结果分析如下:

图 3.39 槽钢横梁

图 3.40 圆管横梁

第一种工况(未举升时满载)的平均应力比

(1) 龙门梁:

无槽钢 有槽钢 圆管梁 = 1.6 1.0 1.1

(2) 前部梁:

无槽钢 有槽钢 圆管梁 = 1.7 1.0 0.7

(3) 中部梁:

无槽钢 有槽钢 圆管梁 = 2.0 1.0 0.6

(4) 尾部梁:

无槽钢 有槽钢 圆管梁 = 1.5 1.0 0.7

第二种工况(举升)的平均应力比

(1) 龙门梁:

有槽钢 圆管梁 = 1.0 1.1

(2) 前部梁:

有槽钢 圆管梁 = 1.0 0.8

(3) 中部梁:

有槽钢 圆管梁 = 1.0 0.8

(4) 尾部梁:

有槽钢 圆管梁 = 1.0 0.7

满载未举升时,选用三种不同直径 D_1, D_2, D_3 圆管横梁时,纵梁应力变化为:

(1) 龙门梁:

$D_1 \quad D_2 \quad D_3 = 1.0 \quad 1.0 \quad 1.0$

(2) 前部梁:

$D_1 \quad D_2 \quad D_3 = 1.0 \quad 1.0 \quad 0.6$

(3) 中部梁:

$D_1 \quad D_2 \quad D_3 = 1.0 \quad 1.0 \quad 0.7$

(4) 尾部梁:

$D_1 \quad D_2 \quad D_3 = 1.0 \quad 1.0 \quad 0.7$

综上所述可见:

(1) 原设计有槽钢横梁,对车架加强了横向刚度,有利于改善应力分布,去掉槽钢后,车架应力增高 50% ~ 100%。

(2) 进一步加强车架横向刚度,把槽钢改为圆管则车架应力又得到改善,应力平均降低 30% ~ 40%。

(3) 圆管横梁尺寸不同,车架应力不同。

选用外径 D_1 、壁厚 b_1 的圆管与选用外径 D_2 、壁厚 b_2 的圆管,车架应力变化不大。

但选用外径 D_3 、壁厚 b_3 的圆管,车架应力又进一步改善,可降低 30% ~ 40%。故最终选用后者。

按疲劳寿命计算,应力降低 30%,该处寿命提高数倍。

4. 局部刚度均衡

在车架纵梁内外侧腹板相当多部位存在局部刚度突变,应当说这对于复杂的大型空间结构难于避免。但对于有经验的设计者十分清楚“千里大堤溃于一穴”的道理。在复杂的机械设计里,一定要注意高应力部位的刚度变化不应过大,整体结构力求刚度均衡。比如 75B 汽车美国设计师在设计中就忽视这一原则,75B 汽车车架纵梁的中间部位是结构危险断面,在该部位纵梁动应力高达 160MPa。现场断裂调查也显示出此处断裂相当严重,其原因在于局部区域刚度突变。原 75B 汽车车架纵梁与油箱连接通过一块较厚的钢块挂板导致刚度突变。在此,车架纵梁腹板与挂板刚度相差较大,而刚性挂板周边焊在纵梁腹板上,上、下端又未与纵梁翼板相连接。装满油的大油箱与纵梁外腹板相距 500mm,呈外悬式,当汽车运行在不平的矿山路面上时,刚性挂板边角焊缝产生很高的应力集中,必然导致附近区域开裂。在本研究成果的告诫下,美方设计人员对此作了较大修改,将其改为柔性铰连接方式,该处刚度均衡后,纵梁刚度趋于平滑过渡,从而有效地降低了局部应力集中。

四、减小焊缝, 避开焊缝交汇

车架纵梁腹板原为多块板对焊、搭焊, 现改为大块板或整板, 焊缝显著地减少。在设计和工艺处理时, 注意局部焊缝交汇带来过高的应力集中, 尽量避开焊缝交叉、交汇。

对 75B 汽车大梁断裂纹现场调查 97 处, 宏观裂缝直接沿焊缝发生约占 24%。而 75C 主梁侧腹板主要部位改为整板结构, 大大减少焊缝, 主要焊缝预计可减少 30%。

这一设计原则常被忽视, 在此予以特别提醒。

五、提高梁截面的抗弯模量

重型矿用自卸汽车行驶在矿山路面上, 车架相当于两端外伸的简支梁结构, 如果确认车架工作应力过高, 采用提高梁截面的抗弯模量是行之有效的。在国产 68^t 矿用自卸汽车车架设计中吸取美国 75B 汽车车架的教训, 从工艺条件、结构改型和设计选材等多方面综合分析, 在适当地提高材质性能的同时变动梁截面的几何尺寸。该车架为薄壁箱型截面, 在不能提高梁的高度时, 加宽梁截面 20mm, 使其应力比为 0.85, 应力降低约 15%。根据疲劳强度理论可以预估其疲劳寿命, 改进后的车架疲劳寿命可提高近一倍。

六、强度设计与设计选材

前文已提到, 重型汽车承载大、环境条件差, 作为该车的重要承载构件在设计中必须使其具有足够的强度。

从美国车和国产车大量实测资料中可以看出, 车架主要危险断面应力为 32MPa ~ 38MPa。该应力值包含焊口热影响区的部分应力集中和边角部分应力集中。汽车在正常运行中动力系数为 2.2, 最不利工况下动力系数为 3.5, 最高应力达 110MPa。美国车最高应力可达 150MPa。

根据多年大量研究结果, 提出重型矿用汽车车架结构设计参数指标:

(1) 强度指标

强度极限 σ_b 在 550MPa ~ 600MPa

屈服极限 σ_s 在 350MPa ~ 400MPa

(2) 断裂韧性

K_{Ic} 应在 $4000\text{N}/\text{mm}^{3/2} \sim 4500\text{N}/\text{mm}^{3/2}$ 。

脆性转变温度应不高于 - 40 。

低温冲击值 a_K $35\text{Nm}/\text{cm}^2$ 。

(3) 材质可焊性好

焊接残留应力一般应不高于 200MPa。

第四章 后桥结构设计

后桥总成是电动轮汽车的承重、动力源的关键部件。其长宽高尺寸之大和几何形状之复杂都表明它是一个空间大型复杂结构件。在重型汽车的研制中,后桥结构的研究占有相当的份量和较大的难度。

4.1 后桥结构研究概述

一、课题来源

美国 UNIT RIG 公司 1963 年首次推出电动轮自卸汽车,1974 年我国开始引进、消化、研制。“七五”计划期间将 108^t 电动轮自卸汽车列入国家重点攻关项目;1991 年国务院重大技术装备领导小组正式下达“八五”重大技术科技攻关项目“85—301—01—04”,将 154^t 电动轮汽车列入其中,后桥则作为子课题进行攻关研究。

二、研究的几个阶段

后桥结构复杂,所受载荷也极为复杂。对这种复杂结构的研究经过了消化、试制、修改,以及长期反复深化的过程。大体上可分为三个阶段。

第一阶段:仿造试制

80 年代主机生产厂对电动轮自卸汽车后桥体结构进行引进、消化、制造,不断完善加工、制造技术。

第二阶段:消化吸收

1991 年国务院重大技术装备领导小组向湘潭电机厂下达国

家“八五”重大技术科技攻关项目“85—301—01—04 SF3150 型 154^t 电动轮矿用自卸车”研制任务,湘潭电机厂同大连理工大学合作对后桥体结构进行有限元计算及实验分析。在计算中将后桥体划分为桥身 1、桥身 2、推臂、载架 1、载架 2 等五个结构,合计 1486 个单元,1474 个节点,采用 SAP84 结构分析程序,在 386 机上计算;实验在江西德兴铜矿使用的湘潭电机厂自制的 154^t 电动轮自卸汽车上进行。在上述计算、实验分析基础上,湘潭电机厂主管技术负责人做了分析、总结后厂方做了阶段性技术工作总结,至此,厂校对此复杂结构受力分析有了比较深入的认识,为设计提供了重要依据,较好地完成了该结构的引进、消化工作。

第三阶段:独立设计

在深入研究的基础上,对结构进行合理设计,以使自己具有自主开发的能力,是这一阶段的目标。

湘潭电机厂作为生产电动轮汽车的国家重点厂,对汽车的每个总成都进行了认真的消化、吸收、国产化。不仅如此,还安排关键技术的攻关课题,充分利用高校的科技力量,合作研究,并选派技术骨干结合攻关课题深入学习,掌握有关的理论和实用技术。学校对生产单位选派的技术骨干就读研究生,结合工程实际课题进行研究极为重视。只有这种紧密型的厂校合作才能给复杂结构的深入研究、结构设计修改、掌握独立开发的新技术,提供理论、技术、经验等基本条件。

这一阶段主要研究内容有:

1. 前期后桥研究工作总结,后桥国产化设计、制造技术,汽车服役期间后桥结构断裂及其分析。

2. 后桥结构计算:154^t 后桥模型简化及其改进、载荷分析、结构静力计算、主要运行工况下动应力计算、结构变形计算。

- 108^t 汽车后桥模型简化、结构静力计算、主要运行工况下应力计算、结构变形计算。

3. 结构现场试验: 154^t, 108^t 两种车型后桥结构的现场强度试验。

4. 用计算机对结构进行修改及工程优化设计: 用计算机对结构进行修改, 修改后再计算, 对比分析, 最后给出结构合理设计及 CAD 工程图。

值得提及的是, 本次模型简化作了多次试算、修改、再简化、再修改, 最后给出比较完善的建模方案; 本次计算将后桥体作为空间结构, 划分 3206 个单元, 3080 个节点, 在 586 微机上完成计算。

综上所述, 历时多年, 对电动轮自卸车后桥作了比较系统、全面的研究。我们不仅掌握了结构特征、载荷特性、应力水平、应力分布、变形特征、刚度、应力集中影响、动荷系数、结构设计、设计选材等。而且, 掌握了复杂结构的有关理论、计算软件、计算方法、实验技术, 采用 CAD 软件进行结构的合理设计, 为我国重型汽车的自主开发提供了关键的技术。

4.2 结构特征

后桥位于汽车两后轮之间, 见图 4.1。桥身为圆柱壳体, 壳体内部加焊多道纵横筋板, 用以提高壳体刚度。圆柱壳体前部与矩形断面的锥壳相贯, 锥壳顶部为截头, 截头断面与推力凸缘用螺栓连接。推力凸缘铰连于车架牵引横梁, 用以传递推力。锥壳上表面开圆孔, 孔边焊接排风圆管。圆柱壳体上表面焊有横拉杆支座, 横拉杆与车架连接, 用以承受横向载荷。圆柱壳体后部开圆孔, 维修人员进出壳体里面安装维修内部管线。圆孔两侧加焊载荷架, 用以支撑后悬挂, 承担整车后部荷重, 见图 4.2。

图 4.1 后桥

图 4.2 后桥后部

4.3 局部断裂

引进的美国 630E—154^t 电动轮自卸汽车使用不久,后桥局部开始断裂,国产 108^t, 154^t 电动轮自卸汽车后桥也发生开裂现象;中外厂家针对后桥局部开裂位置作了多次改动,但一直未能彻底解决。断裂部位(图 4.3)如下:

图 4.3 后桥断裂部位

壳体后圆孔周边焊缝开裂 1 号部位;
壳体上部横拉杆支架焊缝 2 号, 5 号部位;
壳体内部顶板横向筋板焊缝 2 号内侧;
壳体底部两端部位;
锥壳菱边部位 3 号及其他边;
后悬挂支座 4 号区域;
前部排风管孔边焊缝;
推力凸缘焊缝 6 号区域。

复杂结构多处断裂的原因在于结构设计的不合理,而这一问

题的解决必须开展一系列的应用基础理论研究。

4.4 结构计算

一、108^t 电动轮汽车后桥结构计算

1. 计算工况

后桥结构强度计算分五种工况,即

(1) 静载

在此工况下,汽车满载静止,后桥仅承受竖直方向的载荷。

(2) 启动

汽车在满载情况下,由静止开始启动,汽车能否运行主要由后轮产生的扭矩决定,所以在此工况下,假定后轮上产生的扭矩达到最大值。

(3) 制动

当汽车以较高速度行驶而制动时,后轮被锁住。此时由于惯性,车体对后桥产生一个很大的拉力,以阻止后桥减速;同时,由于平衡关系,作用在后桥上的竖向载荷也要发生变化。

(4) 转向制动

汽车以较高的速度左转向时制动,此时除了与第三种工况一样的影响外,由于离心力的作用,还要在横向稳定杆支架上产生一个横向载荷。

(5) 转向制动

与第四种工况相似,不同之处是转弯方向相反,此时产生的横向载荷也相反。

2. 受力分析与载荷计算

(1) 计算数据

重载整车质量	M	$193 \times 10^3 \text{kg}$
重载后桥载荷	N	$129.3 \times 10^4 \text{N}$

后桥非悬上质量	m	$27.3 \times 10^3 \text{ kg}$
电机最大输出扭矩	M_1	$19\,750 \text{ N} \cdot \text{m}$
齿轮系传动比	i	27.3
车轮静力半径	R	1.339m
轮轴距	L	5.10m
重载整车质心至前轮轴距离	L_1	3.67m
重载整车质心至地面距离	H	3m
重载启动时的加速度	a_1	0.42 m/s^2
重载制动时的加速度	a_2	-1.91 m/s^2
后轮最大制动力矩	M_2	$4.39 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$

(2) 受力分析及载荷计算

静载工况

如图 4.4 所示,作用在后桥上的净载荷:

$$\begin{aligned}
 P &= Mg \times 67\% - mg \\
 &= 193 \times 10^3 \times 67\% \times 9.8 - 27.3 \times 10^3 \times 9.8 \\
 &= 999\,698 \text{ N}
 \end{aligned}$$

图 4.4 静载荷

由平衡方程 $1205P_1 = 980P_2$

$$P_1 + P_2 = 102 \times 10^3$$

解得 $P_1 = 488\,630.4\text{N}$ $P_2 = 511\,067.6\text{N}$

启动工况

启动时, 由于启动加速度整车产生惯性力 F_1 (没有 F_2), 如图 4.5 所示。

图 4.5 惯性载荷

$$F_1 = Ma = 193 \times 10^3 \times 0.42 = 81\,060\text{N}$$

由 $M_o = 0$

及 $N_{21}L = MgL_1 + F_1H$

得 $N_{21} = 1\,330\,337.65\text{N}$

可以看出, 由于加速作用, 后桥载荷由静止时的 $1\,267\,238\text{N}$ 增至 $1\,330\,337.65\text{N}$ 。

后桥载荷计算(图 4.6);

$$F_a = ma = 11\,466\text{N}$$

$$F_t = \frac{2M \times j}{r} = 389\,621.36\text{N}$$

由 $M_A = 0$, 得

$$P_2(1.205 + 0.98) + 0.401F_a + 0.94F_t = 1.205N_{21} + 1.205mg$$

图 4.6 启动载荷

将 F_a, F_t 代入上式, 得

$$P_2 = 416\,397.8\text{N}$$

由 $y = 0$, 得

$$P_2 = N_{21} - mg - P_2 = 646\,399.8\text{N}$$

由 $x = 0$, 得

$$F = F_t - F_a = 378\,155.36\text{N}$$

制动工况

制动时由于制动加速度 a_2 , 整车产生惯性力 F_2 (没有 F_1), 如图 4.5 所示。

$$F_2 = Ma_2 = 368\,630\text{N}$$

由 $M_A = 0$

及 $N_{21}L + F_2H = MgL_1$

得 $N_{21} = 1\,032\,748.7\text{N}$

由上看出, 由于制动的缘故, 后桥载荷由静止时的 $1\,267\,238\text{N}$ 减至 $1\,032\,748.7\text{N}$ 。

后桥载荷计算, 见图 4.7。

图 4.7 制动载荷

$$F_a = ma_2 = 52\,143\text{N}$$

$$F_t = \frac{M_2}{r} = 321\,533.7\text{N}$$

由 $M_A = 0$, 得

$$0.401F_a + 1.205N_{21} + 0.94F_t = 1.205mg + P_2(0.98 + 1.205)$$

将 F_a, F_t 代入上式, 得

$$P_2 = 569\,898.15\text{N}$$

由 $y = 0$, 得

$$P_1 = N_{21} - mg - P_2 = 195\,310.5\text{N}$$

由 $x = 0$, 得

$$F = F_t - F_a = 269\,390.68\text{N}$$

制动转向工况

假设汽车以 30km/h 速度左转, 并在转向时制动, 那么后桥受

制动工况下的 P_1, P_2, F 外, 还受一个离心力 F_1 作用。

$$F_1 = \frac{Mv^2}{R} = 448\,258.7\text{N}$$

为了简化计算, 假设离心力全部加在后桥上, 作用在横拉杆处。

制动转向工况

与工况 完全一样, 只是 F_2 的方向与 F_1 相反。

2. 建模

由于后桥全部由低合金高强度钢板焊装而成, 由此, 建立模型所采用的全部为三角形、四边形板单元, 见图 4.8。整个模型共 2943 个节点, 3159 个单元。

图 4.8 计算模型

3. 边界条件处理

模型建立后, 很重要的一个问题是合理增加约束。同样一个受载构件, 在不同的约束条件下, 求得的结果会大不相同。因此, 正确引入边界条件, 就能真实地反映结构的实际受力状态, 获得较高的计算精度。

对于后桥来说,约束是一个较为复杂的问题,因它与电动轮及轮胎连接在一起,这就给后桥与电动轮连接处的约束模拟带来一定的困难。由后桥所在部分的结构(图 4.9(a))可以看出,后桥与电动轮连接压在四条轮胎上。若进一步简化,相当于一根梁放在两端支点上,后桥只是该梁的一段,在静止、启动和制动时,两端车轮是紧固的,后桥可简化成一简支梁,如图 4.9(b)所示。但是,在添加约束条件时,如果把与电动轮连接的凸缘整个紧固,显然这使得该处的刚度增加太大,与实际情况相差甚远;如果只是凸缘下部,上述问题可以解决,但又把整个梁缩短了一截,相当于凸缘下部与地面接触。而实际上该处是同后桥其他地方一样是放开的,可以自由变形,与地面接触是轮胎的位置,这样简化也是与实际情况相差较大。因此,以上简化都是不适宜的。为了彻底解决问题,使模型最大限度地接近实际情况,最终决定把两轮之间全部建成模型,见图 4.8。在两轮位置底部紧固,其余地方自由变形,这就较好地解决了上述问题。

图 4.9 后桥简化模型

4. 有限元计算

后桥强度计算全部采用有限元法,在 586 微机上用综合性有限元软件包 ALGOR FEAS (ALGOR Finit Element Analysis System) 来完成。该软件包反映了国际上 90 年代微型计算机图像处理 and CAD 等领域中的最新技术,是科研人员、工程技术人员进

行数值计算研究设计的有力工具。与当前流行的其他有限元软件相比较, ALGOR FEAS 软件在以下几个方面有明显的优势。

(1) 微机内存直接存取能力已远远突破 640KB 的限制, 从而使有限元计算的速度和解题规模有较大的提高和扩大。

(2) 建立了 ViziCAD 环境。它既提供了功能强大而手段丰富的有限元网格的生成工具, 又在相当程度上实现了科学计算可视化(Visualization inscientific computing), 使人们在 386 档次以上微机上实现日臻完善的网格自动生成、数据文件自动生成和计算成果整理的自动化和形象化, 从而使人工的工作量减少到最小程度。

(3) 它除了具有结构分析的静力、动力、线性、非线性等常用模块以外, 还包括了一些特殊功能模块, 如板壳梁系统的屈曲分析, 复合材料薄板的静、动力分析, 随机振动响应分析, 频响分析等。更重要的是它还包括了稳态和瞬态场的分析、多刚体运动学与仿真分析、管道系统 CAD 等模块, 各模块之间相互独立, 又可以互相联系去解决综合性问题。

(4) 它具有与多种 CAD 系统、多种字处理和桌面办公系统的直接接口, 有广泛的适用性。

从上所述, 可以这么说, 本次后桥强度计算分析是用具有 90 年代国际先进水平的有限元分析软件包在目前较好的微机上完成的; 此外, 由于使用该软件包时, 人工干预少, 免去了很繁重的数据输入, 出差错的可能性大大降低。

5. 计算结果分析

(1) 静载工况

主要的应力、变形数据见表 4. 1, 变形图及应力图见图 4. 10。

应力分析

从图 4. 10 上可以看出, 应力分布大致如下:

壳体: 壳体应力水平为 10MPa ~ 50MPa, 局部高应力区发生

在壳体与推臂、下支架及横拉杆支架连接处。与推臂连接处应力最

表 4.1 应力与变形

工 况	应力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
静 载	70	0.1138	1.0810	0.8069	下支架横板两后角
	65	0.0745	1.0840	0.1839	下支架两外侧板靠后
	65	0.2528	1.2420	0.6673	下支架横板两前角
	55	- 0.0305	3.0460	- 2.089	横拉杆支架四角附近
	55	0.0393	1.5270	0.3168	下支架侧板中部上边缘
	50	0.1072	0.5153	0.0429	下支架侧板下边缘
	50	0.0712	1.1050	0.1389	下支架横板中部
	45	- 0.0483	2.0570	- 3.009	壳体内两侧环向筋板上部偏前及偏后
	35	- 0.0183	0.8913	- 4.8910	推臂前部靠上
	35	- 0.1298	2.7000	- 1.0530	凸缘与侧环向筋板之间上部纵筋

大为 35MPa, 与下支架连接处应力最大为 65MPa, 与横拉杆支架连接处应力最大为 55MPa。

推臂: 推臂应力水平为 5MPa ~ 35MPa, 局部高应力区发生在推臂后部与桥壳连接处四角及四条棱边。与桥壳连接处应力最大为 30MPa, 四条棱边应力最大为 35MPa。

下支架: 下支架应力水平为 20MPa ~ 70MPa, 局部高应力区发生在横板四周、侧板四角及上、下棱边。横板四周应力最大为 70MPa, 侧板四角应力最大为 55MPa, 上、下棱边应力最大为

图 4.10 静载应力

55MPa。

总体来看,在静载工况下,除了一些部件与部件连接处、棱边、孔边外,总体应力水平是较低的,大部分在 10MPa ~ 20MPa,这也是与后桥在该工况下承载相对较小有关。

变形分析

从变形图 4.10 上可以看出,后桥由于承受垂直方向的载荷,变形情况为整体前倾,轴向发生弯曲。

(2) 启动工况

主要的应力、变形数据见表 4.2。

应力分析

壳体:壳体应力水平为 25MPa ~ 75MPa,局部高应力区发生在壳体与推臂、下支架及横拉杆支架相连接的地方。与推臂连接处应力最大为 50MPa,与下支架连接处应力最大为 60MPa,与横拉杆支架连接处应力最大为 75MPa,壳体孔边处应力最大为 60MPa。

表 4.2 启动工况下变形

工 况	应力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
启 动	75	0.0579	1.1380	- 3.8230	横拉杆支架两前角附近
	70	- 0.0379	6.2370	5.8400	下支架外侧板上角
	60	0.0072	3.4530	6.3460	下支架横板两后角
	60	0.0266	3.4500	9.2160	推臂左右推力板前端中部
	60	0.0042	- 2.6870	- 13.4000	后桥后孔 45 处
	55	0.0072	5.3210	5.9310	下支架侧板上棱中部
	50	0.1388	4.6830	7.8800	推臂前部上、下棱
	50	- 0.0313	- 3.9220	- 12.9800	推臂后部上、下角棱
	45	- 0.0484	- 3.7020	- 6.0480	推臂左、右推力板与桥壳连接处
	40	0.0219	1.8800	- 10.0900	壳体内两侧环向筋板靠下支架处

推臂: 推臂应力水平为 10MPa ~ 60MPa, 局部高应力区发生在推臂与桥壳相接处四角、左右推力板与桥壳连接处、上推力板孔边、推臂棱边。与桥壳连接处应力最大为 60MPa, 上推力板孔边应力最大为 30MPa, 左右推力板与桥壳连接处应力最大为 45MPa, 推臂棱边应力最大为 30MPa。

下支架: 下支架应力水平为 20MPa ~ 70MPa, 局部高应力区发生在横板四周及侧板上下棱边。横板四周应力最大为 60MPa, 上下棱边应力最大为 70MPa。

总体来看,由于启动时后桥垂直载荷增加,还有水平载荷的作用,致使后桥整体应力水平增高,大部分单元应力增加了 10MPa ~ 20MPa。与静载相比后桥上部应力较高的地方稍微前移,桥壳孔周围应力增加较大,最大处达 60MPa。除此以外,整个后桥应力分布及衰减趋势与静载差别不大。

变形分析

后桥变形除了像静载工况下整体前倾、轴向发生弯曲外,由于还受一个水平力的作用,后桥还发生水平力方向的弯曲。

(3) 制动工况

主要的应力、变形数据见表 4.3。

表 4.3 制动工况下变形

工 况	应力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
制 动	80	- 0.1254	- 3.0000	- 11.3100	下支架横板两后角
	80	- 0.1364	- 5.4610	- 8.1120	下支架外侧板上角
	70	0.1189	- 3.0180	- 8.5360	下支架横板与桥壳连接处
	60	0.3192	- 3.6670	- 10.5500	下支架侧板上棱靠后
	50	0.0098	- 4.2700	- 8.3220	后桥后孔 45 处
	50	0.1556	- 0.5080	- 9.0500	下支架侧板下棱靠前
	40	- 0.0239	- 10.0600	- 1.8890	横拉杆支架左、右两前角附近
	40	- 0.0179	- 5.7760	- 7.8850	后桥后孔上部
	30	- 0.0071	- 4.9250	- 5.7830	推臂与桥壳连接两上角
	30	- 0.1228	- 8.9000	- 3.4150	桥壳内侧环向筋板与凸缘之间上部纵筋

应力分析

壳体: 总体情况与启动基本相同, 不同之处在于壳体上部应力较高的地方稍微靠后。

推臂: 与启动情况基本相同。

下支架: 与启动情况基本相同。

变形分析

后桥由于受到水平拉力的作用, 前部上抬, 并发生水平力方向的弯曲。

(4) 转向制动工况

与制动工况相比, 后桥还承受了离心力的作用。

从计算结果及应力晕化图可以看出, 离心力的作用主要对横拉杆支架周围的应力有较大影响, 而对其他地方影响不明显。

在离心力的作用下, 横拉杆支架周围壳体应力明显增大, 尤其是横拉杆支架两端壳体, 最大为 130MPa 左右, 支架周围的应力平均上升了 20MPa ~ 30MPa。此外, 横拉杆支架上部的圆弧过渡处应力为 130MPa 左右。

(5) 转向制动工况

与转向制动工况 变化基本相同, 只是应力最大的下支架端部及上部圆弧过渡处应力为 120MPa, 且支架两端壳体的应力差距缩小。

综上所述, 后桥结构多数区域应力水平不高, 约为 20MPa ~ 30MPa; 但在启动、制动工况下, 整体应力水平有所增加, 约增加 50% ~ 70%; 高应力分布在各部分交接处、刚度突变部位、应力集中区, 静载下计算应力可达 70MPa; 在转向制动工况下, 对横拉杆支架四周壳体影响较大, 最大应力达 130MPa。

二、154^t 电动轮汽车后桥结构计算

由于 154^t 车与 108^t 车使用环境完全一样, 后桥形状基本相同, 承载方式亦完全一样, 因此, 计算工况也分静载、启动、制动、转

向制动、五种工况,在此只给出主要结果。

1. 数据与载荷

(1) 计算数据

重载整车质量	M	$259 \times 10^3 \text{ kg}$
重载后桥载荷	N	1 700 594N
后桥非悬上质量	m	$30 \times 10^3 \text{ kg}$
电机最大输出扭矩	M_1	13 917N · m
齿轮系传动比	i	28.8 1
车轮静力半径	R	1.461m
轮轴距	L	5.44m
重载整车质心至前轮轴距离	L_1	3.64m
重载整车质心至地面距离	H	3m
重载启动时的加速度	a_1	1.5 m/s^2
重载制动时的加速度	a_2	$- 2.2 \text{ m/s}^2$
后轮最大制动力矩	M_2	$1.24 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}$

(2) 受力分析及载荷计算

静载工况

见图 4.4 所示。

作用在后桥上的载荷:

$$P = Mg \times 67\% - mg = 1\,406\,594\text{N}$$

$$M_0 = 0$$

$$1873.25P_1 = 952.5P_2$$

$$P_1 + P_2 = 1\,406\,594$$

$$P_1 = 474\,133\text{N}$$

$$P_2 = 932\,461\text{N}$$

由
得

启动工况

类同 108^t 车计算, 载荷如下:

$$F_1 = 388\,500\text{N} \quad N_{21} = 1\,912\,600\text{N}$$

$$F_a = 45\,000\text{N} \quad F_t = 548\,678\text{N}$$

$$P_1 = 787\,136\text{N} \quad P_2 = 831\,464\text{N}$$

$$F = 503\,679\text{N}$$

制动工况

制动时, 加速度 $a_2 = -2.2\text{m/s}^2$, 整车产生了惯性力 F_2 。

$$F_2 = 569\,800\text{N} \quad F_t = 848\,733\text{N}$$

$$F_a = 66\,000\text{N} \quad P_1 = 91\,815\text{N}$$

$$P_2 = 1\,096\,311\text{N} \quad N_{21} = 1\,394\,379\text{N}$$

$$F = 802\,333\text{N}$$

转向制动工况

假设汽车以 30km/h 速度左转, 并在转向时制动, 那么, 后桥除受制动工况下的载荷 P_1, P_2, F 外, 还受一个离心力 F_1 的作用。

$$F_1 = \frac{mv^2}{R} = 631\,374.3\text{N}$$

为了简化计算, 假设全部加在后桥上。

转向制动工况

与工况 一样, 只是转向方向相反, 离心力 F_2 与 F_1 的方向相反。

2. 模型的建立

与 108^{t} 车后桥类似, 154^{t} 车后桥也全部由低合金高强度板焊接而成。因此, 154^{t} 车后桥建模也全部采用三角形、四边形板单元如图 4.11, 整个模型共 3080 个节点, 3206 个单元。

3. 计算结果分析

(1) 静载工况

主要的应力、数据见表 4.4。

应力晕化图见图 4.12。

图 4.11 计算模型

表 4.4 应力与变形

工 况	应力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
静 载	80	0.1440	0.1712	- 1.8450	下支架横板两后角
	75	- 0.0996	0.4047	- 1.8790	壳体内两侧环向筋与凸缘之间 上部纵筋
	70	- 0.0573	- 0.2490	- 2.3030	壳体内两侧环向筋下部
	60	- 0.0822	0.2265	- 1.9830	下支架横板两前角
	50	- 0.0785	0.5411	- 2.0410	壳体上部靠两端
	50	0.2015	0.2215	- 1.8290	下支架外侧板上棱靠后
	40	0.0719	0.1315	- 1.9690	下支架内侧板下棱靠前
	40	0.2290	0.2532	- 1.8820	后桥后孔上部
	40	- 0.0223	- 0.2579	- 3.1690	推臂上推力板孔左、右两边
	35	0.0378	0.5377	- 2.2790	推臂四棱靠后及与桥壳连接四角

图 4.12 应力分布

壳体: 壳体应力水平为 $10\text{MPa} \sim 60\text{MPa}$, 局部高应力区发生在壳体与下支架、推臂、横拉杆支架相连接处以及壳体孔周围。与推臂连接处应力最大为 40MPa ; 与下支架连接处应力最大为 60MPa ; 与横拉杆支架连接处应力最大为 30MPa ; 壳体孔周围应力最大为 40MPa 。

推臂: 推臂应力水平为 $10\text{MPa} \sim 40\text{MPa}$, 局部高应力区发生在与壳体连接处四角、四条棱边及上推力板孔边。与壳体连接处应力最大为 35MPa ; 四棱边应力最大为 35MPa ; 上推力板孔边应力最大为 40MPa 。

下支架应力水平为 $20\text{MPa} \sim 80\text{MPa}$, 局部高应力区发生在横板两侧、侧板四角及上下横边。横板四周应力最大为 80MPa ; 侧板四角应力最大为 60MPa ; 上、下棱板应力最大为 50MPa 。总体来看, 在静载工况下, 除了一些部件与部件的连接处、棱边及孔边外, 总体应力水平是较低的, 大部分为 $10\text{MPa} \sim 20\text{MPa}$ 。

从变形图上可以看出, 后桥由于受垂直方向的载荷, 变形为整

体前倾, 轴向发生弯曲。

(2) 启动工况

主要应力、变形数据见表 4.5。

表 4.5 应力与变形

工 况	应力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
启 动	130	- 0.0096	10.7700	12.3100	桥后孔 45 处
	120	- 0.0541	8.0560	- 18.0500	桥前孔 45 处
	120	0.1048	18.7400	- 12.4800	推臂与后桥连接处两上角
	70	- 0.0067	- 5.2400	1.4220	桥壳内两侧环向筋下部
	70	0.1728	19.9600	- 4.6220	壳体内两侧环向筋与凸缘之间上部纵筋
	70	- 0.0191	- 9.3470	- 13.6400	推臂与后桥连接处两下角及附近棱边
	70	- 0.0025	13.0400	11.6300	桥后孔上部
	60	0.0153	5.8920	13.0200	下支架横板两前角
	60	0.0001	6.0800	18.7500	下支架横板两后角
	50	0.0284	10.9100	- 30.9900	推臂四棱边

壳体: 壳体应力水平为 30MPa ~ 130MPa, 局部高应力区发生在壳体与推臂、下支架、横拉杆支架相连接处以及壳体孔周围。与推臂连接处应力最大为 120MPa; 与下支架连接处应力最大为 60MPa; 与横拉杆支架连接处应力最大为 40MPa; 壳体孔边处应力最大为 130MPa。

推臂: 推臂应力水平为 30MPa ~ 120MPa, 局部高应力区发生在推臂与后桥连接处四角、四条棱边及上推力板孔边。与桥壳连接处应力最大为 120MPa; 四条棱边应力最大为 50MPa; 上推力板孔边应力最大为 40MPa。

下支架:下支架应力水平为 20MPa ~ 60MPa,局部高应力区发生在横板四周、侧板上下棱边。横板四周应力最大为 60MPa;上下棱边应力最大为 50MPa。

总体来看,由于启动时后桥垂直载荷增加,加上水平载荷的作用,导致后桥整体应力水平的升高,大部分单元上升了 20MPa 左右;与静载相比较,后桥上部应力较大的部位稍微前移,桥壳孔周围应力增加较大,最大处达 130MPa。除此以外,整个后桥应力分布及衰减趋势与静载相差不大。

后桥变形除了像静载工况下整体前倾,轴向发生弯曲外,由于还受一个水平力的作用,后桥还发生水平力方向的弯曲。

(3) 制动工况

主要应力、变形数据见表 4.6。

表 4.6 应力与变形

工 况	应 力 MPa	变 形 (mm)			部 位
		D _x	D _y	D _z	
制 动	140	0.2099	- 12.5300	- 20.4400	桥后孔 45 处
	130	0.0385	- 13.6800	16.6500	桥前孔 45 处
	110	0.05363	- 15.8800	- 19.2700	桥后孔上部
	110	0.3699	- 7.1260	- 28.4200	下支架横板两后角
	100	- 0.2604	- 7.7930	- 21.3000	下支架外侧板上部棱边
	80	0.2545	- 6.6720	- 21.2000	下支架横板两前角
	70	0.0008	- 7.6760	17.5900	桥前孔上、下部
	60	- 0.2285	- 17.3200	- 18.7600	壳体上部靠后
	60	- 0.1550	- 24.2500	- 4.5700	桥壳内两侧环向筋与凸缘之间上部纵筋
	60	0.3314	- 11.4400	- 25.9600	下支架侧板下棱
50	- 0.0021	- 21.2900	15.6900	推臂与后桥相接处两上角及附近棱边	

总体情况与启动工况基本相同,不同之处在于壳体上部应力较大的地方稍微后移。

推臂:与启动工况基本相同。

下支架:与启动工况基本相同。

后桥由于受到水平拉力的作用,前部上抬,并发生拉力方向的弯曲。

(4) 转向制动工况

与制动工况相比,后桥还承受了离心力的作用。

从计算结果及应力晕化图可以看出,离心力的作用主要对横拉杆支架周围的应力有较大影响,而对其他地方影响不明显。在离心力的作用下,横拉杆支架周围壳体的应力明显增大,尤其是横拉杆支架两端应力更高,最大为 70MPa 左右;支架周围应力平均上升了 20MPa ~ 30MPa,此外横拉杆支架上部的圆弧过渡处应力高达 170MPa 左右。

(5) 转向制动工况

与转向制动工况大致相同,只是横拉杆支架两端壳体的应力值更趋于一致。

总之,由于 108^t 车与 154^t 车相似,154^t 车后桥与 108^t 车后桥结构基本相似,承载方式相同,从计算的应力及位移图可以看出,154^t 车后桥在各工况下应力分布、位移趋势与 108^t 车基本一样,只是各主要部件的应力水平有所增加。例如,108^t 车壳体应力最大为 70MPa,推臂为 50MPa,而 154^t 车壳体为 140MPa,推臂为 120MPa;高应力区同样大多分布在各部交接处、刚度突变区等应力集中区域,在此就不再赘述。

4.5 强度试验

一、概述

1. 试验目的: 现场实测后桥各主要部位的应力水平, 验证有限元计算中结构简化与计算结果。

2. 试验地点: 江西铜业公司德兴铜矿。

3. 试验时间: 第一次试验时间为 1992. 8. 29 ~ 9. 5 对 154^t 车后桥进行试验;

第二次试验时间为 1996. 10. 17 ~ 20, 对 154^t 车后桥进行试验;

第三次试验时间为 1996. 10. 21 ~ 22, 对 108^t 车后桥进行试验。

测点位置见图 4.13 所示。154^t 汽车后桥布置 23 个测点, 108^t 汽车后桥布置 18 个测点。

二、试验结果

将试验结果与计算结果一并列入表 4.7, 表 4.8 中。

表 4.7 154^t 车后桥应力试验值与计算值比较

测点号	试验值(MPa)	计算值(MPa)	部 位
3	35.4	31.0	推臂前上角
6	47.4	32.0	推臂后上角
8	16.2	18.0	推臂孔 45 处
11	- 13.0	- 17.0	左推力板与凸缘之间
13	12.0	13.2	桥壳前孔 45 处
14	- 22.0	- 9.0	横拉杆支架与上推力板之间
19	16.8	16.0	下支架外角
20	21.6	18.0	下支架内侧板中部
22	- 13.0	- 12.0	桥壳后孔 45 处
23	- 14.4	- 11.0	下支架内侧上中部
24	- 17.0	- 20.0	桥壳后孔上部
25	- 13.0	- 10.0	下支架横板中部
26	- 41.0	- 19.0	后桥底部靠凸缘
27	33.0	13.0	桥壳底部左侧
28	35.0	16.0	桥壳底部中间
29	16.5	15.0	凸缘与侧隔板之间上部纵筋靠前
30	- 28.0	- 24.2	凸缘与侧隔板之间上部纵筋中间
31	13.0	15.6	凸缘与侧隔板之间上部纵筋靠后
33	41.0	- 7.0	侧隔板前部
35	- 12.0	- 13.0	中隔板上部
36	- 42.0	- 13.0	中隔板前部
37	5.8	4.0	中隔板底部
38	13.0	5.0	桥壳前孔下部

表 4.8 108^t 车后桥应力试验值与计算值比较

测点号	试验值(MPa)	计算值(MPa)	部 位
1	- 17.0	- 14.0	推臂前下角
2	- 19.0	- 13.0	推臂后下角
4	- 40.0	- 1.2	下推力板中部
5	- 4.5	- 5.0	左推力板中部
10	- 5.6	- 7.4	桥壳前孔上部
14	- 27.8	- 25.0	横拉杆支架右前角
15	- 19.2	- 3.0	横拉杆支架圆弧处
16	- 38.4	- 36.0	横拉杆支架左后角
17	- 19.2	- 14.0	横拉杆支架与桥壳后孔之间
18	25.3	27.0	下支架左上角
20	24.6	22.0	下支架横板右角
21	11.2	8.0	桥壳后孔 45 左侧
22	18.2	14.0	桥壳后孔 45 右侧
24	43.5	31.0	桥壳后孔上部
25	20.8	20.0	下支架横板中部
26	18.0	7.0	桥壳底部靠凸缘(轴向)
27	- 42.0	1.0	桥壳底部靠凸缘(纵向)
34	- 10.2	- 12.0	侧隔板下部

从对比中不难看出,多数测点应力水平不高,与计算结果基本一致。在复杂结构中,计算点与试验测量点不可能全部为同一点,只能要求两者在附近区域,两值接近。

4.6 后桥强度概述

前文对后桥结构应力水平分别作了介绍,为使读者对后桥结构应力分布规律有个清晰的概念,下面把两种车型不同工况下应力水平作一综合概述。

一、主要部位应力水平

结构满载静止时的应力水平是最基本的应力状态,是结构设计的最基本依据,从计算和试验可以看出应力分布规律。

108^t 车后桥壳体为 20MPa 左右,横拉杆支架 35MPa 左右,下支架 55MPa 左右,推臂 35MPa 左右。

154^t 车后桥壳体为 30MPa 左右,横拉杆支架 35MPa 左右,下支架 80MPa 左右,推臂 40MPa 左右。

两车后桥的刚度突变和应力集中区最大应力水平:108^t 车后桥为 70MPa,154^t 车后桥 80MPa。

二、启动工况最高应力

两车在启动时,后桥最高应力水平:108^t 车后桥为 70MPa,154^t 后桥 130MPa。

三、制动工况最高应力

两车在弯路上制动时,后桥应力较高。在此工况下,两车后桥最高应力水平:108^t 车后桥为 130MPa,154^t 车后桥 170MPa。

四、后桥结构高应力部位

电动轮自卸汽车后桥结构高应力部位归纳如下:

1. 壳体相贯部位、主壳体与推臂、支架等附属件连接处;
2. 壳体开孔的孔边区域;
3. 板与板焊接的棱边、边角部位;
4. 筋板端部及边焊缝。

五、强度分析

后桥材料为低合金高强度钢,机械强度为 $\sigma_b = 600\text{MPa}$, $\sigma_s = 460\text{MPa}$ 。汽车在现场使用,动荷系数取 3 评估,就强度设计而言,结构设计是安全的。然而,后桥结构承受交变载荷作用,结构设计应采用疲劳强度理论。该材质的疲劳极限约为 290MPa ,而结构疲劳极限远小于此值。结构最高应力 $150\text{MPa} \sim 170\text{MPa}$,如果动荷系数按 2.0 计算,该处工作应力已超出结构疲劳极限。另外,前述应力分布规律告诉我们后桥应力分布很不均匀。整体观之,应力水平不高,但局部区域应力又过高,应力高低差异过大的现象给结构设计带来困难。这就是本课题的关键。

4.7 结构优化设计

一、设计修改部位

前面已经介绍了两种车后桥应力较大的地方分布在各部交接处、刚度突变区等应力集中区域。具体如下:

壳体:前后孔周围、横拉杆支架周围,尤其是拉杆两端与下支架连接处周围。

推臂:四条棱边及前后各边角。

横拉杆支架:圆弧过渡处。

下支架:横板四周及侧板上、下棱边。

后桥在使用过程中,推臂四棱、后桥孔、横拉杆支架与桥壳相连接处两端普遍存在焊缝及母材开裂等现象,这也是与计算结果相符的,因此决定对这些结构进行修改。

二、优化方案

1. 设计修改准则

- (1) 结构局部区域相互间刚度均衡;
- (2) 变化局部应力集中区几何尺寸,力求降低应力集中;

(3)减少高应力区焊缝或焊缝交汇;

(4)局部高应力区补强。

2. 具体修改方案

(1)壳体孔边修改方案有三:

其一,孔四周钢板加厚(称方案(1));

其二,孔上、下各加一槽形梁(称方案(2));

其三,孔上、下各加一轴向筋板,筋板之间用圆弧形隔圈连接(称方案(3))。

(2)横拉杆支架周围壳体

横拉杆支架相对于周围壳体来说刚度太大,而横拉杆支架由于承载需要不便改动,只有想办法提高壳体的刚度,以改善刚度的协调匹配。将支架加长,使其两端正好压在桥壳内两侧环向筋上,并将上部应力较大的圆弧过渡处圆弧加大(称方案(4))。

(3)推臂

推臂四棱及后部四角应力相对较大,而恰在此位置有组成推臂的四条焊缝,结构应力加上焊接残余应力及焊缝本身缺陷,这个地方出问题的可能性当然就大大增加了。

修改方案是将焊缝从此位置移到应力相对较小的左右推力板中部,将结构四块板拼焊结构改为两块U形板对焊(称方案(5))。

3. 方案试算

将每种修改方案重新划分有限元计算网格,对修改结构进行计算分析,从中比较修改效果,仍然是以最小应力为追求目标,以获得最优方案。

具体试算结果由表4.9,表4.10给出。

4. 方案确定

孔边:采用方案(3)。

推臂:采用方案(5)。

横拉杆支架周围壳体:采用方案(4)。

表 4.9 108^t 车试算结果

部 位	方 案	应力变化
孔 边	方案(1)	应力变化不明显
	方案(2)	应力下降 4% 左右
	方案(3)	应力下降 30% 左右
横拉杆支架周围壳体	方案(4)	应力下降 61% 左右
推臂四棱	方案(5)	明显

表 4.10 154^t 车试算结果

部 位	方 案	应力变化
孔 边	方案(1)	应力变化不明显
	方案(2)	应力下降 5% 左右
	方案(3)	应力下降 29% 左右
横拉杆支架周围壳体	方案(4)	应力下降 53% 左右
推臂四棱	方案(5)	明显

从试算结果来看 108^t 车和 154^t 车采用方案(4)应力分别下降了 61% 左右和 53% 左右,应该说采用该方案的效果是很不错的。但是应该考虑到,当支架加长后,原来支架两端的焊缝也移到了桥壳两环向筋焊缝的上方,造成了该处焊缝相对集中,这就势必会对该处强度产生影响,因此有必要对强度的影响进行计算。计算如下:

未改进前的焊接接头可认为是 T 形接头,改进后的焊接接头可认为是十字接头。

根据我国现行的疲劳设计规范,其疲劳许用应力计算公式为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_0}{1 - K}$$

式中, p_r 为疲劳许用应力; p_0 为疲劳强度极限; K 为试验得到的系数。

对于 T 形接头:

$$p_r = \frac{p_0}{1-r} = \frac{108}{1-0.7} = 360\text{MPa}$$

对于十字接头:

$$p_r = \frac{p_0}{1-r} = \frac{108}{1-0.65} = 308.6\text{MPa}$$

对比分析不难看出, 十字接头疲劳强度下降了 14%, 但是结构的改进却使该处应力下降了 53% 以上。

因此, 综合考虑决定采用方案(3)(4)(5)。最后, 对修改方案做有限元计算分析, 再由计算机作辅助设计。

三、疲劳强度校核

后桥结构经工程优化后, 其主壳体结构平均应力水平 154^t 车为 35MPa, 108^t 车为 25MPa。断裂是疲劳引起的, 其强度校核应按疲劳强度理论。因此, 将后桥最高应力、原断裂部位应力、断裂部位修改设计后的应力均按动荷系数 1.8 考虑, 分别代入疲劳强度设计准则公式中, 求得各自的相应安全系数, 见表 4.11。由此可见, 修改后的设计满足疲劳强度设计要求; 其疲劳寿命显著提高, 超过原结构寿命五倍以上。

表 4.11 结构修改前后应力和安全系数

项目 车型	材质 MPa	断裂处修改前最高		断裂处修改后相应值		后桥最高	
		应力 MPa	安全 系数	应力 MPa	安全 系数	应力 MPa	安全 系数
108 ^t	286	130	1.29	51	3.28	80	2.09
154 ^t	286	150	1.12	99	1.69	110	1.52

总之, 该课题分三个阶段, 历时多年, 分别由厂校各自进行, 最

后由厂方选送有经验的后桥主设计师带本课题来校正式就读硕士研究生,完成论文写作同时结束本课题研究,于是研究成果可以通过论文作者直接应用于生产。

本课题研究再次告诉我们一个事实,设备的早期失效原因在于设计和制造的不合理,无论是国内开发研制后批量生产的产品,还是引进发达国家的产品,对其技术的盲目认可甚至迷信都是有碍于技术进步的,特别是对大型复杂工程机械更是如此。

第二部分 轴类件的设计

轴是组成机械的一个重要零件。它支承着其他转动件回转并传递转矩,同时它又通过轴承与机架连接。

轴的设计需考虑多方面因素和要求,其中主要问题是轴的选材、结构强度和刚度,对于高速轴还应考虑振动稳定性问题。

轴的载荷有多种多样,但主要受力方式有扭转、弯曲或弯扭联合作用;其载荷常为交变力。在结构设计中应当进行疲劳强度设计和刚度设计。轴的疲劳强度设计的关键在于应力集中。本篇主要介绍应力集中、疲劳强度设计、可靠性设计及轴类件的最佳设计。

第五章 应力集中

机械零部件的常规设计是采用安全系数法,这个安全系数是把载荷条件、材料应力分布、材料寿命、应力集中以及工艺条件等一系列影响条件都综合考虑在内。从技术进步的角度来看安全系数法设计,其结果常常是尺寸过大,浪费材料或者在疲劳和冲击载荷下又可能引起早期断裂。上述诸条件中以应力集中最为复杂。

圆孔、凹口、圆角等遍及整个结构,是引起应力集中的因素。这些因素和材料的疲劳现象结合起来,造成断裂、破坏的机会很多。因此我们认为,考虑它们的影响,并运用到设计中去,对于改进设计是极其有益的。这就是说,把当前有关应力集中的因素,从许多

因素综合起来的现用安全系数中分离出来,明确应力集中点附近的应力梯度,再将与之对应的材料的弹-塑性或者疲劳断裂强度联系起来,就会使结构设计得到显著的改善。不难理解,除了结构的整个应力分布状态之外,充分掌握由于各种应力集中因素引起的局部最大应力,并对此采取相应的措施,就可以使设计得到意想不到的改善。为此,我们必须作出不懈的努力,以最大限度地利用许多人已经取得的数据,有时需要设计人员本身满腔热情地通过弹性计算、模型试验或实物测量等来研究应力集中系数,这对解决存在的各种问题是十分必要的。

关于结构的应力集中,是近年来的热门话题。飞行器的机件等,本来就具有很高的强度,但往往发生破坏,常常是因应力集中影响。应力集中,作为强度的一个重要因素,它产生于何处,如何产生以及怎样才能缓和等一类问题,都应加以研究并采取相应的措施。很清楚,不能由于安全系数取得足够大,也即有效面积大,就掉以轻心。应当将应力集中和疲劳破坏两者联系起来加以考虑,因为即便有效面积大,应力集中点一旦产生微小裂纹,它也将随着循环载荷的作用而扩大。即使开始时是局部应力集中,最后也会导致完全破坏的结局。可见,要继续保持高度的热情去积极地改进设计并使之更加合理,而不是依靠不周密的陈旧数据或只凭借简单的安全系数值。可以认为,改用应力集中系数并在设计中考虑这种系数,对于设计的合理化,具有极其重要的作用。这就是本章着重解决有效地降低应力集中这一问题的基本出发点。

5.1 应力集中的起因

一般认为,要对应力集中因素所引起的应力集中现象的原因作出简单明确的回答,是相当困难的。经过对许多应力集中现象的考查研究,可以认为,结构形状的弯曲或不连续,形状失去均匀性,

而引起局部应力过高。比如一块相当大的板,受均匀拉力作用,当它的形状没有突变部位,就不会产生明显的应力峰值,然而,一旦出现凹凸、空洞或材质不均匀,则无法保持应力状态的均匀性,引起了局部应力干扰,产生应力峰值。图 5.1 ~ 图 5.3 中带箭头的线,表示其主应力迹线,当板有缺口时,主应力迹线在此局部区密度加大,引起局部应力干扰;圆棒受扭矩作用,在缺口处,扭转产生剪应力流在此局部加密,导致局部应力集中。

图 5.1 不同角度下的应力集中

图 5.2 板拉伸应力流

图 5.3 圆棒截面剪力流

再来观察阶梯板,细端板宽为 $2b$, 断面平均应力为 σ_0 , 宽端板宽为 $2B$, 应力为 σ_1 , 假想移去宽出部分 $(2B - 2b)$, 则移去后边界

面必以剪力 τ_{xy} 代之, 以保持平衡。M. Hetengi 计算了剪应力, 又得到光弹性试验验证; 见图 5.4, 图 5.5。剪应力变化规律是:

- (1) τ_{xy} 近似地呈三角形分布。
- (2) τ_{max} 发生在 $r/2$ 处, 为阶梯部分内过渡曲线的曲率半径。

该带板直线边上产生正应力 σ_x , $(\sigma_x)_{max}$ 发生在 $r/4$ 处。这些结论为研究阶梯轴应力集中, 提供了重要的依据, 见图 5.6。

图 5.4 阶梯轴拉伸

图 5.5 应力集中解释

图 5.6 剪力变化规律

两侧带有圆角时的 $(\sigma_x)_{max}$, 可由下式给出:

$$(\sigma_x)_{max} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{b}{B} \right) \sigma_0 + \frac{\sigma_{max}}{0} \int_0^1 \frac{f_1(z) f_2(z)}{z^2} dz \quad (5.1)$$

其中

$$f_1(z) = \frac{\cosh \sqrt{8(b/r)}z + 1}{\sinh \sqrt{8(b/r)}z + \sqrt{8(b/r)}z} \quad (5.2)$$

$$\sigma_2(z) = \sigma_0 \left[2 + \frac{1}{n} \sin z - \frac{1}{n} \sin(1 + 2n)z \right] \quad (5.3)$$

$$n = \frac{c}{/2} = \frac{4b}{\sigma_{\max}} \left[1 - \frac{b}{B} \right] - 1 \quad (5.4)$$

当两侧有凹口时,若设 $2B$, $2C$ 和 r 分别为带板的宽度、窄小部分的宽度和凹口的曲率半径,则

$$(\sigma_x)_{\max} = \sigma_0 \frac{a}{B} + \frac{4}{\sigma_{\max}} \int_0^a \frac{\sigma_1(z) \sigma_2(z)}{z^2} dz \quad (5.5)$$

其中
$$\sigma_1(z) = \frac{\cosh \sqrt{\alpha} (a/2 - z) + 1}{\sinh \sqrt{\alpha} (a/2 - z) + 2(a/2 - z)} \quad (5.6)$$

$$\sigma_2(z) = \left[1 + \frac{1}{n} \sin z - \frac{1}{n} \sin(1 + n)z \right] \quad (5.7)$$

$$n = \frac{c}{/2} = \frac{4b}{\sigma_{\max}} \left[1 + \frac{a}{B} \right] - 1 \quad (5.8)$$

上面较为详细介绍的方法虽是近似法,但是可以认为,这种方法具有相当的实用性,而且可以得到与光弹性试验结果颇为一致的数值。

总而言之,等宽度的板或者等直径的棒,不会产生应力集中,但是,板或棒的截面若发生改变,由于边界条件的变化,则可认为在假定宽度为一定的假想线上的直线边就会出现剪力,此应力会引起应力集中,这就可以清楚地说明应力集中现象的机制。

5.2 应力集中系数与断裂系数

前面已介绍了应力集中对工程设计的影响很大,结构首先由高应力部位破坏,实际结构的断裂发生常与应力集中有密切关系。为此,本节介绍两个有用的系数。

一、应力集中系数

应力集中系数表示最大应力 σ_{\max} 对具体情况下的基准应力 σ_0

之比,即

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \tag{5.9}$$

它表示应力集中程度。当载荷状态给定时,各向同性匀质弹性二维分布应力状态下,应力集中系数仅取决于构件的形状,而与材料弹性常数无关,故常称“形状系数”。从定义中看到,确定基准应力是至关重要的。在具体实际问题中,应当严格区分出没有应力集中影响的基准应力值,否则,将会带来较大误差甚至错误。

在三维应力集中问题中,应力集中点的应力为双向应力状态。三维应力状态下,破坏应力 σ_f 由下式给出:

$$\sigma_f = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \tag{5.10}$$

在物体表面为二维应力状态,即 $\sigma_3 = 0$ 时,

$$\sigma_f = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \tag{5.11}$$

由此可见,影响构件断裂或者屈服,既有最大应力 σ_1 也有最小应力 σ_2 ,这样考虑设计问题更为合理。将有效值代入应力集中系数得到:

$$K = \frac{\sigma_f}{\sigma_0} = \frac{1}{\sigma_0} \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2} = \frac{1}{\sigma_0} \sqrt{1 + \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \frac{\sigma_2^2}{\sigma_1^2}} \tag{5.12}$$

由于 $K = \frac{1}{\sigma_0}$, 则有

$$K = K_0 \sqrt{1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + \frac{\sigma_2^2}{\sigma_1^2}} \tag{5.13}$$

为区别二者, K 称为组合系数,由弹性力学求解。通常 $\sigma_2/\sigma_1 \leq 1$, 则 K 与 K_0 相当。

二、断裂系数

若两根杆之一为凹口杆,在凹口处的截面积与无凹口杆的横截面相等。在承受同一载荷下,前者因凹口处应力集中影响而先断裂,其断裂载荷记 P_1 ,而无凹口杆在载荷 P_2 作用下断裂,即 $P_1 < P_2$,则称

$$K_f = \frac{P_2}{P_1} > 1 \quad (5.14)$$

为断裂系数。

影响 K_f 值的因素较多,材料强度、残余应力、热处理、载荷形式、几何形状、表面粗糙度等。若记

$$K_f = \frac{1}{K - 1} \quad (5.15)$$

称为应力集中敏感系数。式(5.15)还可记为 $K_f = (K - 1) + 1$,当应力集中敏感性系数高,接近于1,显示出材料脆性较强;当 K_f 接近1, K 接近0,呈韧性强。这种特性是载荷为静载情况。

在动载荷下,断裂系数 K_f 接近于应力集中系数 K ,应力集中敏感系数 K_f 接近于1。而构件材料在动载下,高应力区出现局部屈服,塑性区受到周围的约束,而使它具有脆性。

在设计中怎样计算 K , K_f , 是很复杂的,又无法给出一个统一的方法,仅能依具体情况而定。

5.3 降低应力集中

降低应力集中,可以从多方面采取措施,从工艺上采用喷丸硬化法、锤击硬化法、滚轧法以及其他表面硬化处理;削去整体不连续的突然加厚的地方和填充圆孔、凹口的削去法及填充法;在设计上,改善构件的形状、注意应力集中的位置与方向等办法以降低应力集中。本节主要从形状上考虑有效地降低应力集中的方法。

众所周知,在截面变化区,以圆角代替直角,这是因为圆角比直角、锐角应力集中来得小。所以,阶梯轴的设计大都采用圆弧过渡,这种设计方法一直沿用至今。随着科学发展,人们并不满足取得的科技成果,不断地寻求更好的设计方法,用以提高构件的承载力或提高构件的使用寿命。经过学者和工程技术人员努力找出多种设计方法,可以有效地降低轴类件的应力集中。

一、双曲率线型

在圆弧设计中,加大圆角的曲率半径,可以使局部应力集中缓和。有时在与圆角相连的直线部位设计成另一曲率,使圆角与直线相连部位附近高应力得到疏散,使应力集中降低。这种双曲率线型设计法已在许多高载荷轴的设计中得到应用(见第七章第4节)。有些机车轴的设计也采用双曲率设计,收到很好的效果。

二、多曲率线型

多曲率线型使过渡曲线圆滑,应力分布均匀,见图5.7。设曲率半径一定,在下方直线部分造成平缓的曲率。当 $\rho = R$ 时,靠近圆弧与直线切点A出现最大应力。当给出适当尺寸和中心位置的 ρ 来减小宽度C,则应力集中降低,且应力分布均匀。这种设计方法,使应力在集中区进一步疏散。

图 5.7 多曲率线型

三、椭圆形线型

丹麦理工大学学者们采用有限元法和线性规划设计出应力集中很小的阶梯轴零件,给出椭圆形线型方程。

$$\frac{x}{b}^n + \frac{y-a}{a}^n = 1$$

式中, x, y 为平面坐标; a, b 为椭圆短、长轴; n 为指数。他还给出多个算例。如令阶梯轴粗端半径为 R_2 , 细端半径为 R_1 , $R = R_2 - R_1$, 当 $a = 2R/5, b = 1.3R, n = 1.8, 2.0, 2.2$ 时, 算得应力集中系数分别为 $1.087, 1.076, 1.077$; 如果取 $n = 3.1, 3.3, 3.5$ 时, 相应的应力集中系数可以减小到 1.05 以下。参数的决策要根据具体问题采用试算方法确定, 见图 5.8。

图 5.8 椭圆形线型设计

四、流线形线型

进一步研究证实, 流线形线型对降低应力集中极为有效。1935 年 A. Thum 和 R. V. Baud 最先提出这种理想的型线, 1955 年 R. Lansard 也进行了光弹性试验研究。这种流线形是指无摩擦理想流体从容器底部的圆孔流出时的型线 (见图 5.9), 其表面的正应力是均匀的, 因而可以避免应力集中。

图 5.9 流线形

5.4 流线方程及其应用

液体从大容器中沿孔口自然地射入大气中, 假设 h 是射流的垂向尺度, 且满足 $gh \ll v^2$, 则重力影响可以忽略不计。流体与大气

接触的边界线为自由流线。其特征是：

自由流线形状不知道，是待求的，但流函数 $\psi = \text{常量}$ ；

射流在无穷远处是均匀流动，流速为 $V_\infty e^{i\alpha}$ ；

该问题是不可压缩流体、平面、定常、无旋流动。求其流线方程是自由流线边值问题。

求解方法采用保角变换，即由 Z 平面变换到 W 平面，见图 5.10，图 5.11。

图 5.10 Z 平面

图 5.11 W 平面

设 W 为复函数， $W(z) = \phi + i\psi$ ，实部为速度势函数，虚部为流函数。其性质是：

势函数：任差一常数，不影响流体流动； $(x, y) = \text{常数}$ 是等势线，其法线方向和速度矢量方向重合；满足二维拉普拉斯方程：

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \tag{5.16}$$

流函数：可差任意常数而不影响流体运动；且 $(x, y) = \text{常数}$ 是流线；其切线方向与速度矢量方向重合，平面无旋流动 (x, y) 亦满足拉普拉斯方程即 $\nabla^2 \psi = 0$ 。且 ϕ 与 ψ 满足柯西-黎曼条件：

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y} \tag{5.17}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = - \frac{\partial \psi}{\partial x}$$

记流动速度 $V = u + iv = V_\infty e^{i\alpha}$ ，则

$$\frac{dW}{dz} = V = \frac{V_0}{z} e^{-i\alpha} \quad (5.18)$$

再引入一次变换

$$w = z + i\alpha \ln \frac{V}{V_0} = \ln \frac{V}{V_0} + i\alpha \quad (5.19)$$

这是对数速度平面。该平面有明显特点：实数部分在每条流线上取常值；虚部为 α ，是直线段上的方向角。可见，平面对应区域是完全确定的多角形，见图 5.12。

图 5.12 w 平面

图 5.12 中为顶点在无穷远的多角形 $ABCCBA$ 。其中

$$AB \text{ 段: } \alpha_1 = -\pi/2, \quad \alpha_2 = 0$$

$$BC \text{ 段: } \alpha_1 = \pi/2, \quad \alpha_2 = 0$$

$$CA \text{ 段: } \alpha_1 = 0, \quad \alpha_2 = -\pi/2$$

$$AB \text{ 段: } \alpha_1 = 0, \quad \alpha_2 = \pi/2$$

$$\alpha_1 = 0, \quad \alpha_2 = 0$$

$$\alpha_1 = \pi, \quad \alpha_2 = -\pi$$

$$r = 0, \quad \alpha = 0$$

引入 w 平面，目的是将确定的多角形 $ABCCBA$ 变换到上半平面上。这里有得力的工具——斯互兹-克利斯多夫变换公式：

$$z = A \prod_{j=1}^{n-1} (w - \alpha_j)^{-\alpha_j - 1} \dots (w - \alpha_n)^{-\alpha_n - 1} dw + B \quad (5.20)$$

式中， $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ 分别为多角形的内角； $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ 分别为多角形顶点在 w 平面实轴上的对应点的坐标；常数 A, B 任选。在本问题中三角形三个顶角 $\alpha_1 = \pi/2, \alpha_2 = \pi/2, \alpha_3 = 0$ ；三顶点在 w 平面实轴上坐

标 $\alpha_1 = 1, \alpha_2 = -1, \alpha_3 = \dots$,
 见图 5.13。代入变换公式且

注意边界条件 $w = -i \frac{z}{2}$
 $w = 1, w = \dots = \dots$ 得到
 $w = i \arcsin \dots$; 再由 $\frac{dz}{dw} = \dots$

图 5.13 平面

$\frac{e}{\dots}$ 及 $W = -\frac{Q}{\dots} \ln \dots$, 视 \dots 与 \dots 为参数求解得到

$$z = \frac{Q}{\dots} i^{\alpha} \dots e^{i \alpha \cot d} \quad (5.21)$$

其中 流量 $Q = 2a \dots \bar{U}$ (5.22)

收缩系数 $\dots = \frac{\dots}{\dots + 2}$ (5.23)

且 $\bar{U} = \dots$

则 $z = \frac{2a}{\dots + 2} \dots e^{i \alpha \cot d}$ (5.24)

这就是二维孔口射流自由流线方程。

再引入轴对称问题与二维平面问题关系式, 积分后求得轴对称自由流线方程式为

$$\begin{aligned} x &= f(a, v) \\ y &= \dots(a, v) \end{aligned} \quad (5.25)$$

其中, v 为流速。

作为圆角的流线形线型用来降低应力集中是十分有效的。对于流线形线型, 可归纳成如下几点:

1. 经计算分析和试验验证都证明了这样一点, 即流线形线型设计是降低轴类件、变截面板局部应力集中的最佳设计(见第七章)。

2. 流线形线型设计轴或板类件降低应力集中的效果, 依各类件的具体结构尺寸、载荷形式而定。最佳设计之后, 应力集中系数

可以降至 1.05 以下。

3. 线型形状也取决于零件的结构尺寸和载荷方式。平板较之圆轴，应有更平滑的长曲线；轴的拉伸较之弯曲和扭转，应有更平滑的长曲线；弯曲较扭转有稍大的曲率。见图 5.14, 图 5.15。

图 5.14 平板、圆棒的线型

图 5.15 拉伸、扭转、弯曲线型

5.5 焊接应力集中

重型汽车车架、后桥、驾驶室等主要结构件大都采用板焊接而成,焊缝在交变力作用下常发生断裂。这种情况在重型机械设备中是很普遍的,在板焊接构件设计中,焊接应力集中问题显得尤为重要,现代设计必须给予关注。

一般来说,两块钢板焊接在一起,其应力集中大小与两板焊接接头处的应力流线有关。应力流在平板中是平行板面流动的,而在接头部位就按曲线流动,应力流在此部位发生扰动,其扰动大小决定了应力集中大小。或者说,不同的焊接方式应力集中也不同。

一、焊接形式与应力集中

1. 横向对接焊缝

在良好的焊接构件里,应力集中发生在焊缝表面与母材相交处的焊趾部位。当构件在交变载荷作用下,裂纹开始萌生于焊缝或母材热影响区,交变载荷使初始裂纹逐渐扩展后进入焊缝金属或母材中,于是,疲劳破坏就发生在横向焊缝的顶部或底部焊趾处。

研究表明,应力集中的大小受焊缝形状、两板的对中情况影响很大。所谓焊缝形状是指焊缝的加强高度(余高)和加强高度角,见图 5.16。

应力集中随余高或加强高弧的角度增加而加大,其定量影响参见图 5.17。一旦对接两板产生错位,即两钢板厚度中心线产生偏距,则错位产生较大应力集中。应力集中的理论计算值,可由下

图 5.16 横向对接焊缝接头疲劳破坏的典型形式

- (a) 在热影响区中从焊趾处开始破裂;
- (b)(c) 在焊缝金属中沿焊根边缘破裂

式给定:

$$K = 1 + 3e/B$$

式中, K 为应力集中系数, e 为两板厚度中心线偏差, B 为薄板的厚度。

错位对疲劳强度的影响见图 5.18。

图 5.17 加强高外形对横向对接接头疲劳强度的影响

显而易见, 解决上述问题的简捷且有效的办法是焊接过程中严格定位, 保持两块板在同一水平面上; 对突出的余高进行机械加工, 试验表明, 机械加工法除去余高, 疲劳强度提高约 80% 左右, 效果十分明显。

2. 纵向对接焊缝

纵向对接焊缝的应力集中多产生于焊缝表面鱼鳞纹处; 鱼鳞纹垂直于应力方向, 应力在此扰动而产生应力集中, 破坏将由此产生。特别是对于手工焊接, 由于手抖动或更换焊条处产生局部不均匀, 不均匀的地方加剧了应力扰动。但是, 加强高影响不大, 这是因为焊缝与施力方向一致。

图 5.18 轴向错位对疲劳强度的影响

重型汽车、推土机、挖掘机、吊车等大型工程机械,常用加强板焊在主结构中,形成多处的纵向对接焊缝。传统工艺是将垫板用点焊定位后再焊接。这种手工焊接方式,加大该处的应力集中,降低结构的疲劳强度,断裂常常在这里发生。

解决上述问题的关键在于提高焊接工艺水平,采用相应的工装、焊接专用台架。科学合理定位焊接对构件的关键部位降低应力集中极为有益。

3. 角焊缝

在角焊缝中,疲劳破坏形式参见图 5.19。

角焊缝断裂特征分横纵向焊缝,分别加以叙述。

不承载的横向角焊缝,疲劳裂纹主要发生在焊缝焊趾处,即图 5.19(a)之 点处;承载的角焊缝破坏发生在图 5.19(c)(d)之 点处,裂纹萌生于图 5.19 中(c)之 点部位。其主要规律如下:

(1) 搭接板与主钢板等厚且角焊缝尺寸与钢板厚度一样时,拉应力破坏总是在主钢板里焊趾处发生;当焊缝尺寸减小到板厚的 $5/8$ 时,其破坏部分发生在钢板里,另一些穿过焊缝;当搭接板

图 5.19 角焊接头的破坏形式(黑点表示裂纹的开始点)

厚度和焊缝尺寸都是主板厚度的 $5/8$ 时,破坏是穿焊缝而发生的。观察美国 75B 矿用自卸汽车车架断裂特征,基本符合上述规律。

(2) 钢板厚度对疲劳强度影响有多人作过试验研究,钢板厚度由 3.2mm 增加到 8mm ~ 19mm 时,疲劳强度降低约 $1/2$ 左右。

(3) 焊趾角的应力集中,随焊趾角增加而加大,可由表 5.1 给出。

表 5.1 焊趾角对承载横向角焊接头疲劳强度的影响*

焊趾角 (°)	应力集中系数		疲劳强度 (MPa) (循环特性 $R = 0$)		破坏方式
	焊趾	焊根	低碳钢	高强钢	
30	2.1	6.1	172	186	从焊趾处
37	3.2	6.6	139	170	
45	4.7	6.9	100	150	
52	5.7	8.1	93	104	从焊趾和焊根处

* 表 5.1 和表 5.2 均指疲劳寿命 $N = 20 \times 10^6$ 次。

纵向焊缝破坏常发生在主钢板或盖板上。不承载的纵向角焊缝,疲劳裂纹主要发生在焊缝某一端,即图 5.19(b) 之 点;承载的纵向角焊缝,裂纹萌生于焊缝两端,即图 5.19(d) 之 点。其主

要规律如下:

(1) 当盖板厚度由 9.6mm 增加到 12.7mm 时, 主钢板里应力集中系数增大, 盖板里应力集中系数减小, 见表 5.2。

表 5.2 盖板厚度与焊缝长度对承载的纵向角焊缝试件疲劳强度的影响

盖板尺寸 (mm× mm)	焊缝长度 (mm)	主钢板		盖 板	
		应力集中系数	疲劳强度 (MPa)	应力集中系数	疲劳强度 (MPa)
89.0× 9.6	108	1.81		2.07	54(R = 0) 28(R = - 1)
89.0× 12.7	108	1.91	71(R = 0)	1.95	
89.0× 9.6	171	1.46	37(R = - 1)	1.58	65(R = 0) 34(R = - 1)
89.0× 12.7	171	1.52	85(R = 0) 37(R = - 1)	1.51	

(2) 焊缝长度 l 与盖板宽度 w 的比值 l/w 增加, 疲劳寿命 N 提高, 见图 5.20。

图 5.20 l/w 比值对承载纵向角焊缝寿命的影响

二、补强板的应力集中

大型工业装备主要承重结构常采用箱型梁焊接结构形式, 而结构复杂、环境条件恶劣、载荷大, 特别是一些局部或因强度不够

或因装配要求,如在腹板局部加焊补强板,于是在补强板边界焊缝焊趾处产生局部应力集中,局部应力集中大大地降低了结构抗疲劳性能。多年来,我们曾多次调查矿用自卸汽车车架断裂,发现相当多的断裂纹起源于焊缝的焊趾处;除了局部焊接夹渣缺陷外,重要的是局部应力集中引起的高应力导致疲劳损伤破坏。

大型结构的特点决定了它的结构设计的复杂性,而焊接补强板的形状、布置方式带来的应力集中大小也就成为设计者极为关注的问题。笔者就是采用光弹性试验分析、应变测量分析和有限元计算分析三种手段研究几种典型形状的焊板焊趾附近的应力集中影响。鉴于现实生活中,结构多样、母板与焊板尺寸、材质不同,难以全面地研究,于是,我们以百吨级重型矿用汽车车架结构为对象,进行分析研究,以供大型复杂结构设计者参考。

1. 应变测量分析

(1) 试件设计

以 SF—3102 型重型矿用汽车车架结构为基础,选用相同材质、焊接条件的四种试件。其焊接补强板分别为圆形焊板 160mm,厚度 19mm;椭圆形焊板长轴 200mm,短轴 100mm,厚 19mm;正方形焊板边长 100mm,厚 19mm;菱形焊板长对角线 200mm,短对角线 100mm,厚 19mm。四种试件母板相同,长 800mm,宽 400mm,厚 14mm,见图 5.21。

(2) 应变试验

采用悬臂板一端嵌固,一端加载,测量点布置在焊板 1/4 周边,八等分一点。另外在两轴向各布一点,监测平均应力;圆的边界中间部位测量区沿径向、环向贴直角应变计,以求主应力。为提高测量精度,选用应变计 $1\text{mm} \times 1\text{mm}$,由应变仪给出各点应变值。

(3) 试验结果

圆形焊板应力分布: AB 九个测点,应力值按比例绘制在图

图 5.21 焊板形状

5.22 上。C, D 为各自平面的监测点, 监测平均应力。 \overline{AD} 为 88mm, \overline{BC} 为 62mm, B 点距母板边界为 107mm。由图 5.22 中应力分布可见, A 附近区域应力最大, 向垂直轴快速衰减; A 处应力集中系数 1.76, 邻近点应力集中系数 1.88; B 处应力远低于 C 点应力, 仅是其值的 1/3。可见, 我们感兴趣的部位应力集中系数最高为 1.76 ~ 1.88。

椭圆形焊板应力分布趋势类同, 邻近载荷端的焊板顶部应力最大, 快速向两侧边衰减; 应力集中系数为 1.99; 侧边监测点应力 (即 C 点) 约为 B 点应力的四倍。

正方形焊板应力分布仍类同上述规律, 应力集中系数为 2.12, 发生在邻近载荷的焊板顶端 (即 A 点); 监测点 C 的应力为 B 点应力的四倍。

菱形焊板应力分布仍类同, A 点应力集中系数为 2.17, C 点应力是 B 点应力的五倍左右。

2. 光弹性试验分析

图 5.22 圆形焊板 弯曲周边应力分析

(1) 试验方法

考虑工况情况,设计两种载荷:

第一种:在母板平面内,施加纵向均布拉伸。

第二种:在焊板中心处设置一外伸端,在外伸端施加一平行母板面的竖向集中载荷,该载荷使母板产生垂直弯曲,类同应变测量工况。

试验分常温与冻结两种情况进行。常温试验是在第一种载荷下,母板整体应力分布及焊趾最大应力沿厚度的平均应力。冻结试验目的有二:其一,观察在第一种载荷下,焊趾最大应力沿厚度的变化情况,以确定该点应力集中系数;其二,观察在第二种载荷下,母板应力分布及该载荷作用下焊趾最大应力。

试验分别在 409—2 光弹仪和 YD—51 冻结箱内进行。

(2) 试件设计

为便于同应变测量试验对比,也设计出四种试件:母板尺寸宽 120mm,长 320mm。圆形补焊板 40mm;椭圆形两轴分别为 25mm,50mm;正方形两边分别为 33mm,40mm;菱形两对角线分

别为 25mm, 50mm。

(3) 试验结果

在第一种载荷下, 常温试验时, 母板应力分布基本均匀, 整体观察应力集中不甚明显。其圆形焊板应力集中系数约为 1.20, 其他三种稍高, 约为 1.24 ~ 1.29, 菱形偏高。

冻结切片试验第一种载荷下看到应力集中系数与几何形状影响不明显, 其值为 1.80 ~ 2.00。

冻结切片试验在第二种载荷下, 仅做两种试件。圆形补焊板应力集中系数约为 2.12, 正方形补焊板应力集中系数约为 2.41。

3. 结果分析

(1) 补焊板在平面拉伸时, 其形状对应力集中影响不显著, 应力集中系数约为 1.2 ~ 1.3, 以圆形焊板为好。

(2) 不同形状的补焊板, 在垂直弯曲作用下, 对应力集中的影响见表 5.3。

表 5.3 应力集中

应力集中 方法 \ 形状	圆 形	椭 圆	正 方 形	菱 形
应变测量	1.76 ~ 1.88	1.99	2.12	2.17
光弹试验	2.12		2.41	

由于电测应变测量法中贴应变计无法接近焊趾, 而焊趾附近应力衰减较快, 尽管贴片力求靠近焊趾, 也无法获得真值, 故而测试结果偏小, 光弹试验结果较为真实; 另外对比分析圆形与正方形的两种试验结果之比值是相当接近的。说明两种试验方法都反映了同一应力集中规律, 可见试验结果有一定的可靠度。由上综合分

析给出四种形状下垂直弯曲时应力集中系数,其值约为:圆形 1.86,椭圆形 2.26,正方形 2.41,菱形 2.47。

关于尺寸影响在此无法给出,它仅能反映该情况下的应力集中影响。

(3) 误差分析

实际工程上板的焊接问题,影响因素太多,情况极为复杂,而应力集中问题也是相当复杂的。要确切地回答本文所列的不同形状的补焊板对应力集中的影响是难以做到的,应当进行大量的系列专题研究。由于生产中急需回答这个问题,用以设计或断裂诊断分析,我们的研究工作不够深入和系统。同时,也应指出光电测试中主要误差,在光弹性分析试验中,采用贴接模拟实际焊接,而电测虽为实际焊接件但测量点又难以接近焊趾,但两者可以互补。

实际情况比室内试验复杂,两者又无精确地模拟准则,实际焊板尺寸不一,这都将影响真实的应力集中系数取值。

三、实用技术

前文已提到,焊接结构应力集中主要发生在焊缝缺陷、夹渣点、弧坑、焊根部未熔合处、电弧起止点、鱼鳞纹、主副板连接时几何或形状不连续的地方,等等。下面列出有关实用技术对降低应力集中、提高疲劳强度、增加使用寿命是有益的。

1. 焊接结构设计对焊缝布置、焊缝走向要依据受力特征和几何形状,尽量避开高应力区的交汇或间断,力求科学合理。

2. 工装齐备、完整、合理有利于提高焊接质量。自动焊比手工焊使焊缝更光滑,有利于减小应力集中;焊透腹板的焊缝,可以提高疲劳强度。

3. 翼板与腹板厚度比设计要合理搭配。重型矿用自卸汽车车架在弯曲、扭转联合作用区,裂纹常沿车架纵梁斜线方向发展,即扭转主应力破坏形式。在这种情况下,应当针对相应部位的

几何形状适当加筋或补强;筋板厚度、位置、间距,焊缝的走向都需计算分析后科学决策。在梁结构的纯弯曲部位,断裂多发生在翼板边角区域,此处弯曲应力高于腹板应力。有资料证明,间断焊缝连接的盖板,造成疲劳强度大幅度下降达 $1/2 \sim 2/3$ 。因此,设计者应重视盖板与腹板的设计。

4. 力求选用应力集中系数相对较小的、疲劳强度较高的对接接头,在对接接头焊缝中采用机械打磨使基本金属与焊缝间平缓过渡能有效地降低应力集中。但应注意,打磨方向应顺着应力流线方向,而垂直方向打磨效果相反。

5. 接头与焊缝合理布置有利于降低应力集中和提高疲劳强度,其优劣可参见图 5.23。

6. 引入残余压应力是提高结构疲劳强度的有效方法。在应力集中

图 5.23 几种接头细节正误对比

部位预加载;在构件表面的冷加工,如喷丸或锤击,造成表面的压应力是有利的。

局部加热产生的残余应力,见图 5.24;对疲劳强度影响见图 5.25。

打磨、锤击、超载及焊态对疲劳强度和疲劳寿命的影响见图

图 5.24 由点状加热造成的残余应力分布

图 5.25 点状加热对疲劳强度的影响

5. 26, 图 5. 27。

图 5. 26 各种改善技术的比较(具有非承载横向角焊缝的低碳钢试件)

图 5.27 各种改善技术的比较(具有非承载纵向角焊缝的低碳钢试件)

第六章 疲劳及可靠性设计

传统的机械强度设计都是以静力作为依据的。它所研究的内容是构件在静力作用下的应力状态,材料和构件在静力作用下的抗力指标及静力作用下的强度理论(强度判据)。设计的指导思想是构件在最危险的工况条件下,在最大载荷的作用下,构件均不应破坏。它将动载荷的影响利用动荷系数 K 值转化为静载荷进行设计。但是,绝大部分机械都在运动,其载荷均在不断变化着。人们发现,尽管构件是在最大载荷作用下设计而成的,但在交变载荷的作用下仍然会断裂而失效。而且,有统计资料表明,80% 以上构件的断裂事故均为动载荷作用下使构件产生疲劳损伤而失效的。因而,从事材料科学和机械设计的人们不得不对材料或构件在动载荷作用下失效机理进行研究,出现了动强度设计方法。

动强度设计最初出现的是无限寿命设计,其指导思想是:构件在交变载荷的作用下,可以无限长时间地使用而不损坏。但是,在机械服役中,实际机械零件的形状、尺寸和表面状态与试件不一样,试验的环境与机械零件的工作环境不一样,机械零件承受的载荷也与试验载荷不一样,因此,在强度校核时,必须进行修正。在静强度设计中,通常用的方法是将材料的屈服极限 σ_s (σ_s) 或强度极限 σ_b (σ_b) 除以安全系数获得许用应力 $[\sigma]$ 或 $[\sigma]$, 常称为构件的抗力指标。随着技术进步,后来又提出有限寿命设计。

有限寿命设计的目的就是要使机械零部件(简称机件)在规定的使用期间内运转正常,在达到预定的寿命时机件也应该失效了。那么根据上述的理论和方法设计的机件能不能达到这个要求呢?估算寿命的可靠性如何呢?在规定的使用寿命期间存活率是多少?

损伤率又是多少呢?这就要求对寿命的可靠性进行分析,分析影响寿命估算可靠性的因素。同时应该指出,在寿命设计时,也要根据机件的重要程度提出可靠性要求,如飞机上的重要机件,其寿命设计的可靠度要求达 99.99% 以上。但是,作为地面运行或工作的一般机械,这样的要求又太严格了,因而就显得经济性较差了。

在有限寿命设计中,材料和机件的抗力指标是指材料和机件抵抗动载荷的能力,感兴趣的是材料在交变载荷作用下的应力寿命曲线、应变寿命曲线、等寿命曲线以及应力强度因子和裂纹扩展速率之间的关系曲线。材料的抗力指标是标准试件在特定的试验条件下而得的,因而,在寿命估算时,也应将上述与寿命有关的曲线进行修正,获得机件抵抗动载能力的曲线。由于强度设计的重要性,使之成为人们研究的重要课题。随着力学、材料科学、试验技术和计算机技术的发展,已经形成了下列几类,见图 6.1。

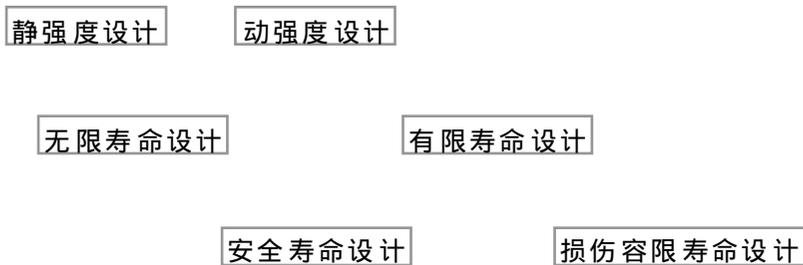


图 6.1 设计程序框图

随着科学发展,社会对产品需求愈来愈高,特别是对高、精、尖产品要求可靠性更高,于是对重要产品或零部件必须进行可靠性设计。

结构件的疲劳强度设计和可靠性设计是两个专题,本应分章叙述,考虑到节省篇幅和后叙内容的实用,在本章中仅作概念性介绍。读者需要了解详细内容,可以参阅有关专著。

6.1 设计准则概述

构件在较长时间交变载荷作用下,产生损伤或断裂;也有一些构件或结构会在较高的交变应变下,经过较少的循环次数(数百或数千)就会破坏;不同材料、不同载荷、不同构件尺寸、形状等许多因素影响构件的疲劳寿命。可见,疲劳问题十分复杂。

动载荷作用下的构件或结构损坏情况有四种:其一,在工作中产生裂纹后,可以用新的去替换,例如汽车的悬挂弹簧片;其二,因局部缺陷而产生的破坏,但不影响整个机器破坏,发生局部破坏可以停机检修;其三,破坏前没有任何预兆并导致严重的事故发生,例如汽车轴断裂,这类构件的设计要求具有一定的疲劳强度;其四,有些设备或构件一旦断裂破坏就导致灾难事故发生,比如飞机、飞船的零部件,就要求具有足够的疲劳强度。

正是由于结构、构件的服役环境、功能作用不同,设计的要求、安全准则就不同。当前所用的安全准则大致有如下几种。

一、无限寿命设计

这是最老的一个准则,根据这个准则设计的许用应力很低,低于疲劳强度极限。对那些承受几百万次近似等幅载荷循环的零部件,如发动机的阀门弹簧,它仍然是一个很好的设计准则。

二、安全寿命设计(有限寿命设计)

安全寿命设计准则要求在构件或结构一定的使用周期内不能产生任何疲劳缺陷。这种设计方法被称为“安全寿命”设计。这个准则用在飞机、汽车、压力容器等的设计中。

为充分满足安全寿命设计的需要,要做到下列各点:

- (1) 在可靠的统计基础上准确地知道整个使用寿命期间施加的载荷;
- (2) 知道对所有的构件及其连接采用抗疲劳设计的方法,以使

它们在整个使用期间对于外加载荷具有足够的抗疲劳强度;

(3)对这些构件进行系统的疲劳测试,必须保证这些构件在整个工作寿命期间不产生疲劳裂纹;

(4)对那些会削弱疲劳强度的因素(如金属的腐蚀和塑料的老化)进行附加的处理。

但是,事实上,我们并不能预测使用期间所有的载荷条件。此外,要设计一个完全安全的结构需要对疲劳过程有很好的了解。疲劳试验结果又有相当大的离散性,因此安全寿命设计必须考虑一个包括这些未知因素的安全系数。这个安全系数可以通过寿命来表示(例如,计算寿命等于所希望寿命的十倍)或以载荷表示(例如,假设载荷为所受载荷的二倍),也可以两方面都考虑到安全系数中去。滚珠轴承和滚柱轴承是按安全寿命准则设计的例子。

三、损伤-安全设计(失效安全设计)

损伤-安全设计准则首先在航空工程中发展起来。取大的安全系数要增加重量,取小的安全系数会增加发生事故的危险性,这些对飞机都是不允许的。损伤-安全准则承认疲劳裂纹可以出现,但在裂纹被检测和进行修理之前,出现的裂纹不会导致整个结构的破坏。这就要求定期地检查和保养,以及时发现裂纹,同时要求裂纹扩展速度较慢。此外,希望所设计的结构能够进行载荷转移,即当结构的某一环节(特别对静不定系统)破坏后,载荷能够被转移并重新分布。在结构中设置多载荷通道和裂纹阻止器也是实现损伤-安全设计的手段。制定适当的检查程序和检查间隔周期也是抗疲劳设计工作的一部分。我们经常看到铁路检车员用锤子敲击每一根车轮轴,通过声音来检查,使疲劳裂纹在导致破坏以前就能被找出来。

损伤-安全设计方法最初主要应用在具有多载荷通道的飞机结构上(加固的盒式板结构机翼、机身等),现在它也推广到其他方面。实际中这个方法只用在那些破坏不致造成严重事故的部件上。

例如,只对多发动机的飞机的发动机使用损伤-安全准则,起落架就不能用损伤-安全准则,而是要安全寿命设计。

四、损伤-允许设计

损伤-允许设计的准则是损伤-安全设计的改进,它假定裂纹是存在的——由加工过程或疲劳引起。用断裂力学的分析和试验方法鉴定这些裂纹是否在定期检查出以前将扩展到足够大,以致造成破坏。这个准则适用于裂纹扩展较慢,并有高断裂韧性的材料,例如,它不能用于超高强度钢,因为这种钢裂纹扩展很快。损伤-允许设计近来已经被美国空军在一些合同中予以规定采用。在压力容器设计中,“在爆裂以前泄漏”就是这个准则的一个很好的应用。

疲劳设计过程取决于被设计对象的特性及我们所具有的疲劳知识。对某些机器部件,像球轴承或发动机阀门弹簧,如果工作载荷可以预测,使用环境和我们熟知的环境相似的话,我们目前的知识水平足够来完成一个可靠而又经济的抗疲劳设计。对许多其他情况,目前的理论和方法只能进行一个大概的留有很大安全余量的设计。这时我们必须在取大的安全系数或进行特别试验之间做出选择。设计、试验和制造的总费用必须和可能的疲劳破坏所造成的损失相称(后者意味着金钱、信用,甚至生命损失)。设计者的任务通常是如何来解决在经济性和一定时期内构件或结构的安全性两者之间的矛盾。当然在实际上,做出有足够的安全性又有满意的经济性的最佳设计是很困难的,这需要知识和经验,同时只有通过细致的分析和充分的试验才能达到。

进行疲劳设计,一般分作两个阶段:

(1) 疲劳计算——根据材料的疲劳数据及机件的使用条件,对机件的尺寸进行计算。也常常先由静强度计算初步定出机件尺寸,再进行疲劳验算。

(2) 结构疲劳试验——在疲劳计算的基础上,对于重要的机件

或结构,还需要进一步进行结构疲劳试验。

对于一般机件,可以只作疲劳计算;对于重要机件,还需要作机件疲劳试验或模拟疲劳试验;对于特别重要的机件,则还需要作整结构直至整机的实物疲劳试验。

综上所述,疲劳强度设计的主要步骤如图 6.2 的框图所示。由此可见,主要步骤中包括载荷和结构两大方面:载荷在于确定名义应力;结构设计涉及到尺寸、材料、应力集中。最后按损伤理论预估疲劳寿命。

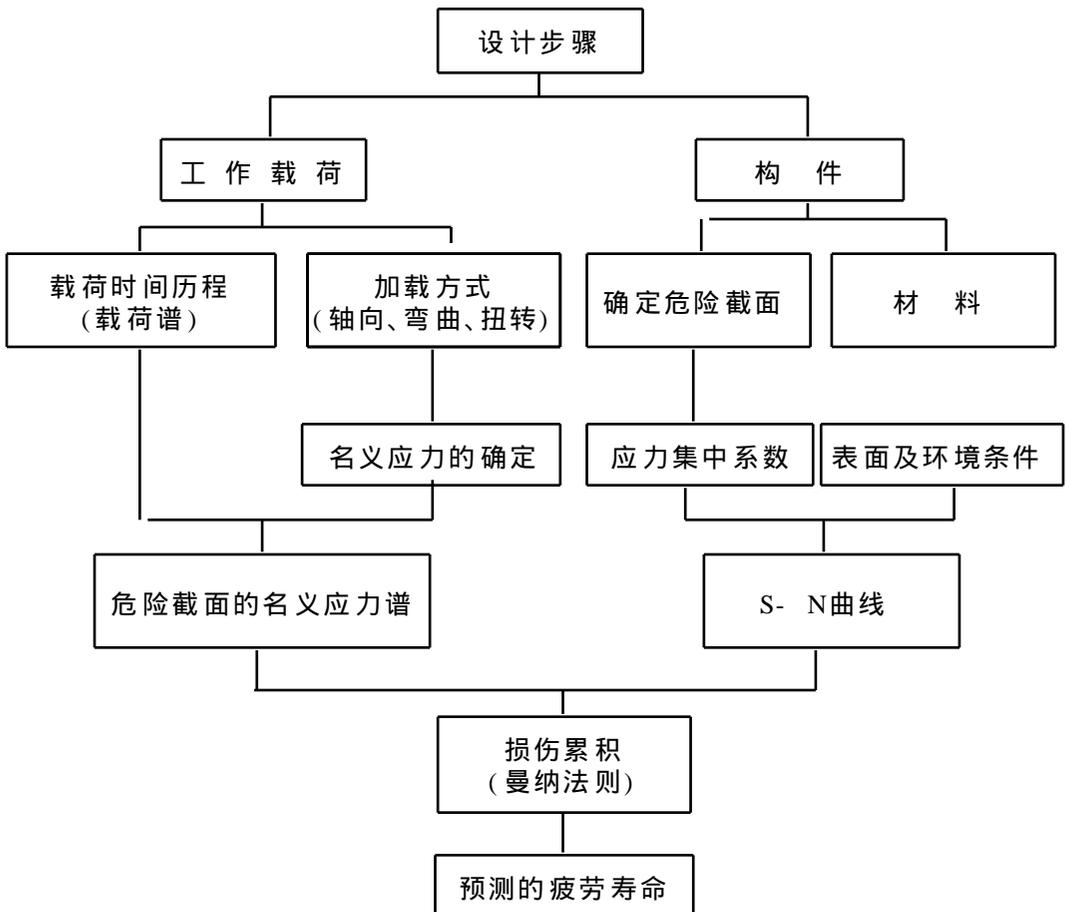


图6.2 机件和结构疲劳设计的主要步骤

由材料抵抗动载能力建立强度判据,估算机件的寿命或按照寿命的要求设计机件的断面尺寸。由于不同的学者在不同的条件下进行损伤机理的研究,根据试验结果,建立了各种各样的假设和

推断,形成了数十种理论和设计方法。它们各有各的特点,各有各的不足之处,使用时有一定的局限性。从这个意义上讲,寿命估算理论还没有达到成熟的程度,因而成为当前国内外研究的重要课题。

五、可靠性设计准则

可靠性设计最终仍以安全系数法为判断准则,其设计安全系数 n 应满足下式:

$$n = [n] = n_1 j^{\alpha} n_R$$

式中, $[n]$ 为许用安全系数; n_1 为附加安全系数; n_R 为可靠性安全系数。

6.2 疲劳强度设计

前面已经介绍了零部件疲劳强度设计的准则,其疲劳强度设计条件需满足下式:

$$\sigma_{\max} < [\sigma_{-1}] \quad (6.1)$$

式中,许用应力 $[\sigma_{-1}]$ 由材料的疲劳强度和安全系数决定。即

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{n} \quad (6.2)$$

式中, σ_{-1} 为材料的疲劳极限; n 为安全系数。

代入式(6.1)有
$$[\sigma_{-1}] = \frac{j^{\alpha}}{K} j^{\alpha} \frac{\sigma_{-1}}{n} \quad (6.3)$$

记
$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \quad (6.4)$$

可称为工作安全系数,它表示构件实际工作时,具有的安全储备。由此,强度条件改写为

$$n = n \quad (6.5)$$

由以上几个公式,可以给出强度条件计算式:

$$n = \frac{S_b^{-1}}{K j_a^m} \quad (6.6)$$

式中, K 为应力集中系数; j_a 为尺寸影响系数; j_s 为表面影响系数。
上述计算皆指对称循环。对于非对称循环, 则相应的计算公式为

$$n = \frac{S_b^{-1}}{K j_a^m} \quad (6.7)$$

其中 $j_a = \frac{1}{b}$ (6.8)

式中, S_b 为材料强度极限, j_a 为平均应力影响系数。

为了实际应用方便, 下面给出有关设计参数。

对于扭转时设计强度条件有如下相似的公式:

对称循环时

$$\frac{K}{j_a^m} n = \frac{S_b^{-1}}{n} \quad (6.9)$$

非对称循环时

$$\frac{K}{j_a^m} a + m < \frac{S_b^{-1}}{n} \quad (6.10)$$

在对称循环下, 结构钢等塑性材料强度设计, 采用第三、四强度理论, 疲劳强度设计准则由下式给出:

$$\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}{2} = \frac{S_b^{-1}}{n} \quad (6.11)$$

$$\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 - 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2} = \frac{S_b^{-1}}{n} \quad (6.12)$$

以主应力表示时, 对应公式

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_b^{-1}}{n} \quad (6.13)$$

$$\frac{\sigma_1^2}{n} + \frac{\sigma_2^2}{n} + \frac{\sigma_3^2}{n} - \frac{\sigma_1 \sigma_2}{n} - \frac{\sigma_2 \sigma_3}{n} - \frac{\sigma_3 \sigma_1}{n} = \frac{\sigma_{-1}^2}{n} \quad (6.14)$$

弯曲 - 扭转联合作用时,

$$\frac{\sigma^2}{n} + 4 \frac{\tau^2}{n} = \frac{\sigma_{-1}^2}{n} \quad (6.15)$$

$$\frac{\sigma^2}{n} + 3 \frac{\tau^2}{n} = \frac{\sigma_{-1}^2}{n} \quad (6.16)$$

由试验给出下列关系式:

$$\frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2} + \frac{\tau^2}{\tau_{-1}^2} = 1 \quad (6.17)$$

$$\frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2} - \frac{\sigma \tau}{\sigma_{-1} \tau_{-1}} + \frac{\tau^2}{\tau_{-1}^2} = 1$$

$$\frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2} = 1 \quad (6.18)$$

以上罗列出来的计算公式是疲劳强度设计的主要计算工具。由于篇幅所限不作更多解释。有关参数在有关的书籍中也可查到，在此仅给出疲劳强度设计常用的安全系数表 6.1, 表 6.2。

表 6.1 安全系数推荐用值(初算用)

材 料		静 载 荷		疲 劳 载 荷			
		n _b	n _s	n _b		n ₋₁	
				一般零件	重要零件	一般零件	重要零件
铸 铁		3 ~ 4		8 ~ 10	12 ~ 15		
高 强 度 钢		2 ~ 3					
结 构 钢	s/ b = 0.45 ~ 0.6, 计算精确	2.4 ~ 2.6	1.2 ~ 1.5	5.0	7	1.3	1.5
	s/ b = 0.6 ~ 0.8, 计算精度一般		1.4 ~ 1.8	5.5	8	1.5	1.8
	s/ b = 0.8 ~ 0.9, 计算不精确		1.7 ~ 2.2	6.0	10	1.8	2.5

注: [n]_b = $\frac{b}{[\]}$; [n]_s = $\frac{s}{[\]}$; [n]₋₁ = $\frac{-1}{[\]}$ 。

重要零件,是指在整個使用期內不希望破坏的零件。

表 6.2 各类机械零部件的安全系数

机械种类	零部件名称	应力状态	材 料	安全系数	附 注
起重机械	主梁	弯	A 3, 16Mn	$[n]_s = 1.4 \sim 1.6$ $[n]_r = 1.4 \sim 1.6$	运送液 态金属 的起重 机用 1.6 要求刚 度手动 1.3, 吊 钢水包 1.6
	端梁	弯	A 3, 16Mn	$[n]_s = 2.4$	
	小车梁	弯	A 3, 16Mn	$[n]_s = 3 \sim 4$	
	卷筒轴	弯曲疲劳	45	$[n]_s = 1.3 \sim 1.6$	
	减速机低速轴	弯扭疲劳	45	$[n]_s = 1.6$	
	吊钩梁	弯	45	$[n]_s = 3$	
	吊钩滑轮轴	弯	45	$[n]_s = 1.6$	
	小车轮轴	弯扭疲劳	45	$[n]_s = 1.4$	
	大车轮轴	弯扭疲劳	45	$[n]_s = 1.4$	
矿山机械	矿井提升机主轴	弯扭疲劳	45	$[n]_{-1} = 1.2 \sim 1.5$	
	颚式破碎机机架	弯曲疲劳	ZG35	$[n]_0 = 1.5$	
	颚式破碎机传动轴	弯扭疲劳	45	$[n]_{-1} = 1.5$	
	颚式破碎机主轴	弯扭疲劳	45	$[n]_{-1} = 1.4$	
	圆锥破碎机传动轴	弯扭疲劳	45	$[n]_{-1} = 1.4$	
	圆锥破碎机主轴	弯扭疲劳	24CrMoV	$[n]_{-1} = 2$	
汽车拖拉机	汽车变速器轴	弯扭疲劳	40Cr, 40MnB 18CrMnTi	$[n]_{-1} = 1.3$	考虑刚 度
	汽车后桥半轴	弯扭疲劳	40MnB 35CrMnSiA	$[n]_{-1} = 2$	
	拖拉机变速箱轴	弯扭疲劳	40, 18CrMnTi	$[n]_{-1} = 2$	
	拖拉机传动轴	弯扭疲劳	40	$[n]_{-1} = 1.3$	
	拖拉机履带驱动轮轴	弯扭疲劳	40Cr	$[n]_{-1} = 1.1$	
	拖拉机纵拉杆	压杆		$[n]_{-s} = 5$	
	拖拉机横拉杆	压杆		$[n]_{-s} = 5$	

6.3 可靠性设计

一、基本概念

假设 N 个产品从时间 0 起工作, 到 t 时刻失效, 失效的个数为 $n(t)$ 个, 则累积失效概率为

$$F(t) = \frac{n(t)}{N} \quad (6.19)$$

如果记 $f(t)$ 为失效概率密度函数, 那么, 累积失效概率为

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt = \frac{n(t)}{N} \quad (6.20)$$

不难理解, 可靠度函数即可表示为

$$\begin{aligned} R(t) &= 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt \\ &= \int_t^{\infty} f(t) dt \end{aligned} \quad (6.21)$$

由此再引入一个失效的概念或称失效率函数:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1 - F(t)} = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (6.22)$$

即失效率是指产品工作到某一时刻 t , 单位时间内发生失效的几率。

由式(6.21), $R(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt$, 求导数有

$$f(t) = - \frac{dR(t)}{dt}$$

$$\text{即} \quad \lambda(t) = - \frac{dR(t)}{R(t)} \quad \text{或} \quad - \frac{dR(t)}{R(t)} = \lambda(t) dt \quad (6.23)$$

积分式(6.23):

$$\int_0^t - \frac{dR(t)}{R(t)} = \int_0^t \lambda(t) dt$$

$$\text{则有} \quad R(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (6.24)$$

若 $\lambda(t) = c$ (常数), 则 $R(t) = e^{-ct}$, 表明产品的可靠度随时间增加而下降, 且失效率是常值, 说明产品生产是稳定的, 然而, 产品生产环境条件、应力条件发生突然变化时, 则产品发生偶然失效。

若 $\lambda(t) = t$, 则 $R(t) = e^{-\frac{t^2}{2}}$, 表明产品失效率随时间增加而增加, 即可靠度是随时间增加而减少, 这说明由于时间增加产品老

化、耗损、退化等,这是一种耗损型失效。

二、可靠度的计算方程式

在常规设计中进行参数计算时,将其特征量当做一般变量处理,而实际上,如载荷、材料强度、零件强度、尺寸等都会受到许多偶然因素影响产生随机性波动,在可靠性设计中,均假定为随机变量,并且具有某一分布规律。为便于推导方程,假定零部件失效应力分布为 $f(x_1)$; 失效的强度分布为 $f(x_s)$; x_1, x_s 分别为应力和强度。结构材料在变载荷作用下,久而久之,强度在降低。强度分布曲线位置发生移动,而当应力大于强度,即 $x_1 > x_s$ 时零部件将发生破坏。由图 6.3(a) 可以清楚看到,图中阴影部分代表破坏概率。将图 6.3(a) 两个分布曲线交汇区放大示出(图 6.3(b)), 分析强度大于失效控制应力的概率:

$$P_{x_1 - \frac{dx}{2} < x_1 < x_1 + \frac{dx}{2}} = f(x_1) dx_1 = A_1 \quad (6.25)$$

A_1 表示狭条面积。

而强度大于该应力 x_1 的概率:

$$P(x_s > x_1) = \int_{x_1} f(x_s) dx_s = A_2 \quad (6.26)$$

A_2 表示阴影区面积。

零部件均不发生破坏的概率应是应力分布概率与强度大于失效应力的概率二者之积,即

$$dR = f(x_1) dx_1 \int_{x_1} f(x_s) dx_s$$

或
$$R = \int_{x_s} f(x_s) \int_{x_s} f(x_1) dx_1 dx_s \quad (6.27)$$

式(6.27) 为可靠性方程,由强度与应力分布的概率密度函数计算。工程上常常应用正态分布,即

$$f(x_1) = \frac{1}{s_1 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_1 - \bar{x}_1)^2}{2s_1^2}}$$

图 6.3 应力分布与强度分布

$$f(x_s) = \frac{1}{s_s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_s - \bar{x}_s)^2}{2s_s^2}} \quad (6.28)$$

其中 \bar{x}_s, s_s 分别表示变量的均值与标准差。

令 $\bar{x} = x_s - x_1 > 0$ 为安全可靠, 其 \bar{x} 的分布为

$$f(\bar{x}) = \frac{1}{s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\bar{x})^2}{2s^2}} \quad (6.29)$$

$$\text{其中 } \bar{x} = \bar{x}_s - \bar{x}_1 \quad s = \sqrt{s_s^2 + s_1^2} \quad (6.30)$$

于是可靠度 R 为

$$R = \int_0^{\bar{x}} \frac{1}{s \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\bar{x})^2}{2s^2}} d\bar{x} \quad (6.31)$$

令 $t = \frac{\bar{x}}{s}$, 代入式(6.31) 则有

$$R = \int_0^z \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

$$\text{即 } R = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (6.32)$$

$$\text{其中} \quad Z = \frac{\bar{X}_s - \bar{X}_l}{\sqrt{S_s^2 + S_l^2}} \quad (6.33)$$

称为可靠度系数或联结方程。方程中 Z, R 为变量与函数, 由一个可求另一个, 可应用标准正态分布的表、图查得。可靠度与破坏概率直观表示在图 6.4 中。标准正态分布表见有关资料。

例: 某汽车零件承受应力 $(X_l, S_l) = (30, 3)$ MPa, 强度 $(X_s, S_s) = (40, 4)$ MPa, 求可靠度。

图 6.4 可靠度的计算

将已知参数代入方程(6.33), 即

$$Z = \frac{40 - 30}{\sqrt{4^2 + 3^2}} = 2.0$$

查正态分布表得 $R = 0.97725$, 即可靠度为 97.73%。

三、安全系数

可靠性设计要求在一定的破坏概率下, 确定合适的许用安全系数。当强度分布和应力分布已知时, 许用安全系数包括两部分, 一部分是可靠性安全系数, 另一部分是附加安全系数, 即

$$[n] = n_L \cdot n_R \quad (6.34)$$

式中, n_L 为附加安全系数; n_R 为可靠性安全系数。

1. 可靠性安全系数

前面已经给出应力与强度的联结方程:

$$Z = \frac{\bar{X}_s - \bar{X}_l}{\sqrt{S_s^2 + S_l^2}}$$

$$\text{有} \quad \bar{X}_l = \bar{X}_s - Z \sqrt{S_s^2 + S_l^2} \quad (6.35)$$

因安全系数是产品、机械、零部件的强度与其工作应力之比值, 则有

安全系数:

$$n_R = \frac{\bar{X}_s}{X_1} = \frac{\bar{X}_s}{\bar{X}_s - Z \sqrt{S_s^2 + S_l^2}} \quad (6.36)$$

记强度的变异系数 $s = \frac{S_s}{\bar{X}_s}$, 应力的变异系数 $l = \frac{S_l}{X_1}$, 则有

$$n_R = \frac{1 + Z \sqrt{l^2 + s^2}}{1 - Z^2 s^2} \quad (6.37)$$

关于工程中可靠性安全系数的取值可参照如下:

(1) 当零部件的制造尺寸精度高, 应力计算精度也高 ($l = 0.10 \sim 0.20$), 零部件强度分散性较小 ($s = 0.01 \sim 0.05$), 可靠度 $R = 0.9950 \sim 0.9999$ 时, 取 $n_R = 1.03 \sim 1.50$ 。

(2) 当零部件的尺寸精度一般, 应力计算精度也一般 ($l = 0.10 \sim 0.20$), 零部件疲劳强度分散性一般 ($s = 0.05 \sim 0.10$), 可靠度 $R = 0.990 \sim 0.999$ 时, 取 $n_R = 1.3 \sim 1.9$ 。

(3) 当零部件制造尺寸偏差较大, 应力计算精度一般 ($l = 0.20 \sim 0.30$), 零件疲劳强度分散性较大, 可靠度 $R = 0.990 \sim 0.999$ 时, 取 $n_R = 1.6 \sim 2.5$ 。

2. 附加安全系数

由于影响零部件强度分布和应力分布的偶然因素很多, 而计算参数分散性、精确度各异。为此, 综合提出一个修正系数即附加安全系数。其值取为

$$n_L = 1.1 \sim 1.3$$

当精度较高, 分散性较小时取小值; 反之, 取大值。

四、设计准则

采用可靠性设计, 其设计准则为

$$n \quad [n] = n_L \cdot n_R$$

五、计算实例

转向节是重型矿用自卸汽车极重要的承重与转向构件。在国

产化研究中,我们配合本溪重型汽车厂对转向节进行多次深入研究。其中包括:

第一,转向节断裂分析及制造工艺分析;第二,强度试验、材质性能分析及设计参数研究;第三,结构疲劳试验、载荷谱实测统计分析 & 寿命计算,提出安全使用疲劳强度可靠性分析意见。详见第七章。

在以上研究基础上,将深入进行疲劳强度可靠性计算分析作为研究工作的重点。

转向轴(即转向节)结构外形为阶梯轴,轴的细端直径 158mm,粗端直径 258mm,过渡圆角 R12。

材料化学成分(%):

C	Mn	Si	Cr	Mo	Ni	S	P
0.40	0.65	0.26	0.79	0.195	1.48	0.005	0.010

材料强度:

采用强度试验规范中规定的试件尺寸,加工试件并作强度试验。其结果如下:

$$\sigma_b = 1078\text{MPa}, \text{取标准差 } 10\text{MPa};$$

$$\sigma_s = 931\text{MPa}, \text{取标准差 } 10\text{MPa}。$$

工作应力:

$$\text{平均应力 } \bar{\sigma}_m = 254.8\text{MPa}$$

$$\text{应力幅 } \sigma_a = 88.2\text{MPa}$$

$$\text{不对称系数 } r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{17}{35} = 0.49$$

$$\text{应力标准差 } 47.1\text{MPa}$$

试验数据取自 1982 年本溪重型汽车厂和内蒙古霍林河矿动态试验,见第七章。

由材料疲劳试验结果给出 P-S-N 曲线。为计算方便标准差均取 1.0。

$R = 0.50$, $\bar{\sigma}_1 = 525.3\text{MPa}$, 取标准差 1.0;

$R = 0.90$, $\bar{\sigma}_1 = 510.0\text{MPa}$, 取标准差 1.0;

$R = 0.95$, $\bar{\sigma}_1 = 511.6\text{MPa}$, 取标准差 1.0;

$R = 0.99$, $\bar{\sigma}_1 = 505.7\text{MPa}$, 取标准差 1.0。

在此, 转向轴按 0.99 进行可靠性计算。

不难看出, 转向轴载荷为非对称循环, 其可靠性计算公式为

$$n = \frac{\bar{\sigma}_1}{\bar{K} / \left[j^{\alpha} \bar{\sigma}_a + j^{\alpha} \bar{\sigma}_m \right]} \quad (\text{a})$$

$$\frac{\bar{K}}{\bar{K}_t} = \frac{K_t}{0.88 + A Q/r^d \frac{L_0}{L} e^{-b}} \quad (\text{b})$$

式中

$\bar{\sigma}_1$ 材料疲劳极限平均值, MPa;

\bar{K} 有效应力集中系数平均值;

\bar{K}_t 尺寸影响系数平均值;

\bar{K}_s 表面加工系数平均值;

\bar{K}_σ 平均应力影响系数平均值;

$\bar{\sigma}_m$ 平均应力, MPa;

$\bar{\sigma}_a$ 应力幅, MPa;

K_t 理论应力集中系数;

Q 相对应力梯度, mm^{-1} ;

r 圆角半径, mm;

$L_0 = 9.48\text{mm}$ (中强钢);

$L = d$ 。

平均应力影响系数 \bar{K}_σ 可查可靠性专著中相应表格。

非对称循环下, 零件疲劳极限的平均值:

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\bar{\sigma}_1}{\frac{\bar{K}}{j^{\alpha}} + \frac{1+r}{1-r}} \quad (\text{c})$$

相应标准差计算公式:

$$S_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{Y_i^2}{X_i} - \frac{(\sum_{i=1}^n Y_i)^2}{n}} \quad (d)$$

各参数如下:

直径比 $D/d = 256/158 = 1.62$;

圆角半径对轴径比 $r/d = 12/158 = 0.076$;

应力集中系数 $K_t = 1.8$ 。

相应应力梯度的平均值 Q 用下式计算:

$$Q = \frac{2.3}{r} + \frac{2}{d} = \frac{2.3}{12} + \frac{2}{158} = 0.20 \text{mm}^{-1}$$

对于淬火后回火合金钢,取材料常数为

$$A = 0.36, \quad b = 0.081, \quad d = 0.2, \quad e = 1$$

则式(b) 为

$$\begin{aligned} \bar{K} &= \frac{K_t}{0.88 + A Q/r^d \frac{L^0}{L} e^{-b}} \\ &= \frac{1.8}{0.88 + 0.36 \frac{0.2}{12^{0.2}} \frac{9.48}{158} 1^{-0.081}} \\ &= 1.61 \end{aligned}$$

\bar{K} 的标准差由下式给出:

$$s_{\bar{K}} = \bar{K} \sqrt{\frac{s_K}{\bar{K}} + \frac{s_L}{\bar{L}} + \frac{s_Q}{\bar{Q}}} \quad (e)$$

$$\frac{s_K}{\bar{K}} = \sqrt{\frac{s_K^2}{\bar{K}^2} + \frac{s_L^2}{\bar{L}^2}} \quad (f)$$

式中, $\frac{s_K}{\bar{K}}$ 为 \bar{K} 的变异系数; $\frac{s_L}{\bar{L}}$ 为 \bar{L} 的变异系数; $\frac{s_Q}{\bar{Q}}$ 为 \bar{Q} 的变异系数。

文献推荐的变异系数值为

$$\frac{s_K}{\bar{K}} = 0.026$$

$$\bar{r} = 0.026$$

代入式(f), 计算出 $\bar{k} / \bar{r} = 0.037$

$$s_{\bar{k} / \bar{r}} = 0.037 \times 1.61 = 0.06$$

表面加工影响系数的均值与标准差, 查相应的表格得到

$$\bar{r} = 0.90$$

$$s = 0.0355$$

平均应力影响系数均值与标准差为

$$\bar{r} = 0.0967$$

$$s = 0.0953$$

r 的均值与标准差, 由式(c)(a) 计算, 得

$$\bar{r} = 24.91$$

式(d) 展开后有

$$\begin{aligned} \bar{s}_r = & \frac{1}{G^2} s_{r-1}^2 + \frac{\bar{r}^2}{G^2} j_{\alpha_{SK}} / \\ & + \frac{\bar{K}^2}{j_{\alpha}^2} + \frac{1+r}{1-r} j_{\alpha_{S2}} / \end{aligned} \quad 1/2$$

取 $r = 0.49$, $s_{r-1} = 1.1$, $G = 2.0714$, 代入上式得

$$s_r = (0.2820 + 0.6428 + 0.7201 + 11.2117)^{1/2} = 3.5856$$

如果令 $R = 0.99$, $Z = 2.326$ 代入式(a) 得

$$\begin{aligned} n_R = & \frac{24.91}{24.91 - 2.326 \frac{3.5856^2 + 4.81^2}{24.91}} \\ = & 2.2738 \end{aligned}$$

$$n_L = 1.1$$

$$[n] = 1.1 \times 2.2738 = 2.50$$

$$n = \frac{51.6}{\frac{1.61}{0.90} \times 9 + 0.0953 \times 26} = 2.78$$

$n > [n]$ 说明转向轴是安全可靠的。

6.4 载 荷 谱

谱的概念用之甚广, 载荷谱是依载荷之大小出现的概率排列成序。载荷变化过程由试验记录下来, 按统计分析方法进行数据处理, 最后加工成载荷谱。载荷变化过程常由磁带记录仪记下载荷时程曲线, 经模 - 数转换器采样成数值量, 再经数据处理程序计算分析而给出载荷谱。

当前在随机数据处理方法中主要采用峰值计数法、穿越计数法、峰值对记数法、振程对记数法等, 这些记数法主要计数峰 - 谷值的简单记数, 平均给出载荷不同水平下的概率分布; 工程中多用雨流法, 雨流计数法比较上述的计数法更合理, 它考虑到材料的应力 - 应变非线性关系; 另一种更为精确的方法是功率谱法, 它将随机数据计算出统计特征值: 均值、均方值、相关函数、功率谱、概率密度等, 将载荷谱由谱参数函数式给出。笔者推荐使用后一种方法。下面介绍这一种方法的有关知识。

一、交叉分布

在图 6.5 中给出一窄带过程 $y(t)$, 我们关心的是在时间 T 内有多少个峰超过 $y = a$ 水平。图中有三个。现把图 6.5 看作是构成平稳过程 $y(t)$ 的全体函数的一个样本函数, 令 $n_a^+(T)$ 记作典型样本在时间 T 内 $y = a$ 的正斜率交点的数目, 并且令所有样本交叉点数的均值是 $N_a^+(T)$, 即有

$$N_a^+(T) = E[n_a^+(T)] \quad (6.38)$$

因为过程是平稳的, 如果直接紧跟第一个间隔取期间为 T 的第二个间隔, 将得到相同的结果, 当一次取两个间隔时(总时间 $2T$), 则有 $N_a^+(2T) = 2N_a^+(T)$ 。由此可见, 对平稳过程来说, 交叉点的平均数量与时间间隔 T 成正比。因而 $N_a^+(T)$ 与 T 成正比或

图 6.5 窄带过程的典型样本

$N_a^+(T) = \lambda_a^+(T)$, 其中, λ_a^+ 是水平 $y = a$ 的正斜率交叉点的平均频率。我们现在要研究, 频率参数 λ_a^+ 如何能从 $y(t)$ 的基本概率分布中推算出来。

考虑典型样本函数的一小段间隔 dt (图 6.6)。

图 6.6 在时间间隔 dt 上 $y = a$ 的正斜率交叉点的条件

因为我们假设了窄带过程 $y(t)$ 是时间的光滑函数, 没有突然的向上和向下变化。如果 dt 足够小, 在间隔开始时刻 t , $y < a$, 那么样本函数只可能以正斜率同 $y = a$ 相交。假定在 dt 时间里, y 以正斜率与水平 a 交叉, 那么, 在时刻 t 有最小斜率。由图 6.6 可见最小斜率是 $\frac{a - y}{dt}$; 反之, 如果在时间 t 有 $y < a$ 。有

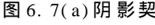
$$\frac{dy}{dt} > \frac{a - y}{dt} \tag{6.39}$$

则在下一个时间间隔 dt 将有 $y = a$ 的正斜率交叉点。实际上我们的意思是, 如果满足了这些条件, 在时间 dt 里就会有较高的相交概率。

下面我们要讨论, 对任意时间 t 要通过研究联合概率密度 $P(y, \dot{y}^j)$ 来求出 y 和 \dot{y}^j 的值是如何分布的。在确定了水平 $y = a$ 和时间间隔 dt 后, 我们只对 $y < a$ 和 $\dot{y}^j = (dy/dt) > (a - y)/dt$ 的值有兴趣, 这是指图 6.7(a) 所示 y 和 \dot{y}^j 值的阴影契。为了满足式 (6.39), 选择角 为

$$\tan \theta = \frac{a - y}{y} = dt \tag{6.40}$$

如果 y 和 \dot{y}^j 的值位于这个阴影契内, 则在时间 dt 内就有 $y = a$ 的正斜率交叉点。如果它们并不位于阴影契内, 则没有交叉点。位于阴影契内的概率能够由联合概率密度函数 $P(y, \dot{y}^j)$ 来计算, 并且刚好是图6.7(a)所示的阴影体积, 即概率图形表面之下 y 和 \dot{y}^j 允许值的阴影契之上的体积。因此,

Prob 在时间 dt 内, $y = a$ 的正斜率交叉点 =  $\int_0^a \int_{a - y/dt}^{\dot{y}^j} P(y, \dot{y}^j) dy d\dot{y}^j$

$$= \int_0^a dy \int_{a - y/dt}^{\dot{y}^j} P(y, \dot{y}^j) d\dot{y}^j \tag{6.41}$$

当 $dt \rightarrow 0$ 时, 契的角度 $\theta \rightarrow 0$, 在这种情况下, 取 $P(y, \dot{y}^j) = P(y = a, \dot{y}^j)$ 是合理的, 因为在大的 y 和 \dot{y}^j 值处, 概率密度函数迅速地接近于零。由此, 式(6.41) 可以写成

Prob 在时间 dt 内, $y = a$ 的正斜率交叉点 = $\int_0^a d\dot{y}^j \int_{a - y/dt}^{\dot{y}^j} dy P(y = a, \dot{y}^j)$

$$\tag{6.42}$$

图 6.7 概率分布

(a) 在时间间隔 dt 将有 $y = a$ 正斜率交叉点的概率计算;

(b) 概率区间

式(6.42) 中被积函数不再是 y 的函数, 所以头一个积分刚好是

$$\int_{a-\gamma_{\text{tan}}}^a dy \rho P(y = a, \dot{y}) = P(y = a, \dot{y}) \gamma_{\text{tan}} \quad (6.43)$$

由于 $\gamma_{\text{tan}} = dt$, 所以, 当把 $P(a, \dot{y})$ 项理解成在 $y = a$ 时所计算的平均联合概率密度 $P(y, \dot{y})$ 时, 则

$$\begin{aligned} \text{Prob 在时间 } dt \text{ 内, } y = a \text{ 的正斜率交叉点} &= \int_0^a P(y = a, \dot{y}) \dot{y} dt \rho d\dot{y} \\ &= dt \int_0^a P(a, \dot{y}) \dot{y} d\dot{y} \end{aligned} \quad (6.44)$$

我们能够说, 在时间 T 内正斜率交叉点的平均数是 $\lambda_a T$, 在时间 dt 内交叉点的平均数是 $\lambda_a dt$ 。假定 $dt = 0.01\text{s}$ 及频率 $\lambda_a = 2.0$ 个交叉点/秒。在这种情况下, 在 0.01s 里交叉点的平均数是 $\lambda_a dt = 0.02$ 个交叉点。那么我们就并不难理解下述结果:

$$\begin{aligned} \text{在时间 } dt \text{ 内, } y = a \text{ 的正斜率交叉点的平均数} &= \text{Prob 在时间 } dt \text{ 内, } y = a \text{ 的正斜率交叉点} \\ & \quad (6.45) \end{aligned}$$

此式因为 dt 是小量, 且过程 $y(t)$ 是光滑的才正确, 所以在时间 dt 内不可能有多于 1 个 $y = a$ 的交叉点。参见式(6.45), 式(6.38), 则式(6.44) 给出

$$\overset{+}{a} dt = dt \int_0^{\overset{j\pi}{y}} P(a, \overset{j\pi}{y}) \overset{j\pi}{y} d\overset{j\pi}{y}$$

从上式中消去 dt , 得到用联合概率密度函数 $P(y, \overset{j\pi}{y})$ 给出的频率参数 $\overset{+}{a}$ 的下述结果:

$$\overset{+}{a} = \int_0^{\overset{j\pi}{y}} P(a, \overset{j\pi}{y}) \overset{j\pi}{y} d\overset{j\pi}{y} \quad (6.46)$$

这是适用于任何概率分布的普遍结果, 而对于高斯过程的特殊情况, 有

$$P(a, \overset{j\pi}{y}) = \frac{1}{2} \frac{e^{-\frac{a^2}{2} \frac{1}{y^2}}}{y} \int_0^{\overset{j\pi}{y}} \frac{1}{2} \frac{e^{-\frac{y^2}{2} \frac{1}{\overset{j\pi}{y}^2}}}{\overset{j\pi}{y}}$$

代入式(6.46) 就给出

$$\overset{+}{a} = \frac{1}{2} \frac{e^{-\frac{a^2}{2} \frac{1}{y^2}}}{y} \int_0^{\overset{j\pi}{y}} \frac{1}{2} \frac{e^{-\frac{y^2}{2} \frac{1}{\overset{j\pi}{y}^2}}}{\overset{j\pi}{y}} \overset{j\pi}{y} d\overset{j\pi}{y}$$

积分值为 $\frac{1}{2}$, 故对高斯过程, 最终结果是

$$\overset{+}{a} = \frac{1}{2} \frac{e^{-\frac{a^2}{2} \frac{1}{y^2}}}{y} \quad (6.47)$$

如果我们取水平 $y = a = 0$ 的话, 一个特殊情况就发生了, 因为它给出水平 $y = 0$ 的交叉点统计平均频率(图 6.5), 这频率可以设想成过程的统计平均频率。值得注意的是, $\overset{+}{a}$ 是通过总体平均来求得的, 即除非过程是各态历经的, 否则二者不等。

二、极值分布

前面的峰值分析是基于窄带过程, $y(t)$ 是类似变幅和变相位的正弦波。我们能通过用其他方法计算 $y(t)$ 的局部极大值的分布, 来研究这假设的适用性。我们知道 $dy/dt = 0$ 时, y 处有极值; 同时, 如果 $d^2y/dt^2 =$ 负值, 则这里有极大值。 $y(t)$ 的极大值频率应

该就是导数过程 $\dot{y}^{\ddot{y}}$ (t) 的负零交叉点的频率。因为对每一个正交叉点就有一个负交叉点, 所以就同 $\dot{y}^{\ddot{y}}$ (t) 正的零交叉点的频率一样。因而, 如果 ν_y 是 $y(t)$ 的极大值的频率, $\nu_{y=0}^{\ddot{y}}$ 是 $\dot{y}^{\ddot{y}}$ (t) 的零点交叉点频率, 则有

$$\nu^{\ddot{y}} = \nu_{y=0}^{\ddot{y}}$$

由式(6.44), 可以求得单位时间内极值超过 $y = a$ 的总数的期望值 $N(a, t)$, 即

$$N(a, t) = \int_a^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \dot{y} P_p(y, 0, \dot{y}, t) d\dot{y} dy \quad (6.48)$$

取 $a = -\infty$ 时, 则有

$$N(-\infty, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \dot{y} P_p(y, 0, \dot{y}, t) d\dot{y} dy \quad (6.49)$$

这是一个多维概率积分方程, 对于平稳高斯过程的情况, 可以求解。1956年由Huston-Skopinski给出载荷谱表达式:

$$P_p(a) = \frac{1 - \frac{a^2}{2\nu_y}}{2\nu_y} \exp\left[-\frac{a^2}{2\nu_y(1 - \frac{a^2}{2\nu_y})}\right] + \frac{j^{\alpha} a}{2\nu_y} \frac{1 + \operatorname{erf}\left[\frac{a}{\nu_y j^{\alpha} \frac{2}{2} - 2}\right]}{2\nu_y} j^{\alpha} \exp\left[-\frac{a^2}{2\nu_y}\right] \quad (6.50)$$

式中, a 为给定的载荷变量, y 为随机变量, 而

$$\nu_y = \frac{\nu_y^{\ddot{y}}}{\nu_y j^{\alpha} \nu_y} \quad (6.51)$$

ν_y , $\nu_y^{\ddot{y}}$ 分别为随机变量 y 的功率谱密度的零、二、四阶矩, 即

$$\nu_y = \int S_y(\omega) d\omega \quad (6.52)$$

$$\nu_y^{\ddot{y}} = \int \omega^2 j^{\alpha} S_y(\omega) d\omega \quad (6.53)$$

$$\nu_y^{\ddot{y}} = \int \omega^4 j^{\alpha} S_y(\omega) d\omega \quad (6.54)$$

$$\text{误差函数} \quad \text{erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-y^2} dy \quad (6.55)$$

特征参数 λ 表示以正斜率和 0 交叉的次数的期望值与任意极值总数的期望值之比。因此, 在 $\lambda \gg 1$ 时, $y(t)$ 为窄带平稳高斯过程, 取 $\lambda = 1$ 得

$$P_p(a) = \frac{a}{\lambda} \exp - \frac{a^2}{2\lambda^2}, \quad 0 < a < \infty \quad (6.56)$$

这相当于瑞利分布。

反之, $\lambda \ll 1$ 时, 即与 0 交叉次数相比, 极值很多的情况下, 取 $\lambda = 0$ 得

$$P_p(a) = \frac{1}{\lambda} \exp - \frac{a^2}{2\lambda^2}, \quad 0 < a < \infty \quad (6.57)$$

这相当于高斯分布。

通常极值分布呈现出介于瑞利和高斯之间的分布形状。

在笔者多年研究工作中, 又将这个统计分析过程编制出专用计算机分析软件, 载荷谱的分析由计算机快速完成。式(6.50)至式(6.57)就是功率谱分析方法的主要内容, 即载荷谱分析法。

6.5 疲劳寿命

零部件在使用前其材料的初始状态为连续体, 是没有裂纹的。重要的轴类件或压力容器等使用前经过探伤以确保没有裂纹。经过一段时间使用, 在交变应力作用下, 材料逐渐累积损伤, 久而久之零部件应力集中的高应力区开始形成裂纹。在此之前的应力循环数称之为无裂纹寿命, 记作 N_0 ; 随着应力循环数增加, 损伤累积增加, 裂纹扩展, 最终断裂, 这段时间里的应力循环数称之为裂纹扩展寿命, 即有裂纹寿命, 记作 N_p 。因此, 零部件的总寿命由两部分组成, 即

$$N = N_o + N_p \quad (6.58)$$

一、无裂纹寿命

在构件受随机激励时,是在许多不同应力幅值和各种重复应力次数联合作用下产生损坏的。应用 Palmgren -Miner 假设:如果对应于常应力下破坏次数为 N_i 的应力值发生次数为 n_i ,那么,这 n_i 次循环造成的损伤份量为 n_i/N_i 。当全部“损伤份量”之总和等于 1 时,即

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (6.59)$$

就将发生损坏。

同前节一样,仍令 $\dot{\sigma}$ 表示随机应力曲线单位时间内以正斜率穿越时间轴的平均次数,则时间 T 内,平均应力循环次数为 $\dot{\sigma} T$,给定应力幅 σ ,记 $P_p(\sigma)$ 表示应力幅值超过应力水平 σ 的概率密度,那么,应力发生在 σ 至 $(\sigma + d)$ 区间里的概率为 $P_p(\sigma) \cdot d$ 。由此得到,应力幅值下的平均损伤份量为

$$(\dot{\sigma} T) (P_p(\sigma) \cdot d) / N(\sigma) \quad (6.60)$$

那么,在时间 T 内发生的各种应力幅值的总平均损伤份量为

$$(\dot{\sigma} T) \int_0^{\infty} \frac{P_p(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma \quad (6.61)$$

故损坏前的平均寿命由下式近似给出:

$$T = \frac{1}{\dot{\sigma} \int_0^{\infty} \frac{P_p(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma} \quad (6.62)$$

式中, $N(\sigma)$ 可由 S-N 曲线得到; $P_p(\sigma)$ 可由随机载荷谱统计分析给出; $\dot{\sigma}$ 为正交叉平均频率。

二、有裂纹寿命

在断裂力学中,实验给出裂纹长度 a 对循环次数 N 的变化率,即 $\frac{da}{dN}$ 定义为亚临界扩展速率。它与应力强度因子 K 有下列关

系:

$$\frac{da}{dN} = C(K)^n \quad (6.63)$$

式中, C, n 为材料常数, 由实验给出。

于是, 由初始裂纹长度 a_0 , 到裂纹失稳长度 a_c 的循环次数为

$$N_f = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{C(K)^n} \quad (6.64)$$

N_f 为剩余寿命。

断裂力学相关的计算、概念, 读者可以参见有关书籍, 本书不再介绍。

6.6 疲劳试验

试验是验证设计的重要手段, 又是获得材料疲劳特征的必要的方法。疲劳试验包括材料疲劳试验和结构疲劳试验。

一、材料疲劳试验

将 12 根按材料疲劳试验标准规定的尺寸加工成试件, 在专用的材料疲劳试验机上进行。试验结果给出不同载荷或不同应力水平下的疲劳寿命对应数值, 试验数据用数学曲线拟合方法或坐标图示法给出疲劳特性 $S-N$ 曲线方程及疲劳极限 σ_{-1} 。

断裂后的试件, 如果断口发生在试件的端部附近, 这组数据应该剔除。于是 12 个试件中必须保证 9 ~ 10 个数据, 进行统计分析可获得可信的 $S-N$ 曲线。材料疲劳试验应由专业人员进行, 并经试验数据处理, 最后给出试验结果。

二、结构疲劳试验

结构疲劳试验是把结构件安装在疲劳试验机上, 按不同载荷要求将其施加若干应力循环周次或破坏为止。按载荷方式不同分为当量等幅、程序和随机加载三种。等幅加载的结构疲劳试验多用

于对比性疲劳试验。如果用于模拟试验,载荷幅应当采用实测载荷统计均方根值,按实测载荷统计特性进行加载;程序加载是将实测随机载荷按八级十组编制出程序块进行加载,这种程序块是按载荷低—高—低排列方式编制的,它能较好的近似于真实载荷谱;随机载荷过程按随机数据统计分析理论,经计算机或专用机进行计算分析,给出随机载荷谱。而试验机是计算机控制下的自动液压伺服系统,该系统按多个自由度对结构施加随机载荷谱。无疑,这个试验过程比较真实地再现实际工况。

三、强化试验

常用结构疲劳试验机多为低频疲劳机,通常为 $2\text{Hz} \sim 4\text{Hz}$,有的在低载荷下可达 $1\text{Hz} \sim 10\text{Hz}$ 。以载荷频率 5Hz 计算,若达到加载次数 10^6 周,则试验时间约 56h ,在高载下,频率在 2Hz 左右,则需 139h ,即是六个昼夜不停机。于是,提出以下加速结构疲劳试验方法:

1. 载荷强化:将实际载荷乘以一个大于 1 的强化系数施加给结构疲劳试验机,其折算依据 S-N 曲线或 σ -N 曲线。载荷提高 10%,时间缩短 40% 左右,可见强化效果极为显著。

2. 载荷当量转化:按等损伤原则,将低应力级载荷转化到某一高应力级去,从而减少总循环次数。

3. 略去低应力级载荷:对寿命影响小的接近和低于疲劳极限的应力幅值删除,可按下列原则处理:

Carse 建议:去掉低于 1.75 (标准差) 的应力级,省时 87% ;

Lipso 建议:去掉低于 12.5% P_{\max} (最大载荷),省时 50% ;

Conover 建议:去掉 10% 最大记录幅值的载荷,省时 30% 以上。

应当指出,要求高的结构疲劳试验,需谨慎处理,因为,略去的载荷也影响其寿命。

4. 提高加载频率:一般认为低于 150Hz 的加载频率,对试验结

果影响不大,为了节省试验时间,在条件允许时,可以适当提高加载频率。

第七章 阶梯轴的最佳设计

重大工业技术装备诸如矿山开采、石油化工、冶金、电站、交通运输等,都离不开轴类件。这些零件多为重要的承重、回转、转向件,载荷大而复杂,使用中经常出现早期损伤断裂,酿成事故。于是,提高轴的疲劳寿命就成为工程技术界很重要的课题。提高轴的寿命、承载力,节省材料,在设计上要求零件的应力集中最小。经过多年研究,我们找到有效降低应力集中、提高抗疲劳性能的最佳设计方法。国家科委专家评审组认为本技术使轴类零件设计进入高新技术领域,它的深入研究和推广使用将使机械行业轴类零件设计、加工发生重大变革。

本章介绍轴类零件的最佳设计方法、实用技术方面有关的研究以及多种轴类件的最佳设计。

7.1 最佳设计方法

一、设计方法

根据阶梯轴工程结构要求,将设计参数输入计算机,使用专用计算程序计算,通过人-机对话,选取满意的流线型,最后由计算机绘制工程图。其设计过程可归纳如下:

(1) 输入参数:根据工程需要定出阶梯轴直径 D, d 及过渡段长度;

(2) 调整方程参数:计算流线簇及相应的应力分布、应力集中

系数;

(3)人-机对话: 选取流线簇中适合该问题的理想的流线;

(4)计算轴的疲劳寿命;

(5)计算机绘制工程图。

上述计算、设计程序主要功能有有限元计算网格生成、应力集中计算、疲劳寿命计算、自动绘图等。

二、设计方法的特点

(1)设计方法先进: 将已知轴径、过渡区长度、载荷等几个主要参数输给计算机, 计算机自动生成有限元单元网格、节点坐标。按多功能计算程序, 计算出结构强度、应力分布及疲劳寿命; 通过人-机对话, 选择满意的计算结果; 计算结果以数据、图形输出, 并由计算机控制绘制工程图。计算结果不仅给出相应载荷下的真实应力集中系数, 还给出沿轴的应力分布规律、最危险点的位置、疲劳寿命等。全部计算软件已配套成商品化。

(2)设计与加工自动化: 上述设计、计算过程与数控机床连接, 则实现设计与加工一体化, 即 CAD/CAM 自动系统。传统设计方法无法实现这一先进技术。在没有自动加工条件的地方, 可使用常规的滚压加工或样板刀加工方法。

(3)显著地降低局部应力集中, 节省材料, 提高寿命。

按疲劳强度设计考虑, 应力集中系数降低 20% ~ 30%。相应地提高零件的疲劳寿命数倍, 节省材料高达 30%, 经济效益十分可观。

三、强度计算

转向轴是作为悬臂梁或简支梁式结构的模型进行强度计算的, 与其有关的载荷通过轴上轴承作用在转向轴上, 轴承与轴颈是面接触。悬臂梁承受两段局部均匀分布的载荷。不难看出, 转向轴结构是轴对称的, 载荷是非轴对称的。

轴的强度计算采用通用结构计算程序或专用结构计算程序。

为了提高计算精度,有限元计算程序用八节点等参元、双精度型;根据需要在危险部位加密节点,通常在应力集中区域计算点间的距离约为 1mm 左右。在这样的计算精度下可以很好地描绘出轴的应力分布规律。

强度计算是针对不同尺寸的阶梯轴,计算出轴的应力分布规律、应力集中系数、疲劳寿命等设计用决策参数。计算结果与结构试验结果对比,用以判断最佳设计方法的正确性和设计的精度。图 7.1 给出粗端直径 $D=126\text{mm}$,细端 $d=100\text{mm}$ 的阶梯轴应力分布。该轴粗细端交界处采用流线形线型的设计方法。应力集中系数仅有 1.05,而常规设计应力集中系数接近 1.4。

7.2 试验验证

为使上述科研成果尽快转化成生产力,确保科研成果的正确性及新设计轴使用安全可靠,故进行对比性试验验证。试验采用光弹性试验法和结构件疲劳寿命试验法。

一、疲劳寿命对比试验

1. 试件的设计

考虑到试件的代表性、经济性及试验条件,确定阶梯轴直径 $D=126\text{mm}$, $d=100\text{mm}$, $r=20\text{mm}$,轴长 600mm。材质为 45 钢,表面精车加工。该轴以下称为圆弧轴。流线形过渡曲线的轴(以下简称流线轴),表面采用样板刀精车,样板由自动线切割床加工,为保证相近的加工条件,全部试件由一名熟练车工在同一车床上完成。

试件个数为六根。其中三根为圆弧轴,三根为流线轴,两者尺寸区别在于过渡圆角的线型不同。两种试件为同种材质,材料性能: $\sigma_s=315\text{MPa}$, $\sigma_b=618\text{MPa}$, $E=2.1 \times 10^5\text{MPa}$, $\mu=0.238$ 。

2. 疲劳试验

试件以悬臂梁端部受集中载荷作用,在 50^t 结构疲劳试验机

图 7.1 阶梯轴应力分布

(a) 最佳设计的轴应力分布 (b) 常规设计的轴应力分布

上进行疲劳试验,历时一个月。考虑到矿用汽车转向节为高周疲劳损伤,本试验使用“适当的载荷”水平,以便使每件试件寿命在 1×10^5 量级。为摸索载荷大小,第一根试件开始载荷取 11^1 逐步提升,最后将各载荷与相应寿命,折算到“适当的载荷”级。

3. 试验结果

圆弧轴 $1^\#$: 载荷 $17.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数为 1.35×10^5 , 断口位置 $= 11.5^\circ$;

圆弧轴 2[#] : 载荷 $17.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数 1.43×10^5 , 断裂位置 $= 12.0^\circ$;

圆弧轴 3[#] : 载荷 $17.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数 1.76×10^5 , 断裂位置 $= 12.0^\circ$;

断口位置由圆角的圆心到垂直于细轴的半径算起向内的角度为 α , 见图 7.2。

图 7.2 断口位置

由上可见, 平均载荷 $17.5 \times 10^4 \text{N}$ 相应疲劳寿命约为 1.40×10^5 , 断裂位置平均为 $\alpha = 12.0^\circ$;

流线轴 1[#] : 载荷 $21.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数 1.39×10^5 , 与圆弧轴对比, 是其平均寿命的 12 倍;

流线轴 2[#] : 载荷 $21.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数 1.156×10^5 , 与圆弧轴对比, 是其平均寿命的 10 倍;

流线轴 3[#] : 载荷 $21.5 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳循环次数 0.95×10^5 , 是圆弧轴平均寿命的 8 倍。

可见, 流线轴是圆弧轴平均寿命的 10 倍, 断裂位置约 $\alpha = 17^\circ$;

二、应力集中的光弹性试验

几十年来, 轴类零件的设计一直沿用常规设计方法。应力集中大小是许多学者和工程技术人员通过计算和试验求得, 再将不同尺寸的轴与对应的应力集中系数绘出图线, 供给工程设计者使用。应力集中的经典试验方法是光弹性试验法。在笔者的研究中, 采用贴片光弹性试验法测定悬臂弯曲载荷下轴的应力集中; 采用三维切片光弹性试验法, 测定轴的应力集中。

为减少模型尺寸影响, 试件尺寸大小与计算模型尺寸一致, $D = 126 \text{mm}$, $d = 100 \text{mm}$, 长度 500mm 。试件材料为环氧树脂, 浇模固化 72h; 棒料由同一工人, 在同一车床切削加工, 以便使试件与

全尺寸疲劳用试件保持同一精度。加工后的试件在大恒温箱中加载冻结 24h, 再进行人工切片, 最后在偏光弹性仪上进行光弹性试验分析。由此得出应力集中系数在 1.05 以下。

三、不同材质轴的疲劳试验

大型复杂结构所用的轴类构件, 大都采用合金钢 40Cr, 35CrMoV, 40CrNiMo 等, 价格昂贵。既然轴的寿命可以提高, 那么要达到同样寿命时, 应当可以使用低强度的普通钢加工制造轴。从理论上讲, 用普通钢(45 钢)替代高强合金钢(40CrNiMo)制作轴, 其寿命是不会降低的, 但必须有试验的验证。这是本节所要解决的问题。

1. 零件的设计

为了验证普通钢替代高强合金钢, 必须选择两种钢材加工轴, 在结构疲劳试验机上进行强化疲劳试验。为了使试验结果具有代表性, 提出以下几点考虑:

(1) 设计选材应当有代表性。普通钢为常用的钢材, 高强合金钢也应当是工程中常用的, 而且强度应足够高。为此, 选定 45 钢与 40CrNiMo 合金钢。

(2) 热处理工艺应当是工厂里采用的常规热处理条件与方法, 为此, 特委请生产厂提供热处理后的棒料。其热处理调质工艺条件是:

45 钢 840 淬火 2.5h, 水冷; 480 回火 3.5h, 空气冷却。棒料表面硬度 HB290。

40CrNiMo 钢 850 淬火 2.5h, 油冷; 550 回火 3.5h ~ 4h, 空气冷却。表面硬度 HB292 ~ 300。

(3) 几何尺寸的确定, 考虑选取工程中有代表的轴径, 而且在结构疲劳试验机所能容许的载荷下, 零件的台架疲劳寿命在 10^5 次 ~ 10^6 次; 同时考虑到本次疲劳试验与前一批的台架疲劳试验联系起来。为此, 将本次试件尺寸仍取为轴的粗端直径 120mm, 细端 100mm, 常规过渡弧半径为 20mm, 试件长 600mm, 粗细端各占一半。

采用新方法设计的轴, 过渡区的应力分布和应力集中计算用通用与专用结构分析软件, 进行平面与空间两种计算; 计算单元 600 个, 节点 704 个, 自由度数 1280 个。为提高计算精度, 在应力集中区加密计算网格, 0.8mm 弧长给出一个计算值, 得到应力集中系数 1.06; 同理计算出 R_{20} 的阶梯轴, 应力集中系数 1.43。

2. 疲劳试验

疲劳试验机: 德国 ZDNPK—100¹ 疲劳试验机。

试验方法: 采用三点弯曲疲劳试验方法。基本载荷选用最大 $P_{\max} = 47 \times 10^4 \text{N}$, 最小降至试验机所能容许 $P_{\min} = 14 \times 10^4 \text{N}$ 。试验中间因时间太长, 遂加大载荷。选用 $P_{\max} = 53 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 16 \times 10^4 \text{N}$, 进行荷载强化试验。每根试件两端各代表一根轴。

3. 试验结果

第一根 40CrNiMo 轴:

载荷 $P_{\max} = 47 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 14 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳寿命 $N = 2.4 \times 10^5$, 一端断。

第二根 40CrNiMo 轴:

载荷 $P_{\max} = 47 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 14 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳寿命 $N_1 = 5.4 \times 10^5$; 升载 $P_{\max} = 53 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 16 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳次数 $N_2 = 2.28 \times 10^5$, 一端断。

第三根 45 钢轴:

载荷 $P_{\max} = 47 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 14 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳次数 $N_1 = 5.4 \times 10^5$; 升载 $P_{\max} = 53 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 16 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳次数 $N_2 = 4.9 \times 10^5$, 两轴皆不断。

第四根 45 钢轴:

载荷 $P_{\max} = 53 \times 10^4 \text{N}$, $P_{\min} = 16 \times 10^4 \text{N}$, 疲劳次数 4.14×10^5 , 两轴皆不断。

4. 分析意见

不同载荷下, 疲劳次数的对比分析, 采用疲劳累积损伤理论计算, 将强化试验结果折算到基本载荷下的疲劳次数, 方可对比估计疲劳寿命。由于试验条件所限, 45 钢轴四根难以断裂, 其潜在寿命

多少也就难以预计,只能将现有的疲劳次数同已断的 40CrNiMo 轴的疲劳寿命对比。为说明问题,在试验及估算中,对 45 钢偏于苛刻。

第一根已断的 40CrNiMo 轴,疲劳寿命 2.4×10^5 ;

第二根已断的 40CrNiMo 轴,疲劳寿命 8.7×10^5 ;

第三根未断的 45 钢轴,已进行疲劳周数 18.8×10^5 ;

第四根未断的 45 钢轴,已进行疲劳周数 11.3×10^5 ;

上述两根 40CrNiMo 轴,平均疲劳寿命约 5.6×10^5 ;

两根 45 钢轴,已进行的疲劳周数平均为 15.1×10^5 。

可以认为,采用新方法设计的阶梯轴与传统设计的阶梯轴,寿命之比相差很大。在上述热处理工艺下的 45 钢轴,疲劳寿命比 40CrNiMo 轴提高 3 倍以上。

四、结论

轴的最佳设计技术经过大量的计算分析和多种手段试验验证,可以得出如下结论:

1. 采用上述最佳设计方法设计出来的阶梯轴,其应力集中最小,应力集中系数可达 1.05。

2. 轴的最佳设计方法经过理论推导和计算分析得到确认。又经光弹性试验验证和多次结构疲劳试验所证实,最佳设计方法是正确的。多种验证手段的结果是一致的。

3. 计算和试验结果给出,普通的阶梯轴轴径 100mm ~ 200mm,最佳设计方法设计的轴类零件,疲劳寿命可提高 8 倍 ~ 10 倍。考虑到结构形式和材质的差异,最佳设计方法设计的轴,疲劳寿命可以提高 3 倍 ~ 5 倍。

4. 对于直径 100mm ~ 200mm 的阶梯轴,如果工程上对轴的刚度要求条件满足,可以用普通钢替代高强合金钢,疲劳寿命不会降低,从而节省材料,降低成本。

5. 多次疲劳试验证实,最佳设计方法设计的轴,试验轴开裂后

的剩余寿命,比常规设计的轴高得多。常规设计的轴一旦开裂,很快扩展断成两截;最佳设计的轴一旦开裂,还可持续相当长一段时间,相比之下,裂纹扩展比较缓慢。换言之,使用最佳设计的轴相对来说更为安全。

7.3 68^t 自卸汽车转向轴设计

LN—392 型 68^t 重型自卸汽车的转向轴是在测绘美国 75B 型样车的基础上稍加改动设计的,而国产 68^t 车转向轴又经历两个阶段研制。首批车转向轴代用材料为 35CrMoV。后来在使用中,两根转向轴在严冬季节运行时,先后折断。经过分析研究改用 40CrNiMo。首批 68^t 车因采用 KT—2300—C 发动机,型号不同,功率大,车架加长 340mm。后来又改回原 VTA1710—C 发动机,车架又恢复 75B 汽车尺寸。我们对三种材料不同的转向轴进行实验室和现场测量分析研究。研究工作有(1)转向轴断裂诊断分析;(2)转向轴静荷试验分析;(3)转向轴动荷试验分析;(4)载荷谱测试统计分析;(5)随机疲劳寿命计算;(6)转向轴全尺寸疲劳寿命试验;(7)转向轴全尺寸随机疲劳试验;(8)转向轴材料化学成分和机械性能测定;(9)转向轴材料抗低温性能试验;(10)转向轴材料 S-N 疲劳曲线测定等十项内容。

一、断裂分析

LN—392 重型自卸汽车由辽宁省本溪市重型汽车制造厂生产。自 1979 年 11 月开始运行,先后在本溪太子河畔的河床上进行磨合行驶试验,在辽阳哈大公路上进行基本性能试验和在内蒙古霍林河矿区进行工业性试验。1980 年 6 月由霍林河矿区运回厂内,拆检重装调试。1980 年 9 月到本溪南芬铁矿参加实际生产,继续进行工业性试验。1981 年 1 月 1 日,当在南芬铁矿工作场地载重运行时,右部转向轴断裂;一周后,左部转向轴断裂。此时运行

40 000km, 2900h。

1. 三种转向轴材料性能

(1) 美国 75B 车转向轴

化学成分(%):

Fe	C	Si	Mn
97.84	0.30	0.41 ~ 0.46	0.89
Cr	Mo	Ni	S
0.46 ~ 0.47	0.22 ~ 0.10	0.52	0.023

机械性能:

$$\sigma_b = 690\text{MPa} \quad \sigma_s = 500\text{MPa} \quad E = 2.1 \times 10^5 \text{MPa}$$

$$\mu = 0.27 \quad \psi = 47.7\% \quad \phi = 13.1\%$$

断面布氏硬度: HB= 187

(2) 35CrMoV 转向轴

化学成分(%):

C	Si	Mn	V	Cr	Mo
0.37	0.26	0.62	0.17	1.14	0.27

机械性能:

按规范给出的指标是:

$$\sigma_b = 1120\text{MPa} \quad \sigma_s = 960\text{MPa} \quad \psi = 50\% \quad \phi = 10\%$$

$$a_K = 90\text{N} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$$

实际材质低温 a_K 值见表 7.1。

(3) 40CrNiMo 转向轴

化学成分(%):

C	Cr	Ni	Mo
0.40	0.79	1.48	0.195
Mn	S	P	Si
0.65	0.005	0.010	0.26

表 7.1

低温冲击值

N $\mu\text{m}/\text{cm}^2$

温度 试件	0	- 10	- 20	- 30	- 40	- 50
1	73	77	72	65	62	59
2	84	64	71	64	55	65
3	79	77	70	68	60	68
平均	78.7	73	71	66	59	64

机械性能: 规范指标是

$$\sigma_b = 1020\text{MPa} \quad \sigma_s = 860\text{MPa} \quad \sigma_{-1} = 55\% \quad \sigma_{-1} = 12\%$$

$$a_K = 100\text{N} \mu\text{m}/\text{cm}^2$$

试验值: 试验温度 - 40

$$\sigma_b = 816\text{MPa} \quad \sigma_s = 612\text{MPa} \quad \sigma_{-1} = 460\text{MPa}$$

$$E = 2.3 \times 10^5 \text{MPa} \quad \mu = 0.3 \quad \sigma_{-1} = 67.3\%$$

$$= 18.5\% \quad a_K = 140\text{N} \mu\text{m}/\text{cm}^2。$$

2. 工艺条件

材料进行毛坯锻造、调质、车加工、表面淬火、回火。其锻造工艺是炉温 200 投料, 3.5h 加热至 1180 出炉锻造。始温 1180 终温 850 , 锻后正火, 温度 880 ~ 920 空气冷却; 粗加工后淬火、回火调质处理; 经车床、镗床加工后火焰表面淬火, 850 ~ 870 工件连续旋转淬火、乳化冷却; 回火是在箱炉内进行, 温度为 150 ~ 170 , 3.5h 空气冷却; 锉刀检查, 硬度 Rc50 ~ 55。

3. 断裂原因

(1) 车架结构不合理

75B 汽车发动机功率 520kW, 因首批国产车条件限制采用 670kW, 尺寸增大, 重量增加, 在设计时被迫使车架前部加长

340mm, 外伸悬臂大, 重量提高, 致使转向轴负荷加大。经现场实测得到, 满载静应力高出 73%, 动应力高出一倍, 因而使转向轴使用寿命降低。

(2) 材料低温韧性不足

矿用重型汽车的工作条件恶劣, 主要承重构件长期受冲击载荷作用。特别是运行在高寒地区的车辆, 设计中必须考虑材质抗低温性能。而首批车转向轴选用 35CrMoV, 虽强度高, 但韧性较差, a_K 值较低, 无法抵抗低温下冲击。LN—392 首批车两个转向轴折断皆在寒冬季节且时间前后不差一周, 表明了材料内在的先天不足(经断轴材质分析, 低温 a_K 不高于 $20N \cdot \sqrt{cm} / cm^2$)。

(3) 加工工艺的缺陷

转向轴锻造后淬火热处理, 再经切削加工, 经电镜检查发现转向轴表面有数十条初始裂纹。转向轴危险截面圆角处切削加工困难, 人为粗心竟在此处留下深达 1mm 的加工切痕。在这些初始加工缺陷诱发下使其早期断裂。

二、现场强度试验

1. 试验目的

6t 矿用汽车运行在矿山路面上, 工况复杂, 在不同工况下, 转向轴危险截面应力不同。

现场试验就是要测得满载时转向轴的应力水平、自重下应力水平、各工况下应力水平、动荷系数, 为设计提供主要设计参数。试验进行三次, 两次在霍林河矿, 一次在本溪重型汽车厂内。第一次试验是在加长车上(以下称旧车型), 第二、三次试验在现用车型上(以下称新车型)。

2. 试验过程

(1) 测试仪器

Y6D—2 型动态应变仪(华东电子仪器厂产品)

SC—14 型光线示波器(永青示波器)

7003 磁带记录仪(丹麦)

电阻应变计 1.0mm× 1.5mm

FY75 型逆变器(上海电表厂)

电源用汽车自备 24V 电瓶

全部仪器加防振垫, 放置在汽车前面平台上

(2) 典型路面选择

选择路面的原则是希望包括汽车在矿山运行所遇到的多种工况条件。为此, 在正常运行的路途中, 特地选一段弯路, 途经一条横沟, 以提供大颠簸工况, 见图 7.3。

图 7.3 试验路线

运行工况: 装载后启动 直路行驶 颠簸 右转弯 直路行驶 右转弯后过沟(深 400mm) 大颠簸 上坡 左转弯 右转弯 直路行驶 上坡后左转弯 后退卸载 空载返回。全程 2.2km。

(3) 试验时间、地点

1982.6 霍林河矿 (旧车型)

1984.7 本溪重型汽车厂 (新车型)

1984.12 霍林河矿 (新车型)

3. 试验结果

(1) 静应力水平

旧车型: 见表 7.2, 表 7.3。

表 7.2 空载自重产生的应力

序号	1	2	3	4	5	6	平均
应力(MPa)	146	140	141	143	141	142	142

表 7.3 满载下应力(载荷约 55t)

序号	1	2	3	4	平均
加载应力(MPa)	98	99	95		97
卸载应力(MPa)		119	95	89	101

由表 7.2 和表 7.3 可见:

自重应力为 142MPa。折算满载应力为 120MPa。两者之和为最大应力。即转向轴在自重及载荷(68t)作用下,危险截面最大应力为 260MPa;上部受压,下部受拉。

新车型:

自重测量在该厂装配车间,吊车吊起车架前部,使其前轮悬空,测出自重应力。

满载应力测量在厂内平整地上,用建筑细砂做载荷,满载荷重 57t。

试验结果:自重应力见表 7.4。

由表 7.4 可见转向轴自重应力为 75MPa。

满载应力见表 7.5。

取满载应力为 64MPa,折算 68t 载荷的动应力为 76MPa,静荷下转向轴危险截面处应力为 151MPa。

表 7.4 空载下的应力 MPa

测点 序号	1#	2#	备注
1	68	77	吊起测定
2	68	73	落地
3	70	74	吊起
4	68	76	落地
平均	69	75	

表 7.5 满载下应力 MPa

测点 序号	1#	2#
1	57	65
2	53	62
平均	55	63

(2) 动强度试验

试验汽车在剥离区装载, 分别行驶在南路和北路至南、北排土场卸掉荷载, 返回剥离区作业场。

第一次试验装载 2/3, 即 45t, 测定多工况下应力波动水平。第二次装载 55t 重复试验。

试验仪器放在汽车走台上特制的测振室里, 加海绵垫防振。实验人员密切注视并记录试验路面特征。

在数据处理时, 精心测量不同工况、不同路面特征所对应的应力水平。从大量数据中, 整理出平均应力水平及高值应力。分别将试验载荷, 折算成 68^t 满负荷和包括整车自重下的折算动应力。应用静荷试验结果给出动力系数。

各工况下应力水平与动力系数如表 7.6 ~ 表 7.9 所示。

表 7.6 应力水平 MPa

数值 \ 工况	应力水平					
	平 路	下 坡	右 转	颠 簸	左 转	上 坡
正常行驶显著水平	470	510	280	600	210	400
最大水平 (MPa)	520	630	320	700	250	480
动力系数 (MPa)	1.8 ~ 2.0	2.0 ~ 2.4	1.1 ~ 1.2	2.3 ~ 2.7	0.9 ~ 1.0	1.5 ~ 1.8

注：左右转弯应力不高，原因主要在于转弯半径大且车速不高。

正常行驶显著水平是指正常行驶时，转向轴动应力波动比较大的峰值。

表 7.7 转向轴动应力水平 MPa

序号	工 况	转向轴动应力水平			
		45 ^t 车 平均应力	45 ^t 车 高值应力	68 ^t 车 平均应力	68 ^t 车 高值应力
1	启 动	171	199	220	263
2	正常行驶	178	181	231	235
3	颠 簸	216	228	289	300
4	右 转 弯	203	246	263	333
5	左 转 弯	189	211	247	280
6	上 坡	216	246	289	333
7	下 坡	194	207	255	274
8	弯道运行		262		357
9	原地转弯		307		425
10	土场颠簸		300		415

注：45^t 车为实际载荷，68^t 车为折算载荷。

表 7.8

转向轴动应力水平

MPa

序号	工 况	55t		68t	
		平均应力	高值应力	平均应力	高值应力
1	启 动	201	242	231	231
2	正 常 行 驶	199	213	228	245
3	颠 簸	279	288	326	337
4	右 转 弯	245	278	284	326
5	左 转 弯	231	247	268	287
6	上 坡	241	265	279	310
7	下 坡	247	273	281	310
8	弯 道 运 行		247		287
9	原 地 转 弯	237	267	274	308
10	土 场 颠 簸	222	354	379	420
11	卸 载		238		276
12	柏油路运行		213		309
13	柏油路颠簸		265		245
14	刹 车		319		376

注: 55^t 车为实际载荷, 68^t 车为折算载荷。

表 7.9 满载时转向轴动应力水平

序号	工 况	平均应力 MPa	动力系数	高值应力 MPa	动力系数
1	启 动	231	1.35	281	1.86
2	正 常 行 驶	231	1.53	245	1.63
3	颠 簸	326	2.16	337	2.23
4	右 转 弯	284	1.88	333	2.21
5	左 转 弯	268	1.77	287	1.90
6	上 坡	289	1.91	333	2.21
7	下 坡	281	1.86	310	2.05
8	弯 道 运 行	274	1.81	357	2.37
9	原 地 转 弯	274	1.81	425	2.82
10	土 场 颠 簸	415	2.75	445	2.95
11	卸 载			276	1.83
12	柏油路运行			245	1.62
13	柏油路颠簸			309	2.05
14	刹 车			376	2.49

注: 满载 68t(未计自重)。

4. 载荷谱分析

试验数据在 CF—700 分析装置上分析。

参数为: 采样时间 $T = 51.2s$, 采样点数 $N = 1024$, 采样间隔 $h = 50ms$, 截断频率 $f_c = 10Hz$ 。

谱参数为: $\sigma = 0.695712$ 。

功率谱扩展系数 $= 0.542251$ 。

谱下面积(即均方值) 为 511380。

谱一阶矩为 1915354。

谱二阶矩为 10161805。

5. 试验结果

(1) 静应力水平

空载: 新车 77MPa, 旧车 145MPa

满载: 新车 154MPa, 旧车 265MPa

(2) 新车型满载行驶

新车型平均应力水平 235MPa ~ 255MPa, 动力系数 1.53 ~ 1.63。而旧车型平均应力要高出 1 倍, 动力系数 1.8 ~ 2.0。

(3) 新车型满载

弯路行驶:

平均应力水平 250MPa ~ 300MPa, 动力系数 1.7 ~ 2.2。

坡路行驶:

平均应力 290MPa ~ 320MPa, 动力系数 1.9 ~ 2.2。

在土场行驶最大颠簸:

平均应力水平 423MPa ~ 450MPa, 动力系数 2.7 ~ 3.0。

旧车型最大应力要高出 70% 左右。

(4) 转向轴卓越频率为 1.25Hz。

(5) 载荷谱介于 Rayleigh 分布和 Gaussian 分布之间(见图 7.4)。

图 7.4 载荷谱

三、材料低温性能

国产 LN—392 矿用汽车大都用在内蒙古、黑龙江边远寒冷矿区, 最低温度常常在 - 40 左右。该车转向轴材料在此低温下是否能抗低温冲击, 是决定汽车能否安全运行的关键。因此, 材料抗低温性能测定是很重要的。

试件从转向轴材料中取样, 试样材料与转向轴在同样条件下调质处理。

1. 试样尺寸

7.5mm× 10mm× 55mm, V形缺口, 按冶金工业部实验标准规定加工试件。

2. 试验设备

试验机型号: 东京试验机制作所制造 (Tokyo Testing Machine MFG Co. Ltd)

最大能量: 300J

试验温度: 常温至 - 40 分 8 级, 每级为 3 个试样。

3. 试验结果

试验结果如表 7.10 所示。

4. 分析意见

(1) 由试验数据以及低温冲击特性曲线(图 7.5) 可见, 转向轴材料抗低温性能的转变温度远低于 - 40 。在 - 40 以上时, a_K 值均高于 $100N \cdot m/cm^2$; 多数都散布在 15 左右。该材料具有良好的抗低温冲击性能。

表 7.10 a_K 值

温度()	$a_K(N \cdot m/cm^2)$			平均 $a_K(N \cdot m/cm^2)$
常温	176	171	166	171
- 10	151	100	136	129
- 15	161	183	112	152
- 20	151	183	133	157
- 25	129	124	156	136
- 30	138	117	102	119
- 35	107	105	102	105
- 40	124	126	188	146

(2) LN—392 汽车转向轴材料为 40CrNiMo。查 1964 年中华人民共和国冶金工业部标准规定, 该材料在 900 ~ 350 硝酸钾液中淬火, $\sigma_b = 1250\text{MPa}$, $\sigma_s = 1050\text{MPa}$, $a_K > 50\text{N} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$ 。查 1982 年 8 月机械工业出版社出版的《机械工程材料手册》。该材料 850 淬火, 回火 600 , $\sigma_b = 1000\text{MPa}$, $\sigma_s = 850\text{MPa}$; 其 $a_K > 100\text{N} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$ 。

另查《日本工业规格手册》, SNCM439 材料的化学成分(%):

C	Si	Mn
0.36 ~ 0.43	0.15 ~ 0.35	0.60 ~ 0.90
Ni	Cr	Mo
1.6 ~ 2.0	0.6 ~ 1.0	0.15 ~ 0.30

与我国 40CrNiMo 材料相当。该材料淬火 820 ~ 850 油冷, 回火 580 ~ 680 , $\sigma_b = 1000\text{MPa}$, $\sigma_s = 900\text{MPa}$; 规定冲击值 $a_K > 70\text{N} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$ 。

根据上述各标准规定, 可见 LN—392 转向轴材料抗低温冲击性符合标准。

四、材料疲劳极限和 S-N 曲线

1. 试验机型号: 爱姆斯拉高温疲劳试验机(瑞士)。

2. 试件: 悬臂式旋转弯曲试件, 试件的试验段按等强度设计, 两端圆角过渡。试件总长 200mm, 试验段 10.8mm ~ 6.3mm, 长为 109mm。

3. 试验结果(表 7. 11)

表 7. 11 应力与寿命

试件号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
结果									
应力(MPa)	458	466.8	486	492	497	505.2	534.2	452.9	453
寿命(次)	1.6 × 10 ⁶	8.6 × 10 ⁵	2.749 × 10 ⁵	4.92 × 10 ⁵	2.5 × 10 ⁵	1.8 × 10 ⁵	4.2 × 10 ⁴	1 × 10 ⁷	1 × 10 ⁷

注: 第 10 号试件在试验段端部, 故作废, 未列入表中。

由此可见, 材料疲劳极限为 453MPa。

最小二乘法拟合方程式为

第一段: $\log N = - 0.02 + 15.6, > 458\text{MPa}$

第二段: $\log N = - 0.16 + 76.5, 458\text{MPa} > > 453\text{MPa}$

作 S-N 曲线, 如图 7. 6 所示。

五、材料疲劳裂纹扩展速率

1. 试样尺寸

三点弯曲试样, 尺寸如图 7. 7

所示。

图 7. 6 S-N 曲线

$$S/W = 4, a_0 = 6\text{mm}$$

2. 恒幅载荷的扩展速率

(1) 应力幅度的确定

按低 — 高 — 低的加载次序, 将实测应力谱分为 8 级, 用应力

图 7.7 三点弯曲试样

加权平均值确定恒荷的应力幅度, 见表 7. 12。

表 7. 12 应力幅

级	1	2	3	4	5	6	7	8
应力 (MPa)	290	370	450	530	570	490	410	330
概率	0. 276	0. 228	0. 058	0. 0041	0. 0009	0. 018	0. 136	0. 276
(MPa)	80. 04	84. 36	26. 10	21. 73	5. 13	8. 82	55. 76	91. 74
(MPa)	349. 5							

(2) a-N 曲线

用国产 2t 高频疲劳机加载, 用交流电位仪测定疲劳裂纹扩展量。使用时先进行标定, 利用变载勾线留印的方法记录裂纹扩展, 在 X-Y 函数记录仪上记录电位变化量 $\frac{V}{V_0}$, 如此即可得出标定曲线见图 7. 8。本试验标定曲线方程为

$$\frac{a}{a_0} = 1. 054 + 0. 049 \frac{V}{V_0}$$

根据 X-Y 函数仪记录, 用标定方程式画出 1[#], 2[#] 试样的 a-N 曲线见图 7. 9。

(3) 恒幅载荷疲劳扩展速率

采用 Paris 公式计算:

$$da/dN = C(k)^n \quad (7. 1)$$

图 7.8 交流电位法标定曲线

图 7.9 a-N 曲线

$$k = \frac{S_i^{\alpha} p}{B \left(\frac{W}{W} \right)^3} f(a/w) \tag{7.2}$$

其中, $f(a/w) = 2.9(a/w)^{1/2} - 4.6(a/w)^{3/2} + 21.8(a/w)^{5/2} - 37.6(a/w)^{7/2} + 38.7(a/w)^{9/2}$

在 a-N 曲线上, 采用中值法计算。经线性回归后得到 da/dN - k 曲线, 见图 7.10。

(4) 疲劳裂纹的扩展速率

应力幅

采用应力加权平均值确定应力幅值。

取平均应力 $\sigma_m = 311\text{MPa}$ (表 7.13)

最大应力 $\sigma_{max} = 357\text{MPa}$

最小应力 $\sigma_{min} = 265\text{MPa}$

应力幅度 $= 92\text{MPa}$

应力比 $R = 0.74$

a-N 曲线(图 7.11)

疲劳裂纹扩展速率:

阶段 $da/dN = 2.115 \times 10^{-13} (k)^{4.9250}$

阶段 $da/dN = 1.5767 \times 10^{-9} (k)^{2.1215}$

表 7.13 平均应力

σ_m (MPa)	270	320	360	400	420	380	340	300
a (mm)	0.276	0.228	0.058	0.0041	0.0009	0.018	0.136	0.276
d_m (MPa)	7.452	7.296	2.088	0.164	0.0378	0.684	4.624	8.340
$\bar{\sigma}_m$ (MPa)	305							

(5) 门槛值 k_{th} 的确定

工程上一般认为当材料的扩展速率低于 10^{-7} 次时, 疲劳裂纹不扩展, 如此可确定材料不产生疲劳裂纹扩展的最小应力强度因子幅度门槛值 k_{th} 。依据 阶段扩展速率公式, 有

$$10^{-7} = 2.1150 \times 10^{-13} (k_{th})^{4.9250}$$

$$k_{th} = 142.0N/mm^{3/2}$$

图 7.10 1#, 2# 试样的 a-N 曲线

图 7.11 a-N 曲线

六、设计修改

根据断裂分析、现场强度试验、材质性能试验结果, 对转向轴作重要修改。

1. 改用 40CrNiMo 高强合金钢, 替代韧性较它差的 35CrMoV, 提高结构抗低温能力。

2. 严格热处理工艺过程并精化机械加工。

3. 恢复车架原设计长度, 从而降低轴荷。

七、疲劳寿命估算

疲劳寿命分两大部分: 其一为无裂纹寿命, 它表征零部件自服役起一直到出现微裂纹止, 在这段时间里零部件的疲劳循环次数; 其二为有裂纹寿命, 即微裂纹萌生一直到断裂为止。轴的总寿命就是二者之和。

轴的无裂纹寿命依据第六章构件的无裂纹寿命计算公式计算, 即

$$T = \frac{1}{\int_0^{\infty} \frac{P_p(\sigma) d\sigma}{N(\sigma)}} \quad (7.3)$$

式中, $N(\sigma)$ 为结构 S-N 曲线方程; $P_p(\sigma)$ 为载荷谱函数; \int_0^{∞} 为随机载荷的正交叉平均频率。

载荷谱由试验结果给出, 说明如下:

(1) 该随机过程分布特征常数 $\lambda = 0.695712$ 。故算得概率密度函数介于 Rayleigh 分布与 Gaussian 分布之间, 更靠近于 Rayleigh 分布, 由 Huston 解算出, 见图 7.12。

(2) 由 Huston 解算出的概率密度, 进而计算出概率分布即载荷谱, 见图 7.13。

(3) 从疲劳损伤相同的角度出发, 按八个阶梯载荷级代表连续的载荷谱, 称之为八级试验程序。

(4) 在八级阶梯载荷中, 分 10 等份, 每级抽其中之一份, 进行编组, 称之为程序载荷组。

(5) 每组载荷按低—高—低加载次序加载。

见程序载荷一览表(表 7.14)。

图 7.12 概率密度

图 7.13 功率谱

G—Gaussian 分布; H—Huston 解;
R—Rayleigh 分布; μ —峰值计数法

结构 S-N 曲线由材料 S-N 曲线修正后得到。

我们假定, 结构 S-N 曲线和材料 S-N 曲线形状相似。在材料 S-N 曲线中, 它由两个方程表示, 即

$$\begin{aligned} \log N &= -0.02 + 15.6 \sigma > 458\text{MPa} \\ \log N &= -0.16 + 76.5 \sigma \quad 458\text{MPa} > \sigma > 453\text{MPa} \end{aligned} \quad (7.4)$$

由全尺寸转向轴的疲劳试验得到

$$\sigma = 449\text{MPa} \quad N = 3.13 \times 10^6$$

由此修正材料 S-N 曲线为

$$\begin{aligned} N &= 10^{(-0.02 + 15.6 \sigma)} > 457\text{MPa} \\ N &= 10^{(-0.16 - 76.5 \sigma)} \quad 457 > \sigma > 443\text{MPa} \end{aligned} \quad (7.5)$$

将式(7.5)代入式(7.3)的积分, 分两部分计算, 其第二部分应用辛卜生公式计算:

$$\begin{aligned} \int_{\sigma}^{\max} f(\sigma) d\sigma &= \frac{h}{3} [Y_0 + Y_{16} + 2(Y_2 + Y_4 + \dots + Y_{14}) \\ &\quad + 4(Y_1 + Y_{23} + \dots + Y_{15})] \end{aligned}$$

表 7.14 载 荷 谱

(MPa)	$P_p()$ ($\times 10^{-4}$)	$N()$ ($\times 10^6$)	$P_p() / N()$ ($\times 10^{-10}$)
430	41.3074	123.4525	0.3346
440	24.3362	3.1601	7.7013
450	13.7992	1.9597	7.0413
460	7.5337	1.2153	6.1988
470	3.9615	0.7537	5.2560
480	2.0070	0.4674	4.2939
490	0.9799	0.2899	3.3805
500	0.4611	0.1798	2.5650
510	0.2092	0.1115	1.8766
520	0.0916	0.0691	1.3249
530	0.0386	0.0429	0.9003
540	0.0157	0.0266	0.5916
550	0.0062	0.0165	0.3748
560	0.0023	0.0102	0.2288
570	0.0008	0.0063	0.1350
580	0.0003	0.0039	0.0768
590	0.0001	0.0024	0.0422
600	0.00003	0.0015	0.0225

$$f(d) = 4.0180 \times 10^{-10} d^{44}$$

$$f(d) = 42.1214 \times 10^{-10} d^{43}$$

$$T = \frac{10^{10}}{0.0 \times 42.1214} = 189\,930\,000(\text{s}) \quad 52\,800\text{h}$$

由此可知,转向轴无裂纹寿命近 5.3 万 h,按平均时速 15km 计算,全部满载运行,可行驶 75 万 km。根据霍林河矿调查,满载占 40%,则全部行程可达 190 万 km。

2. 剩余寿命

依据实测应力谱,用平均应力加权平均值确定应力幅度为 90MPa,用此作恒幅度裂纹扩展速率测定,结果为

$$\text{阶段} \quad \frac{da}{dN} = 2.115 \times 10^{-13} (k)^{4.925}$$

$$\text{阶段} \quad \frac{da}{dN} = 1.5767 \times 10^{-9} (k)^{2.1215}$$

计算寿命时应对 、 阶段分别积分然后求和,即

$$\frac{da}{dN} = C(k)^n$$

$$N = \int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{C_1(k)^{n_1}} + \int_{a_1}^{a_f} \frac{da}{C_2(k)^{n_2}} \quad (7.6)$$

式中, a_0 为初始裂纹长度; a_1 为 $\frac{da}{dN}$ 与 k 曲线上 、 段交点对应的裂纹长度; a_f 为临界裂纹长度。

a_0, a_1, a_f 的确定方法如下:

a_0 的确定:依据冷、热加工和装配过程中构件表面产生的最大裂纹尺寸、材料的冶金缺陷及其他原因造成的裂纹;也可以根据无损检验的灵敏度来确定初始裂纹。工程上一般取 0.1mm ~ 0.2mm,我们这里取下限 $a_0 = 0.1\text{mm}$ 。

a₁ 的确定: 依据 a₁ 对应的应力强度因子幅度 k₁, 确定裂纹增量。

$$a_1 = \frac{(k_1)^2}{[Y(\quad)]^2} \tag{7.7}$$

式中, Y 为裂纹形状因子。当裂纹深度相对于转向轴直径很小时, 将裂纹看做半无限受弯曲贯穿边裂纹, 取 Y = 1.12, 则

$$a_1 = \frac{(k_1)^2}{(1.12)^2} \tag{7.8}$$

其中

$$k_1 = 249.1 \text{N/mm}^{3/2}; \quad \sigma = 305 \text{N/mm}^2; \quad a_1 = 0.128 \text{mm}; \quad a_1 = a_0 + 0.128 \text{mm} = 0.23 \text{mm}。$$

a_f 的确定: 依据材料的 K_c 值, 查得该材料的 K_c = 5000N/mm^{3/2} 则

$$a_f = \frac{5000^2}{(1.12 \times \quad)^2} = 68 \text{mm}$$

由以上计算可知, 第 一 阶段只扩展 0.13mm, 与临界裂纹尺寸 a_f 相比甚小, 也就是整个裂纹扩展发生在第二阶段。因此, 在寿命计算时只按第二阶段的扩展速率。即

$$N = \int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{C_2(k)^{n_2}} = \frac{1}{C_2} \frac{n_2}{n_2 - 2} \frac{a_f}{(a_f)^{n_2}} \frac{a_f^{\frac{n_2}{2} - 1}}{a_0} - 1 \tag{7.9}$$

将 a₀ = 0.1mm, a_f = 68mm, C₂ = 1.5767 × 10⁻⁹, n₂ = 2.1215, σ = 90MPa 代入式(7.9)中, 得

$$N = 1.108 \times 10^7 \text{ 次}$$

因频率为 1.25 次 / 秒, 所以, T = 1.108 × 10⁷ ÷ 1.25 ÷ 3600 = 2445h

由此可见,转向轴满载运行剩余寿命为 2445h。同样按满载占 40% 计算,总寿命为 6000h;按平均时速 15km 计算,剩余寿命为 9 万 km。

综上所述,转向轴疲劳寿命不低于 200 万 km。

八、结构疲劳试验

对转向轴进行上述系列研究之后,综合分析提出设计修改方案,对结构设计作了修改。新结构在可靠性计算后认为可行,但其实际寿命多少就成了生产单位和用户共同关心的问题。为此,对改进的结构件和原结构件做对比性全尺寸结构疲劳试验。众所周知,结构全尺寸疲劳试验是一项耗资费时的工作。经过认真分析研究、考虑实际情况确定四根同尺寸轴做疲劳试件。其中三根由生产单位按材料、工艺条件、尺寸都符合设计图要求提供;另一根选用已经使用过的美国造转向轴,以便于对比。试验方法采用两种方式,其一周期加载,其二程序载荷谱加载。试验具体情况如下。

(一) 周期载荷疲劳寿命试验

1. 试件名称

本溪重型汽车厂生产的 LN—392 型 68^t 矿用自卸汽车转向轴;美国伟步公司生产的 75B 型 68^t 自卸汽车转向轴。

2. 试验要求

测试上述零件在较大使用载荷下的疲劳寿命(循环次数)。

3. 测试设备及监测仪器

PME—50A 型液压脉动疲劳试验机

YJ—16 静态数字应变仪

DS—RX 型动态应变仪

SC—16 型示波器

4. 试验方法

根据转向轴实际破坏状况分析,是由于轮轴承受自重和地面冲击力而在根部产生弯曲应力造成的疲劳破坏。本试验采用模拟

加载,在轴端加垂直载荷,以使轴的根部最大动应力与实际工况下的动应力相同。

载荷确定方法:在现场测定轴根部的较大动应力为 440MPa。试验时先在轴根部沿母线连续贴三组应变片,然后进行载荷标定。

静荷标定:用疲劳机进行静荷加载,确定三组应变中最大应变的一组为监测片。

动荷标定:由疲劳机给出 10t 的脉动载荷,由监测片可求出测点的动应力,再反复定出使该点的动应力为 440MPa 时的载荷,即为试验所需的脉动值 P_a 。

最后由试验确定载荷参数:初载 $P_0 = 2.8 \times 10^4 \text{N}$;脉动载荷 $P_a = 21.2 \times 10^4 \text{N}$,最大载荷 $P_t = 24 \times 10^4 \text{N}$ 。

共进行三个试件的疲劳寿命测试,均采用同样的载荷参数。

5. 试验结果见表 7.15。

表 7.15 疲劳试验结果

编号	生产厂	材 料	使用情况	循环次数	断口位置	试验日期
1	本溪厂	40CrNiMo	未使用	31.3×10^5	根部	1982 3.1 ~ 3.9
2	本溪厂	35CrMoV	未使用	6.67×10^5	根部	1982 4.13 ~ 4.15
3	美国		已用过	13.49×10^5	根部	1983 3.22 ~ 3.26

注:转向轴直径 158mm。

6. 疲劳断面特征(图 7.14)

35CrMoV 断裂面: $r = 300\text{mm}$, $s = 80\text{mm}$, $L = 35\text{mm}$

40CrNiMo 断裂面: $r = 35\text{mm}$, $s = 130\text{mm}$, $L = 40\text{mm}$

(二) 程序载荷下疲劳寿命试验

1. 试件名称

LN—392 型 68^t 矿用自卸汽车转向轴(本溪重型汽车厂生产)

材料:40CrNiMo(未使用过)

2. 试验要求

测试上述轴件在随机荷载下的疲劳寿命值。

3. 试验设备及监测仪器

PME—50A 型液压脉动疲劳试

验机

YJ—16 静态应变仪

日本产动态应变仪

SC—16 磁电式示波器

4. 试验方法

(1) 试验载荷谱

由实车现场测得转向轴根部的
随机应变曲线, 根据这些曲线计算出

图 7.14 转向轴疲劳断裂断面

载荷的随机疲劳程序谱。再根据上述曲线将载荷分八级, 每级取
1/10 份重新编成低—高—低型实验程序谱, 其数据如表 7.16 所
示。

表 7.16 试验参数

序号	级数 名称	级数							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	min(MPa)	260	260	260	260	260	260	260	260
2	a(MPa)	30	110	190	270	310	230	150	70
3	max(MPa)	290	370	450	530	570	490	410	310
4	次数比	0.276	0.228	0.058	0.004	0.001	0.018	0.136	0.278
5	循环次数(次)	276 000	228 000	58 000	4100	900	18 000	136 000	278 000
6	计数器累计数(次)	276 000	504 000	562 000	566 100	567 000	585 000	721 000	999 000
7	P_{\min} , ($\times 10^4\text{N}$)	19	19	19	19	19	19	19	19
8	P_a , ($\times 10^4\text{N}$)	2	7	12	17	19.5	14.5	9.5	4
9	P_{\max} , ($\times 10^4\text{N}$)	21	26	31	36	38.5	33.5	28.5	23

(2) 载荷控制

静态标定: 在静态载荷作用下确定应变值最大的点作为载
荷监测点。

动态标定: 将静态标定确定的监测点应变片接于动态应变

仪、示波器系统上,边调整载荷,边监测动应力。当达到第一级低载荷(对应 $\sigma_{\min} = 260\text{MPa}$),脉动量(对应 $\sigma_a = 30\text{MPa}$),最大载荷($\sigma_{\max} = 290\text{MPa}$)时停止加载,这时各载荷读数为 $P_{\min} = 19 \times 10^4\text{N}$, $P_a = 2 \times 10^4\text{N}$, $P_{\max} = 21 \times 10^4\text{N}$ 。当保持 $P_{\min} = 19 \times 10^4\text{N}$ 不变的情况下,按表 7.16 中序号 1, 2, 3... 各项比例分别算出各级 P_a 和 P_{\max} 。

在各级载荷施加过程中,启用应变仪,除按上述载荷调机外,用示波器监测应力值,并对载荷 P_{\min} , P_a , P_{\max} 作微量调节。

5. 试验结果

循环次数: 10^7 次

断裂情况: 未断

实验日期: 1988 年 9 月 1 日 ~ 9 月 17 日

6. 美国 75B 矿用车轴的材质硬度

将轴横断面剖开,检查断面硬度,用布氏硬度计沿断面半径及表面共取八点打硬度,结果是全部 $\text{HB} = 187$ 。

综上试验可以看出,新轴寿命比原轴提高 3 倍 ~ 4 倍;程序载荷下新轴寿命很高,台架试验为无限寿命,证明计算寿命 200 万 km,相当于台架的无限寿命。新轴问世十余年,经现场运行考核无一断裂,证明计算结果与台架试验结果基本一致。可以认为新轴安全可靠。

7.4 154^t 电动轮自卸汽车转向轴设计

154^t 电动轮自卸汽车国产化研究是“七五”国家重点科技攻关项目,其转向轴是该车的承重与转向构件。转向轴材质是特种高强度钢,通常采用锻造一切削加工工艺。为节省原材料,提高抗疲劳寿命,多年来国外又采用更为先进的加工工艺,即铸造—焊接工艺。包括这些技术在内的 154^t 车的其他关键技术,国外大公司全部加

以垄断, 拒不转让或超高价有限转让。尽管如此, 美国设计的转向轴仍在不断地研究并改进。按美国设计的转向轴在江西德兴铜矿使用, 不久曾发生断裂, 险些酿成事故。这就是说明高载重量的汽车转向轴的结构研究是一项重要而又复杂的课题, 受到中外专家的关注。为加速国产化, 提高国产化水平, 开展转向轴强度、疲劳、可靠性研究是一项极为迫切又繁重的任务。

本课题的主要研究内容包括断裂调查分析、现场结构强度试验、材质机械性能试验、强度与应力集中有限元法计算、结构优化设计等。

一、结构特征

1. 主要尺寸(图 7. 15)

轴全长: 1225mm

悬臂长: 962mm

圆轴长: 508mm

轴 径: 249. 34mm

204. 7mm

2. 材质: 30CrNiMoMn

3. 加工工艺

锻造部分的热处理: 调质硬度 HB240 ~ 300; 表面淬火区硬度 RC48 ~ 55, 深度 2. 54mm; 铸造部分经探伤检查; 轴径研磨加工。

4. 结构特征

转向轴为空心阶梯轴。轴承受来自垂直方向的竖向载荷, 其值是前桥载荷之半。呈悬臂梁式承载结构, 一端装入轮胎, 另一端部孔中插入前氮缸, 转向机构与其相连, 对汽车起转向作用。

转向轴实际结构见图 7. 16 断裂部位之一见图 7. 17。

二、结构强度试验

154^l 电动轮自卸汽车转向轴结构载荷作用同 68^l 自卸汽车转向轴类似。其结构强度现场试验方法也类同, 在此不再重述。试验

图 7.15 转向轴尺寸

图 7.16 转向轴

图 7.17 断裂部位

结果归纳如下。

1. 应力水平

各种工况下, 转向轴应力水平是:

自 重: 19MPa

满 载: 41MPa

启 动: 73MPa

正常行驶: 15MPa

转 弯: 64MPa

倒 车: 32MPa

落斗振动: 58MPa

各工况下扭转剪应力皆很小, 低于 10MPa, 但倒车时, 剪应力约 30MPa, 转向轴在各工况下, 总应力为自重、满载及各工况下动应力之和, 故总的应力水平为:

启动时 140MPa 动力系数 2.2 ~ 2.4

正常行驶时 75MPa 动力系数 1.24

转弯时约 130MPa 动力系数 2.2

倒车时 95MPa 动力系数 1.6

不难看出, 转向轴工作应力与材料强度比较, 安全储备足够。

2. 载荷谱

在分析中采用参数:

截断频率: 50Hz 每次采样 2048 点

采样间隔: 10ms 采样长度 20.5s

分析结果: 载荷谱(图 7.18)

载荷谱分布是介于高斯分布与瑞利分布之间的一种分布函数。

三、危险部位及其断裂

根据转向轴的结构特征与受力分析可以看出转向轴的应力危险部位有两处, 其一是轴体安装轴承处的轴肩部位, 见图 7.16; 其

图 7.18 载荷谱

二是转向轴的转臂部分。轴体和转臂交接处为焊接,转臂本身外形呈 L 形实体空间结构,在转角处有插入悬挂氮缸体的圆孔。在 L 形结构的转角部位是应力集中区而且是高应力区,圆孔周边产生应力集中。也就是说,转臂 L 形转角部位和孔边两个高应力集中区为第二个危险部位。由于转臂是铸件抗弯能力远低于轴体抗弯能力,如果该处局部结构设计不佳,可能导致该处首先开裂,德兴铜矿使用的 154^t 电动轮自卸汽车转向轴转臂开裂不止一处,其原因就在于此。见图 7.16、图 7.17。应该指明的是,转臂 L 形转角部位和圆孔边界的应力集中系数都远高于轴体与轴肩附近的应力集中系数。这种结构受力特征告诫设计者不但要精心设计轴体,力求使局部应力集中最小,而且也应当精心研究转臂的结构形式,也需力求局部应力集中最小。

四、结构最佳设计

关于轴类件的最佳设计方法在前面已经作了详细的介绍。对于 154^t 电动轮自卸汽车转向轴的最佳设计就不再赘述,在此,给出若干设计原则。

1. 轴体应力集中部位采用最佳线型,按流线体方程设计轴肩

过渡区。该轴体轴肩附近粗端直径 $D = 319\text{mm}$, 细端直径 $d = 249\text{mm}$, 常规设计过渡区圆弧曲率半径 $r = 20\text{mm}$, 相应的应力集中系数约为 1.77; 美国公司对此作过改进设计, 采用双曲率过渡, 即 $r_1 = 13\text{mm}$, $r_2 = 51\text{mm}$, 对应的应力集中系数为 1.42, 应力降低 24.6%; 我们采用流线形线型设计, 应力集中系数仅有 1.05, 应力又降低 26%。

2. 转臂结构比较复杂, 多个部位存在应力集中, 这就要根据具体部位的情况确定局部结构尺寸, 其依据的原则是减小应力集中和合理的刚度均衡。

3. 新结构安全性评析

转向轴传统设计、双曲率设计和流线形线型设计的应力分布和应力集中分析结果, 给出了三种不同设计方法危险部位的应力变化是很明显的, 应力集中系数分别为 1.77, 1.42, 1.05。应用疲劳强度设计理论, 可以分别算出各自的疲劳强度安全系数, 其数值分别为 1.5, 2.0, 2.7。由此看出, 新结构是安全的。

五、轴的设计程序和技术关键

重型自卸汽车转向轴设计程序主要有:

结构形式: 根据整车结构布置、构件功能以及连接件的特别要求等确定结构形式。

结构尺寸: 考虑整车重量、超载、工装、工艺条件等因素, 初步确定尺寸大小。在静强度计算基础上, 由动荷系数进行动荷计算, 选取合适的安全系数, 最后确定结构尺寸。

设计选材: 考察汽车服役环境, 在强度计算的基础上, 考虑材料来源、价格等相关条件确定设计选材。鉴于材料生产、加工条件、工艺不同, 手册中查到的材料机械性能仅供参考。设计者必须掌握材料性能的第一手资料, 方能确定选材。低温环境条件是绝不可

忽视的。

疲劳强度设计: 轴承因受随机交变载荷作用, 这就需要对其进行疲劳强度设计。最好再进行可靠性验算, 预估其疲劳寿命。

台架试验: 第一批零件抽样进行台架试验, 或在可能条件下进行现场静、动强度试验。台架试验时, 程序载荷加载是常用的。

最终设计: 综合上述, 去粗取精, 完成最终设计。上述设计程序的主要关键技术是: 构件危险部位的载荷谱或真实的动荷系数、局部应力集中和疲劳强度设计。

7.5 美国 75^t ~ 170^t 四种重型汽车转向轴设计剖析

美国原 WABCO 公司生产的 75^t ~ 170^t 四种重型自卸汽车是我国重型汽车制造厂国产化的主要车型。转向轴(即转向节)是该系列车的主要承重和转向构件, 怎样设计、制造转向轴, 也就成为国产化中重要研究课题。在解决国产车断轴期间, 曾进行强度、材质、工艺等十余项研究, 较好地解决了这一难题。显而易见, 掌握国外先进技术的关键在于全面摸清原系列车型中轴的设计思想、设计原则、技术关键, 并在此基础上, 结合国情总结出自己的技术, 真正在国产化中掌握技术的主动权。

一、四种转向轴的结构特征

图 7.19 ~ 图 7.21 分别给出转向轴外形和过渡区曲线形式。

1. 主要结构尺寸

作为轴类构件主要结构尺寸有粗端直径、细端直径、轴长度或载荷作用长度、过渡区圆角半径, 见表 7.17。

2. 材质, 见表 7. 18, LW207—21 是美国公司钢号。

图 7. 19 轴外形尺寸

图 7. 20 170^t 车轴过渡区曲线

图 7. 21 85^t 车轴过渡区曲线

3. 材料机械性能, 见表 7. 19。

表 7. 17 结构尺寸

尺寸 mm 车 型	D	d	r	b	L	备注
75t	256	158	12	12	283	单圆弧
85t	228.6	169.8		26.9	247	双曲率
120t	280	220	20	20	194.5	单圆弧
170t	319	249		35	229	双曲率

注: b 为过渡区长度, 备注中是过渡区曲线形式。

表 7.18 材 质

元素% 车 型	材 料	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	P	S
75 ^t	40CrNiMo	0.37 ~ 0.44	0.17 ~ 0.37	1.50 ~ 0.80	0.60 ~ 0.90	1.25 ~ 1.75	0.15 ~ 0.25	0.03	0.03
85 ^t	LW207—21	0.25 ~ 0.35	0.30 ~ 0.65	0.70 ~ 1.00	0.45 ~ 0.65	0.80	0.20 ~ 0.35	0.005	0.005
120 ^t	35CrMo	0.32 ~ 0.40	0.17 ~ 0.37	0.40 ~ 0.70	0.8 ~ 1.10		0.15 ~ 0.25	0.035	0.035
170 ^t	30CrNiMoMn	0.28 ~ 0.33	0.15 ~ 0.30	0.70 ~ 0.90	0.40 ~ 0.60	0.40 ~ 0.70	0.15 ~ 0.25	0.035	0.035

表 7.19 材料机械性能

性能 车 型	材 料	b MPa	s MPa	- 1 MPa	%		HB
68 ^t	40CrNiMo	816	612	462	18	67	300
85 ^t	LW207—21	1034	862	512	9	22	321/363
120 ^t	35CrMo	925	800	431	12	45	45
154 ^t	30CrNiMoMn	828	656	380	14	30	
75 ^t	30CrNiMoMn	680	490		13	47.7	187

上述 68^t, 75^t, 154^t 三种车型转向轴的材料强度是我们用试验测得的, 108^t 车即 120^t 车所用材料强度是查阅我国钢铁材料手册。85^t 车型全部性能按美国图纸摘抄。两国车型对应如下:

国产车型号: 68^t, 77^t, 108^t, 154^t。

美国车型号: 75B, 85D, 120C, 170D。

二、强度试验与计算

在四种车型中, 我们完成了 68^t、154^t 两种车型的转向轴现场强度试验, 108^t 车转向轴试验两次准备工作做完, 但因装车未按原

计划进行,而未完成现场试验。

68^t 车现场试验于 1984 年 7 月份、12 月份分别在本溪和霍林河矿进行。154^t 车 1989 年 12 月在江西德兴铜矿进行(详见前节)部分数据如表 7.20 所示,计算结果如表 7.21 所示。

表 7.20 强度试验结果 MPa

工况 车型	满载静应力 MPa	正常行驶应力	弯路行驶应力	坡路行驶应力	土场行驶应力
		动荷系数	动荷系数	动荷系数	动荷系数
68 ^t	154	$\frac{230 \sim 255}{1.53 \sim 1.63}$	$\frac{270 \sim 345}{1.77 \sim 2.21}$	$\frac{285 \sim 345}{1.86 \sim 2.21}$	$\frac{410 \sim 450}{2.75 \sim 2.95}$
154 ^t	60	$\frac{75}{1.24}$	$\frac{130}{2.2}$	$\frac{130}{2.2}$	$\frac{130}{2.2}$

表 7.21 强度计算结果

参 数 车 型	d	W	L	P	M	MPa
	mm	mm ³	mm	kg	N·mm	
75 ^t	158	387 232	275	18.000	49 500	128
85 ^t	169.8	480 632	230	21.000	48 300	100
120 ^t	220	1 045 365	181	31.000	56 110	54
170 ^t	249	1 515 647	205	42.000	86 100	57

注:载荷按 WABCO 公司资料计算;L 为载荷至危险截面距离。

不难看出,二者正常行驶时,动荷系数平均为 2.0 ~ 2.5,比较接近,强度安全系数分别为 3.12, 6.37。

三、疲劳强度设计

零件的疲劳强度设计主要依据是安全系数满足 $n \geq [n]$ 。[n] 为许用安全系数。安全系数的计算公式见式(6.7)。其中, K_1, K_2, K_3 均可查表或图求得; σ_m 由满载静强度计算给出; σ_a 参考两车实测

动荷系数给出保守数值。

轴承受随机载荷作用, 应力幅均值应由载荷谱统计分析计算出来。在此考虑两种轴的实测资料, 鉴于动荷系数在 2.0 ~ 2.5。75^t 车按 2.0 计算, 其余按 2.5 计算。算得疲劳强度安全系数列于表 7.22 中。为了进一步探求美国四种车型轴的设计思想和技术水平, 我们将以 75^t 为基础, 推算其他车型。75^t 车是最早车型, 且轴的设计是传统方法。为力求阐述清楚, 特作下列计算分析:

1. 以 75^t 车辆的应力水平为设计基础, 取动荷系数为 2.0, 计算其他三种轴的安全系数为

$$85^t \text{ 车} \quad n = 0.97$$

$$120^t \text{ 车} \quad n = 0.82$$

$$170^t \text{ 车} \quad n = 0.72$$

无疑, 这种设计是不能接受的。其解决办法是提高材质疲劳强度和降低应力水平, 前者是有限的, 或者难以实现, 而后者, 一是加粗轴径, 二是降低应力集中。

表 7.22 疲劳强度计算

参 数 车 型	- 1 MPa	K	$\frac{K}{i^a}$	^m MPa	^a MPa		n
75 ^t	462 (316)	1.80	1.79	128	128	0.1	1.90(1.31)
85 ^t	512	1.26	1.26	100	150	0.50	2.14
120 ^t	431.5	1.65	1.64	54	81	0.47	2.69
170 ^t	380	1.42	1.41	57	86	0.46	2.55

注: () 中为 75^t 车估计值, 此值偏低, 故应采用 68^t 车值, 采用经验公式计算。

2. 在相同应力下, 由弯矩比计算轴径比, 注意到弯矩比与轴径比立方成正比例, 于是有:

$$85^t \text{ 车 } M_{85} / M_{75} = 0.98 \quad D = 156.7\text{mm} (d_{75} = 158\text{mm})$$

$$120^t \text{ 车 } M_{120} / M_{75} = 1.13 \quad D = 164.7\text{mm}$$

$$170^t \text{ 车 } M_{170} / M_{75} = 1.74 \quad D = 190.0\text{mm}$$

3. 在相同弯矩下, 由应力比计算轴径比, 注意到应力比与轴径比立方成反比, 于是:

$$D = \frac{(K \cdot j^{\alpha_m})_{75}^{1/3}}{(K \cdot j^{\alpha_m})_i} \cdot j^{\alpha_m} D \quad (i \text{ 表示其他车型})$$

则

$$85^t \text{ 车 } \quad D = 1.223D \quad D = 192\text{mm} \quad D = 22\text{mm}$$

$$120^t \text{ 车 } \quad D = 1.373D \quad D = 226\text{mm} \quad D = 6\text{mm}$$

$$170^t \text{ 车 } \quad D = 1.417D \quad D = 269\text{mm} \quad D = 20\text{mm}$$

注: $D = D - D$ (美国现在设计尺寸 d)。

由此可见, $85^t \sim 170^t$ 车轴的设计采用 75^t 车轴的设计思想, 按传统应力集中设计, 则 85^t 车轴径需加粗 22mm, 120^t 车加粗 6mm, 170^t 车加粗 20mm; 换言之, 120^t 车轴的设计与 75^t 车轴的设计水平相当。为了提高设计水平, 美国设计者在 85^t , 170^t 两车型上, 采用双曲线型代替传统的单圆弧曲线, 有效地降低局部应力集中, 把轴径减了下来。

四、最佳设计

轴类零件设计的关键在于过渡区局部应力集中, 它代表了设计技术水平的高低。市场的竞争要求技术不断更新, 美国 170^t 矿用汽车转向轴在 75^t , 120^t 车基础上前进了一大步。

在轴的应力集中理论中, 传统的设计方法是单圆弧过渡, 双曲率、多曲率曲线过渡有效地降低了应力集中, 这些设计方法也在近年来被采用。然而降低局部应力集中的最佳设计方法是采用流线形线型。有关的理论与实用技术, 前面章节已作过详细介绍, 在此仅给出计算结果, 见表 7.23。

表 7.23 计算结果

参数 车型	传统设计 应力集中 系数	原设计 应力集中 系数	最佳设计 应力集中 系数	降低应力 集中(%)	提高寿命 (理论值)	提高寿命 (实用值)	S-N 曲线斜率
75 ^t	1.80	1.80	1.10	64	30倍	7倍	- 6.9
85 ^t	1.65	1.26	1.05	20	4倍	1倍	- 7.0
120 ^t	1.65	1.65	1.10	50	35倍	8倍	- 8.8
170 ^t	1.77	1.42	1.05	35	20倍以上	5倍	< - 10.0

注： S-N 曲线斜率 75^t 车、85^t 车按国产 68^t 车材质计算，170^t 车按 154^t 车相应材质计算。

表中“最佳设计”及 85^t 车“原设计”皆由有限元计算给出。

五、结论

1. 由两种车型现场强度试验和计算分析，可以推测 WABCO 系列重型自卸汽车 75^t ~ 85^t 车转向轴静强度为 100MPa ~ 130MPa；120^t ~ 170^t 车为 60MPa 左右。该系列汽车在我国矿山路面上作业行驶，转向轴的动荷系数为 1.7 ~ 2.5，平均 2.0 左右。鉴于我国矿山路面条件稍差，原设计所用动荷系数应低于该值。

2. 疲劳强度设计计算结果表明，该系列车型疲劳强度安全系数为 2.0 左右，百吨以下车为 2.0，百吨以上车为 2.5 左右。

3. 应力集中系数在四种转向轴上是不同的，75^t 车最高为 1.80，120^t 车次之为 1.65，170^t 车为 1.42，85^t 车为 1.26。从结构和应力集中大小可以看出，75^t，120^t 两车为传统方法设计。如果 85^t 车 170^t 车按传统方法设计，轴是不安全的。这就是 85^t，170^t 两车转向轴必须走出传统设计，采用多曲率过渡曲线，以降低应力集中的原因。

4. 现代工业水平很重要的标志是采用新技术。为了提高国产车水平，应当而且可能采用新技术。在重型自卸汽车转向轴的设计

中,应当采用流线形线型设计,它十分有效地降低应力集中,显著提高寿命。除 85¹ 车外,其他三种车型轴的寿命可提高 5 倍 ~ 8 倍。也就是说,结构设计形式稍有改进,带来的突出好处是放松对设计选材和热处理工艺条件的限制,经济效益和社会效益十分明显。

第三部分 悬置系统设计

所谓悬置系统是指重型汽车的驾驶室系统、前悬挂系统、后悬挂系统、发动机或变速箱及其支撑系统。其中,驾驶室系统由驾驶室、底部支撑结构及中间的减振垫组成;前悬挂系统包括车架上部质量通过车架连接外缸筒,缸下端锥体套入前轮的转向节上,构成一个独立悬挂;后悬挂上下两个球头销用螺母分别固定在车架与后桥壳上,构成后悬挂系统;发动机或变速箱通过减振垫坐落在车架支撑座上。这些悬置系统的特点是由质量、刚度、阻尼及其外扰力组成的振动系统。

汽车在行驶中,路面作用于车轮的冲击反力通过轴系统传到车架及各个系统上,再传递给人体及载物。设计者就要依据振动舒适性指标选择质量、刚度、阻尼各参数的最佳匹配。本篇将研究悬置系统结构设计的有关方法和实用技术。

第八章 结构动态设计

工程结构常常在动态载荷下工作,结构本身是振动系统。动态载荷是结构在输入外力后,结构在变化的外力作用下产生动态响应,则输入、输出及结构本身就构成了一个完整的振动系统。结构本身的特性取决于结构质量、刚度、阻尼;结构的动态响应 $y(t)$ 由结构特性和输入过程函数 $x(t)$ 所确定。结构的现代设计就是考虑

结构特性和结构的输入、输出过程的最佳匹配的设计方法,也就是本章所要介绍的结构动态设计方法。

8.1 结构周期振动

一、单自由度系统振动

单自由度系统下结构质量 m 、刚度 k 、阻尼 c , 在外力 $F(t)$ 作用下, 结构振动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (8.1)$$

初始条件为

$$\begin{aligned} x(0) &= x_0 \\ \dot{x}(0) &= \dot{x}_0 \end{aligned} \quad (8.2)$$

1. 当 $F(t) = 0$ 即为单自由度系统自由振动, 方程解为

$$\begin{aligned} \text{在 } c = 0 \text{ 时, } x &= x_0 \cos t + \frac{\dot{x}_0}{\omega} \sin t \\ &= A \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (8.3)$$

式中, $A = \sqrt{x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{\omega^2}}$ (振幅); $\varphi = \arctan \frac{x_0}{\dot{x}_0/\omega}$ (相位角); $\omega =$

$\sqrt{k/m}$ (固有频率 rad/s)。

$c > 0$ 时, 式(8.1)有下列解:

(1) $n < \omega$ (即 $c < 2\sqrt{mk}$) 欠阻尼系统

$$x = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{\omega^2 - n^2}t + \varphi) \quad (8.4)$$

式中, $A = \sqrt{x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2 + n^2 x_0^2}{\omega^2 - n^2}}$; $\varphi = \arctan \frac{x_0 \sqrt{\omega^2 - n^2}}{\dot{x}_0 + n x_0}$; $n =$

$\frac{c}{2m}$ (阻尼系数, 1/s)。

由式(8.4)可见系统处于衰减振动。该振动下周期变大, 约为

无阻尼状态下周期的 $1 + \frac{1}{2} \frac{n}{\omega}^2$ 倍; 振幅按几何级数衰减, 即相邻振幅比为 e^{-nT} , T 为衰减振动周期。并称振幅比的自然对数为对数减幅系数即

$$= \ln e^{-nT} = -nT \quad (8.5)$$

(2) $n > \omega$ (即 $c > 2\sqrt{mk}$) 过阻尼系统

$$x = e^{-nt} [c_1 e^{-\omega_1 t} + c_2 e^{-\omega_2 t}] \quad (8.6)$$

其中
$$c_1 = \frac{\dot{x}_0 - \omega_2 x_0}{\omega_1 - \omega_2}$$

$$c_2 = \frac{\omega_1 x_0 - \dot{x}_0}{\omega_1 - \omega_2}$$

$$\omega_1 = -n + \sqrt{n^2 - \omega^2}$$

$$\omega_2 = -n - \sqrt{n^2 - \omega^2}$$

其振动特点是阻尼大到使系统离开平衡位置缓缓回到平衡位置, 不产生振动。

(3) $n = \omega$ (即 $c = 2\sqrt{mk}$) 临界阻尼系统

$$x = e^{-nt} [x_0 + (\dot{x}_0 + nx_0)t] \quad (8.7)$$

在临界阻尼时, 记 $c_c = c_0$ 。

为了研究方便, 工程上记

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega} = \frac{n}{\omega} \quad (8.8)$$

称为系统的相对阻尼系数或阻尼比, 则欠阻尼 $\zeta < 1$; 过阻尼 $\zeta > 1$; 临界阻尼 $\zeta = 1$ 。

2. 当 $F(t) \neq 0$ 时, 系统为强迫振动, 假设干扰力为

$$F(t) = H \sin pt$$

式中, H 为干扰力的力幅; p 为干扰力圆频率。

方程(8.1) 表示为

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega^2 x = h \sin pt$$

其中 $\omega^2 = \frac{k}{m}, 2n = \frac{c}{m}, h = \frac{H}{m}$ (8.9)

上面微分方程为二阶常系数线性非齐次方程, 方程解由齐次方程通解和非齐次方程特解两部分组成。即

$$x = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{\omega^2 - n^2}t + \varphi) + B \sin(pt - \psi) \quad (8.10)$$

其中

$$B = \frac{h}{(\omega^2 - n^2)^2 + 4n^2 p^2}$$

$$\psi = \arctan \frac{2np}{\omega^2 - p^2}$$

这两个参数由系统特性和扰力特性决定, 与运动初始条件无关; 而 A, φ 参数为积分常数, 由初始条件确定。工程上对振动问题关心的是振幅与频率, 振幅过大引起结构应力增大或舒适性差, 干扰力频率与结构系统固有频率接近则引起共振, 在共振区附近阻尼作用显著, 特别是悬置系统的振动问题, 阻尼是重要参数。因此, 研究这些参数之间的关系及其对振动影响是重要的。

(1) 动力放大系数

动力放大系数定义为动位移幅对静位移幅之比, 即

$$= \frac{B}{B_0} \quad (8.11)$$

其中 $B_0 = \frac{h}{\omega^2} = \frac{H}{k}$

$$B = \frac{B_0}{1 - \frac{p^2}{\omega^2} + 4 \frac{n^2}{\omega^2} \frac{p^2}{\omega^2}}$$

为了分析干扰力频率 p 和系统固有频率 ω 的变化对结构的影响, 引入频率比 β :

$$\beta = p/\omega \quad (8.12)$$

于是, 式(8.11) 改写如下:

$$= \frac{1}{(1 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2\omega^2} \quad (8.13)$$

由此可见,动力放大系数为阻尼比和频率比的函数,由曲线表示出来就是幅频特性曲线,见图 8.1。

图 8.1 幅频特性曲线

(2) 低频特性

当 $\omega \ll 1$, 即 $\omega \ll \omega_n$ 时, 图 8.1 中各曲线的值都接近 1, 干扰力的作用接近于静力作用, 其后, 随 ω 的增加也缓慢增加。

(3) 高频特性

当 $\omega \gg 1$ 即 $\omega \gg \omega_n$ 时, 各曲线接近于零, 表明干扰力频率快速增加, 系统惯性使其来不及反应而不振动。

(4) 共振特性

当 $\zeta \ll 1$, 即 $\omega = \omega_n$ 时, 图 8.1 中各曲线峰值随 ζ 的减小而迅速增大, 这种现象称为共振。共振在结构振动中常常是有害的, 甚至是危险的。

(5) 阻尼特性

由图 8.1 幅频特性曲线可以看出, 在共振区域阻尼影响很显著。比如

$$\begin{aligned} &= 0.05 & \quad \quad \quad \sigma_{\max} &= 10 \\ &= 0.1 & \quad \quad \quad \sigma_{\max} &= 5 \\ &0.707 & \quad \quad \quad \sigma_{\max} &= 1 \end{aligned}$$

可见, 当 $\zeta = 0.707$ 时, 共振消失。工程上的共振区一般规定为 ω 与 ω_n 相差 $\pm 25\%$ 。如果干扰频率与固有频率相差在 $\pm 25\%$ 以内, 调整阻尼使其增加, 共振现象明显下降。

(6) 相频特性

在式(8.10)的 σ 表达式中, 引入无量纲参数式(8.8)、式(8.12), 则 σ 的表达式为

$$\sigma = \arctan \frac{2\zeta\omega}{1 - \omega^2}$$

式中 σ 为 ω 的函数, 以曲线簇表示出来, 称为相频特性曲线, 见图8.2。

由图 8.2 可见, $\omega < 1$ 时, $\sigma < 0$;

$$\omega = 1 \text{ 时, } \sigma = \frac{\pi}{2};$$

$$\omega > 1 \text{ 时, } \sigma > \frac{\pi}{2}.$$

在 $\omega = 1$ 时系统共振, $\sigma = \frac{\pi}{2}$, 且与阻尼无关。

二、双自由度系统的振动

双自由度振动系统示于图8.3。该系统质量、刚度、阻尼、干扰力分别记为 $m_1, m_2, k_1, k_2, c_1, c_2, F_1(t), F_2(t)$ 。双自由度质量块的静平衡位置记为 o_1, o_2 。分别应用牛顿定律建立振动方程:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F_1(t)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = F_2(t)$$

$$(8.14)$$

记

图 8.2 相频特性曲线

质量矩阵 $M =$

$$m_{11} \quad m_{12}$$

$$m_{21} \quad m_{22}$$

阻尼矩阵 $C =$

$$c_{11} \quad c_{12}$$

$$c_{21} \quad c_{22}$$

图 8.3 双自由度系统

刚度矩阵 $K =$

$$k_{11} \quad k_{12}$$

$$k_{21} \quad k_{22}$$

扰力矩阵 $F =$

$$F_1$$

$$F_2$$

于是双自由度振动系统振动方程为

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = F \quad (8.15)$$

当 $F = 0$ 时, 为系统自由振动方程。

三、多自由度系统振动

多自由度系统振动方程为

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = F$$

若为 n 个自由度系统, 则必有 n 个自由度, n 个独立的物理坐标或广义坐标, n 阶固有频率, n 个固有振型。

四、减振

怎样减小振动或隔振是解决悬置系统振动的核心问题。在我们关心驾驶室振动时, 就是希望由车架传递到驾驶室的振动最小, 驾驶室振动传给人体的振动最小, 使人体感到舒适。这一问题在数学上就是要求两者传递率最小, 传递率可以是关注对象的实际力幅与对它干扰的力幅之比, 或者是实际振幅与支撑的振幅之比。将振源与基础隔离称为主动隔振; 将受振体隔离称为被动隔振。

由上述振动理论可以得出减振或隔振方法有如下几种。

1. 消除振源

由于强迫振动是由干扰力引起的, 要减少结构振动就要减小干扰力。

2. 隔振措施

在扰力与结构的连接处采用隔振装置, 根据不同结构及支撑条件可以用不同减振器进行隔振, 驾驶室支撑橡胶垫就是比较典型的隔振措施。

3. 远离共振区

工程上消除干扰力是极其困难的, 而干扰力频率和结构系统一旦有频率接近就会发生共振现象, 这对结构正常服役是极为不利的。这就要求设计者将两者避开, 通常规定两者应离开 25% 以上。其办法不是改变扰力频率就是改动结构系统固有频率, 选用时需要从技术难度和经济上综合加以考虑。

4. 加大阻尼

我们在前述共振曲线中已经看到, 共振区附近阻尼影响极为

显著, 阻尼越大振幅越小, 由此, 在共振区附近的振动系统, 增加支撑件或增加系统本身阻尼是很有效的方法。

8.2 随机振动

汽车行驶在不平的路面上, 地面给汽车以随机扰力, 汽车在随机力作用下, 产生随机响应。研究汽车振动规律, 必须首先讨论随机振动的特征。

一、均值

为方便起见, 我们讨论随机过程是平稳各态历过程, 各个定义是针对平稳随机过程的样本函数。假设 $x(t)$, $y(t)$ 分别为两个样本函数, 其均值定义为

$$\mu = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (8.16)$$

式中, T 为采样周期(s)。

样本函数 $y(t)$ 均值定义与 $x(t)$ 相同。

二、均方值

均方值是描述样本函数时间历程平方值的平均值。其定义式如下:

$$\bar{x}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \quad (8.17)$$

由此可得到方差表达式, 即

$$\bar{x}^2 = \bar{x}^2 - \mu^2 \quad (8.18)$$

或

$$\bar{x}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - \mu]^2 dt$$

工程上常用方差的平方根表示标准差。

三、相关函数

相关函数是表征两个函数的依赖关系。定义如下:

$$R_{xy}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) y(t + \tau) dt \quad (8.19)$$

式中, τ 是时间参量, 或称滞后时间。

不难证明 $R_{xy}(-\tau) = R_{yx}(\tau)$, 称为互相关函数。同理, 有自相关函数, 即

$$R_x(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t + \tau) dt \quad (8.20)$$

或
$$R_y(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T y(t) y(t + \tau) dt$$

显然, $R_x(\tau)$, $R_y(\tau)$ 为实值偶函数。

有
$$R_x(-\tau) = R_x(\tau)$$

$$R_y(-\tau) = R_y(\tau)$$

而且有
$$\sigma_x^2 = R_x(0)$$

表示均方值等于时间位移为零时的自相关。

四、功率谱密度

相关函数的傅里叶变换定义为功率谱密度。即

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau$$

$$S_y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_y(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau \quad (8.21)$$

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau$$

式中, f 为振动系统的固有频率; τ 为时间参量; $S_x(f)$, $S_y(f)$ 为自功率谱密度(简称自谱); $S_{xy}(f)$ 为互功率谱密度(简称互谱)。

对于平稳随机过程, 有下列关系:

$$\begin{aligned} S_x(-f) &= S_x(f) \\ S_y(-f) &= S_y(f) \end{aligned} \quad (8.22)$$

$$S_{xy}(-f) = S_{xy}^*(f) = S_{yx}(f)$$

可见,自功率谱密度为 f 的实值、非负、偶函数,互功率谱密度是 f 的复函数。 S^* 与 S 互为共轭函数。式(8.21)可以改写为

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau = 2 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau \quad (8.23)$$

$$S_y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_y(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau = 2 \int_0^{\infty} R_y(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau$$

或者采用傅氏逆变换表示法,有

$$R_x(\tau) = \int_0^{\infty} S_x(f) \cos 2\pi f \tau df \quad (8.24)$$

$$R_y(\tau) = \int_0^{\infty} S_y(f) \cos 2\pi f \tau df$$

在实际工程中,常用单边功率谱表示,其定义为

$$G_x(f) = 2S_x(f) \quad 0 < f < \infty \quad (8.25)$$

$$G_x(f) = 0 \quad -\infty < f < 0$$

$$G_{xy} = 2S_{xy}(f) \quad 0 < f < \infty$$

$$G_{xy} = 0 \quad -\infty < f < 0$$

类似,有

于是,平稳过程的 $R_x(\tau)$ 与 $G_x(f)$ 用下式表示:

$$G_x(f) = 4 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau \quad (8.26)$$

$$G_y(f) = 4 \int_0^{\infty} R_y(\tau) \cos 2\pi f \tau d\tau$$

反之,有

$$R_x(\tau) = \int_0^{\infty} G_x(f) \cos 2\pi f \tau df$$

$$R_y(\omega) = \int_0^{\infty} G_y(f) \cos 2\pi f \, df$$

对于单边互谱,有

$$G_{xy}(f) = 2 \int_0^{\infty} R_{xy}(\omega) j \omega e^{-i2\pi f \omega} \, d\omega = C_{xy}(f) - iQ_{xy}(f)$$

式中, $C_{xy}(f)$ 称为共谱密度(共谱); $Q_{xy}(f)$ 称为重谱密度(重谱)。

8.3 结构对振动的响应

一、单输入线性系统

我们这里所说的结构,作为物理系统看成常系数线性系统。当结构受到一个常幅定频的稳态振动

$$x(t) = x_0 \sin \omega t \quad (8.27)$$

则常系数线性系统必有一稳态输出,即

$$y(t) = y_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (8.28)$$

式中, x_0 为扰力幅; y_0 为响应幅; ω 为系统固有圆频率; φ 为相位角。

可以看出,系统受振后的输出同输入函数的幅值有关,而且产生相位差。如果记一个复函数

$$H(\omega) = A(\omega) - iB(\omega) \quad (8.29)$$

式中, $A(\omega)$ 与 $B(\omega)$ 为 ω 的实函数,则有

$$|H(\omega)| = \sqrt{A^2 + B^2} = \frac{y_0}{x_0}$$

$$\frac{B}{A} = \tan \varphi$$

称 $H(\omega)$ 为系统的频率响应函数。

如果给系统一个脉冲输入,系统的输出亦必然会有一个瞬态的脉冲响应。于是,可以认为系统接受一个单位脉冲 $\delta(t)$, $\delta(t)$ 函数特性是

$$\int_0^t \delta(t-\tau) d\tau = 1 \quad (8.30)$$

其系统相应的输出为 $h(t)$ ，称之为脉冲响应函数。见图 8.4。

图 8.4 单位脉冲响应

现在我们来讨论系统对任意一个输入会怎样响应。由上述定义可以看出， $t = 0$ 时刻作用一个单位脉冲，系统获得 $h(t)$ 的响应。也就是说，系统对振动的响应滞后一个 t 时间。当 τ 时刻给出一个单位脉冲，系统在 $(t - \tau)$ 时刻产生响应 $h(t - \tau)$ ，任意输入函数 $x(t)$ 就应当是互相连接的一系列单位脉冲之和，输入函数 $x(t)$ 在时间间隔 $(\tau, \tau + d)$ 相应的脉冲为 $x(\tau)d$ ，则系统的响应为

$$y(t) = \int_0^t h(t - \tau) x(\tau) d\tau$$

当 $t < 0$ 时，则有

$$y(t) = 0 \quad (8.31)$$

它表明系统对任意输入函数 $x(t)$ 的输出，等于 $x(t)$ 在全历程上的加权线性组合，而权函数正是脉冲响应函数。见图 8.5。

对式(8.31)两边作傅里叶变换，则有

$$Y(f) = H(f)X(f) \quad (8.32)$$

其中

$$H(f) = \int_0^{\infty} h(\tau) j\omega e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (8.33)$$

图 8.5 系统对任意输入的响应

也就是, 频响函数 $H(f)$ 为单位脉冲响应函数 $h(\tau)$ 的傅里叶变换。 $X(f)$, $Y(f)$ 分别为输入 $x(t)$, 输出 $y(t)$ 的傅里叶变换。值得注意的是 $H(f)$ 是频率的函数, 它与结构质量、刚度、阻尼有关, 与时间或激振无关。但是, 如果系统是非线性的, 则它与输入函数有关。

下面讨论系统在 t 和 $t + \tau$ 两时刻的输入输出关系。输出之积可由下式给出:

$$y(t)y(t + \tau) = \int_0^{\infty} h(\tau_1)h(\tau_2)x(t - \tau_1)x(t + \tau - \tau_2)d\tau_1d\tau_2 \quad (8.34)$$

对式(8.34)取平均, 由相关函数定义, 可得:

$$R_y(\tau) = \int_0^{\infty} h(\tau_1)h(\tau_2)R_x(\tau + \tau_1 - \tau_2)d\tau_1d\tau_2 \quad (8.35)$$

$$\text{同理} \quad R_{xy}(\tau) = \int_0^{\infty} h(\tau_1)R_x(\tau - \tau_1)d\tau_1 \quad (8.36)$$

式(8.35), 式(8.36)给出了输入、输出函数的相关函数之间的关系式。分别对两式作傅里叶变换, 则有

$$\begin{aligned} S_y(f) &= |H(f)|^2 S_x(f) \\ S_{xy}(f) &= H(f) S_x(f) \end{aligned}$$

或者, 以单边谱表示, 即

$$G_y(f) = |H(f)|^2 G_x(f) \quad (8.37)$$

$$G_{xy}(f) = H(f)G_x(f) \quad (8.38)$$

它给出了输入与输出功率谱之间的极其重要的关系式。

为了表达输入输出之间关系程度而引入凝聚函数的概念。即

$$\rho_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_x(f)G_y(f)} \quad (8.39)$$

$$\text{且} \quad 0 \leq \rho_{xy}^2(f) \leq 1 \quad (8.40)$$

当 $\rho_{xy}^2(f) = 0$, 表明 $x(t)$ 与 $y(t)$ 完全无关;

当 $\rho_{xy}^2(f) = 1$, 表明 $x(t)$ 与 $y(t)$ 完全相关。

此外, 表示 $x(t)$ 含有噪音输入或系统非线性。

二、双输入系统

假定系统为双输入系统如图 8.6。类似于上述的推导, 略去中间过程, 其结果有

图 8.6 双输入线性系统

$$S_{1y}(f) = H_1(f)S_{11}(f) + H_2(f)S_{12}(f) \quad (8.41)$$

$$S_{2y}(f) = H_1(f)S_{21}(f) + H_2(f)S_{22}(f)$$

当 $\rho_{12}^2(f) = 1$, 求解 $H_1(f), H_2(f)$, 有

$$H_1(f) = \frac{S_{1y}(f) \left[1 - \frac{S_{12}(f)S_{2y}(f)}{S_{22}(f)S_{1y}(f)} \right]}{S_{11}(f) \left[1 - \frac{S_{12}^2(f)}{S_{11}(f)S_{22}(f)} \right]}$$

$$H_2(f) = \frac{S_{2y}(f) \left[1 - \frac{S_{21}(f)S_{1y}(f)}{S_{11}(f)S_{2y}(f)} \right]}{S_{22}(f) \left[1 - \frac{S_{12}^2(f)}{S_{11}(f)S_{22}(f)} \right]}$$
(8.42)

其中

$$\frac{S_{12}^2(f)}{S_{11}(f)S_{22}(f)} = \frac{S_{12}(f)S_{21}(f)}{S_{11}(f)S_{22}(f)}$$

当 $\frac{S_{12}^2(f)}{S_{11}(f)S_{22}(f)} = 0$, $S_{12}(f) = S_{21}(f) = 0$, 式(8.42) 简化为

$$H_1(f) = \frac{S_{1y}(f)}{S_{11}(f)}$$

$$H_2(f) = \frac{S_{2y}(f)}{S_{22}(f)}$$
(8.43)

三、多输入线性系统

这里所指的多输入线性系统是有 q 个输入 $x_i(t)$ 和一个测量的输出 $y(t)$ 即

$$y(t) = \sum_{i=1}^q y_i(t)$$
(8.44)

而 $y_i(t)$ 对应于 $x_i(t)$, $i = 1, \dots, q$ 。对应于 $x_i(t)$ 的权函数为 $h_i(\tau)$, 即

$$y_i(t) = \int_0^t h_i(\tau) x_i(t - \tau) d\tau$$

或

$$y(t) = \sum_{i=1}^q \int_0^t h_i(\tau) x_i(t - \tau) d\tau$$
(8.45)

该系统示于图 8.7 中。

类似于式(8.41), 应当有多输入线性系统输入、输出的谱关系式:

$$S_{xy}(f) = S_{xy}(f)H(f)$$
(8.46)

式中, $S_{xy}(f)$, $H(f)$ 分别为 $S_{xy}(f)$, $F(f)$ 的转置矩阵。而

图 8.7 多输入线性系统

$$\begin{aligned}
 \mathbf{S}_{xy}(f) &= [s_{1y}(f), s_{2y}(f), \dots, s_{1q}(f)] \\
 \mathbf{H}(f) &= [h_1(f), h_2(f), \dots, h_q(f)] \\
 \mathbf{S}_{xy}(f) &= \begin{matrix} s_{11}(f) & s_{12}(f) & \dots & s_{1q}(f) \\ s_{21}(f) & s_{22}(f) & \dots & s_{2q}(f) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ s_{q1}(f) & s_{q2}(f) & \dots & s_{qq}(f) \end{matrix}
 \end{aligned}$$

总之, 线性系统的振动求解就是要解式(8.37), 式(8.38), 式(8.41) 或式(8.46)。诸式求解的共同特点就是已知输入和系统特征求系统的动态响应; 已知系统特征和响应求解输入特性, 即环境模拟; 已知输入和输出特性求解系统的结构特征, 即系统参数识别。

8.4 结构参数识别

前面已经介绍了振动系统的频响函数, 它表征振动系统的传递特性, 在广义上称其为传递函数。工程上的结构比较复杂, 常由试验测出传递函数。怎样从传递函数中找出结构的固有特征, 确定

结构的频率、刚度、阻尼、质量等特有参数,对于结构设计修改、结构的优化设计是很重要的。从传递函数中识别结构动态参数的方法和技术就是本节称之为的参数识别。

一、传递函数的解析

前节已提到多自由度系统振动方程为

$$M \ddot{y} + C \dot{y} + Ky = f(t) \tag{8.47}$$

式中, M, C, K 分别为系统的质量阵、阻尼阵、刚度阵; f (t) 为扰力向量。

现假定 $f(t) = Fe^{i t}$
 $y(t) = Ye^{i t}$

代入方程(8.47) 中, 则有

$$(K - \omega^2 M + i C) Y = F \tag{8.48}$$

方程(8.48) 求解, 可以采用振型叠加法。为表述简捷, 我们将分步说明这种解法。

第一步, 求解无阻尼自由振动方程, 即

$$M \ddot{y} + Ky = 0 \tag{8.49}$$

假如系统为 n 个自由度系统, 则方程有 n 个固有频率 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, 有相应的 n 个振型:

$$\begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \dots & \phi_{1n} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \dots & \phi_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \phi_{n1} & \phi_{n2} & \dots & \phi_{nn} \end{bmatrix}$$

这里的每个列向量称为模态向量。

令

$$= \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \dots & \phi_{1n} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \dots & \phi_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \phi_{n1} & \phi_{n2} & \dots & \phi_{nn} \end{bmatrix}$$

称之为 $n \times n$ 阶模态振型矩阵。

第二步, 模态向量线性叠加:

$$Y = \sum_{j=1}^n \phi_j q_j \quad (8.50)$$

式中, q_j 为模态坐标系中的广义坐标。或者表示为

$$Y_j = \sum_{j=1}^n \phi_{rj} q_j$$

第三步, 求解广义坐标:

将式(8.50) 代回方程式(8.48) 中, 并在等式两边前乘转置矩阵 ϕ^T , 即

$$\phi^T (K - \omega^2 M + i C) \phi q = \phi^T F \quad (8.51)$$

假定阻尼为比例阻尼, 即

$$C = \alpha M + \beta K \quad (8.52)$$

式中, α, β 为常数。

由此假定, 阻尼矩阵 C 便简化成对角阵, 于是可以假定:

$$\begin{aligned} K_r &= \phi_r^T K \phi_r \\ M_r &= \phi_r^T M \phi_r \\ C_r &= \phi_r^T C \phi_r \end{aligned} \quad (8.53)$$

分别称为第 r 阶模态刚度、模态质量、模态阻尼, 对应的第 r 阶固有频率为 ω_r , 第 r 阶模态振型为 ϕ_r 。采用式(8.53) 的表示方法, 式(8.51) 改写为

$$(K_r - \omega^2 M_r + i C_r) q_r = \phi_r^T F \quad (8.54)$$

$$r = 1, 2, \dots, n$$

也就是说, 该式有 n 个互相独立的方程。而未知数为 q_1, q_2, \dots, q_n 。求解方程(8.54), 求得广义坐标, 第 r 阶广义坐标表达式为

$$q_r = \frac{\phi_r^T F}{K_r - \omega^2 M_r + i C_r} = \frac{\sum_{s=1}^n \phi_{sr} F_s}{K_r - \omega^2 M_r + i C_r} \quad (8.55)$$

第四步, 求解物理坐标下表达式:

由式(8.50) 可以给出物理坐标下 L 点的位移表达式:

$$Y_L = \sum_{r=1}^n l_r q_r \quad (8.56)$$

式中, q_r 由式(8.55) 给出, 代入后有

$$Y_L = \sum_{r=1}^n l_r \frac{\sum_{s=1}^n F_s}{K_r - \omega^2 M_r + i C_r} \quad (8.57)$$

如果对结构系统的激振力只有一个作用于 p 点, 其余力皆为零, 即单点激振。则有

$$0$$

$$F = F_p$$

$$0$$

$$Y_L = \sum_{r=1}^n \frac{l_r \cdot p_r F_p}{K_r - \omega^2 M_r + i C_r}$$

于是, 系统 p 点激振, l 点响应的传递函数为

$$H_{lp}(\omega) = \frac{Y_L}{F_p} = \sum_{r=1}^n \frac{l_r \cdot p_r}{K_r - \omega^2 M_r + i C_r} \quad (8.58)$$

它表明传递函数仅取决于模态参数 K_r, M_r, C_r 及 $l_r \cdot p_r$ 矩阵。

对于 n 个自由度系统, 传递函数矩阵也为 $n \times n$ 阶, 只要测量出 H_{ij} 矩阵的一行或一列就可求出全部模态。可见, 只要用单点激振, 多点测量就可定解, 或者多点激振, 单点测量, 也同样可以确定全部模态。

第五步, 解析传递函数:

为计算求解方便, 对式(8.58) 作进一步简化, 改写为

$$H_{lp}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{l_r p_r}{K_r} \frac{1}{(1 - \omega^2/\omega_r^2) + i2\zeta_r \omega/\omega_r} \quad (8.59)$$

其中 各阶固有频率 $\omega_r = \sqrt{\frac{K_r}{M_r}}$

$$\text{阻尼比 } \zeta_r = \frac{C_r}{2K_r} = \frac{C_r}{2\omega_r M_r}$$

$$\text{频率比 } \omega = \frac{\omega}{\omega_r}$$

式(8.59)为复数式,可将其分离成实部和虚部两式。记实部 $H_{lp}^R(\omega)$, 虚部 $H_{lp}^I(\omega)$, 其解析式分别有

$$H_{lp}^R(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{l_r p_r}{K_r} \frac{1 - \omega^2/\omega_r^2}{(1 - \omega^2/\omega_r^2)^2 + (2\zeta_r \omega/\omega_r)^2}$$

$$H_{lp}^I(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{l_r p_r}{K_r} \frac{(2\zeta_r \omega/\omega_r)}{(1 - \omega^2/\omega_r^2)^2 + (2\zeta_r \omega/\omega_r)^2} \quad (8.60)$$

$$H_{lp}(\omega) = H_{lp}^R(\omega) + iH_{lp}^I(\omega)$$

二、传递函数的实频曲线特性

上述传递函数是由各阶模态叠加而成,当 ω 接近 ω_r 变化时,就出现该阶共振现象,于是将前者称为主模态,其余各项之和为剩余模态。我们感兴趣的是第 r 阶主模态,表达式如下:

$$H_{lp}^R(\omega) = \frac{l_r p_r}{K_r} \frac{1 - \omega^2/\omega_r^2}{(1 - \omega^2/\omega_r^2)^2 + (2\zeta_r \omega/\omega_r)^2} \quad (8.61)$$

下面讨论它的特性。

1. 实频曲线的极值

函数极值为

$$\frac{dH_{lp}^R(\omega)}{d\omega} = 0$$

则式(8.61)的极值表达式为

$$-2\zeta_r[(1 - \omega^2/\omega_r^2)^2 + (2\zeta_r \omega/\omega_r)^2] + 4(1 - \omega^2/\omega_r^2)^2 \omega - 8\zeta_r^2 \omega(1 - \omega^2/\omega_r^2) = 0$$

或 $1 - \omega^2/\omega_r^2 = \pm 2\zeta_r$

两根为

$$\lambda_r^2 = \frac{1 - 2\zeta_r}{1 + 2\zeta_r}$$

代入式(8.61)中,有

$$H_{lp}^R(\omega) = \frac{\frac{r_p}{K_r}}{4\zeta_r(1 - \lambda_r^2)} \quad (8.62)$$

$$H_{lp}^R(\omega) = \frac{\frac{r_p}{K_r}}{4\zeta_r(1 - \lambda_r^2)}$$

如果记 $K_{lr} = \frac{r_p}{K_r}$ 为第 p 点激振第 l 点测量的第 r 阶等效刚度,则式(8.62)可由图 8.8 表示。

图 8.8 实频曲线

图 8.8 中的曲线明显地表示了式(8.62)的两个极值及曲线变化趋势。

2. 半功率点带宽

实频曲线中正负极值峰值所对应的频率差称为半功率点带宽,记作 $\Delta\omega_r$ 。

由实频曲线极值点两根, $\lambda_{r2}^2 = 1 + 2\zeta_r$, $\lambda_{r1}^2 = 1 - 2\zeta_r$, 有下式成立:

$$\frac{2}{r_2} - \frac{2}{r_1} = (1 + 2r) - (1 - 2r)$$

注意到 $r = \frac{1}{2}$ 则有

$$2 \frac{\frac{2}{r_1} - \frac{2}{r_2}}{\frac{2}{r_2} - \frac{2}{r_1}} = 4r$$

当系统处于共振状态时, $r = \frac{1}{2}$, $r_1 = r_2$, 于是

$$\frac{(r_1 + r_2)}{2} = 4r$$

或 $\frac{1}{r} = 2r$ (8.63)

式(8.63)给出, 半功率点带宽等于阻尼比与固有频率之积的两倍。这是一个很重要的公式。

3. 固有频率

再来研究实频曲线的拐点, 即求

$$\frac{d^2 H_{lp}^R(\omega)}{d\omega^2} = 0$$

为此, 对式(8.61)求二阶导数, 经整理后给出:

$$1 - \frac{2}{r} = 0$$

及 $1 - \frac{2}{r} - \frac{4}{r} + \frac{6}{r} = 0$

则方程组的根为 $r = 1$, 或者说 $\omega = \omega_r$, 这就表明, 曲线的拐点处为固有频率。这又是一个重要规律。

三、传递函数的虚频曲线特性

类同实频曲线, 仍将第 r 阶主模态虚部曲线表达如下:

$$H_{lp}^I(\omega) = \frac{-2r_r}{K_{lr} [(1 - \frac{2}{r})^2 + (2r_r)^2]} \quad (8.64)$$

1. 曲线峰值横坐标

由极值条件 $\frac{dH_{lp}^I}{d\omega} = 0$ 求解, 在阻尼很小时, $r = 0$, 则有 $r = 1$,

即 $\omega = \omega_r$ 。

故虚频曲线峰值处, 频率坐标为固有频率。

2. 曲线峰值纵坐标

将 $r = 1$ 代入式(8.64), 解得峰值:

$$H_{lp}^I(\omega) \big|_{\omega_{\max}} = \frac{1}{2K_{lr} r}$$

即曲线最大值为 $\frac{1}{2K_{lr} r}$ 。

上述两点为虚频特性曲线的重要规律。

四、传递函数的矢量图

将传递函数的实部与虚部分别表示在复平面上, 横轴为实, 纵轴为虚。分别为

$$H_{lp}^R(\omega) = \frac{1 - r^2 \omega^2}{K_{lr} [(1 - r^2 \omega^2)^2 + (2r\omega)^2]}$$

$$H_{lp}^I(\omega) = \frac{-2r\omega}{K_{lr} [(1 - r^2 \omega^2)^2 + (2r\omega)^2]}$$

将上二式消去 $(1 - r^2 \omega^2)$, 则有

$$H_{lp}^R(\omega)^2 + H_{lp}^I(\omega)^2 + \frac{1}{4r^2 K_{lr}^2} = \frac{1}{4r^2 K_{lr}^2} \quad (8.65)$$

显然, 这是一个圆的方程, 对于小阻尼、单自由度系统, 它更接近于圆。该圆就是著名的 Nyquist 图, 或称矢量图。如果记 $g_r = 2r\omega$ 则式(8.65) 改写为

$$H_{lp}^R{}^2 + H_{lp}^I{}^2 + \frac{1}{2K_{lr} g_r} = \frac{1}{2K_{lr} g_r}$$

式中, $H_{lp}^R = H_{lp}^R(\omega)$, $H_{lp}^I = H_{lp}^I(\omega)$ 。

下面进一步研究矢量图的特征。

1. 圆心与半径

由圆的方程可以看出:

圆心坐标 $0, -\frac{1}{2K_{lr} g_r}$

圆的半径 $\frac{1}{2K_{1r}g_r}$

通常称为拟合圆。

2. 矢量图变化规律

给出拟合圆于复平面上, 见图 8. 9。

图 8. 9 拟合圆

图 8. 9 中, 圆半径为 R , α 为圆周角, θ 为圆心角, S 为弧长。则圆弧微段与圆周角的关系式为

$$dS = 2Rd\alpha = \frac{1}{K_{1r}g_r}d\alpha$$

注意到第 r 阶模态下, 相应角表达式(8. 10), 则有

$$d\alpha = \frac{gd^2}{(1 - \omega^2)^2 + g^2}$$

式中, $\omega = \omega_r, g = g_r$ 。

由上二式求 $\frac{dS}{d\omega^2}$, 简化后有

$$\frac{dS}{d} = \frac{2}{K[(1 - \omega^2)^2 + g^2]} = 2 \text{CH}(\omega) \text{CH}'(\omega)$$

当 $\omega = \omega_r$ 或 $\omega = 1$, $\frac{dS}{d}$ 有最大值。

这就是说, 矢量图上弧长随频率变化最大处, 对应了固有频率 ω_r 。它显示出矢量图的重要特征。

3. 半功率点带宽

我们感兴趣的是矢量图中弧长变化率最大处, 或者说固有频率附近的图形特征。为此, 在其附近取两点 A, B, A 点对应的频率 $\omega_1 < \omega_r$, B 点对应的频率 $\omega_2 > \omega_r$, 各自相应的圆心角、圆周角分别

记为 $\angle AOD = \alpha_1$, $\angle BOD = \alpha_2$; $\angle AOD = \frac{\alpha_1}{2}$, $\angle BOD = \frac{\alpha_2}{2}$ 。A,

B 点对应的矢量相位角 $\phi_1 = 90^\circ - \frac{\alpha_1}{2}$, $\phi_2 = 90^\circ + \frac{\alpha_2}{2}$ 。于是,

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} = \tan(90^\circ - \phi_1) = \cot \phi_1$$

$$\tan \frac{\alpha_2}{2} = -\cot \phi_2$$

注意到

$$= -\arctan \frac{-g}{1 - \omega^2}$$

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} = \frac{1 - \omega_1^2}{g}$$

于是有

$$\tan \frac{\alpha_2}{2} = \frac{\omega_2^2 - 1}{g}$$

或

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} + \tan \frac{\alpha_2}{2} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{g}$$

从中解出 g:

$$g = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\frac{\alpha_2}{2}} \frac{1}{\tan \frac{\alpha_1}{2} + \tan \frac{\alpha_2}{2}}$$

取其近似值:

$$g = \frac{2 - \frac{1}{r}}{\tan \frac{1}{2} + \tan \frac{2}{2}}$$

当 $\omega_1 = \omega_2 = \frac{1}{2}$ 时, 半功率点带宽 $\omega_2 - \omega_1$, 即

$$= g_r$$

而 $g = g_r = 2 r_r$, 于是

$$\omega_2 - \omega_1 = 2 r_r$$

又一次证明了式(8.63)的结论。

五、模态参数识别

当我们取得传递函数的实虚部之后, 由实虚部曲线矢量图中, 利用这些曲线的特征值就可以识别模态参数。比如, 虚频曲线的峰值 $r = 1$ 处, 取得 $r =$ 即为结构的固有频率; 实频曲线相邻峰值所对应的频率 ω_2, ω_1 , 即可算出 $\omega_2 - \omega_1$, 于是有 $r = \frac{1}{2 r_r}$ 给出阻尼比; 由拟合圆半径, 可以求出等效刚度 K_{lr} , 等等。这种简易的识别方法, 仅适用于模态离散的结构。这种图形识别法称之为图解法。

此外, 再介绍计算机算法, 从多种算法中简述两种, 以供实用。

1. 迭代法

改写式(8.60), 且注意到 $K_{lr} = \frac{K_r p_r}{K_r}$, K_{lr} 为 K_r 的等效刚度。于是有

$$H^R(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{1}{K_{lr}} \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}}{[(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2})^2 + (2 r_r \frac{\omega}{\omega_r})^2]} = \sum_{r=1}^n R_r X_r$$

$$H^I(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{1}{2 r_r K_{lr}} \frac{(2 r_r \frac{\omega}{\omega_r})^2}{[(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2})^2 + (2 r_r \frac{\omega}{\omega_r})^2]} = \sum_{r=1}^n I_r Y_r$$

(8.66)

其中

$$R_r = \frac{1 - \frac{2}{r}}{[(1 - \frac{2}{r})^2 + (2 - \frac{2}{r})^2]} \quad X_r = \frac{1}{K_{lr}}$$

$$I_r = \frac{-\frac{(2 - \frac{2}{r})^2}{r}}{[(1 - \frac{2}{r})^2 + (2 - \frac{2}{r})^2]} \quad Y_r = \frac{1}{2 - \frac{2}{r}K_{lr}}$$

再记 $H_{理}^R$ 为实部的理论值, $H_{测}^R$ 为实部的测量值;

$H_{理}^I$ 为虚部的理论值, $H_{测}^I$ 为虚部的测量值。

令测量点数为 m , 则实部、虚部的总方差为

$$E_R = \sum_{i=1}^m H_{理}^R - H_{测}^R{}^2 \quad (8.67)$$

$$E_I = \sum_{i=1}^m H_{理}^I - H_{测}^I{}^2$$

将式(8.66)代入式(8.67), 即

$$E_R = \sum_{i=1}^m \sum_{r=1}^n R_{ri} X_r - H_{测}^R{}^2 \quad (8.68)$$

$$E_I = \sum_{i=1}^m \sum_{r=1}^n R_{ri} Y_r - H_{测}^I{}^2$$

当试验测得各阶固有频率值 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 时, 上述方程仅是未知数 X_r, Y_r 的函数。使总偏差最小, 求解方程组, 即

$$\frac{E_R}{X_r} = 0$$

$$\frac{E_I}{Y_r} = 0$$

代入式(8.68), 有

$$\sum_{i=1}^m \sum_{r=1}^n R_{ri} X_r - H_{测}^R R_r = 0$$

$$\sum_{i=1}^m \sum_{r=1}^n R_{ri} Y_r - H_{测}^I R_r = 0$$

$r = 1, 2, \dots, n$

写成矩阵形式有

$$\begin{aligned} RR^T X^T &= RH^T \\ I I^T Y^T &= RH^T \end{aligned} \quad (8.69)$$

式(8.69)是两个 n 阶齐次方程组。可采用迭代法求解,其求解主要过程归纳为下列步骤。

第一步,由已知的各阶固有频率和给定初始阻尼值,代入方程组(8.66),求出 R_1, I_1 的第一次近似值,再代入方程组(8.69)中,求解 X_r, Y_r 。

第二步,由 $X_r = \frac{1}{K_{1r}}, Y_r = \frac{1}{2_r K_{1r}}$ 求出新的阻尼值,将它代入方程组(8.66)中,求出第二次近似值 R_2, I_2 ,再回代方程(8.69)中求解 X_r, Y_r 。

第三步,类同上述,反复迭代后求出满足需求精度的 r, K_{1r} 值。

第四步,采用图解法求出模态刚度和振型。

由上可见,迭代法适用于固有频率易用近似方法求解的情况,有较大局限性。

2. 优化法

在结构模态交迭严重时,上述方法求解误差较大,许多学者研究出多种识别方法,在此仅介绍常用的无约束最优化法。

式(8.59)给出了第 p 点激振,第 l 点响应传递函数表达式,该函数中有多个峰值,取出一个主峰,在此主峰中有 n 个测量值 H_1, H_2, \dots, H_n ,见图8.10。问题可以归述为,用 H_1, H_2, \dots, H_n 值,代入式(8.59),求解各参数。而该式为非线性函数,故求解就成为解非线性方程组的参数定解问题。通常采用高斯-牛顿逐次逼近法。下面具体说明其解法。

(1) 最优化问题的提出

第 r 阶模态的传递函数主要受本阶和上下相邻两阶影响,在

图 8.10 测量值

我们的讨论中,忽略高阶影响,于是式(8.59)可以简化为

$$H(\omega) = \prod_{r=1}^{r+1} \frac{l_r p_r}{K_r} \frac{1}{[(1 - \omega^2)^2 + i2 \zeta_r \omega]} \quad (8.70)$$

式中, ω 为自变量,参量有 $l_{r-1}, l_r, l_{r+1}, \zeta_{r-1}, \zeta_r, \zeta_{r+1}, K_{r-1}, K_r, K_{r+1}, l_{r-1} p_{r-1}, l_r p_r, l_{r+1} p_{r+1}$, 求解各参数,首先建立一个误差函数,即

$$Q = \sum_{K=1}^n [H_K - H(\omega, l_{r-1}, l_r, l_{r+1}, \zeta_{r-1}, \dots, l_{r-1} p_{r-1}, \dots, l_{r+1} p_{r+1})]^2 \quad (8.71)$$

求解满足约束条件 $l_r \geq 0, \zeta_r \geq 0$ 的 $Q = Q_{min}$,这正是数学上的不等式约束下最优化问题。

(2) 无约束优化问题简介

为求解方便,将上述问题进行如下处理:

引入变量替换

$$\begin{aligned} l_r &= e^{u_r} \\ \zeta_r &= e^{v_r} \end{aligned} \quad (8.72)$$

$$r = 1, 2, \dots, n$$

由此可见,不管 u_r, v_r 取值正负, $l_r \geq 0, \zeta_r \geq 0$ 。将式(8.72)代入式(8.70),有

$$H(\omega) = \prod_{r=1}^{r+1} \frac{1}{K_r [(1 - e^{2u_r}) + i2e^{(u_r + v_r)}]}$$

其中自变量为 ω ，参变量为 $u_{r-1}, u_r, u_{r+1}, v_{r-1}, v_r, v_{r+1}, K_{r-1}, K_r, K_{r+1}, l_{r-1}, p_{r-1}, l_r, p_r, l_{r+1}, p_{r+1}$ ，不难看出，经过变量替换后，有约束优化问题变成了无约束最优化问题。

(3) 求解方法

采用逐次逼近求解法，方法如下：

非线性函数一般表达式为

$$H = H(\omega, b_1, b_2, \dots, b_n) \quad (a)$$

首先给出一组初值 $b_i^{(0)}$ ($i = 1, 2, \dots, n$)，初值与真值之差 δ_i ，则

$$b_i = b_i^{(0)} + \delta_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (b)$$

求解 b_i 即求解 δ_i ，将 H 在 $b_i^{(0)}$ 附近展开成泰勒级数，并略去 δ_i 的二次和高次项，即

$$H(\omega, b_1, b_2, \dots, b_n) \approx H_{k0} + \frac{H_{k0}}{b_1} \delta_1 + \frac{H_{k0}}{b_2} \delta_2 + \dots + \frac{H_{k0}}{b_n} \delta_n$$

于是有

$$H_0 = H(\omega, b_1^{(0)}, b_2^{(0)}, \dots, b_n^{(0)})$$

$$\frac{H_{k0}}{b_i} = \frac{H(\omega, b_1, b_2, \dots, b_n)}{b_i} \left| \begin{array}{l} = \\ b_1 = b_1^{(0)} \\ b_2 = b_2^{(0)} \\ \vdots \\ b_n = b_n^{(0)} \end{array} \right.$$

令 $k = 1, 2, \dots, n$ 为第 r 阶主模态附近的一段区间里测得的传递函数的等分点数，其观测值：

$$1, 2, \dots, n$$

$$H_1, H_2, \dots, H_n$$

由这两组观测值确定误差函数 Q ，求 $Q = Q_{\min}$ 的参数 b_1, b_2, \dots, b_n 。

显然, b_i 满足下列方程组:

$$\begin{aligned} \frac{Q}{b_1} &= 0 \\ \frac{Q}{b_2} &= 0 \\ &\dots \\ \frac{Q}{b_n} &= 0 \end{aligned} \quad (c)$$

展开写出误差函数一阶导数, 有

$$\begin{aligned} \frac{Q}{b_i} &= \frac{Q}{b_i} \left[2 \sum_{k=1}^n H_k - H_{k0} + \frac{H_{k0}}{b_1} + \dots + \frac{H_{k0}}{b_n} \right] \\ &= 2 \sum_{k=1}^n \frac{H_{k0}}{b_1} \frac{H_{k0}}{b_i} + \dots + \sum_{k=1}^n \frac{H_{k0}}{b_n} \frac{H_{k0}}{b_i} \\ &\quad - \sum_{k=1}^n \frac{H_{k0}}{b_i} (H_k - H_{k0}) \end{aligned}$$

记

$$\begin{aligned} a_{ij} &= \sum_{k=1}^n \frac{H_{k0}}{b_i} \frac{H_{k0}}{b_j} \quad (i, j = 1, 2, \dots, n) \\ a_{ih} &= \sum_{k=1}^n \frac{H_{k0}}{b_i} (H_k - H_{k0}) \end{aligned} \quad (d)$$

代入误差函数一阶导数方程组(c)中, 即

$$\begin{aligned} a_{11} \quad a_{12} \quad \dots \quad a_{1n} \quad 1 \quad a_{1h} \\ a_{21} \quad a_{22} \quad \dots \quad a_{2n} \quad 2 \quad a_{2h} \\ \dots \\ a_{n1} \quad a_{n2} \quad \dots \quad a_{nn} \quad n \quad a_{nh} \end{aligned} = \quad (e)$$

而且系数 $a_{ij} = a_{ji}$, 由式(e)可以解出 b_i 。

上述计算方法可概括为:

由观测值 (x_k, H_k) , 给出初始值 $b_1^{(1)}, b_2^{(0)}, \dots, b_n^{(0)}$, 代入式(d) 计算系数矩阵 a_{ij} 及 a_{ih} ; 求解线性方程组(e) 得到 x_i , 求出式(b) 的 b_i ; 将 b_i 作为第二次迭代值 $b_1^{(1)}, b_2^{(1)}, \dots, b_n^{(1)}$, 同上计算, 经反复迭代后, 直至 $|\Delta x_i| < \epsilon$, 为预先给定精度。需要提出的是, 如果迭代中收敛不佳或不收敛, 可采用改进的高斯 - 牛顿法即麦夸脱法。具体计算可参阅有关的数值算法。而众多的算法都有专用软件可供使用。这就大大方便了工程上的需要。

8.5 悬挂系统参数优化

重型汽车可以简化为轮胎、轴(或说前后桥)、车架、驾驶室、座椅、人体组成的 n 个自由度振动系统, 地面不平通过轮胎对系统激励, 激励使系统产生响应表征舒适性。舒适性最佳就是设计者的追求。下面将优化问题概述如下。

一、动力学方程式

n 个自由度线性系统动力学方程式为

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = f(t) \quad (8.73)$$

式中, M, C, K 分别为系统的质量、阻尼、刚度矩阵; $x, f(t)$ 分别为位移响应和激振力向量。

二、系统的频率响应

振动系统的频率响应为复函数量, 多自由度系统下响应方程为

$$X(\omega) = H(i\omega)F(\omega) \quad (8.74)$$

式中, $X(\omega), F(\omega)$ 分别为 $x(t), f(t)$ 的傅里叶变换; $H(i\omega)$ 为系统的频率响应, 其表达式为

$$H(i\omega) = (-\omega^2 M + i\omega C + K)^{-1} \quad (8.75)$$

该矩阵中每个元素是

$$h_{jr}(i) = \frac{a_r(i)}{b_r(i)}$$

系统的传递特性可由现场或实验室试验给出, 如果结构参数可靠, 也可由计算给出。这在下章中可以看到。式中 a_r 、 b_r 为计算参数。

三、优化问题

作为汽车结构振动系统是个复杂的动力学问题, 但将其数学化以后, 舒适性要求确定弹性元件的刚度与阻尼, 或者说, 主要设计变量为各元件的刚度与阻尼。其他物理量, 如振动频率等都可以称为设计变量, 将设计变量记为 y_1, y_2, \dots, y_m 。如果我们关心的是驾驶员座椅加速度均方根, 欲求其最小, 那么, 该问题的优化提法就是下面的数学问题:

$$\begin{aligned} \min \bar{x}_n &= \min_0 S_{\bar{x}_n}(\omega) d^{\frac{1}{2}} \\ \text{s.t. } A_j &\leq y_j \leq B_j \quad (j = 1, 2, \dots, m) \end{aligned} \quad (8.76)$$

其中

$$S_{\bar{x}_n}(\omega) = \sum_{j,k=1}^n h_{nj}^*(i) h_{nk}(i) S_{q_i q_k}(\omega)$$

式中, $S_{\bar{x}_n}(\omega)$ 为座椅加速度功率谱密度; $S_{q_i q_k}(\omega)$ 为输入的路面不平度功率谱密度; A_j, B_j 为各变量约束条件的上、下界; * 表示共轭。

四、求解方法说明

上面优化问题, \bar{x}_n 为 y_1, y_2, \dots, y_m 的非线性函数, 非线性优化求解有多种方法, 而且有现成的软件, 可以根据自己的具体情况选择方便有效的方法, 请参阅有关的专著。本课题的优化计算, 详见第九章。

第九章 驾驶室系统设计

汽车驾驶室是驾驶员的工作室,其振动大小直接影响驾驶员的身心健康。重型矿用汽车常年运行在矿山区,路面高低不平,汽车振动很大,驾驶员大都患胃下垂病,笔者曾调查某矿山重型汽车驾驶员,有的仅两个月的驾驶龄就开始患这种病。因此,驾驶员对改进驾驶室设计、降低振动的要求十分强烈。为了提高重型汽车的舒适性,国内外生产厂都作了不少研究和改进,在国务院重大技术装备办公室领导下,将该项研究作为一个专题,开展深入研究,用以提高国产化水平。本章的有关研究成果有利于各种重型汽车舒适性的研究及设计。

9.1 结构特征

一、结构型式

重型汽车驾驶室为钢制梁、杆、板组合的盒式空间结构。它由前围、后围、侧围、车门、顶盖和底板组成。骨架中柱、梁焊接后再与围板焊接。主体结构成型后,由螺栓与车架连接。座椅支腿焊接在底板和纵横梁上。依控制仪表、电器设施及有关附件的安装需要,在底板上开大小不同的孔洞,为提高局部刚度而采用不同型式的加强筋。驾驶室骨架根据不同位置和作用的需要,采用槽式开口断面或不同形状的闭口断面特制钢杆或钢梁,用以提高骨架刚度或强度。

154¹ 电动轮自卸汽车驾驶室主要尺寸为:前后长 1617mm,左右宽 1560mm,高 1512mm。

二、载荷特性

矿用自卸汽车驾驶室主要载荷有自重、动载、风载；动载荷中有上下颠簸的垂直载荷、转弯时的离心惯性力和启动、制动时的惯性载荷。

驾驶室系统自重包括驾驶室自身结构的重量、座椅、电气和操纵件等。自重静荷为

$$F = \sum_i m_i g$$

式中, m_i 为各构件质量, kg; g 为重力加速度, m/s^2 。

转弯时的离心惯性力为

$$F = \sum_i m_i v^2 / R$$

式中, v 为转弯时车速, m/s ; R 为转弯半径, m 。

制动时惯性力为

$$F = \sum_i m_i (v_b - v_e) / T$$

式中, v_b , v_e 为制动前后的车速, m/s ; T 为制动时间, s 。

风载为
$$q = \frac{\Delta}{2} c_w (v + v_0)^2$$

式中, Δ 为空气重度, $kg \cdot m/s^2 / m^3$; c_w 为空气阻力系数; v 为车速, m/s ; v_0 为风速, m/s ; A 为迎风面积, m^2 。

9.2 结构试验

由上述驾驶室的结构特征可以看出, 驾驶室振动特性的研究主要手段是试验, 在试验研究的基础上对结构进行计算, 试验与计算综合分析后获得系统的振动规律, 再经试验验证。这就不难看出, 该系统研究的关键技术主要是试验技术。本课题的试验研究项目有:

中外重型汽车驾驶室系统振动现场试验;

电动轮自卸汽车驾驶室系统振动传递特性测量；
驾驶室结构振动特性研究；
座椅结构振动特性及其结构设计研究；
减振元件的振动特性试验。

一、结构现场试验

在本专题的研究中,现场结构试验进行多次,而且在不同矿山路面和不同车型上进行,从中找出结构振动特性。

1984年12月份于内蒙古霍林河矿的两种典型路面上进行振动传递试验。

1985年8月末至9月初,在霍林河矿进行第二次振动试验。选用国产68^t重型汽车、日本小松68^t重型汽车和美国75B重型汽车。

1987年7月于抚顺露天矿对日本小松车进行振动试验。

1994年5月于鞍山齐大山铁矿对国产108^t,154^t两种车型进行振动试验。

1995年5月在本溪重型汽车厂对77^t自卸汽车进行振动试验。

1. 试验内容

路面的不平对汽车来说是一种随机激励,激励通过轴—车架—驾驶室—座椅—人体这一系统传递。研究该系统的振动传递特性,就要测试该系统各部分的振动量级。

2. 试验仪器

试验用仪器有单向或多向加速度计、测量放大器、磁带记录仪、存储示波器和多功能谱分析仪等。

3. 试验方法

将加速度拾振计分别按垂直、水平方向放置在轴、车架、驾驶室、座椅等有代表性的部位上,三向加速度振动计放置在座椅坐面上,用以拾振人体的三个方向振动。调试拾振、测量、记录系统并定标该系统。准备工作完毕后,记录汽车装载、启动、正常行驶、左右转弯、上下坡运行、停车、后退、卸载、空车返回等各种工况下的系

统振动状态。路面选取不同矿山条件的典型情况。不同车型的测试部位基本相同,以利对比分析。

4. 试验结果

试验次数和内容较多,数据量很大,为了实用,在此仅列出典型数据。见表 9.1。

表 9.1 振动加速度值

序号	工 况	司 机 体			座 椅 (垂直向)			座 椅 (水平向)		
		峰值 g	有效值 g	m/s ²	峰值 g	有效值 g	m/s ²	峰值 g	有效值 g	m/s ²
1	正常行驶	0.14	0.10	0.98	0.32	0.22	2.16	0.17	0.12	1.17
2	颠 簸	0.27 (0.6)	0.19 (0.42)	1.85 (4.12)	0.40 (0.89)	0.28 (0.62)	2.74 (6.11)	0.27 (1.0)	0.19 (0.71)	1.85 (6.96)
3	冲 击	1.02	0.71	6.96	1.49	1.04	10.2	1.08	0.76	7.41
4	转 弯	0.15	0.11	1.03	0.33	0.23	2.26	0.23	0.16	1.58
5	原地急转弯	1.3 (0.87)	0.91 (0.61)	8.92 (5.97)	1.5 (1.26)	1.05 (0.88)	10.29 (8.64)	2.0 (2.46)	1.40 (1.72)	13.72 (16.88)
6	上 坡	0.13 (0.6)	0.10 (0.42)	0.89 (4.12)	0.32 (0.89)	0.22 (0.62)	2.19 (6.11)	0.15 (1.0)	0.11 (0.71)	1.03 (6.96)
7	下 坡	0.29 (0.4)	0.20 (0.28)	1.99 (2.74)	0.37 (0.89)	0.26 (0.62)	2.54 (6.11)	0.24 (1.5)	0.17 (1.05)	1.65 (10.29)
8	启 动	0.3	0.21	2.06	0.89	0.62	6.11	0.37	0.26	2.54
9	后 退	0.3 (0.13)	0.21 (0.09)	2.06 (0.89)	0.87 (0.74)	0.61 (0.52)	5.97 (5.08)	0.54 (0.54)	0.38 (0.38)	3.70 (3.70)
10	卸 载 冲 击	0.97 (0.97)	0.68 (0.68)	6.65 (6.65)	1.40 (1.33)	0.89 (0.93)	9.60 (9.12)	1.5 (2.0)	1.05 (1.40)	10.29 (13.72)
11	落 斗	0.1	0.07	0.69	0.44	0.31	3.02	0.15	0.11	1.03
12	加载冲击	0.1	0.07	0.69	0.32	0.22	2.16	0.11	0.08	0.75
13	空车运行	0.42 (0.63)	0.29 (0.44)	2.88 (4.32)	0.76 (0.89)	0.53 (0.61)	5.21 (5.97)	0.45 (1.1)	0.32 (0.80)	3.09 (7.50)
14	空车颠簸	0.54	0.38	3.70	1.12	0.78	7.64	0.5	0.35	3.43
15	空车转弯	0.63	0.44	4.32	0.89	0.62	6.11	1.15	0.81	7.89
16	土路运行	0.8	0.56	5.49	1.1	0.80	7.50	0.92	0.64	6.31
17	柏油路运行	0.1 (0.1)	0.07 (0.07)	0.69 (0.69)	0.4 (0.5)	0.28 (0.35)	2.74 (3.43)	0.4 (0.7)	0.28 (0.49)	2.74 (4.80)
18	柏油路刹车	0.29	0.20	1.99	1.5	1.05	10.29	0.1	0.07	0.69

注: 表中数据为国产 68t 自卸汽车在霍林河矿路面运行试验,()中数据为美国 75B 自卸汽车在同一路面运行试验;
g 为重力加速度。

由测试结果可以看出系统振动有下列特点:

(1) 振动量级

汽车行驶在平缓道路上,系统主要部位振动量级是:

前轮轴垂直向振动加速度约 $0.05g$;

车架垂直向振动加速度约 $0.017g$;

驾驶室系统垂直向振动加速度约 $0.018g$;

人体垂直向振动加速度约 $0.017g$ 。

汽车行驶在坡路、弯路及稍差的路面上,各主要部位的振动量级为 $0.1g \sim 0.3g$;汽车行驶在排土场较差的路面上,各部位振动量级提高一倍左右,即 $0.3g \sim 0.6g$;汽车在装载冲击下,空车行驶或急刹车等较大冲击时,各主要部位振动量级超过 $0.6g$,高达 $1g$ 以上。振动大小与路面好坏有直接关系;空车比重载行驶振动大得多;侧向振动通常是高于垂直向振动。

(2) 振动传递

振动传递是指前级振动大小传递到各下级部位振动大小的比较。为便于比较,将各部位振动加速度量值除以前轮轴振动加速度值作为传递率。于是有车架、驾驶室、人体的传递率约 0.36 左右;而驾驶室对车架而言,传递率 $0.7 \sim 0.8$;驾驶室对人体传递率也为 $0.7 \sim 0.8$ 。可见,轴与车架之间有良好的减振,而驾驶室减振很差。其主要频率为 0.3Hz , 4Hz , 6.8Hz , 11.2Hz 。

(3) 舒适性

在振动环境下工作,对人体振动按 ISO2631—74 中规定,振动量级连续工作 4h ,应低于 0.6m/s^2 ,连续工作 8h 时,应低于 0.27m/s^2 。由试验研究可以看出,重型矿用自卸汽车驾驶员是在振动超标环境下工作的。这就说明,驾驶室系统振动舒适性研究是有实际意义的,见图 9.1。

二、结构振动试验

为研究驾驶室全系统振动特性,驾驶室结构本身的振动试验

图 9.1 传递函数

是关键环节。结构振动试验除测定结构固有频率外,还要测定系统计算中所需参数。结构振动试验采用两种试验方法,其一,悬吊激振法;其二,振动台激振法。前者测量驾驶室质量和两个水平方向的转动惯量,后者测量振动传递特性。

驾驶室悬吊激振试验是将驾驶室四角用弹性大、刚度适中的橡胶绳吊起,采用脉冲激振法,用特制激振锤对结构进行单点激振,单点或多点测量结构响应,经 HP—5423 分析仪给出振动特性。

结构振动台激振法是将驾驶室模拟实际安装条件固定在结构振动台上,本振动台有四个液压缸体,缸体顶端设计专用卡具连接减振垫,四个缸体通过减振垫支撑驾驶室结构,在振动台激励下测量驾驶室振动特性。

结构振动台是根据驾驶室的总质量、结构尺寸、振动频带等参数设计、制造的试验台,振动台装置主要性能为

每缸激振力	15kN
缸体行程	0 ~ 200mm
频响特性	0 ~ 23Hz
油缸压力	22MPa
控制信号	正弦波、方波、随机波

检测系统	位移、速度、加速度
分析系统	HP—5432 或微机

该液压伺服系统见图 9.2。

图 9.2 四缸液压伺服振动台

给出驾驶室结构置于减振垫上的试验结果。其固有频率为 5.8Hz; 水平两方向惯性矩, 横向 $J_{xc} = 325.24 \text{kg} \cdot \text{m}^2$, 纵向 $J_{yc} = 277.44 \text{kg} \cdot \text{m}^2$; c 为质心。

三、减振元件性能试验

重型汽车驾驶室通常是通过减振元件悬置在车架上。载重数十吨以上的重型自卸汽车驾驶室减振元件为硬橡胶制品, 其形状是阶梯圆柱体, 圆柱中心开圆孔, 即为空心圆柱体。圆柱中心孔嵌入铁管用以限位和加强刚度。众所周知, 驾驶室振动舒适性取决于减振元件的动态特性, 所以该课题的重要研究内容是元件的性能测试。然而, 中外对减振元件的系统匹配研究不多, 减振元件结构形式延续几十年不变, 其原因在于元件与该车重要件相比太小, 而且是非线性元件, 试验与计算难度较大。在专题研究中, 主要试

验内容有多种减振元件传递特性测试、减振元件刚度、阻尼确定、改进后元件性能测试等。减振元件见图 9.3。

1. 减振特性试验

将被测的橡胶垫平放在激振器上面,橡胶垫上放置附加质量块,三向加速度计固定在质量块上,通过电荷放大器将被测信号放大后直接输入大型分析仪,该分析仪为结构动态分析系统。激振系统为正弦扫描控制仪推动功率放大器,放大的信号使激振器产生振动,见图 9.4。

图 9.3 减振元件

图 9.4 减振垫测试系统框图

试验结果告诉我们,橡胶垫在 20Hz 以下具有较好的减振特性,见减振垫频响曲线图 9.5。

2. 减振元件刚度及阻尼试验

用三个橡胶垫模拟实际支撑情况,按每个垫实际承载,选用

图 9.5 减振垫频响曲线

270kg 质量块放置在橡胶垫上面,采用脉冲激振方法促使结构振动。由位移拾振器拾振,经测量放大器放大后由示波器记录衰减振动信号,作数据分析得到静刚度、动刚度和阻尼。其结果是

静刚度 893 920 N/m;

动刚度 2 214 800 N/m;

阻尼比 0.03 ~ 0.05。

可见,动刚度约等于 2.5 倍静刚度。

四、座椅的试验研究

座椅的不同刚度和阻尼直接影响振动舒适性。为便于研究不同刚度、阻尼的振动特性,汽车原座椅上改变三种支撑条件,用以得到三种不同刚度、阻尼的座椅;另外,又设计制作一种滑动支撑座椅,也变动支撑条件,得到三种不同刚度、阻尼的座椅。即共六种座椅可供试验和计算分析,用以研究不同特征参数对振动的影响。六种座椅结构示意图如图 9.6。

试验是在四缸液压伺服振动台上进行,座椅固定在台面上,分别在台面和座椅上安放加速度计,经放大器、滤波器,由磁带机

图 9.6 座椅结构示意图

记录振动信号, 根据需要由分析仪给出振动特性曲线。见图 9.7。

图 9.7 座椅动态特性曲线

六种工况, 即六种座椅结构固有频率 f 见表 9.2。

由表 9.2 可见, 原座椅动态特性欠佳, 在六种结构中第 4 种结构有较好的减振性能; 试验告诉我们改变结构性能可以获得最佳传递特性, 但技术难度较大。然而, 上述试验提供了选择结构刚度、阻尼的区间, 给出最佳传递范围, 使问题加快求解。应当指出, 由于该问题比较复杂, 影响因素较多, 最佳方案不是唯一的, 应当在上述范围中设计几种“最佳”方案, 比较后择选。

表 9.2 试 验 工 况

工况	结构	安装情况	f (Hz)
1	原车座椅	原座椅(橡胶支承)	5.8
2		无支承元件	7.1
3		原橡胶支承改为弹簧	3.0
4	试验座椅	两根弹簧接紧	3.81
5		三根弹簧接紧	4.0
6		橡胶块约束滑块滑动	8.0

9.3 结构计算

驾驶室系统计算分析包括结构强度计算、结构刚度计算、系统自振特性计算、传递特性计算、振动舒适性优化计算等。

一、计算模型

计算模型的优劣直接影响计算结果的可靠性,为此,需反复调整单元网格的划分,多次试算对比。在建模中,针对板、梁混合结构的特点及加筋板的影响,使单元网格力求接近于真实结构。在计算中选用平面三节点板单元、四节点板单元、空间梁单元、质量元、弹簧元等,其单元数 1165 个,节点数 958 个,自由度数 5652 个。

在振动系统传递特性计算中,采用子系统组装法进行动力计算。

二、结构强度与刚度计算

考虑到驾驶室是通过底部的四个弹性支承元件与车架柔性连接,其他部分处于自由边界,在计算中采用弹簧元件,其元件参数来自减振元件振动试验。计算时采用三种影响较大的工况,即冲击、转弯、制动,在三种不同工况里考虑静荷、风荷及不同方向的动荷作用。计算结果见表 9.3。

表 9.3 结构应力与变形

工 况	方向	应力 MPa	变形 mm	部 位 (应力 / 变形)
冲 击	X	1.41	0.051	底板座椅附近 / 侧围中部
	Y	1.32	- 0.320	底板座椅附近 / 底板中部
	Z	- 0.95	0.038	底板后部 / 后围下部
转 弯	X	7.04	0.102	前窗角 / 顶盖前缘
	Y	- 2.34	- 0.176	侧窗边缘 / 底板中部
	Z	7.45	0.038	前窗角 / 底板后部
制 动	X	7.57	0.029	侧窗角 / 侧围中部
	Y	4.64	- 4.604	侧窗前缘 / 底板后缘
	Z	- 6.29	- 6.708	侧窗角 / 侧窗角

由计算结果可得出下列特点:

1. 驾驶室结构应力和变形不大。即便考虑应力集中影响, 其应力水平与材料强度相比也相差甚远。

2. 应力和变形较高部位是底板、窗、门边角处。门边部位变形较大使门窗松动, 增大噪声。

三、结构自振特性计算

驾驶室系统由底部支撑元件、驾驶室、座椅及人体组成, 这是一个多自由度非线性系统。在系统中, 驾驶室是核心结构。在结构自振特性研究中通常采用软簧接地来实现自由边界状态, 在此也采用这种常规办法用以求解结构的自振特性。在计算结构自振特性时, 应用子空间迭代法求解, 从而给出驾驶室系统的各阶固有频率及其振型。

驾驶室前六阶固有频率是 23.4Hz, 26.2Hz, 30.8Hz, 32.3Hz, 35.7Hz, 37.2Hz。

四、振动传递特性计算

重型汽车整车振动系统由轮胎、前后桥、车架、驾驶室、座椅五

大部分组成, 之间连接视为不同刚度、阻尼元件, 总体构成为多自由度振动系统。在计算中采用 J. Riehle 提出的建模方法, 在本方法中, 将整车按装配关系划分成若干个子系统, 即上述五大部分。用试验或计算的方法求出每个子系统从入口到出口的传递函数, 再将求得的两个子系统作为一个新子系统再与其余子系统连接, 逐级拼装后组成待求的全系统。

整车系统振动传递特性计算结果是: 0.3Hz, 4Hz, 9Hz, 11Hz。与现场试验结果对比后可以认为 0.3Hz 的显著峰值与实测 0.8Hz 峰值接近, 该频率为汽车前后俯仰振动主频; 4Hz 的主峰表明试验与计算两者一致, 系人-椅系统的主频率; 9Hz 的主峰为车架上部系统即悬挂上部系统频率, 实测为 7Hz; 11Hz 的峰值不太显著, 计算与试验相符合, 为座椅系统的频率。

计算与试验的误差主要是由于振动系统比较复杂, 计算简化且忽略侧向振动耦合影响以及阻尼元件的非线性影响所致。

五、座椅特性计算

座椅是整车振动舒适性的重要部件, 由于它直接与驾驶员接触, 使之直观性很强地影响用户对产品舒适性好与差的评价; 系统的最佳设计也要求对座椅进行研究, 座椅试验也要与计算配合。

为了同试验比较, 将座椅作为刚度、阻尼单自由度振动系统, 人体作为集中质量置于其上, 组成质量-刚度-阻尼系统, 即 $m-k-c$ 。其传递特性由下式计算:

$$(f) = \frac{k^2 + (2f)^2 c^2}{[k - (2f)^2 m]^2 + (2fc)^2}$$

式中, (f) 为放大因子; k 为刚度, N/cm 或 N/m; c 为阻尼, Ns/cm 或 Ns/m; f 为频率, Hz; m 为质量, kg。

计算结果见图 9.8。

由特性曲线可见, 结构刚度在 100kN/m 有明显的放大特性; 结构刚度在 20kN/m ~ 70kN/m 振动传递较小; 在明显的放大特性区, 阻尼对振动有明显的抑制作用。

六种座椅传递特性计算结果见图 9.9。

图 9.8 座椅传递特性曲线

图 9.9 六种座椅传递特性

可以看出,计算与试验结果相吻合,两者都说明第4种座椅的结构特性有较好的振动性能。

9.4 优化设计

一、驾驶室系统评议

本专题研究历时10年,耗费大量人力、物力,进行了多次现场试验、驾驶室结构试验、座椅结构试验、减振元件试验以及大量计算工作,综合起来有下列几个结论。

1. 驾驶室系统直接影响整车的振动舒适性,而舒适性取决于车轮、轴系统、车架、驾驶室、座椅各部分振动特性。特别是存在非线性元件,使该问题变得极为复杂,解决它技术难度极大,这也是它困扰着有关工程界的原因。在重型矿用汽车行业里,不论是生产厂还是用户,中外有关的技术人员都熟知该类车振动大,驾驶员工作不久就患胃下垂职业病,这些问题至今仍然存在,解决的难度非常大。

2. 研究证实这类汽车油气悬挂具有良好的减振性能,在这个多自由度振动系统中,驾驶室及座椅减振性较差,特别是驾驶室系统。

3. 由大量的现场试验和社会调查,听取驾驶员的反映,该车在行驶时横向振动高于垂直振动;空车行驶振动大于重载车行驶,振动超标现象多为矿山道路条件较差地区,或者在排土场附近的地方。

4. 系统振动舒适性不佳的原因在于多自由度系统各部分刚度、阻尼与系统不匹配,特别是驾驶室下部的支撑垫。

5. 座椅特性的研究从重要程度和难度上来说,次于驾驶室,但它直接与驾驶员接触。于是就成为直接评价舒适性的依据,解决的办法也是寻求最佳匹配。

6. 综合上述, 重型汽车振动舒适性现代设计的核心技术就是系统的最优化设计。

二、振动系统的建模

在驾驶室系统振动舒适性研究中, 许多人提出不同的动力学模型, 如两自由度模型、三自由度模型、五自由度模型或更多自由度的模型。在这里介绍五自由度系统模型动力方程求解, 其中驾驶室为双自由度、座椅为一个自由度、人体为双自由度。模型见图 9.10。

图 9.10 驾驶室系统计算模型

振动系统的振动方程为式(8.73), 该式在五自由度系统中各量表示如下:

$$X = (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5)^T$$

$$M = \text{diag}(m_1, m_2, m_3, m_4, m_5)$$

即对角线上主元素为 m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 。

阻尼阵 C 中元素为 c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 的组合或者为零; 刚度阵 K 中元素也为各刚度的组合或者为零。这些不难由动力学方程中得

到。

在优化计算中,选取人体垂直振动加速度均方值作为目标函数,即

$$\frac{2}{x_3} = S_{\ddot{x}_3}(\omega) d$$

其中

$$S_{\ddot{x}_3}(\omega) = \frac{0}{4} \text{Ch}_3(\omega) \text{S}_q(\omega)$$

$S_q(\omega)$ 为振动系统的输入功率谱密度,在计算中取为白噪声输入。约束条件是限制变量的取值范围,如阻尼应为正值,刚度也为正值。设计变量为驾驶室及座椅的刚度和阻尼。

在计算中,将人体视为双自由度系统,取有关参考文献中推荐的研究成果,作为计算的已知参数,求其最优解。人体模型参数为

$$m_3 = 32.7\text{kg}, m_4 = 29.8\text{kg}, m_5 = 5.5\text{kg};$$

$$k_4 = 2.284 \times 10^4 \text{N/m}, k_5 = 1.356 \times 10^4 \text{N/m};$$

$$c_4 = 339 \text{Ns/m}, c_5 = 192 \text{Ns/m}。$$

优化计算结果见表 9.4。

表 9.4 计算结果

内 容 \ 类 别	优化前	优化后
c_1, c_2 (Ns/m)	2.04×10^3	2.14×10^3
k_1, k_2 (N/m)	3.48×10^5	2.3×10^5
c_3 (Ns/m)	2.0×10^2	1.2×10^2
k_3 (N/m)	2.0×10^4	3.5×10^4
$\frac{2}{x_3}$ (m^2/s^4)	3 764 735.75	539 661.25

9.5 工业性试验

研究成果的最后归宿就是应用。实用前的工作就是减振元件

和座椅的试制。以减振元件为例说明后序工作过程。

一、新元件设计

在设计之前首先从原橡胶垫和市场上现有的类似橡胶垫减振器或弹簧减振器中各选择 4 件 ~ 5 件, 分别测定刚度和阻尼。从其中找出接近优化值的橡胶或弹簧橡胶组合垫, 该元件作为设计参考件, 再考虑原减振元件安装尺寸和优化的刚度与阻尼值设计新元件。

二、试制

按新设计图纸加工制造新元件, 其后, 对新元件进行性能测试。选出接近优化值的元件做传递性试验, 试验条件尽量仿真于实际。反复进行上述的试验与试制, 如同数学上的迭代法, 直至获得满意的减振元件为止。

三、工业性试验

将试制的至少三套减振元件装车现场运行试验, 在矿山路面上作新旧减振元件振动传递特性的现场对比测试, 比较性能的优劣; 驾驶员对新旧减振元件两台车的舒适性直观感受评价也是重要考核标准。前者为定量, 后者为定性。

座椅的设计和研制过程也与上述类似。这里不再赘述。值得提及的是, 本节所述的研制工作陆续地开展, 它需要相当大的人力与物力的支持, 更需要时间。但可以肯定地说, 本章的大量工作和研究程序应当是悬置系统的现代设计的主要内容。

参 考 文 献

- 1 美国汽车工程师学会钢铁技术委员会第四组疲劳设计分委员会. 零件疲劳设计手册. 孟少农译. 北京: 人民交通出版社, 1984
- 2 徐灏. 机械强度的可靠性设计. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 3 什科利尼克 . 疲劳试验方法手册. 陈玉琨, 战嘉禾译. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 4 贝达特 J S., 皮尔索 A G. 随机数据分析方法. 凌福根译. 北京: 国防工业出版社, 1976
- 5 (日) 西田正孝. 应力集中. 李安定, 郭廷玮, 张诚文等译. 北京: 机械工业出版社, 1986
- 6 南京工学院, 西安交通大学. 理论力学. 北京: 人民教育出版社, 1981
- 7 北京市技术协作委员会. 实用焊接手册. 北京: 水利电力出版社, 1985
- 8 纽兰 D E. 随机振动与谱分析概念. 方同等译. 北京: 机械工业出版社, 1980
- 9 索夫特 - 克里斯坦森 P, 贝克 M J. 结构可靠性理论及其应用. 范水土等译. 北京: 科学出版社, 1988
- 10 第一机械工业部设计研究总院. 动力机器基础设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983
- 11 鲁斯 C T F. 结构力学的有限元法. 吴德心等译. 北京: 人民交通出版社, 1991
- 12 陈铭年, 庄继德. 汽车车架计算方法和结构优化变量综述. 汽

- 车工程, 1986(5): 285 ~ 289
- 13 冯焕玉. 两自由度人体振动模型及其在汽车平顺性试验中的应用. 汽车技术, 1986(5): 19 ~ 25
 - 14 李方泽, 李德葆等. 大型矿用车承载车架的模态试验与结构修改模拟分析. 汽车工程, 1991(4): 214 ~ 222
 - 15 虞明, 赵济海, 郭惠乐. 随机不平路面上的汽车强化试验研究. 汽车工程, 1993(1): 42 ~ 53
 - 16 吴珂, 虞明, 郁工瑞. 汽车试验场可靠性试验强化系数的研究. 汽车工程, 1996(2): 108 ~ 113
 - 17 吕继汉. 有限元及其在动力机械中的应用. 大连: 大连理工大学出版社, 1995
 - 18 于长吉. 一场索赔案中的力学问题——重型汽车结构强度研究. 力学与实践, 1996(2): 37 ~ 39
 - 19 于长吉. 美国 75B 矿用自卸汽车车架断裂分析. 矿用汽车, 1992, 5: 3 ~ 11
 - 20 于长吉. 75B 车架材质断口金相分析. 矿用汽车, 1992, 5: 12 ~ 13
 - 21 于长吉. 车架疲劳寿命分析. 矿用汽车, 1992, 5: 14 ~ 15
 - 22 王培庄等. 75B 卡车车架材料机械性能与低温冲击试验. 矿用汽车, 1992, 5: 17 ~ 18
 - 23 孙元贵. 75B 矿用自卸车车架强度试验分析. 矿用汽车, 1992, 5: 8 ~ 11
 - 24 王平一. 车架腹板残余应力测定. 矿用汽车, 1992, 5: 19 ~ 21
 - 25 王平一. 75B 车架化学分析报告. 矿用汽车, 1992, 5: 16 ~ 17
 - 26 于长吉. 68^t 矿用自卸汽车车架结构设计. 矿用汽车, 1992, 5: 22 ~ 25
 - 27 孙元贵. 国产 68^t 矿用自卸汽车车架强度试验研究. 矿用汽车, 1992, 5: 26 ~ 30

- 28 王培庄, 于学兵. 68^t 矿用汽车车架模型强度分析. 矿用汽车, 1992, 5: 31 ~ 33
- 29 李洪升. 国产 68^t 矿用车车架材料断裂韧性分析. 矿用汽车, 1992, 5: 34 ~ 39
- 30 郭杏林. SF—3102 型矿用自卸车车架强度试验研究. 矿用汽车, 1992, 5: 40 ~ 43
- 31 曹富新等. 108^t 矿用车车架不同计算模型的强度分析. 矿用汽车, 1992, 5: 44 ~ 49
- 32 大连理工大学重型汽车研究室. 重型矿用汽车转向轴专辑. 矿用汽车, 1994, 2: 3 ~ 36
- 33 于长吉. 构件随机疲劳寿命研究. 辽宁机械, 1985, 1
- 34 于长吉. 美国 75B 矿用汽车车架断裂研究. 88 ' 断裂诊断国际会议文集. 中国: 沈阳
- 35 于长吉. 矿用汽车驾驶室振动研究. 辽宁汽车, 1987. 2
- 36 于长吉. 重型矿用车轴的新设计. 矿用汽车, 1991. 3
- 37 于长吉. 疲劳构件的安全 - 寿命设计法. 机械设计与制造, 1991. 4
- 38 Yu changji. A method of improving fatigue life of stepped shafts subjected to heavy loads 91' 断裂诊断国际会议文集, 中国: 桂林
- 39 Yu Changeji, Guo Xinlin. The research of heavy truck frames fracture. International Conference on Fracture of Engineering Material and Structures Singapore 1991. 8