

## 摘 要

基于国内、外铁路既有煤漏斗车现状,以及我国批量出口澳大利亚的 C32 型煤炭漏斗车设计经验和运用情况,通过采用新的设计方法和新技术、试验手段,进行结构优化,研究 NHWH 型澳大利亚煤漏斗车,以达到车辆自重 25.4t、载重 95t、自重系数 0.267,提高车辆的承载能力和安全可靠性的设计目标。

论文首先阐述了国内、外铁路煤炭漏斗车的发展现状,介绍了不同年代设计、制造的煤漏斗车的结构和参数。随着铁路货车新材料、新技术和新工艺的发展,加之车辆配件技术不断提升,铁路大轴重煤炭漏斗车的研制、开发势在必行。

从设计参数和结构的选取入手,通过对国内、外既有煤炭漏斗车的调研分析、结构优化、计算分析等,确定了该车的设计方案。

论文认为,铁路货车的设计已从单一满足强度要求发展到进行疲劳寿命预测,以提高车辆运用可靠性。论文讨论了疲劳破坏是铁路车辆主要失效形式之一,以及设计阶段进行抗疲劳设计意义。论文在车体静强度计算、车辆动力学分析计算的基础上,基于 AAR 标准铁路货车疲劳寿命预测系统,利用有限元数值分析技术,以 AAR 标准中各类载荷谱为依据,获得时间历程动态应力,然后以 AAR 标准中 S-N 曲线,基于 Miner 损伤理论计算疲劳寿命,对该车应力状态和使用寿命进行了分析与研究。并由此获得一个可靠性理想的设计方案。

最后,论文详细介绍了车体静强度试验及车辆动力试验的方法、试验过程及试验结果,并与计算结果进行了对比。从计算和试验两个方面保证了该车的设计科学、合理。从而提高车辆性能和运用可靠性,上述研究对满足我国铁路货运对新型大轴重煤炭漏斗车的发展有显著的推动作用。

**关键词:** 煤炭漏斗车; 优化设计; 分析计算与试验; 疲劳寿命预测

## Abstract

Based on the present state of the existing coal hopper wagon at home and abroad and the design experience and operation state of C32 coal hopper wagon exported to Australia in batch, new design method, technology and test methods are applied to optimize the structure and study the NHWH coal hopper wagon for Australia. By thus, the objective parameters of tare weight of 25.4t, loading capacity of 95t and tare weight coefficient of 0.267 can be reached; the design objective of increasing the loading capacity of wagon and improving safety and reliability of wagon can be reached.

In this paper, the present development state of coal hopper wagon at home and abroad is stated first. The structure and parameters of coal hopper wagon designed and manufactured in different ages are introduced. With the development of new material, new technology and new manufacture workmanship plus the continuous improvement of fitting parts for railway wagons, the development of large axle-load coal hopper wagon is imperative under the situation.

Beginning with the design parameter and structure selection, the investigation, structure optimization and calculation analysis for coal hopper wagon at home and abroad are conducted to confirm the design scheme of this wagon.

Wagon design's development has enhanced the vehicle applying reliability from satisfying the strength standard to prediction of fatigue life. The paper discussed that the fatigue failure is one of the inactivation and the purpose of the fatigue design. According to the carbody static strength calculation, vehicle dynamics analysis, the paper using the system of the wagon prediction of fatigue life, finite element analysis technic and AAR standard's load spectrums obtains the dynamic stress of the time history.

Finally, the paper introduces the carbody static strength test , the method of vehicle dynamics test, the procedure of test and test result. Along with the research of this coal hopper wagon, it makes progress about our box wagon.

**Key words: coal hopper wagon; Optimum design; Analysis and test; Prediction of fatigue life**

# 大连交通大学学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解大连交通大学有关保护知识产权及保留、使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属大连交通大学，本人保证毕业离校后，发表或使用论文工作成果时署名单位仍然为大连交通大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件及其电子文档，允许论文被查阅和借阅。

本人授权大连交通大学可以将学位论文的全部或部分内容编入中国科学技术信息研究所《中国学位论文全文数据库》等相关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后应遵守此规定)

学位论文作者签名：李春雨

导师签名：李化军 魏晓亮

日期：2008年12月21日

日期：08年12月21日

学位论文作者毕业后去向：齐齐哈尔轨道交通装备有限责任公司

工作单位：齐齐哈尔轨道交通装备有限责任公司 电话：0452-2938553

通讯地址：齐齐哈尔市铁锋区厂前一路36号 邮编：161002

电子信箱：li\_chunyu12345@sina.com

# 大连交通大学学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢及参考文献的地方外，论文中不包含他人或集体已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 大连交通大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

本人完全意识到本声明的法律效力，申请学位论文与资料若有不实之处，由本人承担一切相关责任。

学位论文作者签名：

日期：2008年 12月 21日

## 第一章 绪论

### 1.1 引言

随着全球经济的发展，铁路运输业的需求愈加强劲。铁路货车作为铁路运输的重要装备，特别是运输大宗散粒货物的煤炭运输车辆的需求更加迫切。国外多年的成功经验证明，采用重载技术是提高煤炭、矿石等大宗散粒货物运输能力及综合经济效益的最有效途径。

随着铁路车辆的不断提速，机车、车辆和道轨等铁路设施的疲劳断裂事故不断发生，由于疲劳裂纹的形成和扩展具有很大的隐蔽性而在疲劳断裂时又具有瞬发性，因此疲劳破坏往往会造成极大的经济损失和灾难性后果。因此，车辆新产品疲劳强度设计和寿命评估的研究已成为我国高速、重载车辆设计制造中的一项不可缺少的和重要的研究课题。

铁路车辆大多是焊接结构，焊接结构虽是一种连接金属结构既有效又经济的连接方式，然而，焊接过程的本质意味着焊接点的疲劳强度通常低于母材的强度，即使某一非常良好的结构，焊接处也是最可能失效的部位，因此，对车辆的疲劳强度的评估，必须把重点放在对焊缝处的疲劳强度进行评估。目前国外许多公司推出的专用疲劳分析软件 MSC / FATIGUE 和 FE / FATIGUE 中设有针对这些焊接结构的焊缝本身的疲劳寿命评估的功能模块。美国铁路研究协会基于大量试验数据建立的 AAR 标准提供了许多载荷谱及许多焊接接头的疲劳设计数据，这些基于实测的载荷谱及焊接接头疲劳设计数据库，为车辆焊接结构进行疲劳强度设计提供了依据。设计人员以这一平台为载体，能够对不同的产品结构包括焊缝在内的设计细节进行疲劳寿命预测，并根据疲劳寿命预测结果，对产品结构的抗疲劳性能进行评估，对设计方案进行对比优化，对产品制造工艺进行优选。

### 1.2 煤炭漏斗车国内外发展概况

煤炭漏斗车是一种适用于在标准轨距的铁路线路上运行的货车，主要用于装运煤炭、矿石等散装货物，可满足固定编组、循环使用、定点装卸的电站、港口、选煤、钢铁等企业运用<sup>[1]</sup>。

#### (1) 煤炭漏斗车国内发展概况

我国煤炭漏斗车的设计始于 1966 年，当时为了提高我国煤炭运输水平，齐齐哈尔车辆厂随同铁道、冶金、水电三部组成的煤矿车联合设计调查组，对我国主要煤炭使用运输单位进行了全面的调查访问，并于当年和四方车辆研究所合作，设计了 K18 型煤炭

漏斗车。1967年4月试制完成了我国第一辆煤炭漏斗车的样车，该车载重60t，车体材质为普碳钢，底门开闭采用双抱大刀式偏心锁闭机构。该型车针对底门、漏斗和传动机构，于1971年、1974年和1976年进行了三次设计改进，1971年至1977年累计生产K18车888辆。

1979年8月，铁道、煤炭、水电三部在阜新发电厂召开了K18型煤炭漏斗车运用试验总结会。按照阜新会议精神，齐厂与四方所合作，于1979年底开发了具有偏心式锁铁、两级锁闭机构、风手两种传动装置的K18F型煤炭漏斗车和只有手传动装置的K18S型煤炭漏斗车。

1980年，在K18F型煤炭漏斗车基础上，齐厂又与四方所合作研制开发了K18D、K18DG型煤炭漏斗车，采用顶锁式底门开闭机构，该机构两级锁闭安全可靠，第一级采用圆弧摩擦锁闭，第二级采用上下传动轴连杆偏心锁闭，开关门只克服一个偏心距，且不压缩货物，阻力小，开关灵活，运用至今用户反映良好。后来又对车体材料进行了由普碳钢改为耐候钢的升级换代，在K18D、K18DA型车基础上分别采用了转8G、转K2型转向架，开发了K18AT、K18AK、K18BK型煤炭漏斗车，仍然采用顶锁式底门开闭机构。

2003年，我国铁路跨越式发展拉开了序幕，不但新造货车全部采用转K2或转K6型提速转向架，而且既有35万辆货车也将在三年内全部完成换装转K2型转向架、运营速度从80km/h提高到120km/h的目标，煤炭漏斗车也不例外，通过采用高强度耐候钢和新技术，研制了采用转K6转向架的KM70型煤炭漏斗车。其商业运营速度达到120km/h。

## (2) 煤炭漏斗车国外发展概况

在美国、南非、加拿大和澳大利亚等铁路重载运输发达的国家，煤炭漏斗车有着广泛的应用。

南非铁路现役的重载货车主要为轴重26t的CCR-11型运煤敞车和少量的轴重20t的CCR-4型运煤敞车。

加拿大主要采用轴重为29.8t的263型全钢单浴盆运煤敞车和轴重为32.43t的286型双浴盆铝合金运煤敞车。

美国铁路用于煤炭运输的新造货车有两种：一种是用翻车机卸货、装有旋转车钩和固定车钩的铝合金双浴盆敞车；二是底开门快速卸货的铝合金煤漏斗车。两种车型的数量基本相等。美国铁路轴重25t、载重70t的220型煤炭漏斗车已经淘汰，轴重29.8t、载重90~100t的263型煤炭漏斗车虽在役量很大，但现在也基本不生产；轴重32.43t、

载重 110t 的煤炭漏斗车是目前的主型车。漏仓数量按用户要求可设为 3~5 个，底门为横向开闭。

澳大利亚的煤炭运输主要采用轴重 30t、载重 90~100t 的煤炭漏斗车。其大多采用圆弧包板式侧墙结构，以减轻车辆自重，增大装载容积；也采用不锈钢或高强度耐候钢材；底门横向设置较多，地面安装碰头控制底门开闭以实现边走边卸<sup>[2]</sup>。

### 1.3 车辆结构疲劳寿命研究概况

最早有记载的疲劳试验是德国人 W.A.Albert 于 1829 年进行的。德国人 Wohler 是常规疲劳强度设计奠基人。

关于平均应力对疲劳寿命的影响，Whole 在 1858 年就指出：在任何给定寿命下引起破坏的应力幅值，随平均应力的增大而减小。1874 年，Gerber 根据 Wohler 的试验数据，对平均应力不为零的疲劳破坏概念以“极限”二字来表达，在某一给定寿命下刻画出相应的疲劳极限图，即 Gerber 抛物线。1930 年，英国人 Goodman 对疲劳极限图提出了简化假设，即用直线连接纵轴上的对称循环疲劳极限点和横坐标上的强度极限点，以此来代替 Gerber 抛物线。由于 Goodman 疲劳极限图简单，所以至今仍在常规疲劳强度设计中应用<sup>[1]</sup>。

针对复杂载荷历程的疲劳计算，发展了疲劳累积损伤理论和循环识别计数。疲劳累积损伤理论中最简单和应用最广的是线性累积损伤理论，是由 Palmgren 于 1924 年首先提出，1945 年美国 Miner 在 Palmgren 工作的基础上重新提出：损伤与应力循环数成线性关系。后人称疲劳损伤线性关系为 Palmgren-Miner 定律，简称 Miner 定律，它在疲劳寿命估算中得到了广泛应用。此外，还出现了修正 Miner 法、相对 Miner 法以及 Corton-Dolan 等非线性累积损伤理论。

1968 年，M.Matsuish 和 T.Endo 提出了雨流计数法，该法认为塑性的存在是造成疲劳损伤的必要条件，这种塑性性质由应力—应变迟滞回线表现出来，而一个大的应力—应变循环对材料造成的损伤，不受小的循环的影响。于是，其计数结果与材料的“记忆”特性相一致。这些特点使雨流法成为疲劳计数法中应用最广的一种方法。

国外，在发达国家的铁路行业，如北美、欧洲等车辆企业。产品的强度设计由原来主要依据静强度指标和无限寿命设计发展到了定量寿命设计，大大提高了产品的使用可靠性，并且降低了产品的生产成本。此外，北美和欧洲已形成了一整套的铁道车辆疲劳分析标准，有北美的 AAR 标准和英国的 BS 标准以及国际焊接学会的疲劳标准等。这些法规为货车车辆抗疲劳设计提供了严格的设计规范<sup>[3]</sup>。

IIW 是国际焊接学会 (International Institute of Welding) 的英文缩写<sup>[4]</sup>。1996 年 IIW 下属的焊接接头工作组 (Joint Working Group) 提交了一份文件名为《焊接接头及其部

件疲劳设计》(Fatigue Design of Welded Joints and Components)，该文件编号为X III-1539-96/XV-845-96，在国内，该文件被称之为《焊接接头及其部件疲劳设计标准》。本注释亦用标准一词定义该文件，其原因是它提供的各种级别的焊接接头疲劳强度的S-N曲线是许多国际著名的焊接专家学者在实验室实测的。这些S-N曲线不仅具有权威性，而且具有工程实用性，因为这些S-N曲线考虑了焊缝形状所引起的局部应力集中、一定范围内的焊缝尺寸和形状偏差、应力方向、残余应力、冶金状态、焊接过程和随后的焊缝改善处理<sup>[5]</sup>。

BS (7608: 1993) 是英国《钢结构疲劳设计与评估实用标准》(Code of practice for Fatigue design and assessment of steel structures)。BS标准中的疲劳规范起初是用于土木工程结构中钢结构的疲劳评定的，后来也被应用于汽车工业等别的工业等，应用于含有许多薄板结构的产品的分析中去，而且得到了良好效果。它也对焊接结构的疲劳评估有详细的规定，应用也较为广泛。

AAR 是北美铁路协会的简称 (Association of American Railroad) <sup>[6]</sup>，它是专门为铁路机车车辆制定的法规。此标准适用于各种车型，它包含各种载荷谱，如车钩载荷、旁承载荷、摇枕总垂向载荷、心盘载荷等载荷谱。这些载荷谱都是在线实测并经统计分析整理出来的标准载荷谱。车型涉及漏斗车、敞车、棚车等。载荷谱以两种形式给出，载荷谱图和表的形式。它规定：固定编组列车和高利用率车辆的疲劳寿命必须达到 3, 000, 000 英里 (4, 827, 000Km)；一般联运车辆 1, 000, 000 英里 (1, 609, 000Km)。疲劳评估方法采用线性累计损伤理论。在美国、加拿大等几个北美国家广泛应用。它的焊接接头数据库是建立修正 Goodman 图的依据。考虑了动应力的循环特性 R 的影响。AAR 标准中用到的环境载荷需要三种变量：最大载荷、最小载荷、事件百分率。AAR 标准特别适合新造货车的疲劳评估。

目前，我国在铁道车辆产品研制开发方面的手段还是比较落后的，仍然停留在经验设计和静强度设计阶段。关键零部件，如摇枕、侧架、中梁和端中梁、缓冲和牵引附件仍采用常规的无限寿命设计方法；对零部件上可能的几个危险点或危险截面使用经验公式进行疲劳强度校核；以计算得到的安全系数不小于许用的安全系数作为疲劳强度的判据，以通过程序加载的疲劳试验作为产品合格的判断标准。结果，设计出的产品过于保守且跟不上时代的要求。这说明常规的抗疲劳设计方法在产品的寿命估算和产品的抗疲劳设计方面都存在严重的不足。由于，我国现在还没有可操作性很强的铁道车辆的疲劳设计标准，疲劳设计还没有贯穿于车辆的开发阶段，这对车辆企业进入国际市场已形成了严重的阻碍。尤其是近几年铁路的五次大提速，车辆的焊接疲劳问题经常发生，焊接的疲劳问题亟待解决。

#### 1.4 本文研究的主要内容

本文首先研究了国内、外煤炭漏斗车和车辆结构疲劳寿命的研究概况，美国 AAR 标准，疲劳强度理论，有限元算法原理。

通过 I-DEAS 软件，建立了 NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车车体的有限元模型。使用该模型，经有限元静强度分析，得到的不同工况的静强度结果、空车刚度结果和空车与重车的车体模态结果。同时，使用该车的物理样车，进行强度试验。将该车的物理样车的强度试验结果与有限元模型计算对比，静强度分析结果和刚度分析结果与实验结果基本一致，从而验证了有限元模型的可靠性。同时找到货车车体需要预测寿命的焊缝位置即静态关注点。

使用美国 AAR 载荷谱，加载在有限元模型上的相应位置从而获得标定的应力分布。根据载荷谱的变化规律，获得预测对象的动应力分布。按照 AAR 要求，将评估点的双向应力等效处理。根据该点应力变化情况，求其循环特性。根据该点的焊接接头型式，从 AAR 表中，选择 S-N 曲线和 Goodman 图的参数。然后根据美国 AAR 标准，使用基于根据迈纳尔 (Miner) 损伤理论的用于疲劳寿命计算程序，将上面得到的结果输入该程序，得到了 NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车车体空车与重车的车体静态关注点的疲劳寿命。

#### 本章小结

本章讨论了国内、外煤炭漏斗车的发展情况和车辆结构疲劳寿命研究现状，基于美国 AAR 标准抗疲劳设计的技术路线，以及本文研究的主要内容。

## 第二章 基本理论

本文主要应用了有限元理论进行车体静强度分析、模态分析、响应分析，使用了美国 AAR 标准对新型煤炭漏斗车进行车体抗疲劳设计研究。

### 2.1 有限元算法原理

有限单元法的基本思想是将连续的求解区域离散为一组有限个、且按一定方式相互联结在一起的单元的组合体。由于单元能按不同的联结方式进行组合，且单元本身又可以有不同形状，因此可以模型化几何形状复杂的求解域。有限单元法作为数值分析方法的另一个重要特点是利用在每一个单元内假设的近似函数来分片地表示全求解域上待求的未知场函数。单元内的近似函数通常由未知场函数或及其导数在单元的各个结点的数值和其插值函数来表达。这样一来，一个问题的有限元分析中，未知场函数或及其导数在各个结点上的数值就成为新的未知量（也即自由度），从而使一个连续的无限自由度问题变成离散的有限自由度问题。一经求解出这些未知量，就可以通过插值函数计算出各个单元内场函数的近似值，从而得到整个求解域上的近似值。显然随着单元数目的增加，也即单元尺寸的缩小，或者随着单元自由度数的增加及插值函数精度的提高，解的近似程度将不断改进。如果单元是满足收敛要求的，近似解最后将收敛于精确解。

当前的有限元法是以位移为基本未知数，依据变分原理中的最小势能原理来建立有限元求解方程的。其基本思路是：将计算对象进行离散，然后研究结点的平衡，最后，利用插值技术获得域内解。下面以弹性力学平面问题为例，给出有限元法的算法原理。

首先，将连续体划分成有限个单元，单元之间由结点互相连接，不同单元的结点有不同的结点自由度。对于弹性力学平面问题，则单元内任一点  $(x,y)$  的位移  $(u(x,y),v(x,y))$  的插值公式总可以写成

$$\left. \begin{aligned} u(x,y) &= \sum_i N_i(x,y)u_i \\ v(x,y) &= \sum_i N_i(x,y)v_i \end{aligned} \right\} \text{或 } \mathbf{f} = \mathbf{N}\mathbf{d} \quad (2.1)$$

式中  $u(x,y),v(x,y)$  分别代表点  $(x,y)$  在  $x$  和  $y$  方向的位移， $u_i, v_i$  分别代表单元结点  $i$  的位移， $N_i(x,y)$  代表插值形状函数，称之为位移形函数，它实现了用结点位移表示单元内位移的插值联系。单元结点上的位移是“有限”的，单元内的位移点是“无限”的，正是式 (2.1) 中的插值形状函数建立了二者之间的联系。

弹性力学平面问题的几何方程给出了位移与应变之间的几何关系：

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.2)$$

将式 (2.1) 代入式 (2.2), 可得

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}\mathbf{d} \quad (2.3)$$

式中,  $\boldsymbol{\varepsilon}$  称之为应变向量,  $\mathbf{d}$  称之为单元结点位移向量,  $\mathbf{B}$  称之为几何矩阵, 它是对位移形状函数求导数得到的。式 (2.3) 实现了用结点位移表示单元内任一点处的应变。另外, 弹性力学平面问题的物理方程 (广义虎克定律) 给出了应变与应力之间的物理关系:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{E}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (2.4)$$

式中  $\boldsymbol{\sigma} = (\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy})^T$  称之为应力向量,  $\mathbf{E}$  称之为弹性矩阵, 它取决于材料的物理特性, 对各向同性材料的平面应力问题,

$$\mathbf{E} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

式中  $E$  是材料杨氏模量,  $\mu$  是波松比。将式 (2.3) 代入式 (2.4), 于是

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{E}\mathbf{B}\mathbf{d} \quad (2.6)$$

式 (2.6) 实现了由结点位移表示单元内任一点处的应力。

根据弹性力学理论, 线弹性连续体的总势能可以写成积分形式:

$$\Pi = \int_V \frac{1}{2} \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{E} \boldsymbol{\varepsilon} dV - \int_V \mathbf{f}^T \mathbf{F} dV - \int_s \mathbf{f}^T \boldsymbol{\phi} ds \quad (2.7)$$

式中, 第一个积分是单元内应力的功, 此功作为应变能储存起来, 后两项分别表示体力和面力在它们的移动方向上所做的功而导致的势能减少,  $\mathbf{f} = (u(x, y), v(x, y))^T$  是位移函数,  $V$  代表积分体积,  $s$  代表边界表面上的积分面积。将式 (2.1) 和式 (2.3) 代入 (2.7), 于是得到了用结点位移  $\mathbf{d}$  表示的单元总势能:

$$\Pi_e = \frac{1}{2} \mathbf{d}^T \left( \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \right) \mathbf{d} - \mathbf{d}^T \int_V \mathbf{N}^T \mathbf{F} dV - \mathbf{d}^T \int_s \mathbf{N}^T \boldsymbol{\phi} ds \quad (2.8)$$

结构的总势能是对每一个单元势能求和得到的, 同时还应包括作用在结构某些结点上的外加集中力  $\mathbf{P}$  的势能, 定义  $\mathbf{P}$  的分量与结点自由度方向相同为正, 于是得到结构的总势能:

$$\Pi = \left( \sum_{e=1}^m \Pi_e \right) - \mathbf{D}^T \mathbf{P} \quad (2.9)$$

式中  $\mathbf{D}$  被定义为结构所有结点的总位移向量，它包括了所有单元的结点位移，所以，只要单元结点位移  $\mathbf{d}$  假想扩大“结构大小”，式 (2.9) 中的累加就可以进行，从而可得用所有结点位移表示的结构总势能：

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{D}^T \left( \sum_1^m \int_v \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} d v \right) \mathbf{D} + \mathbf{D}^T \sum_1^m \left( - \int_v \mathbf{N}^T \mathbf{F} d v - \int_s \mathbf{N}^T \boldsymbol{\varphi} d s \right) - \mathbf{D}^T \mathbf{P} \quad (2.10)$$

至此，从结构离散成有限个单元至用有限多个结点位移表示结构总势能的过程全部完成。式 (2.10) 非常重要，它实现了用有限元模型替代原结构物理模型，并将结构的总势能凝聚成了  $\mathbf{D}$  的函数。

引入最小总势能原理，得到平衡条件：

$$\frac{\partial \Pi}{\partial D_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial D_2} = \dots = \frac{\partial \Pi}{\partial D_n} = 0 \quad (2.11)$$

式中  $n$  是结构自由度总数，如果以矩阵形式表示，有  $\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{D}} = \mathbf{0}$ ，求导数，得到描写结构平衡状态的方程：

$$\left( \sum_1^m \int_v \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} d v \right) \mathbf{D} = \sum_1^m \left( \int_v \mathbf{N}^T \mathbf{F} d v + \int_s \mathbf{N}^T \boldsymbol{\varphi} d s \right) + \mathbf{P} \quad (2.12)$$

这是以  $n$  个独立位移为未知数的  $n$  个线性代数方程，式中，令  $\mathbf{k} = \int_v \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} d v$ ，称之为单元刚度矩阵；令式右端的第一项为单元结点等效力  $\mathbf{r}$  的累加，则式 (2.12) 可简记为：

$$\left( \sum_1^m \mathbf{k} \right) \mathbf{D} = \sum_1^m \mathbf{r} + \mathbf{P} \quad (2.13)$$

再令  $\mathbf{K} = \sum_1^m \mathbf{k}$ ， $\mathbf{R} = \sum_1^m \mathbf{r} + \mathbf{P}$ ，则 (2.13) 又可简记为：

$$\mathbf{K} \mathbf{D} = \mathbf{R} \quad (2.14)$$

式中， $\mathbf{K}$  称之为结构整体刚度矩阵，是由单元刚度矩阵  $\mathbf{k}$  根据单元结点编号信息累加而成的，其中每一个元素仅取决于构成单元的材料及几何形状。 $\mathbf{K}$  是一个对称阵，另外它还是一个以对角元为中心的稀疏带状阵，并由此形成了它特有的存贮与求解方式。

总之，利用最小总势能原理，将平衡问题归结为式 (2.14) 那样的一组平衡方程，求解该方程组，可得离散后所有结点上的独立位移，进而可求单元内的内力或应力。这些平衡方程反映了结点上的平衡条件，即  $\frac{\partial \Pi}{\partial D_i} = 0$ ，所以式 (2.14) 的解是原问题的近

似解，其近似程度不仅取决于离散过程中网格的疏密，也取决于被选取的单元类型。关于以假定位移场为基础的平衡和连续性的要求、关于收敛和协调性的讨论、关于提高计算精度的等参元等等问题在王勖成和邵敏专著《有限单元法基本原理和数值方法》（清华大学出版社）中有详细介绍。

## 2.2 疲劳强度问题

### (1) 疲劳断裂的破坏过程

疲劳破坏与静载荷作用下的失效有本质的区别。尽管零部件的几何形状和受力方式千差万别，它们的载荷变化曲线也各不相同。但是在静载作用下的破坏过程一般都要经历弹性变形、塑性变形和断裂破坏三个阶段。而疲劳破坏则存在明显的差异如图 2—1 所示，首先，零部件在循环载荷的作用下，在局部的最高应力处，最弱的及应力最大的晶粒上形成微裂纹，然后，发展成宏观裂纹，裂纹继续扩展，最终导致疲劳断裂。一般疲劳破坏经历裂纹形成、扩展和瞬断三个阶段。主要表现的特点有：

1) 不管是塑性材料还是脆性材料，疲劳断裂在宏观上表现为均无明显塑性变形的突然断裂，即低应力类型的脆断。

2) 疲劳断裂具有高度的局部性和对各种缺陷的敏感性，在局部高应力区首先产生裂纹源

3) 疲劳破坏是一种累计损伤的过程，它经历一段相当长的时间，实践表明这个过程包含三个阶段：裂纹形成、裂纹扩展、瞬间断裂。

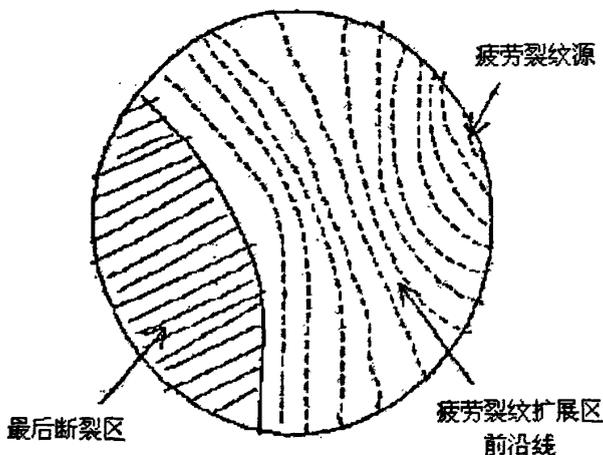


图 2-1 疲劳断裂的断口

Fig 2-1 Fracture of fatigue failure

金属结构材料大多都为晶体，承受循环载荷的材料，由于晶粒的取向不同以及存在各种宏观或微观缺陷等原因，每个晶粒的强度在相同的受力方向上是各不相同的。当整

体金属还处于弹性状态时,个别薄弱晶粒已进入塑性应变状态。这正是疲劳产生的根本原因,即循环塑性应变。在持续的外力循环下,循环塑性应变逐渐产生微观裂纹,这个过程是裂纹产生的第一阶段。之后,裂纹沿着与载荷约成 $45^\circ$ 角的最大切应力方向扩展,待裂纹扩展到一定深度后,转为沿垂直于载荷的方向扩展,即裂纹形成的第二阶段。在循环载荷的作用下裂纹继续扩展,承受载荷的横截面面积继续减小,直到有效面积小到不能承受静载时,发生疲劳破坏。

## (2) S-N 曲线及疲劳极限图

材料的疲劳强度是建立在实验基础上的一门科学。要研究某一零件的疲劳强度,必须建立该零件或材料的 S-N 曲线。S-N 曲线是通过一组标准试样,在控制应力或应变的条件下,用疲劳试验机做试验得到的。它是将试样在不同应力幅与循环载荷的破坏循环数的对应关系拟和得到的曲线,由于“应力”和“应变”在英文中的字首都是“S”,所以它们统称为 S-N 曲线。典型的对数 S-N 曲线如图 2-2 示,它在 $10^7$ 处有一条截止线,这是实验时设置的极限,认为零件承受超过 $10^7$ 次循环是无限循环,与此对应的应力或应变,称为疲劳极限,以 $S_e$ 表示。

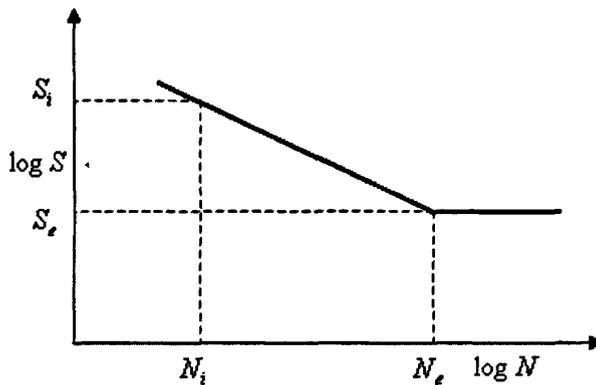


图 2-2 疲劳 S-N 曲线

Fig 2-2 S-N curve

由于试验条件不同、工艺的因素、以及金属内部结构等原因,试验结果有离散性,因此用一条 S-N 曲线不能完全表述其疲劳信息。此时需要对实验数据概率统计处理,找出这些数据的分布函数。疲劳实验结果证明,有两种分布函数最能描述疲劳试验数据:正态分布函数和威布尔分布函数。由于威布尔分布函数参数比较多,经常用的是正态分布函数。一般疲劳设计所用到的 S-N 曲线都是第 95 百分位的疲劳曲线。

S-N 曲线只是在某一种循环应力比  $R = S_{\min} / S_{\max}$  的载荷循环下得到的寿命曲线,当应力比变化时, S-N 曲线的位置也改变。它不能表示出各种应力循环情况下的寿命曲线

关系，因此，需要在规定的破坏寿命下按应力比不同做疲劳试验，得到的曲线称为疲劳极限图，也就是通常所说的 Goodman 图。

有两种表示疲劳极限图的方法：一种以平均应力为横坐标应力幅为纵坐标；另一种以平均应力为横坐标，最大应力及最小应力为纵坐标。典型的疲劳极限图如图 2-3 所示。

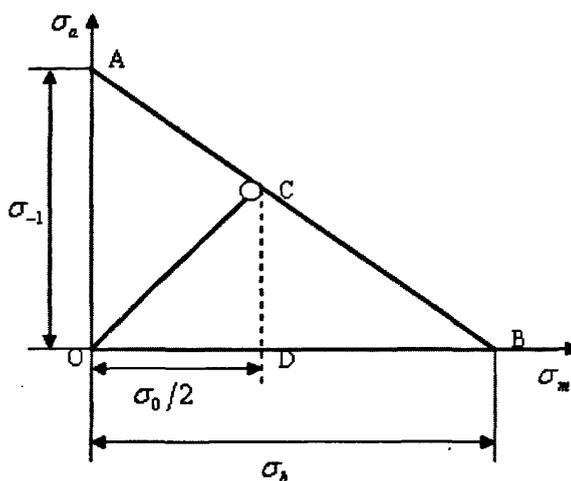


图 2-3 疲劳极限图

Fig2-3 Fatigue limit curve

从 Goodman 图上可以得到各种应力比  $R$  下的疲劳极限，对疲劳设计非常有用，无论无限寿命设计或有限寿命设计都必不可少的曲线。如图 2-3 所示疲劳极限以内的应力循环下不发生疲劳破坏。在这条曲线以外的点，表示经一定的应力循环数后发生疲劳破坏。图中，A 点表示对称循环，即应力比  $R=0$  的疲劳极限，B 点表示经强度破坏点，C 表示脉动循环破坏，即应力比  $R=0$  的疲劳极限<sup>[7]</sup>。

### (3) 疲劳理论

根据构件不同的工作环境，疲劳问题可分为高温疲劳、低温疲劳、热疲劳、腐蚀疲劳等。根据载荷作用状况，又可分为常幅疲劳和随机疲劳。根据疲劳最终破坏的循环次数，可分为低周疲劳和高周疲劳。不同的疲劳类型所用到的疲劳理论和研究方法有所不同，比如低周疲劳问题，它主要是应变起主导作用，因此，疲劳分析用到的主要是应变控制的曲线。机车车辆结构的疲劳问题基本上都属于高周随机疲劳。

由于随机疲劳问题在计算方法和试验手段与其它的疲劳问题有很大的区别，将随机疲劳以外的疲劳问题称为常规疲劳。

常规疲劳的研究可分为：单向应力等幅或变幅疲劳、复合应力等幅或变幅疲劳。

#### 1) 单向应力作用下的疲劳问题

单向等幅载荷的疲劳研究，一般是先研究对称循环的疲劳问题，对于不对称循环应力，将不对称循环的应力等效为对称循环应力。

对称循环，由于应力比  $R = -1$ ，平均应力  $\sigma_m = 0$ ，只存在应力幅  $\sigma_a = 0$ 。因此，正应力情况下的疲劳判据可写为：

$$\frac{K_\sigma}{\epsilon\beta} \sigma_a \leq \sigma_{-1} \quad (2.15)$$

切应力情况下的疲劳判据可写为：

$$\frac{K_\tau}{\epsilon\beta} \tau_a \leq \tau_{-1} \quad (2.16)$$

其中， $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  为材料在对称循环下的疲劳极限； $K_\sigma, K_\tau$  为有效应力集中系数； $\epsilon$  为尺寸系数； $\beta$  为表面系数，如表面加工系数等。

不对称循环的疲劳问题可以等效为对称循环的疲劳问题。如图 2-4 所示 Goodman 曲线图，直线 AB 为极限应力线。计算时，先求出结构危险点的最大应力和最小应力，然后算得平均应力  $\sigma_m$  和应力幅  $\sigma_a$ ，在疲劳极限图上找到相应的一点  $m$ 。然后连线  $om$  延长至直线 AB，交于  $M$ 。可知， $m$  点与  $M$  有相同的应力比  $R$ 。

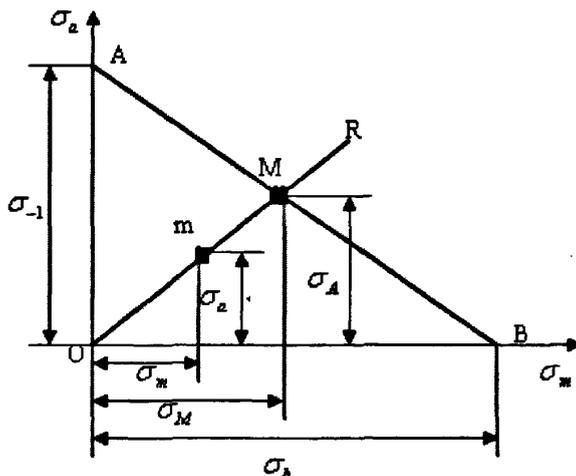


图 2-4 对称循环非对称循环等效

Fig 2-4 Cycle equivalent

然后根据 Goodman 直线方程可以求出：

$$\sigma_{-1} = \sigma_A + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \sigma_M \quad (2.17)$$

分析上式, AB 线上的点  $M$  可以分为静应力  $\sigma_M$  和可变应力部分  $\sigma_a$ , 如将静应力乘以系数  $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b}$ , 就可以将静应力部分转化为等效的变应力部分。于是,  $m$  点对应的不对称循环应力转化为等效的对称循环应力可写为:

$$(\sigma_{-1})_m = \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \sigma_m \quad (2.18)$$

转化之后, 就可按照对称循环应力评估疲劳问题了。

同样, 扭转工况下的非对称应力也可按上述方式转化。

变应力幅的疲劳问题研究, 是根据损伤累计定律, 将变应力幅的载荷谱转化为等效的等应力幅来进行计算。疲劳线性累计损伤定律:

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.19)$$

在分子分母上同乘以  $\sigma_i^m$ , 得  $\sum_i \frac{\sigma_i^m n_i}{\sigma_i^m N_i} = 1$

由于  $\sigma_i^m N_i = \text{常数}$ , 可以将  $\sigma_{-1}^m N_0$  代替分母中的  $\sigma_i^m N_i$ 。经简化后可, 强度判据可写为

$$\sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_i \sigma_i^m n_i} \leq \sigma_{-1} \quad (2.20)$$

单向应力等幅作用下的寿命估算比较简单。等幅对称循环应力的寿命估算是依据材料的 S-N 曲线或零件本身试验所得的 S-N 曲线来确定寿命。

用材料的 S-N 曲线进行计算时, 首先要找出零件的危险点, 然后再确定载荷的变化, 求出危险点的应力幅  $\sigma_a$ 。考虑了危险点的应力集中系数、尺寸系数和表面系数后, 从材料的 S-N 曲线上求得对应于应力水平为  $\frac{K_t}{\epsilon\beta} \sigma_a$  的断裂循环数, 即所求的寿命。

如果用零件试验得到的 S-N 曲线, 则由于零件本身已经包括了应力集中、尺寸大小和表面状况等因素, 因此不必对应力幅  $\sigma_a$  再修正, 可以按零件的 S-N 曲线直接由应力水平  $\sigma_a$  求得断裂时的循环数。

对于单向非对称循环应力的计算, 可以首先将非对称循环应力等效为对称循环应力, 再按上述步骤进行计算。

变应力幅情况下的寿命估算按照疲劳累计损伤理论进行计算, 通常用 miner 准则, 即

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.21)$$

令总寿命为  $N$ ，则由 S-N 曲线和 miner 准则可知

$$N = \frac{1}{\sum_i \frac{n_i}{N_i}} \quad (2.22)$$

$N_i$  是应力水平  $\sigma_i$  下的破坏循环数。比值  $\frac{n_i}{N_i}$  可由载荷谱和 S-N 曲线确定。

## 2) 复合应力作用下的疲劳问题

复合循环应力作用下的疲劳破坏有很多假设，有最大主应力理论、最大主应变理论、最大切应力理论及变形能理论。

其中 H.J.高夫和 H.V.波拉德通过弯曲应力与扭转应力的复合疲劳试验，提出椭圆方程：

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1 \quad (2.23)$$

式中  $\sigma$  和  $\tau$  分别为弯曲和扭转应力幅。此公式是建立在弯曲和扭转应力同相作用的基础上的，如果弯曲和扭转应力不同相作用，则用上述公式来分析是偏于安全的。

复合应力作用下的疲劳强度估算和单向应力差不多，只是多了独立的变量  $\tau$ 。由上式就可以对构件进行疲劳强度估算。

复合应力作用下的寿命估算比较繁琐，有解析法和图解法两种方法。计算时，主要应用的是解析法。

在双对数坐标系中，S-N 曲线的斜线部分的数学表达式可以写为弯曲应力，

$$\sigma^{m_1} N = C_1 \quad (2.24)$$

扭转应力，

$$\tau^{m_2} N = C_2 \quad (2.25)$$

式中  $m_1, m_2, C_1, C_2$  为由材料和连接方式决定的 S-N 曲线常数。

解析法就是将 S-N 曲线的斜段公式中的  $\tau_N$  置换成  $\sigma_N$  的方法。首先由扭转的 S-N 曲线求对于  $\tau_N$  的疲劳寿命  $N$ ，然后利用弯曲的 S-N 曲线置换成对应于  $N$  的弯曲应力  $\sigma_N$ 。由此得到

$$N = \frac{C_1}{\sigma_N^{m_1}} \quad (2.26)$$

将上式代入式，得

$$\tau_N = \left(\frac{C_2}{C_1}\right)^{\frac{1}{m_2}} \cdot \sigma_N^{\frac{m_1}{m_2}} \quad (2.27)$$

以  $\sigma_N$  除上式，得

$$\varphi_N = \frac{\tau_N}{\sigma_N} = \left(\frac{C_2}{C_1}\right)^{\frac{1}{m_2}} \cdot \sigma_N^{\left(\frac{m_1}{m_2} - 1\right)} \quad (2.28)$$

若材料给定时， $m_1, m_2, C_1, C_2$  和  $\varphi$  值已知，这样就可用上式求得  $\sigma_N$  值，由此即可推定疲劳寿命  $N$ 。

### 3) 随机载荷作用下的疲劳寿命估算

随机载荷作用下的疲劳寿命估算有很多方法，但归纳起来主要有名义应力法和局部应力应变法。名义应力法以 S-N 曲线为依据进行寿命估算，它得到的寿命是总寿命。局部应力-应变法估算裂纹形成寿命，用断裂力学的方法估算裂纹扩展寿命。由于局部应力-应变法只适用于低周疲劳，车辆结构的疲劳行为则主要是高周疲劳，因此本文以名义应力方法为基础求解疲劳寿命。

由于基于 AAR 标准、IIW 标准和 BS 标准的寿命估算的 S-N 曲线，是以构件试验得到的，它本身包括了，比如工艺条件、表面处理及材料的信息，因此 S-N 曲线不需要修正。

有了 S-N 曲线的信息和经雨流计数的载荷谱信息就可以进行寿命的评估。它的寿命估算是基于 Miner 线性累计损伤理论，假设疲劳寿命与载荷作用的次序无关，把每一级应力作用看作是变幅载荷作用，然后运用累计损伤理论估算结构的全寿命<sup>[8-12]</sup>。

## 2.3 AAR 标准的使用方法

### (1) AAR 标准适用范围

AAR 标准适用于结构的标称应力低于材料的疲劳强度的情况下，它假设环境载荷谱的加载次序不会影响疲劳的累积损伤。并且规定：钢材的疲劳极限循环数要达到 2,000,000 次；铝合金的疲劳极限的循环数达到 1,000,000。它对疲劳极限图作了修改，修改后的疲劳极限图的斜率恒定。应力比  $R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}}$  的变化范围从 -1.0 至 1.0 变化，包括 -1.0 和 1.0 在内，如果给定循环的最小应力的绝对值大于最大应力，则将该循环作为最

大应力等于 1/2 应力值域的对称循环 (R = -1.0) 考虑。另外, AAR 标准认为被分析的零件原先没有疲劳损坏, 当肉眼看到裂纹时, 则已出现疲劳破坏。

(2) 疲劳计算过程

根据线性累计损伤假设, 当损伤增值之和为 1 时, 认为出现疲劳破坏。那么载荷谱下的疲劳寿命为

$$N_T = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{N_i}} \quad (2.29)$$

式中,  $N_T$  是谱循环总数, 并不正好是出现损伤应力级时的循环数。实际计算时, 低于疲劳极限  $S_e$  的应力循环不包括在内, 因为假定这些循环不产生损伤。

根据疲劳极限图可以确定出应力比为 R 时的疲劳极限  $S_e$ , 再据 S-N 曲线可以求出一定应力作用下的疲劳破坏循环次数  $N_i$ 。

理想的 S-N 曲线如图 3-4 所示。

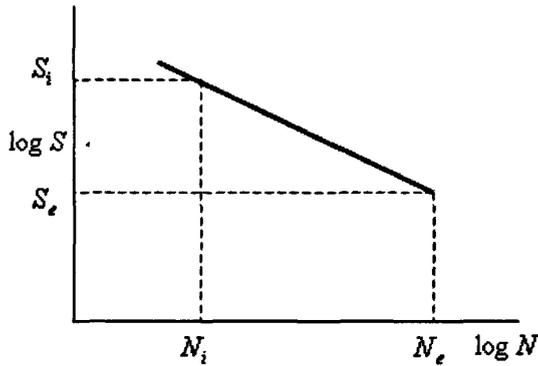


图 2-5 理想的 S-N 曲线

Fig2-5 Ideal S-N curve

根据图 2-5 可以求出应力  $S_i$  作用下的疲劳破坏循环次数  $N_i$ 。

设 K 为 S-N 曲线的绝对斜率, 则有式(2.30)成立

$$\frac{\lg S_i - \lg S_e}{\lg N_e - \lg N_i} = K$$

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_i}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (2.30)$$

实际上以  $S_{\max}$  代替  $S_i$

$$N_i = \frac{N_e}{\left(\frac{S_{\max}}{S_e}\right)^{1/k}} \quad (2.31)$$

由于  $S_e$  随  $R$  值的不同而变化,  $S_e$  方程可由改进的 Goodman 图 2-6 求出, 过程如下。

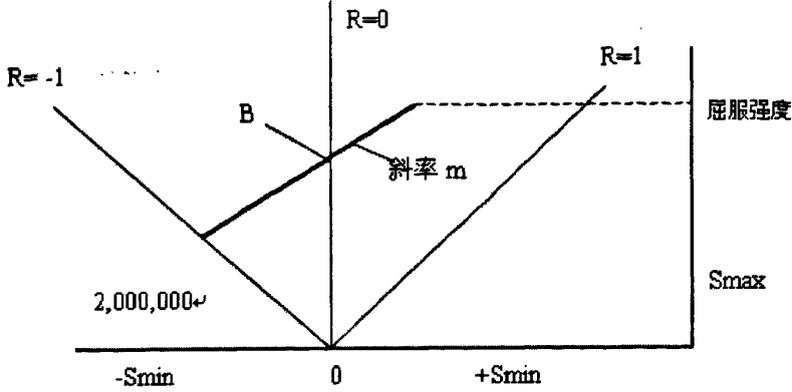


图 2-6 修正的 Goodman 曲线

Fig2-6 Corrected Goodman curve

设曲线的斜率为  $m$ , 截距为  $b$ 。由图 3-5 的曲线, 可列出方程:

$$S_{\max} = mS_{\min} + b \quad (2.32)$$

得

$$S_{\max} = \frac{b}{1 - mR} \quad (2.33)$$

令

$$S_{\max} = S_e \quad (2.34)$$

即:

$$S_e = \frac{b}{1 - mR} \quad (2.35)$$

结合累计损伤理论知, 寿命:

$$\text{Life} = \frac{N_T}{\beta} = \frac{1}{\sum \frac{\alpha_i}{N_i}} \cdot \frac{1}{\beta} = \frac{1}{\sum_{R \in [-1,1]} \frac{\alpha_i}{\frac{N_e}{\left(\frac{S_{\max}}{S_e}\right)^{1/k}}} \cdot \frac{1}{\beta} = \frac{N_e}{\sum_{R \in [-1,1]} \alpha_i \left(\frac{S_{\max i}}{S_e}\right)^{1/k}} \cdot \frac{1}{\beta} \quad (2.36)$$

其中:

$$\frac{S_{\max i}}{S_{e i}} = \frac{S_{\max i}}{\frac{b}{1 - mR_i}} = \frac{1}{b} [S_{\max i} (1 - mR_i)] > 1 \quad (2.37)$$

式中,  $\alpha_i$  为载荷谱中事件循环的百分率,  $N_T$  达到损坏的总循环数,  $\beta$  是每千米 (英里) 谱总循环数<sup>[13-17]</sup>。

### (3) AAR 标准的技术路线

根据美国 AAR 标准进行抗疲劳设计的技术路线如下

- 1) 将预测对象离散成有限元模型, 并指定具体待评估点的位置;
- 2) 从 AAR 标准中选定合适的载荷谱, ;
- 3) 根据载荷谱中的一指定值加载到有限元模型上, 从而获得标定的应力分布;
- 4) 根据载荷谱的变化规律, 获得预测对象的动应力分布;
- 5) 按照 AAR 要求, 将评估点的双向应力等效处理;
- 6) 根据该点应力变化情况, 求其循环特性;
- 7) 根据该点的焊接接头型式, 从 AAR 表中, 选择 S-N 曲线和 Goodman 图的参数;
- 8) 根据迈纳尔 (Miner) 损伤累计理论逐次计算待评估点的寿命。

## 本章小结

本章主要讲述了有限元静强度算法原理、疲劳强度理论和 AAR 标准的技术路线。为下面工作的展开打下了理论基础。

## 第三章 车体有限元分析

### 3.1 车辆设计方案

#### (1) 车辆用途

煤炭漏斗车是利用货物自身重力进行卸货的车辆。主要用于固定编组、循环使用、定点装卸的煤炭运输。具有装卸效率高、劳动强度低等特点。

NHWH 煤漏斗车是齐车公司为澳大利亚制造的运煤专用漏斗车，该车适于在 1435mm 标准轨距铁路上使用，装煤时该车能满足边走边装的装煤设施要求；卸煤时该车能满足边走边卸设施要求。

该车每 4 辆为一组，每组车由 2 辆主车和 2 辆从车组成，每组间使用牵引杆连接在一起，形成一个车组；车组之间使用 AAR E/F 型自动车钩连接，形成一列车。

#### (2) 车辆运用情况

列车在卸煤站卸煤时的运行速度为 0~3km/h，卸煤站地面设备提供 800~900kg 的力使门打开，200kg~500kg 的力使门关闭。

煤通过车辆的 4 组底卸门倾卸，2 个横向底门为一组。

通过踏板和扶手可以到达货车端部，及进行手制动的操作。

#### (3) 主要技术参数和结构的确定

##### 1) 底架结构的确定

K18 系列煤炭漏斗车的中梁组成均为刀把型式，采用 310 乙型钢（或 300 槽钢）和两块中梁筋板组焊而成，牵引梁部位高 390mm。老型车采用刀把梁主要是因为最早 K18F 型车采用的是大刀臂式底门开闭机构，采用较高的牵引梁可避免机构中的长拉杆组成在开闭底门时侵入车辆限界，后期 K18D、K18DG、K18DF、K18DA、K18DT、K18AT、K18AK 型车根据运用要求对底门开闭机构进行了改进，采用性能更为优越的顶锁式底门开闭机构，该机构的运动空间较大刀臂式机构大大减小，已具备将刀把梁取消条件，但车型结构已经定型，因此却一直延续下来。

2002 年，我国出口澳大利亚的 C32 型煤炭漏斗车底架则采用了无中梁结构设计。该车底架两侧采用牵枕结构，纵向力通过侧梁传递，在运用中经常出现侧漏斗板与其外侧弯梁焊缝开裂的情况。

此次在 NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车设计中借鉴了国内、外同类产品的设计理念，底架结构确定为采用有中梁结构，使纵向力可通过中梁传递，提高了底架结构的承载能力和安全可靠。即该车底架两侧仍采用与 C32 型煤炭漏斗车一样的牵枕结构，并采用专用冷弯矩形中梁将车辆两侧牵枕连接成一根中梁，使得底架结构更加便于纵向力的传

递。虽然，底架结构增加中梁后，对纵向底门结构的整体性设计产生了一定的影响，但通过局部尺寸优化，几乎未对底门的卸煤速度、卸净率产生较大的影响。经过后期的试验对比核算，底架结构采用有中梁结构既可有效提高了车辆的承载能力，又可提高车辆的安全可靠性，改善车辆的静力学性能。

## 2) 底门型式的确定

国内、外煤炭漏斗车的底门开闭有两种型式，一种是底门转动轴与车辆运行方向垂直，即底门横向开闭；一种是底门转动轴与车辆运行方向平行，即底门侧向开闭。国外的煤炭漏斗车的底门几乎都是横向开闭，这与各个国家煤炭漏斗车的传承发展、底门开闭机构的设置以及地面配套设施等紧密相关。如澳大利亚的煤炭漏斗车的横向开闭底门是与地面碰头相匹配，在车辆的运行中完成自动开门、完全卸载后再自行关门的，即边走边卸。我国现有的卸煤点均配有卸煤沟、受料坑或高栈台，都是从车辆两侧向外卸煤，兼顾了带有下侧门敞车卸煤的需要。为适应澳大利亚现有卸煤工况，NHWH 型煤炭漏斗车采用横向开闭的底门机构，与过去出口澳大利亚的 C32 型煤炭漏斗车一样，以满足用户需求。

## 3) 材料的选用

目前国内、外现车辆的制造材料只有三种：耐候钢、不锈钢和铝合金，耐候钢为首选材料并广泛应用。不锈钢和铝合金在国外的煤炭漏斗车已经被广泛采用。铝合金车辆在我国已经开始研制和生产，对于煤炭漏斗车而言，结构较为复杂，采用铝合金材料的相关结构和制造技术还有待于研究和探索。因此，为了减轻车辆自重，根据前期高强度钢在国内、外同类车辆上应用的经验，目前 NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车的材料仍选用高强度耐候钢，即达到减轻车辆自重、满足车辆结构强度的目的，又能满足车辆运用、方便维护的要求。

## (4) 主要结构

该车主要由车体、底门及开闭机构、转向架、空气制动装置、手制动装置、车钩缓冲装置、牵引杆缓冲装置等部分组成。

### 1) 车体

该车车体采用有中梁、整体承载全钢焊接结构，主要由底架、侧墙、端墙、漏斗等组成。

底架主要由牵枕、中梁、侧梁、枕梁、横梁、端梁、漏斗板及钢地板等组成。其中牵枕由钢板组焊成高度为 310mm 的箱型结构，牵枕内焊有冲击座和组焊心盘座，枕梁采用变断面的箱型组焊结构。牵枕上、下盖板、腹板及枕梁腹板、下盖板采用材质为 Q450NQR1。中梁、侧梁均为冷弯结构，材质为 Q450NQR1。横梁、端梁和地板等钢结构采

用材质为 09CuPCrNi-A 耐大气腐蚀钢。上心盘采用锻造型式，并通过哈克铆钉与车体进行连接。

侧墙采用圆弧包板结构，主要由侧板和角型专用冷弯型钢上侧梁等组焊而成，两侧墙间设有 4 组撑杆。

端墙由端墙板、横带、斜撑、上端梁和端柱等组焊而成。

漏斗由侧漏斗板、端漏斗板、大横梁盖板和漏斗脊背盖板组焊分别围成 4 组漏斗，端漏斗板的水平倾角为 54°。漏斗口尺寸：长为 2355mm、宽为 500mm。

底门主要由底门门板、纵梁、横梁和底门折页等组焊而成。

底门开闭机构为双四连杆机构，主要由传动轴组成、开门连杆组成、关门连杆组成、轴承座、关门缓解装置等部分组成。

## 2) 转向架

该车转向架采用 2F 轴转向架。该转向架为 30t 轴重铸钢三大件式转向架。一系悬挂采用八字形橡胶弹性剪切垫；二系悬挂采用带变摩擦减振装置的中央枕簧悬挂系统；采用与摇枕一体的下心盘、侧架四连杆弹性联结装置、符合 AAR 标准适应 F 型轴重的 AP-2 K 型 6 1/2X9 双列圆锥滚子轴承；采用符合 AAR M107 C 级标准的适应 F 型轴重的二次磨耗型锻钢车轮，车轮踏面形状符合澳大利亚铁路 WPR2000 的要求；车轴符合 AAR M101 的 K 型车轴；基础制动装置为下拉杆式单侧闸瓦制动装置；采用符合 AAR 标准的 H4 型高摩合成闸瓦；采用双作用常接触滚子旁承。

主要参数及尺寸：

轨距	1435mm
轴重	30t
自重	约 5.25t
最高运行速度	
空车	100km/h
重车	80km/h
限速通过最小曲线半径	80m
固定轴距	1850mm
轴颈中心距	2006.6mm
轮对内侧距	1357mm
旁承中心距	1270mm
心盘面到轨面距离（空车）	650mm
下心盘直径	406mm

下心盘面到下旁承顶面距离:

自由状态	128.6mm
工作状态	118.6mm
侧架上平面到轨面距离	797mm
侧架下平面到轨面距离	145mm
车轮直径	920mm
轴颈规格	6 1/2X9
制动杠杆与垂直轴的夹角	40°
转向架基础制动倍率	6.5

### 3) 制动装置

每组车由二套空气制动系统进行控制。每套空气制动装置主要包括 1 个 WF5 型集成式组合风缸、E/L 型中继阀、100L 储风缸、1 个 356×254mm 旋压密封式制动缸、1 个 ST1-600 双向闸瓦间隙调整器和 1 个 BMLD 型传感阀。另外还装用折角塞门、截断塞门、组合集尘器阀、软管连接器、防尘堵等。

其中集成式制动装置包括三通阀、过滤器、85L 储风缸、单向止回阀等。

每组车辆装有三套制动风管，包括制动主管、储风缸管和由机车直接控制的独立制动管及相应的软管和软管连接器。手制动装置采用 FSW 型手制动机，手轮直径为 500mm。

### 4) 车钩缓冲装置

每组车辆两端装有符合 AAR 标准的上作用式 E/F 重载标准车钩和 MT-2 型缓冲器、钩尾框等。

每组车中两辆车之间采用牵引杆缓冲装置，包括牵引杆、MT-2 型缓冲器、钩尾框等。

### (5) 主要性能参数

自重	约 25.4t/每辆
载重	95t/每辆
容积（考虑堆高）	106m <sup>3</sup> /每辆
轴重	30t
最高运行速度	
空车	100km/h
重车	80km/h
通过最小曲线半径	80m
纯制动率	
重车	≥13%

空车	$\leq 35\%$
<b>(6) 主要尺寸参数</b>	
每组车辆长度	约 64184mm
车辆定距	12281mm
车辆最大宽度	3020mm
车辆最大高度	4100mm
车钩中心线高	910mm
装货口距轨面高	4100mm
装货口尺寸（长×宽）	14570mm×1757mm
卸货口尺寸（长×宽）	2355mm×500mm
漏斗板倾角	纵向 54° 横向 90°

限界：符合 RSU110 图 6

### 3.2 车体静强度及刚度分析计算

本次分析所用的有限元分析程序是美国 EDS 公司开发的 I-DEAS Master Series 7.0 软件系统，硬件为 NT 工作站。

#### (1) 计算模型及计算载荷工况

##### 1) 计算模型

该车为对称于横、纵两个中心面的对称结构。载荷也对称于横、纵两个对称面，当进行强度、刚度计算时，利用对称性可取 1/4 结构创建 FEA 模型。该 FEA 模型中，全部采用任意四节点等参薄壳单元进行网格离散。根据计算经验[16]，已对高应力区域进行了加密。该模型共划分了共划分节点 55913 个，单元 57452 个。其有限元模型如图 3-1 所示，有限元网格图如图 3-2 所示。当进行顶车载荷工况时，将该模型镜像为整体结构的 FEA 模型；当进行扭转、屈曲分析和模态分析时，也用整车结构的 FEA 模型。计算时取整车四分之一为计算对象，在两个对称面上分别施加相应的位移约束。

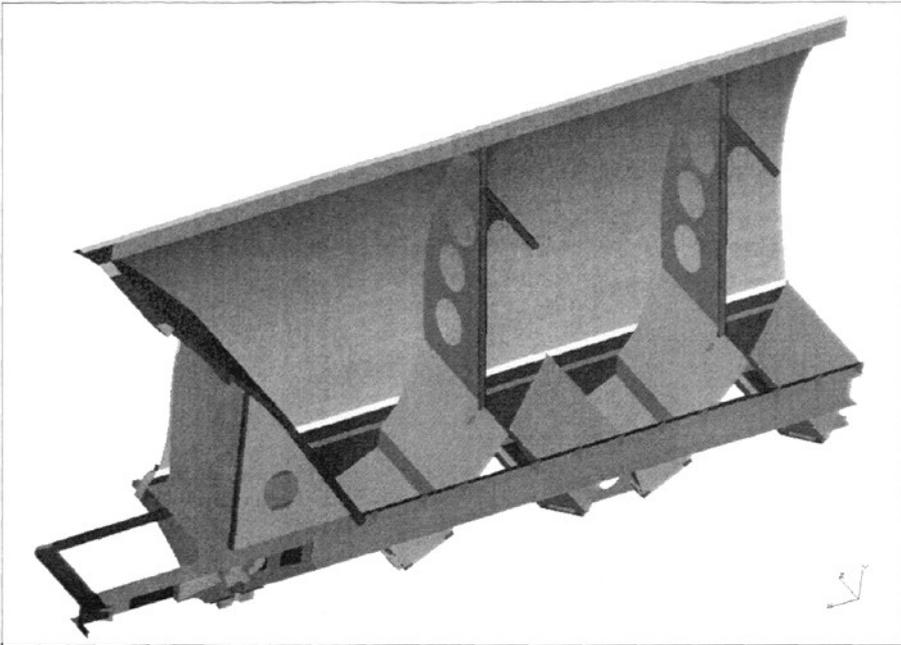


图 3-1 NWHH 型澳大利亚煤炭漏斗车的 1/4 结构 CAD 图  
Fig 3-1 coal hopper car 1/4 CAD model

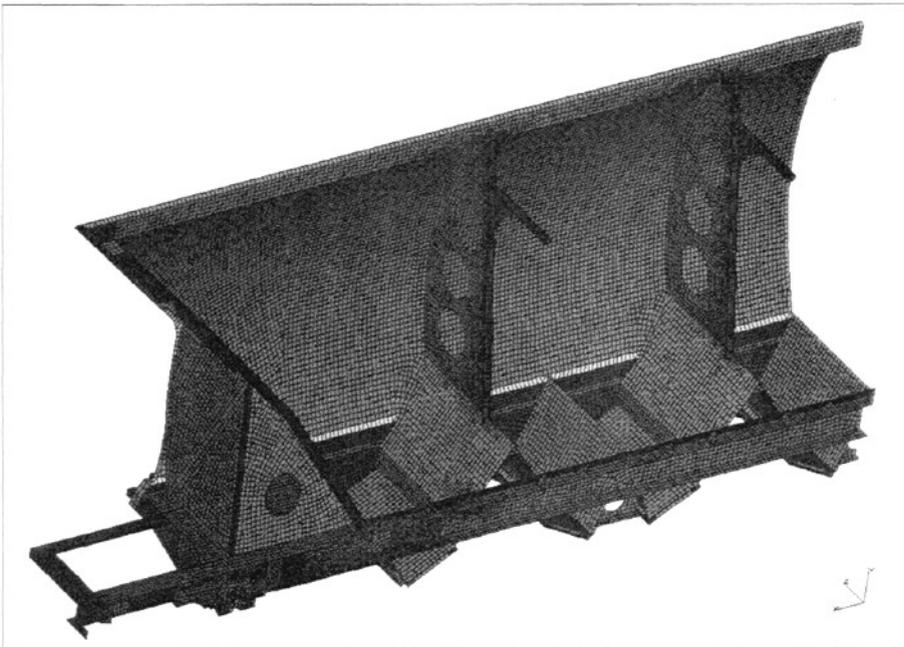


图 3-2 NWHH 型澳大利亚煤炭漏斗车的 1/4 结构有限元网格图  
Fig 3-1 coal hopper car 1/4 FEM model

## 2) 计算载荷工况

根据《PN 公司煤车技术规范》（以下简称《规范》）中的有关规定，计算主要考虑以下载荷工况：

### 垂向载荷：

垂向载荷主要有车体自重、货物载荷。

车体自重采用 I-DEAS 中的 gravity 命令直接施加在每个单元的形心处。

货物载荷采用水压方式进行加载。

### 2450kN 牵引载荷：

载荷以节点力的形式沿车钩中心线作用于前从板座上简化的刚性单元节点上。

### 2450kN 缓冲载荷：

载荷以节点力的形式沿车钩中心线作用于后从板座上简化的刚性单元节点上。

### 3600kN 缓冲载荷：

载荷作用位置与 2450kN 缓冲载荷相同。

### 旁承载荷：

在车体旁承处施加垂直向上的静态力 100kN。

### 抬车工况 1：

承载车辆任意一端在车钩托梁下面用千斤顶顶起。

### 抬车工况 2：

承载车辆任意一端在车钩钩身下面用千斤顶顶起。

### 顶车载荷：

考虑载重情况作用下，在枕梁端部将车体顶起。

### 漏斗隔板工况：

考虑漏斗隔板单侧货物载荷作用。

### 载荷组合：

合成工况 1：车体自重；

合成工况 2：垂向载荷=自重+载重；

合成工况 3：牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$ （1.5 为载荷系数，下同）；

合成工况 4：牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5 +$ 车体自重  $\times 1.5$ ；

合成工况 5：牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5 +$ 垂向载荷  $\times 1.5$ ；

合成工况 6：缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$ ；

合成工况 7：缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5 +$ 车体自重  $\times 1.5$ ；

合成工况 8: 缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 垂向载荷  $\times 1.5$ ;

合成工况 9: 缓冲载荷  $3600\text{kN}$ ;

合成工况 10: 缓冲载荷  $3600\text{kN}$  + 车体自重;

合成工况 11: 缓冲载荷  $3600\text{kN}$  + 垂向载荷;

合成工况 12: 旁承载荷  $100\text{kN}$ ;

合成工况 13: 抬车工况 1;

合成工况 14: 抬车工况 2;

合成工况 15: 顶车载荷;

合成工况 16: 漏斗隔板工况。<sup>[18-22]</sup>

## (2) 强度和变形计算结果

在选取后处理计算结果时, 根据规范要求我们选取了结构物理特性不平均应力值作为评估应力, 同时也给出了平均应力的结果作为参考。

应力输出结果全部为 Von-Mises 应力, 单位为 MPa ( $1\text{MPa}=1\text{N}/\text{mm}^2$ )。

所有工况求解过程没有警告和错误信息报告 (No warnings or errors encountered in last run)。

### 1) 车体自重工况

物理特性不平均最大应力发生位置: 心盘支撑板处。

该区域不平均应力值: TOP 面  $13.9\text{MPa}$ ; BOTTOM 面  $12.3\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置: 心盘孔处。

该区域平均应力值: TOP 面  $5.37\text{MPa}$ ; BOTTOM 面  $13.3\text{MPa}$ 。

该工况最大位移量:  $0.393\text{mm}$ 。

其它位置应力情况: 由计算结果可知, 该工况总体应力水平很低。

### 2) 垂向载荷 (自重+载重)

物理特性不平均最大应力发生位置: 侧板根部。

该区域不平均应力值: TOP 面  $189\text{MPa}$ ; BOTTOM 面  $144\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值与上值相同。

该工况最大位移量:  $13.3\text{mm}$ 。

其它位置应力情况: 由计算结果可知, 该工况应力水平不高。

### 3) 牵引载荷 $2450\text{kN} \times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置: 枕梁下盖板圆弧处。

该区域不平均应力值: TOP 面  $351\text{MPa}$ ; BOTTOM 面  $195\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值与上值相同。

该工况最大位移量：7.44mm。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况枕梁上下盖板圆角处受载荷的影响较大，应力水平偏高。

4) 牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 车体自重  $\times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置：枕梁下盖板圆角处。

该区域不平均应力值：TOP 面 347MPa；BOTTOM 面 194MPa。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值与上值相同。

该工况最大位移量：7.61mm。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况大横梁补强板处及地板根部应力水平也较高。

5) 牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 垂向载荷  $\times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置：中梁补强板处。

该区域不平均应力值：TOP 面 337MPa；BOTTOM 面 338MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：中梁补强板处。

平均应力值：TOP 面 335MPa；BOTTOM 面 336MPa。

该工况最大位移量：24.8mm。

其它位置应力情况：由计算结果可知，在该工况中，中梁补强板处、地板根部、枕梁上下盖板圆弧处、大横梁补强板处及漏斗侧板支撑梁处等区域应力较高。

6) 缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置：中梁与脊背搭接处。

该区域不平均应力值：TOP 面 327MPa；BOTTOM 面 226MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域平均应力值：TOP 面 314MPa；BOTTOM 面 326MPa。

该工况最大位移量：7.1mm。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况枕梁上盖板圆角处及地板根部应力也较高。

7) 缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 车体自重  $\times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置：中梁与脊背搭接处。

该区域不平均应力值：TOP 面 329MPa；BOTTOM 面 225MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域平均应力值：TOP 面 313MPa；BOTTOM 面 324MPa。

该工况最大位移量：6.92mm。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况枕梁上盖板圆角处及地板根部应力也较高。

8) 缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5 + \text{垂向载荷} \times 1.5$

物理特性不平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域不平均应力值：TOP 面  $329\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $334\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值与上同。

该工况最大位移量： $17.4\text{mm}$ 。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况中梁与脊背搭接处及侧板根部等位置应力较高。

9) 缓冲载荷  $3600\text{kN}$

物理特性不平均最大应力发生位置：中梁与脊背搭接处。

该区域不平均应力值：TOP 面  $320\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $221\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域平均应力值：TOP 面  $308\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $319\text{MPa}$ 。

该工况最大位移量： $6.96\text{mm}$ 。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况枕梁上盖板圆角处及地板根部应力也较高。

10) 缓冲载荷  $3600\text{kN} + \text{车体自重}$

物理特性不平均最大应力发生位置：中梁与脊背搭接处。

该区域不平均应力值：TOP 面  $321\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $221\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域平均应力值：TOP 面  $307\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $318\text{MPa}$ 。

该工况最大位移量： $6.84\text{mm}$ 。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况枕梁上盖板圆角处及地板根部应力也较高。

11) 缓冲载荷  $3600\text{kN} + \text{垂向载荷}$

物理特性不平均最大应力发生位置：枕梁上盖板圆角处。

该区域不平均应力值：TOP 面  $316\text{MPa}$ ；BOTTOM 面  $323\text{MPa}$ 。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值与上同。

该工况最大位移量： $11.9\text{mm}$ 。

其它位置应力情况：由计算结果可知，该工况中梁与脊背搭接处及地板根部等位置应力较高。

12) 旁承载荷 100kN

物理特性不平均最大应力发生位置：侧板根部。

该区域不平均应力值：TOP 面 189MPa；BOTTOM 面 145MPa。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值同上。

该工况最大位移量：13.5mm。

13) 抬车工况 1

物理特性不平均最大应力发生位置：端板斜撑根部。

该区域不平均应力值：TOP 面 270MPa；BOTTOM 面 237MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：心盘处。

该区域平均应力值：TOP 面 134MPa；BOTTOM 面 245MPa。

该工况最大位移量：14.8mm。

14) 抬车工况 2

物理特性不平均最大应力发生位置：端板斜撑根部。

该区域不平均应力值：TOP 面 280MPa；BOTTOM 面 245MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：冲击座处。

该区域平均应力值：TOP 面 232MPa；BOTTOM 面 276MPa。

该工况最大位移量：15.1mm。

15) 顶车载荷

物理特性不平均最大应力发生位置：下侧梁前部。

该区域不平均应力值：TOP 面 288MPa；BOTTOM 面 182MPa。

物理特性平均最大应力发生位置：下侧梁前部。

该区域平均应力值：TOP 面 189MPa；BOTTOM 面 44.4MPa。

该工况最大位移量：13.1mm。

16) 漏斗隔板工况

物理特性不平均最大应力发生位置：隔板圆孔处。

该区域不平均应力值：TOP 面 229MPa；BOTTOM 面 190MPa。

物理特性平均最大应力发生位置及应力值同上。

该工况最大位移量：20.1mm。

由于计算时隔板处为一侧加载，但实际装煤时，隔板面两侧都要受煤的侧压力的影响，因此实际情况应力值要小于上面的计算结果。

(3) 计算工况及应力合成

根据《规范》的要求，本次报告提供了 40 个应力评估点，评估详细情况如下：

1) 合成工况 2 (自重+载重) 应力数据

具体应力数据详见附录。

2) 合成工况 4 (牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 车体自重  $\times 1.5$ ) 应力数据

具体应力数据详见附录。

3) 合成工况 5 (牵引载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 垂向载荷  $\times 1.5$ ) 应力数据

具体应力数据详见附录。

4) 合成工况 7 (缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 车体自重  $\times 1.5$ ) 应力数据

具体应力数据详见附录。

5) 合成工况 8 (缓冲载荷  $2450\text{kN} \times 1.5$  + 垂向载荷  $\times 1.5$ ) 应力数据

具体应力数据详见附录。

6) 合成工况 10 (缓冲载荷  $3600\text{kN}$  + 车体自重) 应力数据

具体应力数据详见附录。

7) 合成工况 11 (缓冲载荷  $3600\text{kN}$  + 垂向载荷) 应力数据

具体应力数据详见附录。

(4) 计算结果分析及结论

1) 强度

各工况有限元分析结果表明:

合成工况 1 至合成工况 11, 合成工况 13 及合成工况 14 (抬车工况), 车体下侧梁、中梁、枕梁上下盖板及枕梁腹板的 Von-Mises 应力值均小于 Q450NQR1 高强度刚的屈服强度  $450\text{MPa}$ , 其余结构 Von-Mises 应力值均小于 09CuPCrNi-A 耐候钢的屈服强度  $345\text{MPa}$ 。

合成工况 12 (旁承载荷  $100\text{kN}$ )、合成工况 15 (顶车载荷) 及合成工况 16 (漏斗隔板工况), 车体下侧梁、中梁、枕梁上下盖板及枕梁腹板的 Von-Mises 应力值均小于 Q450NQR1 高强度刚的安全工作应力  $300\text{MPa}$ , 其余结构 Von-Mises 应力值均小于 09CuPCrNi-A 耐候钢的安全工作应力  $230\text{MPa}$ 。

各载荷工况的应力值均满足设计规范要求。

2) 变形

在垂向载荷作用下, 中梁中央下挠  $3.79\text{mm}$ , 下侧梁中央下挠  $3.57\text{mm}$ 。由于《规范》中, 没有对车体的变形提出评判标准, 本计算结果供参考。

### 3.3 车体静强度试验

(1) 试验内容及方法

1) 纵向载荷试验

根据《试验大纲》要求, 纵向牵引载荷为  $2450\text{kN}$ , 纵向压缩载荷为  $2450\text{kN}$ 。

纵向压缩载荷 3600kN 的试验数据由纵向压缩载荷 2450kN 换算得来。

在实际加载中, 车辆分空载和标记载重两种情况进行纵向载荷试验。10'' 和 10''' 测点由于是在纵向空载压缩试验后补充, 故此 2 个测点无纵向空载压缩试验数据。

试验在专用纵向载荷加载试验台上进行, 进行纵向牵引载荷试验时, 用液压油缸将载荷沿车钩中心线作用在前从板座上; 进行纵向压缩载荷试验时, 用液压油缸将载荷沿车钩中心线作用在后从板座上。

### 2) 垂向载荷试验

根据《试验大纲》要求, 垂向载荷 (109.8t) 由标记载重载荷 (95t) 和车体自重载荷 (14.8t) 组成。试验中垂向载荷仅加载了标记载重载荷, 车体自重载荷的试验数据由标记载重载荷的试验数据换算得来。

试验时, 采用现场装煤方式进行加载, 加入煤碳 95t, 待车辆静止后测量各测点的应力值及中梁和下侧梁的垂向挠度。

### 3) 旁承载荷试验

根据《试验大纲》要求, 旁承载荷为 100kN。

试验时, 在车辆达到标记载重情况下, 在车体纵向同侧旁承处施加垂直向上的旁承载荷 100kN。

### 4) 抬车工况 1 载荷试验

根据《试验大纲》要求, 在车辆达到标记载重情况下, 用油压千斤顶在车体一端的车钩托梁下面将车体顶起, 使该端的上、下心盘脱离接触, 测量此时各测点的应力值。

### 5) 抬车工况 2 载荷试验

根据《试验大纲》要求, 在车辆达到标记载重情况下, 用油压千斤顶在车体一端的车钩钩身下面靠近冲击座处将车体顶起, 使该端的上、下心盘脱离接触, 测量此时各测点的应力值。

### 6) 顶车载荷试验

根据《试验大纲》要求, 在车辆达到标记载重情况下, 用置于车体一端两侧顶车位置下的架车机将车体一端顶起, 使该端上、下心盘脱离接触, 测量此时各测点的应力值。

## (2) 测点布置及主要测试设备

1) 静强度试验应力测点布置参考本车车体静强度有限元分析计算报告, 重要部位在对称位置布对比测点, 测点 34 在试验中损坏, 故此测点无试验数据。

表 3.8 PN 煤车评估点数据表

Table3.8 PN coal stuff hopper car evaluate dot data chart

编号	位置	编号	位置
----	----	----	----

1	上侧梁中部	21	端梁端柱上部
2	侧板中部中间位置	22(22')	斜撑杆筋板前端
3	侧板中部中间偏下	23(23')	斜撑杆筋板后端
4	侧板中部与下侧梁相交处	24	斜撑杆与水平斜撑相交处
5	中梁中部底面	25(25')	端漏斗板与中梁相交处
6	下侧梁中部底面	26	端漏斗板横梁中部
7(7')	漏斗侧板支撑梁底面	27	下侧梁与端漏斗板相交处
8	侧板前部中间偏下	28	地板与下侧梁相交处
9(9')	侧板补强板处焊缝	29	端板斜撑上部
10(10')	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	30(30')	枕梁上盖板与牵引梁圆角处
11	牵引梁下盖板与上心盘板焊缝	31(31')	枕梁上盖板前端圆弧处
12	牵引梁补强板与牵引梁前端焊缝	32	端板斜撑下部
13	牵引梁补强板与牵引梁前端圆弧焊缝	33(33')	侧板与下侧梁搭接处
14	牵引梁补强板与端漏斗板相交处	34(34')	端漏斗板与漏斗侧板搭接处
15	牵引梁补强板与牵引梁后端圆弧焊缝	35(35')	斜撑杆根部
16(16')	牵引梁补强板与牵引梁后端焊缝	36	斜撑杆根部
17	枕梁下盖板补强板处焊缝	37	大横梁底板与脊背相交处
18(18')	枕梁下盖板后侧与下侧梁焊缝	38	中梁与脊背搭接处
19(19')	枕梁下盖板与牵引梁后端焊缝	39	大横梁补强板与中梁相交处
20	端梁加强板处	40	牵引梁腹板与中梁对接处

2) 车体挠度测量共布 9 个测点，即车体中央及车体两侧枕梁处三个断面，每个断面上分别在中梁下平面及两下侧梁下平面处布测点，最后换算出中梁和侧梁的挠度。试验中，侧梁采用钢线与坐标纸组合使用的方法测量挠度值，中梁采用位移计测量挠度值。

### 3) 主要测试设备

本次试验应力测量采用日本进口的 UCAM-20 静态数据采集仪及配套扫描箱进行测试并记录。

### (3) 试验数据整理

应力计算：

三向应变片

$$\sigma_{1,2} = E \left[ \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_{90}}{2(1 - \mu)} \pm \frac{\sqrt{2}}{2(1 + \mu)} \sqrt{(\varepsilon_0 - \varepsilon_{45})^2 + (\varepsilon_{45} - \varepsilon_{90})^2} \right]$$

Von Mises 当量应力 ( $\sigma$ )

$$\sigma = \sqrt{0.5 \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}$$

式中:

$\varepsilon_0$  - 测点  $0^\circ$  方向的微应变

$\varepsilon_{45}$  - 测点  $45^\circ$  方向的微应变

$\varepsilon_{90}$  - 测点  $90^\circ$  方向的微应变

E - 弹性模量

$\mu$  - 泊松比

$\sigma_1$  - 测点处的第一主应力

$\sigma_2$  - 测点处的第二主应力

$\sigma_3$  - 测点处的第三主应力

$\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  中, 垂直于测量位置板面的主应力为 0。

根据《试验大纲》要求, 试验数据的合成方法如下:

合成工况 1: 垂向载荷=车体自重载荷+标记载重载荷

合成工况 2: 纵向牵引载荷 2450kN+车体自重载荷

合成工况 3: 纵向牵引载荷 2450kN+垂向载荷

合成工况 4: 纵向压缩载荷 2450kN+车体自重载荷

合成工况 5: 纵向压缩载荷 2450kN+垂向载荷

合成工况 6: 纵向压缩载荷 3600kN+车体自重载荷

合成工况 7: 纵向压缩载荷 3600kN+垂向载荷

合成工况 8: 旁承载荷 100kN+垂向载荷

合成工况 9: 抬车工况 1 载荷+垂向载荷

合成工况 10: 抬车工况 2 载荷+垂向载荷

合成工况 11: 顶车载荷+垂向载荷

试验数据合成后, 每个合成工况换算出各测点的主应力值 ( $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ ) 和 Von Mises 当量应力 ( $\sigma$ )。

挠跨比计算方法: 根据中梁、侧梁的挠度测量结果, 利用车辆定距计算出中梁、侧梁的挠跨比。

## (4) 试验结果评定

车体侧墙、端墙、大小脊背、漏斗采用 09CuPCrNi-A 耐候钢，下侧梁、中梁、枕梁上下盖板、腹板采用 Q450NQR1 高强度钢，材料机械性能见下表。

表 3.9 澳大利亚运煤漏斗车材料机械性能

Table 3.9 Austerlian coal stuff hopper car material mechanical character

牌号	拉伸试验			安全工作应力 MPa
	$\sigma_s$ 屈服点 (MPa)	$\sigma_b$ 抗拉强度 (MPa)	伸长率 (%)	
09CuPCrNi-A	$\geq 345$	$\geq 480$	$\geq 24$	230
Q450NQR1	$\geq 450$	$\geq 550$	$\geq 20$	300

根据《规范》11.1 条之规定，选取材料屈服应力值的三分之二作为安全工作应力，Von Mises 当量应力 ( $\sigma$ ) 作为试验考核静应力。

上述合成工况中，6、7、9、10 合成工况下各测点的 Von Mises 当量应力 ( $\sigma$ ) 不超过屈服强度，其余工况不超过安全工作应力。

侧梁、中梁中央挠度值与车辆定距之比不大于 1/1500。此项仅做为参考，不列入考核依据。

## (5) 试验结果

## 1) 车体刚度

在垂向载荷工况下，澳大利亚运煤漏斗车中梁中央挠度值为 5.64mm，中梁挠跨比为 0.69/1500；侧梁中央挠度值为 3.93mm，侧梁挠跨比为 0.48/1500。

2) 各个合成工况下测点的 Von Mises 当量应力 ( $\sigma$ )

合成工况 1 中的最大 Von Mises 当量应力值出现在 32 测点处，其值为 93.5MPa。

合成工况 2 中车辆空载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 10' 测点处，其值为 274.5MPa。

合成工况 3 中车辆重载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 10' 测点处，其值为 286.1MPa。

合成工况 4 中车辆空载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 16' 测点处，其值为 186MPa。

合成工况 5 中车辆重载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 28 测点处，其值为 187MPa。

合成工况 6 中车辆空载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 16' 测点处, 其值为 275.4MPa。

合成工况 7 中车辆重载情况下的最大 Von Mises 当量应力值出现在 28 测点处, 其值为 268.4MPa。

合成工况 8 中的最大 Von Mises 当量应力值出现在 23 测点处, 其值为 80.1MPa。

合成工况 9 中的最大 Von Mises 当量应力值出现在 32 测点处, 其值为 278MPa。

合成工况 10 中的最大 Von Mises 当量应力值出现在 10 测点处, 其值为 362MPa。

合成工况 11 中的最大 Von Mises 当量应力值出现在 23 测点处, 其值为 81MPa。

#### (6) 结论

NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车样车车体的静强度试验表明, 该车车体静强度及刚度满足《澳大利亚运煤漏斗车静强度试验大纲》所规定的要求。

### 3.4 试验与计算比较

计算结果与试验结果的比较是一项十分繁杂的工作, 由于试验时应力片的贴片位置位于结构断面的边缘和结构变化处, 当结构变化存在焊缝时, 应力片就贴在离焊缝约 10mm 左右的位置上。因此, 根据应力片的贴片位置查找有限元网格时, 应力片就不一定处在单元的相应节点上。这样, 我们只能在试验贴应力片附近, 选取相应节点的应力值, 用该应力值与试验结果进行比较。

计算结果与试验结果总体上是吻合<sup>[23-24]</sup>, 其结果是令人满意的。

### 本章小结

本章主要进行了货车车体有限元分析, 并对车体进行了静强度和刚度试验。通过试验测试结果与计算得到的结果对比, 我们发现, 建立的有限元模型还是比较可靠的。本章得到的有限元分析结果将作为下一章的车体疲劳分析的基础。

## 第四章 车体疲劳寿命分析计算

NHWH 型澳大利亚煤炭漏斗车,在前面有限元分析的基础上,又按照采用 RHHH 车钩力载荷谱,对该车结构进行了基于有限元计算的疲劳寿命预测。为了解该车车体关键部位的抗疲劳性能,避免设计缺陷、提高产品疲劳寿命及可靠性,依据美国 AAR 机务规程(第七章 新造货车的疲劳设计)车体疲劳设计方法,运用我公司与大连交通大学合作研发的基于 AAR 标准疲劳寿命仿真系统软件为分析工具,对该车车体疲劳寿命进行了分析预测。

### 4.1 疲劳分析软件

本次有限元计算使用的基于 AAR 标准铁路货车疲劳寿命预测软件是在美国 SDRC 公司 I-DEAS 软件基础上开发的,因此,结合 I-DEAS 软件软硬件环境及我国铁路货车设计部门通常采用的软硬件环境,确定了以下软件及硬件环境作为软件系统的开发平台。

该疲劳寿命预测系统采用的软件平台有:操作系统采用 Window2000 或 WindowXP,为保证计算报告的生成,用户系统中应预装 OFFICE2000 软件,有限元分析软件采用的是 I-DEAS9.0 以上,用户在运行 I-DEAS 软件时应确保 ORBIX 服务已经起动,另外,载荷谱管理模块及综合计算模块也可以脱离 I-DEAS 环境单独运行。

疲劳分析系统采用的硬件平台为 CPU2.4G 以上,内存 256M 以上,硬盘容量应大于 40G。

Open I-DEAS 模块仅提供了 C++语言及 Java 语言二次开发代码模板,由于 VC++ 语言代码开发效率高,编译后的代码运行速度快,并且支持面向对象的开发技术(OOP),因此,该软件系统选择的开发工具是功能强大的 Microsoft Visual Studio .NET VC++,数据库技术采用开放性的 ADO 接口技术,二次开发接口为 I-DEAS 软件提供的类库。

该软件系统由载荷谱处理模块、FEA 数据提取模块、疲劳计算模块及辅助功能模块组成,运用该系统可以在方案设计阶段,能对设计师所关心的重点部位包括焊缝在内的结构细节进行疲劳寿命预测,从疲劳寿命预测结果中,对设计方案进行比较,从而支持可靠性设计<sup>[25-32]</sup>。

### 4.2 计算模型

根据载荷及结构的对称性,计算时取整车四分之一为计算对象,在两个对称面上分别施加相应的位移约束。本次疲劳评估线性换算选用的当量应力为 2450kN 拉伸工况结果,2450kN 拉伸工况车体有限元最大及最小主应力计算结果见图 4.1 和图 4.2。

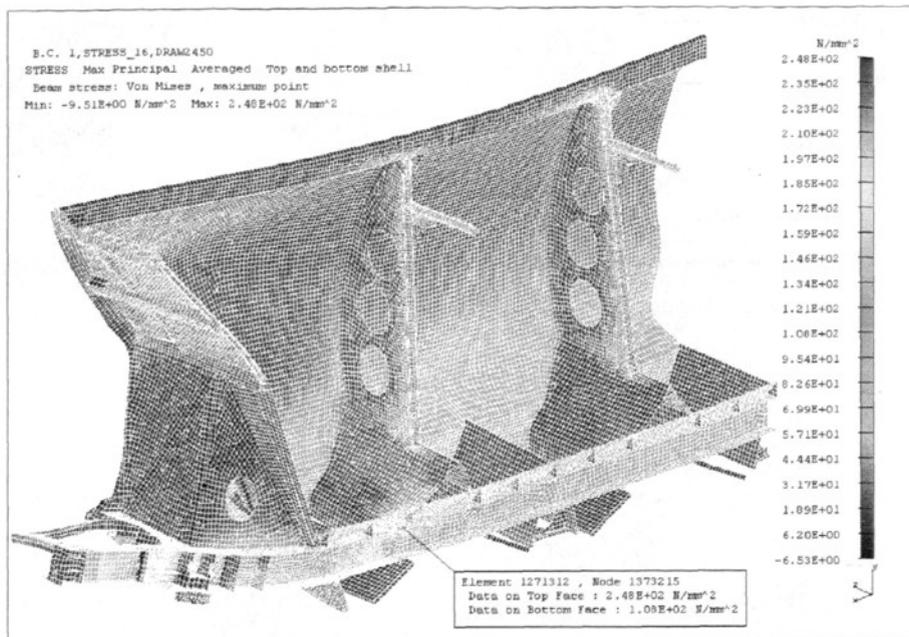


图 4.1 2450kN 拉伸工况最大主应力云图

Fig 4.1 the maximum stress of the 2450kN stretch workecondition

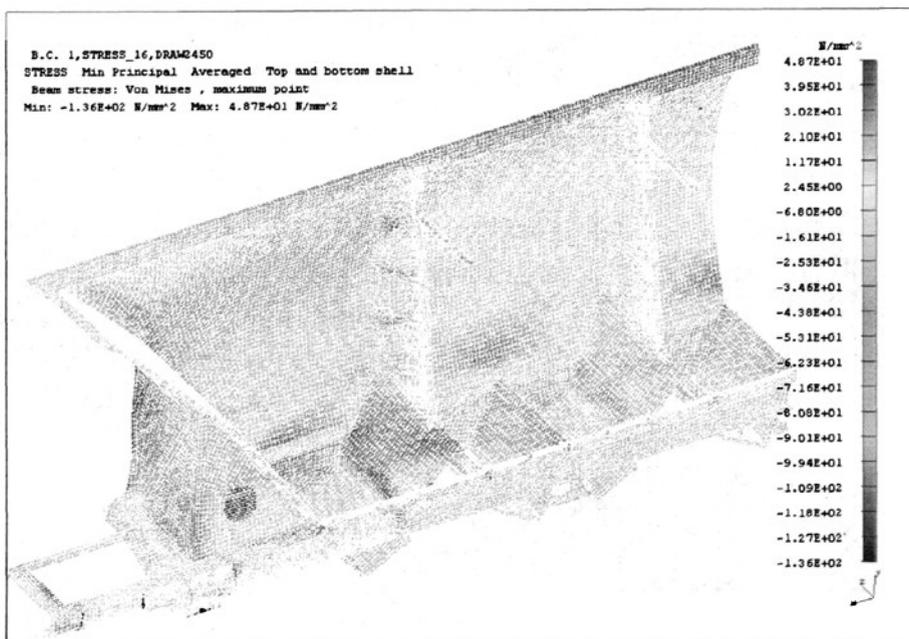


图 4.2 2450kN 拉伸工况最小主应力云图

Fig 4.2 the minimum stress of the 2450kN stretch workecondition

### 4.3 线路载荷谱

车体纵向力是车辆疲劳破坏的主要影响因素，本次计算重点考核车钩力对车体疲劳破坏的影响，因此采用 RHHH 车钩载荷谱进行参考计算<sup>[33-34]</sup>。

### 4.4 疲劳寿命计算

根据《规范》的相关规定，车辆设计最低运营寿命应不少于 25 年。进行疲劳分析时，列车前端的每辆货车的设计寿命应假设为不少于 3,750,000 公里（50%情况为重车，50%情况为空车）。

车体的设计寿命（或除了冲击座之外的其它任何部件）进行疲劳分析时应由供货商根据有限元分析和静态应力贴片试验的结果而确定。

#### (1) 有限元法疲劳计算

根据规范要求，我们对各焊接分类等级运用 RHHH 车钩力谱，及规范规定之寿命进行了疲劳计算，当 2450KN 拉伸工况当量应力小于下表对应数据时，疲劳寿命将满足规范规定的 25 年设计寿命要求。

#### (2) 数据汇总

表 4.1 疲劳评估点数据统计

Table 4.1 predicted position data statistic under the load spectrum

编号	位置	分类等级	最大主应力 (MPa)		最小主应力 (MPa)		当量应力 (MPa)
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面	
1	上侧梁中部	C	0.02	0.00	-29.60	-29.60	29.60
2	侧板中部中间位置	C	18.60	18.10	0.00	-0.80	18.60
3	侧板中部中间偏下	C	64.90	53.00	0.00	-9.12	64.90
4	侧板中部与下侧梁相交处	F2	56.60	85.90	-85.90	0.00	85.90
5	中梁中部底面	C	113.00	113.00	0.00	0.00	113.00
6	下侧梁中部底面	C	65.30	63.90	0.00	-2.99	65.30
7	漏斗侧板支撑梁底面	C	138.00	142.00	0.00	-2.46	142.00
8	侧板前部中间偏下	C	41.80	42.10	0.00	0.00	42.10
9	侧板补强板处焊缝	F2	0.00	43.90	-40.40	-12.50	43.90
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	F2	153.00	181.00	-7.13	-0.66	181.00
11	牵引梁下盖板与上心盘腹板焊缝	F	13.10	83.90	-54.70	0.00	83.90
12	牵引梁补强板与牵引梁前	F2	117.00	122.00	0.00	0.00	122.00

第四章 车体疲劳分析计算

	端焊缝						
13	牵引梁补强板与牵引梁前 端圆弧焊缝	F2	110.00	134.00	-0.05	0.00	134.00
14	牵引梁补强板与端漏斗板 相交处	E	115.00	111.00	-1.53	0.00	115.00
15	牵引梁补强板与牵引梁后 端圆弧焊缝	F2	133.00	148.00	-7.68	0.00	148.00
16	牵引梁补强板与牵引梁后 端焊缝	F2	162.00	159.00	-0.57	-4.54	162.00
17	枕梁下盖板补强板处焊缝	F2	108.00	94.30	0.00	-3.72	108.00
18	枕梁下盖板后侧与下侧梁 焊缝	F2	59.00	62.00	-4.90	-2.69	62.00
19	枕梁下盖板与牵引梁后端 焊缝	E	24.50	0.00	-58.90	-78.00	78.00
20	端梁加强板处	C	1.37	1.69	0.00	0.00	1.69
21	端梁端柱上部	F2	0.15	0.92	-5.48	-5.01	5.48
22	斜撑杆筋板前端	F2	9.34	0.00	-17.30	-38.80	38.80
23	斜撑杆筋板后端	F2	0.00	0.00	-22.60	-24.30	24.30
24	斜撑杆与水平斜撑相交处	F	-0.50	6.01	-13.60	0.47	13.60
25	端漏斗板与中梁相交处	F2	46.80	70.60	-33.10	-10.90	70.60
26	端漏斗板横梁中部	C	0.44	0.00	-8.91	-7.58	8.91
27	下侧梁与端漏斗板相交处	E	133.00	118.00	0.00	-37.20	133.00
28	地板与下侧梁相交处	E	160.00	166.00	-68.80	-48.20	166.00
29	端板斜撑上部	F2	2.59	1.92	-13.40	-11.50	13.40
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角 处	C	214.00	218.00	-0.92	-2.55	218.00
31	枕梁上盖板前端圆弧处	C	150.00	148.00	0.00	0.00	150.00
32	端板斜撑下部	E	43.60	42.90	-22.10	-26.60	43.60
33	枕梁上盖板后端圆弧处	C	100.00	84.40	-14.70	-38.60	100.00
34	侧板与下侧梁搭接处	F2	106.00	97.10	-2.02	-15.10	106.00
35	端漏斗板与漏斗侧板搭接 处	F2	113.00	108.00	-18.70	-5.46	113.00
36	斜撑杆根部	F2	-0.09	10.20	-5.43	0.22	10.20
37	大横梁底板与脊背相交处	F	107.00	107.00	5.20	7.21	107.00
38	中梁与脊背搭接处	F	248.00	108.00	0.00	-62.90	248.00

39	人横梁补强板与中梁相交处	F	84.50	183.00	0.00	0.00	183.00
40	牵引梁腹板与中梁对接处	E	143.00	139.00	0.00	0.00	143.00

## 本章小结

本章按照 RHHH 车车钩载荷谱，对该车结构进行了基于有限元计算的疲劳寿命预测。依据有限元分析结果换算出各疲劳预测点的应力谱，基于动载荷与静载荷的比例关系进行应力换算得到预测点的应力谱。将得到的车体所关注部位应力谱输入到基于 AAR 标准的疲劳寿命预测程序，得到了空车和重车预测点的疲劳寿命。

## 结论

本文针对铁路车辆的不断提速，机车、车辆和道轨等铁路设施的疲劳断裂事故不断发生这类问题，主要研究了煤炭漏斗车车体疲劳寿命预测的关键技术问题。通过研究，得出以下结论：

1) 通过采用RHHH车车钩载荷谱和基于美国铁路研究协会AAR标准提供的焊接接头疲劳设计数据库，完成了货车车体焊接结构抗疲劳设计；

2) 建立了NHHH型澳大利亚煤炭漏斗车车体有限元模型，计算了各种工况，对比了有限元计算结果与物理样车试验的结果，计算结果与试验结果比较表明，两者的应力值是吻合的，是基本一致的，从而验证了模型的可靠性。

3) 以基于美国AAR标准抗疲劳设计技术路线依据，进行了车体空车与重车工况的疲劳寿命预测。

## 参 考 文 献

- [1] 田葆栓. 铁路运煤车辆的运用与发展. 中国铁路, 2005:10
- [2] 邢纳新. 美国运用新型漏斗车. 国外铁道车辆, 2005:03
- [3] 英国钢结构协会. 钢结构的疲劳设计使用规范 BS7608-1993. 大连交通大学车辆工程 CAD/CAE 研究所译. 第一版. 英国钢结构协会, 1993:1-26
- [4] 国际焊接学会 (IIW). 焊接结构和构件的疲劳设计. 1996
- [5] 刘德刚, 王凤洲等. 国外疲劳研究及应用领域的新发展. 铁道车辆. 2001, 39(9):10~12
- [6] 美国铁路研究协会. AAR 机务标准手册: 货车设计规范. 四方车辆研究所译. 第一版. 美国铁路研究协会, 1999:C2-07-01-C2-07-05
- [7] 赵永翔, 王金诺等. P-S-N 曲线及置信限参数估计的统一常规方法. 机械强度. 2000, 22(3):217~221
- [8] 徐灏. 疲劳强度. 第一版. 高等教育出版社, 1988:1-212
- [9] 崔晓芳, 兆文忠. 高速动力车转向架构架焊接变形的数值分析研究. 铁道学报, 2004, 26(3)
- [10] 张钰, 王丹等. 一种新的疲劳可靠寿命计算方法. 东北大学学报. 2000, 21(1):42~45
- [11] 缪炳荣, 阳光武, 肖守讷等. 机车车辆结构疲劳寿命预测方法的研究. 内燃机车, 2005, 11(381):1-3
- [12] Wang C H, Brown M W. Life Prediction Techniques for Variable Amplitude Multiaxial Fatigue-Part 1:Theories[J]. ASME J of Engng. Mater and Tech, 1996, (118):367-370
- [13] 陈家权. 焊接接头疲劳强度及寿命估算. 广西电力技术. 2001, No.1:9~12
- [14] 崔晓芳, 兆文忠. 高速动力车转向架构架焊接变形的数值分析研究. 铁道学报, 2004, 26(3)
- [15] 张钰, 王丹等. 一种新的疲劳可靠寿命计算方法. 东北大学学报. 2000, 21(1):42~45
- [16] The International Institute of welding. Fatigue design of Welded Joints and Components. First publication. Published by Abington Publishing, Abington Hall, Abington, Cambridge CB16AH, England. 1996: 6 ~122
- [17] T.R. 格尔内. 焊接结构的疲劳. 机械工业出版社, 1988:214-279
- [18] 朱剑月, 沈培德. 地铁 B<sub>2</sub> 型铝合金车体结构设计与静强度分析. 铁道机车车辆, 2005, 25(1)
- [19] 羊玢, 孙庆鸿, 黄文杰等. 地铁 B 型车车体静强度及模态计算. 交通运输工程学报, 2006, 6(2)
- [20] 张关良, 李靖谊, 尹明德. 基于有限元的客车车身的静动态特性分析. 计算机仿真, 2006, 8(61)
- [21] 范国海, 谢素明等. 车辆结构建模中的几个难点及对策. 大连铁道学院学报. 2000, 21(3):8-12
- [22] 张汝清, 殷学明, 董明等. 计算结构动力学. 重庆大学出版社, 1987:1-68
- [23] 王文静, 刘志明等. 基于实验模态的结构应变模态分析. 北方交通大学学报, 2000, 24(4):20-28
- [24] 张军, 张维英, 兆文忠. 结构声场耦合系统力激励频率响应有限元分析. 船海工程, 03 年第 5 期
- [25] 程亚军. 车体焊接结构疲劳研究. 大连交通大学硕士论文, 2006:13-46
- [26] 刘德刚, 侯卫星, 王凤洲等. 基于有限元技术的构架疲劳寿命计算. 铁道学报, 2004, 26(2):47-51
- [27] 金丹, 陈旭. 多轴随机载荷作用下的疲劳寿命估算方法. 力学进展, 2006, 36(1):65-69
- [28] 郭虎, 邓耀文等. 车辆随机载荷谱的统计分析. 汽车科技, 2003, (No.6):
- [29] 崔晓芳, 兆文忠. 高速动力车转向架构架焊接变形的数值分析研究. 铁道学报, 2004, 26(3)
- [30] 谭浩强, 田淑清. FORTRAN 语言. 清华大学出版社, 1995:1-332
- [31] 徐其瑞. 机车车辆转向架应力谱数据处理与频谱分析系统软件开发. 北方交通大学, 1999
- [32] 唐兆, 郭平波, 吴学杰. 机车车辆动应力测试数据分析系统的研究. 设计与研究, 2005, (11):24-26

- [33] 谢素明, 程亚军, 兆文忠等. 基于不同标准的货车焊接结构疲劳寿命预测对比. 铁道机车车辆, 2006,(5)
- [34] 赵少汴. 变幅载荷下的有限寿命疲劳设计方法和设计数据. 机械设计, 2001, (No. 1):5

## 攻读硕士学位期间发表的学术论文

- [1] 李春雨. NHHH 型出口澳大利亚煤漏斗车研制, 铁道车辆 2007 年第 12 期

## 致 谢

本文能够顺利完成，与导师的精心培养和悉心指导是分不开的，在此，对李晓峰教授和魏鸿亮高工两位指导老师，以及兆文忠教授和李向伟高工等多年来在学业上的指导和帮助，表示衷心的感谢！你们严谨的工作作风、谦和的待人方式、诚恳的治学态度以及具有创新精神的学术氛围，给作者留下了极深的印象，作者必将以此为动力，在以后的工作中不断学习和进步。你们的诲人不倦和无私帮助，作者将感恩在心。

感谢大连交通大学的所有授课老师，正是你们孜孜不倦的传授，才有我今天所取得的成绩，谢谢你们的辛勤劳动！在论文撰写过程中，齐车公司李向伟高工提出了许多好的建议和帮助，在本论文完成之际，作者向他表示衷心的感谢！

还要特别地感谢我的家人，论文工作的顺利进行与她们多年来的鼓励和全力支持是分不开的。

最后，衷心感谢所有关心和帮助过我的老师、领导和同事！

## 附 录

根据《规范》的要求，本次报告提供了 40 个应力评估点，评估详细位置见下列各图，各主要工况应力数据见下列各表：

## 1) 合成工况 2（自重+载重）应力数据

表 1 应力数据

Table 1 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均应力 (MPa)		物理特性平均应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用应力 (MPa)	安全余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	50.90	50.80	50.90	50.80	50.90	345.00	5.78
2	侧板中部中间位置	1131302	24.30	14.50	24.30	14.50	24.30	345.00	13.20
3	侧板中部中间偏下	11313583	179.00	153.00	179.00	153.00	179.00	345.00	0.93
4	侧板中部与下侧梁相交处	843605	35.90	148.00	56.70	86.50	148.00	345.00	1.33
5	中梁中部底面	816975	23.20	24.00	23.20	24.00	24.00	450.00	17.75
6	下侧梁中部底面	806753	22.40	24.90	22.40	24.90	24.90	450.00	17.07
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	72.10	77.60	73.40	76.80	77.60	345.00	3.45
8	侧板前部中间偏下	1331260	189.00	144.00	189.00	144.00	189.00	345.00	0.83
9	侧板补强板处焊缝	972448	81.20	115.00	68.50	38.60	115.00	345.00	2.00
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	1311507	9.96	13.60	9.96	13.60	13.60	450.00	32.09
11	牵引梁下盖板与上心盘腹板焊缝	1292149	14.20	16.00	11.70	14.70	16.00	450.00	27.13
12	牵引梁补强板与牵引梁前端焊缝	1252161	3.50	15.50	3.50	15.50	15.50	450.00	28.03

## 附录

13	牵引梁补强板 与牵引梁前端 圆弧焊缝	1240524	13.00	15.00	10.10	10.80	15.00	450.00	29.00
14	牵引梁补强板 与端漏斗板相 交处	1314351	12.70	17.40	12.70	17.40	17.40	450.00	24.86
15	牵引梁补强板 与牵引梁后端 圆弧焊缝	1299415	16.20	23.40	16.20	23.40	23.40	450.00	18.23
16	牵引梁补强板 与牵引梁后端 焊缝	1299424	43.00	39.90	43.00	39.90	43.00	450.00	9.47
17	枕梁下盖板补 强板处焊缝	1252352	36.20	30.70	36.20	30.70	36.20	450.00	11.43
18	枕梁下盖板后 侧与下侧梁焊 缝	807762	5.56	5.52	55.60	55.20	55.60	450.00	7.09
19	枕梁下盖板与 牵引梁后端焊 缝	1240961	9.23	10.60	12.00	6.19	12.00	450.00	36.50
20	端梁加强板处	1306616	3.27	4.97	3.27	4.97	4.97	345.00	68.42
21	端梁端柱上部	1262554	31.70	28.30	34.00	31.30	34.00	345.00	9.15
22	斜撑杆筋板前 端	1271305	38.00	53.40	35.40	45.40	53.40	345.00	5.46
23	斜撑杆筋板后 端	1271303	37.40	39.20	39.20	40.00	40.00	345.00	7.63
24	斜撑杆与水平 斜撑相交处	611285	17.70	5.93	17.70	5.93	17.70	345.00	18.49
25	端漏斗板与中 梁相交处	1314179	30.10	54.60	30.10	42.90	54.60	345.00	5.32
26	端漏斗板横梁 中部	1386819	7.06	7.58	7.06	7.58	7.58	345.00	44.51
27	下侧梁与端漏 斗板相交处	1176930	5.25	13.60	5.25	13.60	13.60	450.00	32.09

28	地板与下侧梁 相交处	843785	20.60	24.60	18.80	19.20	24.60	345.00	13.02
29	端板斜撑上部	865296	31.40	32.80	15.90	21.30	32.80	345.00	9.52
30	枕梁上盖板与 牵引梁圆角处	1252026	9.72	5.42	9.72	5.42	9.72	450.00	45.30
31	枕梁上盖板前 端圆弧处	1252181	11.90	5.34	11.90	5.34	11.90	450.00	36.82
32	端板斜撑下部	1240416	75.90	64.90	16.60	34.60	75.90	345.00	3.55
33	枕梁上盖板后 端圆弧处	1150410	22.10	24.00	15.70	18.30	24.00	450.00	17.75
34	侧板与下侧梁 搭接处	843577	13.50	14.50	13.30	12.50	14.50	345.00	22.79
35	端漏斗板与漏 斗侧板搭接处	1034272	7.43	52.90	7.44	32.40	52.90	345.00	5.52
36	斜撑杆根部	611260	2.98	6.19	4.42	5.07	6.19	345.00	54.74
37	大横梁底板与 脊背相交处	1393919	10.30	7.73	9.30	7.74	10.30	345.00	32.50
38	中梁与脊背搭 接处	1373215	12.00	17.20	12.00	13.40	17.20	450.00	25.16
39	大横梁补强板 与中梁相交处	1394486	7.84	11.40	7.84	11.40	11.40	345.00	29.26
40	牵引梁腹板与 中梁对接处	1259805	14.50	14.20	12.60	12.40	14.50	450.00	30.03

2) 合成工况 4(牵引载荷 2450kN×1.5+车体自重×1.5)应力数据

表 2 应力数据

Table2 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均 应力 (MPa)		物理特性平均 应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用 应力 (MPa)	安全 余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	50.60	50.60	50.60	50.60	50.60	345.00	5.82
2	侧板中部中间 位置	1131302	25.30	25.80	25.30	25.80	25.80	345.00	12.37
3	侧板中部中间 偏下	11313583	93.60	88.90	93.60	88.90	93.60	345.00	2.69
4	侧板中部与下	843605	189.00	117.00	145.00	118.00	189.00	345.00	0.83

## 附录

	侧梁相交处								
5	中梁中部底面	816975	172.00	171.00	172.00	171.00	172.00	450.00	1.62
6	下侧梁中部底面	806753	98.90	101.00	98.90	101.00	101.00	450.00	3.46
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	205.00	222.00	209.00	219.00	222.00	345.00	0.55
8	侧板前部中间偏下	1331260	61.10	62.00	61.10	62.00	62.00	345.00	4.56
9	侧板补强板处焊缝	972448	64.80	91.80	52.30	32.00	91.80	345.00	2.76
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	1311507	234.00	269.00	234.00	269.00	269.00	450.00	0.67
11	牵引梁下盖板与上心盘腹板焊缝	1292149	90.80	106.00	79.60	101.00	106.00	450.00	3.25
12	牵引梁补强板与牵引梁前端焊缝	1252161	169.00	176.00	169.00	176.00	176.00	450.00	1.56
13	牵引梁补强板与牵引梁前端圆弧焊缝	1240524	166.00	191.00	125.00	143.00	191.00	450.00	1.36
14	牵引梁补强板与端漏斗板相交处	1314351	177.00	167.00	177.00	167.00	177.00	450.00	1.54
15	牵引梁补强板与牵引梁后端圆弧焊缝	1299415	208.00	219.00	208.00	219.00	219.00	450.00	1.05
16	牵引梁补强板与牵引梁后端焊缝	1299424	247.00	248.00	247.00	248.00	248.00	450.00	0.81
17	枕梁下盖板补强板处焊缝	1252352	155.00	140.00	155.00	140.00	155.00	450.00	1.90

18	枕梁下盖板后侧与下侧梁焊缝	807762	92.20	94.90	92.20	94.90	94.90	450.00	3.74
19	枕梁下盖板与牵引梁后端焊缝	1240961	112.00	116.00	144.00	84.30	144.00	450.00	2.13
20	端梁加强板处	1306616	2.01	2.60	2.01	2.60	2.60	345.00	131.69
21	端梁端柱上部	1262554	10.50	10.50	7.46	7.94	10.50	345.00	31.86
22	斜撑杆筋板前端	1271305	40.40	60.10	37.50	50.10	60.10	345.00	4.74
23	斜撑杆筋板后端	1271303	38.90	40.70	40.90	41.60	41.60	345.00	7.29
24	斜撑杆与水平斜撑相交处	611285	23.90	9.68	23.90	9.68	23.90	345.00	13.44
25	端漏斗板与中梁相交处	1314179	106.00	109.00	111.00	113.00	113.00	345.00	2.05
26	端漏斗板横梁中部	1386819	14.20	11.60	14.20	11.60	14.20	345.00	23.30
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	197.00	212.00	197.00	212.00	212.00	450.00	1.12
28	地板与下侧梁相交处	843785	304.00	290.00	152.00	148.00	304.00	345.00	0.13
29	端板斜撑上部	865296	26.50	22.60	20.80	20.00	26.50	345.00	12.02
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	323.00	331.00	323.00	331.00	331.00	450.00	0.36
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	220.00	218.00	220.00	218.00	220.00	450.00	1.05
32	端板斜撑下部	1240416	89.60	94.00	72.10	74.40	94.00	345.00	2.67
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	160.00	160.00	120.00	119.00	160.00	450.00	1.81
34	侧板与下侧梁搭接处	843577	153.00	158.00	133.00	138.00	158.00	345.00	1.18
35	端漏斗板与漏斗侧板搭接处	1034272	184.00	167.00	129.00	118.00	184.00	345.00	0.88
36	斜撑杆根部	611260	7.01	12.80	11.30	11.80	12.80	345.00	25.95

37	大横梁底板与脊背相交处	1393919	134.00	130.00	125.00	119.00	134.00	345.00	1.57
38	中梁与脊背搭接处	1373215	322.00	225.00	103.00	189.00	322.00	450.00	0.40
39	大横梁补强板与中梁相交处	1394486	119.00	237.00	119.00	237.00	237.00	345.00	0.46
40	牵引梁腹板与中梁对接处	1259805	211.00	207.00	184.00	182.00	211.00	450.00	1.13

## 3) 合成工况 5(牵引载荷 2450kN×1.5+垂向载荷×1.5)应力数据

表 3 应力数据

Table3 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均应力 (MPa)		物理特性平均应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用应力 (MPa)	安全余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	121.00	121.00	121.00	121.00	121.00	345.00	1.85
2	侧板中部中间位置	1131302	26.30	11.10	26.30	11.10	26.30	345.00	12.12
3	侧板中部中间偏下	11313583	283.00	283.00	283.00	283.00	283.00	345.00	0.22
4	侧板中部与下侧梁相交处	843605	224.00	280.00	202.00	195.00	280.00	345.00	0.23
5	中梁中部底面	816975	204.00	204.00	204.00	204.00	204.00	450.00	1.21
6	下侧梁中部底面	806753	129.00	135.00	129.00	135.00	135.00	450.00	2.33
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	307.00	331.00	313.00	327.00	331.00	345.00	0.04
8	侧板前部中间偏下	1331260	277.00	227.00	277.00	227.00	277.00	345.00	0.25
9	侧板补强板处焊缝	972448	176.00	249.00	147.00	84.20	249.00	345.00	0.39
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	1311507	236.00	253.00	236.00	253.00	253.00	450.00	0.78

11	牵引梁下盖板 与上心盘腹板 焊缝	1292149	74.30	86.50	66.60	82.90	86.50	450.00	4.20
12	牵引梁补强板 与牵引梁前端 焊缝	1252161	175.00	197.00	175.00	197.00	197.00	450.00	1.28
13	牵引梁补强板 与牵引梁前端 圆弧焊缝	1240524	181.00	212.00	138.00	158.00	212.00	450.00	1.12
14	牵引梁补强板 与端漏斗板相 交处	1314351	193.00	189.00	193.00	189.00	193.00	450.00	1.33
15	牵引梁补强板 与牵引梁后端 圆弧焊缝	1299415	228.00	249.00	228.00	249.00	249.00	450.00	0.81
16	牵引梁补强板 与牵引梁后端 焊缝	1299424	306.00	302.00	306.00	302.00	306.00	450.00	0.47
17	枕梁下盖板补 强板处焊缝	1252352	106.00	98.70	106.00	98.70	106.00	450.00	3.25
18	枕梁下盖板后 侧与下侧梁焊 缝	807762	92.20	92.90	92.20	92.90	92.90	450.00	3.84
19	枕梁下盖板与 牵引梁后端焊 缝	1240961	124.00	129.00	160.00	90.10	160.00	450.00	1.81
20	端梁加强板处	1306616	6.51	8.11	6.51	8.11	8.11	345.00	41.54
21	端梁端柱上部	1262554	53.30	48.50	55.10	51.70	55.10	345.00	5.26
22	斜撑杆筋板前 端	1271305	92.00	132.00	85.70	112.00	132.00	345.00	1.61
23	斜撑杆筋板后 端	1271303	89.90	94.20	94.60	96.40	96.40	345.00	2.58
24	斜撑杆与水平 斜撑相交处	611285	10.00	3.37	10.00	3.37	10.00	345.00	33.50
25	端漏斗板与中 梁相交处	1314179	138.00	154.00	144.00	141.00	154.00	345.00	1.24

26	端漏斗板横梁中部	1386819	24.00	22.30	24.00	22.30	24.00	345.00	13.38
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	202.00	223.00	202.00	223.00	223.00	450.00	1.02
28	地板与下侧梁相交处	843785	328.00	326.00	177.00	173.00	328.00	345.00	0.05
29	端板斜撑上部	865296	64.10	62.80	28.00	40.90	64.10	345.00	4.38
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	308.00	321.00	308.00	321.00	321.00	450.00	0.40
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	204.00	211.00	204.00	211.00	211.00	450.00	1.13
32	端板斜撑下部	1240416	145.00	138.00	71.10	93.90	145.00	345.00	1.38
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	136.00	135.00	107.00	102.00	136.00	450.00	2.31
34	侧板与下侧梁搭接处	843577	159.00	163.00	138.00	143.00	163.00	345.00	1.12
35	端漏斗板与漏斗侧板搭接处	1034272	192.00	239.00	136.00	162.00	239.00	345.00	0.44
36	斜撑杆根部	611260	4.40	4.39	7.67	6.09	7.67	345.00	43.98
37	大横梁底板与脊背相交处	1393919	143.00	138.00	136.00	129.00	143.00	345.00	1.41
38	中梁与脊背搭接处	1373215	328.00	244.00	118.00	206.00	328.00	450.00	0.37
39	大横梁补强板与中梁相交处	1394486	115.00	245.00	115.00	245.00	245.00	345.00	0.41
40	牵引梁腹板与中梁对接处	1259805	231.00	226.00	201.00	199.00	231.00	450.00	0.95

## 4) 合成工况 7(缓冲载荷 2450kN×1.5+车体自重×1.5)应力数据

表 4 应力数据

Table4 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均应力 (MPa)		物理特性平均应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用应力 (MPa)	安全余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	38.20	38.10	38.20	38.10	38.20	345.00	8.03

2	侧板中部中间位置	1131302	29.30	29.70	29.30	29.70	29.70	345.00	10.62
3	侧板中部中间偏下	11313583	90.40	85.10	90.40	85.10	90.40	345.00	2.82
4	侧板中部与下侧梁相交处	843605	184.00	111.00	138.00	112.00	184.00	345.00	0.88
5	中梁中部底面	816975	166.00	165.00	166.00	165.00	166.00	450.00	1.71
6	下侧梁中部底面	806753	92.70	94.90	92.70	94.90	94.90	450.00	3.74
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	192.00	207.00	196.00	205.00	207.00	345.00	0.67
8	侧板前部中间偏下	1331260	63.80	63.90	63.80	63.90	63.90	345.00	4.40
9	侧板补强板处焊缝	972448	43.10	61.10	35.20	22.20	61.10	345.00	4.65
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	1311507	51.40	77.60	51.40	77.60	77.60	450.00	4.80
11	牵引梁下盖板与上心盘腹板焊缝	1292149	171.00	150.00	158.00	161.00	171.00	450.00	1.63
12	牵引梁补强板与牵引梁前端焊缝	1252161	173.00	176.00	173.00	176.00	176.00	450.00	1.56
13	牵引梁补强板与牵引梁前端圆弧焊缝	1240524	164.00	189.00	124.00	142.00	189.00	450.00	1.38
14	牵引梁补强板与端漏斗板相交处	1314351	173.00	164.00	173.00	164.00	173.00	450.00	1.60
15	牵引梁补强板与牵引梁后端圆弧焊缝	1299415	203.00	215.00	203.00	215.00	215.00	450.00	1.09
16	牵引梁补强板与牵引梁后端焊缝	1299424	238.00	239.00	238.00	239.00	239.00	450.00	0.88

## 附录

17	枕梁下盖板补强板处焊缝	1252352	154.00	137.00	154.00	137.00	154.00	450.00	1.92
18	枕梁下盖板后侧与下侧梁焊缝	807762	88.30	91.10	88.30	91.10	91.10	450.00	3.94
19	枕梁下盖板与牵引梁后端焊缝	1240961	123.00	119.00	153.00	85.20	153.00	450.00	1.94
20	端梁加强板处	1306616	1.87	2.04	1.87	2.04	2.04	345.00	168.1 2
21	端梁端柱上部	1262554	6.80	6.63	2.60	2.64	6.80	345.00	49.74
22	斜撑杆筋板前端	1271305	29.90	44.40	27.80	37.10	44.40	345.00	6.77
23	斜撑杆筋板后端	1271303	28.70	30.00	30.50	31.20	31.20	345.00	10.06
24	斜撑杆与水平斜撑相交处	611285	11.70	4.82	11.70	4.82	11.70	345.00	28.49
25	端漏斗板与中梁相交处	1314179	104.00	107.00	110.00	112.00	112.00	345.00	2.08
26	端漏斗板横梁中部	1386819	13.30	10.60	13.30	10.60	13.30	345.00	24.94
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	194.00	209.00	194.00	209.00	209.00	450.00	1.15
28	地板与下侧梁相交处	843785	307.00	293.00	152.00	147.00	307.00	345.00	0.12
29	端板斜撑上部	865296	16.80	13.80	15.90	14.30	16.80	345.00	19.54
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	313.00	324.00	313.00	324.00	324.00	450.00	0.39
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	221.00	219.00	221.00	219.00	221.00	450.00	1.04
32	端板斜撑下部	1240416	86.50	90.20	71.90	72.20	90.20	345.00	2.82
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	168.00	169.00	124.00	124.00	169.00	450.00	1.66
34	侧板与下侧梁搭接处	843577	150.00	155.00	130.00	136.00	155.00	345.00	1.23

35	端漏斗板与漏斗侧板搭接处	1034272	184.00	167.00	129.00	119.00	184.00	345.00	0.88
36	斜撑杆根部	611260	7.16	13.80	11.90	12.20	13.80	345.00	24.00
37	大横梁底板与脊背相交处	1393919	134.00	130.00	124.00	119.00	134.00	345.00	1.57
38	中梁与脊背搭接处	1373215	329.00	225.00	101.00	189.00	329.00	450.00	0.37
39	大横梁补强板与中梁相交处	1394486	121.00	242.00	121.00	242.00	242.00	345.00	0.43
40	牵引梁腹板与中梁对接处	1259805	209.00	205.00	182.00	180.00	209.00	450.00	1.15

5) 合成工况 8 (缓冲载荷 2450kN×1.5+垂向载荷×1.5) 应力数据

表 5 应力数据

Table5 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均应力 (MPa)		物理特性平均应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用应力 (MPa)	安全余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	32.00	31.90	32.00	31.90	32.00	345.00	9.78
2	侧板中部中间位置	1131302	58.80	48.50	58.80	48.50	58.80	345.00	4.87
3	侧板中部中间偏下	11313583	284.00	201.00	284.00	201.00	284.00	345.00	0.21
4	侧板中部与下侧梁相交处	843605	158.00	216.00	118.00	148.00	216.00	345.00	0.60
5	中梁中部底面	816975	135.00	132.00	135.00	132.00	135.00	450.00	2.33
6	下侧梁中部底面	806753	62.80	61.30	62.80	61.30	62.80	450.00	6.17
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	90.20	98.20	92.30	96.50	98.20	345.00	2.51
8	侧板前部中间偏下	1331260	302.00	224.00	302.00	224.00	302.00	345.00	0.14
9	侧板补强板处焊缝	972448	68.40	96.50	59.50	33.40	96.50	345.00	2.58
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊	1311507	60.10	94.40	60.10	94.40	94.40	450.00	3.77

## 附录

	缝								
11	牵引梁下盖板 与上心盘腹板 焊缝	1292149	180.00	160.00	165.00	171.00	180.00	450.00	1.50
12	牵引梁补强板 与牵引梁前端 焊缝	1252161	168.00	154.00	168.00	154.00	168.00	450.00	1.68
13	牵引梁补强板 与牵引梁前端 圆弧焊缝	1240524	149.00	168.00	112.00	127.00	168.00	450.00	1.68
14	牵引梁补强板 与端漏斗板相 交处	1314351	157.00	142.00	157.00	142.00	157.00	450.00	1.87
15	牵引梁补强板 与牵引梁后端 圆弧焊缝	1299415	183.00	187.00	183.00	187.00	187.00	450.00	1.41
16	牵引梁补强板 与牵引梁后端 焊缝	1299424	179.00	185.00	179.00	185.00	185.00	450.00	1.43
17	枕梁下盖板补 强板处焊缝	1252352	203.00	178.00	203.00	178.00	203.00	450.00	1.22
18	枕梁下盖板后 侧与下侧梁焊 缝	807762	89.30	93.80	89.30	93.80	93.80	450.00	3.80
19	枕梁下盖板与 牵引梁后端焊 缝	1240961	111.00	106.00	136.00	80.20	136.00	450.00	2.31
20	端梁加强板处	1306616	3.51	7.42	35.10	7.42	35.10	345.00	8.83
21	端梁端柱上部	1262554	42.90	37.30	47.20	42.50	47.20	345.00	6.31
22	斜撑杆筋板前 端	1271305	22.60	28.30	20.80	24.70	28.30	345.00	11.19
23	斜撑杆筋板后 端	1271303	22.40	23.60	23.20	23.70	23.70	345.00	13.56
24	斜撑杆与水平 斜撑相交处	611285	44.10	15.90	44.10	15.90	44.10	345.00	6.82

25	端漏斗板与中梁相交处	1314179	83.00	114.00	87.70	117.00	117.00	345.00	1.95
26	端漏斗板横梁中部	1386819	4.91	2.61	4.91	2.61	4.91	345.00	69.26
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	190.00	199.00	190.00	199.00	199.00	450.00	1.26
28	地板与下侧梁相交处	843785	283.00	258.00	127.00	124.00	283.00	345.00	0.22
29	端板斜撑上部	865296	36.00	39.60	32.20	32.10	39.60	345.00	7.71
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	329.00	334.00	329.00	334.00	334.00	450.00	0.35
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	238.00	226.00	238.00	226.00	238.00	450.00	0.89
32	端板斜撑下部	1240416	143.00	130.00	80.90	85.50	143.00	345.00	1.41
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	193.00	197.00	139.00	144.00	197.00	450.00	1.28
34	侧板与下侧梁搭接处	843577	146.00	152.00	128.00	133.00	152.00	345.00	1.27
35	端漏斗板与漏斗侧板搭接处	1034272	177.00	107.00	123.00	81.20	177.00	345.00	0.95
36	斜撑杆根部	611260	11.00	22.60	17.30	19.20	22.60	345.00	14.27
37	大横梁底板与脊背相交处	1393919	126.00	122.00	114.00	109.00	126.00	345.00	1.74
38	中梁与脊背搭接处	1373215	324.00	207.00	87.30	172.00	324.00	450.00	0.39
39	大横梁补强板与中梁相交处	1394486	125.00	235.00	125.00	235.00	235.00	345.00	0.47
40	牵引梁腹板与中梁对接处	1259805	189.00	185.00	165.00	163.00	189.00	450.00	1.38

## 6) 合成工况 10(缓冲载荷 3600kN+车体自重)应力数据

表 6 应力数据

Table6 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均应力 (MPa)		物理特性平均应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用应力 (MPa)	安全余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			

## 附录

1	上侧梁中部	487025	39.30	39.30	39.30	39.30	39.30	345.00	7.78
2	侧板中部中间位置	1131302	28.10	28.50	28.10	28.50	28.50	345.00	11.11
3	侧板中部中间偏下	11313583	89.00	84.00	89.00	84.00	89.00	345.00	2.88
4	侧板中部与下侧梁相交处	843605	181.00	110.00	137.00	110.00	181.00	345.00	0.91
5	中梁中部底面	816975	164.00	163.00	164.00	163.00	164.00	450.00	1.74
6	下侧梁中部底面	806753	91.80	93.90	91.80	93.90	93.90	450.00	3.79
7	漏斗侧板支撑梁底面	487725	190.00	205.00	194.00	203.00	205.00	345.00	0.68
8	侧板前部中间偏下	1331260	62.00	62.20	62.00	62.20	62.20	345.00	4.55
9	侧板补强板处焊缝	972448	45.50	64.50	37.10	23.20	64.50	345.00	4.35
10	枕梁下盖板与牵引梁前端焊缝	1311507	50.00	75.20	50.00	75.20	75.20	450.00	4.98
11	牵引梁下盖板与上心盘腹板焊缝	1292149	167.00	147.00	154.00	157.00	167.00	450.00	1.69
12	牵引梁补强板与牵引梁前端焊缝	1252161	170.00	172.00	170.00	172.00	172.00	450.00	1.62
13	牵引梁补强板与牵引梁前端圆弧焊缝	1240524	161.00	186.00	122.00	139.00	186.00	450.00	1.42
14	牵引梁补强板与端漏斗板相交处	1314351	170.00	161.00	170.00	161.00	170.00	450.00	1.65
15	牵引梁补强板与牵引梁后端圆弧焊缝	1299415	200.00	211.00	200.00	211.00	211.00	450.00	1.13

16	牵引梁补强板与牵引梁后端焊缝	1299424	235.00	235.00	235.00	235.00	235.00	450.00	0.91
17	枕梁下盖板补强板处焊缝	1252352	150.00	133.00	150.00	133.00	150.00	450.00	2.00
18	枕梁下盖板后侧与下侧梁焊缝 -	807762	86.50	89.20	86.50	89.20	89.20	450.00	4.04
19	枕梁下盖板与牵引梁后端焊缝	1240961	121.00	117.00	150.00	83.60	150.00	450.00	2.00
20	端梁加强板处	1306616	1.80	2.04	1.80	2.04	2.04	345.00	168.12
21	端梁端柱上部	1262554	7.07	6.95	3.01	3.24	7.07	345.00	47.80
22	斜撑杆筋板前端	1271305	31.00	46.00	28.80	38.40	46.00	345.00	6.50
23	斜撑杆筋板后端	1271303	29.70	31.00	31.50	32.20	32.20	345.00	9.71
24	斜撑杆与水平斜撑相交处	611285	13.30	5.47	13.30	5.47	13.30	345.00	24.94
25	端漏斗板与中梁相交处	1314179	102.00	105.00	108.00	110.00	110.00	345.00	2.14
26	端漏斗板横梁中部	1386819	13.20	10.50	13.20	10.50	13.20	345.00	25.14
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	191.00	205.00	191.00	205.00	205.00	450.00	1.20
28	地板与下侧梁相交处	843785	300.00	287.00	149.00	144.00	300.00	345.00	0.15
29	端板斜撑上部	865296	17.90	14.90	16.40	14.90	17.90	345.00	18.27
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	307.00	318.00	307.00	318.00	318.00	450.00	0.42
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	216.00	214.00	216.00	214.00	216.00	450.00	1.08
32	端板斜撑下部	1240416	85.20	89.00	70.60	71.20	89.00	345.00	2.88
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	163.00	165.00	121.00	121.00	165.00	450.00	1.73

34	侧板与下侧梁 搭接处	843577	147.00	152.00	128.00	133.00	152.00	345.00	1.27
35	端漏斗板与漏 斗侧板搭接处	1034272	181.00	164.00	127.00	116.00	181.00	345.00	0.91
36	斜撑杆根部	611260	7.00	13.40	11.60	11.90	13.40	345.00	24.75
37	大横梁底板与 脊背相交处	1393919	131.00	127.00	122.00	117.00	131.00	345.00	1.63
38	中梁与脊背搭 接处	1373215	321.00	221.00	99.00	185.00	321.00	450.00	0.40
39	大横梁补强板 与中梁相交处	1394486	118.00	236.00	118.00	236.00	236.00	345.00	0.46
40	牵引梁腹板与 中梁对接处	1259805	205.00	201.00	179.00	177.00	205.00	450.00	1.20

## 7) 合成工况 11(缓冲载荷 3600kN+垂向载荷)应力数据

表 7 应力数据

Table7 stress data

编号	位置	节点号	物理特性不平均 应力 (MPa)		物理特性平均 应力 (MPa)		最大值 (MPa)	许用 应力 (MPa)	安全 余量
			TOP 面	BOTTOM 面	TOP 面	BOTTOM 面			
1	上侧梁中部	487025	13.60	13.60	13.60	13.60	13.60	345.00	24.37
2	侧板中部中间 位置	1131302	48.90	42.90	48.90	42.90	48.90	345.00	6.06
3	侧板中部中间 偏下	11313583	201.00	133.00	201.00	133.00	201.00	345.00	0.72
4	侧板中部与下 侧梁相交处	843605	159.00	153.00	114.00	120.00	159.00	345.00	1.17
5	中梁中部底面	816975	140.00	138.00	140.00	138.00	140.00	450.00	2.21
6	下侧梁中部底 面	806753	68.70	68.40	68.70	68.40	68.70	450.00	5.55
7	漏斗侧板支撑 梁底面	487725	116.00	125.00	118.00	123.00	125.00	345.00	1.76
8	侧板前部中间 偏下	1331260	212.00	158.00	212.00	158.00	212.00	345.00	0.63

9	侧板补强板处 焊缝	972448	39.60	55.80	34.70	20.00	55.80	345.00	5.18
10	枕梁下盖板与 牵引梁前端焊 缝	1311507	56.80	89.00	56.80	89.00	89.00	450.00	4.06
11	牵引梁下盖板 与上心盘腹板 焊缝	1292149	174.00	155.00	160.00	165.00	174.00	450.00	1.59
12	牵引梁补强板 与牵引梁前端 焊缝	1252161	167.00	157.00	167.00	157.00	167.00	450.00	1.69
13	牵引梁补强板 与牵引梁前端 圆弧焊缝	1240524	150.00	171.00	113.00	129.00	171.00	450.00	1.63
14	牵引梁补强板 与端漏斗板相 交处	1314351	157.00	144.00	157.00	144.00	157.00	450.00	1.87
15	牵引梁补强板 与牵引梁后端 圆弧焊缝	1299415	183.00	190.00	183.00	190.00	190.00	450.00	1.37
16	牵引梁补强板 与牵引梁后端 焊缝	1299424	190.00	194.00	190.00	194.00	194.00	450.00	1.32
17	枕梁下盖板补 强板处焊缝	1252352	187.00	165.00	187.00	165.00	187.00	450.00	1.41
18	枕梁下盖板后 侧与下侧梁焊 缝	807762	87.20	91.10	87.20	91.10	91.10	450.00	3.94
19	枕梁下盖板与 牵引梁后端焊 缝	1240961	112.00	107.00	138.00	79.80	138.00	450.00	2.26
20	端梁加强板处	1306616	2.25	5.18	2.25	5.18	5.18	345.00	65.60
21	端梁端柱上部	1262554	30.10	26.20	33.30	29.90	33.30	345.00	9.36
22	斜撑杆筋板前 端	1271305	9.56	10.60	8.58	9.39	10.60	345.00	31.55
23	斜撑杆筋板后	1271303	9.56	10.10	9.55	9.64	10.10	345.00	33.16

附录

	端								
24	斜撑杆与水平斜撑相交处	611285	28.80	10.30	28.80	10.30	28.80	345.00	10.98
25	端漏斗板与中梁相交处	1314179	85.40	104.00	90.70	109.00	109.00	345.00	2.17
26	端漏斗板横梁中部	1386819	6.66	3.48	6.66	3.48	6.66	345.00	50.80
27	下侧梁与端漏斗板相交处	1176930	186.00	197.00	186.00	197.00	197.00	450.00	1.28
28	地板与下侧梁相交处	843785	286.00	264.00	132.00	129.00	286.00	345.00	0.21
29	端板斜撑上部	865296	25.40	27.80	24.70	22.80	27.80	345.00	11.41
30	枕梁上盖板与牵引梁圆角处	1252026	316.00	323.00	316.00	323.00	323.00	450.00	0.39
31	枕梁上盖板前端圆弧处	1252181	229.00	220.00	229.00	220.00	229.00	450.00	0.97
32	端板斜撑下部	1240416	119.00	111.00	75.60	77.20	119.00	345.00	1.90
33	枕梁上盖板后端圆弧处	1150410	183.00	187.00	133.00	136.00	187.00	450.00	1.41
34	侧板与下侧梁搭接处	843577	143.00	149.00	125.00	131.00	149.00	345.00	1.32
35	端漏斗板与漏斗侧板搭接处	1034272	176.00	121.00	123.00	90.40	176.00	345.00	0.96
36	斜撑杆根部	611260	9.63	19.70	15.40	16.70	19.70	345.00	16.51
37	大横梁底板与脊背相交处	1393919	126.00	122.00	114.00	110.00	126.00	345.00	1.74
38	中梁与脊背搭接处	1373215	320.00	208.00	88.70	174.00	320.00	450.00	0.41
39	大横梁补强板与中梁相交处	1394486	121.00	233.00	121.00	233.00	233.00	345.00	0.48
40	牵引梁腹板与中梁对接处	1259805	190.00	187.00	166.00	164.00	190.00	450.00	1.37

注：以上各表安全余量=(许用应力/最大应力)-1。