

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2019.05.008

# 基于盲数理论的电动轮自卸车 A 型架区间 疲劳强度分析与优化

李文泰<sup>1</sup>, 倪正顺<sup>1</sup>, 肖学文<sup>1</sup>, 米承继<sup>1, 2</sup>, 刘金华<sup>1</sup>

(1. 湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007;

2. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082)

**摘 要:** 由于电动轮自卸车 A 型架制造工艺及使用环境的不确定性极易引起材料参数的改变, 因此将 A 型架疲劳强度定义为一区间值。为避免电动轮自卸车 A 型架在满载下坡转弯制动工况下因区间疲劳强度不足造成疲劳失效, 首先基于盲数理论分析了电动轮自卸车 A 型架区间疲劳强度, 其区间值为 142.32~256.86 MPa。其次, 充分考虑其设计、制造及使用过程中的不确定性因素, 将设计阶段的 A 型架钢板结构尺寸、制造阶段的焊缝材料参数及使用阶段的关键铰接位置载荷作为随机变量, 利用拉丁超立方方法对其抽样, 通过弹塑性有限元模拟获取周期载荷作用下的随机变量响应值, 得到 A 型架区间应力值为 95.01~153.50 MPa。通过对比, A 型架区间应力值与区间疲劳强度发生干涉。最后, 基于响应面法对随机变量建立疲劳可靠性功能函数, 利用遗传算法开展 A 型架区间疲劳强度优化设计。结果表明: 优化后的 A 型架区间应力最大值为 134.50 MPa, 小于区间疲劳强度最小值, 从而保证了 A 型架的疲劳可靠性。

**关键词:** A 型架; 盲数理论; 疲劳强度; 多源不确定性; 遗传算法

**中图分类号:** U463.46

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1673-9833(2019)05-0044-07

**引文格式:** 李文泰, 倪正顺, 肖学文, 等. 基于盲数理论的电动轮自卸车 A 型架区间疲劳强度分析与优化[J]. 湖南工业大学学报, 2019, 33(5): 44-50.

## A Fatigue Strength Analysis and Optimization of Type-A Frame of Electric Wheel Dump Trucks Based on Blind Data Theory

LI Wentai<sup>1</sup>, NI Zhengshun<sup>1</sup>, XIAO Xuewen<sup>1</sup>, MI Chengji<sup>1, 2</sup>, LIU Jinhua<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract:** The fatigue strength of type-A frame of electric wheel dump trucks is defined as an interval value due to the fact that the uncertainty of the manufacturing process and operating environment can easily lead to the change of material parameters. In order to avoid the fatigue failure of type-A frame of electric wheel dump trucks under full load downhill turning braking condition due to insufficient section fatigue strength, an analysis has thus been made of the fatigue strength of type-A frame of electric wheel dump trucks based on blind data theory, with its interval value being

收稿日期: 2019-03-10

基金项目: 湖南省教育厅优秀青年基金资助项目(18B301), 湖南省研究生科研创新基金资助项目(CX20190846)

作者简介: 李文泰(1993-), 男, 山西忻州人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为机械结构模糊疲劳可靠度分析与优化, E-mail: liwentai2019@126.com

通信作者: 米承继(1984-), 男, 湖南沅陵人, 湖南工业大学讲师, 主要研究方向为结构疲劳可靠性分析与多目标优化设计方法, E-mail: michengji\_86@126.com

142.32~256.86 MPa. Secondly, based on a full consideration of the uncertainties in its design, manufacture and use, it is to be taken as random variables the structural dimensions of type-A frame steel plate in design stage, the welding material parameters in manufacture stage and the key hinge position load in use stage. By adopting Latin hypercube method, the response values of random variables under periodic loads can be obtained by elastic-plastic finite element simulation, with the stress values of type-A frame interval being 95.01~153.50 MPa. By comparison, the interval stress value of A-frame proves to interfere with the interval fatigue strength. Finally, the fatigue reliability function of random variables can be established based on response surface method, with the genetic algorithm used to optimize the fatigue strength of A-frame interval. The results show that the maximum stress of the optimized A-frame is 134.50 MPa, which is less than the minimum fatigue strength of the A-frame, thus ensuring type-A frame fatigue reliability.

**Keywords:** type-A frame; blind data theory; fatigue strength; multi-source uncertainty; genetic algorithm

## 1 研究背景

SF33900 型电动轮自卸车<sup>[1-2]</sup>为某集团研制的矿用运输设备,其额定载重为 220 t,每日运输任务频繁,持续工作时间长达十几个小时且矿山道路蜿蜒曲折,路面凹凸不平,极易引起转向系统疲劳失效。A 型架<sup>[3-4]</sup>作为电动轮自卸车转向系统最重要的工作部件,其疲劳强度<sup>[5]</sup>的优劣直接决定车辆能否安全运行。因此,对 A 型架进行疲劳强度分析对行车安全具有重要意义。A 型架由不同厚度的钢板焊接而成,其疲劳失效位置往往出现在焊缝的焊趾部位。而造成疲劳失效的原因大多由于焊缝疲劳强度不足致使其所受应力发生干涉。传统 A 型架疲劳强度设计方法总是基于以安全系数保证安全裕度的定值方法,并未将其作为区间值处理。事实上,A 型架疲劳强度不仅在设计阶段受到尺寸效应的影响,而且对其进行加工时还会受到加工工艺因素的制约,此外工作环境温度也会改变 A 型架的疲劳强度。基于上述原因本文将 A 型架的疲劳强度定义为区间值。

随着大型机械设备应用环境的日益严苛,因疲劳强度不足而导致的机构疲劳失效问题愈发突显,同时也引起了广大学者的关注。周张义等<sup>[6]</sup>为了解决现行标准中转向架构架焊缝容许疲劳强度数据存在的问题,针对当前的各种结构应力方法和数据,就其在焊缝结构应力测试、容许应力幅、设计值存活率、平均应力修正、焊缝修整疲劳强度提高及极限容许应力确定等方面的关系和差异进行了对比。唐兆等<sup>[7]</sup>利用 C++ 和 Pascal 语言混合编程技术,给出了一种适用于海量时间历程数据雨流计数算法的具体编程实现过程,并与 Matlab 工具箱雨流技术算法进行了详细比较,在此算法基础上,总结梳理相关疲劳强度评定标准,开发出一套机车车辆疲劳强度评估系

统。张澎湃等<sup>[8]</sup>以全尺寸车轮的弯曲疲劳极限替代全尺寸车轮辐板的对称扭转疲劳极限作为判定依据,修正 Crossland 疲劳准则,并类比 Sines 疲劳准则,确定准则中应力张量第 1 应力不变量最大值的系数。上述研究成果对机构疲劳强度的研究均是以定值的形式开展,并未将机构的疲劳强度进行区间化处理。姚军等<sup>[9]</sup>通过分析工作极限应力与产品实际使用环境应力的相互关系,推导了利用强化试验数据计算产品可靠度的相关公式,将定量分析引入强化试验中,并举具体计算实例说明了该方法的可行性。郭盛杰等<sup>[10]</sup>给出了一个估算结构元件疲劳可靠度的应力强度因子模型,系统阐述了元件在常幅载荷下疲劳可靠性的分析方法。该模型研究了常幅载荷作用下材料瞬时裂纹长度和应力强度因子的分布形式,建立了应力强度因子与断裂韧性之间的干涉关系。王梅等<sup>[11]</sup>基于广义应力-广义强度分布干涉理论和单一失效模式下扭簧可靠性计算模型,建立了多失效模式下扭簧可靠度优化数学模型,采用规格化加权法进行各失效模式影响相同(等失效效应)和有差异(非等失效效应)两种情况下的扭簧可靠度计算。然而,上述研究成果中对机构应力的评估并未考虑设计、加工及制造过程中不确定性因素的影响,致使应力评估并不准确的同时也并未对机构的疲劳强度进行优化。

为此,本文首先通过单调拉伸试验获取了 A 型架抗拉强度试验数据,进而基于盲数理论推导了 A 型架的区间疲劳强度。其次,将 A 型架的板材结构尺寸、材料参数及关键铰接位置载荷作为随机变量,利用拉丁超立方方法对其抽样,在周期载荷作用下进行弹塑性有限元分析,并基于响应面法构建疲劳可靠性功能函数。最后,基于遗传算法对其区间疲劳强度进

行了优化设计。

## 2 A型架焊缝材料拉伸与仿真试验

### 2.1 A型架焊缝疲劳开裂

SF33900型电动轮自卸车在大型露天矿山场所承担95%以上的矿石能源运输任务,由于矿山道路弯道较多,路面坑洼不平,致使其转向频繁且所受载荷随机多变。A型架作为电动轮自卸车最重要的转向部件,由于频繁转向导致其焊缝出现疲劳裂纹,如图1所示。



图1 A型架焊缝开裂

Fig. 1 Welding seam cracks of type-A frame

经现场调研,A型架焊缝出现裂纹的周期一般为1.3 a,远远小于工程要求,初步认定为疲劳强度不足,为此本研究开展基于盲数理论的电动轮自卸车A型架区间疲劳强度分析与优化。

### 2.2 A型架焊缝材料拉伸试验

A型架焊缝材料为高强度低合金调质钢,本研究采用MTS810型万能材料试验机对A型架焊缝材料试件进行单调拉伸试验,如图2所示<sup>[4]</sup>。



图2 静态拉伸试验

Fig. 2 Static tensile tests

其动态载荷容量为 $\pm 100$  kN,加载称量精度量程为 $\pm 0.5\%$ 。本次试验采用位移控制,为分析A型架焊缝材料的抗拉强度区间,本次测试共进行了5组试验,焊缝材料单调拉伸曲线如图3所示。

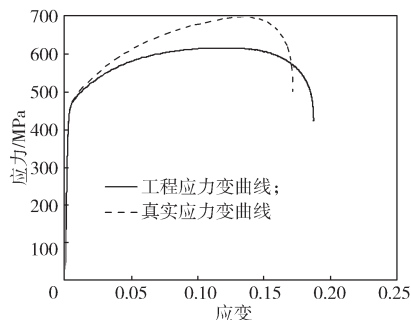


图3 焊缝材料单调拉伸试验结果

Fig. 3 Static tensile test result

具体试验参数如表1所列。此外,由于A型架在使用过程中受到周期载荷作用,本研究为获取周期载荷焊缝材料力学性能参数开展了A型架焊缝应变疲劳寿命试验,其试验过程与结果参考文献[4],这里不再赘述。

表1 A型架焊缝材料单调拉伸试验参数

Table 1 Monotonic tensile test parameters of welded seams in type-A frame

组号	最大载荷 / kN	试件宽度 / mm	试件厚度 / mm	抗拉强度 / MPa
1	22.14	6.13	5.97	604.98
2	18.05	6.22	5.81	499.47
3	24.15	6.05	6.10	654.38
4	27.12	5.89	6.04	762.32
5	16.66	6.00	5.89	471.42

### 2.3 A型架有限元模型建立

整车刚柔耦合多体动力学模型与A型架有限元模型构建细节及验证过程已在之前的研究成果<sup>[4]</sup>中予以详细阐述,这里限于篇幅,仅展示A型架有限元模型结果,如图4所示,其中A型架焊缝由渐进网格代替,其具体构建过程见文献[4]。图中, $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 及 $A_4$ 分别为A型架主要铰接位置, $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 及 $F_4$ 分别为对应铰接位置载荷,其均值来源于整车刚柔多体动力学仿真计算,见文献[4],大小分别为77 500, 22 500, 22 500, 62 500 N,方向如图4中所示。

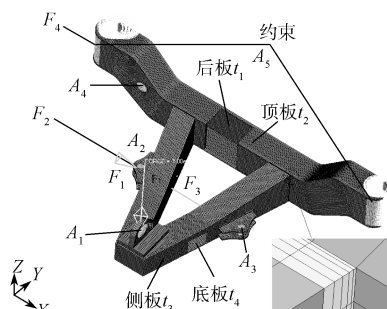


图4 A型架有限元模型

Fig. 4 Finite element model of type-A frame



### 3 基于盲数理论的 A 型架焊缝试件区间疲劳强度分析

#### 3.1 盲数理论

盲数是处理和解决一系列灰信息及不确定性信息的数学工具, 是对灰色数学理论、未确知数学及模糊数学的一种发展。其具体定义为<sup>[12]</sup>:

假设  $G$  为有理灰数集, 并且  $a_i \in G$ ,  $T_i \in [0, 1]$ ,  $i=1, 2, \dots, n$ ;

$$f(x) = \begin{cases} T_i, & x = a_i (i=1, 2, \dots, n); \\ 0, & x \notin \{a_1, a_2, \dots, a_n\} \text{ 且 } x \in G. \end{cases} \quad (1)$$

其中,  $a_i$  为  $G$  中的任意元素,  $i$  为 1 至  $n$  之间的任意实数, 若当  $i \neq j$  时,  $a_i \neq a_j$ , 且  $\sum T_i \leq 1 (i=1, \dots, n)$ , 则称  $f(x)$  是一个盲数;  $n$  为  $f(x)$  的阶数;  $T_i$  为  $f(x)$  在  $a_i$  点的可信度,  $\sum T_i \leq 1 (i=1, 2, \dots, n)$  为函数  $f(x)$  总可信度。其具体性质及运算规则参考文献 [12]。

#### 3.2 A 型架焊缝试件区间疲劳强度分析

为获取 A 型架焊缝试件区间疲劳强度, 本研究结合表 1 试验数据与文献 [12], 分析了 A 型架焊缝试件 125 组抗拉强度值。由于计算数据较多, 限于篇幅, 仅列出其中 6 组抗拉强度值及可信度结果, 如表 2 所列。

表 2 A 型架焊缝试件的抗拉强度值及其可信度结果

Table 2 Tensile strength value with its credibility results of type-A frame weld

组号	抗拉强度 /MPa	可信度	组号	抗拉强度 /MPa	可信度
1	439.11	1.000	123	777.97	0.024
2	443.44	0.992	124	781.78	0.016
3	445.57	0.984	125	792.52	0.008

根据表 2 可知, A 型架焊缝试件区间抗拉强度为 439.11~792.52 MPa。由于未获取焊缝材料 S-N 曲线, 课题组基于疲劳强度  $S_f$  与抗拉强度  $S_u$  之间的关系, 参考文献 [13], 两者在轴向拉压条件下的关系为

$$S_f = (0.49 + 20\%) S_u. \quad (2)$$

依据 A 型架焊缝试件区间抗拉强度及疲劳强度  $S_f$  与抗拉强度  $S_u$  之间的关系, 计算了 A 型架焊缝试件区间疲劳强度, 其区间值为 302.99~546.83 MPa。然而, 由于构件尺寸效应、载荷形式、表面质量等原因致使 A 型架焊缝试件区间疲劳强度与实际 A 型架构件焊缝材料的区间疲劳强度值并不一致, 故而课题组参考相关文献 [14] 对 A 型架焊缝试件区间疲劳强度进行修正, 如式 (3):

$$S_f' = \frac{S_f}{K_f} \cdot C_{size} \cdot \beta \cdot C_1, \quad (3)$$

式中:  $S_f'$  为修正后的疲劳强度;  $S_f$  为试件的疲劳强度;  $K_f$  为疲劳缺口系数, 取 1.579 8;  $C_{size}$  为尺寸系数,

取 0.9;  $\beta$  为表面质量系数, 取 0.97;  $C_1$  为载荷系数, 本研究取 0.85。

因此, 得到 A 型架焊缝区间疲劳强度为 142.32~256.85 MPa。

#### 3.3 考虑多源不确定性的随机变量确定

A 型架在实际使用过程中, 影响其应力变化的参量较多, 如 A 型架载荷参量、A 型架结构尺寸参量及 A 型架材料参量。由于 A 型架板材众多且尺寸较大, 对其进行参数化十分困难, 故而课题组在 A 型架尺寸设计阶段仅将应力较大板材的厚度作为随机变量, 包括后板厚度  $t_1$ 、顶板厚度  $t_2$ 、侧板厚度  $t_3$  及底板厚度  $t_4$ 。由于在实际使用过程中电动轮自卸车所受激励具有一定的随机性, A 型架所受载荷也必然呈现出一定的随机性。因此, 课题组将 A 型架铰接位置所受主要载荷作为随机变量, 包括前牵引接头垂向载荷  $F_1$ 、右转向载荷  $F_2$ 、左转向载荷  $F_3$  及前横拉杆载荷  $F_4$ 。此外, A 型架焊缝开裂大部分发生在焊趾部位, 因此焊缝材料弹塑性力学参数为影响 A 型架应力大小的又一关键因素。计算 A 型架弹塑性力学响应分为两个阶段, 一是 A 型架弹性变形阶段的应力应变响应, 该阶段主要的力学性能参数主要是弹性模量  $E$  和泊松比  $\nu$ ; 二是 A 型架塑性变形阶段的应力应变响应, 本研究基于兰贝格-奥斯古德本构模型表征该阶段力学性能, 其主要力学性能参数为循环强化系数  $K'$  和循环应变硬化指数  $n'$ 。本研究基于参考文献 [4] 确定出各随机变量均值, 并将上述随机变量均值汇总列入表 3。

表 3 A 型架随机变量及其均值

Table 3 All random variables with their corresponding mean values in type-A frame

变量符号	随机变量	均值
$X_1$	弹性模量 $E/\text{MPa}$	201 000
$X_2$	泊松比 $\nu$	0.3
$X_3$	循环强化系数 $K'/\text{MPa}$	860.99
$X_4$	循环应变硬化指数 $n'$	0.179 2
$X_5$	后板厚度 $t_1/\text{mm}$	36
$X_6$	顶板厚度 $t_2/\text{mm}$	32
$X_7$	侧板厚度 $t_3/\text{mm}$	20
$X_8$	底板厚度 $t_4/\text{mm}$	20
$X_9$	前牵引接头载荷 $F_1/\text{N}$	77 500
$X_{10}$	右转向载荷 $F_2/\text{N}$	22 500
$X_{11}$	左转向载荷 $F_3/\text{N}$	22 500
$X_{12}$	前横拉杆载荷 $F_4/\text{N}$	62 500

#### 3.4 A 型架区间疲劳应力评估

为获取 A 型架应力响应值, 课题组利用拉丁超立方方法对上述随机变量进行抽样, 并在周期载荷下进行弹塑性有限元分析, 共获取 103 组响应值。由于响

应数目众多,课题组将其中4组随机变量及其响应值列入表4(结果已四舍五入处理)。其中,A型架区间应力为95.01~153.50 MPa,与A型架焊缝区间疲

劳强度发生干涉,有一定几率使得A型架因疲劳强度不足而发生疲劳失效,故而本研究开展了A型架区间疲劳强度优化设计。

表4 各随机变量及其响应值样本点

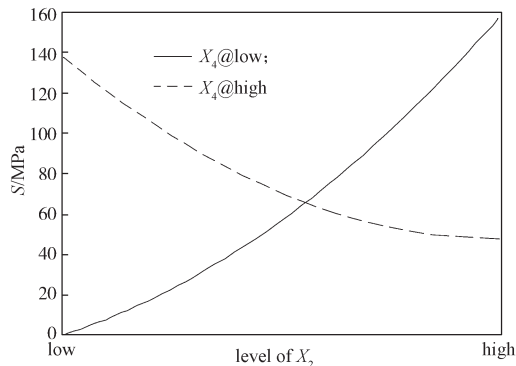
Table 4 Sample points of all random variables with its corresponding response values

样本点	$E/\text{MPa}$	泊松 $\nu$	$K'/\text{MPa}$	$n'$	$t_1/\text{mm}$	$t_2/\text{mm}$	$t_3/\text{mm}$	$t_4/\text{mm}$	$F_1/\text{N}$	$F_2/\text{N}$	$F_3/\text{N}$	$F_4/\text{N}$	最大等效应力 $S/\text{MPa}$
1	200 029	0.314	899.23	0.176 7	34	34	23	17	67 775	18 353	21 618	59 559	108.1
2	203 824	0.311	838.44	0.174 8	27	32	22	17	80 235	24 000	23 029	52 696	138.4
102	205 853	0.304	893.34	0.175 2	38	29	25	23	71 725	18 971	20 118	66 667	117.1
103	204 000	0.294	901.19	0.180 7	32	34	23	23	89 657	24 441	26 382	72 304	146.4

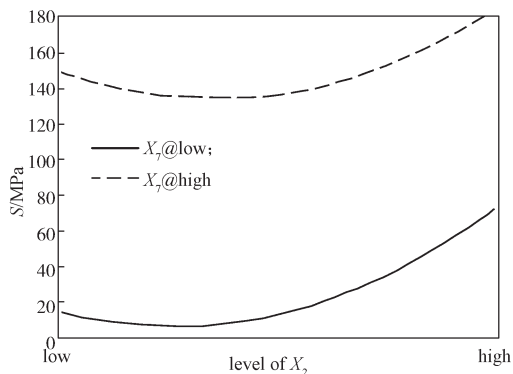
## 4 A型架区间疲劳强度优化设计

### 4.1 基于响应面法的疲劳可靠性功能函数

为开展A型架焊缝区间疲劳强度优化设计,首先需建立与之相关的疲劳可靠性功能函数,课题组基于响应面法,对上述随机变量及其响应值进行拟合,获得疲劳可靠性功能函数。图5a与b分别为 $X_2$ 与 $X_4$ 、 $X_7$ 关于最大等效应力 $S$ 的交互效应图。图5a中, $X_2$ 与 $X_4$ 存在明显的交叉现象,表明其交互效应十分明显。而图5b中 $X_2$ 与 $X_7$ 的曲线不存在明显的交叉现象,表明两者的相关关系并不大。



a)  $X_2$  与  $X_4$



b)  $X_2$  与  $X_7$

图5 各变量交互效应图

Fig. 5 Interaction effect diagram of variables

课题组通过Matlab2012a软件求解部分随机变量与最大等效应力值的相关关系,限于篇幅,以前牵引接头载荷 $F_1$ 与前横拉杆载荷 $F_4$ 和最大等效应力值之间的关系为例,如图6所示。

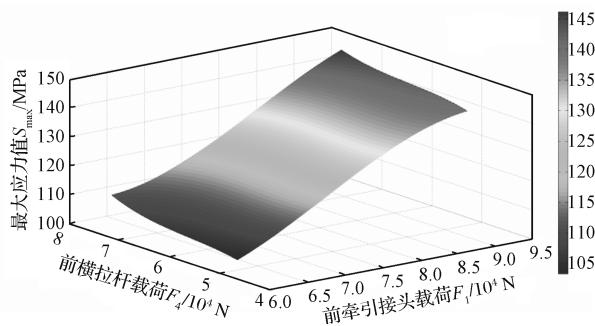


图6 前牵引接头载荷 $F_1$ 与前横拉杆载荷 $F_4$ 和最大等效应力值的关系

Fig. 6 Relationship between front traction joint load  $F_1$  and front lateral stabilizer joint load  $F_4$

图中,前牵引接头载荷变化率对最大等效应力值的影响明显高于前横拉杆载荷,同时这也进一步说明了减小前牵引接头载荷将显著减小A型架所受应力。

### 4.2 A型架区间疲劳强度优化目标函数的建立

优化A型架区间疲劳强度,其关键在于降低A型架最大等效应力值。为此,本研究将上述随机变量作为优化设计变量,将最大等效应力值 $S$ 作为优化目标,并建立优化目标函数,如式(4):

$$\min S(X_1, X_2, \dots, X_{12}). \quad (4)$$

课题组考虑到保证降低A型架所受最大等效应力的同时也应保证电动轮自卸车的运输效率故而对优化目标函数给与一定的约束。约束条件如式(5):

$$110 \leq \min S(X_1, X_2, \dots, X_{12}) \leq 135. \quad (5)$$

课题组基于遗传算法,对A型架所受最大等效应力值进行优化,各随机变量优化边界条件设置如表5所列。

表 5 各随机变量优化边界条件  
Table 5 Optimization boundary conditions of  
all random variables

随机变量	最小值	最大值
$X_1$ 弹性模量 $E/\text{MPa}$	193 198	214 500
$X_2$ 泊松比 $\nu$	0.275	0.325
$X_3$ 循环强化系数 $K'/\text{MPa}$	660.99	1060.9
$X_4$ 循环应变硬化指数 $n'$	0.174 2	0.184 2
$X_5$ 后板厚度 $t_1/\text{mm}$	20	50
$X_6$ 顶板厚度 $t_2/\text{mm}$	20	50
$X_7$ 侧板厚度 $t_3/\text{mm}$	10	40
$X_8$ 底板厚度 $t_4/\text{mm}$	10	40
$X_9$ 前牵引接头载荷 $F_1/\text{N}$	54 250	100 750
$X_{10}$ 右转向载荷 $F_2/\text{N}$	15 750	29 250
$X_{11}$ 左转向载荷 $F_3/\text{N}$	15 750	29 250
$X_{12}$ 前横拉杆载荷 $F_4/\text{N}$	43 750	81 250
最大等效应力 $S/\text{MPa}$	110	135

#### 4.3 区间疲劳强度优化结果分析

课题组基于多岛遗传算法, 将其种群数设置 20, 迭代次数为 100 次, 经 30 min 迭代计算, 得到各设计变量优化结果, 如表 6 所列。

表 6 基于遗传算法的各随机变量均值优化前后结果  
Table 6 Optimization boundary conditions of  
all random variables

随机变量	优化前均值	优化后均值
$X_1$ 弹性模量 $E/\text{MPa}$	201 000	199 190
$X_2$ 泊松比 $\nu$	0.3	0.282
$X_3$ 循环强化系数 $K'/\text{MPa}$	860.99	782.10
$X_4$ 循环应变硬化指数 $n'$	0.179 2	0.180 0
$X_5$ 后板厚度 $t_1/\text{mm}$	36	39
$X_6$ 顶板厚度 $t_2/\text{mm}$	32	39
$X_7$ 侧板厚度 $t_3/\text{mm}$	20	18
$X_8$ 底板厚度 $t_4/\text{mm}$	20	18
$X_9$ 前牵引接头载荷 $F_1/\text{N}$	77 500	74 772
$X_{10}$ 右转向载荷 $F_2/\text{N}$	22 500	23 582
$X_{11}$ 左转向载荷 $F_3/\text{N}$	22 500	24 839
$X_{12}$ 前横拉杆载荷 $F_4/\text{N}$	62 500	51 619
最大等效应力 $S/\text{MPa}$	126.45	110.01

由表 6 可知, 课题组为验证优化后 A 型架的区间应力最大值是否与区间疲劳强度发生干涉, 利用拉丁超立方方法对优化后各随机变量进行抽样 (共 103 组样本点), 并在周期载荷作用下求解弹塑性力学响应, 最终获得 A 型架应力区间 94.81~134.50 MPa, 其中区间应力最大值为 135.50 MPa, 小于区间疲劳强度最小值 142.32 MPa, 有效保证了 A 型架疲劳可靠性。

## 5 结论

课题组基于盲数理论分析了电动轮自卸车 A 型架的区间疲劳强度, 通过 HYPERMESH 软件建立了 A 型架有限元模型, 并验证其准确性, 基于整车刚柔

耦合多体动力学模型获取了下坡转弯制动工况下的 A 型架关键铰接位置载荷。将 A 型架焊缝材料参数、结构尺寸及关键铰接位置载荷作为随机变量, 利用拉丁超立方方法对其抽样, 并在周期载荷作用下进行弹塑性有限元分析获得响应值区间。进而比较了响应值区间与区间疲劳强度, 开展了基于遗传算法的 A 型架区间疲劳强度优化设计, 具体结论如下:

1) 基于经典盲数理论及试验数据, 以电动轮自卸车 A 型架为研究对象, 获得其区间疲劳强度为 142.32~256.86 MPa。相较于传统确定性的疲劳强度值, 利用区间值表征疲劳强度更加符合客观实际。

2) 为准确分析 A 型架在实际运行过程中所受应力, 将 A 型架设计、制造及使用过程中的不确定性考虑在内, 将其定义为随机变量, 通过周期载荷作用下的弹塑性有限元分析得到了 A 型架应力区间 95.01~153.50 MPa。

3) 通过对比 A 型架区间疲劳强度与 A 型架应力区间, 发现两者发生干涉, 基于应力强度干涉理论, A 型架有一定几率发生疲劳失效。

4) 基于遗传算法开展了 A 型架区间疲劳强度优化设计, 优化后的应力区间为 94.81~134.50 MPa, 有效避免了与 A 型架区间疲劳强度发生干涉, 充分保证了 A 型架的疲劳可靠性。

#### 参考文献:

- [1] MI C J, GU Z Q, YANG Q Q, et al. Frame Fatigue Life Assessment of a Mining Dump Truck Based on Finite Element Method and Multibody Dynamic Analysis[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 23: 18~26.
- [2] GU Z Q, MI C J, DING Z P, et al. An Energy-Based Fatigue Life Prediction of a Mining Truck Welded Frame[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(8): 3615~3624.
- [3] GU Z Q, MI C J, WANG Y T, et al. A-Type Frame Fatigue Life Estimation of a Mining Dump Truck Based on Modal Stress Recovery Method[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 26: 89~99.
- [4] MI C J, LI W T, WU W G. Fuzzy Fatigue Reliability Analysis and Optimization of A-Type Frame of Electric Wheel Dump Truck Based on Response Surface Method[J]. Mechanics, 2019, 25(1): 44~51.
- [5] AIGNER R, PUSTERHOFER S, POMBERGER S, et al. A Probabilistic Kitagawa-Takahashi Diagram for Fatigue Strength Assessment of Cast Aluminium Alloys[J]. Materials Science and Engineering, 2019, 745: 326~334.

- [6] 周张义, 黄运华, 杨 阳, 等. 基于结构应力的转向架构架焊缝疲劳强度研究 [J]. 西南交通大学学报, 2018, 53(5): 937-944.  
ZHOU Zhangyi, HUANG Yunhua, YANG Yang, et al. Study on Fatigue Strength of Welds in Bogie Frame Based on Structural Stresses[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2018, 53(5): 937-944.
- [7] 唐 兆, 郁家福, 聂隐愚, 等. 基于海量试验数据的机车车辆疲劳强度评估系统 [J]. 铁道学报, 2017, 39(1): 48-54.  
TANG Zhao, YU Jiafu, NIE Yinyu, et al. Vehicle Fatigue Strength Assessment System Based on Massive Experimental Data[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(1): 48-54.
- [8] 张澎湃, 刘金朝, 张 斌, 等. 基于主应力法和修正的 Crossland 疲劳准则的动车组车轮疲劳强度评定方法 [J]. 中国铁道科学, 2014, 35(2): 52-57.  
ZHANG Pengpai, LIU Jinzhao, ZHANG Bin, et al. Assessment Method for Fatigue Strength of EMU Wheel Based on Principal Stress Method and Amendatory Crossland Method[J]. China Railway Science, 2014, 35(2): 52-57.
- [9] 姚 军, 曹心宽, 姜同敏. 可靠性强化试验定量评估方法 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(1): 117-120.  
YAO Jun, CAO Xinkuan, JIANG Tongmin. Quantitative Assessment Approach of RET Based on Interference Model[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(1): 117-120.
- [10] 郭盛杰, 姚卫星. 常幅载荷下结构元件断裂可靠度估算的应力强度因子模型 [J]. 计算力学学报, 2005, 22(4): 465-469.  
GUO Shengjie, YAO Weixing. Analytic Model Based on Stress Intensity Factor for Estimating the Reliability of Structural Components Under Constant Amplitude Loading[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2005, 22(4): 465-469.
- [11] 王 梅, 陈国定, 肖 勇. 基于多失效模式的扭簧可靠性优化分析 [J]. 中国空间科学技术, 2011, 31(5): 57-63.  
WANG Mei, CHEN Guoding, XIAO Yong. Optimal Analysis of the Reliability for Torsion Spring Based on Multi-Failure Modes[J]. Chinese Space Science and Technology, 2011, 31(5): 57-63.
- [12] TIAN S, CHEN J H, DONG L J. Rock Strength Interval Analysis Using Theory of Testing Blind Data and Interval Estimation[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(1): 168-177.
- [13] BATHIAS C, PINEAU A. Fatigue of Materials and Structures[M]. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2013: 231-268.
- [14] 胡 楷. 基于模糊理论的矿用自卸车 A 型架疲劳寿命研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2015.  
HU Kai. Research on Type-A Frame Fatigue Life of Mining Dump Truck Based on the Fuzzy Theory[D]. Changsha: Hunan University, 2015.

(责任编辑: 申 剑)