

考虑非线性累积损伤的铸造起重机疲劳性能分析*

FATIGUE PERFORMANCE ANALYSIS OF CASTING CRANES CONSIDERING NON-LINEAR CUMULATIVE DAMAGE

闫梦煜**^{1,2,3} 魏国前***^{1,2,3} 段若尘^{1,2,3}

(1. 武汉科技大学 冶金装备及其控制教育部重点实验室, 武汉 430081)

(2. 武汉科技大学 机械传动与制造工程湖北省重点实验室, 武汉 430081)

(3. 武汉科技大学精密制造研究院, 武汉 430081)

YAN MengYu^{1,2,3} WEI GuoQian^{1,2,3} DUAN RuoChen^{1,2,3}

(1. Key Laboratory of Metallurgical Equipment and Control Technology, Ministry of Education, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

(2. Hubei Key Laboratory of Mechanical Transmission and Manufacturing Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

(3. Precision Manufacturing Institute, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

摘要 针对铸造起重机在服役过程中的疲劳问题,考虑实际的疲劳载荷谱,基于非线性累积损伤原理分析其疲劳性能。首先对某钢厂在役铸造起重机的关键疲劳危险点进行了应力时间历程实测,然后基于双参数雨流计数法和Goodman等寿命方程编制了一维载荷谱,采用常用的线性累积损伤模型和低-高、高-低的非线性累积损伤模型,计算并分析了关键部位的损伤特性和寿命特性。结果表明,铸造起重机的疲劳载荷谱与疲劳计算点所在部位和实际服役过程密切相关;非线性累积损伤模型与常用的线性累积损伤模型相比具有较高的预测精度,采用高-低的载荷加载顺序可以获得更加保守的寿命预测结果。

关键词 铸造起重机 非线性累积损伤 疲劳性能 疲劳载荷谱 服役过程

中图分类号 TH14 TH218

Abstract Aiming at the fatigue problem of casting cranes in service process, considering the actual service load spectrum, the fatigue performance of casting cranes was analyzed based on the non-linear cumulative damage principle. Firstly, the stress time history of the key fatigue hot spots of the in-service casting crane in a steel plant was measured. Then, the one-dimensional load spectrum was compiled based on the two-parameter rain flow counting method and Goodman equal life equation. In addition, the commonly used linear cumulative damage model and low-high and high-low non-linear cumulative damage model were used to calculate and analyze the damage and life characteristics of the key parts. The results show that the fatigue load spectrum of casting cranes is closely related to the location of fatigue calculation point and the actual service process. Compared with the commonly used linear cumulative damage model, the non-linear cumulative damage model has higher prediction accuracy, and more conservative life prediction results can be obtained by using the high-low load loading sequence.

Key words Casting crane; Non-linear cumulative damage; Fatigue performance; Fatigue load spectrum; Service process

Corresponding author: WEI GuoQian, E-mail: weiguqian@wust.edu.cn

The project supported by the National Natural Science Foundation of China(No. 51575408, 52175481).

Manuscript received 20221010, in revised form 20221230.

0 引言

铸造起重机是广泛应用于钢铁企业、辅助熔融合金

属吊运的专用起重设备。服役铸造起重机工作繁忙,长时间处于复杂的循环载荷作用下,其关键部位特别是焊接结构往往最先发生疲劳破坏^[1]。为了保证铸

* 20221010 收到初稿, 20221230 收到修改稿。国家自然科学基金项目(51575408, 52175481)资助。

** 闫梦煜, 男, 1998年生, 河南新野人, 汉族, 武汉科技大学硕士研究生, 主要研究方向为金属疲劳与断裂。

*** 魏国前(通信作者), 男, 1975年生, 湖北武汉人, 汉族, 武汉科技大学教授, 博士, 硕士研究生导师, 主要研究方向为金属疲劳与断裂。

造起重机的安全运行,对在役铸造起重机进行疲劳性能分析具有重要意义。

国内外很多学者对起重机的疲劳性能分析方法进行了研究。王欣等^[2]针对龙门起重机,基于结构应力法进行了疲劳寿命分析,研究了多轴非比例变幅应力在疲劳分析中的必要性。柳柏魁^[3]以某双梁桥式起重机为研究对象,应用断裂力学方法估算其剩余疲劳寿命。LEHNER P 等^[4]针对桥式起重机钢结构,基于蒙特卡洛法和有限元模型仿真的方法预测其剩余寿命。BARTSCH H 等^[5]针对起重机跑道的焊接部位制备试件并开展疲劳试验,与有限元仿真结果相互验证,基于缺口应力法对其疲劳强度进行评估。上述研究使用多种方法对起重机结构进行疲劳分析,但是并没有考虑起重机实际疲劳载荷谱对疲劳的影响。CHEN J 等^[6]以采煤机为研究对象,通过求解传动系统的动力学模型,得到齿轮应力并编制载荷谱,基于非线性累积损伤模型及应力强度模型对其寿命进行了预测。RENNERT R^[7]将铁路车辆传统恒幅载荷工况与实际疲劳载荷谱相结合,采用累积损伤方法对其进行了疲劳强度评估。陈道云等^[8]针对高速列车转向架开展疲劳试验获得其实测数据的应力谱,分别基于线性累积损伤理论及非线性累积损伤理论对其疲劳寿命进行预测。薛齐文等^[9]基于非线性累积损伤理论构建了一种焊接疲劳设计模式,同时考虑了加载次序和载荷相互作用的影响,具有较高的精度和可信度。

某钢厂加料跨 450/80 t-21.4 m 铸造起重机于 1993 年开始服役,2007 年巡检时发现外主梁上盖板多个舱口拐角部位出现多条长度不等的裂纹,经过补焊处理之后,裂纹仍时有复发。在 2010 年、2012 年的两次检修中,又在该起重机端梁的台车铰和连接铰区域陆续发现裂损现象,修复后正常使用。本文对该铸造起重机若干关键部位的实际服役过程进行测试,获取不同工况下的应力时间历程,基于非线性累积损伤理论和线性载荷比修正的疲劳累积损伤模型,统计并编制了一维载荷谱,最后计算并分析了铸造起重机关键部位的损伤特性以及寿命分布。

1 疲劳累积损伤理论

1.1 线性累积损伤模型

Miner 理论是最早提出的,也是应用最广泛的线性疲劳累积损伤理论^[10]。Miner 理论认为材料每次循环的损伤均相同,与加载次序无关。若在 k 个应力水平 S_i 作用下,各经受 n_i 次循环,则可定义其损伤为

$$D = \sum_{i=1}^k D_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

破坏准则为

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2)$$

式中, n_i 为在 S_i 作用下的循环次数; N_i 为在 S_i 作用下循环到破坏的寿命。

Miner 理论虽然形式简单,但大量工程实践表明,其临界损伤值与实际偏离较远,此外,Miner 理论无法体现加载次序和载荷相互作用对疲劳寿命的影响,因此其预测结果往往与实际相差较大。

1.2 非线性累积损伤模型

目前针对疲劳设计分析的非线性累积损伤理论较多,其中 MANSON S S 等^[11]给出了指数参数的计算方法,建立了利用损伤曲线方法得到的疲劳累积损伤模型(M-H 模型)。该模型能较好地描述载荷次序效应,同时所需材料参数较少,被广泛应用到实际工程中。该模型将 3 级以上载荷的累积损伤定义为

$$D = \left\{ \left[\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{a_1} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right]^{a_2} + \dots + \frac{n_{i(i-1)}}{N_{fi(i-1)}} \right\}^{a_i} + \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (3)$$

$$a_i = \left[\frac{N_{fi(i-1)}}{N_{fi}} \right]^{0.4} \quad (4)$$

式中, n_i 为每级载荷作用的循环数,由疲劳载荷谱获取; N_{fi} 为每级载荷对应的疲劳寿命,可通过材料或结构的 S-N 曲线求取。

非线性 M-H 模型在一定程度上考虑了载荷次序的影响,但未考虑载荷之间的相互作用,与实际损伤过程仍然存在一定偏差。引入线性载荷比系数对 M-H 模型中的指数参数进行修正,如式(5)所示,即可得到修正的线性载荷比(Linear Load Ratio, LLR) M-H 模型(LLR M-H 模型)^[12]。

$$a_i = \frac{\sigma_i}{\sigma_{(i-1)}} \left[\frac{N_{fi(i-1)}}{N_{fi}} \right]^{0.4} \quad (5)$$

式中, σ_i 、 $\sigma_{(i-1)}$ 为相邻两级应力的幅值。

LLR M-H 模型在考虑载荷次序影响的同时,能较好地考虑载荷相互作用,具有较高的损伤计算精度。

2 在役铸造起重机实测试验

2.1 测点分布

铸造起重机金属结构构造复杂,其中包含很多加强筋板和连接腹板,力传递路径很难通过理论方法精准分析。通过有限元试算和该铸造起重机的实际运行、维护、检修历史记录,本文选取了 5 类 10 个易萌生疲劳裂纹的部位进行了应力实测,其中包括外主梁 T 型钢上翼缘跨中测点、外主梁主腹板跨中偏北区域测点、外主梁上盖板舱口区域测点、端梁铰连接区域测点、端梁台车铰连接区域测点等,具体描述如表 1 和图 1 所示。其中,对于简单的单向应力状态部位,采用单应变片;对于不易判断主应力方向的部位,则采用应变花。

表 1 测点说明
Tab.1 Description of measuring points

测点编号 Number of measuring points	所在区段 Section	所在部位 Location	所在面 Surface	分类 Classification
1	东外主梁跨中截面区段 Middle span section of the east outer main beam	T 型钢内侧拐角部位 Inside corner of T-shaped steel	T 型钢上翼缘上表面 Upper surface of upper flange of T-shaped steel	外主梁 T 型钢上翼缘 跨中测点 Measuring point of T-shaped steel upper flange mid span of
2	西外主梁跨中截面区段 Middle span section of the west outer main beam	T 型钢内侧拐角部位 Inside corner of T-shaped steel	T 型钢上翼缘上表面 Upper surface of upper flange of T-shaped steel	the external main beam
3	西外主梁跨中偏北隔间 Middle north bay of the west outer main beam	大隔板附近 T 型钢与主腹板 对接焊缝下方部位 Below the butt weld between T-shaped steel and the main web near the bulkhead	主腹板内侧表面 Inner surface of the main web	外主梁主腹板跨中 偏北区域测点 Measuring point in the north of the middle span of the main web of the outer main beam
4	西外主梁跨中偏北隔间 Middle north bay of the west outer main beam	中间截面区域 T 型钢与主腹板 对接焊缝下方部位 Below the butt weld between T-shaped steel and the main web in the middle section area	主腹板内侧表面 Inner surface of the main web	
5	东外主梁北侧上方舱 口西北拐角区段 Northwest corner of hatch above the north side of the east outer main beam	上盖板与竖直镶边板角焊缝部位 Fillet weld between upper the cover plate and the vertical edging plate	上盖板上表面 Upper surface of the upper cover plate	外主梁上盖板舱口区域测点 Measuring point in hatch area of the upper cover plate of the outer main beam
6	西外主梁北侧上方舱口 东北拐角区段 Northeast corner of hatch above the north side of the west outer main beam	上盖板与竖直镶边板角焊缝部位 Fillet weld between the upper cover plate and the vertical edging plate	上盖板上表面 Upper surface of the upper cover plate	
7	北端梁西侧连接铰区段 Connecting hinge at west side of the north end beam	铰中心西侧部位 West part of the hinge center	内侧腹板外表面 Outer surface of the inner web	端梁铰连接区域测点 Measuring point of the end beam hinge connection area
8	北端梁西侧连接铰区段 Connecting hinge at west side of the north end beam	铰中心西侧部位 West part of the hinge center	外侧腹板外表面 Outer surface of the outer web	
9	北端梁东侧平衡台车 连接铰区段 Connecting hinge of balance trolley on the east side of the north end beam	东铰中心上方部位 Upper part of the east hinge center	外侧腹板外表面 Outer surface of the outer web	端梁台车铰连接区域测点 Measuring point of the hinge connection area of the end beam trolley
10	北端梁东侧平衡台车 连接铰区段 Connecting hinge of balance trolley on the east side of the north end beam	西铰中心上方部位 Upper part of the west hinge center	外侧腹板外表面 Outer surface of the outer web	

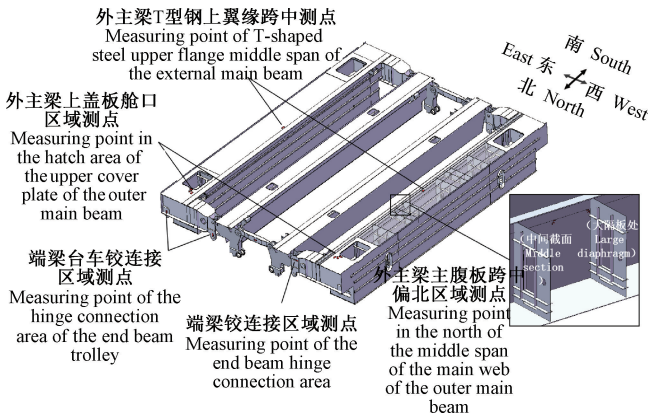


图 1 测点分布示意图
Fig. 1 Distribution diagram of measuring points

2.2 应力时间历程分析

整个测试分为 2 次,相隔约 3 个月。第 1 次测试持续了 8 个小时,共记录了 12 个工作循环;第 2 次测试持续了 37 个小时,共记录了 36 个工作循环。图 2 所示为第 2 次测试获得的 5 个典型测点的应力时间历程曲线,其中包含 2 个完整的工作循环。考虑到后文采用主应力作为疲劳寿命计算的应力参量,应变花测点数据已处理为主应力数值。由图 2 可以看出,由于铸造起重机的工艺流程相对固定,同一测点在不同工作循环过程中具有相似的应力变化波形,不同测点的应力波形则具有显著差异。在同一个工作循环过程中,工艺动作对应力波

动形态起主导作用。由于不同工作循环中实际起吊载荷略有差异,最高级别应力循环的应力最大值和应力幅值稍有不同,但具有显著的统计学均值。上述特点表明,测试所得的 48 个工作循环可以从很大程度上代表该铸造起重机的整个服役周期。

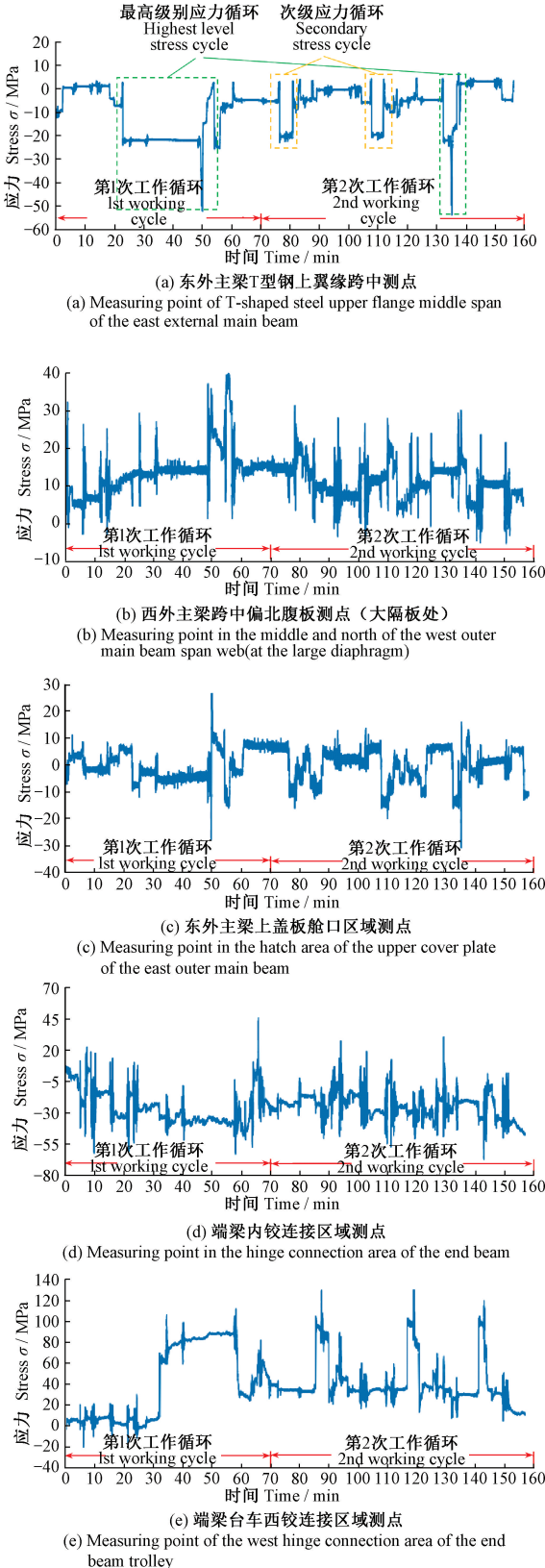


图 2 典型测点应力曲线

Fig. 2 Stress curve of typical measuring points

3 载荷谱编制

3.1 编制方法

铸造起重机服役载荷复杂,数据量较大,通常采用循环计数法进行处理。常用的循环计数法有峰值计数法、穿级计数法、程对计数法及双参数雨流计数法等,其中双参数雨流计数法是应用最为广泛的方法之一。本文首先采用双参数雨流计数法对测得的数据进行处理,得到应力幅值和应力均值两个参数。

采用式(6)对计数得到的应力幅值和均值进行分级处理。

$$\begin{cases} d_a = \frac{\sigma_{a,\max} - \sigma_{a,\min}}{N_1} \\ d_m = \frac{\sigma_{m,\max} - \sigma_{m,\min}}{N_1} \end{cases} \quad (6)$$

式中, d_a 为应力幅值的分级间距; $\sigma_{a,\max}$ 为应力幅值最大值; $\sigma_{a,\min}$ 为应力幅值最小值; d_m 为应力均值的分级间距; $\sigma_{m,\max}$ 为应力均值最大值; $\sigma_{m,\min}$ 为应力均值最小值; N_1 为分级级数,本文取 8 级。

进一步采用式(7)计算获得不同级别应力幅值和应力均值的上、下限。

$$\begin{cases} \sigma_{a,\text{down},i} = \sigma_{a,\min} + d_a(i-1) \\ \sigma_{m,\text{down},i} = \sigma_{m,\min} + d_m(i-1) \\ \sigma_{a,\text{up},i} = \sigma_{a,\min} + d_a i \\ \sigma_{m,\text{up},i} = \sigma_{m,\min} + d_m i \\ i = 1, 2, \dots, 8 \end{cases} \quad (7)$$

式中, i 为分级级号; $\sigma_{a,\text{down},i}$ 为每级应力幅值的下限; $\sigma_{m,\text{down},i}$ 为每级应力均值的下限; $\sigma_{a,\text{up},i}$ 为每级应力幅值的上限; $\sigma_{m,\text{up},i}$ 为每级应力均值的上限。

将雨流计数法得到的应力幅值和应力均值逐个与上述 8 个等级的应力幅值和应力均值上、下限进行对比,判别其所属等级,同时记录每个等级内对应应力幅值和应力均值的频次,进而编制为二维载荷谱。

为便于计算,采用 Goodman 等寿命方程将平均应力的影响计入应力幅值当中,获得 $R=-1$ 时的等寿命应力幅值 σ_{-1} ,即将二维载荷谱转化为一维载荷谱。Goodman 方程为

$$\sigma_{-1} = \frac{\sigma_a \sigma_b}{\sigma_b - |\sigma_m|} \quad (8)$$

式中, σ_a 为应力幅值; σ_m 为应力均值; σ_b 为应力极限。

3.2 载荷谱分析

表 2 所示为 10 个测点历经所有 48 个工作循环后取频次均值所编制的一维载荷谱,对应 1 个工作循环。由表 2 可以看出,高应力幅值的载荷谱块通常对应较少的频次,通常为 1。需要注意的是,所有测点的第 1

级载荷谱块对应的频次都是 1, 而第 2 级载荷谱块对应的频次为 0~24, 表明简单采用仿真手段而忽略实际服役工况编制的疲劳载荷谱无法考虑这种最大应力幅值的随机特性。此外, 相同类型测点的载荷谱具有一

定程度的相似性, 而不同类型测点的载荷谱则具有明显差异。因此, 不区分具体部位的特定构造细节编制疲劳载荷谱几乎不具有工程实用价值。

表 2 测点一维载荷谱

Tab. 2 One dimensional load spectrum of measuring points

测点 Measuring point	测点 1 Measuring point 1		测点 2 Measuring point 2		测点 3 Measuring point 3		测点 4 Measuring point 4		测点 5 Measuring point 5	
等级 Grade	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency
1	27.7	1	29.9	1	20.9	1	27.3	1	22.5	1
2	24.6	21	26.5	24	18.5	6	24.2	3	19.9	0
3	21.4	32	23.2	27	16.2	19	21.2	21	17.4	25
4	18.3	0	19.8	0	13.8	20	18.1	23	14.9	28
5	15.2	40	16.4	34	11.5	51	15	28	12.3	55
6	12.1	62	13.1	53	9.1	86	12	32	9.8	42
7	8.9	101	9.7	89	6.8	93	8.9	63	7.3	132
8	5.8	272	6.3	293	4.4	322	5.9	362	4.8	351
测点 Measuring point	测点 6 Measuring point 6		测点 7 Measuring point 7		测点 8 Measuring point 8		测点 9 Measuring point 9		测点 10 Measuring point 10	
等级 Grade	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency	幅值 Amplitude/ MPa	频次 Frequency
1	25.6	1	55.7	1	81.5	1	78.7	1	74.5	1
2	22.7	2	49.4	0	72.3	0	69.5	0	66.1	0
3	19.9	19	43.2	37	63.2	25	60.3	4	57.7	6
4	17	24	37	36	54	27	51.1	16	49.3	25
5	14.1	26	30.7	52	44.8	38	41.9	32	41	28
6	11.2	53	24.5	71	35.7	96	32.7	43	32.6	34
7	8.4	115	18.2	94	26.5	117	23.5	105	24.2	143
8	5.5	325	12	387	17.4	342	14.3	310	15.8	269

4 疲劳性能分析

4.1 S-N 曲线的确定

根据载荷谱计算疲劳损伤时, 需要预估各个测点在不同等级载荷谱块下的疲劳寿命。由于各测点所在部位的构造细节差异很大, 需要采用对应的疲劳强度模型。通常, 焊接结构的疲劳强度取决于焊接接头的构造细节。本文采用 IIW 规范推荐的 S-N 曲线族。各测点的疲劳等级 (FAT) 和对应的 S-N 曲线参数 (m 、 c 为材料参数) 如表 3 所示。

4.2 损伤计算

根据表 2 所示的一维疲劳载荷谱的应力幅值, 采用表 3 所示对应测点的 S-N 曲线方程, 可以估算不同等级载荷谱块的疲劳寿命。再根据表 2 中各个级别载荷谱块的加载频次, 可以计算获得各测点历经 1 个工作循环的载荷谱块的疲劳损伤。此处采用 3 种疲劳损伤计算方案:

1) 方案 1: LLR M-H 非线性累积损伤模型, 按应力

幅值由高到低顺序加载 (LLR M-H_H-L)。

2) 方案 2: LLR M-H 非线性累积损伤模型, 按应力幅值由低到高顺序加载 (LLR M-H_L-H)。

3) 方案 3: Miner 线性累积损伤模型。

图 3 为按照上述 3 种方案计算得到的损伤雷达图。需要强调的是, 式 (3) 描述的非线性损伤计算过程具有递推特性, 仅针对一次工作循环对应的载荷谱计算获得的损伤值不具有数值比对意义, 此处只比较不同测点与不同模型的损伤分布特性。为便于观察, 图 3 中的损伤坐标轴采用对数坐标形式, 同时根据损伤数值范围分成 4 条等距损伤带。由图 3 可以看出, 3 种方案计算得到的各测点损伤值分布趋势较为一致, 在同一个损伤雷达图中, 同种类型测点的损伤值基本位于同一条损伤带上, 但不同类型测点部位的损伤值差异明显, 表明不同部位在相同服役条件下可能具有显著不同的疲劳性能。具体地说, 测点 5、6 具有较大的损伤值, 测点 7、8 和测点 9、10 其次, 测点 1、2 的损伤值最小。

表 3 各测点疲劳等级及其对应 S-N 曲线参数
Tab. 3 Fatigue grade of each measuring point and its S-N curve parameters

测点类型 Type of measuring point	FAT	<i>m</i>	<i>c</i>	备注 Notes
外主梁 T 型钢上翼缘跨中测点 Measuring point of T-shaped steel upper flange middle span of the external main beam	90	3	1.458×10^{12}	测点 1、2 Measuring point 1、2
外主梁主腹板跨中偏北区域测点 Measuring point in the north of the middle span of the main web of the outer main beam	80	3	1.024×10^{12}	测点 3、4 Measuring point 3、4
外主梁上盖板舱口区域测点 Measuring point in the hatch area of the upper cover plate of the outer main beam	71	3	7.158×10^{11}	测点 5、6 Measuring point 5、6
端梁铰连接区域测点 Measuring point of the end beam hinge connection area	160	5	2.097×10^{17}	测点 7、8 Measuring point 7、8
端梁台车铰连接区域测点 Measuring point of the hinge connection area of the end beam trolley	160	5	2.097×10^{17}	测点 9、10 Measuring point 9、10

上述结果在很大程度上与现场实际情况一致。根据本研究团队多年来的铸造起重机实测结果,传统理论认为的疲劳危险部位如主梁跨中连接焊缝处极少出现疲劳裂纹,但在其他局部细节部位如表 1 所述的测点 5~测点 10 等部位则经常出现裂损现象。本文认为铸造起重机的结构几何为共性因素,实际服役载荷则为个性因素,在针对特定铸造起重机进行疲劳性能分析时,必须针对特定部位考虑其实际的疲劳。

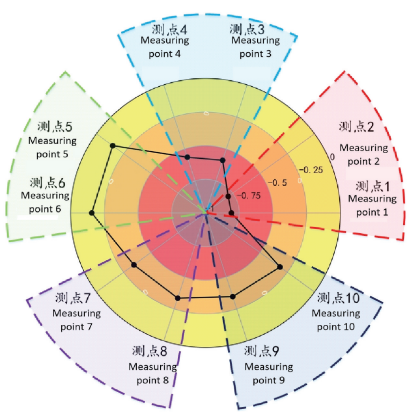
4.3 寿命分布

本文将临界损伤值定义为 1,当累积损伤达到该数值时,对应测点部位发生疲劳破坏。根据该铸造起重机的服役历史记录,每年平均工作 334 天,每天工作按 24 个小时计算,每小时平均历经 1.17 个工作循环,则各测点的疲劳寿命 T (年)可定义为

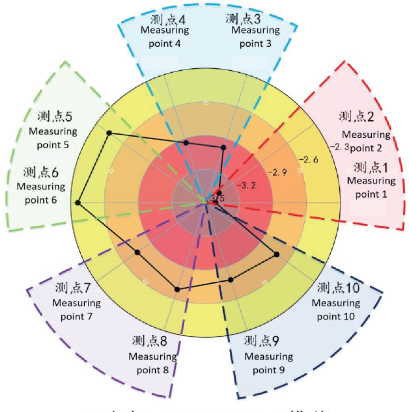
$$T = \frac{N_{bl}}{334 \times 24 \times 1.17} \tag{11}$$

式中, N_{bl} 为各测点达到疲劳破坏所需的载荷谱数量。

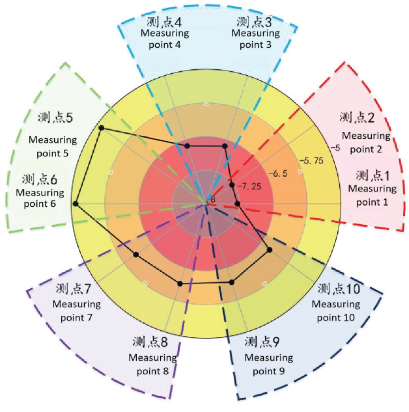
寿命分布情况如图 4 所示。总体来看,3 种方案的预测寿命分布规律基本相同,其中测点 1、2 和测点 3、4 的疲劳寿命明显高于其他部位,测点 5、6 具有最低的疲劳寿命,这与该铸造起重机的实际状况是一致的。不同损伤累积模型的寿命计算结果有所不同,一般方案 1 具有最小的预测寿命,计算结果偏保守;方案



(a) 方案1 (LLR M-H_H-L模型)
(a) Scheme 1 (LLR M-H_H-L model)



(b) 方案2 (LLR M-H_L-H模型)
(b) Scheme 2 (LLR M-H_L-H model)



(c) 方案3 (Miner模型)
(c) Scheme 3 (Miner model)

图 3 实测数据累积损伤雷达图

Fig. 3 Radar chart of cumulative damage of measured data

3 具有最大的预测寿命,计算结果偏危险。以测点 5、6 为例,方案 1 的预测寿命分别为 13.2 年和 13.8 年,这与实际情况最为接近,而方案 3 的预测寿命分别为 18.5 年和 19.0 年,明显高估了测点部位的疲劳寿命。此外,采用方案 1 计算的疲劳寿命中,测点 7、8、9、10 均在 17~20 年,与实际情况也是一致的。因此,载荷相互作用对铸造起重机的疲劳寿命分析有明显影响,而高-低的载荷顺序更适合描述铸造起重机的疲劳载荷谱。

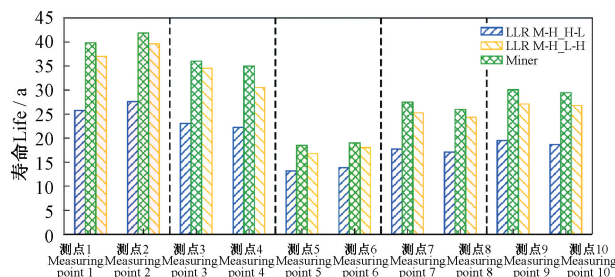


图4 不同测点的寿命分布图

Fig. 4 Life distribution of different measuring points

5 结论

根据以上分析研究,得出如下结论:

1) 针对某铸造起重机易损部位的应力时间历程进行了实测并编制了其疲劳载荷谱,结果表明,铸造起重机的实际疲劳载荷谱与细节构造密切相关。

2) 基于 LLR M-H 非线性累积损伤模型和 Miner 线性累积损伤模型设计了 3 种方案,分别计算了各个测点的疲劳损伤及寿命分布。结果表明,3 种方案的损伤值和寿命值分布规律基本相似,LLR M-H 非线性累积损伤模型的寿命计算结果均小于 Miner 线性累积损伤模型。其中,采用应力幅值从高到低的加载顺序的寿命计算结果与实际情况最为相符,表明该种加载方式的非线性累积损伤模型具有较高的疲劳预测精度。

3) 疲劳损伤计算结果显示,该铸造起重机外主梁上盖板舱口区域测点的损伤值最大,主梁跨中区域各个测点的损伤值均小,其余各测点的损伤值居中,该损伤分布情况与实际维检结果较为一致。上述疲劳易损部位对铸造起重机的现场维护具有指导意义。

参考文献 (References)

- [1] 王晓曦, 罗会信, 党章, 等. 350 t 铸造起重机主梁端部开裂机理研究[J]. 机械强度, 2017, 39(5): 1230-1233.
WANG XiaoXi, LUO HuiXin, DANG Zhang, et al. Research on the cracking mechanism of the main girder of 350 t casting crane[J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(5): 1230-1233 (In Chinese).
- [2] 王欣, 岳增可, 蔡福海, 等. 基于结构应力法的起重机焊缝多轴疲劳寿命研究[J]. 机械强度, 2022, 44(5): 1226-1231.

- WANG Xin, YUE ZengKe, CAI FuHai, et al. Research on multi-axial fatigue life of crane weld based on structural stress method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(5): 1226-1231 (In Chinese).
- [3] 柳柏魁. 桥式起重机疲劳寿命分析[J]. 机电工程技术, 2019, 48(12): 273-275.
LIU BaiKui. Fatigue life analysis of bridge crane[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2019, 48(12): 273-275 (In Chinese).
- [4] LEHNER P, KIVY V, KREJSA M, et al. Stochastic service life prediction of existing steel structure loaded by overhead cranes[J]. Procedia Structural Integrity, 2018, 13: 1539-1544.
- [5] BARTSCH H, HOFFMEISTER B, FELDMANN M. Fatigue analysis of welds and bolts in end plate connections of I-girders[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 138: 105674.
- [6] CHEN J J, LI W, SHENG L C, et al. Study on reliability of shear permanent magnet semi-direct drive gear transmission system[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132: 105387.
- [7] RENNERT R. Measured load spectra of rail vehicle car-bodies and their application as design loads[J]. International Journal of Fatigue, 2021, 144: 106030.
- [8] 陈道云, 王斌杰, 肖乾, 等. 高速列车转向架构架损伤、等效应力及寿命分布特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(22): 237-246.
CHEN DaoYun, WANG BinJie, XIAO Qian, et al. Study on damage, equivalent stress and life distribution characteristics of bogie frame of high-speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(22): 237-246 (In Chinese).
- [9] 薛齐文, 杜秀云. 基于非线性损伤理论的焊接疲劳设计[J]. 机械工程学报, 2019, 55(6): 32-38.
XUE QiWen, DU XiuYun. Fatigue design of welded structure based on the non-linear cumulative damage theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(6): 32-38 (In Chinese).
- [10] 曹蕾蕾, 王严, 王留涛, 等. 大型焊接结构疲劳寿命评估研究综述[J]. 机械强度, 2022, 44(6): 1443-1454.
CAO LeiLei, WANG Yan, WANG LiuTao, et al. Review of research on fatigue life evaluation for large welded structures[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(6): 1443-1454 (In Chinese).
- [11] MANSON S S, HALFORD G R. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage[J]. International Journal of Fracture, 1981, 17(2): 169-192.
- [12] GAO K, LIU G, TANG W. An improved Manson-Halford model for multi-level nonlinear fatigue life prediction[J]. International Journal of Fatigue, 2021, 151: 106393.