

含咬边缺陷的组焊牵枕结构疲劳寿命定量评估

于跃斌^{1,2}, 李向伟², 李 强¹, 赵尚超²

(1. 北京交通大学 机械与电子控制工程学院,北京 100044; 2. 中车齐齐哈尔交通装备有限公司,齐齐哈尔 161002)

摘 要: 组焊牵枕结构是重载铁路货车的主要承载部件,在焊接过程中枕梁与纵向梁对接焊缝产生了咬边缺陷,由于咬边缺陷已经存在,疲劳裂纹的扩展过程将是决定牵枕结构服役寿命的主要阶段. 基于等效结构应力法,提出了定量评估含咬边缺陷的组焊牵枕结构疲劳寿命的新方法. 该方法是在 Paris 公式中,通过积分上下限的设定,推导了计算焊接缺陷引起的疲劳寿命的缩减影响 $I(r)^{1/m}$ 公式,利用该公式,对含咬边缺陷的牵枕结构寿命进行了计算,为验证计算结果,进一步对该牵枕结构进行了疲劳试验. 结果表明,含 3 mm 初始裂纹时,计算结果为 18.1 万次,与试验结果的 17 万次吻合较好,同时也证明了基于等效结构应力法的 $I(r)^{1/m}$ 修正公式,对含焊接缺陷构件的疲劳寿命评估是合理有效的.

关键词: 组焊牵枕结构; 焊接缺陷; 等效结构应力法; 仿真计算; 疲劳试验

中图分类号: TG 405 **文献标识码:** A **doi:**10.12073/j.hjxb.20170405004

0 序 言

牵枕结构是重载铁路货车的主要部件,承受着较大的纵向力和垂向力,也是经常发生疲劳破坏的部件,因此牵枕结构设计质量及制造质量对其可靠运用影响较大.

某重载铁路货车的牵枕结构是由纵向梁和枕梁组焊而成,在焊接过程中,发现枕梁与纵向梁对接焊缝产生了咬边缺陷,当承受交变载荷作用时,这个区域有可能是产生疲劳破坏的裂纹源,同时由于咬边缺陷已经存在,疲劳裂纹的扩展过程将是决定牵枕结构服役寿命的主要阶段. 当前工程上更多的是依赖试验手段来评估这类问题,能否通过建立合理的含咬边缺陷的计算模型,科学地评估牵枕结构的服役寿命,在目前还缺少行之有效的计算方法.

等效结构应力法,是美国 Pingsha Dong 教授发明的评估焊接结构疲劳寿命的新方法^[1],该方法以断裂力学原理为基础,通过对 Paris 公式积分推导,定义了由结构应力、厚度修正系数及载荷形式修正系数而构成的等效结构应力,实现了以一条主 S-N 曲线预测焊接结构疲劳寿命,从而减小了应力对有限元分析(finite element method, FEA)单元类型与网格大小的敏感性,提高了疲劳寿命预测的精度.

等效结构应力法在以 Paris 公式推导过程中,积

分上限设定为焊缝的初始裂纹长度,积分下限设定为焊缝已产生裂纹的长度^[2],根据这个方法的描述,通过建立与试验对应的仿真模型,对含焊接缺陷的牵枕结构进行了疲劳寿命计算,并对其进行了疲劳试验验证. 另外更重要的是,提出的这一方法是基于断裂力学的通用规则,可以为含焊接缺陷的构件疲劳寿命评估提供有益参考.

1 等效结构应力法原理

1.1 公式推导

由于焊接结构的疲劳有其特殊性,Pingsha Dong 教授采用断裂力学原理,对影响焊接结构疲劳寿命的主要因素进行了归纳,推导了等效结构应力的数学表达式.

裂纹扩展过程可划分为短裂纹和长裂纹两个阶段,采用统一的 Paris 公式可以将短裂纹增长与长裂纹增长统一起来,以一个统一的公式表达^[3]为

$$da/dN = C (M_{kn})^n (\Delta K_n)^m \tag{1}$$

式中:参数 $n = 2, m = 3.6$ 为试验拟合常数;该公式基于断裂力学从初始裂纹长度 a 为 0,到裂纹增长到穿透板的厚度(这里定义厚度为 t),这时疲劳寿命计算的表达式为

$$N = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{td(a/t)}{C (M_{kn})^n (\Delta K)^m} = \frac{1}{C} \cdot t^{1-\frac{m}{2}} \cdot (\Delta \sigma_s)^{-m} - ml(r) \tag{2}$$

式中: N 为疲劳寿命值; M_{kn} 为焊趾缺口导致的应力

收稿日期: 2017-04-05
基金项目: 铁道部科技研究开发基金资助项目(2011J014-B); 车辆疲劳可靠性研究——货车疲劳试验技术研究项目

强度因子放大系数; ΔK_n 为应力强度因子变化范围,其表达式为

$$\Delta K_n = \sqrt{t} [\Delta \sigma_m f_m(a/t) + \Delta \sigma_b f_b(a/t)] \tag{3}$$

式中: $\Delta \sigma_m$ 和 $\Delta \sigma_b$ 分别是结构应力变化范围 $\Delta \sigma_s$ 的膜应力范围分量和弯曲应力范围分量; $f_m(a/t)$ 和 $f_b(a/t)$ 分别为膜应力和弯曲应力单独作用时确定的应力强度因子变化范围的无量纲权函数; $I(r)$ 为载荷弯曲比 r 的无量纲函数,即

$$I(r) = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{d(a/t)}{(M_{kn})^n \left[f_m\left(\frac{a}{t}\right) - r\left(f_m\left(\frac{a}{t}\right) - f_b\left(\frac{a}{t}\right)\right) \right]^m} \tag{4}$$

$$I(r)^{1/m} = \frac{1.229 - 0.365r + 0.789\left(\frac{a}{t}\right) - 0.17r^2 + 13.771\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 1.243r\left(\frac{a}{t}\right)}{1 - 0.302r + 7.115\left(\frac{a}{t}\right) - 0.178r^2 + 12.903\left(\frac{a}{t}\right)^2 - 4.091r\left(\frac{a}{t}\right)} \tag{6}$$

$$r = \frac{|\Delta \sigma_b|}{|\Delta \sigma_s|} = \frac{|\Delta \sigma_b|}{|\Delta \sigma_m| + |\Delta \sigma_b|} \tag{7}$$

式中: a 为初始裂纹深度. 如果没有缺陷可默认为 0; t 为板厚,即裂纹增长到穿透板厚. 不同的 a/t 值,表述了不同程度的焊接质量,可反映为 $I(r)^{1/m}$ 积分结果的不同曲线拟合函数,并最终可描述为对等效结构应力变化范围的影响. 因此,可以采用上述方法,对含焊接缺陷的构件进行了疲劳寿命评估,如果在焊缝处有可以被定性为有降低质量的缺陷,且这些缺陷超过了所规定的界限,就要计算由于缺陷引起疲劳寿命缩减的影响 $I(r)^{1/m}$. 按照美国标准 ASME BPVC VIII - 2 - 2007《美国机械工程学会标准》规定 $I(r)^{1/m}$ 公式中适用条件是 $a/t \leq 0.1$, Ping-sha Dong 教授认为 $a/t \leq 0.2$ 是允许的,因为 ASME - 2007 标准给出的规定值偏于保守,对于更大的裂纹尺寸, $I(r)$ 公式需要重新给定^[4]. 另外,这一方法还规定了裂纹扩展长度的最终定量值,即板厚 t ,在“十字形”焊接接头的疲劳试验中已经证明,一旦裂纹扩展长度穿透板的厚度,试件的剩余寿命将很短,因此可以将此时的裂纹尺寸作为疲劳寿命的定量考核值^[5]. 同时,这一规定优点是,当裂纹扩展长度达到厚度时,裂纹的扩展通常没有改变方向,说明结构的承载情况还没发生较大变化,这样更利于计算与试验的合理对比.

1.2 原理验证

为验证等效结构应力法通过疲劳寿命缩减影响 $I(r)^{1/m}$ 公式进行疲劳寿命评估的有效性,采用 10 mm 的 Q345E 对接焊试件,焊缝处带有咬边缺陷(图 2),进行了疲劳试验.

令
$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{(2-m)/2m} \cdot I(r)^{1/m}} \tag{5}$$

式中: ΔS_s 为等效结构应力.

式(4)就是等效结构应力变化范围的数学表达式^[2],从上式可以看出,等效结构应力是结构应力值、板厚修正系数、膜应力与弯曲应力状态修正系数的三参函数.

无量纲积分 $I(r)^{1/m}$ 方程,一种是在载荷控制条件下得到,另一种是在位移控制条件下得到(图 1). 大量的疲劳测试使用的是载荷控制条件,并且相应于在载荷控制下得到的积分 $I(r)^{1/m}$ 是偏保守的. $I(r)^{1/m}$ 公式无法推导积分值,但可以采用数值法,以非线性拟合方程得到,拟合公式为^[2]

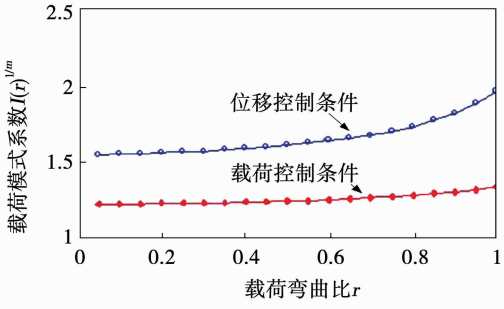


图 1 $I(r)^{1/m}$ 方程拟合曲线
Fig. 1 Fitting curve of $I(r)^{1/m}$ equation

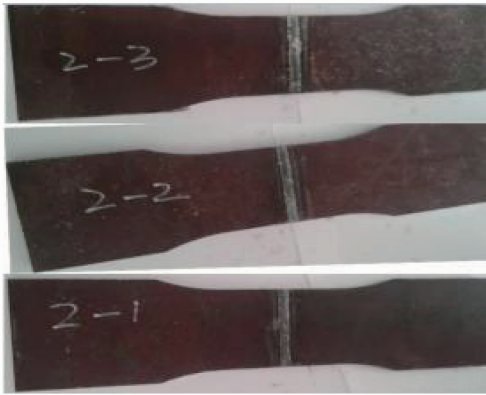
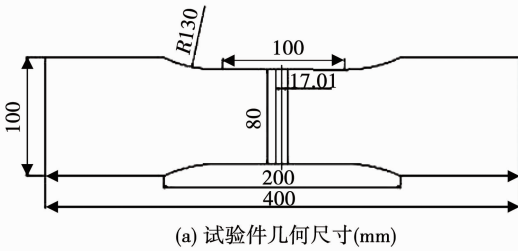


图 2 疲劳试验件
Fig. 2 Specimens of fatigue test

使用 ZEISS 型 3D 光学扫描成像设备,对咬边深度进行了测量(图 3)。

参照试件,以 6 面体实体单元进行有限元网格划分,单元长度为 1 mm,单元数量 368 000,节点数 409 308(图 4)。

根据等效结构应力公式,计入初始裂纹的影响,以中值 S-N 曲线公式进行了计算,并与试验结构进行对比,详列表 1。由此可见,计算与试验结果有良好的一致性,证明以等效结构法的修正公式定量评估含咬边缺陷部件的疲劳寿命,可以满足工程实际。

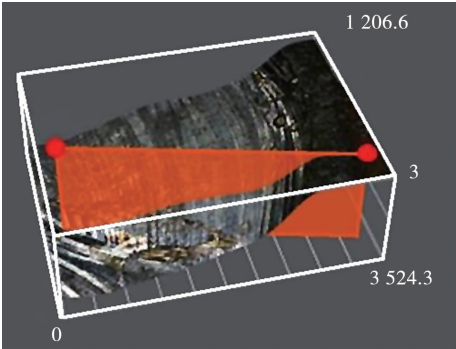


图 3 光学扫描成像测咬边深度(μm)

Fig. 3 Using optical scanning imaging to measured depth of undercut



图 4 试验件有限元模型

Fig. 4 Finite element model of test piece

表 1 计算与试验结果对比

Table 1 Comparison of calaulation and test results

咬边深度 α/mm	等效结构应力 $\Delta S_s/\text{MPa}$	计算疲劳寿命 $N_c(10^5 \text{ 周})$	试验疲劳寿命 $N_t(10^5 \text{ 周})$
0.60	361.45	2.82	3.01
0.55	354.07	3.01	3.22
0.46	340.40	3.41	3.45
0.45	338.85	3.45	3.77
0.41	332.60	3.66	3.86
0.28	311.73	4.48	4.43

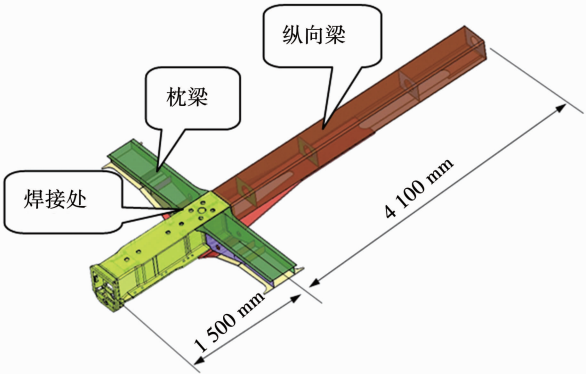
2 含咬边缺陷的牵枕结构寿命评估

采用等效结构应力法对含咬边缺陷的牵枕结构的疲劳寿命进行了仿真分析及疲劳试验,进一步验

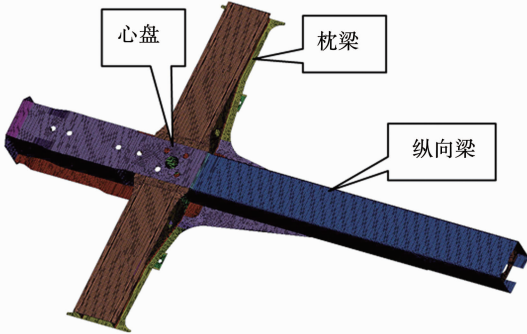
证该方法进行疲劳寿命评估的实用性。

2.1 仿真分析

建立牵枕结构的 FEA 模型,并对其离散为 6 面体实体单元,该模型共划分节点总数为106 026,单元总数为 108 974,如图 5 所示,由于缺陷尺寸较小,建模时忽略了咬边缺陷的几何影响。



(a) 牵枕结构几何模型



(b) 牵枕结构有限模型

图 5 牵枕结构几何模型和 FEA 模型

Fig. 5 Geometrical model and FEA model of pillow structure

依据实际疲劳试验的加载和约束情况,在模型中约束牵枕结构两端支座接触区域边缘处的垂向位移和纵向位移,在心盘面加载垂直均布载荷,图 6 所示。

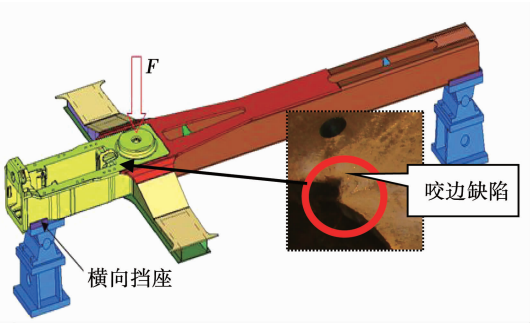


图 6 加载、位移约束及焊接缺陷位置

Fig. 6 Loading position, displacement restraint position and welding defect location

在 441 kN 垂直载荷作用下,对牵枕结构进行静强度分析,图 7 给为牵枕结构的最大主应力云图,最大主应力为 216.9 MPa,发生在牵枕结构下部,在枕梁与纵向梁对接焊缝处最大主应力值约为 73.2 MPa,主应力方向与纵向梁约夹角 45°,从 FEA 计算可以明显看出,当不考虑咬边缺陷的几何影响时,传统的 FEA 分析难以识别出缺陷对疲劳寿命的影响.

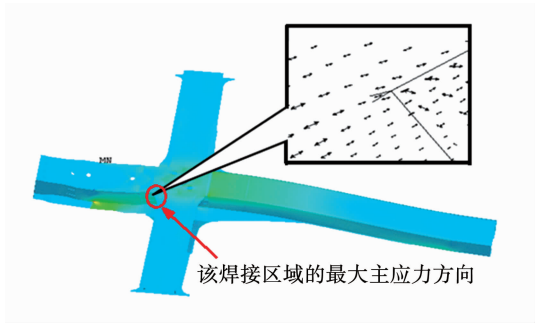


图 7 最大主应力云图及焊接缺陷处主应力方向
Fig. 7 Maximum principal stress of member and the maximum principal stress direction of the welding defect

为了有效评估焊接初始缺陷对疲劳寿命的影响,利用等效结构应力法原理,提取 FEA 分析结果中在该焊缝处的节点力,然后计算此焊缝处的结构应力,再通过疲劳寿命的缩减影响 $I(r)^{1/m}$ 公式,对 0~4 mm 初始缺陷尺寸,裂纹扩展长度为板厚 25 mm 时的等效结构应力进行了计算,然后根据中值主 S-N 曲线计算疲劳寿命,计算结果见表 2. 从计算结果可以看出,当裂纹扩展长度为板厚 25 mm 时,随着缺陷尺寸的增加,等效结构应力值将随之增大,该处的疲劳寿命次数将随之减少,当初始咬边缺陷为 4 mm 时,等效结构应力将增大到 448.1 MPa,疲劳寿命次数将减少至 1.44×10^5 周.

表 2 初始缺陷对等效结构应力和寿命的影响					
Table 2 Influence of initial imperfection on equivalent structure stress and life					
初始缺陷	0	1	2	3	4
等效结构应力 ΔS_s /MPa	253.3	316.4	372.4	416.6	448.1
循环次数 $N(10^5 \text{ 周})$	8.59	4.28	2.57	1.81	1.44

2.2 疲劳试验

为了验证上述仿真计算结果,利用 1 500 kN 多通道电液伺服加载疲劳试验台,对含咬边缺陷的牵枕结构进行了疲劳试验,试验加载频率设定为 2 Hz,施加 441 kN 脉动垂直载荷,载荷比设定为 0.1,如

图 8 所示.



图 8 牵枕结构疲劳试验
Fig. 8 Fatigue test of pillow structure

在加载约 1.7×10^5 周时,在含咬边缺陷的对接焊缝处产生宏观疲劳裂纹,裂纹扩展长度已穿透板厚长约 25 mm,裂纹产生的方向为垂直于最大主应力方向,如图 9 所示,经测量枕梁与纵向梁对接焊缝产生的咬边缺陷约为 3~4 mm,图 10 为疲劳试验与数值仿真结果的对比,当初始裂纹设定为 3 mm 时,仿真计算的疲劳寿命结果为 1.81×10^5 周,与试验结果较为接近,对比结果表明,基于等效结构应力法原理,通过对疲劳寿命的缩减影响 $I(r)^{1/m}$ 公式进行



图 9 咬边缺陷处的疲劳裂纹
Fig. 9 Fatigue crack weld undercut clefect

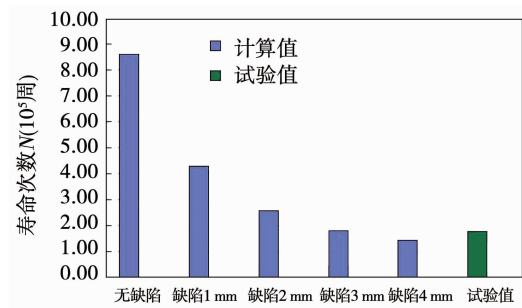


图 10 疲劳试验与仿真计算结果的对比
Fig. 10 Comparison between fatigue test and simulation results

修正,计算含咬边缺陷的牵枕结构的疲劳寿命结果是合理有效的.

3 结 论

(1) 结构应力、厚度修正系数及载荷形式修正系数,是构成等效结构应力的三个关键参数. 通过对 Paris 公式的积分推导,初始裂纹长度、缺口导致的应力强度因子放大系数,均可统一到疲劳寿命的缩减影响 $I(r)^{1/m}$ 公式中,通过修正 $I(r)^{1/m}$ 公式,可定量评估含焊接缺陷构件的疲劳寿命.

(2) 对含焊接缺陷的牵枕结构寿命进行了仿真计算及疲劳试验,在 3 mm 初始裂纹,裂纹扩展长度穿透板厚达 25 mm 时,仿真计算结果为 1.81×10^5 周,与试验结果的 1.7×10^5 周吻合较好,证明基于等效结构应力法的 $I(r)^{1/m}$ 修正公式,对含焊接缺陷构件的疲劳寿命评估是合理有效的.

参考文献:

[1] Dong P, Hong J K, Osage D A, *et al.* The master S-N curve

method an implementation for fatigue evaluation of welded components in the ASME B&PV Code Section Viii, Division 2 And API579-1/ASME FFS-1 [M]. New York: WRC Bulletin 523, 2010.

[2] Dong P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints[J]. International Journal of Fatigue, 200(23): 865 – 876.

[3] Dong P, Hong J K. Analysis of recent fatigue data using the structural stress procedure in ASME Div2 rewrite[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 129: 355 – 362.

[4] ASME BPVC VIII – 2 – 2007 ASME Boiler Boiler and Pressure Vessel Code[S]. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[5] Kyuba H, Dong P. Equilibrium-equivalent structural stress Approach to fatigue analysis of a rectangular hollow section joint[J]. International Journal of Fatigue, 2005, 27: 85 – 94.

作者简介: 于跃斌,男,教授级高级工程师,在读博士. Email: yyb0010@163.com

通讯作者: 李向伟,男,教授级高级工程师,博士. Email: xw_li@126.com