[研究・设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.06.007

基于有限体积应变能密度法的 钎焊接头疲劳寿命研究

蒋雨生¹,杨新俊¹*,张 迪²

(1. 江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122; 2. 江南大学 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡 214122)

摘 要:为了评估钎焊接头的疲劳寿命,课题组构建了不锈钢钎焊接头的疲劳寿命模型。首先通过拉伸实验和低周疲劳 实验获得不锈钢钎焊接头的基本性能和疲劳数据,再运用基于缺口应力强度因子(notch stress intensity factor,NSIF)的有 限体积应变能密度法,结合有限元和理论计算结果,并综合考虑钎焊后的残余应力来评估钎焊接头的疲劳寿命。有限元 计算结果表明 NSIF 能够准确描述焊缝附近的残余应力,并且应变能密度对网格精度敏感性较低。最后将疲劳实验结果 与计算得到的应变能密度相结合,搭建出总应变能密度和疲劳寿命关系模型,为不锈钢钎焊接头寿命评估提供了一种简 单高效的方法。

关键 词:疲劳强度;钎焊接头;应力强度因子;应变能密度法
 中图分类号:TG407;TH871.3 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)06-0049-09

Fatigue Life of Brazed Joint Based on Finite Volume Strain Energy Density Method

JIANG Yusheng¹, YANG Xinjun^{1*}, ZHANG Di²

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;

2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment & Technology, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: In order to evaluate the fatigue life of brazed joint, a fatigue life model for stainless steel brazed joint was constructed. Firstly, the basic properties and fatigue data of stainless steel brazed joint were obtained by tensile test and low cycle fatigue test. The fatigue life of brazed joint was evaluated by using the finite volume strain energy density method based on notch stress intensity factor (NSIF), combined with finite element and theoretical calculation, and considering the residual stress after brazing. The finite element calculation results show that NSIF can accurately describe the residual stress near the weld, and the strain energy density is less sensitive to the mesh precision. Finally, the relationship model between the total strain energy density and fatigue life is established by combining the fatigue test results with the calculated strain energy density, which provides a simple and efficient method for the life evaluation of stainless steel brazed joint.

Keywords: fatigue strength; brazed joint; stress intensity factor; strain energy density method

钎焊作为一种连接方式在工业中广泛用于连接金 属部件。当熔点低于基础部件固相线温度的箔、线、镀 层或膏状钎料熔化并扩散到表面,凝固后将金属部件 粘合到一起。钎焊接头由于其几何特性,在焊缝处容 易产生较高的应力集中,在循环荷载的作用下容易发 生疲劳损坏。

收稿日期:2023-03-10;修回日期:2023-08-10

基金项目:国家重点研发计划:高频振荡管疲劳断裂机理与长寿命设计(子课题编号:2018YFA0704604-1)。

第一作者简介:蒋雨生(1997),男,江苏盐城人,硕士研究生,主要从事钎焊接头疲劳寿命研究。通信作者:杨新俊(1985),男, 江苏如皋人,博士,副教授,硕士研究生导师,主要从事特种设备结构完整性、延寿技术及流程工业强化技术研究。E-mail: xinjun_yang@163.com 关于焊接接头疲劳失效的研究已经开展了很多。 焊接接头疲劳寿命的预测方法已有很多,其中名义应 力法最早被使用,但有许多局限性^[1],对于复杂的焊 接接头,通常很难确定名义应力的值。实际上,名义应 力并不是一般的疲劳控制参数。热点应力法在工程中 被广泛应用于疲劳寿命估算^[24],其优点是热点应力可 以通过有限元分析得到,裂纹的萌生和扩展与焊缝周 围的应力分布有直接关系;热点应力法的缺点是仅考 虑钎焊接头的表面应力,没有将焊缝附近的应力分布 考虑在内。局部方法^[5]是一种新的焊接接头疲劳强 度评定方法^[69],其基本原理是焊接接头的疲劳损伤从 高应力区开始,当接头焊缝附近的应力分布相同时,则 焊接接头具有相同的疲劳强度。局部方法目前还处于 发展阶段,有许多理论和实验问题需要解决。

课题组提出了一种基于有限体积应变能密度法来 评估钎焊接头的疲劳寿命^[10-14],其中应变能密度根据 缺口应力强度因子求得。该方法将焊缝附近有限体积 的应变能密度作为疲劳参数,通过一系列计算和有限 元分析相互印证,并通过相关的钎焊实验参数搭建应 变能密度与疲劳寿命模型,可以对不同的钎焊接头进 行疲劳寿命预测。课题组提出的方法克服了缺口应力 强度因子对焊缝局部几何参数的敏感性^[15-16],且应变 能密度法考虑了焊缝处高应力区的应力分布,比热点 应力法更精确,可应用于实际工程结构。

1 钎焊接头低周疲劳实验方法

以低碳钢块作为母材,在温度为1110℃时使用 铜填充金属箔进行炉钎焊。从钎焊块上加工出厚度为 3.0 mm的扁平狗骨形疲劳试样,试样的尺寸如图1所 示。钎焊试样如图2所示。

先对钎焊试样进行拉伸实验,为后续疲劳实验进 行准备。利用图3所示的伺服液压机进行疲劳实验。





图 2 钎焊试样 Figure 2 Brazing specimen



图 3 伺服液压机 Figure 3 Servo hydraulic press

疲劳实验首先进行预加载,使试件的支承约束部 位和加载部位接触良好,进入正常工作状态,然后正常 加载。室温下的疲劳加载采用应力控制,频率为10 Hz;负载波形为正弦交变负载;应力比 σ_{min}/σ_{max} = 0.1。又

$\sigma_{\rm max} = k\sigma_{\rm so}$

式中:k为加载系数, σ_s 为试件的屈服极限。

考虑到载荷在正常使用下不超过 0.66*σ*_s,将 *k* 的 初始值设为 0.70。通过调整加载系数 *k*,进行不同负 载的实验。试样断裂或循环次数达到 100 万,实验 结束。

设置加载系数 k 为 0.70,0.75,0.80,0.85 和 0.90,对钎焊试样进行疲劳加载,探究其在低周循环下的疲劳寿命,与后续有限元分析结果进行整合。

2 钎焊接头应变能密度计算及数值分析

2.1 缺口应力强度因子

Williams^[17]研究了切口处的应力和应变场。V 形 切口和应力分量的坐标系如图 4 所示。在图 4 中的锋 利缺口尖端附近的应力场是奇异的。缺口尖端附近的 应力分量在极坐标系统中可以用 σ_r , σ_{θ} , $\tau_{\theta'}$ 表示。其 中 σ_r 表示径向应力, σ_{θ} 表示周向应力, $\tau_{\theta'}$ 表示剪切力。





应力的奇异指数只与开口角 2α 有关。应力分布 的指数:

$$\sin (\lambda_1 q \pi) + \lambda_1 \sin (q \pi) = 0; \qquad (1)$$

$$\sin (\lambda_2 q \pi) - \lambda_2 \sin (q \pi) = 0_{\circ}$$
 (2)

式中: λ_1 和 λ_2 为应力奇异度指数; $q\pi = 2(\pi - \alpha)$ 。

以 $2\alpha = \pi/2$ 为例,则有 $q\pi = 3\pi/2$ 。利用 MATLAB 编程求应力奇异指数,通过 MATLAB 得到 $y = \sin(\lambda_1 q\pi) + \lambda_1 \sin(q\pi)$ 的应力奇异度指数如图 5 所示。图 5 中当函数 y 值为 0 时就得到函数的解,即 应力奇异度指数 λ_1 的值。不同缺口张开角的应力奇 异指数结果如表 1 所示。





表1 不同缺口张开角的应力奇异指数

Table 1 Stress singularity exponents of

different notch opening angles

2α	λ_1	λ_2
0	0.500 0	0.500 0
$\pi/6$	0.501 4	0.598 3
$\pi/4$	0.505 0	0.6597
$\pi/3$	0.512 2	0.730 9
$\pi/2$	0.544 5	0.908 5
$2\pi/3$	0.6157	1.149 0
$3\pi/4$	0.673 6	1.302 0
5π/6	0.752 0	1.486 0

I型缺口裂纹尖端附近的应力合成可根据 Williams公式得到:

$$\begin{cases} \sigma_{\theta} \\ \sigma_{r} \\ \tau_{\theta r} \end{cases} = \lambda_{1} r^{(\lambda_{1}-1)} a_{1} \left[\begin{cases} (1+\lambda_{1}) \cos \left[(1-\lambda_{1})\theta \right] \\ (3-\lambda_{1}) \cos \left[(1-\lambda_{1})\theta \right] \\ (1-\lambda_{1}) \sin \left[(1-\lambda_{1})\theta \right] \end{cases} + \chi_{1} (1-\lambda_{1}) \left\{ \begin{array}{c} \cos \left[(1-\lambda_{1})\theta \right] \\ -\cos \left[(1+\lambda_{1})\theta \right] \\ \sin \left[(1+\lambda_{1})\theta \right] \end{cases} \right\} \right]_{0}$$
(3)

同理,Ⅱ型缺口裂纹尖端附近的应力分量为:

$$\begin{cases} \sigma_{\theta} \\ \sigma_{r} \\ \tau_{\theta r} \end{cases} = \lambda_{2} r^{(\lambda_{2}-1)} a_{2} \left[\begin{cases} (1+\lambda_{2}) \sin \left[(1-\lambda_{2}) \theta \right] \\ (3-\lambda_{2}) \sin \left[(1-\lambda_{2}) \theta \right] \\ (1-\lambda_{2}) \cos \left[(1-\lambda_{2}) \theta \right] \end{cases} + \chi_{2} (1+\lambda_{2}) \left\{ \begin{aligned} \sin \left[(1+\lambda_{2}) \theta \right] \\ -\sin \left[(1+\lambda_{2}) \theta \right] \\ \cos \left[(1+\lambda_{2}) \theta \right] \end{aligned} \right\} \right]_{0}$$
(4)

式中:a1,a2为应力场常数;r为到缺口尖端的距离。

$$\chi_i = -\frac{\sin\left[(1-\lambda_i)q\pi/2\right]}{\sin\left[(1+\lambda_i)q\pi/2\right]^\circ}$$
(5)

不同缺口张开角对应的 χ_i 值如表 2 所示。

Gross 等^[18]为了定义 Williams 公式中 *a*₁和 *a*₂,提 出了缺口应力强度因子。假设焊缝附近的应力对裂纹 沿缺口平分线方向扩展的贡献最大,应力场的对称分 量和非对称分量沿此方向是不耦合的,因此剪应力分

表 2 不同缺口张开角的 χ_i 值

Table 2	χ_i of different	notch	opening	angles

2α	χ_1	X 2
0	1.000 0	1.000 0
$\pi/6$	1.070 8	0.921 1
$\pi/4$	1.1657	0.814 0
$\pi/3$	1.312 4	0.658 4
$\pi/2$	1.841 2	0.219 0
$2\pi/3$	3.003 6	-0.314 0
$3\pi/4$	4.1518	-0.5690
$5\pi/6$	6.3568	-0.787 0

量 τ_{θ} 仅与非对称应力场有关, σ ,和 σ_{θ} 仅与对称应力场 有关。根据应力强度因子与应力场分量的关系,缺口 应力强度因子定义为:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \to 0} (\sigma_\theta)_{\theta=0} r^{(1-\lambda_1)}; \qquad (6)$$

$$K_2 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \to 0} (\tau_{\theta r})_{\theta = 0} r^{(1 - \lambda_2)}$$
(7)

式中:K₁为开口型缺口应力强度因子,K₂为滑动型缺口应力强度因子。

分别将式(6)和(7)代入式(3)和(4),可以得到 常数 *a*₁和 *a*₂,*K*₁和 *K*₂之间的关系。Williams 公式可以 表示为缺口应力强度因子的函数:

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \tau_{\thetar} \end{cases} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{(\lambda_{1}-1)} K_{1}}{(1+\lambda_{1})+\chi_{1}(1-\lambda_{1})} \Biggl[\begin{cases} (1+\lambda_{1})\cos\left[(1-\lambda_{1})\theta\right] \\ (3-\lambda_{1})\cos\left[(1-\lambda_{1})\theta\right] \\ (1-\lambda_{1})\sin\left[(1-\lambda_{1})\theta\right] \end{cases} + \chi_{1}(1-\lambda_{1}) \Biggl\{ \frac{\cos\left[(1-\lambda_{1})\theta\right] \\ -\cos\left[(1+\lambda_{1})\theta\right] \\ \sin\left[(1+\lambda_{1})\theta\right] \end{cases} \Biggr\} \Biggr]; \quad (8)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rr} \\ \tau_{\thetar} \end{cases} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{r^{(\lambda_{2}-1)} K_{2}}{(1-\lambda_{2})+\chi_{2}(1+\lambda_{2})} \Biggl[\Biggl\{ \frac{(1+\lambda_{2})\sin\left[(1-\lambda_{2})\theta\right] }{(3-\lambda_{2})\sin\left[(1-\lambda_{2})\theta\right] } \\ (1-\lambda_{2})\theta\right] \Biggr\} + \chi_{2}(1+\lambda_{2}) \Biggl\{ \frac{\sin\left[(1+\lambda_{2})\theta\right] }{-\sin\left[(1+\lambda_{2})\theta\right] } \Biggr\} \Biggr]; \quad (9)$$

由式(8)和式(9)可知,接头附近的应力分布可以 通过缺口应力强度因子描述。沿缺口平分线,在对数 坐标下环向应力和剪切应力与距缺口距离呈线性关 系。因此,在不同结点 *i*下开口型和滑动型的缺口应 力强度因子有:

$$K_{1,i} = \sqrt{2\pi}\sigma_{\theta,i}r_i^{(1-\lambda_1)}; \qquad (10)$$

$$K_{2,i} = \sqrt{2\pi} \tau_{\theta r,i} r_i^{(1-\lambda_2)}$$
; (11)

式中: r_i 为节点 i 到缺口尖端的距离, $\sigma_{\theta,i}$ 为节点 i 的环向应力, $\tau_{\theta,i}$ 为节点 i 的环

使用 ABAQUS 对钎焊接头进行数值分析。对钎焊试样施加1个7 kN 正弦力,应力比0.1,频率为1 Hz。在焊缝处预埋裂纹,模拟钎焊接头开裂,可以获得钎焊接头焊缝附近的应力及应力强度因子。

由于是横向单轴应变,剪切应力可以忽略不计。 钎焊接头局部的环向应力如图6所示。

通过 ABAQUS 有限元分析可以直接求得 K₁。K₁ 直接计算结果和有限元结果对比如图 7 所示。

由图 7 可以看出, K₁直接计算结果和有限元结果 接近,最大误差不超过 5%,表明缺口应力强度因子能 准确描述钎焊接头焊缝附近的应力场。由图 7 还可以 看出,由于有限元分析中的应力奇异性,当节点靠近缺 口尖端时,缺口应力强度因子的精度较差。当节点远 离缺口尖端时,名义应力会产生较大影响。在0.001~ 0.100 mm 这个区域缺口应力强度因子保持为常数。 因此,课题组选择 0.001~0.100 mm 的区域来评估缺 口应力强度因子。



图 6 钎焊接头局部的环向应力





图 7 K₁直接计算结果和有限元计算结果对比 Figure 7 Comparison of K₁ direct calculation results and finite element calculation results

2.2 残余应力强度因子

钎焊接头中的残余应力是由于母材和钎料之间的 材料性能不匹配而产生的,这是焊接裂纹及其性能降 低的主要原因。当焊接件处于工作状态时,接头中的 残余应力可能与工作载荷产生的应力相结合,产生二 次变形,降低机械结构的刚度和稳定性。在焊接领域, 这仍然是一个亟待解决的问题。Terada^[19]和 TADA 等^[20]对残余应力影响下产生的应力强度因子 *K*_{res}进行 了研究。

假设钎焊接头处于某应力场,则有:

 $\sigma_{y}(x) = \sigma_{0} e^{-0.5(x+L)^{2}} [1-x^{2}]_{\circ}$ (12) 式中,*L* 为最大应力和裂纹中心偏离的距离。

应力场如图 8 所示。图 8 中: σ 为拉应力, σ₀是焊 接线上预期的最大拉伸应力, x 为到最大应力处的距 离, c 为拉应力和压应力转换点。通过特征长度归一 化, 应力分布从拉伸变为压缩。





如果钎焊接头部分的应力分布确定,则钎焊残余 应力对应的强度因子也可以确定,计算方法如下:

$$K_{\pm a} = \frac{1}{\sqrt{\pi a}} \int_{-a}^{a} \sigma_{y}(\xi) \sqrt{\frac{a \pm \xi}{a \mp \xi}} \mathrm{d}\xi_{\circ} \qquad (13)$$

式中: K_{res} 为残余应力对应的应力强度因子; $\xi = x/c$;a为裂纹长度的一半; $\sigma_{y}(\xi)$ 为残余应力的分布方程。

钎焊接头裂纹一般出现在最大应力处,若发生偏移,假设偏移长度为L,则有:

 $\sigma_{y}(x) = \sigma_{0} e^{-0.5(x+L)^{2}} [1 - (x+L)^{2}]_{\circ}$ (14) 式(13) 中的积分项难以直接求解,可以转换成数

式(13) 中的积分坝难以直接冰解,可以转换成数 值积分:

$$\int_{-a}^{a} \sigma_{y}(\xi) \sqrt{\frac{a \pm \xi}{a \mp \xi}} d\xi = 2a \sum_{i=1}^{N} w_{i} \sigma_{y}(y_{i})_{\circ} (15)$$

$$\vec{x} \oplus : y_i = \mp a(1 - 2x_i); w_i = \frac{2\pi x_i}{2N + 1}; x_i = \cos^2 \left[\frac{(2i - 1)\pi}{2(2N + 1)}\right]_{\circ}$$

可以通过 MATLAB 计算得出由钎焊残余应力所 引起的应力强度因子 K_{res}。

通过有限元计算,得到钎焊接头焊缝附近初始的 残余应力和近似残余应力分布如图9所示。



图 9 残余应力和近似残余应力分布情况 Figure 9 Distributions of residual stress and approximate residual stress

为方便计算,取残余应力分布的近似分布f(x):

$$f(x) = \begin{cases} -\frac{2\ 660}{31}x + 343.3, & 0.0 < x < 0.6; \\ -\frac{11\ 720}{93}x + \frac{10\ 673}{31}, & 0.6 \le x \le 1.0; \\ -\frac{1\ 175}{62}x + 233, & x > 1.0_{\circ} \end{cases}$$

已知钎焊接头焊缝的残余应力分布,可以计算出 对应的残余应力强度因子。将 *f*(*x*)代入式(15),求得 的残余应力强度因子 *K*_{res}随裂纹长度 *a* 的变化曲线如 图 10 所示。

2.3 应变能密度

在有限元软件中,由于缺口尖端有奇异性,使得应 变能密度难以计算。因此用有限体积应变能密度代替 评估钎焊接头疲劳寿命的值。切口尖端处的临界面积 如图 11 所示。

在平面问题中,高应力区域的所有应力和应变分 量都与Ⅰ型和Ⅱ型缺口应力强度因子(notch stress intensity factor, NSIF)相关。在平面应变假设下,图11



图 10 K_{res}随裂纹长度 a 的变化曲线





图 11 切口尖端处的临界面积 Figure 11 Critical area at notch tip

所示扇形区域所包含的应变能密度有:

$$W = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{1}{E} e_1 (K_1^N)^2 R^{2(\lambda_1 - 1)} + \frac{1}{E} e_2 (K_2^N)^2 R^{2(\lambda_2 - 1)}$$
(17)

式中: $e_1 和 e_2$ 是依赖于开口角 2α 和泊松比 μ 的 2 个积 分常数;E 为弹性模量;E(R) 为弹性应变能;A(R) 为 切口尖端以临界为半径的扇形区域的面积;R 为控制 半径,文中取 R = 0.28 mm。

泊松比 $\mu = 0.3$ 时,积分常数 e_i 随开口角增长曲线 如图 12 所示。

若考虑残余应力对应变能密度的影响,则式 (17)有:

$$W = \frac{E(R)}{A(R)} = \frac{1}{E} e_1 \left(K_1^N + K_{\text{res}} \right)^2 R^{2(\lambda_1 - 1)} + \frac{1}{E} e_2 \left(K_2^N \right)^2 R^{2(\lambda_2 - 1)} \,.$$
(18)

用 ABAQUS 对接头的应变能密度进行有限元计



图 12 积分常数随切口张开角度的变化曲线 Figure 12 Curve of integral constant variation with incision opening angle

算。图 13 所示为钎焊接头处不同尺寸元素的有限元 网格。





使用 ABAQUS 对不同网格尺寸的钎焊接头进行 有限元计算,考察网格尺寸和应变能密度之间的关系, 当半径 *R* = 0.28 mm 时,计算出的应变能密度结果如 表 3 所示。

表 3 有限元计算得到不同网格数的 应变能密度及其误差

 Table 3
 Strain energy density and its error

 with different mesh numbers obtained

n
l

网格数	应变能密度/(Nmm・mm ⁻³)	误差/%
12 472	2.003 12	0.000
3 128	2.018 85	0.785
792	2.019 14	0.800
120	2.096 00	4.637
64	2.179 00	8.780
8	2.029 00	1.292

从表3可以看出,当网格数发生变化时,应变能密 度最大误差为8.780%,可知网格尺寸的大小对应变 能密度的影响较小。

对钎焊试样施加一个正弦力,应力比为0.1,频率为1 Hz,正弦力大小分别为7.0,7.4,7.9,8.4 和8.9 kN。通过 ABAQUS 有限元直接求得不同载荷下的 *K*₁,如表4 所示。

表4 有限元计算得到的不同载荷下的K1

Table 4 K_1 under different loads obtained

from finite element calculation

正弦力/kN	$K_1/(\mathrm{MPa}\cdot\mathrm{mm}^{1/2})$
7.0	394.045
7.4	492.584
7.9	596.817
8.4	746.021
8.9	985.115

将求得的 K₁带入应变能密度公式,将理论计算结 果与有限元直接算出的应变能密度进行比较,对比的 结果如表5 所示。

由表5可知,在不同载荷下,理论计算结果与有限 元计算结果最大误差为5.4958%。可知直接通过有 限元计算出应变能密度具有较好的准确性。

表 5 应变能密度直接计算结果与 有限元计算结果对比

Table 5Comparison between direct calculationresults and finite element calculation

results of strain energy density

正弦力/kN —	应变能密度 W/(Nmm・mm ⁻³)		四关/0/
	直接计算	有限元计算	庆左/%
7.0	0.67049	0.641 00	4.399 1
7.4	1.047 76	1.001 56	4.409 3
7.9	1.538 10	1.453 57	5.495 8
8.4	2.403 27	2.271 21	5.495 3
8.9	4.190 59	4.006 25	4.398 9

考虑残余应力强度因子,利用式(18)计算出对接 接头的总应变能密度如表6所示。

表6 残余应力强度因子修正后的应变能密度

Table 6 Strain energy density corrected for

residual stress intensity factor

正弦力/kN	应变能密度/(Nmm・mm ⁻³)
7.0	0.844 334
7.4	1.204 899
7.9	1.656 904
8.4	2.474 544
8.9	4.209 584

3 实验结果与讨论

3.1 拉伸实验结果

通过拉伸实验得出钎焊接头应力-应变曲线如图 14 所示。不锈钢钎焊接头的比例极限为162 MPa,屈 服极限340 MPa,强度极限480 MPa。



Figure 14 Stress-strain curve

3.2 疲劳实验结果

疲劳实验结果如表7所示。 表 7

•			
Table 7	Fatigue	test	results

疲劳实验结果

正弦力/kN	循环次数 N	
7.0	51 098	
7.4	49 258	
7.9	15 579	
8.4	3 751	
8.9	655	

将实验所得的数据和有限元分析结果相整合,得 到应变能密度和疲劳寿命之间的关系如图 15 所示。





通过分析钎焊接头焊缝附近的残余应力分布,获 得对应的残余应力场以求得残余应力强度因子。考虑 了残余应力对疲劳寿命的影响,所得结果更加接近实 际情况,得到了相对准确的疲劳寿命。

4 结语

课题组提出了一种有限体积应变能密度法来评估 钎焊接头的疲劳寿命,其中应变能密度根据缺口应力 强度因子求得,考虑了残余应力的影响,得到的有限元 计算结果与直接计算结果吻合较好。并发现用有限元 计算钎焊接头应变能密度时,网格数对应变能密度的 影响较小,这也是应变能密度法的一个优势。课题组 搭建的寿命模型可以为在工程中快速评估钎焊接头的 疲劳寿命提供参考。

由于搭建的模型的精度和实验次数有关, 拟合的

实验结果越多,模型的准确性越高。并且课题组的研 究主要针对不锈钢钎焊对接接头,后续疲劳寿命的研 究可以针对不同的接头形式、不同的材料展开,进一步 完善钎焊接头疲劳寿命理论。

参考文献:

- [1] 张毅,黄小平,崔维成,等.对接接头焊趾应力集中有限元分析 [J]. 船舶力学,2004(5):91-99.
- [2] PETERSHAGEN H, FRICKE W, MASSEL T. Application of the local approach to the fatigue strength assessment of welded structures in ships [EB/OL]. [2023-02-20]. http://www.researchgate.net/ profile/Wolfgang_Fricke/publication/283538773_Application_of_the _Local_Approach_to_the_Fatigue_Strength_Assessment_of_Welded_ Structures in Ships/links/563db9e908ae45b5d28a3043.pdf.
- [3] NIEMI E. Stress determination for fatigue analysis of welded components [EB/OL]. [2023-02-20]. https://pdf. sciencedirectassets. com/307480/3-s2. 0-C20130175381/3-s2. 0-B978185573213150001X/main.pdf?.
- [4] NIEMI E. Fatigue analysis of welded components || experimental determination of the structural hot spot stress [EB/OL]. [2023-02-20]. http://www.onacademic.com/detail/journal_1000038327814 310_7782. html.
- [5] SONSINO C M, RADAJ D, BRANDT U. Fatigue assessment of welded joints in AlMg4.5Mn aluminium alloy (AA 5083) by local approaches [J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(9):985 -999.
- [6] SUSMEL B. Estimation of the fatigue strength of light alloy welds by an equivalent notch stress analysis [J]. International Journal of Fatigue, 2002, 24(5):591 - 599.
- [7] DEVLUKIA D. Mixed-mode fatigue from stress concentra tions: an approach based on equivalent stress intensity [J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(2): 173 - 178.
- [8] BOUKHAROUBA T, TAMINE T, NIU L, et al. The use of notch stress intensity factor as a fatigue crack initiation parameter [J]. Engineering Fracture Mechanics, 1995, 52(3):503 - 512.
- [9] CRUPI G, CRUPI V, GUGLIELMINO E, et al. Fatigue assessment of welded joints using critical distance and other methods [J]. Engineering Failure Analysis, 2005, 12(1):129-142.
- [10] LAZZARIN P, LASSEN T, LIVIERI P. A notch stress intensity approach applied to fatigue life predictions of welded joints with different local toe geometry [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2003, 26(1):49 - 58.
- [11] LAZZARIN P, SONSINO C M, ZAMBARDI R. A notch stress intensity approach to assess the multiaxial fatigue strength of welded tube-to-flange joints subjected to combined loadings [J]. Fatigue &

蒋雨生,等:基于有限体积应变能密度法的钎焊接头疲劳寿命研究

Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 27(2):127 – 140.

- [12] LAZZARIN P, TOVO R. A notch intensity factor approach to the stress analysis of welds [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1998, 21(9):1089-1103.
- [13] TOVO R, LAZZARIN P. Relationships between local and structural stress in the evaluation of the weld toe stress distribution [J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21 (10):1063-1078.
- [14] LAZZARIN P, LIVIERI P. Notch stress intensity factors and fatigue strength of aluminium and steel welded joints [J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(3):225 - 232.
- [15] RADAJ D. Review of fatigue strength assessment of non welded and welded structures based on local parameters [J]. International Journal of Fatigue, 1996, 18(3):153-170.

(上接第25页)

- [24] OLSSON H, ÅSTRÖM K J, DE WIT C C, et al. Friction models and friction compensation [J]. European Journal Control, 1998, 4 (3): 176 - 195.
- [25] STRIBECK R. Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager: the key qualities of sliding and roller bearings [J]. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1902, 46:1432 – 1437.
- [26] DAHL P R. A solid friction model [R]. California: Aerospace Corp EI Segundo California, 1968:1-31.
- [27] SEMAT H, KATZ R. Momentum and impulse [M]. Lincoln, USA: Robert Katz Publications, 1958:142.

- [16] 王严,郭城臣,樊浩.基于子模型技术的焊接接头疲劳强度评估
 [J].机电工程技术,2021,50(2):51-54.
- [17] WILLIAMS M L. Stress singularities resulting from various boundary conditions in angular corners of plates in extension [J]. Journal of Applied Mechanics, 1952, 19(4):526 - 528.
- [18] GROSS B, MENDELSON A. Plane elastostatic analysis of V-notched plates [J]. International Journal of Fracture Mechanics, 1972, 8 (3):267-276.
- [19] TERADA H. An analysis of the stress intensity factor of a crack perpendicular to the welding bead [J]. Engineering Fracture Mechanics, 1976, 8(2):441-444.
- [20] TADA H, PARIS P C. The stress intensity factor for a crack perpendicular to the welding bead [J]. International Journal of Fracture, 1983, 21(4):279-284.

- [28] WEIR G, TALLON S. The coefficient of restitution for normal incident, low velocity particle impacts [J]. Chemical Engineering Science, 2005, 60(13):3637 - 3647.
- [29] MEGSON T H G. Structural and stress analysis [M]. 4th ed. Oxford, UK; Butterworth-Heinemann, 2019;127.
- [30] 徐金帅,齐朝晖,卓英鹏,等.考虑支撑面虚拟弹性刚度的多支撑 点反力计算[J].中国机械工程,2021,32(22):2681.
- [31] JIN Y, WEI W. Image edge enhancement detection method of human-computer interaction interface based on machine vision technology[J]. Mobile Networks and Applications, 2022, 27 (2): 775-783.

