

# 发动机支架焊接结构疲劳寿命预测

隋鹏超<sup>1,2</sup>, 刘宏杰<sup>1,2</sup>, 曾超<sup>1,2</sup>

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

**摘要:**以发动机消音器焊接支架为例,探讨发动机焊接结构的疲劳评估方法。采用惯性释放法和发动机多体动力学方法,以结构应力法为基础,根据焊根和焊趾的缺口系数计算焊接接头的缺口应力,建立基于准静态多通道疲劳分析法的焊接结构疲劳评估方法,并进行仿真和市场验证。结果表明,该方法在市场验证和跟踪中表现良好,可实现载荷输入、应力求解、焊缝识别和疲劳分析与评估的流程化作业,在产品初期预测焊接结构的疲劳寿命。

**关键词:**焊接结构;疲劳寿命预测;FKM 标准

**中图分类号:**TK406

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2022)02-0105-06

**引用格式:**隋鹏超,刘宏杰,曾超. 发动机支架焊接结构疲劳寿命预测[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(2):105-110.

SUI Pengchao, LIU Hongjie, ZENG Chao. Fatigue life prediction for welded structure of engine bracket [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(2):105-110.

## 0 引言

焊接结构失效以焊接接头的疲劳损伤为主<sup>[1]</sup>。由于焊接接头具有几何不连续、焊接缺陷、局部残余应力等特殊性质,以及焊接工艺引起的局部材料性能分布不均,焊接疲劳分析面临 2 个难题:1) 网格敏感性问题<sup>[2]</sup>,即难以对焊接接头的应力集中状态进行准确求解;2) 焊接接头准确分类问题,即实际工程应用中的疲劳  $S-N$  曲线选择问题<sup>[3]</sup>。

解决网格敏感性和焊接接头准确分类问题可采用名义应力法、结构应力法(热点应力法)和缺口应力法。名义应力法和热点应力法需要对焊接接头进行详细分类<sup>[4]</sup>,包括接头的几何形状和特定的载荷模式,英国和国际焊接学会的相关标准均给出了几十种接头的具体形式,并通过标准化作业,在机车、船舶、压力容器等行业有所应用,但是仍无法覆盖工程应用中种类繁多的焊接接头和复杂多变的工作载荷;文献[5-6]提出的结构应力法和主  $S-N$  曲线法是目前比较可靠的焊接疲劳寿命评估方法,2007 年编入美国机械工程师协会标准,在国内也有一定的应用;名义应力法和热点应力法没有详细考虑焊接接头在焊根和焊趾位置的几何特征,不能真实反映焊缝周围的应力-应变状态<sup>[7-9]</sup>;结构应力法通常采用公式外推法估算焊接接头的应力状态,但焊趾和焊根缺口处具有较强的网格敏感性,容易导致局部应力奇异。缺口应力法<sup>[10-11]</sup>是焊接疲劳分析的一种局部方法,旨在获取缺口应力的疲劳数据,进一步提高焊接结构疲劳分析的准确性。

文献[12]简称 FKM 标准,由德国机械工程研究委员会编写。FKM 标准主要采用结构应力法和主  $S-N$  曲线法,但同时考虑了缺口应力。本文中以发动机消音器焊接支架为例,探讨 FKM 标准在焊接结构疲劳分析中的具体应用,根据准静态多通道疲劳分析法,以发动机多体动力学计算载荷时间历程,构造实际疲劳载荷谱,实现在产品设计初期评估焊接结构的疲劳寿命。

**收稿日期:**2021-07-03

**第一作者简介:**隋鹏超(1984—),男,山东潍坊人,高级工程师,主要研究方向为发动机产品开发与匹配,E-mail:suipc@weichai.com。

# 1 焊接结构疲劳分析方法

## 1.1 等效结构应力法

焊接结构的焊趾位置通常为应力集中区域,无法应用有限元法准确求解,但是焊趾处的节点力和节点力矩是准确的。结构应力法根据力平衡原理,将节点载荷变换为单元边的线载荷,应用结构应力分解,实现网格不敏感。

### 1.1.1 节点力和线力的转换

2个节点的节点力和线力分布如图1所示。在局部平面坐标系下,节点1和节点2在y轴的节点力及绕x轴的节点力矩分别为 $F_{A,y1}$ 、 $F_{A,y2}$ 和 $M_{A,x1}$ 、 $M_{A,x2}$ ,y轴方向的线力及绕x轴的线力矩分别为 $F_{B,y1}$ 、 $F_{B,y2}$ 和 $M_{B,x1}$ 、 $M_{B,x2}$ ,单元长度为 $l$ 。根据节点载荷与线载荷的平衡原理,得到线力和线力矩方程为:

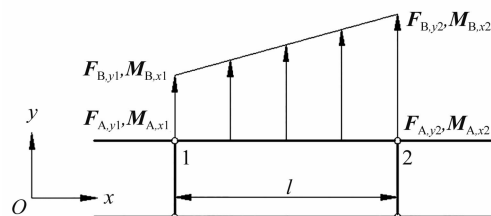


图1 2个节点的节点力和线力分布

$$\begin{cases} F_{B,y1} \\ F_{B,y2} \end{cases} = L^{-1} \begin{cases} F_{A,y1} \\ F_{A,y2} \end{cases},$$

$$\begin{cases} M_{B,x1} \\ M_{B,x2} \end{cases} = L^{-1} \begin{cases} M_{A,x1} \\ M_{A,x2} \end{cases}$$

式中: $L$ 为等效转换矩阵,只与节点长度 $l$ 相关,对于一段由 $n$ 个单元连接而成的焊缝,

$$L = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{l_1+l_2}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{l_2+l_3}{3} & \frac{l_3}{6} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & \frac{l_{n-3}}{6} & \frac{l_{n-3}+l_{n-2}}{3} & \frac{l_{n-2}}{6} & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & \frac{l_{n-2}}{6} & \frac{l_{n-2}+l_{n-1}}{3} & \frac{l_{n-1}}{6} \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \frac{l_{n-1}}{6} & \frac{l_{n-1}}{3} \end{bmatrix}。$$

### 1.1.2 结构应力分解

焊趾处的应力分布如图2所示,图中 $d$ 为板厚, $\tau(y)$ 为焊趾处剪切应力。外力作用下,因为缺口应力的存在,焊缝焊趾处的应力沿着焊趾在厚度方向上呈现高度的非线性分布。将焊趾处的总应力 $\sigma(x)$ 定义为膜应力 $\sigma_m$ 、弯曲应力 $\sigma_b$ 和非线性的缺口应力 $\sigma_p$ 之和,缺口应力 $\sigma_p$ 是自平衡的残余应力。结构应力 $\sigma_s$ 为膜应力与弯曲应力之和,对焊接结构的疲劳性能起主要作用,且一定与外力平衡。

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{F_y}{d} + \frac{6M_x}{d^2},$$

式中: $F_y$ 为焊缝单位长度的线力,N/mm;和 $M_x$ 为焊缝单位长度的线力矩,N·m。

与名义应力、热点应力不同,结构应力的物理意义明确,即基于力的平衡,在已知的外力作用下,无论

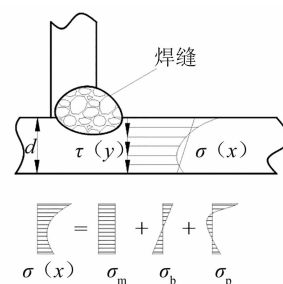


图2 焊趾处的应力分布

焊缝上节点力有多少,都会与外力平衡,从而实现对有限元网格的不敏感。焊趾处的应力分解是极为关键的核心技术。

## 1.2 主 S-N 曲线法

焊接接头存在微小裂纹,是焊接结构疲劳失效的根源,因此应用断裂力学理论对焊接结构疲劳进行研究,假设焊趾处的微小裂纹在受到外力作用之前已经客观存在。

对于几何形状不同的焊接接头,其 S-N 曲线在寿命区间内分布在同一窄带上。主 S-N 曲线法将结构应力变化范围  $\Delta(\sigma_s)$ 、 $d$  和载荷加载模式  $I(r)$  这 3 个参数定义为等效结构应力幅

$$\Delta(S_s) = \frac{\Delta(\sigma_s)}{d^{(2-m)/2m} I(r)^{1/m}}, \quad (1)$$

式中: $m$  为应用等效结构应力法的裂纹扩展指数, $m=3.6$ ;  $I(r)^{1/m} = \frac{1.23-0.364r-0.17r^2}{1.007-0.306r-0.178r^2}$ ,为无量纲函

数,其中  $r$  为结构应力中弯曲应力与结构应力的载荷比, $r = \frac{\Delta(\sigma_b)}{\Delta(\sigma_s)}$ 。

对式(1)进行变换,得到基于等效结构应力幅的主 S-N 曲线:

$$\Delta(S_s) = C_d N^h$$

式中: $N$  为焊接结构疲劳寿命,次; $C_d$  和  $h$  为试验常数。

## 2 焊接结构疲劳评估的 FKM 标准

### 2.1 缺口应力

结构应力法不适用于评估由起始于焊根的焊接微裂纹缺陷导致的疲劳失效情形。FKM 标准以结构应力为基础,通过缺口应力法计算焊根和焊趾的缺口系数,进而定义焊接接头的缺口应力,再应用主 S-N 曲线,对焊缝的疲劳性能进行评估。

缺口应力计算示意图如图 3 所示,图中  $d_1$ 、 $d_2$  为板厚,mm。对于 T 型单边焊的焊接接头,需评估的焊缝焊趾单元 E1 的上表面的缺口应力

$$\sigma_{\text{top,E1}} = (\sigma_m \beta_1 + \sigma_{b,\text{top}} \beta_2) \left(1 - \frac{F_n}{F_a}\right) + \frac{F_n}{F_a} \beta_3 (\sigma_m + \sigma_{b,\text{top}}),$$

式中: $\beta_1$ 、 $\beta_2$  和  $\beta_3$  分别为垂直于焊缝方向的拉压工况、弯曲

工况、相邻单元的缺口系数; $\sigma_{b,\text{top}}$  为结构应力在焊趾上表面的弯曲应力分量,Pa; $\sigma_m$  为焊趾结构应力的膜应力分量,Pa; $F_a$  和  $F_n$  分别为 E1 及其相邻焊趾单元 E2 的缺口应力分量,Pa,  $F_a = (\sigma_{s,\text{top,E1}} + \sigma_{s,\text{bot,E1}}) t_1$ ,  $F_n = (\sigma_{s,\text{top,E2}} + \sigma_{s,\text{bot,E2}}) t_2$ ,其中  $\sigma_{s,\text{top,E1}}$ 、 $\sigma_{s,\text{bot,E1}}$ 、 $\sigma_{s,\text{top,E2}}$ 、 $\sigma_{s,\text{bot,E2}}$  分别为 E1、E2 的上、下表面的结构应力,Pa。

### 2.2 缺口系数

根据文献[11]提出的虚拟缺口半径法,考虑焊接接头的三维几何形状,通过有限元子模型确定缺口系数。焊接接头的子模型如图 4 所示,焊趾和焊根几何缺口简化为半径为 1 mm 的圆角,同时定义焊缝厚度为  $a$ ;焊缝坡角为  $b$ ;熔深率为  $\eta$ , $\eta = (t_2/D) \text{sinc}$ ,其中  $c$  为焊接板材的夹角,对于 T 型焊接接头, $c=90^\circ$ 。

焊接接头的拉伸、弯曲等载荷工况如图 5a) 所示,通过有限元法计算焊接接头的焊根和焊趾在单位力  $F$  或单位力矩  $M$  作用下的应力分布,结果如图 5b) 所示。

缺口系数由焊根和焊趾的最大主应力计算得到,焊根的缺口系数

$$\beta_1 = \sigma_1 / \sigma_\infty, \quad (2)$$

式中: $\sigma_1$  为焊根的最大主应力,Pa; $\sigma_\infty$  为板材远场的最大主应力,Pa。

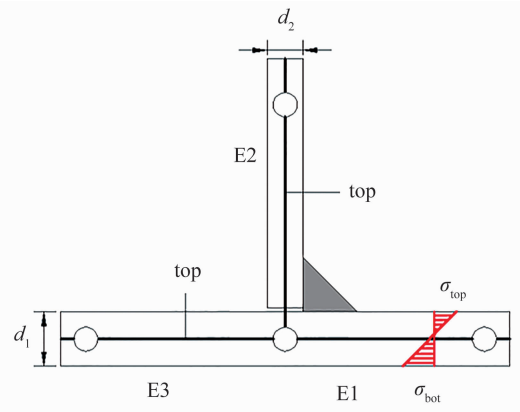


图3 缺口应力计算示意图

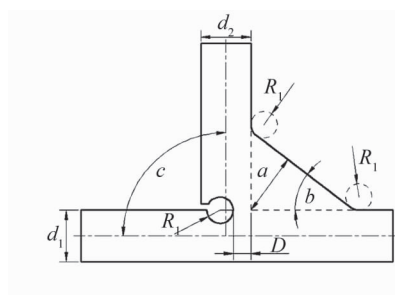


图4 缺口应力计算示意图

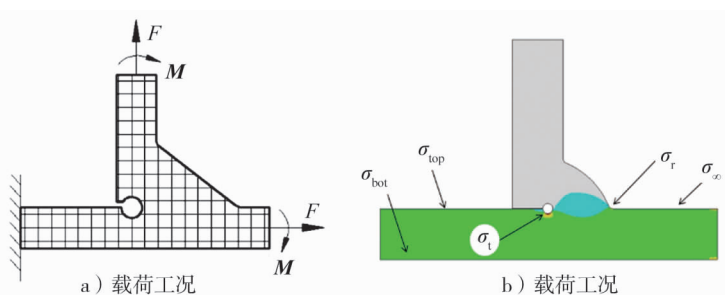


图5 焊接接头载荷工况和应力分布示意图

焊趾的缺口系数

$$\beta_r = \sigma_r \left(1 - \frac{2}{d_1 + d_2}\right)^2 / \left\{ \sigma_\infty \left[1 + \frac{2}{d_1 + d_2} \left(1 + \frac{\sigma_{top}}{\sigma_{bot}}\right)\right] \right\}, \quad (8)$$

式中: $\sigma_r$ 为焊趾的最大主应力,Pa; $\sigma_{top}$ 、 $\sigma_{bot}$ 为板材顶面、底面的最大主应力,Pa。

### 3 准静态多通道疲劳分析法

准静态多通道法焊结构疲劳分析流程如图6所示。准静态多通道法根据线性载荷叠加原理,由单位激励载荷作用下的应力分布与实际载荷时间历程的乘积作为疲劳分析的载荷谱。实际载荷时间历程由发动机多体动力学计算得到,可在没有样机的产品开发中,通过完全正向求解得到发动机及其零部件的动力学响应,可以不必依赖于样机的测试,可以缩短开发周期,降低成本。单位载荷作用下的应力求解采用惯性释放法,具有模型规模小、对计算资源要求低等优点,而且采用同一应力分布结果,可进行多事件分析。

### 4 消音器支架焊接疲劳分析

#### 4.1 有限元模型

应用准静态多通道疲劳分析法对某发动机排气系统消音器焊接结构进行疲劳分析,消音器结构有限元模型及5个激励点布置如图7所示。消音器支架为焊接结构,材料为Q235A,厚度为8mm,为单边T型焊接,焊趾高4mm;消音器质量约为6.5kg。

消音器支架的焊缝单元采用四边形单元,单元尺寸取 $d/2$ 。消音器体与消音器支架简化为绑定约束,消音器支架的螺栓孔、消音器法兰口建立刚性耦合单元RBE2,作为施加单位载荷的激励点;消音器体内部的筋板简化为多组刚性耦合单元RBE2,采用质量单元COMN2模拟消音器的质量分布。有限元模型参数如表1所示。

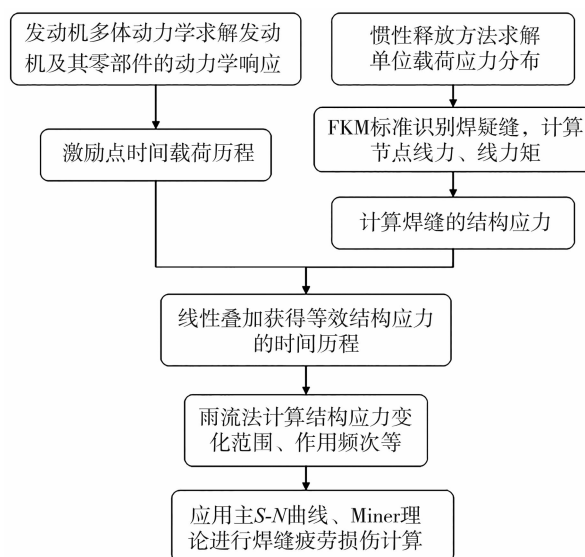


图6 准静态多通道法焊结构疲劳分析流程

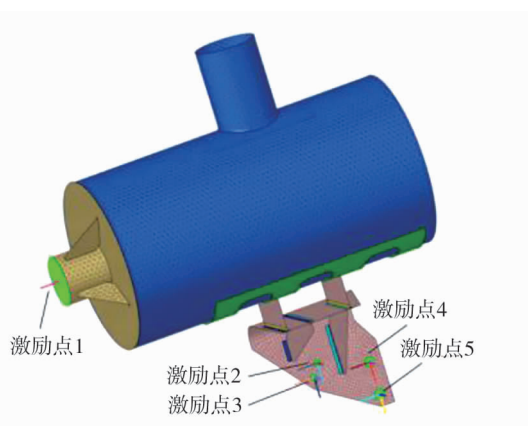


图7 消音器结构的有限元模型

表1 有限元模型参数

| 部位    | 材料    | 板厚/mm | 单元类型 | 单元尺寸/mm | 部位    | 材料  | 板厚/mm | 单元类型 | 单元尺寸/mm |
|-------|-------|-------|------|---------|-------|-----|-------|------|---------|
| 消音器支架 | Q235A | 8     | 混合单元 | 4       | 消音器体  | 不锈钢 | 1.5   | 三角形  | 8       |
| 焊缝    | Q235A | 8     | 四边形  | 4       | 消音器法兰 | 不锈钢 | 10.0  | 三角形  | 8       |

#### 4.2 单位激励载荷作业下的应力分布

应用 Optistruct 求解器,求解在单位激励载荷作用下消音器支架的应力分布。在5个激励点位置施加3个方向的单位力载荷,共计15个激励载荷,即15个通道。在求解器中调用 INREL 卡片,采用自动惯性释放法,系统自动施加虚拟约束。激励点1在x方向的单位激励载荷应力分布如图8所示。

#### 4.3 激励点的载荷时间历程

采用发动机多体动力学计算激励点的载荷-时间历程。该方法主要基于牛顿动量守恒和欧拉角动量守恒原理,计算在燃烧爆压作用下的发动机及其零部件的动力学响应,评估发动机系统的振动和噪声性能。本文中搭建该型发动机的多体动力学模型,提取激励点的载荷时间历程,作为疲劳分析的动力学载荷输入。

发动机曲轴一个工作循环内,激励点1的载荷随曲轴转角的时间历程曲线如图9所示。

#### 4.4 疲劳损伤预测

焊接结构的失效以焊根或焊趾位置的疲劳破坏为主。本文中应用 FKM 标准定义焊缝的厚度为4 mm,坡角为45°,熔深率为0.3。考虑疲劳数据的离散性,在存活率为95%(2倍标准差)情况下,主S-N曲线中的试验常数 $C_d$ 、 $h$ 分别为9915、-0.3128,输入单位激励载荷作业下的应力分布和激励点的载荷时间历程,计算得到发动机一个工作循环内的消音器支架的疲劳损伤分布如图10所示。

由图10可知,最大损伤位于焊缝焊趾顶面的节点87525(焊缝起始位置)处,缺口系数为5.672,最大损伤为 $3.95 \times 10^{-9}$ 。

该机型发动机的额定转速为2400 r/min,工作时间为500 h,曲轴转过 $7.2 \times 10^7$  r,曲轴转2 r为一个工作循环,循环载荷作用次数为 $3.6 \times 10^7$ 次,因此焊缝节点87525的实际最大损伤为0.142,低于损伤断裂临界值1.000,表明位置的疲劳损伤满足要求。

该焊接疲劳评估方法在市场验证和跟踪中表现良好,经该方法评估过的发动机因疲劳损伤导致的故障率很低,该方法具有较高的准确性和良好的应用价值。

## 5 结语

本文中引入 FKM 标准,以结构应力法为基础,应用焊根和焊趾的缺口系数,计算焊接接头的缺口应

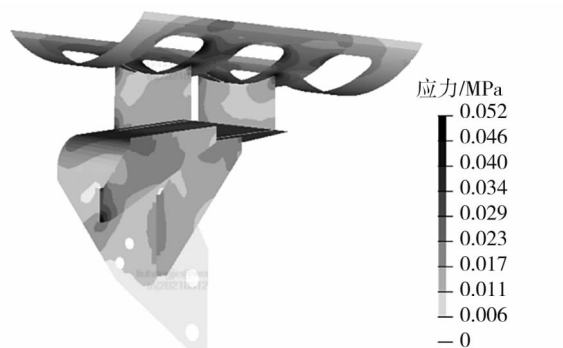


图8 激励点1单位载荷作用下的应力分布

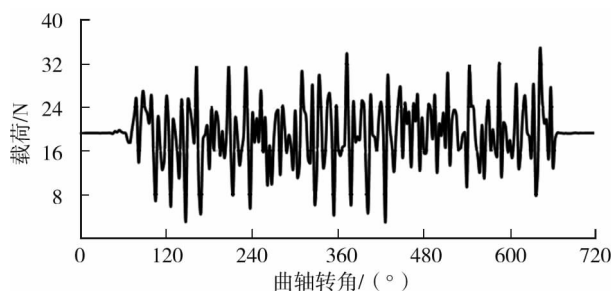


图9 一个工作循环内载荷时间历程曲线

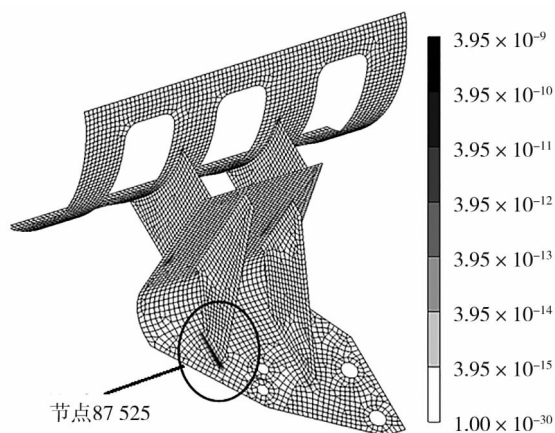


图10 一个工作循环内消音器支架的疲劳损伤分布

力,结合主  $S-N$  曲线,实现载荷输入、应力求解、焊缝识别和疲劳分析与评估的一体化作业,可在产品设计初期对焊接结构的寿命进行预测,具有较高的工程应用价值;而且应用灵活、高效,可用于不同领域的各类焊接结构的疲劳和分析。

发动机多体动力学和准静态多通道疲劳损伤法,是对实际振动载荷的简化,需要不断积累测试数据或者通过疲劳试验方法,不断优化载荷,以减少误差。

#### 参考文献:

- [1]张彦华. 焊接结构疲劳分析[M]. 北京:化学工业出版社, 2013.
- [2]郑李雄,蒋鹏飞,米彩盈. 铁道车辆焊接结构疲劳强度网格灵敏度与可视化研究[J]. 现代制造工程,2016(5):93-98.
- [3]曾泽润. 大跨度悬索桥正交异性钢桥面板疲劳性能试验研究[D]. 重庆:重庆大学,2017.
- [4]周张义,李芾,安琪,等. 钢结构焊缝疲劳强度分析技术的最新进展[J]. 中国铁道科学,2009,30(4):69-75.
- [5]方兴,白玲,曾志斌. 热点应力法在钢桥构件疲劳评定中的应用方法及实例[J]. 铁道建筑,2010(9):31-34.
- [6]DONG P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(10):865-876.
- [7]DONG P, PRAGER M, OSAGE D. The design master  $S-N$  curve in ASME div 2 rewrite and its validations[J]. Welding in the World, 2007, 51(5/6):53-63.
- [8]孙思远. 基于缺口应力法的构架焊缝疲劳寿命研究[D]. 成都:西南交通大学,2018.
- [9]方吉,兆文忠,朴明伟. 基于模态叠加法的焊接结构疲劳寿命预测方法研究[J]. 振动与冲击,2015,34(5):186-192.
- [10]李明高,刘东亮,丁彦闯,等. 基于等效结构应力的焊接结构疲劳寿命评估[J]. 现代制造工程,2013(5):118-121.
- [11]刘旭,张开林,姚远,等. 基于缺口应力法的焊接接头疲劳分析[J]. 工程力学,2016,33(6):2009-2014.
- [12]FKM. Analytical strength assessment of components in mechanical engineering[S]. 5th edition. Frankfurt, Germany:VDMA Publ.,2003.

## Fatigue life prediction for welded structure of engine bracket

SUI Pengchao<sup>1,2</sup>, LIU Hongjie<sup>1,2</sup>, ZENG Chao<sup>1,2</sup>

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

**Abstract:** Taking the welded support of engine muffler as an example, the fatigue evaluation method of engine welded structure is discussed. Using the inertia release method and engine multi-body dynamics method, based on the structural stress method, the notch stress of the welded joint is calculated according to the notch coefficient of the weld root and toe, and the fatigue evaluation method of the welded structure based on the quasi-static multi-channel fatigue analysis method is established, which is simulated and verified in the market. The results show that this method performs well in market verification and tracking, and can realize the flow operations of load input, stress solution, weld identification and fatigue analysis and evaluation, and predict the fatigue life of welded structures in the early stage of product design.

**Keywords:** welded structure; fatigue life prediction; FKM standard

(责任编辑:郎伟锋)