

DOI: 10.3901/JME.2019.02.064

基于多轴准则的货车车体疲劳寿命分析方法*

安 琪^{1,2} 赵 华¹ 刘映安³ 付茂海⁴

- (1. 西南交通大学力学与工程学院 成都 610031;
2. 西南交通大学力学博士后科研流动站 成都 610031;
3. 中车眉山车辆有限公司产品开发部 眉山 620032;
4. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

摘要: 基于变幅应力循环的损伤等效恒幅应力计算方法和形状改变能密度理论, 提出承受变幅循环, 处于多轴应力状态下的结构的疲劳寿命分析方法。根据几何特征建立焊缝坐标系, 计算节点在该坐标系下的应力分量, 根据线路实测载荷谱获得节点应力谱; 根据应力谱计算节点损伤等效恒幅应力, 结合接头抗疲劳设计等级, 计算节点材料利用度分量和综合材料利用度, 评估结构在指定寿命下的疲劳强度。对敞车车体典型焊缝的疲劳强度进行评估, 结果表明所研究焊缝的疲劳强度主要受正应力分量的影响, 切应力对结构疲劳强度的影响较小。对比研究不同分析方法下的节点材料利用度特征, 结果表明, 当考察点具有显著的多轴应力特征时, 依据 AAR 标准提供的方法和依据多轴应力法获得的结构疲劳强度评估结果间存在较大差异; 依据多轴应力法进行评估时, 所关注节点的材料利用度较采用 AAR 方法评估的结果小 18.5%。采用多轴应力法评估疲劳强度有利于车体结构轻量化设计。

关键词: 货车车体; 焊缝坐标系; 疲劳寿命; 变幅载荷循环; 多轴疲劳准则

中图分类号: U27

Fatigue Life Analysis Method for Freight Carbody Based on Multi-axial Criteria

AN Qi^{1,2} ZHAO Hua¹ LIU Yingan³ FU Maohai⁴

- (1. School of Mechanics and Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;
2. Mechanics Postdoctoral Research Center, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;
3. R. D. Centre, CRRC Meishan Co., Ltd, Meishan 620032;
4. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: Based on the method of calculating the equivalent constant amplitude stress of the variable amplitude stress cycle and the von_Mises theory, the fatigue life analysis method of the structure subjected to variable amplitude cycles and under multi-axial stress state is proposed. The weld coordinate system is established according to geometric features, the stress components of nodes are calculated in this system. The node's stress spectrum is obtained according to the road environment percent occurrence spectrum and its equivalent constant amplitude stress is also calculated. According to the joint fatigue resistance, the components of degree of utilization and comprehensive degree of utilization are calculated to evaluate the structural fatigue strength under a specified life. The evaluation of the fatigue strength of typical welds on gondola carbody shows that the fatigue strength of the studied welds is mainly affected by the normal stress component, and the shear stress has little effect on the structural fatigue strength. The comparison of the characteristics of node's degree of utilization under different analysis methods have shown that, when the observation points have significant multi-axial stress characteristics, there are large differences between the results obtained by the AAR standard and the multi-axial stress method. On the basis of the multi-axial stress method, the node's degree of utilization is 18.5% less than the AAR method. The use of multi-axial stress method to evaluate the fatigue strength is beneficial to the lightweight design of the carbody structure.

Key words: wagon carbody; weld coordinate; fatigue life; variable amplitude load spectrum; multiaxial fatigue criteria

* 四川省科技支撑计划资助项目(2015GZ0147)。20180626 收到初稿,
20180919 收到修改稿

0 前言

车体是铁路货车的重要承载结构之一。除承受所装载货物的各向载荷作用之外,车体还要承受因列车牵引或制动而产生的车钩载荷和因线路不平顺而产生的扭转载荷的作用。在各类循环载荷的作用下,焊接接头疲劳裂纹成为影响车辆运行安全的最重要因素之一。

国内外相关机构对货车车体疲劳强度分析方法开展了大量研究。国际铁路联盟认为,货物振动载荷是货车车体产生疲劳破坏的主要原因。基于此,国际铁路联盟研究试验委员会提出了货车车体疲劳寿命的分析方法,国际铁路联盟标准 UIC 577 和欧洲标准 EN 12663-2 亦采用该方法评估车体结构的疲劳强度^[1-3]。在大量进行车辆线路载荷测试的基础上,北美铁路协会标准 AAR M-1001 提出了基于实测载荷谱的车体疲劳寿命分析方法^[4]。在国内,北京交通大学开展了铁路货车载荷谱测试研究。基于运煤专用铁路和一般干线铁路上进行的测试结果,获得了运煤专用敞车和通用敞车车体的车钩载荷谱、心盘载荷谱、旁承载荷谱和扭转载荷谱;在此基础上,利用 AAR M-1001 标准提出的方法,对各车体的疲劳寿命进行了分析^[5-10]。基于网格不敏感结构应力法,大连交通大学分析了重载货车和通用货车的车体结构疲劳寿命^[11]。

UIC 577 和 EN 12663-2 标准确定了车体承受的货物各向动态载荷作用范围,在各计算工况下,车体各考察点的应力分布应位于 Goodman-Smith 疲劳曲线的包络线范围内。就其实质而言,该方法属于无限寿命分析方法。UIC 577 标准忽视了车钩载荷和扭转载荷对车体疲劳强度的影响,因此,对于主要受上述两类载荷影响的区域,该方法无法有效指导结构抗疲劳设计。

AAR M-1001 标准综合考虑了垂向载荷、车钩载荷、扭转载荷和旁承载荷等因素对车体疲劳寿命的影响。该标准规定,车体疲劳寿命分析以最大主应力为基础,基于相应焊接接头的 S-N 曲线,以考察点的 Miner 线性累积损伤值预测车体的安全运行里程。该标准的作用载荷较 UIC 577 标准更为完备,但是,对于承受变幅循环载荷作用,处于多轴应力状态下的货车车体,采用该方法进行疲劳强度评估是偏于危险的。该标准采用 Miner 线性准则,以考察点的累积损伤是否小于 1 作为结构疲劳强度评估判据,该方法能够有效预测承受恒幅循环载荷的结构的疲劳寿命。铁路货车车体承受变幅循环载荷的

作用,欧洲标准化组织和国际焊接学会的研究成果表明,对于承受变幅循环载荷作用的结构,若采用恒幅循环下的方法评估结构疲劳强度,将使结果偏于危险;在分析变幅循环下的结构疲劳寿命时,应对累积损伤判据进行修正^[12-13]。此外,AAR M-1001 标准以考察点的最大主应力作为结构疲劳强度评估的基础,通过简化的单轴应力评估结构疲劳强度。大量研究工作表明,即使是在单一载荷的作用下,货车车体部分焊接接头也呈现出显著的多轴应力特征,采用单轴准则评估结构疲劳强度将对结果的精确性产生重要影响。此外,同一考察点在不同计算工况下的最大主应力方向存在显著差异;根据由不同方向的主应力计算得到的损伤分量计算线性累积损伤缺乏理论依据。

随着相关研究工作的深入,近年来,车体结构仿真分析与试验验证水平不断提高。但是,车体焊接接头疲劳破坏问题仍然严重,C_{80E} 型通用敞车等货车车体的焊接接头疲劳失效问题严重危及车辆运行安全。因此,利用仿真分析手段,在设计阶段准确评估车体焊接接头疲劳寿命,对于确保车体结构可靠性具有重要意义。

1 焊缝坐标系下的节点应力分量

欧洲标准化组织、国际焊接学会和德国机械工程学会认为,沿焊缝方向的正应力(σ_x)、垂直于焊缝方向的正应力(σ_y)和上述两个方向构成的平面内的切应力($\tau_{x,y}$)的变化范围直接影响焊接接头的疲劳强度^[12-14]。因此,在进行结构疲劳强度评估时,应首先计算各考察节点在焊缝坐标系下的应力分量。车体焊缝形式多样,若以上述平面作为 $X'O'Y'$ 面,其法向作为焊缝坐标系 Z' 轴方向建立空间焊缝坐标系,对于多数考察点而言,焊缝坐标系各坐标轴与整体坐标系各坐标轴间存在夹角,有限元分析结果无法直接输出焊缝坐标系下的节点应力分量。在评估结构疲劳强度时,首先需要根据考察点几何特征计算各坐标轴的方向矢量,建立焊缝坐标系,并获得节点在该坐标系下的应力分量。

车体焊缝一般可分为直线型和曲线型两类。两类焊缝的坐标系均可通过考察节点、相邻节点和外部参考节点之间的矢量关系建立。

1.1 直线型焊缝的坐标系

直线型焊缝如图 1 所示。若定义考察点为节点 A,其相邻考察点为节点 B,外部参考节点 C 位于焊缝平面内,这时,焊缝坐标系 X' 轴的方向矢量 $O'X'$ 根据式(1)计算

$$\mathbf{O}'\mathbf{X}' = (x_B - x_A)\mathbf{i} + (y_B - y_A)\mathbf{j} + (z_B - z_A)\mathbf{k} \quad (1)$$

式中, x_i 、 y_i 、 z_i ($i = A, B, C$) 为节点在整体坐标系下的坐标值。

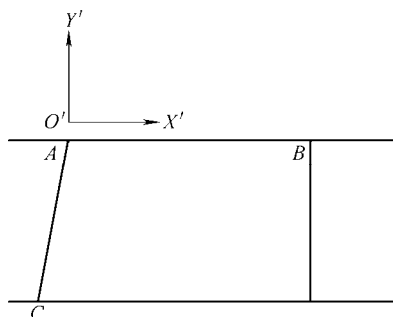


图 1 直线型焊缝

焊缝坐标系 Y' 轴的方向矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 位于由矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$ 和矢量 \mathbf{CA} 构成的平面内, 且与矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$ 垂直。根据上述特征, 矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 根据式(2)计算

$$\mathbf{O}'\mathbf{Y}' = \left(a - \frac{1}{ad + be + cf} \right) \mathbf{i} + \left(b - \frac{1}{ad + be + cf} \right) \mathbf{j} + \left(c - \frac{1}{ad + be + cf} \right) \mathbf{k} \quad (2)$$

式中, $a\mathbf{i}$ 、 $b\mathbf{j}$ 、 $c\mathbf{k}$ 为矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$ 的单位矢量在总体坐标系三个坐标轴上的分矢量; $d\mathbf{i}$ 、 $e\mathbf{j}$ 、 $f\mathbf{k}$ 为矢量 \mathbf{CA} 的单位矢量在总体坐标系三个坐标轴上的分矢量。

焊缝坐标系 Z' 轴的方向矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Z}'$ 为矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$ 与矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 的矢量积, 其方向根据上述两矢量的方向, 按右手定则确定。将上述 3 个代表焊缝坐标系下各坐标轴方向的矢量转化为单位矢量后, 即得到各坐标轴在总体坐标系下的方向余弦。

1.2 曲线型焊缝的坐标系

对于非圆形的曲线型焊缝, 精准预测焊缝曲率在工程上尚有一定难度。由于有限元模型各节点间的距离远小于焊缝曲线半径, 因此, 用考察点与相邻两点构造的圆弧代替实际焊缝形状已经能够满足工程需要。对于如图 2 所示的曲线型焊缝坐标系,

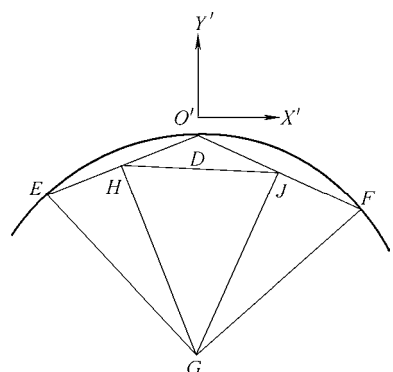


图 2 曲线型焊缝

定义考察点为节点 D , 其相邻两考察点为节点 E 、 F , 线段 DE 、 DF 的中点分别为 H 、 J 。在建立焊缝坐标系时, 应首先获得焊缝外部参考点, 即焊缝圆弧线圆心 G 的坐标值。

对于图 2 所示的曲线型焊缝, 矢量 \mathbf{JG} 根据式(3)计算

$$\mathbf{JG} = \lambda \mathbf{e}_{JG} \quad (3)$$

式中, \mathbf{e}_{JG} 为方向与矢量 \mathbf{JG} 一致的单位矢量, 由矢量 \mathbf{v} 与矢量 \mathbf{FD} 的向量积确定; 矢量 \mathbf{v} 为根据矢量 \mathbf{FD} 与矢量 \mathbf{DE} 的向量积确定的单位矢量; λ 为系数, 根据式(4)计算。

$$\lambda = -\frac{\mathbf{HJ} \cdot \mathbf{DE}}{\mathbf{e}_{JG} \cdot \mathbf{DE}} \quad (4)$$

在计算得到单位向量 \mathbf{e}_{JG} 和系数 λ 后, 圆心 G 的坐标根据式(5)~(7)计算

$$x_G = x_J + \lambda r \quad (5)$$

$$y_G = y_J + \lambda s \quad (6)$$

$$z_G = z_J + \lambda t \quad (7)$$

式中, $r\mathbf{i}$ 、 $s\mathbf{j}$ 、 $t\mathbf{k}$ 为矢量 \mathbf{e}_{JG} 在总体坐标系三个坐标轴上的分矢量。

根据圆心 G 的坐标和考察点 D 的坐标, 可确定曲线焊缝坐标系 Y' 轴的方向矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 。依据 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$ 位于矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 与矢量 \mathbf{DF} 构成的平面内, 且与矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Y}'$ 垂直这一特征, 即可按式(2)计算 X' 轴的方向矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{X}'$, 并进一步计算得到 Z' 轴的方向矢量 $\mathbf{O}'\mathbf{Z}'$ 。

1.3 焊缝坐标系下的节点应力分量

节点在总体坐标系下的应力分量包括正应力分量 σ_x 、 σ_y 、 σ_z 和切应力分量 τ_{xy} 、 τ_{yz} 、 τ_{xz} 。文献[15]提出了节点应力分量在不同坐标系下的转换公式, 如式(8)所示

$$\begin{pmatrix} \sigma_{x'} & \tau_{x'y'} & \tau_{x'z'} \\ \tau_{x'y'} & \sigma_{y'} & \tau_{y'z'} \\ \tau_{x'z'} & \tau_{y'z'} & \sigma_{z'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l_1 & m_1 & n_1 \\ l_2 & m_2 & n_2 \\ l_3 & m_3 & n_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{pmatrix} \quad (8)$$

式中, $\sigma_{x'}$ 、 $\sigma_{y'}$ 、 $\sigma_{z'}$ 、 $\tau_{x'y'}$ 、 $\tau_{y'z'}$ 、 $\tau_{x'z'}$ 为节点在焊缝坐标系下的 6 个应力分量; l_1 、 m_1 、 n_1 为焊缝坐标系 X' 轴在总体坐标系下的方向余弦; l_2 、 m_2 、 n_2 为焊缝坐标系 Y' 轴在总体坐标系下的方向余弦; l_3 、 m_3 、 n_3 为焊缝坐标系 Z' 轴在总体坐标系下的方向余弦。

2 基于多轴准则的疲劳寿命分析方法

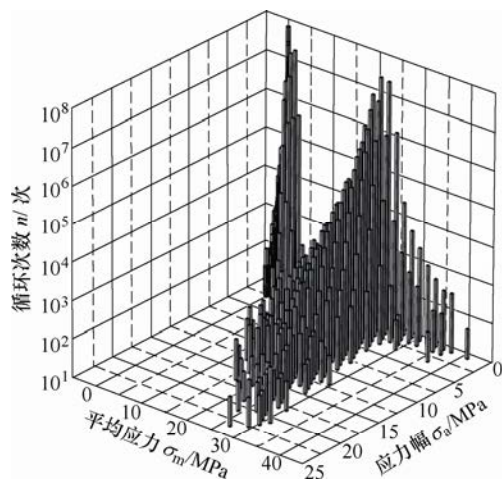
引起货车车体疲劳失效的载荷主要包括车钩载荷、心盘载荷和扭转载荷等形式。因此, 基于 AAR M-1001 标准提供的载荷谱, 进行结构疲劳寿命分析能够有效指导车体抗疲劳设计。对于承受变幅循环载荷作用, 呈现出多轴应力状态的结构, 应首先计算各应力分量的损伤等效恒幅应力范围, 结合接头的抗疲劳设计等级, 计算材料利用度分量和综合材料利用度, 以预测结构疲劳寿命。

2.1 各应力分量的应力谱

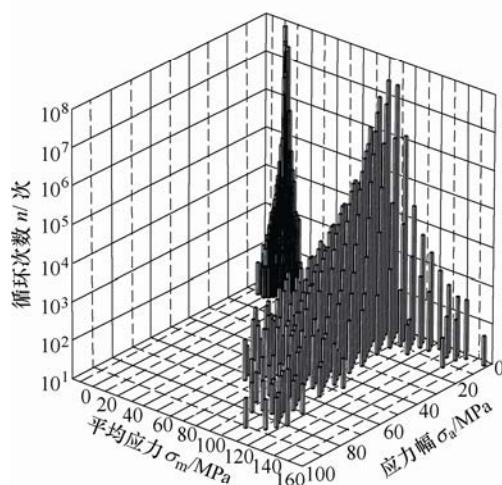
在进行车体疲劳寿命分析时, 首先对有限元模型施加各类作用载荷的单位载荷, 获得车体应力分布; 在此基础上, 利用式(8)计算考察点在焊缝坐标系下的应力分量。基于线路载荷测试的结果, AAR M-1001 标准提供了适用于不同车型的各类载荷的二维载荷谱, 载荷谱文件包含了各类载荷的最大、最小值和单位里程下的作用频次。由于各载荷谱的载荷极值均小于静强度计算载荷, 在谱载荷的作用下, 车体结构的应力值小于材料的屈服极限, 因此, 各应力分量在不同载荷谱下的二维应力谱可通过对各考察点在焊缝坐标系下的应力分量进行线性变换建立。将同一应力分量的各类二维应力谱进行合并, 即获得考察点各应力分量的计算二维应力谱, 该应力谱由节点的最大、最小应力值和应力循环次数构成, 示例节点的计算二维应力谱如图 3 所示。

焊接接头的疲劳强度受到应力循环特征和残余应力状态的影响。对于车体这样的空间大型焊接结构, 从偏于安全的角度出发, 国际焊接学会认为在进行接头疲劳强度评估时可以不考虑应力循环特征的影响^[13]。UIC 577 标准认为, 对于应力均值不同的循环, 车体结构的许用应力范围仅取决于接头形式^[2]。2007 年, 北美铁路协会对其 AAR M-1001 标准进行了修订。修订后的标准规定, 焊接接头修正 Goodman 曲线的斜率为 1, 即接头疲劳强度与循环应力特征无关, 在计算时仅计入循环应力范围的影响^[3]。因此, 在分析车体疲劳寿命时不考虑循环特征的影响, 将获得偏于安全的结果。

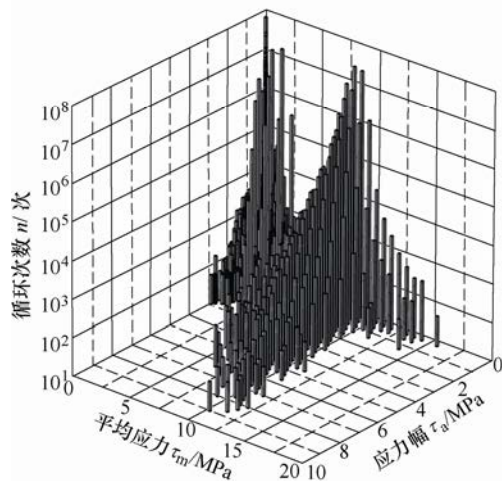
对于不同残余应力状态下的焊接接头, 文献[14]提供了残余应力修正系数。在对计算二维应力谱的幅值进行残余应力影响修正后, 能够获得各应力分量的一维应力谱。该应力谱横坐标为循环累积频次, 纵坐标为循环应力幅, 示例节点的一维应力谱如图 4 所示。



(a) 正应力分量 σ_x 的计算二维应力谱



(b) 正应力分量 σ_y 的二维应力谱



(c) 剪应力分量 τ_{xy} 的二维应力谱

图 3 示例节点的计算二维应力谱

2.2 变幅循环的损伤等效恒幅应力

焊接接头的 $S-N$ 曲线适用于恒幅循环下的结构疲劳寿命评估。对于变幅循环的结构疲劳寿命分析,

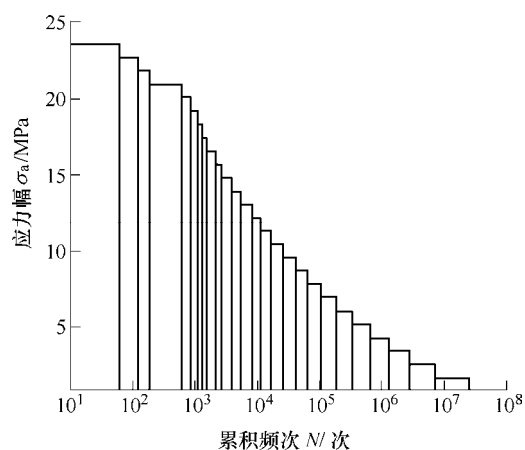
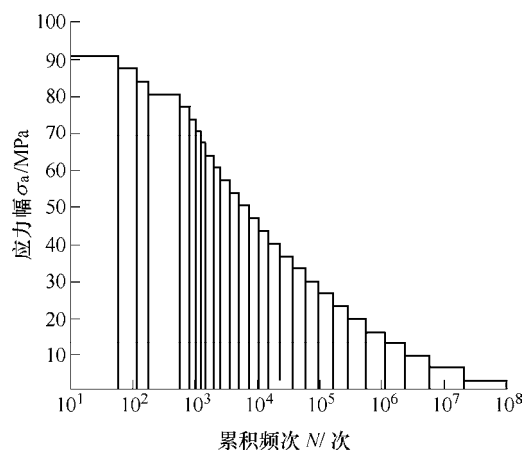
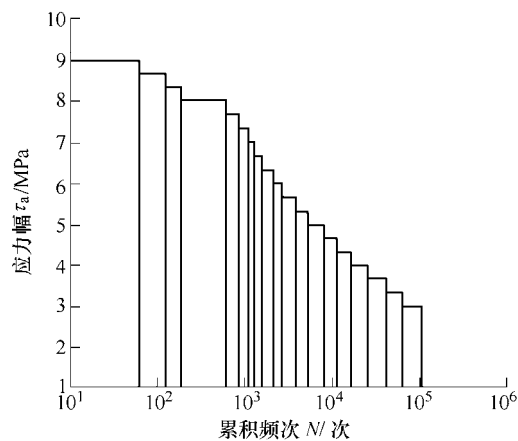
(a) 正应力分量 σ_x 的一维应力谱(b) 正应力分量 σ_y 的一维应力谱(c) 剪应力分量 τ_{xy} 的一维应力谱

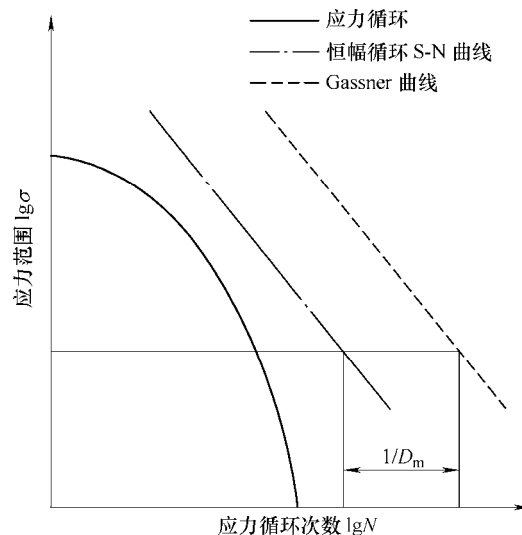
图4 示例节点的一维应力谱

文献[16-17]认为应对许用累积损伤值进行修正。如图5所示,在分析变幅循环下的接头疲劳强度时,应根据恒幅循环的 $S-N$ 曲线和变幅循环 Gassner 曲线之间的关系,计算实际循环的损伤等效恒幅应力。

对于图5所示的两种循环过程,若循环实际损伤与以应力幅 σ_e 循环 $N_D \cdot D_m$ 次的损伤一致,则与变幅循环损伤一致的恒幅等效应力 σ_e 按式(9)计算

$$\sigma_e = \sigma_{al} \cdot \left(\frac{N_1 \cdot D}{N_D \cdot D_m} \right)^{1/k} \quad (9)$$

式中, σ_{al} 为循环最大应力幅; N_1 为应力幅 σ_{al} 对应的许用循环次数; N_D 为焊接接头抗疲劳设计等级对应的应力循环次数,取 $N_D = 2 \times 10^6$; D_m 为变幅循环许用损伤,文献[13]建议取 $D_m = 0.5$; k 为 $S-N$ 曲线的指数,正应力循环取 $k = 3$,切应力循环取 $k = 5$ 。

图5 恒幅循环 $S-N$ 曲线与变幅循环 Gassner 曲线

循环实际损伤 D 满足 Miner 线性累积损伤准则时, σ_e 根据式(10)计算。

$$\sigma_e = \left[\sum_{i=1}^j n_i \cdot \sigma_{ai}^k / (N_D \cdot D_m) \right]^{1/k} \quad (10)$$

式中, σ_{ai} 为载荷谱各级应力幅; n_i 为各级应力幅的循环次数。

2.3 焊接接头的许用应力幅

焊接接头的许用应力幅 σ_e 由接头的抗疲劳设计等级和接头厚度决定,根据式(11)计算。

$$\sigma_e = 0.5 \cdot \text{FAT} \cdot f_t \quad (11)$$

式中, FAT 为焊接接头的抗疲劳设计等级; f_t 为厚度系数,当接头制造材料厚度 $t < 25 \text{ mm}$ 时,取 $f_t = 1$, $t \geq 25 \text{ mm}$ 时,取 $f_t = (25/t)^n$; n 为由接头形式确定的指数,列于文献[14]。

2.4 结构疲劳强度评估

对于焊接接头的疲劳强度评估,应首先考察各应力分量的材料利用率($a_{x'}$, $a_{y'}$ 和 $a_{x'y'}$),结构强度评估准则如式(12)所示。

$$\begin{cases} a_{x'} = \sigma_{e,x'} \cdot j_F / \sigma_{c,x'} \leq 1 \\ a_{y'} = \sigma_{e,y'} \cdot j_F / \sigma_{c,y'} \leq 1 \\ a_{x'y'} = \tau_{e,x'y'} \cdot j_F / \tau_{c,x'y'} \leq 1 \end{cases} \quad (12)$$

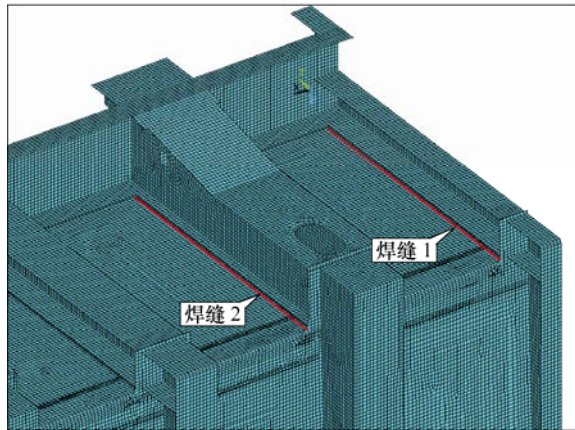
式中, j_F 为安全系数,货车车体取 1.0; $\sigma_{c,x'}$ 、 $\sigma_{c,y'}$ 和 $\tau_{c,x'y'}$ 为各应力分量的许用应力幅。

对处于多轴应力状态下的结构, Sonsino 认为应通过形状改变能密度理论评估其疲劳强度^[16], 焊接接头的综合材料利用度(DoU)根据式(13)计算, 认为 $DoU \leq 1$ 时, 结构的疲劳强度满足要求。

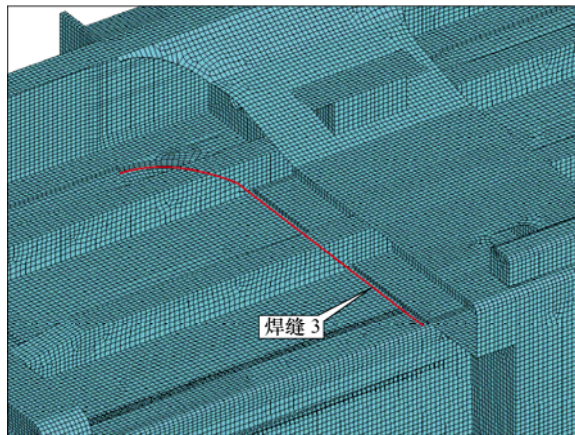
$$DoU = \sqrt{a_{x'}^2 + a_{y'}^2 - a_{x'} \cdot a_{y'} + a_{x'y'}^2} \quad (13)$$

3 敞车车体搭接接头疲劳寿命分析

根据设计要求, 出口单元式重载运煤专用敞车疲劳寿命要求为 1.6×10^6 km, 车辆空重车运行里程比为 1:1。建立如图 6 所示的车体有限元分析模型, 模型采用壳单元划分车体主体结构, 通过梁单元模拟相关计算边界条件。根据 AAR M-1001 标准, 在 1/2 车体模型上施加车钩载荷、重车垂向载荷、空车垂向载荷和扭转载荷, 获得车体在各单位载荷作用下的应力分布。以如图 6 所示的车体底架大、小横梁和枕梁上盖板与地板间的搭接接头(自车体中央向车体端部顺序编号为“焊缝 1”、“焊缝 2”和“焊缝 3”)为研究对象, 依据前述焊缝坐标系建立方法



(a) 横梁上盖板与地板间接头



(b) 枕梁上盖板与地板间接头

图 6 车体计算模型

编制计算程序, 通过各焊缝几何特征确定节点焊缝坐标系各坐标轴在总体坐标系下的方向向量。在此基础上, 将各考察节点在各单位载荷作用下的应力分量转换到焊缝坐标系下, 通过线性变换, 编制各节点的二维应力谱和一维应力谱, 计算各应力分量的损伤等效恒幅应力, 通过节点的材料利用度分量和综合材料利用度评估结构疲劳寿命, 结果如图 7~9 所示。

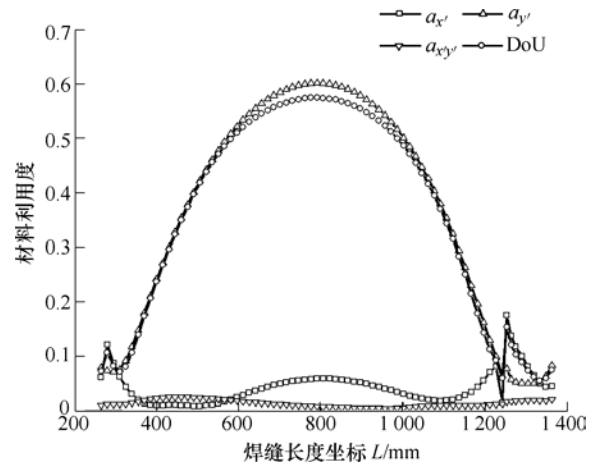


图 7 焊缝 1 的材料利用度分布

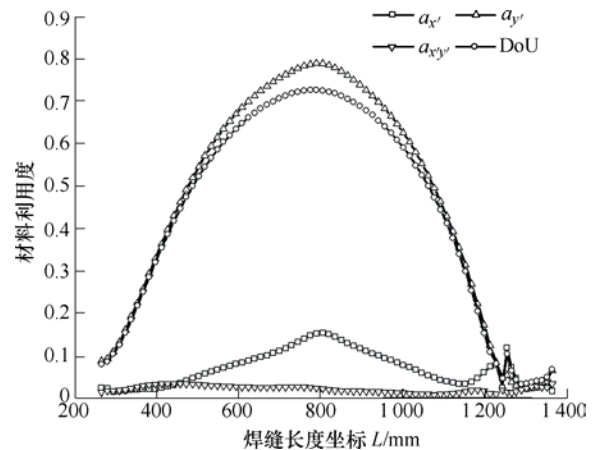


图 8 焊缝 2 的材料利用度分布

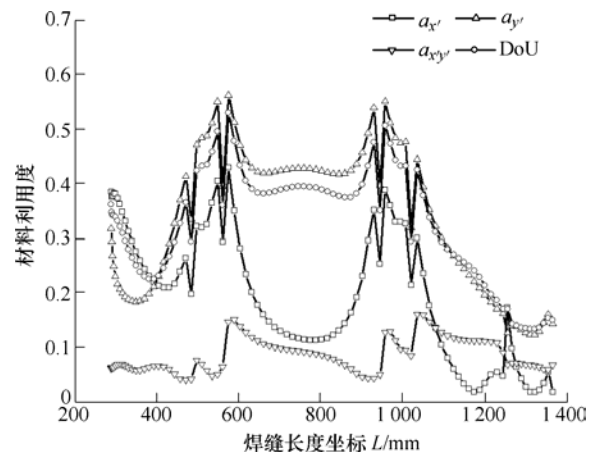


图 9 焊缝 3 的材料利用度分布

图 7~9 列出了考察焊缝各节点的材料利用度特征。分析结果表明,对于横梁上盖板与地板间的搭接接头(焊缝 1、2),除焊缝两端区域的节点材料利用度有一定波动外,中部区域的节点材料利用度分布连续;垂直于焊缝方向的正应力 σ_y 对考察焊缝的结构疲劳强度影响最大,材料利用度分量 a_y 与综合材料利用度 DoU 在焊缝长度方向上的分布基本一致。沿焊缝方向的正应力 σ_x 对结构疲劳强度的影响次之;该应力的数值越大时,材料利用度分量 a_y 与综合材料利用度 DoU 之间的差异越显著。切应力 τ_{xy} 对结构疲劳强度的影响较小。枕梁上盖板与地板间的搭接接头(焊缝 3)和其他焊接接头交错,且该接头是车钩载荷、侧滚载荷和扭转载荷的主要传递路径,载荷形式多样,因此,该区域的节点材料利用度在焊缝长度方向上的分布存在多处不连续。从总体上看,接头近车体中央侧的部分要参与车钩载荷的传递,其疲劳强度主要受沿焊缝长度方向的应力分量 σ_x 的影响;其余区域的结构疲劳强度主要受垂直于焊缝长度方向的应力分量 σ_y 的影响;此外,与横梁上盖板和地板间搭接接头相比,该接头的切应力材料利用度分量有所增大,但其对结构疲劳强度的影响仍不及正应力分量。

4 不同疲劳强度分析方法的对比

为进一步研究依据不同标准得到的评估结论之间的差异,计算时亦采用了 AAR M-1001 标准提出的基于单轴应力循环的评估方法(以下称为“AAR 方法”),依据相同的焊接接头 S-N 曲线,计算了各考察点的累积损伤,根据式(14)将其转换为材料利用度,与根据多轴准则计算得到的材料综合利用度绘于同一坐标系下,如图 10 所示。

$$\text{DoU} = D^{1/k} \quad (14)$$

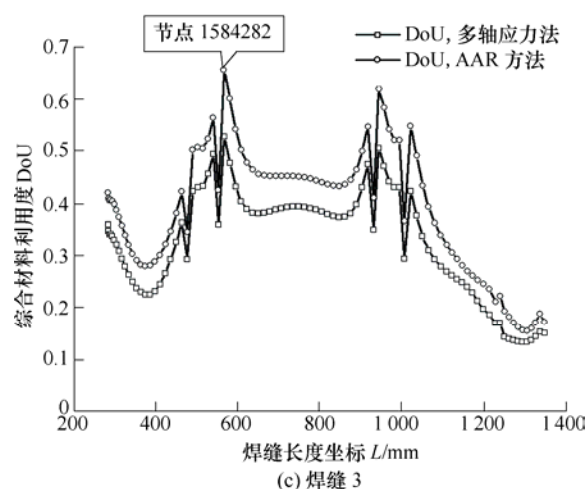
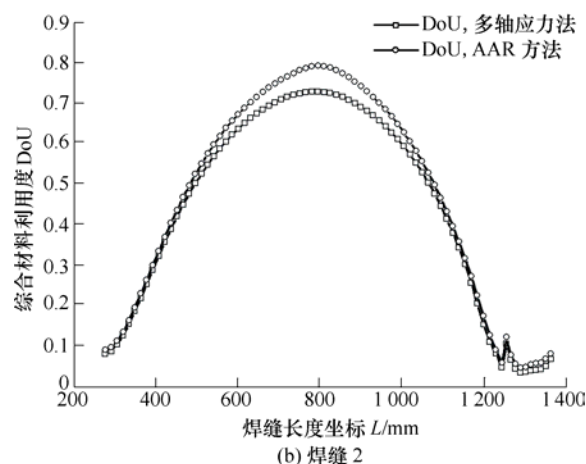
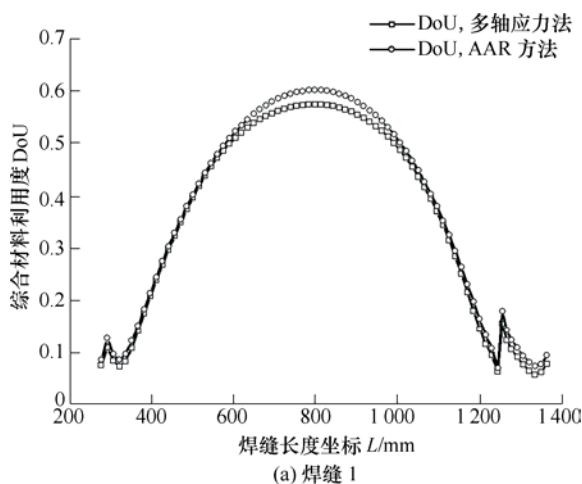


图 10 不同评估方法对结构疲劳强度的影响

图示分析结果表明,对于所考察的 3 条焊缝,基于不同方法获得的材料利用度在焊缝长度方向上的分布趋于一致;在横梁上盖板与地板间搭接接头的端部区域,应力分量 σ_y 在各计算载荷下均占主导,其他两个应力分量的数值甚小,因此,基于 AAR 方法和多轴应力法获得的节点材料利用度数值大致相同。但是,对于横梁上盖板与地板间搭接接头的中部区域和枕梁上盖板与地板间的搭接接头,基于不同方法获得的材料利用度数值存在显著差异。为进一步研究不同计算方法之间的差异,论文列出了节点 1584282 在各计算工况下的应力特征,如表 1 所示。

表 1 节点 1584282 的计算应力特征

计算工况	计算应力/MPa		
	σ_1	σ_2	σ_3
空车垂向静载荷	3.61	1.26	0.00
重车垂向静载荷	70.05	29.16	0.00
车钩拉伸载荷, 1 000 kN	9.93	0	-10.81
车钩压缩载荷, 1 000 kN	10.08	0	-10.37
扭转载荷, 40 kN·m	4.95	1.11	0
扭转载荷, -40 kN·m	0.00	-1.11	-4.95

依据文献[18]提出的方法进行判定, 结果表明该节点在各工况下的应力均呈现出典型的多轴应力特征。AAR方法以最大主应力为基础进行分析, 因此, 基于该方法获得的节点综合材料利用率将大于基于多轴疲劳准则获得的分析结果; 节点的多轴应力特征越显著, 基于不同方法获得的结果间的差异越大。采用多轴应力法分析车体疲劳强度有利于充分利用材料性能, 实现结构轻量化设计。

5 结论

(1) 基于焊缝坐标系下的节点应力分量, 确定了基于多轴准则的变幅循环下焊接结构疲劳强度评估方法。依据该方法, 评估了车体典型焊缝的疲劳强度, 指出了结构疲劳强度的主要影响因素, 对比了不同分析方法之间的差异。

(2) 在各计算载荷作用下, 货车车体焊接接头多呈现出多轴应力特征。因此, 评估其在变幅循环载荷作用下的疲劳强度时, 应将变幅应力循环按损伤一致准则转换为等效恒幅循环, 结合接头抗疲劳设计等级, 评估结构疲劳强度, 以提高分析结果的精确性。

(3) 对于多轴状态下的焊接结构, 基于最大拉应力理论获得的疲劳强度评估结果将偏于保守, 采用基于形状改变能密度理论提出的评估方法有利于车体结构轻量化设计。

参 考 文 献

- [1] ERRI B12 Specialists Committee. ERRI B 12/RP 60-2001 Regulations for proof tests and maximum permissible stresses [R]. Utrecht: European Rail Research Institute, 2001.
- [2] International Union of Railways. UIC 577-2012 Wagon stresses[S]. Paris: International Union of Railways, 2012.
- [3] European Committee for Standardization. EN 12663-2-2010 Railway applications — Structural requirements of railway vehicle bodies—Part 2: Freight wagons[S]. Brussels: European Committee for Standardization, 2010.
- [4] Associations of American Railroads. MSRP-C- II -2015 Design, fabrication, and construction of freight cars [S]. Washington D.C.: Associations of American Railroads, 2015.
- [5] 赵方伟. 铁路货车车体载荷谱测试及疲劳强度评价研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2015.
ZHAO Fangwei. Study on load spectrum test and fatigue strength evaluation of railway freight car body[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015.
- [6] 郑小艳. 5000 吨编组 C70 敞车载荷谱测试及车体疲劳强度评价 [D]. 北京: 北京交通大学, 2007.
ZHENG Xiaoyan. 5000t Marshalling C70 gondola car load spectrum test and fatigue strength evaluation of carbody[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2007.
- [7] 闫旭. 大秦线 20 000 吨重载列车纵向载荷谱的编制 [D]. 北京: 北京交通大学, 2009.
YAN Xu. The compile of longitudinal load spectrum for Da-Qin Line 20 000-ton heavy-load train [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2009.
- [8] 杨大春. 大秦线货车摇枕载荷谱编制及应用[D]. 北京: 北京交通大学, 2011.
YANG Dachun. The compilation and application of the load spectrum of the bolster for freight car on Daqin Railway [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2011.
- [9] 李浩. C80B 敞车扭转和侧滚载荷谱编制与应用[D]. 北京: 北京交通大学, 2010.
LI Hao. C80B wagon's lateral and torsional load spectrum's compilation and application[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010.
- [10] 赵方伟, 谢基龙. 小应力循环对 C70_E 型车体疲劳损伤的影响研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(10): 121-126.
ZHAO Fangwei, XIE Jilong. Influence of small stress cycles on the fatigue damage of C70_E car body [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(10): 121-126.
- [11] 李晓峰. 基于虚拟疲劳试验的铁路车辆焊接结构疲劳寿命预测 [D]. 大连: 大连交通大学, 2008.
LI Xiaofeng. Predicting fatigue life of rail vehicle welded structure based on virtual fatigue test[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2008.
- [12] European Committee for Standardization. EN 1993-1-9-2005 Eurocode 3: Design of steel structures—Part 1-9: Fatigue[S]. Brussels: European Committee for Standardization, 2005.
- [13] HOBACHER A. Recommendations for fatigue design of welded joints and components[M]. Cham: Springer International Publishing Switzerland, 2016.
- [14] Forschungskuratorium Maschinenbau. Analytical strength assessment of components [M]. 6th ed. Frankfurt am Main: VDMA-Verlag GmbH, 2012.
- [15] 安琪. 高速动车组转向架柔性构架动态特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2013.
AN Qi. Research on the dynamic behavior of flexible frame on high-speed emu bogie[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2013.
- [16] SONSINO C. Multiaxial fatigue assessment of welded joints — Recommendations for design codes[J].

- International Journal of Fatigue, 2009, 31(1): 173–187.
- [17] BÄCKSTRÖM M. Multiaxial fatigue life assessment of welds based on nominal and hot spot stresses[D]. Lappeenranta: Lappeenranta University of Technology, 2003.
- [18] 米彩盈. 高速动力车承载结构疲劳强度工程方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.

MI Caiying. A study of project method for load bearing structure fatigue strength in power vehicle[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006.

作者简介: 安琪, 男, 1983 年出生, 博士。主要研究方向为轨道交通车辆设计理论及结构疲劳强度。

E-mail: anqi-nd5@vip.sina.com