

CW-1 型转向架吊杆抗疲劳改进方案研究

吴 晶, 刘志明

(北方交通大学 机械与电子控制工程学院, 北京 100044)

摘 要:根据实测动应力识别 CW-1 型转向架吊杆在运用工况下的载荷,进而得到了吊杆危险截面的动应力,并分析了导致吊杆疲劳断裂的主要原因;利用本文提出的疲劳损伤模型对吊杆进行了疲劳强度评估;根据实际运用工况下的载荷,提出了吊杆抗疲劳改进方案。

关键词:转向架吊杆;载荷识别;疲劳

中图分类号: TB303 **文献标识码:** A

Research on Improving Anti-Fatigue of the CW-1 Type Bogie Steeve

WU Jing, LIU Zhi-ming

(College of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Northern Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: In this paper the load in utilizing condition of the CW-1 type bogie steeve is identified on the basis of the actually measured dynamic stress, consequently the dynamic stress in danger section is obtained and the main cause that led to the steeve fatigue broken is analyzed; the fatigue strength of the steeve is predicted utilizing the fatigue damage model proposed in this paper; the improving project is proposed according to the load in actually utilizing condition.

Key words: bogie steeve; loading identification; fatigue

在铁路上,疲劳破坏是机车、车辆、桥梁和线路上某些零部件破坏的主要形式,机车车辆转向架结构的使用寿命主要取决于疲劳强度^[1]。

CW-1 转向架是发电车用转向架,转向架吊杆在运用 120 万 km 后普遍出现裂纹,从而产生疲劳破坏,严重影响了行车安全。

为了解决这个问题,北方交通大学结构强度研究小组分别在北京至长春之间和北京至广州之间对发电车 CW-1 转向架吊杆进行了动应力实测和疲劳强度评估。

本文对 CW-1 转向架吊杆动应力实测与抗疲劳改进方案进行具体论述。

1 载荷识别方法

吊杆发生疲劳破坏的部位在图 1 的 III - III 截面,但是该部位是螺纹,无法直接测量应力,因此本文作者首先确定吊杆承受的动载荷,进行载荷识别的应力测点分别布置在发电车 2 位转向架的 2 位吊杆和 4 位吊杆上,每个吊杆共布置 5 个应变片,分别布置在吊杆的 I - I 断面和 II - II 断面上,用于识别吊杆轴力、两向弯矩和两向剪力(注:吊杆中无扭矩),测点布置状况见图 1 所示。

吊杆载荷(I - I 截面内力)与应变片应变之间的关系如下

收稿日期:2001-10-30

作者简介:吴晶(1976—),女,辽宁抚顺人,硕士生, email:wendy_point@263.net

$$\begin{cases}
 \text{轴力} & N = \frac{EA}{2}(\epsilon_1 + \epsilon_3) \\
 \text{绕 } x \text{ 轴弯矩} & M_x = \frac{EW}{2}(2\epsilon_2 - \epsilon_1 - \epsilon_3) \\
 \text{绕 } y \text{ 轴弯矩} & M_y = \frac{EW}{2}(\epsilon_1 - \epsilon_3) \\
 \text{纵向剪力} & Q_x = \frac{EW}{h_1}(\epsilon_4 - \epsilon_1) \\
 \text{横向剪力} & Q_y = \frac{EW}{h_1}(\epsilon_2 - \epsilon_5)
 \end{cases}
 \quad (1)$$

其中, E 为材料弹性模量; A 为截面面积; W 为截面抗弯模量; h_1 为截面 I - I 和 II - II 之间的间距; ϵ_1 至 ϵ_5 分别为每个吊杆上 1 至 5 测点的实测应变. x 方向为纵向, y 方向为横向.

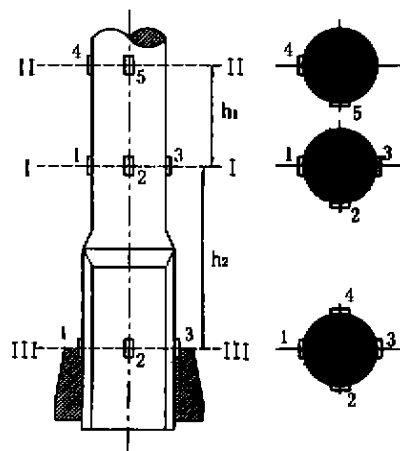


图1 吊杆测点布置图

2 吊杆危险截面动应力的分析

吊杆断裂截面位于螺母上端面, 该断面受力最大且应力集中状况也最为严重, 其疲劳强度控制部位的动应力可由下式计算

$$\begin{cases}
 \sigma_1 = \frac{\bar{N}}{A} + \frac{\bar{M}_x}{W}, & \sigma_2 = \frac{\bar{N}}{A} + \frac{\bar{M}_y}{W} \\
 \sigma_3 = \frac{\bar{N}}{A} - \frac{\bar{M}_x}{W}, & \sigma_4 = \frac{\bar{N}}{A} - \frac{\bar{M}_y}{W}
 \end{cases}
 \quad (2)$$

其中, σ_1 至 σ_4 为断裂截面 III - III 上 1 至 4 点处的正应力(见图 1); \bar{N} 及 \bar{M}_x 和 \bar{M}_y 分别为断裂截面 III - III 处的轴力、绕 x 轴弯矩和绕 y 轴弯矩.

截面 III - III 处的内力可根据力的平衡原理和截面 I - I 处的内力计算如下

$$\bar{N} = N, \quad \bar{M}_x = M_x + Q_y h_2, \quad \bar{M}_y = M_y - Q_x h_2
 \quad (3)$$

式中, N, M_x, M_y, Q_x, Q_y 为识别出的载荷, h_2 为 I - I 截面与 III - III 截面的间距.

综合式(1~3)可得断裂截面 III - III 处各疲劳强度控制部位(1, 2, 3, 4 点)的动应力如下

$$\begin{cases}
 \sigma_1 = E\epsilon_1 + \frac{h_2}{h_1}E(\epsilon_1 - \epsilon_4), & \sigma_2 = E\epsilon_2 + \frac{h_2}{h_1}E(\epsilon_2 - \epsilon_5) \\
 \sigma_3 = E\epsilon_3 - \frac{h_2}{h_1}E(\epsilon_1 - \epsilon_4), & \sigma_4 = E(\epsilon_1 + \epsilon_3 - \epsilon_4) - \frac{h_2}{h_1}E(\epsilon_2 - \epsilon_5)
 \end{cases}
 \quad (4)$$

上述动应力进行雨流统计, 编制了一维应力谱^[2], 列于表 1.

表1 CW-1 的 2 位吊杆 III - III 截面应力谱

应力级数	1 点应力谱		2 点应力谱		3 点应力谱		4 点应力谱	
	应力幅/MPa	频 次	应力幅/MPa	频 次	应力幅/MPa	频 次	应力幅/MPa	频 次
1	9.20	2 488 630	5.78	2 619 009	9.96	1 654 483	3.34	2 857 311
2	25.58	197 892	15.34	712	27.87	107 920	8.02	347 772
3	41.97	16 905	24.90	146	45.79	10 180	12.70	13 625
4	58.36	2 527	34.46	52	63.70	1 633	17.38	712
5	74.74	486	44.02	26	81.62	324	22.06	31
6	91.13	118	53.58	12	99.53	80	26.73	2
7	107.51	24	63.14	5	117.45	11	31.41	0
8	123.90	5	72.70	4	135.36	1	36.09	1

如果吊杆断裂截面的动应力主要由轴力引起, 则 4 个疲劳强度控制点的应力谱应该相当. 但由表 1 可见, 吊杆上 1, 3 点的最大应力幅为 123 MPa 和 135 MPa, 而 2, 4 点的最大应力幅为 36 MPa 和 73 MPa, 1, 3 点的应力幅值远大于 2, 4 点的数值. 同时, 大于 40 MPa 的应力幅出现的频次, 1, 3 点均有上万次, 而 2, 4 点仅有几十次, 即 1, 3 点大应力幅出现频次也远大于 2, 4 点. 这说明, 吊杆上应力除轴力外, 还有附加弯矩

的贡献,而且由式(2)可以判断,吊杆动应力主要由纵向附加弯矩 M_x 引起。

3 基于等损伤的疲劳强度评估

工程上,一般采用指定寿命下的疲劳强度进行结构的抗疲劳设计和疲劳强度评估。为此,本文提出基于等损伤原则的疲劳强度评估方法,对现有吊杆进行疲劳强度评估,采用这一方法可使各级应力引起的疲劳损伤均得到合理的考虑。

等效应力幅的计算公式如下(参见文献[3])

$$\sigma_{\text{eq}} = \left[\frac{L}{L_1 N} \sum n_i (\sigma_{ai})^m \right]^{\frac{1}{m}} \quad (5)$$

式中, L 为转向架在规定使用期限内的总运用公里数, L_1 为实测应力时间历程中转向架的运行公里数, n_i 为与实测应力谱中应力幅 σ_{ai} 对应的应力循环次数, σ_{ai} 为实测应力谱中第 i 级应力幅水平, m 为材料 S-N 曲线参数, N 取 10^7 。

根据Ⅲ-Ⅲ截面的应力谱,利用式(5),可得到等效应力幅,见表2。

表2 原吊杆Ⅲ-Ⅲ截面运用120万km等效应力幅计算结果

项 目	2位吊杆		4位吊杆	
	点1	点3	点1	点3
等效应力幅/MPa	92.31	89.16	79.37	81.95
安全系数 n	0.61	0.63	0.71	0.69

得到等效应力幅后,即可对螺杆进行疲劳强度评估。因为吊杆在使用过程中,平均应力(吊杆在车辆静止时的静应力)保持不变,故此时吊杆(相当于螺栓)的疲劳评定准则为(文献[4])

$$\frac{\sigma_{-1D} \Psi_{\sigma} \sigma_m}{\sigma_a} \geq [n] \quad (6)$$

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} \quad (7)$$

$$K_{\sigma D} = \frac{1 + (K_{\sigma} - 1)\beta_1}{\epsilon\beta_1} \quad (8)$$

式中, σ_{-1D} 为螺纹的疲劳极限,此处取 60.22 MPa; σ_{-1} 为材料光滑小试样的疲劳极限,此处取 215 MPa; K_{σ} 为螺纹疲劳缺口系数,此处取 2.1; ϵ 为尺寸系数,此处取 0.62; β_1 为表面加工系数,此处取 0.9; Ψ_{σ} 为平均应力影响系数,此处取 0.2; σ_m 为平均应力,此处取 69 MPa; σ_a 为螺栓应力幅,其值见表2; $[n]$ 为安全系数。

由式(7)、式(8)计算的吊杆用 45# 钢普通螺纹的疲劳极限为 74 MPa(调质、辗压、直径 45 mm),而表2中的等效应力幅均大于 74 MPa。按照式(6)计算的安全系数也列于表2,由表2可见, CW-1 转向架吊杆在运用 120 万 km 后,安全系数均小于 1。

由上述对寿命和疲劳强度的两种评估方法比较可以得出结论:发电车 CW-1 转向架吊杆在 120 万 km 运用后已完全达到其疲劳限度,没有潜力继续运用,必须尽快更换。

4 吊杆抗疲劳改进方案研究

4.1 螺纹连接的疲劳设计方法

轴向受力的螺纹联接一般在螺栓上发生疲劳破坏。螺栓联接的疲劳危险区有 3 处:即与螺母配合部分第一螺牙的根部;螺栓头与螺栓的过渡圆角处;螺纹与光滑部分的过渡区。第三个危险区可以避免,只要缩小光滑部分的直径即可,因此在抗疲劳设计时只需校验第一、二危险区的疲劳强度。由于 CW-1 转向架吊杆在实际运用中,均在吊杆螺纹与螺母配合部分的第一螺牙处发生疲劳裂纹,而在螺栓头和螺栓的过渡圆角处由于采用了特殊的工艺,未发生疲劳裂纹,因此本文着重对第一种疲劳危险区进行研究。

4.2 吊杆抗疲劳改进方案

吊杆改进方案为:材料由45#钢升级为40Cr(调质),螺纹内径由45 mm加大至55 mm.

改进后吊杆的螺纹内径由45 mm增至55 mm,螺纹有效截面面积和抗弯模量分别由 A 和 W 增至 \bar{A} 和 \bar{W} ,但吊杆中的受力状况并不因吊杆截面尺寸的改变而变化.根据上述情况,用识别出的载荷可得改进后吊杆螺母上端面Ⅲ-Ⅲ处各点的应力状况.

对改进后吊杆Ⅲ-Ⅲ截面的应力谱进行雨流统计可以得到新的应力谱,然后利用式(5)计算出等效应力幅.

表3给出了Ⅲ-Ⅲ截面应力较大的点1和点3在运用500万km情况下的等效应力幅,其值在41 MPa~52.2 MPa之间.

表3 改进后吊杆Ⅲ-Ⅲ截面运用500万km等效应力幅计算结果

项 目	2位吊杆		4位吊杆	
	点1	点3	点1	点3
等效应力幅/MPa	52.21	49.72	42.83	45.50
安全系数 n	1.62	1.70	1.97	1.85

改进吊杆与式(6~8)相应的有关参数,根据本文上面的论述可确定如下: $\sigma_{-1}=431$ MPa(调制状态), $K_{\sigma}=2.6$ (相应于辗压螺纹), $\epsilon=0.56$, $\beta_1=0.83$ (对应于40 Cr调制, $\sigma_b=940$ MPa), $\Psi_{\sigma}=0.20$, $\sigma_m=46.2$ MPa(按轴重16.5 t计算).

进一步由公式(6~8)可得改进后吊杆螺纹的疲劳极限

$$K_{\sigma D} = \frac{1 + (K_{\sigma} - 1)\beta_1}{\epsilon\beta_1} = 5.01, \quad \sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = 86.03 \text{ MPa}.$$

利用式(6),计算各点安全系数列于表3.

文献[4]中建议安全系数通常取 $[n]=1.25\sim 2.5$,由上述评估结果可知:在运用500万km的条件下,改进后的吊杆的疲劳安全系数最小值为1.62,可满足安全运用的要求.

5 结论

(1)吊杆动应力主要由纵向附加弯矩引起.

(2)原吊杆(材料45#钢,螺纹内径45 mm)在发电车上运用120万km后,已完全达到其疲劳强度,没有潜力继续运用,必须尽快更换.

(3)吊杆改进方案(材料40Cr调质,螺纹内径55 mm)在运用500万km的条件下其疲劳安全系数大于1.25,满足安全运用的要求.

参考文献:

- [1] 程育仁,缪龙秀,侯丙麟编著.疲劳强度[M].北京:中国铁道出版社,1990.
- [2] Glinka G, Kam J C P. Rainflow Counting Algorithm for Very Long Stress History[J]. Int J. Fatigue, 1987,9(3):223-228.
- [3] 刘志明.随机载荷下焊接构架疲劳寿命及可靠性研究[D].北京:北方交通大学,2001.
- [4] 赵少汴,王忠保编著.抗疲劳设计—方法与数据[M].北京:机械工业出版社,1997.