

基于 FKM 准则的抗侧滚扭杆疲劳强度分析

郭晓军^{1,2}, 卜继玲², 曾晶晶², 黄运华¹, 李相欣^{1,2}

(1. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031;
2. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘要: 介绍了强度评定准则 FKM 的主要内容, 引用 FKM 局部应力法对抗侧滚扭杆的疲劳强度进行评定, 并与 Fe-safe 的疲劳强度评定结果进行对比。对比结果表明: 两者的评定结果一致且 FKM 准则更加保守, 抗侧滚扭杆的疲劳强度满足使用要求。由 FKM 准则得出的扭杆各应力分量疲劳损伤度表明: 扭杆剪切应力对扭杆的疲劳损伤最大, 弯曲正应力次之。

关键词: FKM 准则; 抗侧滚扭杆; 疲劳强度; Fe-safe; 疲劳损伤

中图分类号: U260.331⁺.7 **文献标识码:** A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2016.06.102

Fatigue Strength Analysis of Anti-roll Torsion Bar Based on the FKM Guideline

GUO Xiaojun^{1,2}, BU Jiling², ZENG Jingjing², HUANG Yunhua¹, LI Xiangxin^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412007, China)

Abstract: The main content of FKM guideline for assessing the fatigue strength was introduced, and the fatigue strength of anti-roll torsion bar was assessed by referencing FKM local stress approach, which was compared with Fe-safe. The result showed that: both of the evaluation results were consistent and the FKM guideline was more conservative, the fatigue strength of anti-roll torsion bar could meet the requirements. The fatigue damage degree of each stress component of the torsion bar obtained by the FKM guideline showed that the maximum fatigue damage of torsion bar was from the torsion bar shear stress, and the bending normal stress was the second one.

Keywords: FKM guideline; anti-roll torsion bar; fatigue strength; Fe-safe; fatigue damage

0 引言

随着轨道车辆运行速度的提升, 对车辆安全性、舒适性和平稳性的要求也在逐步提升。对于高速动车组或传统客车车辆, 其二系簧主要采用空气弹簧, 为满足舒适性的要求, 其垂向刚度一般较小, 抵抗车体侧滚的刚度也较小。抗侧滚扭杆装置的主要作用是抑制车体的侧滚运动, 同时具有确保舒适性、安全性和平稳性的功能^[1]。作为承受交变载荷的零部件, 抗侧滚扭杆的运用工况极其复杂, 特别是对于高速动车组, 随着速度的提升和受轨道不平顺的影响, 零部件振动频率上升,

冲击载荷幅值随之加大, 而零件的疲劳强度又对交变载荷幅值最敏感, 因此, 确保抗侧滚扭杆的疲劳强度具有重大的工程意义^[2]。本文将采用国际上发展较快的 FKM(全称: Forschungskuratorium Maschinenbau) 强度评定准则对抗侧滚扭杆进行疲劳强度评定。

1 有限元模型及静力分析

使用前处理软件 Hypermesh 对抗侧滚扭杆几何模型进行网格划分, 使用有限元分析软件 Abaqus 对扭杆线弹性模型分析计算, 扭杆材质为弹簧钢。使用 C3D8R 单元对弯扭杆和扭杆臂进行网格划分, 其中弯扭杆网格数量为 146 940 个; 整体模型的网格数量总计 356 836 个^[3-4], 见图 1。极限工况最大 Mises 应力为

352 MPa, 位于弯扭杆折弯处, 安全系数 3.2, 符合静强度要求, 应力云图见图 2。

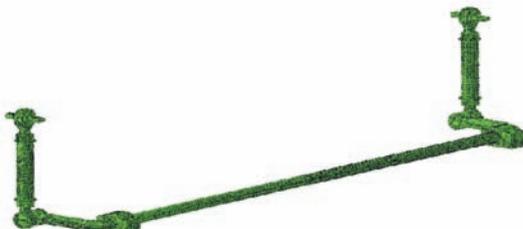


图 1 扭杆系统有限元模型

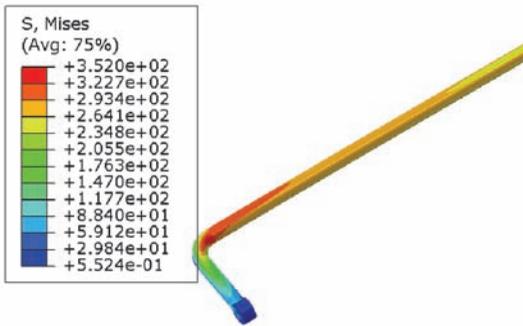


图 2 极限工况应力云图

扭杆受到弯扭复合作用力, 但扭杆中部由于几何结构及边界条件对称, 其扭矩不为零, 弯矩为零, 可以很方便地使用第四强度理论进行理论值计算。扭杆中部 von-Mises 应力云图见图 3。扭杆中部截面的最大 von-Mises 应力有限元值与根据第四强度理论计算得到的理论值的比较见表 1, 误差在 5% 以内, 说明模型是准确的。

表 1 有限元值与理论值比较

有限元值 /MPa	理论值 /MPa	误差
276.7	285	2.9%

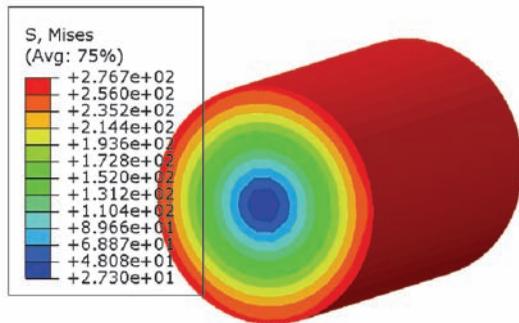


图 3 扭杆中部应力云图

2 Fe-safe 扭杆疲劳强度评定

扭杆系统在给定载荷谱下的疲劳强度评定, 以前是在 Abaqus 应力分析的基础上, 将载荷谱编制为一个大的载荷循环, 利用 Fe-safe 软件来评定^[5]。Fe-safe 软件中的强度因子 S 表征施加载荷的强度, 当 $S \geq 1$ 时, 在此设计寿命条件下, 此加载载荷数值是安全的。弯扭杆的 FOS 云图如图 4 所示。

弯扭杆的最小强度因子为 1.277 (> 1), 该位置节点号为 62864。因此, 弯扭杆满足给定载荷谱下的疲

劳强度要求。

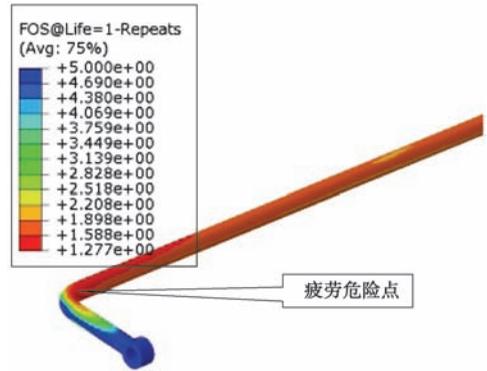


图 4 FOS 云图

3 FKM 疲劳强度评定

基于以前的 TGL 标准、VDI 2226、DIN 18800、DIN 4113-2、EN code 3 和 EN code 9^[6-11] 以及近年来的研究成果, FKM 准则逐步发展为成熟的强度评定体系。

FKM 准则疲劳强度评定分为名义应力法和局部应力法, 两者分别以零件疲劳危险点的名义应力和局部应力为基本参数, 评定零件的疲劳强度。由于是通过有限元法获取疲劳危险点的应力, 因此本文对抗滚扭杆的疲劳强度评定使用局部应力法^[12-15]。局部应力法的计算流程如图 5 所示^[13]。

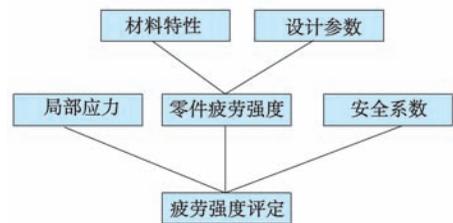


图 5 局部应力法疲劳强度计算流程

3.1 局部应力

FKM 准则关于局部坐标系的定义如图 6 所示。提取弯扭杆疲劳危险参考点 (节点编号 62864, 由应力幅确定) 在三级载荷谱中各级载荷对应的局部应力见表 2。由于疲劳危险点位于扭杆表面 (无外载荷自由表面), 可以认为其为平面应力状态^[13], 因此依据局部坐标提取该节点正应力 σ (σ_x, σ_y) 和切应力 τ (τ_{xy}), 其余应力分量为零。FKM 首先对谱载荷求取等效损伤应力幅, 然后使用该等效值进行疲劳强度评定。

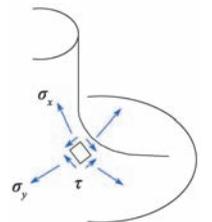


图 6 FKM 局部坐标

表 2 疲劳危险点局部应力

符号	应力幅	符号	应力幅	符号	应力幅
$\sigma_{al,x}$	152	$\sigma_{a2,x}$	124	$\sigma_{a3,x}$	103
$\sigma_{al,y}$	0.600	$\sigma_{a2,y}$	0.513	$\sigma_{a3,y}$	1.130
$\tau_{al,xy}$	182	$\tau_{a2,xy}$	153	$\tau_{a3,xy}$	129

等效损伤应力幅计算公式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{a,eff} &= \left(\bar{N} / N_{D,\sigma} \right)^{1/k_\sigma} \cdot v_\sigma \cdot \sigma_{a,1} \\ v_\sigma &= \sqrt[k_\sigma]{\sum_{j=1}^j \frac{n_j}{\bar{N}} \cdot \left(\frac{\sigma_{a,j}}{\sigma_{a,1}} \right)^{k_\sigma}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: \bar{N} 为疲劳载荷总循环数; n_j 为第 j 级载荷对应的载荷循环次数; $\sigma_{a,1}$ 为第一级载荷 (最大载荷) 各方向应力幅值; $\sigma_{a,j}$ 为第 j 级载荷各方向应力幅值; k_σ 为 $S-N$ 曲线斜率, 由 FKM 准则, 正应力取 5, 切应力取 8; $N_{D,\sigma}$ 为 $S-N$ 曲线拐点处的循环次数, 取 100 万次; v_σ 为等效损伤。

对于切应力, 只要将公式中的 σ 换为 τ 即可。计算得到的疲劳危险点的等效损伤应力幅见表 3。

表 3 疲劳危险点等效应力幅 MPa

符号	$\sigma_{a,eff,x}$	$\sigma_{a,eff,y}$	$\tau_{a,eff}$
幅值	196.1	1.6	207.8

3.2 材料属性

FKM 通过标准测试试样的测试值, 结合零件的具体尺寸, 并将其折算为尺寸系数, 弹簧钢 $S-N$ 曲线斜率为 5, 疲劳极限对应的载荷循环次数为 100 万次^[16-17], 求得零件的抗拉强度和屈服强度如下:

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} \quad (2)$$

$$R_p = K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} \quad (3)$$

式中: $K_{d,m}$, $K_{d,p}$ 为尺寸系数; K_A 为各向异性系数; $R_{m,N}$, $R_{p,N}$ 为标准测试件的抗拉和屈服强度。

零件正应力和切应力疲劳极限如下:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{W,\sigma} &= f_{W,\sigma} \cdot R_m \\ \tau_{W,\tau} &= f_{W,\tau} \cdot \sigma_{W,\sigma} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: $f_{W,\sigma}$, $f_{W,\tau}$ 分别为正应力和切应力疲劳强度系数。

上述各参数的 FKM 查表结果以及计算结果见表 4。

表 4 材料属性参数

符号	数值	符号	数值
$K_{d,m}$	0.892	R_m	981.2
$K_{d,p}$	0.849	R_p	764.1
K_A	1	$R_{m,N}$	1 100
$f_{W,\sigma}$	0.45	$R_{p,N}$	900
$f_{W,\tau}$	0.577	$\sigma_{W,\sigma}$	441.54
/	/	$\tau_{W,\tau}$	254.8

3.3 设计参数

对于某一具体零件的设计参数, FKM 准则涵盖了疲劳缺口系数、粗糙度系数、温度系数、参考点局部应力梯度、表面处理系数、缺口半径及零件壁厚等因素。正应力和切应力的设计参数表达式如下:

$$\left. \begin{aligned} K_{WK,\sigma} &= \frac{1}{n_\sigma} \left[1 + \frac{1}{\tilde{K}_{f,\sigma}} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\sigma}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V} \\ K_{WK,\tau} &= \frac{1}{n_\tau} \left[1 + \frac{1}{\tilde{K}_{f,\tau}} \cdot \left(\frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: n_σ , n_τ 分别为正应力和切应力相关的疲劳缺口系数; $\tilde{K}_{f,\sigma}$, $\tilde{K}_{f,\tau}$ 为疲劳缺口系数预估值; $K_{R,\sigma}$, $K_{R,\tau}$ 为粗糙度系数^[18]; K_V 为表面处理系数。

各参数可依据 FKM 准则查取, 各参数及计算结果见表 5。

表 5 设计参数

符号	结果	符号	结果
$n_{\sigma,x}$	1.104	$\tilde{K}_{f,\sigma x}$	2.26
$n_{\sigma,y}$	1.092	$\tilde{K}_{f,\sigma y}$	2.093
n_τ	1.084	$\tilde{K}_{f,\tau}$	1.97
$K_{R,\sigma}$	0.863	$K_{WK,\sigma}$	0.969
$K_{R,\tau}$	0.92	$K_{WK,\sigma y}$	0.985
K_V	1.2	$K_{WK,\tau}$	0.963

3.4 零件强度

结合设计系数计算零件的对称弯曲疲劳极限, 再依据平均应力系数计算疲劳极限幅值, 最后依据变幅疲劳系数计算变幅疲劳强度幅值。

正应力和切应力的对称弯曲疲劳极限, 对各应力分量需要分别计算, 结果见表 6。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{WK,\sigma} &= \sigma_{W,\sigma} / K_{WK,\sigma} \\ \tau_{WK,\tau} &= \tau_{W,\tau} / K_{WK,\tau} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

零件的疲劳极限:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{AK,\sigma} &= K_{AK,\sigma} \cdot \sigma_{WK,\sigma} \\ \tau_{AK,\tau} &= K_{AK,\tau} \cdot \tau_{WK,\tau} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: $K_{WK,\sigma}$, $K_{AK,\tau}$ 为各应力分量平均应力系数, 查阅 FKM 准则, 均取 1。

零件的变幅疲劳强度:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{BK,\sigma} &= K_{BK,\sigma} \cdot \sigma_{AK,\sigma} \\ \tau_{BK,\tau} &= K_{BK,\tau} \cdot \tau_{AK,\tau} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: $K_{BK,\sigma}$, $K_{BK,\tau}$ 为各应力分量的变幅疲劳强度系数, 查阅 FKM 准则, 均取 1。

表 6 对称弯曲疲劳极限及变幅疲劳强度

符号	结果	符号	结果
$\sigma_{WK,\sigma}$	456	$\sigma_{BK,\sigma}$	456
$\sigma_{WK,\sigma y}$	448	$\sigma_{BK,\sigma y}$	448
$\tau_{WK,\tau}$	265	$\tau_{BK,\tau}$	265

同时, 对各应力分量的变幅疲劳强度有最大值的限制:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{BK,\sigma} &\leq 0.75 \cdot R_p \cdot n_p \\ \tau_{BK,\tau} &\leq 0.75 \cdot f_\tau \cdot R_p \cdot n_p \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $n_p=1.12$ 。

经过计算, 各应力分量的变幅疲劳极限满足上述条件。

3.5 安全系数

FKM 准则规定的总安全系数表达式为

$$j_D = j_s \cdot \frac{j_F}{K_{T,D}} \quad (10)$$

式中: j_s 为安全设计载荷系数; j_F 为温度系数; $K_{T,D}$ 为材料安全系数。

根据扭杆使用工况及 FKM 参数表, 查取相关系数,

求得总的安全系数为 $j_D=1.2$ 。

3.6 疲劳强度评定

FKM 疲劳强度评定既可以通过计算正应力和切应力的疲劳损伤可靠度 $a_{BK, \sigma}$ 和 $a_{BK, \tau}$ 来评定, 也可以通过计算合成应力的疲劳损伤可靠度 $a_{BK, \sigma\tau}$ 来评定:

$$\left. \begin{aligned} a_{BK, \sigma} &= \frac{\sigma_{a, \text{eff}}}{\sigma_{BK, \sigma} / j_D} \leq 1 \\ a_{BK, \tau} &= \frac{\tau_{a, \text{eff}}}{\tau_{BK, \tau} / j_D} \leq 1 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$a_{BK, \sigma\tau} = q \cdot a_{NH} + (1-q) \cdot a_{GH} \leq 1 \quad (12)$$

式中: 查 FKM 准则得 $q=0$;

$$a_{NH} = \frac{1}{2} \left(|s_{a,x} + s_{a,y}| + \sqrt{(s_{a,x} - s_{a,y})^2 + 4 \cdot \tau_a^2} \right);$$

$$a_{GH} = \sqrt{s_{a,x}^2 + s_{a,y}^2 - s_{a,x} \cdot s_{a,y} + \tau_a^2};$$

$$s_{a,x} = a_{BK, \sigma}; \quad s_{a,y} = a_{BK, \tau}; \quad \tau_a = a_{BK, \tau}$$

当疲劳损伤可靠度均小于等于 1 时, 表明结构在指定的载荷谱下, 其疲劳强度满足要求, 否则结构无法承受该疲劳载荷。计算结果如表 7 所示。

表 7 应力分量及合成应力等效损伤

符号	结果	符号	结果
$a_{BK, \sigma}$	0.520	$a_{BK, \tau}$	0.940
$a_{BK, \sigma\tau}$	0.004	$a_{BK, \sigma\tau}$	1.070

根据计算结果可知, 弯扭杆疲劳危险点的各应力分量的疲劳损伤度均小于 1, 满足疲劳强度要求; 合成应力的疲劳损伤度为 1.070。分析可知: 造成合成疲劳损伤度略大于 1 的直接原因是切应力损伤度接近于 1, 间接原因为各种折算的取值偏于安全, 可认为扭杆近似满足疲劳强度要求。

FKM 准则是使用疲劳损伤度来评定零件的疲劳强度, 而软件 Fe-safe 是使用基于 Goodman 曲线的疲劳强度因子来评定零件的疲劳强度, 为使两者具有可比性, 其实只要将式 (12) 取倒数, 即可得到基于 FKM 准则的疲劳强度因子:

$$S_{FKM, \sigma\tau} = 1/a_{BK, \sigma\tau} \quad (13)$$

求得 $S_{FKM, \sigma\tau} = 0.935 < 1.277$ 。可以看出: 由 FKM 准则得到的疲劳强度因子比 Fe-safe 更加保守, 这是因为 FKM 准则考虑了大量与零件疲劳密切相关的因素。

4 结语

①抗侧滚扭杆疲劳危险节点 62864 的各应力分量的疲劳损伤度分别为 0.520、0.004 及 0.940, 表明扭矩产生的扭转切应力对扭杆造成的损伤最大, 弯矩形成的正应力对扭杆造成的疲劳损伤度位居其次; 合成应力损伤度为 1.070。各应力分量和合成应力的疲劳损伤度分别小于 1 和近似等于 1, 表明扭杆疲劳强度满足要求。

②使用 FKM 准则分析计算了抗侧滚扭杆的疲劳强度因子并与 Fe-safe 软件的计算结果对比, 结果表明: 二者的评定结果一致, 弯扭杆满足给定载荷谱下的疲

劳强度, 且 FKM 准则更加保守。

③ FKM 准则使用局部应力法对金属构件进行疲劳强度评估时, 可以评估疲劳危险点各应力分量的损伤和合成损伤, 而 Fe-safe 软件只能得出一个总体损伤。由此可见, 使用 FKM 准则可以更加全面地评估疲劳强度。本文可以为该准则的工程应用提供一定的参考。

参考文献:

- [1] 姜建东, 付茂海, 李蒂. 客车转向架抗侧滚扭杆装置特性分析[J]. 铁道机车车辆, 2004(5): 4-7.
- [2] 冯帅, 黄运华, 曹先智, 等. 抗侧滚扭杆对地铁车辆动力学性能影响分析[J]. 机械工程与自动化, 2014(5): 14-16.
- [3] 王京雁, 卜继玲, 曾晶晶, 等. 基于 ABAQUS 子模型算法的花键连接抗侧滚扭杆有限元分析[J]. 机车电传动, 2011(6): 28-31.
- [4] 段华东. 城轨转向架抗侧滚扭杆的刚度和强度分析[J]. 电力机车与城轨车辆, 2010, 33(2): 41-44.
- [5] 刘明星, 刘志峰, 宋守许. 基于 ABAQUS/fe-safe 的服役后轴类零件疲劳分析方法[J]. 机械设计与制造, 2012(9): 72-74.
- [6] Ermüdungsfestigkeit, Dauerfestigkeit der Maschine-nbauteile: TGL 19340 [S]. 1983.
- [7] Recommendations for the stability calculation of metallic building components: Guideline VDI 2226 [S]. 1965.
- [8] Part 1 Steel structures-Part1: Design and construction: DIN 18800 [S]. 2008.
- [9] Corrigendum1 Aluminum constructions under predominantly static loading-Part2: Static analysis of welded constructions: DIN 4113-2 [S]. 2008.
- [10] Design of steel structures-Part1-1: General rules and rules for buildings (Eurocode3): DIN ENV 1993-1-1 [S]. 2010.
- [11] Part 1-1 Design of aluminum structures-Part1-1: General structural rules (Eurocode9): DIN ENV 1999 [S]. 2010.
- [12] Erwin Haibach. Analytical Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering (5th edition): FKM Guideline [S]. 2003.
- [13] Erwin Haibach. Analytical Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering (6th edition): FKM Guideline [S]. 2012.
- [14] Sean A McKelvey, Yung-Li Lee, Mark E Barkey. Stress-Based Uniaxial Fatigue Analysis Using Methods Described in FKM-Guideline [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2012(5): 445-484.
- [15] Samuel Kœchlin. FKM Guideline: Strengths, Limitations and Experimental Validation [J]. Procedia Engineering, 2015 (133): 309-319.
- [16] 王金辉, 黄友剑, 孙海燕, 等. 基于 S-N 和 FKM 标准的橡胶元件疲劳寿命预测方法[J]. 计算机辅助工程, 2013(增刊 2): 184-187.
- [17] 孟金凤, 陆正刚, 章焕章. 基于 FKM 标准的转向架构架疲劳损伤研究[J]. 机车电传动, 2011(1): 28-31.
- [18] 高发雄, 余万里, 刘文松, 等. 抛丸强化工艺对抗侧滚扭杆轴表面粗糙度的影响[J]. 机车车辆工艺, 2014(5): 29-30.



作者简介: 郭晓军 (1990-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为轨道车辆结构强度及动力学, 现主要从事结构强度理论及仿真分析工作。