

基于 FKM 的某型转向架轴箱静强度评估

杨龙,阳光武,肖守讷,杨冰,朱涛

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:针对某型轨道车辆运行过程中转向架轴箱端盖表面易产生裂纹的问题,根据 EN13749 标准规定载荷,计算得到轴箱的静强度工况,对轴箱端盖进行仿真计算,并基于 FKM 准则对仿真结果进行评估。结果表明,在标准规定载荷下端盖最大应力超过屈服极限,进入塑性变形阶段,应力最大的位置位于端盖螺栓孔与端盖体的过渡区域。分析结果表明端盖应力过大的主要原因是螺栓预紧力过大;根据 FKM 准则计算出了轴箱端盖的主应力和各工况利用度,并提出了采用提高材料屈服强度和降低螺栓预紧力相结合的优化方案。

关键词:轨道车辆;转向型;轴箱端盖;裂纹;静强度;FKM 准则

中图分类号:U270.33 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)06-0014-04

Static Strength Assessment of Bogie Axlebox Based on FKM Guideline

YANG Long, YANG Guangwu, XIAO Shoune, YANG Bing, ZHU Tao

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Cracks easily occur on the surface of the end cover of the bogie axlebox during the running of the vehicle. The static load of the axle box is calculated according to the load specified in EN13749, and the end cap of the axlebox is simulated and the result is assessed based on the FKM criterion. The results show that under the standard load, the maximum stress of the axlebox end cover exceeds the yield limit and reaches the plastic deformation stage. The position of the maximum stress lies in the transition area between the bolt holes of the end cover and the end cover body. The analysis result shows that the excessive stress of the axlebox end cover is mainly caused by the too large bolt preload force. According to the FKM guideline, the utilization of the main stress and the each working condition is calculated, thus optimizing the scheme which is used to improve the yield strength of the material and reduce the preloading force of the bolt.

Keywords: rail vehicle; bogie frame; axlebox end cover; crack; static strength; FKM guideline

0 引言

近年来我国轨道交通获得长足发展,转向架是轨道车辆的基本部件之一,其性能直接关系到机车车辆的安全性、稳定性和可靠性^[1]。轴箱的安装位置介于轮对和构架中间,是传递各向作用力的重要部件,转向架构架的力基本都是通过轴箱传递到轮对,再传递到钢轨上^[2]。

轴箱强度的可靠性是乘客和乘务员生命安全的重要保障,所以有必要对易产生裂纹的轴箱端盖进行静强度分析。目前评估部件强度的主要方法有试验法、fe-Safe 软件和 FKM 准则^[3]。本文针对轴箱端盖螺栓孔处易产生裂纹的现象,选用 FKM 强度评定准则对轴箱端盖进行静强度评估,找到其裂纹萌生原因,并提出优化建议。

1 FKM 评估方法

1.1 FKM 准则简介

FKM 准则是德国机械标准协会根据机械产品在实际

工程中的应用情况统计出来的关于极限强度和疲劳强度的使用规则^[4]。FKM 准则对焊接结构和非焊接结构都可以评估。对于非焊接结构,FKM 标准综合考虑了构件材料、表面粗糙度、表面处理情况、残余应力情况、载荷情况等影响因素^[5-6]。

FKM 准则在评估过程中通过输入工艺尺寸因子、各向异性因子、截面因子、塑性缺口因子和设计因子等材料属性,利用 FKM 软件对仿真结果进行评估,得到利用度。FKM 静强度分析流程如图 1 所示。



图 1 FKM 静强度分析流程

基金项目:国家自然科学基金项目(51675446);国家自然科学基金联合基金项目(U1534209)

作者简介:杨龙(1993—),男,甘肃张掖人,硕士研究生,主要研究方向为车辆结构强度及可靠性。

1.2 理论计算

利用FKM准则对轴箱端盖静强度进行评估时,需要计算轴箱的材料属性、设计参数、安全因子,然后根据特征应力计算部件静强度和利用度,计算公式如式(1)~式(20)。

a) 材料属性

轴箱端盖的材料为ZG230-450,其屈服强度 $R_p = 230$ MPa,抗拉强度 $R_{m,N} = 450$ MPa,查阅FKM准则^[7],得到各材料属性如式(1)~式(7)。

1) 有效直径 d_{eff}

$$d_{\text{eff}} = 2 \cdot s \quad (1)$$

式中 s 为参考点处的有效壁厚。

2) 工艺尺寸因子 $K_{d,m}$

本文轴箱端盖最大壁厚 $s_{\text{max}} \leq 30$ mm,得到 $d_{\text{eff}} \leq 60$ mm,轴箱端盖为铸造且未经表面处理,查得ZG230-450的有效直径常数 $d_{\text{eff},N,m} = 100$ mm,根据 $d_{\text{eff}} \leq d_{\text{eff},N,m}$,可得

$$K_{d,m} = 1 \quad (2)$$

3) 各向异性因子 K_A

$$K_A = 1 \quad (3)$$

4) 部件抗拉强度 R_m

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} \quad (4)$$

由式(2)和式(3)可得 $R_m = 1 \times 1 \times 450 = 450$ MPa。

5) 温度因子

对于ZG230-450,在较短运行时间和温度 T 作用下的抗拉强度温度因子 $K_{T,m}$ 和屈服强度温度因子 $K_{T,p}$ 如式(5)。

$$K_{T,m} = K_{T,p} = 1 - 1.5 \times 10^{-3} \cdot (T - 100) \quad (5)$$

对于ZG230-450,在持续运行时间 t 和温度 T 作用下的抗拉强度温度因子 $K_{T,m}$ 和屈服强度 $K_{T,p}$ 如式(6),温度系数 P_m 和 P_p 如式(7)。

$$\begin{cases} K_{T,m} = 10^{(a_{T,m} + b_{T,m} \cdot P_m + c_{T,m} \cdot P_m^2)} \\ K_{T,p} = 10^{(a_{T,p} + b_{T,p} \cdot P_p + c_{T,p} \cdot P_p^2)} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} P_m = 10^{-4} (T + 273) \cdot (C_m + \lg(t/h)) \\ P_p = 10^{-4} (T + 273) \cdot (C_p + \lg(t/h)) \end{cases} \quad (7)$$

式中:材料ZG230-450与温度有关的常数 $a_{T,m} = -7.524$, $b_{T,m} = 9.894$, $c_{T,m} = -3.417$, $C_m = 19.57$, $a_{T,p} = -10.582$, $b_{T,p} = 8.127$, $c_{T,p} = -1.607$, $C_p = 35.76$; h 为运行时间;本文轴箱端盖不考虑温度的影响,温度因子取为1。

b) 设计参数

1) 塑性缺口因子 $K_{p,\sigma}$

$$K_{p,\sigma} = \frac{F_p}{F_e} \quad (8)$$

式中: F_p 为塑性极限载荷,为部件最大应力超过抗拉强度时的载荷; F_e 为弹性极限载荷,为部件最大应力超过屈服强度时的载荷;通过有限元分析得到;轴箱端盖最大应力超过材料抗拉强度时的载荷 F_p 与轴箱端盖最大应力超过材料屈服强度时的载荷 F_e ,两者的比值即为 $K_{p,\sigma}$ 。

2) 极限总应变 $\varepsilon_{\text{entr}}$

对于ZG230-450,弹性模量 $E = 2.1 \times 10^5$ MPa,所对应的极限总应变如式(9)。

$$\varepsilon_{\text{entr}} = 5 \quad (9)$$

3) 截面因子

$$n_{pl,\sigma} = \text{MIN}(\sqrt{E \cdot \varepsilon_{\text{entr}} / R_p} \cdot K_{p,\sigma}) \quad (10)$$

4) 设计因子

$$\begin{cases} K_{SK,\sigma 1} = K_{SK,\sigma 2} = \frac{1}{n_{pl,\sigma} \cdot K_{NL}} \\ K_{SK,\sigma 3} = \frac{1}{K_{NL}} \end{cases} \quad (11)$$

式中: K_{NL} 为材料的非线性弹性应变特征常数,根据FKM准则^[7]查得材料ZG230-450的非线性弹性应变特征常数为1。

c) 部件静强度 σ_{SK}

部件静强度是由部件抗拉强度 R_m 和设计因子 $K_{SK,\sigma}$ 决定的,被评估点的3个方向部件静强度如式(12)。

$$\begin{cases} \sigma_{1,SK} = f_\sigma \cdot R_m / K_{SK,\sigma 1} \\ \sigma_{2,SK} = f_\sigma \cdot R_m / K_{SK,\sigma 2} \\ \sigma_{3,SK} = f_\sigma \cdot R_m / K_{SK,\sigma 3} \end{cases} \quad (12)$$

式中: f_σ 为压缩强度因子,查阅FKM准则^[7]得到ZG230-450的 $f_\sigma = 1$ 。

d) 安全因子

1) 铸钢安全因子 j_m 、 j_{mt} 、 j_p 和 j_{pt}

轴箱端盖为无损测试的铸件,有严重失效后果或者最大应力超过许用应力的可能性很高的情况,材料为ZG230-450,查阅FKM准则^[7]得:

$$\begin{cases} j_m = 2.5 \\ j_{mt} = 1.9 \\ j_p = 1.9 \\ j_{pt} = 1.25 \end{cases} \quad (13)$$

式中: j_m 是与材料的 R_m 有关的安全因子; j_{mt} 是在持续运行时间 t 的作用下与材料的 R_m 有关的安全因子; j_p 是与材料的 R_p 有关的安全因子; j_{pt} 是在持续运行时间 t 的作用下与材料的 R_p 有关的安全因子。因为ZG230-450延伸率 $A = 22\% \geq 12.5\%$,属于高延伸,所以安全因子 j_m 、 j_{mt} 、 j_p 和 j_{pt} 不加附加值 Δj 。

2) 总安全因子 j_{ges}

$$j_{\text{ges}} = \text{MAX}\left(\frac{j_m}{K_{T,m}}, \frac{j_p}{K_{T,p}}, \frac{R_m}{R_p}, \frac{j_{mt}}{K_{T,m}}, \frac{j_{pt}}{K_{T,p}}, \frac{R_m}{R_s}\right) \quad (14)$$

由于 $R_p / R_m = 230 / 450 = 0.511 \leq 0.75$,式(14)中的第1项无影响,不考虑;对于常温的情况,式(14)中的第3和第4项无影响,不考虑;计算得 $j_{\text{ges}} = 3.72$ 。

e) 评估

1) 被评估点3个主应力的利用度

$$\begin{cases} a_{BK,\sigma 1} = s_1 = \frac{\sigma_1}{\sigma_{1,SK} / j_{\text{ges}}} \\ a_{BK,\sigma 2} = s_2 = \frac{\sigma_2}{\sigma_{2,SK} / j_{\text{ges}}} \\ a_{BK,\sigma 3} = s_3 = \frac{\sigma_3}{\sigma_{3,SK} / j_{\text{ges}}} \end{cases} \quad (15)$$

式中 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为被评估点的3个主应力。

2) 剪切强度因子 $f_{w,\tau}$

查阅FKM准则^[7]得

在轴承内圈施加约束,在轴箱体和轴承、端盖和轴承接触面建立接触,在轴箱弹簧座施加载荷,在螺栓上施加预紧力,工况二的加载情况如图 5 所示。

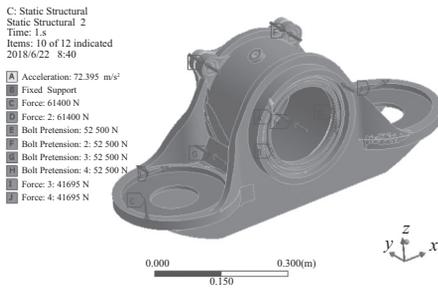


图 5 轴箱静强度工况二加载示意图

2.3 FKM 静强度结果评估

对轴箱进行静强度分析,得到工况二的利用度如图 6 所示,仿真得到的轴箱端盖各工况的 3 个主应力、等效应力和利用率如表 3 所示。

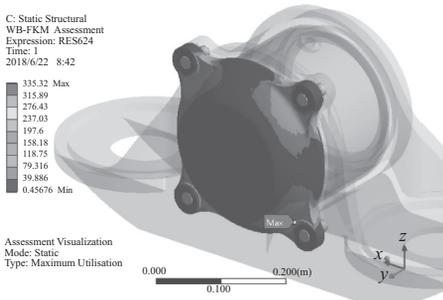


图 6 静强度工况二的利用度

表 3 FKM 静强度评估结果

工况	σ_1/MPa	σ_2/MPa	σ_3/MPa	等效应力/ MPa	单工况利用度/(%)
一	551.32	214.30	195.14	563.34	376.31
二	551.14	213.86	193.98	542.85	355.32
三	544.34	210.42	188.96	544.63	357.57
四	531.72	203.86	179.92	564.70	368.20
五	527.49	202.46	176.08	557.83	363.72
六	516.73	198.72	166.87	538.32	352.41

注:工况六为预紧力工况,只加预紧力不加外载荷。

从表 3 可得轴箱端盖的第一主应力和等效应力均大于屈服强度 230 MPa,已经超过了屈服强度,进入塑性变形阶段,不满足要求;应力最大的位置位于端盖螺栓孔与端盖体的过渡区域。将前 5 个工况和工况六的结果进行对比,可以看出导致轴箱端盖应力过大的主要原因是螺栓预紧力过大。

提取计算结果中被评估点的 3 个主应力 $\sigma_{1,a1}$ 、 $\sigma_{2,a1}$ 、 $\sigma_{3,a1}$ 带入式 (15)–式 (20),得到被评估点的 3 个主应力的利用率 a_{BK,σ_1} 、 a_{BK,σ_2} 和 a_{BK,σ_3} 如表 4 所示。

表 4 被评估点 3 个主应力利用率 单位:(%)

工况	a_{BK,σ_1}	a_{BK,σ_2}	a_{BK,σ_3}
一	455.636	177.107	161.273
二	455.488	176.744	160.314
三	449.868	173.900	156.165
四	439.438	168.479	148.694
五	435.942	167.322	145.521
六	427.049	164.231	137.909

3 优化方案

根据 FKM 准则仿真得到在初始螺栓预紧力 52 500 N 和 EN13749 标准规定载荷下轴箱端盖第一主应力和等效应力均大于屈服强度 230 MPa,端盖最大应力已经超过了屈服强度进入塑性变形阶段,不满足要求,分析得到主要原因是螺栓预紧力过大。

针对材料屈服强度较小,螺栓预紧力较大的问题,提出提高材料屈服强度和降低螺栓预紧力相结合的优化方案。端盖材料使用 ZG340–640 来提高屈服强度,计算得到在安全应力为 300 MPa 时螺栓预紧力为 27 876 N,螺栓预紧力为 27 876 N 时轴箱端盖静强度计算结果如表 5 所示。

表 5 材料为 ZG340–640,螺栓预紧力为 27 876 N 时的 FKM 静强度评估结果

工况	σ_1/MPa	σ_2/MPa	σ_3/MPa	等效应力/ MPa	单工况利用度/(%)
一	219.54	85.217	78.757	302.43	133.40
二	204.42	77.509	66.857	291.18	128.42
三	193.47	76.295	64.749	291.66	129.29
四	213.38	83.112	72.685	291.85	128.73
五	205.38	79.199	65.397	283.35	124.98
六	203.23	78.155	65.629	285.84	126.58

在单工况最大利用度为 100%时,计算得到螺栓预紧力为 20 648 N,此时轴箱端盖静强度计算结果如表 6 所示。

表 6 材料为 ZG340–640,螺栓预紧力为 20 648 N 时的 FKM 静强度评估结果

工况	σ_1/MPa	σ_2/MPa	σ_3/MPa	等效应力/ MPa	单工况利用度/(%)
一	296.28	114.99	106.20	224.04	98.825
二	283.78	108.74	96.356	218.99	96.576
三	274.55	104.00	89.243	220.77	98.023
四	285.38	110.39	97.205	210.94	93.043
五	282.32	109.19	92.877	213.16	94.242
六	274.37	105.51	88.604	211.72	93.761

从表 5 可以看出螺栓预紧力下降到 27 876 N 时,第一主应力和等效应力均满足要求,FKM 评估单工况利用度较表 3 明显减小。从表 6 可以看出螺栓预紧力下降到 20 648 N 时,即单工况利用度均接近 100%时,满足要求。对比表 3 和表 5 可得提高材料屈服强度和降低螺栓预紧力相结合的优化方案,等效应力和利用率下降明显,效果较好。

(下转第 21 页)