

研
究
开
发

两种评定准则下的车轮疲劳强度分析

刘 旭, 张开林, 姚 远, 赵利华

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)



作者简介: 刘 旭 (1987-), 男, 博士研究生, 研究方向为车辆结构强度。

摘 要: 分别采用基于单轴疲劳理论的车轮疲劳强度评定准则和 Dang-Van 多轴高周疲劳评定准则 2 种方法, 对同一车轮进行疲劳强度计算, 比较 2 种方法的安全度和适用范围。结果表明: 车轮疲劳强度在 2 种评定准则下均满足要求, 车轮的疲劳危险区域位于轮缘侧辐板孔边中间位置, 其中使用单轴疲劳准则评定辐板更偏于安全, 而 Dang-Van 多轴高周疲劳准则适用于辐板孔的评价。

关键词: 车轮; 疲劳强度; Dang-Van; 疲劳强度评定准则

中图分类号: U260.331+7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2012)04-0023-03

Analysis of Wheel Fatigue Strength under Two Different Assessing Criteria

LIU Xu, ZHANG Kai-lin, YAO Yuan, ZHAO Li-hua

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

Abstract: The wheel fatigue strength assessing criterions based on uniaxial fatigue theory and Dang-Van multi-axis highcycle fatigue assessing criterions were both used to calculate the fatigue strength of the same wheel, and safety and application scope were compared. The results showed that the fatigue strength of wheel met the requirements under the two assessing criterions, and the danger zone of the wheel fatigue was on the middle point of plate hole edge in flange side; uniaxial fatigue criterion of the plate tended to be more safe, and the Dang-Van multi-axial high cycle fatigue criterion was better to evaluate the plate hole.

Key words: wheel; fatigue strength; Dang-Van; fatigue strength assessing criterion

车轮作为轮轨车辆的关键部件之一, 其疲劳可靠性关系到列车安全行驶。由于轨道不平顺和机车车辆曲线、道岔通过等各种复杂运行工况, 车轮受到轮轨随机载荷作用; 另外作为一个旋转部件, 车轮各部位同时受到周期性载荷作用。车轮受到疲劳载荷作用而导致材料疲劳损伤和破坏, 需要对车轮进行疲劳强度校核。随着铁道车辆的高速与重载化, 对车轮的使用要求也越高。因此, 在车轮的设计中, 对其疲劳强度的评定非常重要。

目前, 国内外很多学者对车轮的疲劳强度评定方法进行了探讨, 但主要是将车轮简化为轴对称模型, 将三向应力状态等效为单向应力状态, 基于单轴疲劳理论对车轮材料的疲劳强度进行校核。然而, 车轮 (特别是非轴对称车轮) 在运行过程中, 受力十分复杂, 各点均承受多轴、非比例、非同相载荷。因此, 分析此类

问题的疲劳强度应当采用复杂应力状态下的多轴疲劳强度理论。本文分别采用基于单轴疲劳理论的车轮疲劳强度评定准则和 Dang-Van 多轴高周疲劳评定准则 2 种方法, 对同一车轮进行疲劳强度计算, 比较 2 种方法的安全度和适用范围。

1 单轴疲劳破坏准则

根据国际铁路联盟试验研究中心的研究报告及相关文献指出^[1], 结构产生疲劳裂纹的方向与最大应力方向相互垂直。因此, 假定车轮的疲劳破坏形式是由最大主应力方向的应力造成。参照国际铁路联盟组织的 UIC510-5^[2] 和欧洲联盟标准的 BS EN 13979-1-2003^[3] 标准, 将三向应力状态转换为单向应力状态。

首先确定车轮在不同载荷工况下的主应力值和方向, 将所有载荷工况作用下的最大主应力方向确定为基本应力分布方向, 这个最大主应力即为 $\sigma_{\max}$; 其次计算其与车轮坐标轴线的夹角 θ ; 最后把所有其他载荷

收稿日期: 2011-12-08

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51075339)

工况作用下的主应力投影到基本应力方向上, 其投影值最小的即为 $\sigma_{\min}$, 如图 1 所示。由式 (1)、式 (2)、式 (3) 可以求出每一个点相应的平均应力值 σ_m 和应力幅值 σ_a 以及动应力值 $\Delta\sigma$ 。

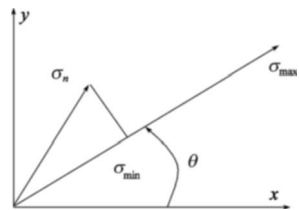


图 1 主应力方向确定示意图

在对车轮疲劳强度进行评定时, 要求已加工车轮辐板的动应力 $\Delta\sigma < 360$ MPa, 未加工车轮辐板的动应力 $\Delta\sigma < 290$ MPa。同时, 将应力循环的平均应力和应力幅值用车轮材料的修正 Goodman 曲线进行评定。

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \quad (1)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (2)$$

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (3)$$

2 Dang-Van 多轴高周疲劳准则

由于带辐板孔的车轮为非轴对称结构, 在运行过程中各点受力复杂, 因此, 应当采用复杂应力状态下的多轴疲劳准则对车轮危险区域进行判定。文献 [4] 运用 Crossland 准则对辐板孔疲劳进行了评价。文献 [5] 运用 Sines 准则和 von Mises 准则对车轮强度进行了计算对比。目前, 多轴加载下的疲劳极限准则主要有 3 种理论: ①认为多轴疲劳极限与平均静水应力 $\sigma_{H,m}$ 有关的 Sines 准则; ②用静水应力最大值 $\sigma_{H,max}$ 为参量的 Crossland 准则; ③同时考虑静水应力与最大剪切应力幅值的 Dang-Van 准则, 该准则介于 Sines 和 Crossland 两者之间 [6]。

Dang-Van 研究认为金属晶粒对外载荷的响应是一种弹性调整, 因此提出了基于细观 (介于宏观和微观之间) 尺度上的多轴疲劳准则 [7]。为了定义幅值参量, Dang-Van 考虑了在循环中承受最大剪切应力幅平面的特性。根据细观尺度上的 Lin-Taylor 均匀化假设和弹性 Shakedown 原理, 将静水应力 σ_H 和剪切应力幅 τ_a 线性组合起来 [8]。Dang-Van 准则可表达为:

$$\sigma_{eq} = \max_{t \in T} [\tau_a(t) + \alpha_D \sigma_H(t)] \leq \beta_D \quad (4)$$

其中, 剪切应力幅值 $\tau_a(t)$ 为最大剪切应力幅平面内瞬态剪切应力 $\tau(t)$ 和平均 Tresca 剪切应力 τ_m 之差:

$$\tau_a(t) = \tau(t) - \tau_m \quad (5)$$

静水应力为主应力的均值:

$$\sigma_H(t) = [\sigma_1(t) + \sigma_2(t) + \sigma_3(t)] / 3 \quad (6)$$

一般情况下, 剪切应力幅值 $\tau_a(t)$ 和静水应力 $\sigma_H(t)$ 的最大值会同时出现。式中, σ_{eq} 为最大剪切应力幅平面内的等效应力; 系数 σ_D, β_D 可由材料的疲劳试验获得。

$\alpha_D = 3(t_{-1} - f_{-1}/2) / f_{-1}$; $\beta_D = t_{-1}$; $\tau(t) = [\sigma_1(t) - \sigma_3(t)] / 2$ 。 f_{-1} 和 t_{-1} 分别为材料弯曲疲劳极限和扭转疲劳极限。

3 有限元分析

3.1 车轮模型

以某动车车轮 (导向轮对) 为例, 该车轮为整体式辗钢车轮, 带有 2 个相同的吊装工艺孔, 模型为踏面全磨损状态。取车轴一半, 约束其截面, 利用 ANSYS 建立三维有限元模型, 如图 2。轮轴间采用面面接触单元, 过盈量为 0.277 mm。

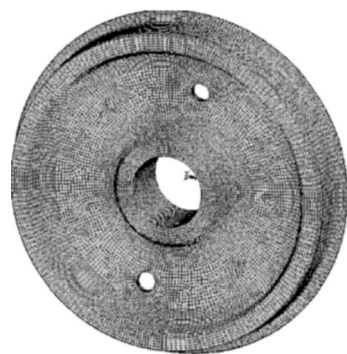


图 2 车轮有限元模型

3.2 载荷工况

车辆在直线上运行和通过曲线、岔道时, 主要承受纵向力和横向力, 这些力大小和作用位置不确定, 在有限元计算中, 需要把这些载荷用有限数量的载荷工况代替。参照 UIC510-5, 对车轮辐板疲劳强度进行分析, 载荷位置如图 3 所示。按照直线、曲线、道岔 3 种工况, 计算各工况的载荷值。

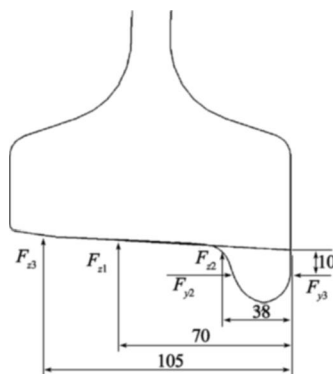


图 3 踏面加载位置

工况一 (直线运行):

$$F_{z1} = 1.25Q \cdot g = 110\,363 \text{ N}, F_{y1} = 0$$

工况二 (通过曲线):

$$F_{z2} = 1.25Q \cdot g = 110\,363 \text{ N}, F_{y2} = -0.7Q \cdot g = -61\,803 \text{ N}$$

工况三 (通过道岔):

$$F_{z3} = 1.25Q \cdot g = 110\,363 \text{ N}, F_{y3} = 0.42Q \cdot g = 37\,082 \text{ N}$$

式中: Q 为每个车轮的轨上质量, 即轴重 (18 t) 的一半; g 为重力加速度; F_z 为车轮所受垂向力; F_y 为车轮所受横向力。

由于疲劳破坏通常发生在车轮辐板孔边附近位置, 所以经过轮心及辐板孔轴线的截面确定为危险截面。选取该截面为其中一个加载截面, 如图 4 中截面 1。考虑到车轮在旋转过程中, 踏面其他位置与轨面接触时仍会对危险截面产生影响, 特别是对于最小应力 $\sigma_{\min}$ 影响较大, 因此, 应当对车轮所有截面进行加载计算, 综合考虑全部载荷工况对危险截面上点的影响。但为了减小计算规模,

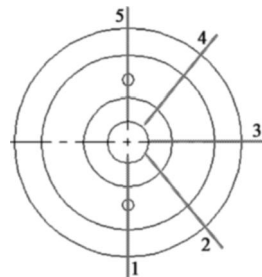


图 4 车轮的加载截面位置

只选取几个典型截面进行加载计算,如图4中截面2~5位置。

4 车轮辐板疲劳强度

选取危险部位上的16个关键点(如图5),综合15个载荷工况的作用,根据单轴疲劳准则计算出最大应力 $\sigma_{\max}$ 和最小应力 $\sigma_{\min}$,并得到平均应力 σ_m 和应力幅值 σ_a 。车轮材料为ER8,查材料手册得其弯曲疲劳极限 f_{-1} 为245 MPa,扭转疲劳极限 t_{-1} 为177.5 MPa。由Dang-Van多轴高周疲劳准则计算出关键点在最大剪切面内的等效应力 σ_{eq} ,结果如表1。

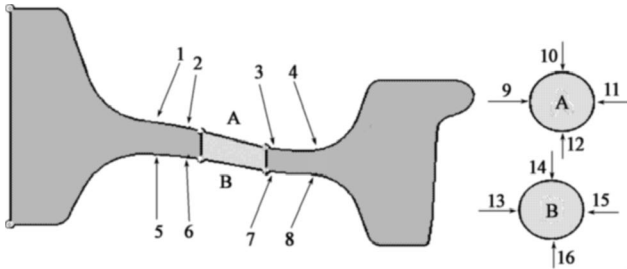


图5 车轮辐板关键点位置

由表1可知,所有关键点的动应力幅值均小于许用值($\sigma_a = \Delta\sigma/2 < 180$ MPa),且Dang-Van等效应力值 σ_{eq} 都小于材料扭转疲劳极限($t_{-1}=177.5$ MPa)。关键点10和12的应力幅值和Dang-Van等效应力都较大,计算结果表明2种疲劳准则具有同一性。由关键点的位置知道车轮的疲劳危险区域位于轮缘侧圆孔边的中间位置,且在通过曲线和道岔时发生危险的可能性较大。

表1 关键点的应力参数

关键点	1	2	3	4	5	6	7	8
工况(单轴)	3	3	2	2	2	2	2	3
σ_m /MPa	26.2	96.1	-43.3	-47.8	-99.0	34.2	38.1	-6.2
σ_a /MPa	77.5	62.1	19.1	28.4	79.5	35.0	12.6	32.7
工况(多轴)	3	3	3	3	3	2	2	2
σ_{eq} /MPa	63.8	72.9	17.9	22.8	56.0	19.2	16.6	14.9
关键点	9	10	11	12	13	14	15	16
工况	3	3	3	3	2	2	2	2
σ_m /MPa	166.3	-149.0	82.3	-149.0	103.7	-106.1	97.3	-106.1
σ_a /MPa	76.9	123.1	18.9	123.1	53.2	45.7	22.6	45.7
工况	3	2	3	2	2	3	2	3
σ_{eq} /MPa	86.4	114.6	18.7	114.6	57.5	53.0	34.6	53.0

为了检验辐板其他点的疲劳强度,编程序对辐板上所有点进行处理,用Haigh形式的Goodman疲劳曲线进行评定,如图6、图

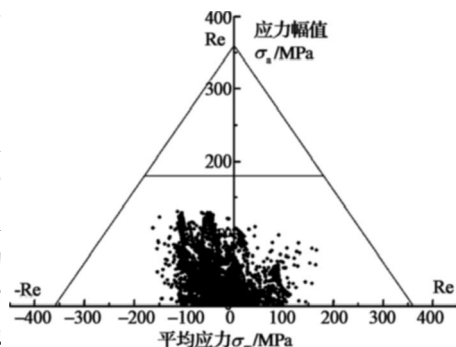


图6 车轮辐板动应力Haigh图

7。由图可知,所有点都落在了Goodman曲线之内,表明车轮辐板的疲劳强度满足要求。在所有点中,关键点10、12的应力幅值和Dang-Van

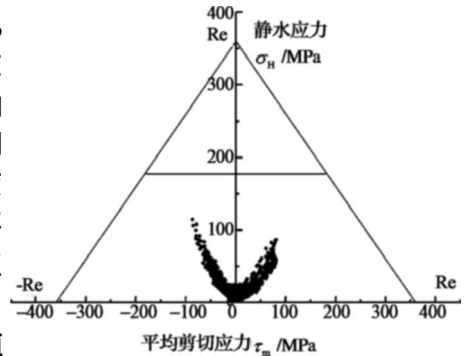


图7 车轮辐板Dang-Van等效应力图

等效应力值接近于最大值,说明选取以上的关键点进行车轮疲劳强度评价是具有意义的。

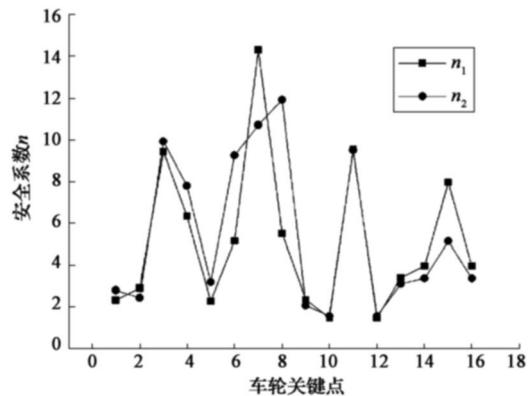


图8 关键点的安全系数

引用安全裕量概念比较2种疲劳准则的不同点。假定单轴疲劳准则的安全系数为 $n_1 = [\sigma]/\Delta\sigma$, Dang-Van多轴疲劳准则的安全系数为 $n_2 = \beta_D/\sigma_{eq}$ 。2种疲劳准则

下,车轮的安全系数如图8所示。结果显示,对于辐板上的关键点,单轴疲劳准则下的安全系数 n_1 偏小;而对于辐板孔上的点,Dang-Van多轴高周疲劳准则的安全系数 n_2 偏小。因此,在评价非轴对称车轮的疲劳强度时,应当在传统的单轴疲劳准则的基础上,同时采用多轴疲劳准则对辐板孔进行评判。

5 结论

同时使用单轴疲劳破坏准则和Dang-Van多轴高周疲劳准则对车轮疲劳强度进行评价,结果表明车轮辐板和辐板孔的疲劳强度均满足要求。

通过对危险截面和圆孔上的关键点进行分析,同时用Goodman曲线对所有点进行判定,表明车轮的疲劳危险区域位于轮缘侧孔边上的中间位置。

对比2种疲劳准则下的计算结果,表明对于非轴对称的车轮模型,有必要采用多轴疲劳理论对其(特别是辐板孔)进行评判。

(下转第48页)

置如图 11 所示,在车体对应牵引销位置安装牵引导框装置如图 12 中所示。实现既传递纵向力又不约束走行机构和车体间其他方向相对运动的目的。

4 结语

M3 原理车方案设计中采用了左、右侧悬浮电磁铁图 2 所示的销接方式,电磁铁可绕垂向轴和水平横向轴转动,进一步实现了各悬浮点的解耦,能很好地适应线路水平曲线、竖曲线和超高的扭曲,较均匀地贴合线路。但由于 M3 车辆采用了 4 个支点固定在构架上一个平面的方式,不能实现在小曲线上左、右侧电磁铁间的垂直距离(轨距)的变化。

在借鉴 HSST 方案和轮轨铁路转向架的经验,本文从 3 个方面提出了走行部创新技术方案:①通过改进基本结构,取消 M3 车辆方案中的框架结构,引入摇枕结构吊杆连接左右悬浮电磁铁;②通过引入弧形线性滑动(或滚动)旁承、中心销牵引装置等新型结构,解除了曲线通过时车厢对走行机构的梯形约束;③以悬浮臂的空腔内圆形钢簧(或橡胶弹簧)支撑摇枕端部

的方式取代空气弹簧搭接方式来承载车厢,减免每辆小车均需配备的一套风源装置,并减少了走行部与车体的连接空间,同时降低了车辆运用维护成本和系统的工程造价。这种改进对于实现未来新型快捷的单悬浮架永磁悬浮城市交通有着重大意义。

参考文献:

- [1] 何灼餘,罗世辉,马卫华. 低速磁浮车动力学建模及平行四边形机构分析[J]. 电力机车与城轨车辆,2009(2).
- [2] 刘少克,常文森. 日本磁悬浮列车 HSST-100 运行试验综述[J]. 机车电传动,1997(6).
- [3] 杨子敬,张 锐,李 杰. CMS-04 型中低速磁悬浮转向架在缓和曲线上的运行状态分析[J]. 机车电传动,2010(6).
- [4] MAGNEMOTION INC (US), Suspending, guiding and propelling vehicles using magnetic forces, US: US2006130699 [P].
- [5] R Thornton, T Webber. MagneMotion Maglev System [EB/OL]. (2005-09-08) [2012-05-20]. <http://www.fta.dot.gov/documents/>.
- [6] R Thornton, T Clark, B Perreault. Linear Synchronous Motor Propulsion of Small Transit Vehicles [EB/OL]. (2004-04-06) [2012-05-20]. <http://www.fta.dot.gov/documents/>.

(上接第 25 页)

参考文献:

- [1] 米彩盈. 铁道机车车辆结构强度 [M]. 成都:西南交通大学出版社,2007:147-148.
- [2] UIC510-5, Technical Approval of Solid Wheels [S]. International Union of Railways, 2003.
- [3] BS EN 13979-1-2003, Railway Application-Wheelsets and Bogies-Monobloc Wheels-Technical Approval Procedure-Part1: Forged and Rolled Wheels [S]. European Committee for Standardization, 2003.

- [4] 王 军,李永华,张永辉. HX₃B 型大功率机车车轮疲劳强度分析[J]. 科技创新导报,2011(10):113-115.
- [5] 唐道武. 列车车轮疲劳强度安全评定的研究[J]. 机车电传动,2008(5):31-33.
- [6] 尚德广,王德俊. 多轴疲劳强度 [M]. 北京:科学出版社,2007:110-111.
- [7] 朱正宇,何国求,陈成澍,张卫华. 多轴非比例加载高周疲劳研究进展[J]. 同济大学学报,2006(9):1222-1223.
- [8] E Charkaluk. Revisiting the Dang Van Criterion [J]. Pricedia Engineering, 2009(1):143-149.

动态消息

《机车电传动》编辑部电子邮箱改为 edl@csrzic.com

为适应公司内外网分离的管理需要,《机车电传动》编辑部电子邮箱改为 edl@csrzic.com。2013 年 7 月以后原电子邮箱 edl@teg.cn 仅在公司内部使用,从现在到 2013 年 7 月这段过渡时期这 2 个电子邮箱都可使用。

《机车电传动》编辑部