

900 t 轮胎式提梁机吊杆的有限元分析

唐雪芹¹, 孔德顺¹, 申永军²

(1. 中铁丰桥桥梁有限公司, 北京 100070; 2. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要: 900 t 轮胎式提梁机是为高速铁路施工而开发的新机型。其主要功能是在预制梁场内对混凝土箱梁进行起吊、搬运和配合运梁车进行装车; 其具有性能稳定、高效、功能集成化高的特点。主要介绍 900 t 轮胎式提梁机吊杆在吊运过程中的主要受力情况及在不同工况情况下的受力分析, 根据最不利的工况进行有限元分析, 分析结果跟实际应用中探伤结果进行比较, 发现设计的吊杆可以满足 1 000 次吊装, 并且改进延长探伤时间为加工吊杆提供优化的设计方案。

关键词: 900 t 轮胎式提梁机; 吊杆; 有限元分析

中图分类号: U445 **文献标识码:** A **文章编号:** 2095-0373(2012)02-0100-04

0 引言

近年来我国正在进行多条时速 350 km/h、250 km/h 客运专线铁路的建设, 其中桥梁是客运专线土建工程重要组成部分, 具有比例大、高架桥、长桥多的特点。桥梁的主要功能是为列车高速运行提供具有平顺性、稳定的桥上线路, 并尽量减少其养护维修工作量, 以确保行车安全和乘坐舒适。铁路客运专线预制场内 32、24、20 m 整孔双线后张法预应力混凝土简支箱梁(以下简称箱梁) 根据箱梁本身特点, 为了节约生产成本现在箱梁生产全部采用现场预制生产, 现场架设箱梁。由于箱梁体积大、重量大, 生产好的箱梁需要专用的移梁设备进行迁移。900 t 轮胎式提梁机^[1-2](以下简称提梁机) 是为客运专线箱梁施工而开发的一种新型移梁、架梁专用设备, 其最大起吊、搬运能力为 900 t。

箱梁的起吊、搬运是由吊杆^[3]的一端固定在箱梁的吊孔上, 另一端固定在提梁机的专用吊具上, 吊具通过钢丝绳经过卷扬机的卷扬, 箱梁被提升起来。在箱梁的起吊、搬运过程中稳定性能的要求直接取决于吊杆结构的稳定。对于吊杆结构的受力分析, 传统分析方法只是采用静态分析方法, 加上一个安全系数进行安全计算。吊杆在实际应用中, 采用吊运 100 孔箱梁对吊杆进行探伤检验, 检验合格继续使用, 不合格进行调整。采用有限元分析方法可以很好的模拟实况进行校核计算, 并把这个方法应用到工程中, 可以减少吊杆的探伤次数, 节约成本。

1 提梁机吊杆的分析

1.1 提梁机吊杆的工作原理

箱梁在生产台座上经过浇筑、养护、拆模、初张拉后即可吊出生产台座。在每一孔箱梁两端, 都有 4 个吊装孔, 在吊运过程中, 把 8 根吊杆插进吊装孔内(如图 1 所示), 调整同一高度, 进行试吊装, 检验箱梁吊装是否在同一水平面上, 发现不合格, 立刻把箱梁放在台座, 对吊杆调节螺母进行调整, 经检查多合格后才能吊运。

1.2 提梁机吊杆的结构

箱梁在横移时, 只有箱梁两端吊杆负重。其吊杆强度和刚度是否满足要求是影响提梁机运用性能的重要因素, 因此也是评价所设计的吊杆是否合格的关键参数。提梁机吊杆在使用过程中, 主要承受的载荷有: 垂向载荷、纵向载荷、横向载荷, 其中垂向载荷由两端 8 根吊杆共同承担, 横向载荷、纵向载荷在不

收稿日期: 2012-04-06

作者简介: 唐雪芹 女 1976 年出生 工程师

利工况下由8根吊杆的剪切变形来承担。

1.2.1 垂向载荷^[3]

垂向载荷为一个吊杆所承受的货物质量,大小为

$$F_{\text{垂}} = 9.8Q/8 \quad (1)$$

式中, Q 为箱梁质量。

在横移箱梁过程中,吊杆不但承受货物的垂向静载荷,而且承受垂向动载荷的作用。垂

向动载荷是由于路面不平、8根吊杆安装的不同位以及轮组安装等因素,引起箱梁振动而产生的,其计算公式如下

$$Q_{\text{垂}} = q_{\text{垂}} Q/8 \quad (2)$$

式中, $q_{\text{垂}}$ 为每吨货物的垂直惯性力 $q_{\text{垂}} = 4.54 \text{ kN/t}$ 。

1.2.2 纵向载荷

吊杆在运行过程中制动及启动过程的冲击,均会引起货物的纵向惯性力,大小为

$$T = t_0 Q/8 \quad (3)$$

式中, t_0 为每吨货物的纵向惯性力;移梁过程中采用柔性支撑进行固定

$$t_0 = 0.0012Q_{\text{总}}^2 - 0.32Q_{\text{总}} + 29.85 \quad (4)$$

式中, $Q_{\text{总}}$ 为重车总重,当 $Q_{\text{总}} > 150 \text{ t}$ 时, $t_0 = 5.88 \text{ kN/t}$ 。纵向摩擦力

$$F_{\text{摩}}^{\text{纵}} = 9.8\mu Q/8 \quad (5)$$

风力

$$W = qS/8 \quad (6)$$

式中, q 为侧向计算风压。受风面为平面时, $q = 0.49 \text{ kN/m}^2$; S 为侧向迎风面的投影面积, μ 为摩擦系数,取0.3。

$$T_{\text{总}}^{\text{纵}} = T - F_{\text{摩}}^{\text{纵}} \pm W \quad (7)$$

式中, $T_{\text{总}}^{\text{纵}}$ 为纵向合力。

1.2.3 横向载荷

横向载荷包括提梁机在运行时的摇头振动、侧摆振动、两吊具不同步引起纵向载荷的部分分力。横向载荷分为横向惯性力 N 和摩擦力 $F_{\text{摩}}^{\text{横}}$ 两部分。

$$N = n_0 Q/8 \quad (8)$$

$$F_{\text{摩}}^{\text{横}} = \mu(9.8Q/8 - Q_{\text{垂}}) \quad (9)$$

式中, n_0 为每吨货物的横向惯性力, $n_0 = 2.82 \text{ kN/t}$; Q 为箱梁质量; $Q_{\text{垂}}$ 为货物的垂直惯性力。

$$F_{\text{总}}^{\text{横}} = N - F_{\text{摩}}^{\text{横}} \quad (10)$$

式中, $F_{\text{总}}^{\text{横}}$ 为横向合力。

考虑到吊运箱梁过程中,当两吊具不同步时,在横向载荷中纵向载荷的分力比较小,可以不计。

1.2.4 吊杆的受力分析

吊杆在移梁过程中承受垂向载荷、纵向力、横向力的剪切作用,最不利的情况为垂向载荷、纵向力、横向力同时作用,如图2所示。吊杆所受的剪切力为

$$F = \sqrt{T_{\text{总}}^{\text{纵}^2} + F_{\text{总}}^{\text{横}^2}} \quad (11)$$

$$\sigma_{\text{ej}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(Q_{\text{垂}}/A)^2 + 4(F/A)^2} \quad (12)$$

式中, A 为吊杆横截面积。

1.2.5 应力的合成计算

吊杆承受的总载荷包括垂向静载荷、纵向静载荷和垂向动载荷、纵向动载荷、横向静载荷和横向动载荷,其中动载荷是由静载荷乘以动载荷系数而定。为了简化计算,通常动载荷在计算时可通过增大静载

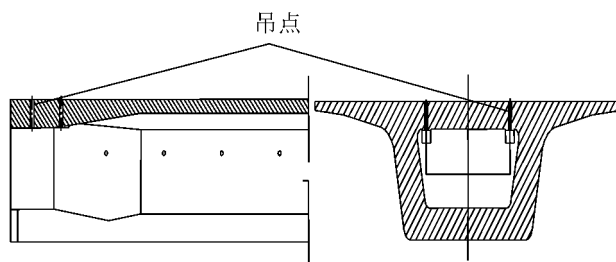


图1 箱梁吊点图

荷的方式来考虑动载荷的影响,在吊运箱梁过程中吊杆的应力为

$$\sigma_c = \sigma_{cj}(1 + K_{dh} + K_c) \quad (13)$$

式中, σ_c 为合力载荷下的换算应力; σ_{cj} 为合力静应力; K_{dh} 为合力动载荷系数,取值为 0.4; K_c 为不确定因素影响系数,取值为 0.1。

2 应用

秦皇岛制梁场生产型号:通桥(2008)2322A-II,箱梁长31 500 mm,宽1 200 mm,高3 050 mm,梁重约820 t,提梁机自重350 t。根据上述计算公式其 $F_{拉} = 465.35$ kN, $F_{剪} = 327.18$ kN, $\sigma_c = 240.89$ MPa。选用 $\Phi 100$ mm 材质为 40CrNiMo 进行加工吊杆,螺纹尺寸为 $\Phi 80$ mm,根据机动起吊安全系数为 3~4, $\sigma_c = 963.45$ MPa < $[\sigma]$ ($\sigma = 980$ MPa),满足强度要求,根据这一计算结果进行有限元分析^[4-5]。

对吊杆进行分析时,考虑到螺杆长度为细长杆,建立有限元模式时可以选择实体单元,结构受力时,内部各点都产生位移,但往往很难建立实况函数关系,将结构离散为许多小的单元集合体。考虑到计算速度,吊杆划分网络单元尺寸为 15 mm × 15 mm × 15 mm,整个吊杆组成一个庞大的网格框架,有限元分析软件对吊杆结构进行分析,其静荷载如图 3 所示,最大位移为 1.7 mm。

在疲劳分析时,考虑螺杆在吊装孔内,横向移动距离小,采用的约束方式为铰制孔,约束螺母外侧全部节点。采用有限元分析时,需要选取关注疲劳的点,如图 4 所示,选取的关键点在进行疲劳分析应力时,应变明显,是疲劳危险点。根据实际吊装时吊杆的受力情况,进行工况模拟,关键点的应力如下表所示,在有限元分析中,进行一次疲劳应力分析,有相应的疲劳应力值,根据这一结果绘制应力与有限元分析的应变图如图 5 所示。根据疲劳分析次数的增加,当次数为 1 000 时出现疲劳破坏现象如图 6 所示。

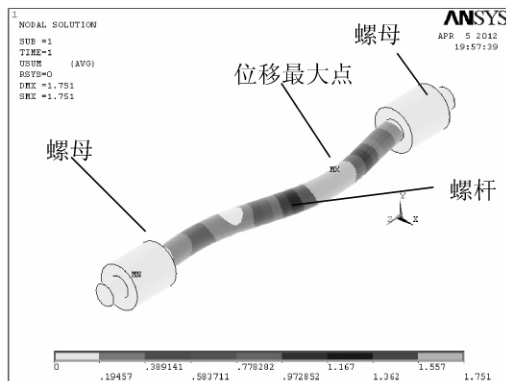


图 3 有限元分析受力位移图

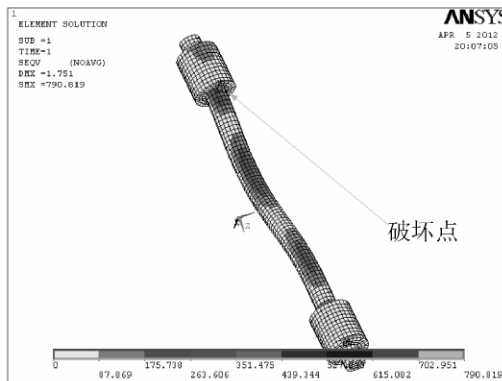


图 4 有限元分析受力剪切图

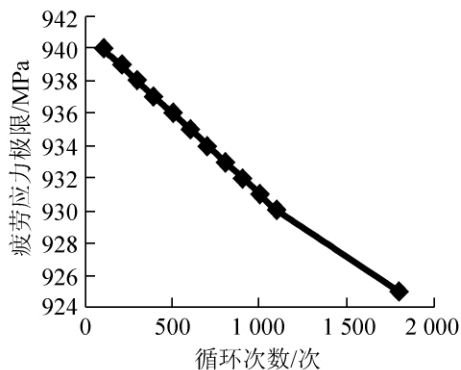


图 5 S-N 曲线图

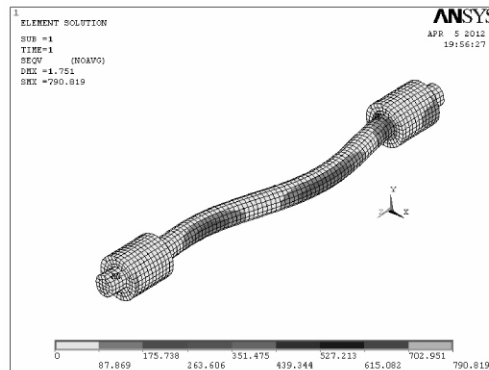


图 6 出现破坏的应力图

表1 关键点受力方向的应力

关键点受力方向的应力	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
应力/MPa	111.08	71.932	259.08	-1.435 9	-13.221	93.943

通过分析 $S-N$ 曲线可以发现,在模拟实况吊装分析时,可以连续吊装 1 000 次都是安全的,实际工程中,每次吊装 100 孔箱梁,对吊杆进行一次探伤试验,吊装 1 000 孔箱梁后再次探伤,发现吊杆有疲劳破坏,存在不安全因素,需要更换吊杆。根据这一分析比较结果,在秦皇岛箱梁吊运中,吊杆加工完成后,经过初次探伤试验,吊装 500 孔箱梁后,经过探伤再次吊装,可以减少探伤次数,为工程节约生产成本。

3 结论

在简要介绍箱梁吊运技术的基础上,提出了一种新型吊杆分析方法,并把这种方法应用到实际工程中,用传统的分析方法进行校核。该方法高效、经济、不破坏吊杆外观和速度较快等优点,并把这样方法应用于实际工程中,取得较好的效果。

参 考 文 献

- [1]王海. 900 t 提梁机的设计与实现[M]. 上海: 同济大学机械工程分院, 2007.
- [2]赵静一, 孙炳玉, 李鹏飞. 900 t 提梁机液压行走系统原理分析及其功率匹配[J]. 液压与气动, 2007, 12(12): 39-41.
- [3]中华人民共和国铁道部. 铁路货物装载加固规则[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2006.
- [4]罗中来. 有限元计算在深基坑施工中的应用[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2011, 24(3): 61-64.
- [5]张博强. 实体有限元模拟预制节段桥墩循环荷载分析[J]. 石家庄铁道大学学报: 自然科学版, 2010, 23(3): 48-52.

Finite Element Analysis of 900 t Rubber-tyre Gantry Crane's Steeve

Tang Xueqin¹, Kong Deshun¹, Shen Yongjun²

(1. China Railway FengQiao Bridge Co. LTd., Beijing 100070, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: The 900 t rubber-tyre gantry crane is a new model developed for high-speed railway construction. Its main function is to lift, hand and load concrete box girder with the transporting girder vehicle inside the pre-cast beam field, which has the characteristics of stable performance, high efficiency and high functional integration. This paper mainly introduces the main force which in the hoisting process and stress analyses under different hoisting circumstances of the 900 t rubber-tyre gantry crane. The boom designed can satisfy 1 000 times hoisting according to comparison of the results of finite-element analysis and practical application under the most unfavorable conditions, and extending the time of flaw detection could supply optimization scheme for the processing of boom.

Key words: 900 t rubber-tyre gantry crane; steeve; finite element analysis

(责任编辑 车轩玉)