

本文引用格式: 蒋秉栋,陈敏,何山,等.双梁桥式起重机设计审核及改进措施[J].自动化与信息工程,2025,46(3):58-63.

JIANG Bingdong, CHEN Min, HE Shan, et al. Design review and improvement measures for double-girder bridge cranes[J]. Automation & Information Engineering, 2025,46(3):58-63.

双梁桥式起重机设计审核及改进措施*

蒋秉栋¹ 陈敏¹ 何山¹ 黄国健² 张长利¹

(1.广州特种设备检测研究院, 广东 广州 510000

2.广东机电职业技术学院, 广东 广州 510000)

摘要: 为了从源头消除起重机的潜在危险, 需对起重机的设计进行严格把关。以 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机为研究对象, 基于仿真数值计算开展起重机的设计审核并提出相应的改进措施。在分析载荷和工况的基础上, 进行起重机的整机强度和主梁局部稳定性审核。通过整机强度审核发现, 小车在下挠度审核工况下存在大面积应力超过许用应力的区域, 经过针对性地改进, 小车承受的最大应力降至 165.2 MPa; 通过主梁局部稳定性审核及改进, 轨道侧腹板的局部稳定性许用应力由 68.3 MPa 提升至 85.9 MPa, 满足安全使用要求。

关键词: 双梁桥式起重机; 设计审核; 数值仿真; 强度分析; 局部稳定性

中图分类号: TH215

文献标志码: A

文章编号: 1674-2605(2025)03-0009-06

DOI: 10.12475/aie.20250309

开放获取

Design Review and Improvement Measures for Double-girder Bridge Cranes

JIANG Bingdong¹ CHEN Min¹ HE Shan¹ HUANG Guojian² ZHANG Changli¹

(1.Guangzhou Academy of Special Equipment Inspection & Testing, Guangzhou 510000, China

2.Guangdong Mechanical & Electrical Polytechnic, Guangzhou 510000, China)

Abstract: To eliminate potential hazards of cranes at the source, their design must be strictly controlled. This study takes the QD150-50t-45.3 double-girder bridge crane as the research object, conducts a design review based on numerical simulation, and proposes corresponding improvement measures. Based on load and working condition analysis, the overall strength and local stability of the main girder are reviewed. The overall strength review reveals that the trolley exhibits extensive stress areas exceeding the allowable limit under the deflection review condition. After targeted improvements, the maximum stress on the trolley is reduced to 165.2 MPa. Through local stability review and enhancements, the allowable stress for the local stability of the track-side web plate increases from 68.3 MPa to 85.9 MPa, meeting safety requirements.

Keywords: double-girder bridge crane; design review; numerical simulation; strength analysis; local stability

0 引言

桥式起重机作为一种重要的物料搬运设备, 在造船、工矿、钢铁化工、铁路交通、港口码头以及物流等领域应用广泛^[1]。桥式起重机在完成搬运工作的同时, 也存在诸多安全风险, 如设备故障、操作失误、超负荷起吊、安全保护装置失效等, 均可能导致严重的安全事故, 造成人员伤亡和财产损失。为此, 须对桥式起重机的设计严格把关, 从源头消除潜在危险^[2]。

近年来, 许多专家学者围绕起重机设计开展了大量研究。文献[3-6]对桥式起重机进行了强度分析及主梁优化设计, 轻量优化效果显著。文献[7-8]通过分析箱型梁的局部稳定性来评估起重机的稳定性能, 并提出了调整横隔板和纵向加劲肋布局的优化方案。文献[9-10]对比分析断裂力学原理、热点应力法、等效结构应力法等理论方法, 评估通用桥式起重机剩余使用寿命的准确性和适用性, 并提出等效结构应力法是较为

理想的评估方法,可提升起重机运行的安全可靠。文献[11]采用有限元分析与振动测试技术对门座起重机进行健康状态检测和安全评估,能够检测出门座起重机的磨损、裂纹等缺陷,及时发现起重机结构的潜在问题,从而提前对设备进行维护和修复,提高了起重机的安全性和可靠性。文献[12]采用三维数值仿真技术和响应面分析法对桥式起重机主梁进行结构优化设计,在保证性能的同时实现了主梁的轻量化设计。尽管上述研究在起重机的结构优化、剩余使用寿命评估和稳定性提升等方面取得了重要进展,但主要集中在主梁或端梁的局部结构优化和剩余使用寿命评估方面,缺乏对起重机整机结构的整体审核和分析,导致局部研究与整体的关联性不足。

本文以 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机为研究对象,重点围绕整机强度和主梁局部稳定性审核开展研究,分析其在实际载荷作用下的应力分布和局部失稳情况,并基于仿真数值计算进行起重机设计审核并提出相应的改进措施,以提高设备的可靠性,降低安全风险。

1 主要设计参数

QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机的主要设计参数如表 1 所示。

表 1 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机主要设计参数

设计参数	数值
起重量/t	32/5
跨度/m	45
起升高度/m	18
起升速度/(m/min)	1~10/ 2~20
小车运行速度/(m/min)	4~40
大车运行速度/(m/min)	6~60
工作级别	A5
最大轮压/kN	210

2 载荷与载荷系数

根据 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机的实际使用情况,其涉及的载荷与载荷系数主要包括:结构自

重载荷 P_G 、小车自重载荷 P_T 、起升动载系数 φ_2 、额定载荷 P_Q 、小车起制动产生的水平惯性载荷 P_{H1} 、大车起制动产生的水平惯性载荷 P_{H2} 和大车偏斜运行时的水平侧向载荷 P_S 等^[13]。

2.1 结构自重载荷 P_G

QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机的结构自重载荷包括主体金属结构自重和附属结构自重。其中,主体金属结构自重在有限元模型中直接体现,而司机室、电气室、栏杆等附属结构自重以质量点的形式在有限元模型中体现。

2.2 起升动载系数 φ_2

起升动载系数计算公式为

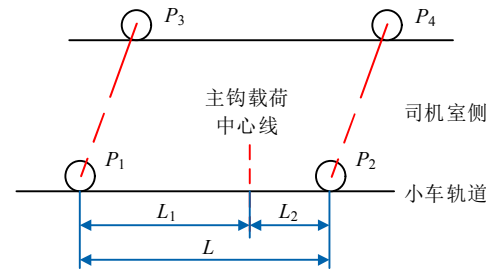
$$\varphi_2 = \varphi_{2\min} + \beta_2 v_q$$

式中: $\varphi_{2\min}$ 为与起升状态级别相关的最小起升动载系数, β_2 为与起升状态级别相关的系数, v_q 为稳定起升速度。

通过计算,主钩起升动载系数为 1.16,副钩起升动载系数为 1.21。

2.3 额定载荷 P_Q

额定载荷 P_Q 主要施加在小车车轮与轨道的接触处,额定载荷作用示意图如图 1 所示。



L —小车基距; L_1 、 L_2 —主钩载荷中心线与两侧小车车轮之间的距离; P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 —作用在 4 个小车车轮处的载荷。

图 1 额定载荷作用示意图

根据杠杆原理,施加在小车车轮与轨道接触处的额定载荷 P_Q 表达式为

$$\begin{cases} P_1 = P_3 = \varphi_2 P_Q \frac{L_2}{2L} \\ P_2 = P_4 = \varphi_2 P_Q \frac{L_1}{2L} \end{cases} \quad (1)$$

2.4 大车偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s

大车偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s 是指装有车轮的起重机在稳定状态纵向运行时, 其导向装置(如导向滚轮或车轮轮缘)因导向反作用力而引起的一种偶然出现的载荷, 其表达式为

$$P_s = \frac{1}{2} \sum P \times \lambda \quad (2)$$

式中: $\sum P$ 为起重机承受侧向载荷侧端梁上的最大轮压和, 可由有限元分析得出; λ 为水平侧向载荷系数, 与起重机跨度 S 和起重机基距 B (或有效轴

距 a) 的比值相关。QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机的跨度 $S = 43.5 \text{ m}$, 有效轴距 $a = 4.8 \text{ m}$, 则 $\lambda = 0.2$ 。

3 载荷组合与工况

双梁桥式起重机的工作情况复杂, 需对载荷进行合理组合并制定符合实际的工况。根据 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机设计审核的实际需要, 制定了如表 2 所示的 5 个工况。其中, 工况 1 和工况 2 用于整机强度审核, 工况 3 用于下挠度审核, 工况 4 用于主钩吊载时的小车审核, 工况 5 用于副钩吊载时的小车审核。

表 2 载荷组合与工况表

工况	载荷								
	起升冲击系数	起升动载系数	结构自重载荷	小车自重载荷	额定载荷	小车起制动产生的水平惯性载荷	大车起制动产生的水平惯性载荷	大车偏斜运行时的水平侧向载荷	小车位置
工况 1	√	√	√	√	√	√	√	×	跨中
工况 2	√	√	√	√	√	√	√	√	跨端
工况 3	×	×	×	√	√	×	×	×	跨中
工况 4	√	√	×	√	√	√	√	×	—
工况 5	√	√	×	√	√	√	√	×	—

注: √ 表示考虑对应载荷, × 表示不考虑对应载荷, — 表示无此项。

4 强度审核及结构优化措施

有限元仿真技术是一种高精度、适用性强的数值计算方法。QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机的金属结构大都为薄壳类型, 采用 Shell63 有限单元可以精确模拟计算其结构的受力情况。该起重机承载结构及小车承载结构所用材料均为 Q345B, 强度系数 $n = 1.48$, 则材料许用应力 $[\sigma] = \sigma_s / n = 233.0 \text{ MPa}$ 。本文依据 GB/T 3811—2008《起重机设计规范》的要求审核其金属结构强度。

4.1 审核结果及分析

通过有限元仿真分析可知, 在工况 1、工况 2 下, 整机的最大应力分别为 162.6、150.3 MPa, 均小于许用应力 233.0 MPa。由于该起重机的结构和载荷具有对称性, 只需建立其一半的有限元模型即可进行分析。工况 1 下整机应力云图如图 2 所示。

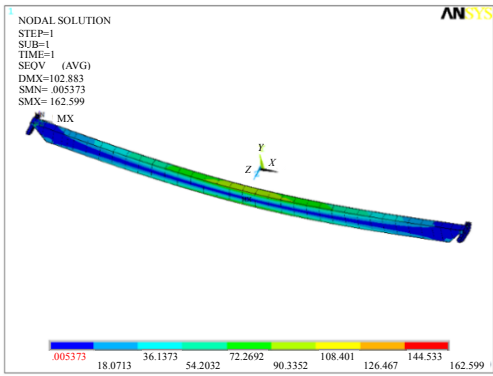


图 2 工况 1 下整机应力云图

由图 2 可知: 在工况 1 下, 整机应力分布均匀, 最大应力为 162.6 MPa, 小于许用应力 233.1 MPa, 符合安全使用要求; 且最大应力出现在主梁跨中下翼缘板, 符合工况 1 的实际受力情况。

在工况 3 下, 根据有限元分析计算结果可知, 主梁跨中的最大变形量为 53 mm, 即主梁的垂直静挠度

$f = 53 \text{ mm}$ ，小于许用垂直静挠度 $[f] = 58 \text{ mm}$ ，符合安全使用要求。

在工况 5 下，根据有限元分析计算结果可知，小车的最大应力为 163.2 MPa，小于许用应力 233.0 MPa，符合安全使用要求；

工况 4 下小车应力云图如图 3 所示。根据有限元分析计算结果可知，小车架结构的最大应力为 233.0 MPa，已达到许用应力的最大值。因此，小车架结构强度不符合安全使用要求。

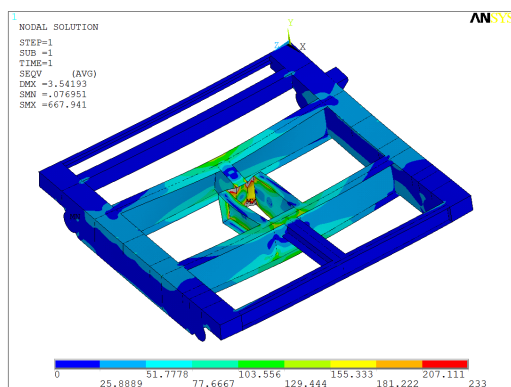
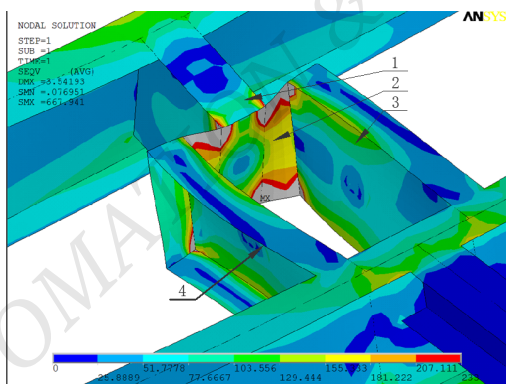


图 3 工况 4 下小车应力云图

图 3 中的小车架局部——主钩定滑轮承载梁主要由梁 1、连接板、梁 2 和梁 3 组成。其中，梁 1 为箱型结构，梁 2 与梁 3 均为工字梁结构，其应力云图如图 4 所示。



1—梁 1；2—连接板；3—梁 2；4—梁 3。

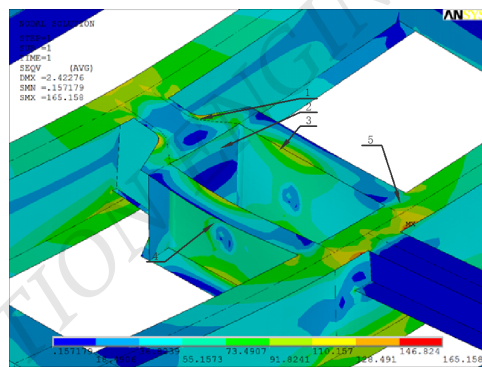
图 4 工况 4 下主钩定滑轮承载梁的应力云图

由图 4 可知，在主钩定滑轮承载梁上，超过许用应力的区域主要在连接板及连接板与梁 1、梁 2、梁 3 的连接部位，主要原因是连接板厚度不足或梁 1 与梁

2、梁 3 的过渡区过于尖锐，不够平滑。

4.2 结构优化措施

为了解决主钩定滑轮承载梁上最大应力超过许用应力的问题，对其结构进行优化，并重新进行仿真分析。结构优化措施主要包括：1) 将连接板厚度由原来的 20 mm 加厚至 30 mm；2) 将梁 1 的腹板、上翼缘板、下翼缘板与梁 2、梁 3 的腹板、上翼缘板、下翼缘板直接相连，以平滑过渡区。结构优化后，工况 4 下主钩定滑轮承载梁的应力云图如图 5 所示。



1—梁 1；2—连接板；3—梁 2；4—梁 3；5—横梁 1。

图 5 结构优化后，工况 4 下主钩定滑轮承载梁的应力云图

由图 5 可知，采取上述结构优化措施后，主钩定滑轮承载梁的最大应力为 165.2 MPa，承载能力增强，力流传导性得到改善，有效避免了应力集中，从而使其最大应力满足安全使用要求。

5 主梁局部稳定性审核及改进措施

双梁桥式起重机的主梁采用大截面箱型梁，其翼缘板和腹板在载荷作用下易发生局部失稳，因此有必要对主梁进行局部稳定性审核。根据工况设置条件及有限元分析结果，工况 1 仅需计算主梁跨中箱型梁的局部稳定性。主梁跨中箱型梁主要由上翼缘板、下翼缘板、轨道侧腹板和轨道对侧腹板组成。由于下翼缘板主要承受拉应力，且在材料抗拉强度范围内不会发生失稳，故无需进行失稳分析。因此，只需对该双梁桥式起重机主梁的上翼缘板和腹板进行局部稳定性审核。

5.1 审核结果及分析

通过有限元分析计算得到的轨道侧腹板的应力分布图如图 6 所示。

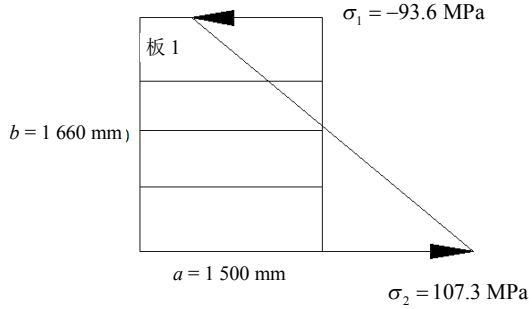


图 6 轨道侧腹板的应力分布图

由图 6 可知，板 1 所在区格受到的压应力最大，为最危险位置，因此只需审核板 1 的局部稳定性。

板 1 的应力分布图如图 7 所示。

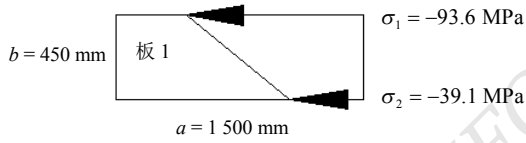


图 7 板 1 的应力分布图

板 1 的局部稳定性主要审核过程如下：

由有限元仿真分析可知，轨道侧腹板的剪切应力 $\tau = 10.1 \text{ MPa}$ 。在小车车轮的集中载荷作用下，轨道侧腹板上边缘产生的局部压应力为

$$\sigma_m = \frac{P}{tc} = 46.7 \text{ MPa} \quad (3)$$

式中： P 为一个车轮的集中载荷， t 为轨道侧腹板的厚度， c 为集中载荷的分布长度。

约定 $\alpha = a/b$ ， $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ ， $\beta = c/\alpha$ ，则临界压应力为

$$\sigma_{i, \text{ler}} = \chi_\sigma K_\sigma \sigma_E = 850.7 \text{ MPa} \quad (4)$$

式中： χ_σ 为压应力作用下的板边弹性嵌固系数，取 $\chi_\sigma = 1.64$ ； $K_\sigma = 8.4/(\psi + 1.1)$ 为压应力作用下的

屈曲系数： $\sigma_E = 18.62[(100t)/b]^2$ 为四边简支单向均匀受压板的欧拉应力。

临界剪切应力为

$$\tau_{i, \text{cr}} = \chi_\tau K_\tau \sigma_E = 657.1 \text{ MPa} \quad (5)$$

式中： χ_τ 为剪切应力作用下的板边弹性嵌固系数，取 $\chi_\tau = 1.23$ ； $K_\tau = 5.34 + 4/\alpha^2$ 为剪切应力作用下的屈曲系数。

临界局部压应力为

$$\sigma_{i, \text{mcr}} = \chi_m K_m \sigma_E = 65.8 \text{ MPa} \quad (6)$$

式中： χ_m 为局部压应力作用下的板边弹性嵌固系数，取 $\chi_m = 1$ ； $K_m = (2 + 0.7/\alpha^2) [(1 + \beta)/\alpha\beta]$ 为局部压应力作用下的屈曲系数。

综合以上各值，可求出临界复合应力为

$$\begin{aligned} \sigma_{i, \text{ccr}} &= \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{i, \text{ler}}} + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i, \text{ler}}} \right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{i, \text{mcr}}} \right] + \left(\frac{\tau}{\tau_{i, \text{cr}}} \right)^2}} \\ &= 101.1 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7)$$

式中： n 为轨道侧腹板的局部稳定性安全系数，与强度安全系数一致，取 1.48。

轨道侧腹板的局部稳定性许用应力为

$$[\sigma_{\text{cr}}] = \frac{\sigma_{i, \text{ccr}}}{n} = 68.3 \text{ MPa} \quad (8)$$

轨道侧腹板的局部稳定性公式为

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_{\text{cr}}] \quad (9)$$

式中： σ_i 为综合应力。

当公式(9)成立时，轨道侧腹板的局部稳定性满足安全使用要求；否则，反之。因 $\sigma_i = 82.9 \text{ MPa} > [\sigma_{\text{cr}}]$ ，故其的局部稳定性不满足安全使用要求。

轨道侧腹板的局部稳定性不满足安全使用要求的主要原因有：1) 轨道侧腹板板厚不足；2) 相邻两横隔板之间的距离过大，导致图 7 中板 1 的计算板长

a 过大; 3) 最上部纵向加强肋和上翼缘板之间的距离过大, 导致图 7 中板 1 的计算板宽 b 过大。

5.2 改进措施

针对以上原因, 考虑采取以下改进措施: 1) 将轨道侧腹板厚度由原来的 10 mm 加厚至 12 mm; 2) 在间距为 1 500 mm 的大横隔板之间, 增设一块间距为 750 mm、高度为 500 mm、厚度为 6 mm 的小隔板, 使板 1 的计算板长 a 减少至 750 mm; 3) 将最上部纵向加强肋与上翼缘板之间的间距由 450 mm 缩短至 400 mm, 即板 1 的计算板宽 b 缩短至 400 mm。因改进措施 1) 和 2) 均需额外增加成本, 而改进措施 3) 无需增加成本, 故在确保安全的前提下, 综合考虑成本因素, 最终选择改进措施 3)。

通过改进措施 3), 轨道侧腹板的局部稳定性许用应力为 $[\sigma_{cr}] = 85.9 \text{ MPa}$, 满足 $\sigma_1 = 82.9 \text{ MPa} < [\sigma_{cr}]$ 的要求, 即满足安全使用要求。

6 结论

本文通过对 QD150-50t-45.3 双梁桥式起重机进行整机强度和主梁局部稳定性审核, 发现小车主钩定滑轮承载梁处存在大面积超过许用应力的区域。通过增加板厚、使过渡区更加平滑等结构优化措施, 将最大应力降至 165.2 MPa, 小于许用应力 233.0 MPa, 从而满足安全使用要求。

通过对主梁局部稳定性审核, 计算出轨道侧腹板的综合应力为 82.9 MPa, 大于其局部稳定性许用应力 68.3 MPa。通过将最上部纵向加强肋和上翼缘板之间的间距由 450 mm 缩短至 400 mm, 将其局部稳定性许用应力提升至 85.9 MPa, 从而满足安全使用要求。

作者简介:

蒋秉栋, 男, 1984 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 起重机械检验检测、安全评估和风险管理。E-mail: 502414769@qq.com

陈敏, 男, 1988 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 起重机检验检测、安全节能与技术。E-mail: zidane2006@qq.com

何山, 男, 1987 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 起重机检验检测、安全评估。E-mail: 516315464@qq.com

黄国健, 男, 1981 年生, 博士研究生, 教授级高级工程师, 主要研究方向: 机电一体化技术。E-mail: 3136944@qq.com

张长利, 男, 1983 年生, 硕士研究生, 高级工程师, 主要研究方向: 起重机械检验检测、安全评估。E-mail: 258203974@qq.com

本文改进措施可推广至其他类型的起重机或其他领域的金属结构中, 具有较强的实用性。

©The author(s) 2024. This is an open access article under the CC BY-NC-ND 4.0 License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>)

参考文献

- [1] 赵健, 陶元芳, 刘亚倩, 等. 桥式起重机主梁优化设计的本质问题[J]. 起重运输机械, 2017(6): 11-15.
- [2] 冯庆欢. 基于灵敏度分析的桥式起重机箱梁结构动态优化设计[D]. 太原: 中北大学, 2017.
- [3] 周俊豪. 桥式起重机主梁的拓扑优化设计[J]. 机械工程与自动化, 2022(6): 98-99.
- [4] 邵悦, 刘志良, 黄晓华. 桥式起重机主梁的有限元分析[J]. 机械制造, 2024(62)(2): 28-30; 36.
- [5] JIAO H, ZHOU Q, Wu Q, et al. Periodic topology optimization of the box-type girder of bridge crane[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(23): 134-139.
- [6] 李秋来, 穆广金. 大跨度轻量化桥式起重机主梁有限元分析[J]. 机械工程与自动化, 2023(6): 86-88.
- [7] 代丽丽. 起重机桁架臂几何非线性稳定性分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [8] 李天成. 基于有限元的桥式起重机腹板稳定性研究[D]. 太原: 太原科技大学, 2023.
- [9] 渠晓刚, 张晓康, 焦松岩. 基于断裂力学的桥式起重机剩余寿命数值仿真[J]. 安全与环境学报, 2022, 22(3): 1284-1290.
- [10] 宋小艳, 范勤, 魏国前. 通用桥式起重机端梁疲劳寿命分析[J]. 起重运输机械, 2015(5): 59-63.
- [11] 邓贤远, 黄国健, 江爱华. 门座起重机振动模态分析研究[J]. 自动化与信息工程, 2016, 37(4): 40-43.
- [12] 张亮有, 王亚湖, 琚超, 等. 基于响应面分析法的桥式起重机主梁轻量化设计[J]. 中国工程机械学报, 2021, 19(5): 462-465.
- [13] 全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227). 起重机设计规范: GB/T 3811-2008[S]. 中国标准出版社, 2008.