

大型门式起重机结构优化设计分析

傅文局

上海外高桥造船有限公司 上海 200137

摘要：大型门式起重机是船舶总装建造的关键设备，随建造工艺升级，原600吨设备已无法满足1000吨分段吊装需求。本文针对某公司船坞新增起重机项目，在轨道免改造前提下开展优化设计。对比双梁与单梁结构，采用变截面梯形主梁、箱型刚腿及“A”型柔腿，结合等强度设计与有限元分析，优化大车纠偏与起升机构。结果显示整机减重4.5%，轮压偏差率降62.5%，满足轨道承载要求，为老旧船坞设备升级提供参考。

关键词：大型门式起重机；结构优化设计；双梁结构；有限元分析；轮压控制

引言：船舶总装建造模式下，分段总组工艺使船体分段重量显著增加，某公司船坞原有600吨门式起重机已无法满足1000吨级分段的吊装需求^[1]。同时，原有QU120轨道限制工作状态轮压 $\leq 711\text{kN/m}$ ，非工作状态 $\leq 782\text{kN/m}$ ，且大车机构长度需 $\leq 68\text{米}$ 以适应港池卸船作业。此外，新设备需与原有4台600吨双梁起重机联合作业，对结构兼容性提出要求。现有研究对老旧船坞轨道免改造的起重机优化设计关注不足，因此开展本研究具有重要工程意义。

1 研究背景与工程需求

船舶建造工艺向总装模式转型后，分段总组工艺通过将船坞内的搭载作业前置到平台进行，将小型分段组合成重量达千吨级的大总段或环段，再运输至船坞内完成吊装，这种模式可使船坞内吊装作业量减少40%以上，单船坞期平均缩短15-20天。某公司船坞区域原配置的两台600吨门式起重机（钩下吊重）采用双梁结构，其额定起重量已无法满足当前1000吨级液货舱分段的单机抬吊需求，且新搭载工艺要求上下小车吊钩间距不小于15米，原有设备的起升高度与吊运范围也难以适配。

从轨道基础条件来看，船坞区域现有轨道型号为QU120，若直接更换为1000吨级起重机需对轨道基础进行加固改造，经工程测算，改造工程将导致船坞停产3个月，增加投资成本约800万元，且改造后轨道承载能力仍需重新评估。与此同时，港池区域承担着分段卸船作业，大车机构长度若超过68米，将影响10万吨级船舶的靠港精度，导致分段卸船效率下降约30%。此外，船坞现有4台600吨双梁起重机已形成标准化操作维保体系，新设备若采用单梁结构需重构维护流程，预计年维护成本将增加50万元以上。

2 大型门式起重机设计条件与参数分析

2.1 设计条件

大型门式起重机的设计寿命要求达到50年及以上，这一指标直接关联设备全生命周期的可靠性与经济性。在环境参数方面，工作状态下的最大风速设定为离地10米处瞬时风速20米/秒（3秒时距），非工作状态下则提升至40米/秒，该参数对设备抗风载结构设计起到决定性作用^[2]。从工作级别划分来看，门式起重机整体工作级别为A4，其中利用等级U3与载荷状态Q3的组合，反映出设备在使用频率和载荷分布上的工况特征。各机构工作级别存在差异：主起升机构与小车运行机构均为M5，对应利用等级T5和载荷状态L2；大车运行机构工作级别更高，为M6，其载荷状态达到L3，这与大车机构在运行过程中承受的动态载荷特性密切相关。

2.2 基本参数设定

在起重能力参数体系中，船体分段单机抬吊总重量达1000吨，且要求上下小车吊钩间距不小于15米，以满足大尺寸分段的吊装需求；分段空中翻身最大重量为800吨，该参数对起升机构的动态性能提出特殊要求。设备跨度设计为185米，这一数值直接影响主梁结构的受力状态与材料配置^[3]。起升高度参数呈现三级分布：梁底净空高76米，轨上起升高度76米，轨下起升高度13米，这种分层设计适应了船坞内不同作业场景的空间需求。运行速度方面，大车与小车均采用变速度设计：满载时运行速度0-30米/分钟，空载时提升至0-40米/分钟，速度梯度设置兼顾了作业效率与安全性。小车起重能力采用分级配置：上小车配备2×400吨的起重能力，下小车起重能力为500吨，这种组合设计便于实现不同重量载荷的灵活吊装与联合作业。

2.3 设计限制条件

原有轨道型号为QU120，新增起重机需直接安装在该轨道上，因此轮压限制成为关键约束条件。具体而言，工作状态下最大轮压不得超过711千牛/米，非工作状

态下最大轮压限制为782千牛/米,这一要求倒逼结构优化必须在减轻自重与均衡载荷分布之间寻求平衡。大车机构长度被限制在68米以内,该尺寸约束源于港池分段卸船作业的空间要求,过长的机构长度会影响船舶靠港与分段装卸的效率。此外,设备设计还需考虑与原有600吨门式起重机的联合作业兼容性,包括轮压匹配、吊装中心距协调等,确保多机协同作业时的安全性与效率。这些限制条件构成了结构优化设计的边界条件,要求在参数配置与方案选型中充分考量现有基础设施的承载能力与工艺需求。

3 结构与机构优化设计分析

3.1 结构形式优化选择

在大型门式起重机结构形式选型中,双梁与单梁结构的技术对比需结合工程实际需求展开。从公司现有设备来看,船坞区域已配置4台600吨双梁门式起重机,操作维保体系与双梁结构的兼容性更强,若采用单梁结构需重新构建维护流程,这无疑会增加后期运营成本。在结构重量方面,单梁形式虽比双梁轻约5%,但在起升高度达到76米时,单梁结构的梁底高度会提升至85米,超出船坞防风锚定装置的最大设计要求,而双梁结构能直接满足现有锚定系统的安装条件。

联拾吊作业的适应性是另一关键考量因素。当1000吨起重机与原有600吨设备联合作业时,双梁结构的底梁与小车位置布局更接近,联拾吊中心距可控制在16米,能满足港池区域超1000吨液货舱分段的吊装需求;而单梁结构的中心距大于18米,难以实现精准协同作业。综合轨道基础兼容性、起升高度限制及联吊需求,双梁结构在不对现有设施改造的前提下,更能满足工程实际要求。

3.2 主体结构优化设计

主梁采用变截面梯形焊接结构,这种设计沿跨度方向划分多个受力分段,根据承载需求配置不同截面参数,使材料分布与应力状态相匹配,在保证强度的同时提高经济性。刚性腿采用变截面箱型结构,通过优化截面尺寸与壁厚,实现弯矩与剪力的合理分布;柔性腿则采用“A”字型结构,其撑管长细比依据风洞试验数据精确控制,有效提升抗风载稳定性。

主体结构设计引入等强度理论,将主梁、刚性腿等关键构件按受力特性分区,使各部位材料强度得到充分利用^[4]。设计完成后,运用有限元分析软件对整机结构进行多工况校核,针对主梁、刚性腿和柔性腿的强度及主梁静刚度进行计算,根据分析结果对结构参数进行迭代优化,最终在确保安全可靠的前提下,将整机重量控制在4965.35吨,较初始方案减轻约4.5%。

3.3 大车机构优化设计

大车机构作为设备与轨道的接触面,其可靠性直接影响整机运行安全。在制造工艺上,各级平衡梁的销轴孔加工前,先通过热处理消除内应力,再采用沿运行方向中心定位工艺,使防剪板与平衡梁同步机加工,确保机构直线度,从源头预防啃轨问题。

纠偏系统采用双重控制策略:柔性铰纠偏装置在主梁与柔性腿间设置长摆杆限位装置,将转角量转化为水平位移,通过机械限位开关与线性位移传感器,当偏斜量达跨度的4‰时紧急断电,司机可手动纠偏;地面纠偏系统采用绝对值编码器与磁开关组合,编码器安装在独立检测小车车轮上,避免从动轮打滑误差,磁开关配合地面磁性块,定期消除编码器信号漂移,双重系统使大车运行偏斜控制在跨度的0.3%以内^[5]。

3.4 起升机构优化设计

起升机构的振动控制是确保吊装精度的关键。传统直齿齿轮副因振动大、磨损严重,优化后采用人字齿结构,其齿面接触线与轴线不平行,传动时接触线逐渐增减,轮齿刚度变化小,扭转振动显著降低,冲击噪声与磨损量较原设计减少约30%。齿轮副安装时,大齿轮轴向定位、小齿轮轴向浮动,使啮合时可自动对中,进一步优化传动精度。

驱动部分底座与绳筒采用整体焊接工艺,安装平面同步加工,既保证机构安装精度,又增强底座刚性,避免受载变形对齿轮啮合的影响。这种结构设计使起升机构在800吨分段翻身作业时,振动幅值控制在0.15毫米以内,满足高精度吊装要求,为1000吨额定载荷的稳定起升提供保障。

4 优化设计的工程实施与效果评估

4.1 优化方案工程实施要点

结构性能方面,整机重量减少234.65吨,主梁刚度提升显著,轮压分布均匀性大幅改善,有效降低轨道不均匀受力风险^[6]。机构运行效率层面,大车纠偏响应时间缩短50%,起升机构振动控制能力提升31.8%,联拾吊同步精度提高60%,满足高精度吊装需求。承载能力储备方面,工作状态下主梁应力保留20.9%的安全裕度,非工作状态刚性腿应力安全裕度达21.3%,疲劳寿命延长40%以上。优化前后的性能指标对比显示显著提升,具体数据如下表1所示:

表1 优化前后性能指标对比表

指标项	优化前设计	优化后设计	提升幅度
整机重量(t)	5200	4965.35	4.5%
主梁挠度(mm)	310	245	20.9%
轮压偏差率	±8%	±3%	62.5%

4.2 优化前后性能对比分析

优化后结构性能显著提升：整机重量从5200吨降至4965.35吨，减重4.5%；主梁挠度由310mm减至245mm，刚度提升20.9%；轮压偏差率从 $\pm 8\%$ 控制到 $\pm 3\%$ 。机构效率方面，大车纠偏响应时间从1.2秒缩短至0.6秒，800吨负载时起升机构振动幅值由0.22mm降至0.15mm，联拾吊同步精度从 $\pm 50\text{mm}$ 提升至 $\pm 20\text{mm}$ 。承载能力储备充足：工作状态主梁应力213.1MPa（许用257MPa），非工作状态刚性腿应力234MPa（许用283MPa），疲劳寿命从25年延长至35年以上。

4.3 现场测试与工程验证

现场测试分三阶段：空载运行时大车40m/min速度下185米跨度偏差58mm，小车启停冲击加速度 $\leq 0.3\text{m/s}^2$ ；1000吨静载试验卸载后残余变形8mm，800吨动载测试起升机构振动频率从42Hz降至28Hz，联拾吊1200吨载荷分配误差 $\leq 3\%$ 。长期监测显示，工作轮压699.87kN/m、非工作轮压725.35kN/m均在许用值内，3个月运行中主梁应力幅超150MPa次数占比仅5.7%。

4.4 优化设计创新价值与工程效益

创新点包括双梁等强度设计（材料利用率提升12%）、双重纠偏系统（精度0.3%跨度）、人字齿抗振设计（齿轮寿命延长1.8倍）。经济效益体现为材料成本节约136万元，年节电12万度，维护成本下降35%。工程应

用使船坞搭载效率提升25%，年经济效益1200万元，轨道免改造节省800万元。后续可探索智能化监测与轻量化材料应用，有望再减重10-15%。

结论

研究形成双梁结构优化方案，主梁变截面设计，大车双重纠偏，起升机构用人字齿。实施后整机重量降4965.35吨，轮压偏差率 $\pm 3\%$ ，各项性能达标。创新点提升材料利用率与齿轮寿命，年经济效益1200万元。后续可探索智能化监测与轻量化材料，进一步提升设备性能。

参考文献

- [1]王文辉.基于组合策略的桥式起重机结构优化方法研究[J].中国机械,2023,(02):21-24.
- [2]罗平,王军伟.基于AYSYS的WD70移动式桅杆起重机结构优化及应用[J].中国设备工程,2020,(10):101-102.
- [3]邓彦舒,方滨,许志沛.门式起重机结构优化设计[J].中国重型装备,2020,(01):17-19+23.
- [4]林利芬,肖浩.基于Femap With Nastran的桁架式门式起重机结构优化[J].机械工程师,2019,(02):83-84+87.
- [5]李军.波浪补偿下舰船液压起重机结构优化设计[J].舰船科学技术,2019,41(02):52-54.
- [6]刘跃昆,朱强.基于灵敏度分析的门式起重机结构优化设计[J].现代制造工程,2018,(07):129-133.