

基于 Workbench 的 5t/11m 桥机主梁有限元分析及优化

Finite Element Analysis and Optimization of the Main Beam of 5t/11m Bridge Machine Based on Workbench

刘辉

河南省大方重型机器有限公司, 中国·河南 新乡 453000

Hui Liu

Henan Dafang Heavy Machinery Co. Ltd., Xinxiang, Henan, 453000, China

【摘要】以 5t/11m 桥机主梁为研究对象,在 Workbench DesignModeler 中建立主梁的有限元模型,按照桥机最危险工况对其施加约束与载荷,得到主梁的变形及应力云图。经分析表明,主梁的强度和刚度都有较大的安全裕量,有必要对其进行结构优化,以主梁截面尺寸为设计变量,强度和刚度为约束条件,主梁质量为目标函数进行多目标优化设计,以达到节省材料,降低生产成本的目的。

【Abstract】Taking the main beam of 5t/11m bridge machine as the research object, the finite element model of the main beam is built in Workbench Design Modeler. According to the most dangerous working condition of the bridge machine, the constraints and loads are loaded to get the deformation and stress nephogram of the main beam. The analysis shows that the strength and rigidity of the main beam has a large safety margin, it is necessary to optimize the structure. Taking the cross section size of main beam as the design variables, the strength and stiffness as constraints, and the quality of main beam as the object function, an multi-objective optimization design was conducted, so as to save the material and reduce the cost of production.

【关键词】桥式起重机;主梁;Workbench;结构优化

【Keywords】bridge crane; main beam; Workbench; optimum structure

【DOI】<http://dx.doi.org/10.26549/gcjsygl.v1i2.557>

1 引言

桥式起重机广泛应用于机械、矿山、物流运输等领域,在现代工业生产和起重运输行业中起到了举足轻重的作用。桥式起重机的主梁作为主要承载部件,其设计水平的好坏直接关系到整机的工作质量。传统的力学计算方法较繁杂,且易出错,随着 CAD/CAE 技术的日趋成熟,将理论计算与计算机仿真相结合的方式成了当下的主流。应用基于有限元法的 ANSYS Workbench 对 5t/11m 的桥机主梁实现参数化建模,以主梁截面尺寸作为设计变量,主梁质量作为目标函数对其进行有限元分析及结构优化。优化后的模型在保证强度和刚度的条件下,质量有了明显的下降,优化效果理想。

2 主梁有限元模型

2.1 主要技术参数

该桥式起重机的主要性能参数为:起重量 5t,跨度 11m,

起升高度 9m,葫芦小车起升速度为 8m/min,大车运行速度 20m/min,工作级别 A3,其结构总图如图 1 所示:

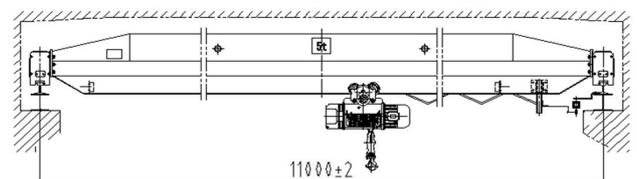


图 1 5t/11m 桥机结构总图

主梁结构由钢板与工字钢拼接而成,其截面尺寸如图 2 所示,其中 L 为梁宽,L1 为 1/2 梁宽,L2 为侧板长度,L3 为工字钢腿宽,H1 为梁高,H2 为腹板底部至工字钢下翼缘竖直距离,H3 为侧板底部至工字钢下翼缘数值距离,t1 为槽厚,t2 为侧板厚。(见图 2)

2.2 主梁模型的创建

几何建模是进行有限元分析的基础,建模的质量直接影响后续网格的划分甚至计算结果的精确性。

DesignModeler (DM)是 ANSYS Workbench 自带的几何建模平台,是基于特征的参数化建模平台,用户可以在这个平台上高效地进行二维(2D)草图绘制和三维(3D)实体建模^[1]。根据主梁各截面尺寸,首先建立起主梁轴对称的 1/2 模型,如图 3 所示,再使用 DM 中的镜像和布尔操作生成另一半,为了更真实的模拟主梁的受力工况,在工字钢与葫芦小车载荷的传递区域建立四个轮子,加载时只需将载荷加在四个轮子上即可,同时简化了工字钢和主梁两端与端梁连接部分,将工字钢腿简化为单一的厚度结构,将主梁端部倾斜收缩的部分简化为与主梁主体一致的结构^[2]。完成的主梁模型如图 4 所示。

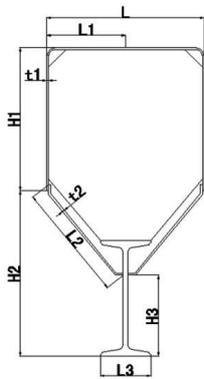


图 2 主梁截面尺寸

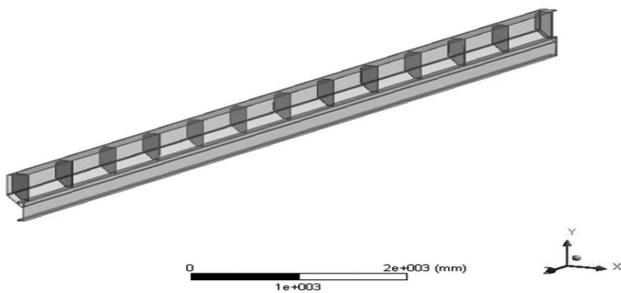


图 3 主梁 1/2 模型

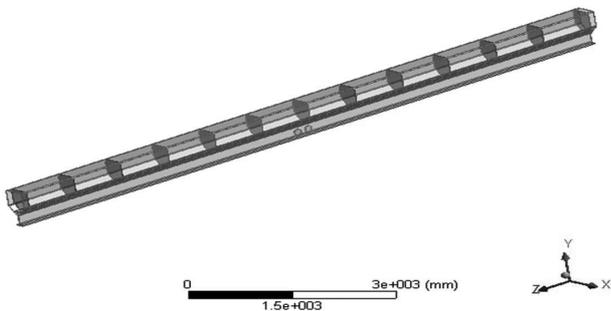


图 4 主梁有限元模型

2.3 网格的划分

主梁材料全部采用 Q235 钢,材料属性为:密度 7850kg/m^3 ,弹性模量 206GPa ,泊松比 0.3,对主梁整体采用自动网格划分,网格尺寸控制为 35mm ,划分后的网格模型如图 5 所示,单

元数 42676,节点数 305596,检查网格发现网格单元几乎全部是平整的六面体,含有少许棱柱单元,网格质量较好。

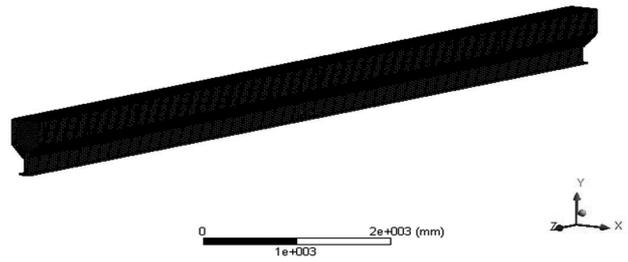


图 5 主梁网格模型

3 边界条件与载荷的施加

根据实际情况,主梁两端通过螺栓连接固定在端梁上,约束主梁模型两端端面 UX、UY、UZ 的平动自由度,并释放相应三个方向的转动自由度即可。当葫芦小车运行至主梁跨中并满载时属于最危险的工况,查阅《起重机设计手册》可知,该起重机的起升动载系数 $\varphi_1=1.25$,运行冲击系数 $\varphi_2=1.0$,额定起升载荷 $P_Q=5000\text{kg}$,葫芦小车自重 $P_C=500\text{kg}$,则起重机的组合载荷为 $P=(\varphi_1 \times P_Q + \varphi_2 \times P_C) \times g = (1.25 \times 5000 + 1.0 \times 500) \times 10 = 67500\text{N}$,载荷通过葫芦小车上的 4 个小车轮作用在工字钢轨道上,则每个车轮上的均分载荷为 $F=P/4=16875\text{N}$ ^[3]。约束与载荷施加情况如图 6 所示。

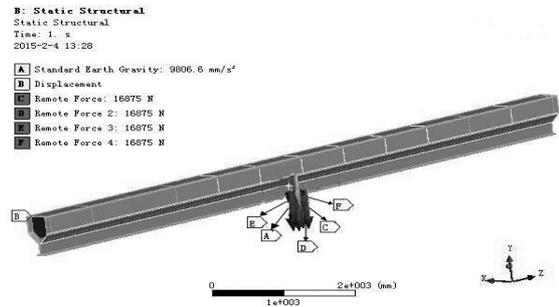


图 6 约束与载荷的添加

4 计算结果分析

模型前处理完毕,之后开始进行有限元计算与分析,得到的主梁应力和位移云图如图 7、图 8 所示。

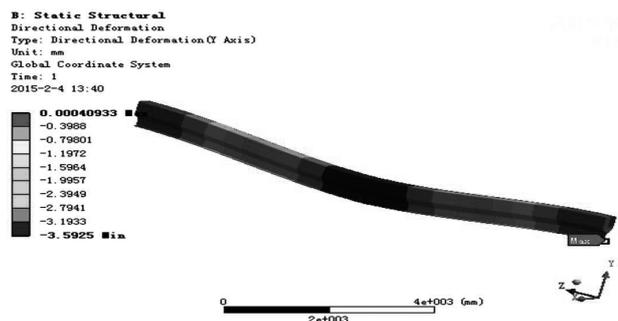


图 7 主梁竖直方向位移云图



图 8 主梁应力云图

由图可知,主梁垂直方向最大位移约为 3.6mm,出现在主梁跨中区域,最大应力约为 94Mpa,出现在工字钢与车轮接触的下翼缘部分,与实际情况相符。根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》可知 Q235 钢的许用应力 $[\sigma]=235/1.48=158.78\text{Mpa}$,许用垂直静挠度 $[\delta]=L/750=11000/750=14.7\text{mm}^{\text{d}}$ 。故主梁满足强度和刚度要求,且远小于许用应力和挠度值,存在较大的优化空间。

5 主梁优化设计

ANSYS Workbench 中的 DesignModeler 平台具有强大的优化设计功能,其中,响应曲面为较常用的优化项目,响应曲面即描述输出参数同输入参数之间的关系,并以图表的形式显示,响应曲面可以不必完全运行整个求解过程,就可以得到输出参数的近似值。论文以主梁自重 Z 为目标函数,初步定义 $L1, H1, H2$ (参照图 2)作为设计变量,以最大应力 V_{max} 和最大挠度 D_{max} 作为状态变量。更新响应曲面,查看局部灵敏度图,如图 9 所示,灵敏度图可以表征结构响应对优化尺寸的敏感程度,将灵敏度较大的尺寸作为优化尺寸能够最大限度地提高优化的质量与效率,观察可知,主梁质量受三个尺寸的正影响,而刚度与强度则受三个尺寸的负影响, $L1$ 对质量影响最大, $H2$ 则对刚度与强度影响最大,其次是 $H1$,三个尺寸综合影响系数都比较高,因此确定三个尺寸为最终的优化尺寸。

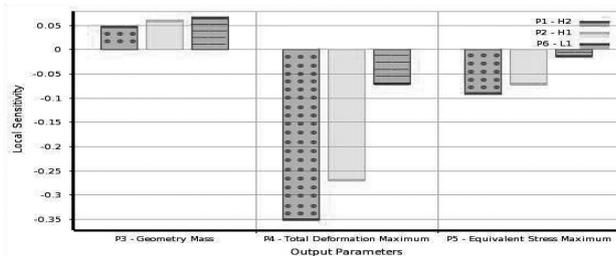


图 9 局部灵敏度图

设定 $L1$ 的变化范围为 $[150,175]$, $H1$ 的变化范围为

$[250,330]$, $H2$ 的变化范围为 $[300,400]$,更新设计点运算求解,计算机根据输入输出参数的数量自动生成 15 个计算样本,如图 10 所示。

	A	B	C	D	E	F	G
1	Name	P1 - H2 (mm)	P2 - H1 (mm)	P6 - L1 (mm)	P3 - Geometry Mass (kg)	P4 - Total Deformation Maximum (mm)	P5 - Equivalent Stress Maximum (MPa)
2	1	350	290	175	1357	4.6923	104.89
3	10	309.35	322.52	154.67	1326.9	5.0004	106.42
4	11	390.65	322.52	154.67	1384	3.7981	99.417
5	12	309.35	257.48	195.33	1336.6	5.9503	112.43
6	13	390.65	257.48	195.33	1388.1	4.4129	103.51
7	14	309.35	322.52	195.33	1405.4	4.7184	105.03
8	15	390.65	322.52	195.33	1456.9	3.5907	98.355
9	2	300	290	175	1327.3	5.63	110.26
10	3	400	290	175	1393.5	3.96	100.56
11	4	350	250	175	1315.5	5.3908	109.07
12	5	350	330	175	1398.5	4.1108	101.36
13	6	350	290	150	1312	4.8771	105.78
14	7	350	290	200	1403.2	4.5372	104.15
15	8	309.35	257.48	154.67	1260.8	6.3117	114.05
16	9	390.65	257.48	154.67	1317.9	4.6855	104.79

图 10 系统生成的 15 个计算样本

所有求解完成之后,系统会找出符合优化目标的三个推荐点,选择其中的一个推荐点,并将其更新为当前设计点,对比优化前后各参数值见表 1。

表 1 优化前后参数值对比

名称	优化前	优化后
L1	175	153.32
H1	325	252.85
H2	395	314.45
最大等效应力/MPa	94	114
最大等效位移/mm	3.6	6.3
主梁质量/kg	1426	1256

优化后主梁最大应力和位移均满足强度和刚度条件,主梁质量减少 $1426-1256=170\text{kg}$,减少幅度为 12%,优化效果明显。

6 结语

论文系统研究了桥机主梁在 ANSYS Workbench 中的参数化建模,网格的划分与模型前处理,有限元分析以及优化方法。优化前的主梁强度和刚度有较大的安全余量,优化后最大等效应力为 114MPa,最大等效位移为 6.3mm,仍满足强度和刚度条件,且主梁质量下降了 12%,取得了较好的优化效果,为企业节约了制造成本。同时,此方法也为同类型产品结构的改进提供了有益的参考。

参考文献:

[1]武敏,谢龙汉.ANSYS Workbench 有限元分析及仿真[M].北京:电子工业出版社,2014.
[2]李伟忠,刘延雷,邢丽静,等.基于有限元的双小车起重机主梁结构优化[J].起重运输机械,2013(11):9-12.
[3]大连起重机厂.起重机设计手册[M].大连:辽宁人民出版社,1979.
[4]GB/T 3811-2008 起重机设计规范[S].