

文章编号: 1006—2106(2010)05—0026—04

基于 ANSYS 的 900 轮胎式搬运机结构分析^{*}

韩兴旭^{**}

(中铁二局集团有限公司, 成都 610031)

摘要: 研究目的: 利用有限元软件 ANSYS 对用于高速铁路制梁场运送梁片的 900 轮胎式搬运机的金属结构进行模拟计算, 从静态和动态两方面进行不同工况下的模拟分析, 从而从静态、动态两方面对 900 轮胎式搬运机设计方案的合理性进行评估。

研究结论: 通过对 900 轮胎搬运机进行的静强度和刚度分析可以得出, 该搬运机静态强度和刚度均满足设计要求, 局部静强度还有较大的富余, 可以做适当优化以节约成本; 结构中满载一阶频率为 2 262.4 Hz 大于 2 Hz 根据 GB/T 14406—93 起重机动态刚性的规定, 完全满足动态设计的要求, 搬运机整体设计比较合理。

关键词: 轮胎式搬运机; 有限元; 结构静强度分析

中图分类号: U445.3 **文献标识码:** A

Analysis of Structure of 900 t Wheel Type Rail Carrier with ANSYS Software

HAN Xing-xu

(China Railway No.2 Engineering Group Co., Ltd. Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Research purposes: BY using finite element software ANSYS, the simulated calculation was done to the metal structure of 900 t wheel type rail carrier under its static and dynamic working conditions for assessing the design reasonableness of the 900 t wheel type rail carrier in static and dynamic working conditions.

Research conclusions: From the analysis of the static strength and stiffness of the 900 t wheel type rail carrier, it can be seen the static strength and stiffness of this carrier could meet the design requirements, and the static strengths of some structures were much bigger than that of design, so the strength could be appropriately reduced for saving cost. The first order frequency of full load was 2 264 Hz, bigger than 2 Hz and it fully met the design requirement of the dynamic stiffness stipulated by GB/T 14406—93. In a word, the design of 900 t wheel type rail carrier is rather reasonable.

Key words: wheel type rail carrier; finite element; static strength analysis of the structure

900 轮胎式提梁机适用于铁路客运专线预制场 32 m、24 m 及 20 m 双线预制混凝土箱梁的起吊、运输、转移和装车等工作, 还可以用于预制场箱梁钢筋骨架和整体内模的吊装、移位。

轮胎式搬运机是在铁路客运专线预制场中应用广泛的装卸作业起重设备, 为了提高作业效率已经发展到大型化、高速化、高效化和低故障率, 这些都对搬运机的动静态性能提出了更高的要求, 而它的安全运行

是提高作业效率的前提条件, 所以在设计前期对其进行多种载荷组合作用下的分析计算是非常必要的。

对轮胎式提梁机结构进行分析计算如果采用传统的力学计算, 公式繁多, 且因为许多参数不够精确, 往往依靠简化和估计, 势必造成计算结果的不准确; 而且这种结构内部加强筋布置比较复杂, 很难进行求解计算。相比之下有限元分析方法有其突出的优点: 建模方便快捷、计算结果准确。

^{*} 收稿日期: 2009—11—17

^{**} 作者简介: 韩兴旭, 1955 年出生, 男, 高级工程师, 中铁二局集团有限公司副总工程师。

本文利用大型有限元软件 ANSYS 建立 900 轮胎式提梁机结构的有限元模型, 对其进行动静强度分析, 从动态、静态两方面对该搬运机方案进行评价, 其结果可以为产品设计提供参考。

1 软件介绍

ANSYS 软件系统包含多个软件产品, 具备了强大的多场仿真和分析功能, 每个软件产品主要包括 3 个模块: 前处理模块、分析计算模块和后处理模块。

前处理模块提供了一个强大的实体建模及网格划分工具, 用于构造有限元模型, 同时 ANSYS 有丰富的 CAD 软件接口, 可以与几乎所有的主流 CAD 软件, 如 Pro/E、UG、MDT、SolidWorks、SolidEdge 等, 进行双向的参数传递, 并通过其内部的参数管理器可方便地控制 CAD 模型、材料、边界条件等参数, 实现参数化分析, 从而可以对多个设计方案进行分析评价, 提高设计效率。软件还提供了将近 200 种单元类型和丰富的材料模式, 用来模拟工程中的各种结构和材料。

分析计算模块包括结构分析 (可进行线性、非线性分析和静力、动力学分析)、热分析 (稳态和瞬态)、流场分析、电磁场分析 (低频和高频)、声场分析以及多物理场的耦合分析, 同时可模拟多种物理介质的相互作用, 具有灵敏度分析及优化分析能力。

后处理模块可将计算结果以彩色等值线显示、梯度显示、立体切片显示等图形方式显示出来, 也可将计算结果以图表、曲线形式显示或输出。分析流程如图 1 所示。

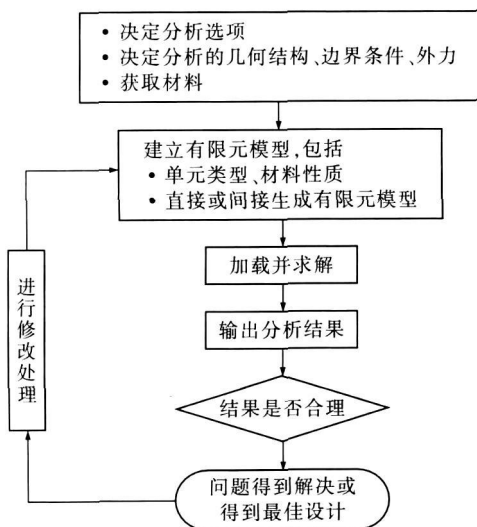


图 1 分析流程

2 搬运机有限元模型的建立

本文研究的搬运机从结构上讲是对称结构, 但是

从分析角度上考虑需要建立搬运机结构整体的三维模型。

2.1 搬运机主要性能参数

该搬运机的主要性能参数为: 整机工作级别 A_3 额定起重量为 900 t, 跨度为 40.5 m, 起升高度为 12.5 m, 轴距为 2.6 m, 总重量为 551 t。

2.2 搬运机有限元模型单元的选择

该搬运机结构部分主要是由板焊接而成, 建模时采用 SHELL63 单元模拟, 该单元具有弯曲及薄膜特性, 平面方向及法线方向的负载皆可承受。利用以上单元建立搬运机的有限元模型, 并进行网格划分。图 2 为搬运机划分单元后的有限元模型。

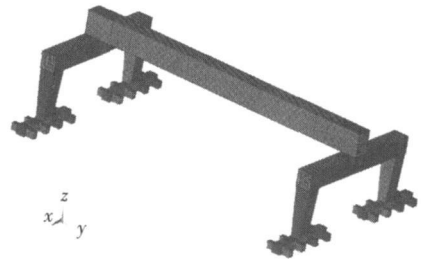


图 2 搬运机有限元模型

3 结构静强度分析

完成建模以后, 进行加载、约束、定义分析类型、分析选项、载荷数据, 然后开始有限元求解。

计算完成后可以对模型单元进行后处理, 其应力结果输出不需要单元表定义显示, 可以直接绘制云图进行处理, 如显示其位移、应力、内力等结果。

3.1 载荷处理和工况选择

采用极限工作载荷组合, 需要考虑的载荷有:

(1) 起升载荷 (32 m 梁, 吊重 900 t; 24 m 梁, 吊重 686 t; 20 m 梁, 吊重 545 t)。

(2) 搬运机自重, 在建模过程中单位采用 SI (MKS), 考虑焊缝的影响取重力加速度 $g=10$ 。

(3) 小车 (含吊具) 总重为 25 t。

(4) 水平惯性载荷: 根据有关文献, 取加速度 0.16 m/s^2 。同时, 考虑到搬运机驱动力突加或突减时, 对金属结构的动力影响, 取加速度放大倍数 1.5。搬运机刚结构水平惯性载荷作为惯性载荷施加于有限元模型上, 重物的水平惯性载荷等效为集中载荷施加于主梁上。

(5) 取弹性模量 $E=2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$; 泊松比 $\mu=0.3$ 。

(6) 风载 $q=250 \text{ N/m}^2$ 。

3.2 静态计算结果分析

静强度分析主要计算结构的应力分布和变形。对于该搬运机,选择 3 个工况进行综合分析:搬运机分别用于起吊 32 m、24 m、20 m 混凝土箱梁。

利用最大复合应力评价结构静强度,门架结构材料使用低合金结构钢 Q345C 根据《钢结构设计规范》(GB5017—2003)中的规定,对于板厚为 16 mm≤δ≤35 mm 的 Q345 钢的许用应力设计值为 [σ]=295 MPa。

最大静挠度用来评价结构静刚度,依据 GB/T 14406—93 小车在该搬运机跨中载荷工况下最大静挠度 [f] 不超过 57.86 mm([f]≤L/700 其中 L 为搬运机跨度,此处为 40.5 m 搬运机工作级别为 A3)。

利用对搬运机结构的 3 种载荷组合工况计算结果进行分析、比较,结果如表 1 所示。

表 1 3 种工况下的应力结果 (单位: MPa)

工 况	32 m 梁	24 m 梁	20 m 梁
应力	272.0	266.6	223.0

由表 1 可以看出搬运机起吊 32 m 梁工况下应力值最大应力 272 MPa 小于 [σ]。因此,本设计方案的结构静强度满足设计要求。图 3 为起吊 32 m 梁的工况下应力云图。

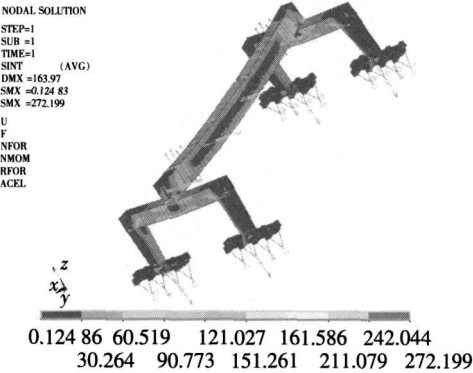


图 3 搬运机吊重 900 应力云图

分析可得搬运机在起吊 32 m 箱梁(吊重 900 t)的工况下挠度最大,图 4 为搬运机在该工况下的位移云图,从图中通过计算可得搬运机的主梁挠度 f=54.96 mm<[f];所以本设计主梁刚度满足要求。

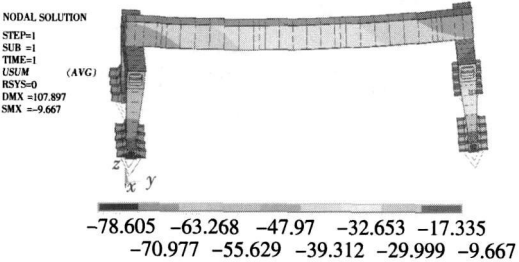


图 4 搬运机吊重 900 位移云图

4 动刚度分析

4.1 ANSYS 模态分析基础理论

具有有限个自由度的弹性系统运动方程,可应用动载荷虚功原理推导出来,其矩阵形式为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = f(t) \tag{1}$$

式中 M——结构总质量矩阵;
C——结构总阻尼矩阵;
K——结构总刚度矩阵;
X、 \dot{X} 、 \ddot{X} ——位移、速度和加速度列向量;
f(t)——外界作用力列向量。

在模态分析过程中,取 f(t) 为零矩阵,因结构阻尼较小,对结构的固有振型和频率影响甚微,可忽略不计,由此可得到结构的无阻尼自由振动方程:

$$M\ddot{X} + KX = 0 \tag{2}$$

这是常系数线性齐次微分方程组,其解的形式为:

$$X = X_0 \cos \omega_0 t \tag{3}$$

式中 ω——振动固有频率。

将式(3)带入式(2)后,便得到如下的齐次线性方程组:

$$KX_0 - \omega^2 MX_0 = 0 \tag{4}$$

式(4)有非零解的条件是其系数行列式等于 0 即:

$$|K - \omega^2 M| = 0 \tag{5}$$

当矩阵 K 以及 M 的阶数为 n 时,式(5)是 ω² 的 n 次实系数方程,称为常系数线性齐次常微分方程组(2)的特殊方程,系统自由振动特性(固有频率和振型)的求解问题就是求矩阵特征值 ω 和特征向量 X₀ 的问题。

ANSYS 的模态分析过程主要有以下 4 个步骤:

- (1) 建立有限元模型;
- (2) 选择分析类型和分析选项;
- (3) 施加边界条件并求解;
- (4) 检查计算结果。

4.2 模态结果分析

模态分析计算结构固有频率和相应振型与载荷无关。在结构的动力响应中,低阶模态占主要地位,高阶模态对响应贡献很小,阶数越高,其贡献就越小。而且,由于结构阻尼的作用,响应中的高阶部分衰减很快,故对高阶模态可以忽略不计,通常利用前 3 阶固有频率评价起重机结构动刚度,这里给出该搬运机前 4 阶模态分析结果,如表 2 所示。图 5、图 6 为前二阶振型位移云图。搬运机主梁方向为 Y 方向,垂直地面向上方向为 Z 方向, X 向垂直于搬运机平面。

表 2 前 4 阶模态分析结果 (单位: Hz)

阶数	1	2	3	4
满载频率	2 262	4 509	5 892	6 822

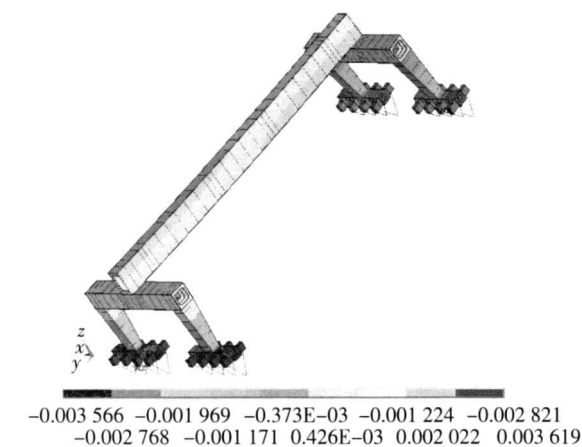


图 5 一阶振型在 Y 方向的位移云图

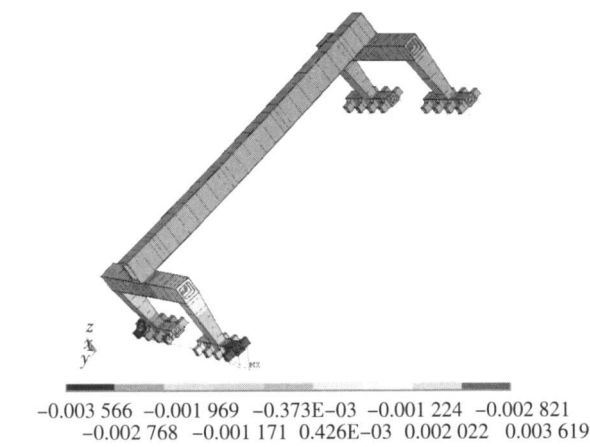


图 6 二阶振型在 Y 方向的位移云图

5 结论

通过利用 ANSYS 软件对 900 轮胎搬运机进行静强度和刚度分析, 可以看出该搬运机静强度和刚度都满足设计要求, 局部静强度还有较大的富余, 可以做适当优化以节约成本; 结构中满载一阶频率为 2 262.4 Hz, 大于 2 Hz。根据 GB/T 14406—93 起重机动刚性的规定, 完全满足动态设计的要求, 搬运机整体设计比较合理。

参考文献:

[1] 郑培, 王悦民. 岸边集装箱起重机金属结构数值仿真 [J]. 上海海运学院学报, 2003(4): 294—299.
Zheng Pei, Wang Yuemin. Container Crane Structural Numeration Emulation [J]. Journal of Shanghai Maritime University 2003 (4): 294—299.

[2] 尚晓江, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.
Shang Xiaojia, etc. Examples of ANSYS Finite Element Analysis Method and Application [M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydropower 2006.

[3] 陈精一, 蔡国忠. 电脑辅助工程分析 ANSYS 使用指南 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2001.
Chen Jingyi, Cai Guozhong. Guide of Computer Aided Engineering ANSYS [M]. Beijing: China Railway Publishing House 2001.

[4] 赵海峰, 蒋迪. ANSYS 8.0 工程结构实例分析 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004.
Zhao Haifeng, Jiang Di. ANSYS 8.0 Engineering Structural Analysis [M]. Beijing: China Railway Publishing House 2004.

[5] 张质文, 虞和谦, 等. 起重机设计手册 [K]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
Zhang Zhiwen, Yu Heqian, etc. Crane Design Manual [K]. Beijing: China Railway Publishing House 1998.

[6] 黄培文. 机械系统振动的动载荷计算方法 [M]. 武汉: 华中工学院出版社, 1987.
Huang Peiwen. Calculation Method of Dynamic Load of Mechanical System Vibration [M]. Wuhan: Huazhong Tech. Press 1987.

[7] 陈浩, 等. 铁路客运专线 900 箱梁提运架设备研究 [J]. 铁道工程学报, 2007(5): 251—255.
Chen Hao, etc. Research on the Equipments of 900 t Box Girder Elevator Carrier and Erector for Railway Passenger Dedicated Line [J]. Journal of Railway Engineering Society 2007(Supplement 1): 251—255.

[8] 杨荣柏. 机械结构分析的有限元法 [M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1989.
Yang Rongbo. Finite Element Method of Mechanical Structural Analysis [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press 1989.

[9] 王富耻, 张朝晖. ANSYS 10.0 有限元分析理论与工程应用 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2006.
Wang Fuch, Zhang Chaohui. ANSYS 10.0 for Finite Element Analysis Theory and Engineering Application [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry 2006.