

刀齿三星轮装载机构的谐响应分析

沙永东, 李晓豁, 侯 静, 康晓敏

辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁阜新 123000

摘要 为探究刀齿三星轮装载机构的动力学性质,利用更新的拉格朗日法和 ANSYS 软件分别建立了刀齿三星轮装载机构的力学和实体模型,通过谐响应分析获得了不同激振频率下星轮的等效应力云图及位移响应曲线。模态分析表明,激振频率为 2—2.6Hz 时,刀齿三星轮装载机构不发生共振,转速在 40—52r/min 时星轮工作稳定。该研究结论为改进三星轮装载机构设计、完善其动力学性能提供了理论依据。

关键词 星轮;装载机构;刀形齿;谐响应

中图分类号 TD421.5

文献标识码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2012.15.007

Harmonic Response Analyses on Three Knife-shape-tooth There Star-wheel Loading Mechanism

SHA Yongdong, LI Xiaohuo, HOU Jing, KANG Xiaomin

College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, Liaoning Province, China

Abstract In order to research dynamic natures of a knife-shape-tooth three star-wheel loading mechanism, both mechanical model and solid model of the star-wheel loading mechanism are established by means of updated-Lagrange method and ANSYS software, and the equivalent stress cloud map and displacement respond curves of the star-wheel at different vibration frequencies are obtained through harmonic response analyses. Modal analysis shows that the star-wheel loading mechanism does not take pace resonance when the vibration frequency locates between 2Hz and 2.6Hz, and the star-wheel works stably when the rotation speed is from 40r/min to 52r/min. These study conclusions lay a theoretical foundation for improving the design of a knife-shape-tooth three star-wheel loading mechanism and perfecting its dynamic behavior.

Keywords star-wheel; loading mechanism; knife-shape-tooth; harmonic response

0 引言

刀齿三星轮是一种新型装载机构,具有体积小、重量轻、结构简单、加工方便、强度高、装载率高和噪声低等优点,被广泛用于新型掘进机械上^[1]。由于星轮装载机构在掘进机械上使用时间较短,目前对其研究较少,现有工作多是对装载机构的动力和运动特性进行模拟^[2-3],或者对其机构参数^[4]和结构形状^[5]进行研究,其他研究或者比较几种常见星轮机构的转速、生产率等,或者通过分析星轮工作过程确定其临界转速,这些研究为合理选择星轮形状和参数,正确设计星轮的尺寸提供了依据。由于星轮工作是动态过程,其运动情况、受力状态、动力学响应对其装载性能、工作质量、使用寿命及可靠性等有直接影响,本文从动力学角度,通过建立刀齿三

星轮的力学模型并创建机构模型,分析该星轮在动载荷作用下的应力及应变,研究其谐响应。

1 星轮机构数学模型的建立

1.1 有限变形的应力应变描述

拉格朗日方法以变形前的位置坐标描述变形后物体各点位置和位移,坐标附着在物体质点上运动,容易引入材料硬化特性和处理接触问题,因此该方法有利于描述星轮的装载过程。选择当前时刻 t 的构形为参考构形,对 $(t+\Delta t)$ 时刻求解,称为更新的拉格朗日法,它以 t 时刻构形为参照,认为 t 时刻星轮为“未变形”体,求解 $(t+\Delta t)$ 时刻星轮的未知变量。用更新的拉格朗日法描述时,星轮内一点的应变状态用格林应

收稿日期: 2012-04-05;修回日期:2012-05-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(51104082);辽宁省安全生产监督管理局安全生产科技发展指导性计划项目

作者简介: 沙永东,讲师,研究方向为现代机械设计理论与方法,电子信箱:shayongdong@163.com

变张量 E_{ij} 表示,采用笛卡儿直角坐标参考系的表达式为

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\delta_{\alpha\beta} \frac{\partial x_\alpha}{\partial a_i} \frac{\partial x_\beta}{\partial a_j} - \delta_{ij} \right) \quad (1)$$

其中,当 $\alpha=\beta$ 时 $\delta_{\alpha\beta}=1$, 否则 $\delta_{\alpha\beta}=0$; 当 $i=j$ 时 $\delta_{ij}=1$, 否则 $\delta_{ij}=0$;

$\frac{\partial x_\alpha}{\partial a_i} \frac{\partial x_\beta}{\partial a_j}$ 为用变形前的坐标描述的应变张量。

与其共轭的应力是克希荷夫应力张量的分量:

$$S_{ij} = \frac{\rho_0}{\rho} \sigma_{\alpha\beta} \frac{\partial a_i}{\partial x_\alpha} \frac{\partial a_j}{\partial x_\beta} \quad (2)$$

其中, $\frac{\rho_0}{\rho}$ 为变形前后的密度比; $\sigma_{\alpha\beta}$ 为 Cauchy 应力张量;

$\frac{\partial a_i}{\partial x_\alpha} \frac{\partial a_j}{\partial x_\beta}$ 为用变形后的坐标描述的应力张量。

1.2 虚功方程及本构方程

星轮在变形过程中,每一个瞬间都要满足平衡关系(即虚功原理)。为讨论方便,采用笛卡儿直角坐标系。以初始态为参考的坐标基为 $g_i (i=1,2,3)$, 坐标为 α_i ; 以变形态为参考的坐标基为 G_i , 坐标为 x_i , 并以 u_i 表示位移分量。以变化率表示的虚功方程为

$$\int \sigma_{ij} \delta \dot{e}_{ij} dV = \int_{S_0} p_i \delta u_i dS + \int F_i \delta v_i dV \quad (3)$$

其中, σ_{ij} 为欧拉应力张量的分量; $\delta \dot{e}_{ij}$ 为虚应变速率; V 为星轮变形的体积; S_0 为 p_i 作用于参考构形的表面面积; p_i 为作用在星轮表面 S_0 上的表面力; F_i 为星轮单位体积力; δv_i 为星轮内质点的虚速度分量。

对弹塑性大变形问题,应力应变关系为应力率或其增量形式和应变率张量或其增量形式,即

$$\sigma'_{ij} = C_{ijkl} \dot{e}_{kl} - \dot{\sigma}_{ij} - \sigma_{ip} \omega_{pj} - \sigma_{jp} \omega_{pi} \quad (4)$$

$$C_{ijkl} = \frac{E}{1+\nu} \left[\delta_{ik} \delta_{jl} + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \delta_{kl} - \alpha^* \frac{3\delta'_{ij} \delta'_{kl}}{2\sigma_s^2 \left(1 + \frac{2}{3} H \frac{1+\nu}{E} \right)} \right] \quad (5)$$

其中, σ'_{ij} 为久曼应力变化率; e_{kl} 为 Almansi 应变张量; $\dot{\sigma}_{ij}$ 为欧拉应力张量变化率; ω_{pj} 为 j 方向旋转分量; ω_{pi} 为 i 方向旋转分量; E 为弹性模量; ν 为星轮内质点速度; α^* 为载荷判断因子,塑性加载或中性过程 $\alpha^*=1$, 弹性加载或卸载过程 $\alpha^*=0$; H 为硬化系数,各向同性硬化弹塑性材料 $H=d\sigma/d\epsilon^{(p)}$; ϵ 为应变。

1.3 刚度矩阵

将虚功方程写成欧拉参数形式,即

$$\int_0 \left[\sigma'_{ij} \delta \dot{e}_{ij} + \frac{1}{2} \sigma_{ij} \delta (v_{ki} v_{kj} - 2e_{ik} \dot{e}_{kj}) \right] dV = \int \dot{F}_i \delta v_i dV + \int_{S_0} \dot{p}_i \delta v_i dS \quad (6)$$

根据上式可以建立有限元刚度矩阵方程。设单元节点位移为 ϕ , 则单元内任一点的位移和速度表示为

$$\{u\} = [N]\{\phi\} \quad \{v\} = [N]\{\dot{\phi}\} \quad (7)$$

其中, $[N]$ 为形函数确定的转换矩阵。

单元内任一点的应变和位移关系为

$$\{\dot{e}\} = [B]\{\dot{\phi}\} \quad \{\delta \dot{e}\} = [B]\{\delta \dot{\phi}\} \quad (8)$$

$$[B_{ij}] = 0.5[N_{i,j}] + 0.5[N_{j,i}] \quad (9)$$

本构关系用矩阵形式表示为

$$\{\sigma'_{ij}\} = [C]\{\dot{e}_{ij}\} \quad (10)$$

其中 $[C]$ 为由 C_{ijkl} 构成的本构矩阵。

将式(8)—式(10)代入式(7),有

$$([K^*] + [K^I])\{\dot{\phi}\} = \{\dot{p}\} \quad (11)$$

$$[K^*]_e = \int_e [B]^T [C_p] [B] dV \quad (12)$$

$$[K^I]_e = \int_e ([N_{ki}]^T \sigma_{ij} [N_{kl}] - 2[B_{ki}]^T \sigma_{ij} [B_{kj}]) dV \quad (13)$$

$$\{\dot{p}\} = \int [N]^T \{\dot{F}\} dV + \int_{S_0} [N]^T \{\dot{p}\} dS \quad (14)$$

其中, $[K^*]_e$ 为无限小应变时刚度矩阵; $[K^I]_e$ 为初应力刚度矩阵。

在星轮变形过程中,有些单元的应力处于弹性状态,有的已达塑性状态,有的处在从弹性向塑性的过渡状态,所以整体刚度矩阵包含3种不同的单元刚度,即

$$[K] = \sum [K]_e^{(e)} + \sum [K]_e^{(p)} + \sum [K]_e^{(g)} \quad (15)$$

$$\sum [K]_e^{(e)} = \int_e [B]^T [C_e] [B] dV \quad (16)$$

$$\sum [K]_e^{(p)} = \sum [K^*]_e^{(p)} + \sum [K^I]_e^{(p)} \quad (17)$$

$$\sum [K]_e^{(g)} = m[K]_e^{(e)} + (1-m)[K]_e^{(p)} \quad (18)$$

式中, $\sum [K]_e^{(e)}$ 和 $\sum [K]_e^{(p)}$ 分别为弹性区和塑性区的单元刚度; $[C_e]$ 为弹性状态的本构关系; m 为加权系数,为单元达到屈服时的等效应变增量与该次加载产生的等效应变增量之比。

2 创建星轮机构的几何模型

考虑到 ANSYS 建模能力较弱,花费在建模上的时间长,因此本文选用 UG 建模^[6],再导入 ANSYS 进行分析。

所研究的星轮几何尺寸为:齿尖处直径 $D_1=1300\text{mm}$, 厚度 H_2 为 $60\text{--}100\text{mm}$; 齿根处直径 $D_2=500\text{mm}$, 厚度 $H_1=130\text{mm}$; 齿尖至齿根的宽度 L 为 $70\text{--}220\text{mm}$ 。

UG 建模后,转换成 IGES 文件^[7],即:文件>导出>IGES,打开 ANSYS,依次 File>Import>IGES,得刀齿三星轮模型(图1)。

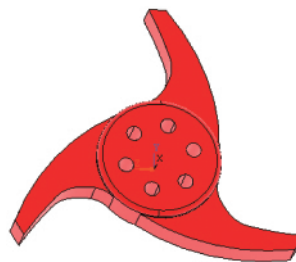


图1 刀齿三星轮装载机构的模型

Fig. 1 Model of three knife-shape-tooth there star-wheel loading mechanism

3 谐响应分析

谐响应分析是用于分析结构周期响应和稳态响应的一种方法,而刀齿三星轮在耙装物料时,受到周期载荷的作用^[8-9]。取星轮机构激振力的振幅为 115kN,且作用在星轮工作面处。已知刀齿三星轮前 10 阶固有频率为:0.10232,0.18423,0.31024,0.65031,0.96523,1.01412,1.10104,1.65321,1.92454,2.56418Hz。由于固有频率都小于 3Hz,这里指定强制频率范

围为 0—3Hz,所求解的数目为 10 个。

在激振频率为 1,2,3Hz 时,刀齿三星轮机构谐响应分析结果见图 2。由图 2 可以看出,星轮机构大部分处于红色和黄色区域,应力值远小于高锰钢的屈服极限;最大应力发生在轮盘与轮齿的联结处附近,各频率的最大应力值分别为 1924,844.305 和 844.441MPa,均大于高锰钢的屈服极限。由表 1 可见,星轮上各节点的应力值随频率的增加而减小。

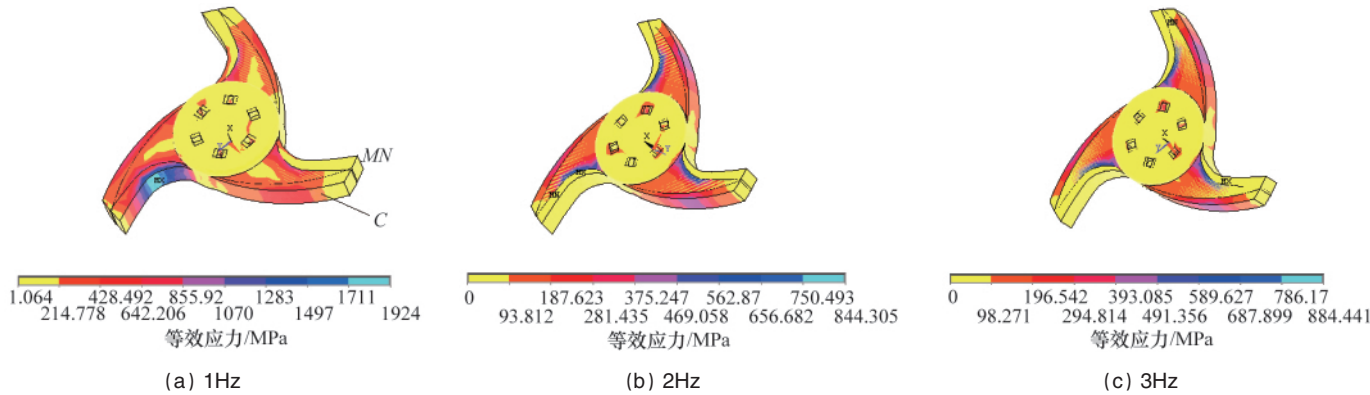


图 2 不同激振频率下的等效应力云图
Fig. 2 Equivalent stress cloud maps of different excitation frequencies

表 1 各节点在不同激振频率的应力(单位:MPa)
Table 1 Stress of the nodes with different excitation frequencies (unit: MPa)

频率/Hz	节点 181	节点 377	节点 534	节点 892	节点 1170	点 2703
1	107.487	254.845	397.431	549.138	863.551	1398.574
2	59.278	108.450	249.341	349.853	409.357	562.038
3	50.985	99.354	184.387	294.572	430.098	605.637

由计算机仿真求得激振频率^[10]为 0.3,0.6,0.9,1.2,1.5, 1.8, 2.1,2.4,2.7,3.0Hz 时;节点 146(C 点)在 x,y,z 方向的响应别如图 3 所示。

图 3 表明,在 1.8Hz 和 2.6Hz 处,星轮机构 x 方向上的位移突然增大,此时的激振频率接近第 9 阶、第 10 阶固有频率;频率在 1.6Hz 和 2.8Hz 时,星轮机构 y 方向的位移明显加

大,其激振频率与第 9、第 10 阶固有频率相当;星轮机构在 z 方向的位移在 1.4Hz 和 2.8Hz 处变大,激振频率接近第 8 阶、第 10 阶固有频率。

由谐响应分析可知,激励频率在 2—2.6Hz 之间,星轮机构不发生共振,由此可以得出,转速在 40—52r/min 范围时,星轮工作稳定。

4 结论

(1) 利用更新的拉格朗日法和虚功方程及本构方程,建立了刀齿三星轮装载机构的力学模型,为研究该星轮的力学奠定了理论基础。

(2) 利用 ANSYS 的后处理功能,获得了星轮的应力云图,掌握了该星轮机构的实际装载工况,由此确定了星轮所受的动载荷和最大应力,为星轮的动态设计和动力学分析提供了依据。

(3) 激振频率在 2—2.6Hz 之间,星轮机构不会发生共振;转速在 40—52r/min 范围,星轮工作稳定。

(4) 通过谐响应分析,给出了星轮位移与频率的关系曲

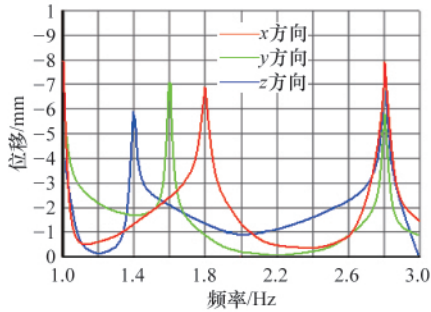


图 3 x,y,z 方向位移随频率变化曲线
Fig. 3 Curves of displacement varying with frequencies along the direction of x, y, z

线,确定了其稳定运行的转速,为合理选择和正确设计星轮机构的运动参数提供参考。

参考文献 (References)

- [1] 谢锡纯, 李晓豁. 矿山机械与设备 [M]. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2007.
Xie Xichun, Li Xiaohuo. Mining machinery and equipment [M]. Xuzhou: China University of Mining and Technology Press, 2007.
- [2] 李晓豁, 刘春华. 基于 ANSYS 星轮装载机构的动力学研究[J]. 辽宁工程技术大学学报: 自然科学版, 2007, 11(S2): 182-184.
Li Xiaohuo, Liu Chunhua. Journal of Liaoning Technical University: Natural Science Edition, 2007, 11(S2): 182-184.
- [3] 李晓豁, 梁小东. 掘进机星轮装载过程的运动模拟 [J]. 黑龙江科技学院学报, 2007, 17(2): 102-104.
Li Xiaohuo, Liang Xiaodong. Journal of Heilongjiang Institute of Science & Technology, 2007, 17(2): 102-104.
- [4] 王韶蓓. 掘进机星轮装载机构参数的试验研究 [J]. 煤炭科学技术, 2005, 33(9): 46-48.
Wang Shaobei. Coal Science and Technology, 2005, 33(9): 46-48.
- [5] 李晓豁, 刘春华. 满足装煤要求的星轮装载机构轮齿形状的研究[J]. 煤矿机电, 2008(1): 30-33.
Li Xiaohuo, Liu Chunhua. Colliery Mechanical & Electrical Technology,

2008(1): 30-33.

- [6] 张俊生, 秦少刚, 胡振娟, 等. Unigraphics NX4.0[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
Zhang Junsheng, Qin Shaogang, Hu Zhenxian, et al. Unigraphics NX4.0 [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2007.
- [7] 王庆五, 左舫, 胡仁喜, 等. ANSYS 10.0 机械设计高级应用实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
Wang Qingwu, Zuo Fang, Hu Renxi, et al. ANSYS 10.0 mechanical design senior application example [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2006.
- [8] 侯秉铎, 许瑛, 彭浪草, 等. 超精密滚珠丝杠进给系统谐响应的有限元分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2011(6): 20-22.
Hou Bingduo, Xu Ying, Peng Langcao, et al. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2011(6): 20-22.
- [9] 邵景范, 李文斌. 基于 ANSYS 的电镀 CBN 砂轮模态及谐响应分析[J]. 机械设计及自动化, 2011(2): 67-69.
Shao Jingfan, Li Wenbin. Mechanical Engineering & Automation, 2011 (2): 67-69.
- [10] 刘春华. 掘进机星轮装载机构的性能研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2007.
Liu Chunhua. The performance study of roadheader star-wheel loading mechanism[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2007.

(责任编辑 马宇红, 代丽)

·学术动态·



“第三届污染生态学国际会议”征文

由中国生态学会污染生态学专业委员会、中国自然资源学会资源循环利用专业委员会、南开大学、中国科学院沈阳应用生态研究所主办的“第三届污染生态学国际会议”,将于 2012 年 11 月 6—8 日在天津市举行。

征文范围: 水体污染生态学与水资源循环利用;大气污染生态学与城市颗粒物污染防治;土壤污染生态学与污染土壤生态修复;复合污染、生态毒理效应及其分子机理;环境基准与环境标准;污染生态风险评价与生态安全战略;污染生态学学科发展战略。

摘要截止日期: 2012 年 9 月 15 日。

联系电话: 13920975536。

电子信箱: polluecology@yahoo.cn。

通信地址: 天津市卫津路 94 号南开大学环境科学与工程学院 (300071)。

会议网站: <http://www.esc.org.cn/n12785215/n12785472/13896649.html>。