

机电与自动化

刮板输送机链轮卡链工况下的动力学特性分析

焦宏章, 杨兆建, 王淑平

(太原理工大学 机械工程学院, 山西 太原 030024)

摘要:建立了基于瞬态动力学分析软件 MSC. Dytran 的刮板输送机链轮传动系统等效动力学模型, 分析了卡链过程中链轮与圆环链之间的接触动力学特性, 得出链轮最大应变的变化规律: 伴随着链轮与圆环链“冲击—反弹”, 最大应变在 0.06 s 内经历 4 次“小—大—小”周期性变化, 且随着循环次数的增加, 应变峰值逐渐降低, 最后随着电机输出力矩的增加最大应变同步增加; 选定链轮上 5 个特殊位置的节点, 分析得出卡链过程中其应变、法向接触力、切向力、摩擦力的变化规律。

关键词:刮板输送机; 链轮; 卡链; 动力学特性

中图分类号: TD528.3 文献标志码: A 文章编号: 0253-2336(2012)06-0066-04

Analysis on Sprocket Dynamics Features of Scraper Conveyor Under Performances of Chain Jammed

JIAO Hong-zhang, YANG Zhao-jian, WANG Shu-ping

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: The equivalent dynamics model of the sprocket driving system in the scraper conveyor established based on MSC. Dytran was applied to analyze the contact dynamics features between sprocket and chain during the chain jammed process and the max strain variation law of the sprocket was obtained. With the “impact—rebound” between the sprocket and chains, the max strain would have four small—large—small periodical variations within 0.06 s. With the circulated number increased, the peak of the strain would be steadily reduced. Finally with the output torque of the electric motor increased, the maximum strain would be synchronously increased. With five special location nodes selected on the chain sprocket, the variation laws of the strain, normal contact force, tangential contact force and frictional force in the chain jammed process were analyzed and obtained.

Key words: scraper conveyor; sprocket; chain jammed; dynamics features

链轮是刮板输送机传动系统核心构件, 刮板输送机使用环境恶劣、载荷复杂多变, 链轮的设计质量直接影响刮板输送机的传动性能、生产效率和使用寿命, 同时链轮的承载能力是制约刮板输送机向大功率、长距离输送发展的主要瓶颈。平稳运行工况下, 载荷波动较小, 链轮的承载能力能够满足使用要求^[1-2], 而刮板输送机实际运行过程中, 由于中部槽弯曲、意外载荷、异物卡死、电机不同步等

因素的作用, 通常导致刮板链卡死, 为此刮板输送机配置了摩擦限矩器或液力耦合器^[3], 防止电机被烧毁和结构件的破坏, 但是摩擦限矩器或液力耦合器的扭矩设定值必须有一定裕度(一般为 1.5~2.5 倍), 以保证刮板输送机有一定的过载承受能力, 也就意味着卡链时链轮承受着 1.5~2.5 倍额定载荷, 卡链瞬间造成的冲击载荷更是远高于额定载荷, 这是造成链轮破坏的重要原因^[4]。笔者应

收稿日期: 2012-01-12; 责任编辑: 赵 瑞

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划重点资助项目(2007BAB13B01-02); 山西省科技重大专项资助项目(20111101040)

作者简介: 焦宏章(1983—), 男, 山西高平人, 硕士研究生。Tel: 18604497772, E-mail: jiaohz2005@126.com

网络出版时间: 2012-06-15 10:27:00; 网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2402.TD.20120615.1027.201206.66_018.html

引用格式: 焦宏章, 杨兆建, 王淑平. 刮板输送机链轮卡链工况下的动力学特性分析[J]. 煤炭科学技术, 2012, 40(6): 66-69.

用瞬态动力学分析软件 MSC. Dytran 对刮板输送机卡链时链轮的动力学响应进行分析, 以期为链轮的设计及分析提供参考。

1 力学模型分析

链轮传动系统的动力传动路线: 电机通过摩擦限矩器 (液力偶合器)、减速器将动力传递到链轮轴组件, 链轮带动封闭的刮板链进行连续循环运转, 实现煤炭从刮板输送机到转载机的转运。

电动机、减速器、摩擦限矩器的转动惯量对链轮与圆环链之间的接触动力学分析有很大影响, 不可忽略, 但是全部将其建立有限元模型进行分析, 以现有的计算机资源难以完成, 因此必须对其简化和等效。

由图 1 所示链轮传动系统向等效链轮组件等效, 根据等效前后系统瞬时动能保持不变的折算原则, 可求得等效链轮组件的转动惯量^[5]。

$$E_{k1} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k m_i v_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n J_j \omega_j^2 \quad (1)$$

$$E_{k2} = \frac{1}{2} J \omega^2 \quad (2)$$

$$E_{k1} = E_{k2} \quad (3)$$

式中: E_{k1} 、 E_{k2} 分别为等效前和等效后链轮传动系统瞬时动能; n 为系统中所有转动构件数量; k 为系统中所有移动构件数量; m_i 为移动构件 i 的质量; v_i 为移动构件 i 的质心移动速度; J_j 为转动构件 j 绕其回转轴的转动惯量; ω_j 为转动构件 j 绕其回转轴的转动角速度; J 为等效链轮组件的转动惯量; ω 为等效链轮组件的转动角速度。

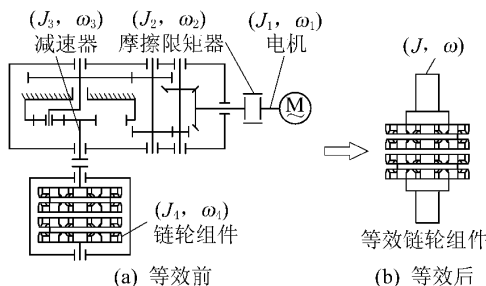


图1 链轮传动系统转动惯量分配

$J_1 \sim J_4$ 可以通过查阅产品的技术参数或者通过建立的三维模型测得, $\omega_1 \sim \omega_4$ 通过简单的计算亦可得出, 将其带入式 (1)、式 (2) 即可得出 $\omega = 3.56 \text{ rad/s}$, $J = 2.343 \times 10^8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ 。

2 建立有限元模型

2.1 划分网格

本文主要研究内容是链轮与圆环链间的接触特性, 此外链轮链齿以下部分的应力应变很小, 为了提高计算效率, 建立如图 2 所示有限元模型, 单元类型采用六面体、8 节点单元; 共生成 253 680 个单元, 296 909 个节点。

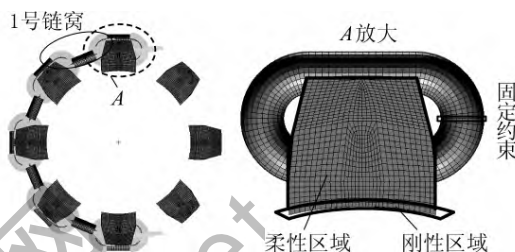


图2 链轮与圆环链接触有限元模型

2.2 材料属性

材料弹性模量 210 GPa, 泊松比 0.3。密度只影响构件的质量与惯量, 为保证图 2 所示链轮有限元模型具有第 1 节所得出的等效转动惯量, 必须对材料密度进行修改, 经计算可得密度为 $2.71 \times 10^{-4} \text{ kg/mm}^3$ 。

2.3 边界条件

1) 卡链。为了模拟卡链, 将首尾 2 节圆环链的端部 (图 2) 水平对称面上节点的 6 个自由度全部固定。

2) 初速度。平稳运行过程中, 链轮的转动角速度为 3.56 rad/s , 因此对链轮有限元模型的所有节点施加 3.56 rad/s 的转动初速度。

3) 驱动力矩。根据现场运行情况, 平稳运行过程中, 链轮的驱动力矩为 $105 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 并且可假设卡链工况下, 电机对链轮的驱动力矩在 0.1 s 内线性增至摩擦限矩器允许的最大值 $272.84 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 近似模拟卡链过程中链轮所受驱动力矩的变化。在软件中通过定义时间场添加随时间变化的驱动力矩。此外, 有限元分析软件中不能直接对可变形单元施加合力矩, 本文的具体做法是将链轮分为刚性区域和柔性区域 (图 2), 对刚性区域施加扭矩即可实现^[6]。

3 结果分析

1) 链轮 1 号链窝应变响应。分析可知图 2 中

1号链窝是受冲击影响的最大区域,提取1号链窝卡链过程中的最大应变响应曲线,如图3所示。

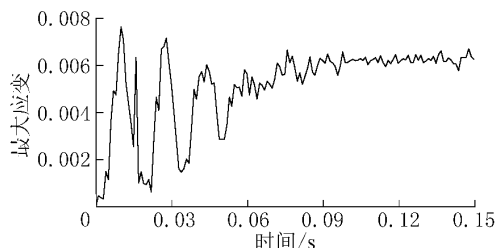


图3 链轮1号链窝卡链过程中最大应变历程

从图3可以看出,卡链瞬间,最大应变迅速增大至 7.71×10^{-3} ,然后快速减小,这是由于链轮具有初速度,且转动惯量很大(等效整个链轮传动系统),因此动能较大,撞击圆环链后,动能迅速转变为形变势能,因此最大应变迅速增至 7.71×10^{-3} ,此后链轮在弹力作用下向相反方向转动,最大应变相应减小,但是由于链轮堵转,电机输出力矩也相应迅速增加,在这些因素的综合作用下,链轮与圆环链循环“冲击—反弹”动作,从图3中可以看出,这个过程循环了4次,大约耗时0.06s,且随着循环次数的增加,最大应变逐渐降低,循环4次过后,最大应变随着电机输出力矩的增加同步增加,最后稳定于 6.16×10^{-3} 左右。

2) 链轮1号链窝特殊点应变响应。卡链冲击过程中,最大应变数值及其发生位置都随时间变化而变化,然而,仅靠最大应变这一指标还难以描述整个卡链冲击过程,为此选定链轮链窝区域的一些特殊点进行分析。

图4显示了卡链后第1次冲击终点时刻(卡链后0.009s)链轮1号链窝的应变分布情况,从图4可以看出,应变较大区域主要集中于链窝底部靠近立环开档处,这与静态接触分析相吻合。

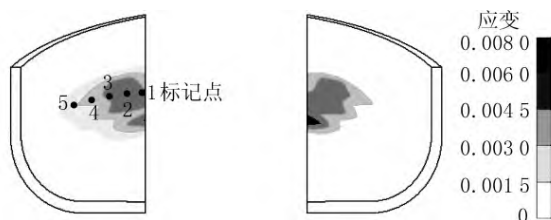
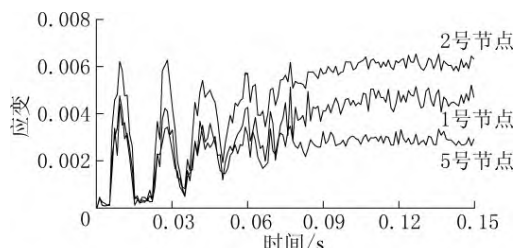


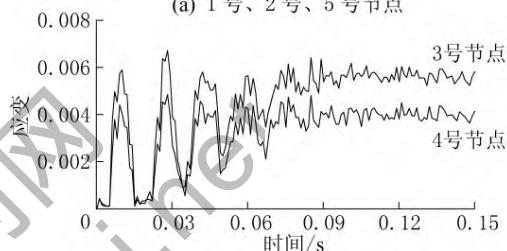
图4 链轮1号链窝最大应变及其标记点分布

图5给出了卡链冲击过程中1号链窝的5个标记点位置的应变历程曲线,从图5可以看出,特殊点的应变走势与最大应变走势相同,先后经历4次“小—大—小”循环,但是每次循环的最大应变的

位置发生了变化,见表1。0.060s过后,节点的应变跟随电机驱动力矩的增大同步增大,并且从大到小依次为2号、3号、1号、4号、5号标记点(在有限元模型中又称为节点)。



(a) 1号、2号、5号节点



(b) 3号、4号节点

图5 链轮1号链窝标记点应变历程

表1 链轮1号链窝标记点应变

时间/s	标记点应变/ 10^{-3}					最大应变值的标记点号
	1号	2号	3号	4号	5号	
0.009	4.76	6.22	5.75	4.42	4.40	2号
0.029	4.10	6.27	6.73	4.85	3.42	3号
0.042	3.50	5.41	5.81	4.42	3.08	3号
0.060	4.19	5.73	5.63	4.31	3.43	2号

3) 链轮1号链窝法向接触力。链轮与圆环链之间的法向接触力,直接影响了它们之间的摩擦力大小,而摩擦力会影响链轮磨损。图6给出了卡链后第1次冲击终点时刻(0.009s)链轮1号链窝法向接触力分布情况,从图6可以看出最大法向接触力为 2.64×10^4 N,位于图4中2号标记点附近。

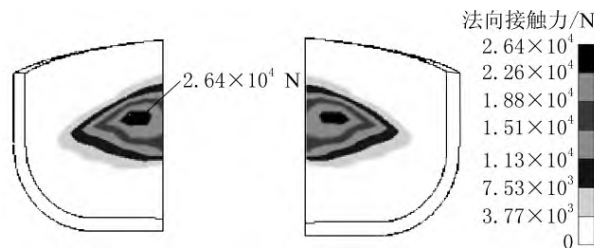
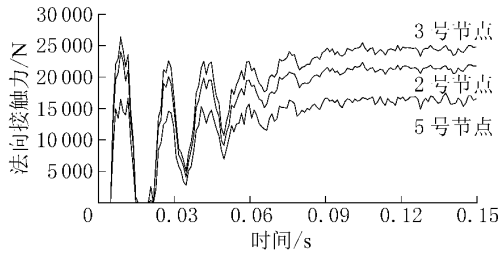


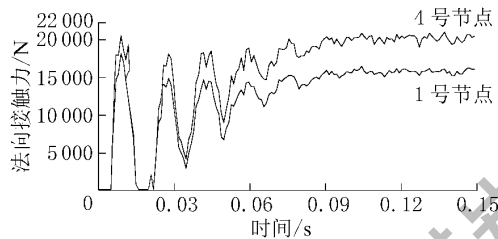
图6 链轮1号链窝法向接触力分布

图7为卡链冲击过程中1号链窝的5个标记点位置的法向接触力历程曲线,从图7可以看出,标

记点的法向接触力走势与最大应变走势相同, 0.06 s 内经历 4 次“小一大一小”循环后, 跟随电机驱动力矩的增大同步增大, 并且从大到小依次为: 3 号、2 号、4 号、5 号、1 号标记点; 整个卡链过程中, 3 号节点所受的切向接触力始终保持最大, 且在第 1 次冲击终点时刻 (0.009 s), 法向接触力达到最大值 26 366.5 N。



(a) 2 号、3 号、5 号节点



(b) 1 号、4 号节点

图 7 链轮 1 号链窝标记点法向接触力历程

4) 链轮 1 号链窝切向力。卡链后 0.029 s 时, 链轮 1 号链窝切向力分布如图 8 所示, 卡链过程中标记点的切向力历程曲线如图 9 所示, 从图 9 可以看出, 卡链后 0.029 s, 3 号节点所受的切向力最大, 为 2 398.5 N, 其他时间所有节点的切向力处于 1 500 N 以下, 与法向力相比很小, 几乎可以忽略不计。

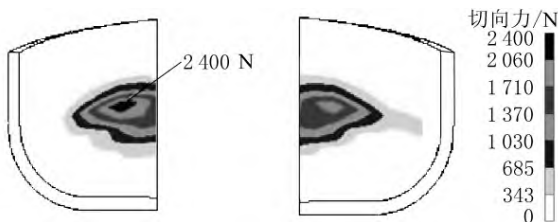
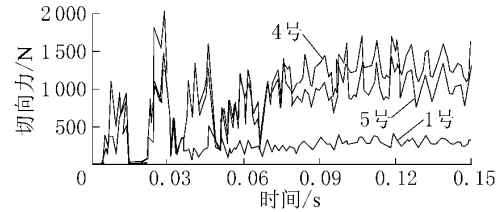


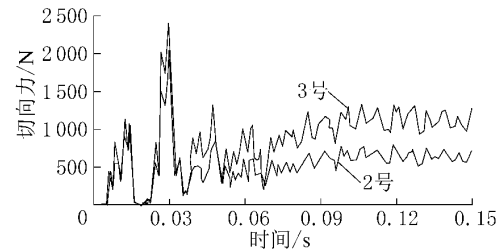
图 8 链轮 1 号链窝切向力分布

5) 链轮 1 号链窝摩擦力。摩擦力是揭示链轮与圆环链之间接触机理的一个重要指标, 在分析过程中, 选用了库仑摩擦模型, 因此摩擦力的分布情况与法向力的分布情况相同, 只是数值上相差一个系数。

应用瞬态动力学分析软件 MSC. Dytran, 建立



(a) 1 号、4 号、5 号节点



(b) 2 号和 3 号节点

图 9 链轮 1 号链窝标记点切向力历程

了刮板输送机链轮传动系统等效动力学模型, 并对其进行了卡链工况下的动力学分析。分析得出卡链过程中, 链轮最大应变的变化规律如下: 随着链轮与圆环链“冲击—反弹”, 最大应变在 0.06 s 内经历 4 次“小一大一小”周期性变化, 且随着循环次数的增加, 应变峰值逐渐降低, 随着电机输出力矩的增加应变同步增加, 最后稳定于 6.16×10^{-3} 左右, 冲击过程中, 最大应变达到 7.71×10^{-3} 。选定链轮上 5 个特殊位置的标记点, 分析得出卡链过程中, 其应变、法向接触力、切向力、摩擦力的变化规律。

参考文献:

- [1] 闵希春, 杨广衍, 吴宏涛, 等. 基于 ANSYS 的刮板输送机圆环链的有限元分析 [J]. 机械设计与制造, 2011 (6): 106-107.
- [2] 刘广利, 吴 坤, 魏 泰, 等. SGZ630 刮板输送机链轮的有限元分析 [J]. 煤矿机械, 2011, 32 (6): 98-100.
- [3] 张 艳. 刮板输送机的结构及常见故障 [J]. 煤炭技术, 2003, 22 (12): 16-18.
- [4] 姜红民. 刮板输送机链轮轴组失效分析及改进 [J]. 矿山机械, 2010, 38 (9): 120-121.
- [5] 滕万庆, 王芝秋. 一种柴油机发电机组的转动惯量估算方法 [J]. 内燃机学报, 2010, 28 (6): 546-550.
- [6] 丁沛然, 钱 纯. 非线性瞬态动力学分析: MSC. Dytran 理论及应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [7] 陆文程, 赵继云, 张德生, 等. 大功率刮板输送机软启动技术分析 [J]. 煤炭科学技术, 2009, 37 (10): 68-73.
- [8] 席庆祥, 雷志鹏. 综采面刮板输送机状态监测及故障诊断系统设计 [J]. 煤炭科学技术, 2011, 39 (10): 72-76.