

文章编号: 1006-1355(2013)04-0030-05

# 起重机回转支承轮齿冲击动态特征分析

王贡献, 汤文治, 杨继雪, 袁建明

( 武汉理工大学 物流工程学院, 武汉 430063 )

**摘 要:** 为明确回转支承轮齿间碰撞失效的动力学原因, 以回转支承的外齿圈齿轮为研究对象, 建立回转支承轮齿在制动停车下的冲击动力学理论计算模型, 并运用显式动力学有限元数值分析方法, 分析回转支承轮齿在不同回转速度下停车的动态响应特性, 探讨回转速度对回转支承外圈轮齿的影响规律。结果表明冲击载荷是引起点蚀和断齿的主要原因; 冲击响应随回转速度的增加而增加。

**关键词:** 振动与波; 回转支承; 外齿圈失效; 制动冲击载荷; 显式动力学; 有限元法

中图分类号: TB53; TH218; TH132.4

文献标识码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2013.04.007

## Shock Response Properties of Crane Slewing Bearing Under the Condition of Revolve Braking

WANG Gong-xian, TANG Wen-zhi, YANG Ji-xue, YUAN Jian-ming

( School of Logistic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China )

**Abstract :** In order to figure out the origin of the gear failure of crane slewing bearing, taking the outer race gear as research object, an impact dynamics calculation model of the gear under the condition of revolve braking was established, the shock response properties of the gear in different rotary speed were analyzed, and its general rule was discussed by using the explicit dynamics FEA analysis method. The result shows that the impulsive force is the main reason of gear surface pitting and brokenness; the shock responses are more serious while the rotary speed is increasing.

**Key words :** vibration and wave ; slewing bearing ; failures of the gear ; shock load ; explicit dynamics ; FEA analysis method

回转支承是一种特殊的大型轴承, 是大型起重机械的主要部件之一, 安装在转动结构与固定结构之间, 能够在承受轴向力、径向力、倾翻力矩的同时通过外圈齿轮传递转动力矩。起重机回转运动, 特别是当起重机在回转时制动停车, 巨大的惯性载荷将冲击外圈齿轮, 引起外圈轮齿损伤甚至断齿, 导致严重的安全事故<sup>[1]</sup>。目前国内外对回转支承的研究主要集中在分析径向载荷与倾覆弯矩载荷以及轴

向载荷与倾覆弯矩载荷耦合作用下的轴承刚度和周向变形<sup>[2]</sup>以及分析椭圆形滚道回转支承滚动体与内外圈的接触疲劳情况<sup>[3, 4]</sup>, 对于外齿圈轮齿损坏和断齿现象的研究较少, 另外文献<sup>[5]</sup>提出了回转支承装置的故障机理及故障诊断方法, 但主要也只是在探讨滚动体与滚道接触的疲劳损伤以及诊断方法。

本文以回转支承的外齿圈齿轮为研究对象, 探讨在不同回转速度制动停车时, 冲击载荷对回转支承外圈轮齿的影响。通过建立回转支承轮齿在制动停车下碰撞的理论计算模型, 运用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA 对模型进行仿真模拟, 分析其动力特性及冲击响应, 以明确回转支承轮齿间碰撞失效的动力学原因, 为起重机实际工作回转速度选取、回转支承选型以及制动力矩制动时间制定提供理论参考依据。

收稿日期: 2013-04-02; 修改日期: 2013-05-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目: 大型集装箱起重机地震动力学行为与抗震性能评估方法研究 (51275369)

作者简介: 王贡献(1976-), 男, 博士, 武汉理工大学物流工程学院, 副教授; 研究方向: 结构动力学及试验研究; 港口大型机械动力学。

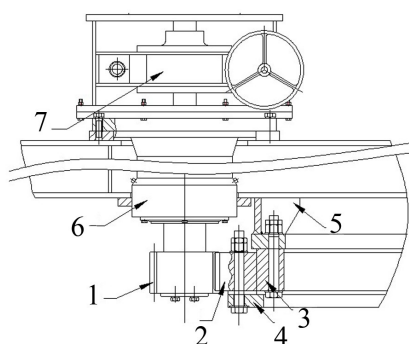
E-mail: wanggongxian@gmail.com;

E-mail: wgx@whut.edu.cn

# 1 回转制动停车引起的冲击载荷

## 1.1 冲击载荷的描述

回转机构的基本结构如图1所示,电机系统小齿轮与回转支承外圈齿轮啮合传动过程中制动停车,小齿轮瞬间冲击外圈轮齿,冲击载荷引起外圈轮齿动载效应的大小,取决于有效冲击质量 $m$ 、初始冲击速度 $v_s$ 、制动力 $F$ 、轮齿间的接触刚度 $k$ 及接触阻尼 $c$ <sup>[6]</sup>。



1. 小齿轮 2. 外齿圈 3. 内圈 4. 支承圆筒  
5. 回转部分 6. 减速器 7. 制动器  
1. Pinion 2. Outer race gear 3. Inner race  
4. Supporting cylinder 5. Rotating part  
6. Speed reducer 7. Brake

图1 回转系统结构图

Fig. 1 Structure of revolving system

制动停车时,旋转部分的动能主要由制动器消耗,制动力矩 $T$ 通过减速器传递到小齿轮转轴,等效于在啮合沿运动方向处施加作用力 $F$ ,可表示如下

$$F = T \times i_j / r_1 \quad t \leq t_0 \quad (1)$$

式中 $r_1$ 为小齿轮啮合半径,可近似认为在分度圆上啮合, $i_j$ 为减速器传动比。

小齿轮轮齿与外圈轮齿冲击时,通常冲击持续时间约为几毫秒,碰撞接触位移相对于结构尺寸可以忽略不计,可认为碰撞仅有切向碰撞,系统模型可简化为如图2所示<sup>[7, 8]</sup>。

在一个制动周期内,第 $i$ 次啮合时系统动力学方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (2)$$

由文献[6]可知,电机系统小齿轮轮齿与回转支承外圈轮齿间的接触阻尼为黏性阻尼,在正常润滑条件下,取阻尼系数 $c = 0.1 \ll 2\sqrt{km}$ ,故可忽略阻尼的影响,方程简化为

$$m\ddot{x} + kx = F \quad (3)$$

满足初始条件<sup>[9]</sup>

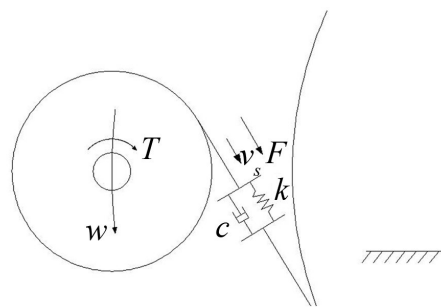


图2 动力学模型

Fig. 2 Dynamic model

$$\begin{cases} x(0) = 0 \\ \dot{x}(0) = v_{si} \end{cases} \quad (4)$$

由式(3)可知,在冲击的较短时间内, $F$ 是一个与时间无关的常量,只影响系统静平衡位置,不参与积分,得到系统响应

$$x_i(t) = \frac{v_{si}}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{F}{k} \quad (5)$$

$$\text{式中: } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

则小齿轮轮齿对外圈轮齿的冲击载荷函数 $f_i(t)$ 可表示为。

$$\begin{cases} f_i(t) = \frac{kv_{si}}{\omega_n} \sin \omega_n t + F, & t \leq \tau \\ f_i(t) = F, & t > \tau \end{cases} \quad (6)$$

式中 $\tau$ 为冲击持续的时间, $\tau = \pi / \omega_n$ 。

## 1.2 相关系数的确定

由式(6)知,为求得冲击载荷,需要先确定齿轮啮合接触刚度 $k$ 以及冲击速 $v_{si}$ 。

对于直齿轮啮合,轮齿的啮合刚度是一个很复杂的参量,刚度曲线是阶段性突变的<sup>[10]</sup>,本文采用平均啮合刚度来代替瞬间啮合刚度来简化计算,其产生的误差,可满足工程研究对精度的要求<sup>[11]</sup>。

在载荷作用下,外啮合刚性齿轮的单位齿宽刚度可按式计算

$$k_d = \frac{1}{q} \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m} \quad (7)$$

式中 $q$ 为单位齿宽柔度,对于非变位齿轮,单位齿宽柔度 $q$ 可由小齿轮的当量齿数 $Z_{v1}$ 及大齿轮的当量齿数 $Z_{v2}$ 表示如下<sup>[11]</sup>

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{Z_{v1}} + \frac{0.25791}{Z_{v2}} \quad (8)$$

对于直齿圆柱齿轮 $Z_{v1}=Z_1, Z_{v2}=Z_2$ 。

平均啮合刚度<sup>[11]</sup>

$$k = (0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)k_d \cdot b \quad (9)$$

式中 $b$ 为齿宽, $\varepsilon_\alpha$ 为端面重合度,可按文献[12]

中图2.92计算选取。

在停车制动,小齿轮与外齿圈每次冲击瞬间,可认为小齿轮角速度为零,则每次小齿轮轮齿对外齿圈轮齿的冲击速度为

$$v_{si} = \omega_i \times r_2 \times \cos \theta \quad (10)$$

式中  $r_2$  为外齿圈啮合半径;  $\theta$  为初始压力角;  $\omega_i$  为第  $i$  次啮合的回转速度,可按下式求出

$$\omega_i = \omega - \frac{2(i-1)}{t_z \times Z_2} \quad (11)$$

其中  $\omega$  为初始回转速度;  $t_z$  为制动时间。

求解以上各式并代入(5)和(6),即可得到冲击载函数及最大冲击力。

## 2 外齿圈数值解法

### 2.1 LS-DYNA 计算理论

在求解动力学问题时,运用有限元法将动力学方程在空间上离散后,变为常微分方程组

$$[M]\{U\} + [C]\{U\} + [K]\{U\} = \{R\}$$

ANSYS 提供两种方法求解该方程组

(1) Newmark 时间积分法;

(2) ANSYS/LS-DYNA 显式动力分析法。

Newmark 时间积分法(亦称时间历程分析),主要基于虚功原理,认为如果惯性力和阻尼作用不重要,就可以用静力学分析代替瞬态分析。该方法需要占用较大系统资源,对于大型动力学模型可能会出现迭代过程不收敛或者迭代方程组出现病态而无确定的解。

ANSYS/LS-DYNA 显式动力分析法主要基于中心差分(显式)法,能快速求解瞬时大变形动力学、大变形和多重非线性准静态问题以及复杂的接触碰撞问题。在求解复杂问题时,不会出现难以收敛的问题,非常适合于曲面较多,模型复杂的工程动力学问题的求解。

### 2.2 数值模型建立与求解

回转支承外齿圈结构复杂,特别是有大量的齿廓外形,曲面建模难度极大,ANSYS 虽然自带有建模功能,但是在处理这些复杂曲面时却极为吃力。所以由 solidworks 中完成外齿圈的建模过程,并导出曲面设定为 ANSYS 的 IGES 格式文件,否则导入后将出现错误。为节省计算时间,同时考虑到外圈固定方式,故仅选取两相邻螺栓孔间部分作为主研究对象(如图3所示)。

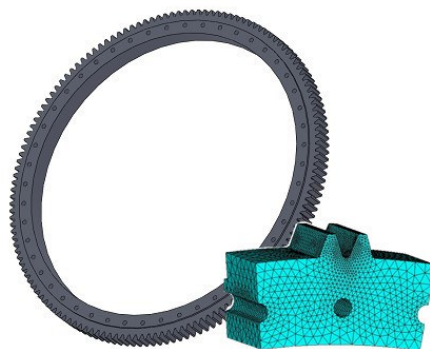


图3 外齿圈模型

Fig. 3 Outer race gear model

在启动 ANSYS 时,选择 License 文件为 ANSYS STRUCTURAL/LS-DYNA,即可在通用 ANSYS 界面下进行 LS-DYNA 显式动力分析,它集成了 ANSYS 的前处理器和 LS-DYNA 求解器,极大的方便了用户的建模与求解过程。进入 GUI 界面后,选择算法 LS-DYNA Explicit,可过滤掉多余的选项卡。

外齿圈模型导入 ANSYS 后为实体模型,在运用 ANSYS/LS-DYNA 进行显式动态分析时,实体模型可选用 SOLID 164 单元和 SOLID 168 单元。SOLID 164 单元为 3D 六面体结构单元,使用单点积分和沙漏控制,可以得到较快的单元列式,但是在 Mesh 复杂曲面时容易退化为四面体单元,影响计算的准确度。外齿圈模型选用 SOLID 168 单元,该单元为 3D 四面体结构 10 节点显式动态单元,它非常适合于划分那些从各种 CAD/CAM 系统中生成的不规则模型的网格。

加载时,为了更好的模拟真实载荷,选择用载荷曲线(Load Curve)进行加载,将冲击持续时间  $\tau$  等分为  $N$  等份,每个时间点计算出  $\tau_i$  对应的冲击力  $f(t)$ ,定义两个数组,将上述两组值存入数组中,添加曲线(Add Curve),横坐标选择时间,纵坐标选择冲击力,即可近似的模拟出连续载荷曲线,使得分析结果更加准确。

## 3 数值算例

### 3.1 基本参数

选择 GQ1018 型固定式起重机所用回转支承的外齿圈轮齿为实际研究对象,分析该起重机在不同回转速度下制动停车,回转支承外圈齿轮冲击响应。该机采用的回转支承型号为 011.60.2000,整个回转支承采用 45 号钢,啮合参数及外形尺寸见表 1 至表 2。

表 1 啮合参数  
Tab. 1 Engagement parameter

小齿齿数	外圈齿数	模数	齿宽 mm	最大制动力矩 Nm	制动时间 s	减速器传动比
13	139	16	120	420	4	56

表 2 外形尺寸(mm)  
Tab. 2 Outside size

螺孔直径	布置半径	螺孔数量	内径
30	1 055	48	1 998

### 3.2 额定工作速度下的数值解

该机标定额定回转速度为 1.5 r/min，制动力矩达到最大力矩 80 %时，可保证制动时间要求，按照理论公式计算得到制动停车第 1 次啮合小齿轮对外齿圈的冲击载荷如下：(kN, ms)

$$\begin{cases} f_1(t) = 39.8 \sin 8.1t + 177.69, & t \leq 0.388 \\ f_1(t) = 177.69, & t > 0.388 \end{cases}$$

在 ANSYS/LS-DYNA 中对模型施加以上载荷，得到外齿圈轮齿动态响应，图 4 为结构的最大响应及应力分布云图。

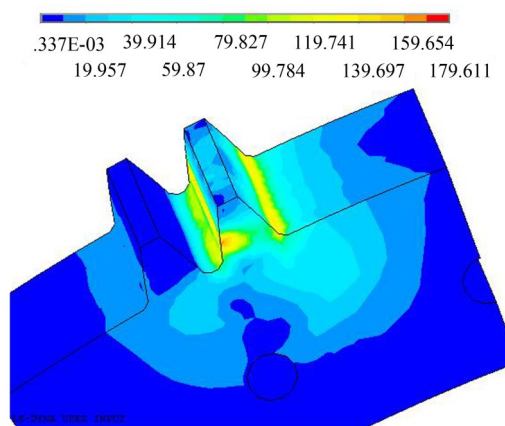
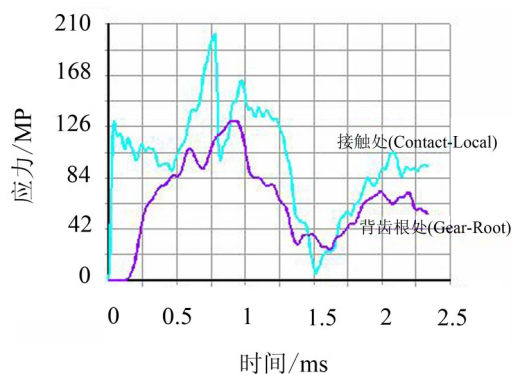


图 4 外齿圈应力云图

Fig. 4 The stress contour of outer race gear

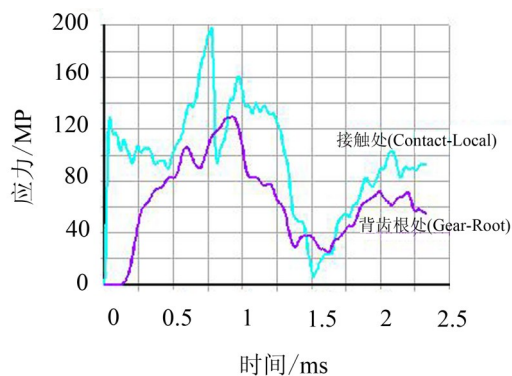
工程实际中，外齿圈最常见的问题即接触点蚀和齿根断齿，由上图可以看出外齿圈沿冲击载荷方向处及背齿根处响应应力最大，这与实际情况极为吻合。图 5 所示为额定工作速度开始制动三次啮合冲击，冲击接触处 (Contact\_Local) 及背齿根 (Gear\_Root) 处前 3 阶应力响应曲线。由图可知，每一次啮合冲击，轮齿的响应频谱是相似的，应力值在

逐渐降低；随着制动的持续，回转速度降低，制动停车引起的冲击载荷对外齿圈的破坏在逐渐减小。



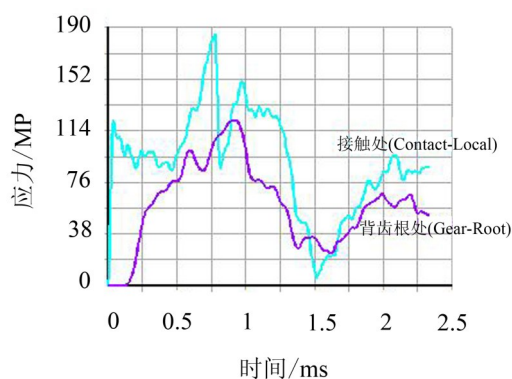
(a) 第一次啮合冲击

(a) 1 st engagement shock



(b) 第二次啮合冲击

(b) 2 nd engagement shock



(c) 第三次啮合冲击

(c) 3 rd engagement shock

图 5 额定工作速度应力响应曲线

Fig. 5 Response stress curves of rated speed



### 3.3 额定工作速度下的数值解

起重机在实际工作过程中,由于工作的繁忙程度,往往回转速度存在一定的波动,按照要求,其回转制动时间不应大于4 s。设回转制动保持匀减速回转运动,回转部分转动惯量 $J$ 不变,由式

$$T = J\dot{\omega} = J \times \frac{d\omega}{dt}$$

假设制动停车所耗时间不变,可以求出回转速度不高于1.8 r/min时,制动力矩不超出最大力矩并且正比于回转速度 $\omega$ 。按照以上假设,可以求出不同回转速度下,冲击接触处(Contact\_Local)及背齿根(Gear\_Root)处的最大响应应力值,图6所示为最大响应应力随回转速度在一定范围内变化的曲线。由该曲线可知,在最大制动力矩范围内,最大响应应力与回转速度近似成正比关系;随着回转速度的增加,冲击接触处的响应应力要比背齿根处增大得更快。

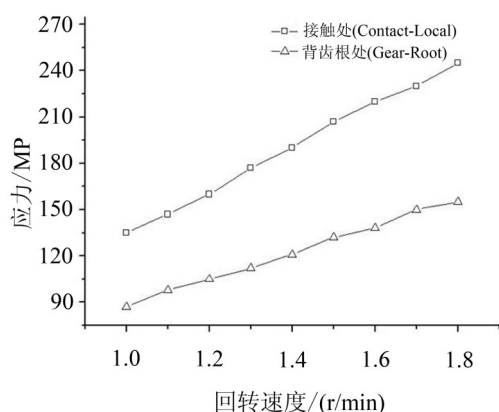


图 6 最大响应应力与回转速度曲线

Fig. 6 Curves of maximum response stress in different rotary speed

## 4 结 语

在回转制动停车的过程中,制动冲击载荷将引起回转支承外齿圈轮齿强烈的振动响应,最大响应通常发生在啮合冲击接触处和背齿根处,极易引起断齿和点蚀现象的发生;在每种回转速度下,随着制

动的进行,啮合冲击逐渐减小,直至减少为零,回转停止;随着回转速度的增加最大响应应力有极为明显的增加,并且啮合冲击接触处的最大应力增加更快。

本文利用显式动力学有限元理论来分析大型结构冲击模型,得出回转支承随回转速度的变化规律,提供了求解该类问题的一种新思路,对回转支承选型及回转速度、制动力矩、制动时间的选择有一定的指导意义。

### 参考文献:

- [1] 徐立民,陈卓. 回转支承[M]. 合肥:安徽科学技术出版社,1988.
- [2] 余海东,丁晟,张凯之,等. 盾构机主轴回转支承轴承刚度及变形特性研究[J]. 中国机械工程,2011,22(4): 452-457.
- [3] 孙伟,秦伟,朱斌,等. 回转支承有限元接触分析[J]. 机械传动,2010,34(6): 73-75.
- [4] Glodez,Srečko, Potocnik,Rok, Flašker, Joze. Computational model for calculation of static capacity and lifetime of large slewing bearing's raceway [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 47(1):16-30.
- [5] 叶燚玺. 大型回转支承装置故障机理及故障诊断技术的研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2005.
- [6] 许立新,杨玉虎,刘建平,等. 链传动啮合冲击理论分析及有限元模拟[J]. 天津大学学报,2010,43(2): 132-137.
- [7] 陈思雨,唐进元,谢耀东. 齿轮传动系统的非线性冲击动力学行为分析[J]. 振动与冲击,2009,28(4): 70-75.
- [8] 沈希忠,张培芝. 载荷对齿轮振动的影响[J]. 噪声与振动控制,2001,2001(4): 23-26.
- [9] Choi W, Joinson G E. Vibration of roller chain drives at low, medium and high operating speeds [C]. Proceedings of the 14 th Biennial ASME Conference on Vibration and Noise. Albuquerque, N M, USA, 1993, 63:29-40.
- [10] 丁康,李巍华,朱小勇. 齿轮及齿轮箱故障诊断实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- [11] 杨晓宇. 齿轮传动系统动力学特性的有限元分析及试验方法研究 [D]. 长春:中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,2005.
- [12] 马连湘,刘光启,王文中. 化工设备算图手册[M]. 北京:化学工业出版社,2003.