文章编号：1006-1355(2014)04-0153-04+160

回转类起重机回转齿轮振动控制

王贡献，李曾曾，袁建明
（武汉理工大学 物流工程学院，武汉 430063）

摘 要：为了探讨起重机回转制动造成回转机构齿轮发生齿面点蚀或断齿等失效机理，建立带阻尼的回转机构制动过程动力学模型，并利用显式动力学有限元方法对回转齿轮制动过程进行数值仿真，考察了起重机旋转部分的巨大惯性及回转机构齿轮啮合间隙引起的回转齿轮动态冲击响应特征，比较了不同形式的阻尼对振动冲击的抑制效果。结果表明，阻尼元件引入可以有效的抑制回转齿轮的冲击载荷，其中非线性的流体阻尼对回转机构制动过程振动冲击抑制效果显著。

关键词：振动与波；回转机构；齿轮失效；阻尼元件；制动冲击载荷；振动控制
中图分类号：TB53；TH703.62；TH113.1 **文献标识码：**A **DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1335.2014.04.033

Vibration and Impact Control of Crane’s Slewing Gears

WANG Gong-xian，*LI Zeng-zeng*，*YANG Jian-ming*
(School of Logistic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China)

Abstract : In order to study the failure mechanism of slewing gears of cranes, a dynamic model of a set of mating gears with damping under the emergency braking is established. The explicit dynamic fine finite element method is used to analyze the braking process of the mating gears. The dynamic impact response of the gears induced by the huge inertia of the slewing part of the crane and the gap between the mating gears is investigated, and the anti-shock effect of different kinds of damping is discussed by using the explicit dynamic FEA method. The results show that the damping can effectively suppress vibration and impact load of the slewing mating gears, and the non-linear fluid damping has a good effect for suppressing the vibration impact in the braking process of the slewing mechanism of the crane.

Key words : vibration and wave ; slewing mechanism ; gear failure; damping element ; braking impact loads ; vibration control

回转机构是回转类起重机的重要工作机构，一旦发生故障，极易导致严重的安全事故，而维修则需要将几十吨重的上部回转结构顶升到一定高度[1]，过程不仅复杂而且非常危险。张家港务集团宋传亮等针对该港口4台M 1030型门座式起重机回转机的修复工作，指出回转类起重机回转齿轮、齿圈及滚道的现场及时修复是港务局码头作业部门的一个棘手的问题[2]，目前国内外，发现回转机构失效的主要原因是回转机构实际工作过程中特别是在制动过程中急打反转，由于大小齿轮间存在间隙，系统经碰撞后的运动是自振频率的小阻尼振动[3,4]，采用齿轮传动的回转机构在制动过程中产生明显的振动冲击，从而加速回转齿轮的失效。为此，设计者们往往是通过增加零部件的尺寸或者采用优质材料[5,6]，使得工艺难度和成本随之增加，但并不能从根本上解决问题。

本文提出在回转机构中添加阻尼元件来控制其在制动过程中的振动响应、消耗冲击能量，进而改善回转机构制动过程中回转机构制动造成的大小齿轮啮合时产生的冲击力较大的现象，建立数学模型进行理论分析、并借助动力学仿真软件LS-DYNA进行数值仿真，探讨不同的阻尼形式对回转齿轮振动

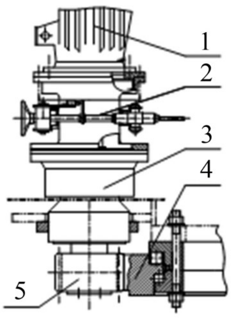
收稿日期：2014-02-18
基金项目：国家自然科学基金资助项目：
（基金编号：51275369）
作者简介：王贡献(1976-)，男，博士，副教授；研究方向：结构动力学及试验研究；港口大型机械动力学。
E-mail: wanggongxian@gmail.com;
wgx@whut.edu.cn
通讯作者：袁建明（1977- ），男，博士，副教授；研究方向：物流港口装备设计。
E-mail: whtu_yjm@163.com

冲击的抑制效果，为回转类起重机回转机构的设计以及对现有回转类起重机回转机构改进提供理论基础。

1 回转齿轮振动特征分析

1.1 回转机构制动过程分析

回转机构常用的布置形式如图1，制动过程中，制动器提供一个恒定的制动力矩 T，小齿轮与大齿圈脱离啮合状态，由于齿轮啮合间隙，上部回转机构带动小齿轮撞击大齿圈，产生一个持续时间在几毫秒的冲击，由于冲击可以造成较大的齿面应力，容易引起回转齿轮失效。



1 驱动电机 2 制动器 3 减速器
4 回转大齿圈 5 回转小齿轮

图1 回转机构布置图

1.2 引入阻尼的回转齿轮振动系统

在小齿轮与减速器输出轴之间引入阻尼元件，简化的回转机构制动过程有间隙带阻尼振动系统如图2所示，图中 J 为小齿轮及上部回转机构等效到减速器输出轴上的转动惯量。

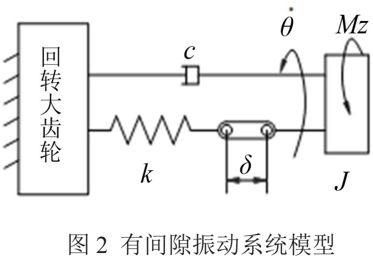


图2 有间隙振动系统模型

由于冲击时间较短，静阻力矩 M_z 可以认为是常量，进行振动分析时略去不计，假定作用在系统的阻尼是线性阻尼，回转齿轮系统的动力学方程可以表述为

$$J\ddot{\theta}(t)+c\dot{\theta}(t)+k(t)\theta(t)=0 \tag{1}$$

式中 J 为起重机旋转部分转化到高速轴的转动惯量，$\theta(t)$ 为小齿轮公转转角。

由于齿间存在间隙，所以 $k(t)$ 为

$$k(t)=\begin{cases}k & \theta(t)\geqslant\delta/R\\ 0 & \theta(t)<\delta/R\end{cases} \tag{2}$$

式中 k 为齿轮啮合等效扭转刚度，δ 为齿间间隙，R 为回转半径。

(1) 在碰撞之前，小齿轮在阻尼作用下做减速运动，式(1)简化为

$$\ddot{\theta}(t)+\frac{c}{J}\dot{\theta}(t)=0 \tag{3}$$

式(3)满足初始条件[7]

$$\begin{cases}\theta(0)=0\\ \dot{\theta}(0)=\omega_0\end{cases} \tag{4}$$

得到微分方程的特解

$$\theta(t)=\frac{J\omega_0}{c}(1-e^{-\frac{c}{J}t}) \tag{5}$$

当 $t=-\frac{J}{c}\ln(1-\frac{\delta c}{J\omega R})$ 时，$\theta(t)=\delta/R$，这时候碰撞开始；

(2) 当 $t\geqslant-\frac{J}{c}\ln(1-\frac{\delta c}{J\omega R})$ 时，式(1)转化为

$$\ddot{\theta}(t)+2\xi\omega_n\dot{\theta}(t)+\omega_n{}^2\theta(t)=0 \tag{6}$$

式中 $\omega_n=\sqrt{\frac{k}{J}}$，$\xi=\frac{c}{2\sqrt{Jk}}$。

式(6)满足初始条件

$$\begin{cases}\theta(0)=\delta/R\\ \dot{\theta}(0)=\dfrac{J\omega_0{}^2}{J\omega_0-\delta c/R}\end{cases} \tag{7}$$

此处应该采用较大的阻尼，使得初始激励输入给系统的冲击能量很快就被阻尼消耗掉，避免回转机构往复振动，即满足所谓过阻尼条件，这种情况下微分方程的解

$$\theta(t)=\frac{J\omega_0}{J\omega_0-\delta c}\cdot\frac{\omega_0}{2\omega_n\sqrt{\xi^2-1}}(e^{s_1t}-e^{s_2t}) \tag{8}$$

式中

$$s_{1,2}=(-\xi\pm\sqrt{\xi^2-1})\omega_n(\xi>1)$$

由式(8)可以看出，齿轮碰撞后，回转机构的制动冲击振动响应得到明显的衰减。前面讨论了线性阻尼对系统的影响，为了比较不同形式的阻尼对回转机构冲击振动的抑制效果，选用两种常用的非线性阻尼器进行比较，它们的性能参数如式(9)所示

$$F_d=\begin{cases}\gamma\dot{\theta}^2(\text{非线性阻尼}a)\\ \gamma\sqrt{\dot{\theta}}(\text{非线性阻尼}b)\end{cases} \tag{9}$$

式中 γ 为阻尼系数，F_d 为阻尼力。将在后面的仿真分析中，建立了带有不同形式阻尼的有限元限元模型进行数值计算，通过仿真分析这几种阻尼形式对回转机构制动过程振动冲击的抑制作用，对结果进行比较，找到其中效果较好的阻尼形式，作为在回

转类起重机的回转机构中添加阻尼元件的理论参考依据。

2　回转制动载荷激励下回转齿轮强度分析

2.1　回转齿轮有限元模型建立及仿真计算

以门座式起重机MQ 3235为例，在ANSYS/LS-DYNA中建立回转机构制动齿轮模型，选择合适的单元类型、材料模型及实常数，划分单元后生成如图3所示的有限元模型，在网格划分完成后，需要定义部件（PART），以方便进行碰撞接触设置。按照回转机构的特点对各个部分施加约束和载荷并生成动力学计算所需的K文件，导入到LS-DYNA计算程序，由于在ANSYS/LS-DYNA中不能设定回转小齿轮轴和上部回转结构之间的连接关系，这里需要对K文件进行必要的修改才能对回转机构制动过程进行计算分析。借助后处理器LS-PrePostd提取出必要的图表数据进行分析。

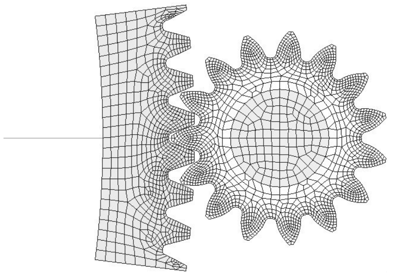


图3 回转齿轮有限元模型

2.2　回转齿轮仿真结果与评价

为了分析回转制动工况下最恶劣的情况，在回转制动初始时刻，设定回转小齿轮和回转大齿圈为单齿碰撞啮合进行动态仿真。图4—图7分别为小阻尼条件下回转小齿轮和回转大齿圈最大齿面接触应力和齿根弯曲应力单元时间历程变化曲线。在制动开始时刻，回转小齿轮和回转大齿圈出现剧烈碰撞，齿面接触和齿根弯曲应力值出现峰值，随着时间推移，应力值趋于稳定。这是由于回转机构本身带有小阻尼，振动曲线是一种减幅振动。

结果表明，回转机构制动过程存在明显的振动冲击现象，造成齿面和齿根应力较大，最终导致回转齿轮失效。

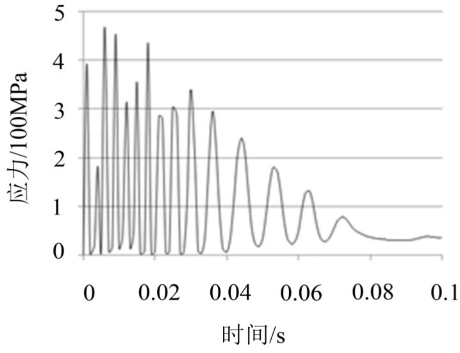


图4 回转小齿轮最大应力单元时间历程变化曲线

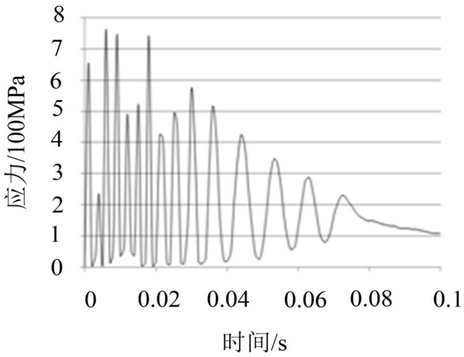


图5 回转小齿轮齿根处应力时间历程变化曲线

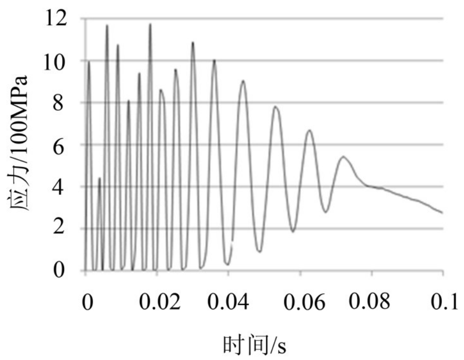


图6 回转大齿圈最大应力单元时间历程变化曲线

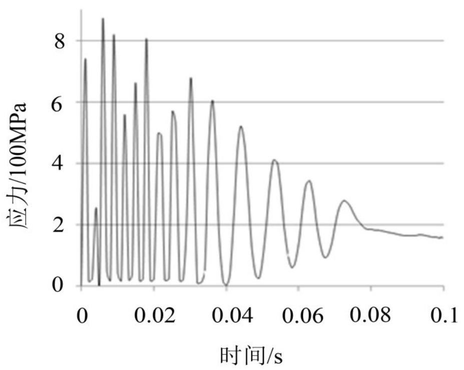


图7 回转大齿圈齿根处应力时间历程变化曲线

3　不同形式的阻尼对振动冲击抑制效果分析及比较

3.1　回转齿轮振动系统阻尼值计算

本文在回转小齿轮和回转驱动之间设置阻尼器，使得在制动初始阶段回转小齿轮仍以一定转速绕着回转大齿圈啮合。线性阻尼的阻尼系数c按下式进行计算可以达到过阻尼的效果

$$c = F_n r \cos\alpha / \dot{\theta} = 9.46\times10^4\ \mathrm{N\cdot m\cdot s/rad} \tag{10}$$

式中 F_n 为回转齿轮法向力，取碰撞之初回转小齿轮和回转大齿圈之间的接触力7.5×10^5 N；r 为回转小齿轮分度圆半径，MQ 3235取值0.165 m；α 为回转小齿轮压力角，MQ 3235取值20°。

在LS-DYNA中非线性阻尼参数是通过离散的点坐标拟合曲线导入的：取碰撞之初回转小齿轮和回转大齿圈之间的接触力为7.5×105 N，转速取1.228 7 rad/s，计算出对应的 γ 值，把表示转速的横坐标离散，计算出每个转速对应的阻尼力 F_d 的大小，拟合出非线性阻尼对应的 F_d - $\dot{\theta}$ 曲线 [8, 9]。把相应的离散数值输入到LS-DYNA的K文件中进行计算。

3.2 不同形式的阻尼对回转齿轮制动载荷激励抑制结果

图8-图11是在不同阻尼作用下回转机构动态响应结果。从图8和图10可以看出，在制动过程中，回转小齿轮和回转大齿圈在三种形式的阻尼作用下，都没有出现剧烈冲击，阻尼足够大、初始激励输入给系统的冲击能量很快就被消耗掉，系统没来得及往复振动。图9和图11中的大小齿轮齿根处应力相对无阻尼条件下最大应力也有所改善，其中线性阻尼作用下回转小齿轮和回转大齿圈最大接触应力分别为192 MPa和553 MPa，最大齿根弯曲应力分别为197 MPa和247 MPa，均在材料的许用应力范围内，安全裕度较大，非常安全。当齿轮单齿啮合到双齿啮合时，应力值减小。非线性阻尼作用下系统也没有出现剧烈振动，并且非线性阻尼 a 对振动冲击的抑制效果要比线性阻尼效果好：回转小齿轮和回转大齿圈最大接触应力分别为141 MPa和467 MPa，最大齿根弯曲应力分别为88 MPa和139 MPa，均小于线性阻尼作用下出现的相应的应力峰值。而阻尼 b 作用时，回转大齿圈的应力峰值达到2 101 Mpa，超过了回转大齿轮轮齿所允许的应力值。因

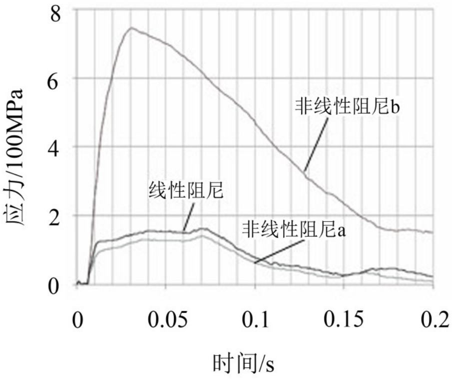


图8 回转小齿轮最大应力单元(齿面)时间历程变化曲线

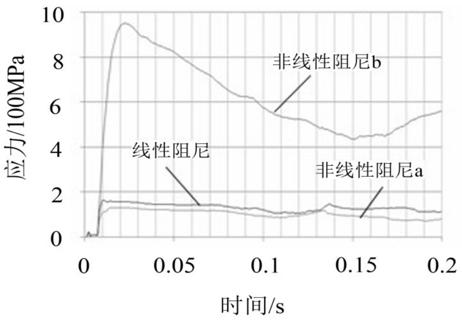


图9 回转小齿轮齿根处应力时间历程变化

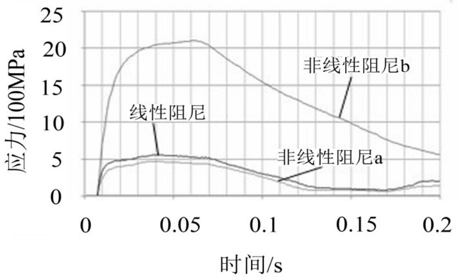


图10 回转大齿圈最大应力单元(齿面)时间历程变化曲线

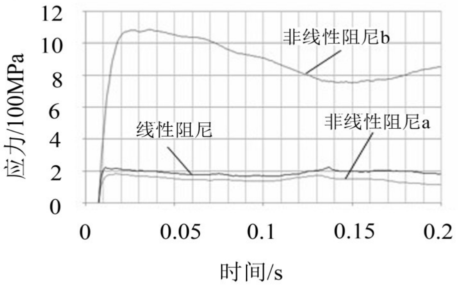


图11 回转大齿圈齿根处应力时间历程变化曲线

此，这种形式的阻尼不适合用与回转机构齿轮振动冲击的抑制。

4 结 语

（1）通过在回转小齿轮和转台之间引入了阻尼元件，可以有效的抑制回转制动时回转小齿轮和回转大齿圈之间的剧烈冲击，减少齿面磨损失效和齿根断裂失效事故，提高回转齿轮的使用寿命；

（2）其中非线性阻尼 a 对回转齿轮碰撞振动的控制效果较好。非线性阻尼 a 是常用的流体阻尼，易于实现，可以应用于回转类起重机回转齿轮冲击振动的抑制。

参考文献：

[1] 陈壮志. 用顶升法更换转台式门座起重机回转支承[J]. **起重运输机械**，2012(7)：108-109.

[2] 宋传亮，马连忠，王小平. 门机回转机构齿轮、齿圈和滚道修复工艺的研究和实践[J]. **物流技术**，2012，31(4).

（下转第160页）