

# 电磁铆枪缓冲系统建模与分析

李梦佳, 付智辉, 黄运凯, 张旭

长沙理工大学汽车与机械工程学院, 湖南 长沙

Email: mengjia.lee@qq.com, 1916994091@qq.com, huangyunkai1997@163.com, ddzhangxu@126.com

收稿日期: 2021年4月6日; 录用日期: 2021年5月30日; 发布日期: 2021年6月8日

## 摘要

电磁铆枪属于铆接装配过程中冲击加载执行器, 为了减小后坐力对人体或机械手伤害, 本文研究了阻尼器以及橡胶垫刚度对电磁铆枪后坐力的影响, 并提出了一种串联阻尼器形成的可变刚度模型, 将其与不可变刚度模型进行对比分析。结果表明1) 橡胶垫刚度以及阻尼器刚度的减小, 可起到减小电磁铆枪后坐力的作用; 2) 在缓冲位移不变的情况下, 不可变刚度模型最大后坐力为5478.1N, 可变刚度模型最大后坐力为4776.9N; 3) 不可变刚度缓冲时间为467.6 ms, 可变刚度模型缓冲时间为490.5 ms; 4) 可变刚度模型较不可变刚度模型, 后坐力降低了12.8%, 缓冲时间增加了4.9%, 缓冲效果显著提高。本文的研究成果对冲击加载过程后坐力防控具有一定的指导意义。

## 关键词

电磁铆枪, 不可变刚度模型, 可变刚度模型, 后坐力

# Modeling and Analysis of Buffer System in Electromagnetic Riveter

Mengjia Li, Zhihui Fu, Yunkai Huang, Xu Zhang

College of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha Hunan

Email: mengjia.lee@qq.com, 1916994091@qq.com, huangyunkai1997@163.com, ddzhangxu@126.com

Received: Apr. 6<sup>th</sup>, 2021; accepted: May 30<sup>th</sup>, 2021; published: Jun. 8<sup>th</sup>, 2021

## Abstract

Electromagnetic riveter is a loading actuator of riveting assembly process. In order to reduce the damage of recoil forces on robot or human body, the effect of dampers and rubbers on the recoil

forces was studied in this paper. The variable stiffness model on series dampers was proposed, and was compared with the fixed stiffness model. Results showed that 1) the recoil forces of electromagnetic riveter could be reduced by decreasing the stiffness of rubber and dampers; 2) On the premise of unchanged buffering displacement, the immutable and variable stiffness models were 5478.1N and 4776.9N, respectively; 3) The buffering times were 467.6 ms and 490.5 ms for the immutable and variable stiffness models, respectively; 4) Compared with the immutable stiffness model, the recoil forces of the variable stiffness model could be decreased by 12.8%. But the buffering time was increased by 4.9%, and the buffering effect was significantly improved. The results of this paper have a guiding significance for the prevention and control of recoil forces during impact loading process.

## Keywords

Electromagnetic Riveter, Immutable Stiffness Model, Variable Stiffness Model, Recoil Forces

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

后坐力问题是许多武器或动力装置设计过程中重点关注的话题，它不仅影响武器装备的稳定性，而且控制不佳可能对操作者产生重大伤害。

基于后坐力防控需求，众多学者对其也进行了大量研究，其中 Matthew J Hall [1]，申彪等[2]分析了车载转管机枪枪身与架座之间采用的 3 种连接方式对后坐力、机匣前冲与后坐位移的影响，得出预压力双向缓冲器可有效降低并快速衰减后坐力；印圣等[3]提出了一种刚度可变并带有阻尼的新型弹簧双向缓冲装置，大大降低了某航炮的后坐力和冲击。磁铆接技术[4] [5] [6]属于高速冲击加载装配工艺，电磁铆枪作为加载执行器，具有较大的输出力，与此同时也产生较大的后坐力。电磁铆枪虽然可设计成较小的体积，便于操作灵活，用于野外操作及高空作业，但由于后坐力太大，对人或机械手具有较大的冲击，从而限制了电磁铆枪的广泛应用。

近些年来，电磁铆接设备也不断改进研发[7] [8] [9]，后坐力问题得到了有效的防控。曹增强等[10]建立了铆枪隔振系统力学模型，并提出了增加质量块、采用双层隔振系统代替原有单层隔振系统，采用新型减振橡胶并将次级线圈与电磁调制器连接为一体以减振降噪。王武坤[11]分析了手提式电磁铆枪的隔振特征，并建立了适合其要求的隔振系统，并用 MATLAB 分析了隔振系统各个参数对隔振效果的影响，优化了系统参数。陈琦等[12]从能量变化的角度提出了采用带缓冲器的新型减振系统，进行了小型电磁铆枪的结构设计，将铆枪结构分成驱动头、回弹系统和铆枪外壳三部分并制造出原型枪。王鹏鹏等[13]提出了一种对电磁铆接设备电源系统进行优化改进的方案，达到了增大铆接力的目的，同时提高了单次放电能量的利用率，并减小了后坐力。

本文为减小电磁铆枪对人或机械手的伤害，研究不可变刚度模型中橡胶垫以及阻尼器刚度对后坐力的影响规律，并提出一种串联阻尼器形成的可变刚度模型和进行阻尼器刚度对后坐力影响规律的研究，同时对此两种模型进行对比分析。通过研究分析，以来作出减小后座力的措施，避免电磁铆枪产生重大伤害。

## 2. 电磁铆接原理

### 2.1. 电磁铆枪加载原理

本文所用电磁铆枪结构如图 1 所示。铆接时，电磁储能设备对线圈放电并产生脉冲电流，该电流在线圈附近产生磁场，集肤效应使得驱动片(紫铜板)上产生感应电流，进而产生涡流磁场。在线圈磁场与涡流磁场斥力作用下驱动片推动放大器及冲头快速运动。驱动片所受斥力与线圈受力为作用力及反作用力，反作用了经过缓冲装置(法兰盘、阻尼器和支架)的传递，最终输出给人或机械手，也就是后坐力。电磁铆接过程持续时间短，通常在 5 毫秒以内完成加载，因此，短时高速冲击加载下后坐力防控不容有失。

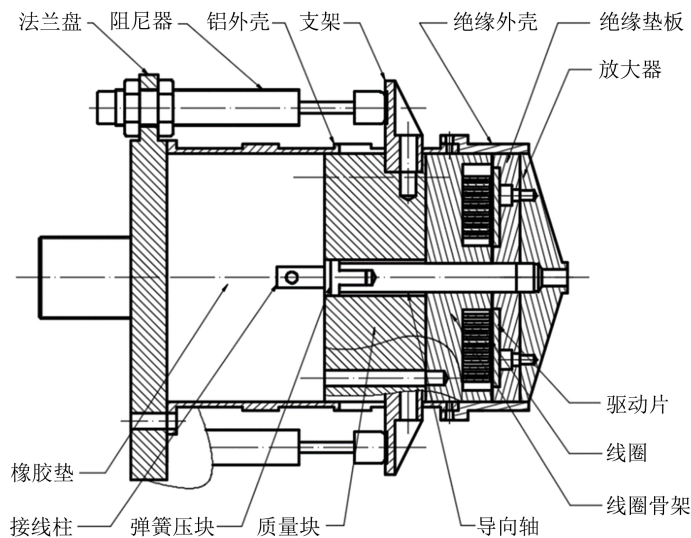


Figure 1. Electromagnetic riveting structure  
图 1. 电磁铆接结构

### 2.2. 缓冲机构原理

#### 1) 不可变刚度模型

不可变刚度阻尼器结构如图 2 所示，其中阻尼器预压缩量为  $s$ 。铆接时，线圈产生斥力，使得线圈骨架、支架和质量块相对于整体向左运动，即为缓冲后坐过程，同时电磁铆枪对铆钉输出一个同等大小的力。在缓冲后坐过程中，阻尼器和橡胶垫发生弹性形变，将动能转换为弹性势能；复进过程中，弹性势能转换为动能，同时对入产生后坐力，该力的大小为系统弹力变化值。另外，电磁铆枪质量  $m = 8 \text{ kg}$ ，后坐初速度  $v = 4 \text{ m/s}$ ，阻尼器预压缩量  $s = 5 \text{ mm}$ ，橡胶垫刚度  $k_0 = 5 \text{ N/mm}$ ，阻尼器刚度  $k_1 = 110 \text{ N/mm}$ 。

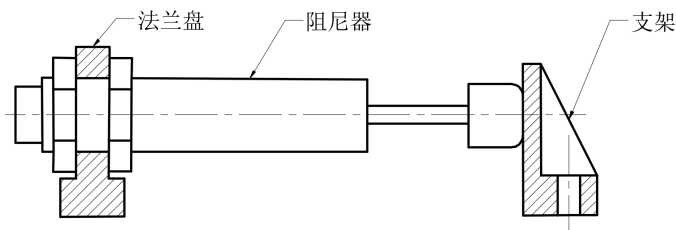


Figure 2. Immutable stiffness damper structure  
图 2. 不可变刚度阻尼器结构

## 2) 可变刚度模型

可变刚度阻尼器结构如图 3 所示, 其中前置阻尼器预压缩量为  $s_1$ , 后置阻尼器预压缩量为  $s_2$ 。后置阻尼器设置了合适的较大预压力, 且大于前置阻尼器的预压力。在电磁铆枪缓冲后坐过程中, 线圈骨架和质量块带动支架向左运动, 前置阻尼器不断压缩, 当前置阻尼器所受压力大于后置阻尼器预压力时, 后置阻尼器开始压缩, 此时系统形成串联阻尼器, 刚度变为串联阻尼器的可变刚度。其中, 质量  $m = 8 \text{ kg}$ , 初速度  $v = 4 \text{ m/s}$ , 缓冲位移  $\Delta x = 19.5 \text{ mm}$ , 橡胶垫刚度  $k_0 = 5 \text{ N/mm}$ , 前置阻尼器刚度  $k_1 = 110 \text{ N/mm}$ 。

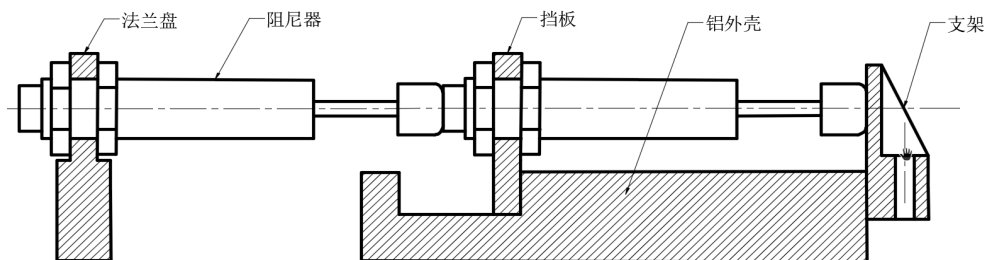


Figure 3. Variable stiffness damper structure

图 3. 可变刚度阻尼器结构

## 3. 动力学模型建立

### 3.1. 作出假设

为了研究阻尼器刚度对后坐力的影响, 并且只研究从后坐开始到速度为 0 的过程, 不作复进过程的研究, 为了方便计算与分析, 作出以下假设:

- 1) 系统内的摩擦力忽略不计;
- 2) 物体间的碰撞损失的能量忽略不计;
- 3) 不考虑阻尼系数  $c$  的影响, 取  $c = 0$ 。

### 3.2. 不可变刚度模型

以橡胶垫的最右端为起始位置建立坐标系, 坐标系正方向为向左运动方向。对于建立的系统, 系统的微分方程为:

$$m\ddot{x} + (2k_1 + k_0)x + 2k_1s = 0, \quad 0 \leq x \leq \Delta x \quad (1)$$

其中,  $m$  为质量块、线圈骨架和线圈的总质量;  $\Delta x$  为阻尼器的缓冲位移;  $k_0$  为橡胶垫刚度;  $k_1$  为阻尼器刚度;  $s$  为阻尼器的预压缩量。

### 3.3. 可变刚度模型

以橡胶垫的最右端为起始位置建立坐标系, 坐标系正方向为向左运动方向。对于建立的系统, 系统的微分方程为:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + 2k_1(x + s_1) + k_0x = 0 \\ 0 < x < d, d = \frac{k_2}{k_1}s_2 - s_1 \\ m\ddot{x} + 2k(x - d) + 2k_2s_2 + k_0x = 0 \\ d \leq x \leq \Delta x, k = \frac{k_1k_2}{k_1 + k_2} \end{cases} \quad (2)$$

其中,  $m$  为质量块、线圈骨架和线圈的总质量;  $\Delta x$  为阻尼器的缓冲位移;  $k_0$  为橡胶垫刚度;  $k_1$  为前置阻尼器刚度;  $k_2$  为后置阻尼器刚度;  $d$  为前置阻尼器的工作行程;  $s$  为阻尼器的预压缩量。

## 4. 数值计算及分析

### 4.1. 不可变刚度模型

系统开始时的动能经过一个缓冲后坐过程后, 转化为两个阻尼器以及橡胶垫的弹性势能。即有能量守恒关系式:

$$\frac{1}{2}mv^2 = k_1(s + \Delta x)^2 + \frac{1}{2}k_0\Delta x^2 - k_1s^2 \quad (3)$$

$m$ 、 $v$ 、 $s$  已知,  $m = 8 \text{ kg}$ ,  $v = 4 \text{ m/s}$ ,  $s = 5 \text{ mm}$ , 确定  $k_0$ ,  $k_1$ , 通过式(1)、(3)即可求得  $\Delta x$ ,  $F_m$ 。

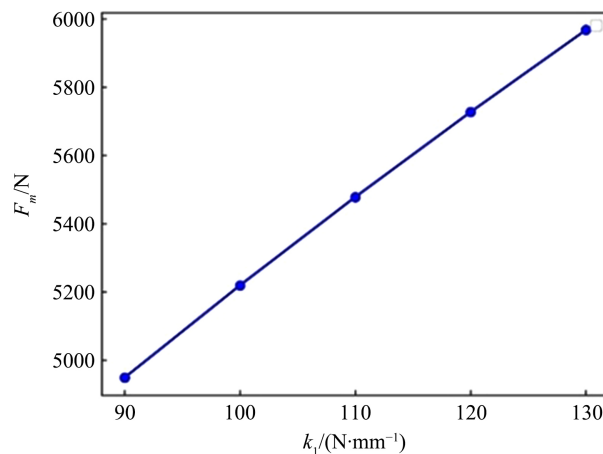
1) 固定  $k_0$  改变  $k_1$

表 1 和图 4 表明随着  $k_1$  的增大, 后坐力会不断增大, 并且呈线性关系增长, 而缓冲位移是减小的。阻尼器刚度  $k_1$  的增大, 由于能量守恒导致缓冲位移  $\Delta x$  的减小, 但是  $k_1$  的变化量大于  $\Delta x$  的变化量, 因此阻尼器中的弹力依然会增大, 在电磁铆枪缓冲复进过程中由于力的相互作用, 弹力转成后坐力, 复进开始时的后坐力即最大后坐力, 所以最大后坐力是随着  $k_1$  增大而增大。如果  $k_1$  过小, 会导致缓冲位移过大, 会大大增加电铆枪外壳质量, 因此在承载范围内, 适当减小  $k_1$ 。所以  $k_1$  取值定为:  $110 \text{ N/mm}$ 。

**Table 1.** The effect of  $k_1$  on recoil forces and buffering displacement

**表 1.**  $k_1$  对后坐力及缓冲位移影响

阻尼器刚度 $k_1/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	橡胶垫刚度 $k_0/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	缓冲位移 $\Delta x/\text{mm}$	最大后坐力 $F_m/\text{N}$
90	5	21.9	4948.7
100	5	20.6	5219.2
110	5	19.5	5478.1
120	5	18.5	5727.1
130	5	17.6	5967.4



**Figure 4.**  $F_m$ - $k_1$  relationship curve

**图 4.**  $F_m$ - $k_1$  关系曲线图

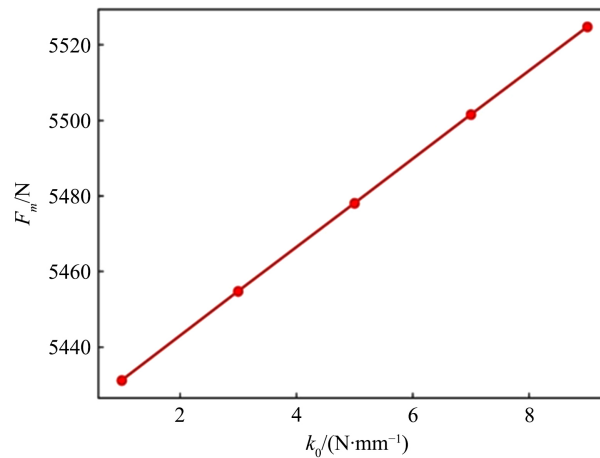
2) 固定  $k_1$  改变  $k_0$ 

表 2 和图 5 表明随着  $k_0$  的增大, 缓冲位移没有明显变化, 但后坐力是不断增大的。橡胶垫刚度  $k_0$  的增大, 由于橡胶垫刚度的取值变化不明显, 导致缓冲位移  $\Delta x$  几乎不变, 而橡胶垫的弹力跟橡胶垫刚度是成正相关关系, 因此弹力增大。在电磁铆枪缓冲复进过程中由于力的相互作用, 橡胶垫的弹力会转成后坐力, 复进开始时的后坐力即为最大后坐力, 因此  $k_0$  的增大会导致最大后坐力的增大。而如果  $k_0$  过小, 橡胶垫相当于一个刚体, 那么就没有任何研究的意义。所以  $k_0$  取值定为: 5 N/mm。

**Table 2.** The effect of  $k_0$  on recoil forces and buffering displacement

**表 2.**  $k_0$  对后坐力及缓冲位移影响

阻尼器刚度 $k_1/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	橡胶垫刚度 $k_0/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	缓冲位移 $\Delta x/\text{mm}$	最大后坐力 $F_m/\text{N}$
110	1	19.6	4931.2
110	3	19.5	5454.7
110	5	19.5	5478.1
110	7	19.4	5501.5
110	9	19.3	5524.7



**Figure 5.**  $F_m$ - $k_0$  relationship curve

**图 5.**  $F_m$ - $k_0$  关系曲线图

#### 4.2. 可变刚度模型

当后坐力达到后置阻尼器的压力时, 则有:

$$k_1 s_1 + k_1 d = k_2 s_2 \quad (4)$$

求解可得:

$$d = \frac{k_2}{k_1} s_2 - s_1 \quad (5)$$

两阻尼器串联共同作用时, 前置阻尼器与后置阻尼器的弹力相等, 有:

$$\begin{cases} k_1 x_1 = k_2 x_2 \\ x_1 + x_2 = x \\ x = \Delta x - d \end{cases} \quad (6)$$

可得:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{k_2}{k_1 + k_2} x \\ x_2 = \frac{k_1}{k_1 + k_2} x \end{cases} \quad (7)$$

电铆枪后坐时的动能转化为阻尼器以及阻尼器垫的弹性势能, 经过一个缓冲后坐过程后, 由于电铆枪两边的结构都设有阻尼器, 根据能量守恒定律有:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 \quad (8)$$

其中系统总能量  $E = \frac{1}{2}mv^2$ ; 仅前置阻尼器工作的阻尼器获得的弹性势能为:  $E_1 = k_1[(s_1 + d)^2 - s_1^2]$ ; 两阻尼器串联工作的阻尼器获得的弹性势能为:  $E_2 = k_1[(s_1 + d + x_1)^2 - (s_1 + d)^2]$ ; 后置阻尼器工作的阻尼器获得的弹性势能为:  $E_3 = k_2[(s_2 + x_2)^2 - s_2^2]$ ; 以及橡胶垫获得的总弹性势能为:  $E_4 = \frac{1}{2}k_0\Delta x^2$ 。结合公式(5)和(8), 得:

$$A_1 s_1^2 + B_1 s_1 + C_1 = 0 \quad (9)$$

$$\text{其中 } A_1 = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} - k_1, \quad B_1 = 2 \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} (\Delta x + s_2),$$

$$C_1 = \left[ \frac{k_2^2}{k_1} - \frac{k_2^2}{k_1 + k_2} \left( 2 + \frac{k_2}{k_1} \right) \right] s_2^2 + \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} (2s_2 \Delta x + \Delta x^2) + \frac{1}{2} k_0 \Delta x^2 - E;$$

或得:

$$A_2 s_2^2 + B_2 s_2 + C_2 = 0 \quad (10)$$

$$\text{其中 } A_2 = \frac{k_2^2}{k_1} - \frac{k_2^2}{k_1 + k_2} \left( 2 + \frac{k_2}{k_1} \right), \quad B_2 = 2 \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} (s_1 + \Delta x)$$

$$C_2 = \left( \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} - k_1 \right) s_1^2 + 2 \frac{\Delta x k_1 k_2}{k_1 + k_2} \left( \frac{1}{2} \Delta x + s_1 \right) + \frac{1}{2} k_0 \Delta x^2 - E。$$

已知  $k_0$ 、 $k_1$ 、 $k_2$ 、 $\Delta x$ 、 $m$ 、 $v$ , 则  $s_1$ 、 $s_2$  二者之间确定一个变量的值, 通过式(9)或(10)可以将另一个变量的值即可求出。

质量  $m = 8 \text{ kg}$ , 初速度  $v = 4 \text{ m/s}$ , 缓冲位移  $\Delta x = 19.5 \text{ mm}$ , 橡胶垫刚度  $k_0 = 5 \text{ N/mm}$ 。为了方便进行后面的对比分析, 由于后置阻尼器预压力大于前置阻尼器预压力, 故前置阻尼器刚度  $k_1 = 110 \text{ N/mm}$ , 设定后置阻尼器刚度  $k_2 = 220 \text{ N/mm}$ 。为了与不可变刚度模型进行对比分析, 那么  $s_1$  和  $s_2$  之间, 必须有一个值为  $5 \text{ mm}$ 。

1) 已知前置阻尼器预压缩量  $s_1$  为  $5 \text{ mm}$ , 求  $s_2$ 。

通过数值计算, 得  $s_2 = 12.2 \text{ mm}$ ,  $d = 19.5 \text{ mm}$ 。 $d$  的值几乎接近  $\Delta x$  的值, 相当于后置阻尼器几乎没有起作用, 那么就没有必要作进一步的研究了。

2) 已知后置阻尼器预压缩量  $s_2$  为  $5 \text{ mm}$ , 求  $s_1$ 。



通过数值计算, 得  $s_1 = 7.4 \text{ mm}$ ,  $d = 2.6 \text{ mm}$ 。可继续进行研究。

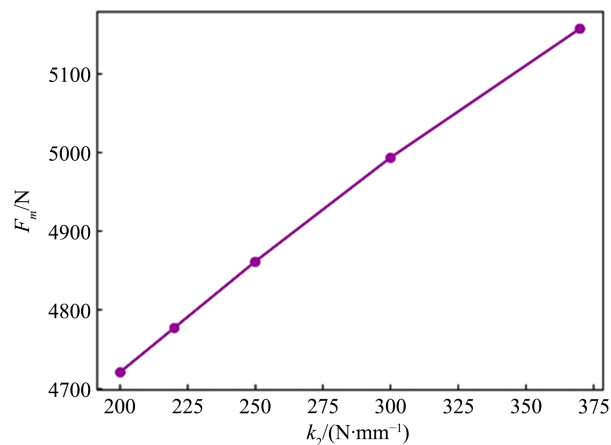
因此  $m = 8 \text{ kg}$ ,  $v = 4 \text{ m/s}$ ,  $s_2 = 5 \text{ mm}$ ,  $\Delta x = 19.5 \text{ mm}$ ,  $k_0 = 5 \text{ N/mm}$ ,  $k_1 = 110 \text{ N/mm}$ 。确定  $k_2$ , 通过式(2)、(9), 即可求得  $d$ ,  $s_1$ ,  $F_m$ 。

表 3 和图 6 表明随着  $k_2$  的增大, 前置阻尼器工作行程和最大后坐力不断增大的, 而前置阻尼器预压缩量相反。 $k_2$  增大的由于能量守恒会导致  $s_1$  的减小, 由于前置阻尼器经过一个工作行程后的压力须达到后置阻尼器的预压力, 因此  $d$  是增大的, 同时后座力中后置阻尼器占主导作用, 因此最大后坐力也是增大的。如果  $k_2$  过小, 会导致前置阻尼器工作行程太小, 此时前置阻尼器几乎不起作用; 而  $k_2$  过大的话, 会造成后坐力太大。所以  $k_2$  定值为:  $220 \text{ N/mm}$ 。

**Table 3.** The effect of  $k_2$  on recoil forces and buffering displacement

**表 3.**  $k_2$  对后坐力及缓冲位移影响

阻尼器刚度 $k_2/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	前置阻尼器工作行程 $d/\text{mm}$	前置阻尼器预压缩量 $s_1/\text{mm}$	最大后坐力 $F_m/\text{N}$
200	0.96	8.12	4720.6
220	2.55	7.45	4776.9
250	4.64	6.72	4861.3
300	7.68	5.96	4993.4
370	11.44	5.38	5157.2



**Figure 6.**  $F_m$ - $k_2$  relationship curve

**图 6.**  $F_m$ - $k_2$  关系曲线图

### 4.3. 对比分析

将不可变刚度模型和可变刚度模型对比, 在缓冲位移相同的情况下, 结合前面内容, 可确定各参数的值, 分别代入式(1)和式(2)得到函数式。通过 Python 编程来模拟函数的图象, 以及通过 MATLAB 对函数极限值进行求解, 得到图 7、图 8 和表 4。

由表 4 和图 7、图 8 可见:

1) 在缓冲位移小于  $10 \text{ mm}$  时, 可变刚度模型的后坐力大于不可变刚度模型, 而在大于  $10 \text{ mm}$  时, 结果则相反。



2) 在缓冲位移不变的情况下, 不可变刚度模型最大后坐力为 5478.1N, 可变刚度模型最大后坐力为 4776.9N, 降低了 12.8%。

3) 可变刚度模型的缓冲时间比不可变刚度模型多 22.9 ms, 增加了 4.9%。

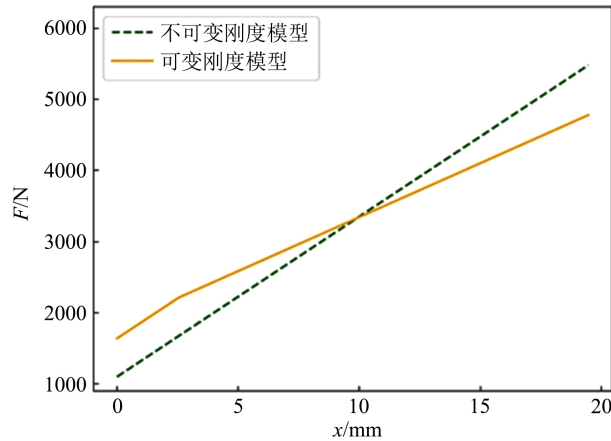


Figure 7. The  $F$ - $x$  relationship curve of two models

图 7. 两种模型的  $F$ - $x$  关系曲线

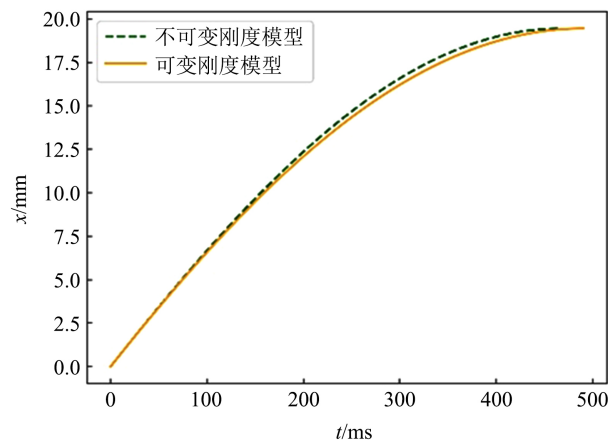


Figure 8. The  $x$ - $t$  relationship curve of two models

图 8. 两种模型的  $x$ - $t$  关系曲线图

Table 4. Data of two models

表 4. 两种模型数据

模型	缓冲位移 $\Delta x$ /mm	缓冲时间 $t$ /ms	最大后坐力 $F_m$ /N
不可变刚度	19.5	467.6	5478.1
可变刚度	19.5	490.5	4776.9

可变刚度模型的刚度数值大小在缓冲位移刚好为  $d$  时发生改变, 此时系统刚度不再是前置阻尼器刚度, 而是串联阻尼器刚度; 由于前置阻尼器的弹力达到了后置阻尼器的预压力, 两阻尼器形成串联, 总阻尼器刚度会变小, 因此在缓冲位移相同的情况下, 可变刚度模型最大后坐力较不可变刚度模型要小很

多。同时,后坐力的减小会导致缓冲加速度减小,在整个缓冲后坐过程中缓冲位移无发生变化,因此可变刚度模型的阻尼器工作时间比不可变刚度模型要长。可见,可变刚度模型更具有缓冲减震的优越性。

## 5. 结论

本文分析了不可变刚度模型中橡胶垫刚度  $k_0$  和阻尼器刚度  $k_1$  的变化对电磁铆枪后坐力的影响,在提出了阻尼器串联形成的一种刚度可变模型的基础上,分析了后置阻尼器刚度  $k_2$  对后坐力的影响,并将两种模型进行了对比,研究了对后坐力和缓冲时间的影响。

- 1) 不可变刚度模型中减小橡胶垫刚度  $k_0$ , 以及减小阻尼器刚度  $k_1$ , 可起到减小后坐力的作用。
- 2) 可变刚度模型中减小后置阻尼器刚度  $k_2$ , 可显著降低后坐力。
- 3) 不可变刚度模型中减小阻尼器刚度  $k_1$ , 会导致缓冲位移  $\Delta x$  的增大; 可变刚度模型中减小后置阻尼器刚度  $k_2$ , 会造成前置阻尼器几乎不起作用。因此都需在允许范围内适当减小。
- 4) 在缓冲位移不变的条件下, 可变刚度模型相比不可变刚度模型, 后坐力减少了 12.8%, 缓冲时间增加了 4.9%, 增强了缓冲效果。

## 基金项目

湖南省自然科学基金资助项目(2019JJ50662)和湖南省教育厅一般项目(18C0208)。

## 参考文献

- [1] Hall, M.J. (2015) Effects of Breech Bolt Movement on Felt Recoil of a Gas-Operated Semi-Automatic Sporting Gun. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, **229**, 159-168. <https://doi.org/10.1177/1754337114566664>
- [2] 申彪, 廖振强, 李洪强, 等. 枪身缓冲器对车载转管机枪后坐力影响分析[J]. 火力与指挥控制, 2019, 44(6): 173-177.
- [3] 印圣, 邱明, 宋杰, 等. 基于刚度可变弹簧缓冲的某航炮后坐过程动力学建模及仿真[J]. 兵器装备工程学报, 2020, 41(6): 7-11, 41.
- [4] 罗群, 杨元, 康永刚. 电磁铆接技术在自动钻铆补铆中的应用研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 159-164.
- [5] Cheng, G., Song, L.W. and Ming, J. (2014) The Development and Characteristics of Electromagnetic Riveting Technology. *Applied Mechanics and Materials*, **3252**, 1694-1697. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.568-570.1694>
- [6] Jiang, H., Cong, Y.J., Zhang, S., et al. (2018) Fatigue Degradation after Salt Spray Ageing of Electromagnetically Riveted Joints for CFRP/Al Hybrid Structure. *Materials & Design*, **142**, 297-307. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2018.01.047>
- [7] 樊战亭, 曹增强, 葛剑峰, 等. 基于 PLC 的电磁铆接设备控制系统[J]. 机床与液压, 2005(11): 108-110.
- [8] 高明辉, 秦玉波, 薛俊, 等. 基于电磁发射技术的新型电磁铆接设备与工艺研究[J]. 航空制造技术, 2015(21): 87-90.
- [9] 李家丁. 手持式电磁铆接设备研制及铆接工艺性能研究[D]: [硕士学位论文]. 福州: 福州大学, 2018.
- [10] 曹增强, 夏力农, 盛熙, 等. 手提式电磁铆枪减振降噪研究[J]. 振动与冲击, 1999(2): 3-5.
- [11] 王武坤, 曹增强, 樊战亭, 等. 手提式电磁铆枪减振研究[J]. 新技术新工艺, 2006(7): 1-2, 26-28.
- [12] 陈琦, 曹增强, 盛熙. 手持式电磁铆枪小型化研究[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(3): 480-482, 486.
- [13] 王鹏鹏, 曹增强, 方俊, 等. 电磁铆接设备电源系统的优化及实验研究[J]. 机械制造, 2014, 52(1): 42-45.