

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

印圣, 邱明, 宋杰, 司鹏, 司尚宇

引用本文:

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.

您可能感兴趣的其他文章

1. [粘弹性胶泥缓冲器对机枪射击精度的影响](#)

引用本文: 王东华, 苏铁熊, 王虹琴, 等. 粘弹性胶泥缓冲器对机枪射击精度的影响[J]. [兵器装备工程学报](#), 2017, 38(12): 13-16.

2. [基于AMESim大口径步枪缓冲器设计与仿真](#)

引用本文: 任琳, 王刚. 基于AMESim大口径步枪缓冲器设计与仿真[J]. [兵器装备工程学报](#), 2016, 37(3): 45-48.

3. [基于ADAMS机枪射击稳定性动力学仿真分析](#)

引用本文: 王虹琴, 苏铁熊, 王东华, 等. 基于ADAMS机枪射击稳定性动力学仿真分析[J]. [兵器装备工程学报](#), 2017, 38(12): 17-20.

4. [基于ADAMS机枪减后坐装置动力学仿真分析](#)

引用本文: 金永灿, 黄晓, 廖振强. 基于ADAMS机枪减后坐装置动力学仿真分析[J]. [兵器装备工程学报](#), 2015, 36(12): 66-69.

5. [气囊弹簧作动力传递通道的非线性研究](#)

引用本文: 刘勇, 吕志强, 陈思旭, 等. 气囊弹簧作动力传递通道的非线性研究[J]. [兵器装备工程学报](#), 2017, 38(9): 73-76.

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

印 圣, 邱 明, 宋 杰, 司 鹏, 司尚宇

(南京理工大学 机械工程学院, 南京 210094)

摘要: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并对航炮后坐系统过程进行了动力学建模和仿真。不考虑碰撞建立火炮、串联弹簧和阻尼所组成系统的非线性动力学模型,运用4阶Runge-Kutta数值算法得到了单弹簧、串联弹簧和结合阻尼的串联弹簧3种缓冲方式下后坐过程的数值解,并在ADAMS中进行了系统动力学仿真。分析了刚度可变弹簧缓冲装置中前置弹簧刚度、后置弹簧刚度、阻尼等对最大后坐力的影响规律。数值仿真结果验证了刚度可变弹簧缓冲方法对最大后坐力的减少机理。在缓冲位移、初始预压力相同的条件下,最大后坐力由9100 N降低为6534.24 N,刚度可变弹簧缓冲装置相比单刚度缓冲装置大大降低了最大后坐力和冲击,应用于某型航炮项目上,减后坐冲击效果很好。

关键词:变刚度;弹簧缓冲器;阻尼;后坐力;航炮

本文引用格式: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(06):7-11,41.

Citation format:YIN Sheng, QIU Ming, SONG Jie, et al. Dynamic Modeling and Simulation of Aircraft Gun Recoil Process Based on Stiffness Variable Spring Buffer[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2020, 41(06): 7-11, 41.

中图分类号:TJ30

文献标识码:A

文章编号:2096-2304(2020)06-0007-05

Dynamic Modeling and Simulation of Aircraft Gun Recoil Process Based on Stiffness Variable Spring Buffer

YIN Sheng, QIU Ming, SONG Jie, SI Peng, SI Shangyu

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: A new type of spring bidirectional buffer device with variable stiffness and damping was proposed, and the dynamic modeling and simulation of the recoil system of the cannon were carried out. Regardless of the collision, the nonlinear dynamic model of the system composed of artillery, series springs and damping was established. Using the 4th order Runge-Kutta numerical algorithm, the numerical values of the recoil process of the single spring, series spring and series spring combined with damping were obtained. It carried out system dynamics simulation in ADAMS. The influence of the front spring stiffness, rear spring stiffness and damping on the maximum recoil force in the variable stiffness spring buffer was analyzed. The numerical simulation results verify the mechanism of reducing the maximum recoil force by the variable stiffness spring buffer method. Under the conditions of the same buffer displacement and initial

收稿日期:2019-09-25;修回日期:2019-11-02

基金项目:国家自然科学基金项目(51376090,51676099);江苏省青年自然科学基金项目(BK20180473)

作者简介:印圣(1993—),男,硕士研究生,主要从事现代设计方法与技术研究,E-mail:784905950@qq.com。

通讯作者:邱明(1976—),男,博士,副教授,主要从事机械系统动力学与仿真研究,E-mail:njustqm@163.com。

preload, the maximum recoil was reduced from 9 100 N to 6 534.24 N. Compared with the single-stiffness buffer device, the variable stiffness spring buffer device greatly reduced the maximum recoil force and impact. It is applied to a certain type of cannon project. The effect of recoil reduction is very good.

Key words: variable stiffness; spring buffer; damping; recoil; aircraft gun

缓冲装置在自动武器中有着广泛应用,常用的弹簧缓冲装置具备结构简易,维护性好,成本低的优点,但是缺点是弹簧刚度无法改变,这使得缓冲过程冲击大、不稳定,严重影响了缓冲过程的可靠性。

本课题设计了一种新型的串联弹簧刚度可变式双向缓冲装置,相对于普通弹簧缓冲装置,在相同缓冲距离情况下,可以储存更多能量,能大大降低动力装置在缓冲过程受到的冲击,获得类似于液压减震器的平滑且可靠的缓冲效果。

航炮是口径 ≥ 20 mm,装备于飞机上的自动发射武器。航炮特点是射速高且可调,弹丸初速高,威力大。为了适应作战需要,需要解决变射速航炮的后坐力问题。减小后坐力将会改善飞机的安全性能。周乐^[1]应用多目标遗传优化算法和动力学数值计算技术对反后坐装置进行结构和总体优化。李世康^[2]的缓冲弹簧设计参数的并行优化设计为转管武器缓冲器优化设计提供了参考依据。闫非^[3]建立了一个可改变刚度的弹簧结构振动分析的数学模型,并推导出可改变刚度的弹簧解析解表达式。魏占芳^[4]设计了变刚度螺旋弹簧的型式、结构及特性参数,试验表明该弹簧能满足越野车辆在弹性力学特性曲线及疲劳寿命方面的使用要求。Jafari A^[5]开发了可变刚度执行器,对不同类型弹簧的变刚度设计方法进行了分析。

纵观已有文献,关于刚度可变弹簧的研究涉及到优化弹簧结构,研究新材料^[6],运用主动控制^[7]等,关于刚度可变弹簧减后坐的研究尚未见报导。为大幅度降低火炮的后坐力,本文设计出一种新型刚度可变弹簧缓冲器,并以某航炮为研究对象,对本装置与单簧定刚度缓冲装置缓冲效果进行比较;分析了不同弹簧刚度和不同阻尼条件下炮身所受的后坐力大小,并进行数值计算,验证本装置在缓冲效果上的优势。

1 刚度可变弹簧缓冲器工作原理

新型刚度可变弹簧缓冲器原理如图 1 所示,其中,前置弹簧 8 预压缩量为 δ_1 ,后置弹簧 10 预压缩量为 δ_2 。工作原理:套筒 1 与火炮身管 2 相连,拉杆 12 与炮架相连。航炮击发时,在火药燃气作用下,套筒 1 相对于外预压套筒 7 和拉杆 12 向右运动。后置弹簧 10 设置了较为合理的预压力,且大于前置弹簧 8 的预压力,在缓冲后坐过程中,导引杆 3 带动前滑板 5 向右运动,使前置弹簧 8 不断压缩,此时装置表现为单刚度弹簧缓冲器。当前置弹簧 8 所受压力大于后置弹簧 10 预压力时,后滑板 9 开始向右运动,后置弹簧 10 受压缩,此时两级弹簧构成串联关系,缓冲装置刚度发生改变,从前置弹簧刚度变为串联弹簧的刚度。

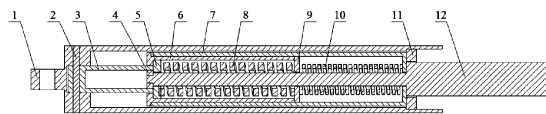


图 1 新型刚度可变缓冲器原理示意图
1. 套筒;2. 销;3. 导引杆;4. 拉杆挡板;5. 前滑板;6. 内预压套筒;7. 外预压套筒;8. 前置弹簧;9. 后滑板;10. 后置弹簧;11. 挡板;12. 拉杆

图 1 新型刚度可变缓冲器原理示意图

2 基于刚度可变弹簧缓冲的某航炮后坐过程动力学模型

航炮系统在射击时,受到的主要作用力为击发时膛内高温高压火药气体对膛底的压力。作用于膛底的膛内压力会使炮身后坐,它会直接影响整个航炮发射装置的后坐力、后坐位移的大小和整个航炮系统的动力学特性。如图 2 所示的某型航炮为本文的研究对象。模型中首先需要确定的作用力主要有膛底压力、膛口制退器制退力、缓冲簧作用力等^[8]。

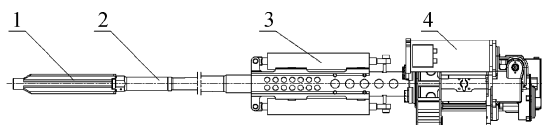


图 2 基于刚度可变弹簧缓冲的航炮局部示意图
1. 炮口制退器;2. 身管;3. 新型缓冲器;4. 自动机部分

图 2 基于刚度可变弹簧缓冲的航炮局部示意图

2.1 火药气体内弹道与后效期模型

首先计算内弹道和后效期内膛内和膛口处的气体参数。膛内火药气体对膛底的压力通过 Matlab 编写的程序计算求得,在后文 ADAMS 仿真部分中,将得到的压力数据曲线导入 ADAMS 中,在身管相应位置处添加,载荷的大小为曲线的值乘以膛底面积,同时设置一个传感器来控制仿真时力的触发时间点。

2.2 航炮后坐过程动力学模型

为了研究缓冲器内弹簧刚度对后坐力的影响,便于分析计算,对模型作出如下假设:

- 1) 运动过程中前后滑板质量忽略不计;
- 2) 前后滑板与预压套筒之间碰撞忽略不计;
- 3) 不考虑系统内摩擦力;

4) 以下计算中的位移指套筒的绝对位移,并用弹簧力表示后坐力建立模型。

以前置弹簧预压缩量为 δ_1 时为起始位置建立坐标系,坐标系正方向为向右运动方向。变刚度瞬间位移和速度连续。对于本文建立的单自由度振动系统,系统的微分方程

如下:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1(x + \delta_1) = 0 & \dot{x} > 0, 0 < x < b, b = \frac{k_2}{k_1}\delta_2 - \delta_1 \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x - b) + k_2\delta_2 = 0 & \dot{x} > 0, b \leq x \leq 0.02, k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + k_2\delta_2 = 0 & \dot{x} < 0, b \leq x < 0.02, k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1(x + \delta_1) = 0 & \dot{x} < 0, 0 \leq x < b \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1 x + k_1 \delta_1 = 0 & \dot{x} < 0, b' \leq x < 0 \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1 x + k_1 \delta_1 = 0 & \dot{x} > 0, b' \leq x < 0 \end{cases}$$

其中: m 为炮身总质量; k_1 是前置弹簧的刚度; k_2 是后置弹簧的刚度; k 是串联弹簧的总刚度; δ_1 是前置弹簧的预压缩量; δ_2 是后置弹簧的预压缩量; b 为前置弹簧工作行程; b' 为套筒前冲前置弹簧极限压缩行程。 \dot{x} 为正值表示缓冲后坐, 为负值表示复进。本文只研究缓冲装置从开始后坐至减速为 0 时的后坐过程, 不包括复进过程。

3 数值计算实例及分析

3.1 数值求解模型

单刚度缓冲装置缓冲后坐过程能量转换表达式为: $E = \frac{1}{2}k(\delta + \Delta x)^2 - \frac{1}{2}k\delta^2$, 其中 $E = \frac{1}{2}mv^2$, 质量 m 为炮架质量, 经试验测得数值为 63 kg, 速度 v 为炮架后坐初速度, 经试验测得数值为 2 m/s, k 是弹簧刚度, δ 为弹簧预压缩量, Δx 为单刚度缓冲器缓冲后坐位移, 根据缓冲器结构得到 Δx 值为 0.02 m。

上式化简后得到 $k = \frac{2E - 2F_0\Delta x}{\Delta x^2}$, 其中 $F_0 = k\delta$, 表示缓冲簧初始预压力。因此后坐力可表示为 $F = k\Delta x + F_0$ 。

前置弹簧刚度为 k_1 , 预压缩量为 δ_1 , 前置弹簧工作行程为 b 。后置弹簧刚度为 k_2 , 预压缩量为 δ_2 , 后置弹簧工作行程为 $\Delta x - b$, Δx 为单刚度缓冲器缓冲工作行程, 数值为 0.02 m。

当后坐力达到后置弹簧预压力时, 后滑板开始运动并压缩后置弹簧, 此时有 $F_1 + k_1 b = F_2$, 其中 $F_1 = k_1 \delta_1$ 为前置弹簧预压力, 任取 F_1 和 k_1 即可得 δ_1 。 $F_2 = k_2 \delta_2$ 为后置弹簧预压力, 故 $b = \frac{k_2}{k_1}\delta_2 - \delta_1$ 。

两弹簧串联共同作用时, 前置弹簧与后置弹簧之间的弹力相等, 有

$$\begin{cases} k_1 l_1 = k_2 l_2 \\ l_1 + l_2 = L \\ L = \Delta x - b \end{cases}$$

得到:

$$\begin{cases} l_1 = \frac{k_2}{k_1 + k_2}L \\ l_2 = \frac{k_1}{k_1 + k_2}L \end{cases}$$

炮架后坐时转化为两弹簧的弹性势能, 可分解为三部分, 为仅前置弹簧工作消耗能量 E_1 , 两弹簧串联时前置弹簧消耗能量 E_2 , 以及后置弹簧消耗能量 E_3 。

前置弹簧消耗的能量: $E_1 = \frac{1}{2}k_1[(\delta_1 + b)^2 - \delta_1^2]$ 和 $E_2 = \frac{1}{2}k_1[(\delta_1 + b + l_1)^2 - (\delta_1 + b)^2]$, 后置弹簧消耗的能量: $E_3 = \frac{1}{2}k_2[(\delta_2 + l_2)^2 - \delta_2^2]$ 。系统消耗的总能量 $E = E_1 + E_2 + E_3$ 化简后得到: $E = \frac{1}{2}k_1(2\delta_1 b + b^2) + \frac{1}{2}\frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}(\Delta x - b)[2(\delta_1 + \delta_2) + \Delta x + b]$, 而系统消耗的总能量 E 为航炮后坐时的动能 $E = E_k = \frac{1}{2}mv^2$ 。将上式中 $b = \frac{k_2}{k_1}\delta_2 - \delta_1$ 代入系统消耗总能量 E 的方程可以得到关于 δ_2 的一元二次方程: $A\delta_2^2 + B\delta_2 + C = 0$, 其中 $A = \frac{k_2^2}{2k_1} - \frac{k_2^2}{2(k_1 + k_2)}\left(2 + \frac{k_2}{k_1}\right)$, $B = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}(\delta_1 + \Delta x)$, $C = \frac{\delta_1^2}{2}\left(\frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} - k_1\right) + \frac{\Delta x k_1 k_2}{k_1 + k_2}\left(\frac{1}{2}\Delta x + \delta_1\right) - E$, 由此可

根据设定值 $k_1, k_2, \delta_1, \Delta x$ 求出 δ_2 值, δ_2 带回公式 $b = \frac{k_2}{k_1}\delta_2 - \delta_1$, 求出前置弹簧的工作行程 b 。至此缓冲器结构参数全部已知, 可利用 Matlab 里的 ode45 函数即 4 阶 Runge-Kutta 数值算法, 根据初始工作载荷即可对缓冲装置实时缓冲位移和缓冲速度进行数值计算, 根据系统的微分方程得出实时后坐力值 $F = m\ddot{x}$ 。

3.2 三种缓冲方式下航炮后坐过程对比分析

为了研究刚度可变弹簧缓冲器比单刚度弹簧缓冲器在缓冲效果上的优势, 本文对 3 种缓冲器用 Matlab 进行数值计算, 通过对微分方程的解析, 运用胡克定律和 4 阶 Runge-Kutta 数值算法, 得出 3 种装置的缓冲力 F 、缓冲距离 X 分别与时间 t 的关系曲线如图 3、图 4, 缓冲力 F 和缓冲距离 X 的关系曲线如图 5。

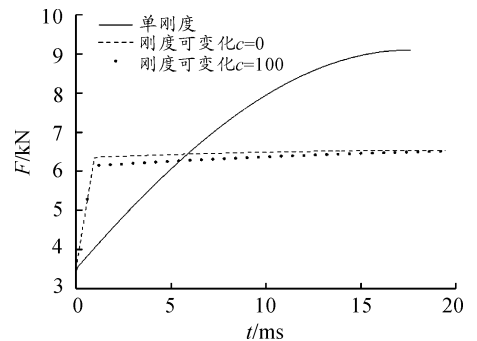


图 3 3 种缓冲装置的后坐力与时间 t 的关系曲线

根据第二节内容计算出该型航炮炮架后坐冲量为 126 kg · m/s, 炮架质量为 63 kg, 初始后坐速度为 2 m/s, 缓冲距离设定为 20 mm, 3 种缓冲器的初始预压力为 3 500 N。单刚度缓冲器缓冲簧刚度 k 为 280 N/mm, 后坐力 F 为 9 100 N。刚度可变缓冲器 k_1 取值 1 500 N/mm, k_2 取值 10 N/mm, 在阻

尼 $c=0$ 时后坐力 F 为 6 534.24 N, $c=100$ 时后坐力 F 为 6 510.18 N。

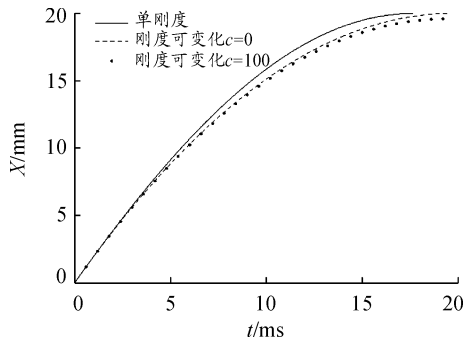


图4 3种缓冲装置的缓冲位移曲线

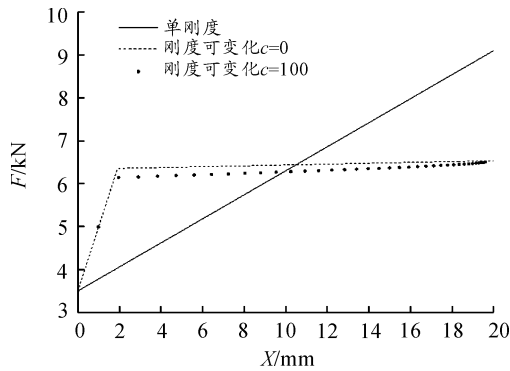


图5 3种缓冲装置的 $F-X$ 的关系曲线

表1 3种缓冲装置数据

	t/ms	F/N	X/mm
单刚度	17.64	9 100.00	20.00
刚度可变 $c=0$	19.17	6 534.24	20.00
刚度可变 $c=100$	19.43	6 510.18	19.61

由图3、图4、图5和表1可见:

1) 在相同的缓冲距离下,刚度可变结构($c=0$)后坐力为 6 534.24 N,单刚度结构后坐力为 9 100 N,刚度可变结构后坐力降低了 28.20%;

2) 刚度可变结构缓冲行程所需的时间大于单刚度结构,增加了 1.53 ms,增加 7.98%;

3) 刚度可变结构 $c=0$ 与 $c=100$ 结构相比较,后者缓冲后坐时间相比多 0.26 ms,增加了 1.34%,后坐力降低了 24.06 N,减小了 0.37%,但是阻尼 $c=100$ 时,此时的缓冲后坐行程变为 19.61 mm,减小了 0.39 mm,减小 1.95%。

因此得出结论,单刚度缓冲后坐工作时间最短,但后坐力最大,刚度可变结构在 $c=100$ 时,系统具有最小的后坐行程和最小的后坐力,但系统具有最长的工作时间。

3.3 刚度可变弹簧缓冲各因素对后坐力影响分析

如图6所示为不考虑阻尼 c 时,取不同 k_1 值,最大后坐力 F_m 与 k_1 的关系曲线。初始值 k_1 取 800 N/mm, k_2 取

10 N/mm。 k_1 增量为 100 N/mm。从图6可以得出结论,随着 k_1 的增加,最大后坐力 F_m 减小,且变化量也逐渐减小。

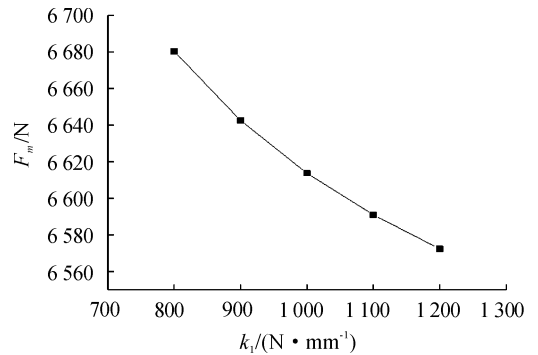


图6 无阻尼时 $F_m - k_1$ 关系曲线

如图7所示为不考虑阻尼 c 时,取不同 k_2 值,最大后坐力 F_m 与 k_2 的关系曲线。 k_1 取 800 N/mm, k_2 取 10 N/mm。 k_2 增量为 10 N/mm。从图7可以得出结论,随着 k_2 的增加,最大后坐力 F_m 近似线性地增加。

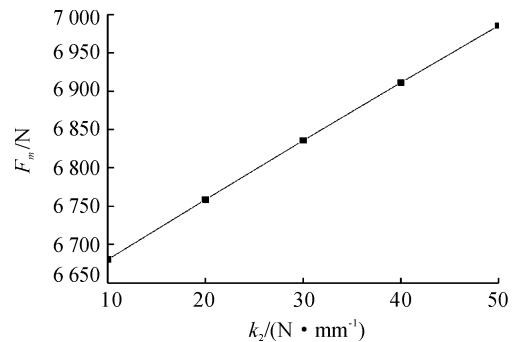


图7 无阻尼时 $F_m - k_2$ 关系曲线

如图8所示为不同阻尼系数下最大后坐力 F_m 与前置弹簧刚度 k_1 的关系图线。根据图8可以得出结论:阻尼系数 c 保持不变, k_1 增加,最大后坐力 F_m 减小;如果 k_1 保持不变,增加阻尼系数 c ,那么最大后坐力 F_m 减小。

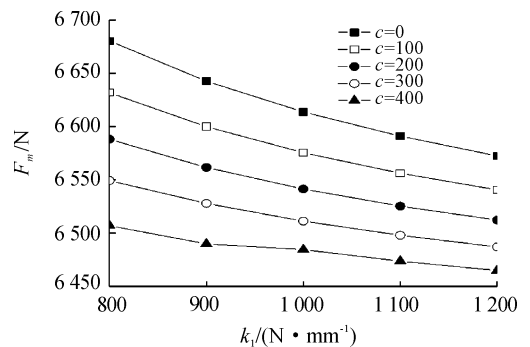


图8 不同阻尼时 $F_m - k_1$ 关系曲线

图9显示了不同阻尼系数的最大后坐力 F_m 与 k_2 之间的关系。根据图9可以得出结论:阻尼系数 c 保持不变, k_2 增加,最大后坐力 F_m 近似线性增加;若 k_2 保持不变,增大阻

尼系数 c ,那么最大后坐力 F_m 变大。

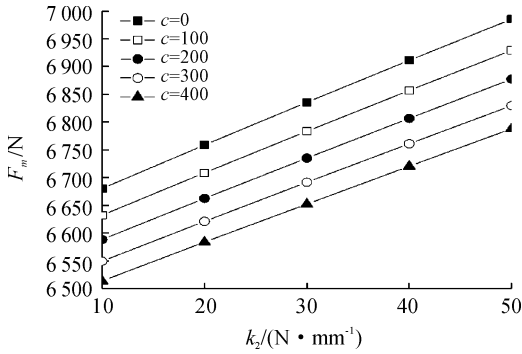


图9 不同阻尼时 $F_m - k_2$ 关系曲线

3.4 最大后坐力 F_m 与后置弹簧预压力 F_2 关系

如图 10 所示为无阻尼系数时最大后坐力 F_m 与 F_2 的关

系曲线。 k_1 选取 800 N/mm, k_2 取值从 10 N/mm 到 90 N/mm,通过图 10 和表 2 可以得出结论:当 k_2 增加时,后置弹簧预压力 F_2 降低,最大后坐力 F_m 变大。

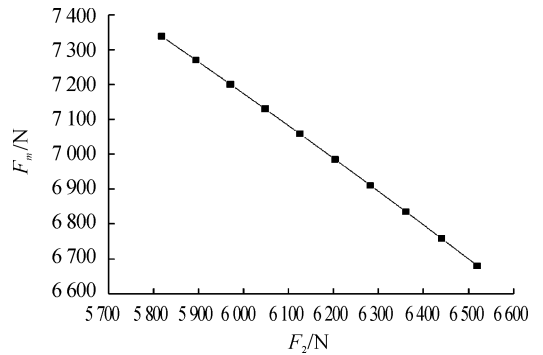


图 10 后置弹簧预压力 F_2 与最大后坐力 F_m 的关系曲线

表 2 F_m 与 F_2 数值对应关系

k_2	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
F_2	6 520.02	6 440.14	6 360.75	6 281.83	6 203.39	6 125.40	6 047.86	5 970.77	5 894.12	5 817.89
F_m	6 680.26	6 758.66	6 835.63	6 911.26	6 985.52	7 058.48	7 130.18	7 200.67	7 269.97	7 338.10

4 动力学仿真

为了验证数值计算的结果,本文使用 ADAMS 对刚度可变结构进行动力学仿真,得到的曲线如图 11 所示,并对数值计算与仿真结果的误差进行分析。

航炮后坐载荷由前文数值计算得到的压力数据曲线导入到 ADAMS 中,在相应位置处添加。刚度可变缓冲装置的结构参数选取与前文相同,前置弹簧刚度 $k_1 = 1\ 500$ N/mm,后置弹簧刚度 $k_2 = 10$ N/mm, c 分别取 0 和 100。

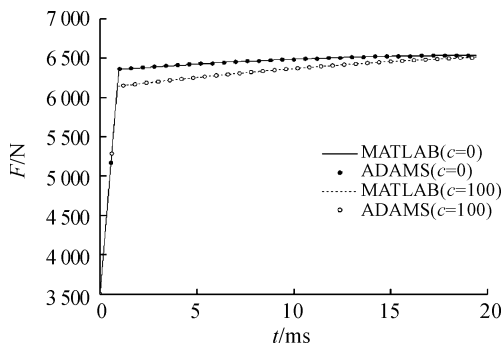


图 11 数值计算与动力学仿真曲线

由图 11 可见:

1) c 取 0 时,Matlab 数值计算结果后坐力为 6 534.24 N,

ADAMS 动力学仿真结果中后坐力为 6 530 N,误差为 0.065%,误差较小。 c 取 100 时 Matlab 数值计算结果后坐力为 6 510.08 N,ADAMS 动力学仿真结果中后坐力为 6 500 N,误差为 0.155%,误差较小数值计算结果得到验证。

2) 数值计算中忽略了系统零部件之间的碰撞,而仿真中存在零件间碰撞的能量损失,使得仿真结果略小于数值计算结果。

5 结论

1) 数值计算结果表明,在相同的预压力作用下,刚度可变弹簧缓冲装置的最大后坐力减少了 28.20%,明显提高了缓冲效果。数值计算结果与仿真结果误差较小。

2) 增加前置弹簧刚度 k_1 、减小后置弹簧刚度 k_2 和增加后置弹簧的预压力 F_2 可以显著降低缓冲装置的最大后坐力。

3) 根据不同阻尼下的力与时间曲线,阻尼 c 为 100 时比无阻尼的缓冲效果提高 0.37%,增加阻尼提升缓冲效果不明显,但是能降低缓冲距离。

4) 上述研究结果可以为链式炮减后坐的后续研究提供理论依据和应用参考。

5 结论

针对传统控制方法的不足之处提出了基于 CANopen 和 STM32 微控制器的电机控制制退机液压阻力方案,根据仿真计算的某工况下活塞液孔面积变化规律推得活塞转角即编码器输出脉冲数随时间的变化关系,通过基于位置插值算法的控制模式完成了所要求的电机控制程序,并通过上位机的反馈数据将实际运行结果与理论值进行了比较。

运行测试结果表明程序具有一定控制精度,采用位置插值模式的控制系统方案能够驱动电机按照预设目标运行到设定好的目标点。在此基础上可以进行后续的坠落模拟试验探究液压阻力控制效果,并且考证电机体积、震动在实际工况下的可行性问题。

参考文献:

- [1] 纪志明,张华第,郭朝勇. 火炮液压式驻退机后坐动态过程分析[J]. 兵工自动化,2000(1):33-36.
- [2] 肖本勇. 一种变阻力火炮制退技术研究[D]. 南京:南京理工大学,2016.

- [3] 易灵芝,陈海燕,陆启湘,等. 基于 CANopen 协议的伺服控制模式的实现[J]. 控制工程,2013,20(3):533-536.
- [4] 徐德慧. 现场总线嵌入式技术和应用研究[D]. 上海:上海交通大学,2009.
- [5] YU Guangcan, ZHOU Chunjie, HUANG Shuang. A protocol for Automatic Node-ID Binding in CANopen Networks[J]. Journal of Communications, 2012;710-712.
- [6] 万云瑞. 可调节式反后坐装置设计与分析[D]. 南京:南京理工大学,2018.
- [7] 赵飞. 基于 STM32 的 CANopen 运动控制主从站开发[D]. 武汉:华中科技大学,2011.
- [8] 刘乃生,苑中军. 嵌入式系统中 BSP 的设计与实现[J]. 潍坊学院学报,2007,7(4):45-47.
- [9] 张龙彪,张果,王剑平,等. 嵌入式操作系统 FreeRTOS 的原理与移植实现[J]. 信息技术,2012(11):31-34.
- [10] 施磊. 基于 CANopen 的伺服控制系统研究与设计[D]. 杭州:浙江工业大学,2016.

科学编辑 熊超 博士(陆军工程大学副教授、硕导)
责任编辑 周江川

(上接第 11 页)

参考文献:

- [1] 周乐. 大口径火炮反后坐装置多目标优化设计研究[D]. 南京:南京理工大学,2015.
- [2] 李世康,李强,谭庆,等. 基于 isight 的某转管武器弹簧缓冲器优化设计[J]. 兵工自动化,2018,37(05):49-51,59.
- [3] 闫菲,车驰东. 变刚度隔振系统动力特性及仿真[J]. 噪声与振动控制,2014,34(3):15-19.
- [4] 魏占芳. 重型越野车变刚度螺旋弹簧设计[J]. 汽车实用技术,2013(08):42-45.
- [5] JAFARI A, TSAGARAKIS N G, SARDELLITTI I, et al.

How design can affect the energy required to regulate the stiffness in variable stiffness actuators. [C]//IEEE International Conference on Robotics & Automation. IEEE, 2012.

- [6] 高伟,应善强,杨冬,等. 越野车变刚度悬架螺旋弹簧的材料研究及应用[J]. 汽车技术,2011(02):54-59.
- [7] GUOPING Y, LIANG W. Research of hydraulic impactor with self-adaptive intelligent buffer[C]//International Asia Conference on Informatics in Control. IEEE Press, 2010.
- [8] 肖俊波,杨国来,李洪强,等. 膛口制退器与缓冲器匹配对后坐力的影响研究[J]. 弹道学报,2017,29(4):86-92.

科学编辑 丁传俊 博士(长安工业公司中级工程师)
责任编辑 周江川