

一种机构型牵制释放装置的动力学建模与分析

陈庆斌^{1*} 韩先国² 李猛³ 居龙⁴

- (1. 北京机电工程研究所, 北京 100074; 2. 北京航空航天大学机械工程及自动化学院, 北京 100089;
3. 北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院, 北京 100089;
4. 蓝箭航天空间科技股份有限公司, 北京 100176)

摘要: 本文分析了一种机构型火箭牵制缓释机构的运动学过程, 利用牛顿-欧拉方程对机构的缓释阶段进行了动力学建模, 针对动力学模型中的弹性元件, 提出了一种逼近-校正法对其进行分析。设计了一种基于此机构的结构参数, 将此结构参数代入到模型中, 对所建立的动力学模型进行了 Matlab 数值仿真和多体动力学仿真, 得到了目标缓释力下的气缸力时序曲线, 验证了其正确性。并且将动力学模型计算结果与去除惯性力的静力学模型计算结果进行了对比, 分析了机构惯性力的影响, 为此类机构缓释阶段的控制奠定了基础。最后进行了相关实验分析。

关键词: 牵制缓放机构; 缓释放; 牛顿-欧拉方程; 动力学模型; 数值仿真; 多体动力学仿真

中图分类号: TH113.2 **文献标识码:** A

Dynamic Modeling and Analysis of A Mechanism-type Holding Release Device

Chen Qingbin^{1*} Han Xianguo² Li Meng³ Ju Long⁴

- (1. Beijing Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing 100074;
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Beihang University, Beijing 100089;
3. School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100089;
4. Landspace Technology Co., Ltd., Beijing 100176)

Abstract: The kinematical process of the rocket drag release mechanism was analyzed, and the mechanism's release stage was modeled using Newton Euler equations. An approximation correction method was proposed for analyzing the elastic elements in the dynamic model. A structural parameter based on this mechanism was designed and incorporated into the model. Based on Matlab, numerical simulation and multibody dynamics simulation were performed on the established dynamic model, and the cylinder force timing curve under the target release force was obtained, verifying its correctness. The dynamic model calculation results were compared with the static model calculation results that removed the inertial force, and the impact of the inertial force on the mechanism was analyzed, laying a foundation for the slow release control of the rocket drag release mechanism. Then relevant experimental analysis was conducted.

Key words: diversion of release agencies; slow release; Newton Euler equations; kinetic models; numerical simulation; multi body dynamics simulation

1 引言

随着火箭和载人飞行技术的发展, 火箭牵制释放技术在国内开始崭露头角, 它可以在火箭发射的任意

时刻终止发射, 避免不必要的损失^[1]。牵制缓释放技术还可以降低火箭起飞瞬间的冲击载荷, 降低对箭上设备和载荷的损害^[2]。

火箭牵制释放机构是安装在火箭底部, 负责在火

箭发射前后牵制和释放火箭的一种机构，是国外常用的一种增加发射可靠性的手段^[3]。文献[4]提及了一种平面连杆机构，能够在一定时间内将牵制力以一个平滑的曲线缓释放至零。

本文的研究内容是缓释放阶段，该阶段时间较短，一般为几百毫秒，机构在缓释放的过程中必须考虑到机构的惯性力对驱动力和牵制力的影响，动力学分析对于运动控制是必要的。常用的动力学方法有：牛顿-欧拉法、拉格朗日法、凯恩方程、虚功原理等方法^[5]。与其他分析法相比，牛顿-欧拉法易于理解，思路清晰，可以求出每个运动副上的力（矩），计算速度较快。文献[6]基于牛顿-欧拉法和向量键合法建立了平面六连杆机构的动力学模型；文献[7]基于牛顿-欧拉法建立了一种平面正弦连杆机构的动力学方程；文献[8]基于牛顿-欧拉法建立了考虑运动副间隙的平面连杆机构动力学模型。对于含有柔性体机构的研究大多采用多体动力学仿真软件和有限元仿真软件，在柔体动力学理论尚未完善的情况下，将柔性体简化为刚体弹簧的组合物，采用成熟的刚体动力学理论和弹簧动力学特性等理论对具有柔性体的结构进行研究已在许多领域开展。文献[10]采用牛顿法研究了含有碟形弹簧的多体系统动力学问题，将系统简化为质量弹簧系统，建立了系统的动力学方程。

2 动力学建模

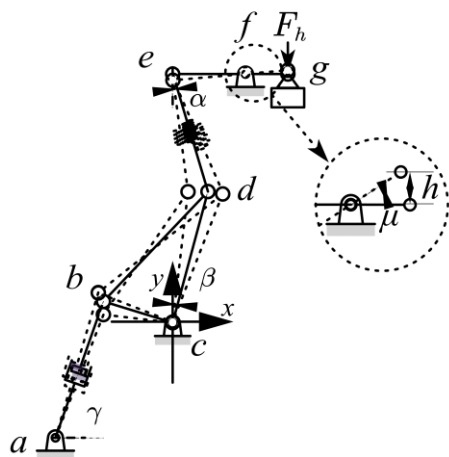


图1 火箭牵制缓释机构原理图

已知火箭发射台有四台牵制释放机构，每个火箭有四台发动机，火箭的质量 m 、发动机的推力 F_t 、缓释力 F_h 初始值为 140 kN、缓释时间为 300 ms，缓释力的变化曲线为式（1）。本文的研究对象为牵制释放机构，机构原理图如图 1 所示，主要由 efg 压板、 de 碟簧连杆、 bcd 三角臂和 ab 气缸组成。弹性元件位于 de 连杆上，底部气缸施加拉力会在末端 g 点产生牵制力，即缓释力 F_h 。

$$F_h = 70\,000 \cos(\pi t / 0.3) + 70\,000 \quad (1)$$

2.1 运动学分析

通过理想的缓释力曲线可以得到火箭即 g 点在缓释过程中的加速度、速度和起飞高度：

$$a = (4F_t - 4F_h) / m - g \quad (2)$$

$$v = \int_0^t a dt \quad (3)$$

$$h = \int_0^t v dt \quad (4)$$

式（2）～（4）中 a 为火箭即 g 点的加速度， v 为 g 点的速度， h 为 g 点的高度， t 为缓释时间。

下面开始进行机构在缓释过程中的运动学分析，由于碟簧连杆属于弹性杆，运动过程中其压缩量难以确定，无法开始计算。本节的运动学分析先不考虑碟簧，在对整个系统进行动力学分析之后，再校正碟簧连杆的长度。

2.1.1 位置分析

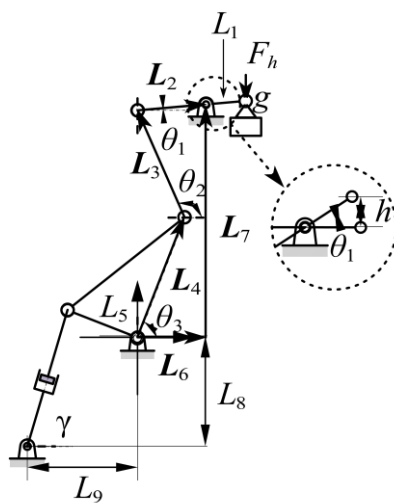


图2 封闭矢量法

如图2所示,建立基准坐标系如图1、图2,使用 L 表示向量, L 表示连杆长度。 L_1 、 L_5 、 L_8 、 L_9 分别表示连杆长度, L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_6 、 L_7 分别表示向量, θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 γ 表示角度。

首先需求出 θ_1 随时间变化的关系,由机构的几何关系可知:

$$\theta_1 = \arcsin(h/L_1) \quad (5)$$

使用解析法分析其运动学过程。本节采用复数封闭矢量法分析,首先把图2中向量 L_2 、 L_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 、所围成的一个封闭区域看成封闭尺寸链,那么该机构的封闭矢量方程式为:

$$L_4 + L_3 + L_2 = L_6 + L_7 \quad (6)$$

复数矢量的形式为:

$$L_4 e^{i\theta_3} + L_3 e^{i\theta_2} + L_2 e^{i\theta_1} = L_6 e^{i*0} + L_7 e^{i*90} \quad (7)$$

按照欧拉公式展开得:

$$L_4(\cos\theta_3 + i\sin\theta_3) + L_3(\cos\theta_2 + i\sin\theta_2) + L_2(\cos\theta_1 + i\sin\theta_1) = L_6 + iL_7 \quad (8)$$

采用消元法可以解得:

$$\theta_3 = 2\arctan((A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (B - C)) \quad (9)$$

式(9)中:

$$A = 2L_4 L_2 \sin\theta_1 - 2L_7 L_4 \quad (10)$$

$$B = 2L_4 L_2 \cos\theta_1 - 2L_6 L_4 \quad (11)$$

$$C = L_7^2 + L_2^2 + L_4^2 + L_6^2 - L_3^2 - 2L_6 L_2 \cos\theta_1 - 2L_7 L_2 \sin\theta_1 \quad (12)$$

式(9)~(12)说明 θ_3 有两个解,应当取 $\theta_3 < 90^\circ$ 的解。可以求得 θ_2 :

$$\theta_2 = \arctan(L_7 - L_4 \sin\theta_3 - L_2 \sin\theta_1) / (L_6 - L_4 \cos\theta_3 - L_2 \cos\theta_1) \quad (13)$$

即:

$$\begin{bmatrix} \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{\theta_2} \\ k_{\theta_3} \end{bmatrix} \theta_1 \quad (14)$$

式中, k_{θ_2} 、 k_{θ_3} 表示 θ_2 、 θ_3 相对于 θ_1 的系数。进而可以得到气缸的角度和长度如下式:

$$\gamma = \arctan((L_8 + L_5 \cos\theta_3) / (L_9 - L_5 \sin\theta_3)) \quad (15)$$

$$L_{ab} = \sqrt{(L_8 + L_5 \cos\theta_3)^2 + (L_9 - L_5 \sin\theta_3)^2} \quad (16)$$

2.1.2 角速度与角加速度分析

将式(13)、(14)对时间求导可得:

$$\omega_j = \dot{\theta}_j, j=1, 2, 3 \quad (17)$$

式中, ω_1 、 ω_2 、 ω_3 分别表示 L_2 、 L_3 、 L_4 的角速度,对时间求导可得:

$$\alpha_j = \dot{\omega}_j = \ddot{\theta}_j, j=1, 2, 3 \quad (18)$$

式中, α_1 、 α_2 、 α_3 分别表示 L_2 、 L_3 、 L_4 的角加速度。至此,计算得到各个杆件的角加速度即杆件的质心角加速度 α_j 。

2.1.3 质心速度与加速度分析

将各个杆件拆解开来见图3,根据机构的三维模型得到质心的坐标,各个杆件的质心相对于杆件自身的铰链点是不变的,因此得到各杆件质心的坐标如下:

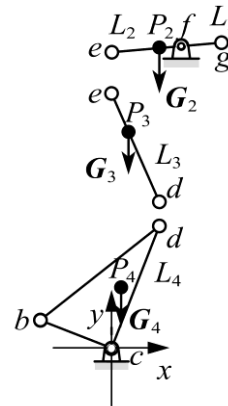


图3 机构的拆解

$$P_2 = \begin{bmatrix} P_{2x} \\ P_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_6 - |P_2 f| \cos\theta_1 \\ L_7 - |P_2 f| \sin\theta_1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$P_3 = \begin{bmatrix} P_{3x} \\ P_{3y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_6 - L_2 \cos\theta_1 - |P_3 e| \cos\theta_2 \\ L_7 - L_2 \sin\theta_1 - |P_3 e| \sin\theta_2 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$P_4 = \begin{bmatrix} P_{4x} \\ P_{4y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} |P_4 c| \cos(\Phi + \theta_3) \\ |P_4 c| \sin(\Phi + \theta_3) \end{bmatrix} \quad (21)$$

式(19)~(21)中, P_{2x} 、 P_{2y} 分别表示质心 P_2 的横坐标和纵坐标, P_3 、 P_4 相同,对于 bcd 杆件,设 $\angle P_4 cd = \Phi$ 。

将以上各点的位置对时间求导,可以得到质心的速度和加速度:

$$v_{P_j} = \dot{P}_j, j=2, 3, 4 \quad (22)$$

$$a_{P_j} = \dot{v}_{P_j} = \ddot{P}_j, j=2, 3, 4 \quad (23)$$

式(22)、(23)中, v_{P_2} 、 v_{P_3} 、 v_{P_4} 和 a_{P_2} 、 a_{P_3} 、 a_{P_4} 分别表示 P_2 、 P_3 、 P_4 的速度和加速度矢量。至此,计算得到各个杆件质心的速度和加速度。

2.2 动力学分析与建模

在分析机构的运动学过程之后,应进行机构的动力学建模,并进行一些合理的简化和假设。假设如下:

- a. 机构中的各个构件均为均质刚体。
- b. 各个铰链之间均为光滑转动副，摩擦力忽略不计。

c. 碟簧连杆的压缩行程只有 10 mm，因此忽略由于碟簧压缩引起的连杆质心相对位置的变化。

d. 由于缓释时间很短，并且碟簧组一直处于压缩状态，将碟簧组视为无阻尼状态，并且碟簧的质量相对于系统来说非常小，因此将其视为无质量弹簧。

刚体在空间中的运动一般情况下可拆分为两种：质心的平动和绕质心的转动，它们分别可以用牛顿方程和欧拉方程进行解释，对于本文所研究的平面机构来说，牛顿-欧拉方程可以简化为：

$$\sum \mathbf{F}_{xy} = m\mathbf{a}_{xy} \quad (24)$$

$$\sum {}^C \mathbf{M}_{ext} = I_z \dot{\omega}_z \quad (25)$$

式 (24)、(25) 中， $\sum \mathbf{F}_{xy}$ 为刚体在 xy 平面内所受的合外力， m 为刚体的质量， \mathbf{a}_{xy} 为刚体在 xy 平面内的加速度， $\sum {}^C \mathbf{M}_{ext}$ 为合外力作用在刚体质心处的合力矩， I_z 为刚体对质心的惯性张量矩阵， $\dot{\omega}$ 为刚体的角加速度。

完成了上一节的运动学分析，在建立动力学方程时可以直接使用表 1 中的物理量，当作已知量。

表 1 已知物理量表

参数	角度	角速度	角加速度	速度	加速度
符号	$\theta_1 \sim \theta_3$	$\omega_1 \sim \omega_3$	$\alpha_1 \sim \alpha_3$	$v_{P_2} \sim v_{P_4}$	$a_{P_2} \sim a_{P_4}$

2.2.1 ef 杆受力分析

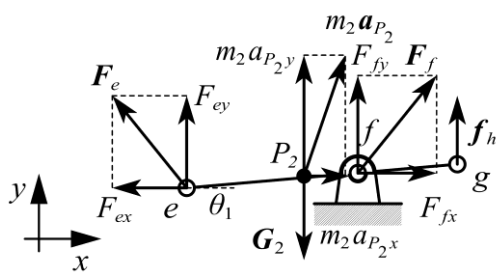


图 4 ef 杆受力分析

由 ef 杆的受力分析图 (见图 4) 可以列出其牛顿-欧拉平衡方程为：

$$\begin{cases} \sum \mathbf{F}_{ef} = \mathbf{F}_e + \mathbf{F}_f + \mathbf{f}_h + \mathbf{G}_2 = m_2 \mathbf{a}_{P_2} \\ \sum \mathbf{M}_{P_2} = \mathbf{F}_e \times \overrightarrow{P_2 e} + \mathbf{F}_f \times \overrightarrow{P_2 f} + \mathbf{f}_h \times \overrightarrow{P_2 g} = J_2 \alpha_1 \end{cases} \quad (26)$$

式中， \mathbf{f}_h 与 \mathbf{F}_h 等大反向， $\sum \mathbf{F}_{ef}$ 表示 ef 杆上所受的合力， $\sum \mathbf{M}_{P_2}$ 表示所有的外力作用在 ef 杆质心上的合力矩，力矩方向逆时针为正，顺时针为负，下同。

2.2.2 de 杆受力分析

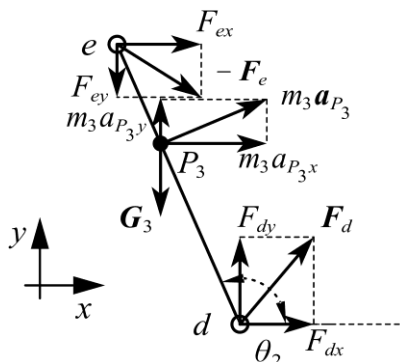


图 5 de 杆受力分析

由 de 杆的受力分析图 (见图 5) 可以列出其牛顿-欧拉平衡方程为：

$$\begin{cases} \sum \mathbf{F}_{de} = -\mathbf{F}_e + \mathbf{F}_d + \mathbf{G}_3 = m_3 \mathbf{a}_{P_3} \\ \sum \mathbf{M}_{P_3} = \mathbf{F}_e \times \overrightarrow{P_3 e} - \mathbf{F}_d \times \overrightarrow{P_3 d} = J_3 \alpha_2 \end{cases} \quad (27)$$

式中， $\sum \mathbf{F}_{de}$ 表示 de 杆上所受的合力的矢量和， $\sum \mathbf{M}_{P_3}$ 表示所有的外力作用在 de 杆质心上的合力矩。

2.2.3 bcd 杆件受力分析

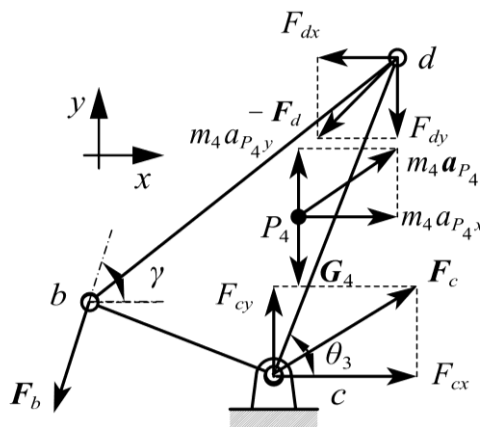


图 6 bcd 杆件受力分析

由 bcd 杆件的受力分析图 (见图 6) 可以列出其牛顿-欧拉平衡方程为：

然后按照下列步骤进行逼近-校正:

步骤 1: 首先从缓释力初始值开始, 此时 $L_3=L_{3\min}$, 机构为刚性机构, 取时间步长 $\Delta t=1\text{ ms}(t=0\sim 300\text{ ms})$, 代入到机构的动力学模型中, 计算得到缓释开始 1 ms 后的气缸力 F_b 。

步骤 2: 根据碟簧的参数可以得到 de 杆在此状态下的压力 F_s 和理论长度 L_{de} 如式 (34):

$$L_{de} = \begin{cases} L_{3\min} + l_s, (0, F_{\text{pre}}) \\ L_{3\min} + l_s - (F_s - F_{\text{pre}}) / k_s, [F_{\text{pre}}, F_{\text{pre}} + k_s l_s] \\ L_{3\min}, (F_{\text{pre}} + k_s l_s, +\infty) \end{cases} \quad (34)$$

步骤 3: 第一步开始计算运动学参数代入的 L_3 和 de 杆在压力下的理论长度如果大致相等, 说明第一个步长计算过程正确, 可以进行下一个时间步长的计算。如果相差很大, 则需要重新计算。设 ε 是一个很小的正实数, 则进行下一个时间步长的判定依据为:

$$|L_3 - L_{de}| \leq \varepsilon \quad (35)$$

步骤 4: 进行迭代计算, 设 ΔL 是一个很小的正实数, 即取 $L_3 = L_{3\min} + \Delta L \leq L_{3\min} + l_s$, 重新开始步骤 1、2、3, 此时进行下一个时间步长的判定依据变为:

$$|L_3 + \Delta L - L_{de}| \leq \varepsilon \quad (36)$$

由于每一个时间步长下都存在多次校正, 所以不存在误差累积的现象。理论上只要 ε 取得足够小, 计算结果就会无限接近真实解。循环直到计算结束, 即可得到气缸力 F_b 在 300 ms 内的时序曲线。此方法的流程图见图 8。

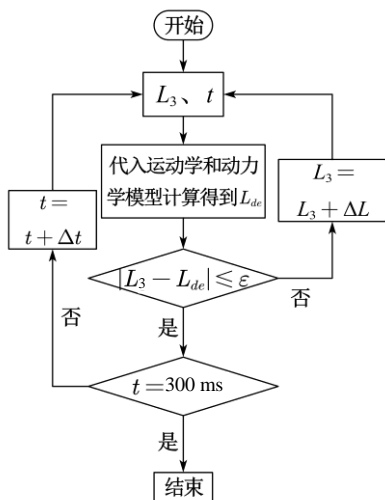


图 8 逼近校正法流程图

3 动力学仿真

3.1 结构参数

完成基于牛顿-欧拉方程的刚柔耦合机构动力学建模工作后代入一种实际的机构参数进行动力学数值仿真。已知的结构参数如表 2。

表 2 结构参数表

参数	数值/mm	参数	数值/mm	参数	数值	参数	数值
$ \vec{P}_2e $	125	Φ	9°	L_7	1041 mm	J_4	$2.63\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
$ \vec{P}_2f $	125	Φ	15°	L_8	737 mm	F_{pre}	20 kN
$ \vec{P}_2g $	335	L_1	210	L_9	720 mm	l_s	6 mm
$ \vec{P}_3e $	222	L_2	420	m_2	134 kg	k_s	8.3 kN/mm
$ \vec{P}_3d $	$L_3 - 222$	$L_{3\min}$	520	m_3	57 kg	m	240 t
$ \vec{P}_4d $	333	L_4	526	m_4	72 kg	F_t	705 kN
$ \vec{P}_4c $	204	L_5	250	J_2	$4.02\text{ kg}\cdot\text{m}^2$		
$ \vec{P}_4b $	277	L_6	420	J_3	$0.97\text{ kg}\cdot\text{m}^2$		

3.2 数值仿真

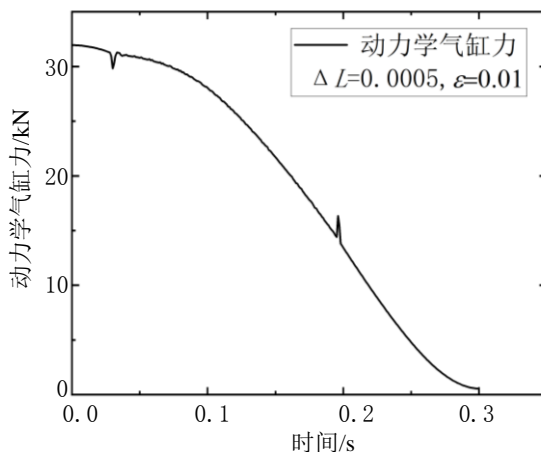


图 9 动力学模型缓释过程中的气缸力变化

使用 Matlab 编程语言编写动力学模型, 并把逼近-校正法按照流程图插入到动力学模型中, 为了提高计算速度又不失准确性, 将逼近校正法中的增量和阈值判定参数设为 $\Delta L=0.0005$ 、 $\varepsilon=0.01$, 动力学模型的计算结果如图 9 所示。

将动力学模型中的质心的加速度和角加速度设为零, 得到了缓释过程不考虑惯性力的静力学模型, 重新进行计算, 将逼近校正法中的增量和阈值判定参数设为 $\Delta L=0.01$ 、 $\varepsilon=0.1$, 得到的结果见图 10。

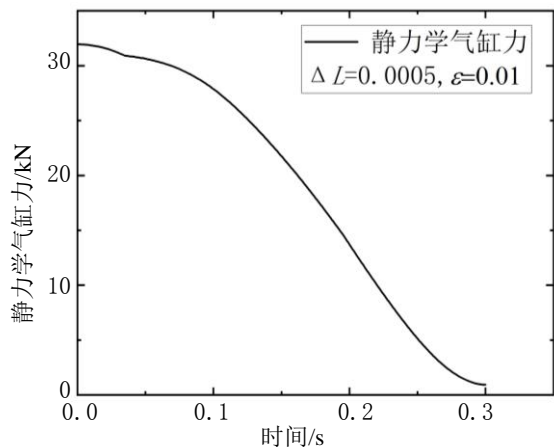


图 10 静力学模型缓释过程中的气缸力变化

将本节的多体动力学模型和静力学模型计算结果绘制在同一张图中，并将误差曲线绘制出来，绘制结果如图 12、图 13 所示。

3.3 多体动力学仿真

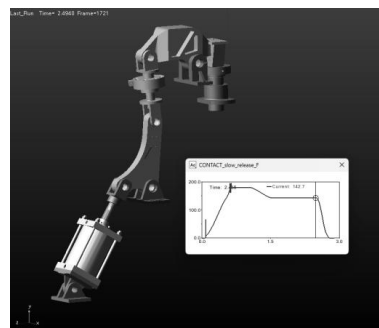


图 12 缓释 0 时刻

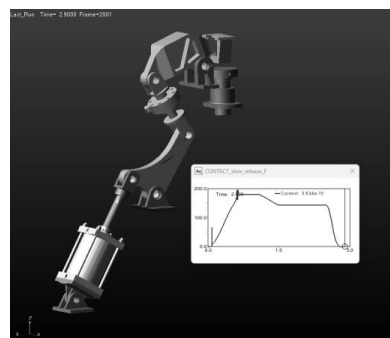


图 13 缓释 300 ms 时刻

使用 ADAMS 软件对缓释阶段进行仿真如图 13、图 14 所示。忽略由于机构弹性和刚性状态转换导致的力突变。将数学模型计算得到的气缸力的变化规律如图 15 代入到 ADAMS 多体动力学模型中，得到的缓释力如图 16 所示。

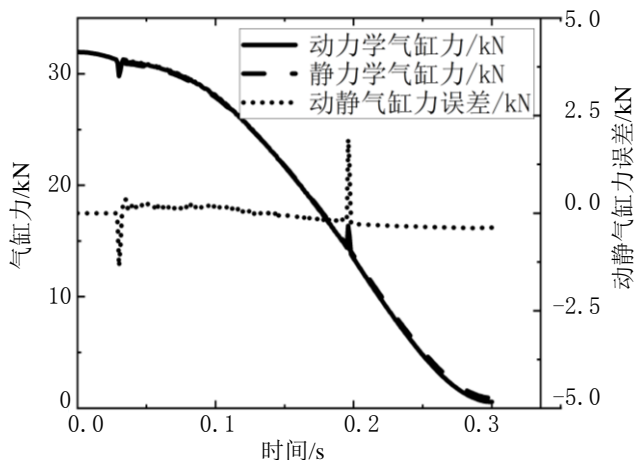


图 10 动静气缸力对比图

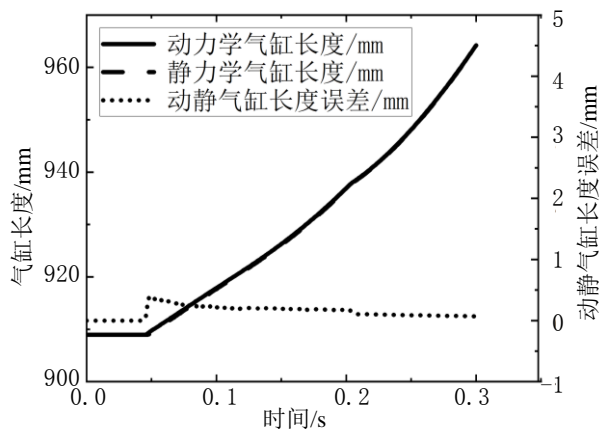


图 11 动静气缸长度对比图

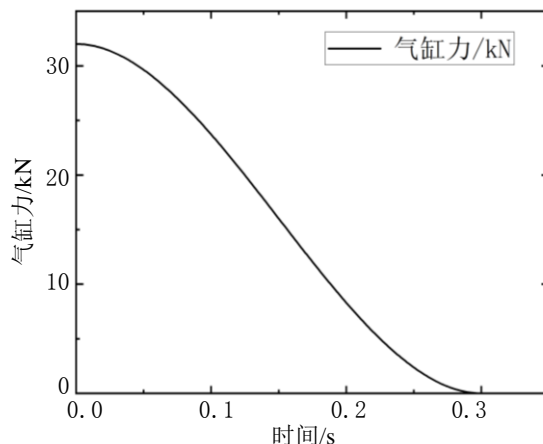


图 14 输入气缸力

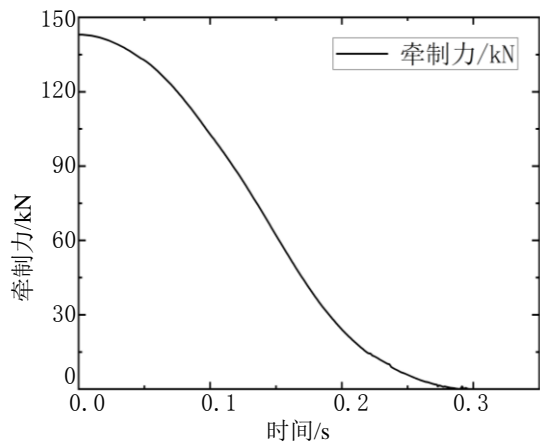


图 15 输出缓释力

4 实验分析

释放实验在气缸完成牵制之后进行，再由气缸来执行缓释过程，如图 16a、图 16b。受到实验条件的影响，气缸牵制力只能达到 120 kN 左右，火箭推力也无法准确模拟，只让机构单独执行指定的流程，气缸力变化曲线为由稳定牵制的数值按照图 15 的变化规律在 300 ms 内降为零，得到的缓释力如图 17 所示。



a 牵制状态



b 释放状态

图 16 释放实验

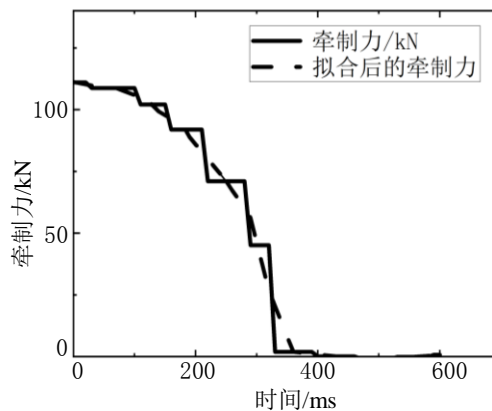


图 17 第一次释放实验

牵制力的实验结果如图 18 所示，图中折线为实验采样数据，曲线为顺滑拟合后的数据。

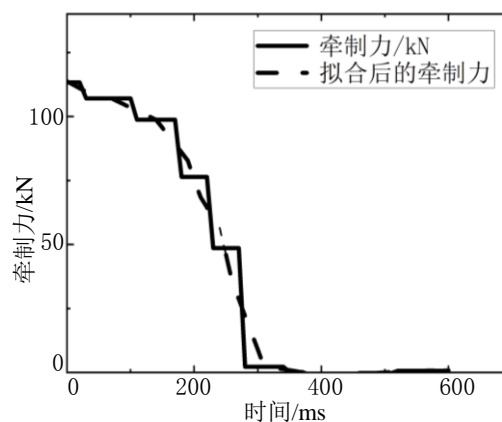


图 18 第二次释放实验

5 结束语

由仿真计算和实验结果可以得出以下结论：

a. 由于碟簧连杆的刚性弹性切换，导致机构的加速度在切换的时刻瞬时变化较大。因为缓释力不能发生突变，所以加速度突变造成的力变化要由气缸力来补偿，造成了气缸力在这些时刻的计算会有突变值。但是真实机构中此突变值持续时间极其短暂，机构的各零部件的弹性会将其吸收掉，因此真实驱动力可不考虑此突变值。

b. 可以看出动力学模型和静力学模型的计算结果相差不大,随着缓释力的减小,机构的惯性力一开始充当了气缸力的阻力,造成了气缸力有一定程度的减小,随着缓释力的进一步减小,机构的惯性力又变成了气缸力的助力,造成了气缸力有一定程度的增加。同时,从误差曲线也可以看出,逼近-校正法在每一时刻的计算中都在进行校正,避免了误差累积现象。

c. 由气缸的长度动静对比图可以看出,误差在机构不同的状态下呈现出不同的变化规律,气缸长度的变化曲线基本重合,误差值始终在一个较小的范围内,这也说明了机构在缓释过程中产生的惯性力相对于其他力来说比较小,对缓释阶段的影响不大。

d. 通过 ADAMS 仿真结果可以看出缓释力曲线与目标缓释力曲线非常相似,这也证明了数学模型的正确性。

对比两次空载释放实验可以得出以下结论:

a. 在只有气缸牵制的情况下,拟合后缓释力的曲线与理想的缓释力曲线非常相似,并且两次实验的重复性较好。

b. 牵制力在约 300 ms 内平滑地降为零,缓释效果

基本达到预期,本文的研究成果对此类机构型牵制释放装置的缓释阶段具有重要意义。

参考文献

- [1] 王瑞铨, 丛小鹏. 浅析牵制释放发射技术[J]. 导弹与航天运载技术, 2001(6): 1-5.
- [2] 安军, 侯赤, 王文智, 等. 减载缓释机构特性对火箭结构动力响应的影响[J]. 固体火箭技术, 2014, 37(1): 18-22.
- [3] 崔二巍, 于存贵, 李猛. 运载火箭牵制释放发射研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2015(2): 28-30+35.
- [4] 居龙, 张瑜, 王登, 等. 自动回倒式牵制释放装置: CN202210973682.9[P]. 2024-06-11.
- [5] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 计算多体系统动力学, 1999.
- [6] 王中双, 徐贺. 基于广义速度的平面连杆机构动力学分析向量键合图法[J]. 机械传动, 2018, 42(7): 29-32+37.
- [7] 王锡霖, 李举, 许文艺, 等. 基于 Matlab 的平面正弦连杆机构动力学分析[J]. 长春工业大学学报(自然科学版), 2011, 32(1): 73-76.
- [8] 金国光, 侯旭睿, 魏展, 等. 考虑运动副间隙的平面连杆机构动力学分析[J]. 机械传动, 2022, 46(9): 59-66.
- [9] 刘峰, 李春明. 抽油杆减震器的碟形弹簧系统动力学仿真研究[J]. 计算机仿真, 2008, 25(9): 256-258+263.