

DOI: 10.7511/jslx201704001

基于动态本构模型的整流罩铰链系统自冲击分析

唐霄汉^{1,2}, 李彬¹, 李刚¹, 郝鹏^{*1}, 陈聪¹, 任明法¹

(1. 大连理工大学 工程力学系, 工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024;
2. 北京联合大学 信息学院, 北京 100101)

摘要:整流罩铰链系统结构分析是大型整流罩分离分析的重要环节,也是国内新一代运载火箭研制过程中的关键技术之一。基于 30CrMnSiA 和 ZTC4-1 的力学性能试验研究,得到材料的动态本构模型,并建立整流罩及动态本构模型下的铰链系统有限元模型。通过非线性显式动力学分析方法,对铰链系统自冲击过程进行仿真,得到冲击作用下铰链系统的应力和应变情况,并通过内力分析得到自冲击过程中铰链系统的主要内力形式。最后,通过比较铰链系统动态本构与准静态本构下的自冲击响应,验证并说明了动态本构模型对铰链系统自冲击仿真的影响。计算结果表明,自冲击作用会使铰链系统发生塑性变形,且动态本构模型有利于反映真实结果,为新一代运载火箭的研制提供一定的参考价值。

关键词: 动态本构模型; 有限元法; 显式动力学; 铰链系统; 自冲击

中图分类号: O302; O212.21 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-4708(2017)04-0403-08

1 引言

整流罩是运载火箭的重要组成部分,用于保护卫星及其他有效载荷,以防止卫星受气动力、气动加热及声振等有害环境的影响。我国整流罩在分离时普遍采用旋抛方式,而用于控制整流罩旋抛姿态的组件定义为铰链系统,主要包括铰链支座和铰链摆臂。在尺寸大小上,铰链系统虽然相对整流罩全罩要小得多,但在整个分离过程中起到导向定位和控制分离的重要作用。

目前,对整流罩的研究主要是关于全罩的分离研究。早期 Villalaz 等^[1]对阿里安 4 卫星整流罩全罩进行三维建模和分析,得到其分离特性,分析过程考虑了非线性因素的影响;后期随着 ADAMS 等商业软件的发展与成熟,刘建等^[2-6]开始在这些商业软件的计算平台上采用柔性多体动力学方法对整流罩的分离过程进行仿真,但讨论的着重点都未涉及整流罩的某些局部构件的受力情况。李刚等^[7]通过研究整流罩的弹簧组件对大型整流罩分离动力学的影响,发现整流罩的弹簧组件的构型不同,对整流罩的分离特性和呼吸变形的影响也不同

的结论。可见,局部构件对整体结构的影响有时不可忽略。整流罩在横向解锁过程中,铰链支座和旋转销轴间会发生碰撞,而碰撞所带来的冲击载荷可能会使铰链系统发生破坏,因此在动载荷下对铰链系统的强度分析也是至关重要的。

冲击碰撞问题属于复杂的动力学问题,而动力学分析方法可分为隐式求解方法和显式求解方法。隐式方法每一步都要求解一个联立方程组,需要大量的计算时间和内存空间,而显式方法具有解耦特征,不需求解联立方程组,具有效率高和内存空间少的优点。学者将显式方法与有限元方法结合,对各类复杂问题进行了相关研究。李光耀^[8]采用显式有限元法求解三维板料成形问题,较准确地模拟了成形中的起皱现象。赵成刚等^[9,10]对饱和多孔介质的动力方程进行了显式有限元推导,并对两相介质在输入地震波作用下的弹塑性动力反应进行了准确高效的计算。郝鹏等^[11]通过显式动力学分析方法对加筋柱壳的后屈曲分析及优化设计进行了研究。对于整流罩分离,文献^[7,12]给出了相关的显式动力学分析方法,并对气动作用下的地面分离试验进行了仿真预示。

铰链系统组成材料包括 30CrMnSiA 钢和 ZTC4-1 钛合金,它们具有高强度、高韧性以及密度小等优点,都属于高性能合金材料。在快速冲击过程中,材料的力学性能会受应变率的影响而不断发生变化,由此产生了与应变率相关的本构模型,

收稿日期: 2016-05-03; 修改稿收到日期: 2016-09-07.
基金项目: 973 项目(2014CB046506); 国家自然科学基金(11372062, 11402049)资助项目.
作者简介: 唐霄汉(1982-), 男, 博士生;
郝鹏*(1986-), 男, 博士, 副教授
(E-mail: haopeng@dlut.edu.cn).

即动态本构模型。

本文将基于 30CrMnSiA 和 ZTC4-1 的力学性能试验研究结果,对整流罩的铰链系统引入相应的动态本构模型,建立有限元分析模型。基于 ABAQUS 的显式动力学方法,对铰链系统自冲击过程进行有限元分析,得到冲击作用对铰链系统的影响。最后,通过比较铰链系统动态本构与准静态本构下的自冲击响应,说明动态本构模型对铰链系统自冲击仿真的影响及其实际应用中的必要性。

2 整流罩铰链系统自冲击特点

整流罩分离过程包含三个步骤:横向解锁、纵向解锁和旋转分离,其中横向解锁作为整流罩分离的第一个步骤,也是至关重要的一个步骤。在初始阶段,整流罩底部用于横向解锁的爆炸螺栓装置将整流罩全罩结构与火箭相连。当爆炸螺栓爆破时,尚未纵向解锁的整流罩全罩会在能源动力装置的弹簧作用下沿纵向运动,而由于铰链系统与罩体相连,罩体的运动会带动铰链摆臂沿纵向运动。铰链系统主要结构包括铰链摆臂和铰链支座,其中铰链支座固定在箭体上。在运动过程中,铰链摆臂会进行一定距离的加速,最后与铰链支座发生快速碰撞。由于铰链系统的材料为弹塑性材料,铰链系统内部的碰撞会形成自冲击效应,其应力和应变情况可能会影响整流罩横向解锁的成败,进而会影响到后续的分离步骤。

铰链系统的自冲击效应是铰链摆臂与铰链支座的瞬态动态接触作用,而接触过程常涉及三种非线性^[13-15],即除大变形引起的材料非线性和几何非线性以外,还有接触界面的非线性,这是接触问题所特有的。

因此,横向解锁下的铰链系统的自冲击行为虽然持续时间短暂,但属于强非线性动力学问题;而且除了分析铰链系统外,对整流罩罩体也必须同步分析。由于大型整流罩的柔度大,结构形式复杂,会增加铰链系统自冲击效应的非线性输入,使分析更加困难。

3 铰链系统模型

3.1 材料动态本构模型

对 30CrMnSiA 和 ZTC4-1 进行材料的动态力学性能测定试验,试验所用装置为分离式 Hopkinson 压杆 SHPB(Split Hopkinson Pressure Bar)^[16]。分离式 Hopkinson 压杆技术通过测定压杆上的应

变来推导试样材料的应力-应变关系,进而测定材料在一定应变率范围的动态应力-应变行为。该方法目前已经成为研究材料动态力学性能,特别是高应变率下动态力学性能最基本的实验方法之一。

本次试验采用的 Hopkinson 压杆装置结构如图 1 所示,设备照片如图 2 所示。该设备的波导杆采用高强度的马氏体时效钢 18Ni 材料,其直径为 13 mm,输入杆、输出杆和吸收杆长度均为 1 m。

铰链支座为钛合金铸件,试验用材为经热等静压处理的 ZTC4-1 钛合金棒材,技术规格为 HB5448-90I 类,加工要求按 HB6103-86 CT7 级铸造,力学性能要求为随炉试样 $\sigma_{0.2} \geq 820$ MPa 和 $\sigma_b \geq 890$ MPa,按 HB5448-90 标准内部缺陷达 B 级。铰链摆臂材料为 30CrMnSiA 冷拉圆钢,技术条件按 GB/T 3078-1994 执行,品种规格按 GB/T 905-1994 执行,经热处理硬度为 HRC33~38。两材料都采用同一类型的 Hopkinson 压杆压缩试验试样,为直径 5 mm,长为 4 mm 的圆柱体。通过试验^[17]测得 ZTC4-1 和 30CrMnSiA 的动态本构模型,如图 3 所示,且表 1 和表 2 给出了两材料在不同加载速率下的力学性能特性。

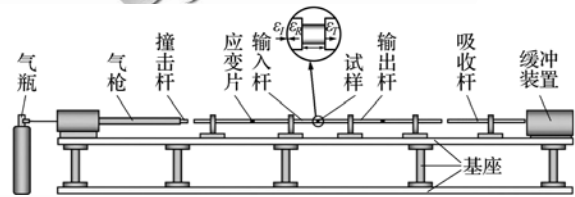


图 1 分离式 Hopkinson 压杆结构示意图

Fig. 1 Illustration of the SHPB testing system



图 2 分离式 Hopkinson 压杆试验

Fig. 2 SHPB test

表 1 不同加载速率下的 ZTC4-1 的力学性能特性
Tab. 1 Mechanical properties of ZTC4-1 under different loading rates

应变率/ s^{-1}	$\sigma_{0.2}/MPa$	σ_b/MPa	塑性应变最大值
0.001	830	1050	0.090
592	1127	1391	0.064
1610	1149	1466	0.170
2626	1200	1493	0.184

3.2 铰链系统有限元模型

整流罩全罩为对称结构,且对称部分受力情况相同,为了提高分析效率,本文只分析半罩结构,图4为整流罩及其铰链系统的有限元模型。整流罩中线下端对称布置了两组铰链系统,且每组铰链系统的结构组成均包含铰链支座和铰链摆臂,其中铰链支座主要结构为滑槽结构和限位轴,而铰链摆臂主要结构为限位销轴和U型凹槽。铰链支座是由一个限位轴连接两个方形厚板组成。厚板上开有一个滑槽,滑槽轨迹呈不规则开口形状,在滑槽的封闭一端是一个直径为21 mm的半圆弧;铰链摆臂是由两块平板和两个限位销轴组成,两块平板的位形呈一定角度的摆臂状,限位销轴的形状为同轴相接的两个圆柱体,直径分别为10 mm和16 mm,

表2 不同加载速率下的30CrMnSiA的力学性能特性

Tab.2 Mechanical properties of 30CrMnSiA under different loading rates

应变率/s ⁻¹	$\sigma_{0.2}$ /MPa	σ_b /MPa	塑性应变最大值
0.001	1100	1400	0.087
452	967.82	1728.31	0.068
1305	960.97	1834.92	0.171
1957	1165.62	1934.60	0.209
2445	1053.00	1681.90	0.205

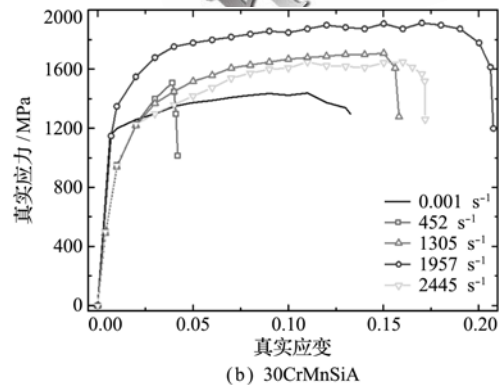
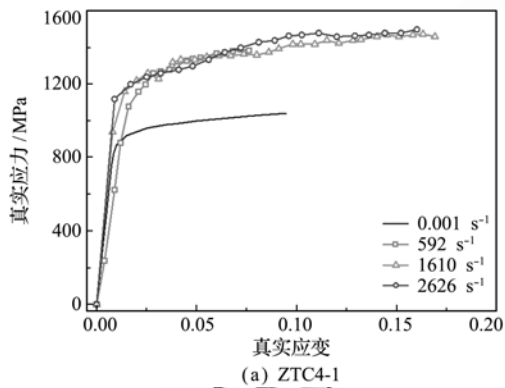


图3 ZTC4-1和30CrMnSiA在不同应变率下真应力-应变曲线
Fig.3 True stress-strain curves of ZTC4-1 and 30CrMnSiA under different loading rates

大小圆柱的长度分别为23 mm和7 mm。在铰链摆臂的底端开有一个U型凹槽,凹槽的开口大小略大于铰链支座的限位轴直径。由铰链系统的装配可知,铰链摆臂销轴中心轴与铰链支座滑槽的半圆弧中心轴重合,因此销轴与滑槽上下表面的间隙量为2.5 mm。

整流罩及铰链系统各部段的网格划分情况列入表3,计算模型采用壳单元和实体单元混合建模的方式,其中整流罩罩体结构采用壳单元建模,而由于铰链系统形状复杂,为了更好地体现其接触面相互作用,对铰链系统结构采用实体单元建模。

4 铰链系统自冲击仿真分析

本文基于ABAQUS/Explicit对整流罩铰链系统横向解锁下的自冲击行为进行显式有限元分析。显式计算是条件稳定的,数值稳定性通过稳定步长来衡量,而稳定步长的大小取决于单元尺寸和材料波速。单元越小,稳定步长越小,计算越稳定,但计算耗时越长,因此计算过程需要平衡效率与稳定性的关系。

4.1 基于动态本构模型的自冲击仿真

本文计算模型为整流罩半罩模型,在半罩的纵向解锁面上施加对称边界约束($U_Y=U_Z=U_{RX}=U_{RY}=U_{RZ}=0$),只允许整流罩纵向解锁面上的节点发生纵向位移(X方向平动自由度放松)。铰链支座固连于箭体上,相对于箭体而言,铰链支座

表3 计算模型网格划分情况

Tab.3 Grid information of the calculation model

部件	单元类型	单元总数	节点总数
罩体	四节点壳单元	4761	5016
	三节点壳单元	42	
铰链摆臂(2个)	八节点实体单元	4818	7334
铰链支座(2个)	八节点实体单元	25000	31588

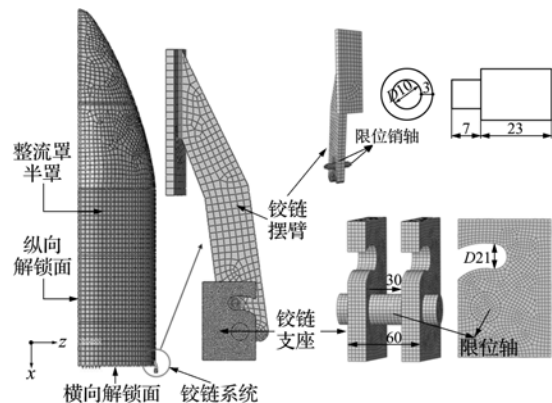


图4 整流罩及其铰链系统有限元模型
Fig.4 Finite element model of a large-scale fairing and its hinge system

整体始终保持相对静止状态,但为了不使铰链支座的接触面刚度过大,在计算模型中只选取铰链支座的两个侧面施加固定约束,如图5所示。

整流罩在横向解锁后向上运动和分离的主要动力来源于整流罩底端的弹簧组件,每半罩含12组弹簧,左右对称分布于整流罩后柱段的纵向解锁面附近,且每组弹簧初始压缩预紧力为 $F_0 = 7130\text{ N}$,压缩时的弹簧刚度为 $K = 28.18\text{ N/mm}$,则弹簧的初始压缩量为 253 mm ,远大于销轴与铰链支座间的空隙量,因此在铰链系统自冲击过程中弹簧始终处于压缩状态。除了弹簧力的作用外,在太空中整流罩分离会受到过载分量的作用,而在地面的整流罩分离预示试验中,整流罩同样会受到地面重力的作用。不管是过载分量,还是重力作用,在整流罩横向解锁过程中都起到阻碍整流罩纵向运动的作用。本文采用加速度加载方式作用于全局结构上,用于模拟过载分量或地面重力。由于过载分量和重力的作用大小相近,故加速度大小为 9.8 m/s^2 ,方向沿X轴正方向。整流罩及铰链系统的合重为 1.18 t ,则过载分量或重力大小为 11564 N 。

图3为铰链系统材料的动态本构模型曲线,将

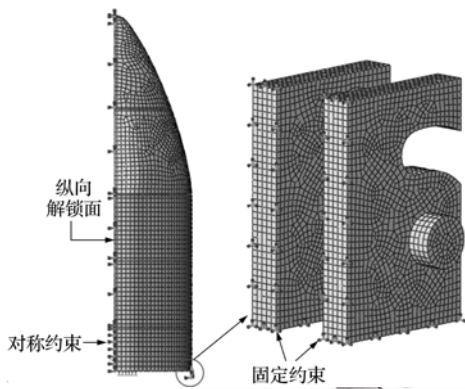


图5 横向解锁过程边界条件
Fig. 5 Boundary conditions in the transverse unlocking

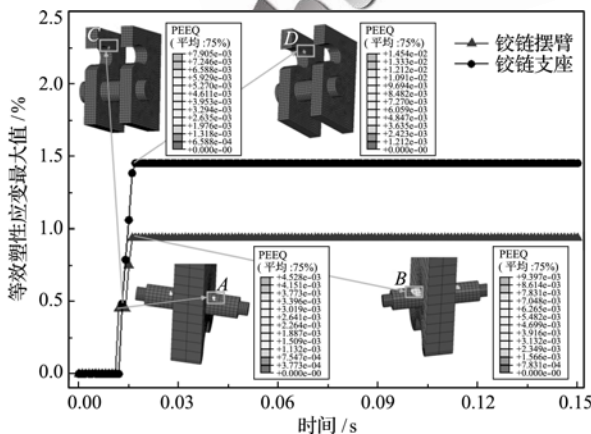


图6 铰链系统等效塑性应变最大值-时间曲线
Fig. 6 Equivalent plastic strain-time curves of the hinge system

该本构模型代入铰链系统有限元模型,通过显式动力学分析可得铰链摆臂与铰链支座相互冲击情况,整个物理过程持续时间为 0.15 s ,在计算机(8核CPU,主频 3.35 GHz ,内存 64 GB)的并行计算下,CPU计算时长为 2.25 h 。图6为铰链系统等效塑性应变最大值随时间的变化曲线,图中每一时刻的数据点均代表铰链系统相应组件所有单元在该时刻下的塑性应变累积量的最大值。在 0.012 s 之前铰链系统两组件的等效塑性应变均为 0 , 0.012 s 之后铰链摆臂先产生塑性变形,而后在 0.013 s 时刻,铰链支座也开始产生塑性变形。经过冲击,铰链支座的等效塑性应变最大值能达到 1.45% ,高于铰链摆臂的等效塑性应变最大值(0.94%),发生时刻分别为 0.017 s 和 0.016 s 。表4为铰链摆臂和铰链支座在上述相关时刻下的等效塑性应变情况,并标定该时刻下等效塑性应变最大处的单元为A~D单元,其中A和B单元在铰链摆臂的销轴上,C和D单元在铰链支座滑槽上,图7则为这四个单元的Mises应力-时间曲线,其中C和D单元实际结果为同一单元。

由图表可得,A~D四个单元的Mises应力峰值均出现在 $0.012\text{ s} \sim 0.017\text{ s}$ 内,且在此期间应力值均维持在较高的应力水平(850 MPa 以上)。但在 0.017 s 之后,四个单元的应力大小均出现了大幅下降,其中铰链摆臂A和B单元的应力值主要分布于 300 MPa 左右,最高振荡点未超过 750 MPa ;而铰链支座C和D单元的应力值更小,主要

表4 铰链系统等效塑性应变情况
Tab. 4 Equivalent plastic strain of the hinge system

部件	等效塑性应变相关时刻	时刻值 /s	等效塑性应变大小 / %	对应单元
铰链摆臂	发生时刻	0.012	0.45	A
	最大时刻	0.016	0.94	B
铰链支座	发生时刻	0.013	0.49	C
	最大时刻	0.017	1.45	D

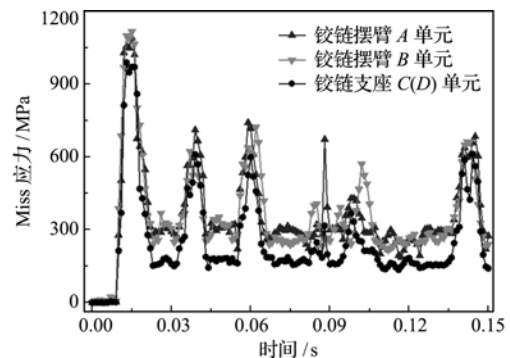


图7 特殊单元的Mises应力-时间曲线
Fig. 7 Mises stress-time curves of several special elements

分布于 150 MPa 左右,最高振荡点未超过 600 MPa,均未相应达到铰链摆臂材料(30CrMnSiA)和铰链支座材料(ZTC4-1)的屈服极限,它们的塑性变形不能进一步发展。因此,铰链系统累积的塑性应变主要由前期铰链摆臂与铰链支座的快速相互冲击产生,而在后期二者的接触慢慢趋于低速平稳状态。

4.2 销轴内力分析

应力大小是判断结构是否失效的指标之一,而对于冲击作用下的弯剪结构,剪力和弯矩等内力分析也是至关重要的。图 8 为销轴的有限元模型,销轴结构位于铰链摆臂底部两端,末端自由,在与铰链支座的碰撞过程中,类似于悬臂梁结构。根据材料力学理论,受面力加载的悬臂梁,固支端受弯剪作用最大,因此与摆臂连接处的截面是销轴的危险截面,定义为 A-A 和 B-B 截面,且图中的坐标系与整流罩的全局坐标系一致。

图 9 为两截面的各内力随时间的变化曲线,表 5 给出了各内力的最大值(绝对值)及其对应的发生时刻,可得如下结论。

(1) A-A 和 B-B 两截面均产生了轴力、剪力、扭矩和弯矩,其中轴力的产生说明销轴在轴向受到了冲击分量的作用,而扭矩的产生说明销轴在碰撞时还会发生扭转。轴力和扭矩分正负性,其中正值表示内力方向与全局坐标系方向保持一致。左右两边销轴上的正值轴力代表不同的物理意义,含 A-A 截面的左销轴截面上的正值轴力表示拉力,含 B-B 截面的右销轴截面上的正值轴力表示压力。

(2) 四种内力的时程变化曲线都有所振荡,其中轴力和扭矩曲线的振荡频率要大于剪力和弯矩曲线的振荡频率。由于销轴轴力和扭矩的产生与大型弹性整流罩在不同方向上的局部弹性变形有关,轴力和扭矩的振荡频率反映了局部弹性变形的振荡频率;而剪力和弯矩直接与销轴的受力冲击有关,从图 9(b)和 8(d)可以看出,剪力和弯矩曲线除了幅值和量纲不同外,在振荡频率上基本保持一致,且该频率可反映冲击频率。因此,在横向解锁之后的销轴冲击过程中,冲击频率不及整流罩的变形频率。

(3) 两个危险截面四种内力大小虽然在振荡中各有差异,但从幅值可见,二者基本一致,尤其对于剪力和弯矩曲线,两截面的曲线相似度更高。在每一时刻,两截面的弯矩与剪力均满足一种关系,即 $[\text{弯矩}]/[\text{剪力}] \approx \text{常数}$ 。以截面剪力和弯矩最大

值时刻为例,在 0.016 s 时刻,A-A 截面和 B-B 截面的剪力和弯矩都同时达到最大值,A-A 截面的剪力值和弯矩值分别为 50.08 kN 和 527.76 kN·mm; B-B 截面的剪力值和弯矩值分别为 56.67 kN 和 586.91 kN·mm,该时刻下两截面的弯矩与剪力的比值分别为 10.5 和 10.4。若假设销轴的冲击部位各处强度一致,则冲击荷载为均匀分布荷载,通过受力分析可得, $[\text{弯矩}]/[\text{剪力}] = L/2$,其中 L 为销轴较粗部分的长度,即该假设下 $[\text{弯矩}]/[\text{剪力}]$ 的理论值为 11.5。对比理论值与仿真值,二者相差不大,可见销轴的面冲击非各点同强度冲击,但在某种近似程度下,该冲击荷载也可看做均匀分布荷载。

(4) 比较同性质的内力大小可得,轴力和扭矩的量级分别为剪力和弯矩的 1/50 和 1/20,轴力和扭矩相对较小,可见引起该内力的局部弹性变形量也较小,且剪力和弯矩是销轴冲击过程中主要的内力形式。

4.3 准静态、动态本构的计算结果比较

材料本构模型的准确性是有限元分析结果准确性的前提,由于铰链系统自冲击是一个冲击速度时刻变化的运动接触过程,因此仿真结果可能会受到铰链系统不同本构模型假设的影响。本节通过比较准静态本构模型与动态本构模型下的有限元

表 5 危险截面各内力最大值(最小值)
Tab. 5 Maximum (minimum) of internal forces of dangerous sections

内力属性	截面	最小值	对应时刻 /s	最大值	对应时刻 /s
轴力/kN	A-A	-1.09	0.088	0.67	0.036
	B-B	-0.85	0.027	1.08	0.088
剪力/kN	A-A	0	0	50.08	0.016
	B-B	0	0	56.67	0.016
扭矩/(kN·mm)	A-A	-32.66	0.061	16.53	0.019
	B-B	-27.46	0.016	10.21	0.047
弯矩/(kN·mm)	A-A	0	0	527.76	0.016
	B-B	0	0	586.91	0.016

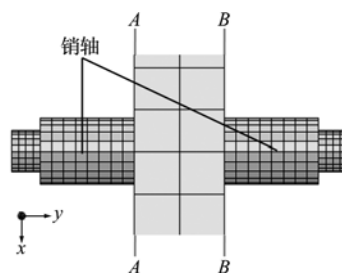


图 8 销轴有限元模型

Fig. 8 Finite element model of the axis pin

分析结果,说明动态本构模型对铰链系统自冲击仿真的影响及其实际应用的必要性。

将图3中应变率为0.001 s⁻¹的本构模型曲线作为准静态本构模型曲线,代入铰链系统有限元模型,通过显式动力学分析,得到该本构下的仿真结果,与动态本构下的结果进行比较,如图10所示。图10(a)中准静态本构下铰链摆臂和铰链支座的等效塑性应变最大值分别为0.78%和2.12%,与动态本构下的铰链系统相应结果各不相同。但从

图10(b)可以看出,A-A截面在动态本构和准静态本构下的剪力-时间曲线在每一个时刻的数据点几乎重合;同理,B-B截面在动态本构和准静态本构下的剪力-时间曲线在每一个时刻的数据点也几乎重合。因此,铰链系统的本构模型假设对自冲击过程中冲击力大小的计算影响不大,但对冲击产生的塑性变形量的计算具有较大的影响,尤其对铰链支座的滑槽变形量的计算。塑性变形产生差异的原因正是由于对铰链系统本构模型进行了不同的假

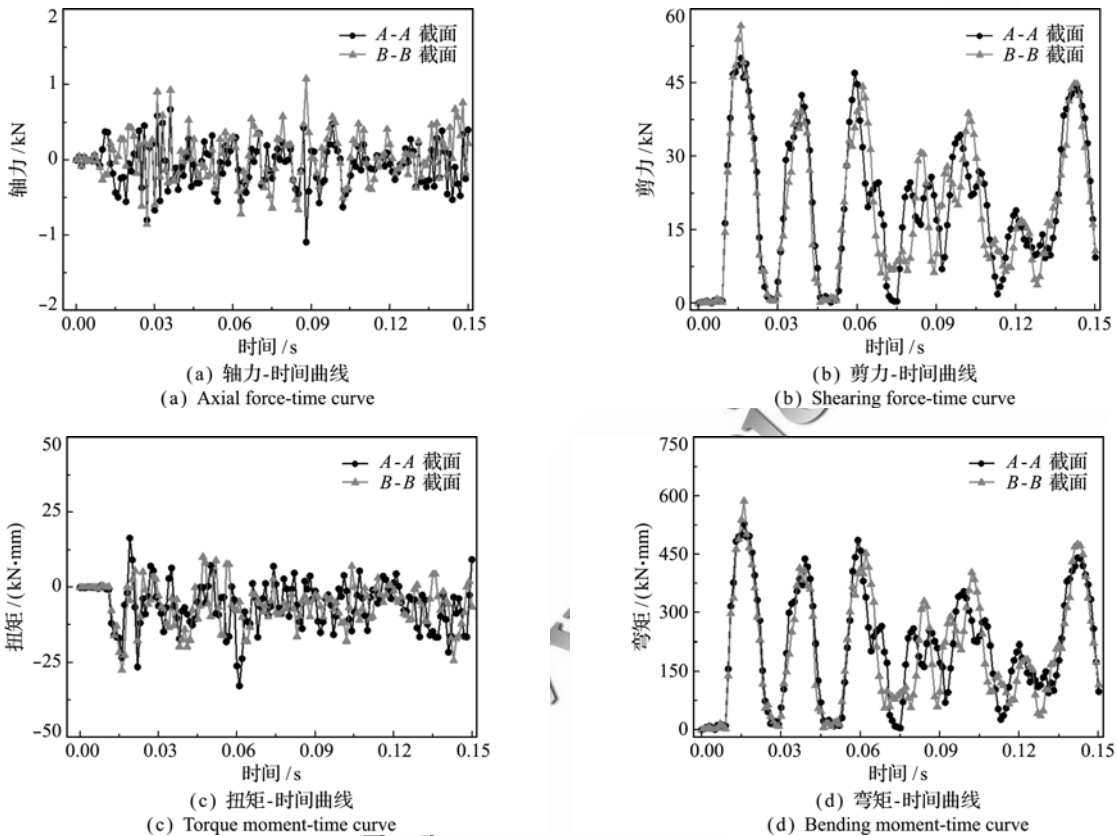
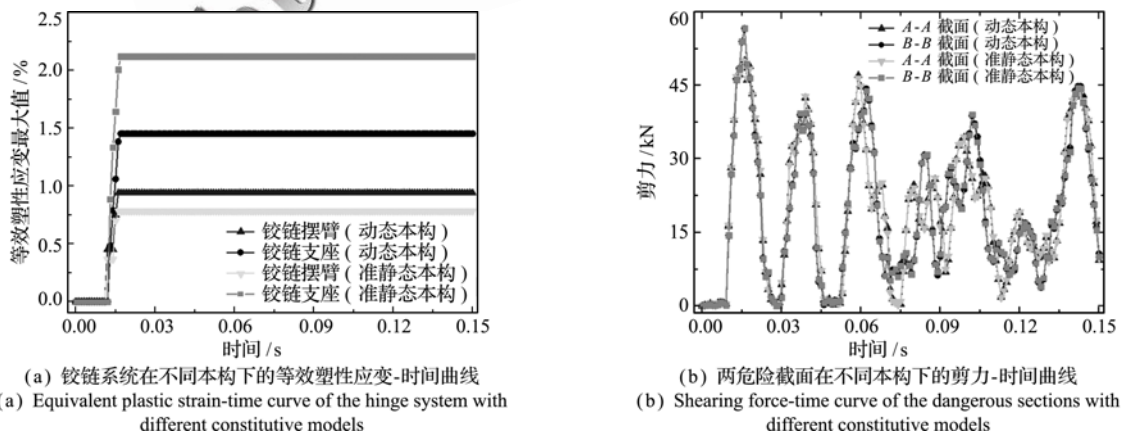


图9 危险截面内力曲线

Fig.9 Internal force-time curves of dangerous sections



(a) 铰链系统在不同本构下的等效塑性应变-时间曲线
(a) Equivalent plastic strain-time curve of the hinge system with different constitutive models

(b) 两危险截面在不同本构下的剪力-时间曲线
(b) Shearing force-time curve of the dangerous sections with different constitutive models

图10 铰链系统在不同本构下的结果比较

Fig.10 Result comparison of the hinge system with different constitutive models

设,且同时由于冲击过程中铰链系统的应变率足以达到不同于准静态的另一个本构模型,并在该本构模型下发展进入塑性阶段。

由表1和表2可知,动态本构模型实际包含了准静态本构模型及其他应变率下的材料本构模型,或者说动态本构模型是更为完整的材料本构模型。动态本构与准静态本构有限元分析结果存在差异,说明在动力学有限元分析中,提供准确的动态本构模型是很有必要的,能更进一步地逼近实际结果。

5 结 论

本文基于30CrMnSiA和ZTC4-1的力学性能试验研究,采用显式动力学方法,研究了整流罩横向解锁之后铰链系统在弹簧载荷的作用下发生的自冲击行为,得到了以下结论。

(1) 通过有限元分析可得,自冲击作用使铰链系统较早进入了塑性,但后期铰链摆臂与铰链支座的接触慢慢趋于低速平稳状态,塑性变形不再累积增加。

(2) 冲击过程中销轴产生了四种内力(轴力、剪力、扭矩和弯矩),其中剪力和弯矩是主要的内力形式,也是铰链销轴可能造成破坏的主要因素。

(3) 准静态本构与动态本构的结果差异反映了在整流罩铰链系统自冲击仿真中,提供准确动态本构模型的必要性,能为整流罩的解锁及分离试验提供重要的参考价值。

参考文献(References):

- [1] Villalaz P A, 谭宗愚, 阿里安4卫星整流罩的分离特性预示[J]. 导弹与航天运载技术, 1987(2): 26-33. (Villalaz P A, TAN Zong-yu. The separation characteristics indication of Ariane 4 satellite fairing[J]. *Missiles and Space Vehicles*, 1987(2): 26-33. (in Chinese))
- [2] 刘建, 李海阳. 基于ADAMS的整流罩分离仿真技术研究[J]. 载人航天, 2008(1): 24-26. (LIU Jian, LI Hai-yang. Study on the simulation of fairing separation by ADAMS[J]. *Manned Spaceflight*, 2008(1): 24-26. (in Chinese))
- [3] 马忠辉. 大型弹性整流罩分离特点分析[J]. 中国科学E辑: 技术科学, 2009, 39(3): 482-489. (MA Zhong-hui. Analysis on the separation characteristics of a large-scale elastic fairing[J]. *Scientia Sinica Technologica (E series)*, 2009, 39(3): 482-489. (in Chinese))
- [4] 徐永成, 苟永杰, 王石刚. 某卫星整流罩分离仿真分析[J]. 上海航天, 2009, 26(1): 53-56. (XU Yong-cheng, GOU Yong-jie, WANG Shi-gang. Simulation analysis of separation for some satellite fairing[J]. *Aerospace Shanghai*, 2009, 26(1): 53-56. (in Chinese))
- [5] 李哲, 范学领, 孙秦, 等. 大型整流罩分离动力学简化建模及仿真分析[J]. 固体火箭技术, 2012, 35(5): 583-587. (LI Zhe, FAN Xue-ling, SUN Qin, et al. Simplified finite element modeling method and separation dynamics of large scale fairing structure[J]. *Journal of Solid Rocket Technology*, 2012, 35(5): 583-587. (in Chinese))
- [6] 王博哲, 吴竞峰, 桑希军, 等. 基于Adams的某整流罩分离影响因素仿真分析[J]. 弹箭与制导学报, 2013, 33(2): 137-140. (WANG Bo-zhe, WU Jing-feng, SANG Xi-jun, et al. Simulation and analysis of influence factors of fairing separation by ADAMS[J]. *Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance*, 2013, 33(2): 137-140. (in Chinese))
- [7] 李刚, 李彬, 郝鹏, 等. 弹簧组件对大型弹性整流罩分离动力学的影响[J]. 固体火箭技术, 2015, 38(3): 326-331. (LI Gang, LI Bin, HAO Peng, et al. Effects of spring component on the separation dynamics of a large-scale elastic payload fairing[J]. *Journal of Solid Rocket Technology*, 2015, 38(3): 326-331. (in Chinese))
- [8] 李光耀. 三维板料成形过程的显式有限元分析[J]. 计算力学学报, 1996, 13(3): 253-268. (LI Guang-yao. Dynamic explicit finite element analysis for 3D sheet forming processes[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 1996, 13(3): 253-268. (in Chinese))
- [9] 赵成刚, 闫华林, 李伟华, 等. 考虑耦合质量影响的饱和多孔介质动力响应分析的显式有限元法[J]. 计算力学学报, 2005, 22(5): 555-561. (ZHAO Cheng-gang, YAN Hua-lin, LI Wei-hua, et al. Dynamic analysis of fluid saturated porous media by using explicit finite element method considering the effects of coupling mass[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2005, 22(5): 555-561. (in Chinese))
- [10] 李亮, 杜修力, 赵成刚, 等. 基于显式有限元方法的两相介质弹塑性动力反应计算分析[J]. 计算力学学报, 2011, 28(3): 423-429. (LI Liang, DU Xiu-li, ZHAO Cheng-gang, et al. Calculation and analysis of elasto-plastic dynamic response of fluid-saturated porous media based on explicit finite element method[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2011, 28(3): 423-429. (in Chinese))
- [11] Hao P, Wang B, Li G. Surrogate-based optimum

- design for stiffened shells with adaptive sampling[J]. *AIAA Journal*, 2012, **50**(11): 2389-2407.
- [12] 李 刚, 唐霄汉, 艾 森, 等. 大型整流罩地面分离仿真预示与试验研究[J]. 宇航学报, 2015, **36**(7): 833-839. (LI Gang, TANG Xiao-han, AI Sen, et al. Simulation and experimental research on ground separation of a large-scale payload fairing[J]. *Journal of Astronautics*, 2015, **36**(7): 833-839. (in Chinese))
- [13] 刘文芝, 李太安, 韦广梅, 等. 固体火箭发动机滚动球窝喷管弹塑性摩擦接触承载性能分析[J]. 计算力学学报, 2013, **30**(4): 580-586. (LIU Wen-zhi, LI Tai-an, WEI Guang-mei, et al. Elasto-plastic friction contact load-bearing performance analysis for rolling ball joint socket nozzle in a certain solid propellant rocket motor[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2013, **30**(4): 580-586. (in Chinese))
- [14] 芦 旭, 王 平, 王建男, 等. 含剪力销(锥)螺栓法兰连接结构非线性特性[J]. 计算力学学报, 2015, **32**(4): 503-511. (LU Xu, WANG Ping, WANG Jian-nan, et al. Nonlinear behavior of bolted flange connections containing shear pin (CONE)[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2015, **32**(4): 503-511. (in Chinese))
- [15] 胡世武, 郭杏林. 含双间隙连杆机构动力学仿真与实验[J]. 计算力学学报, 2015, **32**(4): 548-553. (HU Shi-wu, GUO Xing-lin. Dynamic simulation and experiment of a linkage mechanism with double clearances[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2015, **32**(4): 548-553. (in Chinese))
- [16] Hopkinson B. A method of measuring the pressure produced in the detonation of high explosives or by the impact of bullets[A]. Proceedings of the Royal Society [C]. 1914.
- [17] Tang X, Ren M, Bu F, et al. Strain rate dependent behaviors of a hot isotropically processed Ti-6Al-4V: mechanisms and material model [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, **30**(2): 661-665.

Self-impact analysis of the fairing hinge system based on dynamic constitutive models

TANG Xiao-han^{1,2}, LI Bin¹, LI Gang¹, HAO Peng^{*1}, CHEN Cong¹, REN Ming-fa¹

(1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Information Technology, Beijing Union University, Beijing 100101, China)

Abstract: Structural analysis of the hinge system plays an important part in the large-scale payload fairing separation analysis, which is one of the key technologies during the development of new generation launch vehicles. In this paper, the dynamic constitutive models of mechanical properties of 30CrMnSiA and ZTC4-1 are obtained based on experimental study and then the finite element models of payload fairing and the hinge system with the dynamic constitutive models are established. Based on the nonlinear explicit dynamic methods, the self-impact process of the hinge system is simulated, and the stress and strain of the hinge system under the impact effect are obtained. The major internal forces of the hinge system in the self-impact process are obtained by internal force analysis. Finally, by comparing the self-impact responses of the hinge system with dynamic and quasi-static constitutive models, it is well illustrated that the dynamic constitutive model influences the simulation results. Results indicate that the self-impact effect could make the hinge system deform plastically. Moreover, the dynamic constitutive model is conducive to reflecting the reality, which provides a basis for the development of new generation launch vehicles.

Key words: dynamic constitutive model; FEM; explicit dynamics analysis; hinge system; self-impact

引用本文/Cite this paper:

唐霄汉, 李 彬, 李 刚, 等. 基于动态本构模型的整流罩铰链系统自冲击分析[J]. 计算力学学报, 2017, **34**(4): 403-410.

TANG Xiao-han, LI Bin, LI Gang, et al. Self-impact analysis of the fairing hinge system based on dynamic constitutive models [J].

Chinese Journal of Computational Mechanics, 2017, **34**(4): 403-410.