

博士学位论文

腿式着陆缓冲装置吸能特性及软着陆过程  
动力学仿真研究

**RESEARCH ON ENERGY ABSORBERS OF  
LEGGED-TYPE LANDER AND DYNAMIC  
SIMULATION ON ITS SOFT LANDING PROCESS**

李 萌

哈尔滨工业大学

2013 年 6 月

国内图书分类号：V423.6  
国际图书分类号：629.785

学校代码：10213  
密级：公开

工学博士学位论文

腿式着陆缓冲装置吸能特性及软着陆过程  
动力学仿真研究

博士研究生：李萌

导师：刘荣强 教授

申请学位：工学博士

学科：航空宇航制造工程

所在单位：机电工程学院

答辩日期：2013年6月

授予学位单位：哈尔滨工业大学

Classified Index: 423.6

U.D.C: 629.785

Dissertation for the Doctoral Degree in Engineering

**RESEARCH ON ENERGY ABSORBERS OF  
LEGGED-TYPE LANDER AND DYNAMIC  
SIMULATION ON ITS SOFT LANDING PROCESS**

<b>Candidate:</b>	Li Meng
<b>Supervisor:</b>	Prof. Liu Rongqiang
<b>Academic Degree Applied for:</b>	Doctor of Engineering
<b>Speciality:</b>	Aeronautics and Astronautics Manufacturing Engineering
<b>Affiliation:</b>	School of Mechatronics Engineering
<b>Date of Defence:</b>	June, 2013
<b>Degree-Conferring-Institution:</b>	Harbin Institute of Technology

## 摘要

随着航天技术的飞速发展，人类对宇宙的探索不断深入，在国际新一轮空间探索中，世界上多个国家对星球着陆探测技术进行了深入地研究。在星球着陆探测中，着陆器缓冲装置是星球软着陆成功与否的关键，虽然美国和前苏联已经成功的对月球和火星进行了多次探测，但我国在星球探测软着陆缓冲研究方面起步较晚，有很多关键性技术亟待突破。本研究在国家自然科学基金项目“着陆探测器新型缓冲结构智能设计方法及着陆稳定性分析”支持下，开展腿式着陆器缓冲装置吸能特性及其相关关键技术的研究，为我国星球探测着陆器缓冲装置的研制提供理论基础与技术支撑，具有重要的科技和政治意义。

腿式着陆器缓冲装置多采用蜂窝结构，为了研究蜂窝结构的缓冲性能需要分析其准静态压缩异面力学特性。本文首先以典型的六边形蜂窝结构为研究对象，针对蜂窝结构的对称性，对 Y 型蜂窝胞元进行力学建模，采用屈雷斯佳屈服准则和米塞斯屈服准则，建立基于简化超折叠单元的六边形蜂窝结构平均应力理论模型；基于弹性力学理论，建立准静态载荷作用下六边形蜂窝结构异面峰值应力理论模型。通过对 9 种不同规格铝蜂窝试件进行压缩实验研究，验证所建立的准静态压缩条件下，六边形蜂窝结构异面平均应力和峰值应力理论模型的准确性，为后续研究冲击条件下蜂窝结构吸能特性，及腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置的设计奠定基础。

针对缓冲装置通常受冲击载荷作用，基于薄板弯曲理论建立冲击载荷作用下，六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型，在此基础上建立冲击载荷作用下，六边形蜂窝结构质量比吸能和体积比吸能的数学模型，分析冲击速度及结构参数对动态吸能特性的影响。通过有限元仿真，验证理论分析模型的正确性。使用冲击实验机对 9 种不同规格正六边形铝蜂窝的动态吸能特性进行实验研究，以验证理论模型和有限元模型的正确性。分析冲击载荷作用下蜂窝孔隙内气体对蜂窝结构动态平均应力的影响，并进行实验验证。

建立冲击载荷作用下不同拓扑蜂窝结构的有限元分析模型，开发正方形等 5 种拓扑蜂窝结构的参数化建模分析程序。基于响应面方法，建立不同拓扑蜂窝结构峰值应力、质量比吸能和体积比吸能的数学模型。分析蜂窝相对密度对动态吸能特性的影响。分析相同峰值应力条件下，5 种不同拓扑蜂窝结构比吸能特性。研究结果不仅可以为腿式着陆器蜂窝结构缓冲装置的优化设计提供技术支持，同时对解决缓冲装置小型化、轻量化设计问题具有重要

意义。

针对着陆器缓冲装置小型化与轻量化设计目标，考虑着陆器缓冲装置设计成本与设计效率，提出腿式着陆器缓冲装置设计流程和设计要求，以四腿悬臂式着陆器为研究对象，对着陆器用二级串联蜂窝结构缓冲装置进行优化设计，开发腿式着陆器蜂窝结构缓冲装置优化设计程序，进行基于比吸能最大的缓冲装置优化设计，得到吸能特性最佳的蜂窝结构缓冲装置。建立腿式着陆器二级串联蜂窝结构缓冲装置缓冲性能分析有限元模型，通过实验研究验证有限元模型的准确性。建立着陆器软着陆过程动力学仿真模型，针对腿式着陆器典型着陆模式进行软着陆仿真以验证缓冲装置缓冲效果，为腿式着陆器缓冲装置的方案设计提供理论依据和技术指导。

**关键词：**腿式着陆器；缓冲装置；吸能特性；蜂窝结构；优化设计；动力学仿真

## Abstract

With the rapid development of space technology, the human exploration of the universe continued to deepen, in the new round of international space exploration, the countries in the world to carry out the landing stars technology research. The lander buffer device is the success key to planet soft landing, although the United States and the former Soviet Union has been successful landing on Moon and Mars, but our design research on buffer device used in planetary soft landing areas are still in its infancy, there are a lot of key technologies need to overcome. This study supported by the National Natural Science Foundation of China project the landers new buffer structure intelligent design approach and landing stability analysis, to carry out legged lander buffer device characteristics and key technologies for our Planetary Lander and provide the theoretical basis and technical support. This work has important technological and political significance.

Honeycomb structure as a legged lander buffer device core component, its quasi-static compression mechanical behavior is the basis of analysis of the cushioning properties of honeycomb structure. This paper analyzes typical hexagonal honeycomb, and takes Y-cellular cell mechanics model for hexagonal symmetry structure. The hexagonal honeycomb mean stress theory model has been built by simplified ultra-folding unit theory based on Tresca and Mises yield criterion. The peak stress model of hexagonal under quasi-static load is built based on the theory of elasticity. Compression experiments for nine different aluminum honeycomb specimens demonstrated that the correctness for developed mean stress and peak stress theory model of hexagonal honeycomb structure. Giving good foundation for the follow-up study of honeycomb structure energy absorption characteristics and energy absorption properties of energy absorber used in legged lander under impact conditions.

For buffer device is usually under the impact load, dynamic mean stress theoretical model for hexagonal honeycomb under impact loading is developed based on thin plate bending theory. On this basis, mathematical model of specific energy absorption for hexagonal honeycomb structure is built and analyzed the influence of impact speed on the dynamic stress.

Finite Element Analysis is used to analyze the influence of different cellular unit cell angle on dynamic energy absorption characteristics.

Nine different specifications of the regular hexagon aluminum honeycomb tests are did in impact testing machine to test the dynamic energy absorption characteristics and verify the correctness of the theoretical model and the

calculation accuracy of the finite element model. To expand the application the use of honeycomb structures in energy-absorbing field, analysis of the influence of gas in the honeycomb cells on dynamic mean stress.

Finite element analysis models are built for different topological honeycomb structures under impact load, square honeycomb and other five parametric modeling analysis programs are developed. Analysis of the honeycomb structure parameters and the relative density of the dynamic energy absorption characteristics. The mathematical model of peak stress, the specific energy absorption of mass and specific energy absorption of volume are built by response surface method. Maximum energy absorption is set as the optimization goal, the design of optimal energy absorption of honeycomb structure parameters is did for different topological honeycombs. The results not only provide technical support for the energy absorption optimization of honeycomb energy absorber used in legged lander. And it is very important to solve the buffer device lightweight and low-volume design problems.

For the lander buffer device miniaturization and lightweight design goals, considering the design efficiency and cost of the lander buffer device, this study proposed legged lander buffer device design process and design requirements. Taking four-leg cantilever lander as research object, optimize energy absorption ability of series honeycomb cushioning device used in legged lander.

Development legged lander cellular cushioning device optimized design process, to optimize the design of energy-absorbing characteristics based on the specific energy absorption maximum cushioning device and get the best combination of honeycomb structure. Finite element model is built to analyze the two series the cellular cushioning device buffer performance, through experiments verify the accuracy of the finite element model. Create virtual prototype model of legged lander for soft landing, typical legged lander landing mode soft landing simulation to verify the effect of cushioning device buffer, and provide a theoretical basis and technical guidance for buffer legged lander device design.

**Keywords:** Legged lander, Energy absorber, Energy absorption properties, Honeycomb structures, Optimization design, Dynamics simulation

摘 要 .....	I
Abstract .....	III
<b>第 1 章 绪 论 .....</b>	<b>1</b>
1.1 引言 .....	1
1.2 课题研究背景 .....	1
1.2.1 课题来源 .....	1
1.2.2 研究目的及意义 .....	1
1.3 国内外星球探测着陆器及缓冲装置研究现状 .....	2
1.3.1 星球探测着陆器研究现状 .....	2
1.3.2 星球探测着陆器缓冲装置研究现状 .....	10
1.4 当前研究存在的主要问题 .....	18
1.5 本文主要研究内容 .....	18
<b>第 2 章 六边形蜂窝结构准静态异面力学模型的建立 .....</b>	<b>20</b>
2.1 引言 .....	20
2.2 蜂窝结构异面力学特性 .....	20
2.3 准静态载荷作用下平均应力模型的建立 .....	22
2.3.1 塑性铰模型基本假设 .....	22
2.3.2 平均应力模型的建立 .....	23
2.4 准静态载荷作用下的峰值应力模型的建立 .....	27
2.5 准静态压缩实验研究 .....	31
2.5.1 基体材料力学性能测试实验 .....	31
2.5.2 平均应力实验研究 .....	32
2.5.3 峰值应力实验研究 .....	36
2.6 本章小结 .....	37
<b>第 3 章 冲击载荷作用下六边形蜂窝结构动态吸能 特性研究 .....</b>	<b>39</b>
3.1 引言 .....	39
3.2 吸能特性模型的建立 .....	39
3.2.1 动态平均应力模型的建立 .....	39
3.2.3 比吸能模型的建立 .....	44

3.3 结构参数对吸能特性影响分析 .....	47
3.3.1 胞元夹角对吸能特性的影响 .....	48
3.3.2 胞元边长和壁厚对吸能特性的影响 .....	49
3.4 动态吸能特性仿真研究 .....	52
3.4.1 冲击仿真有限元模型 .....	52
3.4.2 最佳网格尺寸确定 .....	53
3.4.3 理论模型仿真验证 .....	54
3.5 冲击实验研究 .....	57
3.5.1 实验设备与实验原理 .....	57
3.5.2 冲击实验结果分析 .....	58
3.6 计及空气影响的六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型 .....	60
3.7 本章小结 .....	62
<b>第 4 章 不同拓扑蜂窝结构吸能特性模型建立及分析 .....</b>	<b>64</b>
4.1 引言 .....	64
4.2 不同拓扑蜂窝结构吸能特性模型的建立 .....	64
4.2.1 吸能特性评价指标 .....	64
4.2.2 有限元建模及仿真研究 .....	65
4.2.3 吸能特性数学模型的建立 .....	67
4.2.4 数学模型计算精度分析 .....	72
4.3 不同拓扑蜂窝结构吸能特性分析 .....	74
4.3.1 相对密度对吸能特性的影响 .....	74
4.3.2 相同峰值应力条件下比吸能分析 .....	78
4.4 本章小结 .....	81
<b>第 5 章 腿式着陆器缓冲装置的优化设计及软着陆 动力学仿真 .....</b>	<b>83</b>
5.1 引言 .....	83
5.2 着陆器缓冲装置设计流程 .....	83
5.3 腿式着陆器缓冲装置功能分析及设计条件 .....	84
5.3.1 功能分析 .....	84
5.3.2 典型着陆姿态 .....	85
5.3.3 缓冲装置结构 .....	86
5.3.4 缓冲装置设计条件 .....	87
5.4 腿式着陆器缓冲装置优化设计 .....	88
5.4.1 缓冲装置优化问题定义 .....	88
5.4.2 缓冲装置优化设计实例 .....	89

---

5.4.3 缓冲装置优化设计程序的开发 .....	94
5.5 二级缓冲结构冲击仿真与实验研究 .....	95
5.5.1 二级串联缓冲结构有限元模型 .....	95
5.5.2 二级串联蜂窝结构冲击实验研究 .....	98
5.5.3 仿真与实验结果对比分析 .....	99
5.6 腿式着陆器软着陆过程动力学仿真 .....	101
5.6.1 动力学仿真模型 .....	101
5.6.2 理想着陆模式虚拟样机缓冲实验 .....	103
5.6.3“1-2-1”模式虚拟样机缓冲实验 .....	104
5.7 本章小结 .....	107
结 论 .....	109
参考文献 .....	111
附录 .....	120
攻读博士学位期间发表的论文及其它成果 .....	125
哈尔滨工业大学学位论文原创性声明及使用授权说明 .....	126
致 谢 .....	127
个人简历 .....	128

# Contents

<b>Abstract (In Chinese)</b> .....	I
<b>Abstract (In English)</b> .....	III
<b>Chapter 1 Introduction</b> .....	1
1.1 Introduction .....	1
1.2 Foreword and Background .....	1
1.2.1 The Source of Issues .....	1
1.2.2 Purpose and significance of the research .....	1
1.3 Research status of lander and its energy-absorber .....	2
1.3.1 Space exploration lander research status .....	2
1.3.2 Space exploration lander buffer device research status .....	10
1.4 Main problems in the research .....	18
1.5 Main research contents of this subject .....	18
<b>Chapter 2 Quasi-static mechanical properties model of hexagonal honeycomb</b> .....	20
2.1 Introduction .....	20
2.2 Mechanical properties of honeycomb in out-of-plane direction .....	20
2.3 Mean stress model under quasi-static load .....	22
2.3.1 Fundamental assumption based on plastic hinge .....	22
2.3.2 Mean stress model .....	23
2.4 Peak stress model under quasi-static load .....	27
2.5 Experiments under quasi-static load .....	31
2.5.1 Experiment of basis material mechanical properties .....	31
2.5.2 Experiment of mean stress .....	32
2.5.3 Experiment of peak stress .....	36
2.6 Summary .....	37
<b>Chapter 3 Dynamic Energy absorption of hexagonal honeycombs</b> .....	39
3.1 Introduction .....	39
3.2 Building energy by absorption properties model .....	39
3.2.1 Dynamic mean stress model .....	39
3.2.3 Specific energy absorption model .....	44
3.3 Parameters influence on energy absorption .....	47
3.3.1 Cell angle influence on energy absorption .....	48
3.3.2 Cell length and thickness influence on energy absorption .....	49

3.4 Simulation of dynamic energy absorption .....	52
3.4.1 FE model of impact honeycomb .....	52
3.4.2 The best element size .....	53
3.4.3 Numerical results analysis .....	54
3.5 Impact experimental research .....	57
3.5.1 Experiments instrument and principle .....	57
3.5.2 Impact experiments results analysis .....	58
3.6 Dynamic mean stress model of air influence .....	60
3.7 Summary .....	62
<b>Chapter 4 Energy absorption model and analysis of different topological honeycomb structures .....</b>	<b>64</b>
4.1 Introduction .....	64
4.2 energy absorption model of different topological honeycombs .....	64
4.2.1 Evaluation of energy absorption properties .....	64
4.2.2 FE model and simulation .....	65
4.2.3 Mathematical model of energy absorption .....	67
4.2.4 Accuracy checking of mathematical model .....	72
4.3 Analysis on energy absorption of different honeycomb .....	74
4.3.1 Relatively density influence on energy absorption properties .....	74
4.3.2 SEA analysis with same peak stress .....	78
4.4 Summary .....	81
<b>Chapter 5 Optimization of energy absorber in lander and dynamic analysis simulation of lander during soft landing.....</b>	<b>83</b>
5.1 Introduction .....	83
5.2 Design process of legged type lander .....	83
5.3 Buffer device functional analysis and design conditions.....	84
5.3.1 Functional analysis .....	84
5.3.2 Typical landing attitude .....	85
5.3.3 Buffer device structure .....	86
5.3.4 Buffer device design condition .....	87
5.4 Optimization of legged lander buffer device .....	88
5.4.1 Legged lander buffer device optimization problems defined.....	88
5.4.2 Optimization design sample of legged lander buffer device.....	89
5.4.3 Develop of Legged lander buffer device optimization program .....	94
5.5 FE analysis and experimental research on series honeycomb .....	95
5.5.1 Finite element model of the series buffer structure.....	95

---

5.5.2 Impact test study of series honeycombs .....	98
5.5.3 Comparative analysis of simulation and test results .....	99
5.6 Simulation of the legged lander during soft landing .....	101
5.6.1 Dynamic simulation model .....	101
5.6.2 Simulation of ideal landing mode .....	103
5.6.3 Simulation of “1-2-1” landing mode .....	104
5.7 Summary .....	107
<b>Conclusions</b> .....	109
<b>References</b> .....	111
<b>Appendix</b> .....	119
<b>Paper published in the period of PH.D education</b> .....	124
<b>Statement of Copyright</b> .....	125
<b>Acknowledgement</b> .....	126
<b>Resume</b> .....	127

# 第1章 绪论

## 1.1 引言

自古以来，太空探索一直是人类梦寐以求的目标。但直到前苏联宇航员加加林第一次完成太空飞行，才拉开了人类对太空探索的序幕。近年来随着空间技术飞速发展，人类对宇宙的了解逐渐深入，伴随着宇航技术的发展进步，对宇宙探索的方式也日益丰富。但直到上世纪 60 年代，美国宇航员阿姆斯特朗在月球表面踏上第一个脚印，人类才真正拉开了星球探测的序幕。20 世纪 60、70 年代，美国和前苏联对月球进行了一系列的探测活动，期间，美国发射了 Ranger 系列等 25 枚月球着陆器，其中最为著名的当属 Apollo 系列着陆器，而前苏联也发射了 Lunar 系列等 20 枚月球着陆器，并首次将人造探测器送上月球表面<sup>[1,2]</sup>。近年来世界各国对星球探测方面进行了多个方向研究，包括对小行星及彗星释放空间探测器、寻找火星生命、拍摄目标星体照片以获取相关科学信息、将设备乃至人员送上月球和火星、对星体物质进行取样并返回地球等探测方式成为各国研究的热点<sup>[3-8]</sup>。这些科学探测活动对于研究地球、太阳系及整个宇宙起源和演化意义重大。同时星球探测还带动了一批高技术的发展，如空间轻质材料、空间大型可展机构、自动化及人工智能、军事科学等<sup>[9-11]</sup>。

## 1.2 课题研究背景

### 1.2.1 课题来源

课题来源于国家自然科学基金项目“着陆探测器新型缓冲结构智能设计方法及着陆稳定性分析”(项目编号：50775048)，广东省产学研项目“高速铝蜂窝吸能器的关键技术研究及产业化项目”(项目编号：2011A090100019)。

### 1.2.2 研究目的及意义

我国作为航天大国，在成功实施载人航天之后，又制定和启动了“嫦娥”探月工程，其中一期工程已经顺利完成，二期工程将开展着陆器软着陆月球表面并携带自动巡视车对月球进行探测，在三期工程中将对月球表面进行样品采样并返回<sup>[9]</sup>。未来还将开展火星探测及小行星等深空探测工程，并开展载人登月探测活动。星球探测是一个国家航天科技领域高度发达的重要标志，

是综合国力的象征。开展星球探测活动，可极大推动我国航天事业的发展，对我国科技、军事、政治等领域将起到重要的推动作用。

在星球探测活动中，着陆器缓冲装置对能否成功实现探测活动有着至关重要的作用。着陆器缓冲装置对所搭载的科学探测仪器起保护作用，尤其是载人着陆器，由于着陆质量较大，着陆器缓冲装置必须进行合理配置<sup>[12-14]</sup>。如何设计性能优异的缓冲装置是能否实现着陆器在星球表面软着陆的关键，也是能否成功实现探测任务的重要一步。迄今为止，成功实现软着陆星球表面的着陆器多为腿式着陆器，腿式着陆器通常在着陆腿内部安装一次性缓冲装置，在软着陆过程中，通过缓冲装置的塑性变形来吸收冲击能量。腿式着陆器具有可靠性高、易于控制、着陆姿态稳定、着陆不反弹且可调整等优点，因此，理想的着陆器构型应为腿式着陆器<sup>[14]</sup>。世界各国的星球着陆器在发射之前需要进行大量的相关实验，由于制造实物样机有制造周期长、实物实验数据难以采集、实验所需周期长、需要大量的人力和物力<sup>[15,16]</sup>，且实物样机存在加工和装配方面的误差等缺点，使应用实物样机来进行实验越来越少。而虚拟样机技术由于具有全新的研发模式、更低的研发成本、更短的研发周期、以及更高的产品质量，在航空航天领域中得到广泛的应用<sup>[17-19]</sup>。

本文在理论分析和数值仿真的基础上，对着陆缓冲装置开展缓冲吸能特性的研究，并对腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置进行优化设计，为着陆器缓冲装置的设计提供理论依据和技术支持。采用数值仿真结合虚拟样机技术，实现在较短的研制周期内、用更低的成本设计出吸能特性优越的腿式着陆器缓冲装置，研究成果将对我国星球探测技术的发展起到一定的推动作用，同时，可推广到其他缓冲吸能领域研究中。

## 1.3 国内外星球探测着陆器及缓冲装置研究现状

### 1.3.1 星球探测着陆器研究现状

迄今为止，美国、前苏联及欧空局等航天大国进行的星球探测活动大致可分为月球探测、火星探测以及小行星探测。由于探测任务和探测目的不同，采用的着陆器在着陆方式、着陆构型及缓冲方式等都有很大差异<sup>[2]</sup>。

#### 1.3.1.1 国外月球腿式着陆器的研究现状

从 1959 年至 1976 年，前苏联发射了 20 枚 Luna 系列月球探测器，而美国共发射了包括 Ranger 系列等 5 个系列总共 45 枚月球探测器。图 1-1 为已实施的月球探测计划汇总图。其中 Luna 系列探测器包括绕月飞行探测器、月面着陆探测器和采样返回探测器三种类型。美国实施的 Zond 系列探测器

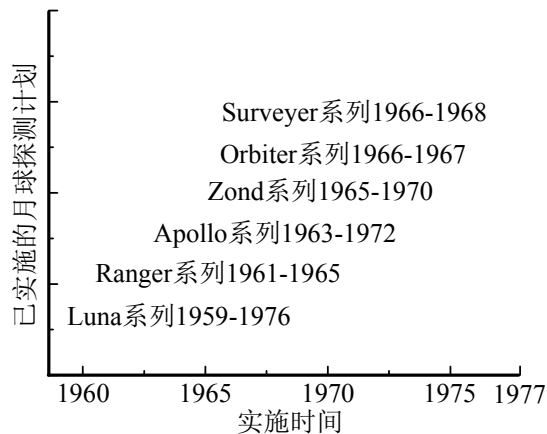


图 1-1 已实施的月球探测计划

Fig.1-1 Lunar exploration program has been implemented

主要通过环绕月球飞行，进行对月观测及深空探测活动；Ranger 系列主要任务是拍摄月面照片并通过硬着陆过程拍摄近距离表面高分辨率照片；Surveyor 系列设计专门用于从事月球探测器软着陆研究，并为载人登月做技术储备；Apollo 系列实现了 6 次载人登月并安全返回地球，是人类历史上进行的最为宏伟的月球探测活动。

(1) **第一个成功实现月面软着陆的腿式着陆器 Surveyor 1** 第一次成功实现软着陆月球表面的腿式着陆器，是美国于 1966 年发射的 Surveyor1 号月球着陆器，如图 1-2 所示。Surveyor1 号着陆器基体由厚壁铝管组成的三角架构成，质量较轻。着陆器基体的侧面通过相互连接的支撑臂为整个着陆器系统提供支撑。三个可折叠的着陆腿以铰接的形式连接在三角架底部的交点上，通过填充铝蜂窝结构实现缓冲吸能，着陆腿端部和着陆足垫底部均采用可压缩结构，此结构也可吸收部分冲击能量。整个着陆器高 3m，着陆腿完全展开后着陆足垫距三角架中心的距离为 4.3m<sup>[20]</sup>。Surveyor 系列着陆器主要是为后继的 Apollo 系列载人登月探测任务提供必要的技术支持，应用在其上的缓冲装置经过改进被成功应用于 Apollo 系列登月着陆器中。



图 1-2 Surveyor 1 着陆器

Fig.1-2 Surveyor 1 lander

(2) **第一个成功实现月面采样返回着陆器 Luna 16** 前苏联于 1970 年 9 月 12 日成功发射了 Luna 16 号着陆器, 如图 1-3 所示<sup>[21]</sup>。Luna 16 是第一次实现月球表面采样返回的着陆器, 同时它也是第一个在月球背面实现着陆的着陆器。Luna16 由上升级和下降级两部分组成, 下降级与着陆腿相连接, 包含燃料箱及着陆雷达等装置, 上升级在下降级顶部, 在采样完成后返回地球。Luna16 采用的缓冲装置是液压式缓冲装置<sup>[22]</sup>。

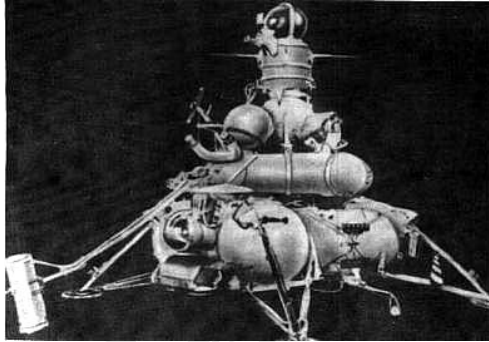


图 1-3 Luna16 着陆器  
Fig.1-3 Luna 16 lander

液压式缓冲装置通过改变液体压强来吸收冲击能量。与工业用液压油相比, 着陆器用液压缓冲装置液体一般是可压缩的, 美国 Surveyor 系列着陆器的缓冲装置液体中加入了硅树脂, 增强了液体的可压缩性。液压缓冲装置具有缓冲过程平稳、中途没有反弹等优点。前苏联的 Luna-17、20、24 等着陆器都使用此类缓冲装置。但使用液压式缓冲装置必须解决缓冲装置密封以及温控等问题<sup>[23]</sup>, 在 Surveyor 系列月球着陆器着陆月球表面时, 其中一次着陆任务发生了缓冲液体泄漏事故, 因此也限制了其在星球探测中的应用<sup>[14]</sup>。

(3) **第一个成功实现载人月面软着陆的腿式着陆器 Apollo 11** Apollo 系列着陆器共实现了 6 次载人登月并安全返回地球, 在 Apollo 计划研究初期, 着陆器主着陆腿与辅助着陆腿的连接形式主要有两种: 悬臂式和倒三角式, 其结构示意图如图 1-4 所示。

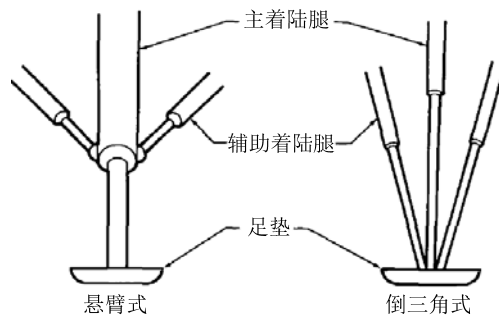


图 1-4 着陆腿结构连接示意图

Fig.1-4 Diagram of landing leg structure connection

悬臂式着陆腿结构中辅助着陆腿与主着陆腿中间部位相连接，而倒三角式着陆腿系统中辅助着陆腿连接在主着陆腿根部<sup>[14]</sup>。NASA 研究人员在设计初期，提出一种五腿式着陆器构型，如图 1-5 所示。

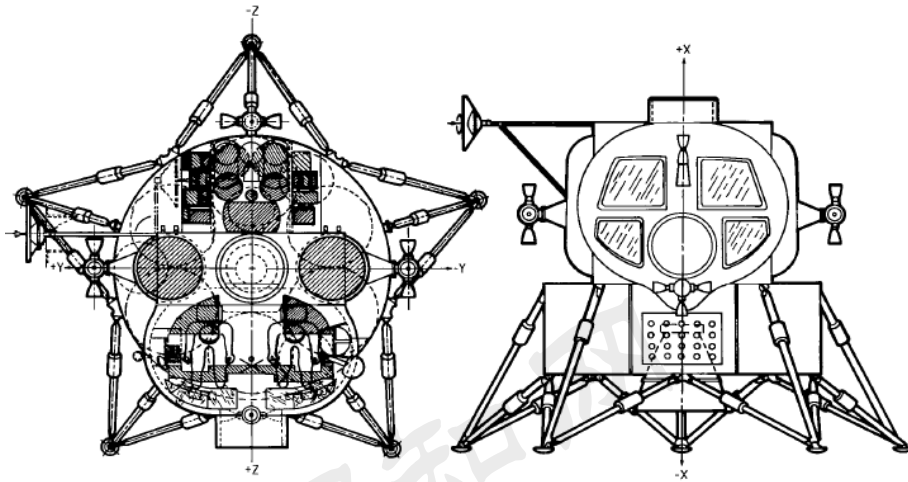


图 1-5 NASA 最初设计的 Apollo 着陆器构型<sup>[24]</sup>

Fig.1-5 The structure of Apollo lander designed by NASA at the beginning

该种着陆器着陆腿选用的是倒三角形式的主-辅着陆腿连接形式，但不能够折叠。五个主着陆腿与一个圆柱形的下降舱体相连接。此种五腿式着陆器结构在满足登月舱外形尺寸限制条件下，能够提供最大的着陆腿支撑面积，并且具有最小的结构质量。同时对具有四腿和六腿的着陆器构型也进行了分析研究，六腿式着陆器与五腿式着陆器相比，在提供同样着陆外径下重量增加了 18kg，但只在着陆稳定性上有所改善。然而在提供同样的稳定性及着陆外径条件下，四腿式着陆器需要进行折叠才能够收容到发射火箭中。随着研究的进展，最初设计的下降舱由原来的圆柱形改变为十字形的下降舱，并且更利于组装四个着陆腿。早期的着陆腿结构都是倒三角形式的，但在进行一系列的研究后发现，悬臂式着陆腿结构与倒三角式着陆腿结构相比有以下几个优势：质量更轻，主要是因为辅助缓冲装置比倒三角式的要短很多；在同样的外接圆下悬臂式比倒三角式有更好的稳定性，因为悬臂式可以提供一个更低的着陆器重心。最终 NASA 将 Apollo 系列着陆器着陆腿构型选定为四腿悬臂式着陆腿<sup>[24]</sup>。

在 Apollo 系列着陆器中，最有代表性的当属 Apollo 11 号着陆器(如图 1-6)，该着陆器是人类历史上第一个载人星球着陆器，于 1969 年成功登陆到月球表面。Apollo11 号着陆器重 7.3t，高 6m，主着陆腿展开后外接圆直径为 9.45m，升级外径为 4m。Apollo11 着陆器主体结构为正六边形桁架式结

构,着陆装置由 4 个直径 1.22m 的圆形足垫与 4 个可折叠的主着陆腿相连接。4 个主着陆腿及 8 个辅助着陆腿和着陆器基体通过铰接的形式连接在一起。着陆器足垫内填充有蜂窝结构,用于吸收部分能量,着陆器主着陆腿和辅助着陆腿均采用多级蜂窝结构缓冲装置来吸收着陆冲击能量<sup>[25-27]</sup>。



图 1-6 Apollo 11 号着陆器

Fig.1-6 Apollo 11 lander

(4) 其它在研月球腿式着陆器 自 1976 至 1989 年,美国和前苏联未进行任何成功的月球探测。直到 1994 年,美国提出了重返月球的计划,数个航天大国和欧盟也相继提出了自己的登月计划和着陆器概念设计方案。

欧洲航天局(ESA)提出的 EuroMoon 2000 月球着陆器概念设计中,着陆器构型为四腿悬臂式着陆器,如图 1-7 所示,四组悬臂式着陆腿间隔 90°并沿圆周方向均匀分布。着陆冲击能量通过着陆腿内填充的可压缩蜂窝结构缓冲装置进行吸收, EuroMoon 2000 着陆器可实现冲击加速度小于 7.5g 的软着陆,并可在小于 15° 的月球表面着陆<sup>[28-31]</sup>。

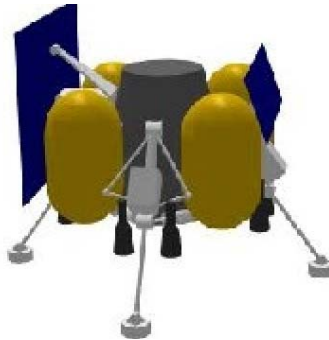


图 1-7 EuroMoon 2000 月球着陆器概念图

Fig.1-7 EuroMoon 2000 lunar lander concept figure

作为亚洲航天大国日本,早在 1997 年就提出了月球探测计划。现阶段日本正在进行代号为月亮女神的探月计划,在 2007 年 9 月 14 日,日本发射了第一颗探月卫星月亮女神一号,成功的传回月球表面图片,同时日本计划在 2017 年进行月球表面软着陆探测,着陆器代号为 SELENE-B 着陆器。图 1-8 为 SELENE-B 着陆器构想图。该着陆器为典型的四腿式悬臂着陆器,通过着

陆腿内蜂窝结构缓冲装置吸收冲击能量<sup>[32-35]</sup>。

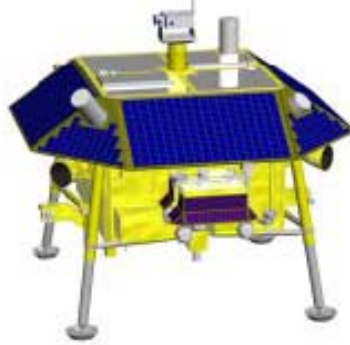


图 1-8 SELENE-B 构想结构

Fig.1-8 SELENE-B concept design

2004 年美国总统提出了载人航天项目“星座计划”，计划于 2020 年美国宇航员重返月球。“星座计划”中选用的登月着陆器为美国正在开发的下一代载人登月着陆器——牵牛星着陆器，如图 1-9 所示。牵牛星着陆器可容纳 4 名宇航员，高 9.9m，着陆器下降级宽 8.8m，着陆腿展开后外接圆直径为 14.9m<sup>[36-38]</sup>。牵牛星着陆器与 Apollo 11 号着陆器结构类似，都属于四腿悬臂式着陆器，但其质量和外形尺寸要比 Apollo 11 号着陆器大得多。



图 1-9 牵牛星月球着陆器概念图

Fig.1-9 Altair lunar lander concept figure

### 1.3.1.2 国外火星腿式着陆器研究现状

美国和前苏联在探月活动中获得了大量经验及技术储备，为开展火星和金星探测奠定了坚实的基础。美国、前苏联欧洲都对火星进行了探测，但只有美国成功实现了腿式着陆器软着陆火星。

美国在 1975 年 8 月 20 日发射了 Viking 1 号火星着陆器，如图 1-10 所示。该着陆器是第一个成功着陆火星的腿式着陆器，着陆器为铝钛合金制的六面体容器，着陆器总重约 600kg，高约 0.46m。Viking 1 长边长 1.09m，短边长 0.56m，三个支撑腿安装在短边上<sup>[39-41]</sup>。每个着陆腿前端装有直径 0.3m 的足垫，着陆缓冲主要通过三个着陆腿内的多级缓冲系统来实现。



图 1-10 Viking 1 着陆器

Fig.1-10 Viking 1 lander

第二个成功软着陆火星的腿式着陆器为 Phoenix 火星着陆器，如图 1-11 所示，于 2008 年成功着陆火星，Phoenix 号着陆器是一个由三腿式倒三角着陆系统组成的支撑平台，平台直径 1.5m，高约 2.2m；其中心是一个多面体仪器舱，舱左右两侧各展开一面正八边形太阳能电池阵，跨度 5.52m。Phoenix 采用反推力软着陆方式着陆<sup>[42-44]</sup>。与气囊式着陆器不同，Phoenix 着陆器使用反冲火箭减速下降，可更加准确选择降落点。此种减速方式可用于质量更大的大型腿式着陆器中。在美国的载人火星登录计划中，将采用此种反推力着陆方式，以辅助着陆器缓冲装置。



图 1-11 Phoenix 着陆器

Fig.1-11 Phoenix lander

### 1.3.1.3 国外小行星腿式着陆器研究现状

除了对太阳系行星进行的探测，近年来，欧空局和美国航天局还开展了彗星和小行星着陆装置的研制与开发工作。其中欧空局于 2004 年 2 月 7 日发射了 Rosetta 号彗星着陆器，如图 1-12 所示。其目标是在 2014 年前后追上一颗名为“丘留莫夫-格拉西缅科”的彗星，并对彗星表面进行探测。着陆器带有一套着陆缓冲系统和一套锚定系统，在着陆器着陆前，固定锚首先固定在彗星表面，以避免着陆后的反弹。碰撞时带有缓冲作用的着陆腿可吸收大部分的冲击动能，由于彗星引力较低，推进系统在着陆后仍需施加向下推进力，以防止着陆器反弹后漂走<sup>[45-48]</sup>。该着陆器上的缓冲机构设计成能够进行

旋转、俯仰或倾斜作业的形式，以便使着陆器调整到直立位置。Rosetta 号彗星探测器着陆装置总重约为 100kg，外形为六棱柱状，高约 0.8m，对边距离 1m，由 1 个长的三角架支撑，整个结构采用具有铝涂层的碳纤维多边形夹心结构，其中 3 个着陆腿内装有缓冲吸能材料，通过着陆腿内部缓冲材料的伸缩吸收冲击能量<sup>[49-52]</sup>。

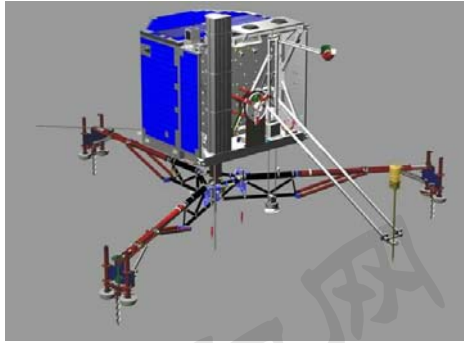


图 1-12 Rosetta 着陆器  
Fig.1-12 Rosetta lander

#### 1.3.1.4 国内星球探测着陆器研究现状

虽然国内对星球探测用腿式着陆器的研究起步较晚，但近年来发展较快，取得了一些重要的研究成果。特别是进入 21 世纪后，我国发表的航天白皮书中明确指出，将开展星球探测作为航天领域重要发展方向之一。目前除航天院所外，哈尔滨工业大学、北京航空航天大学、南京航空航天大学及中科院空间中心等高校和科研机构都进行了着陆器的预先研究。伴随着探月工程的实施，着陆器已经成为我国星球探测技术研究的重要组成部分。

在着陆器构型研究方向，哈尔滨工业大学邓宗全教授研制出了两种不同构型着陆器，一种为微小型星球着陆器，如图 1-13 所示。该着陆器为三腿式倒三角形着陆器，具有 3 个主着陆腿和 6 个辅助着陆腿，着陆腿内可填充缓冲材料，为不可展开收拢的固定式结构。同时该课题组针对微小型星球着陆器原理样机，建立了机械动力学模型，并进行了仿真分析。对微重力环境下着陆器软着陆过程进行了实验研究，并对金属橡胶、电磁阻尼等缓冲减振材料进行了吸能特性实验研究<sup>[53-55]</sup>。另一种为四腿悬臂式桁架结构可折叠月球着陆器，如 1-14 图所示。为了更加有效的利用发射空间，该着陆器着陆腿设计成可折叠形式。着陆器机体为高刚度、轻质量的桁架结构。着陆腿完全展开后着陆器外形包络尺寸为  $\Phi 4.7\text{m} \times 3.5\text{m}$ ，着陆器四个主着陆腿和八个辅助着陆腿通过铰接的形式与着陆器基体连接在一起，着陆腿内部填充铝蜂窝结构实现变形吸能<sup>[56, 57]</sup>。以该着陆器为研究对象，该课题组进行了着陆器缓冲装置的优化设计以及着陆器软着陆实验研究。



图 1-13 微小型着陆器原理样机<sup>[54]</sup>  
Fig.1-13 Prototype of mini Lunar Lander



图 1-14 大型腿式着陆器原理样机<sup>[56]</sup>  
Fig.1-14 Prototype of large Lunar Lander

### 1.3.2 星球探测着陆器缓冲装置研究现状

#### 1.3.2.1 国外蜂窝结构吸能特性研究现状

蜂窝结构作为典型的多孔固体结构，具有良好的吸能特性，在缓冲吸能领域和包装工程领域有广泛应用。其中在美国和前苏联发射的多种着陆器缓冲装置上都使用了蜂窝结构缓冲装置，其中最著名的当属美国的 Apollo 11 号载人登月着陆器及 Viking1 号腿式火星着陆器。蜂窝结构缓冲装置具有质量轻、可压缩行程大、变形可控、可靠性高且不易受温度及真空环境影响等特点，在腿式着陆器用缓冲装置中得到了广泛应用<sup>[58-62]</sup>。

目前国外许多学者已经对蜂窝结构静态及冲击载荷作用下，共面力学特性进行了研究。同时对多向载荷作用下，蜂窝结构的失效模式、以及不同失效模式之间的交互作用进行分析，并取得了重要进展。但研究方向主要集中在蜂窝结构的共面力学特性，对蜂窝结构受异面方向载荷作用时，尤其是冲击载荷作用时，蜂窝结构的动态力学特性研究相对较少<sup>[63]</sup>。

上世纪六七十年代，以美国 Apollo 登月计划为背景，铝蜂窝被选为着陆器用缓冲结构后，美国航天局 JPL 实验室工程师 McFarland 第一次通过力学分析，建立了铝蜂窝结构异面压缩载荷作用的力学分析模型，如图 1-15 所示<sup>[64]</sup>。该模型将铝蜂窝结构受异面压缩载荷作用产生的变形定义为一种周期性的折叠变形，如图 1-15 (a)所示，并确定该类型的折叠只与蜂窝结构参数有关；铝蜂窝结构以这种周期性的变形模式，通过弯曲变形及剪切变形吸收能量。此模型为蜂窝结构异面力学特性的第一种理论分析模型，McFarland 同时给出了平均应力的理论计算公式，通过蜂窝基体材料参数及结构参数即可计算出蜂窝准静态载荷作用下平均应力值。

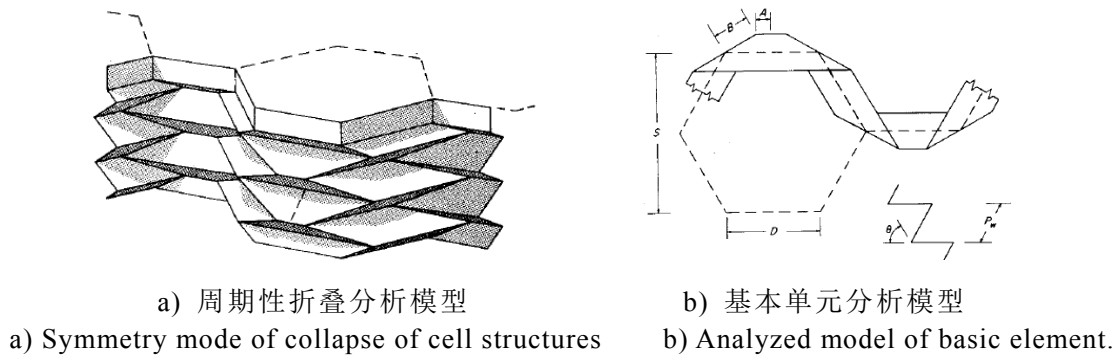


图 1-15 McFarland 六边形蜂窝结构分析模型<sup>[64]</sup>

Fig.1-15 McFarland's analytical model of hexagonal honeycomb.

在 Apollo 登月计划成功后, 较长一段时间内蜂窝结构吸能特性研究逐渐转向低潮, 近年来由于薄壁结构在缓冲吸能领域的广泛应用, 蜂窝结构的吸能特性又成为了研究热点, 较为突出的研究当属美国 MIT 冲击实验室主任 Wierzbicki 对正六边形铝蜂窝压缩载荷平均应力值进行的理论与实验研究。Wierzbicki 第一次提出了塑性铰的概念, 并建立了新的蜂窝结构力学特性分析模型, 该力学模型是以 McFarland 的模型为基础, 在该模型上增加了圆弧区域。分析模型如图 1-16 所示, 称为超折叠单元, 单元由梯形面、水平圆柱面、倾斜的锥形面和环形面组成<sup>[65]</sup>。这种带有圆弧形的分析模型更贴近蜂窝结构的实际变形过程, 但是与 McFarland 分析模型相比, 该理论分析模型较为复杂。

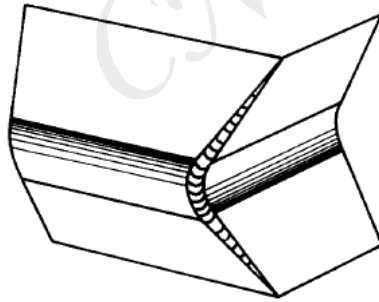


图 1-16 Wierzbicki 六边形蜂窝结构分析模型<sup>[65]</sup>

Fig.1-16 Wierzbicki's analytical model of hexagonal honeycomb.

除理论研究外, 一些学者对蜂窝结构力学特性进行了实验研究, Zhao 对相对密度较低的六边形蜂窝结构在共面方向和异面方向受冲击载荷作用进行了研究, 研究表明六边形铝蜂窝结构只在异面方向上对冲击速率敏感, 冲击载荷作用下的异面平均应力最大可达准静态压缩平均应力的 1.4 倍<sup>[66]</sup>。Baker 等对相对密度为 0.32 的铝蜂窝和相对密度为 0.37 的钢蜂窝结构进行了准静态压缩实验研究和高速冲击实验研究, 研究表明蜂窝结构的力学特性与蜂窝结构变形应变率有关, 应变率越大其冲击力越大, 最大动态冲击平均应力约为准静态平均应力的 1.5 倍。为了防止蜂窝结构发生失稳情况, Baker 等设计

了一种圆环式固定装置，如图 1-17 所示。该装置可以有效的防止蜂窝结构发生共面位移，同时还可提高吸能效率<sup>[67]</sup>。

Yasui以实验手段对A5052等金属材料蜂窝结构的吸能特性进行了研究，首次对串联组合型蜂窝结构进行冲击实验研究，研究发现金字塔形的多层蜂窝组合结构，与单一蜂窝结构相比吸能效率更高，缓冲效果更好。实验使用的串联式蜂窝结构试件如图1-18所示<sup>[68]</sup>。

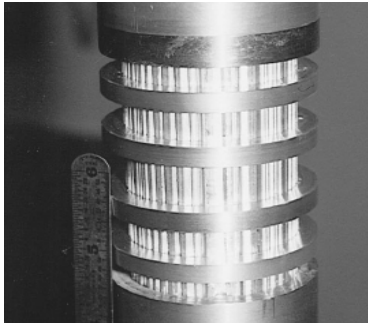


图 1-17 Baker 实验装置<sup>[67]</sup>

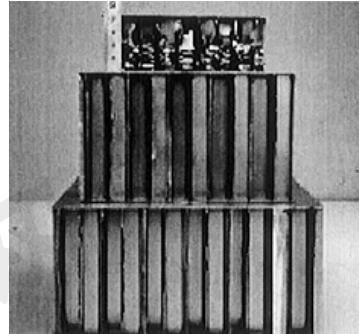


图 1-18 三层串联蜂窝结构试件<sup>[68]</sup>

Fig.1-17 Experimental instrument of Baker Fig.1-18 Three superimposed honeycomb specimen

Hong 为拓展蜂窝结构在车辆安全领域中的应用，对蜂窝结构进行共面和异面双向加载的实验研究，实验装置如图 1-19 所示<sup>[62]</sup>。该装置从水平和竖直两个方向同时对蜂窝结构进行压缩，通过蜂窝结构下方的导轨可测得蜂窝结构水平方向受到的载荷。研究表明双向加载时蜂窝结构异面平均应力要小于纯异面单向加载时蜂窝结构的平均应力。

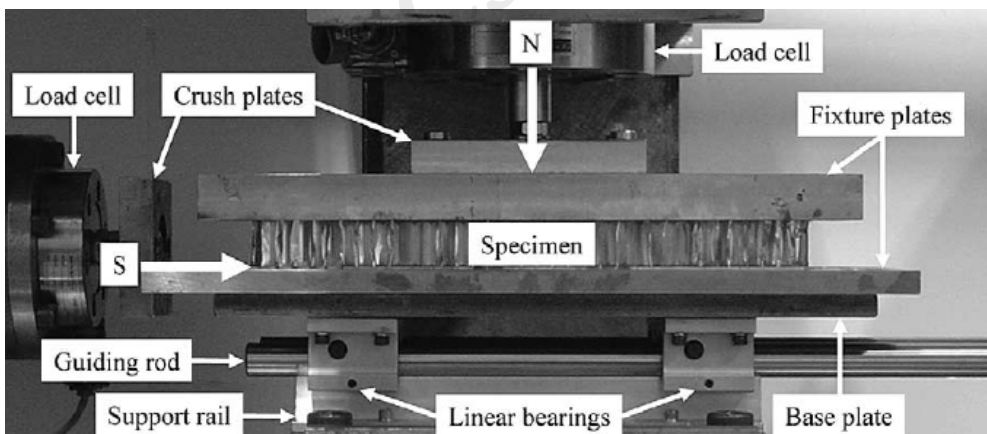


图 1-19 蜂窝结构双向加载力学性能测试实验设备<sup>[62]</sup>

Fig.1-19 Experimental instrument for honeycombs under combined loads

除六边形蜂窝结构以外，Cote 等提出了一种正方形钢蜂窝结构的加工工艺，并对正方形蜂窝结构的异面力学特性进行了实验研究。图 1-20 为正方形钢蜂窝结构加工工艺示意图，与六边形蜂窝结构的拉伸法加工工艺不同，Cote 提出的正方形钢蜂窝结构加工方法，首先将蜂窝板间加工出与板材厚度相等

的槽，然后板材彼此交叉连接在一起放入高温高压环境中进行焊接。最后生成的试件如图 1-21 所示。Cote 的实验研究表明，正方形钢蜂窝结构的峰值应力与蜂窝结构试件高度与胞元边长之比有关，正方形钢蜂窝结构的峰值应力与平均应力都表现出对应变率敏感的特性<sup>[69]</sup>。

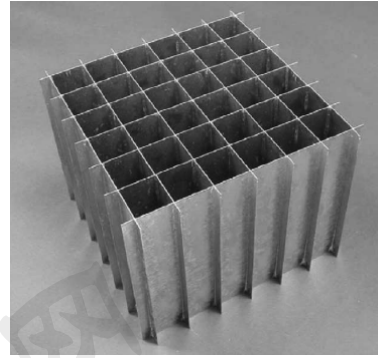
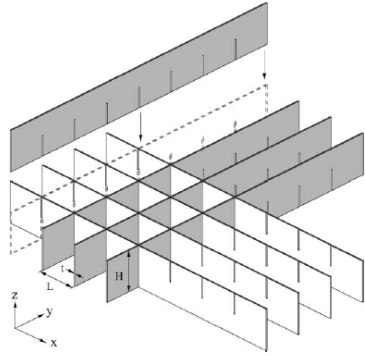


图 1-20 正方形钢蜂窝结构加工示意图<sup>[69]</sup>

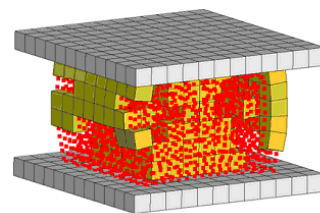
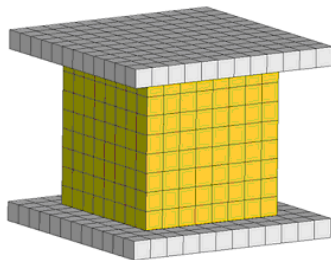
图 1-21 正方形钢蜂窝结构试件<sup>[69]</sup>

Fig.1-20 Sketch of the square-honeycomb manufacturing technique.

Fig.1-21 Steel square honeycomb

随着有限元仿真技术的发展，现阶段国外对于蜂窝结构力学特性研究主要以有限元仿真为主，实验研究为辅。在共面特性研究方向，Zheng<sup>[70]</sup>、K.Li<sup>[71]</sup>、Z.Zhou<sup>[72]</sup>和 Sun<sup>[73]</sup>等学者应用有限元仿真方法对六边形蜂窝结构受共面冲击载荷作用下的动态响应进行了研究，得到了六边形蜂窝结构共面方向的不同变形模式，分析了蜂窝结构参数和冲击速度对共面平均应力的影响。

在蜂窝结构异面力学特性仿真研究中，Aktay 等提出了几种不同的数值仿真方法，采用光滑粒子离散法对整个蜂窝结构受压缩进行了模拟分析，分别对铝蜂窝结构和纸蜂窝结构进行准静态压缩实验研究，验证仿真模型的正确性<sup>[74]</sup>。采用光滑粒子离散法建立的无网格有限元模型如图 1-22 所示。



a)变形前有限元模型

b)变形后有限元模型

a) finite element model before deformation

b) deformed finite element model

图 1-22 无网格法有限元模型<sup>[74]</sup>

Fig.1-22 Finite element model built by meshless method

Yamashita 通过落锤实验和有限元分析手段，对六边形蜂窝结构动态吸能特性进行研究。分析了蜂窝胞元夹角、胞元壁厚以及胞元边长对蜂窝结构平均应力的影响<sup>[61]</sup>。由于采用 Y 形胞元这种对称结构进行仿真研究，施加的

边界条件约束较为复杂，使得仿真结果波动较大。

### 1.3.2.2 国外着陆器蜂窝结构缓冲装置研究现状

历史表明，成功实现星球探测软着陆的着陆器大多数都采用蜂窝结构缓冲装置。NASA 以铝蜂窝结构为研究对象，对其力学特性进行了详细的实验研究，包括不同冲击速度及不同冲击质量和不同冲击温度环境下的冲击实验，以及相应的理论研究<sup>[64]</sup>。在此基础上，由于着陆器在着陆过程中着陆腿内外筒壁之间的摩擦对缓冲效果有很大影响，考虑到着陆腿的结构形式，NASA 研究人员进行了冲击条件下着陆腿内部边界非线性效应的研究工作，建立了着陆器着陆过程中主着陆腿的边界非线性效应理论分析模型，并开发了一个单腿式着陆实验装置，如图 1-23 所示。对着陆器多种着陆姿态下悬臂式和倒三角式着陆腿结构进行单腿着陆实验研究，以验证理论模型的正确性<sup>[75]</sup>。

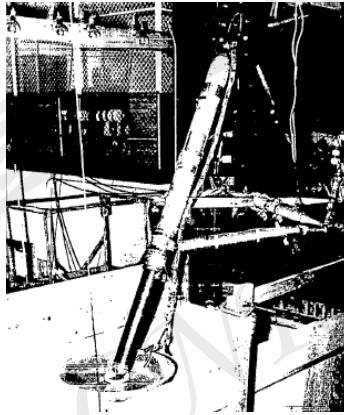


图 1-23 单腿着陆实验装置<sup>[75]</sup>

Fig.1-23 One leg landing test device

为了验证缓冲装置缓冲性能，NASA 进行了大量的着陆器缓冲装置原理样机着陆实验。在着陆器缓冲性能验证前期，NASA 应用相似性原理对着陆器实验模型进行相应的缩放，来模拟不同星球的着陆环境，并开发了一种单摆式着陆器软着陆实验系统，如图 1-24 所示。

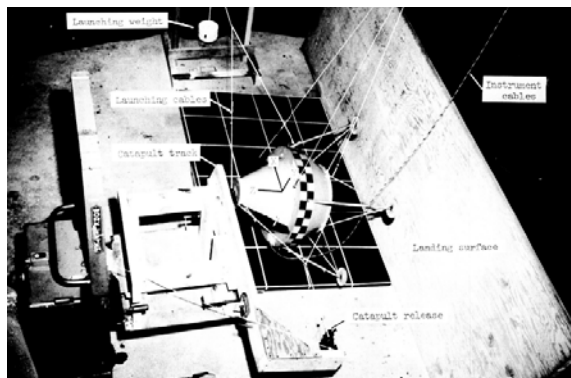


图 1-24 着陆器缩比样机实验系统图<sup>[76]</sup>

Fig.1-24 Diagram of scale lander test system

实验装置类似于一个钟摆系统，将着陆器与实验装置的摇摆臂相连接，通过施放摇摆臂获得一定的速度，当摇摆臂施放位置和角度不同时可以得到不同的水平和垂直速度，着陆环境用一斜面来进行模拟，通过倾斜不同的角度可以模拟不同的星球重力环境。在此实验系统上对不同构型的着陆器模型进行着陆实验，以验证不同构型着陆器的缓冲性能及稳定性<sup>[76-81]</sup>。

为增加着陆器缓冲装置的可靠性，在着陆器发射之前，通常会进行着陆器 1:1 样机的缓冲装置缓冲性能软着陆测试实验，进行此类的实验有缩比样机实验不可比拟的优势，它可以真实反映着陆器着陆过程缓冲装置所起的作用，为缓冲装置设计定型提供参考。在 NASA 进行的 1:1 样机缓冲装置缓冲性能软着陆测试实验中，Langley 实验室进行的低重力环境着陆实验取得了丰硕的成果，实验装置如图 1-25 所示<sup>[26,81]</sup>。在此实验装置上 NASA 对 Apollo 系列着陆器和 Surveyor 系列着陆器进行了 1:1 样机着陆实验，取得了良好的效果，为 Apollo 系列和 Surveyor 系列着陆器成功着陆打下了坚实的基础。

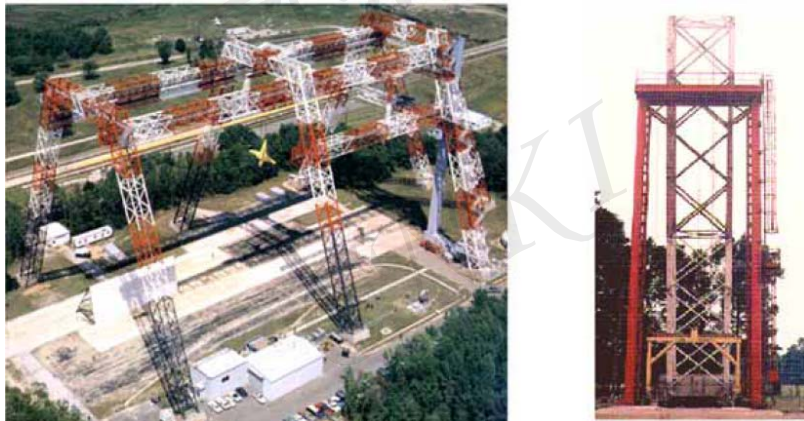


图 1-25 Langley 实验室低重力模拟实验装置

Fig. 1-25 Low gravity test device in Langley center

实验研究固然是一种较为理想的研究手段，但通常情况下进行着陆器软着陆实验耗时长、成本高、占地面积大、可利用率不高，以 Langley 实验室低重力模拟实验装置为例，在成功登月之后，该装置仅用于几次飞机模型的撞击实验，之后一直荒废，在 2007 年被拆除。

美国国家航天局早在 1967 年就使用计算机通过迭代的方法对 Apollo11 号进行了稳定性方面的仿真<sup>[82,83]</sup>。并根据不同的着陆器构型形式，建立带有缓冲吸能装置的着陆器动力学分析模型，用来分析着陆器着陆过程缓冲装置的缓冲性能。随着科技的进步，各类仿真软件的发展越来越成熟，并广泛应用于着陆器仿真研究中<sup>[19,84]</sup>。

在美国进行 Apollo 计划时，由于当时计算机硬件水平有限，只能进行简

单的数据计算和处理,美国 NASA 委托 Langley 实验室,开发了一款着陆器着陆过程实时仿真程序。通过建立着陆器足垫与星球表面间的接触力学模型来计算碰撞产生的冲击力。同时考虑着陆器着陆腿的弹性效应和着陆腿内部的非线性边界效应,对着陆腿受到的冲击力进行准确的建模。通过各力学模型及着陆器实时姿态的相关信息,Langley 实验室工作人员开发的动力学分析软件可以实时输出着陆器软着陆过程的动力学信息<sup>[82,83]</sup>。

随着计算机计算能力的提高,针对 Phoenix 火星着陆器,美国国家航天局 JPL 实验室为其单独开发了可视化仿真软件,如图 1-26 所示。该可视化仿真软件能够仿真 Phoenix 号着陆器从脱离太空舱,一直到着陆之后着陆器的姿态、速度以及各装置的运行状态。研究人员可以通过仿真软件实时的了解着陆器的姿态、动力学特性等,更直观的了解着陆器在着陆过程中各装置的工作状态及可能发生的故障。



图 1-26 Phoenix 号着陆过程仿真图

Fig.1-26 Simulation diagram of Phoenix Lander landing process

由于使用了可视化的虚拟样机技术,大大缩短了着陆器的开发周期,提高了研制效率。通过仿真研究和数次成功软着陆对缓冲装置吸能特性的积累,现阶段很少可以看到国外关于着陆器软着陆相关实验研究,主要是因为仿真手段可以准确的再现着陆器着陆过程的实时姿态和受到的冲击载荷,对着陆器稳定性研究和缓冲装置设计有重要意义<sup>[44,85,86]</sup>。

### 1.3.2.3 国内星球探测着陆器缓冲装置研究现状

与蜂窝结构相比由于薄壁金属管结构简单,其受轴向压缩载荷作用的力学模型可更准确的建立,因此罗昌杰博士将蜂窝结构的基本单元与圆柱形薄壁金属管之间建立联系,根据周长相等原则,将一个六边形蜂窝结构基本单元等效为周长相等的等厚度圆,通过较为成熟的薄壁金属管轴向压缩特性的研究成果,计算正六边形金属蜂窝结构异面压缩平均应力<sup>[87]</sup>。该方法得到的计算公式计算准确度与 Wierzbicki 提出的平均应力计算公式相比有所提高,但通过几何相似性进行转换并不严谨,因此该计算方法并未得到广泛的认同。罗昌杰还应用细长杆失稳临界力的欧拉公式,对 Y 型胞元失稳的临界

力进行计算,得到的公式计算精度较高,但使用欧拉公式计算细长杆受压失衡时,需满足杆长远大于界面边长的条件,由于采用Y型胞元简化杆模型,杆的长度为塑性铰长度,与截面边长相差不大,因此Y型胞元简化杆模型并不适用于欧拉公式。

湖南大学尹汉峰博士对蜂窝结构缓冲装置进行了深入的研究<sup>[88]</sup>,除对传统的正六边形金属蜂窝结构吸能特性进行研究外,还对加强型蜂窝结构和弯曲胞元蜂窝结构进行了吸能特性的研究<sup>[89]</sup>。针对某着陆器模型进行基于比吸能最大的多目标优化设计,并进行了着陆器软着陆仿真与实验研究<sup>[90]</sup>,实验与仿真结果吻合较好。

在着陆器缓冲装置研究方向,许多高校及研究所进行了深入的研究。罗昌杰开展了腿式着陆器用缓冲材料吸能特性的研究,提出了腿式着陆器用缓冲装置缓冲性能评价方法,对金属蜂窝结构、泡沫金属及薄壁金属管等缓冲吸能材料进行了理论与实验研究,并以着陆器缓冲装置质量和体积最小为优化目标,在保证缓冲装置安全可靠工作和满足着陆器设计条件下,对腿式着陆器缓冲装置进行优化设计,开发了优化设计参数化程序,提高了缓冲装置设计效率<sup>[13,57,91,92]</sup>。

哈尔滨工业大学赵京东博士对小天体着陆器缓冲装置进行了基于虚拟样机技术的相关研究,以Rosetta探测器为蓝本,研究电磁阻尼缓冲装置缓冲吸能效果。通过Matlab与ADAMS的联合仿真对比了半主动控制和被动控制着陆方式的着陆性能<sup>[93,94]</sup>。

北京航空航天大学王春洁教授提出一种包含三维实体造型、有限元分析模型与多体动力学分析模型的刚柔耦合动力学仿真分析方法<sup>[95]</sup>。并利用该方法建立了某型月球着陆器着陆动力学模型,对典型着陆工况下着陆器着陆动力学进行了仿真分析,得到了着陆器缓冲装置的缓冲性能分析结果。

南京航空航天大学陈金宝博士和聂宏教授,对蜂窝结构缓冲吸能特性进行研究,设计了一种二级蜂窝结构缓冲装置,结合Patran和ADMAS进行联合仿真<sup>[19,84,96]</sup>。同时还提出了一种基于瞬态动力学的着陆器有效载荷软着陆冲击响应分析方法,采用该方法建立了着陆器柔性体有限元模型及月壤柔性体有限元模型,并进行仿真研究,分析了缓冲装置缓冲性能<sup>[84]</sup>。

西安交通大学汪岸柳博士提出了一种旁路式结构的磁流变缓冲装置,用于月球软着陆系统减振与缓冲<sup>[97,98]</sup>。基于机械-月面系统的对称性,建立了1/4月球着陆器软着陆地面冲击模型并进行了仿真研究。

浙江大学凌道盛教授对着陆器足垫垂直冲击进行了理论与实验研究,建立了冲击载荷作用下,着陆器足垫冲击动力学模型<sup>[99]</sup>。以实验手段研究冲击

过程中不同冲击速率、土体密实度和冲击质量等对足垫最大轴力、最大加速度和刺入深度等影响。

北京空间飞行器总体设计部研究了月球着陆器着陆腿边界非线性效应对缓冲效果的影响，建立了有限元模型并进行实验研究，通过与实验数据的对比证明了分析结果的正确性<sup>[100]</sup>。

## 1.4 当前研究存在的主要问题

现阶段对蜂窝结构异面吸能特性的理论研究，主要集中在准静态条件下，现有六边形蜂窝准静态力学特性理论计算模型并不准确，且力学特性计算公式多为半经验公式，计算精度较低。作为蜂窝结构动态吸能特性的研究基础，有必要建立计算精度更高的蜂窝结构力学特性模型，为蜂窝结构动态吸能特性的研究奠定基础。

动态冲击载荷作用下，六边形蜂窝结构吸能特性的理论模型并不完善，且未进行实验验证模型的正确性。但蜂窝结构作为缓冲装置，通常受冲击载荷作用，因此，有必要对冲击载荷作用下，蜂窝结构动态吸能特性进行理论研究，为设计着陆器蜂窝结构缓冲装置提供理论依据。

蜂窝结构吸能特性研究主要集中在六边形蜂窝结构，缺少对正方形、三角形等多边形蜂窝结构吸能特性系统的研究。因此，为提高蜂窝结构吸能效率，拓展蜂窝结构在缓冲吸能领域的应用，有必要对非六边形蜂窝结构进行系统的研究。

现有的着陆器缓冲装置设计，通常以完成工程要求为目的，并未进行基于质量比吸能最大、体积比吸能最大及冲击力最小的多目标优化设计，因此并不完善。

## 1.5 本文主要研究内容

(1) **六边形蜂窝结构准静态异面力学模型的建立** 基于六边形蜂窝结构的对称性，提取“Y”型蜂窝胞元对蜂窝结构异面力学特性进行分析；基于简化超折叠单元理论和弹性力学理论，建立服从屈雷斯佳屈服准则和米塞斯屈服准则的六边形蜂窝结构异面准静态压缩平均应力和峰值应力的理论计算模型；对不同规格铝蜂窝试件进行准静态压缩实验，以验证建立的六边形蜂窝结构准静态压缩力学特性理论分析模型的正确性，为腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置的设计提供理论依据。

(2) **冲击载荷作用下六边形蜂窝结构动态吸能特性研究** 采用薄板

弯曲理论建立冲击载荷作用下六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型，以此为基础，进一步建立六边形蜂窝结构质量比吸能、体积比吸能的数学模型，分析冲击速度和不同蜂窝结构胞元夹角对动态吸能特性的影响；以有限元仿真和实验研究的手段，对建立的六边形蜂窝结构动态吸能特性进行验证；为扩展蜂窝结构作为缓冲装置的应用，分析冲击载荷作用下蜂窝孔壁内气体对蜂窝结构动态平均应力的影响，并进行实验验证。

**(3) 不同拓扑蜂窝结构吸能特性模型的建立及分析** 对五种不同拓扑蜂窝结构吸能特性进行有限元仿真研究，开发不同拓扑蜂窝结构参数化建模分析程序；基于响应面方法，建立五种不同蜂窝结构吸能特性数学模型；分析蜂窝结构相对密度对吸能特性的影响；对比分析相同峰值应力条件下，五种不同拓扑蜂窝结构比吸能特性，为腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置的优化设计奠定基础。

**(4) 腿式着陆器缓冲装置的优化设计及软着陆动力学仿真** 考虑着陆器缓冲装置设计效率和设计成本，提出着陆器缓冲装置设计流程；针对腿式着陆器典型着陆姿态和着陆器设计条件，以哈尔滨工业大学研制的着陆器样机为研究对象，进行蜂窝缓冲装置优化设计，开发腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置优化设计程序；建立冲击载荷作用下二级串联蜂窝结构缓冲装置有限元分析模型，通过实验验证仿真模型的正确性；建立着陆器软着陆动力学仿真模型，对典型着陆姿态进行软着陆虚拟样机实验研究，验证优化得到的蜂窝结构缓冲装置缓冲性能。

## 第2章 六边形蜂窝结构准静态异面力学模型的建立

### 2.1 引言

多孔固体结构作为一种兼具功能和结构双重属性的材料结构,近年来得到了迅速的发展。六边形蜂窝结构作为多孔固体结构的一种,由于其具有密度小、刚度低、压缩变形大及变形可控等优点,是一种理想的缓冲吸能结构,且蜂窝结构成熟的制造工艺,使其在缓冲吸能领域得到了广泛的应用<sup>[58,65,74]</sup>。典型的应用案例是六边形铝蜂窝缓冲装置,在航天着陆器中用于吸收着陆冲击能量,如成功登陆月球的 Apollo11 号着陆器。由于结构的特殊性,六边形蜂窝结构的缓冲特性与蜂窝材料力学性能、蜂窝胞元厚度、胞元尺寸及相对密度有关,这些参数受环境的影响较小,所以缓冲性能稳定,是缓冲装置设计的优选结构。

六边形蜂窝结构的力学性能,通常用平均应力和峰值应力两个参数进行表征,其中平均应力用于表征蜂窝结构吸能能力,而峰值应力是蜂窝结构缓冲装置设计的重要指标。目前六边形蜂窝结构的平均应力和峰值应力计算公式都属于半经验公式,计算准确程度较低。为了全面研究蜂窝结构力学特性,以六边形蜂窝结构为研究对象,建立平均应力和峰值应力理论模型。为验证建立的六边形蜂窝结构应力模型的正确性,对不同规格铝蜂窝试件进行实验研究。完善蜂窝结构异面力学特性的相关理论,为六边形蜂窝结构作为缓冲吸能结构提供理论依据。

### 2.2 蜂窝结构异面力学特性

蜂窝结构由于其结构的特殊性,载荷加载方向不同时会展现出迥异的力学特性。如图 2-1 所示,当蜂窝结构受  $z$  轴方向压缩载荷作用时,称为异面压缩;而当压缩载荷的加载方向处于  $x-y$  平面内时,称为共面压缩。Gibson 对蜂窝结构进行了详细的共面及异面压缩特性的理论分析与实验研究,研究表明,蜂窝结构的异面压缩平均应力远大于其共面压缩平均应力<sup>[101]</sup>。在进行缓冲装置设计时,通常以有效的质量和空间内吸收更多的能量为设计目标,为此,选用异面方向作为蜂窝结构缓冲吸能方向。本文主要研究异面压缩载荷作用下,六边形蜂窝结构的吸能特性。

对于蜂窝结构,以力学性能对其进行分类可分为:脆性蜂窝结构(陶瓷)、弹性蜂窝结构(橡胶),以及弹塑性蜂窝结构(金属)。本文研究的六边形蜂窝结

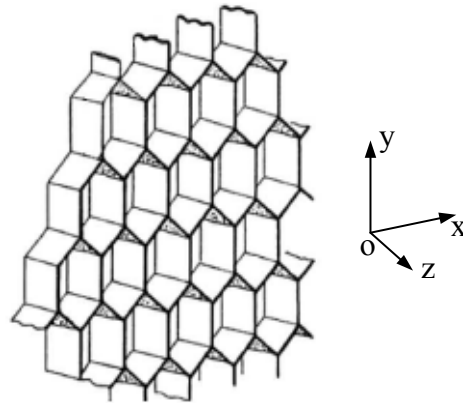


图 2-1 蜂窝结构异面示意图

Fig. 2-1 Principal schematic of honeycomb material's out-of-plane direction  
 构为弹塑性蜂窝结构，弹塑性蜂窝结构在受到异面载荷作用时，其变形过程力学特性可以分为三个阶段：初始阶段的弹性变形阶段，稳态塑性压溃阶段及密实阶段。图 2-2 为典型弹塑性蜂窝结构在异面压缩载荷作用下的载荷-位移曲线图。

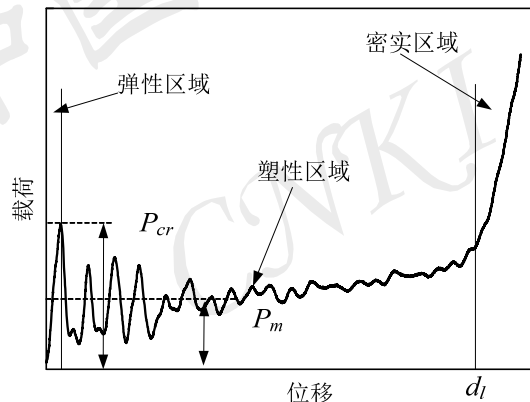


图 2-2 蜂窝结构受异面压缩载荷作用典型载荷-位移曲线图<sup>[14]</sup>

Fig.2-2 Typical load-deformation curve of honeycomb under out-of-plane impact load

(1) **弹性变形阶段** 对于弹塑性金属蜂窝结构，在加载的初始阶段中，孔壁自身发生弯曲变形，载荷未达到蜂窝结构屈曲强度之前，载荷表现出随位移增加而线性增大的趋势，此阶段蜂窝结构通过弹性变形来吸收能量，载荷卸去后，蜂窝结构会恢复变形。弹性变形阶段中，蜂窝结构主要发生弹性屈曲，当载荷超过屈曲强度时，会进入塑性变形阶段，通常屈曲强度对应载荷-位移曲线的初始峰值力 $P_{cr}$ 。

(2) **稳态塑性变形阶段** 进入塑性变形阶段，载荷波动趋于稳定，此阶段金属蜂窝结构以轴向有规律的塑性坍塌变形来吸收能量，该阶段是蜂窝结构吸收能量的主要阶段。通常将该阶段载荷的平均值定义为蜂窝结构的平均载荷  $P_m$ ，是表征蜂窝结构吸能性能和缓冲装置设计的一个重要指标。

(3) **密实阶段** 伴随着变形逐渐增加, 蜂窝结构最终被压实, 其孔壁材料进一步堆叠在一起, 导致最后阶段载荷急剧增大。压实阶段的蜂窝结构变形位移是表征蜂窝结构吸能能力的另一重要参数, 在设计缓冲装置时需要用该参数推导缓冲装置的外形尺寸和总吸收能量。

## 2.3 准静态载荷作用下平均应力模型的建立

### 2.3.1 塑性铰模型基本假设

实验研究表明六边形蜂窝结构在受异面压缩载荷作用时会出现周期性的折叠变形<sup>[101]</sup>。该变形过程可以近似表示为如图 2-3 所示, 基本折叠单元的逐个折叠过程, 每个基本折叠单元在变形过程中, 会以折叠单元中点为旋转轴进行折叠, 该基本折叠单元被称为塑性铰, 每半个折叠单元长度  $H$  被称为半波长塑性铰<sup>[62]</sup>。在准静态实验研究中发现, 金属蜂窝结构受异面压缩载荷作用时通常会在顶端开始产生周期性的折叠变形, 该实验研究也证明了塑性铰假设的正确性<sup>[14]</sup>。

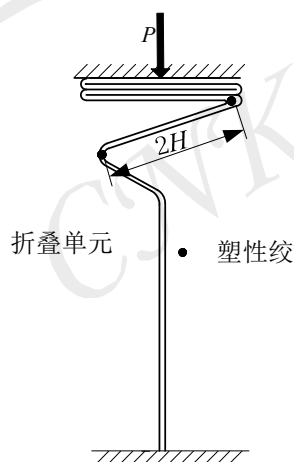


图 2-3 金属蜂窝结构塑性铰模型

Fig. 2-3 Plastic hinge model of metal honeycomb

由于六边形蜂窝结构的对称性, 提取蜂窝结构中的“Y”字形胞元进行分析研究(如图 2-4 所示)。每种六边形金属蜂窝结构可简化为由两个厚度为  $t$ 、长度为  $l/2$  和一个厚度为  $2t$ 、长度为  $w/2$  的 Y 型胞元进行表示。假设如图 2-4(a) 所示, 六边形金属蜂窝胞元相邻两边夹角为  $\alpha$ , 则简化后的 Y 型胞元其截面如图 2-4(b) 所示, 立体图如图 2-4(c) 所示。

为确定蜂窝结构异面压缩力学特性, 作如下假设:

- (1) 蜂窝基体材料具有良好的塑性, 将其视为理想弹塑性材料;
- (2) 蜂窝结构在受异面压缩载荷作用时, 产生如图 2-3 所示的周期性对称折叠变形, 在变形过程中各个折叠的塑性铰长度相等为  $2H$ ;

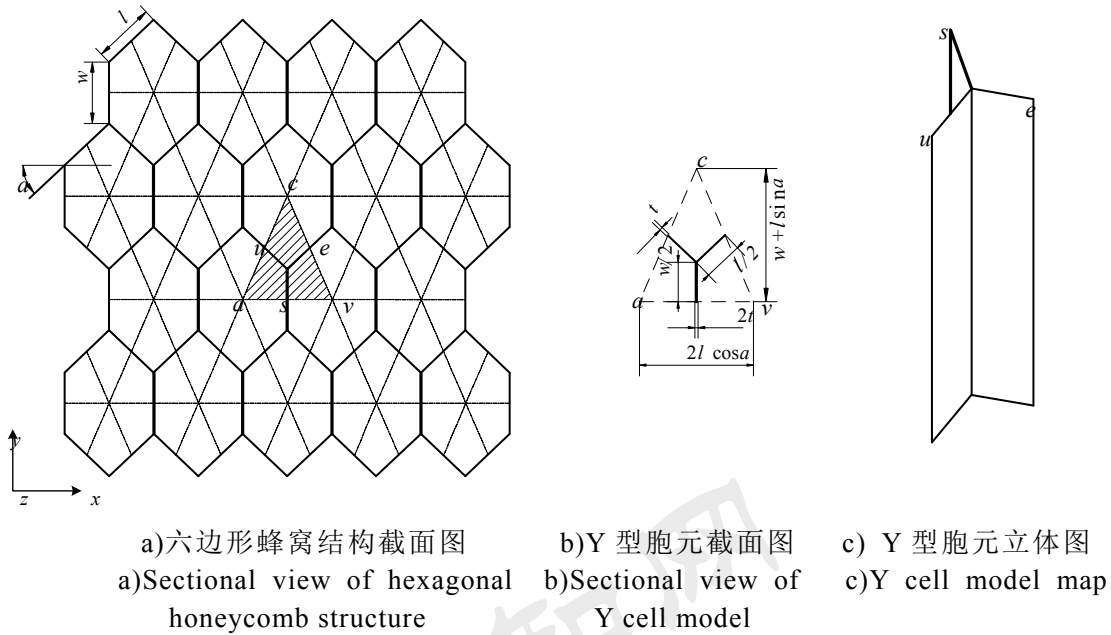


图 2-4 六边形蜂窝结构分析模型

Fig.2-4 Analytical model of hexagonal honeycomb structures

(3) 假设压缩过程中粘接的两边强度足够大, 不会发生破裂, 不考虑粘接对蜂窝结构力学性能的影响。

### 2.3.2 平均应力模型的建立

蜂窝结构属于典型的薄壁结构, 目前 Chen 和 Wierzbicki 对于薄壁结构吸能特性的理论研究做出了突出贡献, 他们提出的简化超折叠单元理论一直沿用至今<sup>[102]</sup>。简化超折叠单元理论中, 一个长度为  $C$  高度为  $2H$  的基本折叠单元变形过程中的变形能可分为两部分; 弯曲变形能和薄膜变形能。简化后的基本折叠单元如图 2-5 所示。

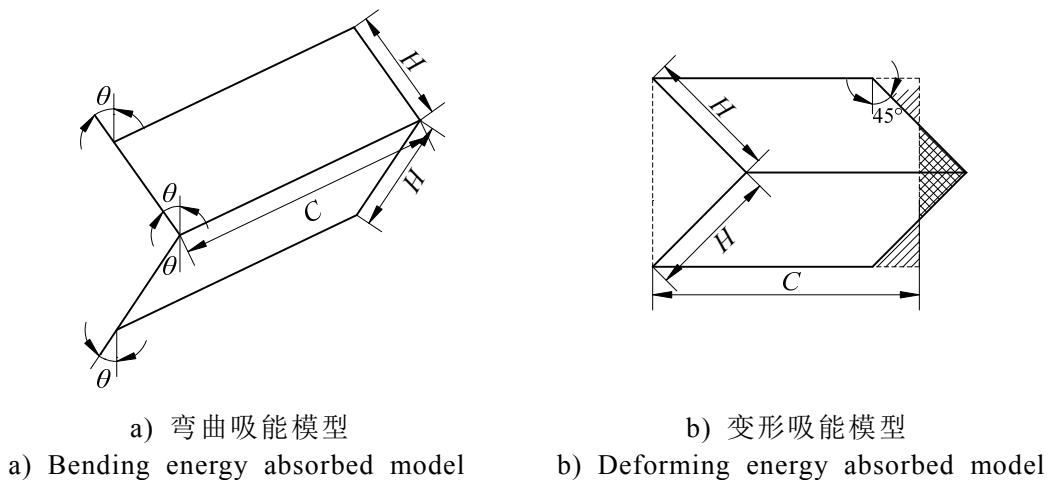


图 2-5 简化超折叠单元模型

Fig.2-5 Simple super puckerable element model

基本折叠单元是由 4 个延展性三角形单元和 4 条静态塑性铰线组成的一块折叠单元。图 2-5(a)为折叠单元弯曲吸能模型，4 条塑性铰线分别位于折叠单元的两侧和对折变形线上，相应的旋转角度为  $\theta$ 。图 2-5(b)的阴影部分为 4 个延展性三角形单元，上下两个三角形单元为内侧挤压单元，中间两个三角形为外侧延展单元。

如图 2-6 所示，以一个塑性铰波长为  $2H$  高的 Y 型胞元为例，对六边形蜂窝结构的平均应力进行建模分析。

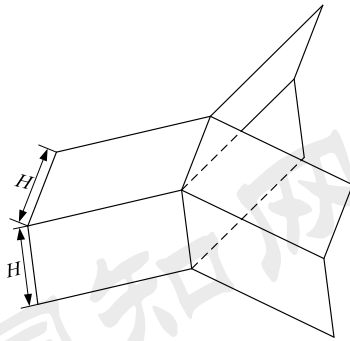


图 2-6 基于简化超折叠单元方法的 Y 型胞元分析模型

Fig.2-6 Y cell model based on simple super puckerable element model

针对图 2-6 中的分析模型，根据系统能量守恒有：

$$F_m \cdot 2H \cdot k = E_b + E_m \quad (2-1)$$

式中  $F_m$ ——压缩过程中胞元所受平均载荷 (N)；

$k$ ——有效压缩行程系数，对于六边形金属蜂窝结构通常取  $0.82^{[14]}$ ；

$E_b$ ——胞元弯曲耗能 (J)；

$E_m$ ——膜延展耗能 (J)。

弯曲耗能  $E_b$  代表各条塑性铰线上弯曲变形能量总和。每个 Y 型胞元中含有三块折叠单元，每个折叠单元中有四条塑性铰线，由于六边形蜂窝结构加工通常采用粘接拉伸的方法，在 Y 型胞元中存在一个单元厚度为  $2t$  的折叠单元，两个单元厚度为  $t$  的折叠单元，因此弯曲耗能可以表示为：

$$E_b = 2 \sum_{i=1}^4 M_0' \theta_i C + \sum_{i=1}^4 M_0'' \theta_i C \quad (2-2)$$

式中  $M_0'$ —— $t$  厚度单元的全塑性弯矩 (MPa)；

$M_0''$ —— $2t$  厚度单元的全塑性弯矩 (MPa)；

$\theta_i$ ——每条铰线的弯曲旋转角度 (rad)；

$C$ ——折叠单元的边缘长度 (mm)。

全塑性弯矩的定义通常有两种形式，第一种是基于屈雷斯佳屈服准则定义的全塑性弯矩为：

$$M_0 = \frac{1}{4} \sigma_0 t^2 \quad (2-3)$$

在 Chen 提出的简化超折叠单元理论中,  $\sigma_0$  为流动应力值为:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sigma_y \sigma_u}{1+n}} \quad (2-4)$$

式中  $\sigma_y$  ——材料屈服极限 (MPa);

$\sigma_u$  ——材料极限强度 (MPa)

$n$  ——材料硬化常数。

但是对于六边形蜂窝结构准静态压缩条件下材料硬化对蜂窝结构力学性能影响较小, 可忽略不计。因此本文取  $\sigma_0$  为蜂窝结构基体材料的初始屈服强度进行计算。

第二种全塑性弯矩的定义是基于米塞斯屈服准则定义的全塑性弯矩为:

$$M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{2\sqrt{3}} \quad (2-5)$$

以屈雷斯佳屈服准则为材料屈服准则, 对于一个波长塑性较高度的 Y 字形蜂窝胞元, 其弯曲耗能为:

$$E_b = 2 \sum_{i=1}^4 \left( \frac{1}{4} \sigma_0 t^2 \right) \theta_i \frac{l}{2} + \sum_{i=1}^4 \left[ \frac{1}{4} \sigma_0 (2t)^2 \right] \theta_i \frac{w}{2} \quad (2-6)$$

而一个波长范围内的膜延展能可以通过积分延展和挤压三角形区域面积求得:

$$E_m = 2 \int \sigma_0 t ds + \int \sigma_0 (2t) ds \quad (2-7)$$

将通过(2-6)求得的弯曲耗能和通过(2-7)式求得的膜延展能代入(2-1)式可以求得平均载荷为:

$$F = (2\sigma_0 t H^2 + \frac{1}{2} \pi l \sigma_0 t^2 + \pi w \sigma_0 t^2) / 2Hk \quad (2-8)$$

根据折叠半波长塑性较  $H$  使平均载荷取最小值条件  $\frac{\partial F}{\partial H} = 0$ , 可得基于屈雷斯佳屈服准则的六边形蜂窝结构半波长塑性较计算公式为:

$$H = \sqrt{\frac{1}{4} \pi l t + \frac{1}{2} \pi w t} \quad (2-9)$$

将公式(2-9)代入到公式(2-8)中, 则 Y 型胞元受异面压缩载荷作用的平均力为:

$$F = (\pi l \sigma_0 t^2 + w \pi w \sigma_0 t^2) / k \sqrt{t \pi l + 2 t \pi w} \quad (2-10)$$

为减少同种规格蜂窝结构因外形尺寸不同对平均力的影响，本文以蜂窝结构平均应力代替平均载荷，对六边形蜂窝结构异面吸能特性进行研究。根据图 2-4(b)可求得 Y 字形胞元所占面积为：

$$S = l \cos \alpha (w + l \sin \alpha) \quad (2-11)$$

考虑到结构的对称性，Y 型胞元受异面压缩载荷作用下的平均应力为：

$$\sigma_m = \frac{F}{S} = \frac{\pi \sigma_0 t^2 l + 2 \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\pi t l + 2 \pi t w l \cos \alpha (w + l \sin \alpha)}} \quad (2-12)$$

对于正六边形蜂窝结构，有  $\alpha = 30^\circ$ ， $w = l$ ，因此正六边形蜂窝结构平均应力计算公式可表达为：

$$\sigma_m = 3.329 \sigma_0 \left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (2-13)$$

同理，采用米赛斯屈服准则  $M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{2\sqrt{3}}$ ，将其代入到公式(2-1)中重复上述推导过程可得，基于米赛斯屈服准则的 Y 型蜂窝胞元半波长塑性较长度为：

$$H = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w} \quad (2-14)$$

Y 型蜂窝胞元受异面压缩载荷作用的平均力为：

$$F = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \quad (2-15)$$

Y 型蜂窝胞元受异面压缩载荷作用的平均应力为：

$$\sigma_m = \frac{F}{S} = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w + l \sin \alpha))}} \quad (2-16)$$

对于正六边形蜂窝结构，可取  $\alpha = 30^\circ$ ， $w = l$ ，因此正六边形蜂窝结构基于米赛斯屈服准则下平均应力计算公式为：

$$\sigma_m = 3.097 \sigma_0 \left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{3}{2}} \quad (2-17)$$

为了方便比较分析，将 Wierzbicki 提出的平均应力数学模型一同进行对比。Wierzbicki 通过理论研究得到的正六边形蜂窝结构平均应力计算公式：

$$\sigma_m = 6.6 \left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{5}{3}} \sigma_u \quad (2-18)$$

式中  $\sigma_u$ ——蜂窝基体材料的屈服应力 (MPa)。

图 2-7 为基于屈雷斯佳和米赛斯屈服准则求得的正六边形蜂窝结构平均应力模型和 Wierzbicki 的平均应力经典模型对比图，图中取屈服强度  $\sigma_0=140\text{MPa}$ 。通过分析图 2-7 以及对式(2-13)、式(2-17)、式(2-18)进行对比，基于两种屈服准则推导的六边形蜂窝结构平均应力计算值小于经典计算公式的平均应力计算值，且三个公式都可以表示为  $t/l$  幂函数的形式。

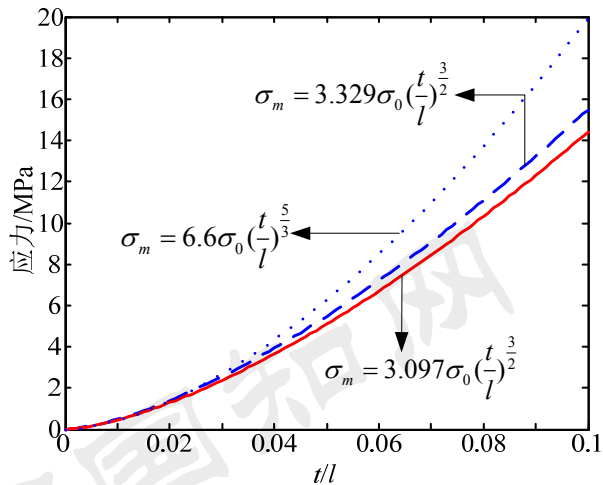


图 2-7 六边形蜂窝结构平均应力计算模型对比图

Fig.2-7 Contrast map of calculation model for mean stress of hexagonal honeycomb

## 2.4 准静态载荷作用下的峰值应力模型的建立

六边形蜂窝结构受异面压缩载荷作用时，在初始变形阶段会产生较大的峰值应力，该应力通常用于蜂窝结构缓冲装置安全性评估的限定指标。峰值应力产生是由于蜂窝结构发生弹性屈曲，弹性屈曲破坏的临界应力即为峰值应力。图 2-8 为蜂窝结构 Y 型胞元屈曲模型。

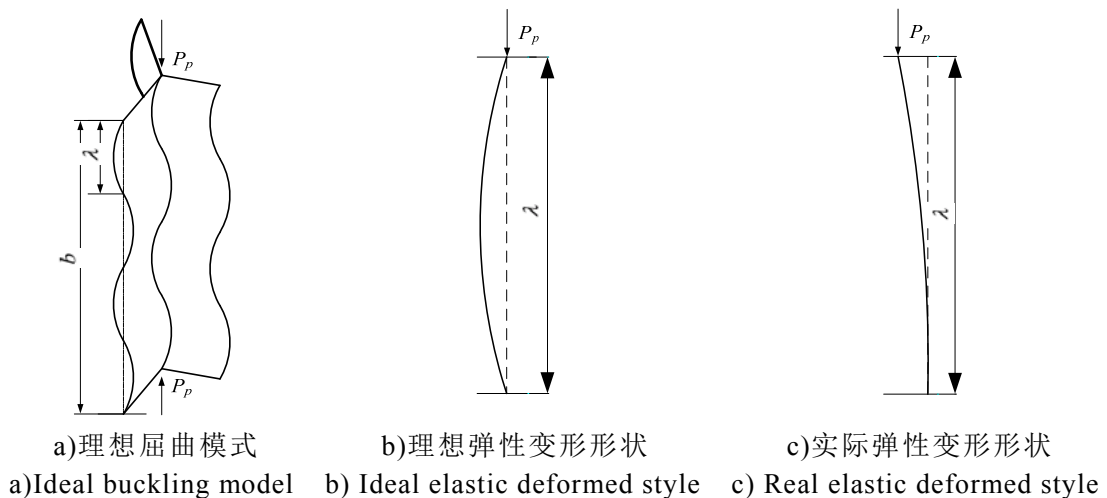


图 2-8 蜂窝结构 Y 型胞元弹性屈曲模型

Fig.2-8 Elastic buckling model for Y model of honeycomb

理想情况下,六边形蜂窝结构发生弹性屈曲的分析模型如图 2-8 (a)所示。在受到轴向方向载荷时,由于蜂窝结构的对称性,蜂窝结构产生周期性屈曲,每个屈曲长度单位为塑性铰长度。

采用 Y 型胞元对蜂窝结构峰值应力进行研究,将 Y 型胞元简化为一根细长杆,简称杆模型。理想情况下,一个塑性铰长度上 Y 型胞元的杆模型弯曲变形模式如图 2-8 (b)所示。杆模型在受到异面载荷作用下,会形成半正弦曲线形状的弯曲变形,然而在实际情况下,由于蜂窝结构孔格均一性较低,在异面方向上蜂窝结构通常有所倾斜,因此,以弹性力学理论中关于杆件弹性变形相关知识为基础,在高度为一个塑性铰长度的 Y 型胞元杆模型中,蜂窝结构在受异面压缩载荷作用下,变形模式如图 2-8(c)所示,可以表示为一种抛物线形状的弯曲变形。本文以实际情况下蜂窝结构的变形模式进行分析。

国内外学者对于蜂窝结构峰值应力的理论求解研究较少,目前工程上较为常用的计算公式为半经验公式<sup>[101]</sup>:

$$\sigma_{cr} = \frac{38.2E}{\sqrt{3}(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l}\right)^3 \quad (2-19)$$

式中  $E$ ——蜂窝结构基体材料弹性模量 (GPa);

$\nu$ ——蜂窝结构基体材料泊松比。

该公式以一个六边形蜂窝结构胞元为研究对象,大量的工程经验证明,使用该公式得到的计算值精度较差,多数情况下不能满足计算精度要求<sup>[14]</sup>。

以 Y 型胞元杆模型为研究对象,针对图 2-8 (c)中的变形模式,采用能量法计算准静态载荷作用下,六边形蜂窝结构异面方向的峰值应力。首先对六边形蜂窝结构受异面压缩载荷作用下, Y 型胞元杆模型进行如下假设:

(1) 蜂窝结构基体材料为理想的弹塑性材料,在弹性屈曲变形阶段,材料只表现弹性力学特性;

(2) 蜂窝结构受异面压缩载荷作用下,其初始弹性变形如图 2-8(c)所示;

(3) 弹性屈曲的临界破坏发生在最弱一级塑性铰上。

设 Y 型胞元杆模型偏离直线平衡位置后,挠曲线方程为:

$$\tau = \delta_y \frac{x^2}{D_y^2} \quad (2-20)$$

式中  $\delta_y$ ——Y 型蜂窝胞元杆模型最大挠度 (mm);

$\tau$ ——Y 型蜂窝胞元杆模型挠度 (mm);

$x$ ——Y 型蜂窝胞元杆模型轴向微小位移 (mm);

$D_y$ ——Y 型蜂窝胞元杆模型长度,  $D_y = 2H$  (mm)。

杆模型上任意截面的弯矩为:

$$M_D = P \cdot \tau = P \cdot \delta_y \frac{x^2}{D_y^2} \quad (2-21)$$

式中  $P$ ——Y 型蜂窝胞元杆模型轴向压力 (N)。

杆模型因弯曲而增加的变形能为:

$$\Delta U = \int_0^{D_y} \frac{M_D^2}{2EI} dx \quad (2-22)$$

将公式(2-21)代入(2-22)中可求得杆模型弯曲变形能为:

$$\Delta U = \frac{P^2 \delta_y^2 D_y}{10EI} \quad (2-23)$$

式中  $I$  为 Y 型蜂窝胞元杆模型的截面惯性矩, 参照图 2-4(b), Y 型蜂窝胞元杆模型的截面惯性矩为:

$$I = \frac{1}{12} lt^3 + \frac{1}{3} wt^3 \quad (2-24)$$

杆模型的轴线由直线变成抛物线后, 其轴向位移为:

$$\lambda_d = \int_0^{D_y} (ds - dx) = \int_0^{D_y} \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{d\tau}{dx}\right)^2} dx - dx \right] \quad (2-25)$$

其中  $ds$  为抛物线的曲率, 计算公式(2-25)可简化为:

$$\lambda_d = \frac{2\delta_y^2}{3D_y} \quad (2-26)$$

因此微变形过程中压力所做功为:

$$\Delta W = P\lambda_d = \frac{2P\delta_y^2}{3D_y} \quad (2-27)$$

由临界压力条件有  $\Delta W = \Delta U$ , 则峰值力  $P$  为:

$$P = \frac{20E}{3D_y^2} \left( \frac{1}{12} lt^3 + \frac{1}{3} wt^3 \right) \quad (2-28)$$

采用屈雷斯佳屈服准则建立的塑性较长度模型进行分析, Y 型蜂窝胞元杆模型杆长为:

$$D_y = 2H = \sqrt{\pi lt + 2\pi wt} \quad (2-29)$$

将式(2-29)代入到式(2-28)中可求得峰值力关于蜂窝结构参数的表达式为:

$$P = \frac{5E(lt^2 + 4wt^2)}{9(\pi l + 2\pi w)} \quad (2-30)$$

为使研究对象不受外形尺寸的限制, 通常采用峰值应力进行表征。基于屈雷斯佳屈服准则建立的六边形蜂窝结构峰值应力为:

$$\sigma_p = \frac{P}{S} = \frac{5E(lt^2 + 4wt^2)}{9(\pi l + 2\pi w)(l \cos \alpha (w + l \sin \alpha))} \quad (2-31)$$

对于正六边形蜂窝结构有  $\alpha=30^\circ$ ， $w=l$ ，因此正六边形蜂窝结构峰值应力为：

$$\sigma_p = \frac{100}{81\sqrt{3}\pi} E \left(\frac{t}{l}\right)^2 \quad (2-32)$$

同理，采用米塞斯屈服准则建立的塑性较长度模型进行分析，Y型蜂窝胞元杆模型杆长为：

$$D_y = 2H = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{3} \pi t l + \frac{4\sqrt{3}}{3} \pi t w} \quad (2-33)$$

将式(2-33)代入到式(2-28)中可求得峰值力关于蜂窝结构参数的表达式为：

$$P = \frac{5E(lt^2 + 4wt^2)}{2\sqrt{3}(\pi l + 2\pi w)} \quad (2-34)$$

基于米塞斯屈服准则建立的六边形蜂窝结构峰值应力为：

$$\sigma_p = \frac{P}{S} = \frac{5E(lt^2 + 4wt^2)}{2\sqrt{3}(\pi l + 2\pi w)(l \cos \alpha (w + l \sin \alpha))} \quad (2-35)$$

正六边形蜂窝结构峰值应力为：

$$\sigma_p = \frac{50}{81\pi} E \left(\frac{t}{l}\right)^2 \quad (2-36)$$

图 2-9 为基于屈雷斯佳屈服准则和米赛斯屈服准则求得的正六边形蜂窝平均应力和经典模型对比图，对于铝合金等金属材料通常泊松比可取  $\nu=0.3$ 。从图中可以看出经典计算公式计算值明显高于本文求得的计算公式。

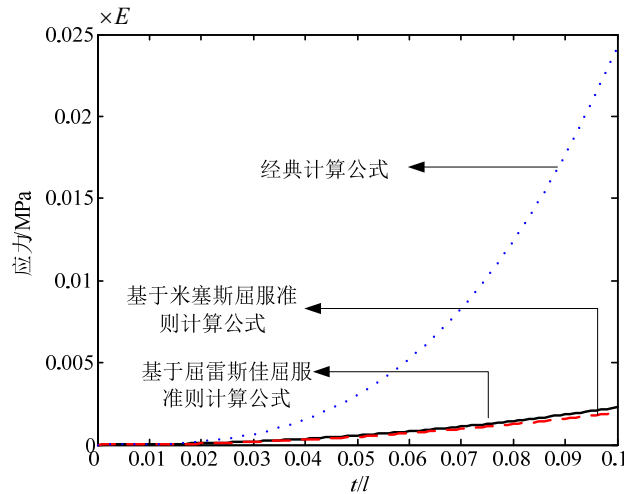


图 2-9 六边形蜂窝结构峰值应力计算模型对比图

Fig.2-9 Contrast map of calculation model for peak stress of hexagonal honeycomb

## 2.5 准静态压缩实验研究

### 2.5.1 基体材料力学性能测试实验

目前六边形金属蜂窝结构主要以铝蜂窝和镁蜂窝为主，由于铝蜂窝具有更好的弹塑性力学特性，因此广泛应用于包装工程领域和缓冲吸能领域。无论是铝蜂窝异面力学性能还是其共面力学性能，都与基体材料力学性能密切相关，然而现有的对铝蜂窝力学特性研究中很少有通过力学实验来测量基体材料相关参数，多数研究中都是采用铝合金的参数来进行研究。然而对于不同蜂窝结构基体材料，其力学性能往往相差较大，常用于加工铝蜂窝的铝箔材料有 2024、3003、5A02、5A06、5052 及 5056 等，通常 3003 铝箔材料易于制备蜂窝结构、成本较低，但其强度较低。相比之下 5056 的强度最高，但其加工性能较差，成本也较高。具体采用何种基体材料的铝蜂窝，需根据设计条件来进行确定。对于同种材料不同厚度的铝箔力学特性同样相差较大，如果采用单一的铝合金材料参数进行分析，往往不够准确。为此，本文对进行准静态压缩和动态冲击实验的铝蜂窝基体材料，进行准静态力学拉伸实验，以测得准确的铝蜂窝基体材料力学性能参数。本文具体研究具有双层厚度的正六边形铝蜂窝，同时考虑加工的方便性，采用强度相对较弱的 3003H18 材料为铝蜂窝基体材料。按照金属材料室温拉伸实验国家标准<sup>[103]</sup>，对厚度为 0.04mm、0.05mm 和 0.06mm 的三种厚度的 3003 H18 铝箔材料进行拉伸实验。为了保证实验件的质量，采用线切割的形式进行加工。在室温为 20° 条件下，以 10mm/min 的拉伸速度在 Instron5969 型静态万能力学实验机进行拉伸实验，实验装置和实验试件如图 2-10 所示。



a) 实验装置

a) Experimental instrument



(b) 实验试件

b) Experimental specimen

图 2-10 铝箔材料拉伸实验

Fig.2-10 Experiment for tension test of aluminum foil

为了保证测得的实验数据有足够的准确性和可靠性，对每种厚度的铝箔材料进行了四次重复的拉伸实验，相应参数取平均值。以厚度为 0.06mm 的铝箔材料例，其准静态拉伸力学实验应力-应变曲线图如图 2-11 所示。从图中可以看出 3003H18 材料是一种典型的弹塑性材料，具有较好的弹性和塑性。

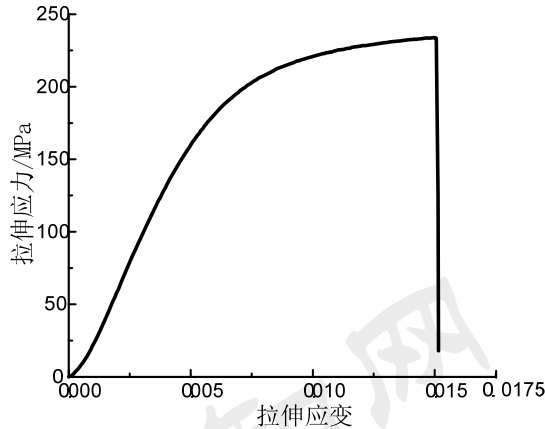


图 2-11 0.06mm 厚度铝箔拉伸实验应力-应变曲线图

Fig.2-11 Stress-strain curve of aluminum foil with thickness of 0.06mm

表 2-1 为不同厚度铝箔拉伸实验结果表。从该表可以看出，与常用的铝合金相比(弹性模型为 69GPa)，实验用 3003H18 材料的弹性模量相差较大。尽管三种不同厚度铝箔的弹性模量和初始屈服强度彼此相差较小，但明显可以看出彼此的极限强度相差较大。通过比较，进一步证实了为求得准确的铝蜂窝结构平均应力和峰值应力的理论值，不能简单的采用铝合金的相关参数进行计算。

表 2-1 不同厚度铝箔拉伸实验结果

Table 2-1. Experimental results of different thicknesses aluminum foil tension experiments

材料厚度/mm	弹性模量/GPa	初始屈服强度/MPa	极限屈服强度/MPa
0.06	38.25	140	233.8
0.05	41.73	135	268
0.04	40.39	130	219

### 2.5.2 平均应力实验研究

为验证建立的准静态载荷作用下，六边形蜂窝结构异面平均应力模型的正确性。对 9 种不同规格的铝蜂窝进行准静态压缩实验。在实验过程中对每种规格试件进行 3 次重复实验以保证实验的可靠性和准确度，最后取蜂窝结构应力的平均值进行分析。

实验用铝蜂窝采用缓冲领域较为常用的正六边形铝蜂窝。由于该种类型的铝蜂窝采用了拉伸法的加工工艺，只能生产出铝蜂窝板，考虑到腿式着陆器着陆腿通常为圆柱形结构，起缓冲作用的铝蜂窝也需加工成圆柱形式填充

在着陆腿中，为此专门加工一种圆形加工刀具对铝蜂窝板进行加工以获得适用于着陆器缓冲装置用圆柱形蜂窝结构。加工后的蜂窝结构其表面毛刺较少且平整度好，可以满足实验要求。在室温 20° 条件下进行进行实验，实验压缩速度为 10mm/min，采用 Instron5969 型静态万能力学实验机进行准静态压缩实验，实验装置如图 2-12 所示。

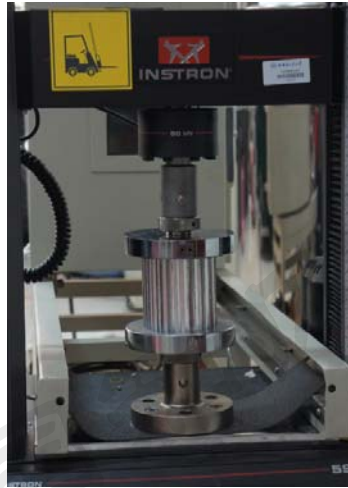


图 2-12 静态压缩实验装置图

Fig.2-12 Quasi-static compress experiment instrument

为了便于统计，将每种规格铝蜂窝试件进行编号。编号由四部份组成(如 H0604-50)，字母“H”表示铝蜂窝，第二、三位数字“xx”表示正六边形铝蜂窝单边厚度为 0.xx(单位为 mm)。第四、五位数字“xx”代表铝蜂窝的边长(单位为 mm)。第六、七位数字“xx”代表铝蜂窝试件的高度(单位为 mm)，H0604-50 代表厚度为 0.06mm、边长为 4mm、高度为 50mm 的铝蜂窝试件。由于采用准静态实验，铝蜂窝可较为平稳地吸收能量，通常不会发生由于蜂窝结构加工工艺上的缺陷，使蜂窝结构在受异面载荷作用时变形出现倾斜而大幅降低其吸能能力的情况。

实验实测数据为蜂窝结构轴向变形所对应的载荷值，为使实验结果通用性更强，采用应力-应变曲线对铝蜂窝受异面压缩载荷动态力学特性进行表征，使用此种方法可不受试件外形尺寸的影响，得到一个统一的评判指标。图 2-13 为 H0604-50 试件准静态压缩实验应力-应变曲线图。该图较好的展示了金属蜂窝结构受准静态异面压缩载荷作用的力学特性。

通过分析图 2-13 可求得 H0604 铝蜂窝峰值应力和平均应力值。使用此种测量方法求得其它 8 种规格蜂窝结构平均应力和峰值应力值。利用 2.3 节求得的铝蜂窝平均应力理论计算公式(2-13)、式(2-17)和 2.5.1 节中实验测得的铝蜂窝基体材料参数，计算 9 种铝蜂窝平均应力的理论预测值。同时为了

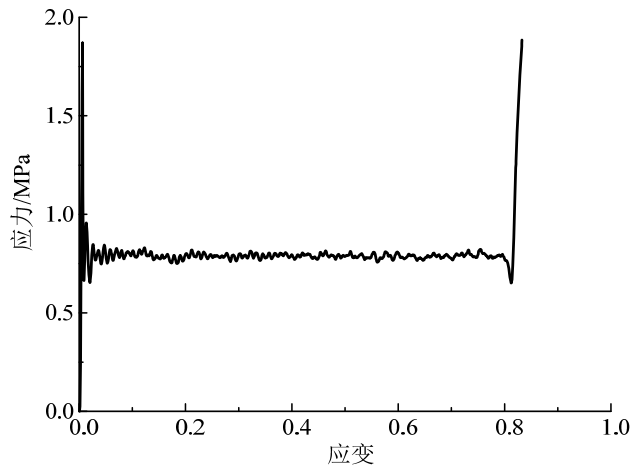


图 2-13 H0604-50 应力-应变曲线图

Fig.2-13 Stress-strain curve of H0604-50

方便比较分析，计算铝蜂窝平均应力经典理论公式的预测值。表 2-2 为 9 种规格铝蜂窝平均应力实验值与理论预测值对比分析表。

表 2-2 三种平均应力计算模型的计算结果比较分析

Table 2-2 Comparison and analysis of three kinds of theoretical models for mean stress

序号	编号	$(\sigma_m)_t$ /MPa	$\sigma_m = 3.097\sigma_0\left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{3}{2}}$ /MPa	$\sigma_m = 3.329\sigma_0\left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{3}{2}}$ /MPa	$\sigma_m = 6.6\sigma_0\left(\frac{t}{l}\right)^{\frac{5}{3}}$ /MPa
1	H0604	0.793	0.785	0.844	0.831
2	H0605	0.545	0.562	0.604	0.573
3	H0606	0.453	0.427	0.459	0.423
4	H0504	0.582	0.584	0.605	0.578
5	H0505	0.427	0.418	0.433	0.398
6	H0506	0.321	0.318	0.329	0.294
7	H0404	0.423	0.403	0.433	0.398
8	H0405	0.287	0.288	0.31	0.275
9	H0406	0.215	0.219	0.236	0.203

为了更好地分析三种平均应力计算模型的准确度，对每种理论预测值与实验值之间的偏差进行分析，该偏差定义为：

$$\gamma_m = \frac{(\sigma_m)_t - \sigma_m}{(\sigma_m)_t} \times 100\% \quad (2-37)$$

式中  $(\sigma_m)_t$ ——铝蜂窝试件在准静态压缩平均应力实验值 (MPa)；

$\sigma_m$ ——理论计算模型求得的准静态异面压缩平均应力值 (MPa)。

图 2-14 为三种准静平均应力理论预测值与实验值偏差图。

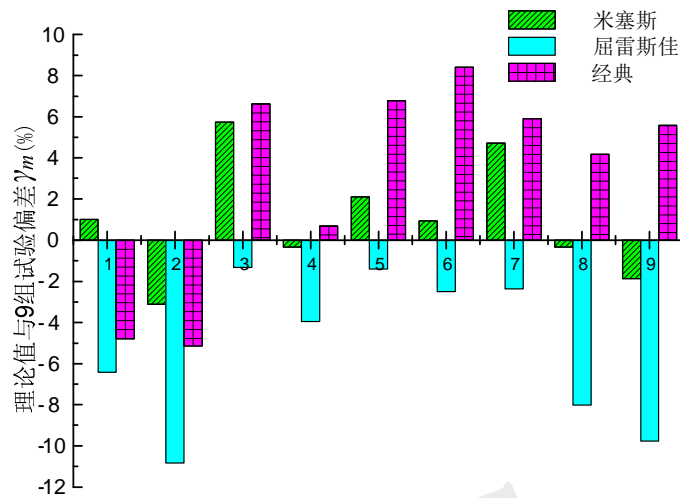


图 2-14 三种平均应力公式与 9 组实验偏差柱状图

Fig.2-14 Histogram of three mean stress formula with 9 experimental deviation

通过对该图进行分析可得：采用米塞斯屈服准则建立的六边形蜂窝结构平均应力理论预测值，与 9 次实验值相比，偏差范围在-3.15%~5.74%之间，偏差平均值为 0.98%，偏差标准差为 2.88%。

采用屈雷斯佳屈服准则建立的六边形蜂窝结构平均应力理论预测值，与 9 次实验值相比，偏差范围在-10.83%~-1.33%之间，偏差平均值为-5.18%，偏差标准差为 3.68%。

采用经典的正六边形蜂窝结构平均应力理论计算公式求得的理论预测值，与 9 次实验值相比，偏差范围在-5.14%~8.41%之间，偏差平均值为 3.14%，偏差标准差为 5.07%。

在三种平均应力理论预测模型中，采用米塞斯屈服准则建立的六边形蜂窝结构平均应力理论计算模型计算精度最高，最高计算偏差为 5.74%，偏差平均值和偏差标准差在三种计算模型中最低，进一步证明了基于米塞斯屈服准则建立的金属蜂窝结构平均应力理论计算模型的正确性。

米塞斯屈服准则定义在塑性状态下等效应力总是等于流动应力，流动应力为单向应力状态下的对应于一定温度、一定变形程度及一定应变速率的流动应力，该应力是以真实应力进行表征而不是以名义应力进行表示，即把开始屈服后的整个真实应力曲线作为确定后继屈服所需应力的依据。而屈雷斯佳屈服准则定义最大剪应力达到某极限值  $K$  时材料发生屈服。实验表明一般韧性金属材料如铜、铝及铝合金等与米塞斯屈服准则符合较好，这是基于米塞斯屈服准则建立的理论计算模型，计算精度高于基于屈雷斯佳屈服准则建立的理论计算模型主要原因。

### 2.5.3 峰值应力实验研究

为验证建立的准静态载荷作用下，六边形蜂窝结构异面峰值应力模型的正确性。计算 9 种不同规格铝蜂窝准静态压缩实验峰值应力结果，并与理论计算结果进行对比分析。由于峰值应力更易受蜂窝孔格均一性的影响，实验中峰值应力的不确定性比平均应力大的多。为确保实验的可靠性，对每种规格的铝蜂窝试件进行 5 次实验，剔除不可靠实验数据。为更好的对三种峰值应力计算模型进行比较分析，将三种峰值应力的理论预测值和实验值全部列入表 2-3 中。

表 2-3 三种峰值应力计算模型的计算结果比较

Table 2-3 Comparison of three kinds of theoretical models for peak stress

序号	编号	$(\sigma_p)_t$ /MPa	$\sigma_p = \frac{100}{81\sqrt{3}\pi} E \left(\frac{t}{l}\right)^2$ /MPa	$\sigma_p = \frac{50}{81\pi} E \left(\frac{t}{l}\right)^2$ /MPa	$\sigma_{cr} = \frac{38.2E}{\sqrt{3}(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l}\right)^3$ /MPa
1	H0604	1.87	1.950	1.691	3.125
2	H0605	1.35	1.248	1.082	1.600
3	H0606	0.96	0.867	0.752	0.926
4	H0504	1.35	1.471	1.281	1.965
5	H0505	0.87	0.942	0.82	1.006
6	H0506	0.58	0.654	0.569	0.582
7	H0404	0.93	0.917	0.794	0.979
8	H0405	0.53	0.587	0.508	0.501
9	H0406	0.38	0.407	0.353	0.290

为进一步分析三种计算模型的计算精度，对每种理论预测值与实验值之间的偏差进行分析，将偏差定义为：

$$\gamma = \frac{(\sigma_p)_t - \sigma_p}{(\sigma_p)_t} \times 100\% \quad (2-38)$$

式中  $(\sigma_p)_t$ ——铝蜂窝试件准静态压缩峰值应力实验值 (MPa)；

$\sigma_p$ ——准静态异面压缩下峰值应力理论计算值 (MPa)。

图 2-15 为三种准静态峰值应力理论预测值与实验值偏差图柱状图。

通过分析该图中的数据可得：采用屈雷斯佳屈服准则建立的六边形蜂窝结构峰值应力理论预测值，与 9 次实验值相比，偏差范围在 -12.76%~9.69% 之间，偏差平均值为 -3.72%，偏差标准差为 8.1%。

采用米塞斯屈服准则建立的六边形蜂窝结构峰值应力理论预测值，与 9

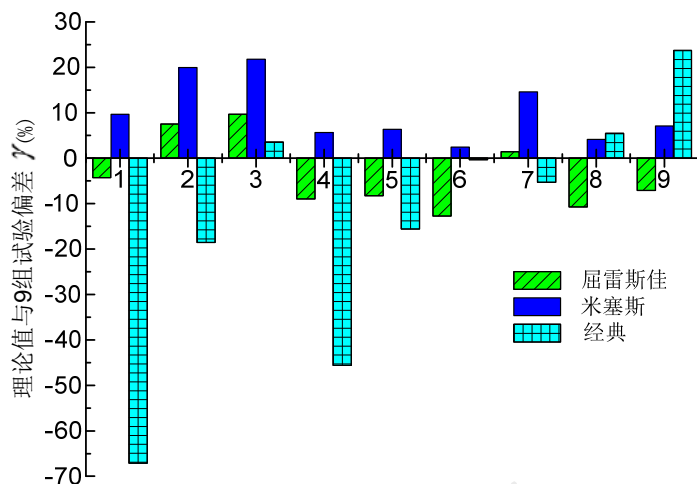


图 2-15 三种峰值应力公式与 9 组实验偏差柱状图

Fig.2-15 Histogram of three peak stress formula with experimental deviation  
次实验值相比，偏差范围在 2.41%~21.77%之间，偏差平均值为 10.18%，偏差标准差为 6.99%。

3003 铝合金材料泊松比通常取  $\nu=0.3$ <sup>[14]</sup>，采用经典的正六边形金属蜂窝结构峰值应力理论预测值，与 9 次实验值相比，偏差范围在 -67.11%~23.68% 之间，偏差平均值为 -13.3%，偏差标准差为 27.85%。

在三种峰值应力理论预测模型中，采用屈雷斯佳屈服准则和米塞斯屈服准则建立的理论计算模型，计算精度比经典计算模型有显著提高。其中采用屈雷斯佳屈服准则的峰值应力理论预测模型精度最高，最高计算偏差为 -12.76%，平均偏差为 -3.72%，进一步证实了理论分析模型的正确性。

理想的六边形蜂窝结构弹性屈曲模型如图 2-8 (a)所示，当蜂窝结构剪切应力达到最大值时弹性屈曲达到临界状态，与屈雷斯佳屈服准则对屈服强度的定义一致。因此基于屈雷斯佳屈服准则建立的峰值应力理论计算模型计算精度高于基于米塞斯屈服准则建立的峰值应力理论计算模型的计算精度。

## 2.6 本章小结

基于缓冲装置高吸能能力的要求，考虑到六边形蜂窝结构的对称性，提取“Y”型胞元，对蜂窝结构异面力学特性进行理论建模，为六边形蜂窝结构作为缓冲吸能装置提供理论依据，主要工作如下：

(1) 基于塑性铰模型基本假设，分别采用屈雷斯佳和米塞斯两种屈服准则标准，建立了基于简化超折叠单元理论的六边形蜂窝结构平均应力理论模型，并推导了塑性铰长度计算公式。

(2) 采用屈雷斯佳和米塞斯屈服准则，建立了基于能量法的六边形蜂窝结构峰值应力理论模型。

(3) 为验证得出的蜂窝结构平均应力和峰值应力理论模型准确性,进行了实验研究,结果表明采用米塞斯屈服准则,建立的六边形蜂窝结构平均应力理论模型计算精度最高,而采用屈雷斯佳屈服准则,建立的六边形峰值应力理论模型计算精度最高。

中国知网  
CNKI

## 第3章 冲击载荷作用下六边形蜂窝结构动态吸能特性研究

### 3.1 引言

蜂窝结构由于结构的特殊性,受冲击载荷作用下的动态响应与准静态压缩响应相比更为复杂。对于六边形蜂窝结构的异面吸能特性研究目前主要集中在准静态特性层面,而对冲击载荷作用下蜂窝结构的吸能特性研究较少。虽然设计缓冲装置时,可以蜂窝结构静态压缩力学特性为基础,引入安全裕度进行设计,而忽略不同冲击速度对缓冲吸能效果的影响,但是会造成蜂窝结构有效吸能能力的损失,而且难以实现缓冲装置小型化与轻量化设计。腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置通常工作在高冲击质量、低速度的冲击环境下,但关于冲击载荷作用下,蜂窝结构吸能特性理论计算模型的相关研究少见文献报道。考虑到腿式着陆器缓冲装置的冲击载荷工况,有必要研究不同冲击速度条件下蜂窝结构的吸能特性,为蜂窝结构缓冲结构在腿式着陆器缓冲装置以及其它缓冲吸能领域的应用提供理论依据。

本章主要研究不同冲击速度对六边形蜂窝结构吸能特性的影响,研究考虑空气影响的六边形蜂窝结构冲击作用下的动态响应,为冲击载荷作用下蜂窝结构吸能特性分析提供参考。

### 3.2 吸能特性模型的建立

目前对于六边形蜂窝结构受冲击载荷作用的研究主要以实验为主,然而动态冲击实验耗时长且成本较高,因此有必要建立冲击载荷作用下六边形蜂窝结构吸能特性的理论分析模型,为蜂窝结构缓冲装置的设计提供理论参考。

#### 3.2.1 动态平均应力模型的建立

金属材料在不同冲击载荷加载速率下,屈服强度通常会有所变化,而合金材料由于其成份较为复杂,力学特性基本由实验测得。为了研究不同加载速度对材料力学性能的影响,采用应变率对不同速度进行表征。

##### 3.2.1.1 应变率敏感材料本构方程

许多学者对应变率敏感材料进行了大量理论与实验研究,并提出了数种应变率敏感材料本构方程,包括弹塑性材料<sup>[104,105]</sup>、弹性和粘塑性材料<sup>[106]</sup>、

粘塑性材料<sup>[107]</sup>的本构方程。

金属蜂窝基体材料属于典型的弹塑性材料，关于应变率敏感的弹塑性材料模型应用最多的是 Cowper 和 Symonds 在 1957 年提出的 Cowper-Symonds 方程<sup>[108]</sup>：

$$\sigma_d = \sigma \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^p \right] \quad (3-1)$$

式中  $\sigma_d$ ——材料动态平均屈服强度 (MPa)；

$\sigma$ ——材料静态平均屈服强度 (MPa)；

$\dot{\epsilon}$ ——应变率 ( $s^{-1}$ )；

$D$ ——材料的应变率敏感系数 ( $s^{-1}$ )；

$p$ ——材料的应变率敏感系数。

该方程以材料静态条件下屈服应力为基础，引入两个应变率敏感参数，对应变率敏感材料屈服强度进行表征。该种材料模型被引入到多种商用有限元软件中，得到了广泛的认同。本文采用 C-S 材料模型对金属蜂窝结构冲击动态平均应力理论求解和冲击仿真进行研究。

### 3.2.1.2 基本假设

腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置承受的载荷为冲击载荷，为此，在六边形蜂窝结构准静态吸能特性的理论模型基础上，需要进一步建立六边形蜂窝结构在冲击载荷作用下的动态吸能特性理论分析模型，为着陆器用蜂窝结构缓冲装置的设计提供理论依据。

实验研究发现，六边形蜂窝结构在受冲击载荷作用时，其变形模式与准静态压缩状态下变形模式相同，均为周期性折叠变形<sup>[14]</sup>。与六边形蜂窝结构准静态载荷作用下力学特性研究类似，同样提取 Y 型蜂窝胞元进行六边形蜂窝结构动态吸能特性的研究，并进行以下假设：

(1) 蜂窝结构在受异面压缩载荷作用时，产生如图 2-3 所示的周期性对称折叠变形，在变形过程中各个折叠的塑性较长度相等，均为  $2H$ ；

(2) 假设蜂窝基体材料应变率敏感效应满足 Cowper-Symonds 材料模型；

(3) 冲击过程中，假设粘接的两边强度足够大，不会发生破裂，即不考虑粘接对六边形蜂窝结构的影响。

### 3.2.1.3 六边形蜂窝结构动态平均应力理论建模

为简化分析模型以确定冲击速度和应变率的关系，对高度为一个塑性较长度的折叠单元进行研究。在 1981 年 Wierzbicki 对薄壁结构应变率敏感问题进行了研究<sup>[109]</sup>，将冲击速度对薄壁结构冲击效果的影响进行研究，并提出了使用薄板弯曲理论求解不同冲击速度条件下，薄壁结构的动态力学特性。

作为薄壁结构的一种，从变形模式和变形特点来看，六边形蜂窝结构异面变形与薄板的塑性弯曲变形相近，因此可以运用薄板弯曲相关理论来描述金属蜂窝结构变形特性。图 3-1 为薄板动态弯曲过程图，薄板高度与塑性铰高度相同，均为  $2H$ 。

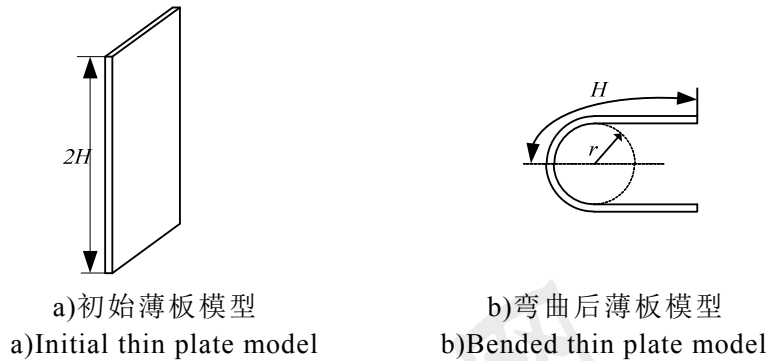


图 3-1 薄板动态弯曲过程图

Fig. 3-1 Bending mechanisms of thin walled structures

根据薄板弯曲理论，薄板在弯曲过程中，其曲率的变化率  $\dot{K}$  与应变率  $\dot{\epsilon}$  存在如下关系：

$$\dot{\epsilon} = \dot{K}z \quad (3-2)$$

其中  $z$  为薄板到其中面厚度的平均值。由于 Y 型胞元中存在两个厚度为  $t$  和一个厚度为  $2t$  的折叠单元，在变形过程中由于厚度为  $2t$  的折叠单元强度较高，在三个折叠单元中起主导作用，因此  $z$  取厚度为  $2t$  的折叠单元厚度方向上的平均值  $t/2$ 。

根据薄板弯曲理论，六边形蜂窝结构弯曲变形时曲率变化率  $\dot{K}$  为：

$$\dot{K} = \frac{K_2 - K_1}{\Delta T} \quad (3-3)$$

式中  $\Delta T$ ——弯曲过程所用时间 (s)；

$K_1$ ——蜂窝结构折叠单元初始曲率 ( $\text{mm}^{-1}$ )；

$K_2$ ——蜂窝结构折叠单元  $\Delta T$  时刻曲率 ( $\text{mm}^{-1}$ )。

在初始时蜂窝结构折叠单元曲率  $K_1$  值为 0， $K_2$  值可以近似表达为：

$$K_2 = \frac{1}{r} \quad (3-4)$$

式中  $r$ ——蜂窝结构折叠单元塑性坍塌最小曲率半径 (mm)。

将式(3-4)代入式(3-3)中，曲率变化率为：

$$\dot{K} = \frac{1}{\Delta T \cdot r} \quad (3-5)$$

当 Y 型蜂窝胞元受异面压缩载荷作用时，参考 3-2 图所示的蜂窝结构变形过程可知：当蜂窝胞元压缩两个塑性铰长度  $4H$  时，蜂窝结构在异面方向

的压缩长度为  $4H-4t$ 。

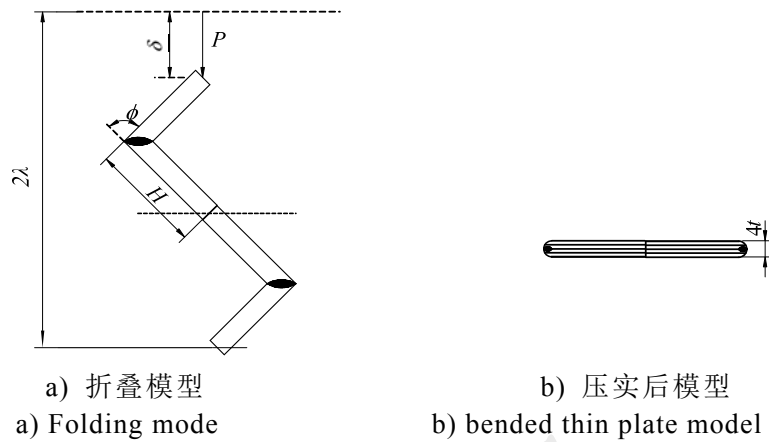


图 3-2 蜂窝结构极限应变分析模型

Fig.3-2 Analysis model of limiting strain for honeycomb structure

结合 2.3 节给出的蜂窝结构的变形模型，当蜂窝结构受到异面压缩载荷且载荷足够大时，会产生逐级压溃。假设蜂窝结构孔壁按波长  $2H$  渐进地折叠，最后完全压缩在一起，此时，蜂窝结构所剩下的高度为：

$$L_\epsilon = L - L_E = k_1 \frac{tL}{H} \quad (3-6)$$

式中  $L_E$ ——蜂窝结构的有效压缩高度 (mm)；

$L$ ——蜂窝结构的初始高度 (mm)；

$k_1$ ——高度补偿系数。

理想情况下，蜂窝结构受压变形最后所剩高度为(3-6)式所示。然而实际上，蜂窝结构在压缩至该高度之前就已经达到极限应变所对应的压缩高度，在 Gibson 关于蜂窝结构压缩时的极限应变的研究中，通常  $k_1$  可在 1.4~1.6 之间取值<sup>[101]</sup>，本文取  $k_1=1.6$  进行研究。求解冲击条件下蜂窝结构动态平均应力需使用准静态压缩平均应力理论公式，选用基于米塞斯屈服准则的式(2-14)进行研究。将式(2-14)代入式(3-6)，得到基于米塞斯屈服准则的蜂窝结构有效压缩后剩余高度  $L_\epsilon$  为：

$$L_\epsilon = k_1 \frac{tL}{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \quad (3-7)$$

则基于米塞斯屈服准则的六边形蜂窝结构在异面压缩载荷作用下，极限应变  $\epsilon_D$  的计算公式为：

$$\epsilon_D = 1 - k_1 \frac{t}{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \quad (3-8)$$

分析图 3-1 薄板变曲过程可知, 对于高度为一个塑性较长度的六边形蜂窝结构弯曲模型, 蜂窝结构剩余高度与蜂窝结构塑性坍塌最小曲率半径  $r$  有关, 为:

$$2r = L_\varepsilon \quad (3-9)$$

蜂窝结构折叠单元弯曲变形的变形速度为:

$$v = \frac{2H}{\Delta T} \quad (3-10)$$

式(3-10)中加载速度  $v$  为恒定速度, 而本文研究的着陆器着陆问题属于速度由初始速度  $v_0$  逐渐变为 0 的情况, 实验研究表明蜂窝结构冲击速度与时间变化关系近似为线性关系<sup>[14,110]</sup>, 因此, 冲击初始速度  $v_0$  与恒定加载速度  $v$  之间关系为:

$$v = \frac{v_0}{2} \quad (3-11)$$

结合(3-5)式、(3-10)和(3-11)式, 可求得六边形蜂窝结构折叠单元弯曲变形的曲率变化率为:

$$\dot{K} = \frac{v_0}{4Hr} \quad (3-12)$$

综上所述, 综合式(2-16)、(3-1)、(3-2)、(3-7)、(3-9)等可求得基于米塞斯强度准则的六边形蜂窝结构受冲击载荷作用下的动态平均应力理论计算公式为:

$$\sigma_m^d = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w + l \sin \alpha))}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \quad (3-13)$$

对于通用的正六边形蜂窝结构, 式(3-13)可写为:

$$\sigma_m^d = 3.097 \sigma_0 \left( \frac{t}{l} \right)^{\frac{3}{2}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{5\sqrt{3}}{6} \pi t l}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \quad (3-14)$$

参考已有文献中对不同材料  $D$ 、 $p$  值的研究<sup>[111-113]</sup>, 对于六边形铝合金蜂窝, 可取  $D=34295.5$ ,  $p=1.904$ 。

为分析不同冲击速度对蜂窝结构平均应力的影响, 以正六边形蜂窝结构为例, 取蜂窝结构参数  $l=w$ , 材料参数  $\sigma_0=140\text{MPa}$ , 根据公式(3-13)计算不同冲击速度下蜂窝结构动态平均应力值, 并与静态平均应力公式(2-16)计算结果进行对比。图 3-3 给出了不同冲击速度下平均应力对比图。

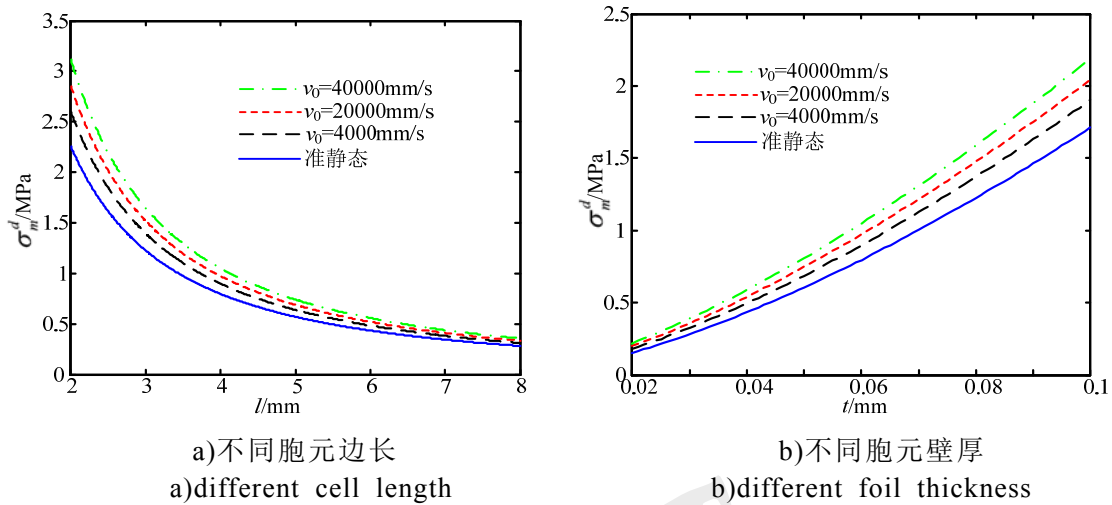


图 3-3 不同冲击速度下蜂窝结构动态平均应力图

Fig.3-3 Honeycomb dynamic mean stress with different impact velocity

从图 3-3 可以看出冲击条件下，蜂窝结构动态平均应力值大于准静态条件下蜂窝结构平均应力值，且蜂窝结构动态平均应力值随冲击速率的增加而增大。在不同冲击速率下应变率敏感材料的屈服强度会发生变化，这是当蜂窝结构参数相同时，静态平均应力值和动态平均应力值不同的主要原因。对于相同冲击速度条件下，动态平均应力随蜂窝胞元边长的增大而减小，随蜂窝壁厚降低而减小，这是因为蜂窝胞元边长增加或壁厚降低使蜂窝结构屈服强度降低，从而导致蜂窝结构动态平均应力值降低。

### 3.2.2 比吸能模型的建立

#### 3.2.2.1 比吸能定义

为研制轻量化的缓冲装置，需要对缓冲装置的质量进行评价，定义缓冲装置单位质量吸收的最大有效能量为质量比吸能：

$$SEA_m = \frac{W_{total}}{m} = \frac{\int_0^{\delta} F(\delta) d\delta}{m} \quad (3-15)$$

式中  $W_{total}$ ——缓冲装置吸能总量 (J)；

$m$ ——缓冲装置的质量 (kg)；

$\delta$ ——缓冲装置的压缩变形 (m)；

$F(\delta)$ ——缓冲装置压缩变形为  $\delta$  时承受的载荷 (N)。

同理，在进行缓冲装置小型化设计时，需要对缓冲装置的占用体积进行评价，定义缓冲装置单位体积吸收的最大有效能量为体积比吸能：

$$SEA_v = \frac{W_{total}}{V} = \frac{\int_0^{\delta} F(\delta) d\delta}{V} \quad (3-16)$$

式中  $V$ ——缓冲装置的体积 ( $\text{mm}^3$ )。

质量比吸能和体积比吸能是缓冲装置轻量化设计和小型化设计的重要指标,是评价缓冲装置自身重量和体积对吸能特性影响的重要依据。然而目前对于六边形蜂窝结构比吸能的理论研究较少,尤其是受冲击载荷作用下蜂窝结构比吸能的理论研究未见文献报道。因此有必要建立六边形蜂窝结构比吸能数学模型,为缓冲装置设计提供理论依据。

### 3.2.2.2 六边形蜂窝结构体积比吸能建模

为简化分析,提取蜂窝结构“Y”型胞元进行研究,计算六边形蜂窝结构体积比吸能。对于高度为  $L$  的六边形蜂窝 Y 型胞元,最大有效吸收能量为:

$$W_{total} = 10^{-3} \sigma_m^d S \varepsilon_D L \quad (3-17)$$

式中  $\varepsilon_D$ ——Y 型胞元极限应变;

$S$ ——Y 型胞元截面面积 ( $\text{mm}^2$ )。

将式(2-11)、式(3-8)和式(3-13)代入到式(3-17)中可得六边形蜂窝结构最大有效吸收能量为:

$$W_{total} = \frac{20^{-3} \sigma_0 t}{k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)}} \right)^p \right] \left( \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)} - k_1 t \right) L \quad (3-18)$$

对于高度为  $L$  的“Y”型胞元其体积为:

$$V = 10^{-9} S L = 10^{-9} l \cos \alpha (w + l \sin \alpha) L \quad (3-19)$$

结合式(3-15)、式(3-18)和式(3-19),六边形蜂窝结构体积比吸能理论计算模型为:

$$SEA_V = \frac{W_{total}}{V} = \frac{20^6 \sigma_0 t \left[ \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)} - k_1 t \right]}{k [l \cos \alpha (w + l \sin \alpha)]} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)}} \right)^p \right] \quad (3-20)$$

对于正六边形蜂窝结构,其体积比吸能数学模型为:

$$SEA_V = \frac{80^6 \sigma_0 t \left( \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2} (\pi t l)} - k_1 t \right)}{k 3 \sqrt{3} l^2} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2} (\pi t l)}} \right)^p \right] \quad (3-21)$$

以正六边形蜂窝结构为例,分析不同冲击速度及蜂窝结构参数对冲击载荷作用下蜂窝结构体积比吸能的影响。对于正六边形蜂窝结构,其结构参数取蜂窝结构参数  $\alpha=30^\circ$ ,  $l=w$ ,材料参数取  $\sigma_0=140\text{MPa}$ ,根据公式(3-20)计算不同冲击速度下蜂窝结构质量比吸能值并进行对比。图 3-4 为不同冲击速度

下蜂窝结构体积比吸能对比图。

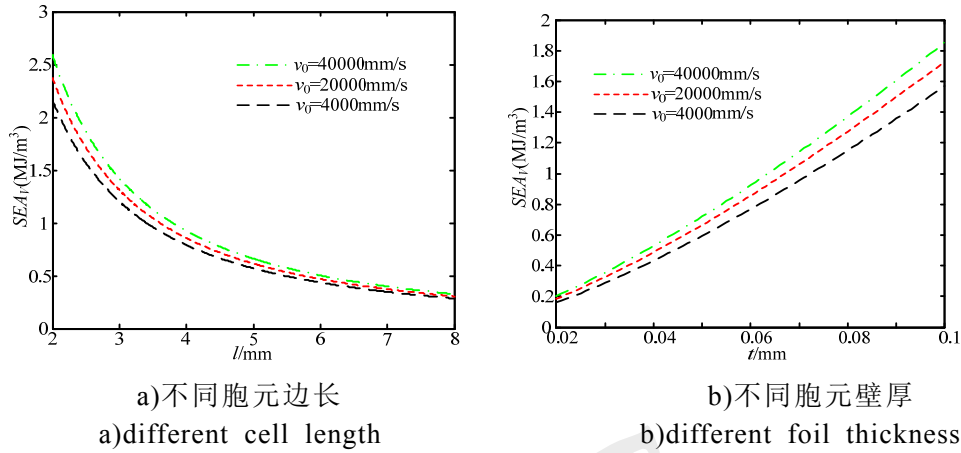


图 3-4 不同冲击速度下蜂窝结构体积比吸能图

Fig.3-4  $SEA_V$  with different impact velocity

在不同冲击速率下应变率敏感材料的屈服强度会发生变化，本文研究的六边形蜂窝结构基体材料具有随应变率增加屈服强度增大的特点。当冲击速率越大时，同种规格的蜂窝结构应变率越高，动态冲击应力越大。在相同体积下蜂窝结构的动态冲击应力越大，其有效吸收能量越高。由于蜂窝胞元边长增加或壁厚降低导致蜂窝结构动态平均应力降低，致使蜂窝结构体积比吸能减小，因此，与动态平均应力随蜂窝结构参数的变化趋势类似，相同冲击速度条件下，蜂窝结构体积比吸能随蜂窝胞元边长的增大而减小，随蜂窝壁厚降低而降低。

### 3.2.2.3 六边形蜂窝结构质量比吸能建模

式(3-19)给出高度为  $L$  的 Y 型胞元体积，在已知相对密度的前提下，则可求得 Y 型胞元的质量。蜂窝结构相对密度是计算蜂窝结构质量的重要参数，在了解蜂窝结构外型尺寸情况下，只需提供蜂窝基体材料密度，即可计算出蜂窝结构总质量。结合分析图 2-4 (b)所示的 Y 胞元模型，高度为  $L$ 、截面面积为  $S$  的六边形蜂窝结构的相对密度可由下式计算得出：

$$\rho^* = \frac{\rho_h}{\rho_b} = \frac{tw + lt}{l \cos \alpha (w + l \sin \alpha)} \quad (3-22)$$

式中  $\rho_b$ ——蜂窝基体材料密度 ( $\text{kg/m}^3$ )；

$\rho_h$ ——蜂窝结构密度 ( $\text{kg/m}^3$ )。

已知高度为  $L$  的六边形蜂窝结构体积  $V$  的表达式，则可求得六边形蜂窝结构的质量为：

$$m = 10^{-9} \rho_h V = 10^{-9} (tw + lt) \rho_b L \quad (3-23)$$

结合式(3-15)、式(3-18)和式(3-23)可得六边形蜂窝结构质量比吸能的理论计算模型为：

$$SEA_m = \frac{W_{total}}{m} = \frac{20^6 \sigma_0 t}{k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)}} \right)^p \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t (l+2w)} - k_1 t}{(tw+lt)\rho_b} \right) \quad (3-24)$$

对于正六边形蜂窝结构，其体积比吸能理论计算模型为：

$$SEA_m = \frac{W_{total}}{m} = \frac{20^6 \sigma_0 t}{k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2} (\pi t l)}} \right)^p \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2} (\pi t l)} - k_1 t}{t l \rho_b} \right) \quad (3-25)$$

以正六边形蜂窝结构为例分析不同冲击速度及蜂窝结构参数对冲击载荷作用下蜂窝结构质量比吸能的影响。对于正六边形蜂窝结构，其结构参数取蜂窝结构参数  $\alpha=30^\circ$ ， $l=w$ ，材料参数取  $\sigma_0=140\text{MPa}$ ，根据公式(3-24)计算不同冲击速度下蜂窝结构质量比吸能值并进行对比，如图 3-5 所示。

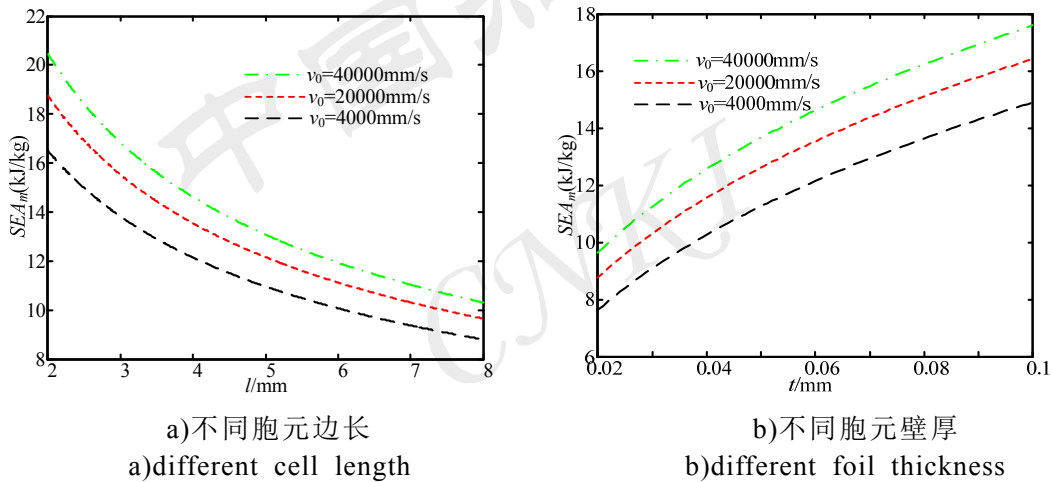


图 3-5 不同冲击速度下蜂窝结构质量比吸能图

Fig3-5.  $SEA_m$  with different impact velocity

由于研究的六边形蜂窝结构基体材料具有随应变率增加屈服强度增大的特点，当冲击速率越大时，蜂窝结构动态冲击应力越大。同种规格的蜂窝结构其相对密度相同，若冲击应力增大则质量比吸能随之增加。蜂窝结构屈服强度与蜂窝结构参数及材料性能相关，若材料性能不变，改变蜂窝结构参数会使屈服强度发生较大变化。蜂窝胞元边长增加或壁厚降低均可导致蜂窝结构动态平均应力降低，致使蜂窝结构质量比吸能减小，因此，在相同冲击速度条件下，蜂窝结构质量比吸能随蜂窝胞元边长的增加或壁厚的降低而减小。

### 3.3 结构参数对吸能特性影响分析

六边形蜂窝结构参数主要包括蜂窝胞元夹角  $\alpha$ 、胞元边长  $l$  以及胞元壁

厚  $t$ 。不同的结构参数，对蜂窝结构吸能特性影响不同。因此，有必要分析不同结构参数对蜂窝结构吸能特性的影响，为蜂窝结构缓冲装置设计提供理论依据。

### 3.3.1 胞元夹角对吸能特性的影响

由式(3-24)可得，六边形蜂窝结构质量比吸能值不受角度  $\alpha$  的影响，只和胞元边长  $l$  以及胞元壁厚  $t$  有关。因此以式(3-13)和式(3-20)为基础，分析不同胞元夹角  $\alpha$  对六边形蜂窝动态平均应力和体积比吸能的影响。

取胞元壁厚  $t=0.06\text{mm}$ 、胞元边长  $l=w=4\text{mm}$ 、基体材料屈服强度  $\sigma_0=140\text{MPa}$  的六边形蜂窝结构进行研究。在设计蜂窝缓冲装置时，通常需要蜂窝结构有一定的共面强度，因此，通常对胞元夹角为  $0^\circ \sim 45^\circ$  的蜂窝结构进行研究。图 3-6 为不同胞元夹角对蜂窝结构吸能特性的影响图。

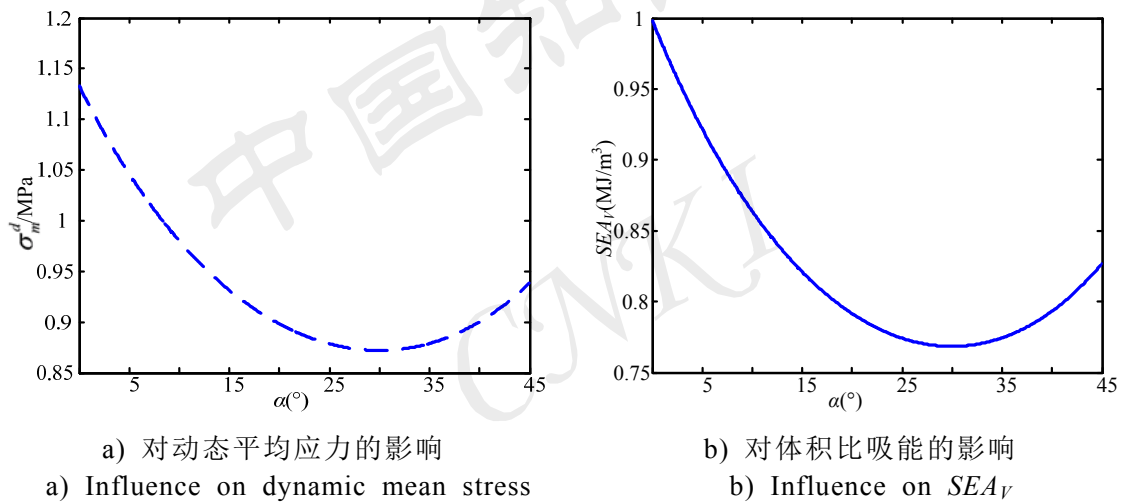


图 3-6 胞元夹角对吸能特性的影响

Fig.3-6 Influences on energy absorption properties of  $\alpha$

分析图 3-6(a)可得：当夹角  $\alpha=30^\circ$  时，六边形蜂窝结构动态平均应力值最小，在整个夹角  $\alpha$  变化范围内，动态平均应力最小值为最大值的 77%。

分析图 3-6(b)可得：当夹角  $\alpha=30^\circ$  时，六边形蜂窝结构体积比吸能值最小，在整个夹角  $\alpha$  变化范围内，体积比吸能最小值为最大值的 77%。

图 3-6 中六边形蜂窝结构动态平均应力和体积比吸能都在夹角  $\alpha=30^\circ$  时取值最小；且在夹角  $\alpha$  变化范围内，动态平均应力和体积比吸能最小值与最大值比值都为 77%。通过分析式(3-13)和式(3-20)可得，体积比吸能与动态平均应力关系为：

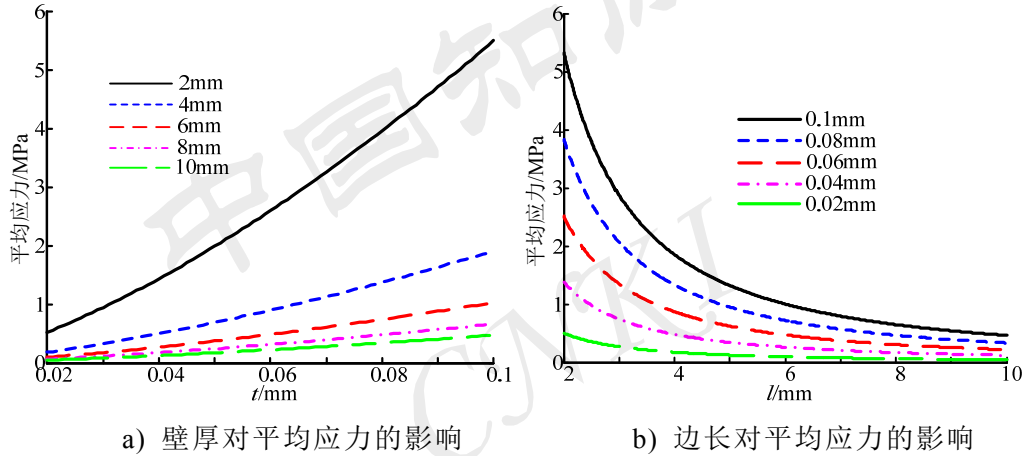
$$SEA_V = \sigma_m^d \cdot \varepsilon_D \quad (3-26)$$

式(3-26)表明体积比吸能为动态平均应力与极限应变的乘积，而极限应

变值仅与胞元边长及胞元壁厚有关，与胞元夹角无关。对于相同边长和壁厚、不同夹角的六边形蜂窝结构，极限应变为一定值。因此，体积比吸能与动态平均应力在胞元夹角  $\alpha$  变化范围内，变化特性几乎相同。

### 3.3.2 胞元边长和壁厚对吸能特性的影响

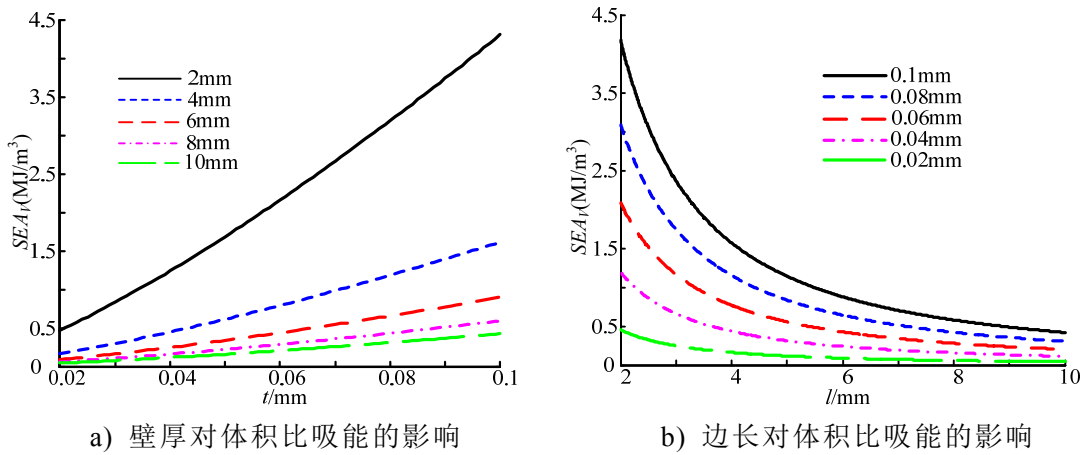
固定胞元夹角  $\alpha=30^\circ$ ，以正六边形蜂窝结构为例，分析胞元边长  $l$  以及胞元壁厚  $t$ ，对蜂窝吸能特性的影响。为更详细的分析蜂窝结构参数对吸能特性的影响，将蜂窝胞元厚度范围在 0.02mm 到 0.1mm 之间均匀取 5 个不同厚度，胞元边长在 2mm 到 10mm 之间均匀取 5 个不同边长。图 3-7 至图 3-9 列出了不同蜂窝结构参数  $t$  和  $l$  对正六边形蜂窝结构动态平均应力、质量比吸能和体积比吸能的影响。



a) Influence of foil thickness on mean stress    b) Influence of cell length on mean stress

图 3-7 结构参数对平均应力的影响

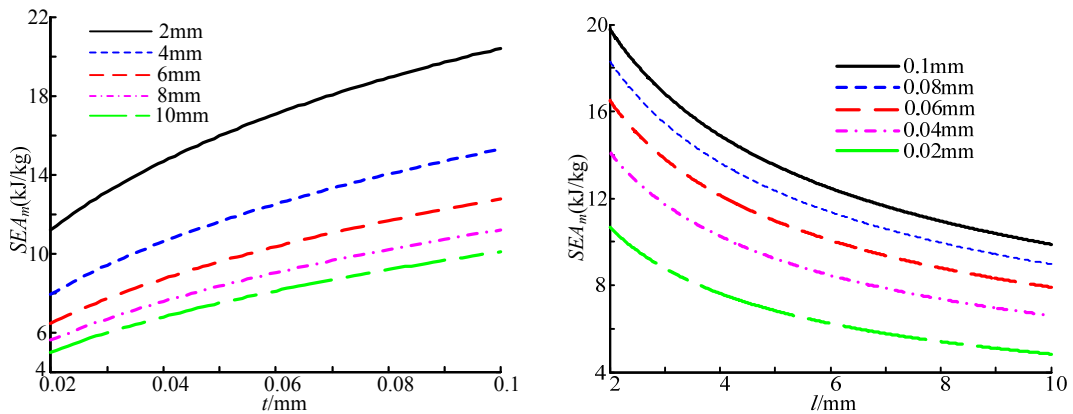
Fig.3-7 Influence of structure parameters on mean stress



a) The influence of foil thickness on  $SE_{Av}$     b) The influence of cell length on  $SE_{Av}$

图 3-8 结构参数对体积比吸能的影响

Fig.3-8 Influence of structure parameters on  $SE_{Av}$



a) 壁厚对质量比吸能的影响

b) 边长对质量比吸能的影响

a) The influence of foil thickness on SEA<sub>m</sub>

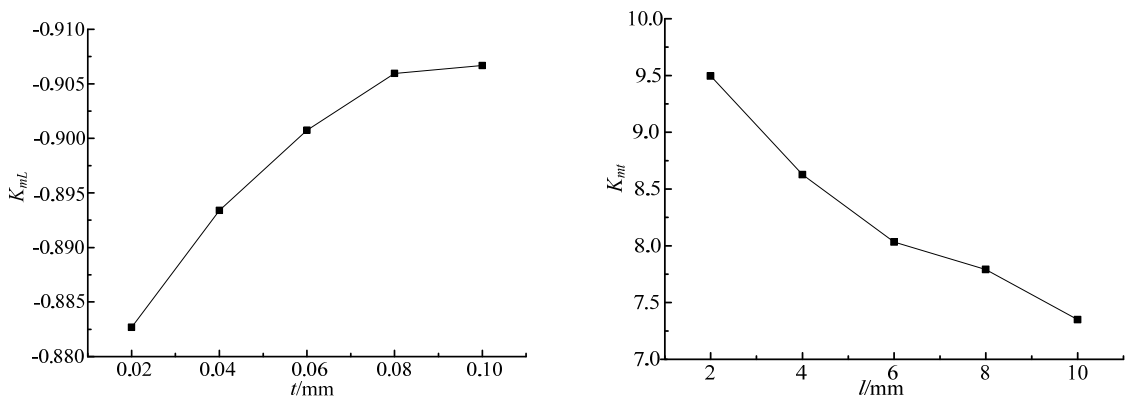
b) The influence of cell length on SEA<sub>m</sub>

图 3-9 结构参数对质量比吸能的影响

Fig.3-9 Influence of structure parameters on SEA<sub>m</sub>

对图 3-7 至图 3-9 中结果进行分析，蜂窝结构动态吸能特性随蜂窝胞元边长的增大而减小，随胞元厚度的增大而增大。当蜂窝胞元边长较低或壁厚较大时蜂窝结构比吸能更大。由于蜂窝结构异面变形的塑性较强度随蜂窝边长减小或厚度增加而增大，导致蜂窝胞元厚度越厚平均应力值较高，蜂窝胞元边长越短平均应力也随之增大。因此，为了提高蜂窝结构吸能特性，应选择较小的蜂窝单元边长和较大壁厚的蜂窝结构进行设计。但无论选择何种蜂窝规格，冲击时产生的冲击应力应满足许用安全应力的要求。

正六边形蜂窝结构参数主要为蜂窝胞元边长  $l$  和胞元壁厚  $t$ ，但对于不同胞元边长的蜂窝结构，胞元厚度的变化对蜂窝结构吸能特性有不同的影响。为定量分析结构参数变化对蜂窝结构吸能特性的影响，引入参数敏感度系数进行研究。定义敏感度系数为：结构参数变化范围内动态吸能特性的最大变化率。图 3-10 为正六边形蜂窝结构平均应力不同结构参数敏感度系数图。



a) 平均应力对边长敏感度

b) 平均应力对厚度敏感度

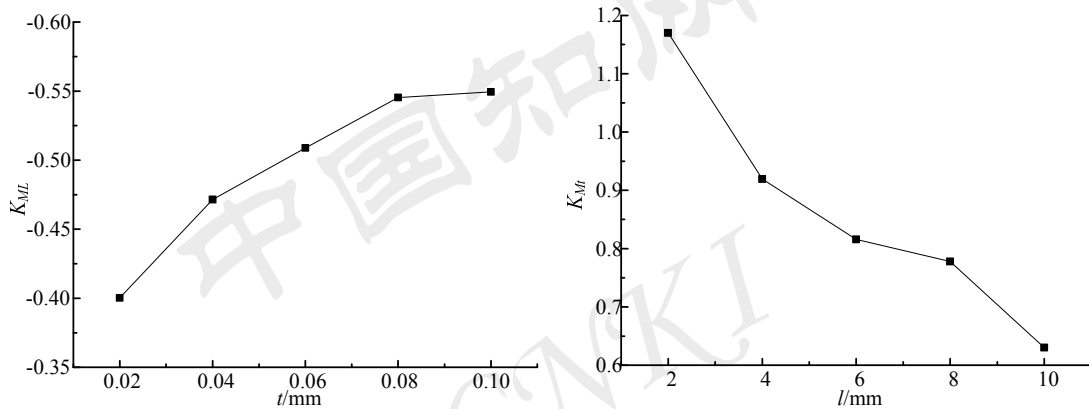
a) Mean stress sensitivity on cell length b) Mean stress sensitivity on foil thickness

图 3-10 平均应力结构参数敏感度

Fig.3-10 Mean stress sensitivity on the structural parameters

分析该图可得：在不同胞元厚度下平均应力对蜂窝胞元边长的敏感度系数基本相同，敏感度系数  $K_{mL} \approx -0.9$ 。这表明平均应力值随胞元边长变化受胞元厚度影响较小，可忽略不计。在不同胞元边长下平均应力对蜂窝胞元厚度的敏感度变化较大，当  $l=2\text{mm}$  时敏感度系数最大为 9.5，当  $l=10\text{mm}$  时敏感度系数最小为 7.35。这表明当胞元边长较小时平均应力对胞元厚度变化更为敏感。

图 3-11 为正六边形蜂窝结构质量比吸能关于不同结构参数敏感度系数图。不同胞元厚度下质量比吸能关于胞元边长的敏感度变化范围在  $-0.4 \sim -0.55$  之间，且随厚度增加敏感度系数增大。然而在不同胞元边长下质量比吸能关于胞元厚度的敏感度变化范围在  $0.62 \sim 1.18$  之间，敏感度系数随边长增加而降低。这表明当胞元厚度较大时蜂窝结构质量比吸能对胞元边长变化较敏感，当胞元边长较小时质量比吸能对胞元厚度变化更敏感。

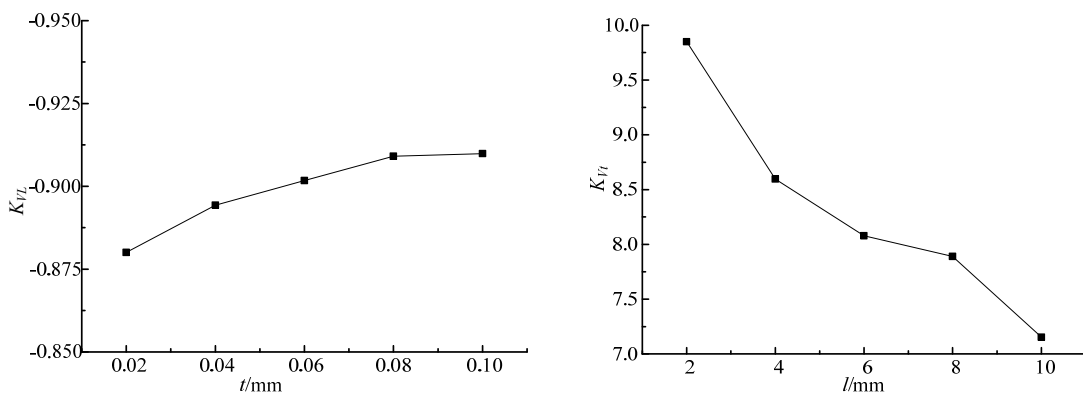


a) 质量比吸能对边长敏感度      b) 质量比吸能对厚度敏感度  
a)  $SEAm$  sensitivity on cell length      b)  $SEAm$  sensitivity on foil thickness

图 3-11 质量比吸能结构参数敏感度

Fig.3-11  $SEAm$  sensitivity on the structural parameters

图 3-12 为正六边形蜂窝结构体积比吸能关于不同结构参数敏感度系数



a) 体积比吸能对边长敏感度      b) 体积比吸能对厚度敏感度  
a)  $SEAv$  sensitivity on cell length      b)  $SEAv$  sensitivity on foil thickness

图 3-12 体积比吸能结构参数敏感度

Fig.3-12  $SEAv$  sensitivity on the structural parameters

图。对于不同胞元壁厚的正六边形蜂窝结构，体积比吸能对胞元边长的敏感度系数基本相同， $K_{VL} \approx -0.9$ 。而正六边形蜂窝结构体积比吸能关于厚度的敏感度系数，在不同边长条件下变化较大，敏感度系数  $K_{Vt}$  随边长的增加而降低。此种变化趋势表明正六边形蜂窝结构胞元边长较小时，体积比吸能对胞元厚度变化更为敏感。

综合以上分析结果，三种吸能特性对蜂窝胞元厚度的敏感度随胞元边长的增加而降低。质量比吸能关于蜂窝胞元边长的敏感度随胞元厚度的增加而增大，而在不同胞元厚度下其它三种吸能特性关于蜂窝胞元边长的敏感度几乎不变。

研究蜂窝结构参数对吸能特性的敏感度揭示了蜂窝结构吸能特性与结构参数之间的变化关系，对蜂窝结构吸能特性优化设计有重要意义。

### 3.4 动态吸能特性仿真研究

随着计算机水平的提高，有限元仿真已逐步应用到薄壁结构吸能特性研究中<sup>[114,115]</sup>。采用有限元仿真手段对蜂窝结构动态吸能特性进行研究，具有成本低、效率高等优点。为此，在理论研究的基础上，采用有限元仿真手段对六边形蜂窝结构受冲击载荷作用的动态响应进行仿真研究，为六边形蜂窝结构缓冲装置的应用提供技术支持。

#### 3.4.1 冲击仿真有限元模型

采用有限元分析软件 Patran 作为前处理软件，建立六边形蜂窝结构有限元模型，采用 LS-DYNA 软件作为分析求解器进行分析计算。冲击载荷作用下六边形蜂窝结构有限元模型示意图如图 3-13 所示，有限元模型置于两个刚性平板之间，其中底层平板完全固定，模拟在冲击过程中的支撑平台，上层平板以一初始速度下落对模型进行冲击。为防止在冲击过程中因蜂窝结构发

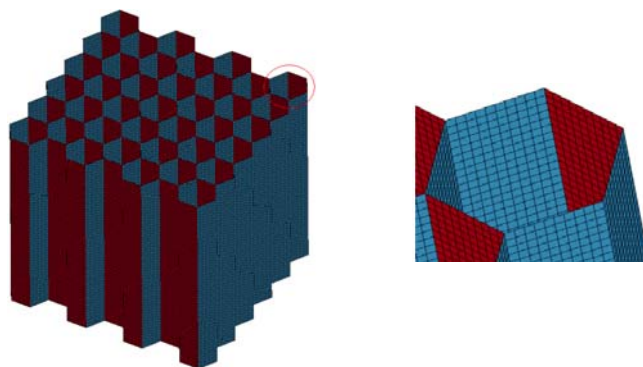


图 3-13 正六边形蜂窝结构有限元仿真模型图  
Fig.3-13 FE model of hexagonal honeycomb under impact load

生屈曲，使模型各面之间产生接触穿透现象，选择通用的单面接触(single surface general)。为更准确的模拟蜂窝真实受压情况，设置刚性平板与蜂窝结构之间的动摩擦系数为 0.17，蜂窝孔壁之间的摩擦系数为 0.1。为保证仿真结果有足够的精度，采用 Belytschko-Tsay 型壳单元对蜂窝结构进行模拟。该单元采用面内单点积分，计算速度快，对于大范围的变形问题，Belytschko-Tsay 壳单元通常被视为最稳定、有效的分析单元，广泛应用于大变形问题分析求解中<sup>[116]</sup>。

### 3.4.2 最佳网格尺寸确定

六边形蜂窝结构异面压缩仿真过程存在众多非线性问题，包括材料非线性、几何非线性和接触非线性等高度非线性问题。分析这些非线性问题极其耗费 CPU 资源。对于固定结构参数的六边形蜂窝结构，其胞元边长上有限元单元个数，对分析精度影响较大，稀疏的网格划分会导致计算精度不够，较密的网格划分虽然可以保证计算精度，但对计算时长牺牲较大。因此，有必要对网格尺寸进行优化，寻找最优的网格尺寸，以避免因追求计算速度而牺牲计算精度。

采用边长为 4mm、厚度为 0.06mm 的正六边形铝蜂窝结构有限元模型测试网格尺寸对计算精度和计算时间的影响。使用壳单元进行有限元分析模拟薄壁结构时，为保证计算精度，通常每条边上至少要均布四个壳单元。为此，分别对每条边上均布 4、6、8、10、12、14 个壳单元共 6 种情况进行分析。模型选择长、宽、高分别为 27.7mm、32mm、40mm 的 H0604 正六边形蜂窝结构进行冲击仿真，冲击速度为 4m/s，冲击质量为 16.525kg。使用英特尔 I7 主频 3.2G 四核处理器，8G 内存计算机进行仿真计算。图 3-14 给出了不同网格尺寸对分析精度和计算时间的影响。

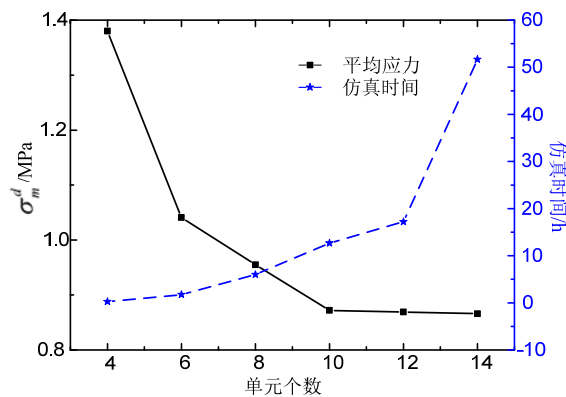


图 3-14 单边不同网格个数对仿真结果的影响

Fig.3-14 Effects of different mesh numbers on numerical results

该图表明仿真的平均应力值随网格尺寸的降低而降低，但当每边均布多于 10 个壳单元时应力值变化幅度较小且趋于稳定。然而，当每边均布多于 10 个壳单元时，仿真计算时间迅速上升。为此在仿真分析中每条边上均布 10 个 Belytschko-Tsay 型壳单元，以确保仿真结果具有足够的精度和良好的效率。

### 3.4.3 理论模型仿真验证

为验证理论模型的正确性，对夹角  $\alpha$  为  $45^\circ$ 、 $30^\circ$  和  $15^\circ$  的六边形蜂窝结构吸能特性进行仿真研究。有限元分析软件 LS-DYNA 中有多种材料模型可供选择，在 2.5.1 节中作者曾对实验用铝箔材料力学性能进行实验研究，理想的材料模型是能够真实反映所模拟材料力学性能模型，为了更准确模拟铝箔材料力学特性，本文选用塑性随动模型对铝蜂窝基体材料进行模拟。考虑不同冲击速度导致应变率不同，采用经典的 Cowper-symonds 模型进行仿真，仿真用材料参数采用实验实测参数，应变率敏感系数取  $D=34295.5$ ， $p=1.904$ 。

图 3-15 为夹角是  $45^\circ$  的六边形蜂窝结构冲击仿真变形过程应力云图。从图中可以看出六边形蜂窝结构在受异面冲击载荷作用下都发生了轴向的屈曲变形，并通过塑性坍塌来吸收能量，蜂窝结构屈曲应力为材料本身屈服应力，这与实际情况完全相符，进一步证明了仿真模型的正确性。

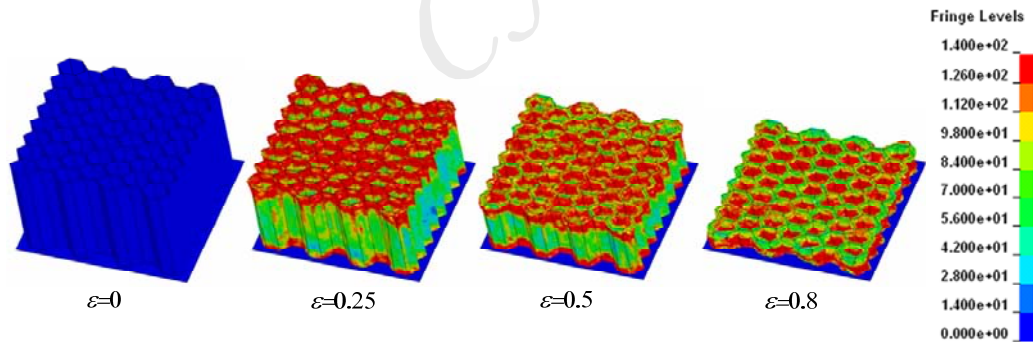
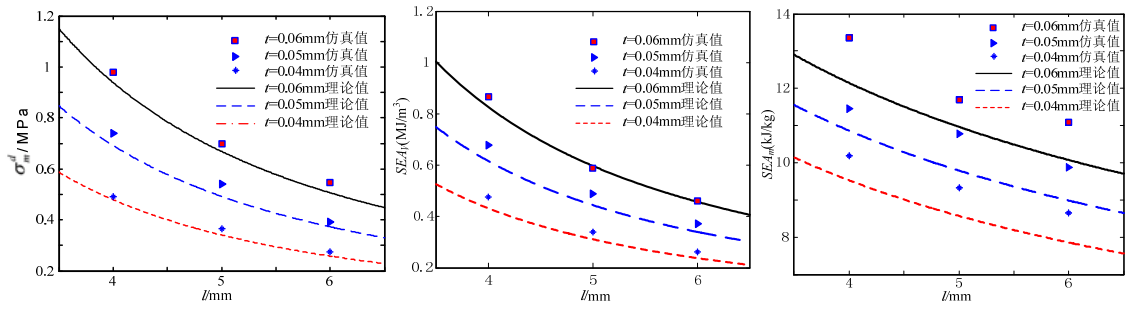


图 3-15  $45^\circ$  夹角六边形蜂窝结构冲击变形过程应力云图

Fig.3-15 Deformation process of hexagonal honeycomb with  $\alpha=45^\circ$  under impact load

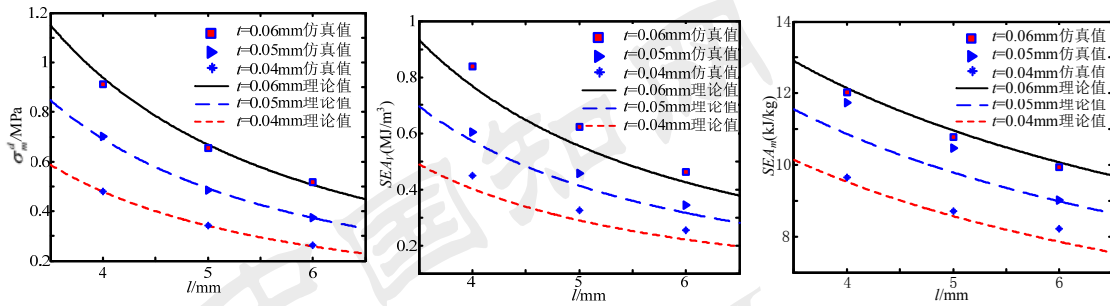
从仿真中可得蜂窝结构受冲击作用下的载荷-位移曲线，通过对载荷位移曲线进行积分求得不同位移下蜂窝结构吸收能量值和蜂窝结构有效压缩行程下吸收的总能量，并结合蜂窝结构外形尺寸及公式(3-22)可求得六边形蜂窝结构平均应力值、峰值应力值及比吸能值。图 3-16 至图 3-18 是胞元夹角  $\alpha$  为  $45^\circ$ 、 $30^\circ$  和  $15^\circ$  的六边形蜂窝结构动态吸能特性仿真结果与理论结果对比图。



a) 动态平均应力 b) 体积比吸能 c) 质量比吸能  
a) dynamic mean stress b)  $SEA_V$  c)  $SEA_m$

图 3-16 夹角为 45 度六边形蜂窝结构动态吸能特性理论值与仿真值对比图

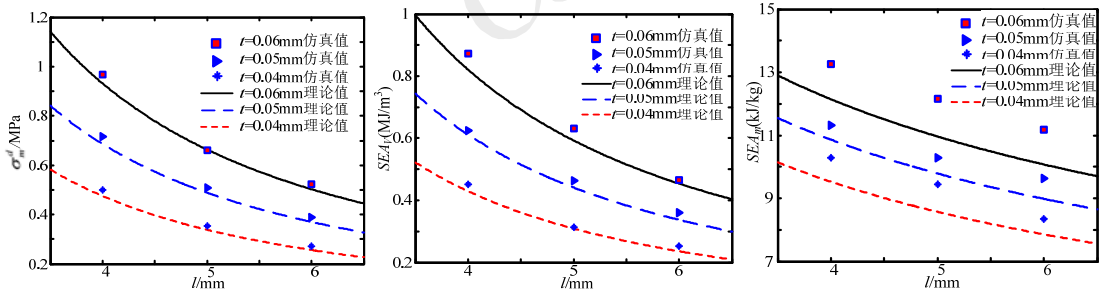
Fig. 3-16 Contrast between theoretical and simulation results for honeycomb with  $\alpha=45^\circ$



a) 动态平均应力 b) 体积比吸能 c) 质量比吸能  
a) dynamic mean stress b)  $SEA_V$  c)  $SEA_m$

图 3-17 夹角为 30° 六边形蜂窝动态吸能特性理论值与仿真值对比图

Fig.3-17 Contrast between theoretical value and simulation value for hexagonal honeycombs with  $\alpha=30^\circ$



a) 动态平均应力 b) 体积比吸能 c) 质量比吸能  
a) dynamic mean stress b)  $SEA_V$  c)  $SEA_m$

图 3-18 夹角为 15° 六边形蜂窝动态吸能特性理论值与仿真值对比图

Fig.3-18 Contrast between theoretical value and simulation value for hexagonal honeycombs with  $\alpha=15^\circ$

通过图 3-16 至图 3-18 分析理论模型计算精度，表 3-1 列出了不同胞元夹角蜂窝结构，理论值与仿真值偏差值。分析表明有限元仿真得到的蜂窝结构参数变化对动态吸能特性的影响趋势与理论分析结果相同，且理论值与仿真值偏差较低。进一步证明了理论分析结果的正确性。

表 3-1 不同胞元夹角蜂窝动态吸能特性理论值与仿真值偏差范围

Table 3-1 Ranges from theoretical and simulation values for different angles honeycomb

	$\alpha=45^\circ$	$\alpha=30^\circ$	$\alpha=15^\circ$
动态平均应力	-2.2%~-9.1%	-3.7%~4.1%	-4.1%~1.5%
质量比吸能	-7.4%~1.7%	-7.3%~3.4%	-4.3%~-1.6%
体积比吸能	-12.7%~-5%	-8.3%~2.7%	-11.4%~-5.3%

为验证不同冲击速度对蜂窝结构吸能特性的影响，对夹角  $\alpha$  为  $30^\circ$ 、蜂窝结构参数  $l=w$ 、材料参数  $\sigma_0=140\text{MPa}$  的正六边形蜂窝，进行冲击速度为  $20\text{m/s}$  和  $40\text{m/s}$  的冲击仿真研究，并与理论分析结果进行对比。图 3-19 至图 3-21 为蜂窝吸能特性仿真结果与理论分析结果对比图。

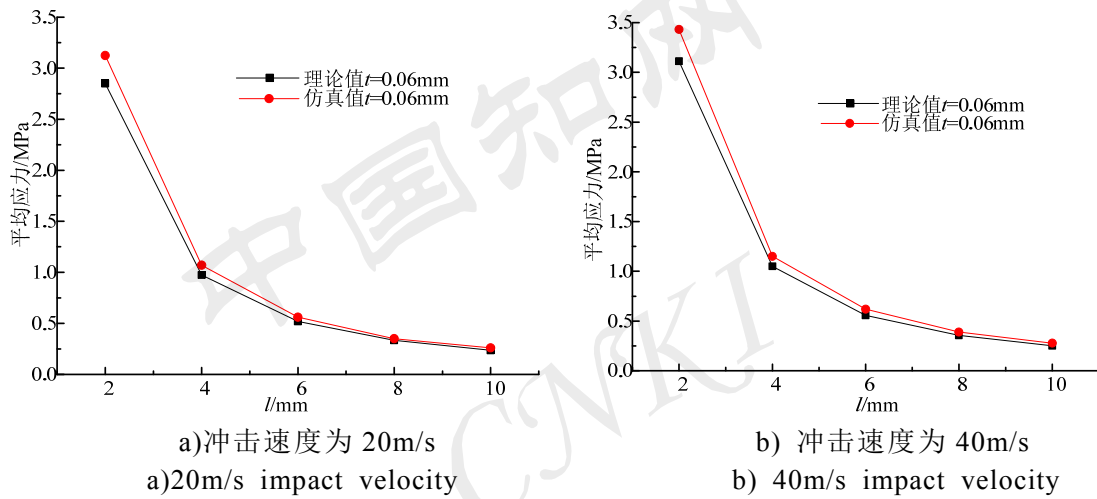


图 3-19 不同冲击速度下平均应力仿真值与理论值对比图

Fig.3-19 Contrast between theoretical and simulation results of dynamic mean stress

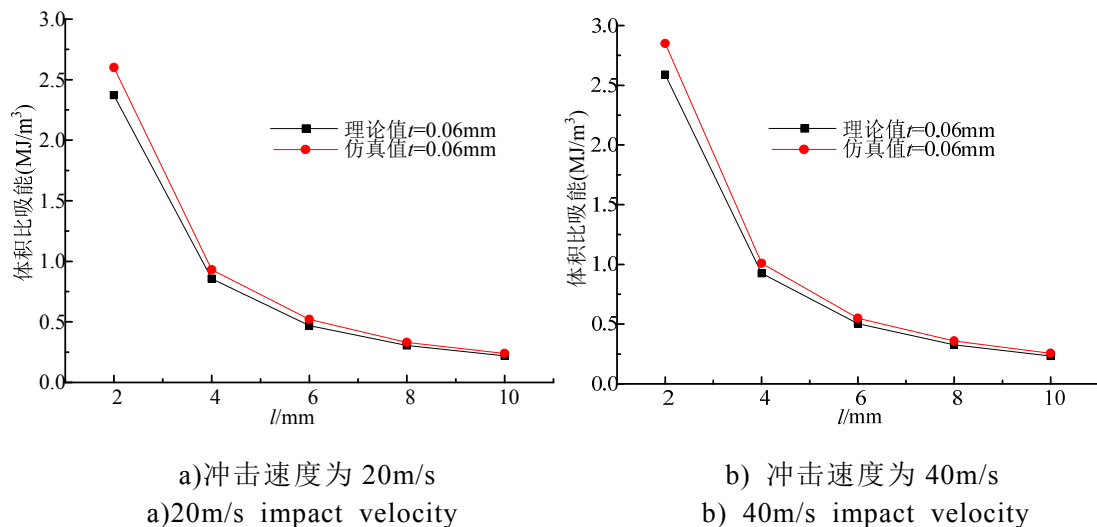
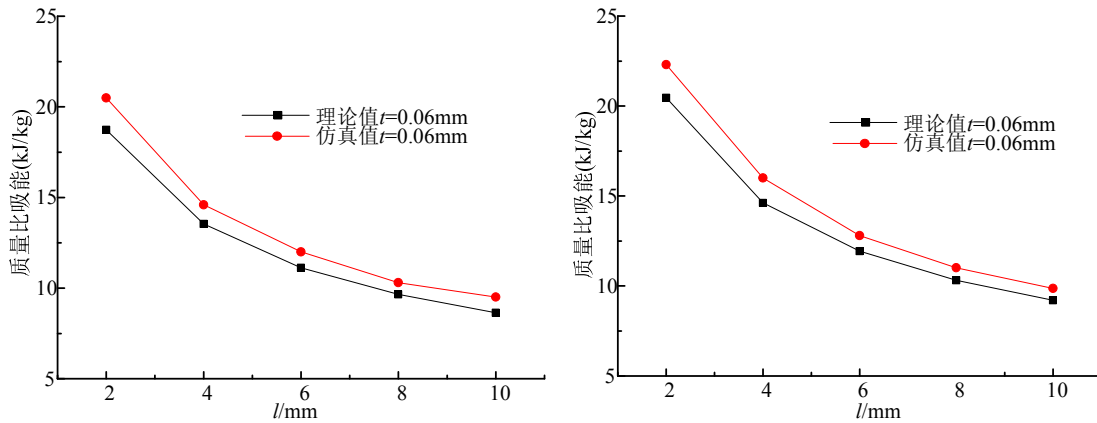


图 3-20 不同冲击速度下体积比吸能仿真值与理论值对比图

Fig.3-20 Contrast between theoretical and simulation results of  $SEA_V$



a) 冲击速度为 20m/s  
a) 20m/s impact velocity  
b) 冲击速度为 40m/s  
b) 40m/s impact velocity

图 3-21 不同冲击速度下质量比吸能仿真值与理论值对比图

Fig.3-21 Contrast between theoretical and simulation results of  $SEA_m$

从图 3-19 至图 3-21 中可以看出，动态平均应力、体积比吸能和质量比吸能的仿真值与理论值吻合较好。其中动态平均应力理论值与仿真值偏差范围在 5.9%~10.3% 之间；体积比吸能的理论值与仿真值偏差范围在 3.7%~11.7% 之间；质量比吸能的理论值与仿真值偏差范围在 4.5%~11.3% 之间，证明了理论模型可以对不同冲击速度条件下，六边形蜂窝结构动态吸能特性进行准确预测。

### 3.5 冲击实验研究

进行蜂窝结构冲击实验具有耗时长、成本高等缺点，不适宜大量进行，但实验结果可以真实地表征六边形蜂窝结构受冲击载荷的动态响应。为进一步验证六边形蜂窝结构吸能特性理论模型和仿真模型的正确性，本文对 9 种不同规格的正六边形铝蜂窝的吸能特性进行冲击实验研究。

#### 3.5.1 实验设备与实验原理

实验所用设备为 INSTRON 标准冲击实验机(Instron dynatup 9350HV)，该实验机由冲击系统和数据采集系统组成，冲击系统由弹簧蓄能和落锤自由落体提供冲击能量，通过力传感器测量冲击力，在与试件接触前由速度传感器测量真实冲击速度，真实冲击速度与输入的冲击速度通常有所偏差，但最大偏差在 2% 以内，可以忽略不计。数据采集系统用于采集传感器输出的冲击力 and 初始冲击速度。由初始冲击速度及冲击力与时间的变化关系，确定每时刻的冲击速度。Instron dynatup 9350HV 实验机如图 3-22 所示



图 3-22 INSTRON dynatup 9350HV 型标准落锤冲击试验机

Fig.3-22 Drop-hammer type impact testing apparatus-INSTRON dynatup 9350HV

实验试件命名规则参考 2.5 节准静态实验命名规则，实验用试件为直径 100mm 的圆柱形 3003H18 铝蜂窝。在室温为  $20^{\circ}$  条件下，对六边形蜂窝结构受冲击载荷作用的动态响应进行测试，数据采集系统设置采集时间为 20ms，采样频率为 8000Hz，以提供足够的采样时间和采样点。由于实验用铝蜂窝强度较低，且冲击试验机对试件高度有所限制，致使不能够进行速度较高的冲击实验，但通常对于腿着陆器用缓冲装置，其着陆速度约为 4m/s。因此，考虑着陆器缓冲装置设计条件，并参考其它缓冲装置设计准则<sup>[117-120]</sup>，本文对 4m/s 冲击速度下，正六边形蜂窝结构的动态吸能特性进行实验研究。正六边形蜂窝结构的蜂窝孔中含有较多空气，在受到冲击载荷作用时由于冲击速度较快，空气可能未被完全排出，会对蜂窝结构动态平均应力值造成影响。为了排除空气的影响，加工一密布通孔的金属隔板置于蜂窝结构试件与支撑平台之间，以保证实验用铝蜂窝结构都能顺利的将空气排出。

### 3.5.2 冲击实验结果分析

实验所测得的数据为载荷随蜂窝结构变形变化数据。为了求得蜂窝结构动态吸能特性，需进一步处理实验数据。图 3-23 为 H0604-50 规格正六边形铝蜂窝试件在 4m/s 速度冲击下的载荷(能量)-位移曲线图。将载荷对位移进行积分可得蜂窝结构在任意轴向位移下吸收的能量。从该图中可得 0604 正六边形铝蜂窝有效吸收能量为 298J，动态平均应力为 0.878MPa，质量比吸能为 12kJ/kg，体积比吸能为  $0.76\text{MJ}/\text{m}^3$ 。同理可以求得其它 8 种规格六边形蜂窝

结构相应吸能特性值。

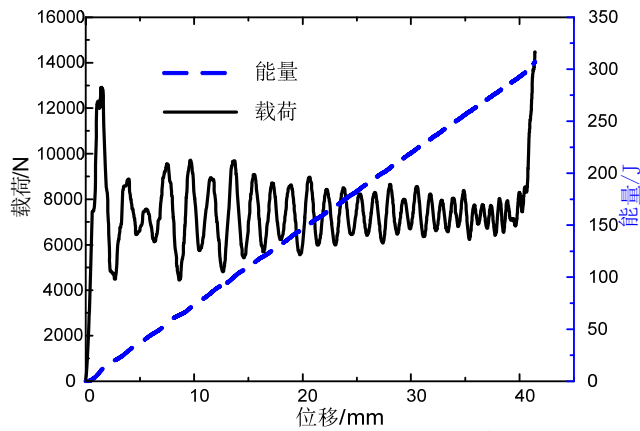


图 3-23 H0604 蜂窝试件在 4m/s 速度冲击应力-应变曲线图

Fig.3-23 Stress -strain curves of the H0604 specimens under the 4m/s dynamic impact

表 3-2 为 4m/s 冲击速度条件下，正六边形蜂窝动态吸能特性理论、仿真计算结果以及实验结果对比表。

表 3-2 正六边形蜂窝结构动态冲击特性结果对比表

Table3-2 Comtrast of dynamic energy absorption properties for hexagonal honeycomb

规格	$\sigma_m^d$ /MPa			$SEA_m$ kJ/kg			$SEA_V$ /MJ/m <sup>3</sup>		
	理论值	仿真值	实验值	理论值	仿真值	实验值	理论值	仿真值	实验值
0604	0.878	0.913	0.878	12.426	12.018	12.000	0.786	0.838	0.760
0605	0.625	0.655	0.593	11.192	10.783	11.341	0.567	0.623	0.583
0606	0.473	0.518	0.512	10.266	9.930	10.383	0.433	0.461	0.493
0504	0.647	0.672	0.611	11.099	11.735	10.697	0.585	0.604	0.574
0505	0.460	0.486	0.473	9.982	10.475	10.225	0.421	0.457	0.443
0506	0.349	0.374	0.361	9.147	9.012	9.233	0.322	0.343	0.339
0404	0.448	0.479	0.455	9.722	9.642	10.124	0.410	0.449	0.473
0405	0.319	0.341	0.316	8.730	8.704	8.432	0.295	0.326	0.312
0406	0.241	0.262	0.257	7.990	8.222	8.104	0.225	0.254	0.238

分析表 3-2 中数据，对于动态平均应力，理论计算值与实验实测值偏差范围在-5.89%~7.62%之间，标准差为 4.65%；仿真计算值与实验实测值偏差范围在-10.46%~-1.17%之间，标准差为 3.44%。对于质量比吸能，理论计算值与实验实测值偏差范围在-3.76%~3.97%之间，标准差为 2.88%；仿真计算值与实验实测值偏差范围在-9.7%~4.92%之间，标准差为 4.8%。对于体积比吸能，理论计算值与实验实测值偏差范围在-3.42%~13.3%之间，标准差为 5.53%；仿真计算值与实验实测值偏差范围在-10.26%~6.49%之间，标准差为

5.56%。理论模型和有限元仿真模型计算结果与冲击实验实测值偏差较小，证明了理论模型和仿真模型的准确性，可为蜂窝结构缓冲装置的设计提供理论依据。

### 3.6 计及空气影响的六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型

蜂窝结构在受到冲击载荷作用时，由于其孔隙内空气未完全排出会造成动态平均应力增加。日本学者 Yamashita 通过大量的实验研究，对六边形蜂窝结构孔隙内包含空气对冲击结果的影响进行了分析，但将蜂窝结构冲击作用下，动态平均应力相对于静态平均应力的增量归因于孔隙空气受压而产生的，此种分析并不准确<sup>[61]</sup>。由于月球表面是真空环境，因此可不考虑蜂窝孔隙内空气不完全排出对冲击力的影响，但为拓展蜂窝结构在其它缓冲吸能领域的应用，并为火星腿式着陆器缓冲装置设计提供技术支持，有必要对蜂窝孔隙内气体不完全排出对冲击力产生影响进行研究。

图 3-24 为 0605 规格的正六边形蜂窝结构在冲击速度为 4m/s 条件下的应力-应变曲线图。在该冲击能量下蜂窝结构试件压缩行程超过极限应变，被完全压实。从图 3-24(b)中可以看出，未使用隔板蜂窝结构试件，整个压缩过程中其冲击应力与图 3-10(a)相比有增加趋势。此种应力增大的原因主要是由于蜂窝孔隙内空气受到挤压使气压增大产生的。

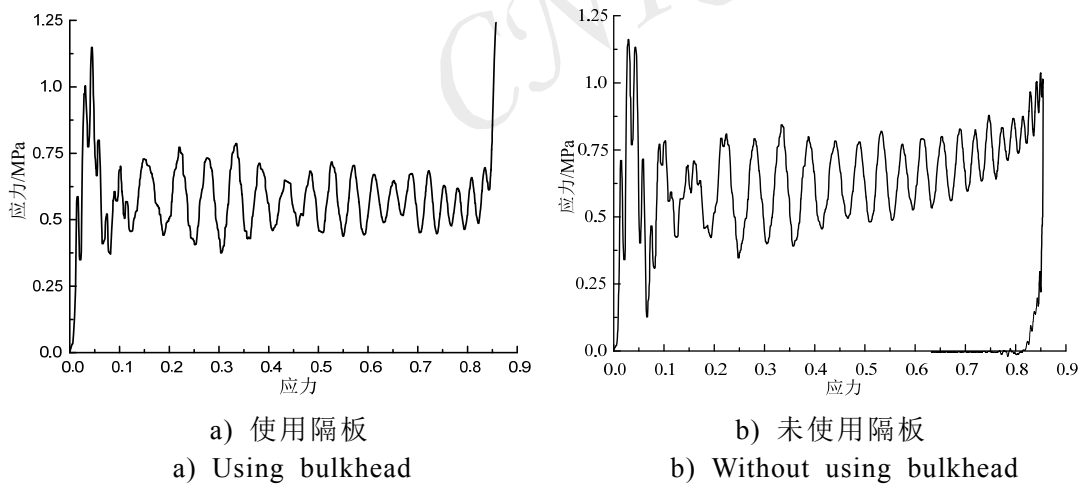


图 3-24 考虑空气影响的蜂窝结构冲击应力-应变曲线图

Fig.3-24 Honeycomb stress-strain curve with air effect

考虑空气影响条件下，六边形蜂窝结构受冲击载荷作用下的动态平均应力  $\sigma_a^d$  为：

$$\sigma_a^d = \sigma_m^d + \Delta P \quad (3-27)$$

其中  $\Delta P$  为蜂窝孔隙气体对动态平均应力的影响值，假设蜂窝结构孔隙内气体初始压强为  $P_0$ ，其值大小约为 0.1MPa，则在整个冲击过程中孔隙内空

气压强变化为:

$$\Delta P = k_2 P_0 \left( \frac{V_0}{V_1} - 1 \right) \quad (3-28)$$

式中  $V_0$ ——蜂窝结构初始体积 ( $\text{mm}^3$ );  
 $V_1$ ——压缩后蜂窝结构体积 ( $\text{mm}^3$ );  
 $k_2$ ——空气泄漏系数, 小于 1 的常数。

因此考虑空气影响条件下, 六边形蜂窝结构受冲击载荷作用下的平均应力值为:

$$\sigma_a^d = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha + w + l \sin \alpha)}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} + k_2 P_0 \left( \frac{1}{1 - \varepsilon_d} - 1 \right) \quad (3-29)$$

式中  $\varepsilon_d$ ——蜂窝结构最终压缩应变。

空气泄漏系数  $k_2$  与冲击速度、冲击质量、冲击总能量以及孔格大小等因素有关, 对于不同冲击工况和被冲击对象, 空气泄漏系数  $k_2$  较难确定。针对本文进行的实验研究发现, 不同胞元边长蜂窝结构的  $k_2$  值还与蜂窝结构压缩高度有关。针对本节的实验研究, 对于边长为 6mm 的六边形蜂窝结构, 如果其压缩应变大于 0.6,  $k_2$  可取 0.44; 如果压缩应变小于 0.6,  $k_2$  可取 0.32。对于边长为 5mm 的六边形蜂窝结构, 如果其压缩应变大于 0.6,  $k_2$  可取 0.49; 如果压缩应变小于 0.6,  $k_2$  可取 0.39。对于边长为 4mm 的六边形蜂窝结构, 如果其压缩应变大于 0.6,  $k_2$  可取 0.52; 如果压缩应变小于 0.6,  $k_2$  可取 0.42。

表 3-3 中给出了正六边形铝蜂窝试件在不同冲击速度条件下, 考虑空气影响时冲击实验理论计算结果与实验实测结果对比表。为便于比较分析, 表 3-3 中还给出了实验值与理论值之间的偏差, 定义理论值与实验值之间的偏差为:

$$\gamma_a = \frac{(\sigma_m^d)_a - \sigma_a^d}{(\sigma_m^d)_a} \times 100\% \quad (3-30)$$

式中  $(\sigma_m^d)_a$ ——考虑内部空气对冲击动态平均应力影响实验实测值 (MPa);  
 $\sigma_a^d$ ——考虑内部空气对冲击动态平均应力影响理论计算值 (MPa)。

由表 3-3 可得, 考虑空气影响时, 六边形蜂窝结构冲击动态平均应力理论值与实验实测值的偏差范围在 -14.15%~10.17%, 标准差为 8.67%。相比蜂

表 3-3 计及空气影响的冲击动态平均应力实验与理论结果比较分析

Table3-3 Comparison and analysis of theoretical test results for dynamic mean stress with air effect

规格	t/mm	l/mm	$\varepsilon_d$	$(\sigma_m^d)_a$ /MPa	4m/s $\sigma_a^d$ /MPa	$\gamma_a$
H0604	0.06	4	0.488	0.937	0.89	5.02
H0605	0.06	5	0.71	0.67	0.728	-8.66
H0606	0.06	6	0.825	0.729	0.668	8.37
H0504	0.05	4	0.665	0.68	0.737	-8.385
H0505	0.05	5	0.567	0.527	0.494	6.26
H0506	0.05	6	0.754	0.496	0.468	5.65
H0404	0.04	4	0.572	0.51	0.494	3.14
H0405	0.04	5	0.803	0.46	0.513	-11.52
H0406	0.04	6	0.84	0.41	0.468	-14.15

窝结构动态平均应力计算公式，式(3-29)的计算偏差较大，最大偏差达到-14.15%。偏差较大的原因是因为空气泄漏系数的选择不准确，由于该系数的影响因素较多，对于同种规格蜂窝结构在不同冲击工况下空气泄漏系数同样有所不同。本文采用的泄漏系数是以压缩应变 0.6 为分界线，因此计算精度低，但在工程应用中，可以用来初步计算。如需针对某种特殊工况进行设计，则还需进行大量系统地实验研究以确定该系数。

### 3.7 本章小结

基于缓冲装置通常受动态冲击载荷作用，对六边形蜂窝结构受冲击载荷作用的吸能特性进行了理论、仿真与实验研究，主要工作如下：

(1) 采用薄板弯曲理论建立了冲击载荷作用下，六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型，在此基础上对六边形蜂窝结构质量比吸能和体积比吸能进行理论建模，建立了比吸能关于蜂窝结构参数的理论模型，分析了不同冲击速度及结构参数对蜂窝结构动态吸能特性的影响，研究发现冲击速度越大蜂窝结构动态平均应力和比吸能值越高。

(2) 建立了冲击载荷作用下六边形蜂窝结构有限元模型并进行冲击仿真研究，将仿真结果与理论分析结果进行对比，验证了所建立理论模型的正确性。

(3) 对 9 种不同规格的正六边形铝蜂窝动态吸能特性进行冲击实验研究，实验结果与理论计算值和仿真结果对比表明，理论值和仿真值与实验值

之间的偏差较小,证明了理论模型与仿真模型的准确性。

(4)为拓展蜂窝结构在缓冲吸能领域的应用,分析了冲击载荷作用下蜂窝孔腔内气体对蜂窝结构动态平均应力的影响,推导了考虑孔腔内气体影响的蜂窝结构动态平均应力理论计算模型,通过实验验证了计算模型的准确性。

中国知网  
CNKI

## 第4章 不同拓扑蜂窝结构吸能特性模型建立及分析

### 4.1 引言

目前使用的蜂窝结构缓冲装置主要是正六边形蜂窝结构，正六边形蜂窝结构制造工艺成熟、应用最为广泛，但在某些需要对缓冲装置体积和质量做明确限制时往往不适用。因此，需要对其它非六边形蜂窝结构缓冲装置进行研究。随着蜂窝结构加工工艺的发展，现阶段通过点焊和钎焊的手段可以实现多种非六边形蜂窝结构的加工。然而目前国内外在非六边形蜂窝结构缓冲装置吸能特性方向研究较少，现有的研究主要集中在蜂窝结构的共面吸能特性，且多数研究局限在蜂窝夹板结构中，真正对非六边形蜂窝结构异面力学特性研究鲜有文献报道。为寻找不同条件下，蜂窝结构缓冲装置最优拓扑结构，需要对不同蜂窝结构进行研究。

本章对 5 种不同蜂窝结构进行异面冲击仿真研究，对不同蜂窝结构吸能特性进行分析；针对典型的蜂窝结构缓冲装置设计问题，设计吸能特性最优蜂窝结构。为蜂窝结构在缓冲吸能领域应用提供技术支持，同时可解决缓冲装置设计小型化与轻量化问题。

### 4.2 不同拓扑蜂窝结构吸能特性模型的建立

#### 4.2.1 吸能特性评价指标

在设计蜂窝结构缓冲装置时，如何合理的选择吸能特性评价指标尤为重要。理想的缓冲吸能装置在受到冲击作用时，其应力-应变曲线如图 4-1 所示。

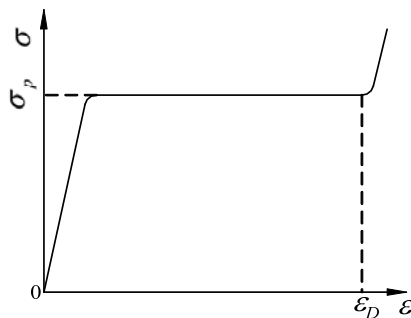


图 4-1 理想缓冲装置应力-应变曲线图

Fig.4-1 Stress-strain curve of the ideal energy absorber

在碰撞初始阶段，缓冲装置开始变形，冲击应力迅速达到最大值  $\sigma_p$ 。在接下来的碰撞过程中，冲击应力一直保持在最大值，直到缓冲装置压缩应变

达到最大可压缩应变  $\varepsilon_D$ ，在此之后缓冲装置受到的冲击应力将急剧上升，理想缓冲装置有效工作区间受到最大可压缩应变的限制，当缓冲装置压缩应变超过最大可压缩应变时，缓冲装置失效。

然而理想缓冲装置实际是不存在的，但在设计缓冲装置时可使吸能特性尽量接近理想状态。在评价缓冲装置吸能特性的指标中，较为常用的有以下几种：

(1) **总吸能能力** 缓冲装置总吸能能力是衡量吸能特性的重要指标，缓冲装置总吸能能力可以定义为  $W_{total}$ ：

$$W_{total} = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (4-1)$$

式中  $F(\delta)$ ——缓冲装置压缩变形为  $\delta$  时承受的载荷 (N)；

$\delta$ ——缓冲装置的压缩变形 (mm)。

缓冲装置总吸能能力是缓冲装置设计时首先要满足的设计条件，是衡量缓冲装置是否符合要求的重要标准。设计缓冲装置时，必须使缓冲装置总吸能能力大于需要吸收的总冲击能量。

(2) **峰值应力** 实际情况下，可变形缓冲装置通常在变形初始阶段存在较大峰值力，为了不受缓冲装置外形尺寸的影响，通常将该峰值力以峰值应力进行表征。缓冲装置的设计目的是保护物体免受大冲击载荷影响而遭受破坏。因此，在进行缓冲装置设计时，通常将峰值应力小于许用安全应力作为缓冲装置设计条件。

(3) **平均应力** 蜂窝结构吸能主要阶段为稳态塑性变形阶段，在此阶段蜂窝结构应力平均值称为平均应力。由于蜂窝结构初始峰值应力作用时间较短，对于某些保护物，短时间内不会受到破坏。因此，可以忽略峰值应力的影响，以平均应力为设计目标，与许用安全应力进行比较。

(4) **比吸能** 比吸能为单位质量(体积)内吸收能量的大小，是缓冲装置轻量化设计和小型化设计的重要指标。

#### 4.2.2 有限元建模及仿真研究

以蜂窝拓扑结构对蜂窝结构进行分类，可分为三边形、四边形及六边形等蜂窝结构，蜂窝三维结构正是由这些三角形棱柱、四边形棱柱及六边形棱柱在空间中排列组合而成。图 4-2 为不同拓扑蜂窝结构二维图。

使用 Patran/DYNA 非线性求解器，对不同拓扑蜂窝结构受冲击载荷作用进行数值仿真研究。采用 LS-DYNA 软件作为分析求解器。选用塑性随动模型模拟蜂窝结构基体材料，仿真用材料力学参数采用表 4-1 中参数。

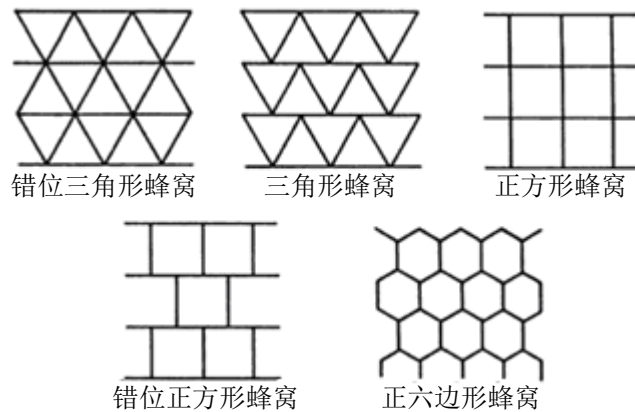


图 4-2 不同拓扑蜂窝结构二维图

Fig.4-2 2-D schematic maps of different topological honeycombs

表 4-1 仿真用蜂窝结构材料参数

Table.4-1 Parameters of honeycomb marterial used in simulation

$\rho / \text{kg/m}^3$	$E/\text{GPa}$	$\nu$	$\sigma_0 / \text{MPa}$	$D$	$p$
2730	69	0.33	140	34295	1.094

仿真模型置于两个冲击平板间，底层冲击平板固定，上层冲击平板以一定初始速度对蜂窝结构进行冲击。有限元仿真模型示意图如图 4-3 所示。为防止在冲击过程中，蜂窝模型各面之间产生接触穿透现象，仿真中接触模型选择通用的单面接触。为更准确的模拟蜂窝结构真实受压情况，设置刚性平板与蜂窝结构之间的动摩擦系数为 0.17，蜂窝孔壁之间的摩擦系数为 0.1。采用 Belytschko-Tsay 型壳单元对蜂窝结构进行模拟。

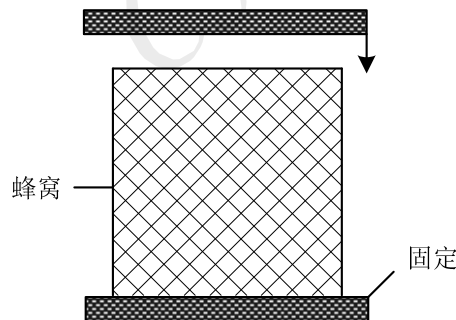


图 4-3 不同拓扑蜂窝结构有限元模型示意图

Fig.4-3 Sketch map of FE model for different topological honeycomb with impact load.

考虑到蜂窝结构具有多种规格，有限元建模涉及的参数变化较多，包括蜂窝结构参数：如胞元壁厚、胞元边长，以及材料的相关参数等。对每种不同规格的蜂窝结构都进行手动建模，需要大量的重复工作，势必会浪费很多时间。然而现有的商用有限元分析软件，不能够实现蜂窝结构的自动建模。因此，为提高仿真效率，开发了蜂窝结构参数化建模分析程序。共开发六边形蜂窝结构参数化分析程序等 5 个参数化建模程序，其中正六边形蜂窝结构参数化程序界面如图 4-4 所示。

X方向单元方数	单元网格边长(mm)
Y方向单元个数	落锤重量(t)
单元边长(mm)	落锤速度(mm/s)
试件高度(mm)	胞元夹角(0到90度)
蜂窝试件单边厚度(mm)	确定
材料屈服极限(Mpa)	取消

图 4-4 蜂窝结构冲击仿真参数化建模程序界面

Fig.4-4 The interface of parametric program for metal honeycomb impact simulation.

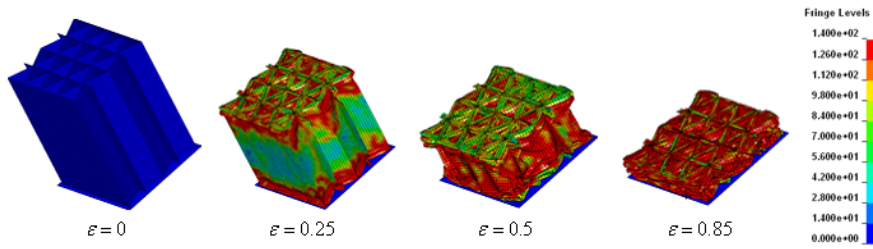
该程序只需输入蜂窝结构及基体材料主要参数，即可实现蜂窝结构三维模型的自动建立、网格的自动划分，以及边界条件的自动加载。极大地提高了仿真效率，使分析人员从大量繁重而琐碎的建模工作中解脱出来，且开发的人机界面友好、方便使用。整个参数化建模分析过程无须人工干预，减少了人为错误的产生。

图 4-5 为 5 种不同拓扑蜂窝结构冲击仿真变形过程应力云图。从图中可以看出与正六边形蜂窝结构类似，其它拓扑蜂窝结构在受异面压缩载荷作用下都发生了轴向的屈曲变形。当载荷增大到一定程度时首先发生屈曲变形，屈曲应力为材料本身屈服应力，通过塑性坍塌来吸收能量，这与实际情况完全相符，进一步证明了仿真模型的正确性。

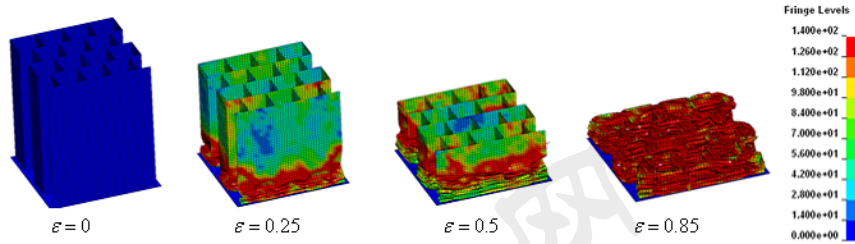
### 4.2.3 吸能特性数学模型的建立

研究表明蜂窝结构吸能特性主要受材料的屈服强度、蜂窝胞元边长及胞元壁厚的影响<sup>[101]</sup>。随着这些参数的变化，如何得到一个吸能效率最高的蜂窝结构变得越来越重要。而蜂窝结构在冲击载荷作用下会产生材料和几何的非线性行为，而且吸能特性分析问题的输入输出关系很难确定。对于解决具有多种非线性行为的碰撞问题，进行一次数值仿真分析往往耗时较长，特别是结构较为复杂的模型。为此研究学者在追寻一种近似模型的技术。近似模型技术是利用已知点的响应信息，对未知点的响应值进行预测的一种数学回归方法，其本质是对一组离散数据点进行带有精度约束的拟合方法。

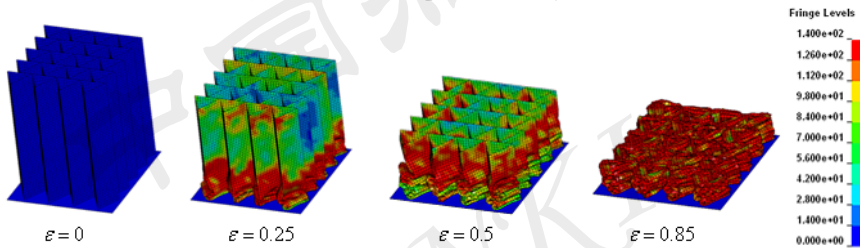
响应面设计方法是常用的一种建立近似模型技术，使用该技术可以构造分析问题的近似函数数学表达式。许多科学及工程问题，事先并不能确定输入与输出之间的真实函数关系。但由微积分可知，任意函数都可分段用多项式来逼近。为此本节采用响应面方法，建立不同拓扑蜂窝结构吸能特性的数



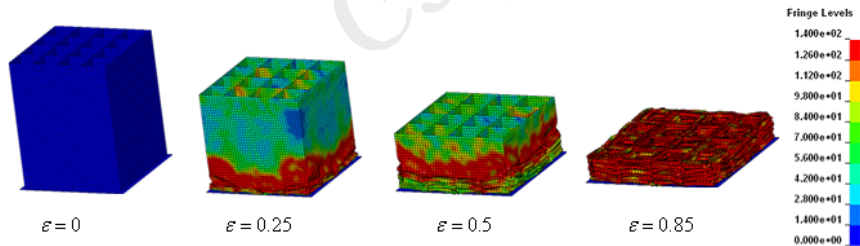
a) 错位三角形蜂窝结构  
a) Alternative triangular honeycomb



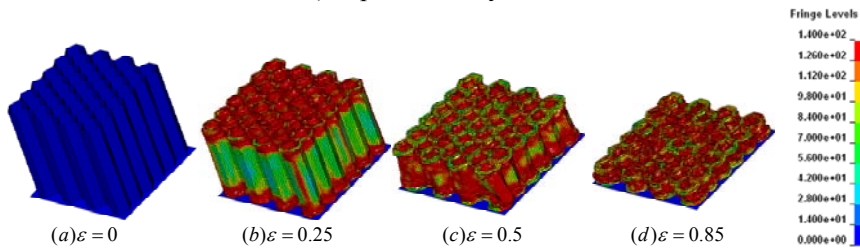
b) 错位正方形蜂窝结构  
b) Alternative square honeycomb



c) 三角形蜂窝结构  
c) Triangular honeycomb



d) 正方形蜂窝结构  
d) Square honeycomb



e) 正六边形蜂窝结构  
e) Hexagonal honeycomb

图 4-5 不同拓扑蜂窝结构变形过程应力云图

Fig. 4-5 Deformation process of different topological honeycomb

学模型, 对不同蜂窝结构吸能特性进行分析。

响应面方法是一种建立数学模型的有效方法, 尤其适用多输入单输出的优化设计。其最早提出是在 1951 年, 基本思想是在实验测试基础上, 通过数值分析或经验公式, 依据已有的设计点响应值, 构造测量值的函数表达式。早期的响应面方法主要用于优化实验设计, 通过构造近似函数将大大减少优化设计的计算量。近年来, 随着数值仿真的发展, 响应面方法被广泛应用到冲击仿真中, 并且在薄壁结构优化设计问题上的优异表现, 使其被许多学者作为一种表征薄壁结构特性的方法<sup>[117, 119, 121]</sup>。

以峰值应力为例, 响应面方法建立的近似多项式函数表达式为:

$$\sigma_p = \sum_{i=1}^n \beta_i \varphi_i(l, t) \quad (4-2)$$

式中  $\varphi_i(l, t)$ ——代表多项式各项;

$n$ ——代表多项式  $\varphi_i(l, t)$  的个数;

$\beta_i$ ——代表多项式系数。

一阶、二阶多项式函数通常用于求解线性问题, 高阶次多项式主要用于求解更复杂的设计变量与目标函数的关系。但高次多项式需要更多的仿真样本点, 而低次多项式又无法提供足够的计算精度。本文选用典型的四次多项式进行研究, 四次响应面近似表达式为:

$$\begin{aligned} & 1, x_1, x_2, \dots, x_n, \\ & x_1^2, x_1 x_2, \dots, x_1 x_n, \dots, x_n^2, \\ & x_1^3, x_1^2 x_2, \dots, x_1^2 x_n, x_1 x_2^2, \dots, x_1 x_n^2, \dots, x_n^3 \\ & x_1^4, x_1^3 x_2, \dots, x_1 x_n^3, x_1^2 x_2^2, \dots, x_1^2 x_n^2, \dots, x_1 x_2^3, \dots, x_1 x_n^3, \dots, x_n^4 \end{aligned} \quad (4-3)$$

公式(4-3)中包括交插项, 这使得该公式具有更高的计算精度。多项式系数  $b = (\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n)$  为:

$$b = (\phi^T \phi)^{-1} (\phi^T y) \quad (4-4)$$

式(4-4)中  $\phi$  为:

$$\phi = \begin{bmatrix} \varphi_1(x^{(1)}) & \cdot & \cdot & \cdot & \varphi_n(x^{(1)}) \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \varphi_1(x^{(M)}) & \cdot & \cdot & \cdot & \varphi_n(x^{(M)}) \end{bmatrix} \quad (4-5)$$

式(4-5)中  $M$  代表仿真样本点个数。通过式(4-4)和式(4-5)可以求得近似多项式系数。对于四阶近似函数至少需15个数据点才可求出全部系数。为合理

的在设计空间内选择样本点，对仿真研究中蜂窝结构参数进行实验设计。实验设计 (Design of experiments; DOE)，主要用于决定设计空间中必须进行数值实验的设计点。实验设计是以概率论、数理统计和线性代数等为理论基础，以科学安排实验方案、正确分析实验结果为目标的一种数学方法。使用实验设计方法，可以更有效的分布数据点。常用的实验设计方法有：正交实验设计、拉丁方实验设计、修正的拉丁方实验设计以及全因素实验设计。

由于输入的设计变量只有 $t$ 与 $l$ 两个参数，且全因素实验设计方法具有在已知空间内平均分布的特点，为此选用全因素实验设计方法，对仿真需要的数据点进行分布。本文分别对 $t$ 为2、4、6、8、10mm， $l$ 为0.02、0.04、0.06、0.08、0.1mm的铝蜂窝进行分析仿真。表4-2为正六边形蜂窝结构仿真结果，其它拓扑蜂窝结构仿真结果见附表4-1至附表4-4。

使用响应面方法建立的多项式函数模型具有良好的连续性和可导性，能够有效的去除数字噪声的影响，且易实现寻优。同时根据多项式函数各分量系数的大小，可以判断各项参数对整个系统响应影响的大小，在处理接触-碰撞这类复杂的非线性动力学问题，响应面方法是一种有效的近似求解技术。不过在处理多输入参数时，要得到足够精度的多项式，需要进行实验设计的点较多，较难找到合适的多项式。由于本文研究的蜂窝结构吸能特性，输入参数为胞元边长和胞元壁厚两个参数，因此适合选用四阶多项式函数进行表征。通过表4-2的仿真结果，根据公式(4-4)和(4-5)，可求得正六边形蜂窝结构峰值应力和比吸能的数学模型为：

$$\begin{aligned} \sigma_p = & 0.67886 + 192.84112 \times t - 1.03078 \times l + 547.152 \times t^2 - \\ & 72.89183 \times t \times l + 0.38399 \times l^2 - 3039 \times t^3 - 41.491 \times t^2 \times l + \\ & 9.61942 \times t \times l^2 - 0.05073 \times l^3 + 7656 \times t^4 + 131.25 \times t^3 \times l + \\ & 0.33482 \times t^2 \times l^2 - 0.41526 \times t \times l^3 + 0.0022 \times l^4 \end{aligned} \quad (4-6)$$

$$\begin{aligned} SAE_m = & 4.9247 + 626 \times t - 0.89866 \times l - 8136 \times t^2 - 104 \times t \times l + \\ & 0.1544 \times l^2 + 88926 \times t^3 + 150.2787 \times t^2 \times l + 12.04069 \times t \times l^2 - \\ & 0.01262 \times l^3 - 396822 \times t^4 + 1430.729 \times t^3 \times l - 30.265 \times t^2 \times l^2 - \\ & 0.36552 \times t \times l^3 + 0.000193229 \times l^4 \end{aligned} \quad (4-7)$$

$$\begin{aligned} SAE_v = & 0.5205 + 87.4 \times t - 0.87061 \times l + 246.2 \times t^2 - 38 \times t \times l + \\ & 0.33502 \times l^2 + 4384.375 \times t^3 - 136.72 \times t^2 \times l + 6.1167 \times t \times l^2 - \\ & 0.04716 \times l^3 - 28072 \times t^4 + 295.3125 \times t^3 \times l + 4.78635 \times t^2 \times l^2 - \\ & 0.2926 \times t \times l^3 + 0.00216 \times l^4 \end{aligned} \quad (4-8)$$

表4-2 正六边形蜂窝结构冲击仿真数据表

Table4-2 Simulation results of hexagonal honeycomb under impact load.

序号	$t/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$\sigma_p/\text{MPa}$	$\sigma_m^d/\text{MPa}$	$SEA_m/\text{kJ/kg}$	$SEA_V/\text{MJ/m}^3$
1	0.02	2	1.585	0.537	10.349	0.481
2	0.04	2	3.641	1.454	14.325	1.331
3	0.06	2	5.919	2.67	17.56	2.448
4	0.08	2	8.213	4.115	20.596	3.828
5	0.1	2	10.661	5.636	22.458	5.218
6	0.02	4	0.764	0.209	8.256	0.192
7	0.04	4	1.642	0.533	10.384	0.483
8	0.06	4	2.682	0.961	12.018	0.838
9	0.08	4	3.797	1.45	14.303	1.329
10	0.1	4	4.959	2.012	15.846	1.841
11	0.02	6	0.513	0.123	7.091	0.11
12	0.04	6	1.067	0.307	8.854	0.274
13	0.06	6	1.648	0.534	9.93	0.461
14	0.08	6	2.357	0.807	11.511	0.713
15	0.1	6	3.094	1.111	12.875	0.997
16	0.02	8	0.423	0.081	6.509	0.076
17	0.04	8	0.857	0.211	8.442	0.196
18	0.06	8	1.351	0.353	9.274	0.323
19	0.08	8	1.881	0.521	10.488	0.487
20	0.1	8	2.436	0.712	11.572	0.672
21	0.02	10	0.336	0.063	6.207	0.058
22	0.04	10	0.678	0.155	7.571	0.141
23	0.06	10	1.026	0.265	8.625	0.241
24	0.08	10	1.423	0.387	9.362	0.348
25	0.1	10	1.844	0.526	10.12	0.47

同理,其它4种拓扑蜂窝结构吸能特性数学模型可通过公式(4-4)和(4-5),以及附表4-1至附表4-4中数据求得。

图4-6为正六边形蜂窝结构吸能特性响应面曲线图。该图以可视化的形式揭示了正六边形蜂窝结构胞元边长和壁厚对吸能特性的影响。对进行蜂窝结构缓冲装置设计具有重要意义。

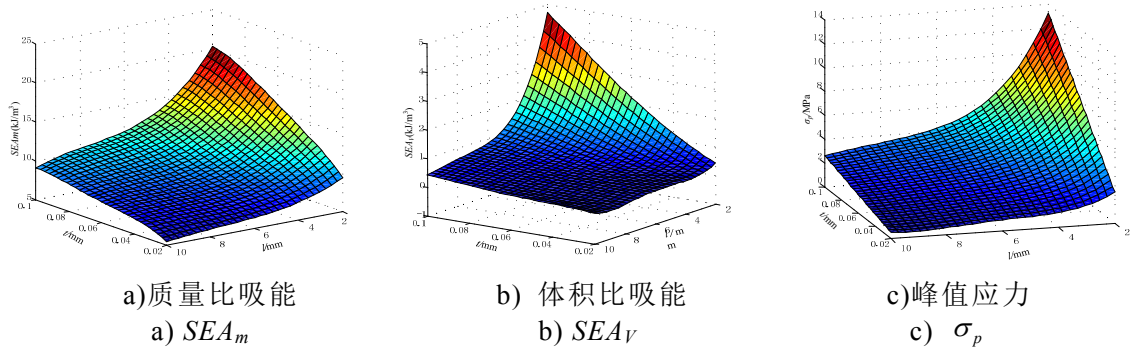


图 4-6 正六边形蜂窝结构吸能特性响应面图

Fig.4-6 Response surface of crashworthiness properties on hexagonal honeycomb.

#### 4.2.4 数学模型计算精度分析

使用响应面法建立的吸能特性数学模型，基函数和样本点的选取都可以给近似结果带来一定的误差。因此，还需对多项式函数进行统计检验，评估其对真实响应的逼近程度。为了测定数学模型的近似解与有限元仿真值的误差，定义相对误差表达式为：

$$RE = \frac{y(x'_i) - y(x_i)}{y(x_i)} \quad (4-9)$$

式中  $y(x_i)$ ——有限元仿真值；

$y(x'_i)$ ——数学模型近似解。

为了更好地分析所获得数学模型相对误差，以正六边形蜂窝结构为例，表 4-3 给出了有限元仿真值、数学模型近似解和误差值。该表表明，使用响应面方法建立的正六边形蜂窝结构吸能特性的数学模型相对误差低，计算精度较高。

方差分析等统计分析技术常用于验证响应面模型的拟合精度，并分析设计变量对响应结果的影响情况。常用的判定参数为均方根误差、复相关系数和修正的复相关系数，其中均方根误差定义为：

$$RSME = \sqrt{\frac{SSE}{M - n - 1}} \quad (4-10)$$

式中  $SSE$ ——剩余平方和；

$n$ ——响应面函数非常数项系数个数。

复相关系数为：

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (4-11)$$

公式(4-11)中  $SST$  为总平方和， $R^2$  的值位于 0 和 1 之间，该值越接近 1，

表4-3 正六边形吸能特性响应面预测值与仿真值对比表

Table4-3 Comparison of simulation results of response surface predictive results for hexagonal honeycomb.

样本点	仿真值			近似解			RE		
	$\sigma_p$	$SEA_m$	$SEA_V$	$\sigma_p$	$SEA_m$	$SEA_V$	$\sigma_p$	$SEA_m$	$SEA_V$
1	1.585	10.349	0.481	1.592	10.405	0.478	-0.44%	0.54%	0.62%
2	3.641	14.325	1.331	3.658	14.314	1.349	-0.47%	-0.08%	-1.35%
3	5.919	17.56	2.448	5.89	17.49	2.467	0.49%	-0.4%	-0.78%
4	8.213	20.596	3.828	8.23	20.543	3.8	-0.21%	-0.26%	0.73%
5	10.661	22.458	5.218	10.648	22.532	5.211	0.12%	0.33%	0.13%
6	0.764	8.256	0.192	0.725	8.116	0.182	5.1%	-1.7%	5.21%
7	1.642	10.384	0.483	1.638	10.428	0.456	0.24%	0.42%	5.59%
8	2.682	12.018	0.838	2.681	12.236	0.83	0.04%	1.81%	0.95%
9	3.797	14.303	1.329	3.806	14.275	1.353	-0.23%	-0.2%	-1.81%
10	4.959	15.846	1.841	4.994	15.752	1.893	-0.71%	-0.59%	-2.82%
11	0.513	7.091	0.11	0.525	7.133	0.107	-2.34%	0.59%	2.73%
12	1.067	8.854	0.274	1.072	8.782	0.287	-0.46%	-0.81%	-4.74%
13	1.648	9.93	0.461	1.671	9.959	0.462	-1.4%	0.29%	-0.22%
14	2.357	11.511	0.713	2.33	11.534	0.697	1.14%	0.2%	2.24%
15	3.094	12.875	0.997	3.041	12.854	0.922	1.71%	-0.16%	7.52%
16	0.423	6.509	0.076	0.395	6.685	0.073	6.62%	2.7%	3.95%
17	0.857	8.442	0.196	0.841	8.255	0.185	1.87%	-2.22%	5.61%
18	1.351	9.274	0.323	1.346	9.189	0.328	0.37%	-0.92%	-1.55%
19	1.881	10.488	0.487	1.889	10.496	0.513	-0.43%	0.08%	-5.34%
20	2.436	11.572	0.672	2.477	11.66	0.703	-1.68%	0.76%	-4.61%
21	0.336	6.207	0.058	0.344	6.074	0.061	-2.38%	-2.14%	-5.17%
22	0.678	7.571	0.141	0.676	7.797	0.15	0.29%	2.99%	-6.38%
23	1.026	8.625	0.241	1.037	8.528	0.225	-1.07%	-1.12%	6.64%
24	1.423	9.362	0.348	1.416	9.413	0.335	0.49%	0.54%	3.74%
25	1.844	10.12	0.47	1.834	10.072	0.469	0.54%	-0.47%	0.21%

说明响应方程的逼近程度越精确。但是  $R^2$  的值接近于 1 并不一定意味着近似程度好，因为响应方程中变量数目越多，往往会增大  $R^2$  的值，但不一定会增

加响应方程的预估精度。因此引入修正的复相关系数，对建立的数学模型拟合精度进行评估，修正的复相关系数  $R_{adj}^2$  为：

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{M-1}{M-n} (1-R^2) \quad (4-12)$$

其中剩余平方和( $SSE$ )和总平方和( $SST$ )为：

$$SSE = \sum_{i=1}^m (y(x_i) - y(x_i^r))^2 \quad (4-13)$$

$$SST = \sum_{i=1}^m (y(x_i) - \bar{y}_i)^2 \quad (4-14)$$

式中  $\bar{y}_i$ ——第  $i$  个样本点有限元分析结果平均值。

由公式(4-9)~(4-12)可以求得建立的正六边形蜂窝结构峰值应力、质量比吸能和体积比吸能的数学模型的相对误差、均方根误差、复相关系数和修正复相关系数。表4-4为正六边形蜂窝结构吸能特性数学模型相应评价指标值。该表中复相关系数和修正复相关系数都非常接近于1,且均方根误差接近于0,最大的相对误差值仅为6.63%，因此可以证明建立的数学模型有足够的计算精度。

表4-4 正六边形蜂窝吸能特性数学模型评价值

Table4-4 Mathematical model evaluation values of hexgonal honeycomb.

	$RE$	$RSME$	$R^2$	$R_{adj}^2$
$\sigma_p$	-2.38%~6.62%	0.04	0.9999	0.99977
$SEA_m$	-2.22%~2.99%	0.172	0.9994	0.99846
$SEA_V$	-6.38%~6.63%	0.052	0.9993	0.99841

综上所述，使用响应面法建立数学模型的整个流程如下：首先选择合适的响应面近似函数模型即多项式模型，确定实验设计样本点的样本空间，选择相应的实验设计方法进行实验设计，并进行仿真分析，然后基于仿真结果构造响应面数学模型，采用多种评价指标对响应面数学模型的预估性能进行评估。

### 4.3 不同拓扑蜂窝结构吸能特性分析

#### 4.3.1 相对密度对吸能特性的影响

蜂窝结构的密度与制备蜂窝基体材料的密度之比称为蜂窝结构的相对密度。不同拓扑蜂窝结构的相对密度不同，会导致其力学性能相差很大,因此有必要对蜂窝结构相对密度对吸能特性的影响进行分析。在 3.2.3 节中对正六

边形蜂窝结构的相对密度进行了求解。为了研究其它拓扑蜂窝结构相对密度对吸能特性的影响，对本文研究的另外四种拓扑蜂窝结构相对密度计算公式进行推导。以正方形蜂窝结构为例，由于结构的对称性取长度为  $l$  的正方形蜂窝结构基本单元进行分析，图 4-7 为正方形蜂窝结构二维示意图。

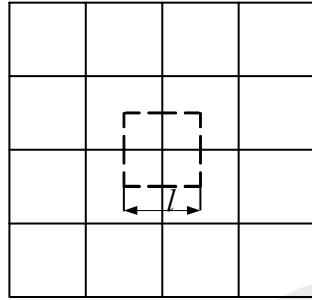


图 4-7 正方形蜂窝结构二维图

Fig.4-7 Two-D map of square honeycomb structure.

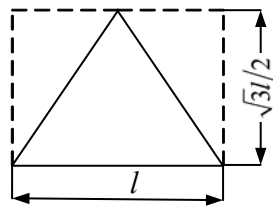
对正方形蜂窝结构基本单元进行分析，单元面积为  $S = l^2$ ，正方形蜂窝结构胞元内蜂窝所占面积为  $S_h = 2 \times l \times t$ 。对于高度为  $h$  的正方形蜂窝结构的密度  $\rho_h$  为：

$$\rho_h = \frac{2 \times l \times t \times h \times \rho_b}{l^2 \times h} = 2 \times t \times \rho_b / l \quad (4-15)$$

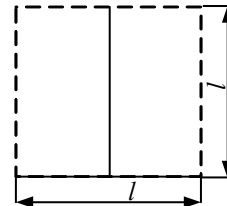
正方形蜂窝结构相对密度  $\rho_s^*$  为：

$$\rho_s^* = \frac{\rho_h}{\rho_b} = 2t/l \quad (4-16)$$

图 4-8 为另外三种拓扑蜂窝结构基本单元二维图，分析该图可得另外三种蜂窝结构相对密度。



三角形(错位三角形)蜂窝胞元



错位正方形蜂窝胞元

图 4-8 其它拓扑蜂窝结构胞元二维图

Fig.4-8 Two-D cell maps of other topological honeycomb structures.

表 4-5 中包含了五种不同拓扑蜂窝结构相对密度计算公式。在相同胞元边长  $l$  以及相同胞元壁厚  $t$  条件下，错位三角形蜂窝结构与三角形蜂窝结构相对密度最大，正六边形蜂窝结构相对密度最小。

表4-5 不同拓扑蜂窝结构相对密度值

Table4-5 The relative density of different topological honeycomb.

蜂窝结构	三角形	错位三角形	错位正方形	正方形	六边形
相对密度	$2\sqrt{3}t/l$	$2\sqrt{3}t/l$	$3t/l$	$2t/l$	$8t/3\sqrt{3}l$

图 4-9 为不同拓扑蜂窝结构峰值应力随相对密度变化图。结合表 4-5 中不同蜂窝结构的相对密度及图 4-9 中数据可得：在相同相对密度条件下，正六边形蜂窝结构峰值应力值最大。由于三角形和错位三角形蜂窝结构具有相同的相对密度且结构相似，因此两种蜂窝结构峰值应力值较为接近。正方形与错位正方形蜂窝结构同样具有类似的特性。2.4 节中的理论研究表明蜂窝胞元惯性矩是影响蜂窝结构峰值应力大小的重要参数，由于不同拓扑蜂窝结构胞元具有不同的截面惯性矩，因此即使在相同相对密度条件下，不同蜂窝结构峰值应力也会不同。

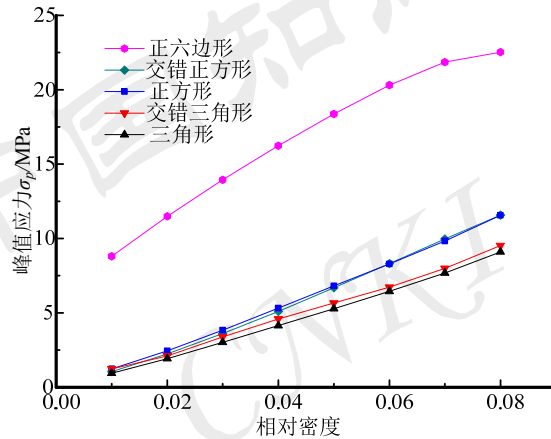


图 4-9 不同拓扑蜂窝结构峰值应力随相对密度变化画图

Fig.4-9 Plot of peak stress and relative density for different topological honeycombs

图 4-10 为不同拓扑蜂窝结构平均应力随相对密度变化图。结合分析仿真

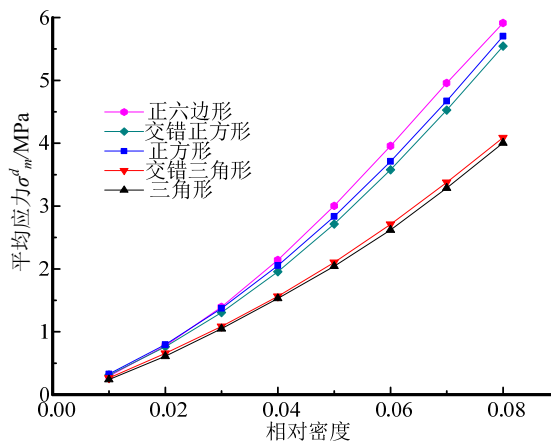


图 4-10 不同拓扑蜂窝结构平均应力随相对密度变化画

Fig.4-10 Plot of mean stress and relative density for different topological honeycombs

数据可得：在相对密度相同条件下，正六边形蜂窝结构平均应力值最大，由于结构相似且相对密度相同，三角形和错位三角形蜂窝结构在相同相对密度下平均应力值较为接近。同样，正方形和错位正方形蜂窝结构由于结构相似且相对密度相近，因此，相同相对密度下两者间平均应力较为接近。2.3.2 节中的研究表明，蜂窝结构平均应力主要受塑性较强度影响，当蜂窝结构基体材料相同时，塑性较强度主要由蜂窝结构基本胞元结构形式决定，因此拓扑结构不同是造成不同蜂窝结构平均应力差异的主要原因。

图 4-11 为不同拓扑蜂窝结构质量比吸能随相对密度变化图。从图中可以看出：五种蜂窝结构中正六边形蜂窝结构质量比吸能最大，而三角形蜂窝结构质量比吸能最低。错位正方形蜂窝结构质量比吸能值大于正方形蜂窝结构质量比吸能值，三角形蜂窝结构质量比吸能值大于错位三角形蜂窝结构质量比吸能值。蜂窝结构的质量比吸能与蜂窝结构平均应力及蜂窝结构相对密度有关，因此较难由相对密度和平均应力确定不同蜂窝结构质量比吸能的大小关系。

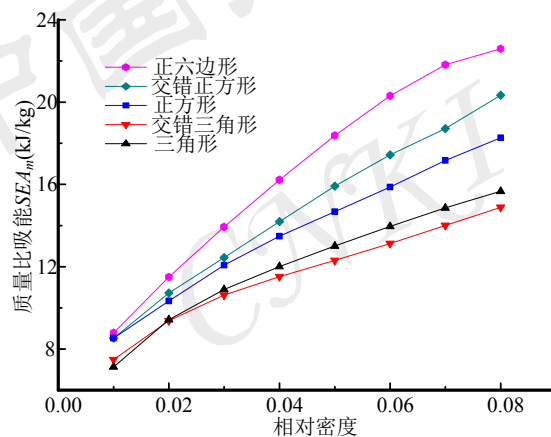


图 4-11 不同拓扑蜂窝结构质量比吸能随相对密度变化图

Fig.4-11 Plot of  $SEAm$  and relative density for different topological honeycombs

图 4-12 为不同拓扑蜂窝结构体积比吸能随相对密度变化图。该图表明蜂窝结构体积比吸能随相对密度的增加而增大，其中正六边形蜂窝结构体积比吸能最大，三角形蜂窝结构体积比吸能最低。蜂窝结构体积比吸能主要与蜂窝结构平均应力和体积有关。当体积相同时蜂窝体积比吸能大小仅与蜂窝结构平均应力相关，因此五种蜂窝结构的体积比吸能变化趋势与蜂窝结构平均应力变化趋势相似。

通过分析相对密度对蜂窝结构吸能特性的影响可得：蜂窝结构吸能特性受拓扑结构和相对密度影响较大。拓扑结构相近的蜂窝结构，吸能特性相差较小，且蜂窝结构吸能特性具有随相对密度增加而增大的特点。在相同相对密度条件下，五种蜂窝结构中正六边形蜂窝结构具有较好的吸能特性，但正

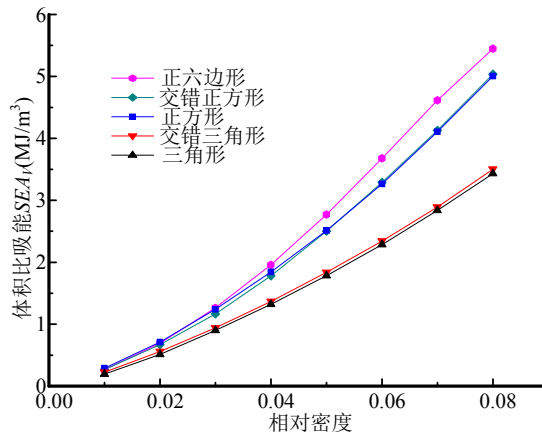


图 4-12 不同拓扑蜂窝结构体积比吸能随相对密度变化画

Fig.4-12 Plot of  $SEAV$  and relative density for different topological honeycombs

六边形蜂窝结构具有五种蜂窝结构中最大的峰值应力值，该峰值应力在冲击过程中可能会对保护物造成破坏，因此有必要进行相同峰值应力条件下蜂窝结构吸能特性的比较分析。

#### 4.3.2 相同峰值应力条件下比吸能分析

为更好的对不同拓扑蜂窝结构吸能特性进行分析，采用典型碰撞吸能问题对蜂窝结构缓冲装置进行设计，并比较不同拓扑蜂窝结构的吸能能力。假设缓冲装置安装空间为  $1200 \times 860 \times 225 \text{mm}$ ，设计要求缓冲装置最大冲击力小于  $3 \text{MN}$ ，并且要求缓冲装置至少吸收  $0.18 \text{MJ}$  的能量。

首先，以质量比吸能为吸能特性评价指标，采用建立的不同拓扑蜂窝结构峰值应力和质量比吸能的数学模型进行分析，以寻找满足设计条件且质量比吸能最大的蜂窝结构。通过给定的设计条件，可求得蜂窝结构缓冲装置的许用安全应力为  $2.91 \text{MPa}$ 。参考铝箔材料相关规格，取蜂窝结构参数  $t$  在  $0.02 \text{mm} \sim 0.1 \text{mm}$  间变化， $l$  在  $2 \text{mm} \sim 10 \text{mm}$  间变化。采用多学科优化设计软件 ISIGHT 提供的序列二次规划优化设计方法 NLPQL 算法对该设计问题进行求解。为验证采用数学模型求得的，具有最大质量比吸能的各拓扑蜂窝结构参数的正确性，对求得的蜂窝最优结构参数进行有限元仿真分析。表 4-6 为最优结果与仿真结果的对比。该表表明，通过建立的数学模型求得的最优蜂窝结构的质量比吸能结果，与有限元验证结果相比误差较低，最大误差仅为  $4.98\%$ ，证明了仿真结果的准确性。

分析表 4-6 中的结果可得：与其它拓扑蜂窝结构相比，正六边形蜂窝结构具有最大的质量比吸能。

表4-6 优化结果有限元验证

Table4-6 Optimal structures and FE checking

	$t/mm$	$l/mm$	$SEA_m/kJ/kg$	$FE-SEA_m/kJ/kg$	偏差
正方形	0.024	2	11.227	10.74	0.77%
错位正方形	0.02	2.36	11.81	11.25	4.98%
三角形	0.032	3.623	10.93	10.47	-3.42%
错位三角形	0.0377	4.364	10.478	10.64	-0.86%
正六边形	0.0336	2.05	13.1	12.84	-2.7%

表 4-7 为不同拓扑蜂窝结构在该设计问题中, 最优结构吸收 0.18MJ 能量时所需的质量。使用正六边形蜂窝结构所需质量最小, 仅为 13.74kg, 相比吸能效果最差的错位三角形蜂窝结构, 正六边形可节省约 20% 的质量, 实现缓冲装置的轻量化。

表4-7 不同拓扑蜂窝结构缓冲装置质量

Table4-7 The quality of different topological honeycomb buffer device

	正方形	错位正方形	三角形	错位三角形	正六边形
质量(kg)	16.03	15.24	16.47	17.19	13.74

以体积比吸能最大为设计指标, 采用 NLPQL 算法对满足设计条件的不同拓扑蜂窝结构进行设计。表 4-8 给出了设计结果与仿真结果的对比。从该表可以看出, 采用建立的数学模型求得的设计结果, 与有限元验证结果相比偏差较低, 最大偏差仅为-3.42%。证明了使用响应面方法建立吸能特性数学模型, 并用于不同拓扑蜂窝结构缓冲装置设计问题, 是一种行之有效的手段。

表4-8 最优结构有限元验证

Table4-8 Optimal structures and FE checking

	$t/mm$	$l/mm$	$SEA_V/MJ/kg$	$FE-SEA_V/MJ/kg$	偏差
正方形	0.071	5.786	0.92	0.913	0.77%
错位正方形	0.05	5.981	0.954	0.973	-1.95%
三角形	0.053	5.95	0.931	0.964	-3.42%
错位三角形	0.047	5.885	0.923	0.931	-0.86%
正六边形	0.0078	4.81	0.938	0.959	-2.7%

分析表 4-8 中设计结果, 与其它拓扑蜂窝结构相比, 针对本文提出的缓冲装置设计问题, 错位正方形蜂窝结构具有最大的体积比吸能。

表 4-9 为不同拓扑蜂窝结构缓冲装置, 吸收 0.18MJ 能量时所需的最小体积。安装缓冲装置的设计空间为  $0.2322m^3$ , 5 种拓扑蜂窝结构都能够安装在此空间内, 但使用体积比吸能最大的错位正方形蜂窝结构, 可以节省约 18.6%

的安装空间，实现缓冲装置小型化。

表4-9 不同拓扑蜂窝结构优化缓冲装置体积

Table4-9 The volume of optimal different topological honeycomb buffer device

	正方形	错位正方形	三角形	错位三角形	正六边形
体积(m <sup>3</sup> )	0.196	0.189	0.193	0.195	0.192

通过对峰值应力小于许用安全应力 2.91MPa 冲击条件下，以比吸能最大为目标的 5 种不同拓扑蜂窝结构参数设计结果进行分析发现：正六边形蜂窝结构具有最大质量比吸能，可实现缓冲装置轻量化设计，而错位正方形蜂窝结构体积比吸能最大，可实现缓冲装置小型化设计。但是，此结论是在最大峰值应力不超过 2.91MPa 条件下得出的，对于其它许用安全应力条件下，最佳吸能特性蜂窝结构是否具有同样的规律不得而知。因此，为扩展不同拓扑蜂窝结构在缓冲吸能领域的应用，有必要对不同范围许用安全应力条件下，不同拓扑蜂窝结构比吸能最大结构进行研究。

为得到不同范围许用安全应力条件下，各拓扑蜂窝结构比吸能最大值，对不同拓扑蜂窝结构参数进行基于峰值应力最小、比吸能最大的多目标设计问题研究，以求得峰值应力和比吸能的最优解集。采用多学科优化设计软件 ISIGHT 提供的遗传算法优化方法 NSGA-II 对该问题进行求解。设置 NSGA-II 优化算法中种群数量为 48，迭代代数为 50，采用算术交叉，交叉概率为 0.9，交叉分布指数 10，突变因子系数为 20。以质量比吸能最大和峰值应力最小为设计目标，所得各拓扑蜂窝结构质量比吸能和峰值应力 Pareto 曲线如图 4-13 所示。从图中可以看出六边形蜂窝结构在 5 种蜂窝结构中质量比吸能最大，在吸收相同能量条件下，正六边形蜂窝结构所需质量最轻。

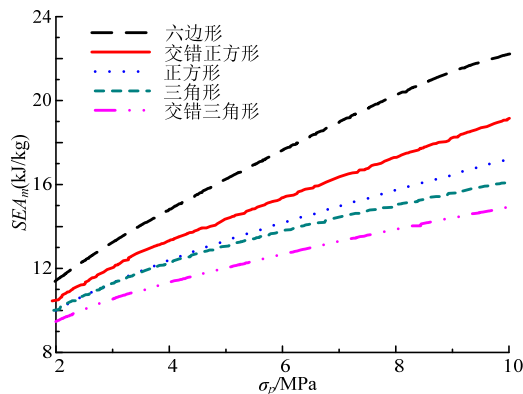


图 4-13 质量比吸能和峰值应力 Pareto 曲线

Fig.4-13 Pareto curves for  $SEA_m$  and peak stress of different topological honeycombs.

以体积比吸能最大和峰值应力最小为设计目标，所得各拓扑蜂窝结构体

积比吸能和峰值应力 Pareto 曲线如图 4-14 所示。从图中可以看出当峰值应力大于 3.25MPa 时，六边形蜂窝结构体积比吸能最大，但当峰值应力小于 3.25MPa 时，错位正方形蜂窝结构体积比吸能大于六边形蜂窝结构体积比吸能。

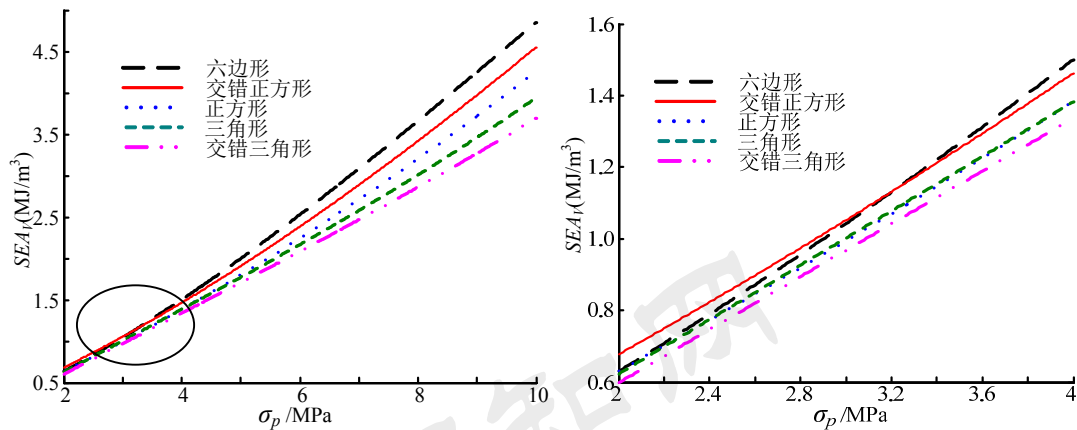


图 4-14 体积比吸能和峰值应力 Pareto 曲线

Fig.4-14 Pareto curves for  $SEA_V$  and peak stress of different topological honeycombs.

通过对相同峰值应力条件下，不同拓扑蜂窝结构质量比吸能和体积比吸能的分析可得：正六边形蜂窝结构与其它拓扑结构相比，质量比吸能和体积比吸能最大；但当峰值应力小于 3.25MPa 时，正六边形蜂窝结构体积比吸能略小于错位正方形蜂窝结构体积比吸能。在设计蜂窝结构缓冲装置时，可以参考以上研究成果，针对不同许用安全应力要求进行设计。

#### 4.4 本章小结

针对蜂窝结构具有不同拓扑结构的特性，对五种不同蜂窝结构的吸能特性进行了研究。首先，建立了五种不同蜂窝结构受冲击载荷作用的有限元模型，并进行有限元仿真，为不同蜂窝结构吸能研究打下基础；然后，基于仿真结果对蜂窝结构参数及相对密度对蜂窝结构吸能特性的影响进行分析；最后，建立了五种蜂窝结构吸能特性数学模型，对五种蜂窝结构进行了基于比吸能最大的设计研究，得出如下结论：

(1) 蜂窝结构吸能特性受拓扑结构和相对密度影响较大，拓扑结构相近的蜂窝结构，吸能特性相差较小，且蜂窝结构吸能特性具有随相对密度增加而增大的特点。与其它四种蜂窝结构相比，在相对密度相同时正六边形蜂窝结构有较好的吸能效果。

(2) 建立的不同蜂窝结构吸能特性数学模型，具有计算误差低、计算效率高等优点，通过该模型可以对蜂窝结构吸能特性进行准确预测，

(3) 在相同峰值应力条件下, 正六边形蜂窝结构质量比吸能和体积比吸能最大, 但当峰值应力小于 3.25MPa 时错位正方形蜂窝结构体积比吸能略大于正六边形蜂窝结构体积比吸能。

(4) 研究结果不仅对蜂窝结构截面设计有了一个新的认识, 可为不同拓扑蜂窝结构用于缓冲吸能结构提供技术支持, 同时对解决缓冲装置小型化、轻量化设计问题有重要意义。

中国知网  
CNKI

## 第5章 腿式着陆器缓冲装置的优化设计及软着陆动力学仿真

### 5.1 引言

腿式着陆器用缓冲装置是腿式着陆器的重要组成部分之一，设计高性能的腿式着陆器缓冲装置对着陆器成功进行星球探测具有重要的意义，着陆器缓冲装置性能的好坏直接影响腿式着陆器的性能。目前针对着陆器缓冲装置的研究都以单级缓冲装置为设计对象，然而着陆器在进行软着陆时其着陆姿态不可控，必须对多种着陆姿态进行预估，以设计适用所有着陆姿态的着陆器缓冲装置。针对着陆器可能存在的多种着陆工况，采用单一规格的蜂窝结构作为缓冲装置的缓冲吸能效果不能满足着陆器安全着陆要求，需对着陆器缓冲装置进行多级设计，通常采用二级缓冲装置。为给腿式着陆器用缓冲装置设计提供技术支持，有必要系统地进行着陆器二级缓冲装置的优化设计研究。

着陆器缓冲装置轻量化及小型化一直是设计者追求的目标，更轻的着陆器可以携带更多的实验装置，实现高效的星球探测；更小的着陆器缓冲装置可使发射火箭收容空间更小，有效的降低发射体积载荷。本章结合腿式着陆器缓冲装置设计要求，开展腿式着陆器用缓冲装置的参数化设计方法及相应理论的研究，开发腿式着陆器缓冲装置优化设计程序，以着陆器质量比吸能和体积比吸能最大为优化设计目标，设计一种腿式着陆器用高效的蜂窝吸能结构。使用多体系统动力学仿真软件，建立带有缓冲装置力学特性的着陆器软着陆动力学模型，针对不同着陆工况进行软着陆仿真，以验证缓冲装置的缓冲效果。

### 5.2 着陆器缓冲装置设计流程

在进行腿式着陆器缓冲装置设计时，需要进行实验样机验证，确保缓冲装置能够可靠工作。然而无论进行单腿式缓冲装置实验，还是着陆器样机软着陆实验都存在成本较高的问题。为此，在进行实验验证之前，使用虚拟样机技术对缓冲装置缓冲吸能效果进行验证。在此基础上反复地进行仿真研究，获得最优的缓冲装置结构后，代入到虚拟样机进行仿真研究，如果缓冲装置满足要求，则最后用数次实验，验证所设计腿式着陆器用缓冲装置的性能，

从而完成腿式着陆器用缓冲装置的设计。图 5-1 为腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置的设计流程图。

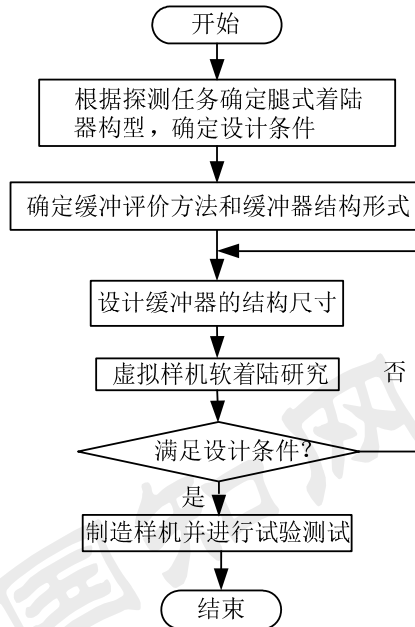


图 5-1 腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置设计流程图

Fig.5-1 Process of design metal honeycomb energy absorber for legged-type lander

通过分析图 5-1 可知，根据探测任务不同，首先确定着陆器的构型，主要是确定主、辅着陆腿的构型并对缓冲装置构型进行初步设计。在确定了缓冲装置的具体方案以后，对起缓冲吸能作用的蜂窝结构进行优化设计，结合虚拟样机技术，将优化后的蜂窝结构力学特性与着陆器虚拟样机模型相结合，进行着陆器软着陆动力学仿真，验证缓冲装置缓冲性能，最后进行实验测试。

### 5.3 腿式着陆器缓冲装置功能分析及设计条件

#### 5.3.1 功能分析

着陆器设计时受到质量、刚度及稳定性等多种因素的影响。质量是着陆器基体结构和着陆腿设计的关键因素，因为着陆器的承载能力和发射成本与着陆器质量直接相关。同时着陆器基体框架和着陆腿的结构形式还需满足高强度和高稳定性的要求，即着陆器必须能够承受从发射阶段到软着陆完成整个过程的各种载荷激励作用，着陆腿的结构形式在兼顾轻量化和小型化设计的同时还需有良好的稳定性，使着陆器在苛刻的着陆条件下不会发生倾翻。为此在星球探测时，如着陆器质量较大，通常采用四腿悬臂式着陆器。

虽然腿式着陆器按着陆腿数目可分为三腿式着陆器、四腿式着陆器等

多种类型，但腿式着陆器基本组成部分是相同的，以四腿着陆器为例，其简化的着陆器和着陆器缓冲装置结构图如图 5-2 所示。

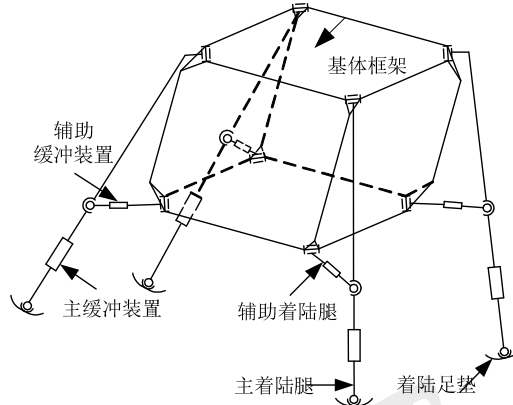


图 5-2 腿式着陆器结构原理图

Fig.5-2 Structural principle of legged-type Lander

图中基体框架是着陆器结构的主要框架，是承载着星球探测车及其它探测设备的结构，同时还要外挂燃料箱等设备，是着陆器核心部件之一。主着陆腿和辅助着陆腿与基体框架相连接，以保持着陆器着陆后姿态稳定，通常将着陆腿设计成可伸缩结构，用于安装缓冲材料。主着陆腿缓冲装置可吸收着陆器软着陆过程垂直方向上的能量。辅助缓冲装置位于辅助着陆腿内，用于吸收着陆器着陆时水平方向上的动能。主缓冲装置和辅助缓冲装置是着陆器能否成功实现软着陆的关键装置。着陆器足垫通常为圆形空心结构，内部装有金属蜂窝结构用于吸收部分能量减少着陆器着陆时初始冲击力，使得着陆器瞬时冲击力趋于平缓。一些特殊着陆器足垫表面还装有探针传感器，用于监测着陆器是否与星球表面接触，并给缓冲推力发动机提供工作终止信号。

### 5.3.2 典型着陆姿态

着陆器着陆星球表面时，其着陆姿态是不可控的，但可预知几种典型着陆情况，这些着陆情况对设计腿式着陆器用缓冲装置具有重要意义。图 5-3 为两种典型的着陆模式，其中 5-3(a)图代表着陆器最理想的着陆模式：即在一平整的星球表面上着陆器四个主着陆腿同时与星球表面接触，且着陆器垂直着陆速度最低，水平着陆速度为零。5-3(b) 图代表着陆器着陆较为苛刻的一种模式：着陆器着陆时，星球表面地形崎岖着陆器姿态难以调整为理想的着陆姿态，此时可能会发生一个着陆腿首先与星球表面接触，然后其它两个着陆腿与星球表面接触，由于惯性效应最后一个着陆腿与星球表面接触，此种着陆条件是着陆器着陆时另外一种典型着陆姿态，定义为“1-2-1”着陆模式。

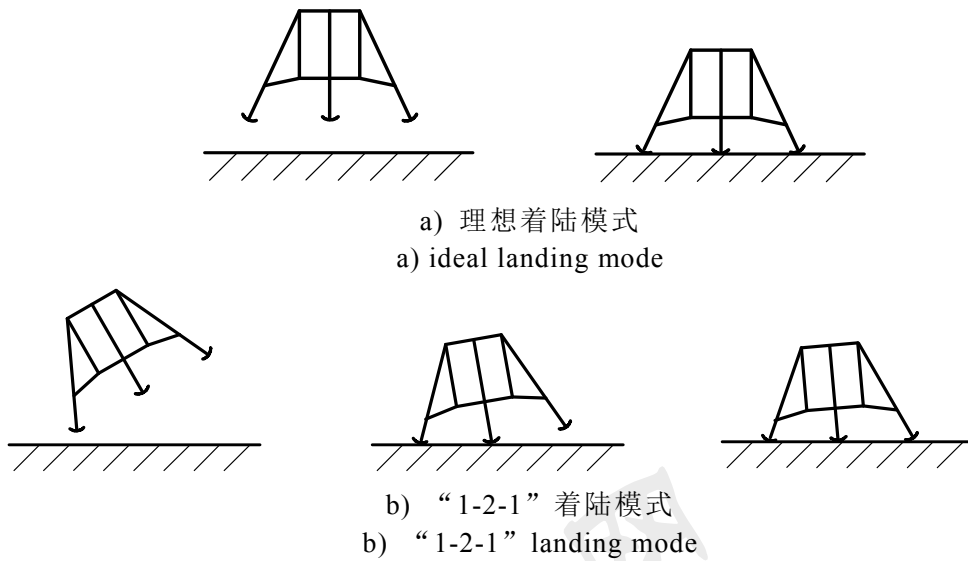


图 5-3 腿式着陆器典型着陆姿态示意图

Fig.5-3 The legged lander typical landing attitude diagram

### 5.3.3 缓冲装置结构

着陆器以理想着陆模式着陆时全部着陆腿同时与星球表面接触，着陆腿内部缓冲装置同时工作共同吸收能量，该模式中各着陆腿内缓冲装置所需吸收能量最少；着陆器以“1-2-1”着陆模式着陆时，单个着陆腿先与星球表面接触，为保证实验设备不受损坏，缓冲装置设计要求单个主着陆腿缓冲装置，可吸收着陆器着陆时竖直方向全部能量。为此，考虑到星球表面着陆环境及着陆器着陆姿态等因素，为保证着陆器软着陆时，所搭载的实验设备受到较低的冲击力，对主着陆腿内部缓冲装置进行了串联设计，其中一级缓冲装置强度较弱，四个主着陆腿内的一级缓冲装置共同吸收理想着陆模式下着陆器全部能量，单个着陆腿内一、二级缓冲装置串联组合用于吸收着陆器着陆过程的全部能量。串联式缓冲装置与单级缓冲装置相比，可更有效的利用缓冲装置设计空间。图 5-4 为主着陆腿缓冲装置原理图。

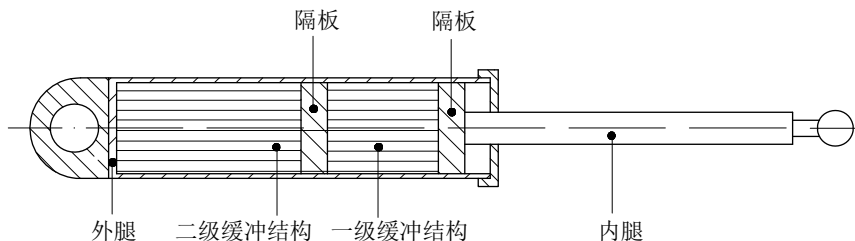


图 5-4 主着陆腿缓冲装置结构原理图

Fig.5-4 Principle schematic of energy absorber in Lander's primary landing legs  
主着陆腿缓冲装置主要由外腿、隔板、内腿和缓冲材料组成。Apollo11

号着陆器主着陆腿就是采用的这种二级缓冲装置，其主着陆腿为圆形套筒式结构，主着陆腿内径为 140mm，着陆腿可压缩行程为 812mm，其中一级缓冲装置可压缩行程为 300mm，二级缓冲装置可压缩行程为 612mm。对主着陆腿缓冲装置进行多级设计可有效提高缓冲效果。

理想着陆模式下着陆器水平速度为零，但实际上不可能实现这种理想的着陆模式。由于着陆姿态未知，即使着陆时着陆器水平速度为零，如果星球表面地形较为崎岖，着陆过程中着陆器基体质心会产生水平方向上的移动，而辅助着陆装置主要用于吸收着陆器水平方向上的能量。图 5-5 为辅助着陆装置结构原理图。

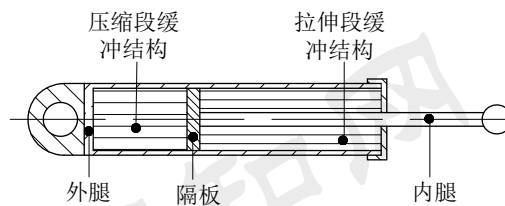


图 5-5 辅助着陆腿缓冲装置结构原理图

Fig.5-5 Principle schematic of energy absorber in Lander's secondary landing legs

与主着陆腿内缓冲装置略有不同，辅助着陆腿内缓冲装置的隔板放置于辅助着陆腿中间部位，使辅助着陆装置通过拉伸或压缩缓冲材料吸收着陆器在不同星球表面环境下水平方向的动能。

为适应不同的星球表面地形，确保着陆器底部在着陆时不与星球表面发生碰撞，通常主着陆腿必须保证具有一定的长度。此外，为实现着陆腿轻量化和小型化设计，通常将主着陆腿设计成细长结构。在形状上，迄今为止，已成功发射及在研的腿式着陆器，基本都采用圆柱形活塞式着陆腿结构，着陆腿提供给缓冲材料的安装空间均为圆柱形。

### 5.3.4 缓冲装置设计条件

为进行腿式着陆器缓冲装置设计，需对着陆器缓冲装置提出明确的设计条件，作为腿式着陆器缓冲装置的设计依据。与其它领域缓冲装置设计条件类似，腿式着陆器缓冲装置设计条件可归纳为以下四点：

(1) **缓冲吸能效果优良且冲击平稳** 缓冲吸能效果是评价缓冲装置吸能特性的重要指标，缓冲吸能装置需有良好的吸能效果，且能够吸收足够的能量，使被保护对象得到有效防护。在满足能量吸收的前提下，由于进行星球探测的设备属于高精密度设备，较大的冲击力可能使其功能受到影响甚至破坏，为此着陆器缓冲装置应尽可能使缓冲力平稳，波动较小。

(2) **易于安装和可靠性高** 着陆器缓冲装置从结构上应该尽可能的

简单，以便于安装在着陆腿内部。同时由于航天产品的高可靠性要求，着陆器缓冲装置必须在星球表面环境下实现缓冲吸能，为此液压式和电磁阻尼式着陆器缓冲装置由于适应星球表面环境能力较差，可靠性较低，在星球探测中应用较少，而可靠性高的蜂窝结构缓冲装置数次成功应用在美国和前苏联的星球探测活动中。

(3) **自身重量与体积尽可能小** 着陆器缓冲装置轻量化和小型化设计一直是研究人员追求的设计指标。缓冲装置自身的体积与质量对于着陆器的小型化和轻量化设计息息相关，因此，在满足其它性能前提下，所设计的缓冲装置应尽可能质量轻、体积小。

(4) **被保护对象的安全应力** 安装缓冲装置的目的是使被保护的探测装置在软着陆过程中不因受到冲击而损害，为此在设计腿式着陆器缓冲装置时需要各探测装置提供许用安全应力，将缓冲装置冲击应力限定在许用安全应力下，以保证探测装置在着陆时不受破坏。

## 5.4 腿式着陆器缓冲装置优化设计

### 5.4.1 缓冲装置优化问题定义

在上节中对腿式着陆器缓冲装置设计条件进行了分析。以月球腿式着陆器为研究对象，针对月球表面高温、真空环境，选用金属蜂窝结构为着陆器用缓冲材料，以及 5.3.3 节中着陆器缓冲装置构型，对月球腿式着陆器用缓冲装置进行优化设计。

以质量比吸能和体积比吸能为优化目标，以蜂窝胞元边长和胞元壁厚为设计变量，对腿式着陆器用六边形金属蜂窝结构缓冲装置进行优化设计。考虑到着陆器所承载探测装置对安全性的要求，约束条件设置为缓冲装置所吸收能量大于着陆器着陆过程中的能量、着陆器冲击应力小于许用安全应力、冲击平均应力应尽可能较小。过高的平均应力会导致较大的减速度，使探测设备在软着陆过程中受到损害。为此，月球腿式着陆器六边形蜂窝结构缓冲装置优化分析问题可以定义为一个统一的优化设计问题，具体表示为：

$$\text{Opt.} \begin{cases} \text{Max} : SEA; \\ \text{Min} : \sigma_m^d \\ \text{s.t.} : \sigma_m^d \leq [\sigma_s]; \\ W_{total} \geq E_{total}; \\ \omega_1 \leq \omega \leq \omega_2. \end{cases} \quad (5-1)$$

式中  $[\sigma_s]$ ——许用安全应力 (MPa);

$\omega_1$ 、 $\omega_2$ ——缓冲装置结构参数取值范围；

$W_{total}$ ——缓冲装置吸能总量 (J)；

$E_{total}$ ——着陆器能量总和 (J)；

$\omega$ ——缓冲装置结构参数。

在进行优化设计时，可根据探测任务要求不同，具体设定优化目标和约束函数，而不仅局限在以上所述的目标和约束中。质量比吸能和体积比吸能即可单独作为优化目标实施单目标优化设计，也可同时作为优化目标进行多目标优化设计。

## 5.4.2 缓冲装置优化设计实例

### 5.4.2.1 着陆器样机缓冲装置设计参数

以哈尔滨工业大学宇航空间机构及控制研究中心(RCAMC)研制的四腿式月球着陆器为研究对象(如图 1-14 所示)。对其所使用的六边形蜂窝结构缓冲装置进行优化设计。由于着陆过程中垂直着陆速度较大，而水平速度相对较小，以成功登陆月球的 Apollo11 号着陆器为例，其水平着陆速度仅为 0.5m/s。因此，考虑到着陆器着陆时水平方向上的冲击能量较小，对辅助缓冲装置设计要求较低，本文仅对主缓冲装置进行多目标的优化设计。

主着陆腿内部结构如图 5-4 所示，一级缓冲装置和二级缓冲装置通过隔板相连接，防止两者发生交叉破坏。主着陆腿设计为活塞式结构，与着陆器基体通过铰接的形式连接在一起。针对着陆器结构参数以及相应设计指标，着陆器样机相关参数及缓冲装置设计条件如表 5-1 所示。

表 5-1 着陆器样机参数及缓冲装置设计条件

Table.5-1 Parameters and design conditions of energy absorber used in lunar lander

参数	代号	具体值	备注
着陆器样机的总质量	$M_L$	1500kg	包括探测设备及着陆腿质量
主着陆腿的数目	$n_m$	4	悬臂式着陆腿结构
被保护对象最大许用加速度	$[a]$	10g	
主着陆腿内径(半径)	$r_m$		圆柱形活塞结构
主着陆腿安装蜂窝结构长度	$L_m$		一级二级长度比为 1:2
主着陆腿与着陆器基体连接夹角	$\varphi$	15°	
着陆器垂直方向着陆速度	$v_v$	4m/s	
安全裕度	$k_s$	0.15	

由于主着陆腿与着陆器基体存在连接夹角，且缓冲装置为套筒式活塞结构，着陆腿内蜂窝结构在受到沿套筒轴线方向的作用力时，还受到垂直轴方向的作用力，使蜂窝结构与主着陆腿间产生摩擦力，同样在着陆过程中主着陆腿内腿与外腿之间也会产生摩擦力，此种摩擦力使着陆缓冲装置存在耦合效应，但此种耦合效应可通过添加润滑材料得到有效的降低，使其对缓冲装置缓冲吸能特性影响较小，以 Apollo11 号着陆器为例，在主着陆腿中填充了二硫化钼干膜润滑剂，以减少着陆腿内耦合作用对缓冲性能的影响。因此，本文忽略此种耦合效应对缓冲装置吸能特性的影响。

#### 5.4.2.2 相应参数计算

(1) **着陆过程总冲击能量** 在进行缓冲装置设计时，首先要确保缓冲装置能够吸收足够的冲击能量，而后根据设计空间及缓冲性能要求对缓冲装置进行详细设计。根据表 5-1 提供的着陆器结构参数，通过计算可知，本实例中着陆器系统的竖直方向总冲击能量  $U_v$  为 12000J。

(2) **着陆器单腿吸收总能量** 考虑到星球表面着陆地形环境的不确定性，以及着陆姿态不可控等问题，在着陆过程中，着陆器可能存在 5.3.2 节中提出的“1-2-1”着陆模式，为此需主着陆缓冲装置吸收着陆器垂直方向的全部冲击能量。而且在设计腿式着陆器缓冲装置时，为了增加可靠性，对每条着陆腿设计吸能量通常保留一定的裕度。式(5-2)可以确定单个主着陆腿缓冲装置的吸能能量：

$$U_1 = (1 + k_s)U_v / \cos \varphi \quad (5-2)$$

式中  $U_v$ ——竖直方向上的冲击能量 (J)；

$k_s$ ——保证着陆安全的裕度系数。

将表 5-1 中相应数据代入式(5-2)中，可求得单个主着陆腿需吸收能量为 14720J。参考 Apollo 着陆器主缓冲装置设计，本例中主着陆腿一级缓冲装置与二级缓冲装置长度比为 1:2。根据设计条件可求得，单个一级缓冲装置至少需吸收 3680J 能量。

(3) **缓冲装置许用安全应力** 在缓冲装置进行初步设计时，首先需确定缓冲装置外形尺寸规格。而确定外形尺寸，尤其是缓冲装置截面尺寸的一个重要依据就是缓冲装置许用安全应力。然而很多探测设备通常不会直接给出冲击许用安全应力，一般只会给出冲击过程中探测设备许用的最大冲击加速度。通过着陆器总质量等结构参数，可求得主着陆腿内一级缓冲装置许用安全应力为：

$$[\sigma_s]_{m1} = \frac{[F]}{4(1+k_s)\pi r_m^2} = \frac{M_L[a]}{4(1+k_s)\pi r_m^2} \quad (5-3)$$

主着陆腿内二级缓冲装置许用安全应力为：

$$[\sigma_s]_{m2} = \frac{[F]}{(1+k_s)\pi r_m^2} = \frac{M_L[a]}{(1+k_s)\pi r_m^2} \quad (5-4)$$

#### 5.4.2.3 基于比吸能最大的缓冲装置优化设计

六边形金属蜂窝结构由于具有成熟的制造工艺和应用历史，成功进行星球探测的腿式着陆器多数选用正六边形蜂窝结构做为缓冲吸能结构。本文第4章对不同拓扑蜂窝结构吸能特性进行研究，研究发现正六边形蜂窝结构有较好的质量比吸能和体积比吸能，结合本文第3章的研究成果，选用六边形蜂窝结构为着陆器用缓冲吸能结构，对腿式着陆器缓冲装置吸能特性进行优化设计。

着陆器缓冲装置初期设计是一个反复迭代验算的过程，首先给定设计空间要求，之后对着陆器缓冲装置选用的蜂窝结构进行优化设计，通过分析优化设计结果，再次改变设计空间大小反复进行缓冲装置的优化设计，直到最后找到同时具有最优质量比吸能和体积比吸能的蜂窝结构。在初步设计时需兼顾质量比吸能最大和体积比吸能最大两个设计目标。

着陆器基体内部的探测设备在受到长时间较大冲击载荷作用下，会产生破坏，蜂窝结构在冲击初始阶段会产生峰值力，但该峰值力作用时间较短，如果对探测设备进行适当的保护，则可以避免峰值力对设备造成损害。但如果蜂窝冲击平均应力较大，会长时间对探测设备造成大载荷冲击，破坏探测设备。为此在设计蜂窝结构缓冲装置时，要求动态平均应力小于相应裕度下许用安全应力。结合表5-1中着陆器结构相关参数，以及着陆器缓冲装置设计条件，参考Apollo系列着陆器主缓冲装置设计，将主着陆腿内径 $r_m$ 以及主着陆腿安装蜂窝缓冲结构高度 $L_m$ 作为设计变量，六边形蜂窝结构参数也作为优化设计变量。考虑到主着陆腿强度及质量要求，内径 $r_m$ 设计空间取50mm~100mm之间；考虑到着陆星球表面地形复杂，为保证安全着陆，要求着陆器完成着陆后，着陆器基体底面与星球表面距离大于1m，因此主着陆腿长度 $L_m$ 设计空间取900mm~1500mm之间。

综合着陆器缓冲装置设计条件，以及着陆器结构参数，对腿式着陆器用二级蜂窝结构缓冲装置进行基于比吸能最大、平均应力最小、缓冲装置体积最小的结构优化设计。首先对一级缓冲装置进行优化设计，优化设计计算模型为：

$$\begin{aligned}
 \text{Max : } SEA_m &= \frac{20^6 \sigma_0 t}{k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)} - k_1 t}{(tw+lt)\rho_b} \right) \\
 \text{Max : } SEA_v &= \frac{20^6 \sigma_0 t \left( \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)} - k_1 t \right)}{k(l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 \text{Min : } \sigma_m^d &= \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 \text{Min : } V_1 &= \pi r_m^2 L_m / 3 \\
 \text{s.t : } \sigma_m^d &= \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 &\leq \frac{M_L[a]}{4(1+k_s)\pi r_m^2} \\
 E_{L1} &= \frac{20^{-3} \sigma_0 t}{3k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)} - k_1 t}{(tw+lt)\rho_b} \right) L_m \pi r_m^2 \geq 3680 \\
 0.02 &\leq t \leq 0.1 \\
 2 &\leq l \leq 10 \\
 2 &\leq w \leq 10 \\
 15 &\leq \alpha \leq 45 \\
 50 &\leq r_m \leq 100 \\
 900 &\leq L_m \leq 1500
 \end{aligned}$$

式中  $E_{L1}$  ——一级缓冲装置吸收能量总和 (J);

$V_1$  ——一级缓冲装置体积 ( $\text{mm}^3$ )。

选用 NSGA-II 算法对该问题进行优化设计, 设置 NSGA-II 优化算法中种群数量为 48, 迭代代数为 50, 采用算术交叉算法, 交叉概率为 0.9, 交叉分布指数 10, 突变因子系数为 20。优化所得的六边形蜂窝结构参数圆整后为:

$t=0.05\text{mm}$ 、 $l=2\text{mm}$ 、 $w=2\text{mm}$ ， $\alpha=30^\circ$ 。此种规格蜂窝结构质量比吸能为  $15.4\text{kJ/kg}$ 、体积比吸能为  $1.624\text{MJ/m}^3$ 、吸收能量  $E_{L1}=3828\text{J}$ ，满足设计要求。优化所得的缓冲装置直径为  $50\text{mm}$ 、长度为  $900\text{mm}$ ，一级缓冲装置体积为  $2.356\times 10^6\text{mm}^3$ 、一级缓冲装置中蜂窝结构质量为  $0.2485\text{kg}$ 。

主着陆腿内缓冲装置是由一级缓冲装置与二级缓冲装置组合而成。一级缓冲装置结构参数及外型尺寸确定后，主着陆腿长度  $L_m$  与内径  $r_m$  即已选定。在此基础上，对二级缓冲装置进行基于比吸能最大、平均应力最小的结构优化设计，优化设计问题可表示为：

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Max : } SEA_m = \frac{20^6 \sigma_0 t}{k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w) - k_1 t}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w) - k_1 t}}{(tw+lt)\rho_b} \right) \\
 \text{Max : } SEA_v = \frac{20^6 \sigma_0 t \left( \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w) - k_1 t} \right)}{k(l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w)}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 \text{Min : } \sigma_m^d = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 \text{s.t : } \sigma_m^d = \frac{\frac{\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 l + \frac{2\sqrt{3}}{3} \pi \sigma_0 t^2 w}{k \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w (l \cos \alpha (w+l \sin \alpha))}} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t l + \frac{\sqrt{3}}{3} \pi t w}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \\
 \leq \frac{M_L[a]}{(1+k_s) \pi r_m^2} \\
 E_{L2} = \frac{40^{-3} \sigma_0 t}{3k} \left[ 1 + \left( \frac{v_0}{8k_1 D \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w) - k_1 t}} \right)^{\frac{1}{p}} \right] \left( \frac{\sqrt{\frac{\sqrt{3}}{6} \pi t(l+2w) - k_1 t}}{(tw+lt)\rho_b} \right) L_m \pi r_m^2 \geq 10892 \\
 0.02 \leq t \leq 0.1 \\
 2 \leq l \leq 10 \\
 2 \leq w \leq 10 \\
 15 \leq \alpha \leq 45
 \end{array} \right.$$

式中  $E_{L2}$ ——二级缓冲装置吸收能量总和 (J)。

优化所得六边形蜂窝结构参数圆整后为： $\alpha=30^\circ$ 、 $t=0.065\text{mm}$ ， $l=2\text{mm}$ ， $w=2\text{mm}$ 。此种规格蜂窝结构质量比吸能为  $16.99\text{kJ/kg}$ 、吸收能量  $E_{L1}=10978\text{J}$ 、总质量为  $0.6462\text{kg}$ ，满足设计要求。

### 5.4.3 缓冲装置优化设计程序的开发

为了提高腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置优化设计效率，采用 Matlab 软件作为开发平台，开发了月球腿式着陆器缓冲装置优化设计程序。图 5-6 为所开发的优化设计程序的流程图。

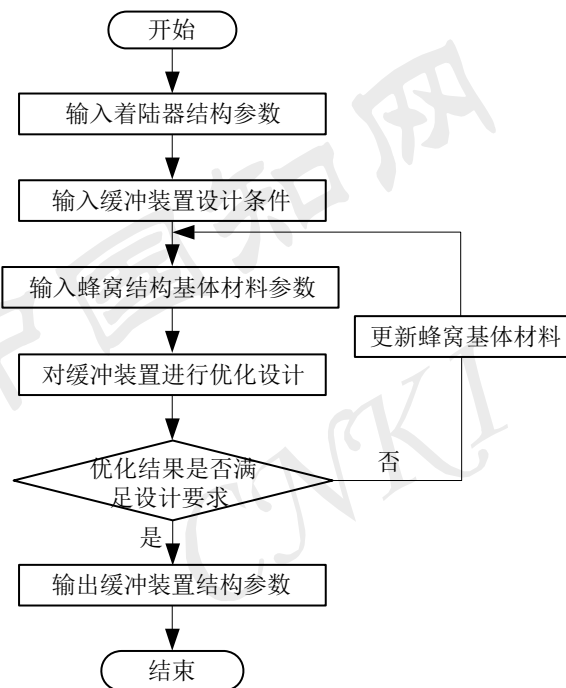


图 5-6 腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置优化设计程序流程图

Fig. 5-6 Flow chart of parametric design program for honeycomb energy absorber

利用该参数化设计程序，需要输入以下几组参数：

(1) **着陆器结构参数** 当着陆器外形结构确定时，着陆器主、辅助着陆腿个数以及着陆器质量和主着陆腿与着陆器之间的夹角等参数信息随即确定，作为设计参数输入到程序中。

(2) **相应设计参数** 设计参数主要为着陆器着陆时的相关信息，包括着陆速度、着陆器缓冲装置可变形长度、设计裕度以及最大许用加速度等信息，通过相关设计参数可以求出相应缓冲装置设计约束条件。

(3) **蜂窝结构基体材料性能参数** 当蜂窝结构基体材料选定后，材料的密度、屈服强度、泊松比等信息就已经确定，作为输入参数用以计算蜂窝结构吸能特性。

使用优化设计程序，无须人工干预，即可以完成对腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置的初步设计工作，同时，该软件还可以提供缓冲装置缓冲性能计算结果。图 5-7 为开发的腿式着陆器蜂窝结构缓冲装置优化设计程序界面图。

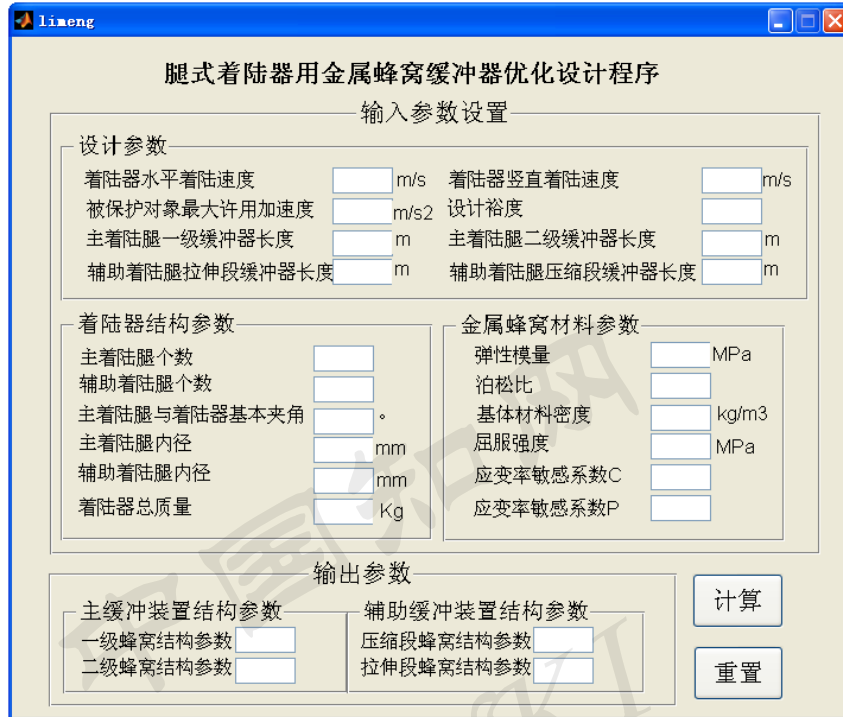


图 5-7 蜂窝结构缓冲装置优化设计程序界面

Fig. 5-7 Interface of parametric design program for honeycomb energy absorber

## 5.5 二级缓冲结构冲击仿真与实验研究

以铝蜂窝为例，受加工工艺的限制，现阶段国外厂家生产铝箔宽度最大为 600mm，而国内厂家只能生产出最大宽度为 300mm 的铝箔。因此，铝蜂窝最大轴向高度为 600mm，考虑到安全性及对着陆器承载能力的要求，在设计着陆腿时，其设计行程可能大于 600mm。目前所生产的铝蜂窝均不能满足设计需求。为此，通常采用多级蜂窝结构串联组合的缓冲方式，这种多级组合式缓冲方式，不但解决了蜂窝结构轴向长度受限的问题，还提高着陆器软着陆过程中的稳定性，并且提高了吸能效率。

### 5.5.1 二级串联缓冲结构有限元模型

在第 4 章中进行了蜂窝结构冲击仿真研究，但该研究只能复现单一蜂窝结构受冲击载荷作用的动态响应，然而腿式着陆器通常采用二级串联式缓冲结构，要求两种不同结构参数的蜂窝结构串联在一起，通过隔板彼此间隔开。

为了研究二级蜂窝结构串联缓冲装置受异面冲击载荷作用的动态响应，为着陆器用缓冲装置提供技术支持，有必要进行串联蜂窝结构冲击仿真研究。

使用有限元软件 Patran 建立串联式蜂窝结构缓冲装置有限元模型(如图 5-8)。与 4.2.3 节仿真模型类似，分析模型置于两个刚性平板之间，其中底层的刚性平板完全固定，模拟在冲击过程中的支撑平台，上层的刚性平板以初始速度下落，对分析模型进行压缩，模拟冲击过程中的锤头。在两级蜂窝结构模型中加入了刚性平板来模拟隔板。选择通用的单面接触和自动接触防止蜂窝结构发生穿透现象。为了模拟蜂窝结构自身之间的摩擦以及蜂窝结构与刚性隔板之间的摩擦，在接触算法中设置蜂窝结构自身接触摩擦系数为 0.1，蜂窝结构与刚性隔板之间的摩擦系数为 0.17。

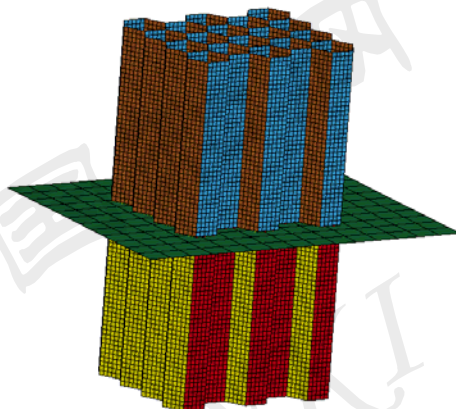


图 5-8 串联式铝蜂窝缓冲结构有限元模型

Fig.5-8 The FE model of series honeycomb structures

仿真中使用的材料模型及材料参数与 4.2.3 节仿真研究中使用的材料模型及参数相同。采用应力-应变曲线的方式对蜂窝结构冲击特性进行研究，应力由蜂窝结构所受载荷与蜂窝结构横截面积相除得到，同样应变由串联蜂窝结构压缩行程除以串联蜂窝结构原有总高度获得。

与单个蜂窝结构冲击仿真相比，串联蜂窝结构冲击仿真前处理阶段的建模工作和计算过程的工作量，基本是单级蜂窝结构冲击仿真的两倍，由于现阶段计算机有限元建模能力的限制，如果人工建立单元数较多的有限元模型，很容易造成计算机无响应情况，因此为了提高建模效率且保证计算精度，有必要对串联式蜂窝结构冲击仿真问题开发参数化建模分析程序，可大大提高建模效率。以 PATRAN 提供的 PCL 语言为开发平台，开发的参数化建模分析程序操作界面如图 5-9 所示。

串联式蜂窝结构缓冲装置可以分为同种规格的蜂窝结构串联和不同种规格串联两种形式，图 5-10 为规格不同的串联蜂窝结构冲击仿真变形过程的应力云图(0604-0404)。从整个变形过程可以看出，串联蜂窝结构缓冲结构较弱一级首先变形，发生屈曲；而强度较高一级则未进入屈服状态，待第一级完



图 5-9 参数化程序用户界面

Fig.5-9 The interface of parametric program

全压实后且冲击应力达到第二级蜂窝结构峰值应力时，二级蜂窝结构进入屈服状态，以塑性变形吸收整个压缩过程的能量。图 5-11 为相同规格蜂窝结构串联冲击仿真变形过程的应力云图(0604-0604)。该图表明同种规格的串联蜂窝缓冲结构受轴向冲击载荷作用时，由于上下两级蜂窝结构规格相同，因此两级蜂窝结构同时进入屈服阶段，通过塑性坍塌吸收能量。

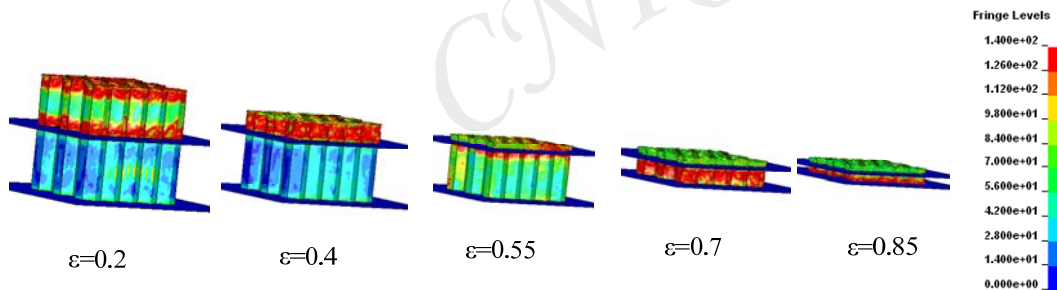


图 5-10 不同规格蜂窝结构冲击仿真变形云图

Fig.5-10 Deformation process of series honeycomb structures

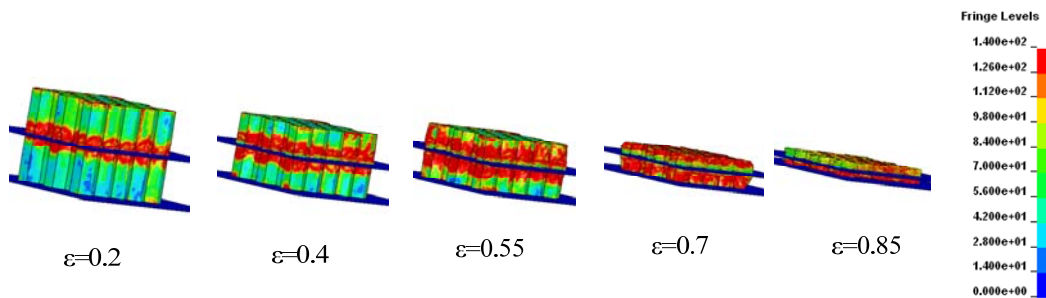


图 5-11 相同规格蜂窝结构冲击仿真变形云图

Fig.5-11 Deformation process with same specifications

### 5.5.2 二级串联蜂窝结构冲击实验研究

为了验证仿真模型的准确性，进行了六组串联蜂窝结构冲击实验研究。实验在室温 23℃、相对湿度 50% 环境下进行，采用 Instron 9350 冲击实验机进行实验。考虑到着陆器着陆工况，取冲击速度为 4m/s 进行冲击实验。为便于分析，将两级蜂窝结构进行编号，以编号为 0604-0404 的实验组合为例，其代表单件试件规格为 0604 和 0404 的蜂窝试件串联组合。六次实验的编号分别为 0604-0404、0604-0604、0404-0404、0604-0505、0404-0505、0505-0505。实验用蜂窝试件选用正六边形铝蜂窝。实验中将串联蜂窝结构缓冲结构置于实验机中，在两层蜂窝结构间加入带孔隔板，既防止了蜂窝结构彼此间相互侵入又消除了孔腔内空气对冲击效果的影响。实验试件组合结构如图 5-12 所示。

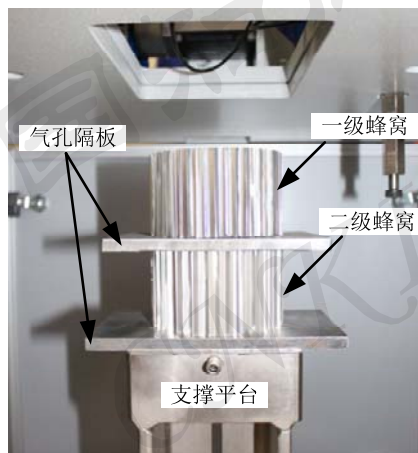


图 5-12 蜂窝结构串联试件组合结构图

Fig.5-12 Experimental instrument of series honeycomb structures with compression

为增加实验的可靠性，对每组实验重复进行五次，平均应力值取五次实验的平均值，通过对实验进行分析，发现每组五次实验的偏差最大不超过 7%，证明了实验的可靠性。

对于不同规格的串联蜂窝结构缓冲结构冲击实验，强度较弱的蜂窝结构首先进入屈服阶段，当蜂窝结构压缩过程接近完成时，即进入密实化阶段后，蜂窝结构所受到的冲击载荷急剧增大，当载荷达到另一级蜂窝结构峰值力时，下层蜂窝结构开始变形，进入冲击载荷稳定的塑性坍塌阶段。图 5-13 为不同规格串联蜂窝结构冲击载荷作用应力-应变曲线图。从图中可以看出，不同规格串联蜂窝结构冲击应力-应变曲线具有 2 个较大的应力峰值。这两个应力峰值分别为单级蜂窝缓冲结构的峰值应力。除此之外应力-应变曲线中有 2 个较为明显的平台阶段，该阶段为单级蜂窝缓冲结构的塑性坍塌阶段，在此阶段

蜂窝结构通过蜂窝壁的塑性叠缩吸收能量,是蜂窝缓冲结构的主要吸能阶段。

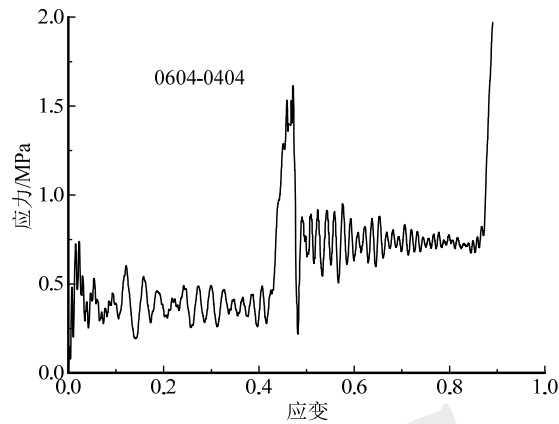


图 5-13 不同规格蜂窝结构串联冲击实验应力-应变曲线图

Fig.5-13 Stress-strain curve of series honeycomb structures with different specifications

图 5-14 为相同规格蜂窝缓冲结构串联冲击实验应力-应变曲线图。该图表明: 相同规格蜂窝试件串联冲击实验中每级试件的平均应力基本相同, 试件的峰值应力相差不多, 这是因为每个试件的随机性很大, 两个试件不可能完全一致, 因此会产生略微的差异。

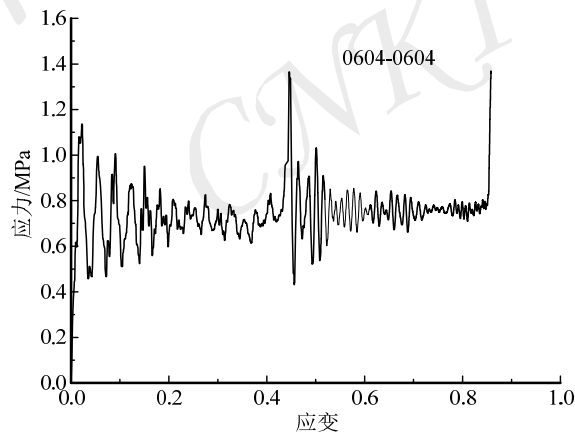


图 5-14 相同规格蜂窝结构串联冲击实验应力-应变曲线图

Fig.5-14 Stress-strain curve of series honeycomb structures with same specifications

### 5.5.3 仿真与实验结果对比分析

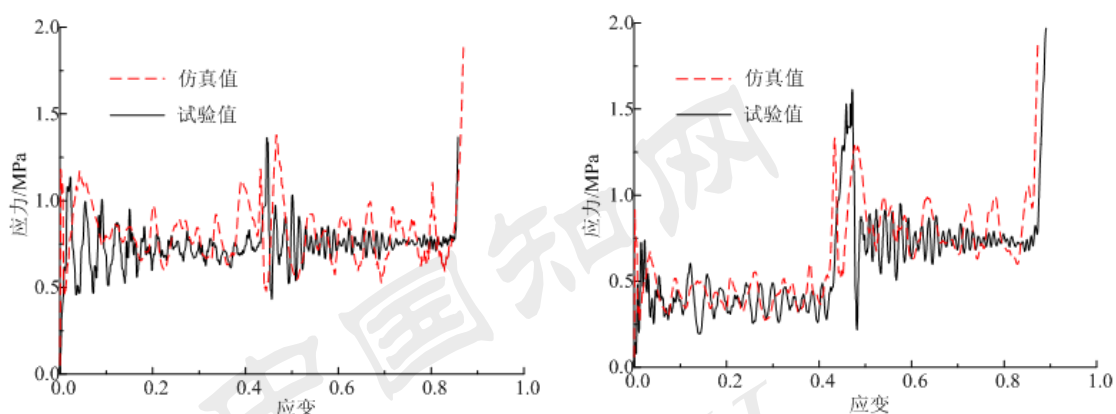
平均应力是衡量蜂窝结构缓冲装置吸能能力的重要指标。在设计缓冲装置时, 可根据该值推算出缓冲装置总吸能量。通过研究冲击应力-应变曲线结果, 可求出不同组合蜂窝结构各级平均应力值。表 5-3 包含了串联蜂窝结构各级平均应力仿真值与实验值。

表 5-3 串联蜂窝结构各级平均应力值

Table5-3 Mean stress of series honeycomb structures under impact load

编号	0604-0404	0604-0604	0404-0404	0604-0505	0404-0505	0505-0505
仿真值(MPa)	0.834-0.423	0.831-0.841	0.421-0.417	0.82-0.451	0.432-0.468	0.459-0.466
实验值(MPa)	0.798-0.414	0.793-0.812	0.413-0.417	0.812-0.413	0.404-0.411	0.404-0.424

图 5-15 为两种规格串联蜂窝结构缓冲装置冲击仿真与实验应力-应变曲线对比图。该图表明仿真结果与实验结果波动趋势基本一致，仿真可以很好的模拟串联蜂窝结构受冲击载荷作用的动态响应。



a) 相同规格(0604-0604)

b)不同规格(0604-0404)

a)same specifications(0604-0604)

b)different specifications(0604-0404)

图 5-15 串联蜂窝结构冲击仿真与实验应力-应变曲线对比图

Fig.5-15 Comparison of experimental and numerical stress-strain curve of series honeycomb structures

表 5-3 表明平均应力的实验值要略低于仿真值，而图 5-15 中仿真与实验应力-应变曲线在弹性阶段吻合较差。

发生这种现象的主要原因是在进行实验时，由于中间加有隔板，上下两级的蜂窝试件对中困难，使两者中心并未重合。图 5-16 串联蜂窝结构冲击实验对中偏差示意图。

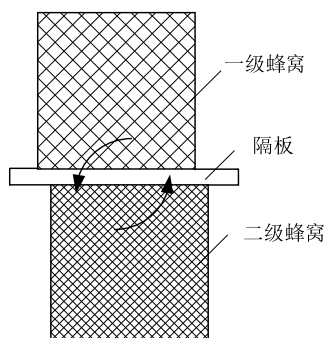


图 5-16 串联蜂窝结构冲击实验对中偏差示意图

Fig.5-16 Sketch of aligned bias series honeycombs under crash test

在进行冲击实验时，因中心未对齐而导致上下两级蜂窝结构的错位，使整个串联系统受到一个力矩的作用，因此蜂窝结构在受到异面冲击载荷时不但发生异面变形，在共面方向上同时发生变形，使得异面方向的平均应力和峰值应力有所削弱，是造成实验值略低于仿真值的主要原因。

此外通过仿真与实验研究发现，两级强度不同蜂窝的上下位置关系即布设关系，对二级串联蜂窝结构吸能特性没有影响。

## 5.6 腿式着陆器软着陆过程动力学仿真

针对图 1-14 中着陆器样机模型，在多体系统动力学软件 ADAMS 中建立着陆器虚拟样机模型。ADAMS 软件是航空航天领域常用的虚拟样机分析软件，其建模与求解主要基于第一类拉格朗日方程，即以微分-代数混合方程组的形式对多体系统动力学模型进行建立及分析。基于 ADAMS 平台建立着陆器虚拟样机模型，可较为真实的复现着陆器软着陆过程。

### 5.6.1 动力学仿真模型

腿式着陆器动力学仿真模型主要分为三个部分：着陆器基体框架模型、着陆腿系统及缓冲装置模型和星球表面环境模型。图 5-17 为着陆器基体仿真模型图。着陆器基体框架采用八棱柱式结构，外表面通过桁架结构与主着陆腿相连接。在着陆器基体内，设置一个负载模型，可以模拟用于星球探测的探测车及相应科学仪器，负载模型与基体结构相固连，通过调整负载模型的位置和质量来模拟不同的搭载配置。本文进行的着陆器软着陆虚拟样机仿真研究，主要用于验证缓冲装置的有效性，因此不考虑着陆器基体结构弹性变形对缓冲效果的影响，将着陆器基体模型视为刚体模型，同时不计剩余燃料晃动，假设着陆舱内部有效载荷固定不动。

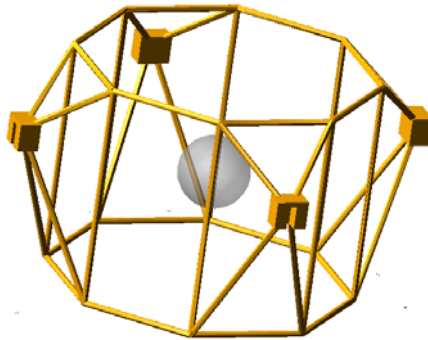


图 5-17 着陆器基体模型

Fig.5-17 Base module model of lander

主着陆腿与辅助着陆腿模型图如图 5-18 所示，主、辅助着陆腿的外筒与

内筒和足垫均视为刚体。主着陆腿与基体通过旋转铰连接，主、辅助着陆腿间以圆柱副连接，主着陆腿与足垫间以球铰连接。

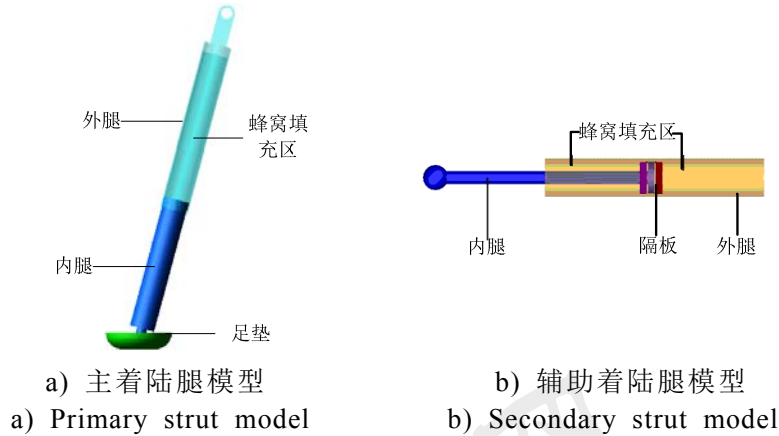


图 5-18 软着陆机构着陆腿及缓冲装置模型

Fig.5-18 Primary and secondary struts and buffers mode

由于 ADAMS 软件不适宜研究大变形问题，因此缓冲装置用蜂窝结构无法通过类似于有限元建模方法引入，通常 ADAMS 中建立缓冲装置模型是通过等效弹簧阻尼进行模拟的，然而等效弹簧阻尼难以确定合适的弹簧刚度与阻尼值以模拟蜂窝结构的异面力学特性，且无法充分体现蜂窝结构的单向多级压缩特性。在前节中对二级蜂窝结构缓冲装置受冲击载荷作用进行了仿真研究，通过仿真研究可求得二级缓冲装置应力-应变曲线，由于着陆腿内安装蜂窝结构空间已知，因此可以计算出着陆腿内蜂窝结构缓冲力与着陆腿受压变形之间的关系。

由于着陆器样机模型着陆腿内安装蜂窝缓冲结构的的空间已经确定，因此选用 5.4.2 节中基于比吸能最大的二级蜂窝缓冲装置优化结果作为着陆器用二级缓冲装置。图 5-19 为仿真采用的腿式着陆器用二级蜂窝结构缓冲装置缓冲-位移特性曲线。

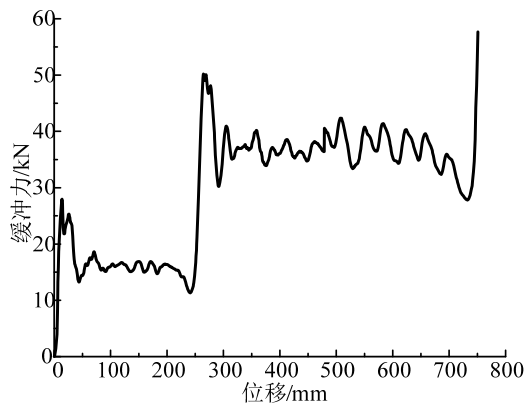


图 5-19 着陆器缓冲装置缓冲力-变形曲线

Fig.5-19 Impact load-deformation curve of energy absorber used in lander

在主着陆腿内部设置一作用力,作用点分别位于主着陆腿内腿与外腿上。当着陆器与星球表面接触时主着陆腿内外腿之间会产生相对位移,当相对位移大于0时,作用于主着陆腿内模拟缓冲装置的作用力开始工作,选择图5-19中载荷-位移曲线作为内腿与外腿间相互作用力与相对位移之间的对应关系。

本文研究的着陆器主要以月球腿式着陆器为研究对象,设计着陆器在月球表面进行软着陆,因此系统重力环境设为 $g/6$ ,其中 $g$ 为地球表面重力加速度。本文进行着陆器软着陆过程仿真的目的,主要是验证设计的缓冲装置缓冲吸能效果,因此仅对坡度为0的月球环境软着陆进行仿真。

### 5.6.2 理想着陆模式虚拟样机缓冲实验

前文中涉及到腿式着陆器理想的着陆条件,即着陆器4腿同时着陆在平缓的月球表面。此种着陆姿态是设计和验证二级缓冲装置的重要工况,因此有必要对理想着陆姿态着陆时,缓冲装置的缓冲效果进行虚拟样机仿真验证。设置着陆器着陆时水平速度为0,竖直方向速度为4m/s。图5-20为着陆器足垫在着陆过程中受到的冲击力随时间变化曲线。

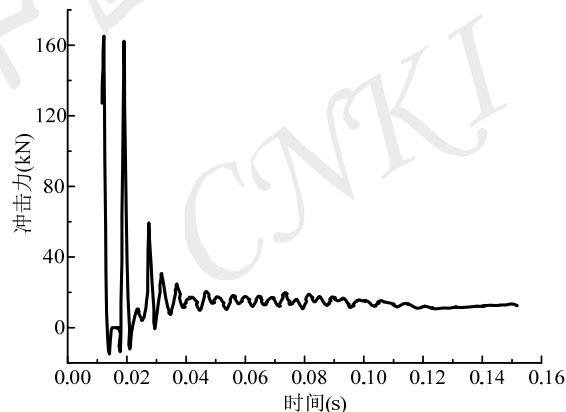


图 5-20 着陆器足垫冲击力曲线

Fig.5-20 Impact curve of footpad

从图中可以看出,在初始阶段时冲击力较大,最大冲击力超过了160kN。但随着时间的推移,着陆器缓冲装置开始工作,由于着陆器足垫整体受力平衡,此时着陆器足垫受到的冲击力与缓冲力在冲击方向上的分量相接近,约为16kN。为验证缓冲装置对冲击力隔离效果的有效性,测量仿真中着陆器主着陆腿与着陆器基体连接处冲击力。

图5-21为仿真着陆过程,着陆器基体与主着陆腿连接处受到的冲击力随时间变化曲线。从该图中可以看出,连接处受到的冲击力与缓冲装置缓冲力基本相同,证明在冲击过程中缓冲装置对着陆器基体起到保护作用。与图5-20中足垫受到的冲击力相比,基体与主着陆腿连接处的冲击力在初始阶段中虽

然存在峰值力，但最大峰值力小于 30kN，比足垫受到最大冲击力的 20%还要小，这表明着陆器着陆过程中缓冲装置对冲击力起到了有效的隔离作用。

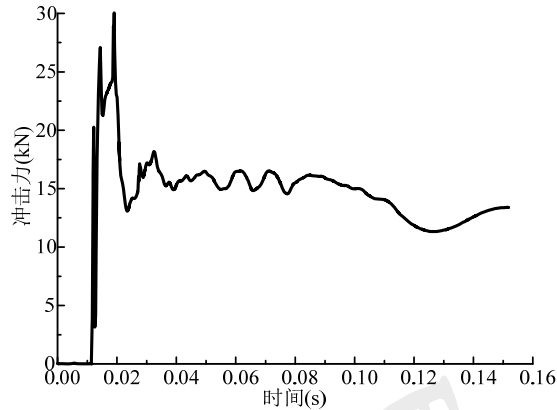


图 5-21 基体与着陆腿连接处冲击力曲线

Fig.5-21 Impact curve between landing leg and mainbody

图 5-22 为仿真着陆过程，着陆器基体质心受到的冲击加速度随时间变化曲线。该图表明：由于进行理想着陆姿态软着陆，设计的缓冲装置只有一级缓冲装置工作，这与实际设计目的相同。着陆器着陆初期，产生一较大的峰值加速度，但该冲击加速度小于许用冲击加速度。证明了一级缓冲装置设计的有效性，且着陆器基体冲击加速度波动较小，证明着陆器受到的冲击力相对变化较小，满足缓冲装置的缓冲吸能效果优良且缓冲力平稳的设计要求。

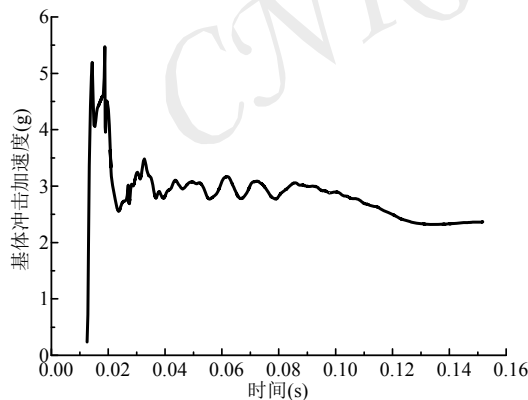


图 5-22 着陆器质心加速度历史曲线

Fig.5-22 Lander center of mass's acceleration history curve

### 5.6.3 “1-2-1” 模式虚拟样机缓冲实验

在进行缓冲装置设计时，“1-2-1”着陆模式是另一重要着陆姿态。在 5.3.2 节中对该模型进行了详细的介绍。为了验证优化后着陆器缓冲装置的缓冲效果，本节对着陆器进行“1-2-1”着陆模式的虚拟样机缓冲实验，设置着陆时着陆器水平速度为 0，竖直方向速度为 4m/s。图 5-23 为着陆器“1-2-1”着陆模式各着陆姿态图。在仿真开始时，首个着陆腿与月球表面接触，单腿内一

级缓冲装置起缓冲作用，当 0.1s 时着陆器另外两腿与月球表面接触，随后在 0.14s 时全部着陆腿都与月面接触，所有蜂窝结构缓冲装置都发挥缓冲作用，在 0.22s 时冲击能量被完全吸收，着陆器稳定着陆。

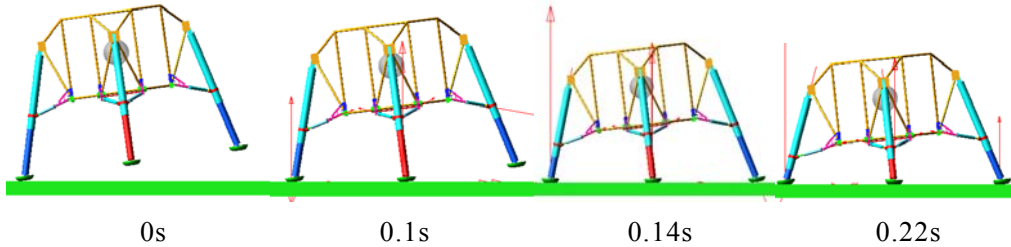


图 5-23 “1-2-1”模式着陆器着陆过程姿态图

Fig.5-23 Attitude of lander during 1-2-1 landing mode

为方便分析将着陆器足垫与主着陆腿进行编号：将首个与月球表面接触的足垫和主着陆腿编号为 1 号，对另外两个同时与月面接触的足垫和主着陆腿编号为 2、3 号，将最后与月面接触的足垫及着陆腿编号为 4 号。图 5-24 为着陆器足垫在软着陆过程中受到的冲击力历史曲线。

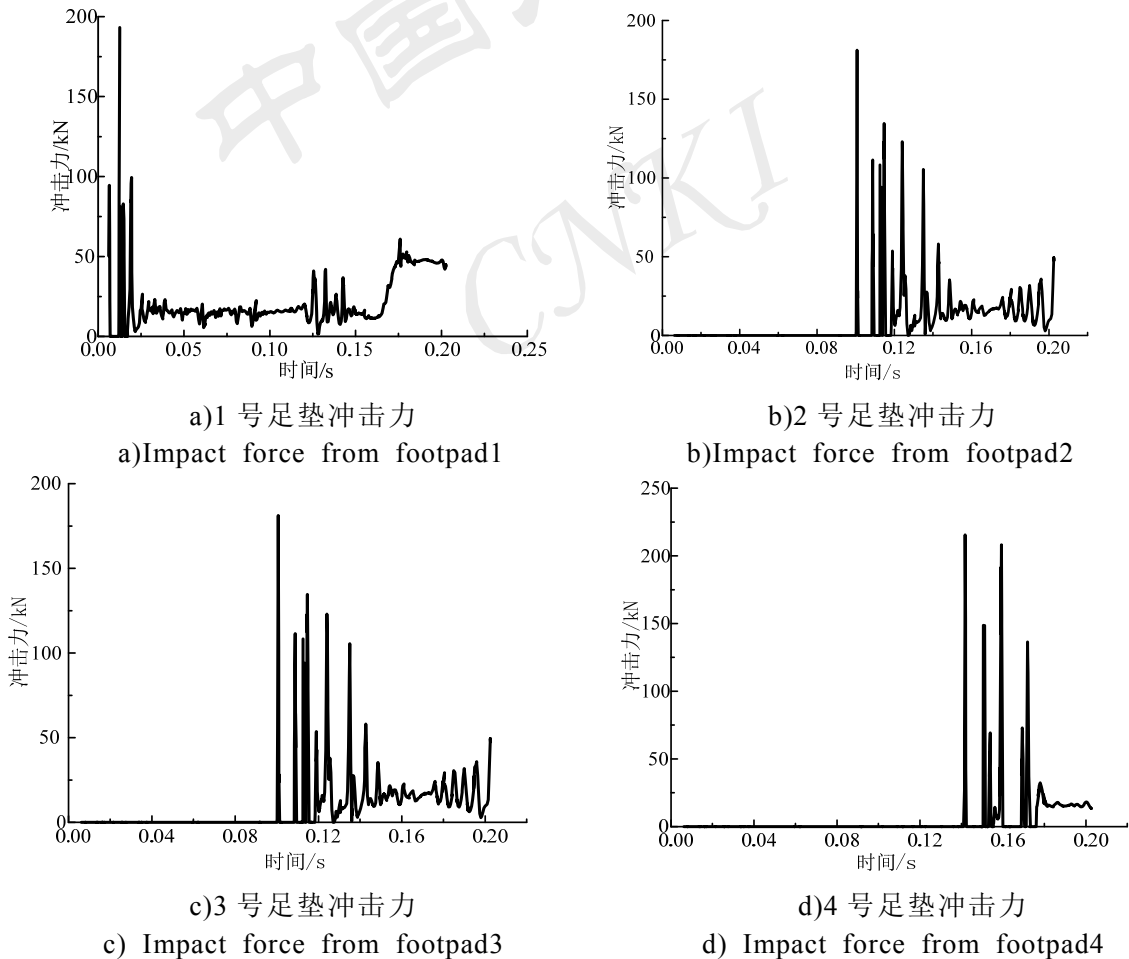


图 5-24 着陆足垫冲击力历史曲线

Fig.5-24 Impact force history curve for foot pad

从图中可以看出全部足垫在冲击开始过程中都存在较大的冲击力，其中4号足垫受到的初始冲击力最大，大约为220kN。当缓冲装置开始工作时，足垫所受冲击力逐渐变的平稳。由于着陆器结构的对称性及“1-2-1”着陆模式的特点，2、3号足垫受到的冲击力基本相同。

图 5-25 为着陆器软着陆过程中，四个主着陆腿对基体冲击力的历史曲线图。从图中可以看出：由于着陆器结构的对称性以及“1-2-1”着陆模式的特点，2、3号着陆腿对基体的冲击力基本相同；基体在着陆腿与月球表面初始接触时会受到较大冲击力，但随着缓冲装置开始工作，冲击力趋于稳定且冲击力值较低。

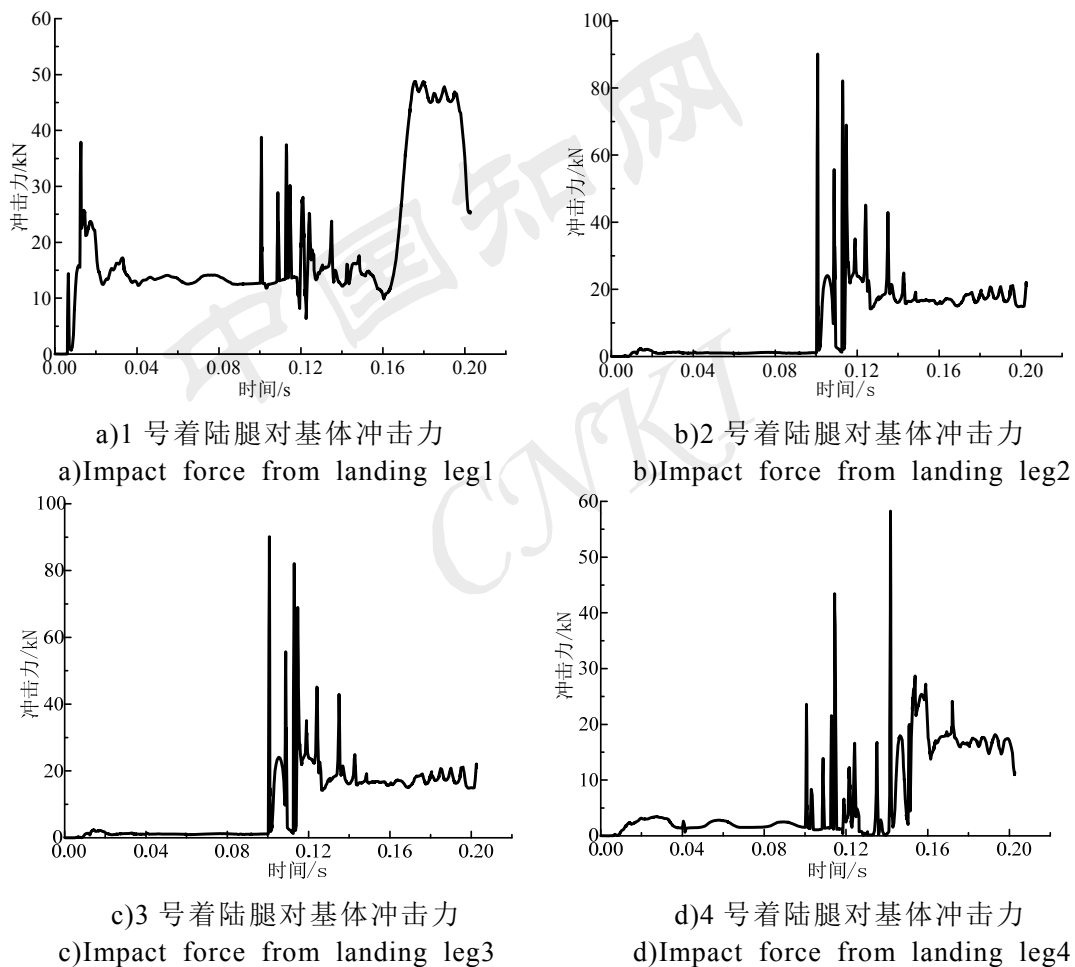


图 5-25 着陆腿对基体冲击力历史曲线

Fig.5-25 Impact force history curve between lander's leg base body

表 5-4 为着陆器基体所受最大初始冲击力  $F_m$  与足垫所受最大初始冲击力  $F_p$  对比表。为便于比较分析，该表中还列出了两种最大初始冲击力比值  $k_b$ 。从表中可得，基体所受最大初始冲击力远小于足垫所受最大初始冲击力，通过使用缓冲装置，有效的隔离 50%~80%的冲击力。

表 5-4 足垫冲击力与基体冲击力对比表

Table 5-4 Table of impact load for footpad and base body

	1号着陆腿	2号着陆腿	3号着陆腿	4号着陆腿
$F_m/\text{kN}$	38	90	90	57
$F_p/\text{kN}$	193	181	181	215
$k_b$	19.7%	50%	50%	26.5%

图 5-26 为“1-2-1”着陆模式着陆器基体冲击加速度曲线图。该图中冲击加速度波动较大，这是因为在此着陆模式下着陆腿与月球表面接触次数较多，在着陆腿与月面初始接触阶段会产生一系列波动较大的冲击力，在整个着陆过程中的三个不同时间点上，共有四组波动较大的冲击力作用在着陆器基体上，使得基体冲击加速度波动较大。但所有的冲击加速度都小于许用冲击加速度，证明缓冲装置起到了有效的缓冲吸能效果。整个冲击加速度历史曲线可分为三个阶段：第一阶段时间为 0~0.1s，此阶段只有 1 号着陆腿内的一级缓冲装置起到缓冲吸能作用；第二阶段时间为 0.1s~0.15s，此阶段中 2、3 号着陆腿与月面接触，着陆器基体受到三个着陆腿内缓冲装置共同作用，由于着陆初期冲击力波动较大，使得着陆腿基体冲击加速度在此区间波动最大；第三阶段时间为 0.15s~0.22s，此阶段四个着陆腿全部与月面接触，为着陆器基体提供稳定的缓冲力。除此之外，与 NASA 进行的腿式着陆器着陆实验研究相比，在冲击加速度趋势上基本相同，证明了本仿真的正确性<sup>[26]</sup>。

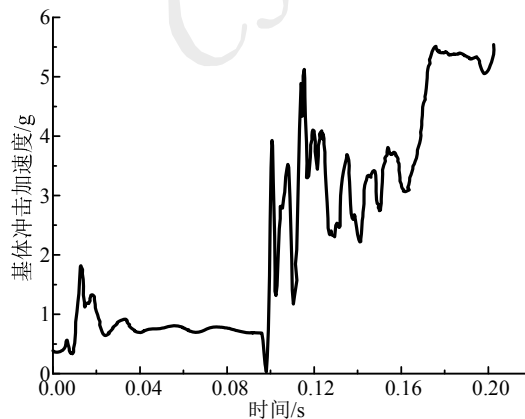


图 5-26 “1-2-1”模式着陆器质心加速度历史曲线

Fig.5-26 Lander center of mass's acceleration history curve for 1-2-1 mode

## 5.7 本章小结

在基于腿式着陆器缓冲装置轻量化及小型化设计要求，对着陆器二级串联缓冲装置进行优化设计，并进行仿真验证，主要进行工作如下：

(1) 考虑着陆器缓冲装置设计效率和设计成本, 提出了着陆器缓冲装置设计流程。分析了腿式着陆器的结构形式和典型着陆姿态, 提出了腿式着陆器缓冲装置设计条件。

(2) 对哈尔滨工业大学宇航空间机构及控制研究中心研制的着陆器样机进行缓冲装置优化设计, 并开发了腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置优化设计程序, 实现了着陆器缓冲装置设计的自动化。进行了基于比吸能最大的二级主缓冲装置吸能特性优化设计, 得到了吸能特性最佳的蜂窝结构组合。

(3) 建立了串联二级蜂窝结构冲击仿真有限元模型, 该模型可较为真实地复现二级串联蜂窝结构受冲击载荷作用的动态响应。

(4) 建立了着陆器软着陆虚拟样机模型, 将优化所得的缓冲装置载荷-位移曲线加载到虚拟样机模型中, 针对不同着陆模式进行软着陆仿真以验证缓冲装置缓冲效果。仿真结果表明, 所设计的缓冲装置在不同着陆模式下着陆器基体冲击加速度小于许用冲击加速度且具有良好的缓冲效果, 验证了缓冲装置的缓冲特性。

## 结 论

随着美国揭开新一轮探月高潮，世界各航天大国都制定了相应的月球探测计划。虽然我国“嫦娥”一期探月计划工程已经顺利完成，但我国在星球探测领域至今还没有成功实施软着陆的经验可以借鉴。着陆器缓冲装置作为星球探测任务能否成功的关键，开展星球着陆器缓冲装置相关技术的研究意义重大。

本文结合我国月球探测计划二期、三期目标，开展了腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置吸能特性及着陆器软着陆动力学仿真研究，取得的主要研究成果如下：

(1) 针对六边形蜂窝结构的对称性，以蜂窝 Y 型胞元为研究对象，基于塑性铰模型基本假设，分别采用屈雷斯佳屈服准则和米塞斯屈服准则建立了六边形蜂窝结构准静态异面压缩载荷作用下平均应力的理论模型，推导出平均应力和塑性铰长度理论计算公式。建立了六边形蜂窝结构准静态异面压缩载荷作用下峰值应力的理论模型，推导出峰值应力的理论计算公式。对 9 种不同规格铝蜂窝进行准静态异面压缩实验研究，验证了本文分析模型的正确性。研究表明本文推导的平均应力和峰值应力计算公式与现有的计算公式相比计算精度显著提高。

(2) 对六边形蜂窝结构受冲击载荷作用的吸能特性进行了理论、仿真与实验研究。基于薄板弯曲理论建立了不同冲击速率条件下六边形蜂窝结构动态平均应力理论模型，在此基础上对六边形蜂窝结构质量比吸和体积比吸能进行理论建模，分析了不同蜂窝结构参数对蜂窝结构动态吸能特性的影响。建立了冲击载荷作用下六边形蜂窝结构动态吸能特性分析有限元模型，通过有限元仿真验证了理论分析模型的正确性。使用冲击实验机对 9 种不同规格的正六边形铝蜂窝的动态吸能特性进行冲击实验研究，实验结果与理论计算值和仿真结果对比，验证了理论模型与有限元分析模型的准确性。为拓展蜂窝结构在缓冲吸能领域的应用，分析了冲击载荷作用下蜂窝孔隙内气体对蜂窝结构动态平均应力的影响，推导了考虑孔隙内气体影响的蜂窝结构动态平均应力公式，通过实验研究验证了理论分析的正确性。

(3) 建立了冲击载荷作用下不同拓扑蜂窝结构有限元分析模型，开发了不同拓扑蜂窝结构参数化建模程序，提高了仿真分析效率。建立了不同蜂窝结构吸能特性数学模型，该模型具有较高的计算精度，通过该模型可以对蜂窝结构吸能特性进行准确预测。对蜂窝相对密度对吸能特性的影响进行了分析，蜂

窝结构吸能特性受拓扑结构和相对密度影响较大, 拓扑结构相近的蜂窝结构, 吸能特性相差较小, 且蜂窝结构吸能特性具有随相对密度增加而增大的特点, 在相对密度相同时, 正六边形蜂窝结构有较好的吸能效果。对相同峰值应力条件下, 蜂窝结构比吸能特性进行比较分析, 分析表明: 正六边形蜂窝结构质量比吸能和体积比吸能最大, 但当峰值应力小于 3.25MPa 时, 错位正方形蜂窝结构体积比吸能略大于正六边形蜂窝结构体积比吸能。

(4) 考虑着陆器缓冲装置小型化与轻量化设计目标, 提出了着陆器缓冲装置设计流程。分析了腿式着陆器的结构形式和典型着陆姿态, 以哈尔滨工业大学研制的着陆器样机为研究对象进行缓冲装置优化设计, 并开发了腿式着陆器用蜂窝结构缓冲装置优化设计程序, 进行了基于比吸能最大的二级主缓冲装置优化设计, 得到了吸能特性最佳的蜂窝结构组合。建立了串联二级蜂窝结构冲击仿真有限元模型, 用于模拟腿式着陆器多级缓冲装置缓冲效果, 并通过实验验证了有限元模型的准确性。建立了着陆器软着陆动力学仿真模型, 针对不同着陆模式进行软着陆仿真以验证缓冲装置缓冲效果。仿真结果表明, 所设计的缓冲装置满足设计要求且具有良好的缓冲吸能效果。

主要创新性研究成果如下:

(1) 建立了六边形蜂窝结构准静态压缩异面平均应力和异面峰值应力数学模型, 经实验验证数学模型的准确性, 为六边形蜂窝结构缓冲装置设计提供依据。

(2) 分别建立了冲击载荷作用下, 六边形蜂窝结构动态平均应力、质量比吸能以及体积比吸能的数学模型, 揭示了不同蜂窝结构参数对吸能特性的影响, 以及蜂窝吸能特性随冲击速度的变化规律, 实验与仿真结果验证了模型的正确性。

(3) 建立了五种不同拓扑蜂窝结构吸能特性的数学模型, 应用上述模型对比了不同蜂窝结构在相同峰值应力条件下的吸能特性。

(4) 对四腿式着陆器缓冲装置进行了多目标优化设计, 建立了腿式着陆器软着陆过程动力学仿真模型, 对着陆器两种极限着陆模式进行了软着陆动力学仿真研究, 验证了优化设计所得缓冲装置具有较好的缓冲性能。

考虑到蜂窝结构基体材料的多样性, 以及着陆星球表面环境的复杂性, 作者认为可进一步开展以下工作:

(1) 应考虑星球表面土壤对着陆器缓冲装置吸能特性的影响, 结合土壤力学性能, 对蜂窝结构缓冲装置吸能特性进行研究。

(2) 应对不同材料蜂窝结构吸能特性进行研究, 找寻吸能效果最佳的蜂窝结构基体材料。

## 参考文献

- [1] 熊盛青. 月球探测与研究进展[J]. 国土资源遥感, 2009, 21 (4) :1-7.
- [2] 郑伟, 许厚泽, 钟敏, 等. 月球探测计划研究进展[J]. 地球物理学进展, 2012, 6: 2296-2307.
- [3] J O Bruns, W W Mendell. Future Astronomical Observatories on the Moon. NASA CP 2489, 1989, 1-22.
- [4] B H Foing. The Moon as a Platform For Astronomy and Space Science[J]. Advance in Space Research, 1996, 18 (11): 17-23.
- [5] R J Laurance. ESA Study for the First Lander/Rover Mission: A Precursor Mission to the Moon[J]. Advance in Space Research, 1996, 18(11): 125-127.
- [6] M Novara, D Kassing. The Leda Mission: Exploration Opportunities Prompted by a Return to the Moon[J]. Advance in Space Research, 1997, 19 (10): 1629-1635.
- [7] R C Parkinson. The Use of System Models in the EuroMoon Spacecraft Design[J]. Acta Astronautica, 1999, 44 (7): 437-443.
- [8] 彭兢, 黄昊, 向开恒, 等. 月球无人采样返回任务概念设想[J]. 航天器工程, 2010, (5): 99-104.
- [9] 欧阳自远, 李春来, 邹永廖, 等. 月球探测的进展与我国的月球探测[J]. 中国科学基金. 2003, 17 (4): 193-197.
- [10] 邹永廖, 欧阳自远, 李春来. 月球探测与研究进展[J]. 空间科学学报, 2000, 20 (10): 93-104.
- [11] John Elliott, Leon Alkalai. Lunette: A low-cost concept enabling multi-lander lunar science and exploration missions[J]. Acta Astronautica, 2010, 66 (1): 269-278.
- [12] 刘荣强, 罗昌杰, 王闯, 等. 腿式着陆器用缓冲器缓冲性能及其评价方法研究[J]. 宇航学报, 2009, 30 (3): 1179-1188.
- [13] 刘荣强, 罗昌杰, 王闯, 等. 腿式着陆器缓冲材料缓冲特性及其表征方法研究[J]. 宇航学报, 2009, 30 (2): 786-794.
- [14] 罗昌杰. 腿式着陆缓冲器的理论模型及优化设计研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010: 27-30.
- [15] Ze-mei ZHANG, Hong NIE, Jin-bao CHEN, et al. Investigation on the Landing-Impact Tests of the Lunar Lander and the Key Technologies[J].

- Journal of Astronautics, 2011, 32 (2): 265-274.
- [16] U. J. Blancbard. Full-scale Dynamic Landing-impact Investigation of a Prototype Lunar Module Landing Gear. NASA, TN D-5029, 1969: 1-41.
- [17] 王闯, 刘荣强, 邓宗全, 等. 月球着陆器着陆过程动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2008, 34(4): 381-385.
- [18] 黄淼, 聂宏, 陈金宝. 基于 ADAMS 的载人月球车性能分析[J]. 科学技术与工程, 2010, 20: 5000-5004.
- [19] Qing Lin, Hong Nie, Jin-Bao CHEN, et al. Soft Landing Impact Simulation of Lunar Lander[J]. 中国空间科学技术, 2011, 31 (5): 70-75.
- [20] Bruce Hapke. Surveyor I and Luna IX pictures and the Lunar soil[J]. Icarus, 1967, 6 (1): 254-269.
- [21] Richard J Williams, Everett K Gibson. The origin and stability of lunar goethite, hematite and magnetite[J]. Earth and Planetary Science Letters, 1972, 17 (1): 84-88.
- [22] John F McCauley, David H Scott. The geologic setting of the Luna 16 landing site[J]. Earth and Planetary Science Letters, 1972, 13 (2): 225-232.
- [23] 陈金宝, 聂宏, 柏合民, 等. 月球探测器软着陆缓冲机构发展综述[C]. 中国宇航学会深空探测技术专业委员会第三届学术会议论文集, 2006, 56-61.
- [24] Stanley P, Weiss. Apollo experience report-Lunar module structural subsystem. NASA TN D-7084, 1973: 1-22.
- [25] Michael Raftery, Todd Fox. The crew exploration vehicle (CEV) and the next generation of human spaceflight[J]. Acta Astronautica, 2007, 61 (1): 185-192.
- [26] Ulysse J Blanchard. Evaluation of a full-scale lunar-gravity simulator by comparison of landing-impact tests of a full-scale and a 1/6-scale model. NASA TN-4474, 1968: 1-16.
- [27] U. J. Blancbard. Full-scale Dynamic Landing-impact Investigation of a Prototype Lunar Module Landing Gear. NASA TN D-5029, 1969: 1-41.
- [28] Mark Williamson. Return to the moon[J]. Space & Communications. 1998, 14 (3): 23-27.
- [29] RC Parkinson. The use of system models in the EuroMoon spacecraft design. Acta astronautica[J]. 1999, 44 (7): 437-443.
- [30] Wubbo J Ockels, EuroMoon 2000. A plan for a European Lunar South Pole

- Expedition. *Acta astronautica*[J]. 1997, 41 (4): 579-583.
- [31] 王闯, 邓宗全, 高海波, 等. 国内外月球着陆器研究状况[J]. *导弹与航天运载技术*, 2006, 4: 31-36.
- [32] T Okada, S Sasaki, T Sugihara, et al. Lander and rover exploration on the lunar surface: A study for SELENE-B mission[J]. *Advances in Space Research*, 2006, 37 (1): 88-92.
- [33] Tanaka S, Shiraishi H, Kato M, et al. The science objectives of the SELENE-II mission as the post SELENE mission[J]. *Advances in Space Research*, 2008, 42(2): 394-401.
- [34] S Sasaki, T Kubota, M Ohtake, et al. Rover-Lander Exploration On The Lunar Surface By Selene-B: A Crater's Central Peak-Window To The Lunar Interior[C]. *Twenty-Fourth International Symposium on Space Technology and Science*, Miyazaki: 2004: 836-839.
- [35] Ichirou Nakatani, Kohtaro Matsumoto, Tatsushi Izumi. SELENE-B: Proposed Lunar Mission with Lander and Rover. *Proc. of the 7th Int. Symp. on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space*, Pasadena, U.S.A. 2003, 137-142.
- [36] Carlos Y Villalpando, Andrew E Johnson, Raphael Some, et al. Investigation of the Tiler processor for real time hazard detection and avoidance on the Altair lunar lander[C]. *Aerospace Conference*, 2010 IEEE: 1-9.
- [37] Lawrence J Prinzell III, Lynda J Kramer, Robert M Norman, et al. Synthetic and Enhanced Vision System for Altair Lunar Lander[C]. *15th International Symposium on Aviation Psychology*, Dayton. 2009, 1-6.
- [38] Eric Mueller, Karl D Bilimoria, Chad Frost. Effects of control power and inceptor sensitivity on lunar lander handling qualities[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*. 2011, 48 (3): 454.
- [39] AO Nier, Michael B McElroy. Composition and structure of Mars' upper atmosphere: Results from the neutral mass spectrometers on Viking 1 and 2[J]. *Journal of Geophysical Research*, 1977, 82 (28): 4341-4349.
- [40] Alan B Binder, Raymond E Arvidson, Edward A Guinness, et al. The geology of the Viking Lander 1 site[J]. *Journal of Geophysical Research*. 1977, 82 (28): 4439-4451.
- [41] TJ Ringrose, MC Towner, JC Zarnecki. Convective vortices on Mars: A reanalysis of Viking Lander 2 meteorological data, sols 1 - 60[J]. *Icarus*,

- 2003, 163 (1): 78-87.
- [42] Tabatha Lynn Heet, RE Arvidson, SC Cull, et al. Geomorphic and geologic settings of the Phoenix lander mission landing site[J]. *Journal of Geophysical Research*, 2009, 114 (E1): 1991-2012.
- [43] Nathan B Drake, Leslie K Tamppari, R David Baker, et al. Dust devil tracks and wind streaks in the North Polar Region of Mars: A study of the 2007 Phoenix Mars Lander Sites[J]. *Geophysical research letters*, 2006, 33 (19): 77-91.
- [44] Desai P N, Prince J L, Queen E M, et al. Entry, Descent, and Landing Performance of the Mars Phoenix Lander[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2011, 48(5): 798-808.
- [45] K Wittmann, B Feuerbacher, S Ulamec, et al. Rosetta lander in situ characterization of a comet nucleus[J]. *Acta astronautica*, 1999, 45 (4): 389-395.
- [46] S Ulamec, J Block, M Fenzi, et al. RoLand: A long-term lander for the Rosetta mission[J]. *Space Technology*, 1997, 17 (1): 59-64.
- [47] Karl-Heinz Glassmeier, Hermann Boehnhardt, Detlef Koschny, et al. The Rosetta mission: flying towards the origin of the solar system[J]. *Space science reviews*, 2007, 128 (1): 1-21.
- [48] J-P Bibring, Helmut Rosenbauer, Hermann Boehnhardt, et al. The Rosetta Lander ("Philae") investigations[J]. *Space science reviews*, 2007, 128 (1): 205-220.
- [49] S Ulamec, B Feuerbacher, D Moura, et al. Rosetta Lander- Exploring a comet's surface[C]. 53rd International Astronautical Congress of the International Astronautical Federation(IAF), Houston, TX, 2002, 1: 718.
- [50] Klaus J Seidensticker, Dirk Möhlmann, Istvan Apathy, et al. Sesame-An Experiment of the Rosetta Lander Philae: Objectives and General Design[J]. *Space science reviews*, 2007, 128 (1): 301-337.
- [51] H Kochan, W Feibig, U Konopka, et al. CASSE-The ROSETTA Lander Comet Acoustic Surface Sounding Experiment-status of some aspects, the technical realisation and laboratory simulations[J]. *Planetary and Space Science*, 2000, 48 (5): 385-399.
- [52] M Hilchenbach, O Küchemann, H Rosenbauer. Impact on a comet: Rosetta Lander simulations[J]. *Planetary and Space Science*, 2000, 48 (5): 361-369.
- [53] 王少纯, 邓宗全. 新型涡流磁阻尼月球着陆器[J]. *上海交通大学学报*,

- 2006, 40 (12): 2151-2154.
- [54] 王少纯. 三支撑月球着陆器关键技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学博士学位论文, 2004, 1-104.
- [55] 邓宗全, 王少纯. 三支撑月球着陆器缓冲性能实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39 (1): 32-39.
- [56] 王闯. 四腿桁架式月球着陆装置设计及其着陆缓冲技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学博士学位论文, 2008, 1-152.
- [57] 王闯, 刘荣强, 邓宗全, 等. 铝蜂窝结构的冲击动力学性能的实验及数值研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27 (11): 56-61.
- [58] Y. Yasui. Dynamic axial crushing of multi-layer honeycomb panels and impact tensile behavior of the component members[J]. Int J Impact Eng, 2000, 24 (6): 659-671.
- [59] Q. Zhou, R. R. Mayer. Characterization of aluminum honeycomb material failure in large deformation compression, shear, and tearing[J]. Journal of engineering materials and technology, 2002, 124 (4): 412-420.
- [60] A. Chawla, S. Mukherjee, D. Kumar, et al. Prediction of crushing behaviour of honeycomb structures[J]. Int J Crashworthines, 2003, 8 (3): 229-235.
- [61] M. Yamashita, M. Gotoh. Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications-numerical simulation and experiment[J]. Int J Impact Eng, 2005, 32 (1): 618-630.
- [62] S. T. Hong, J. Pan, T. Tyan, et al. Quasi-static crush behavior of aluminum honeycomb specimens under compression dominant combined loads[J]. Int J Plasticity, 2006, 22 (1): 73-109.
- [63] Vinoj Meshach Aaron Jeyasingh. Analytical modeling of metallic honeycomb for energy absorption and validation with FEA[D]. Wichita Kansas: Wichita State University, 2005, 1-105.
- [64] Mc Farland R K. Hexagonal cell structures under post-buckling axial load[J]. Aiaa Journal, 1963, 1(6): 1380-1385
- [65] Tomasz Wierzbicki. Crushing analysis of metal honeycombs[J]. Int J Impact Eng. 1983, 1 (2): 157-174.
- [66] Han Zhao, Gérard Gary. Crushing behaviour of aluminium honeycombs under impact loading[J]. Int J Impact Eng, 1998, 21 (10): 827-836.
- [67] WE Baker, TC Togami, JC Weydert. Static and dynamic properties of high-density metal honeycombs[J]. Int J Impact Eng, 1998, 21 (3): 149-163.

- [68] Yoshiaki Yasui. Dynamic axial crushing of multi-layer honeycomb panels and impact tensile behavior of the component members[J]. *Int J Impact Eng*, 2000, 24 (6): 659-671.
- [69] F Cote, VS Deshpande, NA Fleck, et al. The out-of-plane compressive behavior of metallic honeycombs[J]. *Materials Science and Engineering:A*, 2004, 380 (1): 272-280.
- [70] Zhijun Zheng, Jilin Yu, Jianrong Li. Dynamic crushing of 2D cellular structures: A finite element study[J]. *Int J Impact Eng*, 2005, 32(1): 650-664.
- [71] K Li, X-L Gao, Wang. Dynamic crushing behavior of honeycomb structures with irregular cell shapes and non-uniform cell wall thicknessp[J]. *Int J Solids Struct*, 2007, 44 (14): 5003-5026.
- [72] Z Zou, SR Reid, PJ Tan, et al. Dynamic crushing of honeycombs and features of shock fronts[J]. *Int J Impact Eng*, 2009, 36 (1): 165-176.
- [73] Sun Deqiang, Zhang Weihong, Wei Yanbin. Mean out-of-plane dynamic plateau stresses of hexagonal honeycomb cores under impact loadings[J]. *Compos Struct*, 2010, 92 (11): 2609-2621.
- [74] L. Aktay, A. F. Johnson, B. H. Kroplin. Numerical modelling of honeycomb core crush behaviour[J]. *Eng Fract Mech*, 2008, 75 (9): 2616-2630.
- [75] William F Rogers. Apollo experience report: lunar module landing gear subsystem. NASA TN D-6850, 1972, 1-56.
- [76] RM LAURENSEN. Analytical determination of the effect of structural elasticity on landing stability of a version of the Viking Lander(Effect of structural elasticity on landing stability of Viking Lander based on two landing conditions and two lander mass and inertia distributions). NASA NASA-CR-112115. 1972, 1-76.
- [77] Sandy M Stubbs. Dynamic Model Investigation of water pressures and accelerations encountered during landings of the Apollo spacecraft. NASA TN L-960. 1967, 1-13.
- [78] JM Bozajian. Simulation of the structural dynamics of spacecraft during lunar landing. NASA JPL-950056, 1965, 1-27.
- [79] Ulysse J Blanchard. Characteristics of a lunar landing configuration having various multiple-leg landing-gear arrangements. NASA TN D-2027. 1965, 1-45.
- [80] Donald E Hewes, Amos A Spady Jr. Evaluation of a gravity-simulation technique for studies of man's self-locomotion in lunar environment. NASA

- TN D-2176. 1964, 1-35.
- [81] Ulysse J Blanchard. Model investigation of technique for conducting full-scale landing-impact tests at simulated lunar gravity. NASA TN D-2027. 1965, 1-37.
- [82] William C Walton, Barbara J Durling. A procedure for computing the motion of a lunar-landing vehicle during the landing impact. National Aeronautics and Space Administration, NASA TN D-4216. 1967, 1-51.
- [83] George A Zupp, Harold Hughes Doiron. A mathematical procedure for predicting the touchdown dynamics of a soft-landing vehicle. National Aeronautics and Space Administration, NASA TN D-7045. 1971, 1-86.
- [84] Chen Jinbao, Nie Hong. Overloading of landing based on the deformation of the lunar lander[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2008, 21 (1): 43-47.
- [85] Eric M Queen, Jill L Prince, Prasun N Desai. Multibody Modeling and Simulation for the Mars Phoenix Lander Entry, Descent and Landing. Proceedings of the AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference, AIAA-2008-7347, Honolulu, HI. 2008, 1-11.
- [86] Babak T Gheynani, Peter A Taylor. Large Eddy Simulation of typical dust devil-like vortices in highly convective Martian boundary layers at the Phoenix lander site[J]. Planetary and Space Science, 2011, 59 (1): 43-50.
- [87] 罗昌杰, 周安亮, 刘荣强, 等. 金属蜂窝异面压缩下平均压缩应力的理论模型[J]. 机械工程学报, 2010, 46 (18): 52-59.
- [88] H. F. Yin, G. L. Wen, S. J. Hou, et al. Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and bitubular polygonal tubes[J]. Mater Design, 2011, 32 (8-9): 4449-4460.
- [89] 尹汉锋, 文桂林. 基于简化基本折叠单元法的蜂窝耐撞性优化设计[J]. 机械工程学报, 2011, 47 (16): 93-100.
- [90] 尹汉锋, 文桂林, 马传帅, 等. 蜂窝结构缓冲装置的优化设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22 (10): 1153-1158.
- [91] 罗昌杰, 刘荣强, 邓宗全, 等. 泡沫铝填充薄壁金属管塑性变形缓冲器吸能特性的实验研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28 (10): 26-29.
- [92] 罗昌杰, 邓宗全, 刘荣强, 等. 基于零力矩点理论的腿式着陆器着陆稳定性研究[J]. 机械工程学报, 2010 (9): 38-45.
- [93] 赵京东, 王金昌, 赵志军, 等. 基于半主动控制的小天体着陆器缓冲器的研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29 (8): 78-80.

- [94] 王金昌, 赵京东, 赵志军, 等. 基于虚拟样机技术的小天体着陆器缓冲器的研究[J]. 机械与电子, 2009 (11): 3-6.
- [95] 逯运通, 宋顺广, 王春洁, 等. 基于刚柔耦合模型的月球着陆器动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36 (11): 1348-1352.
- [96] 万峻麟, 聂宏, 陈金宝, 等. 月球着陆器有效载荷着陆冲击响应分析[J]. 宇航学报, 2011 (11): 2456-2464.
- [97] 汪岸柳, 聂宏, 陈金宝. 月球着陆器软着陆状态跳跃半主动控制[J]. 航空学报, 2009, 30 (11): 2218-2223.
- [98] 聂宏 汪岸柳. 月球着陆器软着陆动力学与半主动控制研究[D]. 南京: 南京航空航天大学学位论文, 2012, 16-93.
- [99] 吴晓君, 钟世英, 凌道盛, 等. 着陆器足垫垂直冲击模型实验研究[J]. 岩土力学, 2012, 33 (4): 1045-1050.
- [100] 梁东平, 柴洪友, 曾福明. 月球着陆器着陆腿非线性有限元建模与仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39 (1): 1-5.
- [101] Lorna J Gibson, Michael F Ashby. Cellular solids: structure and properties. Cambridge university press, 1999, 57-74.
- [102] Weigang Chen, Tomasz Wierzbicki. Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption[J]. Thin Wall Struct, 2001, 9 (4): 287-306.
- [103] GB/T228. 中华人民共和国国家标准; 金属材料一室温拉伸实验方法[S]. 2002.
- [104] Gordon R Johnson, William H Cook. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures[J]. Eng Fract Mech, 1985, 21 (1): 31-48.
- [105] Frank J Zerilli, Ronald W Armstrong. Dislocation-mechanics-based constitutive relations for material dynamics calculations[J]. J Appl Phys, 1987, 61 (5): 1816-1825.
- [106] Lawrence Earl Malvern, Brown University, Division. The propagation of longitudinal waves of plastic deformation in a bar of material exhibiting a strain-rate effect[J]. Journal of Applied Physics, 1954, 25 (4) : 528-536.
- [107] SR Bodner, KS Chan. Modeling of continuum damage for application in elastic-viscoplastic constitutive equations[J]. Eng Fract Mech, 1986, 25 (5): 705-712.
- [108] Cowper G R, Symonds P S. Strain-hardening and strain-rate effects in the

- impact loading of cantilever beams[R]. BROWN UNIV PROVIDENCE RI, 1957, 57.
- [109]T Wierzbicki, W Abromowics. Crushing of thin-walled strain rate sensitive structures[J]. Engineering Transactions, 1981, 29 (1): 153-163.
- [110]樊彦斌, 王之栋. 蜂窝结构异面变形动态塑性坍塌力学[J]. 北京航空航天大学学报, 2012, 38 (11): 1464-1468.
- [111]赵寿根, 杨嘉陵, 程伟. 几种航空铝材动态力学性能实验[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33 (8): 982-985.
- [112]Ya-pu Zhao, Sheng Liu. On the definition of coefficient of strain-rate sensitivity[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2001, 14 (2): 78-82.
- [113]马晓青. 冲击动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1992, 64.
- [114]侯淑娟, 龙述尧, 李青. 薄壁构件的抗撞性优化设计[D]. 长沙: 湖南大学, 2007, 28-83.
- [115]张雄, 程耿东. 轻质薄壁结构耐撞性分析与设计优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2007, 19-120.
- [116]John O Hallquist. LS-DYNA® User's Manual. Livermore software technology corporation, 2000.
- [117]S. J. Hou, Q. Li, S. Y. Long, et al. Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria[J]. Finite Elem Anal Des, 2007, 43 (6-7): 555-565.
- [118]S. J. Hou, Q. Li, S. Y. Long, et al. Multiobjective optimization of multi-cell sections for the crashworthiness design[J]. Int J Impact Eng, 2008, 35 (11): 1355-1367.
- [119]S. J. Hou, Q. Li, S. Y. Long, et al. Crashworthiness design for foam filled thin-wall structures[J]. Mater Design, 2009, 30 (6): 2024-2032.
- [120]G. Y. Sun, G. Y. Li, S. W. Zhou, et al. Crashworthiness design of vehicle by using multiobjective robust optimization[J]. Struct Multidiscip O. 2011, 44 (1): 99-110.
- [121]Hanfeng Yin, Guilin Wen, Shujuan Hou, et al. Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of honeycomb-filled single and bitubular polygonal tubes[J]. Mater Design, 2011, 32 (8-9): 4449-4460.

## 附录

附表 4-1 三角形金属蜂窝冲击仿真结果

Table A4-1 Simulation results of triangular honeycomb under compression load.

序号	$t/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$\sigma_p/\text{MPa}$	$\sigma_m^d/\text{MPa}$	$SEA_m/\text{kJ/kg}$	$SEA_v/\text{MJ/m}^3$
1	0.02	2	3.254	1.29	11.595	1.101
2	0.04	2	7.418	3.23	14.636	2.778
3	0.06	2	12.32	5.76	17.46	4.972
4	0.08	2	17.56	8.84	19.593	7.439
5	0.1	2	22.61	12.14	22.303	10.585
6	0.02	4	1.572	0.53	9.075	0.43
7	0.04	4	3.371	1.26	11.485	1.09
8	0.06	4	5.491	2.15	13.365	1.902
9	0.08	4	7.733	3.25	15	2.848
10	0.1	4	10.19	4.45	16.174	3.821
11	0.02	6	1.067	0.31	7.978	0.252
12	0.04	6	2.185	0.76	9.828	0.621
13	0.06	6	3.418	1.26	11.621	1.103
14	0.08	6	4.831	1.84	12.761	1.615
15	0.1	6	6.297	2.49	13.594	2.15
16	0.02	8	0.805	0.21	6.51	0.1545
17	0.04	8	1.64	0.53	8.754	0.415
18	0.06	8	2.486	0.89	10.29	0.732
19	0.08	8	3.442	1.25	11.63	1.103
20	0.1	8	4.502	1.68	12.077	1.433
21	0.02	10	0.681	0.15	6.432	0.122
22	0.04	10	1.378	0.4	8.103	0.307
23	0.06	10	2.108	0.67	9.374	0.533
24	0.08	10	2.932	0.95	10.861	0.824
25	0.1	10	3.815	1.26	12.043	1.143

附表4-2 错位三角形金属蜂窝冲击仿真结果

Table A4-2 Simulation results of alternative triangular honeycomb under compression load.

序号	$t/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$\sigma_p/\text{MPa}$	$\sigma_m^d/\text{MPa}$	$SEA_m/\text{kJ/kg}$	$SEA_V/\text{MJ/m}^3$
1	0.02	2	3.443	1.22	10.684	1.098
2	0.04	2	7.74	3.14	13.85	2.847
3	0.06	2	13.327	5.58	16.467	5.076
4	0.08	2	18.226	8.64	18.697	7.685
5	0.1	2	23.949	12.08	21.166	10.875
6	0.02	4	1.705	0.49	9.091	0.467
7	0.04	4	3.579	1.22	10.859	1.116
8	0.06	4	5.723	2.09	12.33	1.901
9	0.08	4	8.051	3.13	13.435	2.761
10	0.1	4	10.58	4.25	15.414	3.96
11	0.02	6	1.154	0.28	7.455	0.271
12	0.04	6	2.366	0.71	9.902	0.678
13	0.06	6	3.637	1.23	11.214	1.152
14	0.08	6	5.053	1.77	10.684	1.098
15	0.1	6	6.576	2.41	12.03	1.648
16	0.02	8	1.28	0.19	13.1	2.244
17	0.04	8	1.908	0.49	7.226	0.186
18	0.06	8	3.001	0.84	9.146	0.47
19	0.08	8	4.18	1.22	10.15	0.782
20	0.1	8	5.393	1.66	10.839	1.114
21	0.02	10	0.743	0.14	12.009	1.543
22	0.04	10	1.503	0.37	6.795	0.14
23	0.06	10	2.28	0.62	8.57	0.352
24	0.08	10	3.171	0.92	9.531	0.588
25	0.1	10	4.103	1.25	10.223	0.84

附表 4-3 正方形金属蜂窝冲击仿真结果

Table A4-3 Simulation results of square metal honeycomb under compression load.

序号	$t/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$\sigma_p/\text{MPa}$	$\sigma_m^d/\text{MPa}$	$SEA_m/\text{kJ/kg}$	$SEA_V/\text{MJ/m}^3$
1	0.02	2	2.271	0.78	10.405	0.713
2	0.04	2	5.102	2.01	13.549	1.856
3	0.06	2	8.264	3.61	15.91	3.27
4	0.08	2	11.56	5.54	18.271	5.006
5	0.1	2	15.035	7.69	20.759	7.11
6	0.02	4	1.412	0.32	8.586	0.294
7	0.04	4	2.357	0.77	10.323	0.707
8	0.06	4	3.822	1.33	12.21	1.255
9	0.08	4	5.306	2	13.4	1.836
10	0.1	4	6.897	2.73	14.588	2.498
11	0.02	6	0.747	0.19	7.543	0.172
12	0.04	6	1.543	0.45	9.097	0.415
13	0.06	6	2.393	0.77	10.289	0.705
14	0.08	6	2.271	1.13	10.405	0.713
15	0.1	6	3.395	1.56	11.493	1.05
16	0.02	8	4.365	0.12	12.604	1.439
17	0.04	8	0.566	0.32	6.506	0.111
18	0.06	8	1.154	0.53	8.547	0.293
19	0.08	8	1.762	0.76	9.451	0.486
20	0.1	8	2.383	1.03	10.2	0.699
21	0.02	10	3.169	0.09	11.04	0.945
22	0.04	10	0.485	0.24	6.23	0.085
23	0.06	10	0.98	0.4	8.182	0.224
24	0.08	10	1.409	0.58	8.801	0.362
25	0.1	10	2.037	0.77	9.702	0.532

附表 4-4 错位正方形金属蜂窝冲击仿真结果

Table A4-4 Simulation results of alternative square honeycomb under compression load.

序号	$t/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$\sigma_p/\text{MPa}$	$\sigma_m^d/\text{MPa}$	$SEA_m/\text{kJ/kg}$	$SEA_V/\text{MJ/m}^3$
1	0.02	2	3.385	1.27	12.697	1.196
2	0.04	2	8.089	3.48	17.401	3.28
3	0.06	2	13.06	6.42	21.62	6.113
4	0.08	2	18.00	9.88	25.635	9.665
5	0.1	2	22.89	13.64	27.4319	12.928
6	0.02	4	1.6	0.51	9.708	0.457
7	0.04	4	3.522	1.26	12.239	1.153
8	0.06	4	5.887	2.26	14.948	2.113
9	0.08	4	8.4	3.47	17.076	3.219
10	0.1	4	10.89	4.9	19.409	4.573
11	0.02	6	1.068	0.29	8.579	0.269
12	0.04	6	2.223	0.74	10.682	0.671
13	0.06	6	3.569	1.26	12.554	1.183
14	0.08	6	5.126	1.9	14.352	1.803
15	0.1	6	6.810	2.61	16.049	2.521
16	0.02	8	0.776	0.2	7.538	0.1776
17	0.04	8	1.639	0.51	9.603	0.452
18	0.06	8	2.556	0.85	10.947	0.773
19	0.08	8	3.592	1.27	12.211	1.151
20	0.1	8	4.75	1.74	13.519	1.592
21	0.02	10	0.643	0.14	7.158	0.134
22	0.04	10	1.288	0.38	8.987	0.338
23	0.06	10	1.996	0.66	10.518	0.594
24	0.08	10	2.765	0.94	11.569	0.872
25	0.1	10	3.606	1.27	12.309	1.1602

## 攻读博士学位期间发表的论文及其它成果

### (一) 发表和已录用的学术论文


- [1] Li Meng, Deng Zongquan, Liu Rongqiang, Guo Hongwei. Crashworthiness design optimisation of metal honeycomb energy absorber used in lunar lander, *International Journal of Crashworthiness*. 2011; 16: 411-419.  
**SCI 检索:** WOS: 000296147400007, **EI 检索:** 20113814351199.
- [2] Li Meng, Deng Zongquan, Guo Hongwei, Liu Rongqiang, Ding Beichen. The crashworthiness analysis on alternative square honeycomb structure under axial loading, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 已录用, **SCI 源**.
- [3] Li Meng, Deng Zongquan, Guo Hongwei, Liu Rongqiang, Ding Beichen. Optimizing crashworthiness design of square honeycomb structure. *Journal of Central South University of Technology*, 已录用, **SCI 源**.
- [4] Li Meng, Liu Rongqiang, Guo Hongwei, Deng Zongquan. A study on out-of-plane compressive properties of metal honeycombs by numerical simulation, *Advanced Materials Research*. 2011; 217-218: 723-727.  
**EI 检索:** 20113814351199.
- [5] 李萌, 刘荣强, 罗昌杰, 郭宏伟, 丁北辰. 串联式铝蜂窝缓冲器压缩仿真与实验研究. *振动与冲击*. 2013, 32(9): 54~60. **EI 源**.
- [6] 李萌, 刘荣强, 郭宏伟, 王斌, 丁北辰. 腿式着陆器用不同拓扑结构金属蜂窝吸能特性优化设计, *振动与冲击*, 已录用, **EI 源**.
- [7] 刘荣强, 李萌, 王玉琢, 单明贺, 王斌. 正方形金属蜂窝吸能特性理论与仿真研究[C]. 中国宇航学会深空探测技术专业委员会第九届学术年会论文集. 杭州, 2011: 1289-1294.

### (二) 主要参与的科研项目

- [1] 着陆探测器新型缓冲结构智能设计方法及着陆稳定性分析, 国家自然科学基金项目. 课题编号: 50775048.
- [2] 高速列车铝蜂窝吸能器的关键技术研究及产业化, 广东省中国科学院全面战略合作项目(2011A090100019)
- [3] 空间站用大型太阳能电池翼可维修方案调研, 哈尔滨工业大学与上海宇航系统工程研究所合作项目.

## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的学位论文《腿式着陆缓冲装置吸能特性及软着陆过程动力学仿真研究》，是本人在导师指导下，在哈尔滨工业大学攻读学位期间独立进行研究工作所取得的成果，且学位论文中除已标注引用文献的部分外不包含他人完成或已发表的研究成果。对本学位论文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。

作者签名：  日期： 2013年 6月 2日

## 致 谢

值此论文成稿之际，首先衷心地感谢我的导师刘荣强教授多年来的悉心指导。在哈工大十年的学习生活中，有幸在本科阶段即接受过刘老师的教诲，在硕士和博士阶段都能够作为刘老师的弟子是我一生的财富，刘老师严谨的治学态度、渊博的知识、活跃的思维，扎实的专业功底和前瞻性的思维给我留下了深刻的印象，是我辈学习的榜样。只要在课题上遇到困难，老师都会耐心聆听，提出宝贵意见。老师的指导，使我能够不断超越自我，翻看厚厚的博士论文，心中充满了对导师的感激。在刘老师的指导下，我从一个不知道未来方向的本科生蜕变成为了一个在缓冲吸能领域有所斩获的博士。同时刘老师和师母在生活上的帮助，学生在此深表感激。

衷心感谢邓宗全教授，邓老师高尚师德、渊博的知识以及大公无私的精神均是我辈学习的楷模。

特别感谢李瑰贤教授对本论文的关注，李老师的严格把关使本论文思路和脉络更加清晰，章节之间联系更加严谨。

感谢本研究中心陈明教授、刘廷荣教授、唐德威教授、高海波教授、陶建国教授、姜生元教授、岳洪浩教授、郭宏伟老师、侯绪研老师、丁亮老师、全齐全老师、赵海红老师、陈巧艳女士在课题进展过程中给予的关心和帮助。

十分感谢本研究中心已毕业的王闯、罗昌杰、禹鑫焱、李龙博士及南京航空航天大学博士刘富在仿真研究中的帮助，十分感谢在读研究生杨飞、王玉琢以及本科生黄思萌等在科研和生活中提供的帮助。

感谢读博期间，本研究中心的张朋、李所军、王新杰、田大可、李庆凯博士，博士生李奎、刘振、田野、张静、赵浩江、杨慧、王岩、王斌、武倩倩，硕士生单明贺、王丹丹、吴楠、夏艳、李红信、本科生周彦、王施展、李忠杰、李尚等在论文研究和实验工作的大力支持。

向多年来一直鼓励作者努力进取的父母致以最衷心的感谢，他们的关怀、支持和鼓励是我不断进步的动力和源泉。感谢妻子李雪松一直以来对我毫无保留的支持和关爱，以及在英文论文上的大力帮助。

向所有支持和帮助过我的老师、同学和朋友表示衷心的感谢。

本课题承蒙国家自然科学基金 (项目编号: 50775048)及广东省产学研项目(2011A090100019)资助，在此一并致谢。

## 个人简历

李萌，男，1985年4月7日出生，祖籍吉林省扶余市。

### 教育经历：

2003年9月——2007年7月，考入哈尔滨工业大学机电工程学院机械设计制造及其自动化专业，并获得工学学士学位。

2007年9月——2009年7月，在哈尔滨工业大学机电工程学院机械设计及理论专业学习，并获得工学硕士学位。

2009年7月——2013年7月，在哈尔滨工业大学机电工程学院航空宇航制造工程专业攻读工学博士学位。

### 奖励情况：

哈尔滨工业大学 2012 年度研究生国家奖学金；

东阿阿胶杰出奖学金；

哈尔滨工业大学 2013 年度优秀毕业生。