文章编号：2097-1974(2026)05-0001-09 DOI：10.7654/j.issn.2097-1974.20260501

考虑螺栓接触非线性的运载火箭惯组支架随机振动仿真研究

冷 毅[1]，吴金花[1]，周 宁[1]，陈振知[1]，李 茂[1,2]
（1. 中国航天科技集团商业火箭有限公司，上海，201100；2. 上海交通大学化学化工学院，上海，200240）

摘要：随机振动是运载火箭支架类部件动强度设计必须考虑的力学环境。传统随机振动仿真方法通常将螺栓采用刚性连接或梁单元简化处理，导致刚度与应力预测失真。针对这一问题，以某运载火箭的惯组支架为研究对象，建立考虑螺栓预紧、界面摩擦和接触非线性的精细化有限元模型，采用“静力预紧-预应力模态-随机响应”耦合分析方法，基于模态叠加法开展随机振动仿真，对比传统刚性简化模型与精细化模型的差异，并对关键仿真参数进行灵敏度分析。结果表明：相较于传统简化模型，精细化模型的各阶模态频率均有所提升，其中首阶频率提升9.88%；支架测点的三向加速度响应均有所降低，最大均方根加速度值降低4.42%；螺栓孔周边区域均方根应力值则大幅降低30.46%~53.15%。参数灵敏度分析表明，模态阻尼对随机响应影响显著，预紧力和摩擦系数对随机响应存在一定的影响，当模态截断频率在高于1.5倍分析频率后影响基本可忽略。研究结果可为航天支架类部件的动强度设计及动力学精确仿真提供参考。

关键词：运载火箭支架；螺栓连接；预紧力；接触非线性；模态叠加法；随机振动
中图分类号：V414.1 **文献标识码**：A

Research on Random Vibration Simulation of Launch Vehicle Inertia Measurement Unit Bracket Considering Bolt Contact Nonlinearity

LENG Yi[1], WU Jinhua[1], ZHOU Ning[1], CHEN Zhenzhi[1], LI Mao[1,2]
(1. China Aerospace Science and Technology Corporation Commercial Launch Vehicle Group Co., Ltd., Shanghai, 201100;
2. School of Chemistry and Chemical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240)

Abstract: Random vibration constitutes an essential mechanical loading environment for the dynamic strength design of launch vehicle brackets. Conventional random vibration simulation approaches generally simplify bolted joints via rigid constraints or beam elements, resulting in erroneous predictions of structural stiffness and local stress. To overcome the above deficiency, a refined finite element model for the Inertial Measurement Unit (IMU) bracket of a launch vehicle is established, which accounts for bolt preload, interfacial friction coefficient and contact nonlinearity. A sequential coupled framework of static preloading, prestressed modal analysis and random response calculation is adopted, and random vibration analyses are implemented based on the modal superposition method. Dynamic discrepancies between the conventional rigid simplified model and the refined model are compared, and a parametric sensitivity study is performed on critical simulation variables. The results indicate that the refined model produces higher modal frequencies at all orders relative to the conventional simplified counterpart, with the fundamental natural frequency increasing by 9.88%. Triaxial acceleration responses of the bracket decline overall, and the maximum root-mean-square (RMS) acceleration is reduced by 4.42%. Furthermore, the RMS stress field around bolt holes drops drastically by 30.46%~53.15%. Sensitivity analysis reveals that modal damping exerts a remarkable influence on stochastic vibration responses; bolt preload and friction coefficient impose moderate effects, whereas modal truncation frequency barely affects calculation results once exceeding 1.5 times the upper analysis frequency. This work offers technical references for dynamic strength design and high-precision dynamic simulation of aerospace bracket components.

Keywords: launch vehicle bracket; bolted connection; preload; contact nonlinearity; modal superposition method; random vibration

收稿日期：2026-05-11；修回日期：2026-09-18

0 引 言

运载火箭上设计有大量的仪器设备安装支架，如惯性测量组合（惯组）支架。这些安装支架多采用铝合金薄壁钣金结构，通过焊接或螺接固定在箭体结构上。在火箭发射和飞行过程中，支架需要承受随机振动载荷等复杂严酷的力学环境[1-2]，易出现螺栓孔应力集中、焊缝处开裂等失效问题，是支架结构动强度设计的关键环节[3]。

螺栓连接是运载火箭最重要的连接形式之一，其动力学特性与振动强度直接影响结构的可靠性。国内外学者对螺栓连接及结构的随机振动仿真开展了大量的研究。韩放等[4]在对氢氧火箭发动机涡轮泵支撑结构进行随机分析时，将螺栓连接采用刚性运动耦合的方式进行模拟处理；朱绪跃等[5]在进行储能电池架随机振动仿真与优化时，将所有螺栓连接关系设置为刚性绑定。采用类似处理方式的还有文献［6］~［7］。刘顶平等[8]在某牵引车APU支架随机振动疲劳分析中，将螺栓连接用刚性连接RBE2结合CBEAM单元进行模拟，采用相同处理方案的还有文献［9］~［10］。

可以看出，当前针对含螺栓连接结构随机振动仿真的传统做法，通常将螺栓连接作刚性简化处理，即通过多点约束（Multipoint Constraint，MPC）的方式，将支架螺栓孔与安装面节点刚性连接，或将螺栓连接等效成“刚性连接+梁单元”。该类方法建模效率较高，计算速度快，但没有考虑结合面接触、螺栓预紧力与界面摩擦特性等力学因素，仅通过有限数量的螺栓孔节点传递载荷，忽略了预紧力作用下结合面接触产生的刚度贡献与传力作用，导致结构动力学特性和应力水平的预测出现偏差。

针对上述问题，本文以某运载火箭的惯组安装钣金支架为研究对象，基于模态叠加法开展随机振动建模、仿真与研究。与传统方法不同的是，本文通过建立螺栓实体等精细化模型，施加预紧力，并充分考虑螺栓与被连接件之间的接触非线性关系与摩擦特性，使之更符合结构实际的传力特性。同时，本文将仿真结果与传统的刚性连接模型从多维度开展定量对比和机理分析，为运载火箭支架类结构的动态特性仿真与动强度设计校核，提供可复用的数值仿真方法与参考依据。

本文开展考虑螺栓接触非线性的随机振动仿真研究，具体仿真流程见图1。首先，建立有限元模型，考虑螺栓实体、接触摩擦等因素，并进行网格收敛性分析；其次，进行螺栓预紧力作用下的静力求解，获取初始装配预应力场和接触状态，并在此基础上进行预应力模态分析，求解预应力下的固有频率参数；随后，基于模态叠加法进行随机振动分析，提取加速度响应、应力响应等结果，并与传统简化模型进行结果对比与分析。最后，进行精细化模型多参数灵敏度分析，识别关键参数对随机响应结果的影响，为运载火箭相关结构进行精细化数值仿真和工程应用提供参考。



图1 考虑螺栓接触非线性的随机振动仿真分析流程

Fig.1 Random vibration simulation analysis process considering bolt contact nonlinearity

1 核心理论基础简介

1.1 基于模态叠加法的随机振动理论

本文随机振动仿真基于模态叠加法[11-12]进行求解。该方法通过振型正交性，将耦合的物理坐标系方程解耦为独立的单自由度模态方程，是航天工程中应用最广泛的随机振动求解方法。

多自由度结构动力学控制方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{K}\left(F_0,u\right)\boldsymbol{u}(t)=\boldsymbol{F}(t) \tag{1}$$

式中 $\boldsymbol{M}$为质量矩阵；$\boldsymbol{C}$为阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}(F_0,\ u)$为考虑螺栓预紧力F_0与接触状态的非线性切线刚度矩阵；

$\boldsymbol{u}$，$\dot{\boldsymbol{u}}$，$\ddot{\boldsymbol{u}}$分别为节点位移、速度、加速度向量；$\boldsymbol{F}(t)$为随机激励向量。

基于预应力状态下的固有特性分析，得到结构正则化振型矩阵$\boldsymbol{\varphi}$，满足正交性条件：

$$\boldsymbol{\varphi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\varphi}=\boldsymbol{I},\boldsymbol{\varphi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{\varphi}=\boldsymbol{\Omega}^2 \tag{2}$$

式中　$\boldsymbol{I}$为单位矩阵；$\boldsymbol{\Omega}^2$为固有频率平方对角矩阵，$\boldsymbol{\Omega}^2=\mathrm{diag}\left({\omega_1}^2,\ {\omega_2}^2,\ \ldots,\ {\omega_m}^2\right)$；$m$为提取的模态阶数。

引入模态坐标$q(t)$，将物理位移表示为振型线性叠加：$u(t)=\boldsymbol{\varphi}q(t)$，代入式（1），并利用振型正交性，得到解耦后的单自由度模态方程：

$$\ddot{q}_r(t)+2\xi_r\omega_r\dot{q}_r(t)+{\omega_r}^2q_r(t)=f_r(t) \tag{3}$$

式中　ξ_r为第r阶模态的临界阻尼比；ω_r为第r阶固有频率；$f_r(t)=\boldsymbol{\varphi}_r{}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{F}(t)$为广义激励力。

基于单自由度系统频响函数，得到模态位移响应的功率谱密度（Power Spectral Density，PSD），再通过模态坐标反变换得到物理坐标系下的响应PSD，最终通过频域积分得到响应均方根（Root Mean Square，RMS）：

$$u_{\mathrm{rms}}=\sqrt{\int_0^{\infty}S_{\mathrm{uu}}(\omega)\mathrm{d}\omega} \tag{4}$$

式中　$S_{\mathrm{uu}}(\omega)$为位移响应功率谱密度。

1.2　接触力学罚函数求解算法

本文螺栓连接的接触行为采用罚函数法求解，该方法计算效率高、收敛性好，广泛应用于工程接触问题仿真。

接触问题的核心约束为法向不可穿透条件：

$$g_{\mathrm{N}}(u)\geqslant 0 \tag{5}$$

式中　$g_{\mathrm{N}}(u)$为两接触面的法向间隙，$g_{\mathrm{N}}>0$表示接触面分离，$g_{\mathrm{N}}=0$表示接触面接触。

罚函数法通过引入罚刚度k_{N}，将不可穿透约束转化为接触力的显式表达式：

$$p_{\mathrm{N}}=\begin{cases}k_{\mathrm{N}}\cdot|g_{\mathrm{N}}|, g_{\mathrm{N}}<0\left(\text{接触穿透}\right)\\ 0, g_{\mathrm{N}}\geqslant 0\left(\text{分离}\right)\end{cases} \tag{6}$$

式中　p_{N}为法向接触压力。

切向行为采用库仑摩擦模型，临界摩擦力满足：

$$F_{\mathrm{f,max}}=\mu p_{\mathrm{N}} \tag{7}$$

式中　μ为接触面摩擦系数。当切向力小于临界摩擦力时，接触面处于黏结状态；超过临界值时，接触面发生滑移，引入摩擦阻尼耗能。

1.3　预应力硬化刚度修正机理

螺栓预紧力对结构刚度的核心影响为预应力硬化效应，其物理本质是预紧力产生的初始压应力场，会在结构切线刚度矩阵中引入几何刚度矩阵，从而提升结构整体刚度。

考虑初始预应力场的结构切线刚度矩阵为

$$\boldsymbol{K}_{\mathrm{T}}=\boldsymbol{K}_0+\boldsymbol{K}_{\sigma} \tag{8}$$

式中　$\boldsymbol{K}_0$为结构弹性刚度矩阵，仅与材料特性和几何形状有关；$\boldsymbol{K}_{\sigma}$为几何刚度矩阵（初应力刚度矩阵），由螺栓预紧力产生的初始压应力场σ_0决定，表达式为

$$\boldsymbol{K}_{\sigma}=\int_V\boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}\sigma_0\boldsymbol{G}\mathrm{d}V \tag{9}$$

式中　$\boldsymbol{G}$为位移-应变转换矩阵。螺栓预紧力产生的预压力场使$\boldsymbol{K}_{\sigma}$为正定矩阵，直接增大结构切线刚度，实现预应力硬化效应。

2　有限元仿真模型建立

2.1　惯组及其安装支架结构简介

本文的研究对象是某运载火箭惯组（模拟件）及钣金安装支架组成的结构系统，结构组成见图2。

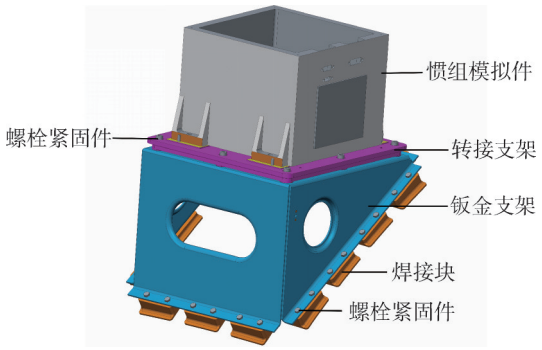


图2　惯组及安装支架结构系统组成

Fig.2　Structure of inertial measurement unit and bracket

该结构系统包括惯组模拟件、转接支架、钣金支架及焊接块等，各部件之间通过M6螺栓连接，焊接块底部通过焊接工艺与贮箱箱底连接。螺栓紧固件材料为30CrMnSiA，其余部件材料均为2219铝合金。其中，钣金支架采用2219-T87铝合金板材折弯并焊接成型，厚度为3 mm，惯组件质量为15.0 kg。

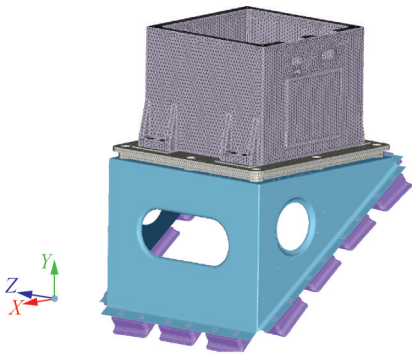
2.2　仿真模型的建立与说明

为对比考虑螺栓接触非线性与传统刚性连接模型的差异，本文建立两套随机振动仿真模型。两套仿真模型仅在螺栓连接建模方式和分析步设置两方面存在差异。其他方面，如网格划分、边界条件设置、随机载荷施加、模态阻尼设置等均保持一致。

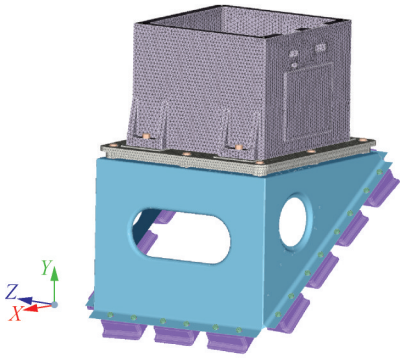
2.2.1　网格划分与材料属性

惯组钣金安装支架为3 mm厚的薄壁件，抽取中面，采用壳单元进行划分，网格类型S4R，对螺栓孔

边等应力集中区域网格加密。惯组模拟件、转接支架和焊接块等不规则结构采用四面体高阶网格C3D10M划分，以适应接触关系，并提升计算精度。螺栓紧固件采用规则六面体网格建模，类型为C3D8。最终获得刚性连接模型总单元数为350 212，节点数为569 216；含螺栓的接触非线性模型总单元数为398 270，节点数为652 455。划分网格的有限元模型见图3，有限元模型各部件所用的材料参数见表1。



a）刚性连接模型



b）接触非线性模型（含螺栓）

图3 有限元网格划分

Fig.3 Finite element model of the bracket

表1 材料参数信息

Tab.1 Parameters of materials

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg·m^{-3})	抗拉强度/MPa
2219铝合金	70 000	0.33	2 750	440
30 CrMnSiA	210 000	0.3	7 850	1 080

2.2.2 边界条件与随机载荷

惯组及其安装支架通过焊接块焊接在运载火箭贮箱的箱底上。对于焊接块底部，可以认为是固支边界。因此将焊接块的底面进行6个自由度全约束，作为整个模型的边界条件。

以基础激励[13-14]的方式，对支架有限元模型施加随机振动载荷。载荷形式为加速度功率谱密度（PSD）载荷，频率范围为20~2 000 Hz。随机载荷谱的幅值如表2所示，总均方根加速度为21.55g。仿真加载时，X、Y、Z三个方向分别施加。

表2 随机振动加速度PSD载荷谱

Tab.2 Random vibration acceleration PSD spectrum

位置	频率范围/Hz	功率谱密度	总均方根加速度/g
贮箱箱底	20～100	+3 dB/oct	21.55
	100～500	0.25/(g^2·Hz^{-1})	
	500～700	0.75/(g^2·Hz^{-1})	
	700～1 000	0.3/(g^2·Hz^{-1})	
	1 000～2 000	−9 dB/oct	

2.2.3 螺栓连接模拟方式

传统螺栓孔刚性连接模型处理方式为：

a）忽略螺栓、螺母等实体模型，对每个螺栓孔内圈节点与安装面对应节点建立MPC多点刚性约束，仅通过离散的螺栓孔节点实现连接；

b）部件贴合面之间不设置任何接触或约束，忽略结合面连接作用；

c）不施加螺栓预紧力，无初始预应力场，为纯线性模型；

考虑螺栓接触非线性和预紧效应的模型，本文提出的精细化仿真方案，具体设置如下：

a）建立所有连接螺栓、螺母等部件的实体精细化模型；

b）连接件与被连接件之间，以及其他有接触关系的部件之间均设置接触关系，接触类型为硬接触，接触算法为罚函数法，摩擦系数取0.15；

c）对螺栓施加预紧力6 kN，考虑预紧力带来的预应力硬化效应。

2.2.4 分析步设置

随机振动仿真基于Abaqus软件进行。对于考虑螺栓接触非线性的随机振动仿真，建立“静力预紧-预应力模态-随机振动响应”多步耦合分析流程。主要分析步的设置及物理意义如下：

a）静力预紧分析步：模拟真实装配过程，施加螺栓预紧力，并固定螺栓长度，建立初始预应力场，完成结合面接触状态的建立与收敛。此过程需要打开几何非线性，以考虑预应力几何刚度效应，为后续随机振动分析提供预应力刚度基础。

b）预应力模态分析步：继承静力步计算的预应力状态，使结构刚度矩阵包含预应力硬化刚度。采用Lanczos法[15]，计算结构的预应力模态参数，获取结构在预紧状态下的动力学特性，为后续的随机振动分析提供基础。模态提取范围为1.5倍PSD分析频率，

即3 000 Hz以内。

c）随机响应分析步：基于模态叠加法，加载加速度PSD谱激励（20~2 000 Hz），求解结构的随机振动响应，以及在统计意义下的均方根加速度和动应力结果。临界模态阻尼设置为0.03。

对于传统刚性连接模型，则不设置第一步的静力预紧分析步，直接进行模态与随机振动求解，因此计算得到的模态和随机振动响应结果未考虑预应力效应。

2.2.5　有限元模型网格收敛性分析

为确保预应力模态及随机振动分析结果的准确性，同时兼顾仿真效率，基于精细化模型开展以模态频率为评价指标的网格收敛性分析。对惯组支架分别划分6 mm、4 mm、3 mm、2 mm网格，计算并对比前10阶模态频率，以及当前网格尺寸与前一组尺寸模态计算结果的相对误差率，见表3。

表3　不同尺寸网格模态频率对比

Tab.3　Comparison of modal frequency under different size

阶数	6 mm/Hz	4 mm/Hz	3 mm/Hz	2 mm/Hz	2 mm相对3 mm误差/%
1	271.90	256.03	254.58	249.84	1.86
2	288.02	273.51	274.47	273.42	0.38
3	345.04	319.30	311.45	314.88	1.10
4	355.76	349.04	354.17	355.28	0.31
5	423.10	411.56	404.62	403.22	0.35
6	510.77	504.25	501.07	499.99	0.22
7	531.37	522.78	524.40	521.15	0.62
8	545.76	539.37	539.55	540.63	0.20
9	565.65	559.17	560.67	560.83	0.03
10	596.81	585.79	585.30	583.53	0.30

可以看出，随着网格尺寸的减小，各阶固有频率逐渐减小并趋于稳定，相邻两组尺寸模态频率的相对误差率也逐渐减小，其中网格尺寸小于3 mm后，继续减小网格，最大相对误差率已小于2%。因此，综合考虑计算精度与仿真效率，选择支架整体尺寸为3 mm开展后续的仿真计算与对比。

3　仿真结果对比与机理分析

3.1　模态特性对比与分析

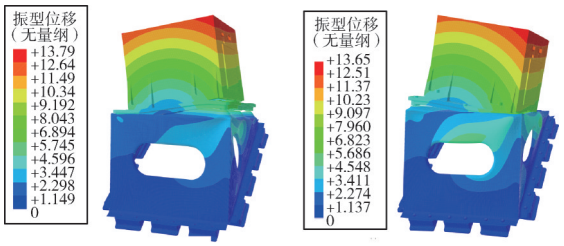
模态参数是结构的固有特性，是后续开展随机振动仿真和分析的基础。计算提取传统刚性连接模型与考虑螺栓接触非线性模型两种情况下，结构在3 000 Hz以内的固有频率值与振型。表4列出了前10阶模态频率的对比结果。

表4　模态频率对比

Tab.4　Comparison of modal frequency

阶数	刚性连接模型/Hz	接触非线性模型/Hz	偏差率/%
1	231.69	254.58	9.88
2	251.40	274.47	9.18
3	290.84	311.45	7.09
4	351.71	354.17	0.70
5	398.58	404.62	1.52
6	494.34	501.07	1.36
7	512.49	524.40	2.32
8	536.50	539.55	0.57
9	556.04	560.67	0.83
10	571.57	585.30	2.40

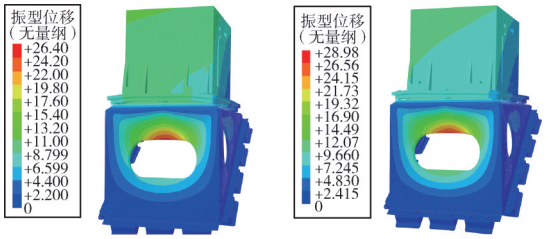
其中前3阶模态振型的对比分别见图4至图6。



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图4　一阶模态振型

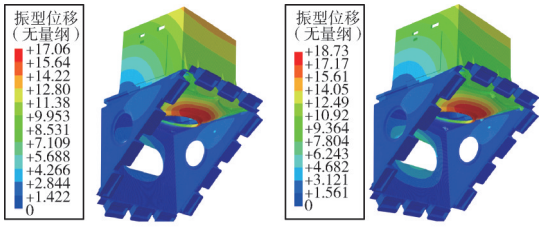
Fig.4　First-order modal vibration mode



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图5　二阶模态振型

Fig.5　Second-order modal vibration mode



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图6　三阶模态振型

Fig.6　Third-order modal vibration mode

由图4至图6可以看出，考虑螺栓接触非线性与预紧力的模型，各阶固有频率值均高于传统刚性连接模型，尤其是低阶整体模态偏差较大，首阶模态频率提高9.88%，模态振型也有所差异。原因在于，传统

模型仅通过螺栓孔处节点实现连接，结合面区域无接触产生变形约束，无预紧力带来的预应力硬化效应，结构整体柔度大、刚度低；而考虑螺栓接触与预紧的模型，预紧力使支架与安装面紧密压紧，形成大面积连续接触，接触刚度并联叠加，产生面接触刚度效应，可以限制结构整体变形；同时，预紧力引入预应力硬化效应，几何刚度矩阵进一步提升了结构切线刚度。二者耦合作用，使结构固有频率升高，更加符合实际的动力学特性，也更有助于精确指导结构之间的模态避频设计。

3.2 加速度响应对比与分析

在钣金支架上振动响应较为明显的区域选取测点，在20~2 000 Hz频率范围内对比两组模型加速度谱响应的差异。根据钣金支架模态振型的特点，不同的激励方向，振动响应较大的位置不同。在支架3个不同的平面上分别选取一点，作为3个激励方向各自的加速度功率谱响应的测点。*X*，*Y*，*Z*方向对应的测点分别为P1，P2和P3，如图7所示。

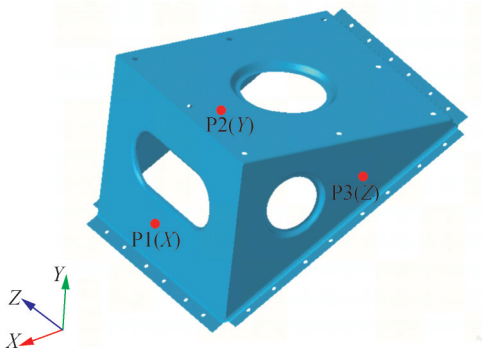


图7 各激励方向的响应测点位置

Fig.7 Positions of response measurement points in all directions

分别提取两组模型3个方向上相应测点的加速度功率谱响应曲线，并进行对比，见图8至图10。

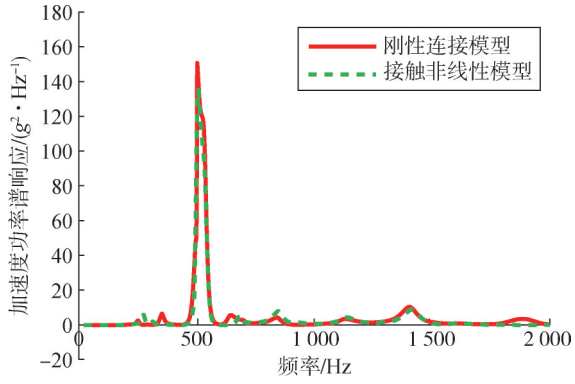


图8 加速度谱响应对比*X*向

Fig.8 Acceleration spectrum response comparison *X* direction

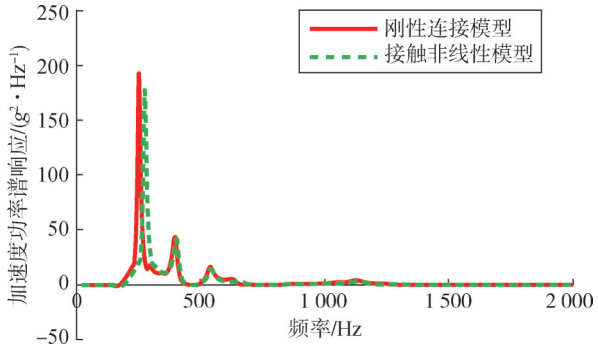


图9 加速度谱响应对比*Y*向

Fig.9 Acceleration spectrum response comparison *Y* direction

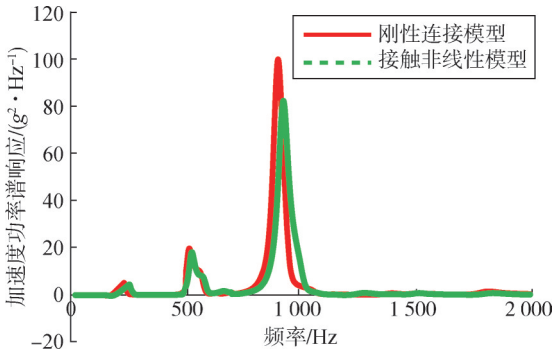


图10 加速度谱响应对比*Z*向

Fig.10 Acceleration spectrum response comparison *Z* direction

由图8至图10可以看出，考虑螺栓预紧和接触非线性的模型，其响应的共振峰频率位置较传统刚性模型有所右移，这与上一节中得到的固有频率增大的结果相符合。同时，由于接触非线性模型是结合面接触分布式传力，载荷由整个接触面共同承担，其最大响应幅值也低于传统刚性模型。统计了支架上三向测点的加速度均方根值，如表5所示，其中，*X*向最大降低4.42%。

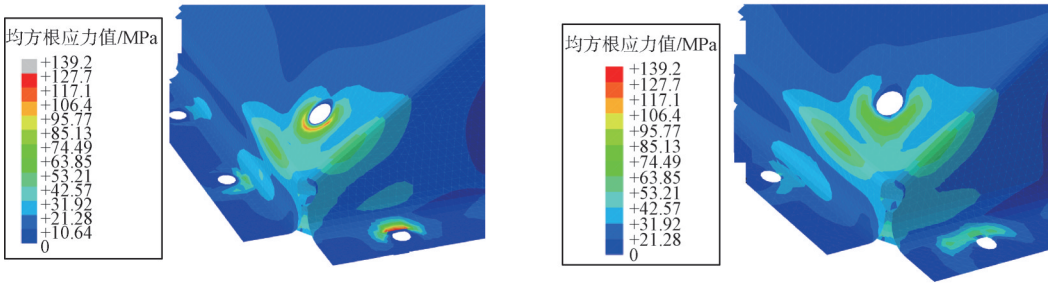
表5 三向加速度响应均方根(RMS)值

Tab.5 RMS value of three-directional acceleration response

方向	刚性连接模型/*g*	接触非线性模型/*g*	偏差率/%
*X*向	97.40	93.17	4.42
*Y*向	93.73	91.61	2.26
*Z*向	91.67	88.91	3.01

3.3 应力响应对比与分析

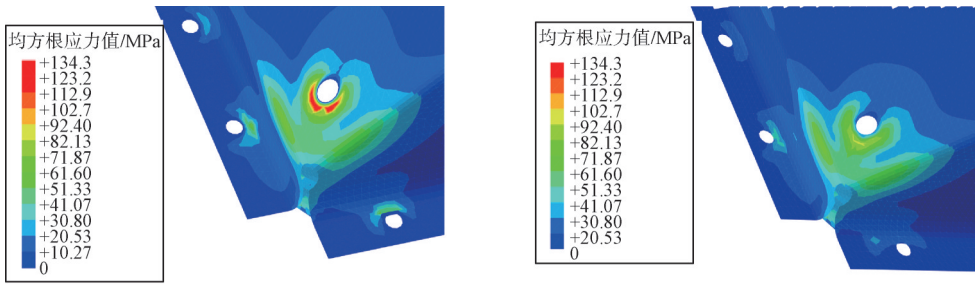
RMS应力是结构动强度评估的核心指标。对于钣金支架而言，螺栓孔周边为主要的应力集中区。由于螺栓孔众多，特选取应力水平最高的螺栓孔周边作为重点关注区域。两组模型3个方向的RMS应力云图对比如图11至图13所示。螺栓孔周边区域最大RMS应力值对比结果如表6所示。



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图11　RMS应力云图*X*向

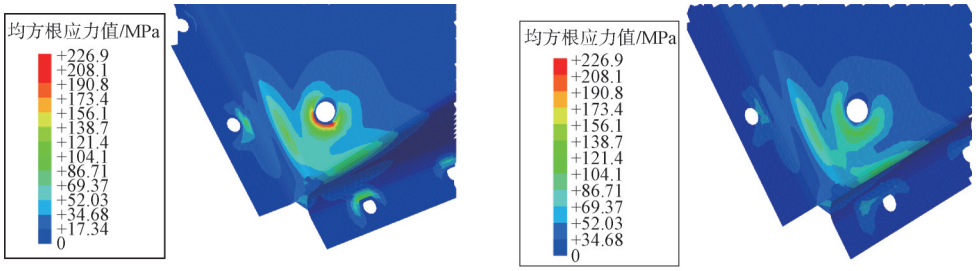
Fig.11　RMS stress contour *X* direction



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图12　RMS应力云图*Y*向

Fig.12　RMS stress contour *Y* direction



a）刚性连接模型　　b）接触非线性模型

图13　RMS应力云图*Z*向

Fig.13　RMS stress contour *Z* direction

表6　螺栓孔RMS应力最大值对比结果

Tab.6　Comparison of max RMS stress in bolt holes

测点位置	刚性连接模型/MPa	接触非线性模型/MPa	偏差率/%
螺栓孔周边（*X*向）	139.20	78.11	43.88
螺栓孔周边（*Y*向）	134.30	93.39	30.46
螺栓孔周边（*Z*向）	226.90	106.30	53.15

由三向RMS应力云图和表6数据可以看出，考虑了螺栓接触非线性的模型，其螺栓孔周边的应力集中效应较传统的螺栓刚性连接模型明显降低，最大RMS应力值可降低30.46%~53.15%。

从接触力学角度来看，传统的刚性连接模型为“点传力”模式，所有振动载荷与惯组惯性力只能通过螺栓孔的刚性连接点传递，与点接触类似。根据赫兹接触理论，点接触状态下，载荷集中于极小的区域，易产生显著的应力集中效应，导致螺栓孔周边应力急剧升高。这种应力高估会导致设计方面增加板材厚度、加大螺栓规格等，造成不必要的保守设计与质量冗余。

而考虑了螺栓预紧和结合面接触后，螺栓预紧力使结合面产生法向压力，传力模式符合“面传力为主，螺栓传力为辅”的真实传力模式。根据接触力学中的接触应力分布规律，面接触状态下，载荷被分散到整个接触面，振动激励通过接触结合面分布式传递，接触应力均匀分布，螺栓载荷占比大幅降低，螺栓孔周边的应力集中效应被显著缓解，应力大大降

低，同时带来直接的工程效益。如在满足相同强度要求下，应力降低意味着可以避免不必要的过度设计，降低板材厚度，实现减重与轻量化设计，或降低螺栓规格要求，实现成本降低。经本文支架仿真测算，精细化模型应力水平仿真结果降低30%~53%，可避免支架因过度设计造成板材厚度增加33%~96%，相当于支架减重0.86~2.50 kg，从而提升了支架的结构效率，实现减重降本。这对于含有大量支架的运载火箭结构设计来说具有重要的工程价值。

4 参数灵敏度分析

由以上分析可知，考虑螺栓预紧和接触非线性的螺栓连接精细化模型，更加符合真实力学特性，是一种具有更高精度的随机振动仿真建模方法。同时，为系统识别此方法中涉及的关键仿真参数对随机振动响应的影响规律，本节以接触非线性模型Z向随机振动为例，开展多参数的灵敏度研究。分析变量包括螺栓预紧力、摩擦系数、模态阻尼、模态截断频率等，仿真过程中仅改变单一变量，其余条件保持一致。输出响应包括一阶固有频率、支架观测点RMS加速度、螺栓孔边最大RMS应力值等。

4.1 螺栓预紧力灵敏度

将连接螺栓的预紧力水平分别设置为4、6、8、10 kN，覆盖M6螺栓常用工程区间，其他参数不变，得到输出响应量的结果，如表7所示。

表7 不同预紧力下输出响应对比

Tab.7 Response outputs under different preload

预紧力/kN	一阶频率/Hz	测点加速度RMS/g	孔边应力RMS/MPa
4	251.82	89.64	111.50
6	254.58	88.91	106.30
8	257.65	88.51	110.60
10	258.95	88.72	115.00

由表7结果可知，预紧力增大时，结构一阶固有频率略有提升，源于结合面压紧带来的刚度提升；加速度响应略有下降，而孔边应力则呈现出先减少后增大的趋势。一方面，预紧力增大可以使结合面接触刚度增大，提升结构整体刚度，但随着预紧力继续增大，孔边本身受到预紧作用带来的载荷也越大，应力水平反而上升。因此，工程使用中还是应当根据实际需求，合理制定螺栓扭矩和预紧力。

4.2 摩擦系数灵敏度

将接触面摩擦系数分别取0.10、0.15、0.18、0.22，其他参数不变，得到输出响应量的结果见表8。

表8 不同摩擦系数下输出响应对比

Tab.8 Response outputs under different friction

摩擦系数μ	一阶频率/Hz	测点加速度RMS/g	孔边应力RMS/MPa
0.10	251.82	89.63	111.50
0.15	254.58	88.91	106.30
0.18	255.28	88.87	101.80
0.22	258.95	88.70	114.90

由表8可以看出，随着摩擦系数的增大，结构一阶频率略有提升；测点加速度响应略有下降，但幅度较小；而孔边应力也呈现出先减少后增大的趋势。摩擦系数的增大可以提升界面的剪切刚度，一定程度上增大结构切线刚度，但过大的摩擦系数会使界面固结变硬，加剧孔边应力集中效应。摩擦系数应当根据界面状态参考相关标准手册或工程经验选取。

4.3 模态阻尼灵敏度

阻尼是随机振动响应幅值的关键影响因素。分别设置模态临界阻尼为0.02、0.03、0.04、0.05进行仿真计算，结果见表9。

表9 不同阻尼对随机振动响应的影响

Tab.9 Response under different critical modal damping

模态阻尼ζ	一阶频率/Hz	测点加速度RMS/g	孔边应力RMS/MPa
0.02	254.58	113.77	147.30
0.03	254.58	88.91	106.30
0.04	254.58	73.81	86.19
0.05	254.58	63.58	74.10

由表9可以看出，阻尼不改变结构的刚度与固有频率，但对响应幅值具有很强的抑制和削弱作用。阻尼从2%提高至5%，孔边应力RMS降低约49.69%。因此，随机振动仿真中阻尼取值应当谨慎，尤其是涉及动强度设计和校核时，建议采用行业规范推荐值，或进行试验识别动阻尼特性。

4.4 模态截断频率灵敏度

为验证模态截断频率设置的合理性，分别提取2 000 Hz、3 000 Hz、4 000 Hz频率下的模态结果参与随机振动求解。各响应量结果的对比如表10所示。

表10 不同模态截断频率下响应

Tab.10 Response under different modal cutoff frequency

模态截断频率/Hz	一阶频率/Hz	测点加速度RMS/g	孔边应力RMS/MPa
2 000	254.58	88.98	106.30
3 000	254.58	88.91	106.30
4 000	254.58	88.91	106.30

由表10可以看出，当分析频率为2 000 Hz时，模态截断频率为3 000 Hz与4 000 Hz，响应量结果已趋

于一致，说明截断至1.5倍分析频率（即3 000 Hz）即可满足收敛要求，本文求解设置合理。

5　结束语

本文针对运载火箭支架传统随机振动仿真中螺栓连接的简化缺陷，基于模态叠加法开展了考虑螺栓接触非线性与预紧效应的精细化仿真研究。结果表明：相较于传统简化建模方法，考虑了螺栓接触非线性及预紧效应后，结构整体刚度得到提升，首阶模态频率提升9.88%；支架测点的三向加速度响应均有所降低，最大均方根（RMS）加速度值降低4.42%；螺栓孔周边区域均方根（RMS）应力值则大幅降低，降幅30.46%~53.15%。同时，参数灵敏度分析显示：模态阻尼对随机振动响应影响显著，预紧力和摩擦系数对随机响应存在一定的影响，而模态截断频率在高于1.5倍分析频率后基本无影响。

本文提出的考虑螺栓接触非线性和预紧效应的随机振动仿真方法，可以为运载火箭支架类结构的动强度设计和校核提供更精确的数值仿真方法，具有较强的工程推广价值。

参　考　文　献

[1] 潘忠文, 廉永正, 曾耀祥, 等. 运载火箭振动环境试验条件解析[J]. 导弹与航天运载技术, 2013(6): 29-32.
PAN Zhongwen, LIAN Yongzheng, ZENG Yaoxiang, et al. Analysis on vibration environment test conditions of launch vehicle[J]. Missiles and Space Vehicles, 2013(6): 29-32.

[2] 马兴瑞, 韩增尧, 邹元杰, 等. 航天器力学环境分析与条件设计研究进展[J]. 宇航学报, 2012, 33(1): 1-12.
MA Xingrui, HAN Zengyao, ZOU Yuanjie, et al. Research progress on mechanical environment analysis and condition design of spacecraft[J]. Journal of Astronautics, 2012, 33(1): 1-12.

[3] 马敬鑫, 周畅, 王帅, 等. 空间管路结构单多轴随机振动下的动强度特性研究[J]. 强度与环境, 2023, 50(1): 8-13.
MA Jingxin, ZHOU Chang, WANG Shuai, et al. Research on dynamic strength characteristics of space pipeline structure under uniaxial and multi-axial random vibration[J]. Journal of Strength and Environment, 2023, 50(1): 8-13.

[4] 韩放, 何昆, 乔桂玉. 氢氧火箭发动机涡轮泵支撑结构随机振动分析对比[J]. 导弹与航天运载技术, 2015(2): 63-66.
HAN Fang, HE Kun, QIAO Guiyu. Comparison of random vibration analysis for turbopump support structure of hydrogen-oxygen rocket engine[J]. Missiles and Space Vehicles, 2015(2): 63-66.

[5] 朱绪跃, 郭庆, 顾志斌, 等. 储能电池架随机振动仿真与优化[J]. 机械设计与制造工程, 2025, 54(12): 15-18.
ZHU Xuyue, GUO Qing, GU Zhibin, et al. Random vibration simulation and optimization of energy storage battery rack[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2025, 54(12): 15-18.

[6] 吴敬凯, 向华平, 闫鹏飞. 机载设备安装架随机振动疲劳分析与结构优化[J]. 电子机械工程, 2023, 39(2): 23-27.
WU Jingkai, XIANG Huaping, YAN Pengfei. Random vibration fatigue analysis and structural optimization of airborne equipment mounting frame[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2023, 39(2): 23-27.

[7] 龙新军, 欧阳涵, 方贤亮, 等. 固液捆绑火箭尾舱设备随机振动环境优化预示分析[J]. 航天器环境工程, 2023, 40(6): 605-610.
LONG Xinjun, OUYANG Han, FANG Xianliang, et al. Prediction analysis on random vibration environment optimization of equipment in aft cabin of solid-liquid bundled rocket[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2023, 40(6): 605-610.

[8] 刘顶平, 邓超, 李军正, 等. 基于PSD的牵引车APU支架随机振动疲劳分析[J]. 汽车实用技术, 2024, 21(4): 69-72.
LIU Dingping, DENG Chao, LI Junzheng, et al. Random vibration fatigue analysis of tractor APU bracket based on PSD[J]. Automobile Applied Technology, 2024, 21(4): 69-72.

[9] 曾维和, 苟黎刚, 王雷, 等. 基于实测载荷谱的车载充电机支架随机振动疲劳仿真及优化设计[J]. 汽车零部件, 2022(6): 11-17.
ZENG Weihe, GOU Ligang, WANG Lei, et al. Random vibration fatigue simulation and optimization design of on-board charger bracket based on measured load spectrum[J]. Automobile Parts, 2022(6): 11-17.

[10] 李维, 刘亮红, 鹿政华, 等. 某燃料电池储氢系统框架随机振动疲劳分析与优化[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(22): 128-133.
LI Wei, LIU Lianghong, LU Zhenghua, et al. Random vibration fatigue analysis and optimization of frame for a fuel cell hydrogen storage system[J]. Automobile Applied Technology, 2023, 48(22): 128-133.

[11] OTOH T. Damped vibration mode superposition method for dynamic response analysis[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1973, 2(1): 47-57.

[12] 于晨阳, 范宣华. 基于模态叠加法的振动响应修正方法研究概述[J]. 装备环境工程, 2019, 16(2): 90-94.
YU Chenyang, FAN Xuanhua. Overview of research on vibration response correction method based on modal superposition method[J]. Equipment Environmental Engineering, 2019, 16(2): 90-94.

[13] SHORTER P J, LANGLEY R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288(3): 669-699.

[14] 陈浩宇, 王彬文, 宋巧治, 等. 飞机地面振动试验激振方案优化与工程验证[J]. 航空工程进展, 2024, 15(5): 114-119.
CHEN Haoyu, WANG Binwen, SONG Qiaozhi, et al. Optimization and engineering verification of excitation scheme for aircraft ground vibration test[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(5): 114-119.

[15] GRIMES R G, LEWIS J G, SIMON H D. A shifted block lanczos algorithm for solving sparse symmetric generalized eigen problems[J]. SIAM Journal Matrix Analysis Applications, 1994, 15(1): 228-272.

作　者　简　介

冷　毅（1987—），男，工程师，主要研究方向为运载火箭结构强度仿真设计。

吴金花（1984—），女，高级工程师，主要研究方向为运载火箭机械总体设计。

周　宁（1993—），男，高级工程师，主要研究方向为运载火箭总体及结构系统设计。

陈振知（1985—），男，研究员，主要研究方向为运载火箭总体和结构技术。

李　茂（1986—），男，研究员，主要研究方向为运载火箭结构系统设计。