文章编号：2097-1974(2026)05-0034-08 DOI：10.7654/j.issn.2097-1974.20260505

振动工装安装方式对固体发动机壳体振动响应的影响研究

奥玉杰，李阳帆，冯跃萌
（西安航天动力测控技术研究所，西安，710025）

摘要：在固体发动机振动试验中，振动台通过转接板等工装连接发动机，由转接板工装传递振动台推力，其传力特性将直接影响振动试验结果。为研究不同工装安装方式对振动试验加速度响应结果的影响机理，分别构建了长条形、锥形转接板以及无转接板3种安装方式下某型号发动机壳体的有限元模型，通过模态分析和谐响应分析，研究了3种安装方式、3种弧座夹持位置下发动机测点的正弦振动响应，并根据仿真结果给出最佳试验方案。结果表明：3种夹持位置下，单弧座夹持时整体结构的固有频率最小，容易发生共振；采用锥形转接板可使结构的固有频率增大，其结构稳定性优于采用长条形转接板；使用锥形转接板搭配最远端夹持时，不仅整体结构的稳定性好，壳体端面的加速度响应放大也更小。最后，通过振动试验验证了仿真结果，对改进固体发动机振动试验工艺设计方案具有一定指导意义。

关键词：转接板；振动仿真；模态分析；谐响应分析；试验验证
中图分类号：V435.6 **文献标识码**：A

Influence of Vibration Fixture Installation Methods on Vibration Response of Solid Rocket Engine Shell

AO Yujie, LI Yangfan, FENG Yuemeng
(Xi'an Aerospace Propulsion Testing Technology Research Institute, Xi'an, 710025)

Abstract: In solid rocket motor vibration testing, the shaker is connected to the motor through fixtures such as adapter plates. The adapter plate fixture serves to transmit the thrust generated by the shaker, and its force transmission characteristics directly affect the vibration test results. To investigate the influence mechanism of different installation methods on the acceleration response results of vibration tests, finite element models of a certain type of motor shell under three installation configurations are established: using an elongated adapter plate, using a conical adapter plate, and using no adapter plate. Through modal analysis and harmonic response analysis, the sinusoidal vibration responses at motor measurement points are studied under these three installation methods and three clamping positions of the arc seat. Based on the simulation results, an optimal test plan is proposed. The results indicate that among the three clamping positions, single arc seat clamping results in the lowest natural frequency of the overall structure, making it more susceptible to resonance. The use of the conical adapter plate increases the natural frequency of the structure, and its structural stability is superior to that of the elongated adapter plate. When employing the conical adapter plate with the farthest clamping position, not only is the overall structural stability improved, but also the amplification of acceleration response at the shell end face is minimized. Finally, the simulation results are validated through actual vibration testing. This study provides certain guidance for improving the process design of solid motor vibration testing.

Keywords: adapter plate; vibration simulation; modal analysis; harmonic response analysis; test verification

0 引 言

固体发动机在研制过程中需通过振动试验验证其结构动力学性能，而转接板作为连接发动机与振动台的关键部件，直接影响振动传递路径以及试验结果的准确性。在振动试验分析中，转接板会显著改变系统的固有频率、模态振型以及动态响应，进而影响试验结果。因此，有必要开展转接板结构对振动试验结果的影响规律研究。

收稿日期：2026-01-30；修回日期：2026-06-01

在振动试验仿真方面，国内外学者开展了大量研究。韩丽等[1]以某导弹的模型仪器舱为研究对象，在相同控制条件、不同边界条件下分析了试件的随机振动响应，为实际工程应用提供参考。王世辉等[2]通过仿真和试验相结合的方法，分析了某型号固体发动机的动态力传递特性，有效改善了振动试验中的局部过试验问题。牛涛等[3]基于随机振动理论和有限元仿真软件，对一种控制驱动器进行振动仿真分析，获得产品内部结构的振动放大情况。易晓雪等[4]采用有限元方法，研究了发动机在冲击和振动载荷条件下的响应传递特性和分布规律。Vankadari等[5]探讨了大型结构动态特性表征技术及其应用。Sahoo等[6]研究了随机振动载荷下，材料特性、边界条件对结构振动响应的影响。Dawood等[7]基于结构的改变，研究了产品在3种动态发射载荷下的响应。

综上，为了研究振动试验响应特性，国内外学者已经从边界条件、载荷类型等多方面进行了仿真分析与试验验证，取得了丰硕的研究成果。然而，试验件在振动试验中的安装方式也会影响其振动响应特性。另外，振动仿真与实物试验的加速度控制点有区别。实物试验中加速度控制点的选取，是决定试验结果准确性的关键因素[8]，通常会选取3处位置作为控制点，一处为动圈或转接板，一处为弧座底板，一处为试件表面。在进行振动仿真时，控制点默认为模型中设置的边界条件位置处。以常见的“试件-弧座-转接板”结构为例，若模型中包含转接板结构，加速度控制点为转接板底部；若模型中不包含转接板结构，加速度控制点则为弧座底部。

本文使用有限元软件，建立了某型号固体发动机壳体、弧座以及转接板的仿真模型，研究了3种夹持方式下，分别使用两种类型转接板对振动响应的影响，同时将模型中无转接板结构的情况作为对照组，研究仿真控制点对结果的影响，并开展了实物试验进行验证。

1　振动传递机理

为了描述系统的振动传递机理，可以将试验件、振动工装组成的系统简化为图1所示的弹簧阻尼质量系统[9]。

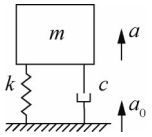


图1　振动试验系统简化模型

Fig.1　Simplified model of vibration test system

其中，a_0为振动台的加速度响应，a为试验件的加速度响应，m为试验件和振动工装的质量，k和c分别为振动系统的刚度和阻尼，则振动试验系统的运动方程为

$$m\ddot{x}+c(\dot{x}-\dot{x}_0)+k(x-x_0)=0 \tag{1}$$

式中　x和x_0分别为试验件加速度a和振动台加速度a_0所对应的位移。

对式（1）作Laplace变换，可获得试验件加速度和振动台加速度之间的传递函数为

$$H(s)=\frac{a(s)}{a_0(s)}=\frac{1+j2\xi\lambda}{1-\lambda^2+j2\xi\lambda} \tag{2}$$

式中　ξ为阻尼比，$\xi=\dfrac{c}{2\sqrt{km}}$；$\lambda$为频率比，$\lambda=\dfrac{\omega}{\omega_0}$，其中，$\omega$为激振频率，$\omega_0$为振动试验系统的固有频率，$\omega_0=\sqrt{\dfrac{k}{m}}$。

对式（2）求幅值可得到加速度传递率，其表达式为

$$|H|=\frac{\sqrt{\left[1-\lambda^2+(2\xi\lambda)^2\right]^2+(2\xi\lambda^3)^2}}{(1-\lambda^2)^2+(2\xi\lambda)^2} \tag{3}$$

由式（3）可知，加速度传递率与振动试验系统的阻尼比ξ和频率比λ有关[10]。图2给出了阻尼比ξ分别取0.01、0.1、0.3时，加速度传递率$|H|$随频率比λ变化的曲线。当λ=1时，传递率曲线取得最大值。无论阻尼比大小如何，所有传递率曲线都在$\lambda=\sqrt{2}$处相交，且此时传递率的值为1。当$\lambda<\sqrt{2}$时，$|H|>1$，振动放大，阻尼的增加使得加速度传递率变小；当$\lambda>\sqrt{2}$时，$|H|<1$，振动衰减，阻尼的增加使得加速度传递率变大。

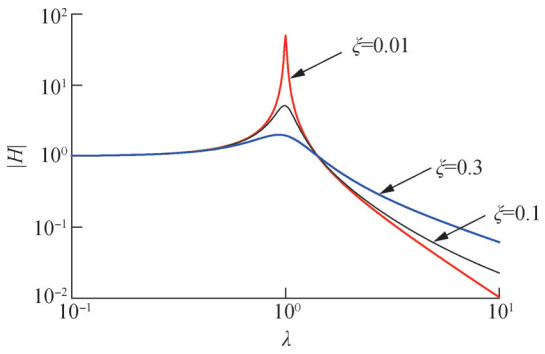


图2　振动传递特性曲线

Fig.2　Vibration transfer characteristic curve

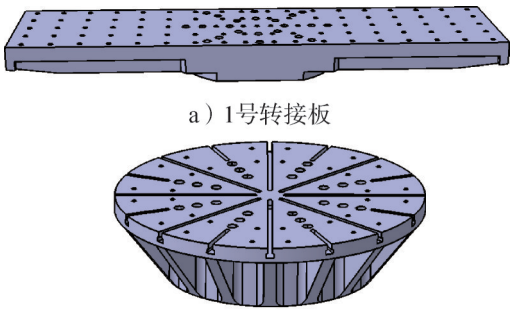
2　动力学分析

2.1　建立模型

本文分别在3种安装方式下（即使用两种类型转

接板以及不使用转接板），研究了3种工装不同夹持位置下固体发动机壳体的谐振响应。其中1号转接板为长条形，重193 kg，2号转接板为锥形，重550 kg，两块转接板的模型如图3所示。3种夹持方式分别为：最远端夹持（弧座夹持间距占壳体总长的68.5%）、中间夹持（弧座夹持间距占壳体总长的36.3%）和单弧座夹持。仿真时共建立了9种状态的有限元模型，9种模型如图4所示。

模型包含固体发动机壳体、毛毡、弧座、转接板等部件，固体发动机壳体总长1 240 mm，直筒段长1 140 mm，由复合材料缠绕而成，材料具有各向异性，壳体的前后裙、前后封头为钢制，弧座为钢制，转接板为铝合金制，直筒段的材料参数如表1所示，其余部件的材料表现为各向同性，材料参数如表2所示。部件接触面之间设置“绑定”约束，有转接板时，设置转接板底部为固定约束；无转接板时，设置弧座底部为固定约束。划分网格时，单元形状取四面体，全局尺寸20 mm。

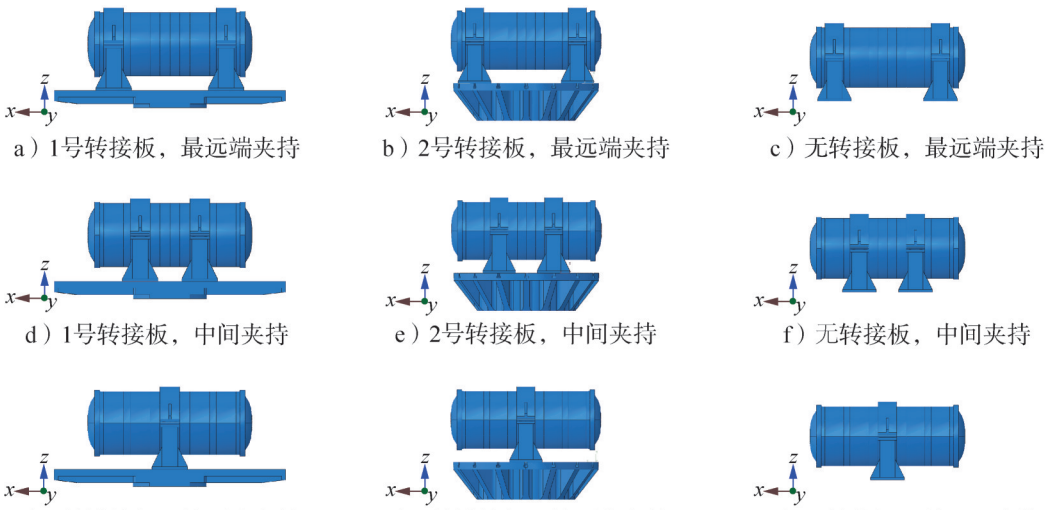


a）1号转接板

b）2号转接板

图3 转接板模型

Fig.3 Adapter plate models



a）1号转接板，最远端夹持　b）2号转接板，最远端夹持　c）无转接板，最远端夹持

d）1号转接板，中间夹持　e）2号转接板，中间夹持　f）无转接板，中间夹持

g）1号转接板，单弧座夹持　h）2号转接板，单弧座夹持　i）无转接板，单弧座夹持

图4 9种状态的有限元模型

Fig.4 Finite element models of 9 different states

表1 直筒段的材料参数

Tab.1 Material parameters of the straight section

密度/(kg·m^{-3})	1 600	
杨氏模量/MPa	E_1	230 000
	E_2	15 000
	E_3	15 000
剪切模量/MPa	G_{12}	24 000
	G_{13}	24 000
	G_{23}	5 030
泊松比	v_{12}	0.2
	v_{13}	0.2
	v_{23}	0.25

表2 其余部件的材料参数

Tab.2 Material parameters of other components

部件名称	密度/(kg·m^{-3})	杨氏模量/MPa	泊松比
前后裙、封头、弧座	7 860	210 000	0.3
毛毡	200	1 000	
1、2号转接板	2 710	70 000	

2.2 模态分析

计算9种状态下结构的前15阶模态，模态结果如图5、表3所示。从模态分析结果可以看出，在同一夹持位置下，使用转接板时结构的固有频率总体上相较于不使用转接板时小。这是因为转接板的存在引入

了附加质量，根据固有频率公式$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$，质量增大会导致固有频率降低。然而，2号转接板的质量大于1号转接板，但使用2号转接板时结构的固有频率有时反而大于使用1号转接板。这反映了固有频率不仅与质量m有关，还与刚度k有关。1号转接板为长条形，其截面惯性矩较小，弯曲刚度较低，因此质量增加效应占主导；而2号转接板为锥形，截面沿高度渐变，具有更大的截面模量，显著提升了连接部位的弯曲刚度，这种刚度增强效应可部分抵消甚至超越质量增加的影响，从而在整体上提升系统固有频率。不同夹持位置通过改变弧座对壳体的约束刚度进而影响系统动态特性。最远端夹持时弧座间距最大，壳体弯曲刚度得到更充分利用，整体刚度高；中间夹持的约束间距减小，刚度次之；单弧座夹持相当于悬臂约束，弯曲刚度最低，一阶固有频率最小，易引发共振。

使用1号转接板时，采用中间夹持时结构的一阶固有频率最大，为173.96 Hz；使用2号转接板以及无转接板时，3种夹持方式下采用最远端夹持时，结构的一阶固有频率最大，分别为216.65 Hz和224.31 Hz。无论是否使用转接板，采用单弧座夹持时结构的一阶固有频率相较于双弧座夹持更小，使用该种夹持方式时结构的稳定性较差，容易发生共振。两种转接板中，2号转接板的使用使得结构的固有频率增大，其结构稳定性优于使用1号转接板的情形。

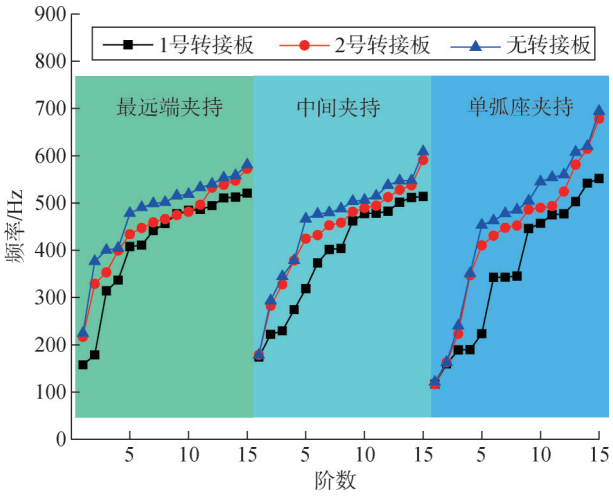


图5　不同安装方式下结构前15阶模态频率对比

Fig.5　Comparison of the first 15 modal frequencies of the structure under different installation methods

表3　不同状态下结构的前15阶模态频率

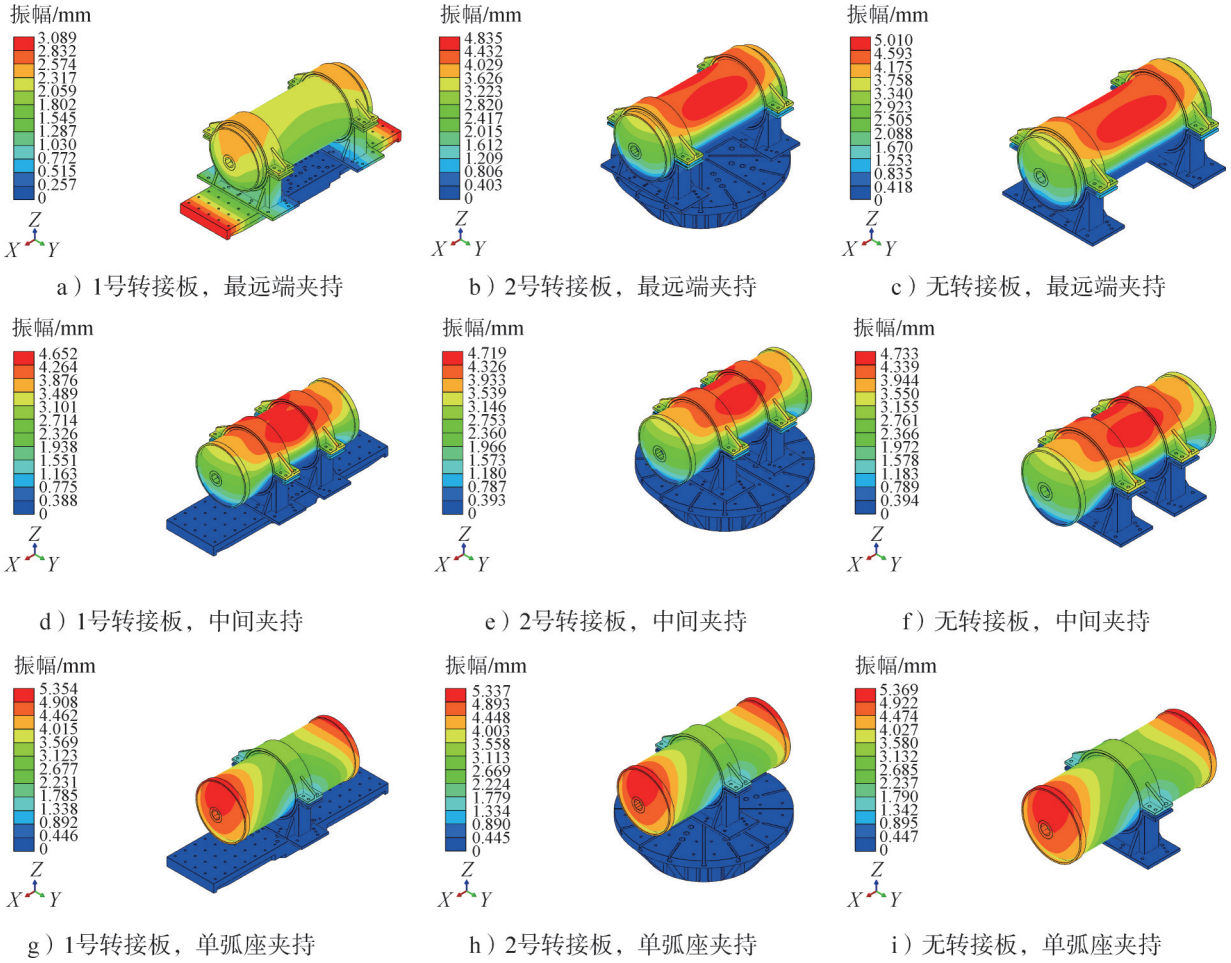
Tab.3　The first 15 modal frequencies of the structure under different states　　单位：Hz

状态	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶	6阶	7阶	8阶	9阶	10阶	11阶	12阶	13阶	14阶	15阶
状态1	157.39	178.57	313.95	336.95	407.85	410.77	441.87	456.64	477.10	484.32	486.20	494.35	510.63	512.28	520.91
状态2	216.65	328.98	353.11	399.64	433.91	447.19	459.10	465.94	474.48	481.36	496.41	532.58	538.25	547.45	572.46
状态3	224.31	376.61	400.27	404.56	478.21	490.45	499.02	501.77	515.50	518.55	532.76	540.24	553.30	558.29	580.81
状态4	173.96	222.00	229.38	274.32	318.92	372.99	401.92	403.74	462.18	477.76	478.52	482.58	501.71	511.51	513.59
状态5	178.41	282.51	327.65	378.51	424.52	432.24	452.88	458.47	481.33	489.72	494.29	512.37	528.00	537.53	591.14
状态6	178.13	293.28	344.69	378.51	466.43	476.63	479.69	487.85	503.64	506.29	514.83	537.63	547.37	547.52	608.75
状态7	116.75	159.38	188.94	189.61	223.24	342.47	343.13	345.25	445.64	457.06	474.96	477.15	502.70	541.95	551.79
状态8	116.62	162.92	223.10	346.75	410.24	430.87	447.70	452.27	486.06	489.93	493.61	524.30	581.19	614.42	678.53
状态9	120.92	163.11	239.95	350.93	453.67	462.62	477.74	485.75	504.45	544.93	554.11	559.68	607.81	620.42	694.21

注：状态1、2、3分别为使用1号转接板、2号转接板以及无转接板时最远端夹持状态；状态4、5、6分别为使用1号转接板、2号转接板以及无转接板时中间夹持；状态7、8、9分别为使用1号转接板、2号转接板以及无转接板时单弧座夹持状态。

图6展示了9种状态下结构的一阶模态振型，从一阶模态振型中可以看出，不使用转接板时的最大振幅比使用转接板时的大，3种夹持方式下无转接板时的最大振幅分别为5.010 mm、4.733 mm和5.369 mm。最大振幅的出现位置，除最远端夹持时有差异外，其余夹持方式下最大振幅的出现部位保持一致。转接板的存在对最远端夹持情况的影响最大，中间夹持和单弧座夹持时，最大振幅相差较小。

综上所述，在仅考虑模态分析结果的情况下，状态3的固有频率最大，为最优试验状态。但实际试验中弧座与振动台动圈尺寸往往不能直接匹配，需使用转接板将两者连接，此时，状态2为最优方案，即在进行该型号固体发动机壳体振动试验时，使用锥形转接板、采用最远端夹持最佳。



a）1号转接板，最远端夹持　b）2号转接板，最远端夹持　c）无转接板，最远端夹持

d）1号转接板，中间夹持　e）2号转接板，中间夹持　f）无转接板，中间夹持

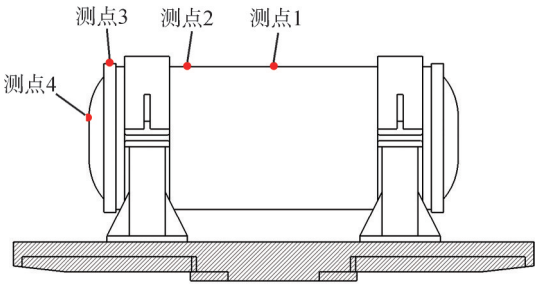
g）1号转接板，单弧座夹持　h）2号转接板，单弧座夹持　i）无转接板，单弧座夹持

图6　9种状态下结构的一阶模态振型

Fig.6　First-order modal shapes of the structure under 9 different states

2.3　谐响应分析

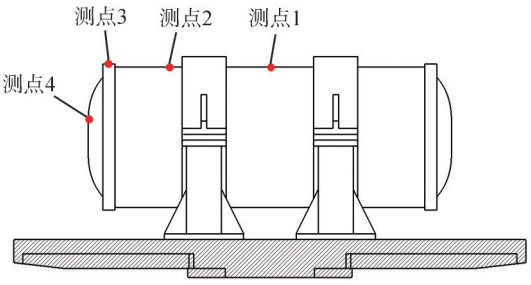
在模态分析的基础上，对结构进行谐响应分析。仿真频率范围为5~500 Hz，全局阻尼比设置为0.05，控制Z向加速度幅值为1g。分别监测3种弧座夹持位置、3种安装方式下4个测点Z向的加速度响应，测点的分布位置如图7所示，无论模型中有、无转接板，测点的分布位置都保持一致。



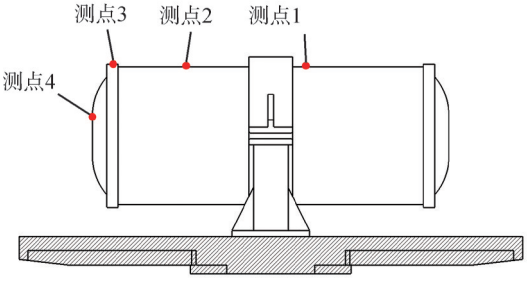
a）最远端夹持

图7　测点的分布位置

Fig.7　Distribution location of measuring points



b）中间夹持



c）单弧座夹持

续图7

图8为3种夹持位置下，分别在3种安装方式下各测点的加速度响应结果。从仿真结果可知，9种状态下的加速度变化趋势表现相似，其中安装方式对最远端夹持状态的影响比较显著，主要表现在对加速度响应量级和峰值频率的影响。最远端夹持状态下，4个测点的加速度响应在使用1号转接板时量级最大，峰值对应频率比其余两种安装方式要小。中间夹持和单弧座夹持状态下，不同安装方式对加速度响应的影响较小，各测点的加速度响应曲线接近。

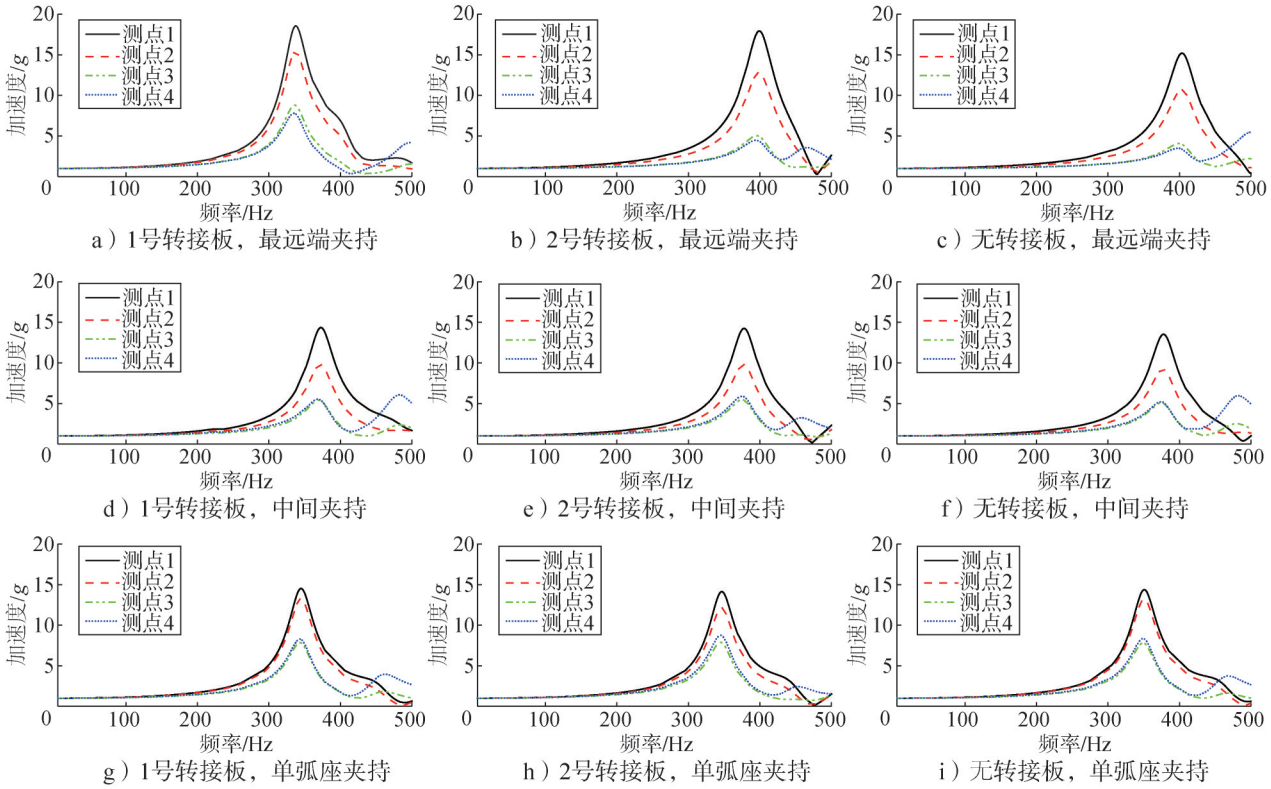


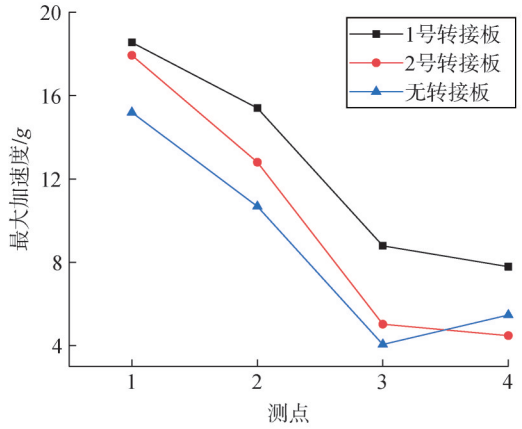
图8　9种状态下测点的加速度响应

Fig.8　Acceleration response at measuring points under 9 different states

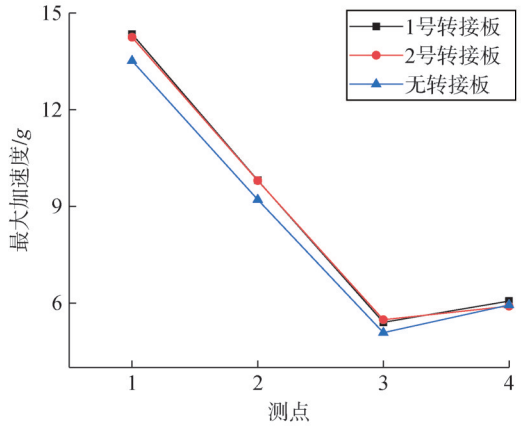
从加速度响应结果中，可以获得各个测点在频率范围内的最大加速度响应值，将9种状态下测点的最大加速度响应值作对比，结果如图9所示。对比发现，3种夹持方式下，发动机壳体中间部位是4个测点中加速度响应最大处。中间夹持下，使用1、2号转接板获得的测点最大加速度值曲线相似。最远端夹持时，测点的加速度差异较为显著，使用长条转接板时测点的加速度响应明显大于其余两种安装方式；该夹持方式下，使用1、2号转接板使得最大加速度响应值随测点逐渐递减，这是因为相较之下，此时弧座对测点4的约束加强，使得该点的振动响应降低。总体而言，使用2号转接板后，整体结构的刚性好，壳体上的最大加速度响应相较1号转接板也要低。

在依据谐响应分析结果选择试验方案时，若基于质心加速度最小原则选择试验方案，则使用锥形转接板、采用单弧座夹持为最优试验状态；若基于端面加速度最小原则选择试验方案，则使用锥形转接板、采用最远端夹持为最优试验状态。若综合考虑振动过程中质心和端面加速度的放大效应，将质心和端面的加速度响应作平均，基于平均值最小原则，此时使用锥形转接板、采用中间夹持为最优试验状态。

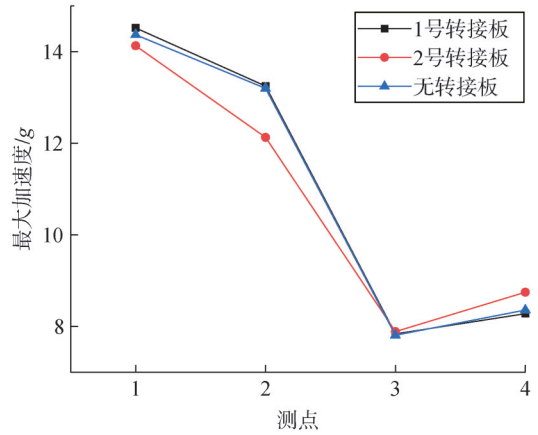
基于模态分析和谐响应分析结果可知，在进行该型号发动机壳体振动试验时，使用锥形转接板要优于使用长条形转接板。具体选取何种弧座夹持方式，还需考虑控制产品自身结构薄弱处的加速度放大效应。若要控制质心的放大效应，可选择单弧座夹持；若要控制端面的加速度放大效应，可选择最远端夹持；若要二者兼顾，可选择中间夹持。另外需要说明的一点是，虽然锥形转接板综合性能优于长条形转接板，但是锥形转接板的质量是长条形转接板的2倍有余，在同样的试验量级下，使用锥形转接板需要振动台提供更大的推力，这也是实际试验中需要考虑的一点。



a）最远端夹持



b）中间夹持



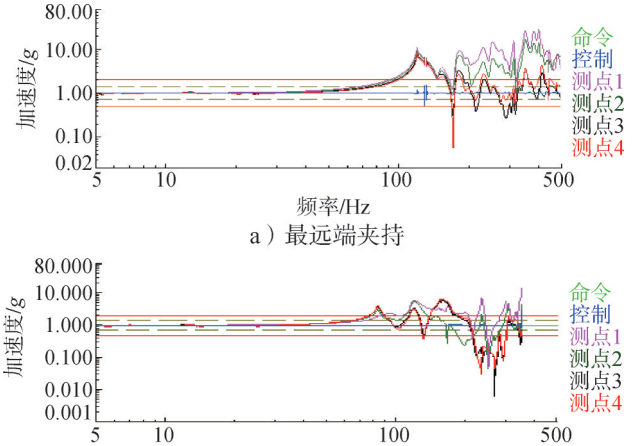
c）单弧座夹持

图9 最大加速度响应对比

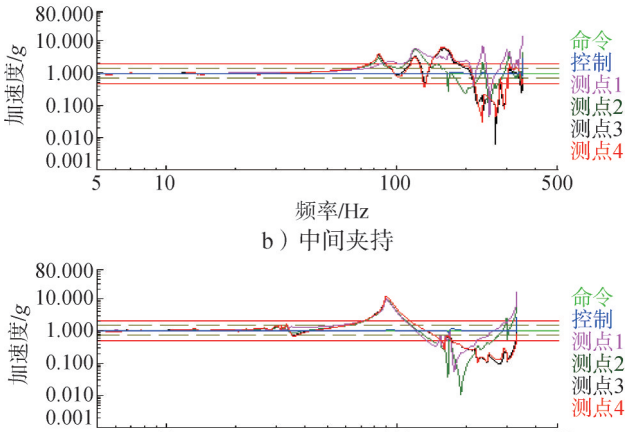
Fig.9 Comparison of maximum acceleration response

3 试验验证

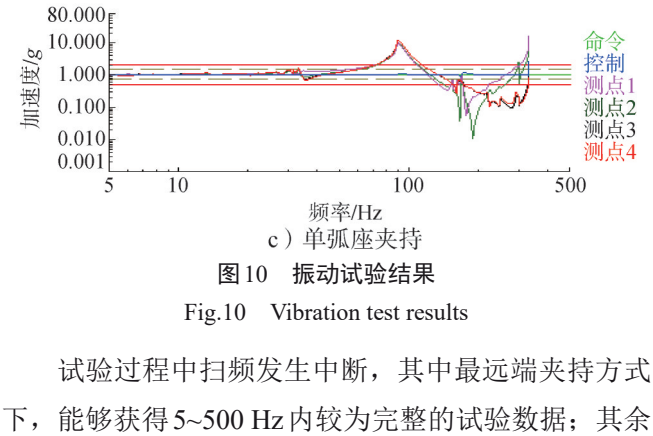
为了验证仿真方法的准确性，使用1号转接板开展3种夹持方式下的试验验证。试验时，扫频范围5~500 Hz，扫频速率1 oct/min，采用两点平均控制的方式，控制点布置在转接板上表面靠近中心处，控制垂直方向加速度幅值为1g，测点分布位置与图7保持一致，试验结果如图10所示。



a）最远端夹持



b）中间夹持



c）单弧座夹持

图10 振动试验结果

Fig.10 Vibration test results

试验过程中扫频发生中断，其中最远端夹持方式下，能够获得5~500 Hz内较为完整的试验数据；其余两种夹持方式仅能获得图10中扫频范围内的部分试验数据。从试验数据中可以获得扫频范围内4个测点的最大加速度响应值，将最大加速度响应的试验结果与仿真结果作对比，结果如表4所示。

表4 最大加速度响应仿真与试验结果对比

Tab.4 Comparison of simulation and experimental results

夹持方式	测点	仿真结果/g	试验结果/g	误差/%
最远端夹持	测点1	18.55	27.96	33.66
	测点2	15.40	16.84	8.55
	测点3	8.79	8.63	1.85
	测点4	7.79	7.98	2.38
中间夹持	测点1	14.35	14.95	4.01
	测点2	9.81	5.38	82.34
	测点3	5.40	6.26	13.74
	测点4	6.06	6.75	10.22
单弧座夹持	测点1	14.52	15.57	6.74
	测点2	13.25	10.11	31.06
	测点3	7.84	11.78	33.45
	测点4	8.28	11.63	28.81

对比发现，除测点2在中间夹持下仿真结果与试验结果有较大误差外，其余结果的误差均在可接受范

围内，试验结果显示的变化趋势也与仿真结果比较接近，证明了仿真结果的有效性。

4 结　论

本文使用有限元软件，研究了振动工装安装方式对试验的影响，在3种弧座夹持位置下，分别建立了使用长条形、锥形转接板以及无转接板时某型号固体发动机壳体和振动工装的仿真模型，对模型进行模态分析和谐响应分析，并开展了实物验证试验，得到如下结论：

a）在同种夹持位置下，转接板会降低试验件装配体结构的固有频率和一阶模态振幅。单弧座夹持时整体结构的固有频率最小，容易发生共振。锥形转接板的使用使得结构的固有频率增大，其结构稳定性优于使用长条形转接板。

b）转接板影响试验件装配体结构的加速度响应量级和峰值频率，加速度变化趋势表现相似。使用锥形转接板时整体结构的刚性好，壳体上的最大加速度响应相较长条形转接板也要低。

c）弧座夹持位置的选择可根据产品结构来确定。若基于质心加速度最小原则，可采用单弧座夹持；若基于端面加速度最小原则，可采用最远端夹持；若综合考虑振动过程中质心和端面加速度的放大效应，采用中间夹持最佳。

参　考　文　献

[1] 韩丽, 张正平, 陈凯, 等. 边界条件对试件振动响应影响的仿真研究[J]. 强度与环境, 2010, 37(5): 28-33.
HAN Li, ZHANG Zhengping, CHEN Kai, et al. Simulation study of boundary's effect on test-piece's vibration response[J]. Structure & Environment Engineering, 2010, 37(5): 28-33.

[2] 王世辉, 张磊, 李铁, 等. 固体火箭发动机振动试验过试验分析与控制[J]. 计算机测量与控制, 2017, 25(4): 247-250.
WANG Shihui, ZHANG Lei, LI Tie, et al. Analysis and control of excessive level in vibration test for solid rocket motor[J]. Computer Measurement & Control, 2017, 25(4): 247-250.

[3] 牛涛, 赵宇飞, 闫丽媛. 一种控制驱动器的振动仿真与验证[J]. 导弹与航天运载技术(中英文), 2023(6): 81-86.
NIU Tao, ZHAO Yufei, YAN Liyuan. Random vibration simulation and test of a control driver[J]. Missiles and Space Vehicles, 2023(6): 81-86.

[4] 易晓雪, 张薇, 隋欣. 冲击和振动载荷下固体火箭发动机响应传递特性仿真分析[J]. 固体火箭技术, 2024(4): 583-592.
YI Xiaoxue, ZHANG Wei, SUI Xin. Simulation analysis of response transmission characteristics of solid rocket motor under shock and vibration loads[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2024(4): 583-592.

[5] VANKADARI V R, PASALA D, IGNATIUS J, et al. Dynamic characterization of large structures and its application to solid rocket motor testing and launch[C]. Singapore: Advances in Structural Vibration, 2020.

[6] SAHOO ROSALIN, GROVER N, SINGH B N. Random vibration response of composite-sandwich laminates[J]. Archive of Applied Mechanics, 2021, 91(9): 3755-3771.

[7] DAWOOD S D S, HARMIN M Y. Structural responses of a conceptual microsatellite structure incorporating perforation patterns to dynamic launch loads[J]. Aerospace, 2022, 9(9): 448-473.

[8] 彭立晓. 振动试验控制点位置选取方法研究[J]. 装备制造技术, 2021(11): 101-103.
PENG Lixiao. Study on selection method of vibration test control point position[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2021(11): 101-103.

[9] 韩玉迎, 李青频, 杨琨, 等. 固体火箭发动机振动过试验现象研究[J]. 固体火箭技术, 2025, 48(2): 323-328.
HAN Yuying, LI Qingpin, YANG Kun, et al. Vibration over-testing phenomenon investigation of solid rocket motor[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2025, 48(2): 323-328.

[10] 王威远, 王聪, 魏英杰, 等. 复合材料蜂窝结构锥形壳振动传递特性试验研究[J]. 工程力学, 2007(7): 1-5+10.
WANG Weiyuan, WANG Cong, WEI Yingjie, et al. Experimental investigation on vibration transmissibility of the conical shell with composite material honeycomb structure[J]. Engineering Mechanics, 2007(7): 1-5+10.

作　者　简　介

奥玉杰（2000—），男，助理工程师，主要研究方向为强度试验技术。
李阳帆（1989—），男，博士，高级工程师，主要研究方向为结构强度试验测试。
冯跃萌（1992—），女，助理工程师，主要研究方向为结构强度试验测试。