

固体发动机高强钢壳体包装结构强度分析

陈增奎¹, 周卫卫², 夏艳¹, 许俊伟¹, 刘晓亮³, 陈刚^{4*}

(1.中国运载火箭技术研究院, 北京 100076; 2.北京精密机电控制设备研究所, 北京 100076;
3.北京航天卓越精密机械制造有限公司, 北京 100076; 4.哈尔滨工业大学(威海)
材料科学与工程学院, 山东 威海 264209)

摘要:目的 针对内压与外部载荷联合失稳工况, 对某型号 D406A 高强钢发动机壳体包装结构刚度、强度进行校核, 确保构件满足服役强度要求。**方法** 采用有限元软件建立发动机壳体包装结构刚度、强度分析有限元模型, 针对模型中不同网格疏密度以及不同结构单元类型进行数值仿真分析, 确定最佳计算精度的屈曲变形模型参数。在壳体轴向载荷和外压分布载荷联合工况下开展屈曲分析和结构强度校核。**结果** 仿真表明采用单层实体网格的划分方式具有最佳计算精度, 线性屈曲分析的最大应力值为 67.2 MPa, 特征值为 2.322, 结构剩余强度系数为 1.39。**结论** 某型号 D406A 高强钢发动机壳体在服役环境下具有足够的刚度、强度和稳定性, 满足发动机壳体包装结构工作的设计要求。

关键词: 发动机壳体; 计算精度; 屈曲分析; 力学性能

中图分类号: TB482

文献标志码: A

文章编号: 1001-3563(2024)17-0269-09

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2024.17.032

Strength Analysis of Solid Engine High-strength Steel Case Packaging Structures

CHEN Zengkui¹, ZHOU Weiwei², XIA Yan¹, XU Junwei¹, LIU Xiaoliang³, CHEN Gang^{4*}

(1. China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China; 2. Beijing Institute of Precision Mechatronics and Controls, Beijing 100076, China; 3. Beijing Aerospace Excellent Precision Machinery Manufacturing Co., Ltd., Beijing 100076, China; 4. School of Materials Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Shandong Weihai 264209, China)

ABSTRACT: The work aims to verify the rigidity and strength of a certain D406A high-strength steel engine case for the combined instability condition of internal pressure and external load, and to ensure that the components meet the service strength requirements. The finite element software was used to establish an engine case stiffness finite element model, and numerical simulation analyses were carried out for different mesh densities and different structural cell types in the model to determine the parameters of the flexural deformation model with the best calculation accuracy. Under the combined working conditions of axial load and external pressure distributed load, the bending analysis and structural strength check were carried out, and the simulation showed that the single-layer solid mesh delineation had the best calculation accuracy, and the maximum stress value of the linear bending analysis was 67.2 MPa, the eigenvalue was 2.322, and the coefficient of structural residual strength was 1.39. In conclusion, the D406A high-strength steel engine case has sufficient strength, stiffness and stability under the service environment. It meets the design requirements of the engine case packaging structure.

KEY WORDS: engine case; calculation accuracy; buckling analysis; mechanical properties

固体火箭发动机凭借其构造简单、高质量比、高可靠性等特点被广泛应用于航天航空等领域^[1-7]。固体火箭发动机壳体包装结构面临内部固体火药燃烧时产生的极高内压和外部发射时导致的气动加载,是工作环境严峻的构件之一^[8-10]。因此,为保证固体火箭发动机在寿命期内的强度和可靠性要求,发动机壳体包装结构强度设计和校核尤为关键^[11-14]。

马征峰等^[15]基于复合材料的损伤演变规律,建立了固体火箭发动机壳体包装结构刚度、强度的有限元分析模型。为了进一步提升发动机壳的承载能力,侯晓等^[16]提出在壳体裙外环向缠绕层内铺放了纵向纤维层的包装结构形式,承载能力提高了124%。此外,王鑫等^[17]建立基于三次样条厚度预测方法的封头精细化数值模型,通过40°补强层进行封头补强,壳体爆破压强提升了50%。

综上所述,通过有限元模拟建立发动机壳体包装结构强度模型,优化结构设计,能够实现壳体综合力学性能的显著提升^[18-24]。然而,目前研究中针对固体火箭发动机壳体包装结构有限元模型的计算精度和工况校核方面的报道较少。

本文以D406A高强钢发动机壳体为研究对象,采用有限元分析方法,探索了网格疏密度对实体单元和壳单元的计算精度影响以及实体单元和壳单元对结构屈曲变形的计算精度影响。通过对主要失效模式轴外压联合失稳工况校核,获得应力分布、结构变形规律,计算结构剩余强度系数,分析结果为固体火箭发动机壳体包装结构的应用提供了有效支撑。

1 有限元仿真建模

1.1 发动机壳体几何模型建立

发动机壳体包装结构如图1所示,壳体包装结构主要由直筒段、前后封头、前后吊耳和吊耳加强筋组成,具体结构功能和尺寸如下。

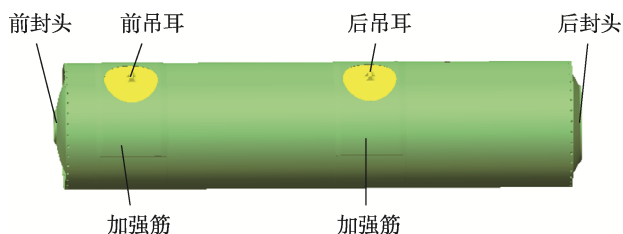


图1 发动机壳体结构

Fig.1 Model of D406A steel engine case

1) 直筒段。直筒段为圆柱形结构,是发动机壳体包装结构的主要部分,负责包裹发动机内部组件并承受内部压力和载荷,壳体直径为 $\Phi 760$ mm,轴向长度为3 000 mm,厚度为2.8 mm。

2) 前后封头位于直筒段的两端,用于密封发动机壳体并固定内部组件,采用曲面设计,以适应发动机壳体包装结构形状,并具有良好的密封性能。

3) 吊耳和加强筋。吊耳位于发动机壳体的两端,用于连接发动机壳体与其他机械部件或固定设备,吊耳加强筋用于增强吊耳的承载能力和结构强度,确保发动机壳体在运行时能够承受吊挂和悬挂等载荷。前吊耳距离前裙端面约220 mm,后吊耳距离前裙端面约1 650 mm,加强筋宽约350 mm,加强筋处壳体厚度约6 mm。

采用三维造型软件对发动机壳体包装结构建模,模型建立并检查无误后,输出为Parasolid.x_t文件格式,导入有限元软件中进行刚度、强度仿真分析。

1.2 材料性能参数

发动机壳体材料为D406A高强度钢,材料密度为 $7\,800\text{ kg/m}^3$,退火状态下弹性模量为200 GPa,泊松比为0.27。通过对D406A钢不同温度环境下的材料性能进行实验,弹性模量、屈服强度和抗拉强度如表1所示。发动机壳体包装结构需要能够在复杂的环境条件下工作,承受高温、高压和振动冲击等各种外部负载和环境影响,为确保发动机的正常运行和长期稳定性,根据实际工作环境条件,在350℃下进行材料强度校核^[20]。在材料数据库中添加材料参数,包括密度、弹性(弹性模量、泊松比)和塑性(不同温度下的屈服强度和抗拉强度)。

表1 D406A材料性能参数

Tab.1 Material performance parameters of D406A

温度 $T/^\circ\text{C}$	弹性模量 E/GPa	屈服强度 $\sigma_{0.2}/\text{MPa}$	抗拉强度 σ_b/MPa
19	200	1 520	1 740
100	195	1 440	1 730
200	190	1 440	1 730
300	186	1 350	1 730
350	165	1 310	1 720

1.3 分析步设置

在有限元软件中设置屈曲模拟分析步,采用Linear perturbation线性摄动中的Buckle计算类型,设置模态提取方法为子空间法,特征值输出为5阶模态^[21],每次迭代向量为10,最大迭代次数为30,并选择适当的加载类型、求解器和算法选项,以执行屈曲分析并获得所需的结果。

1.4 接触关系和边界条件设置

沿发动机壳体轴线建立参考坐标系,坐标系X方向表示发动机壳体轴向。在壳体内部分别设置参考点RP-X和RP-guzhi用于设置接触关系和边界条件,其中参考点RP-X与发动机壳体整体耦合,参考点RP-guzhi与发动机壳体一端耦合。对参考点RP-X设置接触关系,接触方式采用Coupling耦合^[22],对参

考点 RP-guzhi 设置固支约束的边界条件, 即 $U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0$ 。发动机壳体的另一端不施加约束, 位移和旋转方向都设置为自由状态^[23]。

1.5 载荷工况和施加形式

根据工程经验, 主动飞行阶段发动机内部压强大于外部压强, 发动机壳体承受内压; 被动飞行阶段发动机工作结束, 发动机壳体主要承受外压和内部轴向压力。然而壳体外压承载能力较低, 其主要失效模式为外压联合轴压作用下的失稳。通过质量分站实际测

试, 结合轴向长度 $X_i(m)$ 和载荷安全系数 f , 测量了特定型号发动机壳体包装结构在不同使用条件下温度 t 、剪力 Q 、弯矩 M 的轴向使用载荷和外压分布载荷, 并依据式 (1) 计算设计载荷。

$$T_s = T + ABS(T_M)$$
(1)

式中: T_s 为设计载荷; T 为轴向力, $ABS(T_M)$ 为折算轴向力。

计算得出被动飞行段的最大轴向过载和外压设计载荷。折算后的轴压设计载荷以及外压分布设计载荷分别如表 2、表 3 所示。

表 2 不同使用条件下的发动机壳体轴压设计载荷
Tab.2 Converted axial design load under different conditions

质量分站	使用条件		使用载荷			设计载荷/N
	f	$T/^\circ\text{C}$	Q/N	$M/(\text{N}\cdot\text{m})$	T/N	
29	1.5	350	17 309.7	-24 794.8	-61 138.0	106 645
30	1.5	350	15 398.2	-21 073.2	-64 603.1	71 679.5
31	1.5	350	12 970.9	-15 606.8	-66 936.7	17 309
32	1.5	350	10 870.0	-13 012.6	-68 190.4	1 811
33	1.5	350	8 869.3	-10 838.6	-69 444.0	-17 462
34	1.5	350	7 094.6	-9 064.8	-70 696.6	-33 532
35	1.5	350	5 143.5	-7 645.9	-72 212.0	-47 158
36	1.5	350	3 732.3	-6 270.0	-74 861.1	-62 131.5
37	1.5	350	2 688.0	-4 963.6	-77 182.5	-76 069
38	1.5	350	1 336.7	-4 426.1	-78 481.9	-82 313.5
39	1.5	350	171.0	-4 158.7	-79 926.5	-86 625
40	1.5	350	-764.7	-4 124.5	-81 580.4	-89 378
41	1.5	350	-386.3	-4 277.5	-84 397.0	-92 379.5
42	1.5	350	9 400.9	-4 348.0	-95 325.3	-108 203.5
43	1.5	350	7 706.0	-3 877.9	-93 402.5	-109 087

表 3 外压分布设计载荷
Tab.3 External pressure distribution design load

序号	质量分站	$X_i(m)$	f	设计载荷/MPa						
				-90	-60	-30	0	30	60	90
1	29	3.305	1.3	0.139 162	0.129 973 9	0.125 690 8	0.114 890 1	0.150 378 2	0.182 801 2	0.193 246
2	30	3.52	1.3	0.045 284 5	0.039 356 1	0.032 794 2	0.016 724 6	0.051 238 7	0.075 575 2	0.085 324 3
3	31	3.875	1.3	0.053 507 1	0.044 086 4	0.035 945 7	0.016 393 4	0.046 236 7	0.073 124 9	0.083 808 1
4	32	4.075	1.3	0.058 139 4	0.046 751 3	0.037 721 1	0.016 206 8	0.043 418 6	0.071 744 4	0.082 953 9
5	33	4.275	1.3	0.062 504	0.049 152 5	0.039 795 7	0.016 725 2	0.041 045 9	0.070 571 2	0.082 391 9
6	34	4.475	1.3	0.064 159 8	0.048 886 2	0.044 895 9	0.024 371	0.043 177 7	0.071 493	0.084 783 5
7	35	4.675	1.3	0.065 815 8	0.048 62	0.049 996 1	0.032 016 8	0.045 309 3	0.072 414 9	0.087 175 3
8	36	4.942	1.3	0.067 251 3	0.047 784 2	0.052 860 6	0.036 098 9	0.046 487 2	0.071 040 6	0.087 129 6
9	37	5.293	1.3	0.068 614 3	0.046 373 2	0.053 990 4	0.037 375	0.046 921 3	0.067 517 5	0.084 923 2
10	38	5.492	1.3	0.070 595 9	0.062 119 2	0.066 924 7	0.038 815	0.046 433 7	0.068 607	0.087 341 7
11	39	5.692	1.3	0.073 154 3	0.085 802 1	0.085 751 4	0.040 595 8	0.045 593 3	0.071 184 5	0.091 524 6
12	40	5.893	1.3	0.080 898 6	0.058 119 1	0.066 258 8	0.050 624 7	0.023 104 1	0.082 082 7	0.101 740 9
13	41	6.093	1.3	0.081 819 1	0.054 026 6	0.063 324 4	0.051 854 3	0.020 27	0.083 403 1	0.102 935 4
14	42	6.275	1.3	0.075 165 5	0.053 955 5	0.065 697 6	0.053 255 2	0.019 696 3	0.092 831 4	0.113 782 6
15	43	6.325	1.3	0.155 120 6	0.136 228 3	0.148 831	0.136 046 3	0.101 792 1	0.178 449 3	0.199 900 1

根据实际工程应用中的载荷加载情况,为有限元模型定义轴向载荷和外压分布载荷的施加位置。轴向载荷施加方式如图2所示,依据不同使用条件下的发动机壳体轴压设计载荷折算,得到的最大轴向设计载荷为106 645 N,将该载荷施加于耦合参考点 RP-X,载荷方向为坐标系X方向。

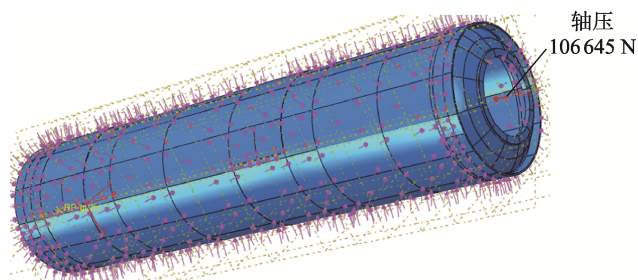


图2 最大轴压设计载荷施加
Fig.2 Applying maximum converted axial design load

外压载荷在整个发动机壳体包装结构表面上并非均匀分布,使用表3实验数据来描述外压的分布情况,外压分布设计载荷施加方式如图3所示。将发动机壳体按质量数据分站沿轴向均匀划分为7段,并按照周向子午角 θ 均匀划分发动机壳体外表面。选取表3外压分布设计载荷中的序号2、4、6、8、10、12、14等7组载荷数据,分别施加到划分后的发动机壳体表面。

1.6 网格划分

模型网格单元采用六面体单元,单元计算类型为线性非协调单元C3D8I。模拟分析中,网格的疏密度,如网格单元大小、类型和分布情况对模拟结果的精度和收敛性都有显著的影响。根据发动机壳体包装结构的轴向尺寸选择合适的网格大小,轴向网格边长为

12 mm。然而发动机壳体包装结构厚度仅为2.8 mm,径向方向网格划分需单独分析。基于屈曲分析结果中的结构刚度剩余系数,对比分析了简易实体模型的不同网格大小、网格类型(实体网格和壳体网格)对模拟结果精度的影响。

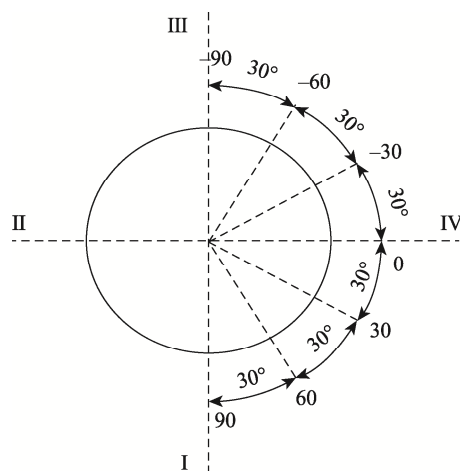
为了避免网格出现扭曲畸变,采用网格自适应技术,动态调整模拟过程中网格密度和结构,自动计算最大网格单元大小,控制误差在可接受的范围内,以确保模拟结果的准确性和稳定性。为了提高求解效率,采用质量放大技术,质量增益系数为100,可以加快模拟计算的速度,减少计算时间,提高计算效率。

2 数值模拟结果分析

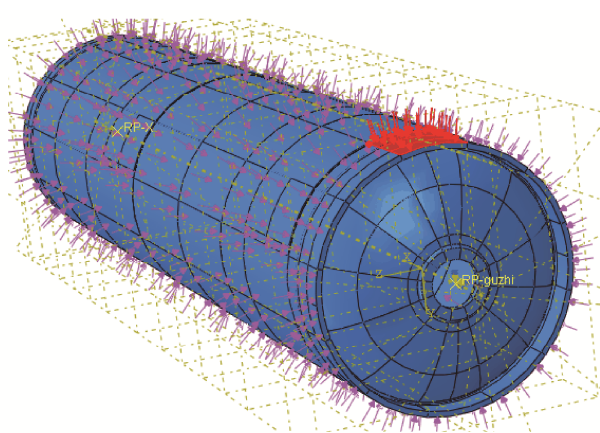
2.1 网格疏密度影响分析

为分析网格疏密度对有限元计算精度的影响,建立了与发动机壳体包装结构壁厚相同的简易实体模型,如图4所示,其中厚度为2.8 mm、长度为80 mm、宽度为60 mm。对简易模型施加与发动机壳体包装结构工况条件相同的接触关系、边界条件和载荷,模型的一端进行固支约束,一端设置为自由状态。外压施加载荷为0.06 MPa,轴向施加压力载荷为3 000 N。基于实体模型,分别开展不同网格疏密度和不同网格尺寸的有限元模拟。

屈曲特性分析考察结构的极限承载能力,主要用于确定结构发生失稳时的临界载荷^[15]。通过求解特征值计算屈曲临界载荷是分析屈曲失稳问题的重要方法之一,特征值代表模态分析结果中的固有频率,特征值越大表示结构的固有频率越高,高频率振动可能导致共振问题或疲劳破坏。因此,特征值越小越容易失稳。



a 周向子午角定义



b 外压分布载荷

图3 施加外压分布设计载荷
Fig.3 Applying external pressure distribution design load

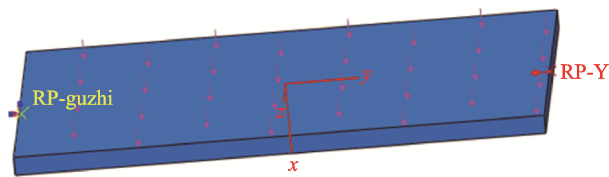


图 4 简易实体模型
Fig.4 Simple solid model

开展不同网格疏密度的有限元模拟,特征值分布如图 5 所示。在 5 阶模态分析下,多层网格的特征值分布趋势与单层网格的大致相同,其中四层网格的特征值最小为 2.450 1,双层网格的特征值最大为 2.451 9,单层网格的特征值与四层网格的特征值相近。

结构强度剩余系数是一种评估结构强度设计合理性的参数,通常用于判断结构的安全性和稳定性,结构强度剩余系数大于 1 表示实际强度大于设计要求,说明结构设计合理,具有足够的强度储备;而小于 1 则表示实际强度低于设计要求,可能存在安全隐患,需要进一步考虑强度改进措施。结构强度剩余系数计算如式(2)所示。

$$\eta_1 = E \cdot k$$

(2)

式中: η_1 为结构强度剩余系数; E 为模拟得到的特征值; k 为折减因子。

基于屈曲分析的工程经验,考虑材料自身缺陷、

几何非线性、材料非线性以及真实边界条件处理等因素,折减因子取值范围为 0.6~0.8。先前工作中建立了壁厚为 2.8 mm、长度为 2 800 mm、直径为 750 mm 的发动机模型并进行了失稳计算^[25],求解了计算模型的解,根据有限元解与解析解的差异,计算了折减因子为 0.6。

针对不同网格疏密度的实体单元开展屈曲模拟,特征值及结构强度剩余系数如表 4 所示。结果表明,对实体单元而言,在该载荷工况施加条件下,网格划分层数对特征值和结构强度剩余系数的影响较小,考虑到模拟计算效率和结果准确性,选择单层网格划分最佳。

为分析实体单元和壳单元的网格疏密度对有限元计算精度的影响,建立了厚度为 2.8 mm、长度为 80 mm、宽度为 60 mm 的壳单元,如图 6 所示。针对网格单元大小分别为 3、1.4、0.9 和 0.7 mm 的模型进行屈曲分析。

图 7 为壳体包装结构在不同网格疏密度下特征值分布。在 5 阶模态分析下,不同网格大小的特征值结果分布趋势大致相同,其中 0.7 mm 网格的特征值最小为 2.447 0,3 mm 网格的特征值最大为 2.448 8,且对壳体包装结构单元而言,不同的网格疏密度对特征值的影响比实体单元大。

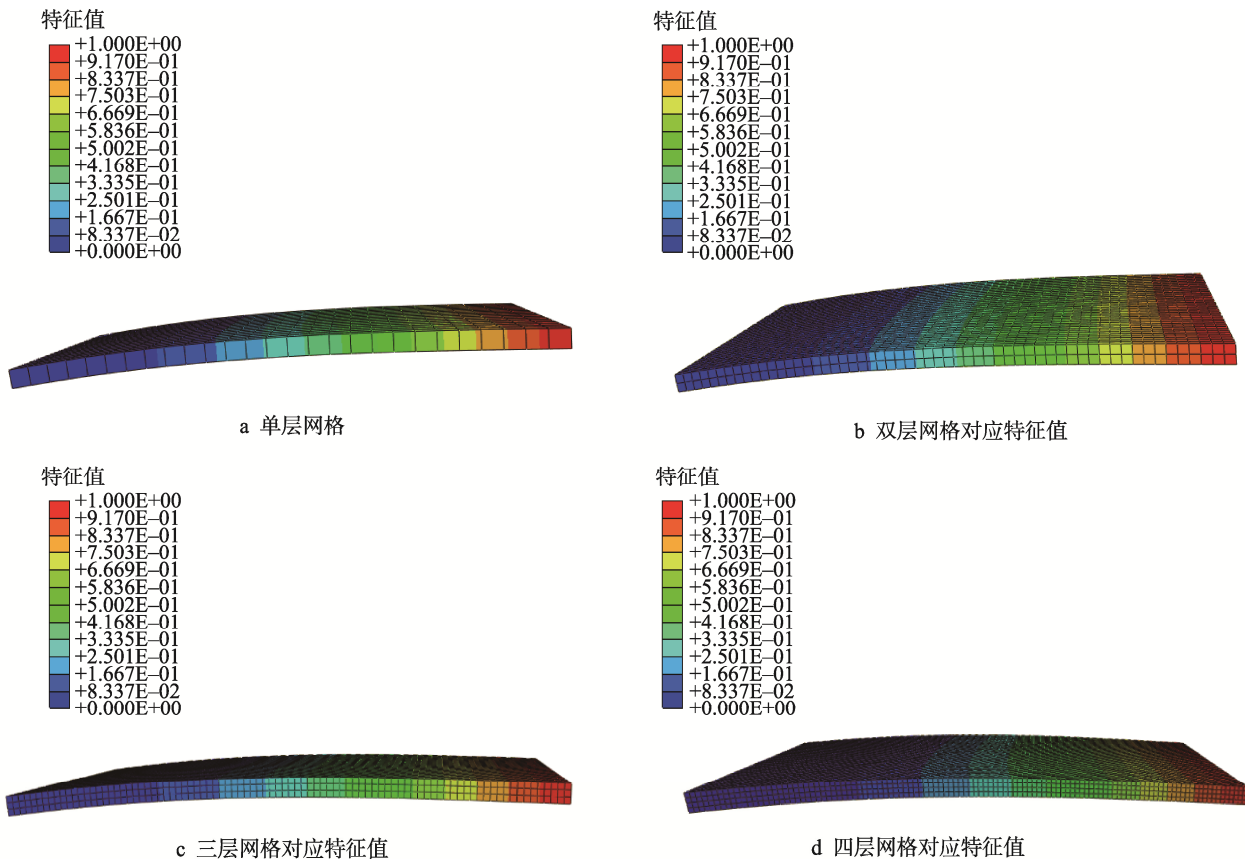


图 5 实体单元不同网格疏密度下的特征值分布
Fig.5 Eigenvalue results of solid meshing with different mesh density

表 4 不同网格疏密度的实体单元屈曲模拟结果
Tab.4 Buckling simulation results of solid
meshing with different mesh density

序号	网格层数	网格尺寸/mm	特征值	结构强度 剩余系数
1	单层	3	2.450 2	1.470
2	2 层	1.4	2.451 9	1.471
3	3 层	0.9	2.450 6	1.470
4	4 层	0.7	2.450 1	1.470

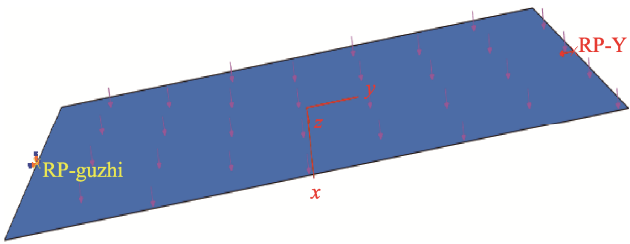
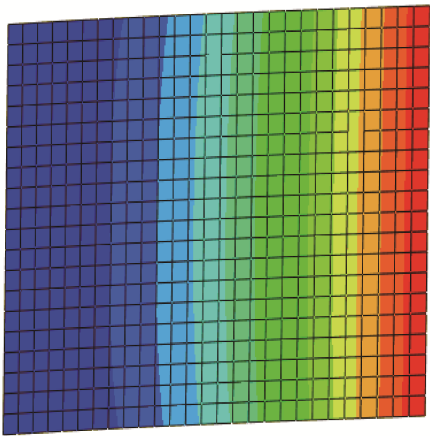
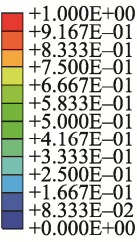


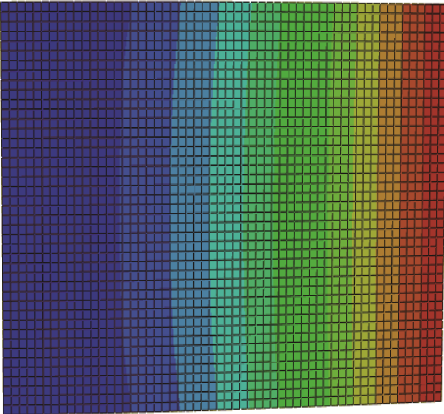
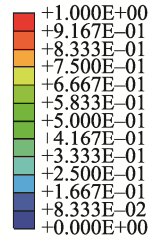
图 6 简易壳模型
Fig.6 Simple case model

特征值



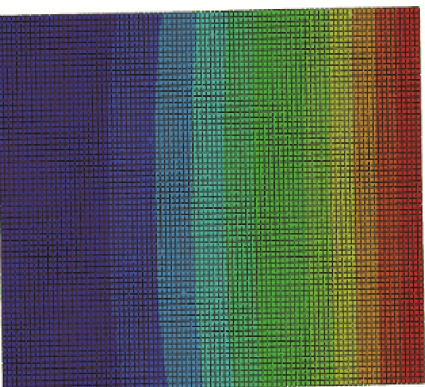
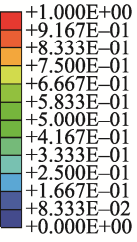
a 3 mm网格对应特征值

特征值



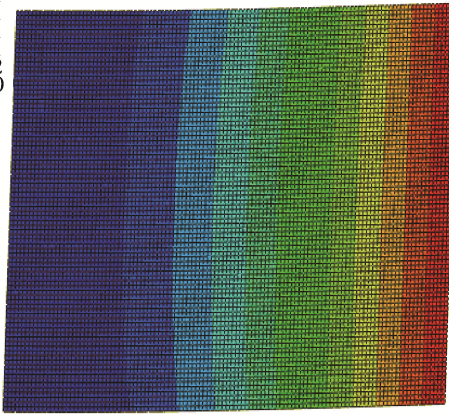
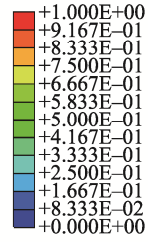
b 1.4 mm网格对应特征值

特征值



c 0.9 mm网格对应特征值

特征值



d 0.7 mm网格对应特征值

图 7 壳单元网格疏密度与特征值的关系
Fig.7 Relation between mesh density and eigenvalue of case meshing

不同网格尺寸对应的壳单元特征值以及结构强度剩余系数如表 5 所示。结果表明, 在该载荷工况施加条件下, 壳单元网格划分层数对特征值和结构强度剩余系数的影响较小。考虑到模拟计算效率和结果准确性, 选择单层网格划分最佳。

表 5 不同网格疏密度的壳体包装结构单元屈曲模拟结果
Tab.5 Buckling simulation results of case packaging structure with different mesh density

序号	网格尺寸/mm	特征值	结构剩余强度系数
1	3	2.448 8	1.469
2	1.4	2.447 3	1.468
3	0.9	2.447 1	1.468
4	0.7	2.447 0	1.468

综上所述, 不同网格类型和不同网格疏密度对屈曲模拟分析计算精度影响不大, 采用实体单元和壳单元网格类型得到的屈曲模拟计算结果和特征值接近, 结构强度剩余系数几乎相等。因此, 本文采用单层实

体网格的划分方式对发动机壳体包装结构划分网格, 网格划分结果如图 8 所示。

2.2 发动机壳体包装结构模拟结果分析

图 9 为给定轴向载荷和外压分布载荷下的发动机壳体包装结构应力云图。其中线性屈曲分析的最大应力值为 67.2 MPa, 远小于 D406A 高强钢在 350 °C 下的屈服强度 1 310 MPa。研究结果表明, 发动机壳体包装结构在实际工况下难以发生塑性变形。发动机壳体屈曲变形 5 阶模态分析结果如图 10 所示。发动机壳体变形趋势表明, 带有加强筋的一面的变形量较小, 而无加强筋一面的变形量较大, 这种变形趋势贯穿整个发动机轴向, 且前后封头处几乎无变形, 这种变形分布符合预期结构设计要求。此外, 通过屈曲分析得到的特征值为 2.322, 根据此特征值计算得到的结构强度剩余系数为 1.39, 结构强度剩余系数大于 1。基于应力分析和屈曲分析, 结果表明发动机壳体在给定载荷和工作条件下具有足够的刚度、强度和稳定性, 符合发动机壳体工作设计要求。

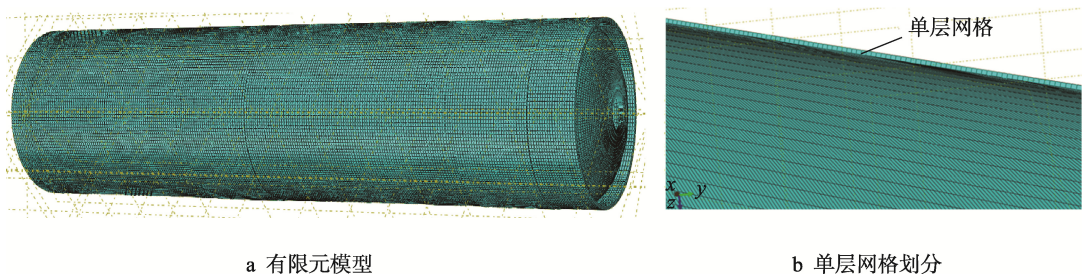


图 8 发动机壳体包装结构单层实体网格
Fig.8 Single layer solid mesh of engine case packaging structure

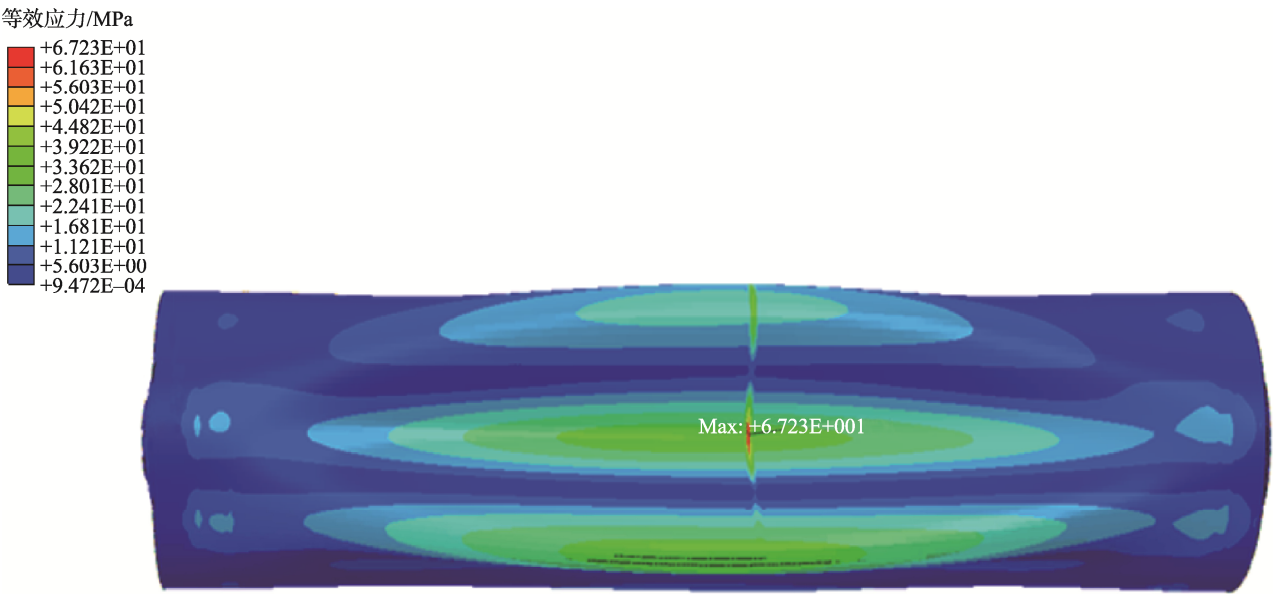


图 9 发动机壳体包装结构应力云图
Fig.9 Mises stress of engine case packaging structure

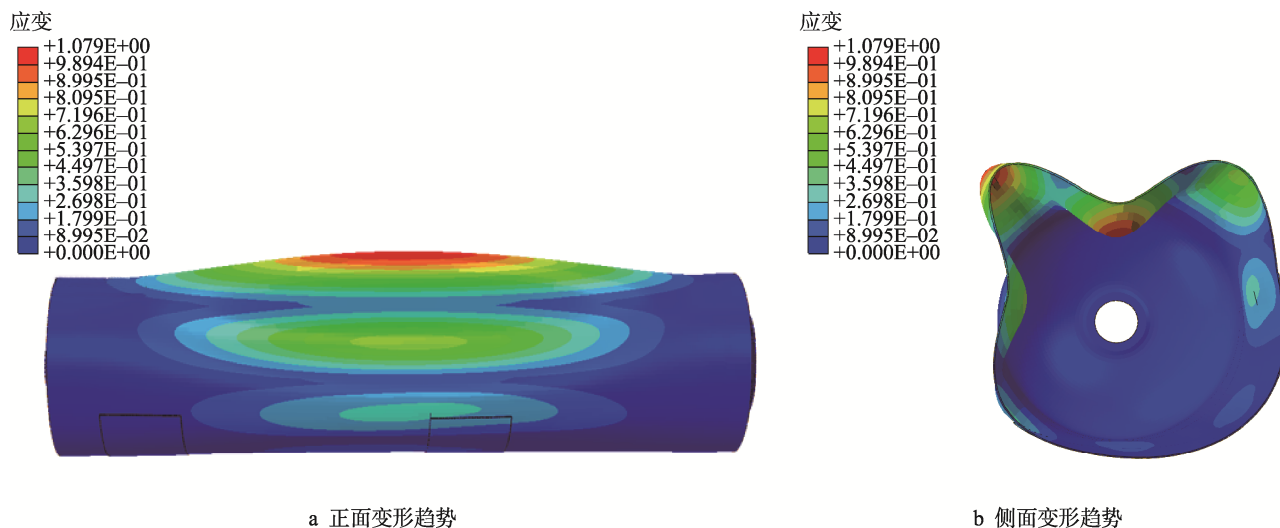


图 10 发动机壳体包装结构屈曲变形结果

Fig.10 Buckling simulation results of engine case packaging structure

3 结语

本文采用有限元模拟软件对某型号发动机壳体包装结构进行了屈曲变形模拟研究。研究了不同网格疏密度对实体单元和壳单元的屈曲变形计算精度,模拟结果表明不同网格类型和不同网格疏密度对屈曲模拟分析计算精度影响不大,采用实体单元和壳单元网格类型得到的屈曲模拟计算结果是相当的,特征值相近,结构强度剩余系数几乎相等,采用单层实体网格的划分方式最佳。对某型号发动机壳体包装结构进行轴向载荷和外压分布载荷联合工况条件下的屈曲分析结构强度校核,获得了应力分布和结构变形规律,等效应力远小于材料的屈服强度,特征值和结构剩余强度系数分别为 2.322 和 1.39。结果表明,该型号 D406A 高强钢发动机壳体的包装结构刚度、强度满足其设计和工作要求。

参考文献:

- [1] LEI M, REN S L, CHEN E H, et al. Correlation between Solid Propellant Failure and Interface Debonding in Solid Rocket Motors[J]. Polymer Testing, 2022, 115: 107755.
- [2] ROHINI D, SASIKUMAR C, SAMIYAPPAN P, et al. Design & Analysis of Solid Rocket Using Open Rocket Software[J]. Materials Today: Proceedings, 2022, 64: 425-430.
- [3] VERNACCHIA M T, MATHESIUS K J, HANSMAN R J. Low-Thrust Solid Rocket Motors for Small, Fast Aircraft Propulsion: Design and Development[J]. Journal of Propulsion and Power, 2022, 38(1): 122-134.
- [4] ZHANG W, XU M Z, YANG H X, et al. Data-Driven Deep Learning Approach for Thrust Prediction of Solid Rocket Motors[J]. Measurement, 2024, 225: 114051.
- [5] WANG G S, LUO X X. Modeling and Simulation of Knowledge Transferring in Aeroengine R&D Institutions Based on Designsystem[J]. Systems Engineering, 2017, 35(3): 7-10.
- [6] WANG J L, WANG N F, ZOU X R, et al. Experimental and Numerical Study on Slag Deposition in Solid Rocket Motor[J]. Aerospace Science and Technology, 2022, 122: 107404.
- [7] WEI Z T, LI N, NIE J X, et al. The Properties of Sn-Zn-Al-La Fusible Alloy for Mitigation Devices of Solid Propellant Rocket Motors[J]. Defence Technology, 2022, 18(9): 1688-1696.
- [8] WANG Y Y, WEN J J, YANG J S, et al. Investigations on the Thermal Response of a Solid Rocket Motor with Complex Charge Structure Using CL-20/GAP Propellant[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 37: 102257.
- [9] LI L L, REN J, WANG P, et al. An Adaptive False-Color Enhancement Algorithm for Super-8-Bit High Grayscale X-Ray Defect Image of Solid Rocket Engine Shell[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 179: 109398.
- [10] KUBOTA K, MABUCHI M, HIGASHI K. Review Processing and Mechanical Properties of Fine-Grained Magnesium Alloys[J]. Journal of Materials Science, 1999, 34(10): 2255-2262.
- [11] LIU Z, HUI W W, CHEN G Q, et al. Multiscale Analyses of the Damage of Composite Rocket Motor Cascs[J]. Frontiers in Materials, 2023, 10: 1198493.

- [12] BALDIERI F, MARTELLI E, RICCIO A. A Numerical Study on Carbon-Fiber-Reinforced Composite Cylindrical Skirts for Solid Propeller Rockets[J]. *Polymers*, 2023, 15(4): 908.
- [13] WEI B X, YU C, BAI Y P, et al. Preparation Optimization of CFRP and EPDM Composite by the Co-Curing Method[J]. *Materials*, 2023, 16(2): 503.
- [14] SONG S X, REN Q B, TANG M, et al. A Study on Ultra-Low-Pressure Ratio Technology on the Basis of 3D-Printed Propellant for a Solid Rocket Motor[J]. *Aerospace*, 2023, 10(10): 862.
- [15] 马征峥. 固体火箭发动机复合材料壳体舰载安全性评估[D]. 上海: 东华大学, 2023: 19-55.
MA Z Z. Ship-Borne Safety Evaluation of composite shell of solid rocket motor[D]. Shanghai: Donghua University, 2023: 19-55.
- [16] 侯晓, 秦谊, 丁文辉. 固体火箭发动机复合材料壳体承载力分析[J]. *复合材料学报*, 2014, 31(5): 1343-1349.
HOU X, QIN Y, DING W H. Load-Bearing Capacity Analysis of Composite Case Structure of Solid Rocket Motor[J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2014, 31(5): 1343-1349.
- [17] 王鑫, 张骞, 费阳, 等. 基于干法缠绕的固体火箭发动机壳体补强工艺研究[J]. *复合材料科学与工程*, 2021(11): 31-38.
WANG X, ZHANG Q, FEI Y, et al. Research on Reinforcement Scheme of Solid Rocket Motor Case Based on Prepreg Winding[J]. *Composites Science and Engineering*, 2021(11): 31-38.
- [18] LIU C, TORII S C, CHEN Y T. Reliability Analysis on Solid Rocket Engine Vessel[J]. *International Journal of Earth Sciences and Engineering*, 2017, 10: 354-357.
- [19] 王春光, 任全彬, 田维平, 等. 固体火箭发动机壳体强度热力耦合分析[J]. *推进技术*, 2013, 34(1): 109-114.
WANG C G, REN Q B, TIAN W P, et al. Coupling Thermo-Mechanical Analysis on Strength of Case in Solid Rocket Motor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(1): 109-114.
- [20] 耿发贵, 安自朝, 何坤, 等. 基于 ABAQUS 的固体火箭发动机壳体外压屈曲分析[J]. *现代防御技术*, 2024, 52(1): 139-146.
GENG F G, AN Z C, HE K, et al. Buckling Analysis of Solid Rocket Motor Shell under External Pressure Based on ABAQUS[J]. *Modern Defence Technology*, 2024, 52(1): 139-146.
- [21] 江丙云. ABAQUS 分析之美[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2018: 93-155.
JIANG B Y. The Beauty of ABAQUS Analysis[M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2018: 93-155.
- [22] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006: 44-76.
SHI Y P, ZHOU Y R. Detailed Explanation of ABAQUS Finite Element Analysis Example[M]. Beijing: China Machine Press, 2006: 44-76.
- [23] 叶绍松, 阮祥发, 赵燕. 有限元法在结构分析中的应用[J]. *机械研究与应用*, 2005, 18(4): 8-9.
YE S S, RUAN X F, ZHAO Y. The Using of Finite Element Method in Mechanics Analysis[J]. *Mechanical Research & Application*, 2005, 18(4): 8-9.
- [24] 庄茁. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 19-63.
ZHUANG Z. Finite Element Analysis and Application Based on ABAQUS[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009: 19-63.
- [25] 利津. 薄壁结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1983: 12-42.
ЛИЗИН В Т. Thin-Walled Structure Design[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1983: 12-42.