

复合材料壳体与喷管卡环连接结构分析

株洲航空动力机械研究所
陕西动力机械研究所

成晓鸣*
陈汝训 杨卫国

【摘要】 用大变形接触有限元程序对复合材料壳体与喷管卡环连接结构进行了分析, 计算结果表明卡环连接结构能可靠地连接和密封, 结构应力低, 是可行的。本文还讨论了某些结构参数对密封效果的影响, 通过计算说明在卡环连接结构中应使用潜入式接头。计算还表明将复合材料旋转壳视为等效正交异性轴对称体进行计算, 能得到令人满意的结果。

主题词: 复合材料 喷管 结构分析 变形计算法

分类号: TB33 V25

固体火箭发动机复合材料壳体与喷管卡环连接结构(图 1)与通常采用的法兰连接结构相比具有结构重量轻, 喷管倒锥体弯曲应力低的特点。由图 1 可见, 喷管倒锥体通过卡环与接头及纤维缠绕壳体相连, 受载后各部件之间有变形协调关系。必须把复合材料壳体、弹性层、接头、卡环及倒锥体联系在一起分析, 才能较准确地反映卡环连接结构受载后的实际情况。这涉及纤维缠绕壳体的应力变形和各接触面的接触问题分析。

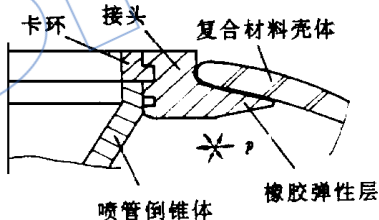


图 1 卡环连接结构简图

发动机复合材料壳体由纤维缠绕而成。在封头段纤维按 $[\pm\alpha]$ 角反对称铺设, 根据层合板理论, 这种反对称层合板在层数 $n \geq 8$ 时可视为宏观正交异性体^[1], 发动机壳体一般均能满足此条件。所以对发动机复合材料壳体可不按壳元, 而用正交异性轴对称体元进行分析。采用轴对称体元的优点是可以轴对称体元统一描述各部件, 不存在壳元与体元之间的连接问题, 使程序简化。而且, 由于封头部位纤维缠绕角及厚度均沿经线变化, 为了保证计算精度, 每个单元沿经线方向不能取得过长, 因而没有必要使用壳元。目前, 国外对发动机复合材料壳体的分析广泛采用轴对称元^[2, 3]。

对于卡环连接的接触问题, 用有限元混合法处理是可取的。该方法把接触迭代过程聚缩到可能接触区的少数节点上, 这一点和超元技术是一致的, 但可避免超元技术中复杂的聚缩过程, 使方法更直观、有效。

1 基本理论

1.1 复合材料壳体的等效材料刚度系数

对于按 $[\pm\alpha]$ 角铺设的反对称层合板, 由文献[4]可得其等效正交异性体的弹性主轴为 x' 、

y', z' (图 2), 等效三维刚度系数为 $C'_{ij} = C_{ij}, (i, j = 1, 2, 3); C'_{kk} = C_{kk}, (k = 4, 5, 6)$ 。其中 C_{ij}, C_{kk} 是单层板在 (x', y', z') 坐标系中的刚度系数, 其计算公式为:

$[C] = [T][C_0][T]^T$ 。式中 $[C_0]$ 是单层板在主轴坐标系 $(1, 2, 3)$ 中的刚度矩阵, $[T]$ 是主轴坐标系到 (x', y', z') 坐标系的应力变换矩阵。

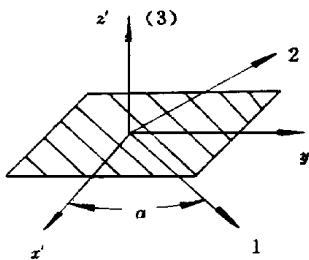


图 2 x', y', z' 与 1, 2, 3 坐标系

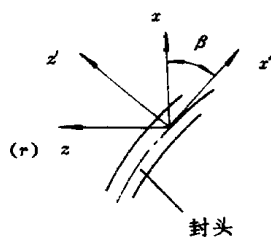


图 3 局部坐标系与总体坐标系

在封头上, 局部坐标系 (x', y', z') 的材料刚度矩阵

$[C']$ 与总体坐标系 (x, y, z) (图 3) 的材料刚度矩阵 $[C]$ 之间的转换关系为 $[C] = [T][C'] [T]^T$ 。式中 $[T]$ 是从 (x', y', z') 坐标系到 (x, y, z) 坐标系的应力变换矩阵。

1.2 大变形有限元方程

复合材料壳体和弹性层在受载后产生大变形, 所以, 用大变形有限元对整个结构进行分析。文献[5]从虚速度原理出发, 在忽略物体体积变形的情况下, 采用 8 节点等参元得到弹塑性大应变单元速率刚度方程 $([k_0] + [k_\sigma])\{v\} = \{p\}$ 。式中 $\{v\}$ 是单元节点速度向量, $\{p\}$ 为等效节点力速度向量, $[k_0]$ 是小变形刚度矩阵, $[k_\sigma]$ 是初应力矩阵, 对于空间轴对称问题

$$[k_0] = 2\pi \int_0^1 \int_1 [B]^T [D_{ep}] [B] |J| r d\xi d\eta \quad (1)$$

$$[k_\sigma] = 2\pi \int_0^1 \int_1 [G]^T [M] [G] |J| r d\xi d\eta \quad (2)$$

其中

$$[G] = \left\{ \begin{bmatrix} [N_x]_{,x}^T & [N_r]_{,x}^T & [N_x]_{,r}^T & [N_r]_{,r}^T & [N_r]_{,r}^T / r \end{bmatrix}^T \right.$$

$$[M] = \begin{bmatrix} -\sigma_x & & & & \\ -\tau_{xr} & 1/2(\sigma_x - \sigma_r) & & & \\ 0 & -1/2(\sigma_x + \sigma_r) & 1/2(\sigma_r - \sigma_x) & & \\ 0 & 0 & -\tau_{xr} & -\sigma_r & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sigma_\theta \end{bmatrix} \quad \text{对 称}$$

$[N_x] = [N_1 \ 0 \ N_2 \ 0 \ \cdots \ N_8 \ 0]$, $[N_r] = [0 \ N_1 \ 0 \ N_2 \ \cdots \ 0 \ N_8]$
 $N_i(\xi, \eta) (i = 1, 2, \cdots, 8)$ 为形函数, $|J|$ 是 Jacobi 矩阵的行列式。

由单元速率刚度方程组集成总体速率刚度方程, 并写成以节点位移增量为基本未知量的增量形式, 即可得到有限元方程

$$([K_0] + [K_\sigma])\{\Delta u\} = \{\Delta P\} \quad (3)$$

方程(3)可用增量法求解, 把第 $i-1$ 增量步所得的应力作为第 i 增量步的初应力, 解方程即可求得第 i 增量步的节点位移增量。

对于板壳大挠度变形, 应变微小, 体积变形仍可忽略, 所以, 方程(3)也适用于求解板壳大挠度变形的几何非线性问题。实际计算也证明了这一点。方程中忽略体积变形, 对于计算橡胶弹性层是有利的, 因此, 用方程(3)近似计算橡胶弹性层是合适的。计算中暂不考虑塑性变形只进行弹性大变形分析, 需将式(1)中的弹塑性材料矩阵 $[D_{ep}]$ 改为弹性材料矩阵 $[D]$ 。

1.3 用有限元混合法求解大变形接触问题

在方程(3)中,由于 $[K_0]$ 、 $[K_0]$ 在一个载荷增量步内保持不变,方程在每一增量步都是线性的。因此,可以与有限元混合法相结合,求解大变形接触问题。其主要步骤为:对于第 i 增量步的第 k 次接触迭代,根据上一次迭代求得的接触状态修改综合柔度阵 $[F_i]$ 和右端项 $-\{(\epsilon_{-1}) + \{\Delta u_i^p\}\}$,修改后的综合柔度阵和右端项分别记为 $[F_i^{(k)}]$ 、 $-\{(\epsilon_{-1}^{(k)}) + \{\Delta \bar{u}_i^p\}^{(k)}\}$ 。以上 $\{\epsilon_{-1}\}$ 表示第 $i-1$ 个载荷增量步求得的各可能接触点对的相对间距, $\{\Delta u_i^p\}$ 是在外载荷增量单独作用下各可能接触点对的相对位移增量, $[F_i]$ 表示在某一接触点对上作用单位力增量时在其它可能接触点对引起的相对位移增量。由方程 $[F_i^{(k)}] \{\Delta R_i^{(k)}\} = -\{(\epsilon_{-1}^{(k)}) + \{\Delta \bar{u}_i^p\}^{(k)}\}$ 求出对应的接触力增量 $\{\Delta R_i^{(k)}\}$ 并代入间距方程 $\{\epsilon^{(k)}\} = [F_i] \{\Delta R_i^{(k)}\} + \{\Delta u_i^p\} + \{\epsilon_{-1}\}$,求出第 k 次迭代各可能接触点对的间距 $\{\epsilon^{(k)}\}$ 。如果 $\{\epsilon^{(k)}\}$ 与 $\{\epsilon^{(k-1)}\}$ 之差的绝对值满足某一预先给定的小量, $\{\Delta R_i^{(k)}\}$ 即为真实的接触力增量,否则,根据新的接触状态重新进行接触迭代,直到求得真实的接触力增量。在每一个载荷增量步都重复以上步骤即可求解大变形接触问题。值得提及的是 $[F_i]$ 和 $\{\Delta u_i^p\}$ 应按方程(3)计算,且在同一增量步保持不变。

2 计算结果及结构优化

根据以上的公式系统,我们编制了大变形接触有限元程序。通过浅球壳受集中载荷、圆板受均布载荷的大变形及厚壁筒配合的接触问题的计算表明程序是正确的。在此基础上对卡环连接结构进行了计算。

计算模型如图4。为了保证复合材料壳体的计算精度,着重考虑了封头部位的网格划分,将封头沿经线分为151段,考虑成151种正交异性材料。在接近开口部位,每个单元沿经线方向取3mm长,沿厚度方向分为4层。将复合材料壳体、接头、卡环作为一个接触体,分为835个单元。倒锥体及堵板作为另一个接触体,分为234个单元。卡环与倒锥体接触面取9个可能接触点对,接头与倒锥体接触面(密封面)取13个可能接触点对,两个相邻接触点对的距离为1.25~2.5mm。

取内压载荷 $P = 5.88\text{MPa}$,按12个载荷增量步加载, $\Delta P = 0.49\text{MPa}$ 。由计算结果可得:

(1) 复合材料壳体外表面应变的计算结果与实测值符合较好(图5),说明对大变形复合材料壳体的计算是较理想的。其中环向应变的计算值与实测值符合得更好些,这是因为环向

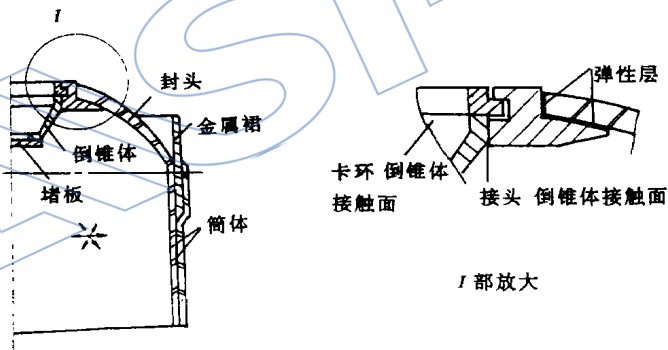


图4 卡环连接结构计算模型

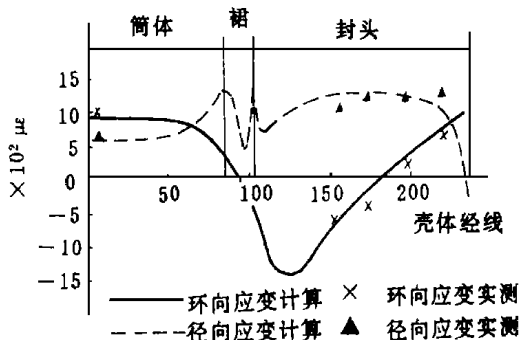


图5 壳体应变计算值与实测值对比

应变增量与位移增量具有同阶精度, 而经向应变增量与位移增量成偏导数关系, 所以, 环向应变计算值更准确些。(2) 接触部位的变形如图 6, 卡环与倒锥体的接触点对 A 、 A' 的相对径向位移为 0.28mm , 密封面张角为 1.12° 。相对位移和密封面张角很小, 说明不会发生倒锥体冲出卡环及密封失效的问题, 卡环连接结构是可行的。(3) 接头中的最大等效应力在 B 点(图 6), 其值为 426.30MPa , 接头中应力较高的原因是采用卡环结构后, 接头的环向刚度降低, 环向应变增大, 应力增高。(4) 在靠近接头部位, 封头纤维方向的最大应力为 594.08MPa 。应力不高, 说明采用卡环结构不会引起壳体应力增加。

通过结构尺寸的变化并重新计算, 可得有关结构参数对接触状态的影响规律。接头加高, 将接头沿轴向加高 15mm 。封头局部加厚, 将封头靠近接头的一段(100mm 长) 加厚 10mm 。重新计算, 发现密封面张角由原来的 1.12° 分别减小为 0.38° 和 0.93° ; 这对密封是有利的。

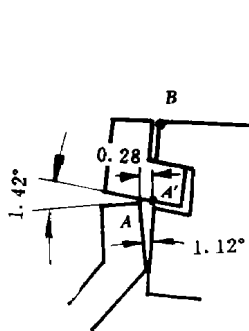


图 6 卡环接触部位变形

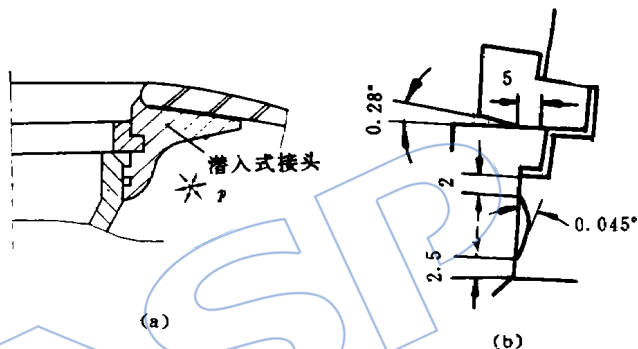


图 7 潜入式接头简图

参考国外有关卡环连接结构设计, 一般均采用图 7a 所示的潜入式接头, 对采用这种接头的结构进行计算, 接触部位的变形如图 7b, 从图中可见: 采用潜入式接头后, 倒锥体与卡环的接触面积明显增加, 密封面张角仅为原结构的 4.02% 。由计算结果可知: 接头中的最大等效应力为 141.22MPa 。倒锥体最大接触应力为 217.85MPa 。均比原结构减小很多。所以, 在卡环连接结构中应使用潜入式接头。

结论 (1) 将复合材料壳体视为等效正交异性轴对称体, 用大变形有限元程序进行分析是可行的, 能取得较理想的计算结果。(2) 卡环连接结构受载后倒锥体与卡环的相对径向位移很小, 连接可靠。密封面张角不大, 能保证侧面密封。(3) 采用卡环连接结构对纤维壳体应力影响不大, 不必采取补强措施, 也不必对壳体设计做大的改动。(4) 在卡环结构中采用潜入式接头, 可使接触面积增加, 密封面张角减小, 接头和倒锥体中的应力降低, 对结构很有利。

参 考 文 献

- 1 刘锡礼, 王秉权. 复合材料力学基础. 中国建筑工业出版社, 1983
- 2 Dabinett J. The Design and Analysis of Filament Wound Axisymmetric Structures. AIAA-91-2417, 1991
- 3 Maheshwari M, Grover R L. Development of an Advanced Composite Rocket Motor Case for Internal and External Load Environments. AIAA-84-1352, 1984
- 4 Sun C T, Li Sijan. Three-Dimensional Elastic Constants for Thick Laminates. Journal of Composite Material, 1988, 22(7)
- 5 嵇醒, 殷家驹. 弹塑性大应变问题的等参数有限元分析. 西安交通大学学报, 1979, 3

(责任编辑 杨再荣)

PERTURBATION TECHNIQUE FOR RELIABILITY ANALYSIS OF A ROTATING DISK WITH UNCERTAIN GEOMETRY

Wang Zhenying and Lu Wenlin

(Dept., Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

Design methods for the aerospace technology are, in general, based on deterministic parameters. In practice there always exist random deviations of parameters, such as material properties and geometry, forces, and boundary conditions. In most situations the random deviations are small, but their overall effect can have a strong impact on behaviours of critical components, particularly in failure and reliability analysis. For this reason a probabilistic finite element method based on second-order perturbation technique is used to analyze the reliability and the random stresses of a rotating disk with uncertain geometry, the elementary perturbation approach to this problem has been studied and formulas for the random stress and the reliability have been deduced. The effect of uncertain geometry on the reliability is considered by a simple numerical example. The accuracy and efficiency of the method is demonstrated by its application to a rotating disk with uncertain geometry. The reliability calculated by this method compares favorably with that obtained from Monte Carlo simulation.

Key words Aircraft engines Perturbation method Structural reliability
Finite element methods

STRESS ANALYSIS OF CHECK RING CONNECTING STRUCTURE BETWEEN COMPOSITE CASE AND NOZZLE

Cheng Xiaomin

(Nanhua Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002)

Chen Ruxun and Yang Weiguo

(Powerplant Research Institute, Shanxi)

ABSTRACT

The check ring connecting structure between composite case of solid propellant rocket motor and conic fixed body of a nozzle is of great advantage to decrease the mass and stress. In order to analyze this structure an equivalent orthotropic axis-symmetric body is used to represent composite motor case and a FEM program for contact problem with large deformations is developed. The calculation shows that the relative displacement between check ring and nozzle conic fixed body and the angle between two sealing surfaces are very small under the working load. This fact indicates that the check ring connecting structure is safe in application. The relations of the concerned structure parameters to the deflection of the sealing surfaces are discussed. For the sake of comparison it is also found that the structure of submerged fitting increases the contact area magnificently and decrease the angle between two sealing surfaces to 4.02%.

Key words Composite materials Jet nozzles Structural analysis Deformation method

PREDICTION OF GEAR BENDING FATIGUE STRENGTH RELIABILITY

Le Xiaobin

(2nd Dept., Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Luo Lifong and Chen Ying

(6th Dept., Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

ABSTRACT

A new view point is taken that the fatigue failure of the gear under bending load is treated as a random event, and a method for predicting the gear fatigue strength reliability