

高压管路透镜垫连接件结构分析

闫 峰, 赵宏轩, 余爱英

(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 透镜垫联接件作为高压气体管路的重要零件之一, 其密封性能关系到气体增压系统能否安全可靠地工作。本文通过连接结构力学分析, 对透镜垫结构进行了密封计算并校核了螺栓强度; 同时, 采用接触非线性有限元方法进行了数值分析, 得出了在不同拧紧力矩下的接触面上等效力和变形分布情况, 以及拧紧力矩和密封宽度、密封面积的对应关系。理论分析和数值计算结果为最终确定安装拧紧力矩提供了可靠依据, 并在压力试验中得到了验证和考核。

关键词: 透镜垫连接件; ANSYS; 接触非线性

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2011) 04-0076-05

Structure analysis of lens spacer coupling in high-pressure pipeline

YAN Feng, ZHAO Hong-xuan, YU Ai-ying

(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technique Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The lens spacer coupling, which is the most important part of the high-pressure gas pipeline, is related to the reliability of the pressurization system. The sealing computation and bolt strength calibration of the lens spacer structure is carried out through the mechanical analysis of the coupling structure. The equivalent stress distribution and deformation of the contacting surface under different tightening torque, which is corresponding to the sealing width and area, is concluded by the method of contacting nonlinear finite element. The results of the theoretical and numerical analysis, which were proven by the pressure test, are the important basis for the range of tightening torque.

Keywords: lens spacer coupling; ANSYS; contacting nonlinear

0 引言

液体火箭发动机由推力室、涡轮泵、燃气发生器、阀门和调节器等组合件构成, 组合件试验

成为发动机研制工作的重要组成部分。某试车台设计用于发动机高压组合件试验, 该试车台的增压系统管路和部件连接采用了透镜垫和锥面连接的连接密封结构。拧紧力矩过大可能会导致螺栓拧断, 透镜垫-锥面被压碎、扭曲或断裂, 也可

收稿日期: 2011-02-07; 修回日期: 2011-02-25

作者简介: 闫峰 (1978—), 男, 硕士研究生, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机试验技术

能使螺纹牙被剪断而脱扣, 最终影响密封质量。

本文主要通过连接结构力学分析进行了密封计算和螺栓强度校核, 并在此基础上用有限元分析软件 ANSYS 对密封结构进行接触分析, 得出了透镜垫-锥面结构在不同拧紧力矩作用下的受力状况, 为确定拧紧力矩与透镜垫-锥面的接触应力及接触面积的关系及进行力学环境试验研究提供必要的参数。

1 连接结构力学分析

在系统管路装配过程中, 透镜垫球面和螺纹接管锥面结构在螺母拧紧力矩 T 的作用下, 锥面和球面承受轴向预紧力 F , 表面之间逐渐旋合接触压紧, 形成接触面实现密封, 连接结构如图 1 所示。本文选取通径 DN65 的连接结构进行结构分析和接触分析。

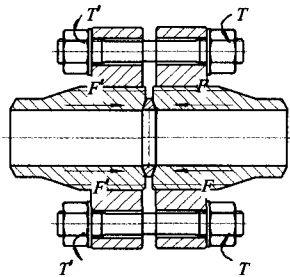


图 1 透镜垫连接结构

Fig. 1 Structure of lens spacer coupling

1.1 密封计算

通过比较密封面计算比压和必须比压, 对透镜垫连接结构进行密封计算。高压气体管路设计压力为 45 MPa, 透镜垫和螺纹接管材料为 0Cr18Ni10Ti。

密封面上的总作用力:

$$Q_{ms} = Q_{mj} + Q_{mf}$$

Q_{mj} 为密封面上的介质作用力:

$$Q_{mj} = \frac{\pi}{4} (D_{mn} + b_m)^2 P$$

式中: D_{mn} 为密封面内径, $D_{mn} = D_k - b_m$, 其中 D_k 为圆直径, $D_k = 2R \cos \frac{\theta}{2}$, 其中, R 为球半径, θ

为锥角; p 为设计压力; b_m 为密封面宽度, $b_m = 2.15 \sqrt{\frac{2RF \cos \beta}{E \pi D_k \sin(\alpha + \beta)}}$; α 为接触半角, β 为摩擦角, F 为螺栓所受总轴向力, E 为材料弹性模量。 Q_{mf} 为密封面上密封力:

$$Q_{mf} = \frac{\pi}{4} q_{mf} (D_{mw}^2 - D_{mn}^2) \left(1 + \frac{f_m}{\tan \alpha} \right)$$

式中, D_{mw} 为密封面外径; $D_{mw} = D_k + b_m$; q_{mf} 为密封面上必须比压; $q_{mf} = \frac{1.4(3.5+P)}{\sqrt{b_m/10}}$ 。

要保证结构密封, 密封面计算比压 q 应大于 q_{mf} , 其中, 密封面计算比压:

$$q = \frac{Q_{ms}}{\pi b_m (D_{MW} + D_{mn}) \sin \alpha}$$

代入各参数, 计算结果为: $q = 258 \text{ MPa} > q_{mf} = 132 \text{ MPa}$ 。因此, 透镜垫连接结构可以保证在设计压力下的密封性。

1.2 螺栓强度校核

通过比较实际螺栓面积和需要的螺栓面积, 对螺栓进行强度校核。螺栓材料: 0Cr18Ni10Ti, 螺母材料: 2Cr13。

螺栓载荷为:

$$Q = \text{Max}(Q_p, Q_0)$$

式中: Q_p 为工作状态下需要的最小螺栓载荷

$$Q_p = \frac{\pi}{4} D_k^2 P + \frac{\pi D_k a q \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta};$$

Q_0 为预紧状态下需要的最小螺栓载荷

$$Q_0 = \frac{\pi D_k a q_{cm} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

式中: q_{cm} 为预紧比压; q 为最大密封比压; a 为接触面宽度。需要的螺栓面积:

$$A_m = \text{Max}(A_1, A_2)$$

式中: A_1 为预紧状态下需要的最小螺栓面积, $A_1 = \frac{Q_0}{[\sigma]_b}$, $[\sigma]_b$ 为常温下螺栓材料的许用应力; A_2 为工作状态下需要的最小螺栓面积, $A_2 = \frac{Q_p}{[\sigma]_{bt}}$, $[\sigma]_{bt}$ 为设计温度下螺栓材料的许用应力。

要保证螺栓强度要求, 应保证: 实际螺栓面

积 A 大于需要的螺栓面积 A_m ($A_m = \max(A_1, A_2)$)。

上式中, $A = SZ$, (S 为单个螺栓面积, $S = \frac{\pi}{4} d_2^2$,

其中 d_2 为螺纹小径; Z 为螺栓个数)。

代入各参数, 计算结果为: $A = 3600 \text{ mm}^2 > A_m = 2484 \text{ mm}^2$ 。所选用的螺栓满足透镜垫连接结构在工作状态下和预紧状态下的强度要求。

2 透镜垫密封数值分析

2.1 接触分类

接触问题是一种高度非线性行为, 为了进行有效计算, 必须正确理解问题的特性并建立合理的模型。接触问题分为两种基本类型: 刚体与柔体的接触; 半柔体与柔体的接触。在刚体与柔体的接触问题中, 接触面的一个或多个被当作刚体, 一般情况下, 一种软材料和一种硬材料接触时, 问题可以被假定为刚体与柔体的接触, 许多金属成形问题归为此类接触; 另一类, 柔体与柔体的接触, 是一种更普遍的类型, 在这种情况下, 两个接触体都是变形体。

2.2 ANSYS 接触能力

ANSYS 支持三种接触方式: 点与点, 点与面, 平面与面, 每种接触方式使用的接触单元适用于某类问题。为了给接触问题建模, 首先必须认识到模型中的哪些部分可能会相互接触, 如果相互作用的其中之一是一点, 模型的对应组元是一个结点。如果相互作用的其中之一是一个面, 模型的对应组元是单元, 例如梁单元, 壳单元或实体单元, 有限元模型通过指定的接触单元来识别可能的接触配对, 接触单元是覆盖在分析模型接触面之上的一层单元。

透镜垫密封结构是由螺纹接管锥面和透镜垫球面构成的密封结构, 属于面与面的接触分析。其中, 螺纹接管锥面边界作为“目标”面, 而把透镜垫球面作为“接触”面, “目标”面总是刚性的, “接触”面总是柔性面, 这两个面合起来作为一个“接触对”。

2.3 接触分析步骤

一个典型的面与面接触分析的基本步骤如下

图所示, 主要包括:

- 1) 建立模型, 划分网格, 得到有限元模型;
- 2) 定义刚性目标面、柔性接触面, 生成“接触对”;
- 3) 按照约束和受力情况, 定义边界条件;
- 4) 对接触问题进行求解, 若不能收敛, 检查模型各种设置再重新进行求解;
- 5) 若求解收敛, 则可通过后处理器或时间历程后处理器查看位移、应力、应变, 支反力和接触信息 (接触压力、滑动等) 等计算结果。

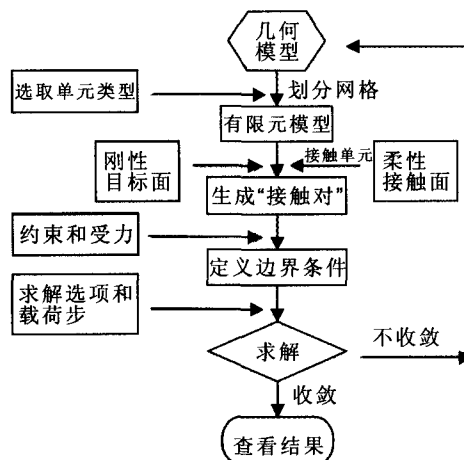


图 2 面-面接触分析的基本步骤

Fig. 2 Basic steps of face-face contacting analysis

2.4 透镜垫密封接触分析

对于接触单元来说, 有限元计算网格中每个单元包含应力、应变、位移等力学参数, 因此可通过统计实际参加接触的单元的位置参数得出透镜垫-锥面密封面的实际状态。通过求它们的接触应力的平均值, 可以得出接触面的平均接触应力; 通过计算它们在锥面切向的密封长度可以得出密封宽度, 将密封宽度乘以密封环中间段周长, 可以得出整个接触面的密封面积。

考虑到计算机的资源 and 运算效率, 并根据透镜垫连接件结构的几何对称特点, 只对其中一侧的密封结构进行建模, 几何模型如图 3a。其中, 模型包括透镜垫的一半, 以及与其接触的螺纹接管一个。采用 ANSYS 单元库实体单元 SOLID185 进行网格划分, 共得到 4612 个节点, 19308 个单元。有限元模型如图 3b。

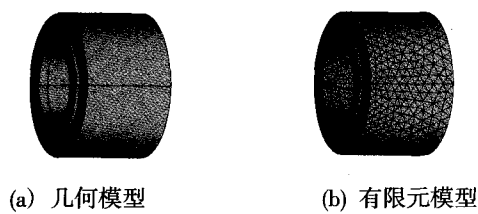


图 3 连接结构几何模型和有限元模型

Fig. 3 Geometrical model and finite element model of connecton mechanism

将螺纹接管锥面定义刚性目标面, 透镜垫球面定义柔性接触面, 球面-锥面构成接触对, 接触面如图 4a 所示。按照连接结构的实际工作过程, 设定透镜垫剖面为全约束, 将螺栓拧紧力矩转化为作用在螺纹接管端面的均布力, 边界条件如图 4b 所示:

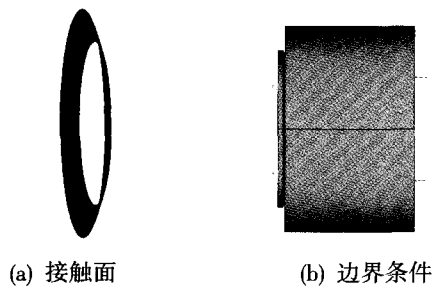


图 4 连接结构接触面和边界条件

Fig. 4 Contacting surface and boundary condition of connection mechanism

选取螺栓拧紧力矩分别为 150, 250, 350, 450 和 550 五种工况进行了有限元计算, 计算结果如表 1 所示。图 5a 和 5b 给出拧紧力矩为 250 N·m 作用下球面和锥面等效应力分布。从图中可以看出球面接触点区域的最大等效应力为 295 MPa, 锥面接触点区域的接触表面最大等效应力为 144 MPa。接触面位移分布如图 5c 和 5d 所示。

根据计算结果得出拧紧力矩和密封宽度、密封面积的对应关系如图 6 所示。从这些图中可以看出, 在螺栓拧紧的过程中, 密封宽度和密封面积从零开始逐渐增大, 当拧紧力矩达到 550 N·m 时, 分别达到为 2.058 mm 及 513.22 mm²。在拧紧力矩增大过程中, 球头锥面的密封宽度和接触面积的增长速率在逐渐减缓, 变化曲线趋于平缓。

表 1 透镜垫连接件有限元数值分析结果

Tab. 1 Results of finite element numerical analysis for lens spacer coupling

| 拧紧力矩/ N·m | 接触应力 极值/MPa | 密封宽度/ mm | 密封面积/ mm ² |
|--------------|----------------|-------------|--------------------------|
| 150 | 222 | 0.903 | 225.25 |
| 250 | 295 | 1.208 | 301.32 |
| 350 | 366 | 1.525 | 380.37 |
| 450 | 463 | 1.80 | 449.09 |
| 550 | 555 | 2.058 | 513.22 |

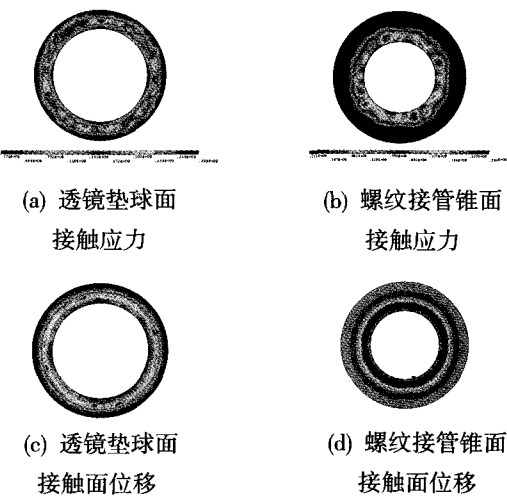


图 5 接触应力和接触面位移分布

Fig. 5 Displacement and contact stress of contacting surface

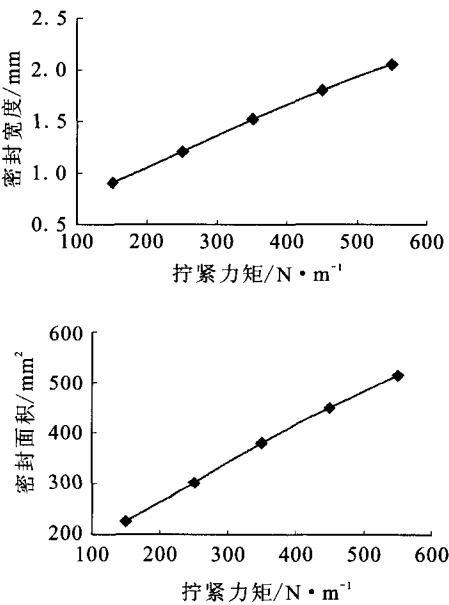


图 6 拧紧力矩和密封宽度、密封面积的对应关系

Fig. 6 Tightening torque versus sealing width and area

由于在密封结构设计方法中大都将接触应力作为密封性能的评价标准,接触面压力越大,密封联接越紧密,密封性能越好。从表可看出随着拧紧力矩的增大,平均接触应力也逐渐增大。在 $550\text{ N}\cdot\text{m}$ 力矩作用下,球面接触点部表面接触应力极值高达 555 MPa ,已高于透镜垫材料的极限强度,球面部分可能产生破坏。

2.5 压力试验

使用力矩扳手拧紧螺栓,拧紧力矩为 $250\text{ N}\cdot\text{m}$ 进行了液压强度试验和气密试验。液压强度试验中,分为 25 MPa , 35 MPa , 49.5 MPa 和 67.5 MPa 四个压力级别进行,每级压力保压 10 min ,无渗漏;在 67.5 MPa 液压试验中,两法兰间有微量变形,但泄压后,变形回零。用 45 MPa 洁净干燥的氮气进行气密性试验,保压 10 min 未见漏气。

3 结论

以某高压组合件试车台增压系统管路连接结构作为研究对象,进行了密封计算和螺栓强度校核。采用有限元软件 ANSYS 对透镜垫结构进行数值模拟,考察了不同预紧力下的透镜垫结构等效应力分布和变形情况,得出了不同力矩和密封宽度、接触面积以及接触应力的对应关系。连接结构的液压强度试验和气密性试验表明在 $250\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩下,密封可靠,结构强度满足要求。

参考文献:

- [1] 郭霄峰 主编. 液体火箭发动机试验[M]. 北京: 宇航出版社, 1990.
- [2] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [3] 陆培文. 实用阀门设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [4] 博嘉科技. 有限元分析软件——ANSYS 融会与贯通[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2002.
- [5] 尚晓江, 邱峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法及范例应用 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.
- [6] 任重. ANSYS 实用分析教程 [M]. 北京: 北京大学出版社, 2003.
- [7] 许可, 庞贺伟, 孙刚. 卫星推进系统管路装配技术研究 [J]. 航天器环境工程. 2006, 23(6): 363-368.
- [8] 李珊珊, 韩丽俊, 梁义维. 基于 ANSYS 的斜齿轮接触应力有限元分析[J]. 机械工程与自动化. 2009(4): 23-24.
- [9] 陈署泉, 肖曙红, 杨士铁. 角接触球轴承的静态接触分析[J]. 轴承. 2009(11): 4-7.
- [10] 温卫东, 高德平. 接触问题数值分析方法的研究现状与发展[J]. 南京航空航天大学学报, 1994(5): 664-670.
- [11] 刘涛, 扬风鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- [12] 郭乙木, 陶伟明. 线性与非线性有限元及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [13] 张鑫, 刘旺玉. 基于 ANSYS 的永磁直流牵引电机接触有限元分析[J]. 机械设计与制造. 2010(3): 27-29.
- [14] 肖望强, 段东平, 李威, 等. 双压力角非对称齿轮轮齿接触分析[J]. 农业机械学报. 2010, 41(8): 199-205.
- [15] 张妍, 杜四宏, 袁振伟, 等. 齿啮式快开门法兰的接触分析[J]. 压力容器. 2010, 27(3): 26-29.

(编辑: 王建喜)