

发动机主承力构件热结构特性分析

裴 曦, 王 涛, 杨 飒, 杨亚龙
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 液体火箭发动机随着推力增大, 振动量级会变得更加剧烈, 工作环境也会更为恶劣。因此, 需要对承力结构的结构变形、摇摆间隙、与总体对接面变形情况以及各组件间接口可靠性进行详尽研究。以某型号发动机的主承力构件为研究对象, 首先通过 CFD 方法得到工作状态下发动机内部的压力及温度载荷, 然后将得到的温度和压力载荷做为应力分析的边界条件, 对发动机主承力构件进行有限元分析。通过对计算得到的应力场进行分析, 寻找到发动机危险截面, 对这些截面上的应力采用应力线性化手段进行应力分类, 最终通过应力强度评定原则对各类应力进行强度评定, 以校核强度是否满足要求。校核结果表明该主承力构件的强度满足安全要求。

关键词: 应力分类; 危险截面; 联合仿真; 强度评定; 应力分析

中图分类号: V431-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2016) 03-0041-04

Analysis on dynamic characteristics of shaft system of vertical overspeed tester

PEI Xi, WANG Tao, YANG Sa, YANG Yalong
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: With increase of rocket thrust, vibration of the liquid rocker engine becomes more severe, and its working environment will be more adverse. Therefore, structural deformation, swing clearance and butt joint deformation need to be researched. The primary force-bearing component of a certain type of engine is taken as the research object. The pressure and temperature loading inside the engine in working condition is obtained with CFD simulation method, and then taking the obtained pressure and temperature loading as the boundary conditions of stress analysis to perform the finite element analysis of primary force-bearing component in the engine. The analysis of the stress field obtained by calculation is conducted to look for the risk interface of the engine. The stress in the section is classified by means of stress linearization method, and is assessed according to the stress strength evaluation principle to check whether the strength meets the requirements. The check result show that the structure strength of the primary force-bearing component of a certain type of engine can meet the safety requirements.

收稿日期: 2015-12-04; 修回日期: 2016-03-21

作者简介: 裴曦 (1984—), 男, 博士, 研究领域为液体火箭发动机总体设计

Keywords: stress classification; dangerous section; combined simulation; strength evaluation; stress analysis

0 引言

某型发动机的整机布局方案的主承力构件中很多以悬臂梁的形式进行连接, 结构受力情况恶劣 (例如燃气发生器和涡轮泵的连接位置, 液氧主阀和氧泵出口管之间的连接位置, 以及氧泵入口导管和氧泵连接位置), 考虑到高推质比要求, 因此组件间接口结构要承受更大的应力, 而发动机的整体变形对组件的工作可靠性的影响也必须予以重视。本文针对该问题, 采用 ANSYS 软件分析了发动机主承力构件在温度载荷和压力载荷综合作用下的应力场, 并按 JB4732-95^[1]中应力分类及强度评定的方法进行了安全评定, 为发动机危险截面的评估以及变形情况提供了技术参考。

1 结构模型及边界条件

由图 1 可以看出, 发动机主承力构件主要包括: 燃气发生器壳体、主涡轮及氧泵壳体、氧化剂泵出口管、液氧主阀壳体、燃气弯管、机架及常平座。燃气发生器以悬臂梁形式与涡轮入口相连, 发生器与涡轮入口的连接截面的应力情况会更加恶劣, 被视为危险截面之一, 需要重点考察。

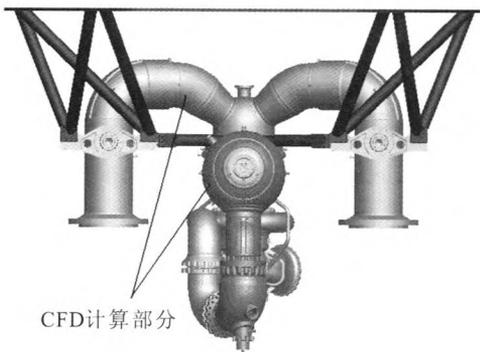


图 1 发动机主承力构件

Fig. 1 Primary force-bearing component of the engine

发动机主承力构件的主要材料有 S-03 钢和 S-07 钢, 不同材料的强度参数见表 1 和表 2。

表 1 S-03 钢强度参数

Tab. 1 Strength parameters of S-03 steel

| 温度/°C | 泊松比 | 屈服极限/MPa | 强度极限/MPa |
|-------|-----|----------|----------|
| 20 | 0.3 | 840 | 995 |
| -196 | 0.3 | 1 035 | 1 210 |

表 2 S-07 钢强度参数

Tab. 2 Strength parameters of S-07 steel

| 温度/°C | 泊松比 | 屈服极限/MPa | 强度极限/MPa |
|-------|-----|----------|----------|
| 20 | 0.3 | 980 | 1 180 |
| -196 | 0.3 | - | 1 380 |

燃气发生器、涡轮出口管的温度和压力载荷通过 CFD 计算得到, 其中压力云图如图 2 所示。

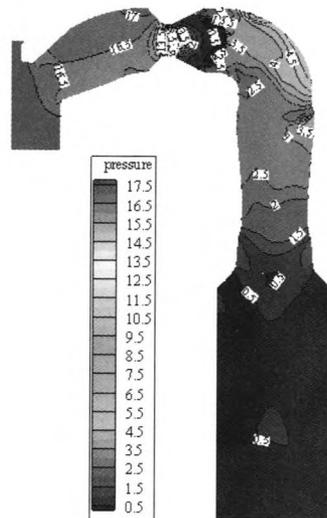


图 2 压力云图

Fig. 2 Pressure contour

CFD 计算的边界条件采用流量进口: 流量 1195.5 kg/s, 静压 2.01 MPa, 温度 126.7 K; 出口

设为压力出口, 壁面绝热无滑移。液氧密度 1088 kg/m³, 定压比热 1527.8 J/(kg·K), 导热系数 0.148 W/(m·K), 粘性系数 1.592×10⁻⁴ Pa·s。

2 有限元分析

2.1 有限元模型

由于主承力构件结构不规则, 有限元建模时采用三维实体单元 SOLID95, 热分析单元采用 SOLID90, 共 450 万个实体单元。

2.2 主承力构件应力分布及结构变形

通过有限元分析得到了主承力构件的应力及结构变形图, 如图 3 和 4 所示。

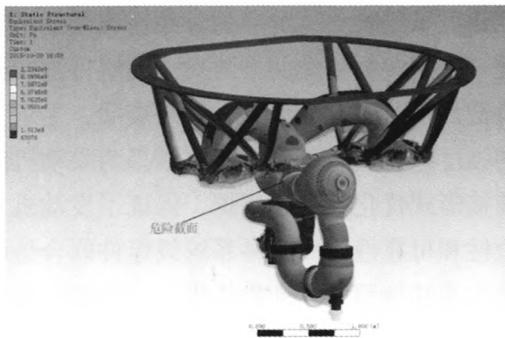


图 3 应力分布图

Fig. 3 Stress intensity distribution

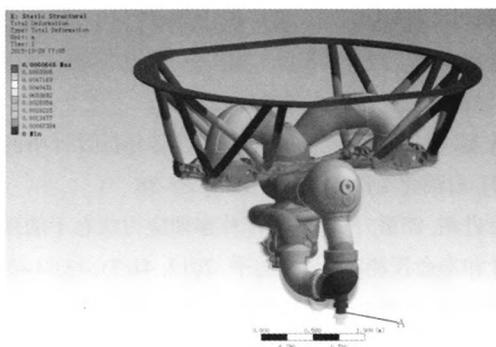


图 4 结构变形图

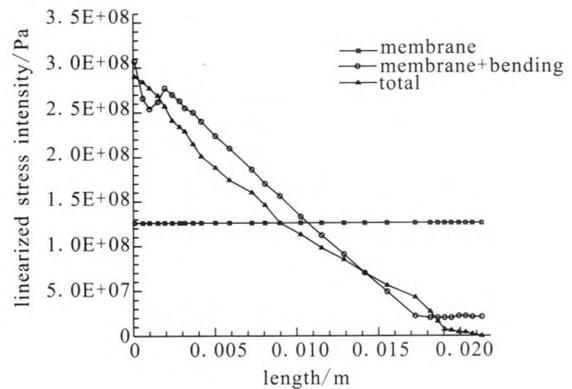
Fig. 4 Diagram of structure deformation

从图 3 中可以看出, 应力主要集中的区域是燃气发生器和涡轮入口的连接处、发生器底部连接处以及燃气弯管与常平梁连接处。这些都是需要重点考察的危险截面。图 3 给出了不同位置

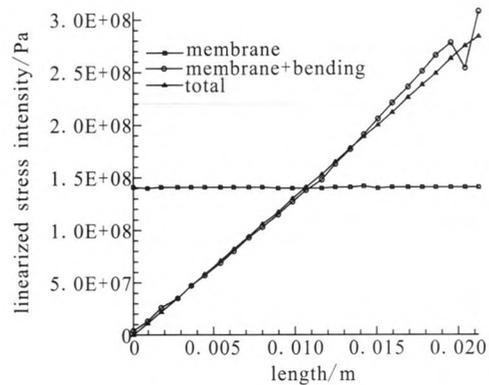
的应力水平, 从图 3 中可以看出结构最大应力强度值为 835 MPa, 且最大值的分布在燃气发生器和涡轮入口连接的局部区域, 因此在应力评定过程中需重点校核这些部位。从图 4 可以看出整体结构变形最大的位置在液氧主阀处 (A 处), 变形量为 8.2 mm。

3 发动机主承力构件强度评定

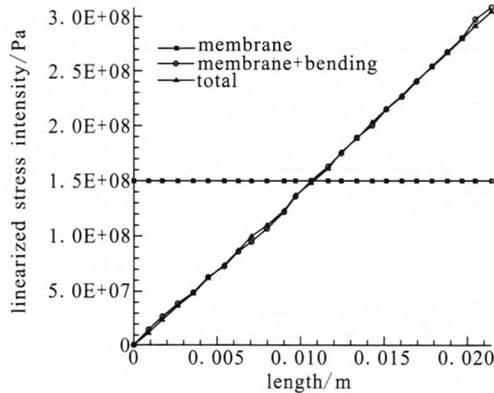
对主承力构件进行强度评定, 首先需要找到其受力的危险部位, 再将这些部位的应力强度进行线性化处理^[2-5]。基于上述原则, 根据 2.2 节中寻找到的危险截面设置应力路径, 路径方向为由内向外, 强度评定路径总共有 4 条路径: 分别是路径 1 设置于发生器和涡轮入口连接上表面; 路径 2 发生器 and 涡轮入口连接下表面; 路径 3 氧阀出口和发生器连接处; 路径 4 涡轮出口和燃气弯管连接处。将应力强度映射到应力路径上, 在进行线性化处理, 其分析结果见图 5。



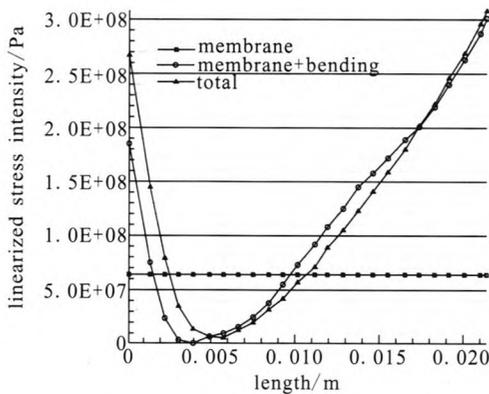
(a)



(b)



(c)



(d)

图5 路径1-4中薄膜应力及薄膜应力加薄膜弯曲应力的分布云图

Fig. 5 Distribution of membrane stress and membrane stress adding membrane bend stress in path1-4

根据应力分类情况,首先对薄膜应力 P_m 进行校核,由于薄膜应力是各类应力中危险性最大的应力,对各种失效模式均起作用,只要薄膜应力达到屈服强度,必将导致容器失效,因此必须限制在许用应力 S_m 以下,从计算结果看,所有截面薄膜应力均在许用应力以下。然后校核一次应力和二次应力之和,在交变载荷作用下可导致结构失去安定,因此将一次应力和二次应力之和限制在3倍的许用应力 S_I 以下^[6-7]。图5(a),5(b),5(c)及5(d)分别是路径1-4的应力分类示意图。

表3给出了评定结果,由于路径1和路径2的材料是S-03钢,路径3和路径4的材料是S-07钢,因此应力极限值不一样。

表3 主承力构件应力强度评定

Tab. 3 Stress intensity evaluation of primary force-bearing component

| 路径名 | 应力极限值 | 一次应力+二次应力/MPa | 评定结果 |
|-----|-------|---------------|------|
| 路径1 | 1 990 | 608 | ✓ |
| 路径2 | 1 990 | 827 | ✓ |
| 路径3 | 2 360 | 855 | ✓ |
| 路径4 | 2 360 | 383 | ✓ |

4 结论

通过对发动机主承力构件进行热结构特性分析,得到了结构整体的应力分布情况及结构变形情况,采用应力分类的方法对不同组件连接处的危险截面进行了强度评定,结果表明,主承力构件的强度满足安全要求。计算结果为发动机组件间连接形式优化提供了依据,保证了发动机工作安全性和可靠性。而这种系统级组件联合仿真的形式也为其他型号发动机提供了一种新型的分析手段。

参考文献:

- [1] 全国压力容器标准化技术委员会. 钢制压力容器-分析设计标准[M]. 中国标准出版社, 1995.
- [2] 李建国. 压力容器设计的力学基础及其标准应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [3] 沈鑫. 极限载荷分析法在压力容器分析设计中的应用[J]. 石油化工设备, 2011, 40(4): 35-38.
- [4] 史进渊, 汪勇. 汽轮机零部件多轴应力状态下的强度设计和寿命预测[J]. 热力透平, 2012, 41(2): 131-146.
- [5] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 人民教育出版社, 1979.
- [6] American Society of Mechanical Engineers. 2010 ASME boiler & pressure vessel code: Division 2, alternative rules in VIII rules for construction of pressure vessels[S]. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [7] 李培宁. 当代压力容器疲劳设计规范评述[J]. 压力容器, 1989, 6(4): 1-10.

(编辑: 马 杰)