

# 有限元分析在大推力火箭动力系统试验台 承力架结构优化中的应用

孔凡超, 沈冰妹, 胡旭坤

(北京航天试验技术研究所, 北京 100074)

**摘 要:** 采用通用有限元软件 ANSYS 建立了某火箭动力系统试验台承力架有限元模型, 分析了该承力架在试验状态和试验准备状态下的应力分布, 根据应力分析结果对承力梁的结构和布局作了相应优化, 使结构强度满足工作要求。同时对局部结构——承力环支腿进行了应力分析和优化。最后分析了承力架的自身模态, 其轴向一阶振型在试验件轴向一阶振型范围内, 需进一步采取措施以避免共振。

**关键词:** 有限元分析; 承力架; 动力系统试验

**中图分类号:** V434-34    **文献标识码:** A    **文章编号:** 1672-9374 (2011) 05-0041-06

## Application of FEA in structure optimization of load-bearing frame of propulsion system test-bed for large-thrust rockets

KONG Fan-chao, SHEN Bing-mei, HU Xu-kun

(Beijing Institute of Aerospace Testing Technology, Beijing 100074, China)

**Abstract:** The FEA software ANSYS is used in this study to construct the finite element model of the load-bearing frame of a certain propulsion system test-bed, and analyze the stress distribution of the load-bearing frame under the test and ready-tested status. The structure and layout of the load-bearing beam are optimized according to the results of stress analysis to make the strength of the model meet the working requirements. The stress analysis and optimization are also made on the legs of the load-bearing ring, part of the frame. The mode of the frame is studied at last. Its axial first-order mode is within the range of the axial first-order mode of UUT, so further measures should be taken to avoid resonance.

**Keywords:** FEA; load-bearing frame; propulsion system testing

收稿日期: 2011-04-22; 修回日期: 2011-05-18

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目

作者简介: 孔凡超 (1985—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机试验技术

## 0 引言

火箭动力系统试验是新型号火箭研制工作的一个重要组成部分,它的目的是模拟火箭在飞行状态下的工作流程,检验发动机及推进系统等箭上系统的可靠性、协调性,为预测和解决飞行中可能产生的问题提供依据<sup>[1]</sup>。

火箭动力系统试验台承力架具有结构复杂,工作环境恶劣,工作状况多变的特点。随着试验的火箭推力不断增大,在设计阶段更精确地分析承力架的受力,优化承力架的结构越来越重要。传统的计算方法采用简化的材料力学模型<sup>[2]</sup>,计算结果往往和实际相差较大;有限单元法的基本思想是将物体离散成有限数量的按一定方式相互联结在一起的单元,来模拟和逼近原来的物体<sup>[3]</sup>,具有相对较高的精度。国内在这方面已经做了一些研究<sup>[4-7]</sup>,基本都集中在火箭发动机试验台部件结构的分析,且试验台推力较小。

本文采用通用有限元软件 ANSYS<sup>[8]</sup> 对某大推力火箭动力系统试验台承力架的总体和局部结构进行了优化,使承力架能够满足工作所需的强度;最后分析了试验台承力架的自身模态,以避免与箭体发生共振。

## 1 承力架整体计算及优化

### 1.1 承力架原型结构介绍

如图1所示,承力架由4部分构成,包括支柱、承力梁、联系梁和承力环。承力梁有两根,东西向布置,承受承力环传递的载荷。联系梁也是两根,南北向布置,加强主梁强度,主辅梁形成一个矩形框,是承力架的基础。承力环中心为圆环状结构,中心圆环与箭体联接。承力环两端伸出四条支腿,每条支腿通过8个螺栓固定在承力梁底部,螺栓贯穿承力梁的上表面和支腿的下表面。其中两条对角的支腿和承力梁之间还采用了定位销定位。

承力架选用 Q345 板材, Q345 综合力学性能良好,塑性、焊接性和冲击韧性较好,适用于制

作桥梁、船舶、电站、厂房结构、低温压力容器等结构件<sup>[9]</sup>。对于厚度 35~50 mm 的板材,屈服强度不小于 295 MPa;厚度 50~100 mm 的板材,屈服强度不小于 275 MPa;抗拉强度 470~630 MPa,弹性模量为 196 GPa,密度为 7850 kg/m<sup>3</sup>,泊松比为 0.3。

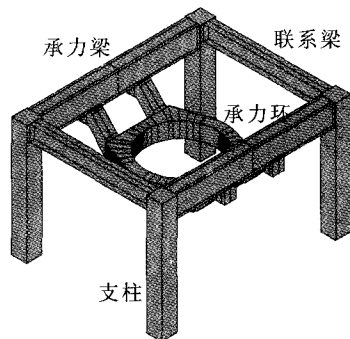


图1 承力架原型

Fig. 1 Prototype of load-bearing frame

### 1.2 承力架原型的有限元模型

该结构主体由不同厚度钢板构成,所以采用 224 个无厚度的面建立了该结构的几何模型,螺栓连接和销定位结构都被简化。计算考虑了结构的对称性,以减小计算规模;选用 8 节点壳单元 Shell 93,单元数目共 26119 个。材料参数及壳单元厚度按照实际情况给定。

承力梁和承力环支腿之间的连接,作了如下简化:采用设置约束方程的方法,把承力环和承力梁接触位置的节点的各方向位移约束在一起。

### 1.3 原型在试验状态下的静强度

该试验台承力架在整个使用过程中,有两种受力状态:第一种状态为试验准备状态,承力架要承受火箭箭体和推进剂贮箱向下的重力载荷,大小为 160 t (含设计余量)。该状态下的边界条件如图2所示:1) 约束了支柱底部的所有自由度;2) 在对称面上设置了对称边界条件;3) 对承力架加载重力载荷;4) 在承力环 (1/2) 内侧下表面 17 个关键点 (对应 17 条加强筋) 上分别加载 5 t 向下的载荷,对称面上的点按照 2.5 t 加载,总载荷大小为 80 t。

计算结果如图3所示,最大应力出现在承力

梁和支柱焊接处, 大小为 250 MPa, 小于材料的屈服强度。除此以外, 承力梁和承力环联接处也出现应力集中, 大小为 107 MPa。

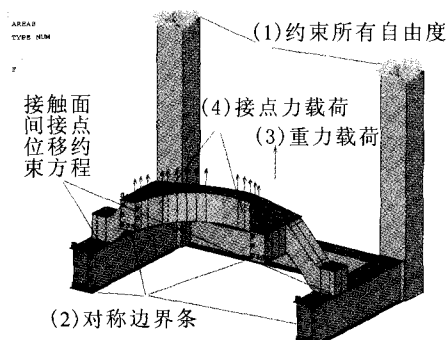


图2 承力架的边界条件和载荷

Fig. 2 Boundary conditions and load of load-bearing frame

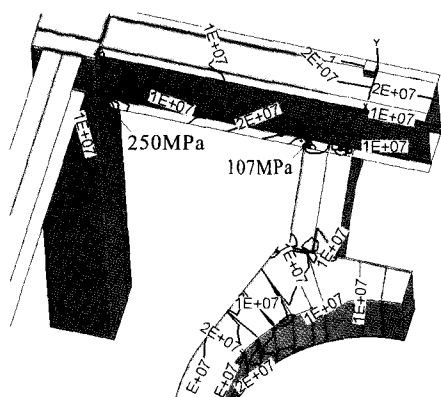


图3 原型在试验准备状态下的应力分布云图

Fig. 3 Stress contours of prototype  
under ready-tested status

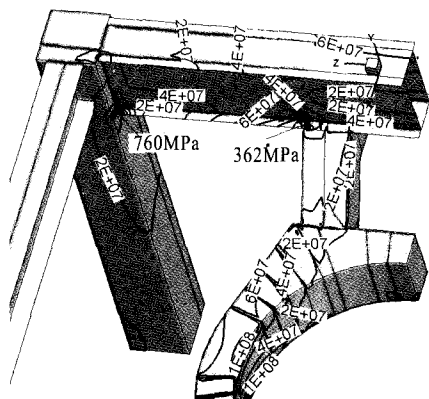


图4 原型在试验状态下的应力分布云图

Fig. 4 Stress contours of prototype  
under testing status

第二种状态为试验状态, 承力架承受火箭向上的轴向推力 480 t (含设计余量)。约束条件和状态一相同, 对承力环加载 480 t 向上的推力 (加载位置和状态一相同, 方向相反), 不考虑承力架的自重。计算结果如图 4 所示, 最大应力还是出现在承力梁和支柱焊接处, 大小为 760 MPa, 承力梁和承力环联接处的应力大小为 362 MPa, 都超过了材料的屈服强度。

### 1.4 承力架整体结构优化

承力梁在设计时充分考虑了轴向载荷,但承力环和承力梁之间采用了斜支腿联接,这就对承力梁产生了较大的横向力;承力梁由于不能承受如此大的横向力而产生了过大的应力集中。

本文综合从三方面对原型结构进行了优化:

1) 增加承力梁材料自身的厚度是最直接的方法,如图 5 所示,两根承力梁所用板材厚度统一增加到 50 mm,承力梁的横截面优化为刚度更高的 □ 型; 2) 承力梁上和承力环支腿接触的地方存在局部应力集中,所以在承力梁和承力环支腿螺栓联接处各加了三片厚 20 mm 的加强筋板; 3) 调整了联系梁和支柱焊接的位置,原型联系梁上表面标高和承力梁是一致的,现在降低到和承力梁下表面相齐,有利于减小承力梁和支柱之间的剪切应力。

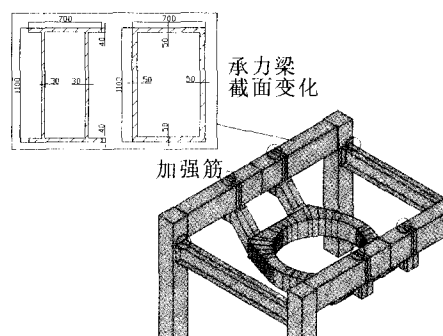


图 5 承力架优化结构

Fig. 5 Optimized structure of load-bearing frame

### 1.5 承力架优化结构的有限元分析

按照同样的方法和加载条件,对承力架优化结构在两种状态下受力进行分析,结果:优化后的承力架在试验准备状态下最大应力的位置没有变化,大小相对于原型大幅减小,为 85.7 MPa。

在试验状态下最大应力位置也没有变化，大小减小为原型的 33%，为 252 MPa，小于材料的屈服极限，承力梁和联系梁联接处的应力也减小为原型的 70%。这样，承力架在结构优化后能够满足两种状态下的静强度要求，优化是合理的。

2 承力架局部计算及优化

2.1 承力架局部计算的原型—承力环支腿

在承力架整体计算及优化中，承力环支腿和承力梁之间的螺栓连接和定位销结构都被简化，使得承力环支腿上的应力分布不够精确。

所以这一部分以承力环支腿为例，进一步校核承力架局部强度 (见图 6 所示)。支腿由多块最大厚度为 60 mm 厚钢板焊接而成，上下表面各有 8 个螺栓孔，上表面还有一个定位销孔。在工作状态下支腿受力也相当复杂，结构内部会产生拉应力、压应力、剪切应力以及局部应力集中。特别是螺栓孔和销孔由于尺度较小，在承力架整体计算中无法体现，却又是强度校核中不可忽略的重要细节，所以本节对承力环支腿进行单独校核。

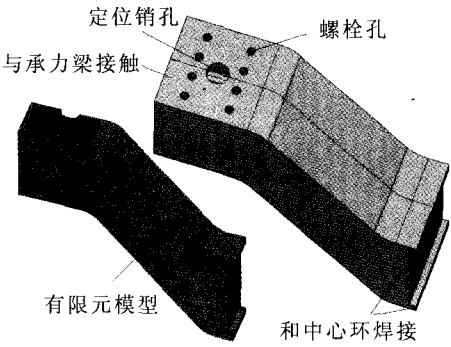


图 6 承力环支腿原型  
Fig. 6 Prototype of leg of load-bearing ring

2.2 承力环支腿的有限元模型

承力环支腿自身而言是对称结构，简化后加载条件也是对称的，所以对其有限元模型进行对称性简化 (见图 6 所示)。该模型采用带中节点的四面体单元 SOLID 95，规模在 12 万。局部细节，如螺栓孔、定位销孔处都进行了网格局部加密。

2.3 承力环支腿的有限元分析

承力环支腿也相应有两种受力状态：在试验

准备状态下，每条支腿承受 1/4 箭体及贮箱重力，即 40 t 向下拉力；承力环和承力梁之间轴向力靠螺栓传递，横向靠定位销固定；计算中，支腿下表面螺栓孔附近和垫圈接触区域轴向位移被约束，定位销孔壁横向位移被约束，对称面上设置对称边界条件，支腿 (1/2) 和中心环焊接端加载 20 t 向下轴向力。计算结果如图 7 所示，最大应力位置出现在承力环支腿下表面某螺栓孔边缘，大小为 280 MPa，超过了材料屈服极限 275 MPa；

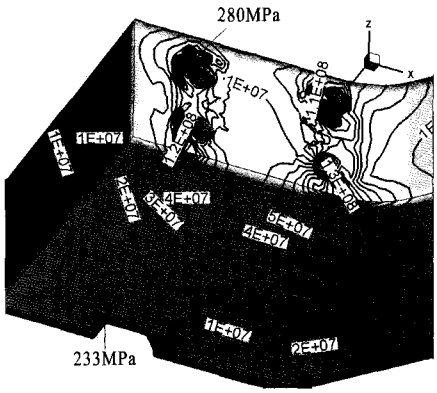


图 7 支腿在试验准备状态下的应力云图  
Fig. 7 Stress contours of leg under ready-tested status

在试验状态下，每条支腿承受 1/4 火箭推力，即 120 t 向上压力；承力环和承力梁之间轴向力靠接触面传递，横向靠定位销固定；计算中，承力环支腿上表面接触面的轴向位移被约束，定位销孔壁的横向位移被约束，对称面上设置对称边界条件，支腿 (1/2) 一端加载 60 t 向上轴向力。计算结果如图 8 所示。

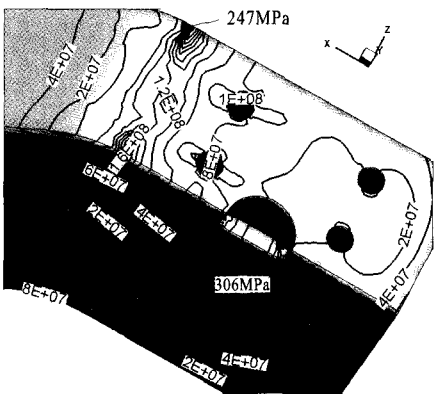


图 8 支腿在试验状态下的应力云图  
Fig. 8 Stress contours of leg under testing status



简化会造成非对称振型的丢失，所以采用完整的模型进行分析。由于模型规模较大，所以采用 Power Dynamics Method，该方法采用集中质量阵，能够减小所需要的计算资源。

提取了 0~40 Hz 内的模态，各阶频率和振型如表 1 所示。通过将承力架各阶振型及频率和试验件频率变化范围进行比较，可以发现，承力架避开了试验件的横向一阶和扭转一阶；但试验件的轴向一阶由于变化范围较大，难以避开，不过承力架轴向的承力能力和刚性都是较大的，可以对承力架和试验件联合建立有限元模型，并进行瞬态动力学分析，进一步优化承力架结构。

表 1 各阶振型频率表

Tab. 1 Frequency list of each order vibration mode

阶次	频率	振型
1	9.7079	横向
2	11.653	横向
3	16.750	扭转
4	23.312	轴向
5	29.457	扭转
6	31.002	横向
7	31.322	横向
8	32.341	综合
9	36.933	综合
10	39.098	联系梁

4 结束语

火箭承力架工作状态复杂，利用有限元分析

方法能够合理考虑模型的结构和载荷，计算结果能够直观表现。

对承力架原型整体和局部都进行了静强度分析，结论表明承力架原型不能满足强度要求。通过计算得到的应力分布分析其薄弱环节，对承力架结构进行了优化及计算，原型经优化以后应力大幅降低，能够满足静强度要求。

最后，对承力架进行了模态分析，承力架避开了试验件的横向一阶和扭转一阶；但承力架的轴向振型在试验件轴向一阶范围内，需进一步分析。

参考文献:

[1] 郭霄峰. 液体火箭发动机试验[M]. 北京: 宇航出版社, 1990.

[2] 成大先. 机械设计手册 (机械振动. 机架设计)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.

[3] 张洪信, 管殿柱. 有限元基础理论与 ANSYS 11.0 应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.

[4] 潘娜, 张平, 胡全星, 等. 固体火箭发动机试车架中推力架的结构分析研究[J]. 机械设计与制造, 2008 (4): 116-117.

[5] 王增辉, 郭晓东, 陈刚. 某火箭发动机高速旋转试车台旋转架一体化设计与分析 [J]. 电子机械工程, 2009, 25(4): 60-64.

[6] 董洪强. 小推力液体火箭发动机试车台设计研究[D]. 国防科学技术大学, 2006.

[7] 王彬. 火箭发动机高速旋转试验台设计研究[D]. 南京理工大学, 2004.

[8] ANSYS Inc. Release 11.0 Documentation for ANSYS[R]. [S.l.]: ANSYS Inc., 2007.

[9] 徐灏主. 机械设计手册 第 1 卷[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2000.

(编辑: 王建喜)