

液氧煤油发动机碟形金属密封特性

雷 征, 陈 贇, 雷博娟, 陈建华
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要:碟形金属密封是一种精密的封闭式密封结构,在预紧过程和工作过程中表现出强烈的非线性特征,采用试验手段或者线性有限元方法无法对其密封特性进行直观量化研究。为了解决该问题,以 1 200 kN 推力液氧煤油发动机中的一种小直径碟形金属密封结构为研究对象,采用非线性弹塑性有限元仿真计算方法,分析了密封结构轴向压缩量、各密封面的密封面积及密封应力随加载载荷的变化规律,研究了碟形密封结构的密封机理和轴向刚度特性。分析结果表明:预紧载荷作用后 4 个密封面均形成密封面积和密封应力,预紧状态下碟形环发生“S”形变形并出现失稳现象,介质的压力载荷和温度载荷造成各密封面的密封性能下降。

关键词:液氧煤油发动机;碟形金属密封;密封特性;轴向刚度特性

中图分类号:V432 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2019)04-0052-06

Sealing characteristic of dish-shaped metal seal in LOX/kerosene rocket engine

LEI Zheng, CHEN Yun, LEI Bojuan, CHEN Jianhua
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Dish-shaped metal seal is a kind of precise and closed sealing structure, which shows strong non-linear characteristics during the pre-tightening process and working process. It is impossible to quantify its sealing characteristics intuitively by means of experiment or linear finite element method. In order to solve this problem, a small-diameter dish-shaped metal seal in the LOX/kerosene rocket engine with 1 200 kN thrust level was studied in this paper. By conducting the nonlinear elastic-plastic finite element analysis, the compression quantity of sealing structure, the variation regularity of sealing area and sealing stress with loading load were analyzed. Furthermore, the sealing mechanisms and axial rigidity characteristic of the sealing structure were studied. The analysis results show that the sealing area and stress are formed on the four sealing surfaces after preloading. Under the preloading condition, the dish-shaped ring undergoes “S” deformation and the unstable phenomenon occurs. The pressure and temperature loads of the medium cause the decrease of sealing performance on each sealing surface.

Keywords: LOX/kerosene rocket engine; dish-shaped metal seal; sealing characteristic; axial rigidity characteristic

收稿日期:2018-01-23;修回日期:2018-06-11

基金项目:国家自然科学基金联合基金(U1637102)

作者简介:雷征(1988—),男,硕士,研究领域为低温液体火箭发动机总体设计

0 引言

相对于常规推进剂液体发动机,液氧煤油发动机的推力室工作压力更高,氧系统推进剂温度更低,而且燃烧后产生的高温燃气为富氧^[1]。在这种高压、富氧和极端温度环境下,金属 O 形密封^[2-5]、金属球头喇叭口密封^[6-9]基本不能再用^[10]。为解决 1 200 kN 推力液氧煤油发动机氧系统的低温、高压密封问题和燃气系统的高温、高压密封问题,设计了一种新型强制型碟形金属密封结构(简称碟形密封),如图 1 所示。液氧煤油发动机目前使用的碟形密封结构有两种型式,大直径管路一般选用螺栓-法兰型密封结构,小直径管路一般选用外套螺母-台阶接头型密封结构。

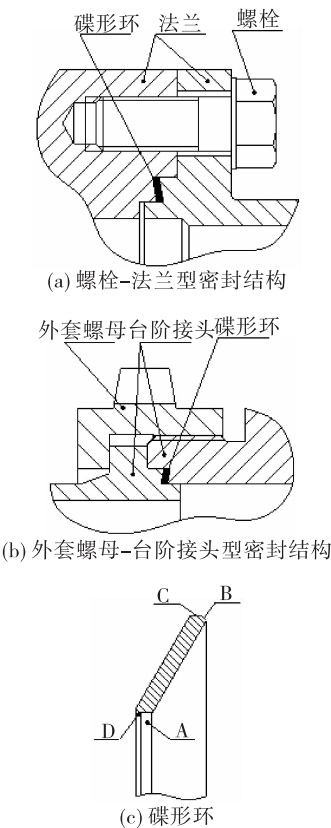


图 1 碟形密封

Fig. 1 Dish-shaped metal seal structure

- 碟形密封具有以下特点:
- 1) 既适用于低温、高压管路密封,也适用于高温、高压管路密封;
 - 2) 密封环结构上酷似碟形弹簧,截面形状为平

- 行四边形;
- 3) 密封环内外两侧各有一个倒角,倒角两侧各形成一道密封面;
 - 4) 既能承受轴向载荷,也能承受径向载荷;
 - 5) 补偿安装偏斜的能力差,对装配精度的要求高。

采用非线性弹塑性有限元分析方法,选取1 200 kN 推力液氧煤油发动机燃气系统使用的螺栓-法兰连接型碟形密封结构,研究其密封机理和轴向刚度特性。

1 问题简化

- 在简化模型时,提出以下几点假设^[11]:
- 1) 不考虑表面粗糙度等因素的影响,密封面是绝对光滑的;
 - 2) 不考虑产品的加工误差和装配偏差;
 - 3) 预紧力为将拧紧力矩等效转换后的轴向位移载荷;
 - 4) 施加边界条件时忽略实际工作过程中的振动情况。

2 非线性有限元弹塑性仿真模型

考虑到碟形密封的几何形状和约束条件具有轴对称性,加载过程中产生的位移、应变和应力同样具有轴对称性,为简化模型和减少数值计算工作量,仿真分析时选用二维轴对称有限元模型。

2.1 材料模型

碟形环材料为高温合金 GH3044,法兰材料为高温合金 GH202,材料性能如表 1 所示。在建立材料模型时,认为材料本构关系满足连续性、均匀性等假设条件^[12]。在进一步建立高温合金 GH3044 和高温合金 GH202 的多线性等向强化模型时,应用了幂指数硬化理论和米塞斯屈服准则^[13-14]。

表 1 高温合金 GH3044 及 GH202 力学性能

Tab. 1 Mechanical properties of GH3044 and GH202

材料	GH3044		GH202	
温度/℃	20	700	20	700
泊松比	0.3	0.3	0.3	0.3
弹性模量/MPa	210 000	170 000	210 000	170 000
屈服极限/MPa	415	321	415	321
强度极限/MPa	882	596	882	596
断后伸长率/%	50	35	50	35

2.2 单元类型

建模时考虑了介质温度对密封的影响,因此选用 4 节点热耦合轴对称四边形单元 CAX4RT。该单元是一种温度和位移的耦合单元,包含了线性减缩单元的优点,又考虑了温度自由度,可用于静力分析及动态分析。

2.3 网格划分

网格划分采用自由网格划分技术和进阶算法,对密封面上的网格进行了加密处理。为消除网格密度对仿真结果的影响,进行了网格密度收敛性检查^[15],结果如图 2 所示。为了保证数值计算结果收敛,须使密封面上的相对网格密度达到 400%,即网格尺寸不大于 0.01 mm。

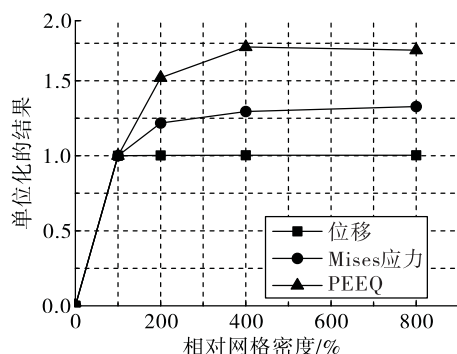


图 2 网格密度收敛性检查结果

Fig. 2 Test results of mesh density convergence

2.4 接触设置

密封面之间的相互接触作用定义为表面与表面接触,密封面之间的相对滑动采用有限滑移算法进行表征,密封面之间的法向行为采用硬接触模型进行表征,切向行为采用滑动库伦摩擦模型进行表征,摩擦系数定义为 0.15^[16-17]。

2.5 边界条件

为模拟力学边界条件,对下法兰的轴向自由度、径向自由度及上法兰的径向自由度进行约束;为模拟热边界条件,在结构外壁面等效当量对流换热系数,在上、下法兰之间的间隙部位等效当量导热系数,在法兰和碟形环接触部位等效接触热导;将管路两端等效成绝热边界条件($q=0$)^[18]。如图 3 所示。

2.6 载荷步

工作时介质的温度载荷和压力载荷是同时作

用的,建立弹塑性有限元模型时需要对两种载荷进行解耦,以降低非线性数值计算难度。结合碟形密封的实际工作过程,将密封结构的加载过程分解为 4 个步骤:

载荷步 1:初始接触,在上法兰顶端施加微小轴向位移载荷 U_2 为 0.001 mm;

载荷步 2:实现预紧,将轴向位移载荷 U_2 增加至 1.455 mm;

载荷步 3:施加内压,在管路内壁面施加压力载荷为 19.37 MPa;

载荷步 4:施加温度,在管路内壁面施加第一类边界条件 $T=348.00\text{ }^{\circ}\text{C}$,同时对轴向位移载荷进行补偿,将轴向位移载荷 U_2 减少至 1.283 mm。

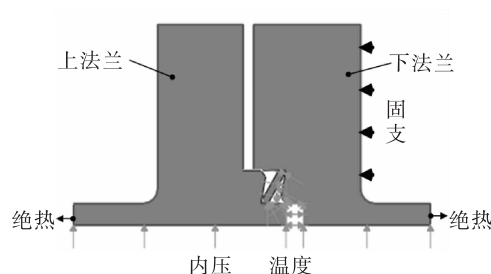


图 3 边界条件

Fig. 3 Boundary conditions

按照图 4 所示位移-时间曲线施加轴向位移载荷。 S_0 为碟形密封处于初始安装状态; S_1 为碟形密封处于初始接触状态; S_2 为碟形密封处于预紧状态; S_3 为碟形密封处于内压作用状态; S_4 为碟形密封处于工作状态。

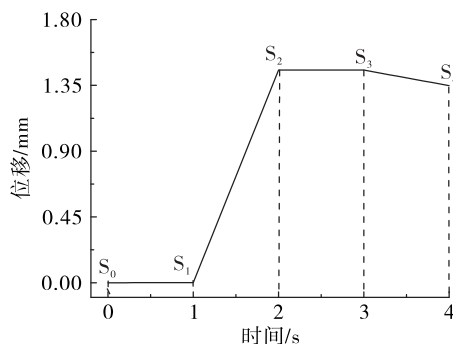


图 4 位移-时间曲线

Fig. 4 Variation of displacement with time

3 密封机理及轴向刚度特性

碟形密封各密封面的密封面积、密封应力随加载时间的变化规律如图5所示,预紧过程中作用于密封结构的轴向压紧力随位移的变化规律如图6所示。

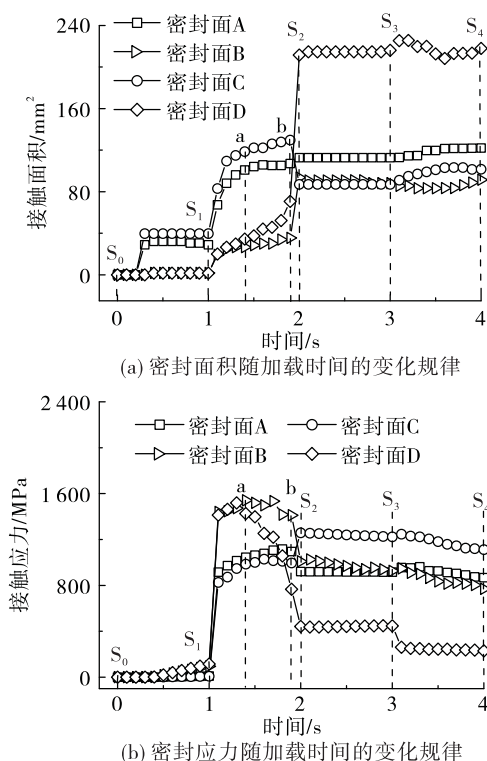


图5 密封面积和密封应力随加载时间的变化规律

Fig. 5 Variations of sealing area and sealing stress with time

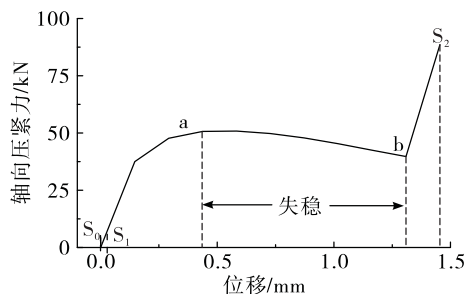


图6 轴向压紧力-位移曲线

Fig. 6 Variation of axial pressing force with displacement

3.1 预紧状态

从S₀到S₁,轴向位移载荷U₂由0 mm增加至

0.001 mm。在此预紧载荷作用下,碟形环所受轴向压紧力由0 N增加至195.8 N,各密封面均产生微弱接触作用,碟形密封结构所受轴向力随位移增加而增大,轴向刚度约为 3.29×10^5 N/mm。

从S₁到S₂,轴向位移载荷U₂由0.001 mm增加至1.455 mm,各密封面的密封面积、密封应力及密封环所受轴向压紧力的变化可分为3个阶段:

1) 轴向位移载荷U₂=0.001~0.582 mm。碟形环所受轴向压紧力、各密封面的密封面积和密封应力随着位移载荷的增加而增大,当位移载荷增加至0.582 mm时,轴向压紧力达到峰值50 874.0 N,如图6中a点所示。碟形密封结构所受轴向压紧力先随位移增加快速增大,随后增速减缓,表明碟形密封结构刚度在该阶段加载过程中呈现减小的趋势,加载至a点时轴向刚度减小至约138 kN/mm,说明碟形金属密封出现轴向失稳现象。

2) 轴向位移载荷U₂=0.582~1.309 mm。随着位移载荷的增加,各密封面的密封面积以及密封面A,C的密封应力继续增大,碟形环所受轴向压紧力和密封面B,D的密封应力开始减小,当位移载荷达到1.309 1 mm时,轴向压紧力降至39 692.4 N。在此阶段,碟形环出现“S”形变形,如图7所示。碟形密封结构的轴向刚度由“正”突变为“负”,约为-18 kN/mm,如图6中ab段所示,说明碟形环发生了明显轴向失稳。

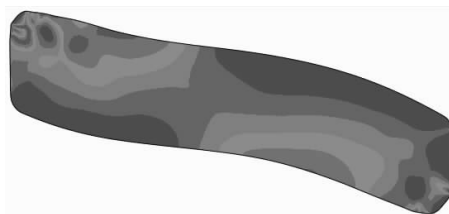


图7 碟形环出现“S”形变形

Fig. 7 S-shaped deformation of dish-shaped metal ring

3) 轴向位移载荷U₂=1.309~1.455 mm。从图6中b点开始,碟形环所受轴向压紧力再次增大,这是由于在E处产生新的接触对后结构刚度增加所致,如图8所示。当位移载荷达到1.455 mm时,轴

向压紧力迅速增大至 88 579.9 N,该阶段碟形密封结构轴向刚度约为 340 kN/mm,与初始阶段(图 6 中 S_0S_1 段)轴向刚度基本相当,说明结构进入后屈曲阶段。密封面 A,B,D 的密封面积和密封面 C 的密封应力继续增大,密封面 C 的密封面积和密封面 A,B,D 的密封应力减小。

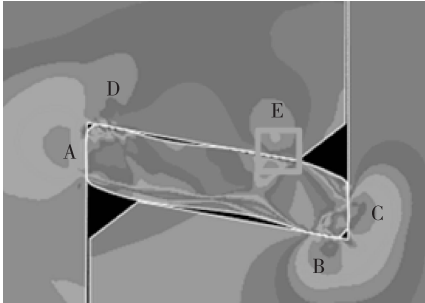


图 8 密封面 E 接触

Fig. 8 Contact action of sealing surface E

3.2 工作状态

从 S_2 到 S_3 ,碟形密封的轴向位移载荷 U_2 保持不变。在介质压力产生的轴向分离载荷作用下,碟形环所受轴向压紧力、密封面积、密封应力出现微小变化。轴向压紧力由 88 579.9 N 增大至 92 157.0 N,增加了 4.02%。各密封面的密封面积和密封应力变化情况如表 2 所示,分析可知:

1)内压载荷对密封面 B 的密封面积和密封应力影响最大,对密封面 A 的密封面积和密封应力影响最小。

2)在内压载荷作用下,密封面 B 的密封面积减小,密封面 D 的密封面积增大;密封面 A,B,C 的密封应力减小,密封面 D 的密封应力增大。

表 2 施加内压载荷后各接触面密封面积和密封应力变化情况

Tab. 2 Variations of sealing area and sealing stress of each contact surface after applying internal pressure load

密封面	A	B	C	D
密封面积变化情况	0.00	-5.78	0.00	2.20
密封应力变化情况	-0.47	-8.36	-2.78	1.21

从 S_3 到 S_4 ,轴向位移载荷 U_2 由 1.455 mm 减小至 1.283 mm,碟形环所受轴向压紧力由 92 157.0 N

减小至 52 322.5 N,减小了 43.23%。各密封面的密封面积和密封应力变化情况见表 3,分析可知:

1)温度载荷对密封面 C 的密封面积和密封面 D 的密封应力影响最大,对密封面 B 的密封面积和密封面 A 的密封应力影响最小。

2)在温度载荷作用下,各密封面的密封面积均增大,密封应力均减小。

表 3 施加温度载荷后各接触面密封面积和密封应力变化情况

Tab. 3 Variations of sealing area and sealing stress of each contact surface after applying temperature load

密封面	A	B	C	D
密封面积变化情况	8.14	3.82	16.63	0.84
密封应力变化情况	-5.34	-16.78	-9.20	-48.78

3.3 仿真结果分析

由以上研究可知:

1)轴向位移载荷作用后,结构中不仅产生了轴向压紧力,而且产生了径向压紧力,轴向密封面 B,D 和径向密封面 A,C 均形成了一定的密封面积和密封应力。

2)预紧状态下,碟形环上的 4 个密封面均发生塑性变形,且最大等效塑性应变出现在密封面 A;预紧过程中,碟形密封环整体塑性变形较大且出现明显的“S”形变形;碟形密封结构轴向刚度先减小后变负,结构出现失稳现象,当新密封面 E 形成后轴向刚度再次转为正刚度,刚度值与初始阶段基本相当。

3)工作状态下,介质压力载荷和温度载荷作用后,各密封面的密封应力降低,密封面 D 的密封应力降幅甚至达到 50%,但各密封面的密封面积有所增加,整体密封效果仍然较好,没有出现密封失效现象。

4 结论

以 1 200 kN 推力液氧煤油发动机燃气系统使用的螺栓-法兰连接型碟形金属密封结构为研究对象,构建了该密封结构的弹塑性有限元仿真模型并进行了非线性数值仿真计算。通过分析有限元仿

真结果,得到了碟形密封的密封机理和轴向刚度特性,结论如下:

1)采用非线性有限元弹塑性仿真方法可以对碟形密封的作用过程、密封机理及轴向刚度特性进行定量分析和研究。

2)预紧载荷作用后,碟形密封结构中同时产生轴向压紧力和径向压紧力,4个密封面产生一定的密封面积和密封应力。

3)预紧状态下,碟形环的4个密封面均发生塑性屈服,密封环整体塑性变形较大且出现“S”形变形;碟形密封结构轴向刚度先减小后变负,结构出现失稳现象,当新密封面E形成后轴向刚度再次转为正刚度。

4)工作状态下,介质压力载荷和温度载荷使得各密封面的密封性能略有下降,结构未出现密封失效现象。

参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京:国防工业出版社,2005.
- [2] 贺寅彪,曲家棣,窦一康. 反应堆压力容器金属O形环密封性能研究[J]. 压力容器,2004,21(9):9-12.
- [3] 蔡力勋,叶裕明,左国. Inconel 718 合金O形环的高温压缩弹塑性行为[J]. 上海交通大学学报,2005,39(5):818-822.
- [4] 余伟炜,蔡力勋,叶裕明,等. Inconel718 合金O形环回弹特性研究[J]. 工程力学,2006,23(6):142-147.
- [5] 陈洪军,蔡力勋. 304 不锈钢O形环回弹量的预测模型研究[J]. 机械强度,2009,31(3):443-447.
- [6] 周鑫,庞贺伟,闫少光,等. 球头-锥面连接结构非线性接触分析[J]. 航天器环境工程,2005,22(4):211-214.
- [7] 周鑫,庞贺伟,刘宏阳. 球面密封结构密封状态的力学分析及验证[J]. 中国空间科学技术,2007,27(2):42-46.
- [8] 周鑫,庞贺伟,刘宏阳. 球面密封结构的漏率预估[J]. 宇航学报,2007,28(3):762-766.
- [9] 王建武,刘军生,陈少斌. 球面型管路连接件密封性能分析及力学性能测试[J]. 火箭推进,2010,36(6):36-41.
WANG J W, LIU J S, CHEN S B. Sealing performance analysis and mechanical property testing of spherical tube connector[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2010, 36(6):36-41.
- [10] 赵剑,谭永华,陈建华,等. 自紧式K形金属密封组件密封特性研究[J]. 火箭推进,2013,39(6):35-41.
ZHAO J, TAN Y H, CHEN J H, et al. Research on sealing characteristics of pressure-actuated K-shaped metal sealing component[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013, 39(6):35-41.
- [11] 雷征,刘志让,陈建华,等. 高压补燃发动机 α 形弹性金属密封机理研究[J]. 火箭推进,2014,40(6):13-18.
LEI Z, LIU Z R, CHEN J H, et al. Research on sealing mechanisms of α -shaped elastic metal seal in high-pressure staged combustion rocket engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(6):13-18.
- [12] 苟文选. 材料力学(I)[M]. 北京:科学出版社,2005.
- [13] 俞汉清,陈金德. 金属塑性成形原理[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [14] 黄其殷,白旭东,李妙婷. 软金属密封结构密封性能数值仿真研究[J]. 火箭推进,2012,38(3):29-33.
HUANG Q Y, BAI X D, LI M T. Numerical simulation of soft metal sealing performance[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2012, 38(3):29-33.
- [15] 庄茁,由小川,廖剑晖,等. 基于ABAQUS的有限元分析和应用[M]. 北京:清华大学出版社,2009.
- [16] 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.
- [17] 曹金凤,石亦平. ABAQUS有限元分析常见问题解答[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [18] 周先军. 高温大口径法兰瞬态密封设计方法研究[D]. 北京:中国石油大学,2008.

(编辑:马 杰)