柔性接头疲劳摆动寿命分析研究*

万 诺,史宏斌,屈转利,刘 凯

(西安航天动力技术研究所,陕西西安 710025)

摘 要:通常柔性接头在进行全周大角度摆动时易发生疲劳失效。为探究柔性接头摆动寿命与损伤 机理,基于裂纹成核理论,提出了一种预估柔性接头疲劳寿命有限元计算方法,并分别预估了1MPa, 3MPa, 5MPa, 8MPa内压下柔性接头摆动4.5°的疲劳寿命。结果表明,柔性接头疲劳失效最易发生于与 前法兰相连的弹性件上,在内压3MPa左右时疲劳摆动次数最大。随后开展了四重片剪切疲劳试验,对 仿真寿命预估结果进行验证。四重片剪切疲劳试验与仿真结果对比,循环寿命次数相差15%以内,表明 了该寿命预估计算方法的正确性。

关键词:固体火箭发动机;柔性接头;裂纹成核理论;疲劳失效;摆动寿命 中图分类号:V435.3 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2022) 05-200932-09 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200932

Analysis of Fatigue Properties and Vectoring Life of Flexible Joint

WAN Nuo, SHI Hong-bin, QU Zhuan-li, LIU Kai

(Xi'an Aerospace Solid Propulsion Technology Institute, Xi'an 710025, China)

Abstract: Generally, the flexible joint is prone to fatigue failure when it vectors at a large angle throughout the circumference. In order to study the vectoring life and damage mechanism of flexible joint, a finite element calculation method for predicting the fatigue life of flexible joint is proposed, based on the crack nucleation theory, and the fatigue life of flexible joint with vectoring of 4.5° under 1MPa, 3MPa, 5MPa and 8MPa internal pressure is predicted respectively. The results show that the fatigue failure of the flexible joint is most likely to occur on the elastic parts connected with the front flange, and the number of vectoring times is the largest when the internal pressure is about 3MPa. The four-piece shear fatigue test was carried out to verify the simulation life prediction results. The difference between the simulation results and the four-piece shear fatigue test results is less than 15%, which indicates the correctness of the life prediction method.

Key words: Solid rocket motor; Flexible joints; Crack nucleation theory; Fatigue failure; Vectoring life

1 引 言

柔性喷管通过实施全轴摆动为固体火箭发动机 的俯仰与偏航提供侧向力,进而起到对导弹或火箭 方向控制的作用。柔性接头是喷管实现摆动的关键 部件,具有可抗轴向外力、在剪切外力作用下又能变形、摆动重复性比较好的特点。柔性接头由前后法 兰、若干同心的环状弹性件和增强件互相交替粘结 而成,具有自紧密封的作用^[1-2]。柔性接头结构示意 图如图1所示。

引用格式:万 诺,史宏斌,屈转利,等.柔性接头疲劳摆动寿命分析研究[J].推进技术,2022,43(5):200932. (WAN Nuo, SHI Hong-bin, QU Zhuan-li, et al. Analysis of Fatigue Properties and Vectoring Life of Flexible Joint [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5):200932.)

^{*} 收稿日期: 2020-11-23;修订日期: 2021-03-10。

作者简介: 万 诺, 硕士生, 研究领域为固体火箭发动机喷管柔性接头设计。

通讯作者: 史宏斌, 博士, 研究员, 研究领域为固体火箭发动机设计。



在固体发动机工作过程中,柔性接头处于高压 环境,依靠橡胶弹性件的变形实现摆动。由于橡胶 的体积压缩模量比剪切模量大15000倍左右^[3],所以 柔性接头能承受较大的轴向载荷而轴向变形很小; 而在较小侧向力作用下,柔性接头能产生较大的剪 切变形,从而使喷管摆动。柔性接头所受的载荷主 要来自发动机燃烧室压强、喷管摆动时不对称的作 动力、飞行过程中的加速度载荷、发射、运输及振动 等^[4]。在寿命周期内,柔性接头在机械应力的反复作 用下,会产生柔性接头橡胶材料疲劳损伤失效,在进 行全周大角度摆动时更易发生疲劳失效。因此,研 究柔性接头摆动寿命具有重要意义。

最早在研究金属材料的疲劳属性时 Wohler^[5]首次提出绘制材料的 S-N曲线衡量材料的疲劳寿命。 Merrill等^[6]在研究天然橡胶的疲劳寿命时首次提出将 金属 S-N曲线法用于橡胶材料的疲劳寿命预测。此 后,与应变能相关的函数逐渐被用作橡胶材料的疲劳 损伤参量^[7]。根据研究对象是否已存在宏观裂纹,橡胶 疲劳寿命计算分为裂纹成核法和裂纹扩展法。Luo等^[8] 使用有限元软件对已存在微裂纹的橡胶减震弹簧的疲 劳寿命进行了研究,通过有限元分析软件得到应力应变 分布,并将仿真结果及材料 S-N曲线导入 MSC.Fatigue 中进行疲劳分析,得到了橡胶减振弹簧的疲劳寿命分布 图。为橡胶疲劳寿命预估提供了便捷计算思路。

当前,将有限元方法与寿命仿真计算相结合应 用于柔性接头寿命预估的研究较少,对金属-橡胶层 叠结构的疲劳损伤的研究还不够深入。固体火箭发 动机喷管柔性接头在使用过程中受到循环应力作 用,弹性件橡胶材料会发生疲劳损伤,界面胶层也可 能撕裂,两种原因导致柔性接头失效。由于柔性接 头合格交付时,弹性件和胶层不存在裂纹缺陷,所以 一般采用基于裂纹成核法的材料 S-N曲线对其摆动 寿命进行预估。本文提出一种预估柔性接头疲劳寿 命的有限元计算方法,将计算机软件有限元仿真得 到柔性接头摆动的应力应变仿真结果,后续结合 FE-Safe平台进行疲劳寿命预估,为喷管柔性接头的 寿命预估提供参考。

2 裂纹成核法计算疲劳寿命

基于橡胶等超弹性体的连续介质力学理论,现 代疲劳理论认为某点的应力应变历程会引起橡胶材 料疲劳破损,并以试件裂纹达到设定评估尺寸(通常 为1mm)所承受的循环载荷次数来定义疲劳寿命。 裂纹成核法主要关注应变和应变能密度这两个参 数,借此获得损伤参量预测橡胶的疲劳寿命。橡胶 材料在加载时通过测量位移获得应变参数,在计算 橡胶本构模型时也可获得应变能密度。

在循环载荷导致的疲劳破坏中,用应力-应变关系 曲线图描述载荷情况。加载过程中的应力-应变曲线 形成闭合环形也称为滞后环(Hysteresis loop curve),而 循环应力-应变曲线(Cyclic stress strain curve)是同一 种试样,不同应变幅对应的应力-应变滞后环,其顶 点会连成一条曲线,称为循环应力-应变曲线^[9-10]。 其弹性应变 ε_e ,塑性两部分 ε_p ,总应变 ε 分别为

$$\varepsilon_{e} = \sigma/E$$

$$\varepsilon_{P} = \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}}$$
(1)

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} = \varepsilon_{e} + \varepsilon_{p}$$
(2)

式中 E 为循环弹性模量, K'为循环硬化系数, n' 为循环硬化指数。

应力-应变滞后环数学表达一般要把应力-应变 同时放大两倍方便计算,因此应变幅-寿命关系为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \sigma'_{\rm f} \frac{\left(2N_{\rm f}\right)^{\circ}}{E} + \varepsilon'_{\rm f} \left(2N_{\rm f}\right)^{c} \tag{3}$$

式中 σ'_{t} 为疲劳强化系数,b为疲劳强化指数, ε'_{t} 为疲劳延性系数,c为疲劳延性指数, $2N_{t}$ 为载荷半循环次数。

2.1 多轴应变-疲劳计算方法

橡胶材料构件产生疲劳裂纹的表面一般处于二 轴平面应力、三向应变状态。在多轴应变分析的疲 劳理论最常采用最大主应变准则公式同式(3),认为 疲劳裂纹产生于发生最大主应变幅的平面上。对无 限寿命设计,计算公式简化为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_{\rm f}}{E} \left(2N_{\rm f}\right)^b \tag{4}$$

此外还有最大剪应变准则,该准则在计算中认为疲劳裂纹产生于发生最大剪应变幅的平面上。适用于低周疲劳寿命分析^[10],公式推导得到式(5),式中Δγ表示剪应变。

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = 1.3 \frac{\sigma'_{\rm f}}{E} \left(2N_{\rm f}\right)^b + 1.5\varepsilon'_{\rm f} \left(2N_{\rm f}\right)^c \tag{5}$$

在进行部件疲劳寿命计算时,若橡胶材料以受 剪为主,应采用多轴应变-疲劳分析。与简单的单轴 疲劳分析相比,多轴分析除了在有限元分析时提取 名义应力,还需自主输入载荷谱。在多轴应变状态 下按双轴分解实际载荷,分x,y方向双通道分别输入 载荷,再重新赋予部件载荷谱,完成计算。

2.2 应变幅-寿命关系平均应力修正

疲劳寿命计算中以有限元仿真的应力应变结果 为基础,计算该应变状态下闭合迟滞回环造成的损 伤,对损伤积累达到预置的裂纹宽度(一般为1mm) 获得疲劳寿命。在损伤积累过程中需进行平均应力 修正,并计算出裂纹产生时的半循环数2N_r,有以下两 种修正方法^[11]。

Smith-Watson-Topper法平均应力修正曲线认为 疲劳寿命与应变幅、最大应力的乘积有关, σ_{max} 为迟 滞环最大应力。公式如下

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}\sigma_{\max} = \frac{\left(\sigma'_{\rm f}\right)^2}{E} \left(2N_{\rm f}\right)^b + \sigma'_{\rm f}\varepsilon'_{\rm f} \left(2N_{\rm f}\right)^{b+c} \tag{6}$$

Morrow法平均应力修正曲线则更为简单, σ_{m} 为迟滞环平均应力。公式如下

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_{\rm f} - \sigma_{\rm m}}{E} \left(2N_{\rm f}\right)^{b} + \varepsilon'_{\rm f} \left(2N_{\rm f}\right)^{c} \tag{7}$$

在橡胶疲劳计算中由于疲劳寿命循环次数基本 以 10³为迭代计算基础次数,计算量大,选择简单修正 公式 Morrow 即可满足计算要求,预估疲劳寿命^[12]。 在损伤计算时参照 Miner 准则,计算某个应变状态下 的单次闭合迟滞回环造成的损伤为 $D = \frac{1}{N_{\rm f}}$ 。使用雨 流计数法^[13]积累闭合迟滞环造成的损伤得到该应变 历程造成的总损伤 $D_{\rm m} = \sum \frac{n}{N}$, n 为某个应变状态下的 闭合迟滞回环数, N 为该应变状态下的载荷循环次 数,取倒数得到疲劳寿命 $N_{\rm m} = \frac{1}{\sum \frac{n}{N}}$ 。

2.3 疲劳寿命预估仿真方法

在疲劳寿命预估仿真时,一般要进行前处理、寿

命预估、损伤可视化三个步骤。首先计算模型加载 设定为一个循环的应力应变。然后将得到的应力应 变分布情况输入专业疲劳分析软件FE-Safe中,根据 载荷情况输入载荷谱,赋予与有限元处理中一致的 材料属性,选择最大剪应变准则和Morrow平均应力 修正方法,进行迭代计算。最终得到疲劳寿命及结 果文件,结果文件在有限元软件中可视化显示,分析 损伤位置及区域面积。

3 柔性接头疲劳寿命预估

3.1 柔性接头疲劳仿真步骤

柔性接头模型网格划分如图2所示,前法兰与摆 杆相连,后法兰固定,前后法兰间有11层弹性件及10 层增强件。柔性接头增强件、前后法兰及摆杆为钢 材料,弹性件为天然橡胶材料。为提高计算速度只 建立一半模型,在对称面设置轴对称边界条件,合理 设置单元节点避免网格畸变^[14],并且控制该柔性接 头弹性件网格沙漏^[15-16],以获得弹性件更好的应力分 析结果。



Fig. 2 Flexible joint finite element model

橡胶为超弹性材料,在受力时产生大形变且在 卸载后恢复,描述橡胶材料的力学性能要通过函数 模型拟合其实际应力应变关系,即确定合适的橡胶 本构模型^[17]。柔性接头摆动时弹性件以产生剪切形 变为主,形变量一般为100%~300%。根据Q/GB58.2-1987进行天然橡胶材料四重片剪切强度试验,获得 弹性件应力应变关系,采用Yeoh本构模型更能准确 反映弹性件变形情况,*C*₁₀,*C*₂₀,*C*₃₀为本构模型参 数^[18]。具体材料参数及其他有限元仿真设定在表1 中给出。

Table 1 Main parameters of FEM

Material	Elastic modulus/GPa	Poisson's ratio	Yeoh model			Unit division	
			C_{10}/kPa	C_{20}/kPa	C ₃₀ /Pa	Unit type	Number of units
Natural rubber	-	_	75	-2.82694	70.79452	C3D8H	30000
Steel	210	0.3	-	-	-	C3D8R	7470

实际工作过程中柔性接头受到燃烧室内压和作 动筒驱动的双重载荷,摆动过程中内压值不变,而作 动筒通过改变驱动载荷大小改变柔性接头摆动角 度。因为喷管柔性接头结构位于发动机内部,燃烧 室内压作用于柔性接头外表面,在进行仿真时根据 实际受压情况施加在柔性接头外表面。在有限元分 析中,通过在柔性接头外表面加压来模拟内压,在摆 心施加转角位移来模拟驱动载荷,实现柔性接头摆 动。因为柔性接头模型加压分析时弹性件主要发生 压缩变形,而在摆动过程中弹性件又受到剪应力,在 加载步骤中需要分两个 Step 先压缩再摆动实现该 过程。

本文计算了柔性接头内压 1MPa, 3MPa, 5MPa, 8MPa,以摆心为坐标中心,沿横截面施加柔性接头摆动4.5°时的应力应变分布情况,柔性接头摆动情况如 图 3 所示。弹性件-增强件之间各层界面采用 Interaction模块中设置粘接接触,模拟零厚度胶层的损伤 分析,得到有限元分析结果。



Fig. 3 Flexible joint vectorings 4.5°

采用 FE-Safe 对柔性接头进行疲劳寿命分析时, 按材料导入完成应力计算的模型,材料参数与 ABAQUS中一致。对于增强件和法兰等钢 Steel材料 单元,选择表面精度 1.6<*Ra*≤4µm。弹性件等橡胶材 料 Rubber 单元,表面精度选择 $0.25\mu m < Ra < 0.6\mu m$ 。 本模型包括橡胶材料单元、钢结构单元两部分,在选 择计算方法时钢材料选择 Principal Strain-Morrow 最 大主应力法求解,由于橡胶材料主要平面发生剪应 变,求解方法选择多轴疲劳应变分析中的 Max Shear Strain-Morrow 最大剪应力法求解。FE-Safe/Rubber 可根据输入的弹性极限和弹性模量自动拟合其*S-N* 曲线,钢材料和橡胶材料的 *S-N*曲线如图 4 所示,残 余应力均为 0。载荷谱按 ABAQUS 中设定的摆动分 解为 x, y 方向两通道输入,在 Loading Settings 模块设 定 Stress Dataset 为(1,-1)进行分析。结果可导入 ABAQUS 中可视化疲劳寿命结果。

3.2 柔性接头仿真获得的应力结果与分析

柔性接头模型以贴近后法兰的弹性件为第一 层,贴近前法兰的弹性件为第十一层。在1MPa内压 下柔性接头摆动4.5°,获得各层弹性件 Mises 应力大 小及分布情况如图5所示。由图可知最大应力存在 于第十一层弹性件,柔性接头的破坏也往往出现在 此处。在设计和计算时应关注发生应力集中的弹性 件,后续分析也选取第十一层弹性件作为主要说明 对象。

柔性接头在内压 1MPa, 3MPa, 5MPa, 8MPa 工况 下摆动 4.5°进行有限元仿真,在结果分析中以摆心为 原点创建球坐标系,按球坐标显示切应力分布。以 第十一层即靠近前法兰的弹性件为例,获得不同内 压下的径向切应力τ₁₂和环向切应力τ₁₃如图6所示。

由图 6观察到,不同内压下弹性件的径向切应力 τ₁₂分布相似,应力较大区域出现在弹性件下边缘处, τ₁₂沿周向先增大后减小。不同内压下环向切应力τ₁₃ 分布也相似,τ₁₃沿周向逐渐减小,数值由正下降 到负。



因为远离边界条件更能反映出弹性件的应力特

²⁰⁰⁹³²⁻⁴



Fig. 5 Mises stress of each layer of rubber

点,所以选取内表面中间层位置节点处的应力进行 比较。取弹性件剖面中间路径为研究对象,隔20°取 其切力值进行分析,路径及分析节点如图7所示。

在 ABAQUS 中取节点应力绘制沿路径径向切应 力 τ₁₂分布曲线如图 8(a)所示。从图中可以看出,弹 性件从 0°~180°位置径向切应力 τ₁₂逐渐由大变小再 增大,在 50°和 130°位置处会出现两个应力峰值。均 为正值且近似呈轴对称分布。由于柔性接头加内 压摆动 4.5°,两峰值最大值不对称。不同压强下环 向切应力 τ₁₃沿路径分布曲线如 8(b)所示,弹性件 的环向切应力 τ₁₃存在正负区间,中间路径从 0°~90° 位置,环向切应力≥0,在 90°~180°位置环向切应力≤ 0。弹性件从 0°~180°位置环向切应力 τ₁₃逐渐由正 到负,在边缘位置处环向切应力绝对值最大,在 90° 位置处近似为 0。取环向切应力 τ₁₃的绝对值,发现 其大小对 90°位置呈中心对成分布。

沿图 7 所示路径沿弹性件周向每隔 20°取节点处 的切应力值进行分析,不同内压下径向切应力 τ₁₂及 环向切应力 τ₁₃大小如表 2 所示。由表 2 可看出沿弹 性件中间路径 0°~120°位置相同点的径向切应力 τ₁₂ 随内压增大而减小,120°~180°随内压增大而增大。 这是因为加压摆动时,弹性件受到的切应力不再对 称。但同一位置的 1 MPa 与 8 MPa 内压下 τ₁₂相差 0.03 MPa 以内。环向切应力 τ₁₃取绝对值大小在 2 MPa 以内,不同压强下的环向切应力 τ₁₃ 和差 0.05 MPa 以



Fig. 6 Cloud diagram of shear stress distribution of elastic parts

(MPa)



内。通过第十一层弹性件不同内压下径向切应力和 环向切应力具体数值对比,可以认为不同内压下摆 动对切应力大小影响不大。

3.3 界面损伤情况分析

柔性接头为多层弹性件和增强件叠加结构,摆

动时可能发生界面损伤。本计算中弹性件和增强件 间采用接触面损伤模型计算^[19],考虑了刚体位移减 少计算接触状态需要的迭代,更符合柔性接头模型 实际结构,各压强情况下界面损伤情况如图9所示。



比较各界面损伤情况,发现1MPa比3MPa内压 下的损伤程度大。当内压大于3MPa时,界面损伤程 度随压强增加而损伤程度增大。3MPa下界面损伤程

Table 2Shear stress along path

Angel/(°) —	11	1MPa		3MPa		5MPa		8MPa	
	$ au_{12}$	$ au_{13}$							
20	0.61542	1.43351	0.60128	1.42125	0.59202	1.41092	0.58431	1.40323	
40	0.36741	0.77165	0.35926	0.75249	0.35235	0.74096	0.34681	0.72351	
60	0.63326	0.28924	0.62649	0.27162	0.62352	0.26325	0.62034	0.26231	
80	0.24763	0.01329	0.25136	0.01275	0.24195	0.012131	0.24132	0.01196	
100	0.53429	-0.01362	0.53047	-0.01391	0.52159	-0.01425	0.51935	-0.01464	
120	0.33756	-0.26326	0.33872	-0.27285	0.33895	-0.28132	0.33956	-0.28249	
140	0.37032	-0.81268	0.37995	-0.82393	0.38729	-0.83264	0.39147	-0.84258	
160	0.31723	-1.51059	0.32459	-1.55321	0.33531	-1.56158	0.34692	-1.58592	
180	0.04051	-1.90135	0.04254	-1.92059	0.04367	-1.94286	0.04231	-1.96236	

度最小。

3.4 FE-Safe疲劳寿命计算结果与分析

在寿命计算中考虑弹性件损伤情况与界面损伤 情况二者综合作用对柔性接头寿命的影响。将有限 元计算获得的结果导入FE-Safe中,得到不同内压下 的接头摆动寿命预估结果如表3所示。发现3MPa条 件下的寿命最长,3MPa以下随着压力增加接头摆动 寿命增加,3MPa以上随着压力增加接头摆动寿命逐 渐下降。

Table 3 Life calculation result

Stress conditions/MPa	Life/Cycles
1	2032
3	6516
5	1945
8	48

FE-Safe 中获得的寿命预估结果导入 ABAQUS 中进行可视化分析,发现柔性接头的疲劳损伤最先 发生于与前法兰相连的弹性件处,即第十一层橡胶 的弹性件界面处,如图 10所示。蓝色区域为安全摆 动区域,近似认为是无限寿命处。观察不同内压 4.5° 摆角下弹性件预估寿命云图发现,柔性接头失效的 裂纹萌生位置几乎相同,均为与前法兰相连的弹性 件表面下侧,即为柔性接头最容易发生疲劳破坏区 域。疲劳寿命预估时,内压对摆动次数影响明显,由 于弹性件橡胶破损和胶层粘接处撕裂二者的综合作 用,3MPa内压下的寿命最长,损伤面积最小。8MPa 内压下损伤最大,可能该条件下橡胶受载过大已出 现橡胶结构破坏,寿命最小。故而高压或低压都不 利于柔性接头的摆动安全。

4 四重片试件剪切疲劳寿命试验

由于四重片试件类似柔性接头的钢-橡胶叠加 结构,在国内外文献中均采用四重片试件进行柔性 接头弹性件性能及粘接面性能表征,且实际工作中 柔性接头摆动时橡胶结构主要承受剪应力。故而采 用四重片剪切疲劳寿命试验验证仿真结果。

4.1 剪切疲劳试验介绍

剪切疲劳试验采用硫化橡胶与刚性板交叠粘结 结构试件,形状及尺寸按照Q/GB58.2-1987标准结 构,其中橡胶单层厚4mm,中间层钢结构两端圆孔为 试验机夹持器加载位置,夹持器拉着圆孔处完成拉 伸往复运动进行疲劳寿命试验。

试验采用Zwick疲劳试验机如图11所示,可通过



自主编程设定加载应变大小,模拟柔性接头工作时 橡胶件形变状态,得到更加符合实际工况的疲劳试 验结果,以验证柔性接头工作的摆动寿命。试件装 夹完毕后情况如图12所示。



Fig. 11 Fatigue testing machine

在柔性接头实际工作过程中,若弹性件只发生局部破损时仍能持续工作,直至产生贯穿性裂纹导致接头失效,故而在试验中要记录疲劳裂纹产生的循环周期,在橡胶破损后仍应继续试验,直至试件撕裂记为完成一组试验。



Fig. 12 Test piece has been installed

4.2 剪切疲劳试验结果

在试验中,取形变量与橡胶厚度比值作为剪切 应变量的近似值, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{h} \times 100\%$,其中 ε 为应变, Δl 为线性位移,h为橡胶片厚度。以球心坐标为原点, 柔性接头最易失效的外侧弹性件橡胶近似发生300% 剪切形变,故而以四重片低压应变300%为条件进行 试验。试验以0.1Hz 三角波匀速加载,300%应变条 件下加载位移24mm,夹持器线性运动速度为4.8mm/s。 每次试验以1000次为周期,共进行三周期试验,获得 四重片剪切疲劳试验结果如表4所示。

Fable 4 Shear	[.] fatigue	experimental	results
---------------	----------------------	--------------	---------

Number	Cycle	Result
1	0~1000	No damage to the rubber
2	1000~2000	Rubber corner was damaged at the 1029th cycle, and the crack continued to grow after the 1029~2000th cycle
3	2000~3000	Rubber torn after the 2356th cycle

4.3 四重片剪切疲劳试验结果分析

本文设计在低压低频三角形波加载应变300% 条件下,对四重片试件进行剪切疲劳试验,发现在加载1029次循环时结构开始在靠近中间钢层的橡胶角 处出现微裂纹,如图13所示。此后继续循环加载,到 2000次破损处裂纹持续增长,并未形成贯穿性裂 纹。第三周期加载过程由于在前两周期加载过程中 已产生大裂纹,裂纹增长速度加快,裂隙不断扩张, 循环2356次后橡胶撕裂形成贯穿性裂纹,试验结果 如图14所示。

对比试验结果与1MPa柔性接头摆动仿真寿命 预估结果发现,计算误差在15%以内,说明上述仿真 方法在低压应变300%条件下的预估寿命是可行的。 在柔性接头全周期大摆角摆动过程中,橡胶不同区 域的剪应变不同,后续应设计多应变多频率组合在 不同压强下的疲劳试验,进一步验证该寿命预估方 法准确性,为柔性接头疲劳寿命分析提供参考。



Fig. 13 Rubber has been broken



Fig. 14 Rubber has been torn

5 结 论

通过本文研究,得出如下结论:

(1)通过对疲劳机理及现有疲劳寿命分析方法研究,以裂纹成核法为理论基础,形成了一种有限元分析与应变-寿命曲线结合的柔性接头疲劳寿命预估方法。

(2)在柔性接头应力及损伤分析的基础上,采用 FE-Safe软件预测不同内压下柔性接头的摆动寿命, 发现内压小于 3MPa 的摆动情况下柔性接头疲劳寿 命随内压的升高明显增加,在 3MPa 内压时达到寿命 极大值。高于 3MPa 时,随着压力增大,柔性接头的 摆动寿命减小,故在实际柔性接头摆动测试中,充压 3MPa 对柔性接头界面损伤影响最小。

(3)开展四重片试件 300% 应变剪切疲劳试验, 得到试件寿命结果与柔性接头寿命预估结果相差 15% 以内,可以验证本文提出的柔性接头仿真寿命预 估方法是可行的。

致 谢:感谢西安航天动力技术研究所对柔性接头疲劳 摆动寿命研究项目的资助、感谢上海复旦大学复达检测 中心疲劳实验室给予的帮助。

参考文献

[1] 任全彬,何景轩,刘凯伟,等.固体火箭发动机设计

技术基础[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2016.

- [2] 萨顿 G P, 比布拉兹 O. 火箭发动机基础[M].北京:
 科学出版社, 2003.
- [3] 刘宇艳,万志敏.橡胶疲劳性能研究进展[J].合成橡胶工业,2000,23(2):128-131.
- [4] 户 艳.固体火箭发动机喷管的设计与性能仿真[D]. 西安:西安电子科技大学,2012.
- [5] Wohler A. Wohler's Experiments on the Strength of Metals[J]. Engineering, 1867, 4: 160-161.
- [6] Cadwell S M, Merrill R A, Sloman C M, et al. Dynamic Fatigue Life of Rubber [J]. Industrial & Engineering Chemistry Analytical Edition, 1940, 12(1): 19-23.
- [7] Rivlin R S, Thomas A G. Rupture of Rubber. I. Characteristic Energy for Tearing [J]. Journal of Polymer Science Part A Polymer Chemistry, 1953, 10(3): 291-318.
- [8] Luo R K, Mortel W J, Wu X P. Fatigue Failure Investigation on Anti-Vibration Springs [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16: 1366-1378.
- [9] 胡殿印,裴 月,王荣桥,等.涡轮盘低循环疲劳的概率设计[J]. 推进技术,2008,29(4):481-487.
 (HU Dian-yin, PEI Yue, WANG Rong-qiao, et al. Probabilistic Design of Low Cycle Fatigue for Turbine Disk[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29 (4):481-487.)
- [10] 常 浩.多轴载荷下橡胶球铰疲劳寿命预测方法研究[D].长沙:湖南大学,2015.
- [11] 商体松,赵 明,陈养惠.基于三参数幂函数的低周 疲劳寿命预测方法研究[J].推进技术,2015,36(6):
 907-911. (SHANG Ti-song, ZHAO Ming, CHEN Yanghui. Low Cycle Fatigue Life Prediction Method Based on

Three-Parameter Power Function [J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(6): 907-911.)

- [12] 袁善虎,王延荣,魏大盛.考虑应力松弛的缺口疲劳 寿命预测方法[J].推进技术,2014,35(5):681-687.
 (YUAN Shan-hu, WANG Yan-rong, WEI Da-sheng. Method for Fatigue Life Prediction of Notched Specimen with Considered Stress Relaxation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(5):681-687.)
- [13] 肖 阳,徐可君,秦海勤,等.基于疲劳-蠕变载荷等效转换的涡轮盘载荷谱编制及寿命预测[J].推进技术,2020,41(10):2316-2324. (XIAO Yang, XU Ke-jun, QIN Hai-qin, et al. Load Spectrum Compiling and Life Prediction for Turbine Disc Based on Equivalent Transformation of Fatigue-Creep Load [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(10): 2316-2324.)
- [14] 刘勇琼, 尤军锋. 固体火箭发动机柔性接头拉伸载荷下 强度分析[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 197-2010.
- [15] 王 才,史宏斌,屈转利.基于内聚力模型柔性接头 界面损伤分析[C].洛阳:中国航天第三专业信息网 第三十九届技术交流会,2018.
- [16] 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,2019.
- [17] 安春利,常新龙.柔性接头弹性件超弹性本构参数拟 合和低压摆动非线性有限元分析[J].固体火箭技术, 2008,31(1):79-91.
- [18] 王 才,史宏斌,屈转利.宽温域柔性接头弹性件本构模型适用性研究[J]. 宇航材料工艺,2018,48(5): 13-20.
- [19] 王雪坤,王春光,史宏斌.柔性接头弹性件压缩剪切 联合加载试验研究及数值分析[J].固体火箭技术, 2011,34(3):364-368.

(编辑:张 贺)