

# 液体火箭发动机对接焊管道振动疲劳性能研究

周 帅<sup>1</sup>, 林 磊<sup>1</sup>, 杜大华<sup>2</sup>, 左敦桂<sup>1</sup>, 余伟炜<sup>1</sup>, 陈明亚<sup>1</sup>, 徐德城<sup>1</sup>, 曹 宇<sup>1</sup>, 霍世慧<sup>2</sup>

(1. 苏州热工研究院有限公司, 江苏 苏州 215004;

2. 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 振动引起的管道疲劳失效是液体火箭发动机主要故障模式之一, 研究小尺寸管道焊缝的振动疲劳性能具有重要意义。通过振动疲劳试验, 获得了不同应力幅下 1Cr18Ni9Ti 不锈钢管道对接焊缝的振动疲劳寿命。随着应力幅的降低, 振动疲劳寿命分散性呈增大趋势。基于成组法和升降法获取了焊接管件的中值  $S-N$  曲线和设计  $S-N$  曲线, 低应力下焊接管件疲劳寿命高于 ASME 标准给出的允许疲劳寿命。研究了薄壁管道振动疲劳裂纹萌生与扩展特征, 疲劳裂纹均在对接焊缝外壁焊趾萌生, 裂纹扩展寿命在总疲劳寿命中所占比重较小。焊接管件振动疲劳  $S-N$  曲线为液体火箭发动机管路动强度设计提供了数据基础。

**关键词:** 管道; 对接焊缝; 振动疲劳; 裂纹扩展

**中图分类号:** V434. 23 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2021)03-0090-08

## Study on vibration fatigue of butt welded pipe of liquid rocket engine

ZHOU Shuai<sup>1</sup>, LIN Lei<sup>1</sup>, DU Dahua<sup>2</sup>, ZUO Dungui<sup>1</sup>, YU Weiwei<sup>1</sup>,  
CHEN Mingya<sup>1</sup>, XU Decheng<sup>1</sup>, CAO Yu<sup>1</sup>, HUO Shihui<sup>2</sup>

(1. Suzhou Nuclear Power Research Institute, Suzhou 215004, China;

2. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** Fatigue failure of pipelines caused by vibration is one of the main failure modes of liquid rocket engine. It is of great significance to study the vibration fatigue performance of pipe welds. The vibration fatigue lives of butt welded stainless steel (1Cr18Ni9Ti) pipes at different alternating stress amplitudes were studied by vibration fatigue testing. The dispersion of vibration fatigue lives increases with the decrease of the alternating stress amplitudes. The median vibration fatigue  $S-N$  curve and the design vibration fatigue  $S-N$  curve of the butt welded pipe were obtained based on the group method and the up-to-down method, which gives longer life than the ASME data at low stress amplitude. The characteristics of the fatigue crack initiation and propagation were studied. It was found that the fatigue cracks are all initiated at the weld toe of the outer walls. The crack growth life is only a small percentage of the total fatigue life. The vibration fatigue  $S-N$  curve of welded pipe provides data basis for the dynamic strength design of

收稿日期: 2020-11-04; 修回日期: 2020-11-26

基金项目: 国家自然科学基金(52005385); 国防科技重点实验室稳定支持项目(HTKJ2019KL011004)

作者简介: 周帅(1990—), 男, 硕士, 研究领域为振动力学、疲劳断裂。

the liquid rocket engine pipelines.

**Keywords:** pipe; butt weld; vibration fatigue; crack growth

## 0 引言

液体火箭发动机在试车和飞行任务中,振动引起的管路失效是发动机主要故障模式之一<sup>[1-3]</sup>。另外,随着液体火箭发动机重复使用技术的发展,对包括管路在内的发动机各部件的使用寿命提出了更高要求。某型火箭在首飞任务中,出现了发动机降温器燃料出口管接头断裂的故障。杜大华等分析发现导致接头断裂的主要因素是疲劳<sup>[4]</sup>。液体火箭发动机中存在许多小尺寸不锈钢管道,多为对接焊缝连接,亦为容易发生振动疲劳断裂的薄弱环节。目前,对于常用小尺寸不锈钢管道的对接焊缝,尚缺少完整的疲劳性能试验数据,无法准确评估其振动疲劳寿命<sup>[5-8]</sup>。这成为阻碍液体火箭发动机重复使用技术发展的重要问题之一。因此,亟需通过试验手段获取小尺寸不锈钢管道对接焊缝振动疲劳性能。

标准试样疲劳性能的试验方法已经比较成熟,并早已形成标准<sup>[9-11]</sup>。ASME BPVC 标准中给出了各种金属材料的设计疲劳曲线<sup>[12]</sup>,这些疲劳曲线是基于光滑圆棒试样单轴疲劳试验,并经过应力和寿命修正后获得。Harvey、Manjoine 等对 ASME BPVC 标准中疲劳曲线所采用的应力和寿命修正系数的来源进行了研究,认为修正系数考虑的主要因素有:疲劳数据分散性、尺寸影响、表面粗糙度和环境

等因素<sup>[13-14]</sup>。

焊缝结构疲劳性能一直是工业界关注重点,英国 BS7608 标准<sup>[15]</sup>按照焊缝实际情况以及载荷与焊缝的关系,给出了一系列对应级别的  $S-N$  曲线数据,使用时需要根据实际焊接接头的几何形状及外部载荷来选择标准中给出的最佳匹配焊接接头及对应  $S-N$  曲线数据。ASME BPVC 标准<sup>[12]</sup>对不同设计等级的管道,考虑应力指数或应力增强系数后,可获得焊缝、三通、支管接头等不连续结构的设计疲劳极限。EPRI 对小尺寸管道承插焊缝的振动疲劳性能及主要影响因素进行了系统研究,给出了提高承插焊缝抗疲劳性能的改进建议<sup>[16]</sup>。修俊杰对厚壁 304L 小尺寸管道承插焊高周疲劳失效机理与延寿技术进行了研究,利用管道共振原理研究了管道根部承插焊缝的疲劳性能及其主要影响因素,揭示了承插焊的疲劳开裂特点,并给出改善措施<sup>[17]</sup>。

## 1 试验设计

液体火箭发动机小尺寸管道对接焊试样的振动疲劳试验装置如图 1 所示。装置由振动激励系统、试样夹持装置、交变应力监测系统和泄漏检测系统组成。振动激励系统为 ES-20-320/LT0707 电动振动试验台,由水平振动台、励磁电源、功率放大器、控制仪和控制终端计算机组成。该振动系统激励频率范围为 5 ~ 2 000 Hz。

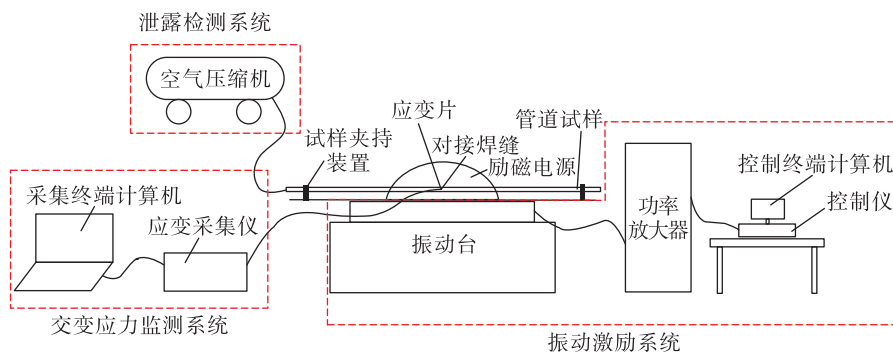


图 1 试验装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of test device

试样夹持装置实物如图 2 所示。用栓接于底板的槽钢立柱来固定管道试样。槽钢立柱与管道试样之间设置如图 3 所示的管夹和管夹架,两者之间可围绕固定螺栓转动,使管道试样在水平方向成为简支梁结构。

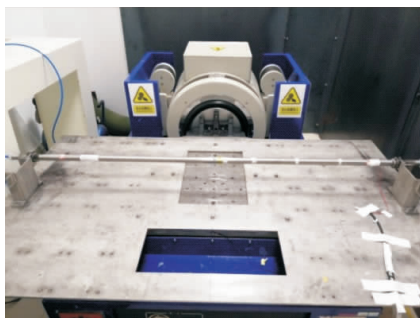


图 2 振动台实物图

Fig. 2 Actual drawing of vibration test bench

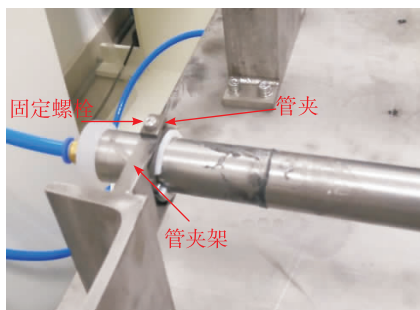


图 3 管夹和管夹架

Fig. 3 Pipe clamp and pipe holder

交变应力监测系统由应变片、应变采集仪和采集终端计算机组成。应变片型号为 KFG-3-120-C1-11 L1M2R,灵敏度为 2.12。应变片粘贴于管道试样中间焊缝旁的直管外壁处,用于监测试样轴向应力。应变采集仪型号为 SCM VB8III-RT。

泄漏检测系统由空气压缩机、供气管路和管道试样堵头组成。管道试样一端完全密封,另外一端通过供气管路与空气压缩机连通。通过减压阀将空气压缩机出口压力调节为 0.4 MPa,当焊缝处出现贯穿裂纹时,可检测到泄漏气体,则停止试验。

## 2 试样制备

### 2.1 管道参数

液体火箭发动机管道材质为 1Cr18Ni9Ti, 外径

为 28 mm,壁厚为 1.5 mm,依据 GJB 2296A—2005 标准<sup>[18]</sup>制造。化学成分、抗拉强度和断后伸长率检测结果均满足航空标准要求,其中抗拉强度为 550 MPa、断后伸长率为 40%。管道材质的弹性模量为 207 GPa,密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>。

### 2.2 焊接参数

管道试样总长 1 800 mm,中间为对接焊缝,被夹持部分长度为 1 600 mm。对接焊坡口为 I 型,焊缝宽度为 6 mm,外壁余高为 1 mm,内壁余高为 0.5 mm。采用手工氩弧焊进行焊接,焊丝牌号为 H00Cr21Ni10,焊缝层间温度不大于 100 ℃,氩气纯度不小于 99.96%,正面氩气流量为 9 L/min,背面氩气流量为 10 L/min,打底和填充电流均设置为 60 A。焊后进行 RT 检测,结果均合格。

### 2.3 试样振动特性分析

本文试验原理为在试样 1 阶固有频率附近进行激振,使试样产生 1 阶共振,在中间焊缝位置振动应力最大。通过动力学计算获取试样 1 阶固有频率,并预测最大激振加速度下的交变应力幅值和分布特征。试样中间位置焊缝按照实际尺寸建立,对焊缝结构及其附近直管段网格进行加密。由于后续振动疲劳试验中应变片粘贴在焊缝附近的直管壁外表面且以粘贴位置的应力强度作为评价参数。因此,对于计算结果仅提取焊缝附近直管壁外表面的应力强度值。

如图 4,建立试样有限元模型,包含 351 256 个节点,262 944 个单元。距离中心点两端各 800 mm 处对上下节点施加位移约束,使管道试样在水平方向呈简支梁结构。模态分析得到试样 1 阶固有频率为 28.8 Hz。

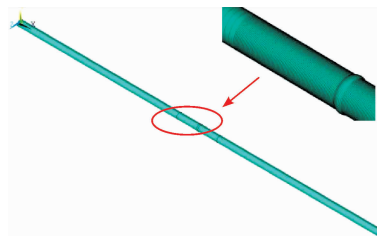


图 4 管道试样模型

Fig. 4 Pipe sample model

采用 ANSYS 动力分析模块计算管道试样响应。激振加速度为  $40\text{ m/s}^2$ , 激振频率为  $28\text{ Hz}$  (略低于 1 阶固有频率) 时的应力云图如图 5 所示。应力幅最大点出现在对接焊缝焊趾处, 向两端逐渐减小。焊趾旁的直管外壁处交变应力幅值为  $269.5\text{ MPa}$ 。

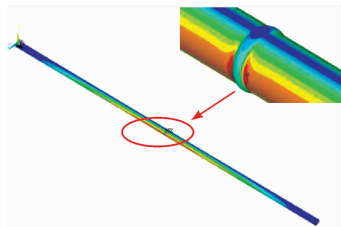


图 5 应力云图  
Fig. 5 Stress nephogram

3 试验结果分析

3.1 试验与数据分析

试验过程中, 振动台激振加速度为控制参数, 应变幅(应变幅为应力幅除以弹性模量)为监测参数。试验开始时将激振加速度设置较低水平, 然后逐渐增加直至达到试验所需应变幅。

为快速找到合适的应力幅(本试验中主要研究循环次数超过  $50\,000$  次的情况), 往往从高应力幅开始试验。通常光滑试样的疲劳极限取抗拉强度的  $0.4\sim0.5$  倍, 考虑到焊缝结构应力集中的影响, 本试验开始应力幅也选取抗拉强度的  $0.4\sim0.5$  倍。本文取  $235\text{ MPa}$  作为开始应力幅。

试验共分为 5 组, 其中第 1 组至第 4 组试验分别将应力幅设置为  $235$ 、 $197$ 、 $177$ 、 $157\text{ MPa}$ , 每组 3 个试样。第五组试验通过升降法(小子样)<sup>[19]</sup>测  $10^7$  循环次数下的疲劳极限, 共使用 6 个试样。应变采集频率设置为  $800\text{ Hz}$ 。

3.2 试样振动疲劳 S-N 曲线

对各试样试验数据进行统计分析, 得到应力幅-循环次数的结果如表 1 所示, 试样 14、试样 16 和试样 17 的循环次数均超过  $10^7$  次, 但未出现贯穿裂纹。相同应力幅所对应的试样疲劳寿命存在一定的分散性, 且这种分散性随着应力幅的降低而呈增大趋势。

表 1 管道对接焊接头振动疲劳应力-寿命试验结果

Tab. 1 The test results of stress to life

试样号	应力幅/MPa	循环次/数次
1	235	66 393
2	235	77 209
3	235	82 636
4	197	139 160
5	197	161 280
6	197	234 945
7	177	636 580
8	177	1 388 604
9	177	1 561 084
10	157	1 104 236
11	157	1 445 834
12	157	4 201 231
13	127	943 410
14(未开裂)	117	10 002 360
15	127	1 356 600
16(未开裂)	117	10 041 120
17(未开裂)	127	10 094 400
18	137	3 182 400

使用试样 1~12 的数据绘制中值 S-N 曲线的左支, 参考金属材料疲劳试验数据分析方法<sup>[10]</sup>进行数据拟合, 得到如图 6 所示的拟合曲线, 拟合曲线关系为

$$\log N = 9.255\,59 - 0.019\,04S \tag{1}$$

式中:  $N$  为循环次数;  $S$  为应力幅,  $\text{MPa}$ 。

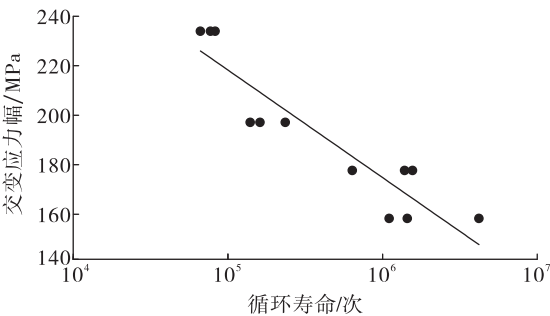


图 6 中值 S-N 曲线左支数据拟合结果

Fig. 6 Fitting result of left branch data of median S-N curve

使用试样 13~18 的数据组对获取  $10^7$  循环次数下的疲劳极限值(中值  $S-N$  曲线右支)为 125.3 MPa。将获取的中值  $S-N$  曲线左支和右支组合,得到如图 7 所示对接焊管件的中值  $S-N$  曲线。

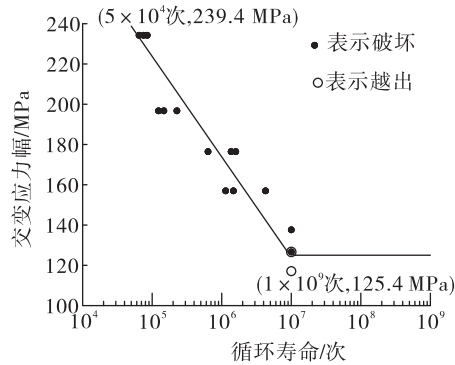


图 7 中值  $S-N$  曲线  
Fig. 7 Median  $S-N$  curve

图 7 中的结果是置信度为 90%, 失效概率为 50% 的中值  $S-N$  曲线。考虑工程应用应具有一定安全裕度, 该曲线不能直接作为管道动强度设计  $S-N$  曲线使用。ASME 标准中的设计  $S-N$  曲线由光滑试样的中值  $S-N$  曲线经过应力缩减系数或寿命缩减系数修正后获得。参考 ASME BPVC-2015 标准对图 7 的曲线分别进行应力缩减系数 2 和寿命缩减系数 12 的修正, 得到如图 8 所示的设计  $S-N$  曲线。

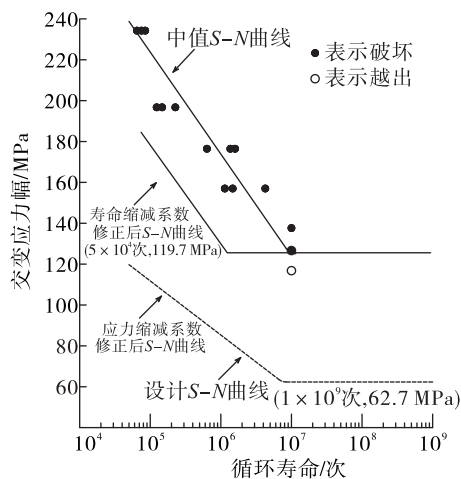


图 8 设计振动  $S-N$  曲线  
Fig. 8 Design vibration  $S-N$  curve

该曲线中典型循环寿命下的应力幅如表 2 所示。

表 2 疲劳寿命统计

Tab. 2 Fatigue life statistics	
循环寿命/次	应力幅/MPa
$5 \times 10^4$	119.7
$1 \times 10^5$	111.8
$5 \times 10^5$	93.4
$1 \times 10^6$	85.5
$5 \times 10^6$	67.1
$1 \times 10^7$	62.7

ASME BPVC-2015 标准中奥氏体不锈钢材料在不同循环寿命下的疲劳强度值如表 3。对于对接焊缝, 疲劳强度通过除以  $2i$  ( $i$  为应力增强系数, 本文试样对接焊缝对应的  $i = 1$ ) 进行修正, 结果如表 3。相同循环次数  $N_i$  下, 定义本文试验获得的允许应力幅  $S_{1i}$  与 ASME 标准中允许应力幅  $S_{2i}$  的比值为  $r = S_{1i}/S_{2i}$ , 计算表 2 与表 3 中试验数据可得  $r = 1.02 \sim 1.36$ 。且应力幅越低,  $r$  值越大, 即低应力下焊接管件试验得到的设计疲劳曲线相对 ASME 标准基于应力增强系数修正后的疲劳曲线有更长的寿命, 基于本文的设计疲劳曲线能够更进一步挖掘焊接管件的疲劳耐久性能。

表 3 ASME 标准中奥氏体不锈钢材料  $S-N$  曲线数据

循环寿命/次	应力幅/MPa	
	$S-N$ 曲线	对接焊缝
$5 \times 10^4$	235.0	117.5
$1 \times 10^5$	196.0	98.0
$5 \times 10^5$	142.0	71.0
$1 \times 10^6$	126.0	63.0
$5 \times 10^6$	102.0	51.0
$1 \times 10^7$	99.0	49.5

设计  $S-N$  曲线的表达式为

$$\log N = 9.255\,59 - 0.038\,08S \tag{2}$$

3.3 试样断口特征分析

以试样 5 为例, 失效试样的断口特征分别如



图 9 ~ 图 11 所示。



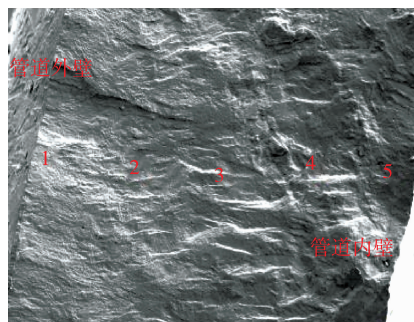
图 9 失效试样外形图(试样 5)

Fig. 9 Outline drawing of failure specimen (sample 5)

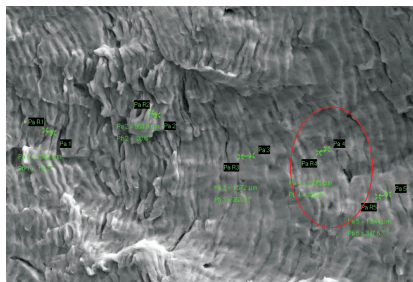


图 10 断口宏观图(试样 5)

Fig. 10 Macrograph of fracture (sample 5)



(a) 全局



(b) 区域 5

图 11 电镜扫描图(试样 5)

Fig. 11 Scanning electron microscope (sample 5)

由图 9 和图 10 可知,断口出现在焊趾处,且断口平整,未见明显的塑性变形,是典型的疲劳断裂特征。图 11(a)中将断口由外壁至内壁依次标号为

区域 1 ~ 区域 5,从区域 2 至区域 5 可见明显的疲劳辉纹。如图 11(b)所示,区域 5 疲劳辉纹间距约为 1 275 nm(选取该区域内中间值)。选取不同应力水平下失效试样,对各区域的疲劳辉纹间距进行统计,结果如表 4。疲劳辉纹间距从断口外壁至内壁逐渐增大。疲劳辉纹间距代表载荷循环一次裂纹的扩展长度,即裂纹扩展速度  $da/dN$ 。一般裂纹扩展速率随裂纹长度的增加而增大,所以可以判断裂纹从管道外壁焊趾处启裂。

表 4 疲劳辉纹间距

Tab. 4 Fatigue striation spacing

试样	区域 1	区域 2 /nm	区域 3 /nm	区域 4 /nm	区域 5 /nm
2	—	174.9	197.4	312.1	1 675.0
5	—	127.3	186.2	657.1	1 275.0
7	—	240.1	307.0	474.7	829.8
12	—	146.9	251.6	307.4	540.1

### 3.4 裂纹稳定扩展寿命分析

Paris 公式为经典的裂纹扩展速率表达式,其形式为

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^n \quad (3)$$

式中:  $\frac{da}{dN}$  为裂纹扩展速率;  $\Delta K_I$  为应力强度因子范围;  $C$  和  $n$  为常数。

对式(3)两边取对数,可得

$$\lg \frac{da}{dN} = \lg C + n \lg(\Delta K_I) \quad (4)$$

根据试样 5、试样 7 和试样 12 的应力幅和各区域裂纹扩展速率(疲劳辉纹间距),可通过线性拟合反推出常数  $C$  和  $n$ 。拟合曲线如图 12 所示,最终求得  $C = 3.89 \times 10^{-11}$ ,  $n = 2.83519$ , 裂纹扩展速率公式为

$$\frac{da}{dN} = 3.89 \times 10^{-11} (\Delta K_I)^{2.83519} \quad (5)$$

其中

$$\Delta K_I = \Delta \sigma \sqrt{\pi a}$$

对式(3)进行积分运算,可得裂纹稳定扩展寿命

$$N = \frac{2}{\pi^{\frac{n}{2}} C \Delta \sigma^n (n-2)} \left( \frac{1}{a_0^{\frac{n-2}{2}}} - \frac{1}{a_c^{\frac{n-2}{2}}} \right) \quad (6)$$

式中:  $C$  和  $n$  已知;  $\Delta \sigma$  为应力范围(裂纹扩展阶段, 压应力对扩展无贡献, 因此此处应力范围等于应力幅, 为已知量);  $a_0$  和  $a_c$  分别为裂纹初始长度和临界长度, 通过断口尺寸可获取, 为已知量。将不同应力水平下裂纹扩展寿命列于表 5, 可见疲劳裂纹扩展寿命占总寿命的比重少于 10%, 且随着应力幅的减小, 扩展寿命占比减小。

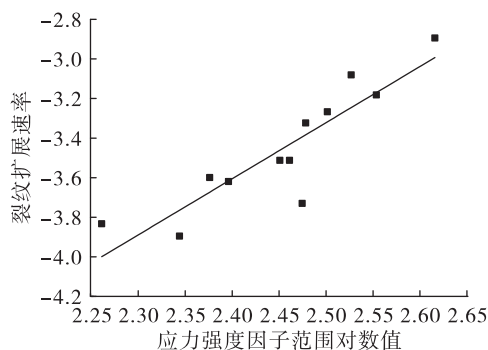


图 12 裂纹扩展速率线性拟合结果(试样 5、7、12)

Fig. 12 Linear fitting results of crack growth rate (samples 5, 7, 12)

表 5 各应力水平下疲劳裂纹扩展寿命及其占比

Tab. 5 Fatigue crack growth life and its proportion

试样号	应力幅 /MPa	疲劳裂纹扩展 寿命/次	总疲劳 寿命/次	扩展寿 命占比/%
2	235	1 332	77 209	1.7
5	197	2 362	161 280	1.5
7	177	1 896	636 580	0.3
12	157	4 810	4 201 231	0.1

由此可知, 在承受振动载荷的情况下, 薄壁管一旦出现疲劳裂纹萌生, 则会快速扩展而造成穿壁裂纹, 因此常用的无损检测方法几乎不可能提前探测到振动疲劳裂纹, 降低这类管件疲劳失效风险的最可靠方法是根据预期寿命来控制振动载荷或管件的振动响应水平, 使其振动应力水平处于允许应力幅之下。

## 4 结论

通过小尺寸不锈钢管道对接焊缝单轴振动疲

劳试验, 得到了液体火箭发动机对接焊管道的振动疲劳 S-N 曲线, 对试验数据和样品断口分析得出如下结论:

1) 通过实际管件的振动疲劳试验, 获得了管件在不同应力幅下的实际疲劳寿命。相同应力幅下, 试样的疲劳寿命存在分散性, 且这种分散性随应力幅的降低而增大。

2) 通过数据拟合获得了管件的振动疲劳中值 S-N 曲线和设计 S-N 曲线及相应的拟合公式, 所得设计疲劳曲线相对 ASME BPVC 标准保守裕度降低, 但更接近于该特定焊接管道的真实疲劳耐久特性。

3) 在 Paris 裂纹扩展公式基础上, 拟合获取了裂纹稳定扩展速率公式和裂纹稳定扩展寿命评估公式。裂纹稳定扩展寿命占疲劳总寿命的 10% 以下, 且随应力幅减小占比减小。

## 参考文献:

- [1] 秦新华, 王鑫, 周塞塞. 高空发动机燃料主管路防热罩设计优化[J]. 火箭推进, 2020, 46(2): 71-76.  
QIN X H, WANG X, ZHOU S S. Design optimization of heat shield for main fuel pipeline in high-altitude engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2020, 46(2): 71-76.
- [2] 刘英元, 陈海峰, 耿直, 等. 液体火箭发动机振动故障特征信号提取方法[J]. 火箭推进, 2019, 45(1): 77-82.  
LIU Y Y, CHEN H F, GENG Z, et al. Extraction method of characteristic signal for vibration fault of liquid rocket engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(1): 77-82.
- [3] 徐云飞, 李锋, 邓长华, 等. 液体火箭发动机充液导管流固耦合动力学特性[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1523-1529.
- [4] 杜大华, 穆朋刚, 田川, 等. 液体火箭发动机管路断裂失效分析及动力优化[J]. 火箭推进, 2018, 44(3): 16-22.  
DU D H, MU P G, TIAN C, et al. Failure analysis and dynamics optimization of pipeline for liquid rocket engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(3): 16-22.
- [5] ULLAH M. 焊条电弧焊奥氏体不锈钢焊缝微观组织对疲劳寿命和冲击韧性的影响[D]. 济南: 山东大学, 2019.
- [6] 王浩. 核电管道小支管插套焊棘轮行为与疲劳性能研究[D]. 天津: 天津大学, 2017.

- [7] 周帅,林磊,徐德城,等. 两种用于小支管振动疲劳评估计数法的差异性[J]. 噪声与振动控制,2020,40(5): 108-112.
- [8] 赵永翔,高庆,王金诺. 不锈钢管道焊缝金属疲劳短裂纹行为的实验研究 II: 裂纹萌生、扩展与交互作用[J]. 金属学报,2000,36(9): 937-943.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 金属材料轴向等幅低循环疲劳试验方法: GB/T 15248—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社,2008.
- [10] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 金属材料疲劳试验数据统计方案与分析方法: GB/T 24176—2009 [S]. 北京: 中国标准出版社,2010.
- [11] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 金属材料疲劳试验 旋转弯曲方法: GB/T 4337—2015 [S]. 北京: 中国标准出版社,2016.
- [12] WRIGHT R N. Updated draft ASME boiler and pressure vessel code case for use of alloy 617 for construction of nuclear components for section III division 5 [R]. [S. l.]: Office of Scientific and Technical Information (OSTI),2018.
- [13] HARVEY J E. Pressure component Construction[Z]. Van Nostrand Reinhold Company. 1980.
- [14] MANJOINE M J, TOME R E. Proposed design criteria for high cycle fatigue of austenitic stainless steel[C]//ASME Pressure Vessel and Piping Conference. [S. l.]: ASME,1983.
- [15] British Standard Institute. 2014 + A1:2015 Fatigue design and assessment of steel structures: BS7608 [S]. London: BSI,2015.
- [16] Electric Power Research Institute. Vibration fatigue testing of socket welds[Z]. 1998.
- [17] 修俊杰. 小支管插套焊高周疲劳失效机理与延寿技术研究[D]. 天津: 天津大学,2012.
- [18] 国防科学技术工业委员会. 航空用不锈钢无缝钢管规范: GJB 2296A—2005 [S]. 北京: 中国标准出版社,2005.
- [19] 赵少汴. 抗疲劳设计手册[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社,2015.