

膜盒式贮箱金属膜盒疲劳寿命预测与试验

范 凯^{1,2}, 乔艳伟^{1,2}, 王婷婷^{1,2}, 赵和明^{1,2}, 鲁思源^{1,2}

(1. 上海空间推进研究所, 上海 201112; 2. 上海空间发动机工程技术研究中心, 上海 201112)

摘 要:膜盒式贮箱作为目前应用最为广泛和成熟的空间飞行器推进剂补加系统的贮箱类型, 贮箱工作中金属膜盒多次拉伸和压缩, 其疲劳寿命直接关系到系统工作可靠性, 因此迫切需要对金属膜盒的疲劳寿命进行准确预测。首先, 采用 3 种等寿命模型 (Goodman 模型、Gerber 模型和 Soderberg 模型) 对应力-疲劳寿命曲线进行修正, 并以膜盒材料 SUS304 不锈钢疲劳性能试验数据为基础, 得到其广义应力-疲劳寿命曲面; 再次, 对膜盒在全行程工作状态下的疲劳寿命进行了预测, 并通过膜盒试验件进行了疲劳试验验证; 最后, 针对金属膜片贮箱特定温度交变补偿要求, 对补偿膜盒在小行程工作下的疲劳寿命进行了分析。研究表明, 基于等寿命模型修正的广义应力-疲劳寿命曲面对金属膜盒的疲劳寿命提供一个略保守的结果, 内波谷弯角处作为金属膜盒的薄弱环节, 应在金属膜盒设计和制造过程中重点关注。

关键词:疲劳寿命; 预测; 金属膜盒; 膜盒式贮箱

中图分类号: V415.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2022)03-0071-08

Prediction and experiment on fatigue life of metal bellows in bellows propellant tank

FAN Kai^{1,2}, QIAO Yanwei^{1,2}, WANG Tingting^{1,2}, ZHAO Heming^{1,2}, LU Siyuan^{1,2}

(1. Shanghai Institute of Space Propulsion, Shanghai 201112, China;

2. Shanghai Engineering Center of Space Engine, Shanghai 201112, China)

Abstract: The bellows propellant tank is the most widely used and mature tank type in the propellant refueling system of space vehicle. The metal bellows is stretched and compressed repeatedly during the tank work process, and its fatigue life is directly related to the reliability of the system. Therefore, it is urgent to accurately predict the fatigue life of the metal bellows. Firstly, three types of equivalent life models (Goodman model, Gerber model and Soderberg model) were used to modify the stress-fatigue life curve, and the generalized stress-fatigue life curved surface of SUS304 stainless steel was obtained based on the fatigue performance test data. Then, the fatigue life of the metal bellows under the full-stroke working condition was predicted and verified by the fatigue test. Finally, according to the specific temperature alternating compensation requirements of the metal diaphragm tank, the fatigue life of metal bellows under small stroke was analyzed. The results show that the generalized stress-fatigue life curved surface based on

收稿日期: 2022-04-08; 修回日期: 2022-05-13

基金项目: 上海市启明星计划扬帆专项 (ZZYF1429400)

作者简介: 范凯 (1990—), 男, 博士, 工程师, 研究领域为空间推进压力容器技术。

the revision of the equivalent life model provides a slightly conservative result for the fatigue life of metal bellows, and the corner of the inner wave peak, as the weak position, should be considered in the design and manufacturing process of metal bellows.

Keywords: fatigue life; prediction; metal bellows; bellows propellant tank

0 引言

膜盒式贮箱作为一种可实现推进剂重复加注和排放的推进剂贮箱,可应用于在轨航天器的推进剂补加和金属膜片贮箱的温度交变补偿。目前国际空间站所采用的推进剂补加技术就是通过膜盒式贮箱实现的,也是目前应用最为广泛和成熟的补加技术^[1-2]。

膜盒式贮箱一般由圆柱形贮箱壳体和类似波纹管结构的金属膜盒组成,具体结构如图 1 所示。其由膜盒将贮箱腔体隔离形成液腔和气腔,并通过膜盒的拉伸和压缩来实现液体推进剂的加注和排出功能,类似结构同样应用于液体火箭蓄压器^[3-5]和液体火箭发动机涡轮泵端面密封结构上^[6]。膜盒结构复杂,在其制造加工过程中不可避免会出现各种缺陷和变形。同时,其工作过程中由于重复拉伸和压缩而承受周期性变化的载荷。在交变载荷的反复作用下,膜盒会在应力集中位置或缺陷处逐渐累积疲劳损伤,当损伤累积达到一定程度时,膜盒发生疲劳失效,进而造成推进系统工作异常甚至导致任务失败。因此,准确预测金属膜盒的疲劳寿命具有重要的实际意义。

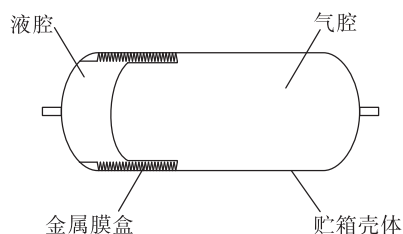


图 1 金属膜盒推进剂贮箱

Fig. 1 Metal bellows propellant tank

针对金属材料疲劳失效及预测问题国内外学者已经开展了大量研究。文献[7-8]使用剩余强度模型研究金属疲劳失效问题,实验表明,金属结构的疲劳寿命受应力幅值和应力均值的影响显著。经典的疲劳寿命模型只根据应力幅值进行寿命预

测,这会导致预测结果与实际情况偏差较大。针对上述两者综合影响,阎楚良等基于三参数 S-N 曲线方程和等寿命图模型,建立了描述应力幅值、应力均值和疲劳寿命 N 三者关系的疲劳性能广义 S-N 曲面方程^[9]。张书明等考虑应力幅值和应力均值的综合影响,基于 Forman 和 Walker 裂纹扩展模型,建立了描述材料疲劳断裂性能的广义 S-N 曲面方程^[10]。熊峻江等对传统的等寿命曲线方程进行推广和扩展,给出了广义疲劳等寿命曲线的统一表达式,并研究了二维疲劳极限的概率分布特性^[11]。

由于金属膜盒在实际工程应用中所承受载荷的复杂性和多样性,如果对每种载荷工况下的疲劳寿命均采用试验的方法来确定,时间和经济成本巨大,在工程实践中很难实现。为有效解决问题,本文基于恒幅循环载荷下的基本疲劳试验数据,通过一定的模型修正及疲劳损伤理论分析,对不同载荷工况下的疲劳寿命进行预测,并通过试验验证了该方法的准确性。

1 修正的广义应力-疲劳寿命曲面

在工程中,应力-疲劳寿命曲线(S-N 曲线)是表征材料疲劳性能的基本曲线,其描述的是最大循环应力 S_{\max} 和疲劳寿命 N 之间的对应关系,即^[12]

$$S_{\max}^m N = C \quad (1)$$

式中 m 和 C 为材料参数。

工程中通常采用等寿命模型描述材料给定疲劳寿命 N 时应力幅值 S_a 和应力均值 S_m 之间的变化关系^[13]。最常用的等寿命模型包括 Goodman 模型、Gerber 模型和 Soderberg 模型^[14-16],其表达式如下^[17-20]。

Goodman 模型表达式为

$$S_{-1} = S_a / (1 - S_m / S_b) \quad (2)$$

Gerber 模型表达式为

$$S_{-1} = S_a / [1 - (S_m / S_b)^2] \quad (3)$$

Soderberg 模型表达式为

$$S_{-1} = S_a / (1 - S_m / S_y) \quad (4)$$

式中: S_{-1} 为对称疲劳极限; S_b 为抗拉强度; S_y 为屈服强度。

若已知应力幅值 S_a 和应力比 $R (R = S_{\min}/S_{\max})$, 则最大应力 $S_{\max} = 2S_a/(1-R)$, 应力均值 $S_m = [(1+R)/(1-R)]S_a$, 再联合式(2)、式(3)和式(4)可得到修正后的广义应力-疲劳寿命曲面(S_a-S_m-N 曲线)。

基于 Goodman 模型修正的表达式为

$$\{2S_a S_b / [(1+R)S_a + (1-R)(S_b - S_m)]\}^m N_1 = C \quad (5)$$

基于 Gerber 模型修正的表达式为

$$\{[\sqrt{(1-R)^2(S_b^2 - S_m^2)^2 + 4(1+R)^2} - (1-R)(S_b^2 - S_m^2)]/[S_a(1+R)^2]\}^m N_2 = C \quad (6)$$

基于 Soderberg 模型修正的表达式为

$$\{2S_a S_y / [(1+R)S_a + (1-R)(S_y - S_m)]\}^m N_3 = C \quad (7)$$

2 修正的 Miner 累计损伤准则

当循环应力作用一次时, 疲劳损伤量 $D(1)$ 为

$$D(1) = 1/N(S_a, S_m) \quad (8)$$

表 1 室温下 SUS304 材料性能

Tab. 1 Mechanical properties of SUS304 at room temperature

抗拉强度 S_b /MPa	屈服强度 S_y /MPa	延伸率 δ /%	端面收缩率 Z /%	弹性模量 E /GPa	泊松比 μ
778	296	48	75	199	0.3

文献[21]中按照 ASTM E606-92 标准对 304 不锈钢进行了不同应力水平下的疲劳试验, 数据见表 2。

表 2 室温下 304 不锈钢不同循环应力下的疲劳次数

Tab. 2 Fatigue number of 304 stainless steel under different cyclic stresses at room temperature

应力/ MPa	循环次数 (子样 1)	循环次数 (子样 2)	循环次数 (子样 3)
293	2 066	2 270	2 106
293	3 184	1 311	2 044
273	4 087	3 391	3 339
263	5 425	4 826	5 261
253	6 097	7 904	7 051
243	11 260	8 958	10 008
231	—	10 ⁵ 未断	—

式中 $N(S_a, S_m)$ 为循环应力 (S_a, S_m) 作用下的疲劳寿命, 由式(5)、式(6)、式(7)确定。

当循环应力作用 n 次时, 疲劳损伤量为

$$D(n) = \begin{cases} n/N(S_a, S_m) & \text{恒幅循环应力加载} \\ \sum_{i=1}^n 1/N_i(S_{ai}, S_{mi}) & \text{变幅循环应力加载或} \\ & \text{随机循环应力加载} \end{cases} \quad (9)$$

式中 $N_i(S_{ai}, S_{mi})$ 为循环应力 (S_{ai}, S_{mi}) 作用下的疲劳寿命, 同样由式(5)、式(6)、式(7)确定。

当循环应力作用次数 n 达到材料疲劳寿命 N 时, 材料发生疲劳破坏。在工程应用中, 认为此时的临界损伤量 D_c 为 1。

3 金属膜盒全行程循环工作疲劳寿命预测

3.1 膜盒材料及其广义 S_a-S_m-N 曲面

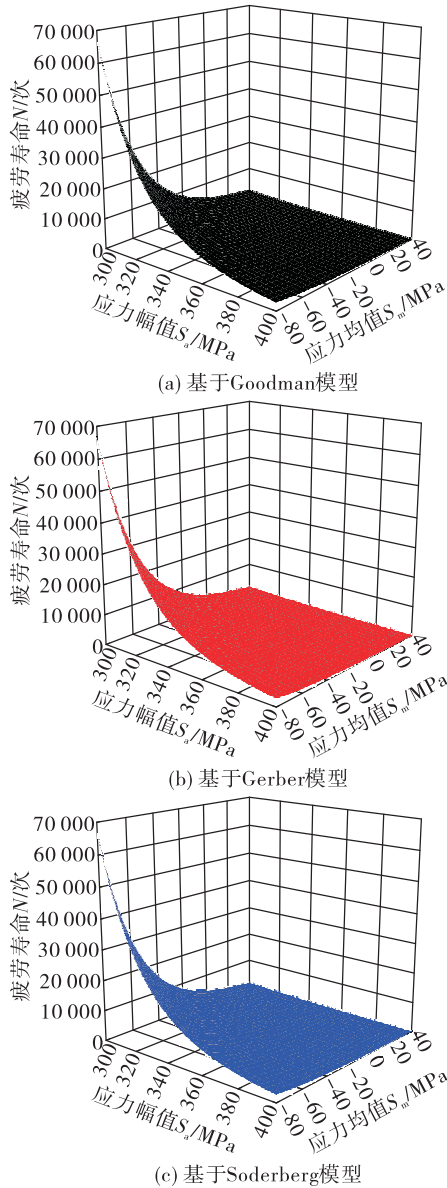
目前膜盒式贮箱膜盒材料通常为不锈钢 SUS304, 材料性能参数见表 1。

对上述数据采用幂函数拟合得到曲线参数 $m = 8.66, C = 1.3 \times 10^{25}$ 。将 m 和 C 分别代入式(5)、式(6)、式(7)即得到基于 Goodman 模型、Gerber 模型和 Soderberg 模型修正的 304 不锈钢广义 S_a-S_m-N 曲面。曲面方程如式(10)~式(12)所示, 并绘制了相应的曲面图形, 见图 2。

$$\{1.556 S_a / [(1+R)S_a + (1-R)(778 - S_m)]\}^{8.66} N_1 = 1.3 \times 10^{25} \quad (10)$$

$$\{[\sqrt{(1-R)^2(605.284 - S_m^2)^2 + 2.421.136(1+R)^2} - (1-R)(605.284 - S_m^2)]/[S_a(1+R)^2]\}^{8.66} N_2 = 1.3 \times 10^{25} \quad (11)$$

$$\{592 S_a / [(1+R)S_a + (1-R)(296 - S_m)]\}^{8.66} N_3 = 1.3 \times 10^{25} \quad (12)$$

图2 修正的304不锈钢广义 S_a-S_m-N 曲面Fig.2 Modified generalized S_a-S_m-N curved surfaces of 304 stainless steel

3.2 膜盒尺寸和全行程

金属膜盒为环柱形结构,具体结构和几何尺寸如图3所示。其中膜盒外波峰直径 $D=170$ mm,内波谷直径 $d=150$ mm,外波峰和内波谷之间由两组直线段和两组圆弧段连接。连续两个外波峰为一组,该膜盒共5组。

金属膜盒未工作时的初始高度为 $L_0=18$ mm。当其处于推进剂排放工作状态时,膜盒逐渐被压缩,最大压缩行程位置对应的膜盒高度为 $L_{\min}=7$ mm;当其处于推进剂加注工作状态时,膜盒逐渐

被拉伸,最大拉伸行程位置对应的膜盒高度为 $L_{\max}=35$ mm。上述3个典型膜盒行程位置如图4所示。膜盒从最大压缩行程位置到最大拉伸行程位置再到最大压缩行程位置($L_{\min} \rightarrow L_{\max} \rightarrow L_{\min}$)即为完成一次全行程。

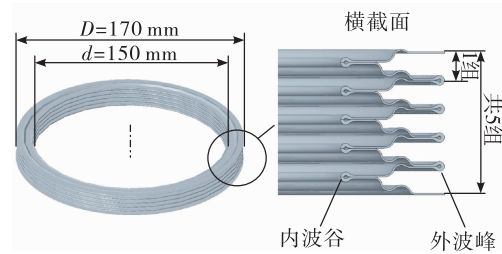


图3 金属膜盒结构及几何尺寸

Fig.3 Structure and geometry dimension of metal bellows

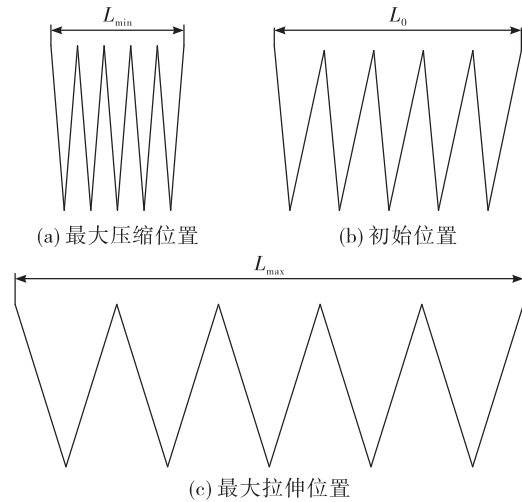


图4 金属膜盒典型行程位置

Fig.4 Typical stroke position of metal bellows

3.3 S_a 、 S_m 和 R 的计算

为了得到金属膜盒在全行程工作($L_{\min} \rightarrow L_{\max} \rightarrow L_{\min}$)状态下的循环应力参数(S_a 、 S_m 和 R),采用ABAQUS/Standard有限元软件对上述膜盒进行静态加载模拟。考虑到膜盒结构是轴对称的,故选用轴对称平面模型,如图5所示。这里需要注意的是,由于该膜盒直径与其宽度相差较大,为了清楚展示有限元模型,图5中改变了对称轴的实际位置。在实际结构中,膜盒一端与壳体环向焊接连接,另一端轴向自由移动,故在模型中将膜盒上下分别与两个压头tie约束连接,同时下压头底面设置边界条件

ENCASTRE($U_1 = U_2 = U_3 = UR_1 = UR_2 = UR_3 = 0$)。首先开展网格无关性验证,针对不同的网格密度及网格类型进行模拟。结果表明,当模型单位长度(1 mm)内布种数超过30后,膜盒在全行程中的最大应力和最小应力幅值和分布已无明显变化(变化量不超过1%)。同时针对细化网格采用二次减缩积分单元与二次完全积分单元得到的模拟结果基本相同,但前者计算时间更短。因此,综合考虑计算效率和计算精度,每单位长度布置50个种子,即网格尺寸为0.02 mm×0.02 mm。网格类型选择二次轴对称四节点减缩积分单元(CAX8R)。金属膜盒模型共包括67 584个单元及215 063个节点。在上压头上端面分别施加向上17 mm和向下11 mm的位移载荷模拟得到膜盒在最大拉伸行程和最大压缩行程位置处的应力。

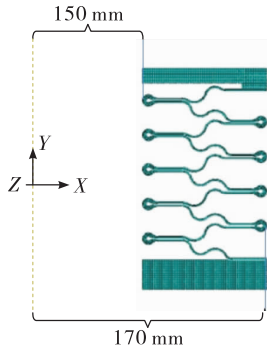


图5 金属膜盒有限元模型

Fig. 5 Finite element model of metal bellows

图6为金属膜盒在最大拉伸行程和最大压缩行程位置的应力云图。从图中可以观察到,膜盒在两个行程位置时的最大应力位置不同。当膜盒处于最大拉伸行程位置时,最大应力位于波谷弯角处(A处);当膜盒位于最大压缩行程位置时,最大应力位于中部连接处(B处)。上述两处位置(A和B)均为薄弱位置,需分别进行考虑。通过有限元模拟得到上述两处在膜盒全行程工作中的最大应力和最小

应力,即

$$\begin{aligned} S_{\max A} &= 359 \text{ MPa} & S_{\min A} &= -300 \text{ MPa} \\ S_{\max B} &= 300 \text{ MPa} & S_{\min B} &= -436 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (13)$$

计算得到上述两处的循环应力参数(S_a 、 S_m 和 R)为

$$\begin{aligned} S_{aA} &= (S_{\max A} - S_{\min A})/2 = 329.5 \text{ MPa} \\ S_{mA} &= (S_{\max A} + S_{\min A})/2 = 29.5 \text{ MPa} \\ R_A &= S_{\min A}/S_{\max A} = -0.84 \\ S_{aB} &= (S_{\max B} - S_{\min B})/2 = 382 \text{ MPa} \\ S_{mB} &= (S_{\max B} + S_{\min B})/2 = -68 \text{ MPa} \\ R_B &= S_{\min B}/S_{\max B} = -1.45 \end{aligned} \quad (14)$$

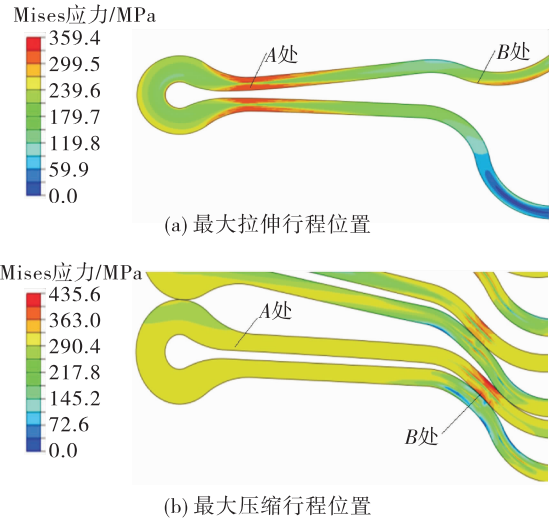


图6 金属膜盒应力分布云图

Fig. 6 Stress distribution of metal bellows

3.4 疲劳寿命 N 计算

对上述两个薄弱位置,将3.3节得到的两组循环应力参数(S_{aA} 、 S_{mA} 、 R_A)、(S_{aB} 、 S_{mB} 、 R_B)分别代入式(10)、式(11)、式(12)中,可计算得到相应的疲劳寿命。

波谷弯角处(A处)疲劳寿命为

$$\begin{aligned} N_{1A} &= 1.3 \times 10^{25} / \{ 1.556 \times 329.5 / [(1 - 0.84) \times 329.5 + (1 + 0.84) \times (778 - 29.5)] \}^{8.66} = 974 \\ N_{2A} &= 1.3 \times 10^{25} / \{ [\sqrt{(1 + 0.84)^2 (605.284 - 29.5^2)^2 + 2.421136 \times 329.5^2 \times (1 - 0.84)^2} - \\ &\quad (1 + 0.84)(605.284 - 29.5^2)] / 329.5 \times (1 - 0.84)^2 \}^{8.66} = 990 \\ N_{3A} &= 1.3 \times 10^{25} / \{ 592 \times 329.5 / [(1 - 0.84) \times 329.5 + (1 + 0.84) \times (296 - 29.5)] \}^{8.66} = 966 \end{aligned} \quad (15)$$

中间连接处(B处)疲劳寿命为

$$N_{1B}=1.3\times10^{25}/\{1\,556\times382/[(1-1.45)\times382+(1+1.45)\times(778+68)]\}^{8.66}=3\,207$$
$$N_{2B}=1.3\times10^{25}/\{[\sqrt{(1+1.45)^2(605\,284-(-68)^2)+2\,421\,136\times382^2(1-1.45)^2}-$$
$$(1+1.45)(605\,284-(-68)^2)]/[329.5\times1.45^2]\}^{8.66}=3\,299$$
$$N_{3B}=1.3\times10^{25}/\{592\times382/[(1-1.45)\times382+(1+1.45)\times(296+68)]\}^{8.66}=3\,083$$

(16)

针对波谷弯角处(A处)和中间连接处(B处)的疲劳寿命,可以观察到对于金属膜盒全行程工作,由 Goodman 模型、Gerber 模型和 Soderberg 模型修正得到的 3 种广义 S_a - S_m - N 曲面计算得到的疲劳寿命基本相同。

通过对比波谷弯角处(A处)和中间连接处(B处)的疲劳寿命可以观察到,在金属膜盒全行程工作循环过程中,波谷弯角处(A处)较中间连接处(B处)疲劳寿命更少,最易发生疲劳断裂,进而造成膜盒失效。因此,针对该种形式的金属膜盒,需对该位置进行优化设计,同时在制造过程中确保此位置不应出现缺陷。

4 金属膜盒全行程疲劳循环试验验证

为了验证第 3 节中金属膜盒全行程工作时的疲劳寿命预测结果,按照 3.2 节中的几何尺寸制造了 3 件膜盒试验件,具体实物如图 7 所示。其中图 7(a)为膜盒疲劳试验件整体结构,图 7(b)为膜盒剖面。这里需要注意的是,考虑到上述 3 件膜盒试验件的制造成本和试验用途,并未对其进行解剖破坏。因此采用膜盒的工艺先行件剖面进行展示[见图 7(b)]。该剖面状态并非膜盒初始位置,同时由于首件工艺不成熟,其几何尺寸与设计状态偏差较大。实际的 3 件膜盒试验件对工艺进行了优化,以确保几何尺寸与设计状态保持一致。

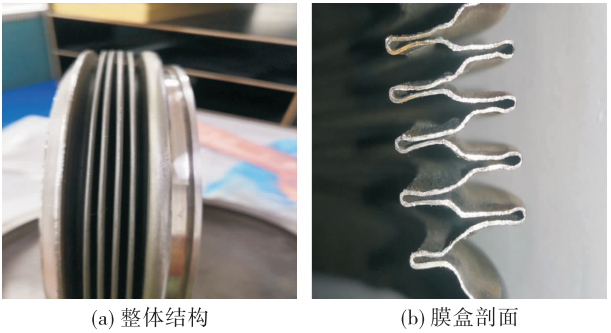


图 7 金属膜盒

Fig.7 Metal bellows

对上述 3 件膜盒试验件按照 $L_{min}\rightarrow L_{max}\rightarrow L_{min}$ 的全行程进行疲劳循环试验。试验过程中,循环速度 3 次/min,通过加卸压方式实现。最终 3 件膜盒试验件疲劳循环次数分别为 1 368、1 291、1 346,同时失效位置均在膜盒的内波谷处,如图 8 所示。

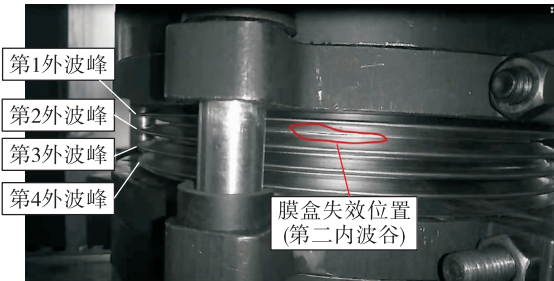


图 8 金属膜盒疲劳失效位置

Fig.8 Fatigue failure position of metal bellows

通过广义的疲劳寿命预测模型和试验得到的膜盒疲劳寿命及失效位置对比如表 3 所示。

表 3 有限元模拟与试验结果对比

Tab.3 Comparison of finite element simulation and experimental results

项目	有限元模拟	试验子样 1	试验子样 2	试验子样 3
疲劳寿命	N_{1A} :974			
	N_{2A} :990	1 368	1 291	1 346
	N_{3A} :966			
失效位置	内波谷弯角处	内波谷弯角处	内波谷弯角处	内波谷弯角处

从表 3 可以看出,试验疲劳寿命略高,考虑到实际金属膜盒成型工艺和加工的影响,可以认为试验结果与预测结果基本吻合。这表明,通过修正后的广义 S_a - S_m - N 曲面可为金属膜盒循环工作的疲劳寿命提供一个略保守的预测结果。

5 金属膜盒非全行程循环工作疲劳寿命预测

金属膜盒不仅应用于推进剂补加系统,还应

用于金属膜片贮箱温度交变补偿系统。由于金属膜片贮箱工作时金属膜片始终紧贴推进剂液面,空间温度变化引起的推进剂体积变化会造成金属膜片承受交变载荷。通过金属膜盒贮箱可有效对上述推进剂体积变化量进行管理,避免金属膜片发生疲劳失效。此时的金属膜盒为若干平衡位置处的小行程循环工作。因此,本节针对某型号飞行器补偿膜盒贮箱,通过广义 S_a-S_m-N 曲面分析第4节中制造的膜盒能否满足温度交变补偿的任务要求。

通过对该飞行器任务剖面分析,得到该膜盒主要工作状态为在两个平衡位置 ($L_1 = 10 \text{ mm}$ 、 $L_2 = 26 \text{ mm}$) 分别进行 50 000 次上下 5 mm 的小行程循环,要求工作中膜盒不发生泄漏。

首先通过有限元仿真计算得到膜盒在上述两个平衡位置处的小行程循环的 S_a 、 S_m 和 R 。

L_1 位置处参数为

$$S_{a1} = 40 \text{ MPa} \quad S_{m1} = 173 \text{ MPa} \quad R_1 = 0.62 \quad (17)$$

L_2 位置处参数为

$$S_{a1} = 11.5 \text{ MPa} \quad S_{m1} = -421.5 \text{ MPa} \quad R_1 = 1.06 \quad (18)$$

采用3.1节中基于 Goodman 模型修正的膜盒广义 S_a-S_m-N 曲面[见式(10)]对上述两个位置的循环寿命进行计算,得出

$$N_1 = 95\,960 \quad N_2 = 5\,620\,476 \quad (19)$$

在 L_1 位置循环应力作用一次的损伤量 $D_1(1) = 1/N_1 = 1/95\,960$; 在 L_2 位置循环应力作用一次的损伤量 $D_2(1) = 1/N_2 = 1/5\,620\,476$ 。

该膜盒在整个非全行程循环后的损伤量为

$$D = D_1(50\,000) + D_2(50\,000) = n_1/N_1 + n_2/N_2 = 50\,000/95\,960 + 50\,000/5\,620\,476 = 0.53 \quad (20)$$

$D < D_c = 1$, 因此膜盒在该非全行程循环后不会发生泄漏。

6 结论

1) 由 Goodman 模型、Gerber 模型和 Soderberg 模型修正得到的3种广义 S_a-S_m-N 曲面对金属膜盒的疲劳寿命预测结果基本相同。

2) 通过修正后的广义 S_a-S_m-N 曲面可对膜盒循环工作的疲劳寿命提供一个略保守的预测

结果。

3) 对于本文中的无缝金属膜盒,内波谷弯角处为薄弱环节,实际应用中需针对该位置进行优化设计,同时在制造过程中确保此位置不应出现缺陷。

参考文献:

- [1] 孙威,左岁寒,张峤,等.膜盒贮箱推进剂补加过程的建模与仿真[J].航天器环境工程,2015,32(6):589-592.
- [2] 江铭伟.俄罗斯空间站推进剂补加程序分析[J].火箭推进,2013,39(4):8-12.
JIANG M W. Analysis of propellant refueling program for Russian space station[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013,39(4):8-12.
- [3] 张青松,范瑞祥,刘永婧,等.液体火箭金属膜盒式蓄压器的动力学模型[J].火箭推进,2021,47(2):81-86.
ZHANG Q S, FAN R X, GA Y J, et al. Dynamic model study of metal bellows accumulator for liquid launch vehicles[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2):81-86.
- [4] 张婷,满满,张翼,等.运载火箭用蓄压器膜盒容积测量方法及影响因素研究[J].液压与气动,2020(4):87-90.
- [5] 王亚军,陈牧野,周浩洋.平板锥形金属膜盒内压柱失稳理论研究[J].导弹与航天运载技术,2019(6):11-16.
- [6] 吴霖,姜绪强,李铭,等.压力对膜盒式端面密封平衡直径的影响[J].火箭推进,2021,47(2):54-60.
WU L, JIANG X Q, LI M, et al. Effect of the pressure on balance diameter of the metal bellows mechanical face seal[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2):54-60.
- [7] HALPIN J C, JOHNSON T A, WADDOUPS M E. Kinetic fracture models and structural reliability[J]. International Journal of Fracture Mechanics, 1972, 8(4):465-468.
- [8] WADDOUPS M E, EISENMAN J R, KAMINSKI B E. Macroscopic fracture mechanics of material[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1972, 5(10):446-454.
- [9] 阎楚良,高镇同.疲劳性能广义 $\sigma-N$ 曲面[J].机械工程学报,1999,35(1):103-105.
- [10] 张书明,阎楚良,高镇同.广义断裂性能曲面[J].机械工程学报,2001,37(12):37-41.
- [11] 熊峻江,武哲,高镇同.广义疲劳等寿命曲线与二维疲劳极限概率分布[J].应用数学和力学,2002,23(10):1055-1060.

- [12] BASQUIN O H. The exponential law of endurance tests[J]. Proceedings of ASTM, 1919(10):625-630.
- [13] KAWAI M, YANO K. Probabilistic anisomorphic constant fatigue life diagram approach for prediction of $P-S-N$ curves for woven carbon/epoxy laminates at any stress ratio[J]. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2016, 80:244-258.
- [14] STEPHENS R I, FUCHS H O. Metal fatigue in engineering [M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 2001.
- [15] VASSILOPOULOS A P, MANSHADI B D, KELLER T. Influence of the constant life diagram formulation on the fatigue life prediction of composite materials[J]. International Journal of Fatigue, 2010, 32(4):659-669.
- [16] SENDECKYJ G P. Constant life diagrams: A historical review[J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(4):347-353.
- [17] GAO J X, AN Z W, KOU H X. Fatigue life prediction of wind turbine rotor blade composites considering the combined effects of stress amplitude and mean stress[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O: Journal of Risk and Reliability, 2018, 232(6):598-606.
- [18] GERBER W Z. Investigation of allowable stress in iron construction [J]. Bayer Arch Ing Ver, 1974, 6(6):101-110.
- [19] GOODMAN J. Mechanics applied to engineering[EB/OL]. [https://www. researchgate. net/publication/265350702 _ Mechanics_Applied_to_Engineering](https://www.researchgate.net/publication/265350702_Mechanics_Applied_to_Engineering), 1930.
- [20] SODERBERG C R. Factor of safety and working stress[J]. Transactions of the ASME, 1930, 52(2):13-28.
- [21] 刘俭辉, 王生楠, 韦尧兵, 等. 304 不锈钢低周疲劳断裂特性的研究[J]. 航空制造技术, 2013, 56(17):84-88.

(上接第 62 页)

- [12] 刘巍, 杨涛, 胡建新, 等. 气氧/酒精火炬式点火器试验[J]. 推进技术, 2008, 29(3):269-272.
- [13] 王铁岩, 郑孟伟, 蔡振宇. 气氧甲烷火炬式点火器稳态仿真分析[J]. 导弹与航天运载技术, 2016(4):63-66.
- [14] 张蒙正, 张泽平, 李鳌, 等. 两股互击式喷嘴雾化性能实验研究[J]. 推进技术, 2000, 21(1):57-59.
- [15] 潘一力, 周海清, 吉林, 等. 液氧/液甲烷姿控发动机点火技术研究[J]. 火箭推进, 2019, 45(4):16-25.
- PAN Y L, ZHOU H Q, JI L, et al. Study on ignition technology of LOX/LCH₄ attitude control engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(4):16-25.
- [16] 王艳, 方杰, 杨进慧, 等. 氢氧火炬点火器低压燃烧流动仿真研究[J]. 航空动力学报, 2021, 36(11):2344-2352.
- [17] 邓维鑫, 乐嘉陵, 杨顺华, 等. 空气/煤油火炬点火器设计及试验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7):1554-1560.
- [18] 王栋, 郭红杰, 梁国柱, 等. N₂O/C₃H₈ 火炬式点火器试验研究[J]. 推进技术, 2010, 31(6):777-782.
- [19] 刘盛田, 柳琪, 高磊, 等. N₂O/H₂ 富燃火炬式点火器研究[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(2):94-97.
- [20] 俞南嘉, 张国舟, 刘红军, 等. 氦气谐振点火器和气氧/煤油火炬点火器研究[J]. 推进技术, 2003, 24(6):553-556.