

# 基于热固振耦合的某附件壳体蠕变-热疲劳寿命预测方法

陈志军, 陈津虎, 胡恩来, 杨学印

(北京强度环境研究所, 北京, 100076)

**摘要** 提出一种基于热固振耦合的某附件壳体蠕变-热疲劳寿命预测方法,主要是基于 ANSYS-Fluent 模块进行流固热耦合,仿真结果得到的附件壳体温度场分布并通过实测数据进行结果验证,再通过温度场数据传递途径结合 ANSYS-Workbench 模块进行附件壳体热固振耦合仿真得到壳体应力应变场,然后基于线性累计损伤理论耦合附件壳体蠕变持久寿命和热疲劳寿命,最终得到其蠕变-热疲劳寿命预测结果。针对附件壳体,一方面对比分析了单纯热疲劳寿命(41 063 个循环寿命)与蠕变-热疲劳(39 054 个循环寿命),通过结果得知航空发动机附件系统高热环境下蠕变作用对附件壳体热疲劳寿命是存在显著影响的;另一方面对比分析了基于稳态温度场的蠕变-热疲劳(23 334 个循环寿命)与基于瞬态温度场(考虑温变速率)的蠕变-热疲劳(24 545 个循环寿命),结果表明温变速率在一定程度上影响航空发动机附件系统结构的蠕变-热疲劳寿命。

**关键词** 热固振耦合;蠕变-热疲劳寿命;温度场;应力应变场

**DOI** 10.3969/j.issn.1009-3516.2019.01.007

**中图分类号** V233.1 **文献标志码** A **文章编号** 1009-3516(2019)01-0038-08

## A Creep Thermal Fatigue Life Prediction Method for an Accessory Shell Based on the Coupling of Thermosetting Vibration

CHEN Zhijun, CHEN Jinhu, HU Enlai, YANG Xueyin

(Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)

**Abstract:** A creep thermal fatigue life prediction method for an accessory shell based on the coupling of thermosetting vibration is proposed in this paper. The distribution of the temperature field of the accessory shell obtained by the ANSYS-Fluent module is based on the simulation results of the fluid solid heat coupling, and the results are verified by the measured data. The stress and strain field of the shell is obtained by using the temperature field data transfer approach and the ANSYS-Workbench module to simulate the thermal solid vibration coupling of the accessory shell, and coupled with the linear cumulative damage theory, the creep rupture life and thermal fatigue life of the accessory shell are coupled, obtaining the creep thermal fatigue life prediction results. On the one hand, the differences between pure thermal fatigue life (41 063 cycle life) and creep thermal fatigue life (39 054 cycle life) are compared and analyzed. The results show that the high thermal creep in the aero engine accessory system has a significant effect on the thermal

**收稿日期:** 2018-01-30

**作者简介:** 陈志军(1990—),男,安徽安庆人,工程师,主要从事高可靠长寿命产品寿命建模与评估等研究。E-mail:czj19900807@163.com

**引用格式:** 陈志军, 陈津虎, 胡恩来, 等. 基于热固振耦合的某附件壳体蠕变-热疲劳寿命预测方法[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2019, 20(1): 38-45. CHEN Zhijun, CHEN Jinhu, HU Enlai, et al. A Creep Thermal Fatigue Life Prediction Method for an Accessory Shell Based on the Coupling of Thermosetting Vibration[J]. Journal of Air Force Engineering University (Natural Science Edition), 2019, 20(1): 38-45.

fatigue life of the accessory shell. On the other hand, the creep thermal fatigue (23 334 cycle life) based on steady-state temperature field and the creep thermal fatigue (24 545 cycle life) based on transient temperature field (considering temperature and variable rate) are compared and analyzed. The results show that the temperature change rate affects the creep thermal fatigue life in the aero engine accessory system to a certain extent.

**Key words:** coupling of thermostetting vibration; creep thermal fatigue life; temperature field; stress and strain field

随着航空航天、航海、机械和化工等行业的发展,耐高温系统的应用越来越多<sup>[1-3]</sup>。这些系统在稳态运行中受到高温和其他外载荷的作用造成蠕变损伤,在起动-停车或者工况突变时受到温循作用造成热疲劳或者热机械疲劳损伤,因此系统存在潜在极大危险,一旦发生事故必定是灾难性的,因此蠕变-热疲劳耦合作用下系统的安全性、可靠性等问题伴随着航空航天、航海、机械和化工等事业的发展趋势日益突出,高温部件的可靠性评估和寿命预测成为现在研究的重要方向。

国内外的研究一般对其进行结构设计及齿轮强度分析;根据各传动附件的设计输入进行结构设计;对其中的齿轮接触疲劳强度和弯曲疲劳强度进行计算分析,总结壳体和齿轮轴对机匣内部齿轮疲劳强度的影响。但针对附件组件在高温条件下发生的蠕变损伤以及在高温循环条件下的热疲劳基本不予考虑,因此针对附件组件进行蠕变损伤分析和热疲劳分析必不可少。

20 世纪 50 年代前,对于高温构件进行耐久性评估时,学者们仅仅关注高周疲劳载荷及其导致的疲劳问题,对疲劳寿命意识欠缺,且通过计算蠕变损伤来表示寿命指标<sup>[4]</sup>。1954 年, Manson<sup>[5]</sup> 和 Coffin<sup>[6]</sup> 提出了著名的 Coffin-Manson 公式,该公式主要表述的是循环塑性应变范围与循环寿命之间的指数定律。1962 年, Taira<sup>[7]</sup> 第 1 次将蠕变和疲劳结合起来预测高温构件的寿命。到 1970 年代时,蠕变-疲劳寿命模型的研究开始逐渐得到发展。到 1980 年代, NASA 促进了高温构件本构模型、分析方法以及蠕变-疲劳寿命模型的更进一层的发展。最近几十年,不少新的蠕变-疲劳寿命模型相继诞生<sup>[8-14]</sup>。在国外, Lucjan Witek<sup>[15]</sup> 利用了非线性有限元法,以涡轮盘和叶片为例,研究了它们工作时的应力应变场,经分析确定它们的薄弱环节。美国 Teledyne CAE 研究机构,从有限元建模及材料属性两方面出发,进行了应力应变场计算,对其相互之间的差异性进行了分析比较,并在此基础之上报导了发动机相关的寿命研究工作<sup>[16]</sup>。布雷德利大学

博士 P. S. Chen<sup>[17]</sup> 基于损伤容限设计方法,利用局部应变能密度法评估了某型叶片寿命。在国内,东北大学谢里阳等<sup>[18]</sup> 在某航空发动机低压涡轮叶片高温工作低周疲劳寿命预测中,通过建立有限元模型,基于有限元仿真软件施加其承受的离心外载荷和气动内载荷,对该型叶片进行了弹塑性仿真分析,并通过寿命建模预测了该型叶片的高温低循环疲劳寿命。北京航空航天大学王延荣等<sup>[19]</sup> 通过施加热和负载力,实验设计引入了高温蠕变的影响,开展了某航空发动机涡轮叶片高温低周疲劳-蠕变寿命试验,并通过寿命分布分析确定了该型涡轮叶片高温低周疲劳-蠕变寿命。南京航空航天大学宋迎东等<sup>[20]</sup> 通过施加热和离心负载,开展了某航空发动机涡轮叶片有限元分析,并通过应力分析结果和材料疲劳特性计算了实际工作过程中的损伤,确定了该型涡轮叶片高温低周疲劳寿命。电子科技大学蔡伟等<sup>[21]</sup> 以某型航空发动机涡轮叶片为研究对象,对涡轮叶片进行热弹塑性有限元建模,并施加热、气动内负载和离心外负载(机械负载),考虑 3 种载荷的综合影响,利用仿真方法获取应力应变场,并通过寿命建模进行该型涡轮叶片疲劳寿命和蠕变持久寿命预测,进而确定其疲劳-蠕变寿命。西北工业大学陆山等<sup>[22]</sup> 通过三维有限元建模,利用仿真软件获得某型航空发动机涡轮盘的应力应变场,确定其薄弱环节,并对其进行了考虑蠕变持久寿命影响的可靠性分析。

## 1 热固振耦合应力仿真分析

本文针对某型航空发动机附件壳体提出的热固振耦合应力仿真分析方法,主要基于 ANSYS-Fluent 模块进行流固热耦合仿真,得到附件壳体温度场分布,再通过温度场数据传递途径结合 ANSYS-Workbench 模块进行附件壳体热固振耦合仿真得到壳体应力应变场,为附件壳体寿命分析奠定基础,其思路流程见图 1。

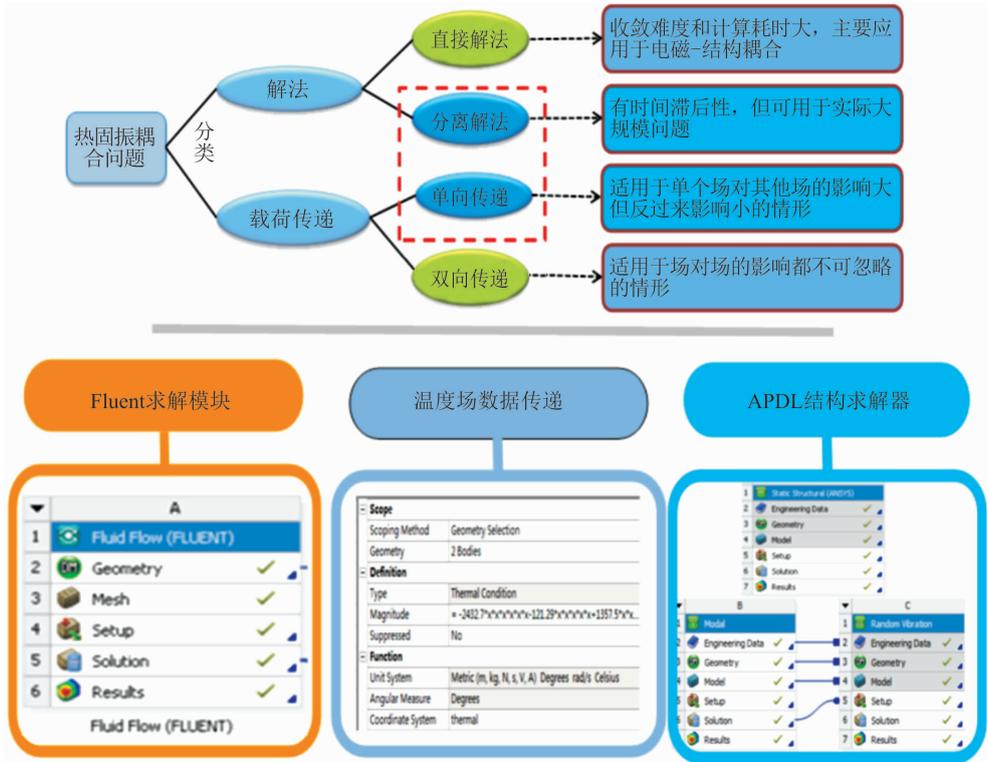


图 1 热固振耦合应力仿真分析流程

## 2 有限元仿真模型

### 2.1 壳体仿真模型

鉴于附件系统结构庞大且复杂,为提升网格质量在 ANSYS 中对附件系统模型进行了一些简化,见图 2。

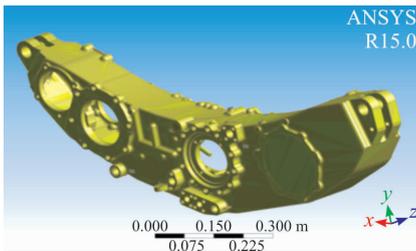


图 2 模型简化结果

### 2.2 有限元网格划分

为了获得更精确的网格质量,提高结果精确度,同时保证收敛和合理的计算时间,通过控制网格的尺寸,得到不同的壳体网格,采用高阶的四面体网格,可以得到理想的结果,在网格设置中改变全局网格尺寸,分别设置为 4 mm, 8 mm, 16 mm 和 32 mm。其中,将全局网格尺寸控制在 4 mm 和 32 mm 时划分网格失败。当全局网格尺寸控制在 8 mm 时,划分的网格见图 3。

考虑到网格适用性,针对网格划分结果进行对比分析,见表 1。

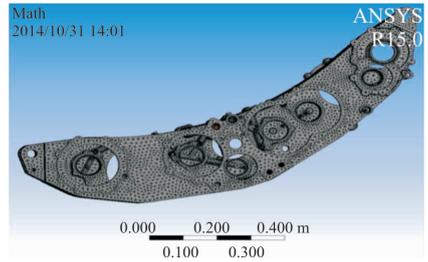


图 3 全局网格尺寸控制在 8 mm 的网格划分结果

表 1 网格划分相关结果

网格尺寸/mm	8	16	8+32	8+16
单元数	367 845	658 821	869 354	757 910
节点数	212 009	446 197	580 741	498 941
Skewness 最大值	1	0.99	1	1
Skewness 平均值	0.393 8	0.423 6	0.402 1	0.390 6
Skewness=0.95 单元数	4 790	25 300	33 400	12 900
Skewness=0.95 占比	1.30%	3.84%	3.84%	1.70%

根据表格可知,不同网格尺寸得到的单元翘曲度最大值和平均值基本接近,节点数和单元数尺寸为 8 mm 的最少。这里网格尺寸 8 mm 所得的单元和节点数比 16 mm 少的原因是 8 mm 时将平滑 (transition) 设置为 fast, 而 16 mm 设置为 slow, 因为 8 mm 网格尺寸若 transition=fast 尺寸数太大,在模态计算时显示计算量太大而不能进行。同时,

网格尺寸为 8 mm 时单元翘曲度为 0.95 的网格所占网格总数比例最小。所以,从网格相关参数结果可以判断,8 mm 的网格尺寸设置较理想。

### 3 蠕变-热疲劳耦合寿命模型

#### 3.1 基于稳态温度场的蠕变-热疲劳寿命模型

在无试验数据时,Manson-Coffin 公式里的疲劳参数无法确定,1964 年,S. S. Manson 经过更深入广泛的研究发现,可用材料的静拉伸性能:抗拉强度  $\sigma_b$ 、弹性模量  $E$ 、真实断裂延性  $\epsilon_f$  近似估计材料的疲劳性能数据,得到通用斜率方程<sup>[23]</sup>:

$$\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p = \frac{3.4\sigma_b}{E}N_f^{-0.12} + \epsilon_f^{0.6}N_f^{-0.6} \quad (1)$$

式中的指数 -0.12 和 0.6 对所有材料均适用。

上述介绍的 Manson 通用斜率法是从常温试验数据得到的,高温条件下疲劳寿命还与时间有关,此时理论预计值高于试验值,所以通过对通用斜率法求得的寿命  $N_f$  进行修正,得到  $N'_f$ :

$$N'_f = \frac{N_f}{1 + KN_f^{\frac{m+0.12}{m}}/Af} \quad (2)$$

式中:一般取  $K=0.3$ ;  $A$  和  $m$  为材料蠕变断裂的特性参数,可以通过蠕变断裂应力  $\sigma_r$  与蠕变断裂时间  $t_r$  确定,如下式:

$$\sigma_r = 1.75\sigma_b(t_r/A)^m \quad (3)$$

等式两边取对数可得:

$$\lg\sigma_r = \lg 1.75\sigma_b + m\lg t_r - m\lg A \quad (4)$$

式(2)中的  $N'_f$  是到达失效时的循环数,根据  $t = N'_f/f$  可计算断裂时间,则峰值应力在循环中的有效时间  $t' = Kt = KN'_f/f$ 。因此,在循环中,蠕变损伤可以记为  $D_c = t'/t_r$ ,而  $t_r$  与等效于疲劳应力幅  $\sigma_a$  的静态使用应力  $\sigma_r$  有关,由 Manson 通用斜率方程可知:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\epsilon_e}{2}E = \frac{3.5\sigma_b}{2}N_f^{-0.12} = 1.75\sigma_bN_f^{-0.12} \quad (5)$$

则根据等效原则,可知:

$$t_r = AN_f^{\frac{0.12}{m}} \quad (6)$$

则可推算出蠕变损伤为:

$$D_c = t'/t_r = KN'_fN_f^{\frac{0.12}{m}}/Af \quad (7)$$

又  $D_f = N'_f/N_f$ ,则根据线性累计法则有:

$$D_f + D_c = \frac{N'_f}{N_f} + \frac{t'}{t_r} = \frac{N'_f}{N_f} + \frac{KN'_f}{Af}N_f^{\frac{0.12}{m}} \quad (8)$$

#### 3.2 基于瞬态温度场的蠕变-热疲劳寿命模型

在式(2)中, $A$  和  $m$  为材料蠕变断裂的特性参数,根据实际经验设  $A$  和  $m$  与温度  $T$  呈线性关系,则将式(3)变换为下列形式:

$$\sigma_r = 1.75\sigma_b(t_r/(c+dT))^{(a+bT)} \quad (9)$$

等式两边取对数可得:

$$\lg\sigma_r = \lg 1.75\sigma_b + (a+bT)\lg t_r - (a+bT)\lg(c+dT) \quad (10)$$

在循环中,蠕变损伤可以记为  $D_c = t'/t_r$ ,而  $t_r$  与等效于疲劳应力幅  $\sigma_a$  的静态使用应力  $\sigma_r$  有关,由 Manson 通用斜率方程可知:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\epsilon_e}{2}E = \frac{3.5\sigma_b}{2}N_f^{-0.12} = 1.75\sigma_bN_f^{-0.12} \quad (11)$$

则根据等效原则,可知:

$$t_r = (c+dT)N_f^{\frac{0.12}{(a+bT)}} \quad (12)$$

则可推算出蠕变损伤为:

$$D_c = t'/t_r = KN'_fN_f^{\frac{0.12}{(a+bT)}}/(c+dT)f \quad (13)$$

又  $D_f = N'_f/N_f$ ,则根据线性累计法则有:

$$D_f + D_c = N'_f/N_f + t'/t_r = N'_f/N_f + KN'_fN_f^{\frac{0.12}{(a+bT)}}/Af = N'_f/N_f + KN'_fN_f^{\frac{0.12}{(a+bT)}}/(c+dT)f \quad (14)$$

## 4 附件壳体寿命预测

### 4.1 壳体应力分析

#### 4.1.1 负载力与支反力施加

该附件系统采用多级齿轮传动,工作时由中央传动主动锥齿轮从发动机高压转子轴上提取动力,通过中央传动从动锥齿轮,将动力传递到中央传动杆,再由中央传动杆传递给中心传动主动锥齿轮轴,经由中心传动从动锥齿轮带动附件系统内部的多组直齿圆柱齿轮,将动力分配到发动机承附件燃油泵、滑油泵、起动机等。因此,附件系统在工作过程中必然就会承受各承附件带来的负载力以及连接处轴承的支反力。如图 4 所示,在 ANSYS-Workbench 中添加 6 个小球质量体代表各附件给附件壳体的负载力,在连接处添加轴承支反力。

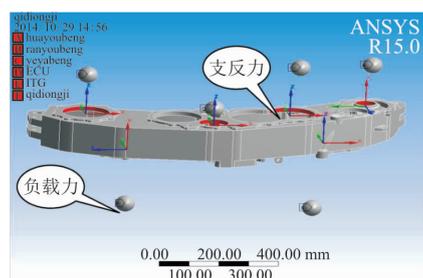


图 4 负载力和支反力

#### 4.1.2 温度场分布

考虑到通过计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)求解器进行温度场仿真时,对网格文件要求特别高,而通过 Mechanical APDL 求解器进行结构仿真时,对网格的要求一般,则 2 种仿真的情况下,对附件壳体模型的简化程度是不一样的,这就给温度场数据直接传递造成一定困难,因此本文通过在 ANSYS-Workbench 中添加控制函数

来间接定义附件系统温度场分布,如图5所示,通过多项升函数来控制附件壳体温度场分布。

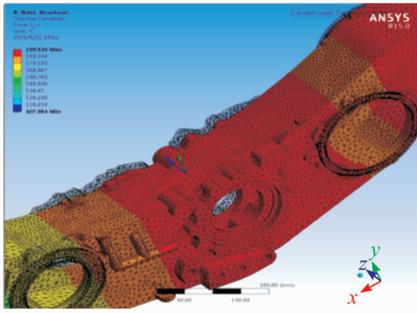
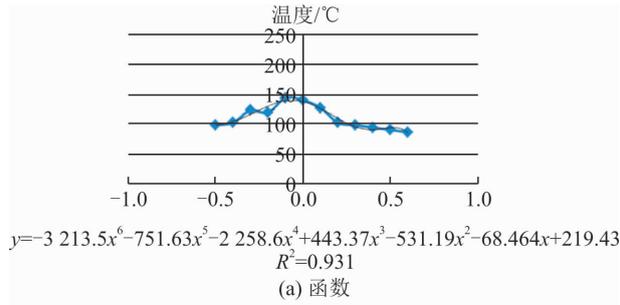


图5 温度场分布

### 4.1.3 壳体机械应力分析

附件壳体受到来自各承附件的重力作用,以及内部齿轮轴转动通过轴承将传递一个轴承支反力给壳体,在这二者的综合作用下,得到附件的机械应力结果图6。

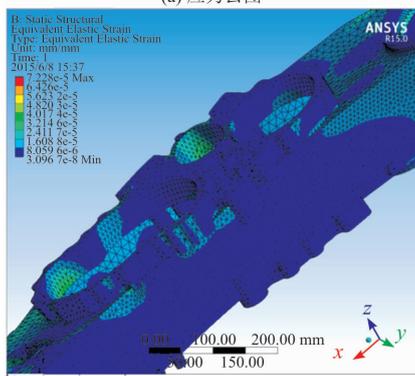
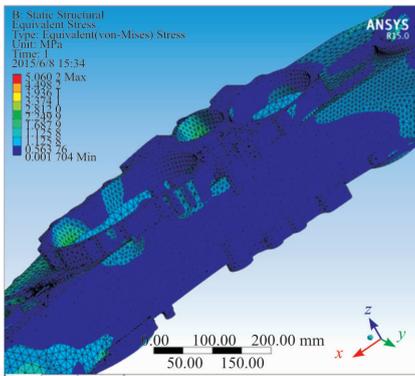


图6 附件壳体机械应力应变结果

从附件壳体机械应力云图可以看出机械应力最大值出现在两端施加约束的地方,故将此最大值剔

除。针对壳体其他部分应力最大值为 3.936 1 MPa。

### 4.1.4 壳体热-机械耦合应力分析

附件在工作过程中,由于内部齿轮产热,且采用喷油散热,通过轮齿甩油,将油液甩到壳体内壁,从而将内部热量传递给壳体,这样一来壳体不仅受到前述2种外载荷作用,还受到温度载荷作用,所以必须分析壳体在热和机械负荷共同作用下的应力和应变情况。通过计算得到图7结果。

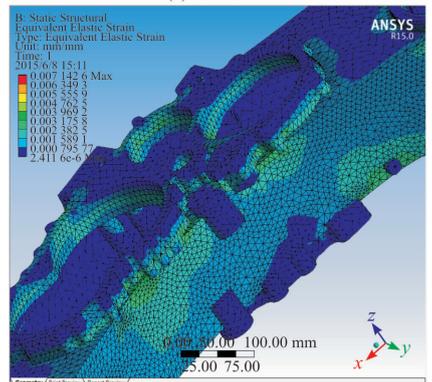
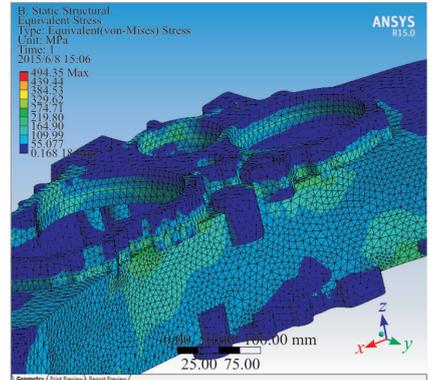


图7 附件壳体热-机械耦合应力应变结果

通过计算得到的附件壳体最大应力值为 274 MPa,对比机械应力云图和热-机械耦合应力云图可知,机械应力相对于热应力微乎其微,因此在附件的工作过程中引起附件疲劳失效的是热应力,即附件的主要失效形式是热疲劳而非热机械疲劳。

另外,通过仿真得到附件工作剖面中3种工况下的壳体上前4个高应力位置的应力矩形图见图8。

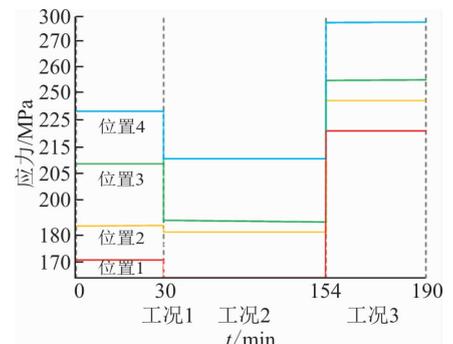


图8 壳体高应力位置应力矩形图

### 4.2 基于稳态温度场的蠕变-热疲劳寿命计算

根据有限元仿真得到壳体 3 种工况下弹性应变  $\epsilon_e$  和塑性应变  $\epsilon_p$  见图 9。

根据式(1)可以计算出  $N_f$ , 结果见表 2, 表中  $a = 3.5\sigma_b/E, b = \epsilon_f^{0.6}$ 。

根据式(2)和式(3)可计算得到:  $A = 0.0248, B = 0.1185$ , 由式(8)计算得到  $N'_f$ , 见表 3。表中  $c = K/AfN_f^{0.12}$ 。

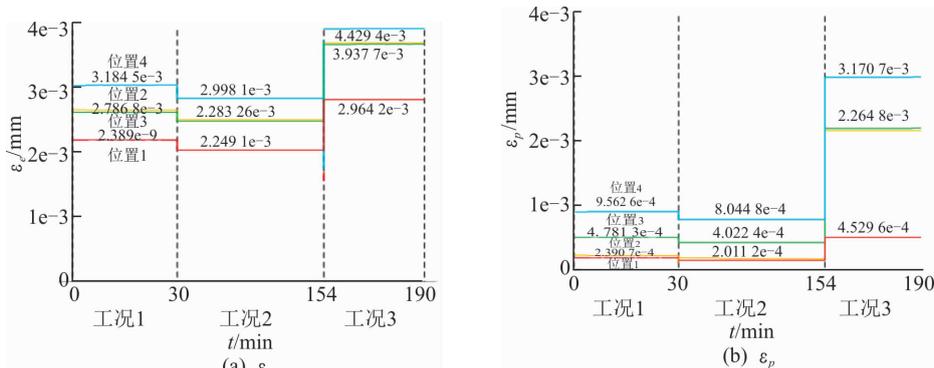


图 9 壳体 3 种工况下的弹性、塑性应变

表 2 式(1)计算结果

$\Delta\epsilon$	$\sigma_b$	$E$	$\delta_5$	$a$	$b$	$\ln a$	$\ln b$	$\ln \Delta\epsilon$	$N_f$
0.000 957	216	64	1.5	11.812 5	1.275 425	2.469 158	0.243 279	-6.951 77	240 387.90
0.003 378	216	64	1.5	11.812 5	1.275 425	2.469 158	0.243 279	-5.690 54	47 717.02
0.003 177	216	64	1.5	11.812 5	1.275 425	2.469 158	0.243 279	-5.751 92	51 624.24
0.003 798	216	64	1.5	11.812 5	1.275 425	2.469 158	0.243 279	-5.573 41	41 063.6

表 3 式(2)计算结果

$N_f$	$A$	$f$	$m$	$K$	$1/N_f$	$c$	$N'_f$
240 387.90	0.024 8	0.005 263	-0.118 5	0.3	4.159 94e-06	0.008 173 306	238 423.10
47 717.02	0.024 8	0.005 263	-0.118 5	0.3	2.095 69e-05	0.042 026 783	45 711.63
51 624.24	0.024 8	0.005 263	-0.118 5	0.3	1.937 07e-05	0.038 807 273	49 620.84
41 063.60	0.024 8	0.005 263	-0.118 5	0.3	2.435 25e-05	0.048 929 183	39 054.39

### 4.3 基于瞬态温度场的蠕变-热疲劳寿命计算

1) 根据瞬态温度场仿真结果, 确定附件壳体在任务剖面内的瞬态温度场变化曲线图 10。

通过图 10 可知, 附件壳体在任务剖面内温度场达到稳态分布的时间比较长, 则在单一工况下通过温度等效原则来计算蠕变损伤, 得出的结果偏保守。

根据式(9)和(10)可计算得到:  $a = 0.2815, b = -0.002, c = -0.0952, d = 0.0006$ 。则由式(14)可以计算得到  $N'_f$ , 基于瞬态温度场的计算结果见表 4 和表 5。表中  $c = KN_f^{0.12}/(c+dT)f$ 。

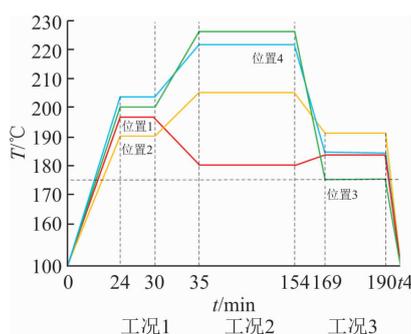


图 10 附件壳体瞬态温度场变化曲线

同理, 基于稳态温度场的计算结果见表 6 和表 7。

表 4 基于瞬态温度场相关参数计算结果

$A$			$m$			$f$		
工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3
0.021 8	0.012 8	0.015 8	-0.108 5	-0.078 5	-0.088 5	0.167	0.008 4	0.047 6
0.018 8	0.027 8	0.018 8	-0.098 5	-0.128 5	-0.098 5	0.167	0.008 4	0.047 6
0.024 8	0.041 0	0.009 8	-0.118 5	-0.172 5	-0.068 5	0.167	0.008 4	0.047 6
0.027 8	0.038 6	0.015 8	-0.128 5	-0.164 5	-0.088 5	0.167	0.008 4	0.047 6

表5 基于瞬态温度场  $N'_f$  计算结果

$N_f$	$K$	$1/N_f$	$c$			$N'_f$
			工况 1	工况 2	工况 3	
240 387.90	0.3	4.159 94E-06	0.000 092 195	0.000 017	0.000 020 169 9	240 356.90
47 717.02	0.3	2.095 69E-05	0.000 190 695	0.054 905	0.000 669 037 0	45 056.12
51 624.24	0.3	1.937 07E-05	0.001 223 047	0.458 724	0.000 003 566 1	27 879.65
41 063.60	0.3	2.435 25E-05	0.003 177 41	0.398 855	0.000 221 474 0	24 545.61

表6 基于稳态温度场相关参数计算结果

$A$			$m$			$f$		
工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3	工况 1	工况 2	工况 3
0.021 8	0.012 8	0.015 8	-0.108 5	-0.078 5	-0.088 5	0.033 333 3	0.008 064 5	0.027 777 8
0.018 8	0.027 8	0.018 8	-0.098 5	-0.128 5	-0.098 5	0.033 333 3	0.008 064 5	0.027 777 8
0.024 8	0.041 0	0.009 8	-0.118 5	-0.172 5	-0.068 5	0.033 333 3	0.008 064 5	0.027 777 8
0.027 8	0.038 6	0.015 8	-0.128 5	-0.164 5	-0.088 5	0.033 333 3	0.008 064 5	0.027 777 8

表7 基于稳态温度场  $N'_f$  计算结果

$N_f$	$K$	$1/N_f$	$c$			$N'_f$
			工况 1	工况 2	工况 3	
240 387.90	0.3	4.159 94E-06	0.000 461 898	0.000 017 3	0.000 034 563 20	240 264.40
47 717.02	0.3	2.095 69E-05	0.000 955 384	0.057 189 0	0.001 146 461 00	44 887.86
51 624.24	0.3	1.937 07E-05	0.006 127 464	0.477 807 0	0.000 006 110 88	26 641.19
41 063.60	0.3	2.435 25E-05	0.015 918 825	0.415 447 0	0.000 379 517 00	23 334.57

#### 4.4 耦合寿命计算结果分析

1) 根据 4.2 节寿命计算结果可知,仅考虑热疲劳计算得到的壳体薄弱环节寿命约为 41 063 个循环,而考虑蠕变-热疲劳耦合计算得到的壳体薄弱环节寿命约为 39 054 个循环,对比可知蠕变作用对附件壳体热疲劳寿命存在显著影响。

2) 根据 4.3 节寿命计算结果可知,基于稳态温度场的壳体薄弱环节蠕变-热疲劳耦合寿命约为 23 334 个循环,而基于瞬态温度场的壳体薄弱环节蠕变-热疲劳耦合寿命约为 24 545 个循环,对比分析可得:基于稳态温度场计算得到的结果偏保守。

## 5 结论

1) 提出了基于附件壳体稳态温度场和壳体热-机械应力应变场仿真分析结果,结合 Manson 通用斜率法计算得到附件壳体的热疲劳寿命以及利用线性累计损伤法则计算得到蠕变-热疲劳耦合寿命;

2) 提出了基于附件壳体瞬态温度场和热-机械耦合应力应变场仿真结果,结合修正后的 Manson 通用斜率法计算得到基于瞬态温度场的附件壳体蠕变-热疲劳耦合寿命。

3) 通过对比分析可以看出,蠕变作用的效果对壳体热疲劳寿命影响显著;基于稳态温度场和瞬态温度场分别计算得到的附件壳体蠕变-热疲劳耦合

寿命对比分析可知,基于稳态温度场计算得到的结果偏于保守。

#### 参考文献(References):

- [1] 王堃,王国强. 双组元推力室热防护涂层工艺技术研究[J]. 火箭推进,2018,44(2):76-81.  
WANG K, WANG G Q. Research on Thermal Protection Coating Technique of Bipropellant Thrust Chamber[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(2): 76-81. (in Chinese)
- [2] 朱卫东. 高温高压条件下岩心钻探中泥浆流变性能分析[J]. 西安工程大学学报,2016,30(5):705-710.  
ZHU W D. Analysis of Rheological Properties of Slurry in Core Drilling under High Temperature and Pressure[J]. Journal of Xi'an Polytechnic University, 2016, 30(5): 705-710. (in Chinese)
- [3] 杨振,张武森,王斌科,等. Ga3+取代 Sc3+对 BSPT64 高温压电陶瓷的性能影响[J]. 空军工程大学学报(自然科学版),2009,10(6):83-86.  
YANG Z, ZHANG W S, WANG B K, et al. The Effect of Ga3+ Replacing Sc3+ on Properties of BSPT64 High Temperature Piezoelectric Ceramics[J]. Journal of Air Force Engineering University (Natural Science Edition), 2009, 10(6): 83-86. (in Chinese)
- [4] HALFORD G. Evolution of Creep-Fatigue Life Prediction Models, Creep-Fatigue Interaction at High Temperature[J]. ASMEAD, 1991, 21:43-57.

- [5] MANSON S S. Behavior of Materials under Conditions of Thermal Stress[J]. Nasa Tnd, 1954, 7(s3-4): 661-665
- [6] COFFIN L F. A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal[J]. ASME, 1954, 76: 931-950.
- [7] TAIRA S. Lifetime of Structures Subjected to Varying Load and Temperature[M]//Taira S. eds. Creep in Structures. Berlin, Heidelberg; Springer Berlin Heidelberg, 1962: 96-124.
- [8] 王永廉. 高温低周疲劳寿命预测模型[J]. 南京航空航天大学学报, 1994, 26(3): 311-318.  
WANG Y L. High Temperature and Low Cycle Fatigue Life Prediction Model[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1994, 26(3): 311-318. (in Chinese)
- [9] TARUN G T. Low Cycle Fatigue Life Prediction—A New Model [J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(2): 109-115.
- [10] WANG Y L, A Generalized Frequency Modified Damage Function Model for High Temperature Low Cycle Fatigue Life Prediction [J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(4): 345-350.
- [11] VENKATSSH V, RACK H J. A Neural Network Approach To Elevated Temperature Creep-Fatigue Life Prediction[J]. International Journal of Fatigue, 1999, 21(3): 225-234.
- [12] TARUN G T. Development of Generic Creep-Fatigue Life Prediction Models [J]. Materials and Design, 2004, 25(4): 277-288.
- [13] WITEK L. Failure Analysis of Turbine Disc of an Aero Engine[J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(1): 9-17.
- [14] 尹君, 成小乐, 胥光申, 等. 扁挤压筒优化设计及疲劳蠕变分析[J]. 西安工程大学学报, 2017, 31(3): 411-417.  
YIN J, CHENG X L, XU G S, et al. Optimum Structural Design and Fatigue Analysis of Flat Container [J]. Journal of Xi'an Polytechnic University, 2017, 31(3): 411-417. (in Chinese)
- [15] 张亮, 吴海波, 张德禹, 等. 液体火箭发动机推力室喉部结构热疲劳寿命预估研究[J]. 火箭推进, 2014, 40(5): 24-28.  
ZHANG L, WU H B, ZHANG D Y, et al. Study on Predicting Thermal Fatigue Life for Throat Structure of LRE Thrust Chamber[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(5): 24-28. (in Chinese)
- [16] LEWIS B L, BEELWITH L R. A Unified Approach to Turbine Blade Life Prediction[J]. SAE Technical Paper Series, 1982, 91(4): 4496-4512.
- [17] CHEN P S. Fatigue Life Estimation in Bladed Disks Based on Local Random Yielding[C]//Presented at the Jt. ASME/IEEE Power Generation Conference, 1986, 639-643.
- [18] 陈立杰, 谢里阳. 某低压涡轮工作叶片高温低循环疲劳寿命预测[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2005, 26(7): 673-676.  
CHEN L J, XIE L Y. Prediction of High-Temperature Low-Cycle Fatigue Life of Aeroengine's Turbine Blades at Low-Pressure Stage [J]. Journal of North-eastern University (Natural Science), 2005, 26(7): 673-676. (in Chinese)
- [19] 王延荣, 宋兆泓, 侯贵仓. 涡轮叶片高温低循环疲劳/蠕变寿命试验评定[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 407-411.  
WANG Y R, SONG Z H, HOU G C. Experimental Evaluation of High Temperature Low Cycle Fatigue/Creep Life of Turbine Blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 407-411. (in Chinese)
- [20] 宋迎东, 高德平. 定向凝固合金涡轮叶片的低周疲劳寿命研究[J]. 机械工程材料, 2002, 26(7): 1-3.  
SONG Y D, GAO D P. The Low Cycle Fatigue Life of Directionally Solidified Superalloy Turbine Blade [J]. Materials for Mechanical Engineering, 2002, 26(7): 1-3. (in Chinese)
- [21] 蔡伟. 某涡扇发动机涡轮叶片寿命计算分析[D]. 成都: 电子科技大学, 2014.  
CAI W. Calculation and Analysis of Turbine Blade Life of a Turbofan Engine [D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology, 2014. (in Chinese)
- [22] 陆山, 赵迎春, 范婕. 考虑应力松弛的涡扇发动机高压涡轮持久寿命可靠性[J]. 推进技术, 2011, 32(4): 491-496.  
LU S, ZHAO Y. C, FAN J. Rupture Life Reliability of HP-Turbine for a Turbo-Fan Engine with Influence of the Stress Relaxation [J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(4): 491-496. (in Chinese)
- [23] 朱训智. 316 不锈钢材料的统计热疲劳蠕变模型[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2010.  
ZHU X Z. Statistical Thermal Fatigue Creep Model of 316 Stainless Steel [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2010. (in Chinese)

(编辑: 姚树峰)