

轮盘变幅循环疲劳寿命预测法

燃气涡轮研究所 王旅生 茹梅秀 曹风兰 龚梦贤

【摘要】 本文介绍了基于局部应力应变法的轮盘变幅低循环疲劳寿命预测系统。通过试验和理论研究改进了局部应力应变寿命估算法，使之具有高的工作效率和较好的寿命预估精度。所提出的应用光滑棒预测轮盘变幅低循环疲劳寿命的方法具有较好的精度，方法简便。本文建议应用变幅循环的结果确定轮盘的可靠性寿命比 EGD-3^[1] 的方法更科学、更可靠。

一、前 言

虽然 EGD-3 应力标准^[1]中已经有了一套比较完整的基于应力疲劳理论的轮盘变幅低循环疲劳寿命（以下简称寿命）预测系统，包括寿命估算法（名义应力法）及试验评估方法（定寿方法），但随着高推比发动机的出现，已允许轮盘的某些部位进入塑性区工作，这样继续应用上述标准中的方法来设计轮盘寿命和批准飞行循环寿命，往往远离实测结果，有时甚至偏于不安全^[3]。我们应用七十年代发展起来的局部应力应变法，通过一系列材料到轮盘部件的试验研究，改进了文献 [2、3] 中的方法和程序，为轮盘寿命设计提供了一套较好的工程估算方法。为了节省轮盘试验经费和缩短试验周期，根据局部应力应变法基本思想：等应变历程—等损伤—等寿命，并结合我们以往的试验研究成果^[4]，提出了应用光滑圆棒的疲劳试验（伴随试验）结果来预测轮盘变幅低循环疲劳中值寿命和可靠性寿命的试验评估法。该方法简便具有较好的精度。

为了确保飞行安全，必须在地面事先应用全尺寸轮盘疲劳试验的结果来批准其飞行循环

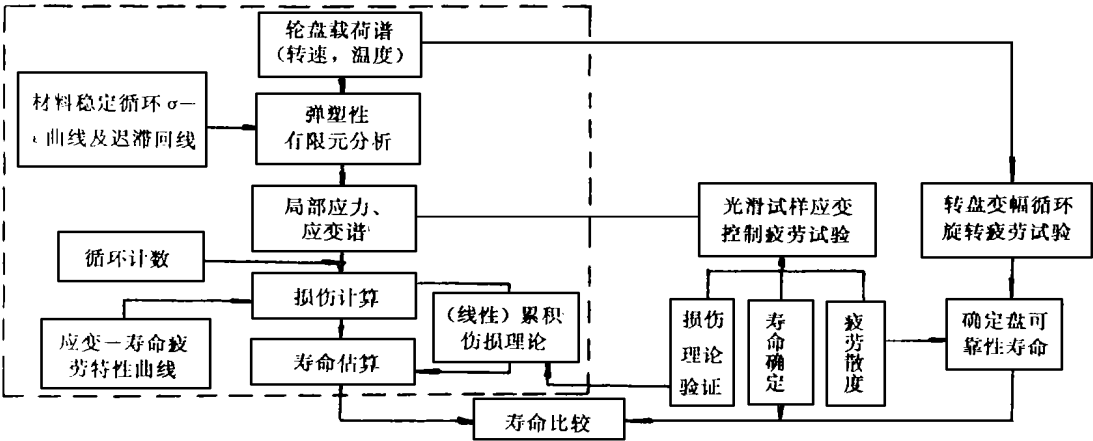


图 1 轮盘变幅低循环疲劳寿命预测系统

寿命(可靠性寿命)。在EGD-3中采用盘等幅疲劳的结果及相应的疲劳散度系数通过飞行换算率来批准其飞行循环寿命。由于飞行换算率计算及疲劳散度系数选取都存在一定误差,其结果往往偏离实际情况。为了克服上述缺点,本文建议了一种新的定寿方法,即直接应用盘变幅循环的结果和对应于此应力应变水平下由伴随试验得到的疲劳散度系数来批准其飞行循环寿命。这样做要比EGD-3的方法更科学、更可靠。图1概括了我们建议的上述新的轮盘预测系统。

二、试件结构及材料性能

1. 试验件结构 应用GH901盘坯设计和制造了两种试件:光滑圆棒(图2)和模型盘(图3)。为使光滑圆棒能较精确地模拟模型盘考核部位偏心孔的疲劳性能,对光滑圆棒在盘坯上取样部位和方向,以及加工工艺和表面光洁度都作了严格要求,尽量与偏心孔危险点A和B(孔的1/2厚度处)保持一致。在图3的模型盘幅板上开了12个Φ8的偏心孔,由于幅板近似于等强度设计,这样可以减小孔的位置制造公差带来的对其应变分布的影响。由于12个偏心孔的应力应变状态相同,彼此独立,这样经疲劳试验后由一个盘可得多个偏心孔的寿命数据,以便统计分析。在盘缘设计了

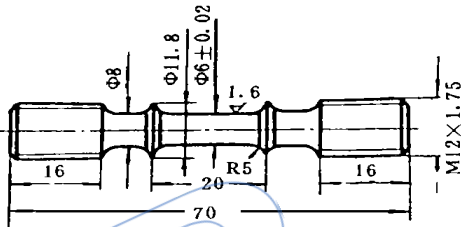


图2 光滑圆棒

36个开槽的扇形块,以模拟叶片离心力。在每一个扇形块上都制造了M8的螺栓孔,作本机动平衡用。扇形块与盘体连接处的槽底孔设计,要保证此处的应力水平低于偏心孔处一个数量级。根据弹塑性有限元分析,在此处开了Φ12的孔。

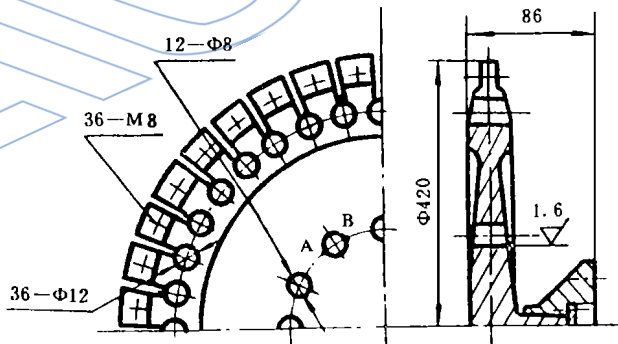


图3 模型盘

2. 材料性能

(1) GH901室温循环应力—应变曲线由^[4]得:

$$\epsilon_r = (\sigma_r / 197310) + (\sigma_r / 1879)^{6.944}$$

(1)

式中: ϵ_r 是应变幅 mm/mm; σ_r 是应力幅 (MPa)。对迟滞回线,由循环应力—应变曲线放大一倍得到,因GH901近似满足Masing循环硬化假设,由(1)式可得:

$$\Delta \epsilon = (\Delta \sigma / 197310) + 2 \cdot (\Delta \sigma / 3750)^{6.944}$$

(2)

式中: $\Delta \epsilon$ 是应变范围; $\Delta \sigma$ 是应力范围。

(2) GH901室温疲劳特性曲线 实际构件(如盘等),一般多在非对称循环载荷下工作,其应力集中部位近似于非对称应变控制循环^[5]。此时既有平均应力存在又有平均应变存在,其中平均应力对寿命的影响必须考虑^[5]。常用的为Morrow修正^[3]和Smith局部能量法修正^[6],针对GH901材料其修正式分别为:

$$\Delta \epsilon / 2 = \{ (1742 - \sigma_m) / 197310 \} \cdot (2N_f)^{-0.09286} + 0.5516 \cdot (2N_f)^{-0.6465}$$

(3)

$$\sigma_{max} \cdot \Delta \epsilon = 30.76 \cdot (2N_f)^{-0.1857} + 1922 \cdot (2N_f)^{-0.7385} \quad (4)$$

式中 σ_m 是平均应力, σ_{max} 是循环一周的最大应力。

方程式 (3) 和 (4) 经使用发现有时仍有较大误差, 其主要原因是材料在非对称应变控制循环下工作, 由于平均应力的作用, 其稳定循环应力—应变曲线与对称情况不同; 另外, 在上述工况下, 平均应力还会产生松弛现象^[6]。根据我们的试验研究结果, 提出了如下两种较好的修正形式。对 (3) 式进行修正得

$$\Delta \epsilon / 2 = 0.0088 \cdot (1 - \sigma_m / \sigma_b)^{q(\sigma_m)} \cdot (2N_f)^{-0.09286} + 0.5516 \cdot (2N_f)^{0.6456} \quad (5)$$

式中 σ_b 为材料强度极限, $q(\sigma_m)$ 考虑平均应力影响的指数, 可表示成 $q = a + d \cdot \sigma_m$, 常数 a 和 d 通过几组非对称等幅疲劳应变控制试验数据拟合得到。显然, 当 $\sigma_m = 0$ 时 (5) 式就退化为 (3) 式。对 (4) 式修正得

$$K_c \cdot \sigma_{max} \cdot \Delta \epsilon = 30.76 \cdot (2N_f)^{-0.1857} + 1922 \cdot (2N_f)^{-0.7385} \quad (6)$$

式中修正系数 K_c 同样通过几组非对称等幅应变控制循环寿命数据拟合得到, 它实际上是曲线 $\Phi = K_c \cdot Q$ 的斜率, 其中 $\Phi = 30.76 (2N_f)^{-0.1857} + 1922 \cdot (2N_f)^{-0.7385}$, $Q = \sigma_{max} \cdot \Delta \epsilon$ 。

通过对发动机轮盘常用的材料 30CrMnSiA (循环软化) 和 GH 901 (循环硬化) 的实际使用, 证明 (5) 和 (6) 两种工程修正式效果良好, 精度相当, (6) 式比 (5) 式更为简单。

对 GH 901 材料由试验拟合得: $q = 1.9697 - 0.020520\sigma_m$; $K_c = 1.07$

三、轮盘变幅低循疲劳寿命估算法

文献 [2] 的作者改进了类似于图 1 虚线画出的框内传统的局部应力应变法^[2], 使之具有更高的计算效率。应用文献的方法和程序对轮盘一类部件进行过应力集中部位 (如偏心孔) 在给定载荷历程下变幅低循环疲劳寿命计算, 发现其精度尚不能满足要求。针对这一缺陷, 在试验研究的基础上我们提出了如下改进措施:

(1) 应用三维弹塑性有限元素法 (形变理论或增量理论) 代替文献 [2] 中的 Neuber 法来计算缺口处载荷—应变标定曲线。对图 3 所示的轮盘偏心孔, 计算结果与实验结果很吻合 (图 4)。

(2) 文献 [2] 应用表达式 $\epsilon = (\bar{n}/C_1) + (\bar{n}/C_2)^{1/d}$, 拟合图 4 所示的等效转速 $\bar{n}$ ($\bar{n} = n^2$) 与应变 ϵ 标定曲线, 有一定误差。根据我们的经验, 一般对曲线分三段来拟合, 效果较好, 即

$$\bar{n} = K_1 \epsilon, \quad \epsilon \leq \epsilon_c \text{ (或 } \bar{n} \leq \bar{n}_s \text{)} \quad \text{线性段 OA}$$

$$\bar{n} = K_2 \epsilon^{q_1}, \quad \epsilon_c \leq \epsilon \leq \epsilon_B \quad \text{曲线 AB 段}$$

$$\bar{n} = K_3 \epsilon^{q_2}, \quad \epsilon_B \leq \epsilon \leq \epsilon_C \quad \text{曲线 BC 段}$$

式中 K_1 、 K_2 、 K_3 、 q_1 和 q_2 为拟合常数, ϵ_c 为屈服应变, $\bar{n}_s$ 为等效屈服转速 (与 ϵ_c 对应), ϵ_C 为对应于最大等效转速 $\bar{n}_{max}$ 时的应变值, ϵ_B 为大于 ϵ_c 和小于等于 ϵ_C 的中间应变值。B 点的位置视具体情况来确定。

(3) 采用不等长应变单元来分割如图 4 所画的 $\bar{n}-\epsilon$ 曲线, 避免了文献 [2] 中采用统一尺寸的应变单元来分割标定曲线 $OABC$ 带来的误差。

(4) 采用经工程修正过的 (5) 或 (6) 式来代替 (3) 或 (4), 以提高损伤计算精度。

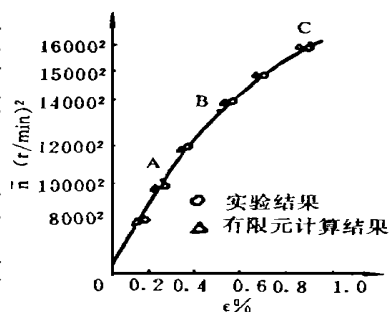


图 4 转速—应变实验曲线

通过上述一系列改进措施后,应用与文献 [2] 类似的解题步骤,对图 3 所示的模型盘在图 5 所示的两种不同比例 (1 10 及 1 30) 的主、子复合转速循环工况,由电算分别得其寿命为 3151 块和 1286 块;另外,应用 (5) 或 (6) 式分别算得主循环 (3000 ~ 16000 转/分) 和子循环 (9000 ~ 16000 转/分) 寿命为 11550 次和 43400 次。为了验证计算精度,对模型盘进行了 1 10 复合循环 (图 5) 旋转疲劳试验,得中值寿命为 2942 块 (表 1)。可见,所建议的寿命估算法有很好的精度,对 1 10 主、子复合循环来说,计算值与试验值很接近;另外由计算表明,由于子循环的存在,对轮盘寿命有较大影响。子循环的幅值大、个数多就会大大降低轮盘低循环疲劳寿命,所以对轮盘飞行循环寿命来说,只考虑起飞着陆主循环是不够的,还必须考虑飞行循环中的子循环的影响。由于上述寿命估算方法预测精度比较高,使用简便,所需材料数据比较少,可推荐作轮盘寿命设计估算方法。

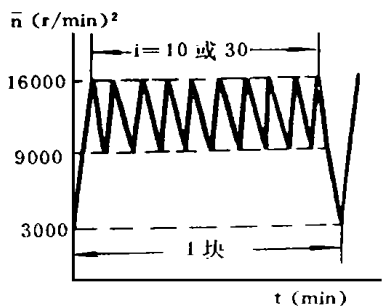


图 5 模型盘转速谱

四、应用光滑圆棒预测轮盘变幅低循环疲劳寿命 (伴随试验法)

在文献 [5] 中我们已应用光滑圆棒疲劳寿命统计数据较精确地预测了轮盘偏心孔的等幅低循环疲劳裂纹起始寿命,进一步证实了局部应力应变法的等应变历程—等损伤—等寿命假设是正确的。即应力集中部位的循环疲劳裂纹起始寿命 (以下简称寿命) 只与危险点上的应变历程有关而与应变梯度无关。将这原理进一步推广应用于轮盘变幅低循环疲劳寿命预测,我们进行了对应于图 5 所示模型盘的二种工况 1 10 及 1 30 的主、子复合循环疲劳试验,其应变历程如图 6 所示。另外为了验证 Miner 线性累积损伤疲劳试验,全部试验在 ESH -50 型电液伺服低周疲劳试验机上应用应变控制完成。疲劳试验结果列在表 1 上,表中还列出了各种试验工况的寿命散度系数 η , 它被定义为: $\eta = N_{50} / N_{99.9}$, N_{50} 是中值寿命,即存活率 $P = 50\%$; $N_{99.9}$ 是存活率 $P = 99.9\%$ 的寿命。由表 1 可见: (1) 对于 1 10 主子复合循环,光滑棒的试验结果既接近于盘的试验值也接近于理论估算值; (2) 不论 1 30 的主、子复合循环还是单独进行的主循环和子循环等幅疲劳试验,每种试验状态下圆棒的结果与理论估算值都很接近; (3) 主、子复合循环加大了疲劳分散度,它不但大于主循环的疲劳散度而且也大于子循环的疲劳散度。由此可知,光滑圆棒的试验结果与盘的试验值和理论估算值都很吻合。与盘试验相比,因其成本低,周期短,可以大量获取数据,因此是一种简易可行的试验评估法。

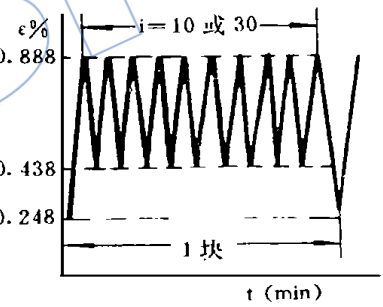


图 6 轮盘危险点应变历程

五、轮盘变幅低循环疲劳可靠性寿命确定方法

在型号盘投入使用前,必须事先在地面应用全尺寸轮盘的疲劳试验结果来确定其可靠性寿命。在安全寿命定寿法中,该寿命被定义为具有置信度 $\gamma = 95\%$, 存活率 $P = 99.9\%$, 出现 0.8 毫米长工程表面裂纹时的寿命。为提高定寿准确度,直接用轮盘变幅疲劳试验结果来批准

其飞行循环寿命（即可靠性寿命）。其具体做法是：首先，按给定的飞行循环，用前面理论估算算法确定考核部位的应变历程，然后应用一组光滑圆棒进行复合循环疲劳试验，得到疲劳散度系数 η ，最后，投入轮盘试验，得到其变幅循环寿命 N_{50} ，按式 $N_{99.9} = N_{50} / \eta$ 确定其可靠性寿命根据这一思想，我们首次在同行中完成了 一个 $GH\ 901$ 模型盘（图 3）1-10 的复合循环（图 5）疲劳试验。历时 667 小时，累计 3332 块循环，循环周期约 12 分钟，转速重复精度为 0.5%。按文献 [4] 的方法得到 7 个偏心孔到达 0.8 毫米长工程表面裂纹的起始寿命，分别为 2490，2605，2817，2918，3118，3320，3332 块，由此得 $N_{50} = 2942$ 块，由表 1 可知 $\eta = 4.07$ ，所以其可靠性寿命 $N_{99.9} = 723$ 块。此值与表 1 的 1-10 光滑棒复合循环的结果 708 十分接近，进一步说明了，在不可能进行全尺寸盘的试验的情况下，应用光滑棒的结果，可作近似评估。

表 1 试验结果和理论估算值一览表

序 号	试验 类型	试 验 状 态	光滑棒疲劳 试验结果	中值寿命（p= 50%）			可靠性寿命 $\gamma = 95\%$ ， $p = 99.9\%$		光滑棒 疲劳散度 η
				光滑棒 预测法	盘试验 结果	理论估 算法	光滑棒 预测法	盘试验 结果	
1	主 循 环	$\Delta\epsilon = 0.888 \sim 0.248\%$ 应变控制，三角波 0.67Hz	9365, 10448, 10871, 11424, 14699	11220		11550	6310		1.78
2	子 循 环	$\Delta\epsilon = 0.888 \sim 0.438\%$ 应变控制，三角波 2.5Hz	24320, 36571, 40135, 40860, 51832, 56846	41210		43400	15488		2.66
3	1-10 主、 子复 合循 环	$\Delta\epsilon_{\pm} = 0.888 \sim 0.248\%$ $\Delta\epsilon_{\mp} = 0.888 \sim 0.438\%$ 应变控制，三角波	1691, 1856, 1927, 2458, 2510, 2837, 2957, 3942, 4218, 4852	2884	2942	3151	708	723	4.07
4	1-30 主、 子复 合循 环	同 上	836, 1059, 1124, 1428, 1665, 1669, 1894	1318		1286	427		3.09

参 考 文 献

[1] “斯贝 MK202 发动机应力标准 (EGD-3)”，国际航空编辑部，1979 年 9 月。
[2] 伍义生，“局部应变疲劳分析方法及计算程序”，航空学报，Vol. 4，No. 2，1984 年。
[3] N. E. Dowling, etc., “Notch Member Fatigue Life Prediction by the Local Strain Approach, Fatigue under Complex Loading: Analyses and Experiments”, SAE, Vol. 6, pp55-84, 1977.
[4] 王旅生等，“轮盘偏心孔低循环疲劳寿命预测法”，航空动力学报，Vol. 1，No. 2，1984 年。
[5] Duggan, T. V., etc., “Fatigue as Design Criterion”, Mecmillar Press, 1977.
[6] Welcher, J. C., etc., “Titanium Fan Disk Structural Life Prediction/ Correlation Program”, SAE821437, 1982

method is proposed for yield surface correction. The other is how to deal with $\Delta\alpha$ and $\Delta\epsilon$ of plane stress problem because they are not equal to zero. The solution of this problem is also provided in the program. Several numerical examples are given to check the reliability of the MTEPCA program. The stress-strain hysteresis loops of the point A (danger point) on the analogue sample under cyclic loading are analysed for the structural integrity research.

VARIABLE AMPLITUDE LCF LIFE PREDICTION METHODS

Wang Lüsheng, Ru Meixiu, Cao Fenglan, Gong Mengxian

(Gas Turbine Establishment)

ABSTRACT This paper describes our variable amplitude LCF life prediction system based on the strain fatigue theory. The local stress-strain method modified by us is more accurate than the conventional local stress-strain method. This method is provided for disk life design. The presented system is also capable of accurate prediction of the variable amplitude LCF life according to the statistic data of smooth round bar specimen LCF lives to failure, so it is quite a convenient and simple experimental estimation method. Finally, the new method used in the presented system for determining the reliability life of rotating disks is better than the method in EGD-3 stress standard.

STRESS INTENSITY FACTORS AND THE PROPAGATION OF SURFACE CRACK IN TURBINE DISK

Zheng Guanghua and Xia Deyi

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT A displacement method is provided to determine the stress intensity factors of nodes on crack surface in cracked body. The K_I at the points along crack front of surface crack are obtained from the curve of K_I versus r by the extrapolation. The K_I of semi-circular and semi-elliptical surface crack in the finite-thickness plates subjected to tensile load are calculated by the three-dimensional finite-element method. The photoelastic experiments with stress frozen method are made to examine the accuracy of the calculated results by the present method. Based on the expression proposed by Elber and Newman for the crack growth rate, the crack growth pattern and the life prediction of semi-elliptical crack in a turbine disk of a jet engine are investigated. It is shown that the method presented in this paper is simple and convenient to analyse surface crack problems of engineering components.

A LARGE ANALYTICAL DEFORMATION METHOD FOR PREDICTION OF DISK BURST SPEED

Hong Qilin and Wang Ping

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT A new method has been elaborated to predict the burst speed of aeroengine disks. The disks should overspeed or even break due to malfunction of control system, shaft decoupling or afterburning failure. In order to avoid catastrophic failure of an engine, it is required to allow a margin of the disk burst speed. When the maximum rotor speed approaches to the disk burst speed, the plastic strain attains to large value in strain-