

应用局部应力应变法预测机匣疲劳寿命

南京航空学院 尚伟钧 廖学军 许 棠

【摘要】 本文在用有限元对带孔圆筒机匣进行了弹塑性分析的基础上,设计了带孔薄板等效模拟试件,试图作为取代圆筒机匣低循环疲劳寿命预测和试验的等效模拟构件,为此对带孔圆筒机匣与带孔薄板等效模拟试件同时进行了低循环疲劳寿命预测和试验,取得了满意的结果。通过对上述结果分析对比,找出了设计真实构件的等效模拟试件准则,为今后复杂构件的低循环疲劳寿命预测,设计等效模拟试件提供了依据。

一、带孔圆筒机匣的弹塑性有限元分析及低循环疲劳寿命试验

带孔圆筒机匣的几何尺寸,如图 1 所示,在其它尺寸相同的情况下,根据小孔直径 a 与圆筒壁厚 t 的不同,分为两种类型: I 型为 $a = 6.0\text{mm}$, $t = 1.135\text{mm}$; II 型为 $a = 11.0\text{mm}$, $t = 1.0\text{mm}$ 。其材料均为 $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$ [1]。该机匣在受有轴向的等幅对称疲劳载荷作用下,将其载荷分成 12 个增量,然后用 Semiloof 壳单元的有限元素法对其进行弹塑性分析 [2], 找出应力集中部位,即孔边的应变分布,见图 2、图 3,从图中可以看出,孔边的 B 点具有最大的主应变,是疲劳破坏的危险点,然而内壁与外壁的主应变值相比,内壁比外壁的值大,即内壁的 B 点更危险。

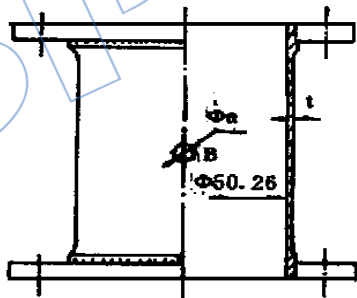


图 1 带孔圆筒机匣低循环疲劳试件

根据计算结果,可把载荷与局部应变的关系拟合成载荷—局部应变标定曲线 [3~6], 即

$$\Delta \epsilon_{q1} / 2 = \Delta s / 2 c_1 + [\Delta s / 2 c_2]^{1/d} \quad (1)$$

式中 $\Delta s / 2$ 为名义应力幅, c_1 、 c_2 、 d 为拟合常数, $\Delta \epsilon_{q1} / 2$ 为等效应变幅, 文中采用两种:

$$\epsilon_{q1} = \epsilon_1 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \epsilon_{q2} = & [(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 \\ & + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2]^{1/2} / [(1 + \mu) / 2] \end{aligned} \quad (3)$$

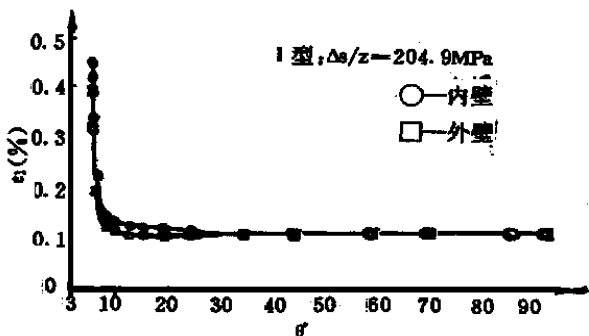


图 2 孔边主应变沿环向的分布 (I 型)

式中, μ 为泊桑比。

表 1 给出了各拟合常数与相关系数 γ 。

表 1 载荷—局部应变标定曲线
拟合系数

类 型		I	II
c_1	ϵ_{eq1}	5974.7	4949.3
	ϵ_{eq2}	6569.8	5436.0
c_2	ϵ_{eq1}	112.6	48.7
	ϵ_{eq2}	126.3	48.8
d	ϵ_{eq1}	0.240	0.139
	ϵ_{eq2}	0.242	0.133
γ	ϵ_{eq1}	0.966	0.926
	ϵ_{eq2}	0.944	0.912

根据机匣的不同类型，相应 (1) 式的载荷—局部应变标定曲线，可分别写为：

对应 I 型圆筒机匣有

$$\Delta \epsilon_{q1}/2 = \Delta s/11949.6 + (\Delta s/225.2)^{1/0.240} \quad (4)$$

$$\Delta \epsilon_{q2}/2 = \Delta s/13139.6 + (\Delta s/252.6)^{1/0.242} \quad (5)$$

对应 II 型圆筒机匣有

$$\Delta \epsilon_{q1}/2 = \Delta s/9898.6 + (\Delta s/97.4)^{1/0.139} \quad (6)$$

$$\Delta \epsilon_{q2}/2 = \Delta s/10872.0 + (\Delta s/97.6)^{1/0.133} \quad (7)$$

(4) ~ (7) 式的曲线如图 4 所示。

低循环疲劳寿命试验 带孔圆筒机匣试件(图 1) 的疲劳寿命试验也是在 MTS 电液伺服疲劳试验机上进行的。试验中的加载全部采用等幅拉—压对称载荷控制，载

荷控制的波形为正弦波，加载频率为 1Hz，加载范围为 $\pm 63.7\text{kN} \sim \pm 78.4\text{kN}$ ，从拉伸状态进入低循环疲劳进程，以产生约 1mm (不超过 1mm) 的宏观裂纹时的寿命作为裂纹起始寿命。

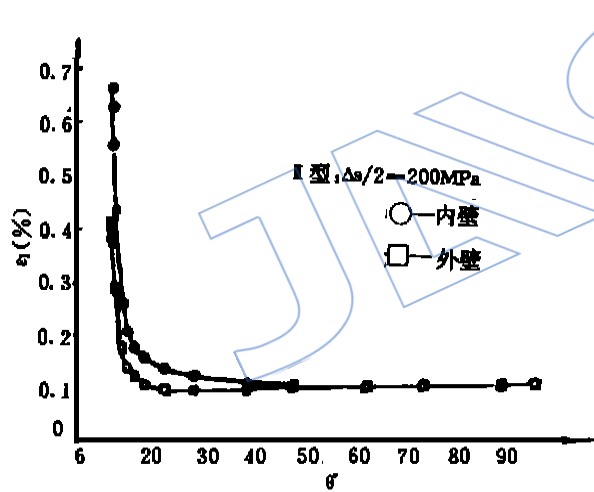


图 3 孔边主应变沿环向的分布 (II 型)

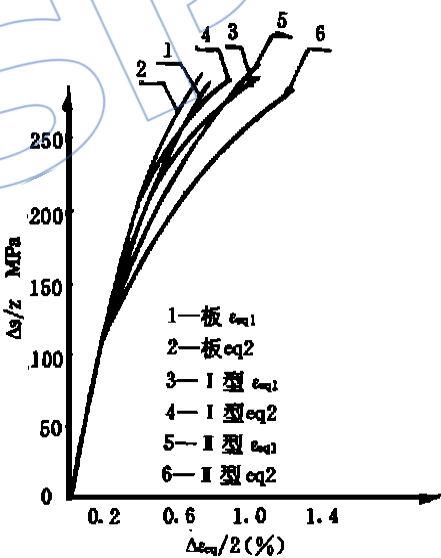


图 4 各试件的载荷—局部应变标定曲线

由观察得知，裂纹是在孔边的内壁 B 点开始的，裂纹扩展方向与加载方向垂直，这与有限元计算结果相等。寿命试验结果见表 3。

二、带孔薄板等效模拟试件的弹塑性有限元分布及低循环疲劳寿命试验

有了对带孔圆筒机匣缺口部位的弹塑性分析后，就能以缺口部位的几何形状、受载特点、应力应变分布状态、载荷—局部应变标定曲线以及使用材料，设计较简单的等效模拟试件，

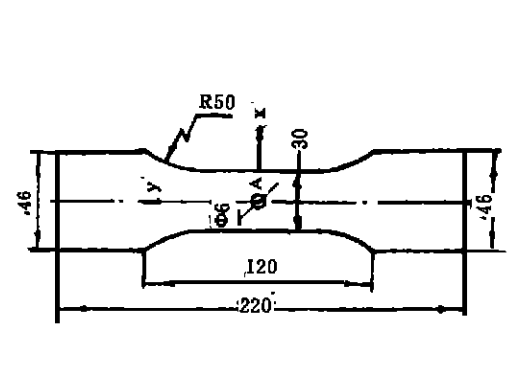


图 5 带孔薄板等效模拟试件

以代替圆筒机匣的试验 (本文为了探索设计准则, 对圆筒机匣也进行了试验, 然而对复杂的全尺寸机匣试验是困难的), 此处设计的带孔薄板等效模拟试件如图 5 所示, 其小孔直径为 6.00mm, 板厚为 3mm, 使用材料同圆筒机匣的材料。该试件的加载特点是在板的两端受有等幅对称的疲劳载荷, 加载方向平行于板的对称线, 在用 Semiloof 壳单元进行有限元弹塑性计算时, 将载荷幅分成 16 个增量, 分别求出对应的应力, 应变场, 如图 6 所示。

从图中看出, A 点应变值最大, 是疲劳破坏的危险点, 根据 (1) 式, 对该点计算结果经拟合后, 其拟合常数 c_1 、 c_2 、 d 及相关系数 γ 见表 2, 从而求得该等效模拟试件的载荷—局部应变标定曲线为:

表 2 载荷—局部应变标定曲线拟合系数

	对应 ϵ_{eq1}	对应 ϵ_{eq2}
c_1	5817.0	6361.0
c_2	82.5	81.0
d	0.199	0.190
γ	0.980	0.979

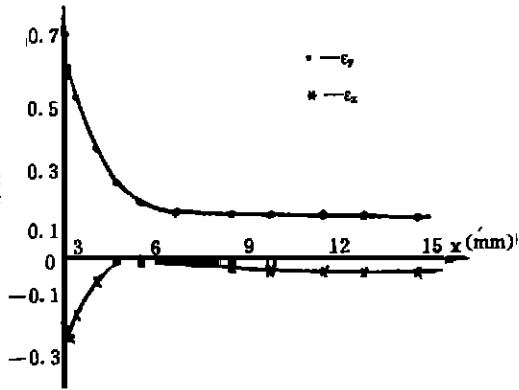


图 6 带孔薄板沿 x 方向的应变分布

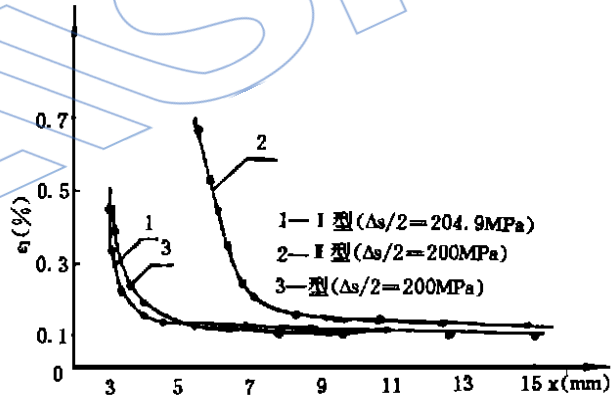


图 7 机匣及其模拟试件孔边的应变分布

$$\Delta \epsilon_{eq1}/2 = \Delta s/11634.0 + (\Delta s/165.0)^{1/0.199} \tag{8}$$

$$\Delta \epsilon_{eq2}/2 = \Delta s/12722.0 + (\Delta s/162.0)^{1/0.190} \tag{9}$$

(8) 与 (9) 式的曲线见图 4。从机匣及其等效模拟试件的结算结果可以看出:

1. 具有小孔的圆柱形机匣与其带孔薄板等效模拟试件受载后, 在相同的名义应力条件下, 其孔边的应变大小与分布状况, 相差很小, 几乎一致, 而机匣开大孔时, 除因孔大, 曲线右移外, 与等效模拟试件的主应变相差稍大些, 然而分布趋势一致 (图 7)。
2. 从载荷—局部应变标定曲线可以看出, 具有小孔的圆柱形机匣的标定曲线与其等效模拟试的标定曲线在弹性阶段是一致的, 屈服点接近, 与 I 型机匣在屈服后的曲线也很接近, 然而与 II 型机匣在屈服后的曲线有一定差距。

低循环疲劳寿命试验 带孔薄板等效模拟试件 (图 5) 的疲劳试验是在 MTS 电液伺服疲劳试验机上进行的, 试验全部采用等幅拉—压对称载荷控制, 加载频率为 1 Hz, 加载范围为 $\pm 17.64\text{ kN} \sim \pm 21.56\text{ kN}$, 从拉伸状态进入低循环疲劳进程, 以产生约 1 mm (不超过 1 mm) 的宏观裂纹时的寿命作为裂纹起始寿命。由试验观察可知, 裂纹起始于由计算得到的危险点 A (图 5), 裂纹扩展方向垂直于加载方向, 试验结果见表 3。

三、带孔圆筒机匣及其等效模拟试件的低循环疲劳裂纹起始寿命的预测

根据前面用有限元计算所求得各标定曲线, 可得到在一定应力幅值作用下, 带孔圆筒机匣及其等效模拟试件的疲劳破坏的危险点所对应的应变幅值, 从而利用公式^[3~6]

$$\epsilon/2 = (\sigma_f'/E)(2N_f)^b + \epsilon'(2N_f)^c \tag{10}$$

表 3 机匣及其等效模拟试件的疲劳寿命

式中 σ_f'/E 、 ϵ' 、 b 、 c 为已知, 分别为 0.00536、0.75、-0.092、-0.622, ϵ 为总应变幅, 利用 (10) 式, 反复迭代后, 可求得低循环疲劳寿命 N_f 。其预测结果见表 3, 表中 N_{f1} 对应 ϵ_{eq1} , N_{f2} 对应 ϵ_{eq2} , 从表中可以看出, 在同样名义应力的情况下, 预测寿命方面, I 型圆筒机匣与其等效模拟试件相比, 其分散度均在 1.5 倍以内, 而 II 型圆筒机匣与其等效模拟试件相比, 其分散度在三倍范围以内, 可见等效模拟试件的设计是可行的。

试 件		名义应力 $\Delta s/2$ (MPa)	预测寿命 (循环)		试验寿命 (循环)
			N_{f1}	N_{f2}	
I 型机匣	I	205.2	6137	9653	5016
II 型机匣	1	206.0	2135	3152	2530
	2	209.9	1853	2708	3456
	3	217.7	1385	2032	1735
	4	264.3	228	318	450
薄板等效试件	1	204.5	5531	7761	5133
	2	204.9	4819	6642	5000
	3	207.7	5307	7373	6680
	4	236.8	2328	3117	2052

比, 其分散度在三倍范围以内, 可见等效模拟试件的设计是可行的。

四、各试件低循环疲劳寿命预测与试验结果的对比分析

表 3 与图 8 给出了机匣与其等效模拟试件在各种载荷幅值下用局部应力应变法预测的低循环疲劳寿命与其相应的试验寿命, 从中看出:

1. 在缺口部位具有多轴应变状态 (本文中带孔圆筒机匣试件以双轴应变为主) 时, 按加载方向的主应变估算的寿命较短, 按等效应变估算的寿命较长。
2. 在施加同样名义应力的条件下, 带孔薄板等效模拟试件预测寿命接近于同样小孔的 I 型圆筒机匣的预测寿命值, 在 1.5 倍的范围之内, 而与具有较大孔的 II 型圆筒机匣的预测寿命值相比, 其分散度在三倍范围之内。

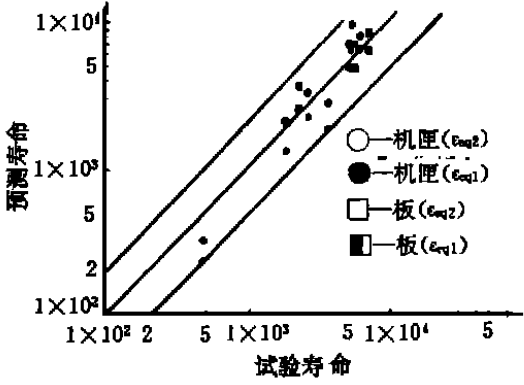


图 8 各试件疲劳寿命预测与试验结果

型圆筒机匣的预测寿命值, 在 1.5 倍的范围之内, 而与具有较大孔的 II 型圆筒机匣的预测寿命值相比, 其分散度在三倍范围之内。

3. 所有试件的低循环疲劳预测寿命与试验测得的寿命相比, 其分散度在两倍范围之内, 因此所得结果是相当满意的。

五、结 论

1. 在缺口部以双轴应变为主应变状态时, 按控制载荷的施加方向的主应变预测的低循环疲劳寿命较低, 按等效应变预测的低循环疲劳寿命较长, 见表 3, 在本课题范围内两者相差不大, 均在 1.5 倍的范围之内, 故两种应变计算的寿命影响不很显著。

2. 用局部应力应变法预测带孔圆筒机匣的低循环疲劳寿命所得的结果是令人满意的, 预测寿命与试验寿命相比, 其分散度在两倍范围之内, 见图 8。

3. 从前面的试验可知, 设计带孔薄板等效模拟试件用来代替带孔圆筒机匣的低循环疲劳寿命预测和试验是切实可行的。从而为真实复杂构件在预测和试验低循环疲劳寿命有困难时, 设计等效模拟试件代替真实构件提供了参考, 综合上述工作, 设计等效模拟试件的准则为:

(1) 等效模拟试件的材料必须与实际构件的材料相同。

(2) 等效模拟试件一般设计为二维平面试件, 缺口形式要尽量与实际构件产生应力集中的危险部位形式一致, 在两者缺口形式相差不很悬殊时, 应力应变响应不十分敏感, 这是因为各种同材料的缺口构件在屈服点以前, 拉伸或循环应力应变曲线的弹性部分基本一致, 缺口几何形状影响较小^[7]。在本文中采用了一致的缺口形状, 因此从图 4 中可以看出, 载荷—局部应变标定曲线的弹性部分是一致的, 因此在曲线上的屈服点也必将接近, 从而由于构件产生屈服而造成初始裂纹的起始疲劳寿命也必将大致一样。

(3) 等效模拟试件缺口部位的等效应力、应变的分布应当与实际构件应力集中部位的等效应力、应变的分布相一致, 本文中由于主应变方向明显, 故图 7 中给出了两构件的主应变的分布, 从中可以看出, 分布的趋势是相当吻合的。

参 考 文 献

- [1] 尚伟钧、廖学军、许棠, “1Cr18NiTi 材料的低循环疲劳性能试验”, 南航科技报告, 1989 年 10 月。
- [2] 尚伟钧、廖学军、许棠, “Semiloof 元素在薄壳弹性分析中的应用”, 南航科技报告, 1989 年 10 月。
- [3] Dowling N. E., Brose W. R., Wilson W. K., “Notch Member Fatigue Life Prediction by the Local Strain Approach, Fatigue under Complex Loading”, *Advances in Engineering*, Vol. 6, 1977, PP. 55-84.
- [4] Brose W. R., “Fatigue Life Prediction for a Notched Plate with Analysis of Mean Stress and Overstrain Effects, Fatigue under Complex Loading”, *Advances in Engineering*, Vol. 6, 1977. PP117-135.
- [5] Darrell F. S., “应用局部应力—应变概念估算疲劳寿命”, 力学译丛, 1979 年, 第 4 期。
- [6] 伍义生, “局部应变疲劳分析方法及计算程序”, 航空学报, Vol. 3, No. 1, 1982 年, pp. 34~44.
- [7] Dowling N. E. and Wilson W. K., “Geometry and Size Requirements for Fatigue Life Similitude Among Notched Members”, *Advances in Fracture Research*, Vol. 2. 1981.

CYLINDRICAL CASE FATIGUE LIFE PREDICTION BY LOCAL STRAIN APPROACH

Shang Weijun, Liao Xuejun, Xu Tang

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

A finite element elastic-plastic stress-strain analysis is completed for the cylindrical case with a hole. According to the stress-strain analysis the equivalent simulation members of thin plate with holes are designed to replace the cylindrical case in the fatigue life predictions and tests. The low cycle fatigue life predictions and tests have been accomplished with the local strain approach for the cylindrical cases and the equivalent simulation members. The results prove that the equivalent simulation is feasible. Finally the design criterion of the equivalent simulation members is found out. Therefore this work provides a basis for designing equivalent simulation members to replace the complex members in the low cycle fatigue life predictions and tests.

CSDT-RICCATI TRANSFER MATRIX INTEGRATION METHOD FOR TRANSIENT ANALYSIS OF NONLINEAR ROTOR-BEARING SYSTEMS

Gu Zhiping

(*Xian Institute of Technology*)

Chen Songqi

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

Based on the work of Chu and Pilkey, a new direct integration method for the transient analysis of nonlinear rotor-bearing systems is proposed, called Continuous-Space Discrete-Time (CSDT) -Riccati transfer matrix integration method. In this method, the transfer vector $\{f; \ddot{e}\}^T$ rather than the previous $\{f; e\}^T$ is used with the aid of the Newmark generalized acceleration formulation; the accelerations of all stations, not the deflections, are computed by the Riccati transfer matrix method, in result the method's numerical instabilities are improved. The method sustains the advantages of the Riccati transfer matrix method, i. e., it is straightforward, easy to be understood, very convenient to use, quite stable, and capable to reduce the computation time and memory space significantly. So, it is especially fit to calculate the transient response of large complex rotor-bearing systems containing nonlinear elements. The method is illustrated and tested for the transient response of an unbalanced flexible rotor incorporating squeeze-film damper without centralizing spring. The obtained results agree well with those of the lumped mass method. For comparison an numerical example of the transient response of the above system has been also computed, using the transfer vector $\{f; e\}^T$. The obtained results show that such an integration is unstable. The reason of the instability is also analyzed in this paper.