

涡轮盘的损伤容限分析

北京航空航天大学 聂景旭

摘 要

本文是“断裂力学在涡轮盘上应用”课题研究的总结。研究工作紧密结合某发动机 I 级涡轮盘槽底裂纹的实际问题, 得出涡轮盘损伤容限设计方法。根据工程实际, 提出适于涡轮盘裂纹尖端参量 J 积分计算的二次算法, 及确定涡轮盘临界裂纹长度 a_{Ic} 的准则和方法。在裂纹扩展寿命计算中, 采用大量实际统计数据修正计算公式, 故有工程应用价值。

一、前 言

在新型航空发动机结构设计上, 对一些关键性构件要求按损伤容限方法进行设计^[1]。1979年就开设了探索损伤容限设计方法的课题。在研究中我们把预研工作与当时生产上急需解决的某发动机 I 级涡轮盘槽底裂纹问题结合起来, 使预研工作内容针对性很强, 可以及时应用于工程实际, 得到实践的检验。

损伤容限设计是设计时对构件定出容许的工程裂纹长度 a_0^* 和检测周期 t_M , 并要求 a_0^* 必须大于无损检测可以测出的裂纹长 a_0 。当构件的裂纹长 $a < a_0^*$ 时可照常使用, 当 $a \geq a_0^*$ 时则必须报废。这是一种既保证构件工作安全可靠又具有较好的经济效益的新的设计方法。

对构件进行损伤容限设计, 首先要对构件的应力场进行细致地分析, 应该按飞行任务中发动机的各个工作状态进行计算分析, 要特别注意过渡状态的瞬态分析, 以便找出涡轮盘上的薄弱部位; 同时求出造成这些部位最大损伤的状态, 为其进行断裂分析建立可靠的基础。由图 1^[2]可见: 在一个飞行任务循环中, 轮缘槽底应力变化幅值 $\Delta\sigma$ 为最大, 该部位温度又

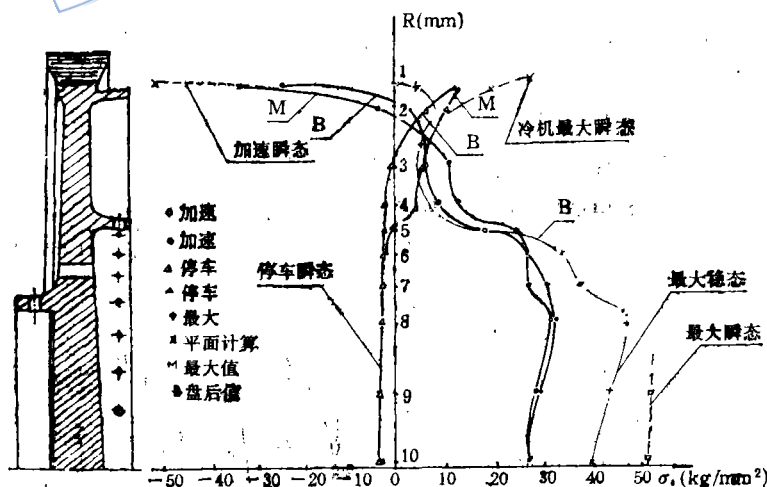


图1 涡轮盘各个工作状态的周向应力 σ_θ 的分布曲线

较高,因此该处为最薄弱部位,这已在实际使用中证实;同时,使该处损伤最严重的工作状态为加速过程中的某个瞬态和从冷机状态加速到最大状态时的瞬间。

对含裂纹构件的断裂分析,是损伤容限设计的主要内容,现论述如下。

二、裂纹尖端参量及其计算方法

裂纹的扩展和扩展速率由裂纹尖端参量控制,精确计算其值是损伤容限分析的基础。

1. **裂纹尖端参量的选取** 工程使用的裂纹尖端参量有:应力强度因子 K , 裂纹尖端张开位移 δ , J 积分等。前者仅适用于线弹性条件,后二者可用于弹塑性。经研究后认为选用 J 积分最合适,理由是:(1)现用涡轮盘的材料韧性好,工作应力水平高,因此应选取适于弹塑性条件的裂纹尖端参量;(2)涡轮盘的几何形状及载荷条件都十分复杂,裂纹尖端参量需用数值计算(如有限元法)才能较准确地求出。 J 积分因具有围道积分守恒性的特点,所以 J 积分与有限元计算相结合,使计算十分方便;(3)要求从涡轮盘上直接切取试样,进行材料断裂性能试验。而涡轮盘的厚度较薄,只能切取小试样, J 积分则可用小试样试验。

2. **J 积分的修正** 由 Rice 提出的 J 积分^[3]不能用于涡轮盘上,因它有离心力(体力)、热应力、残余应力以及三维裂纹问题。因此须修正该 J 积分,经修正后的一般 J 积分公式^[4]

$$J_1 = \int_{\Gamma} \{ w dx_2 - T_i (\partial u_i / \partial x_1) ds \} \quad (i=1, 2, 3) \quad (1)$$

$$- \int_A (F_i \partial u_i / \partial x_1) dA \quad (\text{为计及离心力影响项, } F_i \text{ 为体力})$$

$$- \int_A (\partial w / \partial T) (\partial T / \partial x_1) dA \quad (\text{为计及热应力影响项, } T \text{ 为温度})$$

$$- \int_A (\partial w / \partial \epsilon_{ij}^0) (\partial \epsilon_{ij}^0 / \partial x_1) dA \quad (\text{为计及固有应变影响项, } \epsilon_{ij}^0 \text{ 为固有应变})$$

$$- \int_A [\partial (\sigma_{i3} \partial u_i / \partial x_1)] / \partial x_3 \quad (\text{为计及三维应力影响项})$$

式中 w 为应变能密度, T_i 为积分围道 Γ 表面力分量, u_i 为位移分量, A 为围道 Γ 所包围的面积, σ_{ij} 为应力分量。(参看图 3)

在离心力场中的修正 J 积分,经过含裂纹盘的旋转试验,证明了其公式的正确性^[5]。

3. **二次算法** 由于式(1)太复杂,不便于工程使用,于是提出一种较简便的计算方法,称为“二次算法”,即第一次按线弹性断裂力问题计算,这时可运用迭加原理解决复杂载荷下 J 积分计算问题;第二次再将上述结果进行塑性修正。具体方法为:

(1) **线弹性条件下用迭加原理解决复杂载荷作用下 J 积分计算** 将“含裂纹的实际物体”用“无裂纹的实际物体迭加一含裂纹而无外载仅在裂纹面上施加相当载荷的同一物体”来代替。其相当载荷由无裂纹物体在相应于裂纹位置的应力场确定。

在线弹性条件下,图 2 中的(A)应力场、位移场,就是(B)与(C)的应力场、位移场的迭加。因此,(B)与(C)的应力强度因子之和就是(A)的应力强度因子,即 $K_{I(B)} + K_{I(C)} = K_{I(A)}$; 而(B)为无裂纹物体,则 $K_{I(B)} = 0$, 于是 $K_{I(C)} = K_{I(A)}$ 。又因为 K_I 可以直接换算为 J_1 , 所以

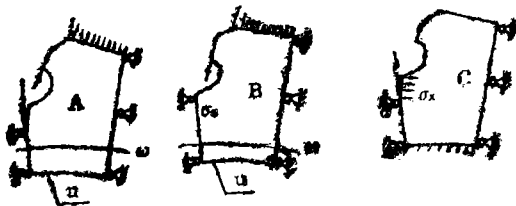


图 2 迭加法示意图

只需要求出 (C) 的 J 便得到 (A) 的 J , 即 $J_{I(C)} = J_{I(A)}$ 。这样, 不论 (A) 承受多么复杂的载荷, 例如有外传力、体力、热应力、残余应力等, 对 (C) 的性质均无影响, 可以在原来 Rice 的假设前提下进行计算。(C) 的 J 积分计算公式的推导如下:

如 $C = r_1 + s_1 - r_2 + s_2$ 为一绕裂纹尖端的闭合回路 (见图 3), 则其线积分等于零, 即

$$\int_{r_1 + s_1 - r_2 + s_2} \left(w dy - T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds \right) = 0 \quad (2)$$

当 r_2 路径无限趋近裂纹尖端时, 则

$$\int_{r_2} \left(w dy - T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds \right) = J_{IE} \quad (3)$$

把 (3) 式代入 (2) 式, 在 s_1 和 s_2 上的 $dy = 0$, 则 (2)

式变为

$$\int_{r_1} \left(w dy - T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds \right) - \int_{s_1} T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds - J_{IE} - \int_{s_2} T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds = 0 \quad (4)$$

所以

$$J_{IE} = \int_{r_1} \left(w dy - T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds \right) - \int_{s_1 + s_2} T_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} ds \quad (5)$$

(5) 式就是 (C) 的 J 积分计算公式, 其中没有面积积分项, 全部是线积分, 计算相当方便。

(2) 塑性修正 算出 J_{IE} 后, 再用 Bucci 的塑性修正方法^[6], 可算出考虑裂纹尖端塑性区影响的 J_{IP} 。其方法是把裂纹尖端塑性区尺寸 r_y 加到实际裂纹长度 a 上, 得等效裂纹长度 a_e , 再由 a_e 求得 J_{IP} , 即

$$a_e = a + r_y \quad (6)$$

$$J_{IP} = f(a_e) \quad (7)$$

$$\text{而 } r_y = (J_{IP} E / \sigma_y^2) / 2\pi \quad (8)$$

式中 σ_y 为材料的屈服应力。由于 J_{IP} 与 r_y 互为函数, 故要多次迭代求解。

该方法计算简便, 适应性强, 经多种考核, 当 $J_{IP} \leq J_{IC}$ 时 (J_{IC} 为材料起裂值), 误差在 6% 以内。

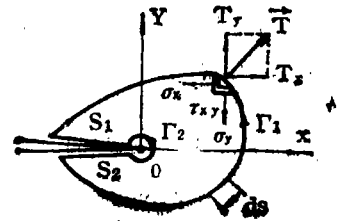


图 3 线积分路径

三、确定临界裂纹长度

结合槽底裂纹实际任务, 经大量计算分析和破裂试验^[7], 得出其确定准则和方法。

1. 求定临界裂纹长度的准则

(1) 裂纹分布状态的选取 首先要对不同裂纹分布情况进行断裂分析, 找出最危险的裂纹分布状态。槽底裂纹是以沿轮缘仅有一对对称裂纹的状况为最危险。所以, 在确定临界裂纹长度时必须选取这种最危险的裂纹分布状态。

(2) 判别临界状态的准则 就槽底裂纹问题而言, 临界条件可以是: 轮盘破裂时 J_{IC}^*

为条件, 叶片甩去时榫齿齿尖位移 u_{5c} 为条件, 或者裂纹起裂时 J_{IC} 为条件。现在分别以 J_{IC}^* 、 u_{5c} 、 J_{IC} 为临界条件, 计算出在 a - n 坐标系 (a 裂纹长, n 转速) 的临界等值曲线, 如图 4 所示。 u_{5c} 等值曲线与 J_{IC} 和 J_{IC}^* 等值曲线分别相交于 L 及 H , 于是在图上可以划分为 I、II、III 这样三个区域, 使其进入临界条件的顺序各不相同。针对涡喷六发动机来说, 应该采用 II 区域的情况, 其进入临界条件的顺序是: 裂纹起裂——叶片甩去——破裂, 如图 4 中 $a \rightarrow b \rightarrow c$ 所示。由此看来, 用轮盘破裂作为临界状态是不合理的, 因为在此之前叶片已经甩去, 造成了发动机事故。所以, 应该用破坏发动机正常工作的状态 (如叶片甩去) 作为临界状态的判别条件, 但是在叶片甩去前裂纹已经起裂, 而且材料的 J_{IC} 可以准确地由试验测定, 因此, 我们决定选用起裂的 J_{IC} 作为确定涡轮盘临界裂纹长度的准则。

2. 确定临界裂纹长度 a_{IC}

(1) 准确测定涡轮盘材料的 J_{IC} 值 试样应从涡轮盘实物上相应的部位切取, 在其工作温度条件下进行实验。如槽底裂纹问题, 试样是在温度 500°C 下进行试验的。用数理统计方法 (用 $\pm 3\sigma$ 和置信度 99.7%) 将试验结果进行处理后, 得到 GH36 材料 J_{IC} 的下限、上限和平均值为 3.92, 12.12, 8.5 kg/mm² [8]。

(2) 确定临界载荷 选取在整个寿命工作期间涡轮盘可能偶然遇到的最大载荷状态, 作为求定临界裂纹长度的临界载荷。对槽底裂纹问题, 选取冷机状态的热应力加上超转 15% 时的离心应力的这样一种瞬态, 作为其临界载荷。

(3) 确定临界裂纹长度 a_{IC} 由临界载荷来计算出 J_{IP} - a 的曲线, 如图 5 所示。用 $J_{IP} = J_{IC}$ 的准则, 根据试验测定的 J_{IC} 的下限值, 即可由图中曲线确定出临界裂纹长度 a_{IC} 。槽底裂纹 $a_{IC} = 14.2\text{mm}$, 这是最小的临界裂纹长度。

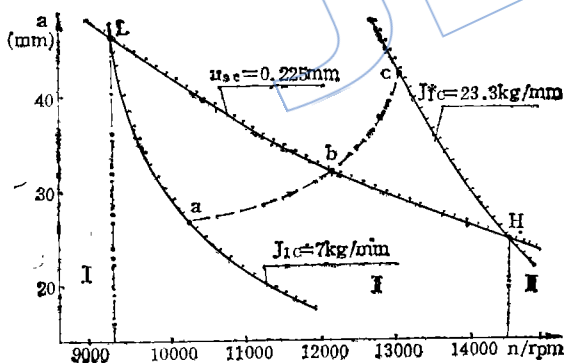


图 4 试验涡轮盘以 J_{IC}^* 、 u_{5c} 、 J_{IC} 为临界条件的 a - n 曲线

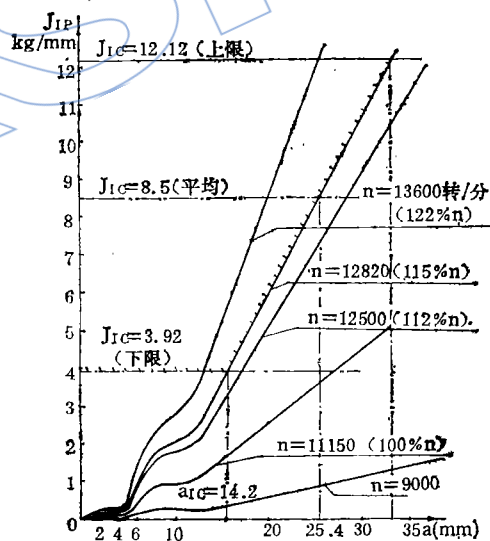


图 5 求定临界裂纹长度 a_{IC}

四、裂纹扩展寿命的计算

计算裂纹由 a_0 扩展到 a_{IC} 的扩展寿命, 在槽底裂纹问题中, 除进行了大的裂纹扩展试验外, 还进行了大量的外场使用中的裂纹扩展的统计, 并且用其数据来修正计算公式。

1. 裂纹尖端参量的循环变化幅值 在发动机的一个任务循环内, 槽底部位的应力变化

如图6a.设压缩应力对裂纹扩展无贡献,则正应力变化部分如图6b.

按上述最大拉伸应力状态计算出一对对称分布槽底裂纹的 J_{IP} 随 a 的变化曲线(图7).由于应力是脉动循环,所以,这就是裂纹尖端参量的循环变化幅值.

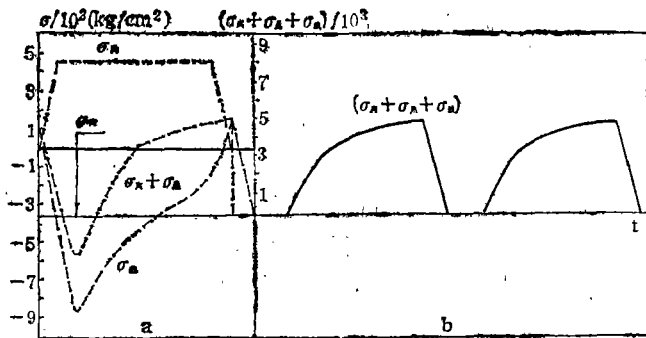


图6 应力循环示意图

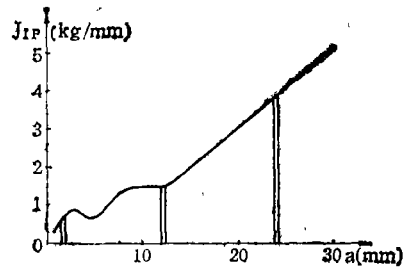


图7 J_{IP} - a 曲线

2. 裂纹扩展寿命的计算 经过大量的试验分析,得出槽底裂纹扩展的主要因素是:发动机工作状态循环变化引起的裂纹疲劳扩展,以及在外场停放期间在潮湿地区产生的裂纹应力腐蚀扩展。于是,使用一个寿命期(工作100小时)的裂纹扩展量 Δa_s 为:

$$\Delta a_s = \int_0^{N_1} \frac{da}{dN} dN + \int_0^{t_1} \frac{da}{dt} dt \quad (9)$$

$$\text{而 } da/dN = C(\Delta J)^r, \quad da/dt = A(J)^m \quad (10)$$

式中 N_1 为一个使用寿命期间裂纹尖端参量的循环变化次数(在工作100小时期间 $N_1 = 568$ 次), t_1 为一个使用寿命期间的纯停放在外场的时间, c 、 r 及 A 、 m 均为材料系数, da/dN 为裂纹疲劳扩展速率, da/dt 为裂纹应力腐蚀扩展速率。

裂纹扩展剩余寿命计算为:

$$N_P = \int_{a_0}^{a_{IC} - \Delta a_c} da / C(\Delta J)^r \quad (11)$$

式中 Δa_c 为一个使用寿命期的裂纹应力腐蚀扩展量, a_{IC} 为临界裂纹长度。

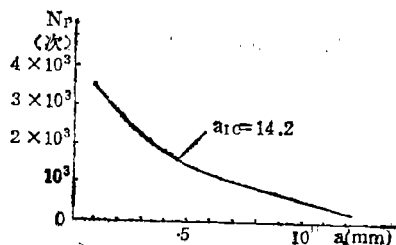
我们对外场使用的实际裂纹扩展量进行了大量统计^[9],并用其数据对一些试验结果进行修正。统计数据运用概率1/1000和95%的置信度进行整理,得到一个寿命期的裂纹扩展量 $\Delta a_s = 2.36\text{mm}$ ($a_0 = 1.5 \sim 2.0\text{mm}$),裂纹应力腐蚀扩展量 $\Delta a_c = 1.3\text{mm}$ 。则疲劳裂纹扩展量为:

$$\Delta a_F = \Delta a_s - \Delta a_c = 1.06\text{mm} \quad (12)$$

$$\text{而 } \Delta a_F = \int_0^{N_1} \frac{da}{dN} dN = C \int_0^{N_1} (\Delta J)^r dN \quad (13)$$

$$\text{于是 } N_1 = \frac{1}{C} \int_{a_0}^{a_0 + \Delta a_F} \left[\frac{da}{(\Delta J)^r} \right] \quad (14)$$

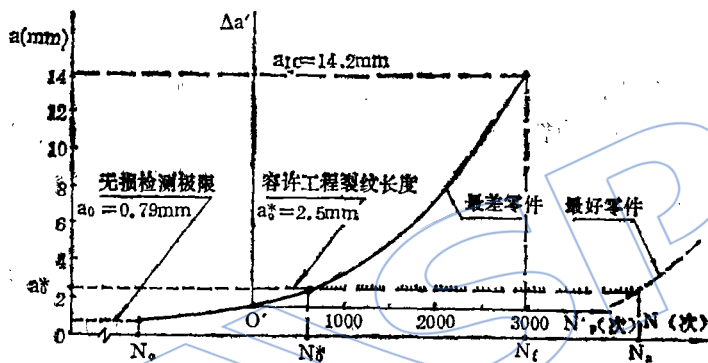
GH36材料在500℃下做 da/dN 试验测得的系数为: $C = 0.84869 \times 10^{-3}$, $r = 1.6475$ ^[10]。因其未包含腐蚀介质及蠕变对裂纹扩展的影响,应该用实际的 Δa_F 来修正。取 $a_0 = 1.5\text{mm}$, $N_1 = 568$ (次), $\Delta a_F = 1.06\text{mm}$, $r = 1.6475$,由(14)式可以求得系数 C^* 为 3.2901×10^{-3} ,是原来 C 值的3.8倍。于是,裂纹的扩展寿命 N_P 即可由(11)式求得。取一系列 a_0 ,算得 N_P

图 8 N_P - a_0 曲线

(图 8)。 a_0 对 N_P 的影响很大, 当 a_0 减小时, N_P 增加很快。

五、工程容许裂纹长度 a^* 的确定

损伤容限设计方法, 主要是根据检查周期 t_M 来确定工程容许裂纹长度 a^* 。图 9 的纵坐标为裂纹长度 a (代表损伤量), 横坐标为载荷循环次数 N (可换成工作时间)。 a_0 为无损检测的裂纹极限尺寸, 由 a_0 扩展到 a_{IC} 的裂纹扩展寿命 N_P 应计算出来。我们对槽底裂纹是从 $a_0 = 1.5\text{mm}$ 扩展到 $a_{IC} = 14.2\text{mm}$ 的裂纹扩展寿命进行了计算, 其结果绘在图 9 中的 $\Delta a'-O'-N_P$ 坐标系上, 得出 $O'C'$ 曲线。然后根据检查周期 t_M (一次使用寿命), 由 C' 开始往前推, 在保证有 2 个以上检查周期 t_M 的原则下来确定工程容许裂纹长度 a^* 值, 得 $a^* = 2.5\text{mm}$ 。

图 9 求定工程容许裂纹长度 a^*

六、结 论

1. 本文研究的涡轮盘损伤容限设计的具体方法, 是针对涡轮盘的工作特点, 并且紧密结合某发动机 I 级涡轮盘槽底裂纹的实际问题, 所以, 在工程上将具有应用的参考价值。
2. 提出的涡轮盘裂纹尖端参量 J 积分计算的二次算法, 经过实际运用和验证, 方法简便, 精度较高, 适于工程上应用。
3. 求定涡轮盘裂纹临界长度 a_{IC} 和裂纹扩展寿命的计算方法是在大量试验的基础上得出的, 是比较科学的。

参 考 文 献

- [1] «Damage Tolerant Design of Turbine Engine Disks», ASME, 82-GT-311.
- [2] 聂景旭、李纪安、夏聪, «涡轮盘及槽底的瞬态温度场及应力场分析», 北京航空学院学报 No.1 1982.
- [3] J. R. Rice, «A Path Independent Integral and the Approximate Analysis of Strain Concentrations By Notches and Cracks», J. Appl. Mech. (1968)
- [4] 聂景旭、洪其麟、郑光华、夏聪编著 «断裂力学理论及其在发动机上的应用», 航空专业教材编审组出版, 1985.
- [5] 官本博, «回転円板の破壊強さ», 日本機械学会論文集 869, 1979.8.
- [6] R. J. Bucci, P. C. Raris, J. D. Landes, J. R. Rice, ASTM STP, 514 (1972) 40-69.
- [7] 王宝华、赵福星, «带裂纹盘的旋转破裂试验», 空军第一研究所, 1982.2.
- [8] 张继荣, «一种服役过的涡轮盘合金高温启裂和稳定裂纹扩展特性», 430 厂, 1983. 3.
- [9] «槽底裂纹在使用一个寿命期后裂纹扩展情况的统计», 5707 厂, 1980.10.
- [10] 谢济洲, «GH36 合金高温疲劳裂纹扩展特性», 621 所 1983. 2.

STUDY ON DIRECT IDENTIFICATION OF DISPLACEMENT MODE AND STRAIN MODE BY IMPULSE EXCITATION

Yi Liyan

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

Abstract

The theory and method of direct identification of displacement and strain modes for vibration modal test with strain gauges are described. The concept of strain mobility, strain displacement relationships and derivation of formulae of transfer functions in terms of strains are considered. The system modal parameters, including the strain mode and stress mode etc., can be identified by the present method. This is a new development for modal tests of impulse excitation.

ANALYSIS OF DAMAGE TOLERANCE FOR TURBINE DISKS

Nie Jingxu et al

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

Abstract

This paper deals with the analysis and design of the damage tolerance for turbine disks. A practical design method is worked out and verified through analysing the damage tolerance of an existing engine. A "twice evaluation algorithm" for evaluating J-integral is provided, in which J is estimated in the light of the linear elastic fracture mechanics, and then a plastic correction with iterative procedure is made to obtain J. On the basis of breakdown tests and elaborate theoretical calculations, a criterion and a solution algorithm for determining the critical crack length are suggested. A method calculating residual life or turbine disk initiating cracks is provided, which is proved practical. The numerical results obtained by this method are in good agreement with the statistics of crack propagation collected from the actual turbine disks.

THERMOELASTOPLASTIC CREEP ANALYSIS FOR TURBINE DISK

Mu Xiaying and Liu Xirui

(*Xian Jiaotong University*)

Abstract

This paper deals with the strength analysis for turbine disk of aeroengine. A finite element analysis program of thermoelastoplastic creep is formulated,