

涡轮盘体的热弹塑性蠕变分析

西安交通大学 穆霞英 刘西瑞

摘 要

本文简介所编制的TEPCAB程序,并着重研究涡轮盘在多种加载方案下的应力应变分析。分别考虑了蠕变、材质变化、温度历史等因素的影响及残余应力,得到一些有用的结论。

一、前 言

随着航空事业发展,发动机的主要部件在高温高速条件下工作,瞬时应力往往已达到弹塑性状态,因此全面研究热弹塑性蠕变诸效应的分析,在理论与实践上都有重要意义。今以涡轮盘体为对象,曾对空间轴对称体络续编制了ABCA(初始弹性状态蠕变分析)、ABCAB(非均匀温度场蠕变)、TEPCA^[1](材质随温度变化的热弹塑性蠕变)、TEPCAB^[2](非稳定热弹塑性蠕变)等程序,经考核,适用于航空需要,可按不同工况最经济地选择使用。

本文以TEPCAB程序为例,简介增量本构方程及程序特点,并分析涡轮盘在各种工况下的应力应变状态。除此,还求得一个循环加载后的残余应力及应力幅值。

二、增量本构方程及程序特点

按照经典的热弹塑性蠕变本构模型,假设:1.在所研究的问题中,力学与热力学过程的相互影响可以忽略。2.蠕变率与塑性应变无关。3.变形过程不引起相变。

弹性变形按照虎克定律。若考虑材质随温度而变,则应力张量的增量为

$$d\sigma_{ij} = E_{ijmm}(d\epsilon_{mm} - d\epsilon_{mm}^p - d\epsilon_{mm}^c - d\epsilon_{mm}^T - d\epsilon_{mm}^T) + dE_{ijmm}(\epsilon_{mm} - \epsilon_{mm}^p + \epsilon_{mm}^c - \epsilon_{mm}^T)$$

而

$$d\epsilon_{mm}^T = [\alpha dT - (T - T_0)d\alpha]\delta_{mm}$$

式中 $d\epsilon_{mm}$ 为总应变增量,上标p、c、T分别表示塑性变形、蠕变、温度应变, E_{ijmm} 为弹性刚度张量。 T 、 T_0 、 α 及 δ_{ij} 分别表示瞬时温度场、初始温度场、线膨胀系数及单位球张量。

塑性变形按Mises型增量理论。对于强化材料考虑到鲍氏效应,采用等向强化模型与随动强化模型,加载条件的表达式^[3]

$$F(\sigma_{ij} - \alpha_{ij}) = K^2(T)$$

式中 α_{ij} 为屈服面中心在应力空间移动的位置, K 为 π 面上屈服轨迹的半径,根据prager假设 $d\alpha_{ij} = C d\epsilon_{ij}^p$, C 由单向拉伸试验确定,若 $\alpha_{ij} = 0$ 则上面式子即简化为等向强化的加载条件。

与加载条件相关连的流动法则

$$d\epsilon_{ij}^p = d\lambda \partial F / \partial \sigma_{ij}$$

蠕变规律一般形式^[4]

$$\begin{aligned}\varepsilon_i^c &= \phi(T, t, \sigma_i, \varepsilon_i^c), \\ d\varepsilon_{mm}^c &= (3\phi/2\sigma_i)S_{mm}dt\end{aligned}$$

这里 ε_i^c 、 ε_i^c 、 σ_i 、 S_{mm} 分别表示等效蠕变率、等效蠕变应变、等效应力及应力偏张量。

考虑诸因素整理后可得下式, 详细推导见文献[2]。

$$d\sigma_{ij} = E_{ijmm}(d\varepsilon_{mm} - d\varepsilon_{mm}^c) + d\sigma_{ij}^0$$

式中 $d\varepsilon_{mm}^0$ 与 $d\sigma_{ij}^0$ 为弹塑性状态下蠕变及温度变化(考虑到材质变化)引起的初应变与初应力。

有限元公式可简单表示为

$$\begin{aligned}\Delta\{\sigma\} &= [D]_{ep}(\Delta\{\varepsilon\} - \Delta\{\varepsilon\}^0) + \Delta\{\sigma\}^0 \\ [K]_{ep}\Delta\{\delta\} &= \Delta\{P\} + \Delta\{R(\Delta\{\varepsilon\}^0)\} + \Delta\{R(\Delta\{\sigma\}^0)\}\end{aligned}$$

其中 $[D]_{ep}$ 及 $[K]_{ep}$ 为弹塑性矩阵及弹塑性刚度阵, 而 $\Delta\{P\}$ 、 $\Delta\{R(\Delta\{\varepsilon\}^0)\}$ 、 $\Delta\{R(\Delta\{\sigma\}^0)\}$ 分别为载荷向量、初应变增量及初应力增量所引起的等效节点力向量。

$$\begin{aligned}\Delta\{R(\Delta\{\varepsilon\}^0)\} &= \int_V [B]^T [D]_{ep} \Delta\{\varepsilon\}^0 dV \\ \Delta\{R(\Delta\{\sigma\}^0)\} &= \int_V [B]^T \Delta\{\sigma\}^0 dV\end{aligned}$$

本程序特点, 采用八节点等参元, 按FORTRAN语言编制。加载过程模拟航空发动机工作状态, 分别以升温起飞(热弹塑性加载)、恒温巡航(蠕变)及降温停车(卸载)三部分进行设计。部分一按变刚度法, 部分二用初应变法, 部分三弹性卸载, 但到达反向屈服时按弹塑性计算。温度场根据实测数据直接输入。有指令控制按等向强化或随动强化模型计算。程序设中外载荷形式及材料本构形式不受限制。

程序对文献[1]中考题进行核算, 并对不同强化模型进行考核, 皆得满意结果。限于篇幅, 仅列出下题结果, 即一承受内压的厚壁筒, 数据见文献[1]。分析其蠕变应力场及应变场。计算所得稳态解与Bailey的稳态理论解十分吻合。图1表示蠕变2.4小时的等效应力 σ_i 及位移 u 分布规律, 与初始的弹性解比较, 近内缘处 σ_i 下降26%, 而内缘处的 u 却提高了3.72倍。说明常载蠕变情况下, 应力、位移会发生显著变化。

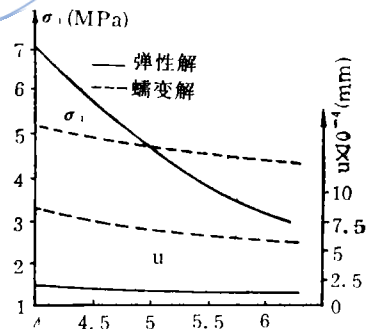


图1 σ_i 及 u 分布规律

三、涡轮盘体应力应变分析

某发动机涡轮盘体经简化处理后, 其剖面外形及有限元网格划分如图2a, 作用于盘上的外载荷为盘体及叶片产生的离心力及沿径向变化的热负荷。扭矩及气动载荷的影响暂不考虑。盘体内缘及外缘温度场各为848K及898K, 沿径向变化规律为:

$$T_i = T_a + (r_i^4 - r_a^4)(T_b - T_a)/(r_b^4 - r_a^4)$$

式中 T 、 r 各表示绝对温度与径向坐标, 下标 a 、 b 、 i 各表示内缘、外缘及任意径向坐标的值。若蠕变规律为

$$\varepsilon^c = 1.1806 \times 10^{10} \sigma^{5.58} t^{0.8} e^{-5.12 \times 10^4 / T}$$

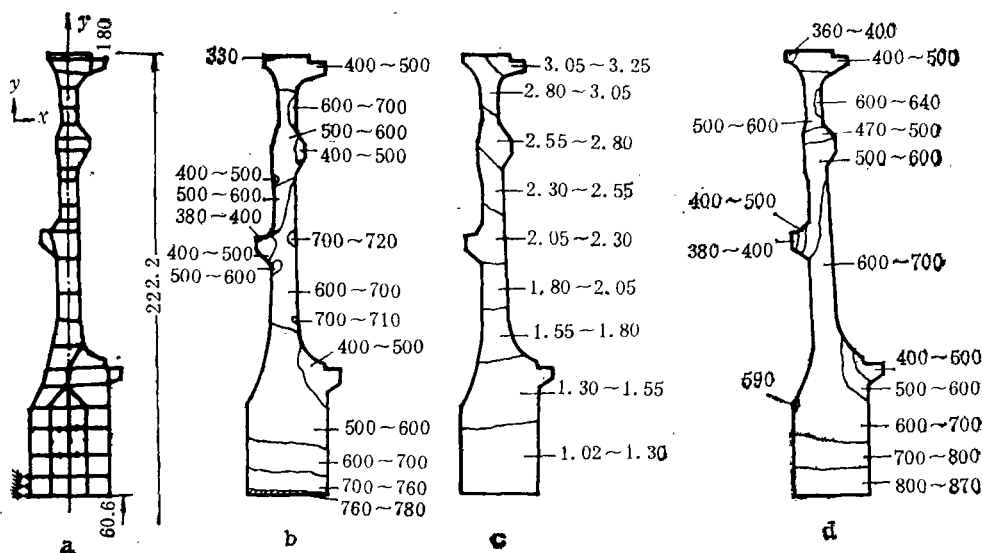


图 2 (a) 剖面网格划分

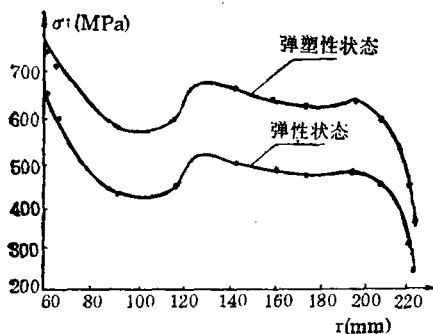
(b) 等效应力 σ_1 (MPa) 分布, (c) 位移 u (mm) 分布, (d) 一次循环 σ_θ (MPa) 的幅值

现以不同方案分析如下

(1) **工作与超速状态的蠕变影响** 盘体工作转速 12750rpm, 超速 14700rpm, 按稳态温度场处理, 分析其应力应变状态。

工作转速时, 计算结果表明盘体处于弹性状态, 在内缘处等效应力最大, 径向位移在节点 180 处最大, 蠕变 10 小时后, 最大等效应力与最大位移与初始状态相比, σ_1 降低了 0.08%, u 提高了 0.03%, 在超速状态, 计算结果显示局部材料已进入塑性状态, 分别画出等效应力 σ_1 及径向位移 u 的分布如图 2 的 b 和 c 所示, 图 2b 中阴线范围表示塑性区。蠕变 10 小时后, 应力分量和位移分量仍然变化不大, 与初始弹性状态相比, 内缘处等效应力下降 0.02%, 最大位移 (仍在 180 节点处) 增长 0.14%, 说明该材料涡轮盘蠕变影响不大。

(2) **材质变化的影响** 因涡轮盘体温度变化范围不大, 若材质取温度区间的平均值, 简化成均质体处理。计算结果与方案 (一) 比较以示其影响, 经计算两者方案的应力解比较接近, 以盘体中心线上等效应力 σ_1 的分布画出如图 3 所示 (图中 $\cdot$ 号为均质解), 工作转速 (弹性状态) 时比较吻合。超速状态 (弹塑性状态), 在近内缘处有偏离, 且均值解与考虑材质变化情况相比约偏低 4%。

图 3 σ_1 沿剖面中心线分布

(3) **加载历史的影响** 按两种不同加载过程的工况进行应力分析以示加载历史的影响。工况 I: 温度与转速同步加载。工况 II: 模拟实际工况加以简化, 温度与转速非同步增加, 当转速到达终点时温度为 439K。两种工况最后都到达同一超速状态。

计算结果示于图 4、5，分别表示 σ_r 与 u 在两种工况下的比较，以示其差别。由图示说明温度变化历史的影响是明显的，按工况 II 计算，所得位移与应力更趋平缓，分布规律比工况 I 合理。

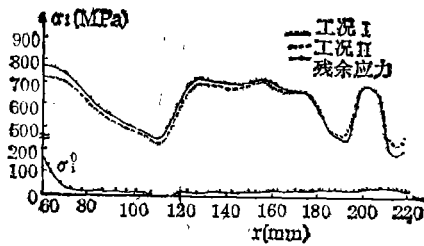


图 4 不同工况下盘右侧 σ_r 及 σ_r^0 分布

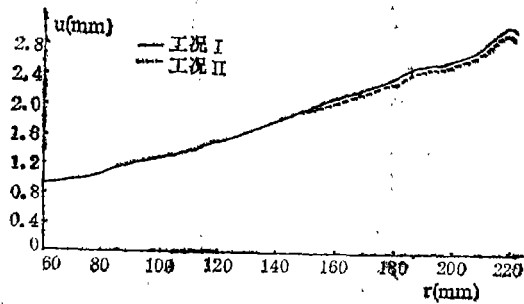


图 5 不同工况下盘右侧 u 分布

(4) 一个循环加载的应力分布 按工况 II 计算的超速状态再卸载。可得残余等效应力 σ_r^0 及循环一次后的 σ_r 幅值如图 4、图 2d 所示。由于内缘处残余应力最大，使一次加载循环中应力幅值比最大载荷时的应力值提高了 18% 左右。这一数量对于疲劳寿命的影响是不可忽视的。

四、结 论

1. 由厚壁筒的蠕变分析可见，蠕变过程应力发生重新分配，只进行了 2.4 小时蠕变，近内缘处 σ_r 下降了 26.7%，而内缘处 u 却提高了 3.72 倍，表现出显著的蠕变效应。对于涡轮盘则蠕变 10 小时后，应力、位移变化并不明显。造成这种差别的原因与材料高温特性及结构、受载情况密切相关，因此对高温结构进行全面的热弹塑性蠕变诸效应的分析是必要的。

2. 对涡轮盘用两种工况分析超速状态的应力与变形，结果有不同程度的差别，这说明材料进入塑性状态后加载历史的影响不能忽视。并且按工况 I 计算结果略高，偏于保守。

3. 忽略材质变化的均质解与考虑材质变化的解比较，以盘体剖面中心线上 σ_r 的分布来看，在弹性状态两者较吻合，在弹塑性状态则内缘（高应力）处均质解约偏低 4%。其它地方无多大差别，这说明在弹塑性状态有必要考虑材质变化。

4. 计算一个循环加载路径，所得残余应力最大值发生在内缘处。其 σ_r 应力幅值比最大载荷的应力值提高 18% 左右。这一数字对于计算疲劳问题是值得十分关注的。

参 考 文 献

- [1] 穆震英、胡互让，“材质随温度变化的热弹塑性蠕变有限元分析”，应用力学学报第 3 卷，第 3 期，1986 年。
- [2] 穆震英、刘西瑞，“非稳态热弹塑性蠕变有限元分析”，应用力学学报，第 5 卷，第 4 期，1988 年。
- [3] 蒋咏秋、穆震英，“塑性力学基础”，机械工业出版社出版(1981 年)，p.244。
- [4] Boyle, J.T. and Spence, J., “Stress Analysis for Creep”, Butterworths, p.39, 1983.

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,

which imitates a cyclic loading in flight. Considering the influence of factors of creep, change of material's properties, and process of temperature elevation, the stress analysis of the disk-body is accomplished under various working conditions. Moreover, the residual stress resulting from a cyclic loading is calculated. Some useful conclusions have been drawn for engineering design.

EXPERIMENTAL AND APPLIED RESEARCH

ON CREEP-RECOVERY

Mu Xiaying and Liu Xirui

(Xian Jiaotong University)

Abstract

Creep recovery testing of nickel-alloy at three temperatures is reported, from which some useful rules are found. A simple and efficient analytical method of creep recovery stress is provided. The effect of creep recovery is demonstrated by a numerical example.

TEST RESEARCH ON MAIN SHAFT SERVICE LIFE OF AEROENGINE

Fang Zuying and Liu Dunhui

(Chendu Aeroengine Company)

Abstract

The method for determining damage conversion of main shaft of aeroengine is introduced. In accordance with the linear accumulating fatigue damage theory and S-N curve, the standard damage cycles per flight hours, or damage conversion ratio A_p for flight can be obtained from the comparative residual life tests of the shafts with different service life. The main shaft fatigue life tests indicate that even the worst main shaft can resist the standard load cycle, or predicted safe standard cycle life. If it is divided by A_p , the service life (hours) of a main shaft can be determined. Further, the determination method of target service life is provided for general maneuver flight load combined with spin flight load.