航空科学技术
Aeronautical Science & Technology
May. 15 2018 Vol. 29 No.05 18-24

航空发动机燃烧室机匣破裂安全性预测方法

杨眉*，许璠璠，宁宝军，朱琳

中国航发商用航空发动机有限责任公司，上海 200241

摘　要：航空发动机燃烧室（ACC）内燃气具有最高温度、压力和速度。因此，燃烧室机匣一旦破裂，带来灾难性后果的概率很大。本文对航空发动机燃烧室机匣在极端工况下的破裂安全性进行研究，采用 Neuber 法、工程弹塑性法和真实弹塑性法对燃烧室机匣内压载荷下的应力应变分别进行数值仿真分析，并与试验结果进行对比分析，明确了这三种方法各自的优势和使用限制。对比结果表明，真实弹塑性法在高应力区域预测及强度高裕度区域预测方面，与试验测量结果具有相对最高的一致性，更适合于机匣安全性分析。

关键词：航空发动机；燃烧室机匣；破裂；弹塑性；安全性

中图法分类号：V232.5　　**文献标识码**：A　　DOI：10.19452/j.issn1007-5453.2018.05.018

燃烧室机匣是航空发动机主要传力构件之一，属于航空发动机核心高压机匣的一部分，包容着在航空发动机中高速流动的高温、高压燃气。燃烧室机匣在航空发动机正常飞行包线内发生静力破坏概率极低，但如果发生燃油阀失效、叶片脱落、极端外物吸入（大鸟）、转子卡滞、断轴、应急着陆等极端情况时，燃烧室机匣一旦发生破裂，燃烧室内燃烧压力、温度以及油气匹配将发生巨大改变，甚至可能导致爆炸燃烧，直接威胁航空发动机安全。因此，为了保证安全性，适航规章[1,2]规定了在极限载荷下燃烧室机匣不能发生破裂失效，因此，航空发动机燃烧室机匣在极端情况下的破裂失效预测非常必要。

航空发动机燃烧室机匣采用高温合金制造，当外载超过某值后，机匣发生塑性变形。随着载荷增加，机匣塑性变形量逐渐扩大，进入深度屈服，进而塑性失稳，最终发生破裂失效。为了较为准确地预测机匣破裂失效，必须考虑结构进入塑性后的力学行为。经典近似弹塑性分析方法可对弹性应力应变进行修正，如 Neuber 法[3~6]得到弹塑性应力应变。考虑材料发生塑性变形后强化特性和结构非线性变形的影响，基于材料塑性应变强化本构模型，采用有限元分析技术可进行弹塑性分析求解结构随载荷变化应力应变分布的变化过程。B.F. langer[7]指出考虑应变强化的结构非线性变形用于指导压力容器的设计更为合理。采用非线性有限元法[8~10]对压力容器极限承载能力、结构危险点和爆破源进行分析可较好地进行工程应用。

本文分别采用 Neuber 法、工程弹塑性法和真实弹塑性法对燃烧室机匣内压载荷下的应力应变进行分析，详细模拟了机匣在发生塑性变形后应力应变分布变化过程。基于试验结果对三种机匣破裂安全性预测方法（弹塑性分析方法）在燃烧室机匣破裂分析中的应用进行了详细研究，对比各自预测精度，明确了各自的优势和使用限制。

1 机匣破裂安全性预测方法

机匣破裂属于静力破坏，对于高温合金材料制造的机匣构件，在高外载下，首先发生塑性变形，塑性变形量增大发生塑性失稳，最终发生破裂失效。因此，机匣爆破预测准确性取决于机匣发生塑性变形后的应力应变及分布。弹塑性应力应变分析方法如下：

（1）Neuber 法

Neuber 法提出，当计算缺口根部最大应力超过材料屈服强度时，弹塑性应力应变的方程为：

$$K_t=\sqrt{K_\sigma K_\varepsilon} \tag{1}$$

$$K_\sigma=\frac{K_t^2}{K_\varepsilon} \tag{2}$$

式中：K_t 为理论应力集中系数；$K_\sigma=\sigma_{max}/\sigma_{nom}$ 为应力集中系数，σ_{max} 为缺口部位的有效应力，σ_{nom} 为名义应力。K_ε 为有效应变

收稿日期：2018-03-27；　退修日期：2018-04-03；　录用日期：2018-04-25

* 通信作者 . Tel.：021-33367454　E-mail：yangmei_2006@126.com

引用格式：Yang Mei, Xu Fanfan, Ning Baojun, et al. Predicting method of burst security of aero-engine combustor case [J]. Aeronautical Science & Technology, 2018,29(05)：18-24. 杨眉，许璠璠，宁宝军，等 . 航空发动机燃烧室机匣破裂安全性预测方法 [J]. 航空科学技术，2018,29(05)：18-24.

集中系数，$K_\varepsilon=\varepsilon_{max}/\varepsilon_{nom}$。因此，式（2）可写为如下形式：

$$\sigma_{max}\varepsilon_{max}=K_t^2\sigma_{nom}\varepsilon_{nom} \tag{3}$$

对于无缺口光滑构件，$K_t=1$，因此，光滑构件弹塑性应力应变可表示为：

$$\sigma_{max}\varepsilon_{max}=\sigma_{nom}\varepsilon_{nom}=\text{const} \tag{4}$$

Neuber 公式弹塑性应力应变修正方法如图 1 所示，将弹性的应力应变修正为材料弹塑性曲线上的应力和应变。其中 const 为 Neuber 常数。

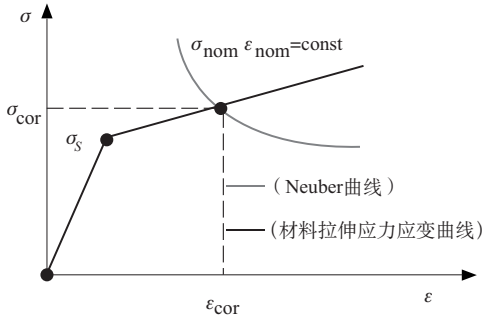


图 1　Neuber 弹塑性应力修正

Fig.1　Neuber elastic-plastic stress correction

（2）非线性材料拉伸曲线弹塑性应力应变分析

材料弹塑性应力—应变曲线分为工程应力—应变曲线和真实应力—应变曲线。工程应力—应变曲线由材料拉伸试验直接获得，真实应力—应变与工程应力—应变关系如下：

$$\sigma_{true}=\sigma_{eng}(1+\varepsilon_{eng}) \tag{5}$$

$$\varepsilon_{ln}=\ln(1+\varepsilon_{eng}) \tag{6}$$

式中：σ_{true} 为真实应力，ε_{ln} 为真实应变（或对数应变），σ_{eng} 和 ε_{eng} 为工程应力和工程应变。

在颈缩点以前的曲线，可按上述真实应力—应变的定义，从拉伸试验的常规应力—应变转换获得。从颈缩点到最终破坏点假定为直线，最终破坏点可根据试验得到的拉伸强度、延伸率和截面收缩率算得：

$$\sigma_f=\sigma_b/(1-\psi) \tag{7}$$

$$\varepsilon_f=\ln(1+\delta) \tag{8}$$

式中：σ_f 和 ε_f 分别为破坏点真实应力和应变，σ_b 为拉伸强度，δ 和 ψ 为材料延伸率和截面收缩率。

工程应力—应变曲线和真实应力—应变曲线关系如图 2 所示。工程弹塑性法和真实弹塑性法分别应用对应的应力应变值。

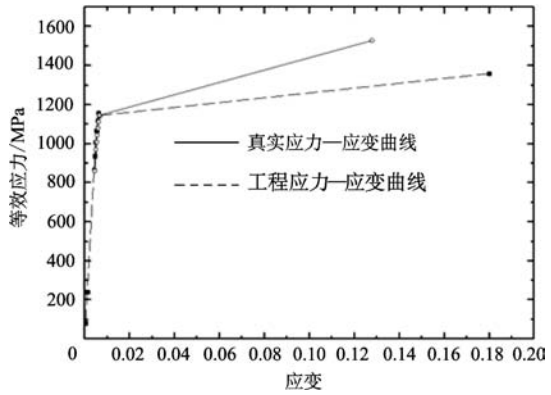


图 2　材料应力—应变曲线

Fig.2　Material stress—strain curve

（3）机匣破裂判据

随载荷增加，机匣首先进入局部塑性屈服，塑性变形量逐渐扩展，承载能力逐渐减弱，直至结构在某一截面上发生大程度屈服时，发生塑性失稳，该横截面完全失去承载能力，发生破裂。在发生大程度塑性屈服后，应力随载荷增加趋于平滑趋势，应力已不能反映载荷对强度的影响水平。因此，采用极限应力法判断失效是不合理的。在发生大程度塑性变形后，变形随载荷增加会显著增加，因此，采用极限应变法对破裂失效判断更为可靠。

当截面真实等效应变 ε_{equ} 达到材料的真实极限应变 ε_f 时，认为机匣发生破裂失效，此时压力载荷为机匣破裂压力载荷。破裂失效判据如式（9）所示：

$$\varepsilon_{equ}\leqslant\varepsilon_f \tag{9}$$

2 机匣破裂分析

2.1 有限元分析模型

燃烧室机匣破裂有限元分析模型如图 3 所示，模型包含机匣本体、机匣前后过渡段。前过渡段径向和轴向尺寸与压气机机匣一致，后过渡段径向和轴向尺寸与涡轮机匣一致，用于前后刚度等效模拟。安装边上采用梁单元模拟螺栓连接。

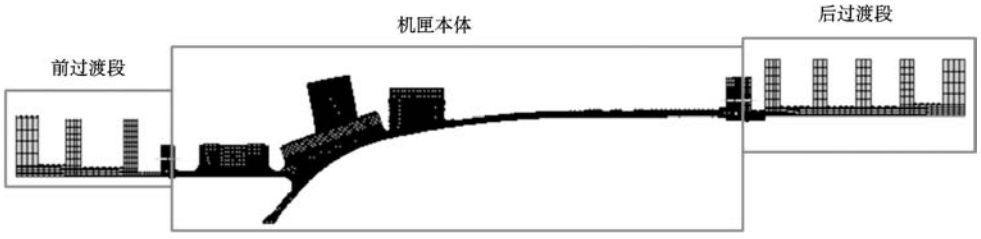


图 3　机匣破裂试验有限元分析模拟

Fig.3　The finite element analysis model of case burst test

采用 1/4 对称模型，机匣上均匀布置喷嘴安装座、火焰筒定位销安装座。在安装座凸台位置，网格进行了细分，如图 4 所示，计算采用六面体 SOLID185 单元，为了较为准确地以螺栓连接堵盖，在堵盖与螺栓连接区域采用绑定接触。模型对称边界上施加周向对称约束，前过渡段前安装边采用轴向约束，机匣模型内表面施加压力载荷，后过渡段后安装边施加轴向力载荷，如图 5 所示。

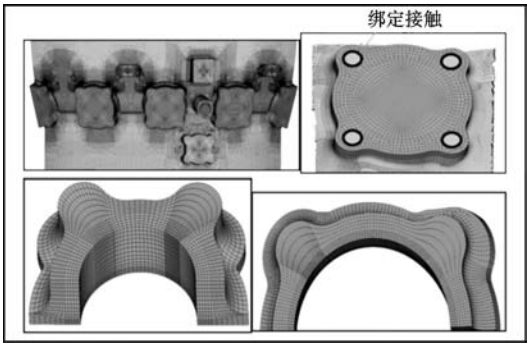


图 4 局部网格和接触设置
Fig.4 Local mesh and contact setting

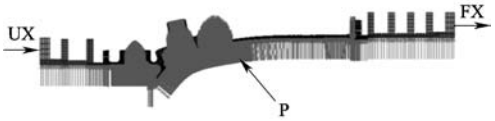


图 5 载荷及边界约束
Fig.5 Load and boundary constraint

2.2 计算分析结果

采用 Neuber 法对机匣在 5.6MPa、7.0MPa、9.0MPa、11.0MPa 和 13.2MPa 内压下的弹塑性应力应变进行分析。利用线弹性计算机匣应力应变，取喷嘴安装座靠近定位销处的倒圆应力应变进行 Neuber 弹塑性修正，计算结果如图 6 所示。在上述 5 个压力下，喷嘴安装座倒圆处的 Neuber 常数分别为 5.9916、8.9753、16.2726、24.8098、37.1621。每个 Neuber 曲线与真实材料应力—应变曲线的交点（a，b，c，d，e）为考虑塑性变形后倒圆部位的应力和应变。在 5.6MPa 下，未发生塑性变形，因此交点 a 处于材料应力应变曲线弹性段。b，c，d，e 均发生塑性变形，这些交点处的应力应变值见表 1。从应力应变变化规律可知，在发生塑性变形后，随着载荷增加，应变增加速率显著增大，而应力增加非常缓慢。

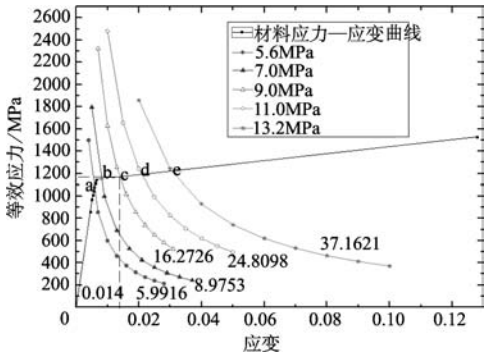
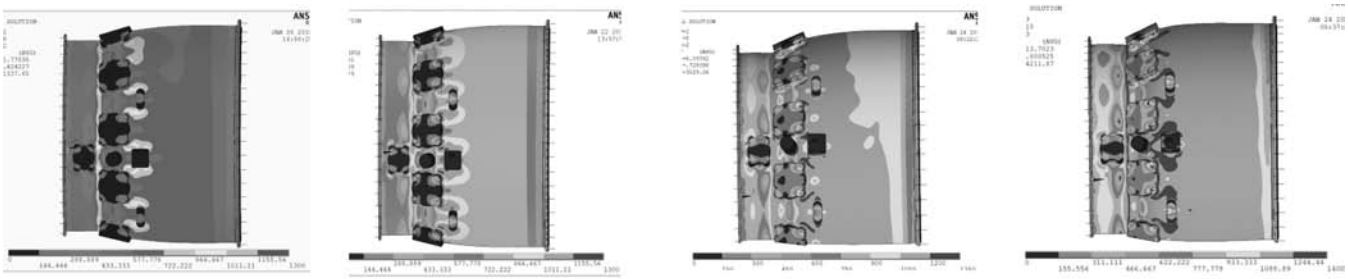


图 6 Neuber 应力值
Fig.6 Neuber stress

表 1 Neuber 弹塑性应力应变值
Table 1 Neuber stress and strain

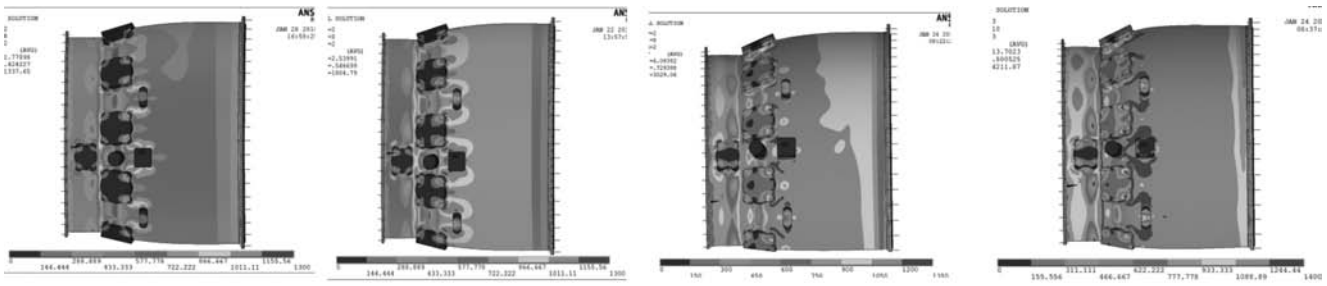
载荷 /MPa	5.6	7.0	9.0	11.0	13.2
弹塑性应力 /MPa	1073.0	1144.0	1164.0	1185.8	1216.2
弹塑性应变	0.55%	0.8%	1.4%	2.4%	3.5%

基于真实应力—应变曲线对机匣进行弹塑性应力应变分析。在 7.0MPa、9.0MPa、11.0MPa 和 13.2MPa 下，机匣外表面和内表面应力分布变化如图 7~ 图 8 所示。从图中可知，随着载荷增加，机匣外表面高应力区域由喷嘴安装座倒圆处逐渐向定位销安装座和 T3 传感器安装座扩展，机匣后端平滑区域的应力应变同样增加，次高应力区域逐步增大。机匣内表面随着载荷增加，在喷嘴和定位销安装座或 T3 传感器安装座之间的区域逐渐产生应力集中现象，呈现高应力区域。因此可判断这些部位为关键危险区。



(a) 7.0MPa (b) 9.0MPa (c) 11.0MPa (d) 13.2MPa

图 7 机匣外表面应力云图
Fig.7 Stress distribution of case outer surface



(a) 7.0MPa (b) 9.0MPa (c) 11.0MPa (d) 13.2MPa

图 8 机匣内表面应力云图

Fig.8 Stress distribution of case inner surface

3 试验对比

3.1 试验设计

为了考核燃烧室机匣静强度，获取机匣破裂载荷、机匣发生塑性变形后力学行为和损伤模式，设计机匣静强度试验，从以下方面设计机匣静强度试验：

（1）考虑燃烧室机匣前端和后端分别与压气机机匣和涡轮机匣连接，因此，燃烧室机匣前后安装边连接机匣影响燃烧室机匣本身刚度，机匣静强度试验时需设计前后过渡段。

（2）燃烧室机匣除受内部压力，安装边承载轴向力，试验时安装用于控制机匣轴向力的加载系统。

机匣静强度试验加载示意图如图 9 所示。轴向力通过周向均布 4 个作动筒施加，试验前对加载系统中心位置度进行标定。在机匣本体前后分别设计了前过渡段和后过渡段，过渡段直径和轴向长度与压气机机匣和涡轮机匣尺寸一致。同时为了保证前后过渡段安全性，在设计上布置环向加强筋。

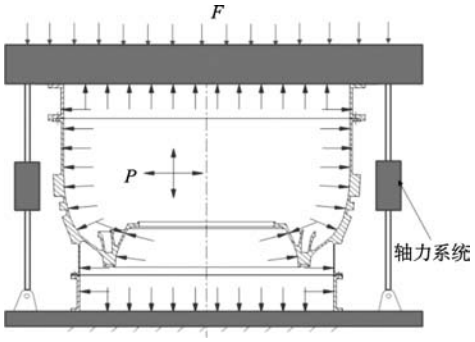


图 9 试验示意图

Fig.9 Test diagram

3.2 计算与试验结果对比分析

取机匣上高应力区测点应变值与 Neuber 法、工程弹塑性和真实弹塑性法计算结果进行对比。试验所测应变较大值主要在喷嘴安装座螺栓连接底部倒圆，定位销装座与 T3 传感器安装座之间 36 号和 37 号测点，以及喷嘴安装座与定位销安装座之间 38 号和 39 号测点应变。对比计算应变和测量应变，见表 2。37 号测点计算分析与试验测量结果相差较大，产生这种现象原因与应变片实际粘贴位置有关，该处属于应力应变变化梯度较大的区域，应变片粘贴位置准确性直接影响应力应变测量结果。在 5.6MPa、7.0MPa 和 11.0MPa 工况下，结构塑性变形量较小，Neuber 法、工程弹塑性和真实弹塑性应变法与试验结果误差小。除了 37 号测点，其他测点计算与试验误差均在 5% 以内。

表 2 应力应变计算结果与试验对比

Table 2 Comparison of simulation results and test results

工况 / MPa	Neuber				工程弹塑性				真实弹塑性				试验			
	测点															
	36	37	38	39	36	37	38	39	36	37	38	39	36	37	38	39
5.6	4079	4314	3840	3963	3860	4101	3461	3664	4199	4387	3654	3737	3940	4523	3690	3757
7.0	4978	5244	4666	4705	4904	5002	4456	4417	4999	5195	4654	4586	4801	5540	4675	4696
11.0	11154	12787	10197	10949	16526	14396	11612	12559	14638	13252	10857	10045	15557	脱粘	损坏	11005
12.0	13651	15048	12230	13106	26548	23156	24224	23264	24506	22601	23827	22681	20000*	脱粘	损坏	20000*

注：20000 超量程

在 12.0MPa 工况下，结构发生深度塑性变形后，Neuber 法应变预测值明显小于工程和真实弹塑性应变值和试验应变值。说明在发生较大塑性变形后 Neuber 预测方法不适用。

基于真实弹塑性对机匣典型结构特征位置及附近位置的应变随载荷变化情况进行分析。如图 10 所示。A 点位于喷嘴安装座倒圆处，B 点位于喷嘴安装座和定位销安装座之间平滑区域，C 点位于定位销安装座倒圆处，D 点位于远离定位销安装座中间区域。从图中各位置点应变随压力变化可知，A，C 点的应变随载荷变化速率高于 B，D 点应变加速率，A，C 点是应力集中区域，当载荷增加，应力集中区域进入深度屈服之后，应变增加速率较机匣平滑区域显著增大。且喷嘴安装座倒圆 A 区域的应变最大，与机匣压力试验破裂起始位置一致。机匣破裂起裂位置如图 11 所示。

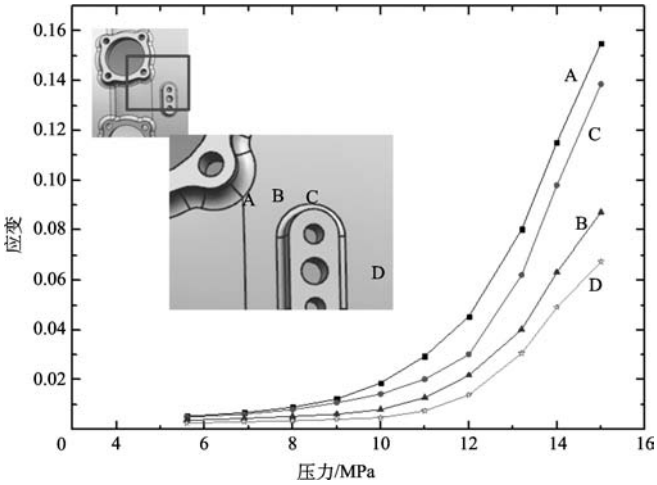


图 10 机匣典型特征位置等效应变—载荷曲线
Fig.10 Strain—load curve of typical feature location of case

图 11 机匣破裂起裂位置
Fig.11 Crack initiation location of case

破坏区域 A 点横截面主应力如图 12 所示，从主应力矢量方向及分布可知，喷嘴安装座倒圆横截面以拉应力为主，第一主应力方向沿机匣周向，符合机匣在内压作用下环向应力较大，产生沿轴向开裂的损伤模式。从主应力大小来看，机匣外表面主应力高于机匣内表面主应力，因此机匣首先从外表面产生裂纹。

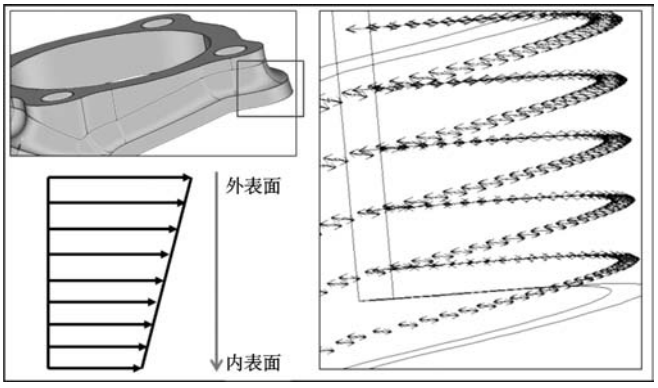


图 12 破裂损伤位置主应力分布
Fig.12 1st principal stress distribution of damage location

基于 Neuber 法、工程弹塑性及真实弹塑性计算出的弹塑性应力应变，采用极限应变法对机匣进行破裂预测。得到如图 13 所示的等效应变—载荷曲线。

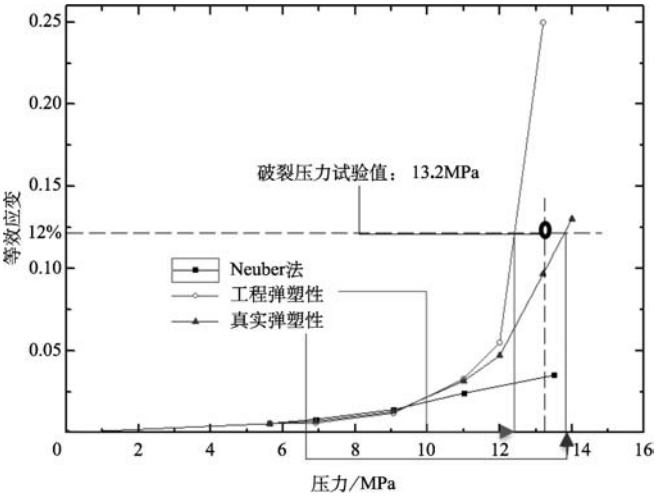


图 13 等效应变—载荷曲线
Fig.13 Equivalent strain—load curve

从三种方法的等效应变—载荷曲线可知，在压力载荷小于 6MPa 时，结构处于弹性变形阶段，大于 6MPa 时，机匣喷嘴安装座倒圆处开始发生塑性变形，三种方法所得应变随载荷增加呈现加速增加现象。当压力载荷小于 9MPa 时，三种方法计算弹塑性应变值相当；当压力载荷大于 9MPa 时，结构局部进入深度塑性变形后，Neuber 法计算弹塑性应变

并未呈现急剧增加现象，而工程弹塑性和真实弹塑性应变随载荷增加急剧增大。而同样载荷下，工程弹塑性应变值大于真实弹塑性应变值，这与材料工程应力—应变曲线和真实应力—应变曲线变化趋势一致。当沿着结构的某一横截面发生塑性失稳后，沿这一横截面发生破裂失效。机匣破裂压力试验值为 13.2MPa，从图中可看出当等效应变达到材料断裂延伸率 12% 时，采用 Neuber 法计算破裂压力载荷远超过试验值，说明 Neuber 法不适用于深度屈服时的弹塑性分析；工程弹塑性法和真实弹塑性法计算破裂载荷分别为 12.4MPa 和 13.8MPa。工程预测误差为 6%，真实预测误差为 4.5%，真实弹塑性法较工程弹塑性法更准确。由于机匣结构较为复杂，计算模型为理想结构和承载状态，无法与试验状态完全相同，因此会造成系统误差。

4 结论

通过对燃烧室机匣破裂安全性预测方法研究，可以得出以下结论：

（1）从 Neuber 法计算机匣应力应变和破裂失效预测可知，该方法只适用于塑性变形量较小的应力应变分析，不适用于大面积深度屈服。

（2）工程弹塑性法能够反映机匣发生塑性变形后应力应变重分布，能够模拟实际塑性强化过程，但工程弹塑性法预测偏于保守。

（3）真实弹塑性法同样能够反映机匣发生塑性变形后应力应变重分布，模拟实际塑性强化过程。计算分析结果与试验结果相比误差小于 5%，这种误差源于计算模型和载荷分布无法与试验状态做到完全一致。计算分析所得高应力区域及强度高裕度区域与试验测量结果一致，证明了真实弹塑性法的正确性，为航空发动机机匣破裂结构分析提供指导。

参考文献

[1] 中国民用航空局 . CCAR-33R2 航空发动机适航规定 [S]. 北京：中国民用航空局，2012.
The Civil Aviation Administration of China. CCAR-33R2 Airworthiness standards：Aircraft engines[S]. Beijing：The Civil Aviation Administration of China，2012.（in Chinese）

[2] Federal Aviation Administration. FAR-33R2 Federal aviation regulation Part33[S]. USA：Federal Aviation Administration，2003.

[3] Moftakhar A，Buczynski A，Glinka G. Calculation of elasto-plastic strains and stresses in notches under multiaxial loading[J]. International Journal of Fracture，1994：70（4）:357-373.

[4] Moftakhar A，Buczynski A，Glinka G. Calculation of elasto-plastic strains and stresses in notched bodies subjected to multiaxial cyclic loading[C]// The International Symposium on Probabilistic Fatigue & Fracture Approaches Applied to Materials and Structures（ISPFA2017），2017.

[5] Topper T H，Wetzel R M，Morrow J. Neuber’s rule applied to fatigue of notched specimens[J]. Journal of Materials，1969：4（1）:200-209.

[6] Molski K，Glinka G. A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root[J]. Material Science and Engineering，1981：50（1）：93-100.

[7] Langer B F. PVRC interpretive report of pressure vessel research，section 1-design consideration[J]. Welding Research Council Bulletin，1964，86：403-410.

[8] Christopher T，Rama Sarma B S V，Govindan Potti P K，et al. A comparative study on failure pressure estimations of unflawed cylindrical vessels[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping，2002，79（1）：53-66.

[9] Dwivedi N，Kumar V，Shrivastava A，et al. Burst pressure assessment of pressure vessel using finite element analysis：A review[J]. Pressure Vessel Technology，2013，135（4）：1023-1028.

[10] 刘芳，王海峰，桑芝富 . 轴向斜接管内压容器爆破压力的预测 [J]. 石油机械，2009，37（2）：15-18.
Liu Fang，Wang Haifeng，Sang Zhifu. The prediction of the burst pressure of pressure vessel with miter pile [J]. Petroleum Machinery，2009，37（2）：15-18.（in Chinese）

作者简介

杨眉（1986— ） 女，硕士，工程师。主要研究方向：燃烧室结构强度设计

Tel：021-33367454

E-mail：yangmei_2006@126.com

许璠璠（1990— ） 女，硕士，助理工程师。主要研究方向：航空发动机燃烧室结构强度。

宁宝军（1991— ） 男，硕士，助理工程师。主要研究方向：航空发动机燃烧室结构强度。

朱琳（1981— ） 男，博士后，高级工程师。主要研究方向：工程力学。

Predicting Method of Burst Security of Aero-engine Combustor Case

Yang Mei*, Xu Fanfan, Ning Baojun, Zhu Lin

AECC Commercial Aircraft Engine CO., LTD., Shanghai 200241, China

Abstract: If the Aero-engine Combustor Case (ACC), which provides the constraint of the gas with the highest pressure, temperature and speed in the aero-engine, met a failure, it would fairly probably cause disastrous effects. This paper researched the burst security of ACC under the ultimate load case, Neuber method, engeering elastic-plastic method and real elastic-plastic method were respectively used to calculate the stress and strain of ACC under inner gas pressure, the results were compared with the test result, and the merits and constraints of each were described. The comparison result shows that real elastic-plastic method is most suitable in the three for ACC burst security analysis, since it has the highest agressment with the test in terms of high stress area prediction and high stress margin area prediction.

Key Words: aero-engine; combustor case; burst; elastic-plasticity; security

Received: 2018-03-27; **Revised:** 2018-04-03; **Accepted:** 2018-04-25

***Corresponding author.Tel.:** 021-33367454 **E-mail:** yangmei_2006@126.com