



赵俊生

车用涡轮增压器叶轮破裂转速的弹塑性数值分析

赵俊生 马朝臣 胡辽平

(北京理工大学 机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要:基于 ANSYS有限元分析软件,对车用涡轮增压器涡轮叶轮和压气机叶轮进行了材料非线性弹塑性有限元数值分析,计算了涡轮叶轮和压气机叶轮在离心载荷作用下的破裂转速,并与试验结果进行了对比。结果分析表明,建立在弹性基础上的叶轮破裂转速预估方法不够准确。考虑材料非线性的弹塑性计算更接近实际结果,可以应用于叶轮的强度校核和结构优化。破裂转速的计算结果表明,涡轮叶轮的强度储备大大高于压气机叶轮的强度储备,对其进行结构减重设计或优化十分必要。

关键词:压气机叶轮;涡轮叶轮;破裂转速;有限元;弹塑性

中图分类号: TK402

文献标识码: A

文章编号: 1003-8728(2008)01-0045-05

Elastoplasticity Numerical Analysis of the Burst Speed of Vehicular Turbocharger Impeller

Zhao Junsheng, Ma Chaochen, Hu Liaoping

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: Taking into consideration the material nonlinearity of turbocharger compressor impellers and turbine wheels, we carry out elastoplasticity numerical analysis of their burst speed based on FEM software ANSYS. Comparing the test results with the elastic calculating results, we find that the estimated burst speed based on elastic calculation is inaccurate, and elastoplasticity numerical analysis results is more close to the test results. Calculating results indicate that the margin of safety of the turbine wheel is greater than that of the compressor impeller, weight-losing design or optimization should be carried on for the turbine wheel, and elastoplasticity numerical analysis should be applied to intensity design and structure optimization.

Key words: compressor impeller; turbine wheel; burst speed; FEM; elastoplasticity

随着柴油机的不断强化,涡轮增压器得到广泛应用,且转速不断提高。因此,足够的结构强度是提高保证增压器叶轮正常工作的关键因素之一。由于所使用的高强度铝合金和高温铸造合金的延性范围小,增压器压气机叶轮和涡轮叶轮的强度设计通常基于弹性力学的计算方法进行设计,强度余量较大。

通常增压器压气机叶轮和涡轮叶轮的破裂转速用最大切应力法预估破裂转速^[1]。在柱坐标下引起叶轮破裂的主要是切向应力(周向应力)。在叶轮的不同转速下,断面切向应力与转速的关系为

$$\frac{\sigma}{2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

破裂转速为 n_b ,

$$n_b = n_c \sqrt{\sigma_b / \sigma_c}$$

式中: n_c 为工作转速; σ_b 为材料的抗拉强度极限; σ_c 为对应工作转速下通过计算得到的最大等效应力。

定义 $k_n = n_b / n_c$ 为叶轮飞碎安全因数, $k_n = 1.4 \sim 2$ 。国内外著名增压器公司都将 k_n 低限定在 $\sqrt{2}$ 上,此时仍可保证应力的安全系数为 2。

考虑到高强度铝合金和高温铸造合金仍有一定的延性范围(约 3% ~ 5%)^[2],若采用弹塑性力学计算进行增压器叶轮的强度设计,可以充分发挥高强度材料的性能。在高强度的结构设计和分析中,弹性力学和弹性断裂力学广泛使用。随着材料技术的

收稿日期: 2007 - 01 - 15

作者简介: 赵俊生(1969 -),副教授,博士研究生,研究方向为动力机械结构强度、振动及可靠性, zjs@nuc.edu.cn

发展，目前的新型高强度铝合金材料都有较好的延性^[3]，一般可以达到约 10%，在破坏前产生大量的塑性变形。这种情况下继续使用弹性力学的方法，将无法做出确切的失效分析，其结果将使设计不能充分发挥材料的全部承载能力^[4]。以往实验的结果亦表明了这一点。如果应用弹塑性力学方法进行计算设计，可以对材料在应力水平超过屈服极限后的行为进行较为准确的理论描述，也将为充分发挥材料的极限提供依据。对于增压器压气机叶轮和涡轮叶轮所使用的合金材料，虽然其延性范围较小，但在对这种高强度合金的叶轮进行强度极限设计和分析中，也需要引入这样的设计思想。在叶轮局部应力达到屈服极限后产生局部塑性变形，塑性变形达

到一定程度才引起叶轮的整体破坏，弹塑性设计可以使叶轮达到较高的极限速度。

本文分别采用传统的弹性计算方法和以这两种材料的双线性随动强化本构模型的弹塑性计算方法，对涡轮叶轮和压气机叶轮的破裂转速进行了计算，并和实验结果进行了对比。

1 叶轮破裂转速的弹塑性分析

表 1 为增压器叶轮材料机械性能参数，其中压气机叶轮材料为 ZL201，涡轮叶轮材料为镍基高温铸造合金 K418。由于增压器工作时涡轮叶轮受发动机排气作用，温度较高，因此模拟计算时取其最高环境温度 700 的性能数据。

表 1 叶轮机械性能参数

	弹性模量 E (GPa)	泊松比	密度 (kg/m^3)	屈服极限 $\sigma_{0.2}$ (MPa)	抗拉强度极限 σ_b (MPa)
压气机叶轮 ZL201	70	0.3	2.7×10^3	215	365
涡轮叶轮 K418 (700)	176	0.3	8.0×10^3	774.8	995.6

1.1 屈服准则及本构模型

分析计算中使用 Von Mises 屈服准则，用计算得到的叶轮最大当量应力 σ_{eq} 来与之材料屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 比较。当 $\sigma_{eq} < \sigma_{0.2}$ 时材料出于弹性阶段，当 $\sigma_{eq} \geq \sigma_{0.2}$ 认为材料为理想塑性材料发生塑性变化。当最大应力达到材料的屈服极限后，就产生局部的塑性变形，并逐渐引起总体的塑性变形，最后导致破坏。

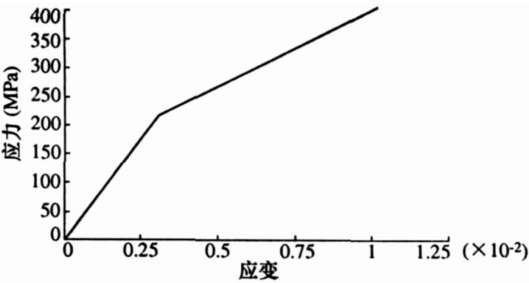


图 1 材料 ZL201 的本构模型

多线性随动强化能够更精确描述材料的应力应变曲线，但需要更多的材料性能测试数据。经典的双线性随动强化使用一个双线性来表示应力应变曲线，所以有两个斜率，弹性斜率和塑性斜率，由于使用随动强化的 Von Mises 屈服准则^[5]，所以包含有鲍辛格效应，初始为各向同性材料的小应变问题，适用于大多数的金属。为了较为准确反映 JP60C 增压器涡轮和压气机叶轮材料在超速过程中的软化效应，本文采用了经典的双线性随动强化准则。图 1

和图 2 分别为压气机叶轮材料和涡轮材料的双线性随动强化模型。

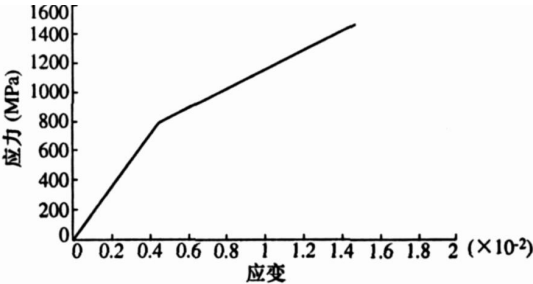


图 2 材料 K418 的本构模型

1.2 破裂准则的选取

轮毂破裂时，开裂起始于塑性区。引起材料屈服的主要因素是形状改变能密度。无论材料处于单向、二向或三向应力状态，只要形状能密度达到单向受力屈服时的形状能密度时，就认为材料屈服。破裂准则可采用： $\sigma_8 = (\sigma_8)_b$ ，即当单元体的 8 面体剪应变 σ_8 达到单向拉伸状态下的 8 面体极限应变 $(\sigma_8)_b$ ，则认为材料断裂。

考虑到一般有限元的计算输出结果为应力值，单调加载时，八面体剪应力 σ_8 与八面体剪应变 ϵ_8 有一一对应关系，所以本文所采用的破裂准则为

$$\sigma_8 = (\sigma_8)_b$$

又因为 Von Mises 当量应力

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

而八面体剪应力

$$\sigma_8 = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

因此有

$$\sigma_8 = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_{eq}$$

而 $(\sigma_8)_b$ 有与材料的单向拉伸机械强度有关^[6]

$$(\sigma_8)_b = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_b$$

由 $\sigma_8 = (\sigma_8)_b$, 则有: $\sigma_{eq} = \sigma_b$, 即破裂准则为 $\sigma_{eq} = \sigma_b$ 。也就是说在进行有限元计算时,当叶轮体内任一点的最大当量应力达到 σ_b 时,则认为轮毂破裂。

1.3 叶轮弹塑性有限元模型

增压器叶轮是周期对称的旋转实体,主要受

高速旋转的离心力作用。由于叶轮几何模型结构复杂,特别是叶片及流道部分这样的高阶曲面容易产生应力集中,分析时不宜简化。而 ANSYS 对这样的复杂曲面很难建模,因此使用在 UG 中的叶轮几何模型,充分利用周期对称结构的特点^[7],导入有限元前处理软件 Hypermesh 中选择 Solid 92 二次单元进行网格划分,最后导入 ANSYS 中进行计算分析。网格划分的有限元结果如图 3 和图 4 所示。有限元模型位于总体柱坐标中,边界条件为轮背端面轴向位移约束和周期对称约束,施加载荷为离心力体载荷。图 5 为压气机叶轮周期有限元模型载荷及边界施加示意图,涡轮叶轮与此类似。

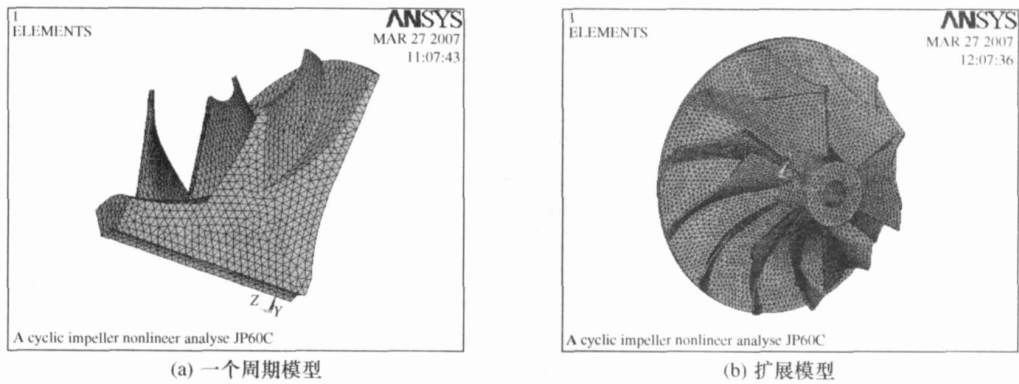


图 3 压气机叶轮周期对称网格模型

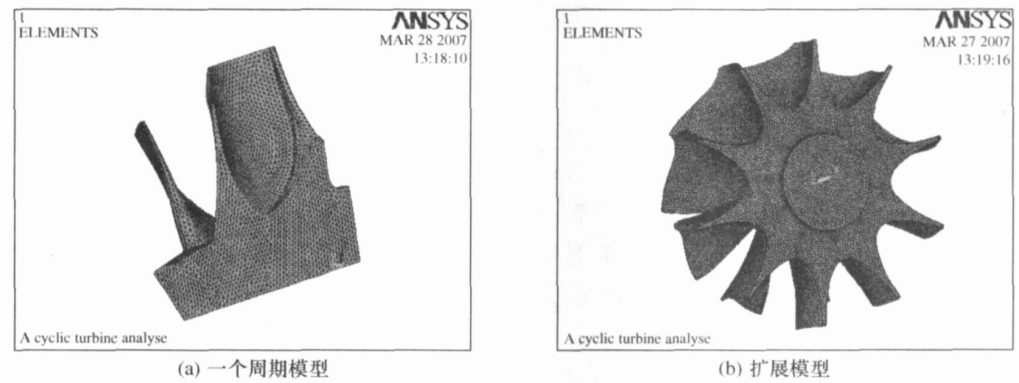


图 4 涡轮叶轮周期对称网格模型

2 破裂转速计算及结果分析

2.1 弹性计算结果及分析

弹性有限元计算结果表明,对于任何转速压气机叶轮最大等效应力均发生在靠近轮背的叶轮轴孔(节点 84314)处。当转速为 182100 r/min 时,最大 Von Mises 应力为 369.17 MPa,已经大于抗拉极限 365 MPa。此时的应力分布云图如图 6 所示。按照通常基于弹性破裂转速的预估方法,压气机叶轮的破裂转速为 182100 r/min。

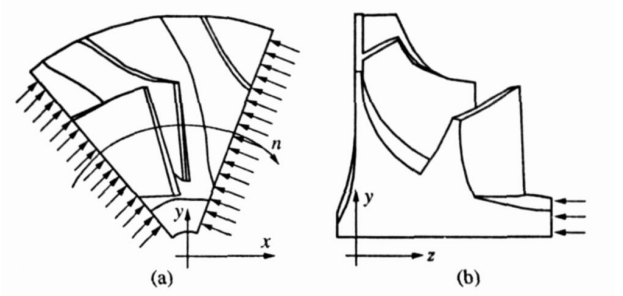


图 5 压气机叶轮载荷及边界施加示意图

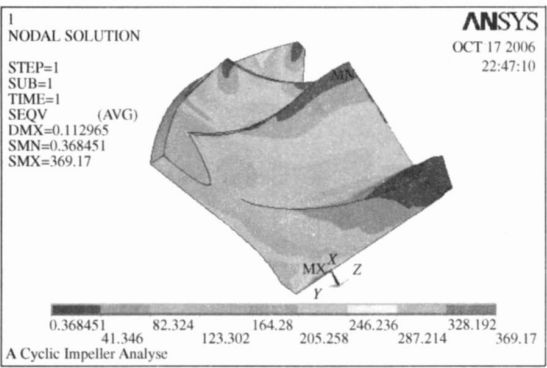


图 6 压气机叶轮等效应力云图 (182100 r/min)

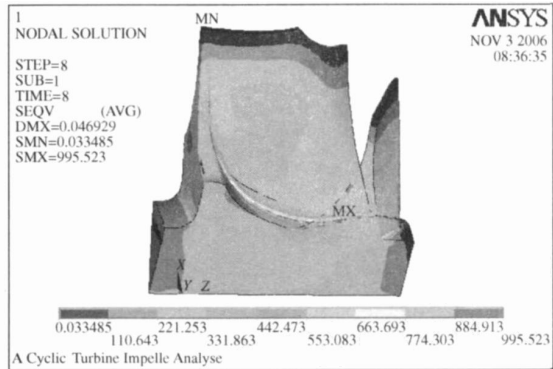


图 7 涡轮叶轮等效应力云图 (182100 r/min)

而对于涡轮叶轮的弹性有限元计算结果显示,无论转速大小整个涡轮叶轮的最大等效应力均发生在叶根与轮毂面交界的流道中部(节点 116583 处),而轮毂内部最大 Von Mises 应力则位于轴线中心处。当转速为 182095 r/min 时,最大 Von Mises 应力为 995.52 MPa,已经达到抗拉极限 995.4 MPa,此为压气机叶轮的破裂转速。图 7 为 182095 r/min 时涡轮叶轮 Von Mises 应力云图。而此时轮毂轴心处最大 Von Mises 应力仅有 419.7 2MPa。通常基于弹性破裂转速的预估方法,轮毂的破裂转速为 280400 r/min。弹性有限元计算结果表明,涡轮叶轮在 280400 r/min 时的轮毂轴心处最大 Von Mises 应力为 995.48 MPa,但这是建立在叶根不发生破坏的基础上,显然不符合实际。

2.2 弹塑性计算结果及分析

引入弹塑性计算后的计算结果表明,对于不同转速压气机叶轮和涡轮叶轮的最大 Von Mises 应力出现位置与弹性计算结果相同,压气机叶轮最大等效应力均发生在靠近轮背一侧的叶轮轴孔处,涡轮叶轮的最大等效应力均发生在叶根处。不同的是由于考虑了材料的非线性,对于相同的转速计算得到的最大 Von Mises 应力不同。图 8 为压气机叶轮最大 Von Mises 应力处节点 84314 的弹性和塑性应变随加载转速变

化的曲线。图 9 为涡轮叶轮最大应力处节点 116583 的弹性、塑性应变随加载转速的变化曲线。

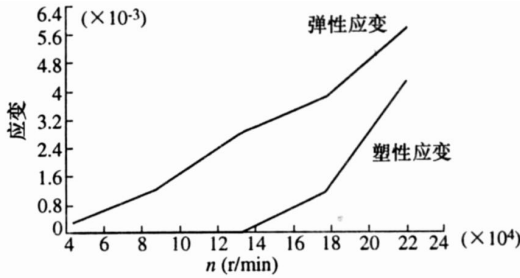


图 8 压气机叶轮节点 84314 应变曲线

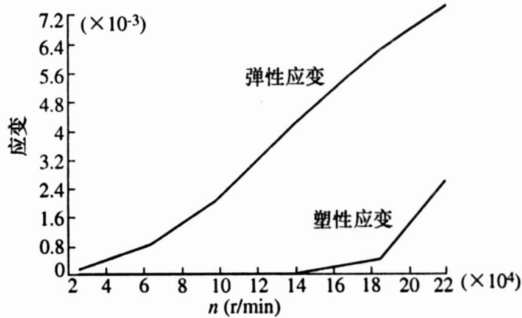


图 9 涡轮叶轮节点 116583 应变曲线

从图 8 压气机叶轮节点 84314 处弹性和塑性应变随转速变化曲线可以看出,开始加载时叶轮在离心力的作用下仅发生弹性变形。当叶轮转速升高到 131842 r/min 时开始发生塑性变形,最大等效应力处进入塑性区。根据前述破裂准则,压气机叶轮的破裂转速为 208160 r/min。分析结果表明,涡轮叶轮在工作范围 120000 r/min ~ 140000 r/min 内产生塑性变形没有压气机叶轮明显。

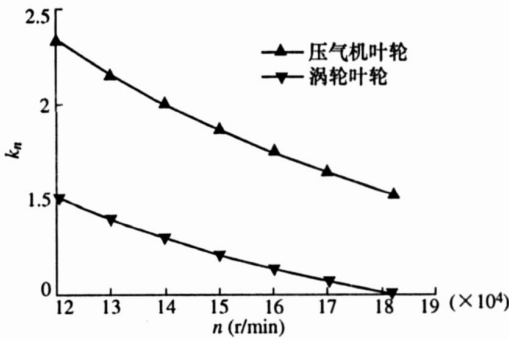


图 10 涡轮和压气机叶轮飞碎安全因数对比

弹塑性计算在 Von Mises 应力达到材料屈服极限后产生塑性变形,其增长变得缓慢。同时根据前述破裂准则,可得到压气机叶轮和涡轮叶轮的破裂转速。图 10 为涡轮叶轮和压气机叶轮的轮毂飞碎安全因数随转速的变化关系。从中可知涡轮叶轮的强度储备大大高于压气机叶轮的强度储备。

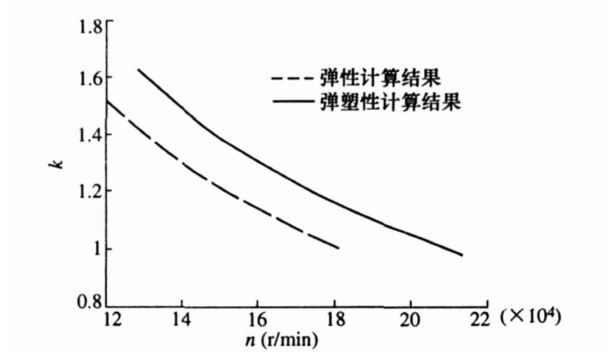


图 11 压气机叶轮破裂安全因数对比

图 11 为分别用弹性和弹塑性计算方法得到的压气机叶轮飞碎安全因数。表 2 为不同计算方法得到的破裂转速以及试验结果的对比。

表 2 不同计算方法得到的轮毂破裂转速以及试验值				
破裂转速		弹性	弹塑性	试验值
n_b (r/min)	压气机叶轮	182100	208160	213570
	涡轮叶轮	280400	295430	-

超速破坏试验表明,最终压气机叶轮破坏时的转速为 213570 r/min, 远大于弹性计算估计值 182100 r/min,与弹塑性破裂转速的计算结果更为接近。分析其原因,主要是考虑塑性应变后由于塑性在破裂转速 $n_b=213750$ r/min 下,使用弹塑性重新计算了压气机叶轮中的应力、应变分布情况,图 12 和图 13 给出了叶轮轴孔处 Von Mises 应力和应变云图。

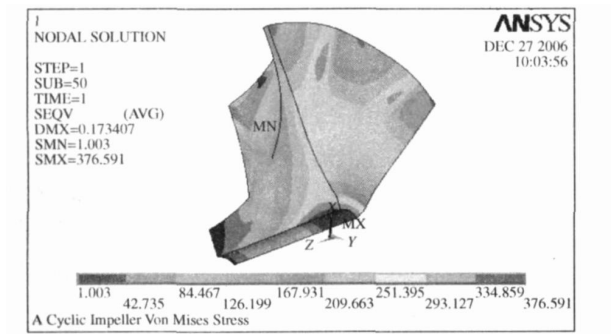


图 12 压气机叶轮 213750 r/min 时的应力云图

在实际破裂转速 213750 r/min 下计算得到的压气机最大 Von Mises 应力为 376.59 MPa,大于材料的抗拉极限强度 365 MPa,超出了 3.2%。其原因主要是由于没有该材料的应力-应变实验数据,用双线性随动强化模型而引起的误差。

从图 13 中可知,在实际压气机叶轮断裂的位置,应力从表面到深层都已经达到了材料强度的极限 365 MPa,应变也同样在这个位置积累达到了 4.5%,达到了铸铝合金 3%~5%的延性范围限制,

按照弹塑性理论认为在这个位置发生了整体的塑性流动,导致压气机叶轮破裂。

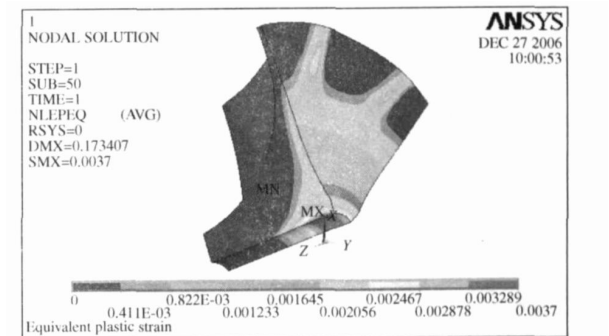


图 13 压气机叶轮 213750 r/min 时的应变云图

3 结论

(1) 虽然所使用的高强度铝合金延性范围较小,在多数情况下表现为脆性断裂,但通过叶轮在受高速离心力作用下的弹塑性计算和超速破坏实验的比较,弹塑性理论和弹塑性的有限元分析应用于增压器叶轮的强度分析和破裂转速的计算时更为合适。

(2) 采用双线性随动强化本构关系的材料非线性模型时,计算的结果与实验结果获得了较好的吻合;数值分析结果与实验还表明叶轮的破坏极限远大于弹性计算的估计,因此弹塑性计算也适用于叶轮旋转过程中的叶轮的强度校核和结构优化,有利于提高叶轮的极限转速。

(3) 计算结果表明,增压器涡轮叶轮的破裂转速大大高于压气机叶轮的破裂转速,涡轮叶轮强度储备过高,对其进行结构减重设计或优化十分必要。

[参考文献]

[1] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器 [M]. 北京:机械工业出版社, 1992

[2] 徐, 沈祖培等. 飞轮端盖强度的弹塑性设计计算 [J]. 机械科学与技术, 2003, (5): 381~383

[3] 刘世兴, 田世兴, 陈昌麒. 7050 铝合金锻件的力学性能和断裂机制研究 [J]. 材料工程, 1999, (4): 34~37

[4] (美) V. 库默, M. D. 杰曼, C. F. 施著, 周洪范, 周毅秋译. 弹塑性断裂工程分析方法 [M]. 北京:国防工业出版社, 1985

[5] Huang W M, Gao X Y. Tresca and von Mises yield criteria: A view from strain space [J]. Philosophical Magazine Letters, 2004, 84(10): 625~629

[6] 古爱军, 张学仁等. 轴流式轮盘破裂转速的数值计算方法 [J]. 航空动力学报, 2001, (3): 287~290

[7] Takao H, Masaru N, Sueo K. Stress analysis of structures with cyclic deformation mode by finite element method using three-dimensional curved elements [J]. Bulletin of the JSME, 1982, 25(202): 508~512