

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.04.017

新型 Cr12Mo1V1 剪切刀具的 破坏分析与结构优化

王 佺^{1,2}, 于培师^{1,2}, 吕锦杰^{1,2}, 赵军华^{1,2}

(1. 江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122;
2. 江南大学 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡 214122)

摘 要:针对目前新型 Cr12Mo1V1 剪切刀具在使用中频繁发生破坏行为,采用三维有限元方法系统研究了该刀具在切割工况下的力学行为。先得到了该刀具的详细应力场,确定其危险部位,并基于经典强度理论对其破坏进行了分析与校核;详细研究了刀具在出现不同几何尺寸的三维角裂纹时,其裂纹前缘应力强度因子的分布结果。基于这些结果对该刀具的几何结构与尺寸进行了优化,降低了应力水平,提高了抗断裂强度。

关 键 词:金属切削;剪切刀具;三维有限元法;应力场;应力强度因子

中图分类号:TG333.21 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)04-0079-05

Destroy Analysis and Structural Optimization of Novel Cr12Mo1V1 Shear Cutter

WANG Quan^{1,2}, YU Peishi^{1,2}, LÜ Jinjie^{1,2}, ZHAO Junhua^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;

2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: A three-dimensional finite element method was used to study the mechanical behavior of a new type of cutter Cr12Mo1V1 which is unexpected to destroy in the process of cutting. For the first step, the detailed stress field of the cutter was obtained, the dangerous position was determined, and the failure of the cutter was analyzed and reexamined based on the classical strength theories. In addition, the distribution of the stress intensity factor of corner cracks of different sizes was obtained in detail. Based on these results, the geometries and sizes of the cutter were optimized, which reduced the stress level and improved the fracture strength.

Keywords: metal cutting; shear cutter; three-dimensional finite element method; stress field; stress intensity factor

近年来,剪切机在传统制造业中使用范围越来越广泛,其中剪切刀具作为剪切机的核心部件,其强度和可靠性是保证剪切机正常工作的关键。剪切刀具一般为长条状格栅型排布,将长条形待切钢板插入格栅,互相搓动,可实现批量切割。为提高一次剪切数量,往往将多个刀具并排组成较长的刀具组合。此类刀具一般采用价格昂贵的 Cr12Mo1V1 高硬度钢制成,且构型复杂,因此一般成本较高。然而,在实际操作中,刀具却频繁发生断裂,不仅增加了拆卸的工作量,同时也造成

了巨大的经济损失。经分析,初步判定:在切割过程中,刀具根部存在较大的应力集中,从而导致了断裂,而最大应力的精确位置和大小则需要通过进一步分析才能确定。另外,如果对刀具的相关尺寸做相应的改进与优化,可以降低刀具根部的最大应力水平,达到提高其使用寿命与可靠性的目的。因此,笔者将对该刀具在工作载荷作用下的应力状态进行有限元分析,对现有的设计进行评估,找到其危险部位,在此基础上,通过计算对刀具结构进行改进设计。另外,笔者还对

收稿日期:2016-11-18;修回日期:2017-02-15

基金项目:国家自然科学基金项目(11302067)。

第一作者简介:王佺(1994),男,安徽阜阳人,硕士研究生,主要研究方向为宏观复杂结构断裂、疲劳模拟及寿命预测。通信作者:于培师(1982),男,山东章丘人,博士,现为江南大学副教授,主要从事机械结构强度、疲劳与断裂力学研究。E-mail: ypsnuua@163.com

刀槽根部频繁出现裂纹的部位进行了断裂分析,得到了不同尺寸的角裂纹前缘应力强度因子的分布结果^[1]。本文研究成果为该新型切割刀具的改进设计提供了必要的技术支持。

1 几何模型和有限元建模

1.1 几何模型

该刀具的材料为 Cr12Mo1V1,是应用广泛的一种冷作模具钢,具有较好的耐磨性、淬透性和淬硬性,以及良好的二次硬化特性^[2],其工作原理如图 1 所示。

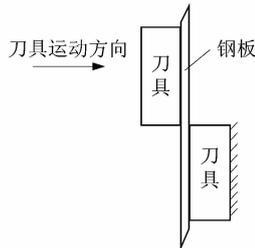


图 1 工作原理示意图

Figure 1 Schematic diagram of operating principle

当刀具与钢板相对搓动时,产生巨大的剪切力,将钢板切断,该刀具由基座以及 4 个刀槽构成,为了提高切割效率,一般将多个基座固结在一起,形成多达 20 个刀槽的刀具组合。然而,在实际切割钢板的过程中,该刀槽根部频繁发生断裂,如图 2 所示。刀槽一旦发生断裂,便无法继续完成切割,因此不得不频繁更换断裂的组件,不但严重影响正常工作进度,而且损失巨大。

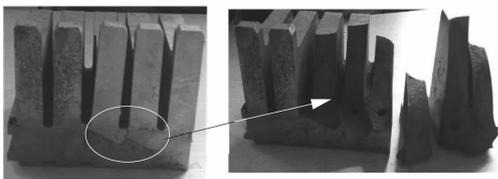


图 2 结构破坏图

Figure 2 Fracture of cutter structure

该刀具组合的几何模型如图 3(a) 所示,两边各由 7 个刀具组合而成。

由于刀具组合的左右对称性,组合中单个刀具的受力状态基本一致,因此选取其中一个刀具进行建模分析。另外,实际的刀具基座由于考虑到固定等要求,因此结构较为复杂,在建模分析时也做了相应的简化。

1.2 有限元建模

采用商用有限元软件 ANSYS 进行分析^[3]。单元类型采用三维 20 节点二次等参单元,单元编号为 Solid186。

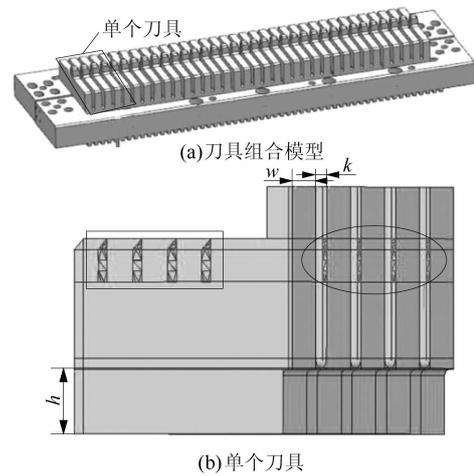


图 3 刀具组合模型和单个刀具简化图

Figure 3 Assembled pattern and single unit of cutters

材料参数:刀具材料为 Cr12Mo1V1,弹性模量为 207 GPa,泊松比为 0.3。

载荷及约束条件:图 3(b)中,椭圆中深色部位载荷为 250.0 MPa,长方框中深色部位载荷为 1.7 MPa,刀具底座全约束。

一般情况下,随着网格数量的增加,计算精度有所提高,但计算机工作时间也将增加。笔者综合考虑精度与计算量,采用了过渡式逐渐加密的网格划分模式,即在危险部位以及应力集中等处,采用精细的网格划分,而随着应力梯度的降低,网格密度逐渐稀疏,划分后的网格如图 4 所示。

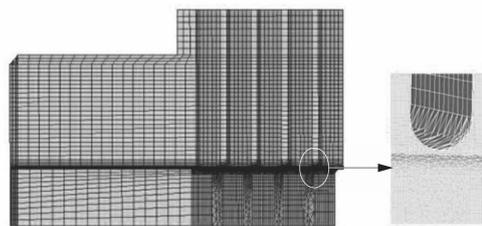


图 4 有限元模型及其网格划分

Figure 4 Finite element model and meshes of cutter unit

2 底座高度 h 对刀具最大等效应力的影响

为了研究底座高度 h 对刀具中最大等效应力的影响^[4],现将宽度 w 和间距 k 分别固定: w 为 20 mm, k 为 9 mm。当底座高度 h 为 30 mm 时,刀具的等效应力云图如图 5 所示,其中最大等效应力约为 297 MPa。

现以底座高度 h 为变量,令底座高度 h 分别为 20,25,30,35 mm,分别计算其最大等效应力,结果如图 6 所示。

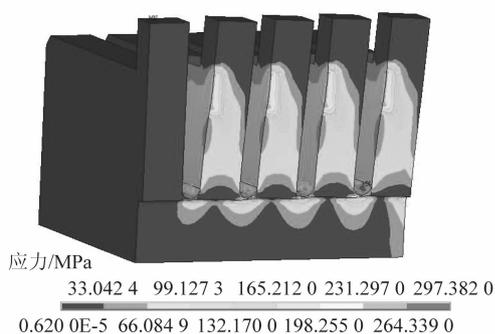


图5 等效应力云图

Figure 5 Contour of equivalent stress

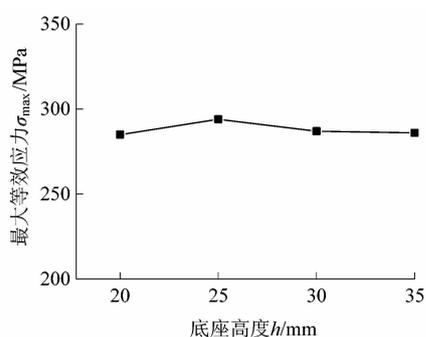


图6 最大等效应力随底座高度变化图

Figure 6 Variation of Maximum equivalent stress with base height

根据第一、三、四强度理论^[5],计算出4组刀具的应力值,如表1所示。

表1 底座高度和应力之间的关系

Table 1 Relationship between base height and equivalent stresses

高度/mm	σ_{r1} /MPa	σ_{r3} /MPa	σ_{r4} /MPa
20	308	297	286
25	326	303	295
30	307	297	297
35	306	296	287

根据这4组的结果,可分析得出:当刀具宽度 w 为 20 mm,间距 k 为 9 mm 时,不同底座高度 h 的刀具的危险部位(σ_{max} 出现的位置)的最大应力基本一致,因此,当优化刀具结构时,可根据工况条件、经济性等相关要求来设定刀具底座高度值。

3 宽度 w 和间距 k 对刀具最大应力的影响

由于刀具的工作条件所限,其宽度 w 和间距 k 之和必须为固定值 29 mm,因此当刀具宽度 w 改变时,间距 k 也随之改变。又由于底座高度 h 对刀具应力分布的影响可以忽略,因此将底座高度 h 设为固定值 30 mm,在此基础上刀具宽度 w 为 14 ~ 22 mm(相对应的

间距 k 为 7 ~ 15 mm)范围内的最大应力值进行分析,以获取最优(应力最小)的宽度值。根据第一、三、四强度理论,相应的应力值如图7所示。

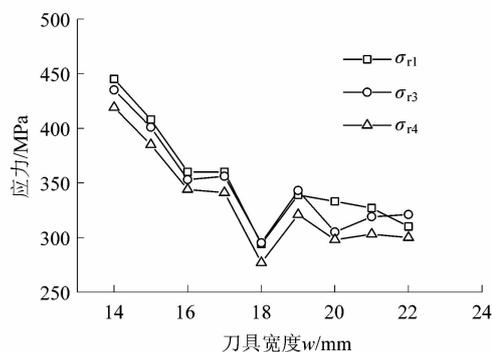


图7 应力随刀具宽度变化图

Figure 7 Variation of equivalent stresses with width of cutter

由图7可知,当刀具的底座高度 h 固定时,宽度 w 和间距 k 对刀具的应力分布影响较大。当宽度 w 为 14 mm,间距 k 为 15 mm 时, σ_{r1} 高达 446 MPa。当宽度 w 为 18 mm,间距 k 为 11 mm 时, σ_{r4} 低至 277 MPa。当宽度 $w \geq 19$ mm 时,应力值变化幅度不大。

综上所述,当宽度 w 为 18 mm,间距 k 为 11 mm 时,刀具危险部位的应力值最小。

4 刀具根部角裂纹前沿的应力强度因子分布

4.1 应力强度因子的求解方法

三角裂纹是此类切割刀具常见的缺陷,也是危险的裂纹之一(如图2所示),因此,对刀具根部可能出现的裂纹进行分析,对防止其因脆断而导致事故的发生是非常必要的。对于本文所研究的切割刀具,其断裂形式为典型的脆性断裂^[6-7],因此裂纹前缘的应力强度因子为控制断裂的关键参数。由于三维问题理论和计算的复杂性,使得对三维应力强度因子的研究远不如二维应力强度因子那样成熟,也没有可参考的解析解,这给三维应力强度因子研究造成了极大困难,研究者们借助数值方法来求解,其中最普遍的是采用有限元法,模拟裂纹的三维模型^[8],如图8所示。根据线弹性断裂理论^[9],I型裂纹前缘的应力场可表示为:

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right];$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right];$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}.$$

其中： σ_x 为x方向应力， σ_y 为y方向应力， τ_{xy} 为xy平面切应力； r, θ 为计算点在局部柱坐标系的坐标值； K_I 为对应于I型裂纹的应力强度因子。位移场可表示为：

$$u = \frac{(1 + \mu) K_I}{2E} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left[(2k - 1) \cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{3\theta}{2} \right];$$

$$v = \frac{(1 + \mu) K_I}{2E} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left[(2k - 1) \sin \frac{\theta}{2} - \sin \frac{3\theta}{2} \right].$$

其中： u, v, w 分别为x, y, z方向的位移分量； E, μ 分别为材料的弹性模量和泊松比； k 在平面应力和平面应变时的取值分别为：

$$k_{\text{应力}} = \frac{3 - \mu}{1 + \mu};$$

$$k_{\text{应变}} = 3 - 4\mu.$$

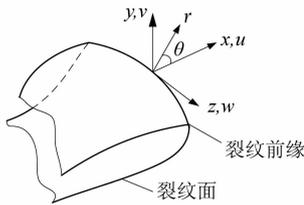


图8 曲线裂纹前缘坐标系
Figure 8 Coordinates at tip of curve crack

4.2 对含有裂纹的刀槽根部出现的角裂纹进行分析

现取5组不同形状的裂纹，其中图9(b)为1/4圆弧，长短轴之比 a/b 为1，另外4组，长短轴之比 a/b 分别为2,3,4,5的1/4椭圆弧^[10]。 $a/b = 1/4$ 的裂纹尖端网格划分如图9所示。其中，裂纹尖端采用1/4节点奇异单元^[11-12]。为了具体表达出椭圆弧上每一点的应力强度因子大小，规定外表面端点处 θ 为 0° ，内部表面端点处 θ 为 90° ，应力强度因子与角度的关系如图10所示。

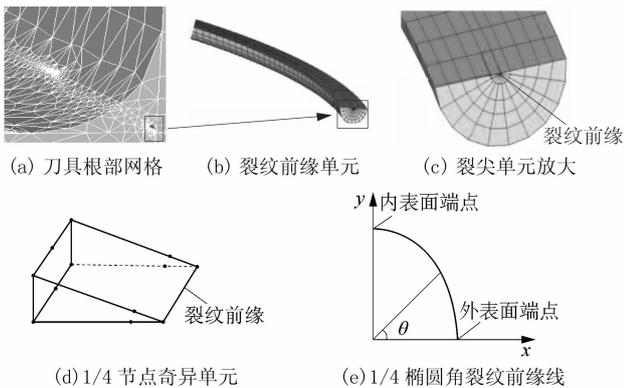


图9 裂纹尖端网格划分
Figure 9 Meshes of crack tip

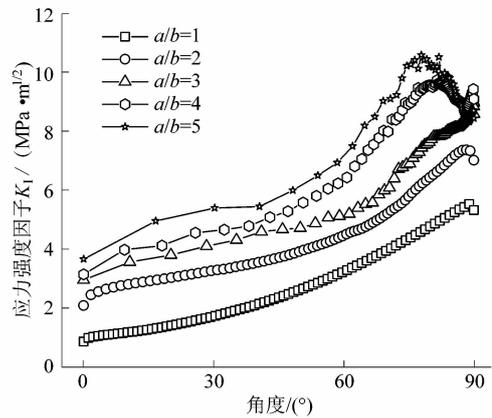


图10 应力强度因子与角度的关系图
Figure 10 Stress intensity factors along crack line angle

图10中，剔除 0° 和 90° 附近的正常波动外，应力强度因子随裂纹从外表面到内表面逐渐增大，随着裂纹尺寸的增加，应力强度因子单调递增，不同长短轴比的1/4椭圆角裂纹的应力强度因子变化趋势类似。另外， $a/b = 1$ 和 2 这2组的应力强度因子在 78° 附近达到最大值， $a/b = 3, 4$ 和 5 这3组在 85° 附近达到最大值，因此，刀具在以上位置最容易发生破坏。

5 结 语

笔者采用三维有限元方法对 Cr12Mo1V1 新型切割刀具在工作载荷下的应力分布进行了系统的分析，确定了刀槽附近最大应力的位置(危险部位)，并在此基础上对刀具的底座高度 h 和宽度 w 进行了优化分析，得到了降低最大应力的刀具最优尺寸。另外，对危险部位出现的裂纹进行了分析，得到了不同裂纹尺寸的应力强度因子的分布。具体结论如下：

1) 不同的底座高度 h 对刀具应力的影响几乎没有差别。因此，可根据工况条件、经济性等相关具体要求来设定刀具的底座高度 h ；

2) 当刀具的底座高度 h 固定时，不同的宽度 w 和间距 k 对其应力的影响较为复杂，其中当宽度 w 取较大值时，对应力的影响趋于一致。即当宽度 w 为 18 mm，间距 k 为 12 mm 时，危险部位的应力值取最小值；

3) 刀槽根部出现的角裂纹前缘应力强度因子随裂纹从外表面到内表面逐渐增大，不同长短轴比的1/4椭圆角裂纹的应力强度因子变化趋势类似。另外，裂纹尺寸的增加会导致应力强度因子的显著增大。

(下转第85页)