

Е.В. Мироненко, д-р техн. наук, В.С. Гузенко, канд. техн. наук,
С.Л. Миранцов, канд. техн. наук, Краматорск, Украина

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ СБОРНЫХ ОТРЕЗНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

У даній статті розглянуті питання вдосконалення збірних конструкцій різців для важких верстатів з метою підвищення міцності ріжучої частини і підвищення жорсткості кріплення режущих елементів. Наведено результати аналітичних досліджень міцності та динамічних характеристик збірних відрізних різців для важких верстатів.

В данной статье рассмотрены вопросы совершенствования сборных конструкций резцов для тяжелых станков с целью повышения прочности режущей части и повышения жесткости крепления режущих элементов. Приведены результаты аналитических исследований прочностных и динамических характеристик сборных отрезных резцов для тяжелых станков.

This article discusses the issues of improvement of prefabricated structures for the cutters of heavy machine tools with the purpose of increase of durability of the cutting unit and increase the rigidity of the mounting of cutting elements. Given the results of analytical studies of the strength and dynamic characteristics of cutting tools for heavy machine tools.

Введение. Повышение производительности обработки на тяжелых станках ограничивается некоторыми технологическими операциями, одной из которых является отрезка. Операция отрезки представляет собой несвободное резание, которое характеризуется рядом особенностей. Отрезные резцы работают со значительными удельными нагрузками на режущие лезвия, в условиях затрудненного отвода стружки, что приводит к большому количеству поломок режущих пластин. Кроме того, пониженная жесткость технологической системы при отрезке, являющаяся следствием наличия больших вылетов резцов, приводит к возникновению колебаний инструмента в процессе резания.

С целью совершенствования конструкций сборных отрезных резцов для тяжелых станков, проводились аналитические и экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния режущих пластин, экспериментальные исследования колебаний и с помощью результатов исследований были разработаны конструкции инструмента, обладающие повышенной прочностью и жесткостью механического крепления. Пример подобного инструмента приведен на рисунке 1 [3].

Сборный отрезной резец, представленный на рисунке 1, состоит из режущего клинового элемента 1 и корпуса 2, причем опорная и прижимная V-образные выпуклые поверхности клинового паза корпуса скошены относительно своих образующих. Наклоны α_1 , α_2 скошенных участков опорной и прижимной поверхностей относительно своих образующих выполнены про-

тивноположно направленными. Направление угла наклона α_2 скошенного участка прижимной поверхности относительно ее образующей выполнено совпадающим с направлением угла α заклинивания клинового паза корпуса.

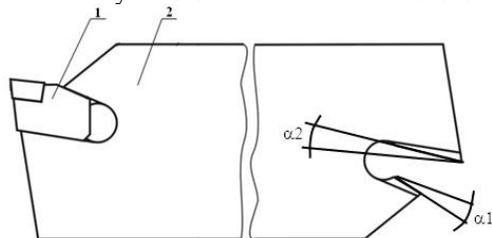


Рисунок 1 – Конструкция сборного отрезного резца для тяжелых станков

Однако в результате проведенных исследований авторами не исследовалось влияние величины углов α_1 , α_2 на величину напряжений, возникающих в режущей пластине и жесткость крепления режущей вставки [1, 2, 3].

Основная часть. В процессе работы сборного отрезного резца под действием силовых факторов на взаимодействующих поверхностях режущего клинового элемента 1 и корпуса 2 возникают неравномерно распределенные по длине паза контактные напряжения. Максимальные значения контактных напряжений будут наблюдаться при этом на опорной поверхности паза корпуса под режущей кромкой вставки 1, что ведет к ее опусканию, и на прижимной поверхности в области тыльной стороны вставки 1, что приводит к пластической деформации и искажению профиля клинового паза, а также снижению конструктивной жесткости. Причиной возникновения такого сложного напряженного состояния являются тангенциальная составляющая силы резания и ее опрокидывающий момент, который действует в направлении силы резания. Опрокидывающий момент возникает по причине наличия главного заднего угла у режущего элемента 1 и ее нависания над опорной поверхностью корпуса.

Изменяя величину угла наклона скошенных участков, можно изменять площадь соприкосновения взаимодействующих поверхностей в наиболее нагруженных участках, компенсируя рост контактных нагрузок увеличением площади взаимного контакта, при этом контактные напряжения будут иметь более равномерное распределение.

В связи со сложностью проведения экспериментальных исследований по указанному направлению было принято решение провести исследования аналитически с использованием моделей, полученных при помощи пакетов SolidWorks и Ansys. Для проведения исследований была подготовлена модель сборного резца при помощи пакета SolidWorks. В качестве геометрических и конструктивных использовались параметры оригинального инструмента:

размеры корпуса инструмента 18×90 мм, ширина режущей кромки режущей пластины 20 мм.

Исследование конструкции сборного реза проводилось по двум направлениям: статический анализ конструкции, динамический (гармонический) анализ конструкции;

Статический анализ конструкции. Целью статического анализа является определение напряжений (нормальных, главных, эквивалентных), линейных и нелинейных перемещений (деформаций) в элементах сборной конструкции, а также напряжений.

Для выполнения статического анализа использовалась модель, полученная на основе исходной (рисунок 1), при помощи пакета Ansys (рисунок 2).

Модель представляет собой трехмерную конструкцию реза, нагруженную силами резания и закрепления. В качестве граничных условий при моделировании, были приняты следующие:

- корпус инструмента зафиксирован без перемещений;
- между соприкасающимися гранями и поверхностями элементов имеет место контакт с трением, то есть соприкасающиеся поверхности могут перемещаться друг относительно друга и между ними может возникать зазор (рисунок 2б).

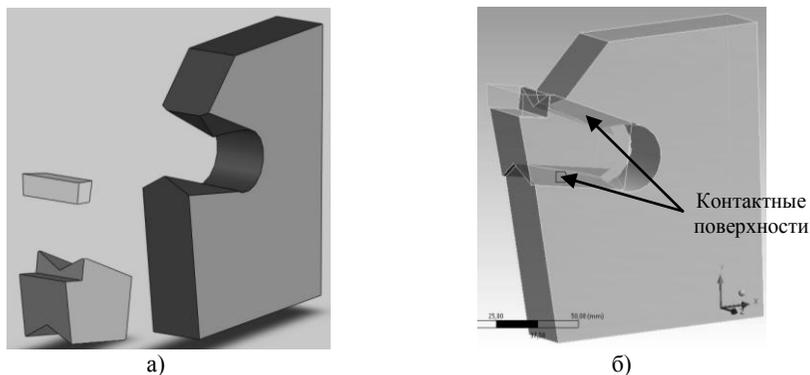


Рисунок 2 – Модели сборной конструкции реза:

а – трехмерная модель сборного реза, б – контактные поверхности режущего элемента пластины и корпуса инструмента

При выборе режимов обработки, при которых проводился анализ, были использованы следующие рекомендации [4]: $S = 0,65$ мм/об, $V = 63$ м/мин, $t = 20$ мм. Угол наклона скошенных участков корпуса инструмента изменялся от 0° до 10° град, при этом было принято, что $\alpha_1 = \alpha_2$.

В качестве примера на рисунке 3 представлены распределение эквивалентных σ_e и нормальных напряжений σ_z , возникающих в элементах конструкции реза при резании. Анализ числовых значений напряжений показал,

что максимальные значения напряжений наблюдаются как в корпусе инструмента, область «1», так и на передней поверхности режущей пластины (рисунок 3).

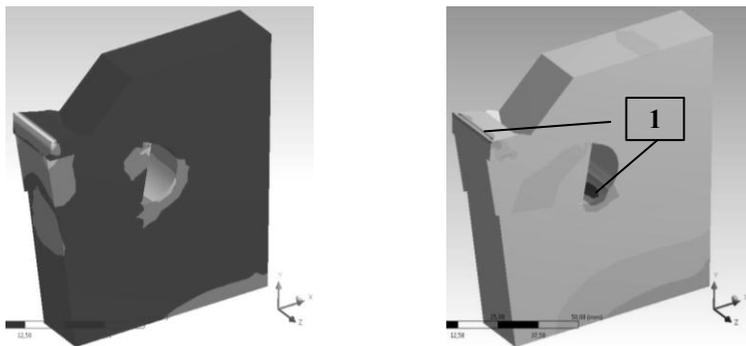


Рисунок 3 – Распределение эквивалентных σ_e и нормальных напряжений σ_x , возникающих в элементах конструкции реза при отрезке, $S = 0,65$ мм/об, $V = 63$ м/мин, $t = 20$ мм, $P_z = 23$ кН, $P_y = 9$ кН.

Анализ результатов статического анализа режущей пластины показал, что максимальные значения эквивалентных σ_e и нормальных напряжений σ_x , σ_y , σ_z изменяются при увеличении угла наклона скошенных участков α_1 и α_2 . Так при изменении угла от 0° до 5° значения напряжений снижаются, а при дальнейшем увеличении угла до 10° практически не изменяются (рисунок 4).

Динамический (гармонический) анализ. В любой сборной конструкции длительная циклическая нагрузка вызывает соответствующий отклик. Результаты гармонического анализа могут использоваться для определения установившегося отклика конструкции на возбуждение при действии гармонических нагрузок и тем самым выявить преодолит ли объект резонансные частоты, усталость и другие негативные последствия вынужденных колебаний. Кроме того, по изменению собственных частот колебаний элементов конструкции инструмента, можно судить об изменении жесткости при изменении ее конструктивных параметров, в данном случае от изменения углов α_1 и α_2 .

В качестве модели и расчетной схемы при выполнении гармонического анализа инструмента использовалась та же модель, что и при статическом анализе (рисунок 2), а на элементы конструкции накладывались граничные условия, описанные выше.

Гармонический анализ выполнялся при помощи пакета Ansys. В результате проведенных исследований были получены амплитудно-частотные характеристики колебаний рассматриваемого инструмента, измеренные на передней поверхности режущей пластины.

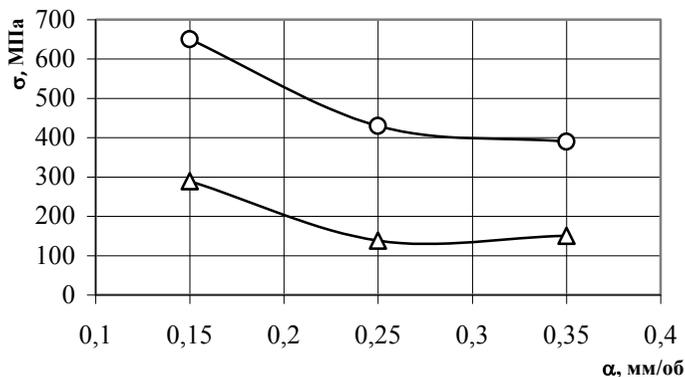


Рисунок 4 – Зависимость эквивалентных σ_x и нормальных σ_x напряжений на передней поверхности режущей пластины от угла наклона скошенных участков от угла наклона : \circ – σ_x , \square – σ_x .

В качестве примера на рисунке 5 представлены амплитудно-частотные характеристики колебаний сборного реза в направлении оси X.

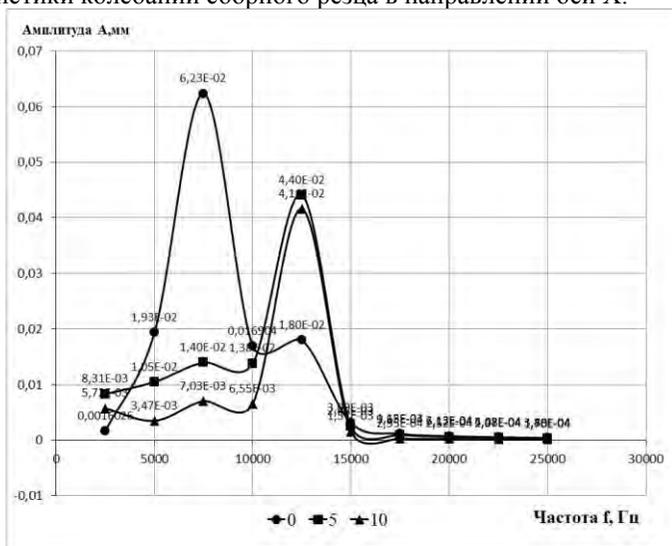


Рисунок 5 – Амплитудно-частотные характеристики сборного реза при разных значениях угла α_1 и α_2 : \circ – 0° , \square – 5° , \triangle – 10°

Анализ полученных в результате гармонического анализа амплитудно-частотных характеристик показывает, что при изменении угла наклона скошенных участков опорной и прижимной поверхностей корпуса инструмента, происходит изменение амплитуды колебаний режущей вставки и изменение

собственных частот колебаний конструкции. Так при изменении углов α_1 и α_2 от 0 до 5 градусов приводит к снижению амплитуды колебаний и увеличению собственной частоты колебаний от 7,5 кГц до 12,5 кГц. При дальнейшем увеличении углов до 10 градусов, существенные изменения амплитуды и собственной частоты колебаний не наблюдается. Таким образом, увеличение собственной частоты колебаний свидетельствует о повышении жесткости конструкции инструмента, и в частности жесткости узла крепления режущей вставки.

Выводы.

На основании проведенных аналитических исследований сборных отрезных резцов можно сделать следующие выводы:

- величина угла наклона скошенных участков опорной и прижимной поверхностей корпуса сборного отрезного резца для тяжелых станков оказывает влияние на величину напряжений, возникающих в корпусе инструмента и режущей вставке, а также в режущей пластине;

- увеличение угла наклона α_1 и α_2 от 0° до 5° градусов приводит к снижению эквивалентных и нормальных напряжений в корпусе инструмента и на передней поверхности пластины в 1,5 раза. При увеличении угла до 10 градусов и более дальнейшего существенного снижения величины напряжений не происходит;

- в результате гармонического анализа конструкции установлено, что угла наклона α_1 и α_2 от 0° до 5° градусов приводит к увеличению собственной частоты колебаний от 7,5 до 12,5 кГц, что свидетельствует об увеличении жесткости узла крепления режущей вставки резца;

- статический и динамический анализ конструкции резца позволяет сделать вывод, что рациональным значением угла наклона скошенных участков опорной и прижимной поверхностей корпуса, является угол величиной 5° градусов.

Список использованных источников: 1. *Миранцов С.Л.* Математическая модель напряженного состояния режущих пластин отрезных резцов. //Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2001. – Вип. 11. – С.103 - 107. 2. *Гузенко В.С., Миранцов С.Л., Мезенцев В.Є.* Исследование прочности сборных прорезных резцов для тяжелых токарных станков. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. Краматорск: 2004. – Вып. 15. – С.10 – 14. 3. Пат. 40742А Україна, МПК В23В27/04. Відрізний різець / *Гузенко В.С., Миранцов С.Л., Носков В.В.* №99010365 Оpubл. 15.08.2001. 4. Общемашиностроительные нормативы режимов резания. Токарные и карусельные работы (выбор инструмента, режимов резания, определение расхода инструмента). – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – 75с. 5.

Поступила в редколлегию 15.06.2012