

**Для цитирования:** Купорова А.В. Процессы структурообразования в технологии добычи кускового торфа // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2022. № 4 (16). С. 25–35.

## **STRUCTURING PROCESSES IN LUMP PEAT PRODUCTION TECHNOLOGY**

A.V. KUPOROVA, Senior Lecturer

Tver State Technical University, 22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver,  
Russian Federation, e-mail: a-kuporova@inbox.ru

The lump peat and peat briquettes are the main types of molded solid peat fuel. The lump peat is mined in the field using solar energy for drying, and peat briquette is produced at the plant using artificial drying. The spontaneous process of forming a structure in lump peat is energetically beneficial. It is based on shrinkage deformations during drying, leading to a decrease in the size of the peat sample. At the same time, intermolecular interactions are strengthened and hydrogen bonds arise between the elements of the structure. In peat briquette intermolecular interaction is provided due to initial energy consumption for crushed peat pressing. The article discusses the main theories of structure formation, which make it possible to explain the complex physicochemical mechanism of these processes: the role of micro- and macrostructure; an energy approach; impact of the skeleton density of peat systems and a comprehensive assessment of the impact of mineral components. Recommendations are given on the application of these theories in technologies for the extraction of biogenic materials in the management of structure formation in peat and saprope systems, as well as their compositions with mineral components.

*Keywords:* lump peat, peat briquette, molded fuel, structure formation, intermolecular interaction, hydrogen bond.

Поступила в редакцию/received: 07.07.2022; после рецензирования/revised: 09.08.2022;  
принята/accepted: 02.09.2022

УДК 622.23.05:622.7

## **ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИХ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ (НА ПРИМЕРЕ МАШИНЫ ДЛЯ ДОБЫЧИ КУСКОВОГО ТОРФА МТК-16)**

К.В. ФОМИН, д-р техн. наук

Тверской государственный технический университет,  
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, 22, e-mail: fomin\_tver@mail.ru

© Фомин К.В., 2022

В процессе эксплуатации на резы рабочих органов торфяных фрезерующих агрегатов действуют значительные нагрузки, что приводит к их деформации или разрушению. В связи с этим растут затраты мощности, нарушаются технологические требования к получаемой продукции, снижаются производительность и надежность

агрегата. Таким образом, оценка прочности режущих элементов при выполнении технологической операции на стадии проектирования является актуальной задачей. В статье представлена методика моделирования напряженно-деформированного состояния режущих элементов торфяных фрезерующих агрегатов с целью оценки их статической прочности на стадии проектирования. При этом использованы система автоматизированного проектирования КОМПАС-3D и специализированный расчетный модуль АРМ FEM. Представлен расчетный пример анализа нагруженности ножей машины для добычи формованного кускового торфа МТК-16. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния режущих элементов при взаимодействии с древесными включениями. Рассмотрен вопрос влияния затупления режущей кромки резцов на коэффициенты запаса по пределу прочности и текучести. Представленный материал может быть полезен при проектировании новых и модернизации существующих торфяных фрезерующих агрегатов с целью повышения их надежности.

*Ключевые слова:* торфяной фрезерующий агрегат, фреза, режущий элемент, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, прочность.

**DOI: 10.46573/2658-5030-2022-4-35-45**

## **ВВЕДЕНИЕ**

В процессе эксплуатации на режущие элементы рабочих органов торфяных фрезерующих агрегатов действуют значительные нагрузки, которые носят случайный периодический характер [1–3].

Во время выполнения технологической операции возможны как внезапные поломки ножа, вызванные превышением допустимой нагрузки [1], так и постепенные отказы, связанные с накоплением усталостных повреждений и износом ножей. Совместное действие этих факторов приводит к постепенному уменьшению ресурса работы инструмента и выходу его из строя [1]. При этом наибольшее влияние на надежность торфяных фрезерующих агрегатов оказывает наличие древесных включений в залежи [2, 4]. Это связано с тем, что энергоемкость фрезерования древесины, как правило, на два порядка выше, чем торфа [1]. Само взаимодействие имеет малую длительность и носит ударный характер. Увеличение динамических нагрузок в этом случае значительно повышает интенсивность отказов режущих элементов [1, 2].

Состояние режущих элементов на рабочих органах в значительной степени влияет на эффективность процесса фрезерования [1, 5]. При износе режущих кромок, деформации или разрушении ножей происходит повышение затрат мощности, нарушаются технологические требования к получаемой продукции, ухудшается производительность и снижается надежность агрегата.

Таким образом, оценка прочности режущих элементов торфяных фрезерующих агрегатов и разработка путей повышения прочности и долговечности их на стадии проектирования являются актуальными задачами.

## **МАТЕРИАЛЫ, МОДЕЛИ И МЕТОДЫ**

Расчет режущих элементов на статическую прочность – один из важнейших этапов при проектировании торфяного фрезерующего агрегата. Возможны как проектировочный, так и проверочный типы расчета. В первом задают величину нагрузок, прочностные характеристики материала и рассчитывают геометрические размеры резца. Во втором при известной геометрии резца и заданных нагрузках (рис. 1) определяют действующие напряжения и их эквивалентные значения (в соответствии с выбранными теориями прочности), а также коэффициенты запаса.

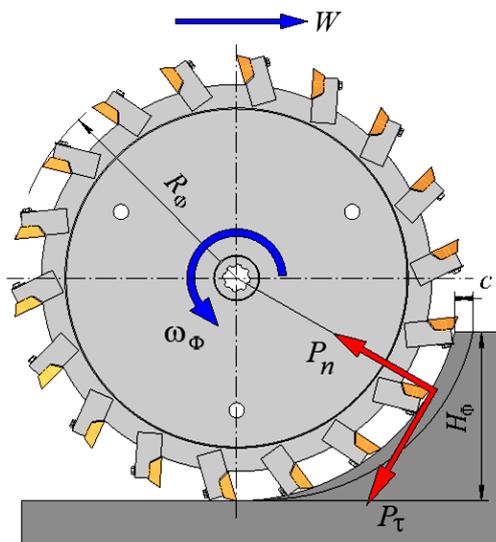


Рис. 1. Силы, действующие на режущий элемент фрезы

В настоящее время при расчете режущих элементов торфяных фрезерующих агрегатов применяют приближенные методы сопромата для оценки прочности режущих элементов [1, 6]. При этом оценивают опасное сечение и определяют действующие напряжения. Сравнивая их с допускаемыми напряжениями при учете коэффициента запаса, делают вывод о прочности резца. Данный подход неточен и не позволяет оценить прочность режущих элементов для многих расчетных случаев. Он применим для ножей простой геометрической формы.

В горных отраслях промышленности все большее применение при прочностном анализе находят как аналитические [6], основанные на методах теории упругости и пластичности, экспериментальные [7], так и численные методы [8].

Использование современных методов трехмерного твердотельного моделирования позволяет проводить анализ напряженно-деформированного состояния достаточно сложных моделей режущих элементов. При этом применяют разнообразное программное обеспечение, базирующееся на методе конечных элементов. Этот метод основан на разбиении твердотельной модели на конечное число элементов, составлении и последующем решении системы линейных алгебраических уравнений [9]. Для элементов, соединенных узлами, вводится набор функций, описывающих напряжения и перемещения в этой области. Взаимодействие между областями осуществляется через узлы, к которым могут быть приложены внешние нагрузки (силы и моменты).

В настоящее время для разработки 3D-моделей деталей и сборок механических систем, а также для проведения расчетов различного типа на стадии проектирования широко используется КОМПАС-3D [10] совместно с прикладной библиотекой АРМ FEM. Последняя включает в себя инструменты подготовки модели к анализу, формирования нагрузок и граничных условий, а также генератор конечно-элементной сетки и постпроцессор [10].

К рассчитываемой модели могут быть приложены силовые факторы различных типов [10]: равномерно распределенное давление по нормали к поверхности; равномерно распределенная сила к грани или ребру модели, задаваемая в глобальной системе координат; линейное и угловое ускорение; удельная сила по длине ребра и по площади; распределенный момент. Кроме того, могут быть заданы температура и гидростатическое давление, действующее на поверхности детали. При создании

конечно-элементной сетки для моделей сложной геометрической формы может быть проведено адаптивное разбиение, когда генератор сетки автоматически (с учетом необходимого коэффициента сгущения) варьирует величину шага разбиения [10].

АРМ FEM позволяет исследовать напряженно-деформированное состояние объекта, оценить коэффициенты запаса как при статических нагрузках, так и при оценке усталостной прочности при различных воздействиях [10].

В случае выполнения технологической операции нагрузка на фрезу складывается из нагрузок, возникающих при фрезеровании торфа и древесных включений [1, 2]. Наибольшее воздействие на режущий элемент оказывает сила резания, возникающая в процессе взаимодействия с древесным включением. Это связано с тем, что прочностные свойства древесины, как правило, на два порядка выше, чем торфа [1].

При оценке прочности режущего элемента, связанной с возможностью внезапной поломки ножа, которая может произойти из-за превышения допустимого предела прочности или пластичности, необходимо рассматривать расчетный случай возникновения максимально возможной силы сопротивления на ноже. Этот случай соответствует взаимодействию режущего элемента с древесным включением при максимальной толщине стружки и при полном использовании ширины ножа. При этом в процессе работы фрезерующего агрегата происходит износ режущей кромки режущего элемента, что приводит к резкому увеличению нагрузки на ноже. Кроме того, должны учитываться центробежные силы, действующие на элементы конструкции резца, которые при существующих режимах работы могут иметь значительную величину.

Если учитывать опыт прочностных расчетов в горных отраслях промышленности [6, 8], то к основным повреждающим воздействиям следует отнести изгибающие (касательные  $P_\tau$  и осевые  $P_o$ ) и сжимающие (радиальные  $P_n$ ) силы (см. рис. 1), максимальные величины которых (при взаимодействии ножа с древесным включением) могут быть определены через коэффициент резания древесины:

$$P_\tau = b\delta_{\max} \left( k_o + \frac{\gamma_d V_p^2}{2 \cdot 10^3} \right);$$

$$P_n = \psi P_\tau;$$

$$P_o = \eta P_\tau,$$

где  $b$  – ширина ножа;  $\delta_{\max}$  – максимальная толщина стружки [1];  $k_o$  – коэффициент сопротивления резанию пней [1], кПа;  $\gamma_d$  – плотность древесины;  $V_p$  – скорость резания [1], м/с ( $V_p = \sqrt{W^2 \pm 2WV \cos \omega_\phi t + V^2}$ , где  $W$  – поступательная скорость агрегата;  $V$  – окружная скорость фрезы);  $\psi$  – коэффициент пропорциональности между тангенциальной и нормальной силой;  $\eta$  – коэффициент пропорциональности между тангенциальной и осевой силой.

Максимальная толщина стружки может быть определена как [1]

$$\delta_{\max} \approx c \sin \varphi_1,$$

где  $c$  – подача на один режущий элемент [1] ( $c = \frac{2\pi W}{z\omega_\phi}$ , где  $z$  – число ножей в плоскости резания;  $\omega_\phi$  – угловая скорость вращения фрезы);  $\varphi_1$  – угол поворота фрезы,

соответствующий максимальной толщине стружки [1] ( $\varphi_1 = \arccos \frac{R_\Phi - H_\Phi}{R_\Phi}$ , где  $R_\Phi$  – радиус фрезы;  $H_\Phi$  – глубина фрезерования).

Коэффициент сопротивления резанию древесины  $k_\delta$  [1], кПа:

$$k_\delta = \left[ a_\delta \left( 78 - 0,9V_p + \frac{60}{\delta_c} \right) \right] 10^2,$$

где  $a_\delta$  – коэффициент, зависящий от породы древесины;  $\delta_c$  – средняя толщина стружки, мм,  $\delta_c \approx cH_\Phi / (R_\Phi \varphi_k)$ , где  $\varphi_k$  – угол контакта ножа с залежью [1], рад:

$$\varphi_k = \left( \arccos \frac{R_\Phi - H_\Phi}{R_\Phi} + \arcsin \frac{c}{2R_\Phi} \right).$$

При использовании АРМ FEM сила резания прикладывается к передней поверхности режущего элемента на площади, ограниченной глубиной резания (соответствующей максимальной толщине стружки) и шириной рабочего органа.

В процессе взаимодействия рабочего органа с торфяной залежью происходит интенсивное изнашивание режущих элементов и затупление режущих кромок. По данным, приведенным в работе [1], радиус закругления режущей кромки после одного сезона работы может составлять для тарельчатых ножей 0,1–0,4 мм, грибковых – 0,3–0,9 мм, штифтовых – 0,2–0,9 мм. Это приводит к увеличению сил сопротивления резанию. В этом случае выражение для коэффициента сопротивления резания древесины необходимо скорректировать. Получаем

$$k_{\delta p} = \left[ a_p a_\delta \left( 78 - 0,9V_p + \frac{60}{\delta_c} \right) \right] 10^2,$$

где  $a_p$  – коэффициент, учитывающий закругления режущих элементов. Значения коэффициента  $a_p$  (согласно рекомендациям, изложенным в работе [11]) представлены в табл. 1.

Таблица 1. Зависимость коэффициента  $a_p$  от радиуса закругления резца [11]

Радиус закругления режущей кромки, мкм	2–10	15–20	21–35	36–40	41–45	46–50	51–55	56–60
Коэффициент $a_p$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7

При использовании АРМ FEM учитываются отдельно распределенная сила, приложенная к передней поверхности режущего элемента и описываемая выражением для коэффициента сопротивления резанию древесины, а также распределенная сила, приложенная к затупленной режущей грани. Она может быть определена как

$$P_{\text{тр}} = b\delta_{\text{max}} k_\delta (a_p - 1).$$

Величину центробежной силы можно рассчитать с помощью выражения

$$P_c = m_p \omega_{\Phi}^2 R_{\Phi},$$

где  $m_p$  – масса режущего элемента.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим пример применения метода конечных элементов для оценки прочности режущих элементов на основе анализа их напряженно-деформированного состояния. Исследуемым образцом является машина для добычи кускового торфа МТФ-16. Конструктивные параметры и режимы работы агрегата указаны в табл. 2 и 3.

Таблица 2. Конструктивные параметры рабочего органа МТФ-16

Радиус фрезы, м	Число ножей в плоскости резания	Ширина ножа, м	Высота ножа, м
0,59	18	0,06	0,08

Таблица 3. Режимы работы МТФ-16

Глубина фрезерования, м	Скорость перемещения, м/с	Угловая скорость фрезы, с <sup>-1</sup>	Скорость резания, м/с
0,45	0,47	37,24	21,97

В результате расчета получены кинематические характеристики фрезерования древесного включения (табл. 4).

Таблица 4. Кинематические характеристики процесса фрезерования

Подача, м	Угол контакта, рад	Средняя толщина стружки, м	Максимальная толщина стружки, м
0,004 4	1,333 4	0,002 514	0,004 27

В табл. 5 представлены рассчитанные силовые факторы, действующие на элементы конструкции режущего элемента при фрезеровании древесного включения с плотностью 850 кг/м<sup>3</sup>.

Таблица 5. Силовые факторы на режущем элементе при фрезеровании

Касательная сила, Н	Радиальная сила, Н	Сила на режущей грани ножа, Н (с учетом закругления 60 мкм, $a_p = 1,7$ )	Ускорение в поле центробежных сил, м/с <sup>2</sup>
2 155	1 293	1 471	818,22

Задание свойств материалов производится с помощью библиотеки «Материалы и Сортамент» системы КОМПАС-3D. Они представлены в табл. 6.

Таблица 6. Свойства материалов

Показатели	Державка – сталь Ст3	Нож – сталь 45
Предел текучести, МПа	235	355
Предел прочности при сжатии, МПа	410	600
Предел выносливости при растяжении, МПа	209	245
Предел выносливости при кручении, МПа	139	157
Модуль упругости нормальный, МПа	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона	0,3	0,3
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7 800	7 850

Процесс анализа напряженно-деформированного состояния режущего элемента МТК-16 вместе с державкой с помощью АРМ FEM состоит из нескольких этапов. На первом разрабатывается 3D-модель конструкции (рис. 2). При этом задаются совпадающие грани для конструкции, состоящей из нескольких взаимодействующих деталей. Далее прикладываются все типы силовых воздействий и накладываются ограничения на перемещения (рис. 2).

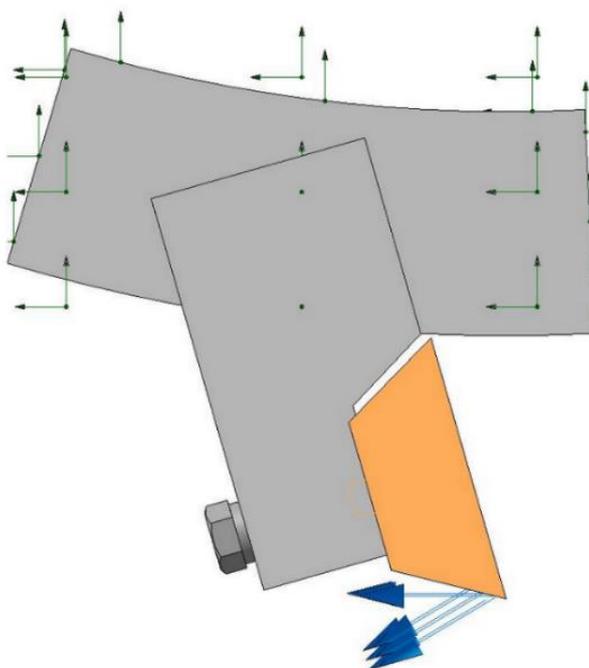


Рис. 2. Модель режущего элемента МТК-16

При автоматической генерации конечно-элементной сетки (рис. 3) задаются [10] максимальный коэффициент сгущения на поверхности, максимальная длина стороны элемента и коэффициент разрежения.

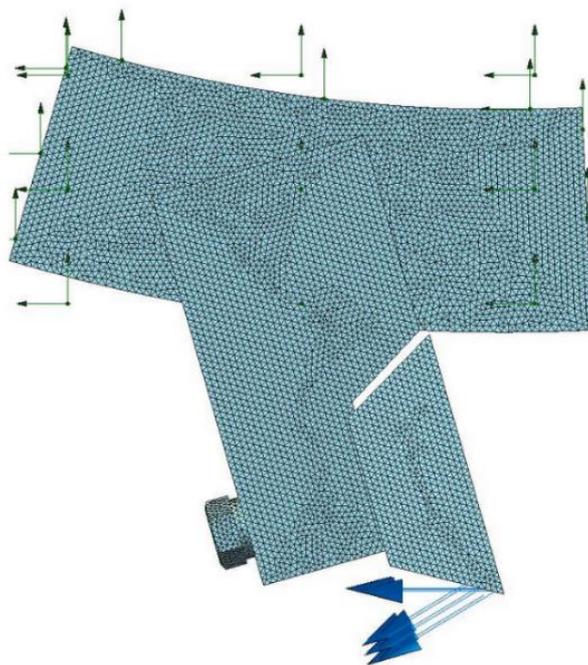


Рис. 3. Конечно-элементная модель режущего элемента МТК-16

В качестве конечных элементов используются тетраэдры [10]. При этом устанавливают длину стороны элемента таким образом, чтобы она была в 2–4 раза меньше, чем размер самого тонкого элемента модели в сборке [10].

В результате расчета были определены поля эквивалентных напряжений и суммарных перемещений. При этом рассматривались несколько вариантов нагружения режущего элемента, определяющих его прочность.

На первом этапе анализировался вариант приложения максимальной силы (при максимальной толщине стружки) при взаимодействии с древесным включением для начального этапа эксплуатации с минимальным значением радиуса закругления режущей кромки.

На рис. 4 показано распределение эквивалентных напряжений (теория прочности Мизеса), а на рис. 5 представлены смещения элементов конструкции режущего элемента под действием силовых факторов.

При нагрузках, представленных в табл. 5, максимальное напряжение находится на режущей кромке ножа и составляет 81,7 МПа, что в 4,34 раза меньше предела текучести и в 7,34 раза меньше предела прочности стали 45. Анализ напряженно-деформированного состояния показывает, что при данной схеме нагружения и при острой режущей кромке элементы конструкции режущего элемента удовлетворяют условиям прочности.

Максимальное смещение на режущей кромке ножа составляет 0,044 93 мм. При этом резбовое соединение находится вне зоны максимальных напряжений и не влияет на работоспособность реза.

На втором этапе было проведено исследование напряженно-деформированного состояния при различных величинах радиуса закругления режущей кромки, увеличение которого связано с процессами износа режущих элементов в процессе эксплуатации.

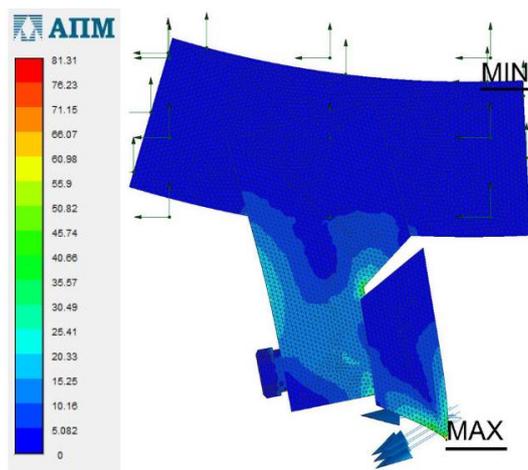


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа

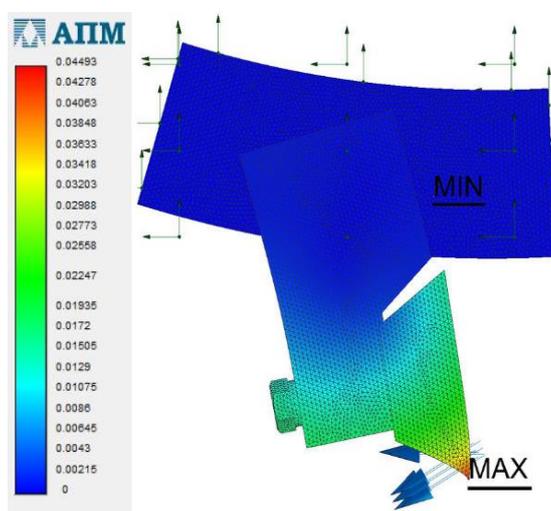


Рис. 5. Поля суммарных линейных перемещений, мм

На рис. 6 представлены графики изменения коэффициентов запаса по пределам текучести и прочности в зависимости от степени затупления ножа.

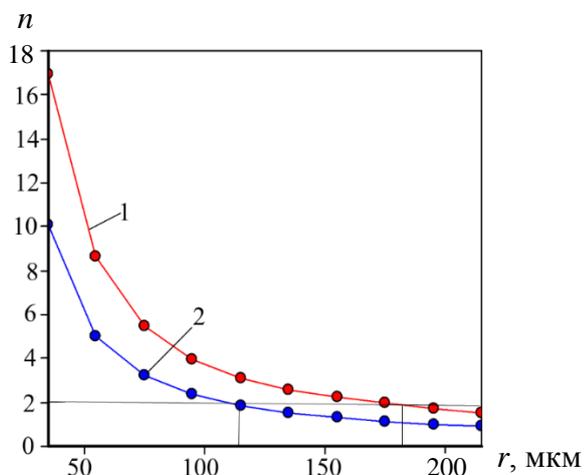


Рис. 6. Зависимость коэффициентов запаса  $n$  от радиуса скругления  $r$  режущей кромки: 1 – по пределу прочности; 2 – по пределу текучести

Максимальные значения коэффициентов запаса по пределам текучести и прочности, равные 10 и 17, наблюдаются при радиусах закругления 10–30 мкм, что соответствует показателям ножа в начале эксплуатации (до износа).

Минимальные коэффициенты запаса составляют по пределу текучести 0,9 и 1,53 по пределу прочности при радиусе закругления режущей кромки 215 мкм. Таким образом, нагрузка, вызванная повышенным износом режущей кромки, приведет к пластическому деформированию резца. При этом коэффициент запаса по пределу прочности не соответствует нормативным показателям, принимаемым на стадии проектирования для торфяных машин.

На основе рис. 6 можно оценить величину предельного износа, при которой могут быть получены необходимые коэффициенты запаса. Так, коэффициент запаса по пределу пластичности и прочности, равный 2, будет обеспечиваться при радиусах закругления режущей кромки не более 110 и 175 мкм соответственно.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье дан анализ напряженно-деформированного состояния ножей машины для добычи кускового формованного торфа с целью оценки их статической прочности с помощью системы автоматизированного проектирования КОМПАС-3D и расчетного модуля АРМ FEM. Проведено исследование влияния радиуса закругления режущей кромки на величину коэффициентов запаса по пределам пластичности и прочности.

При нагрузках, возникающих на резце с неизношенной режущей кромкой (до 60 мкм), максимальное напряжение составляет 81,7 МПа, что в 4,34 раза меньше предела текучести и в 7,34 меньше предела прочности стали, из которой изготовлен резец. В этом случае режущий элемент удовлетворяет условиям прочности.

При износе режущей кромки до радиуса закругления 215 мкм коэффициенты запаса составляют по пределу текучести 0,9 и 1,53 по пределу прочности, что говорит о возможности пластического деформирования резца.

Использование метода конечных элементов и соответствующего программного обеспечения позволяет прогнозировать параметры надежности режущих элементов на стадии проектирования.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи. М.: Недра. 1985. 211 с.
2. Самсонов Л.Н., Фомин К.В. Элементы статистической динамики торфяных фрезерующих агрегатов. Тверь: ТГТУ. 2005. 168 с.
3. Fomin K.V. Method for estimating the spectrum density of the resistance moment on the working body of a peat milling unit // *Journal of Mining Institute*. 2020. V. 241. P. 58–67.
4. Горлов И.В., Рахутин М.Г. Влияние пнистости залежи на безотказность торфяных машин // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2017. № 12. С. 139–145.
5. Копенкин В.Д., Копенкина Л.В., Самсонов Л.Н. Развитие фрезерующих машин в торфяном производстве (анализ, перспективы) // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2003. № 10. С. 204–207.
6. Красников Ю.Д. Моделирование разрушения углей режущими инструментами. М.: Наука. 1981. 181 с.
7. Sun Y., Li X.S. Experimental Investigation of Pick Body Bending Failure // *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2018. V. 7. № 2. P. 184–188.

8. Li X., Lv Y., Zeng Q., Wang J. Research on the Strength of Roadheader Conical Picks Based on Finite Element Analysis // *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2015. № 9. P. 521–526.

9. Фокин В.Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твердого тела. Самара: Самар. гос. техн. ун-т. 2010. 131 с.

10. Ганин Н.Б. Проектирование и прочностной расчет в системе КОМПАС-3D V13. М.: ДМК Пресс. 2011. 320 с.

11. Шелгунов Ю.В., Кутуков Г.М., Ильин Г.П. Машины и оборудование лесозаготовок, лесосплава и лесного хозяйства. М.: Лесная промышленность. 1982. 520 с.

**Для цитирования:** Фомин К.В. Оценка прочности режущих элементов на основе анализа их напряженно-деформированного состояния (на примере машины для добычи кускового торфа МТК-16) // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2022. № 4 (16). С. 35–45.

**ESTIMATION OF THE STRENGTH OF CUTTING ELEMENTS BASED  
ON THE ANALYSIS OF THEIR STRESS-STRAIN STATE  
(USING THE EXAMPLE OF A MACHINE FOR MINING LUMP PEAT MTK-16)**

K.V. FOMIN, Dr. Sc.

Tver State Technical University, 22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver,  
Russian Federation, e-mail: fomin\_tver@mail.ru

In the process of operation, the cutters of working bodies of peat milling agents are subjected to significant loads, which leads to their deformation or destruction. It leads to increased power consumption, violation of technological requirements to the obtained products, reduction of productivity and reliability of the unit. Therefore, the evaluation of the strength of the cutting elements when performing a technological operation at the stage of designing is an actual task. The article presents a methodology of computer simulation of the stress-strain state of the cutting elements of peat milling units in order to assess their static strength at the design stage. The means of computer-aided design system KOMPAS-3D and the specialized design module APM FEM are used. A calculation example of the analysis of loading of knives of the machine for extracting molded lumpy peat MTK-16 is presented. The analysis of stress and strain state of cutting elements during interaction with wood inclusions is carried out. The influence of blunting of cutting edge of cutters on factors of safety margin of ultimate strength and fluidity is considered. The presented material can be useful in designing new and modernization of existing peat milling units in order to increase their reliability.

*Keywords:* peat milling unit, cutter, cutting element, finite element method, stress-strain state, strength.

Поступила в редакцию/received: 01.07.2022; после рецензирования/revised: 09.08.2022;  
принята/accepted: 02.09.2022