

УДК 631.354.2.076

## АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НОЖА ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО БАРАБАНА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

**В. В. МИРЕНКОВ, В. Ф. ХИЖЕНОК, П. Е. РОДЗЕВИЧ**

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь*

### Введение

Важнейшими физико-механическими свойствами стебельных кормов при оценке измельчения резанием являются размеры стеблей, удельное сопротивление резанию (удельная линейная сила ножа или удельное давление), удельная работа резания, плотность измельченной зеленой массы, разрушающие напряжения среза.

Средние значения удельного сопротивления резанию при резании рубкой для стебельных кормов колеблются в пределах 5,7...12 кН/м. При увеличении влажности от 6 до 15 % удельное давление увеличивается от 6 до 11 Н/см и уменьшается до 8 Н/см при дальнейшем увеличении влажности до 35 %. Численные значения статических разрушающих напряжений среза составляют 0,33...0,85 МПа [2].

Диапазон значений удельной работы резания [3] составляет: для сена – 5,7...10,5 кДж/м<sup>2</sup>, для кукурузы – 5,9...23,6 кДж/м<sup>2</sup> и для трав – 4,8...21,6 кДж/м<sup>2</sup>.

Процесс измельчения растительной массы измельчающим барабаном проходит при высоких окружных скоростях и является самым энергоемким во всем технологическом процессе работы кормоуборочного комбайна. Наиболее нагруженными, подверженными интенсивному изнашиванию являются ножи измельчающего барабана. Схема установки ножа и приложения силы резания  $F_p$  приведена на рис. 1.

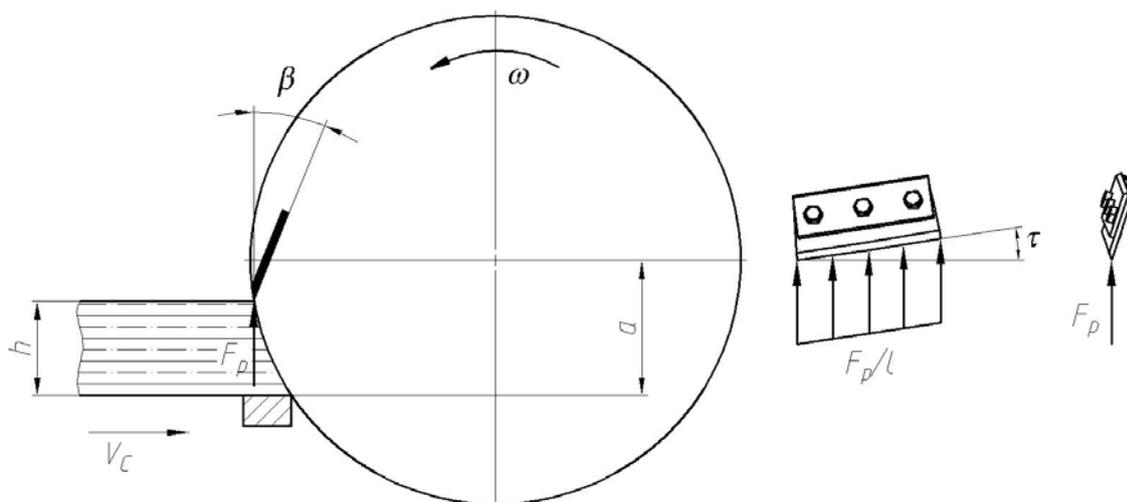


Рис. 1. Схема установки ножа и приложения силы резания:  
 $\omega$  – угловая скорость вращения;  $V_c$  – скорость подачи растительной массы;  
 $h$  – высота слоя растительной массы;  $a$  – расстояние от оси барабана до противорежущей пластины;  $\beta$ ,  $\tau$  – углы установки ножа;  $l$  – длина ножа

Для предотвращения сдвига ножа относительно основания болтовые соединения закручиваются моментом затяжки 220...350 Нм, обеспечивающим прижимную силу 100 кН на один болт. Углы установки ножа варьируются для угла  $\beta$  от  $25^\circ$  до  $40^\circ$ , для угла  $\tau$  от  $0^\circ$  до  $10^\circ$ .

**Постановка задачи**

Особенностью задачи являлось определение напряжений и перемещений ножа измельчающего барабана и болтов крепления с использованием следующих исходных данных: материал ножа (ВЧШГ) – модуль упругости  $E_1 = 170$  ГПа и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,27$ ; болта (сталь 40Х) –  $E_2 = 214$  ГПа и  $\mu = 0,3$ ; остальные элементы (конструкционная сталь) –  $E_1 = 200$  ГПа и  $\mu = 0,3$ .

При моделировании напряженно-деформированного состояния будем считать, что сила резания равномерно распределена по лезвию ножа.

Сила резания  $F_p$  одним ножом в зависимости от толщины кромки лезвия  $\delta$  изменяется в пределах от 2136 Н при  $\delta = 0,2$  мм, до 3295 Н при  $\delta = 0,5$  мм.

Согласно рис. 2, на нож будут действовать три силы:  $F_1$ ;  $F_2$ ;  $F_3$ . Силы  $F_1$  и  $F_3$  действуют в плоскости ножа и пытаются вызвать сдвиг ножа в двух плоскостях. Сила  $F_2$  вызывает изгиб ножа, прижимной пластины. Кроме того, под действием силы  $F_2$  болты будут испытывать не только растяжение, но и изгиб на плече  $s$ .

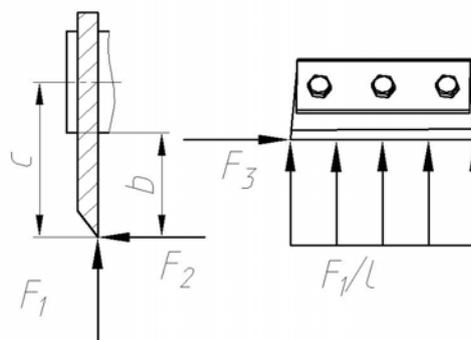


Рис. 2. Схема приложения сил, действующих на нож

**Теоретическая часть**

Силы, действующие на нож, будут определяться выражениями:

$$F_1 = F_p \cos \beta; \quad F_2 = F_p \sin \beta; \quad F_3 = F_p \sin \tau.$$

Приняв углы установки ножа  $\beta = 38^\circ$ ,  $\tau = 10^\circ$ , исходя из наиболее нагруженного случая ( $F_p = 3295$  Н), определим усилия  $F_1$ ;  $F_2$ ;  $F_3$ :

$$F_1 = 3295 \cdot \cos 38,317^\circ = 2585,2 \text{ Н}; \quad F_2 = 3295 \cdot \sin 38,317^\circ = 2042,9 \text{ Н};$$

$$F_3 = 3295 \cdot \sin 10^\circ = 572 \text{ Н}.$$

На каждый болт при вращении барабана действуют следующие силы:  
– по оси болта:

$$F_2' = \frac{F_2}{3} = \frac{2042,9}{3} = 681 \text{ Н};$$

– поперек оси болта:

$$F_1' = \frac{F_1}{3} = \frac{2585,2}{3} = 861,7 \text{ Н};$$

$$F_3' = \frac{F_3}{3} = \frac{572}{3} = 191 \text{ Н}.$$

В процессе вращения барабана на нож действуют статические и динамические нагрузки, в том числе разнонаправленные. При резании составляющие  $F_1'$ ,  $F_3'$  силы резания, действуя в разные стороны, пытаются сдвинуть нож по плоскости крепления.

С учетом коэффициента трения материалов ножа, прижимной пластины и основания определим статические (при установившемся резании) и динамические нагрузки, действующие на нож при резании:

$$F_n^{\text{стат}} = F_1' + F_3' = 861,7 + 191 = 536,9 \text{ Н};$$

$$F_n^{\text{дин}} = k_{\text{дин}} (F_1' + F_3') = 10(861,7 + 191) = 8937,4 \text{ Н}.$$

Для удержания ножа в установленном положении необходимо, чтобы выполнялось условие [1]:

$$F_n \leq F_{\text{тр}},$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения, возникающая в узле крепления ножа (рис. 3).

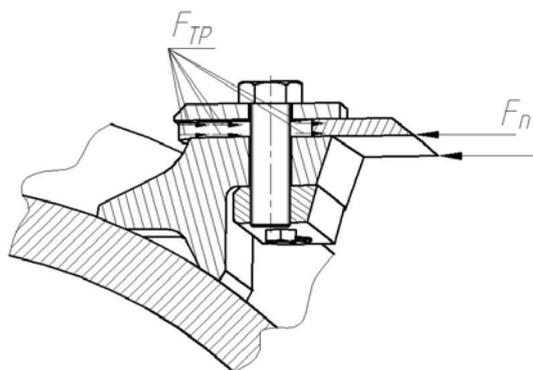


Рис. 3. Схема равновесия узла крепления ножа

Из расчетов видно, что сила, действующая поперек ножа, имеет максимальное значение в момент удара ножа о растительную массу и направлена противоположно направлению вращения, т. е., как показано на рис. 3.

Приняв средний коэффициент трения материалов ножа, прижимной пластины и основания равным  $f_{\text{ср}} = f_{\text{т}} = 0,15$ , минимальная сила прижатия ножа прижимной пластиной с учетом динамических нагрузок при ударе ножа о растительную массу равна:

$$F_{\text{пр}} = \frac{F_n^{\text{дин}}}{f_{\text{ср}}} = \frac{F_{\text{тр}}}{f_{\text{ср}}} = \frac{8937,4}{0,15} = 59582,7 \text{ Н}.$$

Решение контактных задач с помощью программы численного конечно-элементного метода анализа включает следующие основные шаги [4]:

- 1) создается конечно-элементная модель;
- 2) устанавливаются контактные пары;
- 3) задаются целевая и контактная поверхности;
- 4) определяются необходимые константы контактных элементов и опции контакта;
- 5) накладываются граничные условия (силы, закрепления);
- 6) задаются опции нагружения и решения;
- 7) выполняется решение задачи;
- 8) производится анализ результатов.

Контактные пары (contact pair) устанавливаются в результате предварительного анализа поведения составной конструкции при ее деформировании. Программа конечно-элементного метода анализа позволяет моделировать контактные пары типа «узел–поверхность», «поверхность–поверхность». Контактующие тела могут быть податливыми (деформируемыми – flexible) и жесткими (rigid). В контактной асимметричной паре «поверхность–поверхность» одна из поверхностей принимается целевой (TARGET), другая – контактной (CONTACT).

Как только поверхности контакта идентифицированы, на контактной паре определяются их целевые и контактные элементы, которые будут прослеживать кинематику процесса деформирования.

Выбранные целевые поверхности покрываются целевыми конечными элементами типа TARGET (TARGET170 – для 3D поверхности).

Выбранные контактные поверхности покрываются контактными конечными элементами типа CONTACT (CONTA173, 174 – для 3D поверхности).

Для контактов «узел–поверхность» применяются элементы CONTA175.

Элемент CONTA 173 используется для моделирования контактного взаимодействия и скольжения между трехмерными ответными поверхностями (элемент TARGET 170) и деформируемой поверхностью, определенной данным элементом. Элемент может применяться в трехмерных прочностных и совместных прочностных и тепловых задачах. Элемент может располагаться на поверхностях трехмерного объема элемента и оболочек I порядка, т. е. не имеющих промежуточных узлов (SOLID 5, SHELL 41, VISCO 107). Элемент имеет те же самые геометрические размеры, что и связанные с ним объемные элементы, оболочки или балки. Контакт происходит при внедрении контактного узла в элемент ответной поверхности TARGET 170. Дополнительно могут применяться другие контактные элементы CONTA 171, CONTA 172 и CONTA 174 [6].

Геометрия и расположение узлов показаны на рис. 4. Элемент определяется четырьмя узлами. Если прилегающие объемные элементы имеют дополнительные узлы, следует применять элемент CONTA 174. Нумерация узлов согласована с нумерацией узлов прилегающих объемных элементов и оболочек.

Моделирование контактных пар производится в интерактивном режиме с помощью блока Contact Wizard, Мастера контактов (Contact Manager), включаемого командой графического интерфейса (Graphics), командой Contact Pair (Preprocessor > > Modeling > Create > Contact Pair > Contact Wizard). Большая часть констант и опций (Optional settings) оптимально устанавливается по умолчанию самим Мастером контактов.

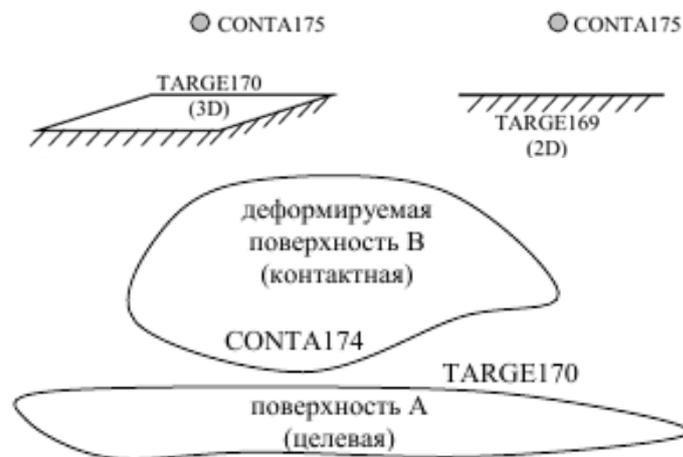


Рис. 4. Целевой конечный элемент типа TARGET и CONTA 175

В рассмотренной ниже задаче рекомендуется установить опцию автоматического регулирования контакта (Automatic contact adjustment) на «Close gap», чтобы устранить возможный зазор между контактируемыми поверхностями путем сдвига контактной поверхности.

Необходимо учесть трение в контакте, в Мастере контактов указываем коэффициент трения (Friction Coefficient) в блоке Friction.

### Результаты расчетов

Материалы деталей:

- 1) нож – сталь ВЧТГ: модуль упругости – 170 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,27;
- 2) болты – сталь 45Х: модуль упругости – 214 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3;
- 3) корпус – сталь 45: модуль упругости – 200 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3;
- 4) прокладка – сталь 45: модуль упругости – 200 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3 [7].

Твердотельная модель ножей представлена на рис. 5 [3].

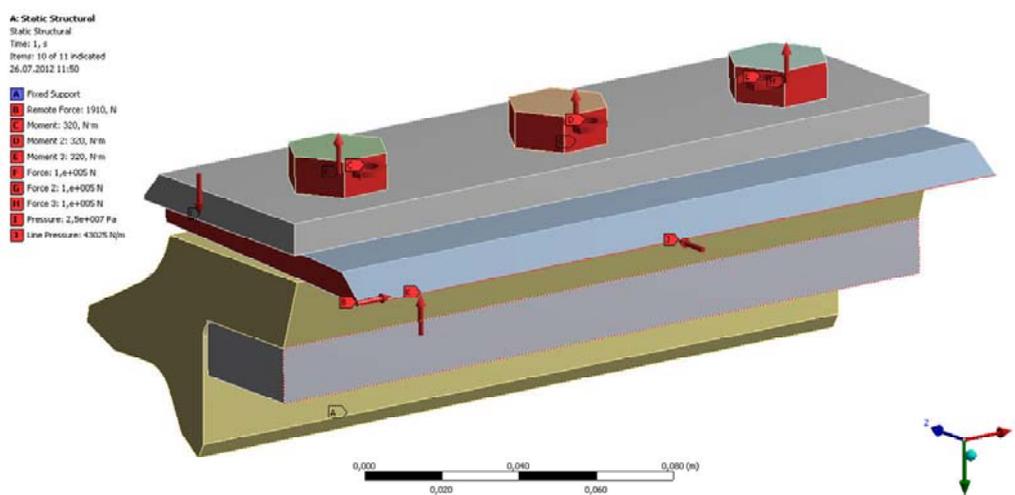


Рис. 5. Закрепление и нагружение режущего ножа силами и моментами

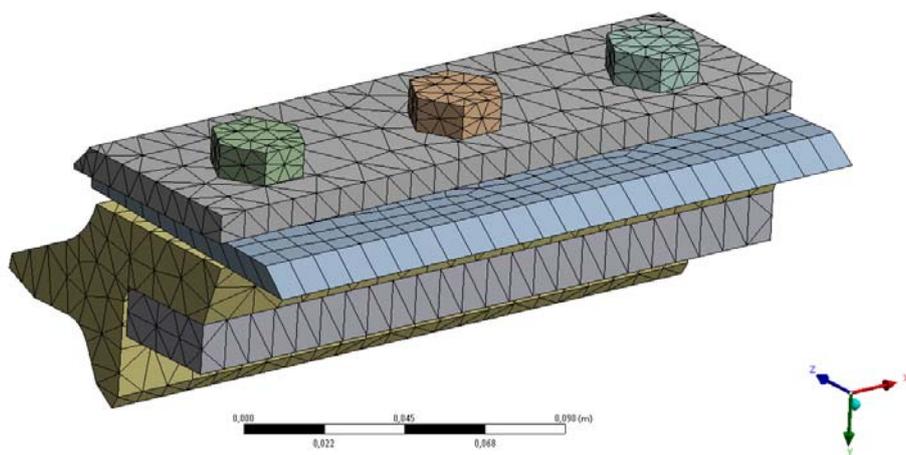


Рис. 6. Конечно-элементная модель

Количество конечных элементов составило 142911 шт., из которых твердых элементов – 62067 шт.

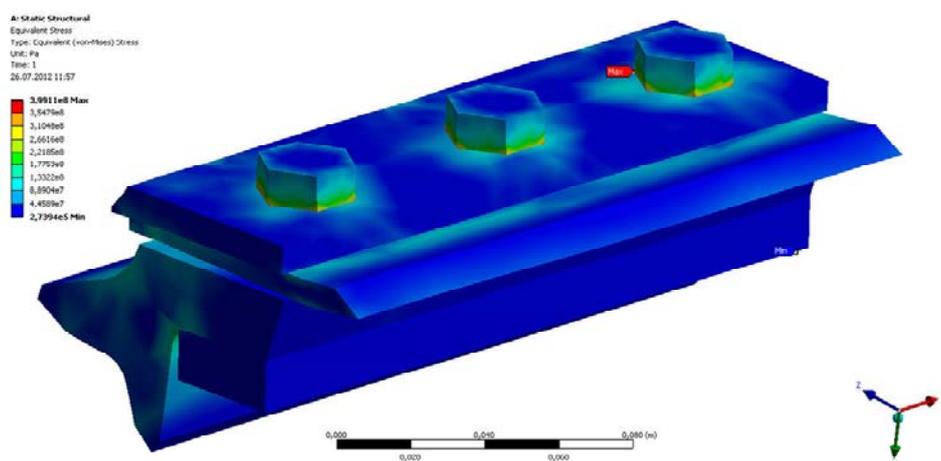


Рис. 7. Картина изолиний эквивалентных напряжений

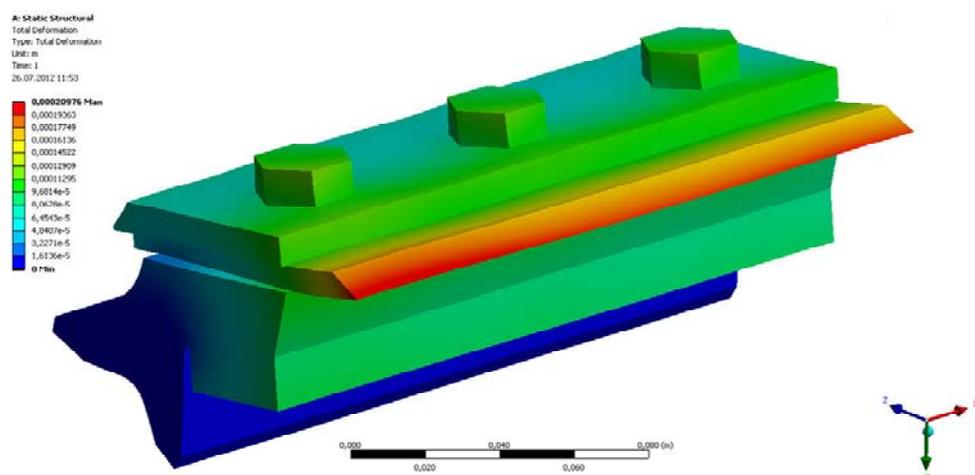


Рис. 8. Картина изолиний перемещений конструкций

В результате проведенных расчетов (рис. 7) установлено, что максимальное расчетное напряжение составило 400 МПа. Оценка нагруженности производилась по критерию Мизеса для эквивалентных напряжений (3-я теория прочности).

Максимальные перемещения наблюдаются в той части лезвия ножа, которая начинает процесс резания со скольжением, и достигают величины в 0,2 мм (рис. 8).

Полученные напряжения никак не повлияют на прочность конструкции, больший интерес вызывают напряжения в зоне контакта болта с пластиной-гайкой. Также была получена картина распределения упругих деформаций (рис. 9), по которой видно, что полученное максимальное значение упругих деформаций незначительно и составило около 0,002 м/м.

В результате моделирования контактной задачи были получены напряжения (рис. 10), возникающие в зоне контактирующих поверхностей, значение которых достигло 960 МПа.

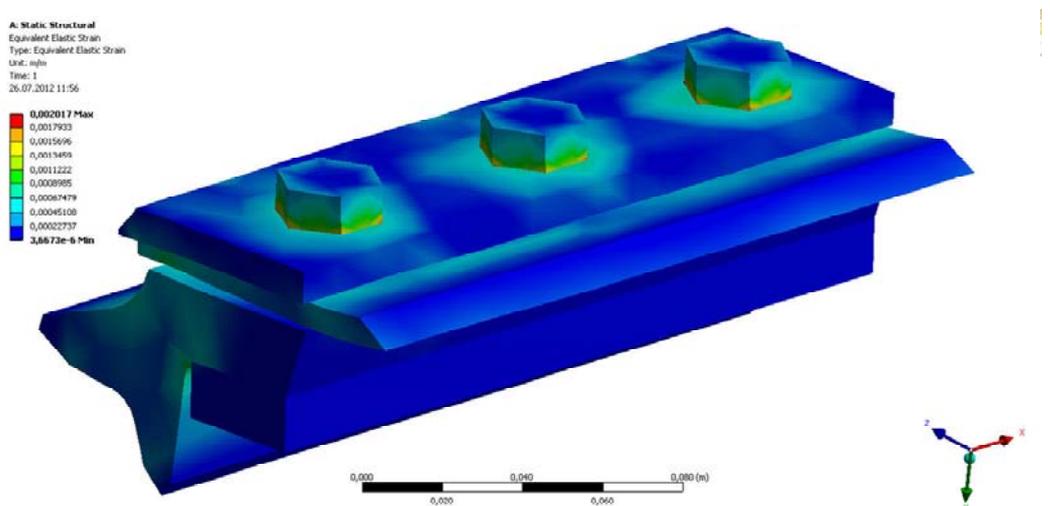


Рис. 9. Картина изолиний эквивалентных упругих деформаций

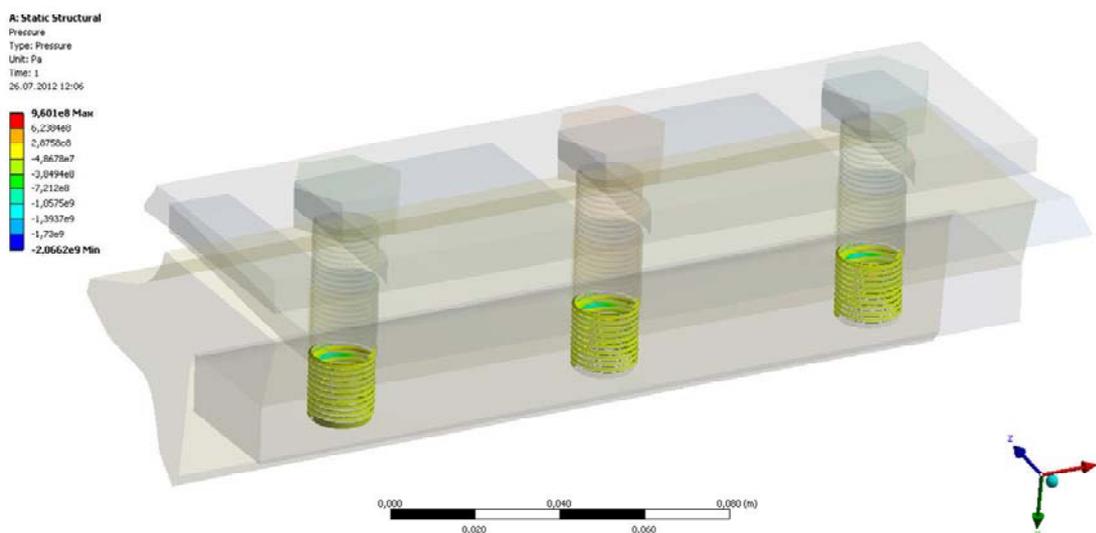


Рис. 10. Контактное давление

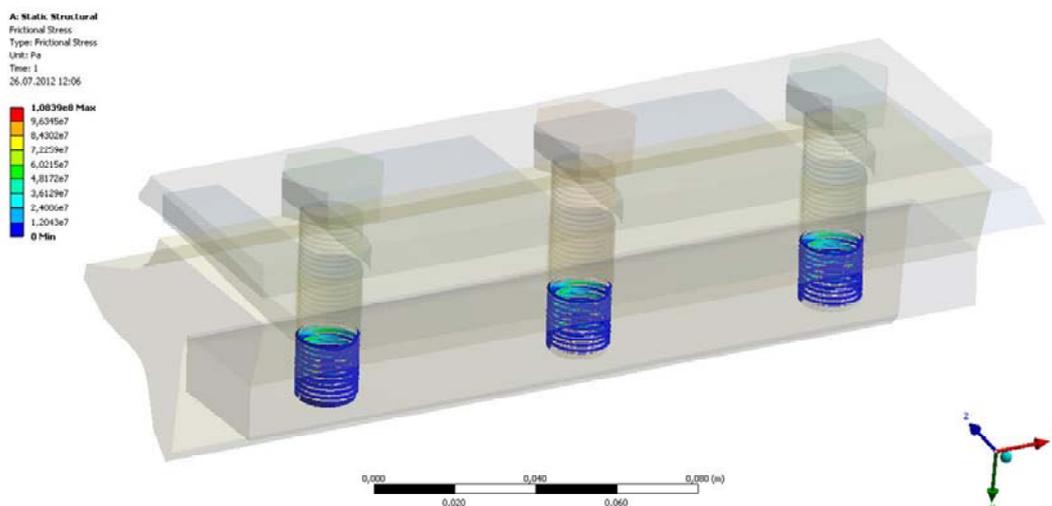


Рис. 11. Фрикционное напряжение в зоне контакта

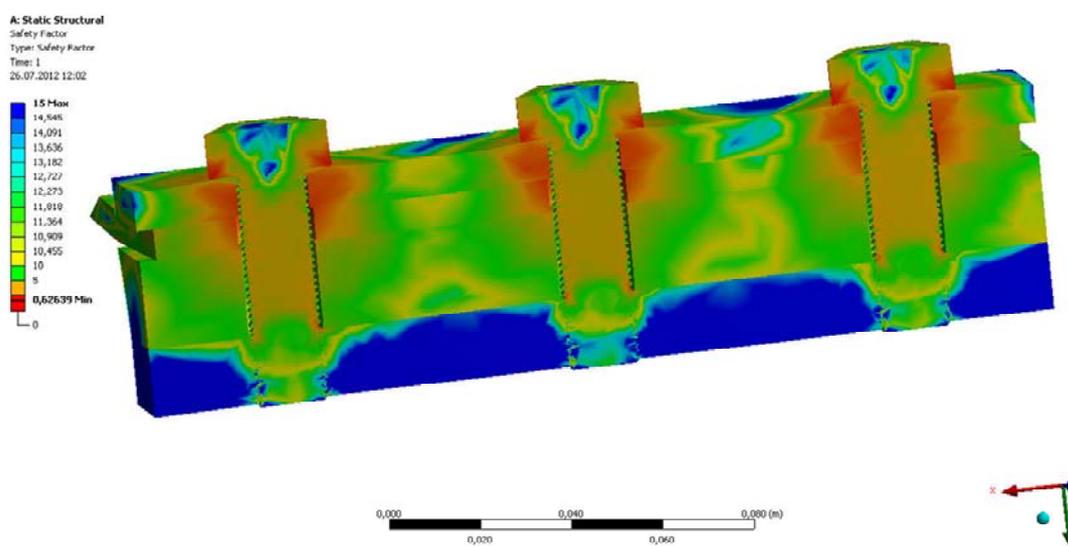


Рис. 12. Распределение коэффициентов запаса прочности

Из рис. 12 видно, что распределение коэффициентов запаса прочности в поперечном сечении узла неравномерно изменяется в широких пределах от минимального значения  $n_m = 0,626$  (в зоне контакта болта с прижимной пластиной и самим ножом) и до максимального (область пластины-гайки)  $n_m = 15$ .

### Заключение

1. При вращении измельчающего барабана на болты крепления ножей действуют нагрузки, стремящиеся их деформировать под действием изгиба и растяжения.

2. Согласно техническим требованиям по сборке, момент затяжки данных болтов составляет 280...320 Нм, что вызывает значительные осевые нагрузки в стержнях болтов (до 99206...103615 Н) и может привести к появлению пластической деформации не только стержней болтов, но и резьбы.

3. При совместном действии растяжения и изгиба наблюдаются экстремальные значения статических нормальных напряжений (780,3 МПа), действующих в поперечном сечении стержня болта. С учетом того, что эти значения близки к условному пре-

делу текучести для материала болта стали 40X (900...940 МПа), величина коэффициента запаса по пределу текучести близка к единице и составляет  $n_m = 1,15...1,20$ . В данном случае коэффициент запаса можно признать неудовлетворительным. Очевидно, что при учете крутящих моментов и касательных напряжений при затяжке резьбового соединения величина коэффициента запаса по эквивалентным напряжениям может резко измениться до значений, меньших 1.

4. Расчет минимальных усилия и момента затяжки с учетом разнонаправленности сил, действующих вдоль плоскости ножа при резании, особенно с учетом динамического удара ножа о растительную массу, позволяет сказать о возможности снижения момента затяжки резьбы до значений, при которых не будет наблюдаться пластической деформации стержня болта и витков резьбы. Так, минимальная величина силы затяжки болта, обеспечивающая удержание ножа при резании, составляет 56805,4 Н; момента затяжки – 182 Нм. Для обеспечения надежного неподвижного соединения узла крепления ножа момент затяжки должен быть несколько больше минимального расчетного значения и составлять не менее 200 Нм.

### Литература

1. Технологии заготовки высококачественных кормов из трав и силосных культур: рекомендации / В. К. Павловский [и др.]. – Минск : РУП НПЦ НАНБ по механизации сельского хозяйства, 2008. – 32 с.
2. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1980. – 375 с.
3. Долгов, И. А. Уборочные сельскохозяйственные машины / И. А. Долгов. – Ростов н/Д : ИЦ ДГТУ, 2003.
4. Лукьянова, А. Н. Моделирование контактной задачи с помощью программы ANSYS : учеб.-метод. пособие / А. Н. Лукьянова. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 52 с. : ил.
5. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей методами конечных и граничных элементов : монография / В. Н. Сызранцев [и др.] ; под ред. В. Н. Сызранцева. – Курган : Изд-во Курган. гос. ун-та, 2000. – 111 с.
6. Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
7. Чугун с шаровидным графитом и высоким сопротивлением усталости : пат. 15617 Респ. Беларусь, МПК С 22С37/04 / Л. А. Сосновский, В. А. Жмайлик, Н. В. Псырков, В. О. Замятин, В. В. Комиссаров ; заявители РУП «Гомсельмаш», ООО «НПО ТРИБОФАТИКА». – № а20101428 ; заявл. 04.10.2010 ; опубл. 30.04.2012. – 2012. – 4 с.

Получено 20.12.2013 г.