

ОБЪЕМНАЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТЬ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМБАЙНА

д.ф.-м.н. **Журавков М.А.**, к.ф.-м.н. **Щербаков С.С.**, асп. **Насань О.А.**
Белорусский государственный университет, Минск

Система противорежущий брус / нож / прижим / основание / болты режущего барабана, является одной из наиболее нагруженных и ответственных систем комбайна. Она представляет собой многокомпонентную трибофатическую систему, динамически нагруженную режущей силой, а также контактными усилиями, обусловленными сжимающими болтовыми соединениями.

В рамках работ по усовершенствованию данной системы, проводимых на ПО «Гомсельмаш», производится замещение импортных стальных ножей и противорежущего бруса, на изготовленные из чугуна марки ВЧТГ. Данный высокопрочный чугун отечественной разработки имеет высокие прочностные (до 1500 МПа) и пластические (относительное удлинение до 4 %) характеристики. Применение нового материала для изготовления ножей делает необходимым решение задачи оценки динамического напряженно-деформированного состояния и состояния повреждаемости системы противорежущий брус / нож / прижим / основание / болты, представленной на рисунке 9 а, с учетом ударной силы резания зеленой массы и контактного взаимодействия между ее элементами.

В связи со сложной геометрией и, как следствие, невозможностью получения аналитического решения, было проведено конечно-элементное моделирование в пакете ANSYS Workbench.

Целью расчетов было изучить влияние силы резания зеленой массы на напряженное состояние кромок резания ножа и бруса, а также на контактное взаимодействие между элементами системы.

Для моделирования зеленой массы, которая обычно состоит из слабозаимодействующих стеблей, целесообразно рассматривать ее в качестве многоэлементной («многостеблевой») системы в виде ряда одинаковых по ширине пластин.

Основание, нож, прижим и болты движутся со скоростью 125,664 рад/с, вращаясь вокруг центра режущего барабана в соответствии с рисунками 9 а и 9 б. Зеленая масса и противорежущий брус находятся в условиях жесткой сцепки. Усилие затяжки болтовых соединений равно 60 кН для каждого болта. Расчет делится на два этапа: моделирование статического преднапряженного состояния для учета влияния затяжки болтовых соединений на напряженно-деформированное состояние системы [1] и динамическое резание зеленой массы [2]. Ускорение при расчете преднапряженного состояния не учитывается, поскольку в динамической постановке задачи оно учитывается естественным образом. Нижняя поверхность основания жестко закреплена (моделируется жесткая сцепка с внешней поверхностью барабана). Задняя стенка противорежущего бруса также жестко закреплена.

Анализ напряженно-деформированного состояния проводился для шести моментов времени: $t_0 = 0,00003$ с, $t_1 = 0,00033$ с, $t_2 = 0,00063$ с, $t_3 = 0,00093$ с, $t_4 = 0,00123$ с, $t_5 = 0,00153$ с, где t_0 и t_5 являются начальным и конечным временем процесса резания соответственно.

В начальный момент времени динамического расчета в модели учтено лишь преднапряженное статическое состояние от затяжки болтов.

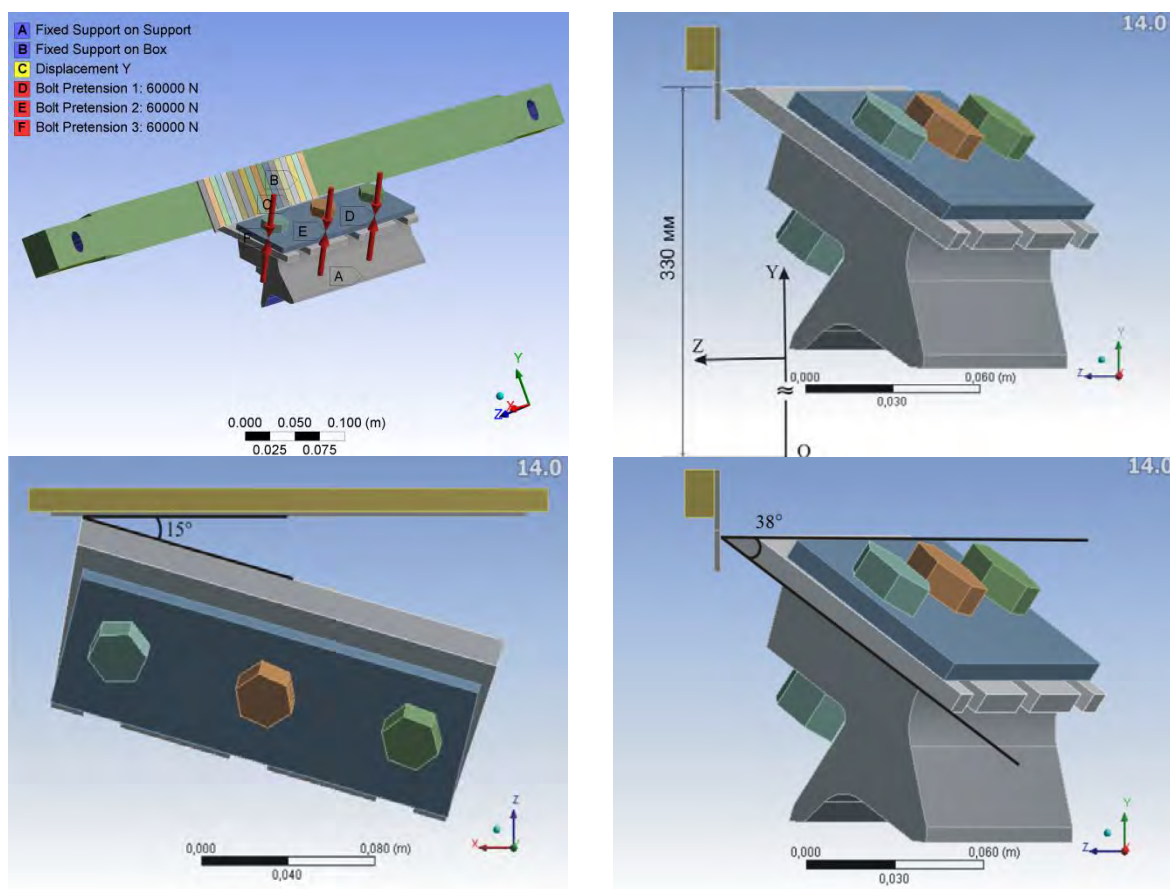


Рисунок 9. – а) геометрическая модель системы с многоэлементной зеленой массой, схема нагружения;
 б) указание расположения осей и центра вращения;
 в) угол резания зеленой массы α
 г) угол резания зеленой массы β

Механические свойства и их комбинации для элементов системы, принятые для расчетов, приведены в таблицах 1-3.

Таблица 1 – Свойства материалов системы

Свойства	Материалы		
	Зеленая масса	Чугун	Сталь
E , Па	$2,7451 \cdot 10^8$	$1,65 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{11}$
ν	0,12	0,28	0,3
ρ , кг/м ³	800	7200	7850

Таблица 2 – Коэффициенты трения (динамика/статика) между различными материалами

	Зеленая масса	Чугун	Сталь
Зеленая масса	0,39/0,58	0,39/0,58	0,39/0,58
Чугун	0,39/0,58	–	0,3/0,3
Сталь	0,39/0,58	0,3/0,3	0,2/0,2

Зазор между режущими кромками ножа и бруса принимался равным 0,4 мм (неизношенный нож), 0,8 мм и 1,2 мм (нож с различной степенью износа).

Углы установки ножа $\eta = 15^\circ$, $\beta = 38^\circ$, расположение осей и центра вращения в соответствии с рисунками 9 б – 9 г остались неизменными по отношению к предыдущим расчетам.

Для проверки сеточной сходимости расчета для модели проводилось перестроение сетки в местах позиционирования наибольших по интенсивности статических напряжений в автоматическом режиме.

Таблица 3 – Нумерация расчетов

Зазор между брусом и ножом	Комбинации материалов			
	Чугунный брус - чугунный нож	Чугунный брус - стальной нож	Стальной брус - чугунный нож	Стальной брус - стальной нож
0,4 мм	П4	IS4	SI4	SS4
0,8мм	П8	IS8	SI8	SS8
1,2мм	П12	IS12	SI12	SS12

Оптимизация сетки по всему телу привела к изменению максимальных по интенсивности напряжений на 10 %, при этом улучшение вызвало изменение сетки лишь в области болтовых соединений. Число же конечных элементов существенно возросло, что значительно увеличило время расчетов. Поскольку изменение сетки не затронуло главную исследуемую область – контактные поверхности ножа и бруса, расчеты проводились для модели с первоначальной сеткой.

Из-за поворота исследуемых контактных поверхностей вследствие движения системы относительно неподвижной системы координат, для получения контактных усилий брались распределения третьего главного напряжения и интенсивности напряжений, которые на поверхности тел с некоторой погрешностью описывают контактное давление и силу трения соответственно.

Режущая кромка бруса имеет длину 740 мм. На контурных графиках распределений напряжений контакт бруса с ножом происходит в области от 173 до 368 мм.

Распределения эквивалентных по Мизесу напряжений на режущей кромке ножа определяются как максимумами (примерно 10 – 800 МПа) в окрестности резания в некоторый момент времени, так и интерференцией волн напряжений, обуславливающей неравномерный характер распределений вне зоны резания (см. рисунок 2 а).

Наибольшие напряжения в ноже появляются на кромке лезвия и в окрестности болтовых соединений.

Наибольшие эквивалентные напряжения на кромке лезвия ножа увеличиваются в 1,5-8 раз при ударном резании по сравнению со статическим преднапряженным состоянием.

Наибольшие эквивалентные по Мизесу напряжения σ_{eqv}^{max} и третье главное напряжение σ_3^{max} , составляющие примерно 800 МПа и 570 МПа соответственно в расчетах при зазоре 0,4 мм, на кромке ножа наблюдаются в начальный момент резания. Для данного зазора во время основного режима резания σ_{eqv}^{max} и σ_3^{max} уменьшаются примерно в 10 и 3 раза соответственно, что видно из рисунка 2 в.

Увеличение зазора в сравнении с начальным 0,4 мм приводит к уменьшению разницы в максимальных значениях напряжений на режущей кромке ножа, что может быть обусловлено увеличением поверхности контакта ножа с мягкой зеленой массой. В

начальный момент времени при зазорах 0,8 мм и 1,2 мм σ_{eqv}^{max} уменьшаются примерно на 78 и 85 % соответственно, а σ_3^{max} уменьшаются примерно на 78 и 88 %. Во время основного режима резания при зазорах 0,8 мм и 1,2 мм σ_{ieqv}^{max} уменьшаются примерно на 20-65 и 50-90 % соответственно, а σ_3^{max} уменьшаются примерно на 5-10 и 30 - 70 %.

Максимальные напряжения в ноже при различных комбинациях материалов ножа и бруса отличаются незначительно: примерно на 10-20 %, что в первую очередь обуславливается интерференцией волн напряжений. В большинстве рассматриваемых моментов времени наименьшие σ_{eqv}^{max} и σ_3^{max} наблюдаются в расчетах для чугунного ножа / стального бруса и стального ножа / чугунного бруса.

Распределение интенсивности напряжений в бруске в меньшей степени искажается интерференцией волн напряжений из-за менее сложной формы поверхности бруса. На рисунке 2б видно, что наибольшие напряжения появляются на кромке бруса в окрестности резания зеленой массы. В бруске в отличие от ножа в момент начального удара нет значимого всплеска интенсивности напряжений и третьего главного напряжения, что может объясняться демпфирующим эффектом зеленой массы. Наибольшие в окрестности контакта бруса и зеленой массы напряжения сосредоточены в центре бруса, значительно уменьшаясь на его концах и составляют 1 - 90 МПа для σ_{eqv}^{max} и 1 - 30 МПа для σ_3^{max} (см. рисунок 2г).

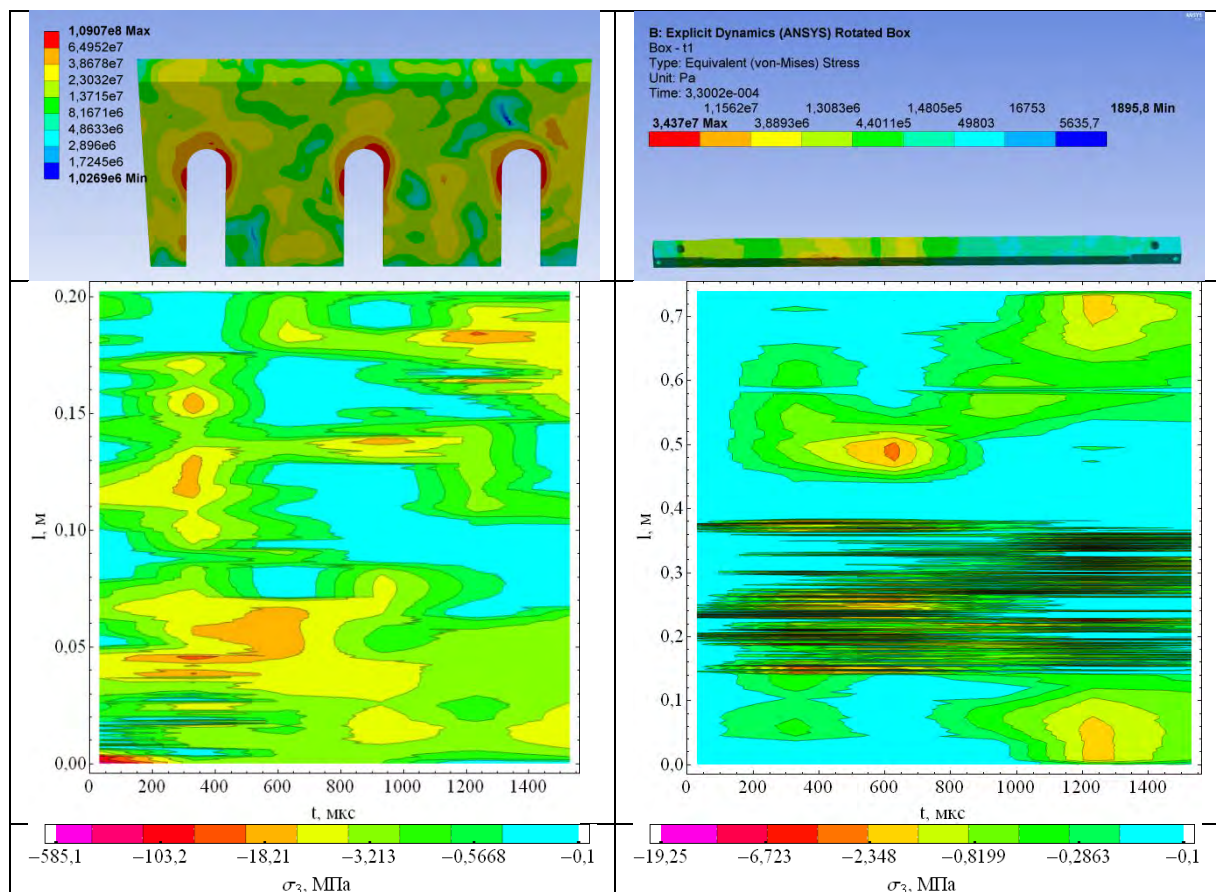


Рисунок 2. – Контурные логарифмические распределения третьего главного напряжения во все моменты времени в системе IS4 на режущих кромках:

а) ножа;

б) противорежущего бруса.

Распределения эквивалентных по Мизесу напряжений в момент времени 0,00033 с в системе IS4:

в) на ноже;

г) на противорежущем бруске

Увеличение зазора в сравнении с начальным 0,4 мм приводит к уменьшению разницы в максимальных значениях напряжений на режущей кромке противорежущего бруса, что, как и для ножа, может быть обусловлено увеличением поверхности контакта ножа с мягкой зеленой массой. При зазорах 0,8 мм и 1,2 мм σ_{eqv}^{max} уменьшаются примерно на 70 - 90 %, а σ_3^{max} уменьшаются примерно на 80 - 90 %.

Максимальные напряжения в бруске при различных комбинациях материалов ножа и бруса отличаются примерно на 50 - 70 %. В большинстве рассматриваемых моментов времени наименьшие σ_{eqv}^{max} и σ_3^{max} наблюдаются в расчетах для чугуна/ножа/стального бруса и стального ножа/ чугуна бруса.

Сравнительный анализ максимальных значений напряжений в ноже и противорежущем бруске в некоторый момент времени в зоне резания показывает, что значение σ_{eqv}^{max} интенсивности напряжений на режущей кромке ножа примерно в 9 и 2-4 раза больше чем на режущей кромке бруса в начальные моменты времени и в основном режиме резания соответственно.

Из рисунков 2в, 2г видно, что наибольшее по модулю значение третьего главного напряжения (контактного давления) σ_3^{max} на режущей кромке ножа больше в 20-200 раз в начальные моменты времени и в 1,5 - 10 раз в основном режиме резания, чем на режущей кромке бруса.

В целом, анализ результатов расчетов показывает, что чугун демонстрирует схожую со сталью нагруженность. Учитывая большую вязкость чугуна, обуславливающую лучшее рассеяние волн напряжений, его применение представляется предпочтительным.

Большой разброс максимальных значений эквивалентных по Мизесу напряжений σ_{eqv}^{max} и третьего главного напряжения σ_3^{max} при динамическом нагружении свидетельствует о необходимости применения не локальных (σ_{eqv}^{max} , σ_3^{max}) характеристик повреждаемости, а интегральных (опасные объемы).

Оценка поврежденности элементов конструкций при циклическом нагружении в общем случае основывается на статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом [3]. В рамках данной модели опасные объемы представляют собой трехмерные области, где напряжения превышают критический уровень – нижнюю границу рассеяния пределов выносливости.

Применительно к трибофатическим системам процедура расчета опасных объемов предполагает, во-первых, знание трехмерного напряженного состояния элементов, вызванного как контактным нагружением, так и объемным деформированием, и, во-вторых, определения критических (предельных) напряжений, которые служат критерием для ограничения соответствующих опасных областей.

В связи с тем, что в области резания зеленой массы напряженно-деформируемые состояния ножа и противорежущего бруса являются существенно трехмерными и формируются в основном за счет контактного взаимодействия, будем их оценивать с помощью четвертой, энергетической, теории прочности в напряжениях:

$$\sigma_{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1}. \quad (1)$$

В этом случае функции локальной повреждаемости единицы объема имеют вид:

$$\Psi_{IV} = \sigma_{IV} / \sigma_{IV}^{(lim)}, \quad (2)$$

где $\sigma_{IV}^{(lim)}$ – нижняя граница рассеяния пределов выносливости материала.

Тогда формулы для расчета опасных объемов и интегральной повреждаемости будут следующими:

$$V_{IV} = \int_{\psi_{IV}(V) \geq 1} dV, \quad \Psi_{IV} = \int_{\psi_{IV}(V) \geq 1} \psi_{IV}(V) dV. \quad (3)$$

Поскольку в настоящее время нет данных о предельных состояниях (напряжениях) при фрикционной усталости элементов системы в процессе резания зеленой массы, то в расчетах рассматривался широкий диапазон предельных напряжений от 8,5 МПа, соответствующих пределу фрикционной усталости в системе сталь/полимер [4], до 125 МПа, примерно соответствующих нижней границе рассеяния предела механической усталости стали [4], с интервалом 5,825 МПа.

Временной интервал резания $[3 \times 10^{-5}; 1,53 \times 10^{-3}]$ с, для получения гладких зависимостей, разбивался на 20 равных частей, и результаты, соответственно, рассматривались в 21-й равноотстоящей с шагом $7,5 \times 10^{-5}$ с точке. Общий вид опасных объемов представлен на рисунках 3а, 3б.

Из-за интерференции волновых пакетов, величины опасных объемов V_{IV} и интегральной повреждаемости Ψ_{IV} в ноже и брусе испытывают колебания в меньшей степени, чем показатели напряженно-деформированного состояния системы, что позволяет более точно определять зависимости повреждаемости режущих элементов от изменения основных параметров модели.

В ноже V_{IV} и Ψ_{IV} принимают наибольшие значения в начале и в конце процесса резания. Это может объясняться тем, что в данные моменты времени напряжения в ноже распределяются в меньшем объеме материала (в углах ножа) по сравнению с основным процессом резания, когда работает средняя часть ножа.

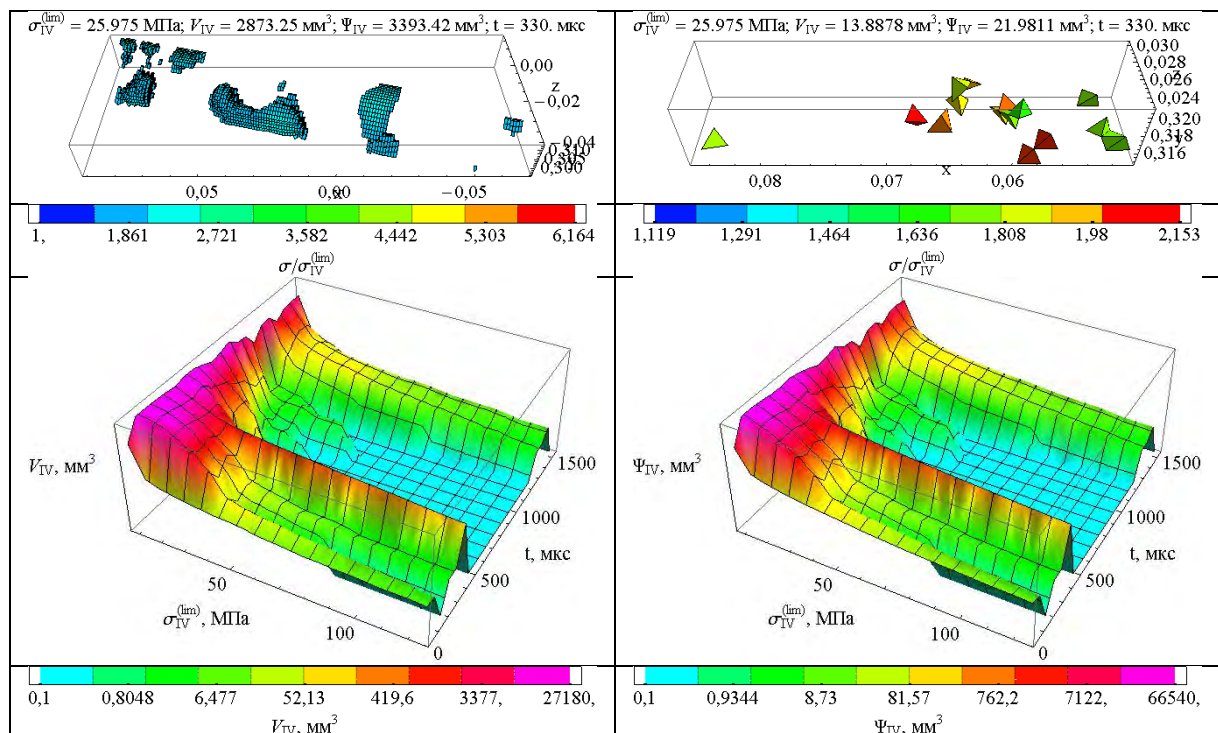


Рисунок 3. – Изменения:

- а) опасных объемов в ноже в момент времени $t = 330$ мкс при $\zeta_{lim} = 25,975$ МПа; б) опасных объемов в противорежущем брусе в момент времени $t = 330$ мкс при $\zeta_{lim} = 25,975$ МПа; в) опасного объема; г) объемной повреждаемости для эквивалентных напряжений рассчитанных по четвертой теории прочности в системе П4

Например, при предельном напряжении $\zeta_{\text{lim}} = 25,975$ МПа и зазоре 0,4 мм V_{IV} и Ψ_{IV} в ноже принимают следующие примерные значения:

а) в начале резания 10^4 мм³, б) в середине $1-10^2$ мм³, в) в конце $10^3-1,5 \times 10^3$ мм³ (см. рисунки 3в, 3г).

Для дальнейшего анализа динамического нагружения ножа будем пользоваться показателем накопления во времени опасного объема $V_{IV}^{(t)}$ и интегральной повреждаемости $\Psi_{IV}^{(t)}$:

$$V_{IV}^{(t)} = \int_{t \Psi_{IV}(V) \geq 1} \int dV dt, \Psi_{IV}^{(t)} = \int_{t \Psi_{IV}(V) \geq 1} \int \Psi_{IV}(V, t) dV dt. \quad (4)$$

Анализ показывает, что для комбинаций материалов стальной брус / чугунный нож либо чугунный брус / стальной нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ принимают минимальные значения. Например, при $\zeta_{\text{lim}} = 25,975$ МПа, зазоре 0,4 мм и комбинации материалов стальной брус/чугунный нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ составляют $3,261 \times 10^6$ и $4,106 \times 10^6$ мм³ × мкс соответственно (см. рисунки 4 а, 4 б). Для комбинации материалов чугунный брус / чугунный нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ больше примерно на 34 и 44 %, чугунный брус / стальной нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ больше примерно на 41 и 46 %, стальной брус/стальной нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ больше примерно на 45 и 50 % соответственно.

При увеличении предельных напряжений ζ_{lim} с 25,975 МПа до 119,175 МПа $V_{IV}^{(t)}$ и $\Psi_{IV}^{(t)}$ для различных комбинаций материалов уменьшаются примерно на 4 порядка.

При увеличении зазора между ножом и бруском ζ_{lim} с 0,4 мм до 0,8 и 1,2 мм $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ увеличиваются примерно на 32, 34 % и 17, 19 % соответственно.

Рассмотрим теперь повреждаемость противорежущего бруса.

Из анализа результатов следует, что в противорежущем брусе как и ноже $V_{IV}^{(t)}$ и $\Psi_{IV}^{(t)}$ принимают наибольшие значения в начале и в конце процесса резания (см. рисунки 4 в, 4 г). Это может объясняться ударным характером (резким изменением) взаимодействия ножа и бруса в эти моменты времени.

Например, при предельном напряжении $\zeta_{\text{lim}} = 25,975$ МПа и зазоре 0,4 мм V_{IV} и Ψ_{IV} в брусе принимают следующие примерные значения: а) в начале резания $10-10^4$ мм³, б) в середине $0-80$ мм³, в) в конце $10-10^2$ мм³.

Для комбинаций материалов стальной брус / чугунный нож либо чугунный брус / стальной нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ принимают минимальные значения. Например, при $\zeta_{\text{lim}} = 25,975$ МПа, зазоре 4 мм и комбинации материалов чугунный брус / стальной нож $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ составляют $3,049 \times 10^4$ и $6,155 \times 10^4$ мм³ × мкс соответственно. Показатели $V_{IV}^{(t)}$ и $\Psi_{IV}^{(t)}$ больше для комбинации материалов чугунный брус / чугунный нож примерно в 54 и 51 раз, стальной брус / чугунный нож примерно на 16 и 18 %, стальной брус / стальной нож примерно в 6,6 и 5,7 раз соответственно.

При увеличении предельных напряжений ζ_{lim} с 25,975 МПа до 119,175 МПа $V_{IV}^{(t)}$ и $\Psi_{IV}^{(t)}$ для различных комбинаций материалов уменьшаются примерно в 20-100 раз.

При увеличении зазора между ножом и бруском ζ_{lim} с 0,4 мм до 0,8 и 1,2 мм МПа $V_{IV}^{(t)}$, $\Psi_{IV}^{(t)}$ увеличиваются примерно на 46, 62 % и 87, 86 % соответственно.

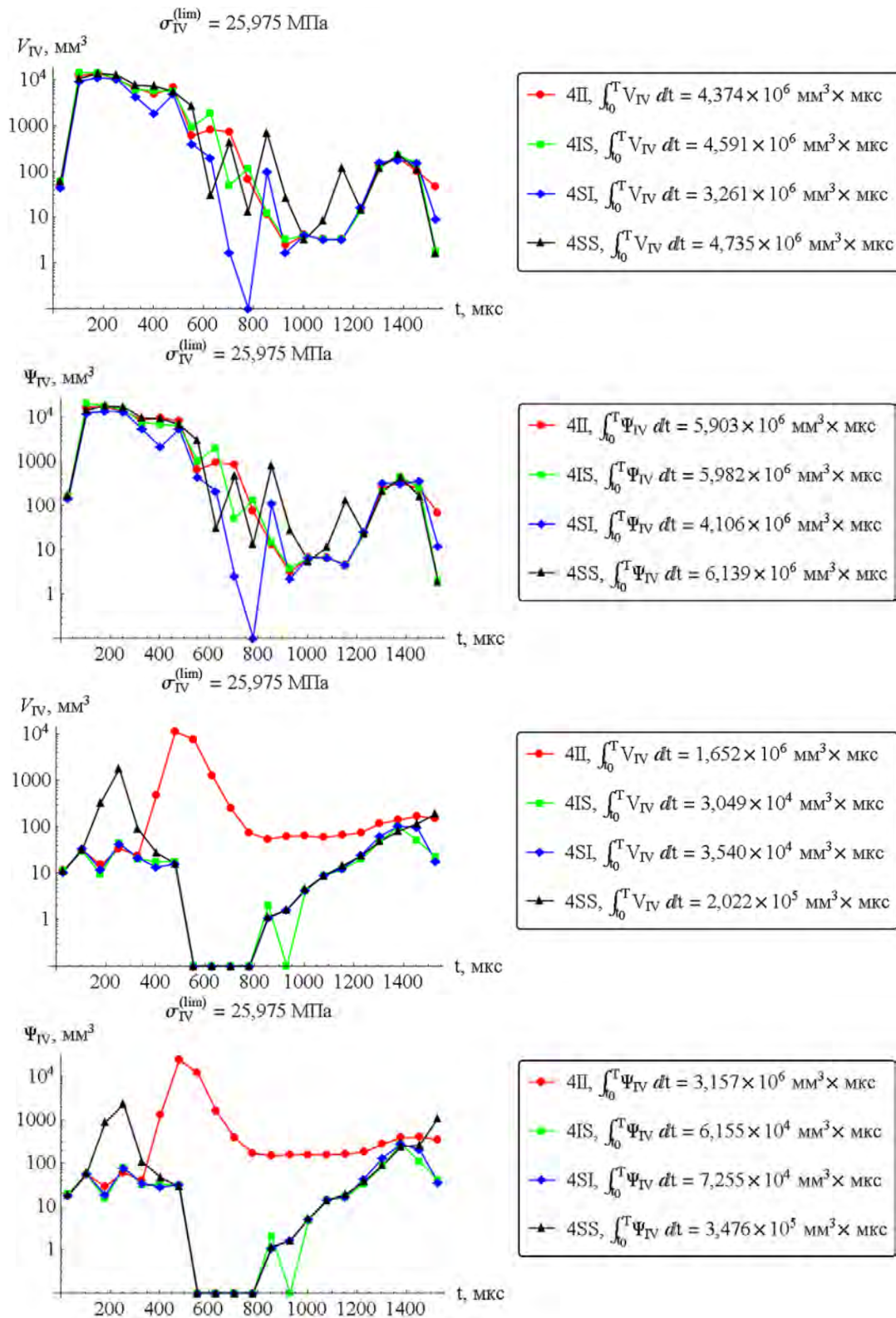


Рисунок 4. – Распределения для различных свойств материалов при $\zeta_{lim} = 25.975 \text{ МПа}$ и зазоре 0,4 мм:
 а) опасных объемов в ноже; б) интегральной повреждаемости в ноже; в) опасных объемов в противорежущем бруссе; г) интегральной повреждаемости в противорежущем бруссе

Заключение. Различные комбинации материалов бруса и ножа приводят к значительно большей разнице повреждаемости бруса, чем ножа. Однако при $\zeta_{lim} = 25,975 \text{ МПа}$, зазоре 4 мм в системе чугунный брус / чугунный нож показатели $V_{IV}^{(t)}$

и $\Psi_{IV}^{(i)}$ в брус (случай наибольшей повреждаемости) в 2,5 и 60 раз меньше чем в ноже. В остальных случаях повреждаемость бруса в 10^2 – 10^3 меньше повреждаемости ножа.

Подобная весьма малая повреждаемость бруса по сравнению с ножом может быть обусловлена как большим объемом бруса, так и тем, что значительная часть усилия создаваемого ножом усилия расходуется на резание зеленой массы и лишь некоторая его часть передается брусу. Данный эффект свидетельствует о том, что применение чугуна марки ВЧТГ со служебными характеристиками близкими к стальным для изготовления противорежущего бруса является целесообразным.

РЕЗЮМЕ

Проведено конечно-элементное моделирование динамического напряженно-деформированного состояния режущего инструмента сельскохозяйственного комбайна. Для режущих областей ножа и противорежущего бруса получены распределения контактного давления, эквивалентных по Мизесу напряжений, а также разработана методика оценки объемной повреждаемости. Проведен сравнительный анализ влияния комбинаций материалов (стали и высокопрочного чугуна ВЧТГ) ножа и противорежущего бруса на величины опасных объемов и интегральной повреждаемости данных элементов системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербаков С.С., Псырков Н.В., Насань О.А. Компьютерное моделирование поврежденности системы прижим-нож-опора в трехмерной постановке // Проблемы вычислительной механики и прочности конструкций / Редкол.: А.П. Дзюба [и др.] – Дніпропетровськ (Украина): Ліра, 2012. – Выпуск 19. – С. 329 – 337.
2. Щербаков С.С., Насань О.А., Мармыш Д.Е., Шемет Л.А. Компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния системы болты/прижим/нож/опора/противорежущий брус в трехмерной динамической постановке // Тр. XXI международной научно-технической конференции «Прикладные задачи математики и механики», 16 – 20 сентября 2013г., Севастополь (Украина) / Редкол.: А.П. Фалалеев (пред.) [и др]. – Севастополь: СевНТУ, 2013. – С. 78-81.
3. Щербаков, С.С. Механика трибофатических систем / С.С. Щербаков, Л.А. Сосновский. – Минск: БГУ, 2011. – 407 с.
4. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель: БелГУТ, 2007. – 434 с.

SUMMARY

Dynamic stress-strain state of the cutting tool of agricultural harvester using finite element simulation is investigated. Distributions of the contact pressure and equivalent von Mises stress on the cutting surfaces were obtained. The technique of damageability assessment was developed. A comparative analysis of the influence of knife's and shearbar's materials combinations (steel and high-strength cast iron VChTG) on the values of dangerous volumes and integral damage of system elements was made.

E-mail: Zhuravkov@bsu.by
sheerbakovss@mail.ru
nasan_o@mail.ru

Поступила в редакцию 03.11.2014