



Математическая модель и методика экспресс оценки напряженно-деформированного состояния рамы машины для ухода за лесными культурами

Леонид Д. Бухтояров¹ ✉, vgltax-mlx@yandex.ru, 0000-0002-7428-0821

Максим А. Гнусов¹, mgnusov@ya.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1653-4595>

Михаил Н. Лысыч¹, miklynea@yandex.ru, 0000-0002-3764-3873

¹ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация

При разработке лесных машин и орудий активно используют метод конечных элементов (МКЭ), для расчета влияния внешних нагрузок на прочностные и частотные характеристики конструкций. Как правило для этого используются дорогостоящие коммерческие пакеты программ ANSYS, LS-DYNA и др. На ранних стадиях проектирования проверка неудовлетворительных решений дорогостоящими пакетами программ не является целесообразной. Авторами разработан метод, экспресс-оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) протестированный на конструкции кустореза, который работает прямо с геометрической моделью, выполненной в системе автоматизированного проектирования (САПР) и предоставляет возможность инженеру получать показатели прочности и жесткости, имеющие важное значение для технологического процесса. Предлагаемый метод включает в себя: импорт САПР модели в формате STL; вокселизацию и построение регулярной сетки HEX8 с управляемым шагом h ; задание условий Дирихле в зоне заделки и эквивалентной нагрузки Неймана через распределённое давление на нагруженных участках; сборку и решение линейно-упругой задачи; вычисление полей напряжений и эквивалентных напряжений Мизеса, а также оценку максимальных перемещений; экспорт результатов для последующего анализа. На примере балки кустореза продемонстрирована работа экспресс-методики. Установлено что при заданных нагрузках $F=3000$ Н максимальное напряжение у балки $L=500$, $40 \times 40 \times 3$ мм составило 268 МПа что превышает предел текучести стали – 220 МПа. Методика позволила отбраковать эту балку и заменить на новую, с параметрами $L=500$, $80 \times 80 \times 3$ мм, получены напряжения 58,3 МПа. Таким образом неудовлетворительный вариант был исключен ещё до тяжёлых мультифизических расчётов. Представленная методика предназначена для предварительной отбраковки слабых решений для снижения стоимости дальнейшей разработки лесных машин. Область применения – крупногабаритные механические узлы лесных машин и орудий.

Ключевые слова: кусторез, уход за лесными культурами, лесные машины, методика, математическое моделирование, метод конечных элементов (МКЭ), системы автоматизированного проектирования (САПР).

Финансирование: Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда №25-19-00876, <https://rscf.ru/project/25-19-00876/>.

Благодарности: Авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Бухтояров, Л. Д. Математическая модель и методика экспресс оценки напряженно-деформированного состояния рамы машины для ухода за лесными культурами / Л. Д. Бухтояров, М. А. Гнусов, М. Н. Лысыч // Лесотехнический журнал. – 2025. – Т. 15. – № 3 (59). – С. 201–216. – Библиогр.: с. 214–216 (20 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2025.3/13>

Поступила 02.06.2025 Пересмотрена 09.09.2025 Принята 15.09.2025 Опубликовано онлайн 25.09.2025

Article

Mathematical model and methodology of express assessment crisis-deformed state of the machine frame for the care of forest crops

Leonid D. Bukhtoyarov¹✉, vglta-mlx@yandex.ru,  0000-0002-7428-0821

Maksim A. Gnusov¹, mgnusov@ya.ru,  <https://orcid.org/0000-0003-1653-4595>

Mikhail N. Lysych¹, miklynea@yandex.ru,  0000-0002-3764-3873

¹ FSBEI HE Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva street, 8, Voronezh, 394087, Russian Federation

Abstract

In the development of forestry machines and tools, the finite element method (FEM) is actively used to calculate the effect of external loads on the strength and frequency characteristics of structures. As a rule, expensive commercial software packages ANSYS, LS-DYNA, etc. are used for this. At the early stages of design, checking unsatisfactory solutions with complex software packages is not advisable. The authors have developed a method for expressly assessing the stress-strain state (SSS) of tested brush cutter designs, working directly with a geometric model created in a computer-aided design (CAD) system and allowing the engineer to obtain strength and rigidity indicators that are important for the technological process. The proposed method includes: import of a CAD model in STL format; voxelization and construction of a regular HEX8 grid with a controlled step h ; setting Dirichlet conditions in the embedment zone and the equivalent Neumann load through the distributed pressure on the loaded areas; assembly and solution of a linear elastic problem; calculation of stress fields and von Mises equivalent stresses, as well as assessment of maximum displacements; export of results for subsequent analysis. The express method is demonstrated using a brush cutter beam as an example. It was found that under the given loads $F=3000$ N, the maximum stress in the beam $L=500$, $40 \times 40 \times 3$ mm was 268 MPa, and the yield strength was 220 MPa. The method allows to reject this beam and replace it with a new one, with parameters $L=500$, $80 \times 80 \times 3$ mm, the resulting stress was 58.3 MPa. Thus, the unsatisfactory option was excluded even before the difficult multiphysical calculations. The presented method is intended for preliminary rejection of weak solutions to reduce the cost of further development of forestry machines. The scope of application is large-sized mechanical units of forestry machines and tools.

Keywords: *brush cutter, care of forest crops, forestry machines, methodology, mathematical modeling, finite element method (FEM), computer-aided design systems (CAD).*

Funding: The study was supported by a grant from the Russian Science Foundation №25-19-00876, <https://rscf.ru/project/25-19-00876/>

Acknowledgement: The authors thank the reviewers for their contribution to the peer review of this work.

Conflict of interest: the authors declares no conflict of interest.

For citation: Bukhtoyarov L. D., Gnusov M. A., Lysych M. N. (2025) Mathematical model and methodology of express assessment crisis-deformed state of the machine frame for the care of forest crops. Forestry Engineering journal, Vol. 15, No. 3 (59), pp. 201-216 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2025.3/13>

Received 02.06.2025 **Revised** 09.09.2025 **Accepted** 15.09.2025 **Published online** 25.09.2025

Введение

Лесные машины работают в сложных условиях, постоянно испытывая знакопеременные нагрузки под воздействием внешних сил. Рассматривая такие машины как кусторезы следует выделить ключевые параметры, определяющие внешнее воздействие: – диаметр срезаемых ветвей d , скорость резания v , и скорость подачи u . Эти параметры непосредственно формируют нагрузку на рабочий орган и через него на несущие элементы рамы и узлы крепления. Аналогично можно выделить ключевые параметры для лесозаготовительных и транспортных лесных машин. Эксплуатационные ограничения диктуются местностью и технологией: работа на склонах и в колее, засорение щепой и грунтом, жёсткие требования по массе на вылете манипулятора. Для оператора критичны шум и вибрация, а для насаждений – минимизация повреждений подроста и почвы. Конструктивные решения должны выдерживать удары, перекосы от ветвей без потери технологических зазоров между лезвиями. На практике требуется быстро и достоверно оценивать напряжённо-деформированное состояние (НДС) рамы и узлов рабочего органа уже на эскизной стадии, когда ведётся перебор компоновок и сечений, и вовлечение тяжёлых коммерческих систем автоматизированного инженерного анализа (CAE) экономически нецелесообразно.

При проектировании лесных машин как правило начинают с их рамы или несущих узлов. В работе Chen Q. [1] для рамы лесной машины проведены верификация и валидация конечно-элементной модели, анализ чувствительности входных факторов, аппроксимация поверхности отклика (LSR/RBF). Приведенный подход позволил облегчить раму на 7,44% без потери жёсткости и частотных характеристик. Методично показано, как данные тензометрии и модальных испытаний калибруют расчётную модель [1]. Рабочие органы лесных машины могут быть установлены непосредственно на рамах и на манипуляторах. В работе Mergl [2] при рассмотрении харвестерной головки на трех разных конструкциях стрелы продемонстрирован перенос динамических нагрузок в статический прочностной расчёт. Сначала моделируют динамику валки дерева

и перенос ствола (MSC Adams), извлекают экстремальные нагрузки в шарнире подвеса, а затем применяют МКЭ-анализ (MSC Apex) к трём вариантам стрелы. Все решения выдерживают нагрузку, но оптимальным является вариант А; ключевые зоны концентрации – у сварных сопряжений «ухо–щека» и переходов к профилю [2]. Исследования ходовой части лесных машин – прочности лесных дорог под нагрузкой и манипуляторов – динамики крана на склонах были рассмотрены в работах Muşat E.C. [3] и Mergl [4]. Эти работы, с помощью методов конечных элементов (МКЭ), обосновывают поле допустимых режимов эксплуатации лесных машин и задают рамки для безопасных комбинаций вылет–масса–нагрузка. В работе Zhu B. [5] исследует привод лесопосадочной машины рассматривая маховик в трансмиссии, который работает как демпфер и способен сгладить пики мощности при резании грунта. При этом он моделирует почву представляя её как набор частиц – узлов без сетки, которые взаимодействуют между собой, опираясь на подход, реализованный в программном комплексе LS-DYNA, с последующей верификацией полученных результатов на прототипе [5]. После исследований рамы переходят к рабочим органам.

В работах Jia N. [6, 7] использован совмещённый FEM/BEM-подход при котором саму дисковую пилу рассматривают с помощью методов конечных элементов МКЭ (FEM), а внешнюю среду – методом граничных элементов (BEM), после чего стыкуют их на общей границе условиями совместности и равновесия. Такой подход позволил авторам прогнозировать частотные и пространственных характеристик дисковой пилы в процессе работы, а также провести оптимизацию конфигураций прорезей, что позволило снизить шум машины [6]. Оптимизация формы шумопонижающих прорезей ультратонких пил (NSGA-II) даёт $-2.4...-3.0$ дБ(А) при сохранении прочности [7]. В работе Takeyama K. [8] использован акустический конечно-элементный анализ (FEM), который позволяет выполнить анализ резонансных явлений в кожухе пилы и установить, что при увеличении диаметра пилы резонансные частоты смещаются вниз, а при рабочих скоростях уровни шума могут превышать 100 дБ(А). В работе Ding Y. [9] исследует динамическую устойчивость

полотна при распиле. Автор представил термоупруго-контактную модель, которую выполнил в программе LS-DYNA. С её помощью удалось установить влияние режимов обработки на температуру пилы, скорость, ускорение и вибрацию и получить регрессионные уравнения для инженерных оценок [9]. В работе Ji B. [10] для вала с диском и ступицей, строят МКЭ-модель и выполняют оптимизацию конструктивных параметров по поверхности отклика, чтобы увеличить разброс собственных частот и рабочей частоты, тем самым исключив резонанс. Результаты оптимизации ступицы увеличат опасную моду от рабочей частоты на 39% [10]. В работах Liu Y., Van Y. [11, 12] рассмотрен процесс ударного резания ветвей, разработана и верифицирована FEM-модель ударного резания, позволяющая анализировать распределения напряжений и деформаций, энергию разрушения и закономерности образования трещин у ветвей тополя при высоких нагрузках. Модель сопоставлена с полевыми измерениями силы резания, что подтвердило её точность и применимость для оптимизации параметров рабочих органов. Разработаны три варианта лезвий, которые заложены в механико-математическую модель сопротивления резанию методами численного моделирования FEM (ANSYS/LS-DYNA). Экспериментами на стенде определены энергия резания, сила, распространение стресс-волны, а также качество излома и раскалывания [11, 12]. В работе Krilek J. [13] исследована дисковая рубильная машина для переработки древесной биомассы. Методом конечных элементов (FEM) выполнен прочностной анализ ножа. Представлена методика, которая объединяет инженерные расчёты сил рубки, подбор геометрии узлов: нож, желоб/лоток, диск и CAE-верификацию (PTC Creo Parametric / Creo Simulate) для оценки напряжений, деформаций и пригодности инструментального материала при типовых режимах. Полученные результаты позволили обосновать выбор кинематики резания и геометрию кромок ножа [13]. В работе Cao J. [14] предложена эксцентрическая модель ротора на упругом основании, построенная на элементах балки и кольца на упругом основании. На базе уравнений Лагранжа, метода Рунге–Кутты и теории Флоке получены зоны неустойчивости частоты ро-

тора, которые сопоставлены с результатами стендовых и натурных испытаний. Установлены рекомендации для скоростных параметров машины, что позволило повысить эффективность резания [14]. Отдельно стоит выделить исследования объекта резания – древесины ветвей.

В работе Li X. [15] методами конечных элементов МКЭ, модального и гармонического анализа проведено исследование влияния изменения высоты свода на частотный спектр древесины. Показано, что малые своды (0 – 2 мм) сильнее влияют на основную частоту, тогда как большие (3 – 6 мм) – слабее, но заметно ограничивают формы колебаний и перераспределяют энергию в средневысокие частоты [15]. В работе Хуан Y. [16] исследует, как форма кроны дерева влияет на вибрационные характеристики. Для каждого типа кроны определены набор естественных частот, модальные формы и зависимость коэффициента демпфирования от частоты. Построены 3D-модели дерева на основе лазерного сканирования и проведён МКЭ-модальный анализ для интерпретации экспериментальных спектров. Установлено что у Y-образных деревьев частоты лучше согласованы между ветвями, а высокочастотные колебания дают более сильный отклик кроны, при этом демпфирование ниже и убывает с частотой [16].

В работах Драпалюка М.В., Бухтоярова Л.Д. и др. (2024), (2025) [17, 18, 19, 20], авторы последовательно исследовали роторы кусторезов, измеряли мощностные показатели, качество среза. Определяли динамику резания ветвей с учетом типа рабочего органа и частоты вращения чтобы оценить влияние на энергию резания и характер разрушения, однако не учитывали влияние режимов работы ротора на прочностные параметры конструкций [17, 18, 19, 20]. Предложенная методика логически продолжает этот цикл исследований, а результаты динамических моделей и экспериментальных замеров предыдущих работ использованы в качестве исходных нагрузок для оценки прочности.

Таким образом, для обоснования конструкций лесных машины широко применяют методы конечных элементов, и как правило, используют дорогостоящие программные комплексы (MSC, ANSYS, ABAQUS, LS-DYNA), что не всегда обосновано на

ранних стадиях проектирования. Отсюда практический запрос – получить инженерно-достоверную оценку напряженно-деформированного состояния (НДС) несущих элементов быстро, прямо из геометрии узлов, выполненных в системах автоматизированного проектирования (САПР), без покупки дорогостоящих программных комплексов. Экспресс анализ НДС, в свою очередь, закрывает «узкое место» между эскизом и тяжелой мультифизикой, быстро отбраковывает неудовлетворительные решения, уточняет толщины, рёбра, узлы крепления и экономит время и средства перед этапом полной МКЭ валидации. Научная проблема заключается в отсутствии низкопорогового подхода к быстрой оценке прочности крупногабаритных механических узлов на ранней стадии проектирования без глубокого вовлечения в МКЭ-препроцессинг, дорогостоящих лицензий и зависимости от конкретных САД-систем.

Материалы и методы

Разработаем методику экспресс оценки напряженно деформированного состояния конструкции рамы кустореза без использования дорогостоящих модулей FEM анализа. Методика предназначена для экспресс-оценки глобальной жёсткости и уровней напряжений на ранней стадии проектирования. Постановка – линейно-упругая, статическая, контакты, геометрическая и физическая нелинейности не рассматриваются. Геометрия импортируется в виде STL-оболочки и дискретизируется регулярной воксельной (HEX8) сеткой, из-за чего в зонах сложной кривизны, малых радиусов, отверстий и тонких стенок возможны ошибки аппроксимации «ступенчатость» границы. Точность управляется шагом h и допустимым числом элементов. Методика не предназначена для точной оценки локальных пиковых напряжений в концентраторах. Формат STL выбран по практическим причинам, он универсально экспортируется из большинства САПР, полигональная оболочка легко пересекается с равномерной кубической решёткой, что обеспечивает быструю вокселизацию. Известные недостатки, такие как ступенчатость границы, слабая передача малых радиусов приемлемы в заявленной цели так как методика направлена на быструю отбраковку неудовлетворительных вариантов по глобальным метрикам (жёсткость, уровень напряжений).

Первоначально необходимо задать следующие входные параметры:

$$\mathcal{P} = \{E, \nu, h, F e_F, b_*, h_0\}, \quad (1)$$

где E – модуль Юнга, Па; ν – коэффициент Пуассона; h – шаг регулярной воксельной сетки, м; $F e_F$ – результирующая сила и её единичное направление, Н; b_* – ширина нагруженной полосы на свободном торце, м; h_0 – допуск, определяющий толщину зоны сплошного заделывания, м.

Импортируем из САПР STL файл трехмерной геометрической модели. Далее будем рассматривать исходную модель как объединение множества всех треугольных граней:

$$\partial\Omega_{STL} = \bigcup_{k=1}^{N_{\Delta}} T_k, \quad (2)$$

где Ω_{STL} – объем твердого тела, м³; ∂ – оператор границы; $\partial\Omega_{STL}$ – граница, она же площадь сплошного изотропного тела, м²; k – индекс треугольника в STL; N_{Δ} – общее число треугольников в STL; T_k – текущий k – й треугольный элемент STL – сетки;

При рассмотрении физической модели примем, что материал является изотропным и линейно упругим. Модуль сдвига рассчитаем по формуле:

$$G = \mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}, \quad (3)$$

где G, μ – соответственно модуль сдвига, он же второй параметр Ламе, Па; E – модуль Юнга, Па; ν – коэффициент Пуассона.

Модуль объемного сжатия рассчитаем по формуле:

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}, \quad (4)$$

Первый параметр Ламе рассчитаем по формуле:

$$\lambda = \frac{E \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}, \quad (5)$$

Так как рассматриваем конструкцию из углеродистой стали то значения примут вид:

$$E \approx 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \nu \approx 0,3; G \approx 7,5 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$K \approx 1,6 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \lambda \approx 1,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}.$$

Для расчета напряжения используем закон Гука в тензорной форме:

$$\boldsymbol{\sigma} = \lambda \text{tr}(\boldsymbol{\epsilon}) \mathbf{I} + 2\mu \boldsymbol{\epsilon}, \quad (6)$$

где $\boldsymbol{\sigma}$ – тензор напряжений второго ранга, Па; $\text{tr}(\boldsymbol{\epsilon})$ – след тензора деформаций $\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \epsilon_{zz}$;

I – единичный тензор второго ранга; ε – тензор малых деформаций.

Матрица упругости имеет вид:

$$D = \begin{pmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где D – матрица упругости (6×6), Па; λ, μ – соответственно первый и второй параметр Ламе, Па.

Используем матрицы упругости в шестикомпонентной форме записи Войта. Векторы напряжений и деформаций имеют вид:

$$\begin{cases} \varepsilon^V = (\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}, \gamma_{xy})^T \\ \sigma^V = (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{xy})^T, \end{cases} \quad (8)$$

$$\sigma^V = D\varepsilon^V$$

где σ^V – вектор напряжений в записи Войта, Па; ε^V – вектор деформаций в записи Войта.

Чтобы перейти от матрицы упругости к матрице деформаций перемещения, аппроксимируем перемещения по формуле:

$$u(x) = \sum_{a=1}^8 N_a(\xi, \eta, \zeta) u_a, \quad (9)$$

где N_a – функция формы узла для НЕХ8; ξ, η, ζ – естественные координаты в элементе; $u_a = [u_{xa}, u_{ya}, u_{za}]^T$ – узловые перемещения, м

Далее перейдем к производным по x, y, z (Якобиан):

$$J = \sum_{a=1}^8 [x_a + y_a + z_a]^T \left[\frac{\partial N_a}{\partial \xi} + \frac{\partial N_a}{\partial \eta} + \frac{\partial N_a}{\partial \zeta} \right]^T, \quad (10)$$

где J – матрица Якоби (3×3), м; x_a, y_a, z_a – координаты узла a , м; $\frac{\partial N_a}{\partial \xi}, \frac{\partial N_a}{\partial \eta}, \frac{\partial N_a}{\partial \zeta}$ – пространственные производные форм, м;

Тогда преобразуем вектор деформации из системы (8) к виду:

$$\varepsilon^v = [\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}, \gamma_{xy}]^T = \left[\frac{\partial u_x}{\partial x}, \frac{\partial u_y}{\partial y}, \frac{\partial u_z}{\partial z}, \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}, \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x}, \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right]^T, \quad (11)$$

где $\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}$ – нормальные деформации; $\gamma_{yz}, \gamma_{zx}, \gamma_{xy}$ – инженерные сдвиговые деформации; u_x, u_y, u_z – компоненты поля перемещений, м.

Матрица деформаций примет вид:

$$B = [B_1 B_2 \dots B_8], \quad B_a = \begin{pmatrix} \frac{\partial N_a}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_a}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_a}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial N_a}{\partial z} & \frac{\partial N_a}{\partial y} \\ \frac{\partial N_a}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_a}{\partial x} \\ \frac{\partial N_a}{\partial y} & \frac{\partial N_a}{\partial x} & 0 \end{pmatrix}, \quad (12)$$

где B – матрица деформаций–перемещений (6×24), m^{-1} ; B_a – вклад узла a (6×3), m^{-1} ; $\partial N_a / \partial x_i$ – производные форм, m^{-1} .

Таким образом, задаём фундаментальные параметры материала и единственную конститутивную связь, связывающую поля перемещений с возникающими напряжениями во всех дальнейших вычислениях.

Поскольку методика рассматривает стационарную задачу линейной упругости то необходимо определить граничные и начальные условия. Из всего множества треугольников необходимо определить, какие из них заделаны жестко, какие свободны, а на какие приложена нагрузка.

$$\partial\Omega_{STL} = \Gamma_0 \cup \Gamma_F, \quad (13)$$

где $\partial\Omega_{STL}$ – граница, она же площадь сплошного изотропного тела, m^2 ; Γ_0 – участок границы, где тело заделано, m^2 ; Γ_F – участок границы, на который прикладывается нагрузка, m^2 ; $\Gamma_0 \cap \Gamma_F = \emptyset$ фиксированный торец и нагруженная область не перекрываются.

Для корректной постановки задачи описания математической моделью реальной схемы закрепления конструкции используем условия Дирихле:

$$u(x) = 0 \forall x \in \Gamma_0, \quad (14)$$

где $u(x)$ – вектор перемещений точки x , м; 0 – нулевой (трёхкомпонентный) вектор.

После того как условия Дирихле закрепили тело к опорам, необходимо описать, как на конструкцию действует внешняя нагрузка. Для этого применим условия Неймана – на нагруженной границе вместо перемещений зададим вектор удельных поверхностных сил, в виде потока напряжений по внешней нормали:

$$\sigma n = t^{ext}, \quad (15)$$

где σ – тензор напряжений второго ранга, Па; n – единичная внешняя нормаль к поверхности; t^{ext} – вектор поверхностной (удельной) силы, заданный на границе $t^{ext} = p e_F$, Па. $p = \frac{F}{A_F}$, p – эквивалентное поверхностное давление, Па; e_F – единичный вектор направления внешней силы; F – результирующая сила, которую должен дать интеграл нагрузки, Н; A_F – суммарная площадь всей нагруженной полосы, равная сумме площадей всех квадратных граней, на которые разнесено давление нагруженной полосы Γ_F , м².

Для того чтобы корректно задать нагрузку необходимо установить связь между давлением и суммарной силой:

$$p = \frac{F}{A_F}, \quad (16)$$

$$A_F = \iint_{\Gamma_F} dS, \quad (17)$$

где F – заданная результирующая сила, Н; A_F – площадь нагруженной полосы, м².

Для того чтобы сделать расчет физически корректным, необходимо чтобы заданная нагрузка и возникающие реакции совместно удовлетворяют глобальному равновесию, которое определим по формуле:

$$\int_{\Gamma_0} \sigma n dS + \int_{\Gamma_F} \sigma n dS = 0, \quad (18)$$

где dS – бесконечно малый элемент площади, м².

Для того чтобы определить исходное (ненагруженное) состояние, от которого начинается интегрирование по времени зададим начальные условия:

$$\begin{cases} u(x, 0) = 0 \\ \dot{u}(x, 0) = 0 \end{cases} \quad (19)$$

где $u(x, 0)$ – первоначальное поле перемещений, м; $\dot{u}(x, 0)$ – первоначальное поле скоростей м/с; x – радиус – вектор точки в Ω м.

Поскольку рассматривается статическая задача, инерционные члены отсутствуют то начальные поля фиксируются как нулевые.

Таким образом узлы, удовлетворяющие условию $x \leq x_{min} + h_0$ маркируются, их степени свободы исключаются из глобальной матрицы жёсткости. Далее из всех граничных квадратов выбираются те, у которых нормаль почти параллельна продоль-

ной оси балки (осевой угол меньше допуска), а координаты центров удовлетворяют условию $y - y_c \leq b_*/2$, $x \geq x_{max} - h$ (свободный торец). При этом объединённая площадь этих граней даёт A_F . Для каждой квадратной грани сила $p A_{face}$ распределяется поровну на четыре вершины; вектор силы каждой вершины равен $\frac{p A_{face}}{4} e_F$. Такой подход описывает всестороннее построение задачи, а именно: где и как тело закреплено (условия Дирихле); где в каком виде и с какой интенсивностью прикладывается нагрузка (условия Неймана); какие начальные состояния приняты (нулевые, поскольку выполнена статическая постановка задачи).

Эти условия делают систему «уравнения равновесия + конститутивная связь» разрешимой в единичном случае и при этом численно устойчивой. На следующем шаге необходимо перейти от сплошной области Ω к её воксельной дискретизации Ω_h .

Для этого необходимо проверить точки на принадлежность области модели. При вокселизации целесообразно, чтобы индексы начинались с нуля поэтому удобно использовать минимальные координаты самой трехмерной модели (координаты нижнего, левого угла ограничивающего параллелепипеда). При такой постановке задачи, точка отсчета решетки и модели будут совпадать. Координаты точек решетки найдем по формуле:

$$x_{ijk} = (x_{min} + i h, y_{min} + j h, z_{min} + k h), \quad (20)$$

где x_{ijk} – центр вокселя с индексами (i, j, k) , м; $x_{min}, y_{min}, z_{min}$ – минимальные координаты STL – модели, м; i, j, k – целочисленные индексы сетки.

Каждый занятый куб образует гексаэдр HEX8 $V^{(e)} = [x_i, x_i + h] \times [y_j, y_j + h] \times [z_k, z_k + h]$, (21)

где $V^{(e)}$ – объём e – го HEX8 – элемента, м³; (x_i, y_j, z_k) – координаты углов куба, м.

Тогда дискретную область можно описать системой:

$$\begin{cases} \Omega_h = \bigcup_{e=1}^{N_e} V^{(e)}, \\ h = \max_e \text{diam } V^{(e)}. \end{cases} \quad (22)$$

где Ω_h – вокселизованная аппроксимация Ω , м³; N_e – общее число элементов; $\text{diam } V^{(e)}$ – диагональ куба = $\sqrt{3} h$, м.

Эквивалентное напряжение Мизеса рассчитаем по формуле:

$$\sigma_{eq}^2 = \frac{1}{2} [(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2), \quad (23)$$

где σ_{eq} – напряжение Мизеса, Па; $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ – нормальные напряжения, Па; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – касательные напряжения, Па.

Таким образом вокселизация переводит STL – геометрию в структурированную конечно – элементную сетку. Шаг h управляет компромиссом между точностью расчета и его производительностью. Полученная область Ω_h служит основой для

сборки глобальной матрицы, наложения граничных условий и решения уравнений упругости.

На рисунке 1 показана схема, по которой работает методика экспресс оценки напряженно – деформированного состояния конструкции рамы кустореза. Получив базовую математическую модель – формулы (1) ... (23), подставляем константы и геометрию (B–C), дискретизируем непрерывную задачу методом конечных элементов (D–K), решаем алгебраическую систему, полученную из тех же уравнений равновесия (L–S), вычисляем деформации, напряжения Мизеса по тем же формулам, которые следуют из исходной модели (T–W), сводим и экспортируем результаты (X).

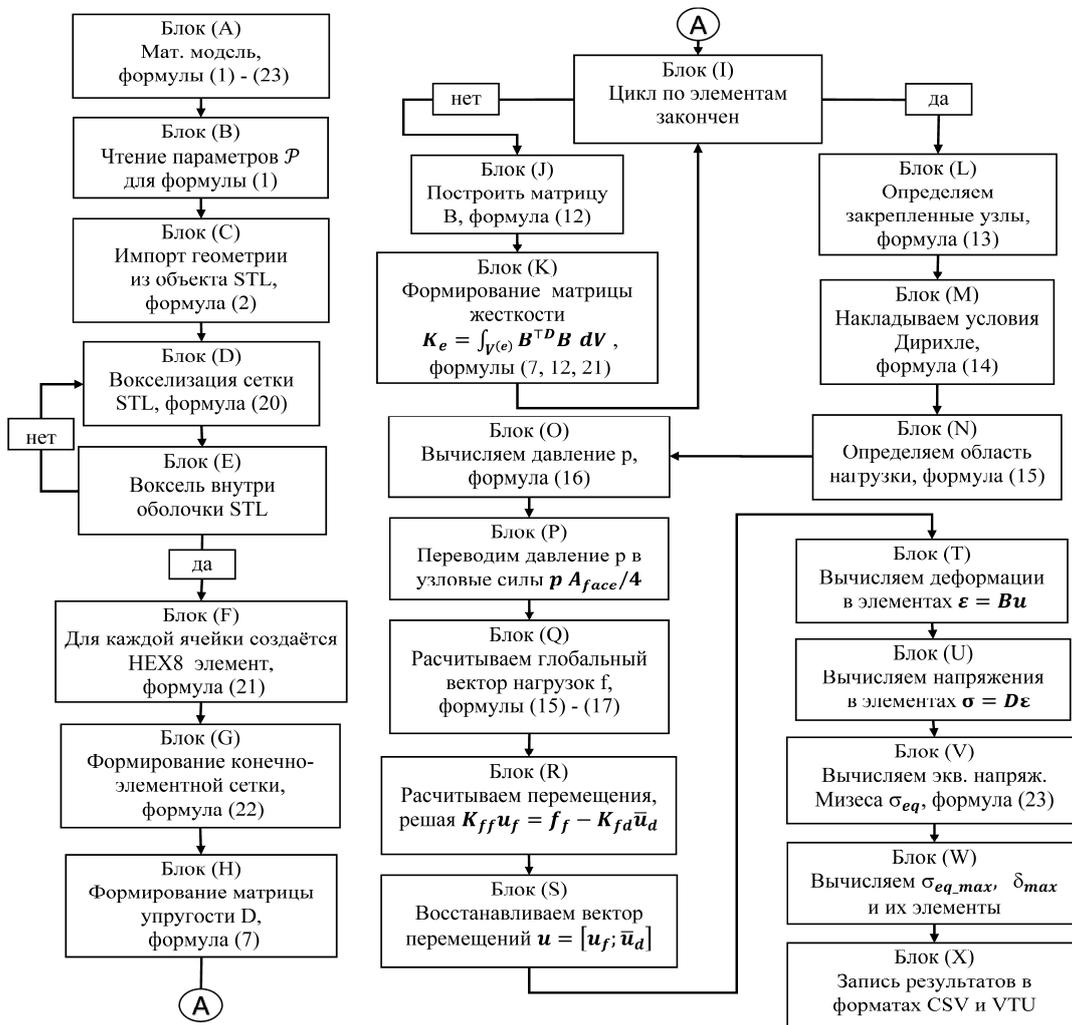


Рисунок 1. Схема работы методики экспресс оценки напряженно – деформированного состояния конструкции

Источник: собственная методика авторов

Figure 1. Scheme of operation of the express assessment method – deformed forms of the state

Source: authors' own methodology

Для просты реализации и проверки методики рассмотрим опорную балку кустореза. Она неподвижно закреплена одним концом, а на другой конец действуют нагрузки от сил резания между ротором и древесно-кустарниковой растительностью.

Результаты и их обсуждение

В первом приближении рассмотрим только балку, без остальной конструкции кустореза. Скорость расчета методики в Python для балки составила 2 минуты, для кустореза 6 минут на современном процессоре Ryzen 5 5600X с частотой 3,7 ГГц. Балку спроектируем в САПР и сохраним в STL формате. Данный формат удобен тем, что балка в нем представляет собой набор непересекающихся плоских треугольных граней. Такой полигонизированный контур пересекается с равномерной кубической решёткой, и чтобы построить воксельную модель, достаточно для каждого вокселя проверить, пересе-

кается ли его объём с какой – нибудь гранью. Рассмотрим объект – балку длиной $L=500$ мм и сечением $40 \times 40 \times 3$ мм. Рассчитаем напряжения и перемещения балки под действием нагрузки 3000 Н на её конце с помощью МКЭ коммерческой САПР и разработанной авторами методики, рисунок 2.

Для наглядности на балке выберем три точки расположенные по середине сечения верхней грани в её начале, центре и конце, аналогично поступим и для боковой грани. Проведем зондирование значений напряжений и перемещений в выбранных точках и сведем полученные результаты в таблицу 1. Начало системы координат балки расположено в левом нижнем углу, зная сечение $40 \times 40 \times 3$ мм и длину балки 500 мм по представленным в таблице координатам и палитре рисунка 2 легко определить положение точек на балке.

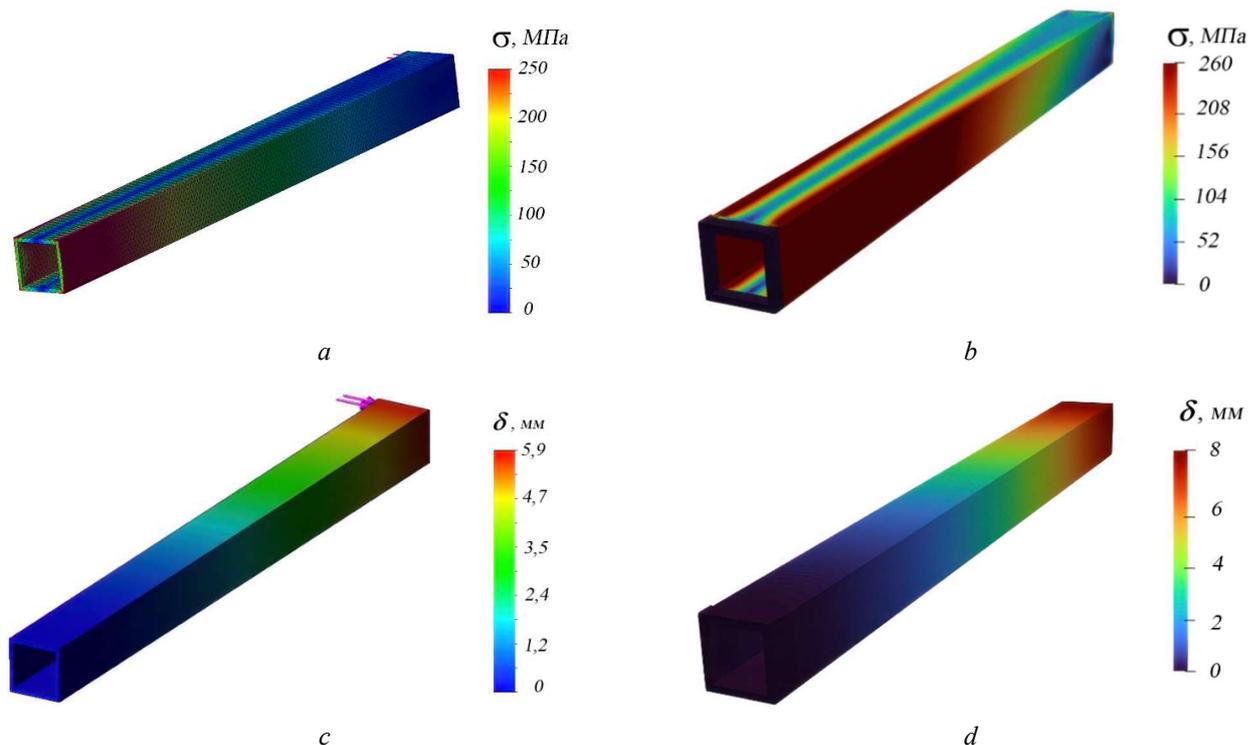


Рисунок 2. Результаты расчета напряжений и перемещений балки $40 \times 40 \times 3$ мм под нагрузкой 3000 Н на её конце $L=500$ мм: *a* – напряжения по САПР, *b* – напряжения по методике, *c* – перемещения по САПР, *d* – перемещения по методике

Источник: собственный расчет авторов

Figure 2. Results of calculation of stresses and transferable beams $40 \times 40 \times 3$ mm for installation of 3000 N at its end $L=500$ mm: *a* – stress to CAD, *b* – stress to the method, *c* – displacement to CAD, *d* – displacement to the method

Source: authors' own calculations

Таблица 1

Результаты расчета опорной балки кустореза

Table 1

Results of calculation of the support beam of the brush cutter

№ точки points	Координаты Coordinates			Напряжения Stresses		Δ σ, % Δ σ, %	Перемещения Displacements		Δ δ, % Δ δ, %
	X, мм mm	Y, мм mm	Z, мм mm	σ _{к0} , МПа m, МПа	σ _м , МПа et, МПа		δ _{ком} , мм mm	δ _м , мм et, mm	
Верхняя горизонтальная грань балки Upper horizontal edge of the beam									
1	40	20	50	27	31	15	0,1	0,106	7
2	40	20	250	27	30	11	1,8	2,6	44
3	40	20	495	37	29	28	5,7	8,4	48
Боковая вертикальная грань балки Lateral vertical face of the beam									
4	20	40	50	245	268	9	0,1	0,13	35
5	20	40	250	144	187	30	1,9	2,6	37
6	20	40	495	22	26	18	5,9	8,3	41

Источник: собственный расчет авторов

Source: authors' own calculations

Для проверки адекватности работы математической модели в системах автоматизированного проектирования и разработанной методики используем классические уравнения из теории сопротивления материалов.

Так как балка представляет собой тонкостенную квадратную трубу, найдем момент инерции её сечения по формуле:

$$I_z = \frac{b_{нар}^4 - b_{вн}^4}{12} = \frac{40^4 - 34^4}{12} = 1,01972 \cdot 10^5 \text{ мм}^4, \quad (24)$$

где I_z – момент инерции относительно оси изгиба, мм⁴; $b_{нар}$ – наружный размер профиля, мм; $b_{вн}$ – внутренний размер, мм.

Расстояние от оси до крайней точки сечения найдем по формуле:

$$c = \frac{b_{нар}}{2} = 20 \text{ мм}, \quad (25)$$

Максимальный изгибающий момент определим по формуле:

$$M_{max} = P \cdot L = 3\,000 \cdot 500 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (26)$$

где P – сила, сосредоточенная на конце балки, Н; L – длина балки, мм.

В этом случае максимальное напряжение изгиба определим по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I_z} = \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 20}{1,01972 \cdot 10^5} \approx 294 \text{ МПа}, \quad (27)$$

Прогиб свободного конца балки найдем по формуле:

$$\delta_{max} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_z} = \frac{3\,000 \cdot 500^3}{3 \cdot 210\,000 \cdot 1,01972 \cdot 10^5} \approx 5,83 \text{ мм}, \quad (28)$$

где E – модуль Юнга, для стали, МПа
Как следует из таблицы 1 разница между разработанной методикой и коммерческим САПР по напряжению находится в пределах 9...30 %, а по перемещениям в пределах 7...48 %. В тоже время разница напряжений на конце балки между коммерческим САПР и классической теорией сопротивления материалов составляет 20%, а по перемещению 2%, при этом коммерческий САПР предназначен для широкого круга задач, в том числе точной механики.

Значительное отличие по перемещению может вызывать озабоченность, однако, даже наибольшая разница в 48% по факту представляет собой перемещение конца балки на 3 мм при её длине 0,5 м что перекрывается технологическими допусками лесных орудий. Полученная разница в напряжениях порядка 30% также позволяет отбраковать грубые решения на что и направленная разрабатываемая методика. Указанные, в начале работы, ограничения методики, в итоге сказались на полученных результатах, и было бы странно если силами небольшого коллектива мы обесценили труд зарубежных компаний.

Общий вид спроектированного кустореза показан на рисунке 3. К навеске 1 крепится рама 2, на которой установлены балки 3. На концах каждой балки через плиту 4 закреплен гидромотор 6 который приводит во вращение ротор с ножами 5.

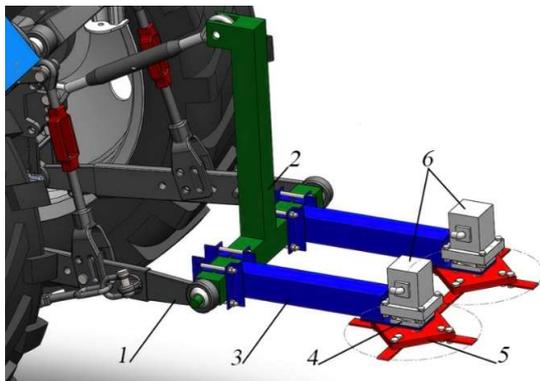


Рисунок 3. Общий вид роторного кустореза на навеске трактора
Источник: Собственная 3D модель авторов

Figure 3. General view of a rotary brush cutter mounted on a tractor

Source: Authors' own 3D model

Рассчитаем напряжения и перемещения рабочего органа под действием нагрузки на ноже с помощью МКЭ САПР и разработанной методики. В качестве расчетной нагрузки примем значение 3000 Н. Место крепления орудия – левый торец балки 3.

Проведем зондирование значений напряжений и перемещений в выбранных точках кустореза, аналогично ранее рассмотренной балке, дополнительно добавив наиболее удаленную точку на кромке ножа. Начало системы координат кустореза расположено в левом нижнем углу. Обращаем внимание, что рабочая зона ротора кустореза составляет 410 мм, поэтому продольная центральная плоскость ось XOZ расположена на расстоянии 205 мм, вычитая из него половину сечения профиля балки 80x80 мм получим координату боковой грани – 165 мм. Ось ротора находится от торца балки на расстоянии 80 мм. Нож имеет толщину 5 мм, далее идет маховик, вылет вала, пластина и балка, в результате верхняя грань находится на высоте 205 мм. Результаты расчета показаны на рисунке 4, и сведены в таблице 2.

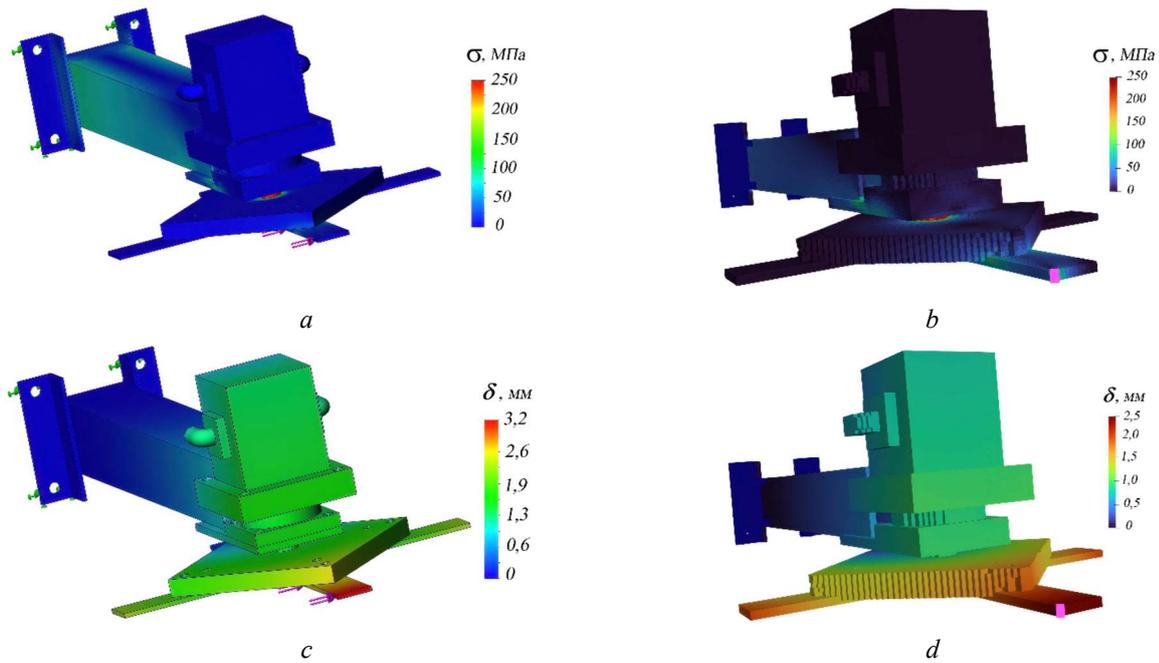


Рисунок 4. Результаты расчета напряжений и перемещений кустореза: *a* – напряжения по САПР, *b* – напряжения по методике, *c* – перемещения по САПР, *d* – перемещения по методике

Источник: собственный расчет авторов

Figure 4. Results of calculation of stresses and displacements of a brush cutter: *a* – stress according to CAD, *b* – stress according to the method, *c* – displacement according to CAD, *d* – displacement according to the method

Source: authors' own calculations

Таблица 2

Результаты расчета новой опорной балки кустореза и кромки ножа

Table 2

Calculation results for the new brush cutter support beam and blade edge

№ точки points	Координаты Coordinates			Напряжения Stresses		Δ σ, % Δ σ, %	Перемещения Displacements		Δ δ, % Δ δ, %
	X , мм X, mm	Y , мм Y , mm	Z , мм Z , mm	σ _{кo} м, МПа σ _{co} m, MPa	σ _м ет, МПа σ _m et, MPa		δ _{ком} , мм δ _{com} , mm	δ _м ет, мм δ _m et, mm	
Верхняя горизонтальная грань балки Upper horizontal edge of the beam									
1	205	126	50	18	13,4	34	0,001	0,0008	15
2	205	126	250	1	1,2	16	0,24	0,19	24
3	205	126	495	14	11,4	23	0,88	0,61	44
Боковая вертикальная грань балки Lateral vertical face of the beam									
4	16	86	50	82	58,3	40	0,011	0,008	39
5	165	86	250	64	44,2	44	0,28	0,19	43
6	165	86	495	8	11,8	48	0,95	0,64	47
Середина кромки ножа Center of the knife edge									
7	205	5	835	3	4,2	32	3,2	2,28	39

Источник: собственный расчет авторов

Source: authors' own calculations

Как следует из таблицы 2 разница между разработанной методикой и коммерческим САПР по напряжению находится в пределах 16...48 %, а по перемещениям в пределах 15...47 %. Полученные проценты также визуальны значительны, однако сами напряжения находятся в диапазоне 1...64 МПа что значительно ниже предела текучести 220 МПа, также снизились и перемещения с 5,9 и 8,3 мм до 3,2 и 2,28, то есть цель методики – быстрая отбраковка неудовлетворительных решений достигнута.

В результате расчета в обоих случаях наибольшее напряжение присутствует на валу. В модели вал жестко связан с пластиной подшипникового узла, однако в реальном прототипе сила будет передаваться на гидромотор и демпфироваться жидкостью, поэтому напряжения на валу будут меньше. В остальном палитра напряжений в обоих случаях не превышает предела текучести материала.

Проведенный анализ данных, представленных в таблицах 1 и 2, позволил установить, что максимальные напряжения в конструкции балки возникают в зоне её крепления к раме. Напряжения на верхней грани балки существенно ниже, чем на боковой, что обусловлено направлением приложения внешней нагрузки преимущественно к боковой поверхности.

В частности, для балки сечением 40×40 мм в точке №4 зафиксировано напряжение величиной 268 МПа, что превышает предел текучести стали (220 МПа). Данный вариант конструкции был признан неудовлетворительным, вследствие чего балка была заменена на новую, сечением 80×80 мм. В результате для точки №4 напряжение снизилось до 58,3 МПа, что значительно ниже предела текучести материала.

Замена балки также привела к снижению перемещений точек конструкции. Для балки 40×40 мм максимальное перемещение наблюдалось в точке №3 (8,3 мм), тогда как у кустореза с усиленной балкой — в точке ножа №7 (2,28 мм). Несмотря на увеличение плеча приложения нагрузки у кустореза, максимальные расчетные перемещения уменьшились более чем в 3,5 раза и соответствуют технологическим допускам, установленным для лесных орудий.

Таким образом, применение методики прочностного расчета продемонстрировало свою эффективность для обоснованного выбора конструктивных параметров лесных орудий.

Выводы

1. Реализован процесс расчёта НДС по линейно-упругой модели с заданием граничных условий на воксельной сетке который на выходе предоставляет файлы результатов (VTU/CSV), пригодных для визуализации и анализа.

2. Показано, что дискретизация STL-геометрии регулярными HEX8 элементами с интегрированием по $2 \times 2 \times 2$ точкам Гаусса обеспечивает устойчивую сходимость перемещений и напряжений для балочных консольных задач и узлов рамы при корректном наложении Дирихле/Неймана.

3. Методика позволяет выполнять первичный прочностной анализ, крупногабаритных механических узлов лесных машин и орудий, напрямую из САПР модели и тем самым ускорять цикл – эскиз – проверка – корректировка, без вовлечения специализированных коммерческих приложений, что особенно ценно для малых рабочих групп.

4. Установлено что при заданных нагрузках $F=3000$ Н максимальное напряжение у балки $L=500$, $40 \times 40 \times 3$ мм составило 268 МПа, что превышает предел текучести стали – 220 МПа. Методика позволила отбраковать эту балку и заменить на новую $L=500$, $80 \times 80 \times 3$ мм, получены напряжения 58,3 МПа. Таким образом неудовлетворительный вариант был исключен ещё до тяжёлых мультифизических расчётов.

Список литературы

1. Chen Q., Zhao Y., Wang D., Chen Z., Wang Q., Yuan X. Multi-Level Matching Optimization Design of Thin-Walled Beam Cross-Section for Tri-Axle Unmanned Forestry Vehicle Frame. *Forests*, 2025; 16(1): 69. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16010069>
2. Mergl V., Zeizinger L., Popela D., Kašpárek J. Strength analysis of different design solutions of boom extensions for attaching the harvester head to the excavator. *International Journal of Forest Engineering*, 2025; 1–13. – DOI: <https://doi.org/10.1080/14942119.2025.2484948>
3. Muşa, E.C., Bitir I. Evaluating the Forest Road Systems Subjected to Different Loadings by Using the Finite Element Method. *Forests*, 2022; 13(11): 1872. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f13111872>
4. Mergl V., Kašpárek J. Verifying the Lifting and Slewing Dynamics of a Harvester Crane with Possible Leveling When Operating on Sloping Grounds. *Forests*, 2022; 13(2): 357. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f13020357>
5. Zhu B., Liu J., Yang C., Qu W., Ding P. Power Compensation Strategy and Experiment of Large Seedling Tree Planter Based on Energy Storage Flywheel. *Forests*, 2023; 14(5): 1039. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f14051039>
6. Jia N., Guo L., Zhang Y., Liu J. Multi-Physical Field Coupling Simulation and Experimental Study on the Radiation Characteristics of Sawing Noise from Circular Saw Blades in Woodworking. *Forests*, 2025; 16(3): 442. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16030442>
7. Jia N., Guo L., Wang R., Liu, J. Design of Vibration and Noise Reduction for Ultra-Thin Cemented Carbide Circular Saw Blades in Woodworking Based on Multi-Objective Optimization. *Forests*, 2024; 15(9): 1554. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15091554>
8. Takeyama K., Yokochi H., Nishio S., Tsuchikawa S. Characteristics of resonance sound in a circular saw enclosure. *BioResources*, 2023; 18(4): 8473-8483. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.18.4.8473-8483>
9. Ding Y., Ma Y., Liu T., Zhang J., Yang C. Experimental Study on the Dynamic Stability of Circular Saw Blades during the Processing of Bamboo-Based Fiber Composite Panels. *Forests*, 2023; 14(9): 1855. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f14091855>
10. Ji B., Zhao Y., Chen J., Xu L., Zhou H., Zhou J. Vibration Control of Forestry Storage Ventilation Fans Through Structural Parameter Optimization Considering Substructure Uncertainty. *Forests*, 2025; 16(6): 1011. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16061011>
11. Liu Y., Ban Y., Zhang X., Zhao G., Wen J., Lin C. Tool-Branch Interaction Mechanism of Impact-Pruning Process Based on Finite Element Method. *Forests*, 2024; 15(11): 1902. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15111902>
12. Ban Y., Liu Y., Zhao X., Lin C., Wen J., Li W. Experimental Study on the Design and Cutting Mechanical Properties of Bionic Pruning Blades. *Forests*, 2024; 15(10): 1765. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15101765>
13. Krilek J., Tichý B., Kováč J., Melicherčík J., Kuvik, T. Design of a stationary disc chipper project for dendromass chipping with stress analysis FEM methods. *BioResources*, 2021; 16(4): 8205-8218. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.16.4.8205-8218>
14. Cao J., Fan B., Xiao S., Su X. Stability Analysis of Planetary Rotor with Variable Speed Self Rotation and Uniform Eccentric Revolution in the Rubber Tapping Machinery. *Forests*, 2024; 15(6): 1071. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15061071>
15. Li X., Wang S., Guo Y., Zhang J., He L., Zhou J., Miao Y., Liu Z. Experiments and Simulation on the Effects of Arch Height Variation on the Vibrational Response of Paulownia Wood. *Forests*, 2025; 16(3): 545. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16030545>
16. Xuan Y., Xu L., Liu G., Zhou J. The Potential Influence of Tree Crown Structure on the Ginkgo Harvest. *Forests*, 2021; 12(3): 366. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f12030366>
17. Драпалюк М.В., Бухтояров Л.Д., Придворова А.В. Имитационная модель ротора кустореза с шестью лезвиями // Лесотехнический журнал. – 2021. – Т. 11, № 3(43). – С. 121-129. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.3/10>

18. Драпалюк М.В., Бухтояров Л.Д., Прокудина А.В. Результаты исследований процесса резания ветвей ротором с шарнирно-сочлененными и жестко установленными лезвиями // Лесотехнический журнал. – 2022. – Т. 12, № 2(46). – С. 80-88. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2022.2/7>

19. Драпалюк М.В., Бухтояров Л.Д., О.А. Куницкая и др. Изучение мощностных показателей и качества среза шарнирно-сочлененным и ножевым рабочими органами роторного кустореза // Системы. Методы. Технологии. – 2023. – № 2(58). – С. 7-13. – DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2023-2-7-13>

20. Бухтояров Л.Д. Имитационное моделирование работы ротора кустореза с шарнирно установленными лезвиями // Лесной вестник. Forestry Bulletin. – 2025. – Т. 29, № 1. – С. 38-49. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2025-1-38-49>

References

1. Chen Q., Zhao Y., Wang D., Chen Z., Wang Q., Yuan X. Multi-Level Matching Optimization Design of Thin-Walled Beam Cross-Section for Tri-Axle Unmanned Forestry Vehicle Frame. *Forests*, 2025; 16(1): 69. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16010069>

2. Mergl V., Zeizinger L., Popela D., Kašpárek J. Strength analysis of different design solutions of boom extensions for attaching the harvester head to the excavator. *International Journal of Forest Engineering*, 2025; 1–13. – DOI: <https://doi.org/10.1080/14942119.2025.2484948>

3. Muşa, E.C., Bitir I. Evaluating the Forest Road Systems Subjected to Different Loadings by Using the Finite Element Method. *Forests*, 2022; 13(11): 1872. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f13111872>

4. Mergl V., Kašpárek J. Verifying the Lifting and Slewing Dynamics of a Harvester Crane with Possible Leveling When Operating on Sloping Grounds. *Forests*, 2022; 13(2): 357. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f13020357>

5. Zhu B., Liu J., Yang C., Qu W., Ding P. Power Compensation Strategy and Experiment of Large Seedling Tree Planter Based on Energy Storage Flywheel. *Forests*, 2023; 14(5): 1039. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f14051039>

6. Jia N., Guo L., Zhang Y., Liu J. Multi-Physical Field Coupling Simulation and Experimental Study on the Radiation Characteristics of Sawing Noise from Circular Saw Blades in Woodworking. *Forests*, 2025; 16(3): 442. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16030442>

7. Jia N., Guo L., Wang R., Liu, J. Design of Vibration and Noise Reduction for Ultra-Thin Cemented Carbide Circular Saw Blades in Woodworking Based on Multi-Objective Optimization. *Forests*, 2024; 15(9): 1554. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15091554>

8. Takeyama K., Yokochi H., Nishio S., Tsuchikawa S. Characteristics of resonance sound in a circular saw enclosure. *BioResources*, 2023; 18(4): 8473-8483. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.18.4.8473-8483>

9. Ding Y., Ma Y., Liu T., Zhang J., Yang C. Experimental Study on the Dynamic Stability of Circular Saw Blades during the Processing of Bamboo-Based Fiber Composite Panels. *Forests*, 2023; 14(9): 1855. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f14091855>

10. Ji B., Zhao Y., Chen J., Xu L., Zhou H., Zhou J. Vibration Control of Forestry Storage Ventilation Fans Through Structural Parameter Optimization Considering Substructure Uncertainty. *Forests*, 2025; 16(6): 1011. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16061011>

11. Liu Y., Ban Y., Zhang X., Zhao G., Wen J., Lin C. Tool-Branch Interaction Mechanism of Impact-Pruning Process Based on Finite Element Method. *Forests*, 2024; 15(11): 1902. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15111902>

12. Ban Y., Liu Y., Zhao X., Lin C., Wen J., Li W. Experimental Study on the Design and Cutting Mechanical Properties of Bionic Pruning Blades. *Forests*, 2024; 15(10): 1765. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15101765>

13. Krilek J., Tichý B., Kováč J., Melicherčík J., Kuvik, T. Design of a stationary disc chipper project for dendromass chipping with stress analysis FEM methods. *BioResources*, 2021; 16(4): 8205-8218. – DOI: <https://doi.org/10.15376/biores.16.4.8205-8218>

14. Cao J., Fan B., Xiao S., Su X. Stability Analysis of Planetary Rotor with Variable Speed Self Rotation and Uniform Eccentric Revolution in the Rubber Tapping Machinery. *Forests*, 2024; 15(6), 1071. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f15061071>

15. Li X., Wang S., Guo Y., Zhang J., He L., Zhou J., Miao Y., Liu Z. Experiments and Simulation on the Effects of Arch Height Variation on the Vibrational Response of Paulownia Wood. *Forests*, 2025; 16(3): 545. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f16030545>

16. Xuan Y., Xu L., Liu G., Zhou J. The Potential Influence of Tree Crown Structure on the Ginkgo Harvest. *Forests*, 2021; 12(3): 366. – DOI: <https://doi.org/10.3390/f12030366>

17. Drapalyuk M.V., Bukhtoyarov L.D., Pridvorova A.V. *Imitatsionnaya model rotora kustoreza s shestyuu lezviyami* [Simulation model of a brush cutter rotor with six blades]. *Lesotekhnicheskii zhurnal / Forestry Engineering journal*, 2021; Vol. 11, 3 (43): 121–129. – DOI: <https://doi.org/34220/issn.2222-7962/2021.3/10>

18. Drapalyuk M.V., Bukhtoyarov L.D., Prokudina A.V. *Rezultaty issledovaniy protsessa rezaniya vetvey rotorom s sharnirno-sochlenennymi i zhestko ustanovlennymi lezviyami* [Results of research into the process of cutting branches by a rotor with articulated and rigidly mounted blades]. *Lesotekhnicheskii zhurnal / Forestry Engineering journal*, 2022; Vol. 12, 2(46): 80–88. – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2022.2/7>

19. Drapalyuk M.V., Bukhtoyarov L.D., Kunitskaya O.A. *Izuchenie moshchnostnykh pokazateley i kachestva sreza sharnirno- sochlenennym i nozhevym rabochimi organami rotornogo kustoreza* [Study of power indicators and quality of cutting by articulated and knife working bodies of a rotary brush cutter]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii / Systems. Methods. Technologies*. 2023; 2 (58): 7–13. – DOI: <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2023-2-7-13>

20. Bukhtoyarov L.D. *Imitatsionnoe modelirovanie raboty rotora kustoreza s sharnirno ustanovlennymi lezviyami* [Simulation modeling of the operation of a brush cutter rotor with hinged blades]. *Lesnoy vestnik / Forestry Bulletin*. 2025; 29(1): 38–49. – DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2025-1-38-49>

Сведения об авторах

✉ Бухтояров Леонид Дмитриевич – кандидат технических наук, главный научный сотрудник, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7428-0821>, e-mail: vglt-a-mlx@yandex.ru.

Гнусов Максим Александрович – доктор технических наук, зав. кафедрой Безопасности жизнедеятельности и правовых отношений, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, <https://orcid.org/0000-0003-1653-4595>, e-mail: mgnusov@ya.ru.

Лысыч Михаил Николаевич – кандидат технических наук, директор Инжинирингового центра, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, <https://orcid.org/0000-0002-3764-3873>, e-mail: miklynea@yandex.ru.

Information about the authors

✉ Leonid D. Bukhtoyarov – candidate of technical sciences, chief researcher, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7428-0821>, e-mail: vglt-a-mlx@yandex.ru.

Maksim A. Gnusov – Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Life Safety and Legal Relations, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, <https://orcid.org/0000-0003-1653-4595>, e-mail: mgnusov@ya.ru.

Mikhail N. Lysych - candidate of technical sciences, director of the Engineering Center, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, <https://orcid.org/0000-0002-3764-3873>, e-mail: miklynea@yandex.ru.

✉ Для контактов | Corresponding author