

УДК 539.3

С.С. ЩЕРБАКОВ, канд. физ.-мат. наук
Белорусский государственный университет, г. Минск

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПОВРЕЖДАЕМОСТЬ ТРИБОФАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ПРИЖИМ — НОЖ — ОПОРА» РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА КОМБАЙНА

Рассматривается многокомпонентная система «прижим — нож — опора» режущего инструмента комбайна. Методом граничных элементов проведен расчет напряженно-деформированного состояния в двумерной постановке и состояния поврежденности данной системы. Учитывались как сила резания, так и контактное взаимодействие с трением элементов системы. Показано значительное влияние материала ножа на его поврежденность и силы резания на распределение контактных усилий на площадках контакта.

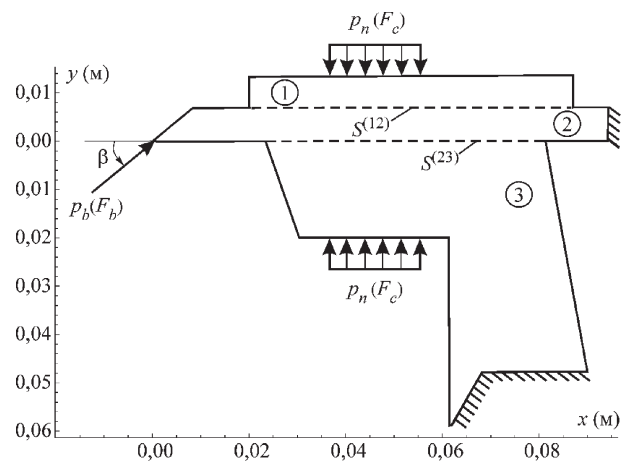
Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, многокомпонентная система, режущий барабан, контактные усилия

Введение. Одной из наиболее нагруженных и ответственных систем комбайна является система «прижим — нож — опора» режущего барабана. Она представляет собой типичную трибофатическую систему [1–3], нагруженную режущей изгибающей нож силой, а также контактными силами, обусловленными сжимающим болтовым соединением. Одним из направлений работ по усовершенствованию данной системы, проводимых на ПО «Гомсельмаш», является замещение импортных стальных ножей 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 обусловило актуальность задачи оценки напряженно-деформированного состояния системы «прижим — нож — опора» с учетом силы резания и контактного взаимодействия между элементами системы.

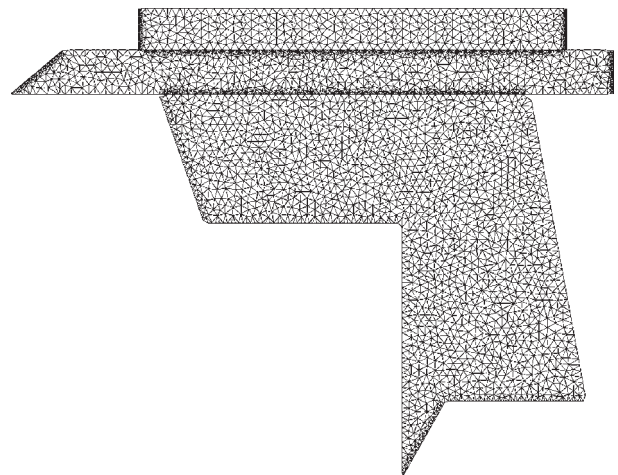
Постановка задачи. Геометрические характеристики и схема нагружения системы «прижим — нож — опора» представлены на рисунке 1. Жестко закреплена опора, а также правый торец ножа для моделирования отсутствия его горизонтальных перемещений вследствие болтового соединения. Расчет напряженно-деформированного состояния и состояния поврежденности системы в двумерной постановке для равномерно распределенной режущей нагрузки, моделирующей резание толстого слоя зеленой массы, будем проводить на основе метода граничных элементов.

Для определения напряженно-деформированного состояния системы «прижим — нож — опора» воспользуемся системой разрешающих уравнений для многокомпонентной трибофатической системы [3, 4]. К элементам системы 1–3 приложено граничное условие первого типа, т.е. жесткое закрепление поверхности S_u основания 3:

$$u_i^3|_{S_u} = 0 \quad (1)$$



а



б

Рисунок 1 — Система «прижим — нож — опора»: а — расчетная схема; б — расчетная сетка

и второго типа, если на поверхности тела S_c задано распределение усилий

$$\sigma_{ij}^k a_j^k|_{S_c} = \bar{p}_{i2}^k, \quad (2)$$

где a_j^k — направляющие косинусы.

Отметим, что на свободных поверхностях нормальные и касательные к ним усилия \bar{p}_n^k , \bar{p}_τ^k равны нулю.

Взаимодействие n движущихся деформируемых тел можно описать с помощью контактных граничных условий, определяемых следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{p}_n^l \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} + \bar{p}_n^m \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} &= \bar{p}_n^{lm} - \bar{p}_n^{lm} = 0, \\ \bar{p}_\tau^l \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} + \bar{p}_\tau^m \Big|_{S_\sigma^{(lm)}} &= \bar{p}_\tau^{lm} \leq \bar{f} \bar{p}_n^{lm}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $lm = 12, 23$ $S^{(lm)}$ — поверхность контакта тел l и m ; $S_\sigma^{(lm)} \subset S^{(lm)}$; $S_u^{(lm)} \subset S^{(lm)}$; $\bar{p}_k = \{\bar{p}_1^k, \bar{p}_2^k, \bar{p}_3^k\} = \{p_n^k, p_\tau^k\}$ и $\bar{u}_k = \{\bar{u}_1^k, \bar{u}_2^k, \bar{u}_3^k\}$ — векторы усилий и перемещений на поверхности k -го тела; p_n^k и p_τ^k — нормальная и касательная компоненты вектора усилий.

Если между телами l и m реализуется случай неконформного контактного взаимодействия, то контактная поверхность $S(lm)$ является изначально неизвестной. В этом случае размеры и формы областей контакта, а также распределение контактных усилий можно найти, воспользовавшись вариационными методами или методом обращения матрицы [7].

Фундаментальные решения для распределенной нагрузки. Для решения задачи (1)–(3) воспользуемся фундаментальным решением задачи Кельвина для пространства [8] в случае действия сосредоточенной нормальной (верхний индекс n) и касательной к некоторой плоскости в пространстве сил (верхний индекс τ) в перемещениях и напряжениях. Для того чтобы избавиться от особенностей указанных решений в точках приложения сосредоточенной нагрузки, проинтегрируем данные решения вдоль некоторой линии приложения равномерно распределенных нормальных p_n и касательных усилий p_τ в соответствии с рисунком 2:

$$\begin{aligned} u_1^{(n)} &= p_n G_1^{(n,u)} = -\frac{p_n x_2}{2\mu} \Theta_1^K, \\ u_2^{(n)} &= p_n G_2^{(n,u)} = \frac{p_n}{2\mu} \left[(3-4\nu) \Theta_3^K - x_2 \Theta_2^K \right], \\ u_1^{(\tau)} &= p_\tau G_1^{(\tau,u)} = \frac{p_\tau}{2\mu} \left[(3-4\nu) \Theta_3^K + x_2 \Theta_2^K \right], \\ u_2^{(\tau)} &= p_\tau G_2^{(\tau,u)} = -\frac{p_\tau x_2}{2\mu} \Theta_1^K, \\ \sigma_{11}^{(q)} &= p_q G_{ij}^{(q,\sigma)} = p_q \left[(\lambda+2\mu) \frac{\partial G_1^{(q,u)}}{\partial x_1} + \lambda \frac{\partial G_2^{(q,u)}}{\partial x_2} \right], \\ \sigma_{22}^{(q)} &= p_q G_{ij}^{(q,\sigma)} = p_q \left[(\lambda+2\mu) \frac{\partial G_2^{(q,u)}}{\partial x_2} + \lambda \frac{\partial G_1^{(q,u)}}{\partial x_1} \right], \\ \sigma_{12}^{(q)} &= p_q G_{ij}^{(q,\sigma)} = p_q \mu \left(\frac{\partial G_1^{(q,u)}}{\partial x_2} + \frac{\partial G_2^{(q,u)}}{\partial x_1} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

где $q = n, \tau$, $G_{ij}^{(n,\sigma)}$, $G_{ij}^{(\tau,\sigma)}$, $G_i^{(n,u)}$, $G_i^{(\tau,u)}$ — функции влияния:

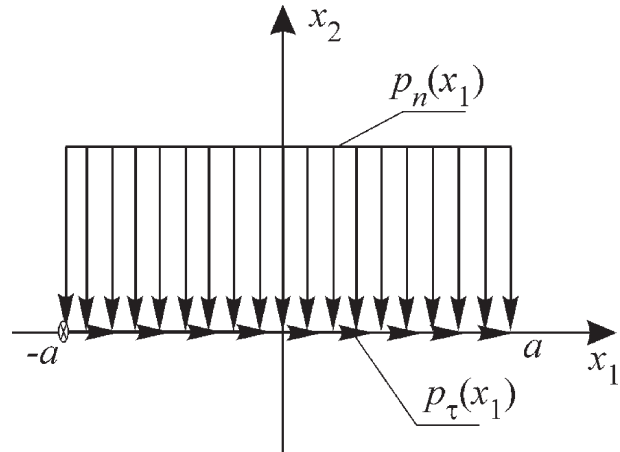


Рисунок 2 — Равномерное распределение усилий на граничном элементе

$$\begin{aligned} \Theta_1^K &= \frac{1}{8\pi(1-\nu)} \left[a_x \ln(a_x^2 + x_2^2) - b_x \ln(b_x^2 + x_2^2) \right], \\ \Theta_2^K &= \frac{1}{4\pi(1-\nu)} \left[\arctg(b_x, x_2) - \arctg(a_x, x_2) \right], \\ \Theta_3^K &= \Theta_1^K + \frac{x_2}{2} \Theta_2^K, \end{aligned} \quad (5)$$

где $a_x = x_1 - a$, $b_x = x_1 + a$.

Суперпозиция решений (4) с учетом (5) позволяет решать задачу для любого распределения усилий в пространстве. Условия нулевых напряжений на бесконечности выполняются автоматически, поскольку они выполняются для решений о действии сосредоточенной силы.

Гранично-элементное моделирование. При гранично-элементном моделировании трибофатической системы «прижим — нож — опора» воспользуемся методологией и подходами, изложенными в [9–11].

Пусть $O^{lk} x_1^{lk} x_2^{lk}$ и $O^{ly} x_1^{ly} x_2^{ly}$ — локальные системы координат, связанные с граничными элементами k и l -го тела и $a_{ij}^{lyk} = \cos(x_i^{ly} x_j^{lk})$. Перемещения и напряжения в центре элемента γ O^{ly} в координатах x^{lk} , связанных с элементом k , будут следующими:

$$\begin{aligned} u_i^{lk} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] &= p_n^{lk} G_i^{(n,u)} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] + \\ &+ p_\tau^{lk} G_i^{(\tau,u)} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right], \\ \sigma_{ij}^{lk} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] &= p_n^{lk} G_{ij}^{(n,\sigma)} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] + \\ &+ p_\tau^{lk} G_{ij}^{(\tau,\sigma)} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right], \end{aligned} \quad (6)$$

где $l = 1, 2, 3$; $i = 1, 2$, N^l — количество граничных элементов.

Тогда граничные условия (1), (2) для центра элемента γ в своих координатах x^{ly} с учетом (6) примут вид

$$\begin{aligned} u_i^{ly} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{ly}) \right] &= u_i^{ly} [0] = \sum_{k=1}^{N^l} \sum_{j=1}^2 a_{ij}^{lyk} u_j^{lk} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] = 0, \\ \sigma_{i2}^{ly} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{ly}) \right] &= \sigma_{i2}^{ly} [0] = \sum_{k=1}^{N^l} \sum_{\alpha=1}^2 \sum_{\beta=1}^2 a_{i\alpha}^{lyk} a_{2\beta}^{lyk} \sigma_{\alpha\beta}^{lk} \left[O^{ly}(\mathbf{x}^{lk}) \right] = p_{i2}^{ly}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $\gamma = 1, N_l^l$; $i, \alpha, \beta = 1, 2$; $p_{22}^{ly} = p_n^{ly}, p_{12}^{ly} = p_\tau^{ly}$; N_l^l — количество граничных элементов вне областей контактного взаимодействия.

Граничные условия (3), описывающие контактное взаимодействие, для центров граничных элементов области контактного взаимодействия примут вид

$$\begin{aligned} p_{22}^{l\zeta}[0] &= p_{22}^{m\zeta}[0] = \bar{p}_n^{lm\zeta}, \\ p_{12}^{l\zeta}[0] &= p_{12}^{m\zeta}[0] = \bar{p}_\tau^{lm\zeta} \leq \bar{f} p_n^{lm\zeta}, \end{aligned} \quad (8)$$

где $lm = 12, 23$; $\zeta = 1, N_2^{lm}$; $p_{22}^{l\zeta} = p_n^{l\zeta}, p_{12}^{l\zeta} = p_\tau^{l\zeta}$; N_2^{lm} — количество граничных элементов в области контактного взаимодействия тел l и m .

Решение системы (7) и (8) относительно неизвестных $p_n^{lk} = p_{22}^{lk}, p_\tau^{lk} = p_{12}^{lk}$ позволяет определить контактные граничные условия и граничные условия в напряжениях, соответствующие условиям в перемещениях.

Пусть Ox_1x_2 — глобальная система координат и $a_{ij}^k = \cos(x_i, x_j^k)$. Тогда перемещения и напряжения в некоторой точке глобальной системы координат $M(x^k)$ в соответствии с (6) и (7) будут следующими:

$$\begin{aligned} u_i^l[M(x)] &= \sum_{\kappa=1}^{N_l^l} \sum_{j=1}^2 a_{ij}^{\kappa} \left\{ p_n^{lk} G_j^{(n,u)} [M(x^{lk})] + \right. \\ &\quad \left. + p_\tau^{lk} G_j^{(\tau,u)} [M(x^{lk})] \right\}; \\ \sigma_{ij}^l[M(x)] &= \sum_{\kappa=1}^{N_l^l} \sum_{\alpha=1}^2 \sum_{\beta=1}^2 a_{i\alpha}^{\kappa} a_{j\beta}^{\kappa} \left\{ p_n^{lk} G_{\alpha\beta}^{(n,\sigma)} [M(x^{lk})] + \right. \\ &\quad \left. + p_\tau^{lk} G_{\alpha\beta}^{(\tau,\sigma)} [M(x^{lk})] \right\}. \end{aligned} \quad (9)$$

На рисунке 1 б показаны треугольные элементы системы «прижим — нож — опора», в узлах которых проводился расчет напряжений.

При расчете системы рассмотрим два значения сжимающей нагрузки, обусловленной болтовым соединением $F_c^1 = 20$ кН, $F_c^2 = 60$ кН. Распределенные вдоль отрезка $[0,037$ м; $0,055$ м] нормальные усилия на верхней поверхности прижима, соответствующие трем болтовым соединениям и длине прижима 0,2 м, равны

$$p_n^{(1)}(F_c^1) = \frac{F_c^1}{S} = \frac{3 \cdot 20 \cdot 10^3 \text{ Н}}{0,2 \text{ м} \cdot 0,0186 \text{ м}} = 1,61 \cdot 10^7 \text{ Па}; \quad (10)$$

$$p_n^{(2)}(F_c^2) = \frac{F_c^2}{S} = \frac{3 \cdot 60 \cdot 10^3 \text{ Н}}{0,2 \text{ м} \cdot 0,0186 \text{ м}} = 4,84 \cdot 10^7 \text{ Па}. \quad (11)$$

В двумерной модели режущая нагрузка p_b , соответствующая сосредоточенной силе резания $F_b = 3,295 \cdot 10^3$ Н и длине ножа $L = 0,2$ м равна

$$p_b = \frac{F_b}{L} = \frac{3,295 \cdot 10^3 \text{ Н}}{0,2 \text{ м}} = 16,475 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}. \quad (12)$$

Упругие характеристики стали: $E_1 = E_3 = 2,01 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu_1 = \nu_3 = 0,3$; чугуна: $E_2 = 1,61 \cdot 10^{11}$ Па,

$\nu_2 = 0,25$. Коэффициент трения между сталью и чугуном равен 0,3.

Для проверки работоспособности предложенной модели было проведено сравнение результатов гранично-элементного расчета и конечно-элементного расчета, проведенного с помощью ANSYS для жесткой сцепки (без трения) контактных поверхностей в соответствии со следующей формулой:

$$\varepsilon_{\text{avg}}^{B-FEM} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^{B-FEM},$$

где

$$\varepsilon_i^{B-FEM} = \frac{\sqrt{(\sigma_{xx}^{FEM} - \sigma_{xx}^{BEM})^2 + (\sigma_{yy}^{FEM} - \sigma_{yy}^{BEM})^2 + (\sigma_{yy}^{FEM} - \sigma_{yy}^{BEM})^2}}{\sqrt{\sigma_{xx}^{BEM2} + \sigma_{yy}^{BEM2} + \sigma_{yy}^{BEM2}}};$$

N — количество расчетных точек.

Средняя относительная погрешность $\varepsilon_{\text{avg}}^{B-FEM}$ не превышает 5 %, что свидетельствует о хорошем соответствии результатов, полученных методами граничных и конечных элементов.

На рисунке 3 представлены распределения полей напряжений в элементах системы «прижим — нож — опора» для чугунного ножа. Из данного рисунка видно, что напряжения σ_{xx} достигают наибольших значений в двух областях: в окрестности кромки лезвия, где приложена режущая нагрузка, и в области болтового соединения (верхняя поверхность прижима и нижняя поверхность основания). Анализ напряжений σ_{xx} показывает, что в окрестности контакта прижима и ножа контакта вследствие изгиба ножа режущей силой поверхность прижима испытывает растяжение, а поверхность ножа — сжатие.

Напряженно-деформированное состояние системы для ножа из стали в качественном отношении схоже с таковым для чугунного ножа. Совместный анализ распределений напряжений и деформаций в чугунном и стальном ножах показывает, что свойства материала ножа значительно изменяют напряженно-деформированное состояние системы. Например, максимальные значения напряжений σ_{xy} и интенсивность напряжений σ_{int} примерно на 10 % и 20 % соответственно меньше в чугунном ноже по сравнению со стальным. С другой стороны, в такой же степени деформации ε_{xx} и интенсивность деформаций ε_{int} больше в стальном ноже. Данный эффект в целом соответствует примерно 20 %-ой разнице модулей упругости стали и чугуна.

Анализ контактного взаимодействия в системе представлен на рисунке 4. Из него видно, что изгибающая неконтактная режущая нагрузка приводит к значительному изменению контактного давления и касательных усилий (силы трения), т.е. реализуется обратный эффект в трибофатике [1—3]. На поверхностях контакта между прижимом и ножом и между ножом и опорой режущая нагрузка вызывает уменьшение области фактического контакта.

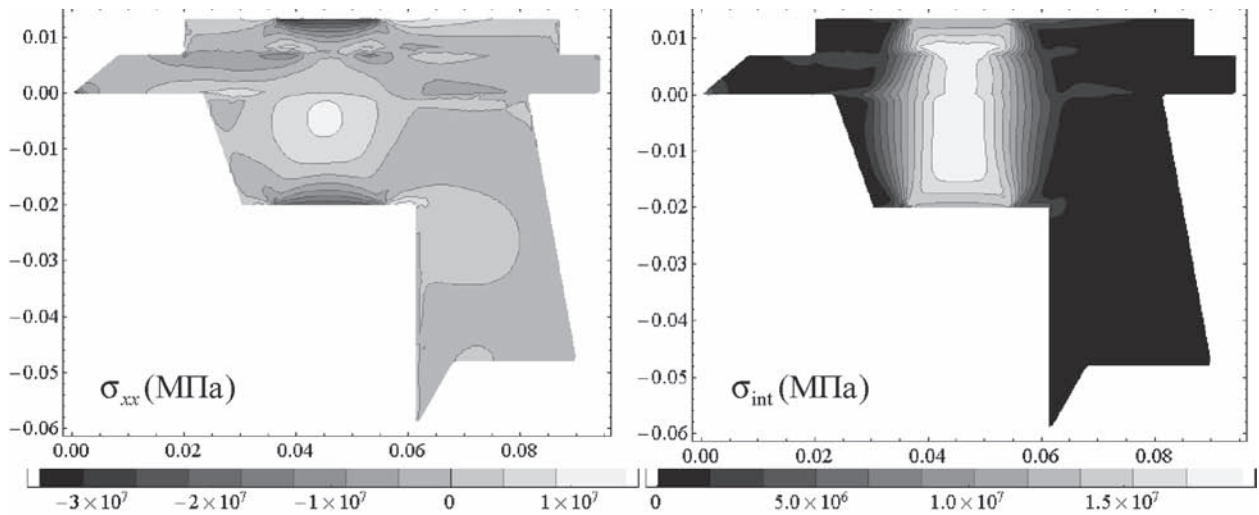


Рисунок 3 — Напряженное состояние «прижим — нож — опора» при нагрузках $F_b = 16,475$ кН и $F_c^1 = 60$ кН

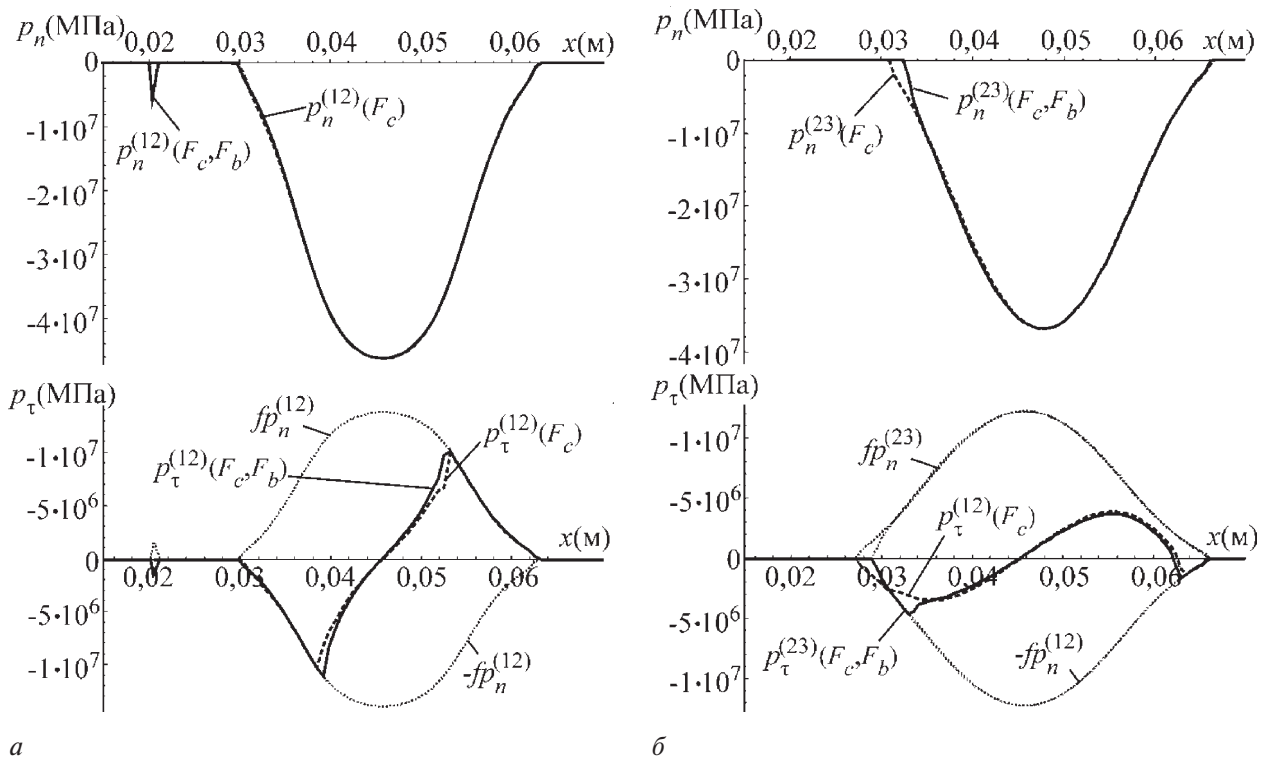


Рисунок 4 — Контактные усилия между прижимом и ножом (а), между ножом и опорой (б) при нагрузках $F_b = 16,475$ кН и $F_c^2 = 60$ кН

Кроме того, вследствие изгиба ножа на левой границе поверхности контакта между прижимом и ножом происходит резкое возрастание контактного давления и касательных усилий. Эта область, по сути, представляет собой точку вращения ножа вокруг прижима.

При резании зеленой массы нож работает в условиях фрикционной усталости. Поэтому для оценки поврежденности воспользуемся предельным значением удельной силы трения τ_w^{lim} . Из работ [1, 2] известно, что в наиболее близкой по параметрам взаимодействия ножа и зеленой массы металл-полимерной контактной паре предельное

контактное давление изменятся в следующих пределах

$$5 \text{ МПа} \leq p_a \leq 15 \text{ МПа}. \quad (13)$$

Значение коэффициента трения было выбрано равным 0,58. Оно характерно для травы, сена и подсолнечника. Таким образом, предельные значения удельной силы трения будут

$$\tau_w^{\text{lim}} = f_s p_a = 0,58 p_a. \quad (14)$$

Поскольку интенсивность напряжений σ_{int} с точностью до множителя соответствует максимальным касательным (октаэдрическим) напряжениям, то локальная поврежденность ножа, работа-

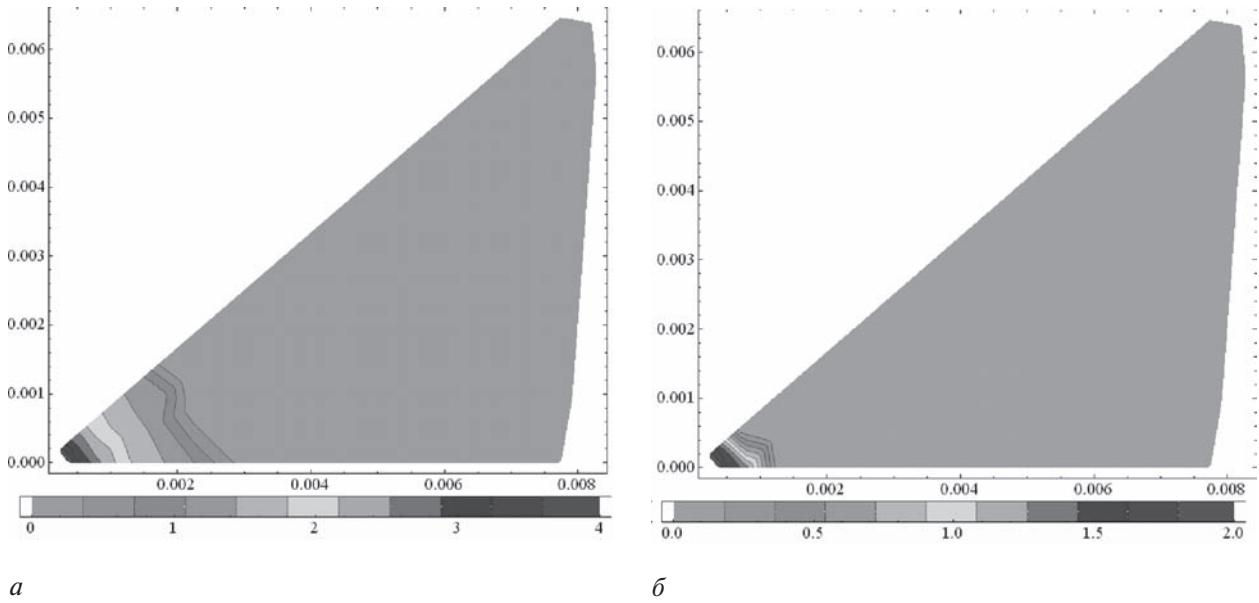


Рисунок 5 — Распределение поврежденности ψ_{int} в чугунном ноже при $p_b = 16,475$ кН/м и $F_c = 60$ кН, в случаях когда $\tau_W^{\text{lim}} = 2,9$ МПа (а) и $\tau_W^{\text{lim}} = 5,8$ МПа (б)

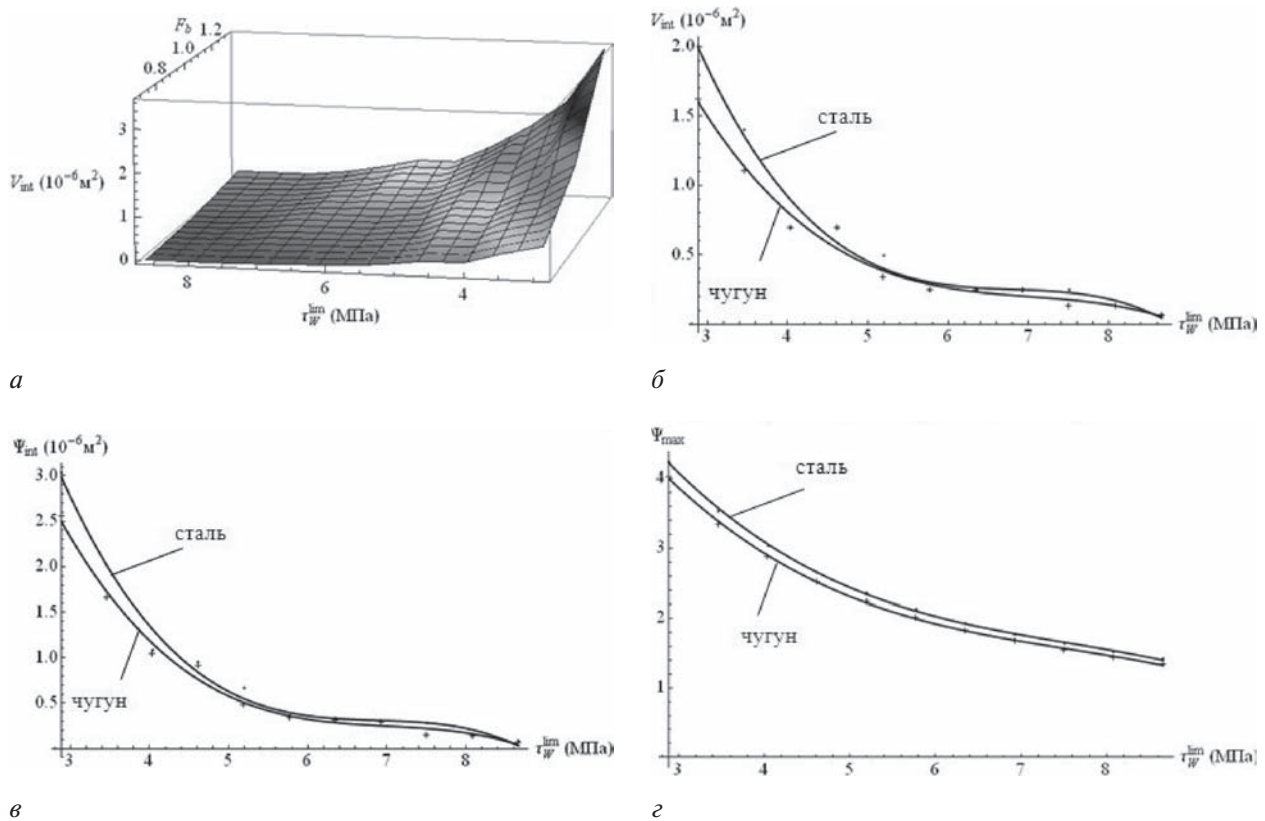


Рисунок 6 — Сравнительные зависимости предельных напряжений τ_W^{lim} для чугуна и стали:

а — режущей нагрузки F_b и опасного объема V_{int} ; б — опасного объема V_{int} ; в — поврежденности опасного объема Ψ_{int} ; г — максимальной в опасном объеме поврежденности $\psi_{\text{int}}^{\text{max}}$

ющего в условиях фрикционной усталости в соответствии с [4, 5] оценивалась отношением

$$\psi_{\text{int}} = \sigma_{\text{int}} / \tau_W^{\text{lim}}. \quad (15)$$

Для построения интегральных характеристик поврежденности материала ножа были использованы октаэдрический опасный объем V_{int} , повреж-

денность опасного объема Ψ_{int} и средняя по объему поврежденность $\Psi_{\text{int}}^{(av)}$, общая методика расчета которых описана в [2, 4, 5].

Определение величин указанных характеристик проводилось для треугольных элементов расчетной сетки, представленной на рисунке 1 б.

Сначала в интересующей нас области находят-ся узлы, в которых $\psi_{\text{int}} \geq 1$. В этих узлах сеточной функции объема V_i присваивается единица, а сеточной функции поврежденности — значение ψ_{int} . В остальных узлах сеточным функциям присваиваются нули. Тогда вычисление суммарного объема и поврежденности производится по формулам:

$$V_{\text{int}} = \int_S dS = \sum_i \int_{T_i} V_i dS_i, \Psi_{\text{int}} = \int_S \psi_{\text{int}} dS = \sum_i \int_{T_i} \psi_{\text{int}}^i dS_i, \quad (16)$$

где T_i — треугольники сетки.

На рисунке 5 дана зависимость распределения локальной поврежденности ψ_{int} в ноже от величины предельных напряжений. В соответствии с рисунком 6 для $p_b = 16,475$ кН/м и $F_c = 60$ кН при увеличении предельных напряжений τ_w^{lim} с 2,9 до 8,7 МПа величины опасного объема в чугунном ноже V_{int} , поврежденности опасного объема ψ_{int} и максимальной $\psi_{\text{int}}^{\text{max}}$ поврежденности уменьшается в 27, 36 и 3 раза соответственно. Из данных распределений видно, что поврежденность чугунного ножа значительно меньше, чем стального. Так, величина опасного объема в чугунном ноже V_{int} и поврежденности опасного объема ψ_{int} примерно на 25 % меньше, а максимальная поврежденность $\psi_{\text{int}}^{\text{max}}$ примерно на 6 % меньше, чем в стальном ноже.

Уменьшение поврежденности в чугунном ноже происходит вследствие уменьшения интенсивности напряжений σ_{int} примерно на 20 %.

Заключение. Гранично-элементное моделирование многокомпонентной трибофатической системы «прижим — нож — опора» показало, что напряженно-деформированное состояние в целом, и распределение контактных усилий определяются совместным действием как контактных, так и неконтактных нагрузок.

Анализ поврежденности плоской модели свидетельствует о том, что при прочих равных условиях применение чугунных ножей предпочтительнее стальных в системе «нож — прижим», поскольку в чугунном ноже поврежденность значительно уменьшается (примерно на 20 %) по сравнению со стальным.

Список литературы

1. Sosnovskiy, L.A. Tribo-Fatigue. Wear-fatigue damage and its prediction (Foundations of engineering mechanics) / L.A. Sosnovskiy. — Springer, 2004. — P. 424.
2. Сосновский, Л.А. Механика износоусталостного повреждения / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2007. — 434 с.
3. Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики / М.А. Журавков // Тр. VI Междунар. симпозиума по трибофатике (ISTF 2010), 25 окт. — 1 нояб. 2010 г., Минск / редкол.: М.А. Журавков (пред.) [и др.]. — Минск: БГУ, 2010. — Т. 1. — С. 87—96.
4. Щербаков, С.С. Механика трибофатических систем / С.С. Щербаков, Л.А. Сосновский. — Минск: БГУ, 2011. — 407 с.
5. Сосновский, Л.А. Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики: курс лекций / Л.А. Сосновский, М.А. Журавков, С.С. Щербаков. — Минск: БГУ, 2011. — 488 с.
6. Взаимодействие сплошных сред / С.С. Щербаков // Тр. VI Междунар. симпозиума по трибофатике (ISTF-2010), 25 окт.—1 нояб. 2010 г., Минск / редкол.: М.А. Журавков (пред.) [и др.]. — Минск: БГУ, 2010. — Т. 2. — С. 439—446.
7. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. — М.: Мир, 1989. — 510 с.
8. Журавков, М.А. Фундаментальные решения теории упругости и некоторые их применения в геомеханике, механике грунтов и оснований: курс лекций / М.А. Журавков. — Минск: БГУ, 2008. — 247 с.
9. Журавков, М.А. Теоретические основы деформационной механики блочно-слоистого массива соляных горных пород / М.А. Журавков, М.Д. Мартыненко. — Минск: Университетское, 1995. — 255 с.
10. Бенерджи, П. Методы граничных элементов в прикладных науках / П. Бенерджи, Р. Баттерфилд. — М.: Мир, 1984. — 494 с.
11. Журавков, М.А. Напряженно-деформируемое состояние трибофатической системы «прижим — нож — основание» режущего инструмента комбайна / М.А. Журавков, С.С. Щербаков, А.В. Круподеров // Теоретич. и прикладная механика: Межвед. сборник науч.-методич. статей. — Вып. 27. — Минск: БНТУ, 2012. — С. 219—224.

Scherbakov S.S.

Stress-strain state and damage of tribo-fatigue system clamp-knife-base of harvester cutting instrument

Multicomponent clamp-knife-base system of cutting instrument of a harvester is considered. Stress-strain and damage states of the system are calculated in two-dimensional statement. Both the cutting force and contact interaction between the elements of the system were taken into account. Significant influence of knife's material on its damage and influence of cutting force on contact tractions distribution are shown.

Поступила в редакцию 29.02.2012.