

## АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЗЦЕДЕРЖАТЕЛЕ ШНЕКОВОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

*Нгуен Тхэ Винь*

*Университет науки и технологий МИСИС, Москва*

**Ключевые слова:** шнековый исполнительный орган, резцедержатель, тангенциальный резец, максимальное напряжение, угол атаки, крепость породы, математическая модель, эквивалентные напряжения Мизеса.

**Аннотация.** Проанализированы напряжения в резцедержателе тангенциальных резцов, возникающие под действием сил резания при разрушении угольных пластов и горных массивов с использованием очистных и проходческих комбайнов. Получена обобщенная математическая модель, описывающая зависимость эквивалентных напряжений в опасном сечении резцедержателя от коэффициента крепости породы по шкале проф. М.М. Протодяконова и угла атаки резца. Установлено, что рост коэффициента крепости угольного пласта и разрушаемой горной породы приводит к линейному увеличению силовых факторов, тогда как изменение угла атаки оказывает существенное нелинейное влияние на пространственную ориентировку составляющих силы резания и возникновение изгибающих и крутящих моментов. Определены диапазоны значений углов атаки резцов, минимизирующих эквивалентные напряжения и снижающих риск усталостного разрушения элементов резцедержателя шнека. Полученные зависимости позволяют на этапе проектирования шнековых органов осуществлять оптимизацию геометрии резцедержателей, рекомендовать для их изготовления марки сталей с требуемым комплексом механических и технологических характеристик. Все это определяет возможность увеличить ресурс резцедержателей, снизить затраты на устранение внезапных отказов шнекового исполнительного органа, повысить производительность оборудования и эффективность подземной добычи твердых полезных ископаемых.

## STRESS ANALYSIS OF THE BIT HOLDER ON THE AUGER CUTTING HEAD OF LONGWALL SHEARERS

*Nguyen The Vinh*

*University of Science and Technology MISIS, Moscow*

**Keywords:** auger cutting head, bit holder, point attack pick, maximum stress, attack angle, rock strength, mathematical model, von Mises equivalent stress.

**Abstract.** The stresses in the tool holder of tangential cutters that arise under the action of cutting forces during the destruction of coal seams and mountain massifs using longwall shearers and road-headers are analyzed. A generalized mathematical model has been developed that describes the dependence of equivalent stresses in the critical section of the pick holder on the rock hardness coefficient (according to Prof. M.M. Protodyakonov's scale) and the pick attack angle. It has been established that an increase in the rock hardness coefficient leads to a linear increase in force factors, whereas varying the attack angle exerts a significant non-linear effect on the spatial orientation of the cutting force vector components and the generation of bending and torsional moments. The ranges of active attack angles that minimize equivalent stresses and reduce the risk of fatigue failure of the drum components have been determined. The obtained dependences make it possible to optimize the geometry of tool holders at the design stage of auger bodies, and recommend grades of steels with the required range of mechanical and technological characteristics for their manufacture. All this makes it possible to increase the resource of the tool holders, reduce the cost of eliminating sudden failures of the auger executive body, increase equipment productivity and efficiency of underground mining of solid minerals.

### Введение

Шнековые исполнительные органы горно-шахтных машин (очистных и проходческих комбайнов) работают в условиях тяжелого динамического нагружения. Резцедержатели, являющиеся связующим звеном между режущим инструментом (спиральным или поворотным коническим резцом) и корпусом шнека, регулярно подвергаются циклическому воздействию сил резания.

Анализ надежности горного оборудования показывает, что разрушение резцедержателей и сварочных швов их крепления составляет до 25-30% от всех механических

отказов шнеков [1]. Основными факторами, определяющими уровень напряжений в резцедержателе, являются:

- физико-механические свойства разрушаемого массива (в частности, коэффициент крепости  $f$  по М.М. Протоdjяконову);
- пространственная ориентация резца относительно забоя, характеризуемая углом атаки  $\alpha_a$ .

Цель данной работы – разработать математическую модель и провести количественный анализ зависимости эквивалентных напряжений в опасном сечении резцедержателя от изменения угла атаки  $\alpha_a$  и крепости породы  $f$ .

### Постановка задачи исследования

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать математическую модель напряженно-деформированного состояния (НДС) резцедержателя, учитывающую пространственную систему сил (тангенциальную, радиальную и боковую) и позволяющую получить аналитическую связь эквивалентного напряжения  $\sigma_{экв}$  с крепостью породы  $f$  и углом атаки резца  $\alpha_a$ ;
- исследовать закономерности влияния крепости породы  $f$  на уровень и динамику роста эквивалентных напряжений в элементах конструкции резцедержателя;
- определить и теоретически обосновать область оптимальных геометрических параметров (в частности, угла атаки резца  $\alpha_a$ ), обеспечивающих минимальную концентрацию напряжений в опасных сечениях резцедержателя;
- разработать инженерную методику расчета и оптимизации геометрических параметров резцедержателей шнека, включая рекомендации по выбору конструкционных сталей по пределу текучести  $\sigma_T$  с учетом требуемого коэффициента запаса прочности  $n$ .

### Методология и математическая модель

В процессе разрушения горного массива шнековым исполнительным органом очистного или проходческого комбайна резцедержатель подвергается воздействию динамических нагрузок. Величина и направление сил, действующих на резец и передающихся на резцедержатель, зависят от физико-механических свойств разрушаемой породы [2, 3] (характеризуемых коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протоdjяконова  $f$ ) и геометрии взаимодействия резца с забоем, в частности – от угла атаки  $\alpha_a$ .

Для вывода математической зависимости эквивалентного напряжения в резцедержателе представим его как консольный балочный элемент с жесткой заделкой в корпусе шнека (или сварном шве), на свободном конце которого приложена пространственная система сил.

Для построения уравнения зависимости эквивалентного напряжения  $\sigma_{max}$  на резцедержателе (кулаке) шнекового исполнительного органа от крепости породы  $f$  учитывается передача нагрузок от резца на конструкцию держателя, а также специфические точки концентрации напряжений (место приварки кулака к обечайке/лопасти шнека или посадочное гнездо под хвостовик). На рисунке 1 показана схема ориентации резца и резцедержателя на лопасти шнекового органа [4].

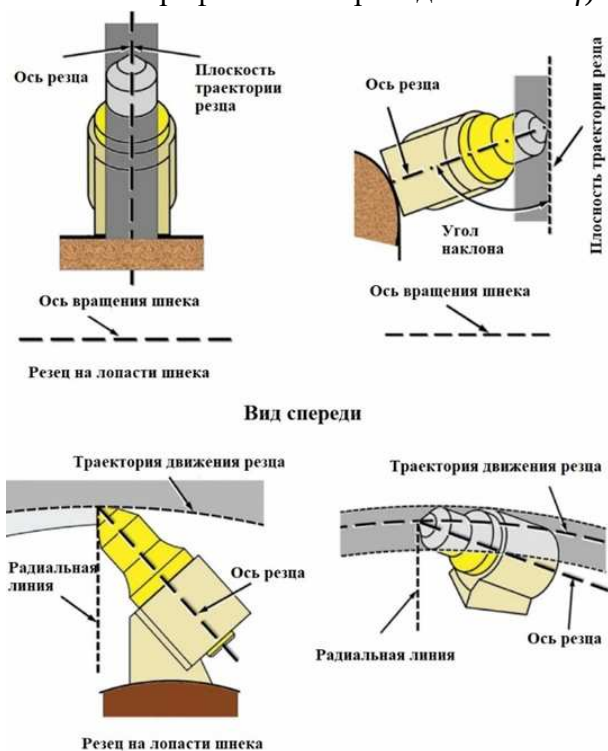


Рис. 1. Схема ориентации резца и резцедержателя на лопасти шнекового органа

### Силовой расчет взаимодействия резца с массивом

При разрушении горного массива или угольного пласта шнековым исполнительным органом очистного комбайна на породоразрушающий инструмент действуют составляющие силы резания. Для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) резцедержателя введем локальную систему координат, совмещенную с опасным сечением в основании резцедержателя (рис. 2) [5-7]:

- ось  $Oz$  направлена вдоль продольной оси резцедержателя;
- ось  $Oy$  ориентирована в радиальном направлении от центра вращения шнека;
- ось  $Ox$  направлена касательно к траектории движения вершины резца (вектор скорости резания).

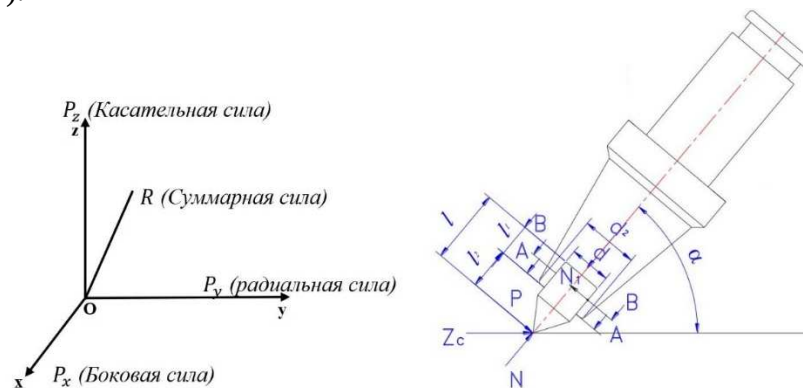


Рис. 2. Схема нагружения резцедержателя по координатным осям  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$

На резцедержатель передаются все усилия, возникающие на тангенциальном или радиальном резце при резании горной породы. Внешняя нагрузка, действующая на вершины резца со стороны разрушаемого массива, описывается трехкомпонентным вектором сил:

- тангенциальная сила резания  $P_z$  – касательная составляющая, направленная по вектору скорости резания  $v_p$ , сгибает кулак относительно основания приварки;
- радиальная сила (сила отжатия)  $P_y$  – радиальная составляющая, направленная по радиусу шнека к его оси, сжимает и сгибает кулак в радиальном направлении шнека;
- боковая сила отжима  $P_x$  – осевая составляющая, действующая вдоль оси вращения шнека, создает скручивающий момент и изгиб из плоскости резания [8].

В пространственной системе координат ( $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ) вектор суммарной нагрузки  $R$  раскладывается на три взаимно перпендикулярные силы. Суммарная векторная сила  $R$  (равнодействующая) определяется как диагональ прямоугольного параллелепипеда, построенного на  $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$ :

$$R = \sqrt{P_y^2 + P_x^2 + P_z^2}. \quad (1)$$

Когда шнек только вращается с угловой скоростью  $\omega$ , вектор скорости вершины резца направлен строго по касательной к окружности радиуса  $R$ . Угол атаки  $\alpha_a$  определяется углом установки кулака  $\alpha_y$  на шнеке и собственной геометрией резца:

$$\alpha_a = \alpha_y + \delta_0, \quad (2)$$

где  $\alpha_y$  – угол установки кулака (или угол наклона резцедержателя к образующей корпуса шнека);  $\delta_0$  – конструктивный угол наклона самого резца в гнезде резцедержателя ( $\delta_0 = 35^\circ$ ) [9].

### Связь сил с крепостью породы $f$ и углом атаки $\alpha_a$

Сила резания на одном резце пропорциональна коэффициенту крепости породы по шкале проф. М.М. Протоdjяконова ( $f$ ):

$$P_z = k_f \cdot f^m \cdot b \cdot h \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot k_\omega, \quad (3)$$

где  $k_f$  – коэффициент пропорциональности, учитывающий масштабный эффект и контактное сопротивление породы;  $b$  – ширина кутка/стружки, мм;  $h$  – толщина срезаемой стружки, мм;

$m$  – показатель степени ( $m = 1,0 \div 1,2$ ) для полускальных и скальных пород;  $k_w$  – коэффициент износа резца ( $k_w \geq 1,0$ ).

Радиальная и боковая составляющие выражаются через коэффициенты отжима  $k_y$  и  $k_x$ :

$$P_y = k_y(f, \alpha) \cdot P_z, \quad (4)$$

$$P_x = k_x \cdot P_z, \quad (5)$$

где  $k_x \approx 0,2 \div 0,4$  – для поворотных тангенциальных резцов принимают в зависимости от угла наклона.

Коэффициент отжима  $k_y$  увеличивается при увеличении угла атаки  $\alpha_a$  и повышении крепости породы  $f$ :

$$k_y(f, \alpha) = \chi \cdot f^{0,25} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

где  $\chi$  – эмпирический коэффициент формы резца ( $\chi = 0,35 \div 0,5$ ).

С учетом кинематики шнека и угла установки резца  $\alpha$  вектор силы  $P_z$  раскладывается на продольное и нормальное усилия, действующие на посадочное отверстие резцедержателя. В частности, это:

– сжимающая/нормальная сила:

$$P_N(\alpha) = P_z \cos \alpha + P_y \sin \alpha = P_z(\cos \alpha + k_y \sin \alpha), \quad (7)$$

– сдвигающая/касательная сила:

$$P_T(\alpha) = P_z \sin \alpha - P_y \cos \alpha. \quad (8)$$

Опасным сечением резцедержателя является сварное соединение у основания кулака (место приварки к корпусным элементам шнека), либо край посадочной втулки [10].

Обозначим геометрические плечи приложения сил относительно центра опасного сечения основания кулака:

$H$  – высота резцедержателя с учетом вылета резца (плечо действия сил  $P_z$  и  $P_x$ );

$e$  – эксцентриситет приложения силы  $P_y$ ,

### Расчет напряжений

Рассмотрим резцедержатель как консольный брус высотой  $H$  (расстояние от вершины резца до опасного сечения резцедержателя),

В опасном сечении возникают следующие изгибающие и крутящие моменты:

– изгибающий момент от тангенциальной силы  $P_z$ :

$$M_{изг,z} = P_z(f, \alpha) \cdot H, \quad (9)$$

– изгибающий момент от радиальной силы  $P_y$ :

$$M_{изг,y} = P_y \cdot H, \quad (10)$$

– крутящий момент (от внецентренного приложения сил):

$$M_{кр} = P_x \cdot e, \quad (11)$$

– продольная сжимающая сила:

$$N = P_N(\alpha), \quad (12)$$

Суммарное нормальное напряжение  $\sigma_\Sigma$  состоит из напряжений сложного изгиба и прямого сжатия:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{изг,z} + \sigma_{изг,x} + \sigma_{сж} = \frac{M_{изг,z}}{W_{изг,z}} + \frac{M_{изг,y}}{W_{изг,y}} + \frac{N}{F}, \quad (13)$$

где  $W_{изг,z}$ ,  $W_{изг,x}$  – моменты сопротивления опасного сечения резцедержателя относительно соответствующих осей,  $\text{мм}^3$ ;  $N$  – продольная сжимающая сила от радиальной силы отжима  $P_y$ ;  $F$  – площадь поперечного сечения резцедержателя в месте защемления,  $\text{мм}^2$ .

Подставляя значения силовых факторов, выраженные через  $P_z$ , получаем:

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot H}{W_{изг,z}} + \frac{k_y \cdot P_z \cdot H}{W_{изг,y}} + \frac{P_z(\cos \alpha + k_y \sin \alpha)}{F} = P_z \left( \frac{H}{W_{изг,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{изг,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right). \quad (14)$$

Касательное напряжение от кручения и среза  $\tau_\Sigma$  возникает от действия крутящего момента  $M_{кр}$  и сдвигающих сил:

$$\tau_\Sigma \approx \frac{M_{кр}}{W_{кр}} + \frac{k_s P_z}{F} = \frac{P_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s P_z}{F} = P_z \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right), \quad (15)$$

где  $W_{кр}$  – полярный момент сопротивления опасного сечения, мм<sup>3</sup>;  $k_s$  – коэффициент неравномерности распределения касательных напряжений при сдвиге при площади поперечного сечения резцедержателя в месте заземления ( $k_s = 1,25 \div 1,5$ ).

### Расчет эквивалентного напряжения

Для оценки прочности материала резцедержателя при сложном напряженном состоянии применяем четвертую теорию прочности (критерий энергетической теории формоизменения Губера–Мизеса–Генки) эквивалентное напряжение по фон Мизесу  $\sigma_{экв}$  [11]:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3\tau_\Sigma^2} \cdot k_\sigma, \quad (16)$$

где  $k_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений (для сварного шва и резцедержателей  $k_\sigma \approx 1,3 \div 1,8$ ).

В машиностроении и мостостроении используются готовые значения из стандартов (ГОСТ 23121, руководств Международного института сварки IIW/IIW-1823, ISO 5817):

- для качественного стыкового шва со снятым усилением принято  $k_\sigma \approx 1,0 \div 1,15$ ;
- для стыкового шва без снятия усиления –  $k_\sigma \approx 1,3 \div 1,8$ ;
- для углового или нахлесточного шва (с резким переходом) –  $k_\sigma \approx 2,0 \div 3,5$ .

Условие прочности резцедержателя:

$$\sigma_{экв} \leq [\sigma] = \sigma_T / n,$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести стали (для стали 40X  $\sigma_T = 780$  МПа);  $n$  – нормативный коэффициент запаса,  $n \geq 1,5$ .

Подставляя компоненты в формулу эквивалентного напряжения, получаем прямую линейную зависимость напряжения в резцедержателе от крепости породы  $\sigma_{экв}(f)$ :

$$\begin{aligned} \sigma_{экв}(f, \alpha_a) &= k_\sigma \sqrt{\left[ P_z \left( \frac{H}{W_{u32,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{u32,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right) \right]^2 + 3 \left[ P_z \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right) \right]^2} = \\ &= k_\sigma P_z \sqrt{\left[ \left( \frac{H}{W_{u32,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{u32,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right) \right]^2 + 3 \left[ \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right) \right]^2} = \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} &= k_\sigma k_f \cdot f^m \cdot b \cdot h \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \cdot k_\omega \sqrt{\left( \frac{H}{W_{u32,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{u32,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right)^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \sigma_{экв}(f, \alpha_a) = f^m \cdot \psi(\alpha_a), \end{aligned} \quad (18)$$

где обобщенный конструктивно-геометрический коэффициент резцедержателя  $\psi(\alpha_a)$  равен:

$$\begin{aligned} \psi(\alpha_a) &= k_\sigma k_f b h \frac{1}{\sin \alpha} k_\omega \sqrt{\left( \frac{H}{W_{u32,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{u32,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right)^2} = \\ &= k_\sigma k_f b h k_\omega \frac{1}{\sin \alpha} \sqrt{\left( \frac{H}{W_{u32,z}} + \frac{\chi \cdot f^{0,25} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot H}{W_{u32,y}} + \frac{\cos \alpha + \chi \cdot f^{0,25} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}{F} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right)^2} = \\ &= A \frac{1}{\sin \alpha} \sqrt{\left( B + C \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{\cos \alpha + \chi \cdot f^{0,25} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}{F} \right)^2 + D}, \end{aligned} \quad (20)$$

где  $A, B, C, D$  – постоянные величины:

$$\begin{cases} A = k_{\sigma} k_f b h k_{\omega}, \\ B = \frac{H}{W_{изг,z}}, \\ C = \frac{\chi \cdot f^{0,25} \cdot H}{W_{изг,y}}, \\ D = 3 \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right)^2. \end{cases} \quad (21)$$

### Результаты численного анализа и обсуждение

Для проведения численных расчетов приняты следующие параметры конструкции резцедержателя и режима резания:

- ширина стружки  $b = 20$  мм;
- толщина стружки  $h = 15$  мм;
- ширина сечения резцедержателя  $B = 60$  мм;
- высота сечения резцедержателя  $H = 80$  мм;
- вылет резца (плечо силы)  $H_0 = 140$  мм;
- коэффициент пропорциональности –  $k_f = 1,5 \cdot 10^{-2}$  Н/мм<sup>2</sup>;
- коэффициент износа резца –  $k_{\omega} = 1,2$ ;
- эмпирические коэффициенты сил –  $\chi = 0,5$  и  $k_x = 0,2$ ;
- эксцентриситет приложения силы  $P_y - e = 20$  мм;
- коэффициент неравномерности распределения касательных напряжений при сдвиге –  $k_s = 1,5$ ;
- коэффициент концентрации напряжений –  $k_{\sigma} = 1,3$ ;
- коэффициент крепости породы:  $f \in [3 \div 8]$  с шагом 1,0;
- угол атаки резца:  $\alpha_a \in [25 \div 65^\circ]$  с шагом  $10^\circ$ .
- площадь сечения –  $F = BH = 60 \cdot 80 = 4800$  мм<sup>2</sup>;
- момент сопротивления изгибу –  $W_{изг,z} = \frac{B^2 H}{6} = \frac{60^2 \cdot 80}{6} = 48000$  мм<sup>3</sup>;
- момент сопротивления изгибу –  $W_{изг,y} = \frac{BH^2}{6} = \frac{60 \cdot 80^2}{6} = 64000$  мм<sup>3</sup>;
- момент сопротивления опасного сечения –  $W_{кр} = 0,208 \cdot B^2 H = 0,208 \cdot 60^2 \cdot 80 = 59904$  мм<sup>3</sup>.

Расчет при значении крепости породы  $f = 3$  и угле атаки  $\alpha_a = 25^\circ$

$$P_z = 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 20 \cdot 15 \cdot \frac{1}{\sin 25^\circ} \cdot 1,2 = 38332 \text{ Н};$$

$$k_y = 0,5 \cdot 3^{0,25} \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 0,307;$$

$$P_y = 0,307 \cdot 38332 = 11762 \text{ Н};$$

$$P_x = 0,2 \cdot 38332 = 7666 \text{ Н};$$

$$P_N(\alpha) = 38332 \cdot [\cos 25^\circ + 0,307 \cdot \sin 25^\circ] = 39712 \text{ Н}.$$

Расчет силовых факторов в опасном сечении:

$$\text{– изгибающий момент – } M_{изг,z} = 38332 \cdot 0,14 = 5367 \text{ Нм};$$

$$\text{– изгибающий момент – } M_{изг,y} = 11762 \cdot 0,14 = 1647 \text{ Нм};$$

– нормальные максимальное напряжения:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{5367}{4,8 \cdot 10^{-5}} + \frac{1647}{6,4 \cdot 10^{-5}} + \frac{39712}{4,8 \cdot 10^{-3}} = 145,81 \text{ МПа};$$

– касательное напряжения от кручения и среза  $\tau_{\Sigma}$ :

$$\tau_{\Sigma} = \frac{P_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s P_z}{F} = \frac{7666 \cdot 0,02}{5,99 \cdot 10^{-5}} + \frac{1,5 \cdot 38332}{4,8 \cdot 10^{-3}} = 14,54 \text{ МПа};$$

– эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{экв}}$ :

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \cdot \sqrt{145,81^2 + 3 \cdot 14,54^2} = 192,35 \text{ МПа}.$$

Ниже в таблице 1 приведены значения эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв}}$  (МПа) в опасном сечении резцедержателя при различных комбинациях  $f$  и  $\alpha_d$ .

Табл. 1. Значения максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{экв}}$ , МПа

| Коэффициент $f$ | Угол атаки $\alpha_d$ | $P_z$ , кН | $P_y$ , кН | $\sigma_{\text{экв}}$ , МПа |
|-----------------|-----------------------|------------|------------|-----------------------------|
| 3               | 25                    | 38,33      | 11,76      | 192,35                      |
|                 | 35                    | 28,24      | 13,01      | 154,28                      |
|                 | 45                    | 22,91      | 15,08      | 138,40                      |
|                 | 55                    | 19,78      | 18,59      | 136,09                      |
|                 | 65                    | 17,87      | 25,22      | 148,53                      |
| 4               | 25                    | 51,11      | 16,85      | 259,88                      |
|                 | 35                    | 37,66      | 18,65      | 209,55                      |
|                 | 45                    | 30,55      | 21,60      | 189,04                      |
|                 | 55                    | 26,37      | 26,63      | 187,07                      |
|                 | 65                    | 23,83      | 36,14      | 205,75                      |
| 5               | 25                    | 63,89      | 22,27      | 328,38                      |
|                 | 35                    | 47,07      | 24,64      | 265,89                      |
|                 | 45                    | 38,18      | 28,55      | 240,96                      |
|                 | 55                    | 32,96      | 35,20      | 239,65                      |
|                 | 65                    | 29,79      | 47,77      | 265,15                      |
| 6               | 25                    | 76,66      | 27,98      | 397,69                      |
|                 | 35                    | 56,49      | 30,95      | 323,16                      |
|                 | 45                    | 45,82      | 35,86      | 293,96                      |
|                 | 55                    | 39,55      | 44,20      | 293,58                      |
|                 | 65                    | 35,75      | 59,99      | 326,41                      |
| 7               | 25                    | 89,44      | 33,92      | 467,71                      |
|                 | 35                    | 65,90      | 37,53      | 381,23                      |
|                 | 45                    | 53,46      | 43,48      | 347,90                      |
|                 | 55                    | 46,15      | 53,60      | 348,68                      |
|                 | 65                    | 41,71      | 72,74      | 389,27                      |
| 8               | 25                    | 102,22     | 40,08      | 538,37                      |
|                 | 35                    | 75,32      | 44,35      | 440,01                      |
|                 | 45                    | 61,09      | 51,37      | 402,68                      |
|                 | 55                    | 52,74      | 63,33      | 404,82                      |
|                 | 65                    | 47,67      | 85,96      | 453,56                      |

### Анализ полученных результатов и закономерностей

Проведем аналитическое исследование функции  $\sigma_{\text{экв}}(f, \alpha_d)$  по каждому из основных параметров:

Линейная зависимость от крепости породы  $f$  при  $m = 1$ :

$$\frac{\partial \sigma_{\text{экв}}}{\partial f} = k_{\sigma} k_f b h \frac{1}{\sin \alpha} k_{\omega} \sqrt{\left( \frac{H}{W_{изг,z}} + \frac{k_y \cdot H}{W_{изг,y}} + \frac{\cos \alpha + k_y \sin \alpha}{F} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_x \cdot e}{W_{кр}} + \frac{k_s}{F} \right)^2} >, \quad (22)$$

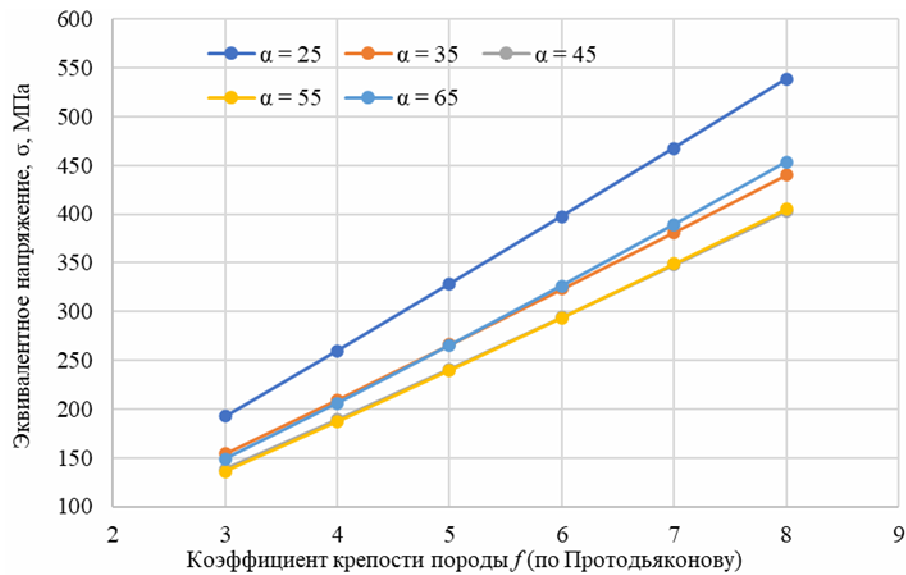


Рис. 3. График зависимости эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв}}$  от крепости породы  $f$  при постоянном значении угла атаки

Увеличение крепости породы приводит к пропорциональному росту всех составляющих силового воздействия, что вызывает прямо пропорциональное возрастание эквивалентного напряжения при фиксированном угле атаки  $\alpha_a$ .

*Нелинейная зависимость от угла атаки  $\alpha_a$ :*

$$\frac{\partial \psi(\alpha)}{\partial \alpha} = \frac{\partial}{\partial \alpha} \left[ A \frac{1}{\sin \alpha} \right] \sqrt{\left( B + C \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{\cos \alpha + \chi \cdot f^{0,25} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}{F} \right)^2} + D. \quad (23)$$

При малых углах атаки ( $\alpha_a < 35^\circ$ ) наблюдается резкий рост изгибающих и касательных напряжений из-за существенного увеличения составляющей силы  $P_z$  и сильного резательно-клинового эффекта ( $\sin \alpha_a \rightarrow 0$ ).

В интервале углов  $\alpha_a = 45 \div 55^\circ$  функция  $\psi(\alpha_a)$  достигает локального минимума, что соответствует наиболее благоприятному напряженно-деформированному состоянию резцедержателя.

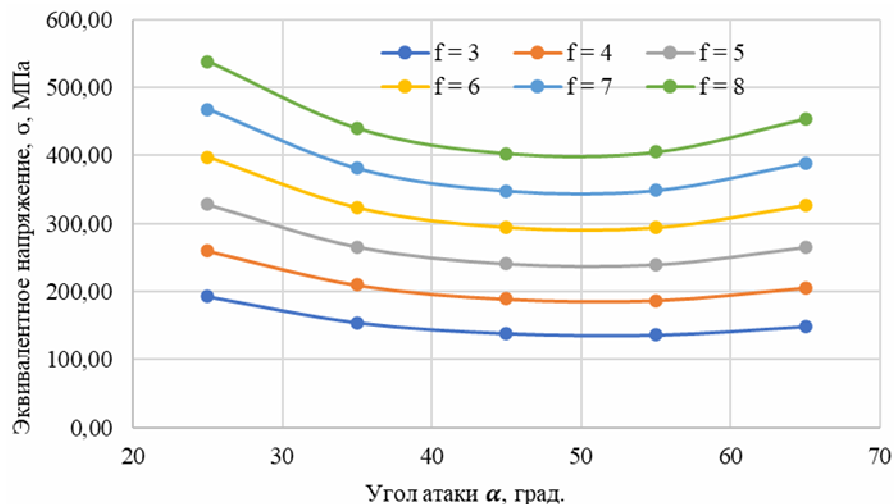


Рис. 4. График зависимости эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв}}$  от угла атаки  $\alpha_a$  при постоянном значении крепости породы  $f$

При дальнейших углах ( $\alpha_a > 65^\circ$ ) возрастает вероятность заклинивания резца и увеличиваются радиальная сила  $P_y$ , вызывающие рост суммарного нормального напряжения  $\sigma_\Sigma$  и эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв}}$ .

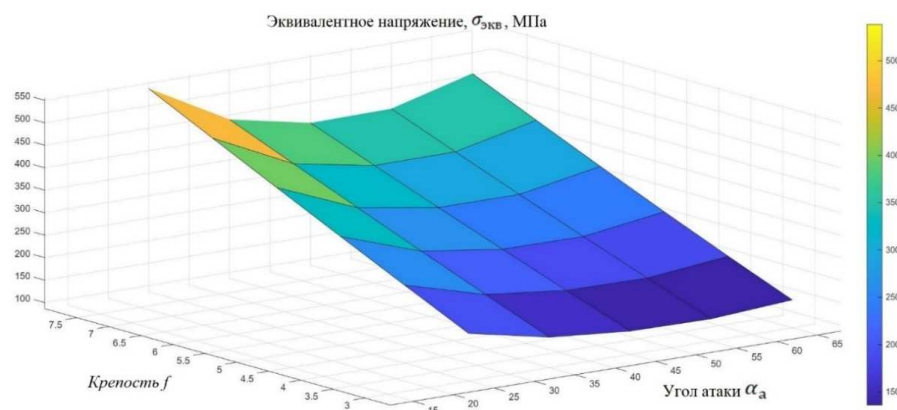


Рис. 5. Поверхность отклика функции  $\sigma_{\text{экв}}(f, \alpha_a)$

Как и для самого резца, зависимость напряжения в резцедержателе от крепости породы  $f$  линейна. Однако для резцедержателя критическое значение имеет пространственная геометрия  $W_{изг,y}$ ,  $W_{изг,z}$ ,  $W_{кр}$  и качество сварного соединения. При превышении предела выносливости металла резцедержателя ( $\sigma_{\text{max}} > [\sigma_{-1}]$ ) в месте сварного шва или переходных галтелей со временем образуются усталостные трещины, приводящие к отрыву кулака от корпуса шнека.

### Заключение

1. Разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния резцедержателя шнекового исполнительного органа, учитывающая совместное действие тангенциальной, радиальной и боковой оставляющей силы резания.

2. Получена аналитическая математическая модель напряженного состояния резцедержателя шнекового исполнительного органа, в явном виде связывающая эквивалентное напряжение  $\sigma_{\text{экв}}$  с коэффициентом крепости породы  $f$  и углом атаки резца  $\alpha_a$ .

3. Установлено, что крепость породы  $f$  оказывает определяющее прямо пропорциональное влияние на уровень эквивалентных напряжений. Увеличение крепости породы с  $f = 3$  до  $f = 8$  при фиксированном угле атаки  $\alpha_a = 35^\circ$  вызывает рост максимального напряжения на резцедержателе с 154,28 МПа до 440,01 МПа (в 2,67 раза).

4. Теоретически доказано, что с точки зрения минимизации напряжения в опасном сечении резцедержателя рациональный является диапазон углов атаки  $\alpha_a = 45 \div 55^\circ$ .

5. Полученные зависимости и методики расчета позволяют на этапе проектирования шнековых исполнительных органов осуществлять оптимизацию геометрии резцедержателя и производить выбор сталей с требуемым пределом текучести  $\sigma_T$  с учетом коэффициента запаса прочности  $n \geq 1,5 \div 2,0$ .

### Список литературы

1. Морозов В.И., Чуденков В.И., Сурина Н.В. Очистные комбайны. Справочник. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2006. – 650 с.
2. Сафохин М.С., Александров Б.А., Нестеров В.И. Горные машины и оборудование. – М.: Недра, 1995. – 464 с.
3. Протасов Ю.И. Теоретические основы механического разрушения горных пород. – М.: Недра, 1985. – 242 с.
4. Osman Zeki Hekimoglu. Suggested methods for optimum rotative motion of point attack type drag tools in terms of skew angles // International Journal of Mining, Reclamation and Environment. 2020, vol. 34, no. 8, pp. 573-591. DOI: 10.1080/17480930.2019.1680096.
5. Нгуен Тхэ Винь. Моделирование и исследование напряженно-деформированного состояния тангенциальных резцов очистных комбайнов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – №5 (специальный выпуск 4). – 12 с.
6. Линник Ю.Н., Линник В.Ю., Воронова Э.Ю., Евстратов В.А., Цих А. Анализ структуры отказов шнеков очистных комбайнов // Уголь. – 2021. – №4. – С. 20-24. – DOI: 10.18796/0041-5790-2021-4-20-24.
7. Линник Ю.Н., Линник В.Ю., Жабин А.Б., Цих А. Закономерности влияния надежности исполнительных органов и свойств угольных пластов на производительность очистных комбайнов // Горный

информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – №11. – С. 169-180. – DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_11\_0\_169.

8. Жабин А.Б., Поляков А.В., Аверин Е.А., Сарычев В.И. Состояние научных исследований в области разрушения горных пород резцовым инструментом на рубеже веков // Известия ТулГУ. Науки о Земле. – 2018. – №1. – С. 230-247.
9. Крестовоздвиженский П.Д. Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: Дисс. ... канд. техн. наук. – Кемерово, 2011. – 146 с.
10. Хорешок А.А., Цехин А.М., Борисов А.Ю. Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов // Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – №6. – С. 2-5.
11. Герике Б.Л., Хорешок А.А., Герике П.Б., Лизункин В.М. Совершенствование рабочих органов горных машин для выемки прочных полезных ископаемых // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №1. – С. 12-16.

#### References

1. Morozov V.I., Chudakov V.I., Surina N.V. Shearers. Handbook. – M.: Moscow State Mining University Publishing House, 2006. – 650 p.
2. Safokhin M.S., Aleksandrov B.A., Nesterov V.I. Mining Machinery and Equipment. – M. Nedra, 1995. – 464 p.
3. Protasov Yu. I. Theoretical Foundations of Mechanical Rock Breakage. – M.: Nedra, 1985. – 242 p.
4. Osman Zeki Hekimoglu. Suggested methods for optimum rotative motion of point attack type drag tools in terms of skew angles // International Journal of Mining, Reclamation and Environment. 2020, vol. 34, no. 8, pp. 573-591. DOI: 10.1080/17480930.2019.1680096.
5. Nguyen The Vinh. Modeling and analysis of stress-strain state of point attack picks of shearers // Mining Informational and Analytical Bulletin. 2023, no. 5 (special issue 4), 12 p.
6. Linnik Yu.N., Linnik V.Yu., Voronova E.Yu., Evstratov V.A., Tsikh A. Analysis of failure structure of shearers drums // Coal. 2021, no. 4, pp. 20-24. DOI: 10.18796/0041-5790-2021-4-20-24.
7. Linnik Yu.N., Linnik V.Yu., Zhabin A.B., Tsikh A. Patterns of influence exerted by cutting drum reliability and coal seam properties on cutter-loader capacity // Mining Informational and Analytical Bulletin. 2021, no. 11, pp. 169-180. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_11\_0\_169.
8. Zhabin A.B., Polyakov A.V., Averin E.A., Sarychev V.I. State of scientific research in rock destruction by pick tools at the turn of the century // News of the Tula State University. Sciences of Earth. 2018, no. 1, pp. 230-247.
9. Krestovozdvizhensky P.D. Increasing the Strength of Tangential Point Attack Picks of Mining Shearers: Diss. ... cand. of tech. sc.. – Kemerovo, 2011. – 146 p.
10. Khoreshok A.A., Tsekhin A.M., Borisov A.Yu. Effect of mining machines operational conditions on design of their cutting heads // Mining Equipment and Electromechanics. 2012, no. 6, pp. 2-5.
11. Gerike B.L., Khoreshok A.A., Gerike P.B., Lizunkin V.M. Improvement of working tools of mining machines for extraction of strong minerals // Mining Equipment and Electromechanics. 2011, no. 1, pp. 12-16.

*Сведения об авторах:*

*Information about authors:*

|                                                                 |                                               |
|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| <b>Нгуен Тхэ Винь</b> – аспирант<br>nguyenthevinhksnb@gmail.com | <b>Nguyen The Vinh</b> – postgraduate student |
|-----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|

*Получена 09.08.2026*