



ГОРНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

Научная статья

<https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-2-161-169>**Моделирование нагрузок на рабочем органе торфяного фрезерующего агрегата с учетом погрешности расстановки режущих элементов**К. В. Фомин   

Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Российская Федерация

 fomin_tver@mail.ru**Аннотация**

Практика использования машин с исполнительными органами фрезерного типа показывает их недостаточную надежность, что приводит к ухудшению технико-экономических характеристик агрегатов. Причиной этого являются высокие динамические нагрузки в элементах конструкции, которые возникают в результате действия сил внешнего сопротивления на фрезе. Они имеют случайный, резко переменный характер, который вызван структурной неоднородностью торфяной залежи, ее случайными физико-механическими свойствами, наличием в ней древесных включений, а также периодическим взаимодействием ножей с залежью и многими другими факторами. При этом параметры реальной конструкции фрезы ввиду погрешностей изготовления и сборки отличаются от заданных при проектировании. Кроме того, в процессе эксплуатации происходят износ и необратимые деформации режущих элементов. Это приводит к тому, что ножи расположены с некоторым небольшим сдвигом на корпусе фрезы относительно «идеальной» схемы размещения. Цель статьи заключается в разработке модели момента сопротивления на фрезе при взаимодействии с торфяной залежью в процессе выполнения технологической операции, учитывающей влияние погрешности расстановки ножей на корпусе фрезы. Получены выражения для расчета спектральной плотности момента. Проанализированы его характерные особенности. Ошибки размещения режущих элементов на корпусе фрезы приводят к изменению величины и характера нагрузки, ее частотного состава. При этом появляются новые, дополнительные составляющие на частотах, кратных угловой скорости фрезы, обогащая спектр нагрузки, увеличивая ее дисперсию. Их величина определяется суммарным значением ошибок. В качестве примера дан анализ влияния погрешности расположения режущих элементов на спектральную плотность для исполнительного органа машины глубокого фрезерования типа МТП-42. Результаты исследования имеют практическую ценность и должны учитываться при расчете динамических нагрузок в элементах конструкции фрезерующих агрегатов при их проектировании, особенно если рабочие органы имеют большое количество резцов, используют малые подачи и когда собственные частоты элементов конструкции агрегата равны или кратны угловой скорости фрезы.

Ключевые слова

торфяной фрезерующий агрегат, фреза, ошибки расстановки ножей, вероятностная модель нагрузки, момент сопротивления, спектральная плотность

Для цитирования

Fomin K.V. Simulation of loads on operating device of peat-cutting unit with regard to errors in the cutting elements arrangement. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2022;7(2):161–169. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-2-161-169>

MINING MACHINERY, TRANSPORT, AND MECHANICAL ENGINEERING

Research article

Simulation of loads on operating device of peat-cutting unit with regard to errors in the cutting elements arrangementK. V. Fomin   

Tver State Technical University, Tver, Russian Federation

 fomin_tver@mail.ru**Abstract**

The practice of using units with milling-type operating devices showed their insufficient reliability, which leads to deterioration of the units' performance. The reasons for this are high dynamic loads in structural members, which are caused by external resistance forces on a milling cutter. They have random, sharply variable nature due to structural heterogeneity of a peat deposit, its random physical and mechanical properties, the



presence of wood inclusions in it, as well as periodic interaction of blades with the deposit, and many other factors. In this case, the parameters of actual milling cutter, due to manufacturing and installation errors, differ from those specified in the “ideal” design. In addition, wear and irreversible deformations of cutting elements (blades) occur during operation. As a result the position of blades in a cutter body differs from the “ideal” positioning pattern. The purpose of the paper is to develop a model of section moment on a milling cutter when interacting with a peat deposit in the process of technological operations, taking into account the influence of the error of blade positioning on a cutter body. Expressions for calculating the moment spectral density were obtained. Its characteristic features were analyzed. Errors in positioning of cutting elements on a cutter body lead to changes in the magnitude and nature of the load and its frequency content. In this case, new, additional components appear at frequencies multiple of the cutter’s angular velocity, enriching the load spectrum and increasing its variance. Their magnitude is determined by the cumulative value of the errors. As an example, an analysis of the influence of the error in positioning cutting elements on the spectral density for the operating device of MTP-42 deep milling machine is given. The study results are of practical value and should be taken into account in the calculation of dynamic loads in designing structural members of milling units, especially if their operating devices have a large number of blades, use fine feeds, and when the natural frequencies of the structural members are equal to or multiple of the angular speed of a milling cutter.

Keywords

peat milling unit, milling cutter, blade positioning errors, probabilistic load model, section moment, spectral density

For citation

Fomin K.V. Simulation of loads on operating device of peat-cutting unit with regard to errors in the cutting elements arrangement. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2022;7(2):161–169. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-2-161-169>

Введение

Применение фрезерующих агрегатов в торфяной промышленности позволяет повысить производительность и улучшить качество выполнения технологических операций, обеспечивает возможность их комплексной механизации [1–3].

Практика использования машин с исполнительными органами фрезерного типа показывает их недостаточную надежность [4, 5]. Причиной этого являются высокие динамические нагрузки в элементах конструкции, которые возникают в результате действия сил внешнего сопротивления на фрезе [5]. Они имеют случайный, резко переменный характер [5], вызванный структурной неоднородностью торфяной залежи [6, 7], ее случайными физико-механическими свойствами, наличием в ней древесных включений [5–7], а также периодическим взаимодействием ножей с залежью и многими другими факторами [5].

В настоящее время для расчета нагрузок на рабочих органах используют методы имитационного моделирования с применением вычислительной техники (Н.М. Караваева, О.А. Головнина, В.Ф. Синицын, Ф.А. Шестаченко) [5]. Они универсальны, но требуют больших затрат времени при решении данных задач.

Применение экспериментальных методов с помощью средств тензометрирования [8] дает возможность получить информацию о силах и моментах и их вероятностных характеристиках. Но при этом они трудоемки, дороги и дают информацию о нагруженности только для данного фрезерующего агрегата в конкретных условиях эксплуатации.

В работах [5, 9] развиты аналитические методы исследования моментов нагружения на исполнительных рабочих органах фрезерного типа. Предложены модели силовых факторов при их взаимодействии с торфяной залежью. Разработаны выражения для расчета спектральных плотностей. Они учитывают

конструкцию фрезы, режимы работы агрегата и физико-механические свойства торфа. В [10] рассмотрены подходы для определения взаимных спектральных плотностей моментов для фрезерующих агрегатов с несколькими рабочими органами.

При этом все зависимости получены для «идеального» рабочего органа, когда режущие элементы расположены в заданных местах, определенных конструкторской документацией в соответствии со схемой размещения на корпусе фрезы.

Следует учитывать, что конструктивные параметры реального рабочего органа из-за погрешности сборки и изготовления отличаются от принятых на стадии проектирования [11, 12]. Это приводит к тому, что ножи расположены с некоторым небольшим сдвигом на корпусе фрезы относительно «идеальной» схемы размещения (рис. 1). Кроме того, в процессе эксплуатации происходят износ и необратимые деформации и даже разрушение режущих элементов [12, 13]. В связи с этим изменяются углы резания, форма резцов, их высота, положение режущих кромок и кинематические характеристики резания [11–13], что по сути меняет как схему расположения режущих элементов, так и условия взаимодействия резцов с торфяной залежью. Это вызывает изменение величин, характера и частотных свойств силовых факторов на рабочем органе и влияет на формирование нагрузок в элементах конструкции машины.

Задачи исследований

Целью статьи является разработка моделей формирования нагрузок на исполнительном органе при фрезеровании торфяной залежи, учитывающих влияние ошибок расстановки ножей на корпусе фрезы, и выражений для расчета спектральной плотности момента.

**Материалы, модели
и методы исследования**

Случайный характер момента сопротивления, возникающего на исполнительном органе в процессе эксплуатации, требует применения подходов, развитых в статистической динамике механических систем [14–16] при анализе нагруженности фрезерующего агрегата и расчете показателей его надежности [16, 17].

Опыт их использования при решении аналогичных задач в горных отраслях промышленности [18–20] позволяет ограничиться на практике рассмотрением одномерных и двумерных характеристик нагрузок при использовании как аналитических, так и численных методов [21, 22].

Как правило, рассматриваются вероятностные характеристики сил и моментов, такие как математическое ожидание, дисперсия и спектральная плотность [20, 22].

Рассмотрим фрезу шириной захвата B , радиусом R_ϕ , глубиной фрезерования H_ϕ , горизонтальной осью вращения с M плоскостями резания и K ножами в плоскости.

Положение резцов на корпусе фрезы определяется углами между началом отсчета и ножами в m -й плоскости резания φ_m («идеальный» рабочий орган), а также углами между соседними резцами в плоскости φ_T (в случае равномерной расстановки). При этом будем учитывать, что каждый режущий элемент может быть сдвинут на величину ошибки, определяемой углом δ_{mk} относительно «идеальной» схемы размещения ножей (см. рис. 1). При смещении в направлении движения ножа величина ошибки имеет знак «плюс», в противоположном – «минус».

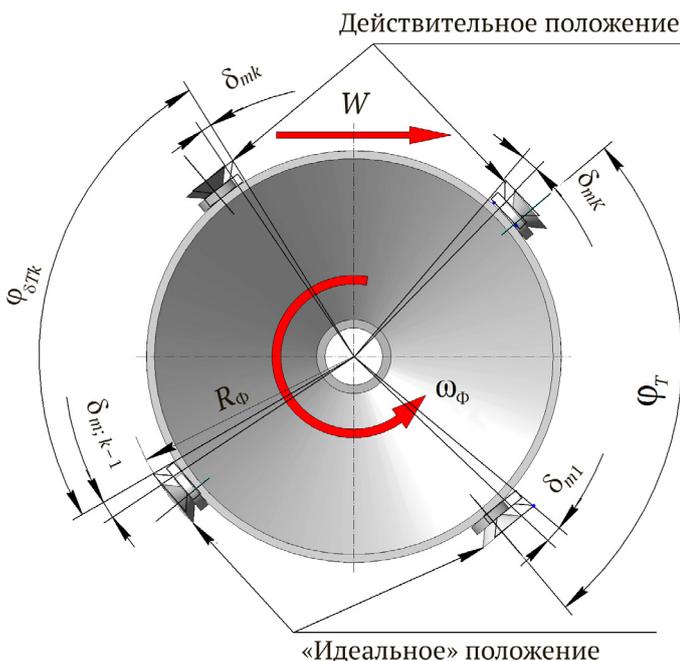


Рис. 1. Погрешность расположения ножей по углу в m -й плоскости резания

Если глубина фрезерования, режимы работы агрегата и физико-механические характеристики залежи изменяются достаточно плавно в течение нескольких оборотов рабочего органа, так что в пределах одного их можно считать постоянными [5, 9], для момента имеем:

$$M(t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=-\infty}^{\infty} M_{mn}(t - t_m - nT_\phi; P_{mn}), \quad (1)$$

где $M_{mn}(t; P_{mn})$ – момент на резцах m -й плоскости резания в течение одного оборота рабочего органа; t_m – промежуток времени между точкой отсчета и нагрузкой на m -й плоскости резания $t_m = \varphi_m / \omega_\phi$; T_ϕ – длительность одного оборота $T_\phi = 2\pi / \omega_\phi$, где ω_ϕ – угловая скорость фрезы; P_{mn} – случайные параметры импульсов при n -м обороте исполнительного органа на m -й плоскости резания.

Выражение (1) может быть использовано для описания момента сопротивления как для «идеального» рабочего органа, так и с учетом ошибок расстановки ножей на корпусе фрезы. При этом отличаться будут значения $M_{mn}(t; P_{mn})$.

Амплитудное значение момента сопротивления пропорционально подаче [2], величина которой для «идеального рабочего органа» равна $c = W\varphi_T / \omega_\phi$, а с учетом ошибки расположения резца:

$$c_k = W \frac{\varphi_{\delta Tk}}{\omega_\phi} = W \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{mk}}{\omega_\phi},$$

где W – поступательная скорость фрезерующего агрегата; $\varphi_{\delta Tk}$ – угол между резцами в плоскости резания (точнее между режущими кромками) с учетом погрешности их расположения на корпусе фрезы (см. рис. 1); $\Delta\delta_{mk} = \delta_{mk} - \delta_{m; k-1}$ – разница между ошибками для соседних ножей в m -й плоскости (если $k = 1$, то $k - 1$ соответствует K).

Соответственно, для момента на m -й плоскости резания в пределах одного оборота с учетом ошибок расположения резцов можно записать:

$$M_{mn}(t; P) = \sum_{k=1}^K \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{mk}}{\varphi_T} M_0 [t - (k-1)T - \tau_{mk}; P_{mn}],$$

где $M_0(t; P)$ – изменение момента сопротивления на резце в пределах угла контакта с залежью; $T = \varphi_T / \omega_\phi$ – период повторности взаимодействия ножей в плоскости резания с залежью; $\tau_{mk} = \delta_{mk} / \omega_\phi$ – сдвиг по времени импульса, вызванный ошибкой расположения k -го ножа в m -й плоскости резания.

Момент (1) является случайной функцией. Его спектральная плотность зависит от конструкции фрезы, режимов работы агрегата, глубины фрезерования, которая определяется профилем поверхности карты и типом подвески фрезы, колебаниями, вызванными силами резания и ее дисбалансом, физико-механических свойств торфяной залежи и их вероятностных характеристик [5, 9].

Спектральная плотность процесса (1) может быть определена из соотношения [23, 24]:

$$S(\omega) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{2}{(2N+1)T} m_1 \left\{ |Z^{(k)}(j\omega)|^2 \right\} - 2\pi m^2 \delta(\omega), \quad (2)$$



где N – число импульсов; T – период повторности; $m_1\{\}$ – знак усреднения; $Z^{(k)}(j\omega)$ – спектр k -й реализации процесса (в дальнейшем индекс k опускаем); m – среднее значение процесса; $\delta(\omega)$ – дельта-функция (функция Дирака) [24].

Квадрат модуля спектра момента сопротивления (1), содержащего $(2N + 1)$ импульсов, равен:

$$\begin{aligned} & |Z_M(j\omega)|^2 = \\ & = \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \sum_{k=1}^K \sum_{s=1}^K \sum_{n=-N}^N \sum_{i=-N}^N S_0(\omega; \omega_\phi; P_{mkn}) S_0^*(\omega; \omega_\phi; P_{lsi}) \times \\ & \quad \times \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{mk}}{\varphi_T} \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{ls}}{\varphi_T} \times \\ & \quad \times \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\varphi_m - \varphi_l)\right] \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(k-s)\varphi_T\right] \times \\ & \quad \times \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\delta_{mk} - \delta_{ls})\right] \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}2\pi(n-i)\right], \end{aligned} \quad (3)$$

где звездочкой обозначена комплексно-сопряженная величина; $S_0(\omega; \omega_\phi; P)$ – спектр $M_0(t; P)$:

$$S_0(j\omega; \omega_\phi; P) = \int_0^{\varphi_k/\omega_\phi} M_0(t; P) \exp(-j\omega t) dt,$$

где φ_k – угол контакта ножа с залежью.

Подставляя (3) в (2), учитывая стационарность условий работы агрегата (вероятностные характеристики параметров зависят только от взаимного расположения импульсов $p = n - i$), используя подходы, представленные в [5, 9], получим выражение для односторонней спектральной плотности момента сопротивления с учетом ошибки расстановки режущих элементов на корпусе фрезы при фиксированном значении угловой скорости ω_ϕ :

$$\begin{aligned} S(\omega; \omega_\phi) = & \frac{4}{T_\phi} \left[\frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_1} \left[\frac{\partial^2 F_1(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_q^2} \right]_{m=1}^M D_q \sum_{m=1}^M A_m(\omega; \omega_\phi) - \right. \\ & - \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \left[\frac{\partial^2 F_2(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_q^2} \right]_{m=1}^M D_q \sum_{m=1}^M A_m(\omega; \omega_\phi) + \Psi(\omega; \omega_\phi) + \\ & + \left(F_1(\omega; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \left[\frac{\partial^2 F_2(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_q^2} \right]_{m=1}^M D_q \right) \times \\ & \left. \times \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\varphi_m - \varphi_l)\right] A_{ml}(\omega; \omega_\phi) \omega_\phi \sum_{r=1}^{\infty} \delta(\omega - r\omega_\phi) \right], \end{aligned}$$

где введены обозначения:

$$F_1(\omega; \omega_\phi) = |S_0(\omega; \omega_\phi; P_{1mn} \dots P_{Qmn})|^2;$$

$$F_2(\omega; \omega_\phi) = S_0(\omega; \omega_\phi; P_{1mn} \dots P_{Qmn}) S_0^*(\omega; \omega_\phi; P_{1li} \dots P_{Qli});$$

$$\begin{aligned} A_m(\omega; \omega_\phi) = & \sum_{k=1}^K \sum_{s=1}^K \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{mk}}{\varphi_T} \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{ms}}{\varphi_T} \times \\ & \times \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\delta_{mk} - \delta_{ms})\right] \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(k-s)\varphi_T\right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{ml}(\omega; \omega_\phi) = & \sum_{k=1}^K \sum_{s=1}^K \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{mk}}{\varphi_T} \frac{\varphi_T + \Delta\delta_{ls}}{\varphi_T} \times \\ & \times \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\delta_{mk} - \delta_{ls})\right] \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(k-s)\varphi_T\right]; \end{aligned}$$

Q_1, Q_2 – соответственно число параметров для $F_1(\omega; \omega_\phi; P)$ и $F_2(\omega; \omega_\phi; P)$; D_q – дисперсии параметров; $\Psi(\omega; \omega_\phi)$ – функция, учитывающая корреляционные связи между однородными и разнородными параметрами импульсов нагрузки, изменяющимися как в направлении движения агрегата, так и перпендикулярно ему:

$$\begin{aligned} \Psi(\omega; \omega_\phi) = & \sum_{q < g} \left[\frac{\partial^2 F_1(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_{m=1}^M K_{qg} A_m(\omega; \omega_\phi) + \\ & + \sum_{q < g} \left[\frac{\partial^2 F_2(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_{qm} \partial P_{gl}} \right]_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\varphi_m - \varphi_l)\right] K_{qgml} A_{ml}(\omega; \omega_\phi) + \\ & + 2 \sum_{q < g} \left[\frac{\partial^2 F_2(\omega; \omega_\phi)}{\partial P_{qm} \partial P_{gl;n-p}} \right]_{m=1}^M \sum_{l=1}^M A_{ml}(\omega; \omega_\phi) \sum_{p=1}^{\infty} K_{qgmlp} \times \\ & \times \exp\left[-j\frac{\omega}{\omega_\phi}(\varphi_m - \varphi_l)\right] \cos\left(\frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi p\right), \end{aligned}$$

где m_q – математические ожидания параметров импульсов; $K_{qg}, K_{qgml}, K_{qgmlp}$ – корреляционные и взаимно корреляционные моменты параметров.

В случае стационарности параметров и плавности их изменения корреляционные и взаимно корреляционные моменты K_{qgml} и K_{qgmlp} определяются корреляционными функциями характеристик торфа и условий работы (прочностных свойств торфа, его плотности и глубины фрезерования) в моменты взаимодействия ножей с залежью:

$$K_{qgml} = K_{pqsy} [(m-l)h];$$

$$K_{qgmlp} = K_{pqsy} [cp; (m-l)h],$$

где $K_{pqsy}(y)$ – корреляционные и взаимно корреляционные функции изменения характеристик залежи в направлении, перпендикулярном движению агрегата; $K_{pqsy}(x, y)$ – корреляционные функции случайных параметров, учитывающие пространственную изменчивость характеристик (как в направлении движения, так и перпендикулярно ему); x и y – координаты точки для соответствующих параметров; m, l – номера соответствующих плоскостей резания; h – расстояние между плоскостями резания.

Таким образом, для фрезы, имеющей ошибки расположения ножей на корпусе фрезы, возникают новые составляющие момента сопротивления, кратные угловой скорости вращения фрезы, в то время как для «идеального» рабочего органа в спектре присутствуют нагрузки, кратные периоду повторности взаимодействия режущих элементов с торфяной залежью [9].

Результаты экспериментального исследования [5] подтверждают такую качественную картину влияния погрешности расстановки ножей на корпусе фрезы на частотный состав сил сопротивления.



В процессе работы в результате действия на исполнительном органе случайного момента сопротивления происходит случайное изменение угловой скорости фрезы. С учетом этого фактора для спектральной плотности имеем:

$$S_M(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi,$$

где $W(\omega_\Phi)$ – плотность распределения ω_Φ .

Учитывая, что [23, 24]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} f(x) \delta(cx - x_0) dx = \frac{1}{|c|} f\left(\frac{x_0}{c}\right),$$

для $S_M(\omega)$ получим:

$$S_M(\omega) = \frac{4}{T_\Phi} \times \left[\frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_1} \sum_{m=1}^M G_{1qm}(\omega) D_q - \sum_{q=1}^{Q_2} \sum_{m=1}^M G_{2qm}(\omega) D_q + G_3(\omega; \omega_\Phi) + \sum_{r=1}^R \left(F_1(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \left[\frac{\partial^2 F_2(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \times \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp[-jr(\varphi_m - \varphi_l)] A_{ml}(r) \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right) \right] \quad (4)$$

В выражении (4) введены обозначения:

$$T_\Phi = \frac{2\pi}{\int_{-\infty}^{\infty} \omega_\Phi W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi};$$

$$G_{1qm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_1(\omega; \omega_\Phi)}{\partial P_q^2} \right]_m A_m(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi;$$

$$G_{2qm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_2(\omega; \omega_\Phi)}{\partial P_q^2} \right]_m A_m(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi;$$

$$G_3(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi.$$

При отсутствии ошибок расстановки режущих элементов, то есть для «идеального» рабочего органа с учетом случайного изменения угловой скорости фрезы, получим зависимость для спектральной плотности момента, которая представлена в [5, 9].

Выражение (4) дает возможность на стадии проектирования оценить влияние ошибок расстановки режущих элементов на корпусе фрезы на спектральную плотность момента сопротивления. Она является исходной информацией для анализа динамических нагрузок в элементах конструкции фрезерующего агрегата [5, 14], расчета показателей надежности [16, 17] и выбора оптимальных параметров и режимов работы.

Анализ результатов исследования

В качестве примера рассмотрим влияние ошибок расположения ножей на характеристики момента на исполнительном органе машины глубокого фрезерования МТП-42 [2]. Она является прицепной к трактору

Т-130Б, имеет в своем составе фрезу, систему привода, раму с отбойной плитой, задние и передние катки [2].

Учитывая, что машина глубокого фрезерования имеет отбойную плиту, которая, опираясь на поверхность торфяной залежи [2], обеспечивает постоянство глубины фрезерования, а также рассматривая корреляционные связи только для однородных параметров импульсов для спектральной плотности из (4), имеем:

$$S_M(\omega) = \frac{4}{T_\Phi} \left[\frac{1}{2} \sum_{m=1}^M G_{1qm}(\omega) + G_3(\omega; \omega_\Phi) + m_A^2 \sum_{r=1}^R |S_e(r; m_q)|^2 \times \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp[-jr(\varphi_m - \varphi_l)] A_{ml}(r) \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right) \right],$$

где

$$G_{1qm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} |S_e(j\omega; \omega_\Phi)|^2 D_A(\omega_\Phi) A_m(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi;$$

$$G_3(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi,$$

где $m_A, D_A(\omega_\Phi)$ – математическое ожидание и дисперсия амплитуд импульсов [9]:

$$m_A = R_\Phi b c \left(m_\tau \frac{C_T}{\delta^{0,4}} + m_\gamma \frac{m^2 R_\Phi^2}{2 \cdot 10^5} \right);$$

$$D_A(\omega_\Phi) = R_\Phi^2 b^2 c^2 \left[D_\tau \left(\frac{C_T}{\delta^{0,4}} \right)^2 + \frac{D_\gamma \omega_\Phi^4 R_\Phi^4}{4 \cdot 10^6} \right],$$

где b – ширина ножа, взаимодействующего с торфом; C_T – коэффициент, зависящий от типа рабочего органа [2]; δ – средняя толщина стружки [2]; $m_\tau, m_\gamma, D_\tau, D_\gamma$ – математические ожидания и дисперсии предельного напряжения сдвига τ и плотности торфа γ ; m_{ω_Φ} – математическое ожидание угловой скорости фрезы;

$$\Psi(\omega; \omega_\Phi) = |S_e(j\omega; \omega_\Phi)|^2 \times \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] K_{qgml} A_{ml}(\omega; \omega_\Phi) + 2 |S_e(j\omega; \omega_\Phi)|^2 \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M A_{ml}(\omega; \omega_\Phi) \sum_{p=1}^{\infty} K_{qgmp} \times \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\Phi} 2\pi p \right),$$

где $K_{Aml}(\omega_\Phi), K_{Amlp}(\omega_\Phi)$ – корреляционные моменты амплитуд импульсов,

$$K_{Aml}(\omega_\Phi) = R_\Phi^2 b^2 c^2 \times \left[D_\tau K_{\tau \perp} [(m-l)h] \left(\frac{C_T}{\delta^{0,4}} \right)^2 + D_\gamma K_{\gamma \perp} [(m-l)h] \frac{\omega_\Phi^4 R_\Phi^4}{4 \cdot 10^6} \right];$$

$$K_{Amlp}(\omega_\Phi) = R_\Phi^2 b^2 c^2 \times \left[D_\tau K_{\tau \perp} [(m-l); p] \left(\frac{C_T}{\delta^{0,4}} \right)^2 + D_\gamma K_{\gamma \perp} [(m-l); p] \frac{\omega_\Phi^4 R_\Phi^4}{4 \cdot 10^6} \right],$$

где $K_{\tau\perp}[(m-l)h]$, $K_{\gamma\perp}[(m-l)h]$ – нормированные корреляционные функции изменения предельного напряжения сдвига τ и плотности торфа γ в направлении, перпендикулярном движению фрезерующего агрегата; $K_{\tau}[(m-l); p]$, $K_{\gamma}[(m-l); p]$ – нормированные корреляционные функции пространственного изменения (как в направлении движения, так и перпендикулярно ему) предельного напряжения сдвига τ и плотности торфа γ ; $S_e(j\omega; \omega_\phi)$ – спектр функции, описывающей момент сопротивления на ноже единичной амплитуды.

Квадрат модуля $S_e(j\omega; \omega_\phi)$ равен [9]:

$$\begin{aligned} |S_e(j\omega; \omega_\phi)|^2 &= \\ &= \frac{1}{4} \left\{ |U(\omega - \omega_\phi; \omega_\phi)|^2 + |U(\omega + \omega_\phi; \omega_\phi)|^2 - \right. \\ &\quad \left. - 2U(\omega - \omega_\phi; \omega_\phi) \times U(\omega + \omega_\phi; \omega_\phi) \cos \varphi_k \right\}, \end{aligned}$$

где

$$U(j\omega; \omega_\phi) = \frac{2}{\omega} \sin \frac{\omega \varphi_k}{2\omega_\phi}.$$

Плотность распределения угловой скорости фрезы может быть рассчитана с помощью подходов, представленных в [5].

МТП-42 имеет следующие конструктивные параметры и режимы работы. Диаметр фрезы равен 0,8 м. Ширина составляет 1,7 м. Общее число плоскостей резания равно 29, в каждой из которых находится четыре резца. На поверхности рабочего органа в резцедержателях крепятся ножи тарельчатого типа [2]. Диаметр режущего элемента равен 0,078 м.

Расчет производился при средних значениях глубины фрезерования 0,4 м, предельного напряжения

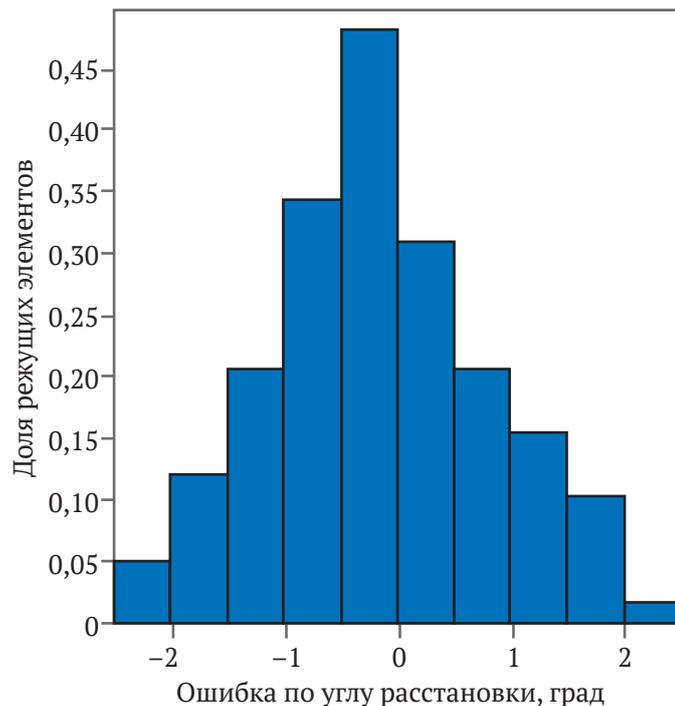


Рис. 2. Распределение ошибок расположения ножей на рабочем органе

сдвига 26 кПа [2], плотности торфа 890 кг/м³ [2] (коэффициенты их вариации приняты 10 %), угловой скорости фрезы 32,5 с⁻¹ имеющей нормальную плотность распределения с коэффициентом вариации 3%. Скорость передвижения агрегата 0,089 м/с.

Распределение ошибок расположения ножей относительно «идеальной» схемы на корпусе фрезы представлено на рис. 2.

На рис. 3 показана спектральная плотность момента без учета погрешности расположения ножей («идеальный» рабочий орган), рассчитанная с помощью выражений, полученных в [5, 9], на рис. 4 – с учетом ошибок расстановки ножей.

При этом на рис. 4 выделены зоны частот (А и В), лежащие между пиками, кратными частотам взаимодействия режущих элементов в плоскости резания и представлены на отдельных графиках, чтобы показать эти области более подробно.

Полученные выражения и результаты расчета дают возможность выделить некоторые характерные особенности момента на фрезе.

Для «идеального» рабочего органа в спектральной плотности (см. рис. 3) можно выделить две составляющие. Первая, непрерывная, пропорциональна дисперсиям параметров импульсов и квадрату модуля спектра момента на резце (С на рис. 3).

Ее вид определяется корреляционными функциями параметров импульсов, спектром момента на ноже $S_e(j\omega; \omega_\phi; P)$ и функцией, зависящей от схемы расположения резцов на фрезе [5]:

$$Z(\omega) = \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right].$$

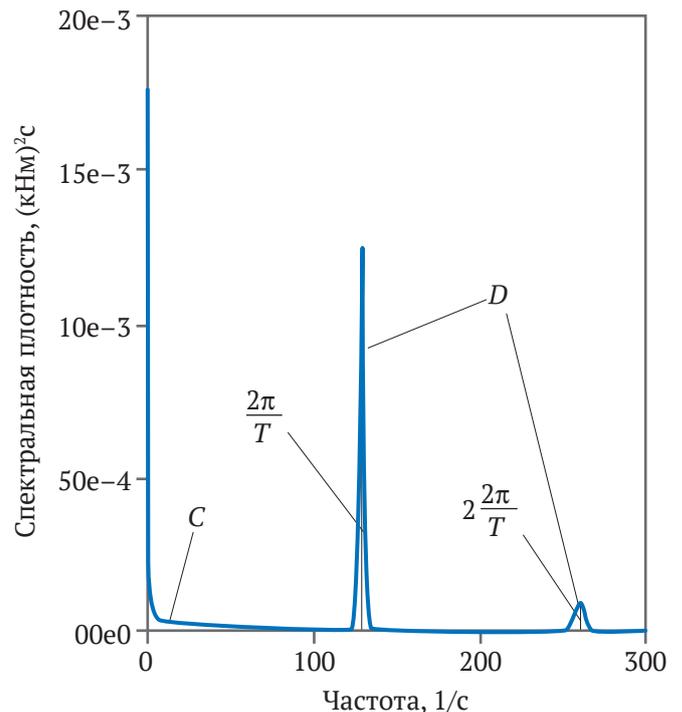


Рис. 3. Спектральная плотность момента для «идеального» рабочего органа

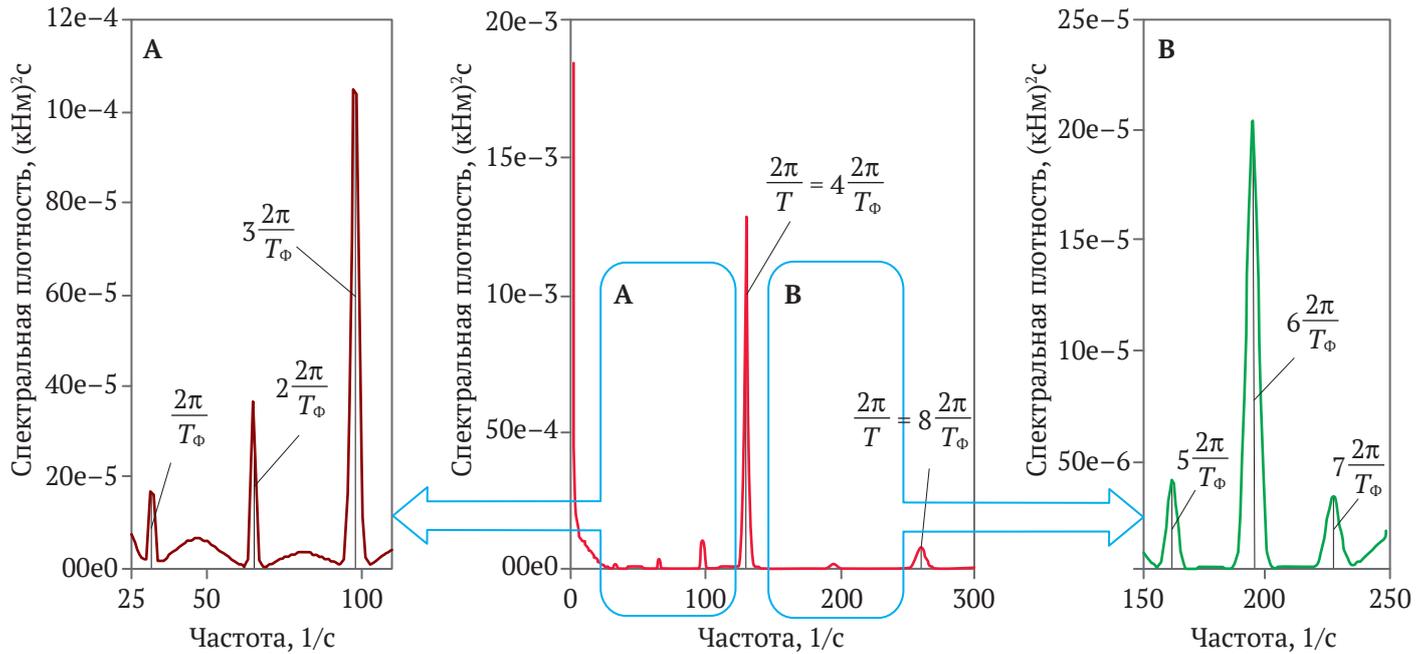


Рис. 4. Спектральная плотность момента сопротивления на фрезе с учетом погрешности расстановки ножей

Вторая часть спектральной плотности (*D* на рис. 3) связана с периодическим взаимодействием ножей с залежью (кинематическая составляющая) [5].

Она представляет собой последовательность пиков, форма которых определяется видом плотности распределения угловой скорости исполнительного органа, лежащих на частотах $\omega_r = 2\pi r / T$, где $r = 1, 2, 3, \dots$, кратных периоду взаимодействия ножей с залежью. Ее значение пропорционально квадратам средних значений параметров импульсов, спектру $S_c(j\omega; P)$ и зависит от схемы расстановки ножей.

Ошибки размещения режущих элементов на корпусе фрезы приводят к изменению величины и характера нагрузки, ее частотного состава (см. рис. 4), в том числе к появлению дополнительных составляющих на частотах, кратных угловой скорости фрезы $\omega_r = 2\pi r / T_\phi$, где $r = 1, 2, 3, \dots$, обогащая спектр нагрузки и увеличивая ее дисперсию. При этом значение спектральной плотности пропорционально

$$\sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \sum_{k=1}^K \sum_{i=1}^K \left[1 + \frac{\Delta\delta_{mk}}{\varphi_T} \right] \left[1 + \frac{\Delta\delta_{li}}{\varphi_T} \right] \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\delta_{mk} - \delta_{li}) \right].$$

Несмотря на ее относительно малую величину, данные особенности должны учитываться, если рабочий орган имеет большое количество резцов и использует малые подачи.

Наибольший эффект от действия этих добавочных нагрузок возникнет в случае, когда собственные частоты элементов привода агрегата равны или кратны значению угловой скорости фрезы, в результате чего возможно возникновение резонансных явлений, которые могут привести к увеличению динамических нагрузок в элементах привода агрегата.

Заключение

В статье предложены вероятностные модели момента сопротивления на исполнительном органе фрезерующего агрегата и на их основе получены аналитические выражения по расчету спектральной плотности момента, учитывающие влияние ошибок расстановки ножей на корпусе фрезы. Они могут быть связаны с погрешностями монтажа и изготовления, деградацией конструктивных параметров режущих элементов, связанной с их износом или необратимыми деформациями при эксплуатации.

Ошибки размещения приводят к изменению величины и характера нагрузки, ее частотного состава. При этом появляются новые, дополнительные составляющие на частотах, кратных угловой скорости фрезы, обогащая спектр нагрузки, увеличивая ее дисперсию. Их величина определяется характером погрешности и суммарным значением ошибок.

Эти факты должны учитываться при расчете динамических нагрузок в элементах конструкции фрезерующих агрегатов при их проектировании, особенно если рабочие органы имеют большое количество резцов, используют малые подачи и в случае, когда собственные частоты элементов конструкции агрегата равны или кратны угловой скорости фрезы.

Результаты проведенных исследований служат основой для разработки методов динамического анализа элементов конструкции фрезерующих агрегатов, а также соответствующего математического и программного обеспечения системы их автоматизированного проектирования. Применение САПР позволит повысить эффективность разработки новой техники, сократить сроки проектирования и дать рекомендации по снижению нагруженности и повышению надежности элементов конструкции существующих машин.



Список литературы

1. Misnikov O.S. Basic technologies and equipment used for peat deposit development in foreign countries. In: *E3S Web Conf.: IIIth International Innovative Mining Symposium*. 26 January. 2018;41(6):01046. <https://doi.org/10.105/e3sconf/20184101046>
2. Самсонов Л.Н. *Фрезерование торфяной залежи*. М.: Недра; 1985. 211 с.
3. Копенкин В.Д., Копенкина Л.В., Самсонов Л.Н. Развитие фрезерующих машин в торфяном производстве (анализ, перспективы). *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2003;(10):204–207.
4. Горлов И.В., Рахутин М.Г. Влияние пнистости залежи на безотказность торфяных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2017;(12):139–145.
5. Самсонов Л.Н., Фомин К.В. *Элементы статистической динамики торфяных фрезерующих агрегатов*. Тверь: Тверской государственный технический университет; 2005. 168 с.
6. Михайлов А.В., Родионов Е.А., Звонарев И.Е. Анализ условий вертикальной выемки торфяного сырья. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2019;(1):48–54. <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2019-01-0-48-54>
7. Michailov A.V., Zhigulskaya A.I., Garmayev O.M. An integrated approach to strip mining of peat. In: *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2019;378:24–27. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012087>
8. Яблонев А.Л., Крутов Ю.В. Применение средств современного цифрового тензометрирования при исследовании нагруженности элементов торфяных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2016;(8):200–205. URL: https://giab-online.ru/files/Data/2016/8/200_205_8_2016.pdf
9. Фомин К.В. Методика оценки спектральной плотности момента сопротивления на рабочем органе торфяного фрезерующего агрегата. *Записки Горного института*. 2020;241:58–67. <https://doi.org/10.31897/PMI.2020.1.58>
10. Фомин К.В. Расчет взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления на рабочих органах торфяного фрезерующего агрегата. *Записки Горного института*. 2021;251:746–756. <https://doi.org/10.31897/PMI.2021.5.14>
11. Zong X., Guo Q., Kang K., Jia H., He B. Study on Installation Angle of the Milling Wheel Accurate Estimation and Compensation. In: *MATEC Web of Conferences: the 3rd International Conference on Mechatronics and Mechanical Engineering (ICMME 2016)*. 2017;95:04005. <https://doi.org/10.1051/matecconf/20179504005>
12. Cheluska P., Jagieła-Zajac A. Determining the position of pick holders on the side surface of the working unit of the cutting machine in the robotic technology of their assembly. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019;261:012003. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/261/1/012003>
13. Шабаетов О.Е., Бридун И.И. Техническая диагностика резцового исполнительного органа проходческого комбайна. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2017;(9):94–101. <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2017-9-0-94-101>
14. Lalanne C. *Mechanical Vibration and Shock Analysis, Random Vibration (Mechanical Vibration and Shock Analysis)*. 3rd Edition. John Wiley & Sons, Ltd; 2014. 595 p. <https://doi.org/10.1002/9781118931127>
15. Lutes L.D., Sarkani Sh. *Random vibrations: analysis of structural and mechanical systems*. 2004. 635 p.
16. Svetlitsky V.A. *Statistical dynamics and reliability theory for mechanical structures*. Springer, Berlin/Heidelberg; 2003. 452 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45826-5>
17. Гусев А.С. *Вероятностные методы в механике машин и конструкций*. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана; 2009. 224 с.
18. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. *Статистическая динамика горных машин*. М.: Машиностроение; 1978. 238 с.
19. Красников Ю. Д. *Моделирование разрушения углей режущими инструментами*. М.: Наука; 1981. 181 с.
20. Li X.H., Yu X.W., Ma X.H., Zhao Y.B. Simulation and study of random loads on continuous miner cutting drum. *Advanced Materials Research*. 2011;308–310:1885–8. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.308-310.1885>
21. Liu C.S., Li D.G., Chen X.P. Shearer load identification of the load spectrum of the pick based on chaotic characteristics. *Advanced Materials Research*. 2011;199–200:111–114. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.199-200.111>
22. Medolago A.A., Melzi S. A flexible multi-body model of a surface miner for analyzing the interaction between rock-cutting forces and chassis vibrations. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2021;31(3):365–375. <https://doi.org/10.1016/j.ijmst.2021.03.006>
23. Howard R.M. *Principles of random signal analysis and low noise design: The power spectral density and its applications*. Wiley; 2002. 310 p. <https://doi.org/10.1002/0471439207>
24. Левин Б.П. *Теоретические основы статистической радиотехники*. М.: Радио и связь; 1989. 656 с.

References

1. Misnikov O.S. Basic technologies and equipment used for peat deposit development in foreign countries. In: *E3S Web Conf.: IIIth International Innovative Mining Symposium*. 26 January 2018. 2018;41(6):01046. <https://doi.org/10.105/e3sconf/20184101046>
2. Samsonov L.N. *Peat deposit milling*. Moscow: Nedra Publ.; 1985. 211 p. (In Russ.)
3. Kopenkin V.D., Kopenkin L.V., Samsonov L.N. Development of milling machines in peat production (analysis, prospects). *Mining Information and Analytical Bulletin*. 2003;(10):204–207. (In Russ.)
4. Gorlov I.V., Rakhutin M.G. Effect of the presence of stumps on no-failure performance of peat harvesting machines. *Mining informational and analytical bulletin*. 2017;(12):139–145. (In Russ.)



5. Samsonov L.N., Fomin K.B. *Elements of statistical dynamics of peat milling facilities*. Tver: Tver State Technical University; 2005. 168 p. (In Russ.)
6. Mikhaylov A.V., Rodionov E.A., Zvonarev I.E. Analysis of conditions for vertical cutting of peat. *Mining Information and Analytical Bulletin*. 2019;(1):48–54. (In Russ.) <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2019-01-0-48-54>
7. Michailov A.V., Zhigul'skaya A.I., Garmaev O. M. An integrated approach to strip mining of peat. In: *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2019;378:24–27. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012087>
8. Yablonev A.L., Krutov Yu. V. The use of modern digital service stress measurements in the study load of peat machines. *Mining Information and Analytical Bulletin*. 2016;(8):200–205. (In Russ.) URL: https://giab-online.ru/files/Data/2016/8/200_205_8_2016.pdf
9. Fomin K.V. Method for estimating the spectrum density of the resistance moment on the working body of a peat milling unit. *Journal of Mining Institute*. 2020;241:58–67. <https://doi.org/10.31897/PMI.2020.1.58>
10. Fomin K.V. Mutual spectral densities calculation of the moments of resistance on the peat milling unit working bodies. *Journal of Mining Institute*. 2021;251:746–756. <https://doi.org/10.31897/PMI.2021.5.14>
11. Zong X., Guo Q., Kang K., Jia H., He B. Study on Installation Angle of the Milling Wheel Accurate Estimation and Compensation. In: *MATEC Web of Conferences: the 3rd International Conference on Mechatronics and Mechanical Engineering (ICMME 2016)*. 2017;95:04005. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20179504005>
12. Cheluska P., Jagieła-Zajac A. Determining the position of pick holders on the side surface of the working unit of the cutting machine in the robotic technology of their assembly. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019;261:012003. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/261/1/012003>
13. Shabaev O.E., Bridun I.I. Technical diagnostics of a roadheader cutting operating device. *Mining Information and Analytical Bulletin*. 2017;(9):94–101. (In Russ.) <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2017-9-0-94-101>
14. Lalanne C. *Mechanical Vibration and Shock Analysis, Random Vibration (Mechanical Vibration and Shock Analysis)*. 3rd Edition. John Wiley & Sons, Ltd; 2014. 595 p. <https://doi.org/10.1002/9781118931127>
15. Lutes L.D., Sarkani Sh. *Random vibrations: analysis of structural and mechanical systems*. 2004. 635 p.
16. Svetlitsky V.A. *Statistical dynamics and reliability theory for mechanical structures*. Springer, Berlin/Heidelberg; 2003. 452 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45826-5>
17. Gusev A.S. *Probabilistic methods in mechanics of machines and structures*. Moscow: N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ.; 2009. 224 p. (In Russ.)
18. Dokukin A.V., Krasnikov Yu.D., Khurgin Z. Ya. *Statistical dynamics of mining machines*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1978. 238 p. (In Russ.)
19. Krasnikov Yu.D. *Simulation of coal disintegration by cutting tools*. Moscow: Nauka Publ.; 1981. 181 p. (In Russ.)
20. Li X.H., Yu X.W., Ma X.H., Zhao Y.B. Simulation and study of random loads on continuous miner cutting drum. *Advanced Materials Research*. 2011;308–310:1885–8. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.308-310.1885>
21. Liu C.S., Li D.G., Chen X.P. Shearer load identification of the load spectrum of the pick based on chaotic characteristics. *Advanced Materials Research*. 2011;199–200:111–114. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.199-200.111>
22. Medolago A.A., Melzi S. A flexible multi-body model of a surface miner for analyzing the interaction between rock-cutting forces and chassis vibrations. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2021;31(3):365–375. <https://doi.org/10.1016/j.ijmst.2021.03.006>
23. Howard R.M. *Principles of random signal analysis and low noise design: The power spectral density and its applications*. Wiley; 2002. 310 p. <https://doi.org/10.1002/0471439207>
24. Levin B.R. *Statistical fundamentals of radio-engineering*. Moscow: Radio i Svyaz' Publ.; 1989. 656 p.

Информация об авторе

Константин Владимирович Фомин – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механизация природообустройства и ремонт машин», Тверской государственной технической университет, г. Тверь, Российская Федерация; ORCID [0000-0002-8153-1115](https://orcid.org/0000-0002-8153-1115), Scopus ID [57202900121](https://scopus.com/authorid/57202900121); e-mail fomin_tver@mail.ru

Information about the author

Konstantin V. Fomin – Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, the Head of the Department of Mechanization of Environmental management and Repair of Machines, Tver State Technical University, Tver, Russian Federation; ORCID [0000-0002-8153-1115](https://orcid.org/0000-0002-8153-1115), Scopus ID [57202900121](https://scopus.com/authorid/57202900121); e-mail fomin_tver@mail.ru

Поступила в редакцию	23.12.2021	Received	23.12.2021
Поступила после рецензирования	27.01.2022	Revised	27.01.2022
Принята к публикации	01.02.2022	Accepted	01.02.2022