

JUSTIFICATION OF PRIORITY FOR REPAIR MAINTENANCE OF EXCAVATOR FLEET ON THE BASIS OF EXPERT EVALUATIONS OF WEAKLY FORMALIZABLE REGULARITIES OF FORMATION OF FAILURES

S.V. DORONIN, Cand. Sc., A.A. ALSHANSKAYA, Graduate

Siberian Federal University,
95, Krasnoyarsk Worker Ave., 660025, Krasnoyarsk, Russian Federation,
e-mail: alshanskaya_anna@inbox.ru

There is a substantiation of priority of repair service of excavator fleet at mining enterprises on the basis of estimation of influence of a large number of factors of different nature on the reliability of machines. To formalise the regularities of failure formation under the influence of qualitatively described operational factors, expert knowledge is obtained by questioning specialists of mining enterprises. On the basis of monitoring of values of operational factors the formalised estimation of integral coefficient of their influence on reliability is carried out. The ranking of the machine park according to the values of the integral coefficient of influence is proposed.

Keywords: excavator fleet, reliability, expert assessments, repair impacts.

Поступила в редакцию/received: 06.06.2023; после рецензирования/revised: 14.06.2023;
принята/accepted: 22.06.2023

УДК 622.23.05:622.7

РАСЧЕТ СПЕКТРАЛЬНЫХ ПЛОТНОСТЕЙ СОСТАВЛЯЮЩИХ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ФРЕЗЕ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ТОРФОМ

К.В. ФОМИН, д-р техн. наук

Тверской государственной технической университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, д. 22, e-mail: fomin_tver@mail.ru

© Фомин К.В., 2023

Получены аналитические зависимости для расчета спектральных плотностей составляющих результирующей силы резания на исполнительном органе фрезерующего агрегата с учетом его конструктивных параметров, режимов эксплуатации и вероятностных характеристик физико-механических свойств торфяной залежи. Материалы статьи могут быть использованы при проектировании новых и модернизации уже эксплуатируемых торфяных машин.

Ключевые слова: торфяной фрезерующий агрегат, фреза, режущий элемент, составляющие сил сопротивления, спектральная плотность.

DOI: 10.46573/2658-5030-2023-4-45-52

ВВЕДЕНИЕ

На исполнительных органах фрезерного типа торфяных машин в процессе эксплуатации возникают случайные силы и моменты сопротивления высокой интенсивности [1, 2]. Они создают значительные динамические нагрузки в несущих конструкциях и приводе агрегата, что снижает его надежность и ухудшает технико-экономические характеристики эксплуатации при выполнении технологических операций [1–3].

Случайный характер силовых факторов, связанный с условиями работы, которые формируются случайным пространственным изменением физико-механических свойств торфа [3, 4], вариацией глубины фрезерования и режимных параметров, требует применения аппарата статистической динамики механических систем [5–7]. Опыт его использования для решения задач динамики горных машин [8–12] показывает необходимость наличия информации о вероятностных характеристиках сил и моментов, действующих на рабочих органах. Она может быть получена с помощью экспериментальных [9, 13], численных [8, 11] и аналитических [3] методов. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки, а также области применения.

В работах [3, 14] для разработки аналитических методов расчета спектральных плотностей крутящих моментов на фрезе, возникающих при фрезеровании торфяной залежи и древесных включений, предложены модели их формирования. Эти подходы позволяют на стадии проектирования учесть влияние конструктивных параметров и случайных условий эксплуатации на статистические характеристики нагрузок на фрезах. Для случая, когда в составе агрегата имеется несколько исполнительных органов, в статье [15] даны зависимости, позволяющие осуществить расчет взаимных спектральных плотностей моментов.

В статье [16] представлены модели и зависимости для учета особенностей спектральной плотности момента сопротивления, учитывающие ошибки расположения режущих элементов как по высоте относительно оси вращения, так и по углу от заданной схемы их размещения на корпусе рабочего органа. Эти ошибки вызваны неточностью изготовления и монтажа, а также необратимыми деформациями ножей в связи с их износом и затуплением.

При расчете и проектировании торфяных машин с исполнительными органами фрезерного типа, помимо крутящего момента сопротивления, необходимо знать проекции сил (рис. 1) на соответствующие ортогональные оси [1].

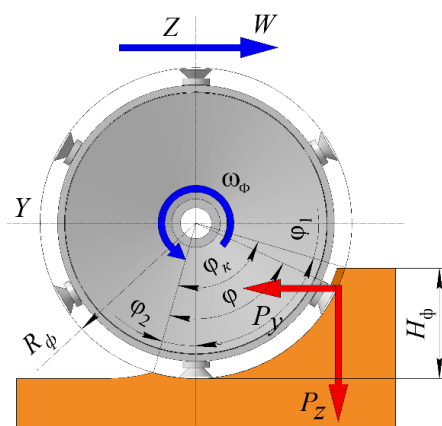


Рис. 1. Проекция результирующей силы резания на фрезу

В настоящей статье рассматриваются вопросы моделирования проекций сил на фрезе, возникающих при выполнении технологической операции, и определения их спектральных плотностей с учетом конструктивных особенностей фрезы, скоростных параметров агрегата и случайных условий эксплуатации.

МАТЕРИАЛЫ, МОДЕЛИ И МЕТОДЫ

Специфической особенностью режимов работы, используемых торфяными фрезерующими агрегатами, является, как правило, малая величина подачи на нож [3, 14]. Это дает основания полагать, что в пределах длительности взаимодействия режущего элемента с залежью параметры импульса практически не меняются, а их изменение происходит на малую величину от импульса к импульсу.

Если учитывать случайный характер изменения параметров и периодический характер взаимодействия резцов с залежью, то действующие проекции сил на осях Y, Z могут быть записаны в виде

$$\begin{cases} P_y(t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=-\infty}^{\infty} Q_{ym}(t-t_{mn}; P_{ymn}); \\ P_z(t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=-\infty}^{\infty} Q_{zm}(t-t_{mn}; P_{zmn}), \end{cases} \quad (1)$$

где M – количество плоскостей резания; $Q_{ym}(t), Q_{zm}(t)$ – проекции сил на ортогональные оси Y и Z на резце в m -й плоскости резания; t_{mn} – момент возникновения n -го импульса в m -й плоскости резания (относительно начала отсчета); P_{ymn}, P_{zmn} – параметры импульсов для соответствующих проекций результирующей силы.

Формы импульсов, которые описываются функциями $Q_{ym}(t)$ и $Q_{zm}(t)$, зависят от кинематических и энергетических характеристик взаимодействия фрезы с залежью [1, 3]. Вероятностные характеристики параметров могут быть получены через вероятностные характеристики свойств торфа (предельное напряжение сдвига и плотность), глубины фрезерования и режимов работы агрегата [3, 14].

Глубина фрезерования (наравне с кинематическими характеристиками рабочего органа) определяет угол контакта ножа с залежью. При этом следует учитывать влияние профиля поверхности карты и конструкцию подвески фрезы, а также воздействие сил, связанных с неуравновешенностью рабочего органа и сил резания. Все это вместе с изменениями скорости вращения фрезы формирует случайный характер как параметров, так и длительности импульсов и их периода повторности.

Проекция $Q_{ym}(t)$ и $Q_{zm}(t)$ могут быть получены на основе касательной силы сопротивления F_{cm} и радиальной $F_{nm}(t)$ составляющих силы резания:

$$\begin{cases} Q_{ym}(t) = \xi F_{cm}(t) \cos[\xi(\omega_\phi t - \varphi_0)] + F_{nm}(t) \sin[\xi(\omega_\phi t - \varphi_0)]; \\ Q_{zm}(t) = -\xi F_{cm}(t) \sin[\xi(\omega_\phi t - \varphi_0)] + F_{nm}(t) \cos[\xi(\omega_\phi t - \varphi_0)], \end{cases}$$

где $\xi = 1$, $\varphi_0 = \varphi_2$ для встречного фрезерования, $\xi = -1$, $\varphi_0 = \varphi_1$ для попутного; $\varphi_2 \approx \arcsin(c/2/R_\phi)$ – угол выхода резца из контакта с залежью [1] при попутном фрезеровании (входа для встречного); $\varphi_1 = \arccos[(R_\phi - H_\phi)/R_\phi]$ – угол входа в

контакт [1] при попутном фрезеровании (выхода для встречного); R_Φ – радиус фрезы; H_Φ – глубина фрезерования; c – подача на нож [1]; ω_Φ – угловая скорость фрезы.

Силы сопротивления $F_{\zeta m}$ и $F_{nm}(t)$ могут быть представлены в виде:

$$F_{nm}(t) = \chi F_{\zeta m}(t); \quad F_{\zeta m}(t) = \frac{k_m M_{0x}(t)}{R_\Phi},$$

где χ – соотношение между тангенциальной и нормальной силами [1]; k_m – коэффициент, определяемый типом режущего элемента и его шириной, а также характером взаимодействия резца с торфом (блокированное резание, полублокированное и т.д.) в m -й плоскости резания; $M_{0x}(t)$ – момент сопротивления (без учета k_m) на ноже в пределах угла контакта с торфяной залежью.

Таким образом, для проекций сил на осях Y и Z , действующих на одиночном резце, получим:

$$\begin{cases} Q_{ym}(t) = \frac{k_m M_{0x}(t)}{R_\Phi} (\xi \cos[\xi(\omega_\Phi t - \varphi_0)] + \chi \sin[\xi(\omega_\Phi t - \varphi_0)]); \\ Q_{zm}(t) = \frac{k_m M_{0x}(t)}{R_\Phi} (\chi \cos[\xi(\omega_\Phi t - \varphi_0)] - \xi \sin[\xi(\omega_\Phi t - \varphi_0)]). \end{cases}$$

В источниках [3, 14] предложены теоретические подходы (проверенные экспериментально) к разработке аналитических методов расчета вероятностных характеристик крутящего момента сопротивления на фрезе. Используя их, из уравнения (1) можно получить выражения спектральных плотностей проекций сил на соответствующие ортогональные оси:

$$S_{Py}(\omega) = \frac{2}{T} \left[\frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_1} \sum_{m=1}^M G_{1yqm}(\omega) D_q - \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \sum_{m=1}^M G_{2yqm}(\omega) D_q + G_{3y}(\omega) + \sum_{r=1}^R \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left(F_{3yml}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \left[\frac{\partial^2 F_{3yml}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_{m_q} D_q \right) \exp \left[-j \frac{2\pi r}{\varphi_T} (\varphi_m - \varphi_l) \right] \frac{\omega \varphi_T}{2\pi r^2} W \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) \right]; \quad (2)$$

$$S_{Pz}(\omega) = \frac{2}{T} \left[\frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_1} \sum_{m=1}^M G_{1zqm}(\omega) D_q - \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \sum_{m=1}^M G_{2zqm}(\omega) D_q + G_{3z}(\omega) + \sum_{r=1}^R \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left(F_{3zml}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^{Q_2} \left[\frac{\partial^2 F_{3zml}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_{m_q} D_q \right) \exp \left[-j \frac{2\pi r}{\varphi_T} (\varphi_m - \varphi_l) \right] \frac{\omega \varphi_T}{2\pi r^2} W \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) \right], \quad (3)$$

где T – средний период повторности импульсов на одиночной плоскости резания; Q_1, Q_2 – число параметров для $G_{1yqm}(\omega)$ и $G_{2yqm}(\omega)$ соответственно; m_q, D_q – математические ожидания и дисперсии параметров; $q < s$ – суммирование всех попарных сочетаний слагаемых; φ_m – угол между началом отсчета и ножами в m -й плоскости резания; φ_T – угол между соседними ножами в плоскости резания.

В выражениях (2), (3) обозначены:

$$G_{1yqm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{1ym}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi; \quad G_{1zqm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{1zm}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi;$$

$$G_{2yqm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{2ym}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi; \quad G_{2zqm}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 F_{2zm}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi;$$

$$G_{3y}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi_y(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi; \quad G_{3z}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi_z(\omega; \omega_\Phi) W(\omega_\Phi) d\omega_\Phi,$$

где $W(\omega_\Phi)$ – плотность распределения угловой скорости вращения фрезы;

$$F_{1ym}(\omega; \omega_\Phi; P) = |S_{Qym}(j\omega; \omega_\Phi; P_q)|^2; \quad F_{1zm}(\omega; \omega_\Phi; P) = |S_{Qzm}(j\omega; \omega_\Phi; P_q)|^2;$$

$$F_{2ym}(\omega; \omega_\Phi; P) = S_{Qym}(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmn}) S_{Qym}^*(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmi});$$

$$F_{2zm}(\omega; \omega_\Phi; P) = S_{Qzm}(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmn}) S_{Qzm}^*(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmi});$$

$$F_{3yml}(\omega; \omega_\Phi; P) = S_{Qyml}(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmn}) S_{Qyl}^*(j\omega; \omega_\Phi; P_{gli});$$

$$F_{3zml}(\omega; \omega_\Phi; P) = S_{Qzml}(j\omega; \omega_\Phi; P_{qmn}) S_{Qzl}^*(j\omega; \omega_\Phi; P_{gli}).$$

Функции $\Psi_y(\omega; \omega_\Phi)$, $\Psi_z(\omega; \omega_\Phi)$ учитывают статистические связи между параметрами импульсов в направлении движения агрегата и перпендикулярно ему для соответствующих сил:

$$\Psi_y(\omega; \omega_\Phi) = \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{1ym}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m K_{qg} +$$

$$+ \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{3yml}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m K_{qgml} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] +$$

$$+ 2 \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{3yml}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m \sum_{p=1}^{\infty} K_{qgmlp} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\Phi} \varphi_T p \right);$$

$$\Psi_z(\omega; \omega_\Phi) = \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{1zm}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m K_{qg} +$$

$$+ \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{3zml}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m K_{qgml} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] +$$

$$+ 2 \sum_{q < g} \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \left[\frac{\partial^2 F_{3zml}(\omega; \omega_\Phi; P)}{\partial P_q \partial P_g} \right]_m \sum_{p=1}^{\infty} K_{qgmlp} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\Phi} (\varphi_m - \varphi_l) \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\Phi} \varphi_T p \right),$$

где K_{qg} , K_{qgml} , K_{qgmlp} – корреляционные и взаимно корреляционные моменты параметров.

Спектры сил $Q_{ym}(t; P)$, $Q_{zm}(t)$:

$$\begin{cases} S_{Q_{ym}}(j\omega; \omega_\Phi; P_q) = k_m r_{Q_y} \frac{1}{2} \left[\exp[-j(\xi\varphi_0 + \beta_{Q_y})] S_{0x}(\omega - \xi\omega_\Phi; P) + \exp[j(\xi\varphi_0 + \beta_{Q_y})] S_{0x}(\omega + \xi\omega_\Phi; P) \right]; \\ S_{Q_{zm}}(j\omega; \omega_\Phi; P_q) = k_m r_{Q_z} \frac{1}{2} \left[\exp[-j(\xi\varphi_0 + \beta_{Q_z})] S_{0x}(\omega - \xi\omega_\Phi; P) + \exp[j(\xi\varphi_0 + \beta_{Q_z})] S_{0x}(\omega + \xi\omega_\Phi; P) \right], \end{cases}$$

где

$$r_{Q_y} = r_{Q_z} = \sqrt{\left(\frac{\xi}{R_\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\chi}{R_\Phi}\right)^2} = \frac{1}{R_\Phi} \sqrt{\xi^2 + \chi^2}; \quad \beta_{Q_y} = \arctg \frac{\chi}{\xi}; \quad \beta_{Q_z} = \arctg \frac{-\xi}{\chi}.$$

Спектр $S_{0x}(j\omega; \omega_\Phi; P)$ момента $M_{0x}(t; P)$ без учета k_m можно представить как

$$S_{0x}(j\omega; \omega_\Phi; P) = \int_0^{\varphi_k/\omega_\Phi} M_{0x}(t; P) \exp(-j\omega t) dt,$$

где φ_k – угол контакта с залежью ножа в m -й плоскости резания.

Дисперсии проекций сил на осях Y и Z определяются с помощью выражений:

$$D_{P_y} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{P_y}(\omega) d\omega; \quad D_{P_z} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{P_z}(\omega) d\omega.$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим применение полученных выражений для расчета спектральных плотностей проекций результирующей силы резания на примере машины глубокого фрезерования МП-20.

К корпусу фрезы цилиндрической формы крепятся резцы с помощью специальных гнезд. Ширина захвата фрезы – 2,24 м, а ее диаметр – 1,2 м. В плоскости резания находится один нож. Общее число плоскостей резания – 18 [14]. Из них 16 с ножами Г-образной формы и 2 с сегментными, расположенными в крайних плоскостях [14]. Ширина сегментного ножа – 0,1 м, а Г-образного – 0,14 м [14]. Фреза взаимодействует с торфом снизу вверх (встречное фрезерование) [14].

Расчет производился при глубине фрезерования 0,35 м и скорости передвижения агрегата 0,144 м/с. Среднее предельное напряжение сдвига составляло 27 кПа, а средняя плотность торфа – 880 кг/м³ (коэффициенты вариации приняты 10 %). Плотность распределения угловой скорости рабочего органа определялась с помощью методики [3].

На рис. 2 представлены графики спектральных плотностей составляющих силы резания относительно осей Y и Z на фрезе МП-20 при взаимодействии с торфом. Получены следующие значения среднеквадратических значений сил: $\sigma_{P_y} = 0,316$ кН и $\sigma_{P_z} = 0,724$ кН.

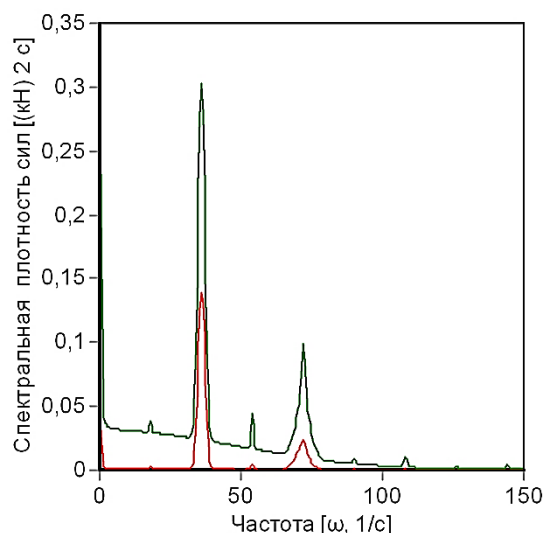


Рис. 2. Спектральные плотности составляющих силы резания

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Силы резания, возникающие при фрезеровании торфяной залежи, имеют высокую интенсивность и обладают резко переменным случайным характером. Они являются причиной ухудшения энергетических характеристик двигателя и возникновения динамических нагрузок большой величины в трансмиссии исполнительного органа и рамных конструкциях фрезерующего агрегата. Это, в свою очередь, вызывает снижение технико-экономических показателей агрегата и его надежности, а также качественных показателей получаемой продукции.

В статье получены аналитические зависимости для расчета спектральных плотностей составляющих результирующей силы резания на исполнительном органе фрезерующего агрегата. Выражения дают возможность, основываясь на методах и понятиях статистической динамики механических систем, осуществить динамический анализ трансмиссии и конструкции агрегата, произвести прочностной анализ, определить показатели надежности и рассчитать оптимальные параметры и режимы эксплуатации при проектировании новой техники и модернизации существующей. Приведенные результаты исследования могут быть полезны при проектировании новых и модернизации уже эксплуатируемых торфяных машин с целью повышения их надежности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самсонов Л.Н. Фрезерование торфяной залежи. М.: Недра. 1985. 211 с.
2. Копенкин В.Д., Копенкина Л.В., Самсонов Л.Н. Развитие фрезерующих машин в торфяном производстве (анализ, перспективы) // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2003. № 10. С. 204–207.
3. Самсонов Л.Н., Фомин К.В. Элементы статистической динамики торфяных фрезерующих агрегатов. Тверь: ТГТУ. 2005. 168 с.
4. Михайлов А.В., Родионов Е.А., Звонарев И.Е. Анализ условий вертикальной выемки торфяного сырья // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2019. № 1. С. 48–54.
5. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2009. 224 с.
6. Loren D. Lutes, Shahram S. Random vibrations: analysis of structural and mechanical systems. Elsevier. 2004. 650 p.

7. Svetlitsky V.A. Statistical dynamics and reliability theory for mechanical structures. Berlin/Heidelberg: Springer. 2003. 452 p.
8. Красников Ю.Д. Моделирование разрушения углей режущими инструментами. М.: Наука. 1981. 181 с.
9. Sun Y., Li X.S. Experimental Investigation of Pick Body Bending Failure // *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2018. V. 7. № 2. P. 184–188.
10. Research on the Strength of Roadheader Conical Picks Based on Finite Element Analysis / X. Li [et al.] // *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2015. № 9. P. 521–526.
11. Jianchun G. Characteristic analysis of random loads on shearer drum // *Mining and processing equipment*. 2014. V. 34. № 8. P. 45–48.
12. 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. V. 199. P. 111–114.
13. Яблонев А.Л., Крутов Ю.В. Применение средств современного цифрового тензометрирования при исследовании нагруженности элементов торфяных машин // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2016. № 8. С. 200–205.
14. Фомин К.В. Методика оценки спектральной плотности момента сопротивления на рабочем органе торфяного фрезерующего агрегата // *Записки Горного института*. 2020. Т. 241. С. 58–67.
15. Фомин К.В. Расчет взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления на рабочих органах торфяного фрезерующего агрегата // *Записки Горного института*. 2021. Т. 251. С. 746–756.
16. Фомин К.В. Моделирование нагрузок на рабочем органе торфяного фрезерующего агрегата с учетом погрешности расстановки режущих элементов // *Горные науки и технологии*. 2022. Т. 7. № 2. С. 161–169.

Для цитирования: Фомин К.В. Расчет спектральных плотностей составляющих силы сопротивления на фрезе при взаимодействии с торфом // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2023. № 4 (20). С. 45–52.

CALCULATION OF SPECTRAL DENSITIES OF FORCE COMPONENTS RESISTANCE ON THE CUTTER WHEN INTERACTING WITH PEAT

K.V. FOMIN, Dr. Sc.

Tver State Technical University
22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver, Russian Federation, e-mail: fomin_tver@mail.ru

The article deals with the issues of modeling the projections of forces on the cutter, arising during the technological operation and determining their spectral densities at the design stage, taking into account the design features of the cutter, speed parameters of the machine and random operating conditions. The materials of the article can be used in the design of new and modernisation of already operating peat machines.

Keywords: peat milling unit, milling cutter, cutting element, components of resistance forces, spectral density.

Поступила в редакцию/received: 10.08.2023; после рецензирования/revised: 30.08.2023;
принята/accepted: 07.09.2023

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 4 (20), 2023*