УДК 622.23.05

ВЕРОЯТНОСТНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ И ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДИСКОВОГО РАСПИЛОВОЧНОГО СТАНКА

А.А. ПЕЦЫК, аспирант, М.В. СЕКРЕТОВ, канд. техн. наук

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», 119049, Москва, Ленинский проспект, д. 4, e-mail: alextir97@gmail.com

© Пецык А.А., Секретов М.В., 2021

В работе рассмотрены вопросы надежности камнераспиловочных станков на примере алмазного дискового станка. С помощью проведенных вероятностных прочностных расчетов были найдены основные оптимальные геометрические параметры зубчато-реечной передачи дискового станка: модуль, диаметр, ширина. Установлено, что возникающие рабочие напряжения очень чувствительны к изменению перечисленных параметров. На основе полученных расчетных данных были построены графики зависимостей, показывающие значимость и необходимость применения вероятностных расчетов с целью определения степени влияния параметров зубчато-реечной передачи дискового станка на изгибную усталость.

Ключевые слова: камнераспиловочный станок, вероятностное распределение, случайная величина, зубчато-реечная передача.

DOI: 10.46573/2658-5030-2021-1-48-55

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатация дисковых станков сопряжена с крайне сложными условиями. Несмотря на то что при эксплуатации механической трансмиссии используется жесткое закрепление, значительная часть нагрузки, в связи с неоднородностью материала, приходится на трансмиссию. Одним из наиболее часто отказывающих и находящихся под наибольшими нагрузками узлом является привод горизонтальной подачи.

Привод горизонтальной подачи включает в себя зубчато-реечный механизм. Для выяснения причин отказов привода следует провести соответствующие расчеты на прочность и выносливость зубчато-реечного механизма [1]. Для того чтобы повысить надежность и эффективность эксплуатации, необходимо путем анализа определить оптимальные геометрические и соответствующие условиям высокоабразивной среды эксплуатации прочностные параметры камнераспиловочного станка Giga 3500.

Отказы зубчатых передач в приводе горизонтальной подачи дискового станка происходят из-за повышенных нагрузок, оказываемых действующим напряжением. Поэтому проводится проверочный расчет зубчато-реечной передачи дискового станка на контактную выносливость активных поверхностей, на изгибную выносливость, на контактную прочность при действии максимальной нагрузки и на изгибную прочность при действии максимальной нагрузки.

В связи с возможным нарушением технологического процесса изготовления деталей, недостаточно высоким качеством сборки и случайным характером действия максимальных нагрузок в элементе, в процессе эксплуатации дискового станка рабочее напряжение превышает допускаемое [2]. Поэтому значения нагрузки и прочности можно рассматривать как случайные величины с точки зрения теории вероятности и математической статистики.

Цель работы – обеспечить повышение эффективности эксплуатации и безотказную работу дисковых камнераспиловочных станков с помощью расчета

оптимальных прочностных и геометрических параметров горизонтальной подачи дискового станка Giga 3500.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Необходимые расчеты были проведены на основе информационных данных работы [3]. В исследовании использовались технические характеристики и параметры камнераспиловочных однодисковых станков с большим диаметром исполнительного органа, а именно – алмазных однодисковых станков Giga 3500. При проведении расчетов в качестве нагрузки выбиралось расчетное действующее напряжение, в качестве прочности – допускаемое. Для выполнения условия безотказной работы зубчато-реечной передачи необходимо, чтобы величины показателей нагрузки и прочности элемента имели значительные отклонения (среднее квадратическое отклонение), но нагрузка и прочность элемента незначительно отличались друг от друга.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для проведения расчетов случайных величин R (прочности элемента), Q (нагрузки на элементе при прочностных расчетах, наибольшей нагрузки) и g (вероятности случайной величины) нужно знать закон распределения Q и R. Наиболее часто нагрузка и прочность подчиняются нормальным законам распределения [4]. Плотность распределения случайной величины (СВ) нагрузки и прочности при нормальном законе рассчитываются по формулам

$$\varsigma(Q) = \frac{1}{\sigma_Q\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{\left(Q-m_Q\right)^2}{2\sigma_Q^2}},$$

$$\varsigma(\sigma_{FP}) = \frac{1}{\sigma_{\sigma_{FP}}\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\sigma_{FP}-m_{\sigma_{FP}})^2}{2\sigma_{\sigma_{FP}}^2}},$$

где σ_Q – расчетное напряжение изгиба; $\sigma_{\sigma_{FP}}$ – допускаемое напряжение изгиба; $m_{\sigma_{FP}}$ – математическое ожидание.

Композиция нормальных законов также будет нормальным законом с плотностью вероятности

$$\xi(g) = \frac{1}{\sigma_g\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(g-m_g)^2}{2\sigma_g^2}}.$$

Поскольку закон распределения нагрузки Q не зависит от закона распределения прочности R, то $m_g = m_R - m_Q$ и $\sigma^2 = \sigma_R^2 + \sigma_Q^2$, где m_R, m_Q – математическое ожидание случайных величин соответственно прочности R и нагрузки Q; σ_R и σ_Q – среднее квадратическое отклонение прочности R и нагрузки Q:

$$\xi(g) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_Q^2}} \cdot e^{-\frac{\left[g-(m_R-m_Q)\right]^2}{2(\sigma_R^2+\sigma_Q^2)}}.$$

Вероятность безотказной работы элемента при условии $R > Q$

$$P(R > \xi(g) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\cdot\sqrt{\sigma^2_{\sigma_{FP}}+\sigma^2_{\sigma_F}}}\cdot e^{-\frac{\left[g-(m_{\sigma_{FP}}-m_{\sigma_F})\right]^2}{2(\sigma^2_{\sigma_{FP}}+\sigma^2_{\sigma_F})}}.$$

Расчетное напряжение изгиба, МПа, для переходной поверхности зуба

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m},$$

где w_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм; Y_F, Y_ε, Y_β, – коэффициенты, учитывающие форму зуба, перекрытие и наклон зуба соответственно; m – модуль зацепления, мм. Для w_{Ft} и σ_F определим максимальные и минимальные значения, Н/мм:

$$w\frac{2000\cdot503\cdot1{,}0\cdot1{,}55\cdot1{,}008}{60\cdot120}_{Ftmin},$$

$$\sigma\frac{218}{6}_{Fmin} \text{ МПа},$$

$$w\frac{2000\cdot935\cdot1{,}0\cdot2{,}15\cdot1{,}008}{60\cdot120}_{Ftmax} \text{ Н/мм},$$

$$\sigma\frac{563}{6}_{Fmax} \text{ МПа}.$$

Таким образом, $m_{\sigma_F} = 257$ МПа (математическое ожидание), $\sigma_{\sigma_F} \approx$ 39,4 МПа (среднее квадратическое отклонение) и $\Delta\sigma_F$ = 118 МПа (предельное отклонение).

Для определения допустимых напряжений (изгибных), МПа, используем формулу

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma^0_{F\,lim\,b}}{S_F} Y_S Y_R K_{xF} K_{Fg} K_{Fd} K_{FC} K_{FL},$$

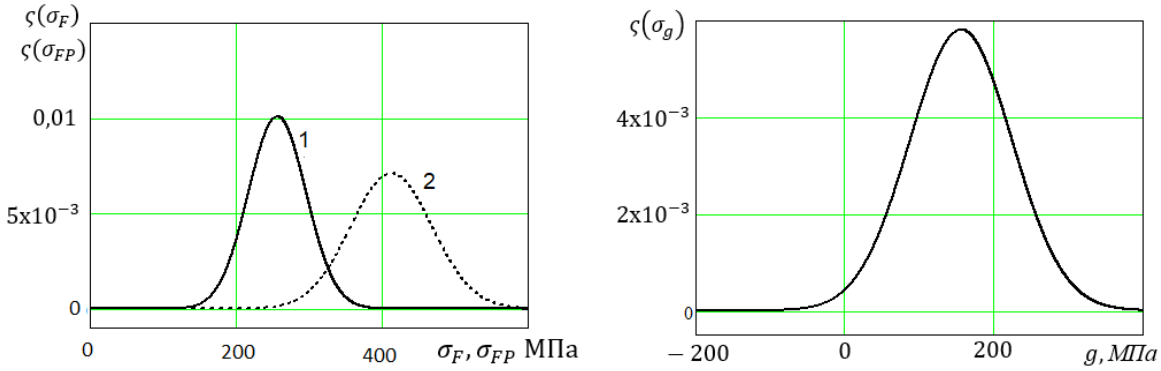
где K_{Fg}, K_{FC}, K_{Fd} – коэффициенты, учитывающие соответственно шлифовку переходных поверхностей, влияние упрочнения (деформационного) и влияние приложения нагрузки с двух сторон; K_{FL} – коэффициент долговечности; $\sigma^0_{F\,lim\,b}$ – показатель степени предельной выносливости при изгибе, выражается МПа и соответствует количеству циклов переходов напряжений.

Значительно могут изменяться следующие значения: $\sigma^0_{F\,lim\,b}$ – на величину ±10 %, т.е. $\sigma^0_{F\,lim\,b} \approx$ 855…1 045 МПа; K_{Fg}= 0,60…0,75; K_{Fd} = 1,0…1,1; S_F = 1,55…1,95; Y_S = 0,93…0,95; Y_R = 1,0…1,1. Минимальные и максимальные значения σ_{FP}, МПа, будут равны

$$\sigma\frac{855}{1{,}95}_{FPmin},$$

$$\sigma\frac{1045}{1{,}55}_{FPmax};$$

$m_{\sigma_{FP}} = 413$ МПа, $\Delta\sigma_{FP}$= 168 МПа, $\sigma_{\sigma_{FP}} \approx$ 56 МПа. График плотности распределения СВ $g = \sigma_{FP} - \sigma_F$ представлен на рис. 1.



(а) (б)

Рис. 1. Плотности распределения СВ при расчете зубчато-реечной передачи на изгибную усталость: σ_F – кривая 1; σ_{FP} – кривая 2 (а); $g = \sigma_{FP} - \sigma_F$ (б)

Показатель P ($\sigma_{FP} > \sigma_F$) = 98,8 % определяет вероятность безотказной работы с учетом изгибной усталости зубьев данного узла. Получается, что в партии деталей, состоящей из 1 тыс. шт., 12 зубчатых передач не смогут обеспечить безотказную работу на время всего срока эксплуатации данного узла.

Расчеты на контактную и изгибную прочность очень важны при проектировании или ремонте зубьев зубчато-реечной передачи [5]. Для нашего расчета самым актуальным является вероятностный расчет зубьев на изгибную прочность зубчато-реечной передачи. Проверочный расчет осуществляется по формуле

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{1FM}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPM},$$

где σ_F, T_{1F}, σ_{FM}, T_{1FM}, σ_{FPM} – расчетные напряжения и нагрузки. Нагрузка при расчете изгибной прочности, максимальная из всех нагрузок, которые действуют за срок службы детали (узла). Исходя из расчета на изгибную выносливость

$$\sigma \frac{1725}{935}{}_{FMmin},$$

$$\sigma \frac{1725}{503}{}_{FMmax},$$

при этом математическое ожидание $m_{\sigma_{FM}} = 770{,}5$ МПа, предельное отклонение $\Delta\sigma_{FM}$ = = 515 МПа, $\sigma_{\sigma_{FM}} \approx 172$ МПа.

Допускаемые изгибные напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_{FPM} = \frac{\sigma_{F\,lim\,M} K_{FMg} K_{FMd}}{S'_{FM}} Y_S Y_{RM} K_{xF},$$

где K_{FMd}, S'_{FM}, Y_S, K_{FMg} – коэффициенты, которые учитывают соответственно влияние упрочнения деформацией на переходной поверхности, безопасности, переходные процессы напряжений, чувствительность материала к концентраторам напряжений,

влияние шлифовки переходных поверхностей зуба; $\sigma_{F\,lim\,M}$ – предельное напряжение, которое не вызывает остаточные деформации или хрупкий излом зубьев.

В данном расчете возможно значительное изменение показателя предельного напряжения на величину ±10%. Следовательно, $\sigma_{F\,lim\,M} \approx 2\,385 \ldots 2\,915$ МПа; $S'_{FM} = 1{,}75 \ldots 2{,}20$; $Y_S = 0{,}93 \ldots 0{,}95$; $K_{FMg} = 1{,}0 \ldots 1{,}1$; $K_{FMd} = 0{,}95 \ldots 1{,}00$.

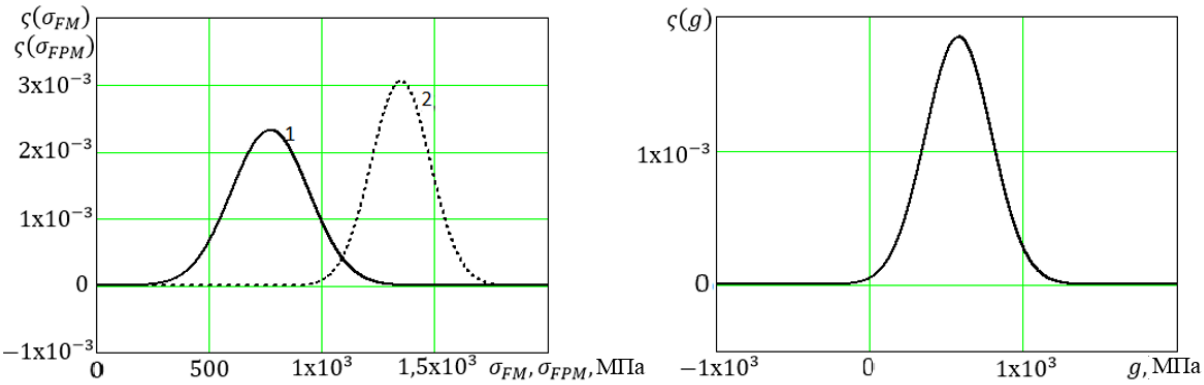
Максимальные и минимальные значения σ_{FPM}, МПа, рассчитываются по формулам

$$\sigma_{FPMmin} \frac{2385 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}95}{2{,}2},$$

$$\sigma_{FPmax} \frac{2915 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}0}{1{,}75},$$

при этом $m_{\sigma_{FP}} = 1\,349$ МПа, $\Delta\sigma_{FP}$= 391,4 МПа, среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\sigma_{HP}} \approx 130{,}5$ МПа.

Графики плотности распределения СВ σ_{FM} и σ_{FPM}, а также СВ $g = \sigma_{FPM} - \sigma_{FM}$ представлены на рис. 2.

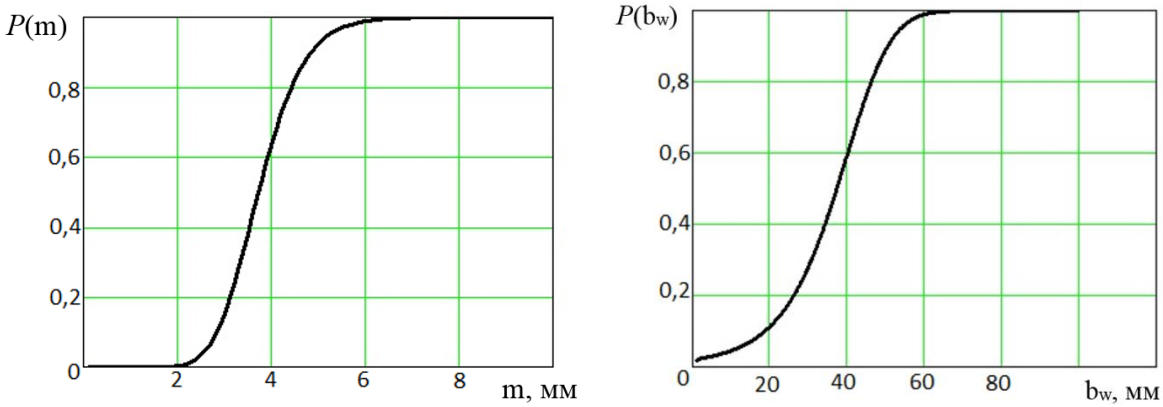


(а) (б)

Рис. 2. Плотности распределения СВ при расчете зубчато-реечной передачи на изгибную прочность: σ_{FM} (кривая 1) и σ_{FPM} (кривая 2) при выпуклой траектории движения пильной рамы для прямых зубьев (а); $g = \sigma_{FPM} - \sigma_{FM}$ (б)

Согласно критерию максимальных изгибных напряжений, из партии в 1 тыс. шт. в приводе горизонтальной подачи дискового станка Giga 3500 у 4 зубчатых колес будет наблюдаться отказ от действия максимальных нагрузок, т.е. вероятность безотказной работы зубчато-реечной передачи P (σ_{FPM}>σ_{FM}) по данному критерию составит 99,6 %.

Чтобы определить зависимость вероятности $P(m)$ безотказной работы при изгибной усталости от модуля по критерию усталости зубчато-реечной передачи горизонтальной подачи дискового станка Giga 3500, необходимо применить значение модуля зубьев m в качестве переменной в формуле расчета напряжений изгиба на переходной поверхности зуба передачи с прямым профилем [6]. У станка Giga 3500 применяются зубья m = 6 мм (рис. 3а). Чтобы узнать зависимость вероятности работы при изгибной усталости $P(b_w)$ от модуля, необходимо ширину зубчатой передачи b_w принять за переменную величину. У станка Giga 3500 ширина зубчатой передачи составляет 60 мм (рис. 3б).

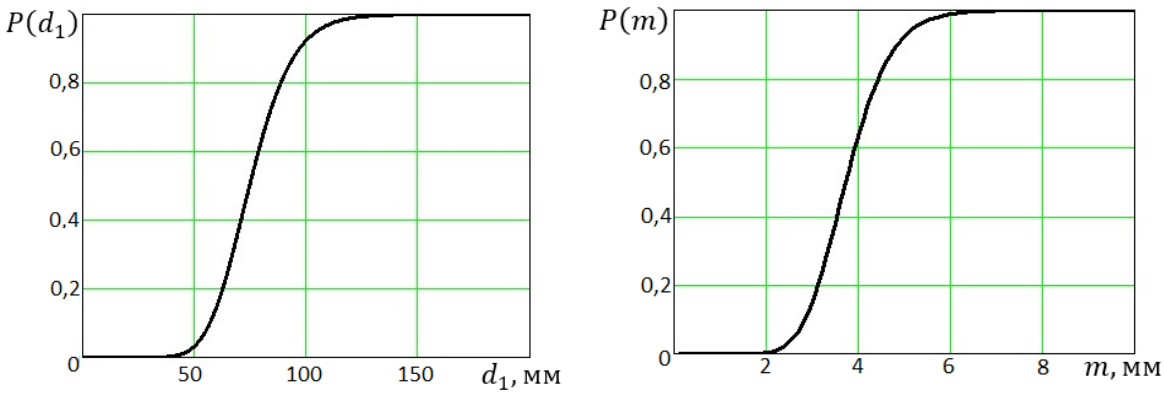


(а) (б)

Рис. 3. График зависимости вероятности безотказной работы на изгибную усталость зубьев зубчато-реечной передачи станка Giga 3500: от модуля *P(m)* (а) и от ширины зубчатой передачи *P*(*bw*) (б)

Если в качестве переменной величины взять начальный диаметр шестерни d_1, то можно определить зависимость вероятности безотказной работы при изгибной усталости от модуля $P(d_1)$ [5]. У станка Giga 3500 применяются зубья с d_1 = 120 мм (рис. 4а).

Чтобы определить зависимость вероятности безотказной работы *P*(m) от модуля при максимальной нагрузке дискового станка Giga 3500 по критерию прочности, необходимо в формуле расчета напряжений изгиба на переходной поверхности зуба передачи с прямым профилем применить в качестве переменной величины модуль зубьев *m* = 6 мм. График данной зависимости представлен на рис. 4б.



(а) (б)

Рис. 4. График зависимости вероятности безотказной работы на изгибную усталость зубьев зубчато-реечной передачи станка Giga 3500: от начального диаметра шестерни $P(d_1)$ (а) и от модуля $P(m)$ (б)

Согласно проведенным расчетам прочности зубчато-реечной передачи, можно сделать вывод о надежном функционировании рабочих звеньев привода горизонтальной подачи, однако данные расчеты не отражают в полной мере причину частых отказов зубчато-реечной передачи. Поэтому для того чтобы сформировать более целостное представление о причинах частых поломок, следует проводить вероятностно-прочностные расчеты деталей [8].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Фактором, снижающим надежность однодисковых станков Giga 3500, является высокоабразивная агрессивная среда, характеризующаяся наличием большого количества используемой воды и продуктов распила. Из-за больших нагрузок в элементах передаточных звеньев возникают сильные напряжения, приводящие к частым отказам деталей и узлов [9]. Прочностные расчеты зубьев зубчато-реечной передачи привода горизонтальной подачи алмазного диска (по критерию усталости и максимальной нагрузки) показали, что поломки могут происходить вследствие возникновения больших изгибных напряжений. Разработанные вероятностные расчеты позволяют определить оптимальные для безотказной работы деталей и узлов прочностные и геометрические параметры зубчато-реечных передач однодискового камнераспиловочного станка с большим диаметром исполнительного органа в условиях высокоабразивной среды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гетопанов В.Н., Жура В.П., Секретов М.В. Определение безотказности элементов горных машин при произвольных законах распределения их прочности и действующей нагрузки // Горная техника на пороге XXI века. М.: МГГУ, 1996, С. 289–295.
2. Секретов М.В. Способ ударного распиливания горных пород // *Горный информационно-аналитический бюллетень.* 2018. Вып. 9. С. 81–89.
3. Секретов М.В., Губанов С.Г. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка // *Горный информационно-аналитический бюллетень.* 2019. Вып. 1. С. 154–161.
4. Gerike B.L., Klishin V.I., Gerike P.B. A new index of rock-breaking tool efficiency // *Journal of Mining Science*. 2016. V. 52. № 3. P. 481–486.
5. Першин Г.Д., Караулов Н.Г., Уляков М.С. Современные технологические схемы добычи блочного высокопрочного камня // *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*. 2015. Вып. 3. С. 5–11.
6. Синельников О.Б. Добыча природного облицовочного камня. М.: РАСХН, 2005. 245 с.
7. Сычев Ю.И., Берлин Ю.Я., Шалаев И.Я. Оборудование для распиловки камня. Л.: Стройиздат, 1983. 288 с.
8. Gabov V.V., Zadkov D.A. Mathematical model of simple spalling formation during coal cutting with extracting machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. V. 1015. № 5. P. 052007.
9. Смирнов А.Г., Бакка Н.Т., Биржишкис И.С., Кузьменко А.Х., Сачков Л.С., Грачев В.Д., Дягтеренко Н.В., Зубко В.Ф. Добыча и обработка природного камня. М.: Недра, 1990. 445 с.

Для цитирования: Пецык А.А., Секретов М.В. Вероятностное распределение нагрузки и прочности деталей дискового распиловочного станка // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2021. № 1 (9). С. 48–55.

PROBABLE DISTRIBUTION OF LOAD AND STRENGTH OF PARTS FOR DISC SAWING MACHINE

A.A. PETSYK, Postgraduate, M.V. SECRETOV, Cand. Sc.

National research technological university "MISIS", 4, Leninsky Prospekt, 119049, Moscow, Russian Federation, e-mail: alextir97@gmail.com

The paper considers the issues of reliability of stone sawing machines using the example of a diamond disk machine. With the help of the probabilistic strength calculations carried out in the work, the main optimal geometric parameters of the gear-rack drive of the disk machine were found: modulus, diameter, width - and it was determined that the resulting operating stresses are very sensitive to changes in the listed geometric parameters. On the basis of the calculated data, graphs of dependencies were built, showing the significance and necessity of using probabilistic calculations, in order to determine the degree of influence of the parameters of the rack and pinion transmission of the disk machine on bending fatigue.

Keywords: stone sawing machine, probability distribution, random variables, rack and pinion transmission.

REFERENCES

1. Getopanov V.N., Zhura V.P., Secrets M.V. Determination of the reliability of the elements of mining machines under arbitrary laws of distribution of their strength and operating load. *Mining Engineering on the Threshold of the XXI Century*. Moscow: MGGU. 1996, pp. 289–295. (In Russian).

2. Secretov M.V. Method of impact sawing of rocks. *Mining information and analytical bulletin*. 2018. Is. 9, pp. 81–89. (In Russian).

3. Secretov M.V., Gubanov S.G. Experimental study of loads in the vertical feed drive of the saw frame of a strip machine. *Mining information and analytical bulletin*. 2019. Is. 1, pp. 154–161. (In Russian).

4. Gerike B.L., Klishin V.I., Gerike P.B. A new index of rock-breaking tool efficiency. *Journal of Mining Science*, 2016, V. 52, No. 3, pp. 481–486.

5. Pershin G.D., Karaulov N.G., Ulyakov M.S. Modern technological schemes for the extraction of high-strength block stone. *Bulletin of the Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov.* 2015. Is. 3, pp. 5–11. (In Russian).

6. Sinelnikov O.B. Dobycha prirodnogo oblitsovochnogo kamnya [Extraction of natural facing stone]. Moscow: RASKHN, 2005. 245 p.

7. Sychev Yu.I., Berlin Yu.Ya., Shalaev I.Ya. Oborudovaniye dlya raspilovki kamnya [Equipment for cutting stone]. Leningrad: Stroyizdat, 1983. 288 p.

8. Gabov V.V., Zadkov D.A. Mathematical model of simple spalling formation during coal cutting with extracting machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, V. 1015, Is. 5, pp. 052007.

9. Smirnov A.G., Bakka N.T., Birzhishkis I.S., Kuzmenko A.Kh., Sachkov L.S., Grachev V.D., Dyagterenko N.V., Zubko V.F. Dobycha i obrabotka prirodnogo kamnya [Extraction and processing of natural stone]. Moscow: Nedra, 1990. 445 p.

Поступила в редакцию/received: 14.10.2020; после рецензирования/revised: 23.12.2020; принята/accepted 28.12.2020