

## АНАЛИЗ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ПИЛЫ С ПОПЕРЕМЕННЫМ В ОБОЕ СТОРОНЫ ДВИЖЕНИЕМ ГИБКОГО РЕЖУЩЕГО ОРГАНА

А.Д. Бардовский<sup>1</sup>, А.А. Герасимова<sup>1</sup>

<sup>1</sup> НИТУ «МИСиС», Москва, Россия, e-mail: bardowski@yandex.ru

**Аннотация:** Проведен анализ оборудования с гибкими режущими органами, используемыми при добыче и переработке полезных ископаемых, как в отечественной промышленности, так и зарубежной. Исследования дают основание для вывода о перспективности использования канатных пил с приводом, обеспечивающим возвратно-поступательное движение режущего органа. Показаны результаты анализа изменения натяжения в приводных канатах пилы типа ПП (привод пилы), совершающих попеременное в обе стороны движение гибкого режущего органа. Описана кинематика движения приводных канатов и представлена схема силового взаимодействия резца с массивом. Установлены значения нарастания усилий в приводном канате в начальный период работы для привода пилы типа ПП и для привода пилы с синхронным перемещением приводных канатов и выявлено их соотношение. Определено, что в начальный период работы привода пилы типа ПП наибольшая толщина стружки достигается не в конце хода режущего органа, а в его середине, что приводит к скачкообразному увеличению натяжения тяговых ветвей каната и, как следствие, их порывов. Максимальная несогласованность движения приводных канатов пилы типа ПП, являющаяся признаком дефекта кинематики привода, составляет примерно 1,4% от рабочего хода режущего органа. В результате получено аналитическое выражение максимального натяжения приводного каната, учитывающее дефект кинематики привода. В заключении статьи даны рекомендации авторов по устранению дефекта кинематики привода пилы, типа ПП путем введения в его кинематическую схему дополнительного корректирующего устройства.

**Ключевые слова:** привод пилы, приводные канаты, несинхронность перемещения приводных канатов, усилие натяжения в канате, режущий орган, толщина стружки, горный массив, скорость.

**Для цитирования:** Бардовский А. Д., Герасимова А. А. Анализ приводного механизма пилы с попеременным в обе стороны движением гибкого режущего органа // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 7. – С. 132–139. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-07-0-132-139.

### Analysis of drive mechanism of side-to-side moving flexible blade

A.D. Bardovsky<sup>1</sup>, A.A. Gerasimova<sup>1</sup>

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISS», Moscow, Russia,  
e-mail: bardowski@yandex.ru

**Abstract:** The article analyses flexible blade equipment used in mineral mining and processing both in Russia and abroad. The research allows a conclusion on exploitability of cable saws with a drive to support back-and-forward movement of blade. The analysis data on change in driving rope tension of blade drives for alternating side-to-side movement of flexible cutting element (SSMBD) are

© А.Д. Бардовский, А.А. Герасимова. 2019.

presented. The kinematics of the driving ropes is described, and the force interaction between rock mass and tooth is shown. The values of the force buildup in driving rope in the early period of operations are found for SSMBD and for the drive of a saw with synchronous movement of driving ropes, and the ratio of these values is determined. It is found that in the initial period of operation of SSMBD, the depth of cut is maximum not at the end of the blade stroke but in its middle, which results in the jump in tension and, thus, in the break of pull sides of the driving rope. The maximum mismatch movement of SSMBD driving ropes, which is a defect symptom of the drive, makes approximately 1.4 % of the power stroke of the blade. The resultant analytical expression of the maximum driving rope tensions takes into account the blade kinematics defect. The article ends with recommendations on elimination of the SSMBD kinematics defect by introduction an adjuster in the kinematic chain of the drive.

**Key words:** blade drive, driving ropes, asynchronous movement of driving ropes, driving rope tension, cutting element, depth of cut, rock mass, velocity.

**For citation:** Bardovsky A. D., Gerasimova A. A. Analysis of drive mechanism of side-to-side moving flexible blade. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019;(7):132-139. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-07-0-132-139.

## Введение

В горнодобывающей промышленности канатные пилы применялись в наиболее трудных горно-геологических условиях, когда другие способы выемки невозможны или нерентабельны [1–5]. Анализ оборудования с гибкими режущими органами, используемыми при добыче и переработке полезных ископаемых, как в отечественной промышленности, так и зарубежной, дает основание для вывода о перспективности использования канатных пил с приводом, обеспечивающим возвратно-поступательное движение режущего органа.

Практикой эксплуатации выработаны общие технические требования к конструкции приводов угольных пил для типовых схем выемки полосами по востанию: привод должен сообщать пиле возвратно-поступательное движение резания и подачи ее на забой; подача пилы на забой должна обеспечиваться за счет постоянной навивки тяговых канатов на барабаны подающего механизма привода, неподвижно закрепленного в штреке; привод должен постоянно автоматически обеспечивать заданное положение пилы в забое [6, 7].

Наиболее удачной конструкцией среди таких приводов является привод типа

ПП, разработанный институтом КузНИУИ [3]. Он предназначен для сообщения гибкому режущему органу движения резания и движения подачи и не содержит каких-либо переключающих устройств, поступательно движущихся жестких звеньев; прост, надежен и удобен в эксплуатации. Преобразование вращательного движения вала электродвигателя в возвратно-поступательное движение пилы с ходом в один метр осуществляется с помощью рычажно-роликового реверсора, простого по конструкции, не препятствующего независимой работе канатных барабанов, и обеспечивающих, кинематически определенную подачу режущего органа на забой.

Приводной механизм пилы типа ПП, выполненной в виде гибкого каната с закрепленными на нем резцами и совершающей попеременное в обе стороны движение резания в горном массиве, включает рычаги 1, закрепленные со смещением на  $180^\circ$  на противоположных концах вала. На рычагах установлены ролики 2, а на раме привода размещены уравнильные ролики 3 (рис. 1). Круговое вращение рычагов с угловой скоростью  $\omega$  с рабочими роликами 2 и размещенными на них канатами трансформируется в попеременное в обе сто-

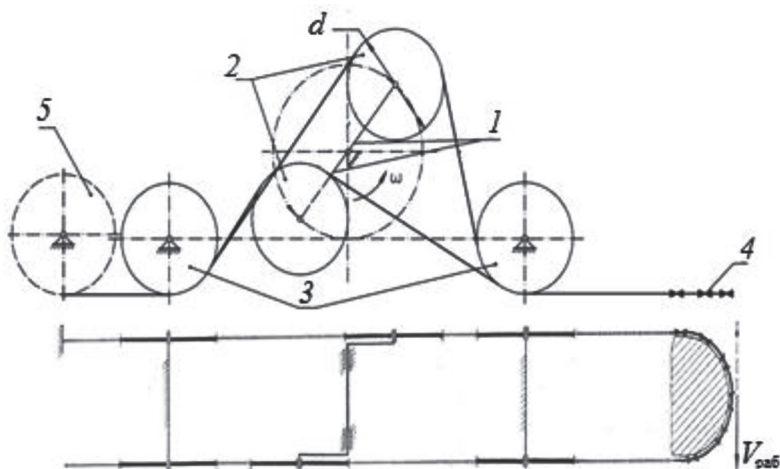


Рис. 1. Структурная схема привода пилы типа ПП: 1 — рычаг; 2 — ролики с диаметром  $d$ ; 3 — уравнительные ролики; 4 — пила; 5 — канатный барабан

Fig. 1. Function chart of SSMBD: 1—lever; 2—rollers with diameter  $d$ ; 3—compensating rollers; 4—saw; 5—rope drum

роны движение резания пилы 4. Совмещение такого рода движения гибкого режущего органа с канатными барабанами 5 позволяет осуществлять процесс резания с заданной скоростью подачи. Главным требованием к процессу работы такого привода является обеспечение синхронного перемещения приводных канатов.

Для движений каждого из двух приводных канатов — это требование записывается:

$$S_{\varphi} = S_{\max} - S_{(\varphi+\pi)} \quad (1)$$

Применительно к скоростям движения каждого из канатов:

$$V_{\varphi} = -V_{(\varphi+\pi)} \quad (2)$$

В работе [4] определены формулы скоростей движения параллельных приводных канатов для приводного механизма пилы типа ПП:

$$\begin{aligned} V_{\text{раб}} &= \omega \cdot l_{\max} (0,495 \sin \omega t + 0,07 \sin 2\omega t - 0,028 \sin 3\omega t), \\ V_{\text{хол}} &= \omega \cdot l_{\max} (0,495 \sin \omega t - 0,07 \sin 2\omega t - 0,028 \sin 3\omega t). \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь  $V_{\text{раб}}$  и  $V_{\text{хол}}$  — соответственно скорости рабочей и холостой ветвей приводных канатов,  $\omega$  — угловая скорость рычагов с роликами,  $l_{\max}$  — максимальная длина ветви приводного каната.

При этом установлено, что наибольшая несогласованность перемещения приводных канатов примерно равна 1,4% от рабочего хода пилы.

### Методы исследования

В действительности при эксплуатации пил типа ПП выявлено, что в начальный период работы наблюдались значительные скачки усилия в рабочем (ведущем) канате, что можно объяснить появлением неучтенного дополнительного врезания пилы в массив.

Определим влияние несогласованности перемещения параллельных канатов в приводном механизме пилы типа ПП на формирование натяжения ведущего каната.

Расчет натяжения гибкого рабочего органа, выполненного из отдельных режущих элементов, соединенных между собой цепью, представляет собой поочередный рас-

чет усилий на каждом режущем элементе. При этом соединительные отрезки цепи соприкасаются с забоем в промежутках между этими элементами, поэтому разрушение породы от их действия невелико. Считаем, что разрушение породы происходит от действия только режущих элементов.

В работах [8–11] представлен вывод формулы для определения максимального натяжения ведущего каната в предположении синхронного движения двух канатов. Результаты расчета хорошо согласовывались с экспериментальными данными, полученными при установившемся режиме резания. Однако начало работы пилы сопровождается значитель-

ным превышением усилий, определенных экспериментально, над расчетными значениями [12–16]. Это, можно объяснить наличием дополнительного движения подачи, которое появляется в результате указанного дефекта кинематики.

На рис. 2 представлена схема действующих на фрезу усилий [11].

Составим расчетные уравнения равновесия сил. Исследования, проведенные для пил, снабженных гибким исполнительным режущим инструментом, доказывают незначительную долю влияния динамических усилий и весовых характеристик инструмента на изменения натяжения канатов, следовательно, эти величины в расчетах, как правило, не учитывают.

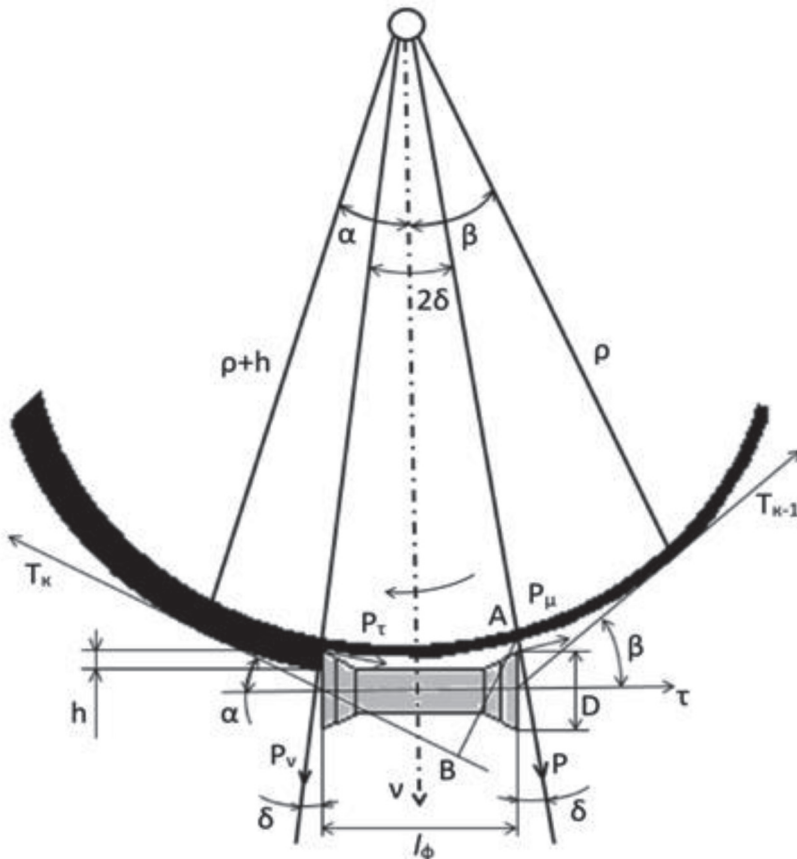


Рис. 2. Схема сил, действующих на режущий инструмент  
Fig. 2. Scheme of forces affecting the cutting element

$$\begin{aligned}
 & -T_k \cos \alpha + P_\tau \cos \delta - P_v \sin \delta + T_{k-1} \cos \beta + P \sin \delta + P_\mu \cos \delta = 0 ; \\
 & P_v \cos \delta - T_k \sin \alpha + P_\tau \sin \delta + P \cos \delta - P_\mu \sin \delta - T_{k-1} \sin \beta = 0 ; \\
 & P_v \ell_\varphi \cos \delta + P_\tau \ell_\varphi \sin \delta + T_{k-1} \frac{D}{2} \cos \beta - T_k (\ell_\varphi \sin \alpha + \frac{D}{2}) = 0 ,
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

где  $T_k$  и  $T_{k-1}$  — силы в соединительных отрезках цепи  $k$ -й фрезы;  $P_\tau$  и  $P_v$  — соответственно сила резания и сила подачи:

$$\begin{aligned}
 P_v &= (\alpha + ch) i , \\
 P_\tau &= iKh + f P_v ,
 \end{aligned}$$

$P$  — сила давления нерабочей кромки инструмента на массив;  $P_\mu$  — сила сопротивления перемещению фрезы на ее нерабочем веере;  $\rho = B/2$  — радиус полосы в начальном периоде работы пилы.  $D$  и  $\ell_\varphi$  — соответственно диаметр и длина фрезы;  $\alpha$  и  $\beta$  — углы между радиусами, проведенными к точкам касания гибким органом забоя и кромками фрезы;  $2\delta$  — угол между радиусами, проведенными к точкам касания забоя кромками фрезы;  $h$  — величина врезания в забой;  $a, c, K$  — константы, зависящие от различных факторов: крепости породы, величины сопротивления резанию, износа фрезы др.;  $f$  — коэффициент сопротивления резанию породы затупленным резцом;  $i$  — число зубчиков в режущем веере фрезы.

Условимся текущие значения несинхронности хода приводных канатов пил типа ПП обозначать через  $\delta S_\varphi^{nn}$ . Тогда:

$$\delta S_\varphi^{nn} = 0,007 S_{\max} (1 - \cos 2\varphi),
 \tag{5}$$

где  $\varphi = \omega t$  — угол поворота рычагов.

Следовательно, несинхронность перемещения приводных канатов  $\delta S_\varphi^{nn}$  достигает максимума при угле поворота рычагов, равным  $\pi/2$ . Значит,  $\delta S_{\max}^{nn} = \delta S_{\pi/2}^{nn}$ . Таким образом, изменение натяжения ведущего приводного каната является нелинейным,

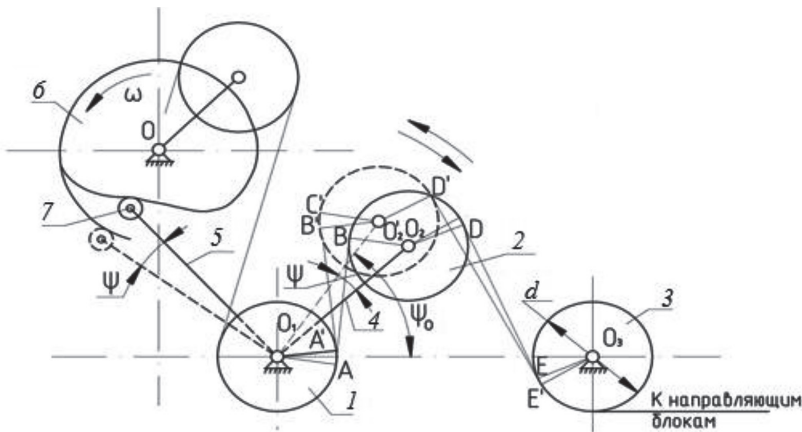


Рис. 3. Схема дополнительного устройства для синхронизации перемещения приводных канатов пилы: 1, 3 — уравнивательные блоки с диаметром  $d$ ; 2 — вращающийся блок; 4 — двуплечий рычаг с короткими плечами; 5 — двуплечий рычаг с длинными плечами; 6 — кулачок; 7 — ролик;  $\Psi_0$  — угол между коромыслом и линией, соединяющей центра блоков 1 и 3;  $\Psi$  — текущий угол поворота коромысла

Fig. 3. Scheme of auxiliary device for synchronizing movement of driving ropes of blade: 1, 3—regulating block with diameter  $d$ ; 2—rotating block; 4—two-arm lever with short arms; 5—two-arm level with long arms; 6—cam; 7—roller;  $\Psi_0$ —angle between rocker and lines between centers of blocks 1 and 3;  $\Psi$ —current turn angle of rocker

а максимальное усилие в нем в начальной стадии запиливания полосы может быть достигнуто в середине рабочего хода пилы, т.е. при  $t = T_{\psi}/4$ .

Наибольшая величина стружки, сходящей с резца инструмента, находящегося в центре массива для пилы типа ПП:

$$h_{\max}^{\text{пп}} = \left[ V_n \cdot \frac{\pi}{2\omega} + \frac{1}{2} \delta S_{\max}^{\text{пп}} - \frac{\ell}{2EF} (T_{n_{\max}}^1 + T_{o_{\max}}^1) \right] \sin k \frac{\pi}{n}, \quad (6)$$

где  $V_n$  — скорость подачи фрезы на массив;  $\ell$  — длина отрезка каната от исполнительного органа до привода пилы;  $n$  — число фрез;  $E$  — модуль упругости каната;  $F$  — площадь его поперечного сечения.

После ряда преобразований получено уравнение, позволяющее установить максимальную величину усилия натяжения в ведущем приводном канате в начальной стадии работы пилы типа ПП при с учетом выражения (6):

$$T_{\max}^{\text{пп}} = \frac{\frac{1}{2} \left( V_n \frac{\pi}{\omega} + \delta S_{\max}^{\text{пп}} \right) (B_0 A_x + b_0 B_x) + A_0 \left( a_0^n - \frac{b_0 \ell}{2EF} B_x \right)}{1 + \frac{\ell}{2EF} [B_0 A_x (a_0^n + 1) + b_0 B_x]}, \quad (7)$$

здесь:

$$a_0 = \frac{2\rho + f' \ell_{\varphi} + 2f' \sqrt{\rho D}}{2\rho - f' \ell_{\varphi} - 2f' \sqrt{\rho D}}; \quad b_0 = \frac{2iK\rho}{2\rho - f' \ell_{\varphi} - 2f' \sqrt{\rho D}}; \quad C_0 = \frac{2i \ell_{\varphi} \rho}{\ell_{\varphi}^2 + 2\ell_{\varphi} \sqrt{\rho D} + \rho D};$$

$$A_0 = \frac{2i \ell_{\varphi} a C_0}{2i \ell_{\varphi} a_0 - DC_0}; \quad B_0 = \frac{2i \ell_{\varphi} (AC_0 - b_0)}{2i \ell_{\varphi} a_0 - DC_0}; \quad B_x = \sum_{k=1}^n a_0^{n-k} \sin k \frac{\pi}{n}; \quad A_x = \sin \frac{\pi}{n}.$$

Представляется возможным сравнить натяжения в ведущем приводном канате при начальных резах пилы для привода пилы типа ПП в середине ее хода и для привода с согласованным движением приводных канатов.

Установлено, что в первом случае имеет место превышение усилий в пределах от 1,5 до 5,2, подсчитанное при резании угля в зависимости от длины приводных канатов (при  $V_n$  от 0,1 до 0,5 м/мин).

Для реализации синхронного перемещения приводных канатов пилы предлагается в кинематическую цепь механизма ввести дополнительное устройство (рис. 3).

Дополнительное устройство для синхронизации перемещения приводных канатов пилы является спаренным, т.е. содержащим два одинаковых устройства. Каждое из них включает кулачок 6, вращающийся с угловой скоростью  $\omega$  и двуплечий рычаг с коротким 4 и длинным 5 плечами. На длинном плече 5 размещен ролик 7, контактирующий с кулачком 6, а на коротком плече — вращающийся блок 2. За счет качательного движения коромысла с блоком 2, создаваемого при своем вращении кулачком 6, взаимодействующего со штангой 5 через ролик 7, появляется дополнительная длина каната  $\delta S_{\psi}$ , равная разности отрезков длин каната  $A'B'D'E'$  и  $ABDE$  и компенсирующая несинхронность движения тяговых канатов  $\delta S_{\varphi}^{\text{пп}}$ . Профиль кулачка спрофилирован так, что его вращение принуждает рычаг 4–5 совершать возвратно-качательное движение по заданному закону, который позволяет корректировать скорость движения приводных канатов. Двуплечие рычаги 4–5 размещены на осях уравнительных блоков 1, размещенных у забоя. Приводные канаты от мест прикрепления их к режущим органом через направляющие блоки (на схеме не показаны)

и система блоков 3, 2 и 1 выводятся к барабанам подачи.

### Заключение

1. Максимальная несогласованность движения приводных канатов пилы типа ПП, являющаяся признаком дефекта кинематики привода, составляет примерно 1,4% от рабочего хода режущего органа.

2. В начальный период работы привода пилы типа ПП наибольшая толщи-

на стружки достигается не в конце хода режущего органа, а в его середине, что приводит к скачкообразному увеличению натяжения тяговых ветвей каната и, как следствие, их порывов.

3. Для обеспечения равенства скоростей движения приводных канатов гибкого рабочего органа (соблюдения условия самокомпенсации) необходимо ввести в кинематическую цепь механизма корректирующее дополнительное устройство.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калакуцкий А. В. Исследование характера движения тяговых канатов реверсирующего механизма привода пилы типа ПП // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010. — № 5. — С. 247—255.

2. Гойзман Э. И. Моделирование производственных процессов на шахтах. — М.: Недра, 1977. — 190 с.

3. Степанов Е. А. Исполнительные механизмы угольных стругов и канатно-цепных пил для резания горных пород // НИИ Информ-тяжмаш. — 1971. — № 2 (5). — С. 18—26.

4. Bardovsky A., Gerasimova A., Aydunbekov A. The principles of the milling equipment improvement / International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTME 2018), MATEC Web of Conferences 224, 01019 (2018).

5. Стокер Дж. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. — М.: ИЛ, 1952. — 264 с.

6. Fomin A. A., Gusev V. G. and Sattarova Z. G. Geometrical errors of surfaces milled with convex and concave profile tools. Solid State Phenomena 284 (2018): 281—288. DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.284.281.

7. Wasson C. Moving Mountains // Pit & Quarry. 2015. Vol. 107. No. 9. pp. 56—59.

8. Sorensen L. Vulcan Materials Co. upgrades the Bucyrus-Erie King Midas dragline — a 25-yearold marvel // Pit & Quarry. 2014. Vol. 107. No. 1. pp. 34—41.

9. Бардовский А. Д., Бибииков П. Я., Калакуцкий А. В. Механизм привода возвратно-поступательного движения режущего органа // X. Scola Geomechaniki 2011, Польша. — 2011. — № 3. — С. 37—51.

10. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. — М.: МГУ, 1999. — 735 с.

11. Левковский Г. Л., Давтян К. Д. Технология алмазно-канатного пиления и комплексное использование минерального сырья. — М.: ИПКОН РАН, 2004. — 288 с.

12. Керопян А. М. Рычажно-роликовый реверсирующий механизм привода пил типа ПП с гибким режущим органом // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2011. — № 8. — С. 18—23.

13. Калакуцкий А. В. Обоснование и выбор параметров канатной пилы для резания природного камня: Дис. ... канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2012. — 145 с.

14. Gerasimova A. A., Keropyan A. M. & Girya A. M. Study of the Wheel—Rail System of Open-Pit Locomotives in Traction Mode // J. Machinery Manufacture and Reliability, 2018, Vol. 47, No. 1, pp. 35—38. doi.org/10.3103/S1052618818010065.

15. Першин Г. Д., Утешев В. А. Расчет производительности канатно-алмазной пилы при постоянной скорости ее подачи на забой / Добыча, обработка и применение природного камня: Сборник научных трудов № 7. — Магнитогорск: МГТУ, 2007. — С. 4—12.

16. Левковский Г. Л., Бибииков П. Я. Повышение эффективности добычи природного камня алмазно-канатными пилами // Горное оборудование и электромеханика. — 2009. — № 1. — С. 33—38. **ГИАБ**

## REFERENCES

1. Kalakutskiy A.V. Motion pattern of pulling ropes of reverser of SSMBD. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2010, no 5, pp. 247–255. [In Russ].
2. Goyzman E.I. *Modelirovanie proizvodstvennykh protsessov na shakhtakh* [Modeling productive processes in mines], Moscow, Nedra, 1977, 190 p.
3. Stepanov E.A. Actuating mechanisms of coal plows and cable-chain saws for cutting rocks. *NII Inform-tyazhmash*. 1971, no 2 (5), pp. 18–26. [In Russ].
4. Bardovsky A., Gerasimova A., Aydunbekov A. The principles of the milling equipment improvement. *International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment (ICMTMTE 2018)*, MATEC Web of Conferences 224, 01019 (2018).
5. Stoker Dzh. *Nelineynye kolebaniya v mekhanicheskikh i elektricheskikh sistemakh* [Nonlinear vibrations in mechanical and electrical systems], Moscow, IL, 1952, 264 p.
6. Fomin A.A., Gusev V.G. and Sattarova Z.G. Geometrical errors of surfaces milled with convex and concave profile tools. *Solid State Phenomena* 284 (2018): 281–288. DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.284.281.
7. Wasson C. Moving Mountains. *Pit & Quarry*. 2015. Vol. 107. No. 9. pp. 56–59.
8. Sorensen L. Vulcan Materials Co. upgrades the Bucyrus-Erie King Midas dragline – a 25-yearold marvel. *Pit & Quarry*. 2014. Vol. 107. No. 1. pp. 34–41.
9. Bardovskiy A.D., Bibikov P.Ya., Kalakutskiy A.V. Mechanism of back-and-forward movement drive of cutting element. *X. Scola Geomehaniki* 2011, no 3, pp. 37–51.
10. Tikhonov A.N., Samarskiy A.A. *Uravneniya matematicheskoy fiziki* [Equations of mathematical physics], Moscow, MGU, 1999, 735 p.
11. Levkovskiy G.L., Davtyan K.D. *Tekhnologiya almazno-kanatnogo pileniya i kompleksnoe ispol'zovanie mineral'nogo syr'ya* [Diamond rope sawing technology and multiple use of mineral reserves], Moscow, IPKON RAN, 2004, 288 p.
12. Keropyan A.M. Cam-and-roller reverser of side-to-side moving flexible blade drives. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2011, no 8, pp. 18–23. [In Russ].
13. Kalakutskiy A.V. *Obosnovanie i vybor parametrov kanatnoy pily dlya rezaniya prirodnoho kamnya* [Evaluation and selection of cable saw parameters for natural stone cutting], Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2012, 145 p.
14. Gerasimova A.A., Keropyan A.M. & Giry A.M. Study of the Wheel–Rail System of Open-Pit Locomotives in Traction Mode. *J. Machinery Manufacture and Reliability*, 2018, Vol. 47, No. 1, pp. 35–38. doi.org/10.3103/S1052618818010065.
15. Pershin G.D., Uteshev V.A. Performance calculation of diamond cable saw at constant feed velocity. *Dobycha, obrabotka i primeneniye prirodnoho kamnya*: Sbornik nauchnykh trudov no 7. Magnitogorsk, MGTU, 2007, pp. 4–12. [In Russ].
16. Levkovskiy G.L., Bibikov P.Ya. Improving efficiency of natural stone cutting by diamond cable saws. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2009, no 1, pp. 33–38. [In Russ].

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Бардовский Анатолий Данилович<sup>1</sup> — д-р техн. наук, профессор,

e-mail: bardowski@yandex.ru,

Герасимова Алла Александровна<sup>1</sup> — канд. техн. наук, доцент,

e-mail: allochka@rambler.ru,

<sup>1</sup> НИТУ «МИСиС».

Для контактов: Бардовский А.Д., e-mail: bardowski@yandex.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

A.D. Bardovsky<sup>1</sup>, Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: bardowski@yandex.ru,

A.A. Gerasimova<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,

e-mail: allochka@rambler.ru,

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISIS», 119049, Moscow, Russia.

Corresponding author: A.D. Bardovsky, e-mail: bardowski@yandex.ru.