УДК 622.23.05

И.Н. Клементьева, Д.Г. Ляпин

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ГЕНЕРАТОРОВ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВИЖУЩИХ СИЛ В ПРИВОДАХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГОРНЫХ МАШИН

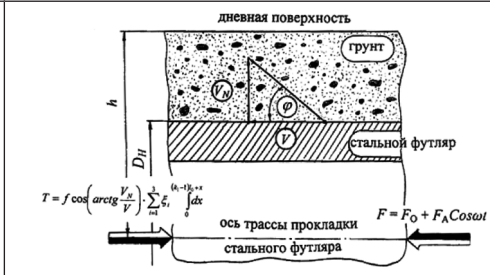
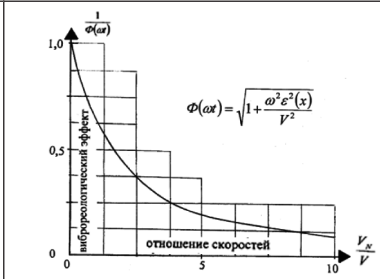
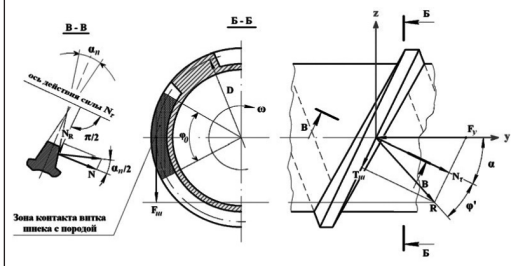
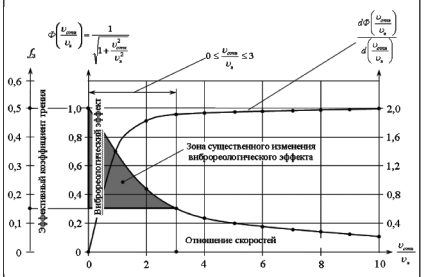
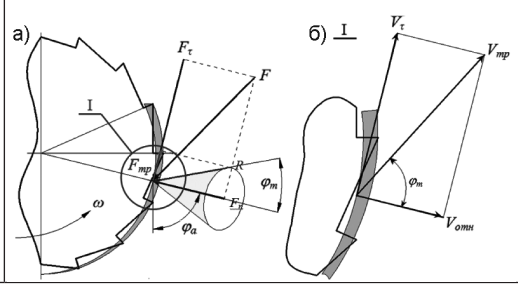
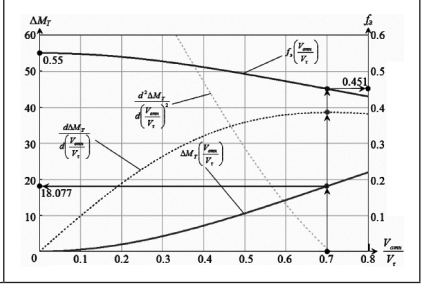
Выполнен анализ современного состояния и перспектив развития конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах исполнительных органов горных машин. Анализ современного состояния конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах исполнительных органов горных машин показал, что известные конструкции генераторов гармонических одночастотных колебаний устанавливаются на входе в трансмиссию привода и требуют значительных дополнительных затрат энергии на придание колебаний маховым массам трансмиссии и деформацию их упругих связей. Для исключения дополнительных затрат энергии на придание высокочастотных колебаний маховой массе исполнительного органа машины и устранения вредной деформации упругих элементов трансмиссии привода в основном в зацеплениях зубчатых колес при сохранении конструктивной концепции горной машины предложено центробежный генератор гармонических одночастотных колебаний движущего момента расположить на выходном валу трансмиссии привода. Это позволит более эффективно снизить момент трения исполнительного органа о породный массив.

Ключевые слова: горная машина, привод, исполнительный орган, концепция электромеханического (электро/дизель-гидравлического) привода, движущий момент, одночастотный генератор вынужденных колебаний, виброреологический эффект.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-5-0-151-157

Анализ источников научно-технической информации, посвященной теоретическим и прикладным вопросам создания генераторов гармонических колебаний движущего момента исполнительных органов (ИО) горных машин, свидетельствует, что этому вопросу уделялось внимание в работах многих отечественных и зарубежных исследователей [1—6]. В то же время на кафедре «Горных машин и оборудования» МГГУ был выполнен ряд теоретических и прикладных исследований виброреологического эффекта при фрикционном взаимодействии ИО горной машины с породой (фосфоритами [7, 8], углем [9] и грунтом [10—12]; см. таблицу). В этих горных машинах виброреологический эффект достигнут с по-

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 5. С. 151–157.
© И.Н. Клементьева, Д.Г. Ляпин. 2018.

Исследователь	Схема взаимодействия исполнительного органа горной машины с породой в зоне его фрикционного контакта	Зависимость снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания исполнительного органа
к.т.н. Григорьев А.С. [10]		
к.т.н., проф. Грабский А.А. [8], к.т.н., доц. Кузиев Д.А. [7]		
к.т.н. Губенко А.А. [9]		

мощью различных конструкций генераторов гармонических колебаний движущих сил.

Так, в первой строке таблицы приведена зависимость снижения трения от отношения амплитуды относительного колебания стальной металлической оболочки (трубы) при ее продавливании в грунте установкой с импульсатором (генератором гармонических колебаний осевого усилия).

Регулирование режимов работы импульсатора этой продавливающей установки осуществляется изменением как частоты, так и амплитуды колебаний давления (расхода). Расход рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров продавливающей установки при работе импульсатора определяется зависимостью:

$$Q_{И}(t) = q_{н}\omega_{д}U_{a}\sin(\omega_{И}U_{\omega})t\ ,\ м^3/с \quad (1)$$

где $q_{н}$ — объемная постоянная основного насоса подачи продавливающей установки, м³/рад; $\omega_{д}$ — частота вращения приводного электродвигателя основного насоса подачи продавливающей установки, рад/с; $U_{а}$ — параметр регулирования амплитуды импульса ($0 \le U_{а} \le 1$); $\omega_{и}$ — частота вращения приводного гидромотора импульсатора, рад/с; U_{ω} — параметр регулирования амплитуды импульса ($0 \le U_{\omega} \le 1$).

Во второй строке таблицы приведены результаты снижения трения от отношения амплитуды относительного крутильного колебания шнеко–фрезерного ИО карьерного комбайна MTS–250 фирмы «MAN TAKRAF» с генератором импульсов давления (расхода). Последний создает в напорной магистрали гидродвигателя привода шнеко-фрезерного ИО карьерного комбайна пульсацию давления. Частота колебаний генератора импульсов давления (расхода) обеспечивается за счет изменения скорости вращения электродвигателя постоянного тока, получающего регулируемое напряжение от тиристорного преобразователя, подключенного посредством разделительного трансформатора к бортовой трехфазной сети карьерного комбайна напряжением 400 В.

Амплитуда колебаний регулируется дроссельным регулятором расхода, который представляет собой автоматически действующее устройство, предназначенное для получения постоянного заданного расхода жидкости независимо от величины давления на его выходе. Расход рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя — привода ИО определен авторами работ [7, 8] зависимостью:

$$Q_M(t) = U_н \cdot q_н \cdot \omega_н \cdot \left[1 + \left(1 - \cos\frac{\pi}{2z}\right)\sin\omega_н \cdot t + U_a \sin\left(\omega_{МИ} U_\omega\right) \cdot t\right], \text{ м}^3/\text{с} \quad (2)$$

где $U_н$ — параметр регулирования насосной установки привода шнеко-фрезерного ИО карьерного комбайна ($0 \le U_н \le 1$); — объемная постоянная насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного ИО карьерного комбайна, м^3/рад; $\omega_н$ — угловая скорость вращения насосов насосной установки привода шнеко-фрезерного ИО карьерного комбайна, рад/с; z — число поршневых групп в моторах привода, ед.; $\omega_{МИ}$ — скорость вращения вала электродвигателя импульсатора, рад/с; $U_а$ — параметр регулирования амплитуды импульса расхода ($0 \le U_а \le 1$); U_ω — параметр регулирования частоты импульса расхода ($0 \le U_\omega \le 1$).

А импульс давления рабочей жидкости в напорной магистрали гидродвигателя привода определен авторами в виде зависимости:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E_ж}{V_0}\left[Q_M(t) - K_M q_M \frac{d\varphi_M}{dt}\right], \quad (3)$$

где $E_ж$ — модуль упругости рабочей жидкости, Н/м^2; V_0 — объем рабочей жидкости в магистрали высокого давления гидродвигателя привода шнеко-фрезерного ИО, м^3; $K_М$ — число гидромоторов привода шнеко-фрезерного ИО, ед.; $q_М$ — объемная постоянная одного гидромотора привода шнеко-фрезерного ИО, м^3/рад; $\varphi_М$ — угловая координата вращения вала гидромотора, рад.

В третьей строке таблицы приведена зависимость снижения момента трения от отношения амплитуды относительного колебания роторного ковшового ИО карьерного комбайна совместной разработки фирмы «Krupp Fordertechnik» (Германия), ИГД им. А.А. Скочинского и ОАО «ИЗ-КАРТЭКС» с автоколебательным генератором импульсов давления (расхода), установленным между штоковой полостью и полостью штока упругодемпфирующего устройства (УДУ) хвостовика редуктора привода ИО карьерного комбайна — КСМ-2000Р.

По мнению автора работы [9], частота автоколебаний генератора импульсов давления (расхода) регулируется изменением поджатия его пружин равной жесткости, а амплитуда давления (расхода) определяется конструктивной длиной части стакана генерддатора, диаметр которого равен диаметру шарика, совершающего возвратно-поступательные перемещения в этой части стакана

в зависимости от направления реакции хвостовика редуктора привода ИО карьерного комбайна.

Частота колебания генератора $f_и$ регулируется изменением поджатия пружин равной жесткости. Амплитуда давления определяется длиной l_c части стакана, диаметр которого равен диаметру шарика, совершающего возвратно-поступательные движения в зависимости от направления реакции хвостовика редуктора привода ИО карьерного комбайна.

Амплитуда колебания давления $\Delta P_{др}(f_z, f_и, p_0)$ при прохождении рабочей жидкости через генератор при растяжении (сжатии) УДУ составляет величину

$$\Delta P_{др}\left(f_z, f_и, p_0\right) = \chi \frac{p_0}{\left(1 + \left(0{,}5 - \frac{S_{др}}{S_П}\frac{l_c}{x_{\max}}\right)\sin\left(2z_0\pi f_z t\right) + \frac{S_{др}}{S_П}\frac{l_c}{x_{\max}}\sin\left(2\pi f_и t\right)\right)^n}, \text{ Па} \qquad (4)$$

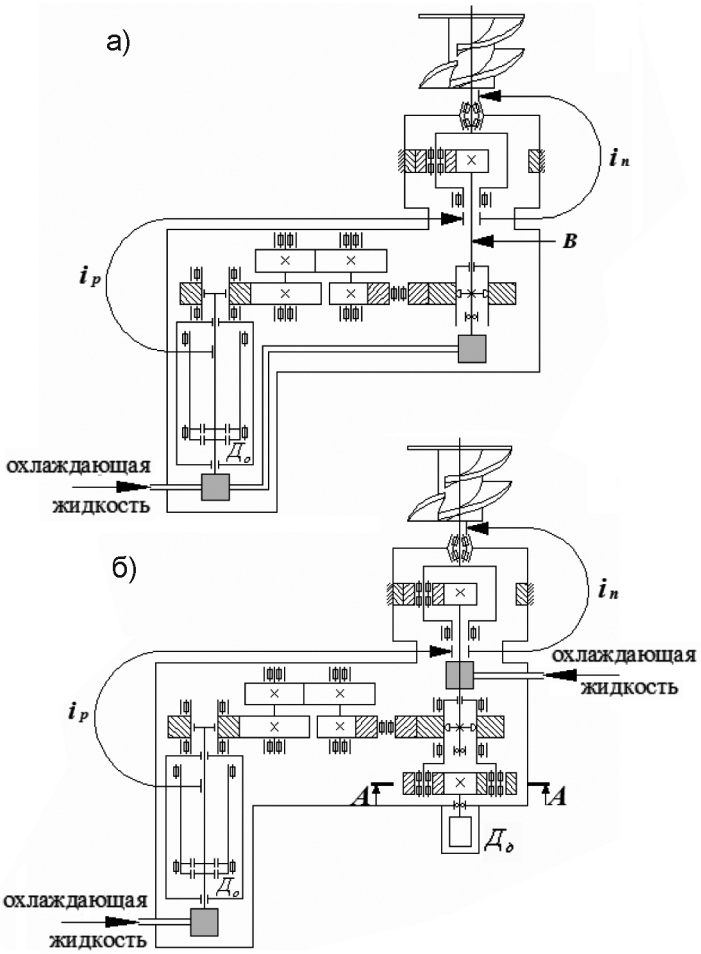


Рис. 1. Кинематическая схема блока привода исполнительного органа очистного комбайна: конструкции ОАО «ОМТ» (а); с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента конструкции МГИ НИТУ «МИСиС» (б)

Fig. 1. Kinematic diagram of the drive unit of the executive body of the shearer and the design of JSC «OMT»; centrifugal generator of harmonic oscillations of the driving time of the construction of MGI NUST «MISIS» (b)

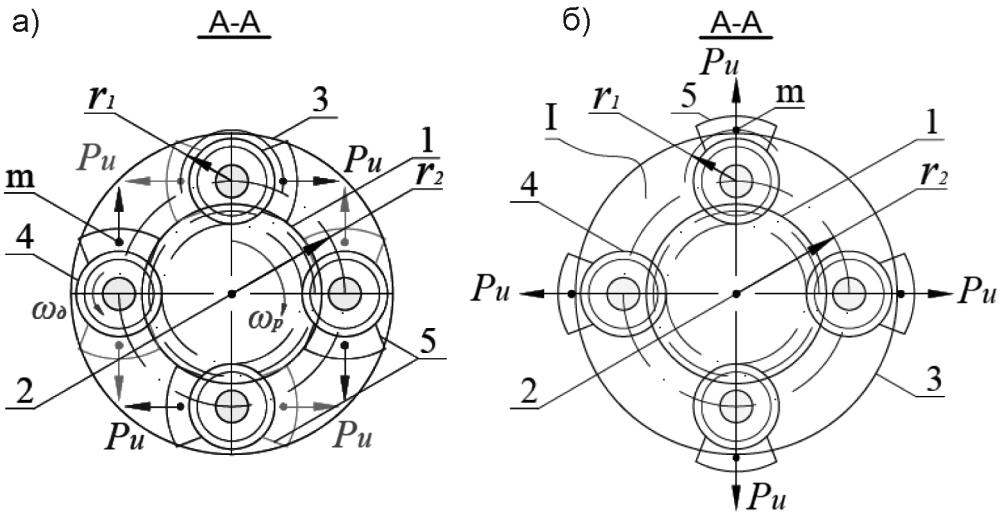


Рис. 2. Принципиальная кинематическая схема центробежного генератора гармонических колебаний движущего момента конструкции МГИ НИТУ «МИСиС» (сечение А–А рис. 1, б) при работающем (а) и обесточенном дополнительном электродвигателе $Д_д$ (б)

Fig. 2. Fundamental kinematics of the centrifugal generator of harmonic oscillations of the driving time of the construction of MGI nust "MISIS" (section A-A of fig. 1, b) during the operation (a) and de-energized, the additional motor $Д_д$ (b)

где χ — безразмерный коэффициент пропорциональности зарядного давления, χ = 3,751; p_0 — зарядное давление полостей УДУ, Па; z_0 — число ковшей ИО комбайна, ед.; f_z и $f_и$ — частоты пульсации рабочей жидкости, обусловленные растяжением (сжатием) УДУ; $S_{др}$, $S_п$, x_{max} — конструктивные параметры УДУ.

Анализ современного состояния конструкций генераторов вынужденных колебаний движущих сил в приводах ИО горных машин показал, что известные конструкции генераторов гармонических одночастотных колебаний устанавливаются на входе в трансмиссию привода и требуют значительных дополнительных затрат энергии на придание колебаний маховым массам трансмиссии и деформацию их упругих связей. То есть они выполнены без учета инерциальных, жесткостных и диссипативных параметров трансмиссии привода ИО машины.

То есть, в перспективе для снижения момента трения (уменьшения коэффициента эффективного трения $f_э$) о горную породу, сохраняя концепцию электромеханического (электро/дизель-гидравлического) привода, следует оснащать привод ИО центробежным генератором гармонических одночастотных колебаний движущего момента, обеспечивающим отношение нормальных $V_{отн}$ и тангенциальных $V_τ$ скоростей, равным $V_{отн}/V_τ = 0$, достаточного при разрушении крепких и хрупких пород.

Так, в качестве примера приведем конструкцию блока привода ИО очистного комбайна с центробежным генератором гармонических колебаний движущего момента конструкции МГИ НИТУ «МИСиС», показанную на рис. 1, *б*; 2, *а, б*. Предложенная конструкция центробежного генератора гармонических одночастотных колебаний движущего момента, установленного непосредственно на ИО, позволяет избежать значительных дополнительных затрат энергии на придание колебаний маховым массам трансмиссии и деформацию их упругих связей, расположенных перед генератором.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Еленкин В. Ф., Клементьева И. Н.* Особенности взаимодействия шнеков очистного комбайна с угольным пластом в зоне фрикционного контакта // Уголь. — 2012. — № 9. — С. 40—43.

2. *Еленкин В. Ф., Клементьева И. Н.* Исследование влияния эффективного коэффициента сухого трения на момент сопротивления вращению шнеков очистного комбайна при вынужденных гармонических колебаниях движущего момента // Горная промышленность. — 2014. — № 1 (113). — С. 112—113.

3. *Скурыдин Б. И., Подэрни Р. Ю. и др.* Импульсный привод роторного экскаватора. Авт. свид. СССР, № 939650 — Бюлл. изобр. № 24, 1982.

4. *Courtel R.* Normal vibration in contact friction // Wear, № 11, 2011, 77 p.

5. *Baglin R., Rongier P. et Courtel R.* Sur la rigidite de contact entre deux surfaces solides et son role dans le frottement en presence des vibrations. C. R. Acad. Sc. Paris, 2012, 686 p.

6. *Lenkiewiez W*. The sliding friction process-effect of external vibrations // Wear, 1996, № 2, pp. 99—108.

7. *Кузиев Д. А.* Обоснование и выбор параметров гидроимпульсного привода шнекофрезерного рабочего органа карьерного комбайна. Дисс. канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2007. — 111 с. с ил.

8. *Грабский А. А.* Теория динамических и тепловых процессов карьерного комбайна. — М.: МГГУ, 2011. — 204 с.

9. *Губенко А. А.* Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Дисс. канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2011. — 137 с. с ил.

10. *Григорьев А. С.* Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций. Автореф. канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2005. — 23 с.

11. *Рыльникова М. В., Зотеев О. В.* Геомеханика: Учебное пособие. — М.: Издательский дом «Руда и Металлы», 2003. — 240 с.

12. *Островский М. С.* Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Учебное пособие. Ч. 2. — М.: Изд-во МГГУ, 1993. — 230 с. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Клементьева Инна Николаевна[1] — кандидат технических наук,
ведущий инженер, e-mail: iklementyeva@yandex.ru,
Ляпин Дмитрий Геннадьевич[1] — ведущий инженер,
[1] Управление стратегического развития (УСтР),
НИТУ «МИСиС».

ISSN 0236-1493. Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2018. No. 5, pp. 151–157.

I.N. Klement'eva, D.G. Lyapin

STATE-OF-THE ART AND PROSPECTS OF IMPROVEMENT IN DESIGN OF VIBRATION GENERATORS TO CREATE MOMENTUM FORCES IN THE DRIVES OF ACTUATING ELEMENTS OF MINING MACHINES

The article is focused on the state-of-the art and prospects of improvement in design of forced oscillation source generating momentum forces in the drives of actuating elements of mining machines. The analysis of the current designs of generators of momentum forces in the drives of actuating elements of mining machines shows that generators of harmonic single-frequency oscillations

Tribotechnical background to ensure mining machine efficiency to rotating masses in the transmission and deform elastic couplings of rotating masses. In order to eliminate extra energy consumption to impart high-frequency vibration to rotating masses and to avoid detrimental deformation of elastic elements in transmission gear, mainly, in the gear toothing, given the preserved structural concept of mining machines, it is suggested to arrange centrifugal generators of harmonic single-frequency oscillations to create driving torque at the output shaft of transmissions. In this case, the moment of friction between actuating elements of mining machines and rock mass is reduced more effectively.

Key words: mining machine, actuating element, electromechanical (electric/diesel, hydraulic) drive concept, driving torque, one-frequency forced oscillation source, vibro-rheological effect.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-5-0-151-157

AUTHORS

Klementyeva I.N.[1], Candidate of Technical Sciences,
Leading Engineer, e-mail: iklementyeva@yandex.ru,
Lyapin D.G.[1], Leading Engineer,
[1] Management of Strategic Development,
National University of Science and Technology «MISiS»,
119049, Moscow, Russia.

REFERENCES

1. Elenkin V.F., Klement'eva I.N. *Ugol'*. 2012, no 9, pp. 40—43.
2. Elenkin V.F., Klement'eva I.N. *Gornaya promyshlennost'*. 2014, no 1 (113), pp. 112—113.
3. Skurydin B.I., Poderni R.Yu. *Copyright certificate USSR no 939650*.
4. Courtel R. Normal vibration in contact friction. *Wear*, 2011, no 11, 77 p.
5. Baglin R., Rongier P. et Courtel R. *Sur la rigidite de contact entre deux surfaces solides et son role dans le frottement en presence des vibrations*. C. R. Acad. Sc. Paris, 2012, 686 p.
6. Lenkiewiez W. The sliding friction process-effect of external vibrations. *Wear*, 1996, no 2, pp. 99—108.
7. Kuziev D.A. *Obosnovanie i vybor parametrov gidroimpul'snogo privoda shnekofrezernogo rabochego organa kar'ernogo kombayna* (Evaluation and selection of parameters for hydropulse drive of auger-cutters of open pit mine excavators), Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2007, 111 p.
8. Grabskiy A.A. *Teoriya dinamicheskikh i teplovykh protsessov kar'ernogo kombayna* (Theory of dynamic and heat processes in mining shovels), Moscow, MGGU, 2011, 204 p.
9. Gubenko A.A. *Obosnovanie i vybor dinamicheskikh parametrov privoda rotornogo kovshovogo rabochego organa kar'ernogo kombayna* (Evaluation and selection of parameters for rotary bucket drive of open pit mine excavators), Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2011, 137 p.
10. Grigor'ev A.S. *Obosnovanie i vybor parametrov prodavlivayushchikh ustanovok dlya bestransheynoy tekhnologii stroitel'stva podzemnykh inzhenernykh kommunikatsiy* (Evaluation and selection of parameters for ramming facilities in trenchless laying of underground utilities), Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2005, 23 p.
11. Ryl'nikova M.V., Zoteev O.V. *Geomekhanika*: Uchebnoe posobie (Geomechanics: Educational aid), Moscow, Izdatel'skiy dom «Ruda i Metally», 2003, 240 p.
12. Ostrovskiy M.S. *Tribotekhnicheskie osnovy obespecheniya kachestva funktsionirovaniya gornykh mashin*. Uchebnoe posobie. Ch. 2 (Tribotechnical background to ensure mining machine efficiency. Educational aid, part 2), Moscow, Izd-vo MGGU, 1993, 230 p.