

УДК 658.588.8:621.81

**РАСЧЕТ РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ СТРУКТУРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ГОРНЫХ МАШИН**

О. Р. Панфилова, В. С. Великанов, И. Г. Усов, Е. Ю. Мацко, И. М. Кутлубаев

*Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова,
E-mail: halikova@inbox.ru, просп. Ленина, 38, 455000, г. Магнитогорск, Россия*

Рассмотрены вопросы прогнозирования ресурса горных машин. В качестве основного показателя надежности принят средний ресурс, для расчета которого обоснованы формулы, позволяющие определить его для зубчатых колес, деталей пар трения, валов и осей. Предложена методика расчета дисперсии ресурса на основании метода линеаризации функций случайных аргументов. Таким образом обеспечена возможность получения численных значений ресурса типовых деталей горного оборудования как случайной величины с учетом условий эксплуатации. Представлен пример определения ресурса подшипника качения. Результаты расчета подтверждены численным экспериментом по методу Монте – Карло.

Деталь, ресурс, прогнозирование, методика, система, звенья, схема, линеаризация

DOI: 10.15372/FTPRPI20180206

В условиях горного производства важным требованием является обеспечение своевременного проведения плановых ремонтов и обслуживания горнотранспортного оборудования, поскольку внеплановые остановки, связанные с аварийными ситуациями, отрицательно сказываются на ритмичности работы предприятий [1, 2]. Рациональная эксплуатация горного оборудования подразумевает максимально возможное использование его ресурсов, что не позволяет сокращать межремонтные периоды [3, 4]. В качестве примера на рис. 1 представлена диаграмма отказов экскаваторов на двух горных предприятиях в результате выхода из строя различных узлов. Она свидетельствует о том, что условия эксплуатации машин существенно влияют на показатели их надежности.

Для планирования сроков проведения технического обслуживания и ремонтов горного оборудования используются рекомендации заводов-изготовителей [5]. Как видно из диаграммы на рис. 1, эти сроки следует менять в зависимости от условий эксплуатации машин. Организовать постоянный контроль технического состояния узлов и деталей не всегда возможно, поскольку это требует остановки работы оборудования. Один из путей решения этой проблемы — прогнозирование ресурса деталей и узлов, входящих в состав различных структурных составляющих машин.

В любой машине можно выделить элементы, выполняющие различные функции. Каждый из них относится к одной из трех групп: основным звеньям, связям строения или связям функционирования (приводам) [6]. Так, основные звенья представляют собой металлические конст-

рукции, в состав связей строения могут входить оси, подшипники и пары трения, а типичными деталями приводов являются зубчатые передачи, валы и подшипники. Расчет ресурса каждого элемента, входящего в соответствующую группу, сводится к расчету ресурса его деталей.

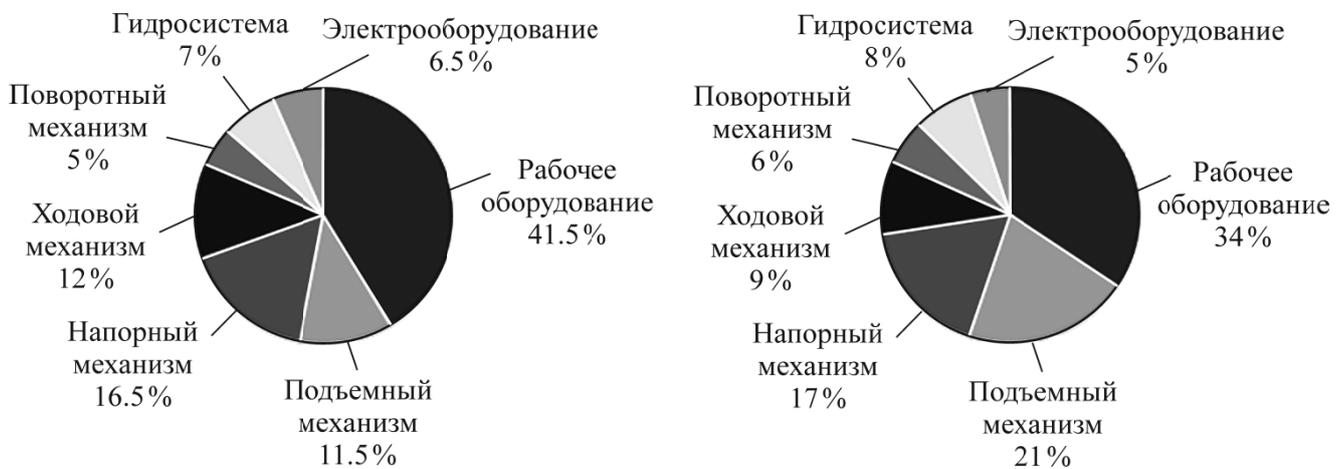


Рис. 1. Распределение отказов экскаваторов по узлам за 2010–2015 гг.: а — Магнитогорский металлургический комбинат; б — Учалинский ГОК (Республика Башкортостан)

Методология подхода заключается в выделении в структуре сложной машины трех функциональных систем: механической с силовыми приводами — выполняющей основные функции машины; системы вспомогательных устройств — для улучшения свойств машины; системы управления [6].

Структура механической системы многодвигательной машины включает в себя следующие подсистемы [6]:

- основные исполнительные звенья — элементы, для движения которых предназначена машина. На структурных схемах они обозначаются треугольной рамкой, стойка — прямоугольной;

- связи строения — элементы, образующие архитектуру механической системы. Под ними понимаются кинематические пары различных классов и типов и их сочетания, а также кинематические соединения основных звеньев. При снятии этих связей механическая система машины распадается на отдельные звенья [7]. На схемах обозначаются линиями без стрелок;

- связи функционирования — элементы, обеспечивающие действие системы и ее функционирование; например, приводы основных звеньев, включающие в себя двигатель с силовым редуктором и кинематические цепи передаточных механизмов. При снятии этих связей машина сохраняет свое строение, но не может выполнять свои функции [7]. На схемах обозначаются линиями со стрелками. Начало линии показывает, на каком звене расположен двигатель.

На рис. 2 приведена структурная схема карьерного гидравлического экскаватора. Его основные звенья — ходовая рама, поворотная платформа, стрела, рукоять и рабочий орган. Связи строения — поверхность контакта гусениц с грунтом (а), подвижное соединение поворотной платформы с рамой (б), а также шарниры, соединяющие стрелу с платформой, рукоять со стрелой и рабочий орган с рукоятью (с, d и e соответственно). Связями функционирования являются приводы хода (I), поворота платформы (II), стрелы (III), рукояти (IV) и рабочего органа (V).

Для некоторых деталей, входящих в состав структурных элементов оборудования, таких как подшипники, существуют формулы для расчета ресурса. Для других деталей такие зависимости могут быть получены на основе общепринятых методик исходя из условий их прочности [8].

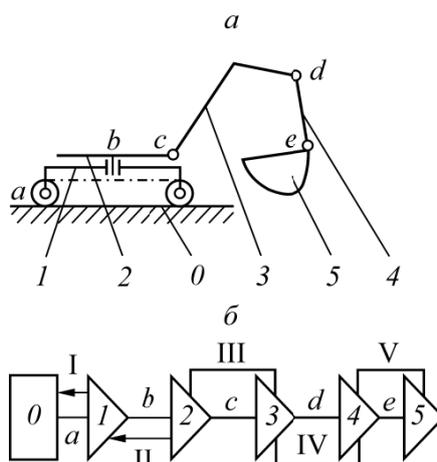


Рис. 2. Карьерный гидравлический экскаватор: *a* — схема основной кинематической цепи; *б* — структурная схема; 1 — ходовая рама; 2 — поворотная платформа; 3 — стрела; 4 — рукоять; 5 — рабочий орган

Ресурс зубчатого колеса зависит от продолжительности цикла нагружения, т. е. частоты его вращения, и вычисляется по формуле

$$T = \frac{N_{\Sigma}}{n},$$

где n — угловая скорость зубчатого колеса; N_{Σ} — число циклов нагружения зубчатого колеса до перехода его в предельное состояние (показатель степени выбирается в зависимости от участка кривой усталости, на котором расположена точка, соответствующая предельному состоянию для данной детали):

$$N_{\Sigma} = \frac{N_{H \lim}}{Z_N^6} \quad \text{или} \quad N_{\Sigma} = \frac{N_{H \lim}}{Z_N^{20}},$$

где $N_{H \lim} = 30H_{HB}^{2.4}$ (H_{HB} — средняя твердость зубьев по поверхности); Z_N — коэффициент долговечности [8]:

$$Z_N = \frac{[\sigma_H] S_H}{\sigma_{H \lim b} Z_R Z_v Z_L Z_X}.$$

Данная зависимость получена преобразованием формулы для определения допустимых напряжений:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{H \lim b} Z_N}{S_H} \right) Z_R Z_v Z_L Z_X,$$

где S_H — запас прочности; $\sigma_{H \lim b}$ — определяется из справочной литературы; Z_R , Z_v , Z_L и Z_X — коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости поверхности, окружной скорости, вязкости масла и размеров зубчатого колеса.

Возможен упрощенный расчет зубчатых передач на контактную прочность [8]. Для передач с цементированными и нитроцементированными зубчатыми колесами коэффициент долговечности находится по формуле

$$Z_N = \frac{[\sigma_H]}{1150}.$$

Для термоулучшенных и нормализованных зубчатых колес

$$Z_N = \frac{[\sigma_H]}{1.8H_{HB} + 64}.$$

Ресурс валов и осей также зависит от продолжительности цикла нагружения, следовательно, от частоты их вращения. Он вычисляется для меньшего числа циклов нагружения:

$$T = \frac{n_\sigma}{n} \quad \text{или} \quad T = \frac{n_\tau}{n},$$

где n — угловая скорость вращения вала или оси; n_σ , n_τ — число циклов нормальных и касательных напряжений:

$$n_\sigma = \left(\frac{\sigma_{a_{\text{ЭКВ}}}}{\sigma} \right)^{m_\sigma} a_p N_{G\sigma} \quad \text{и} \quad n_\tau = \left(\frac{\tau_{a_{\text{ЭКВ}}}}{\tau} \right)^{m_\tau} a_p N_{G\tau}.$$

Данные зависимости получены из формулы для определения напряжений при упрощенном расчете на прочность валов и осей [8]:

$$\sigma_{a_{\text{ЭКВ}}} = \sigma m_\sigma \sqrt{\frac{n_\sigma}{a_p N_{G\sigma}}} \quad \text{и} \quad \tau_{a_{\text{ЭКВ}}} = \tau m_\tau \sqrt{\frac{n_\tau}{a_p N_{G\tau}}},$$

где $\sigma_{a_{\text{ЭКВ}}}$, $\tau_{a_{\text{ЭКВ}}}$ — допустимые напряжения с учетом запаса прочности; σ , τ — расчетные значения нормальных и касательных напряжений, зависящие от воспринимаемых нагрузок и геометрических характеристик; m_σ , m_τ — показатели наклона левой ветви кривой усталости; $a_p = 0.4$ — корректирующий коэффициент при упрощенном расчете; $N_G = 2 \cdot 10^6$ циклов.

Для узлов трения ресурсом является время перехода детали в предельное состояние:

$$t = \frac{x}{I l_0 n}.$$

Зависимость получена из формулы для определения максимально допустимого износа детали, т. е. разности между ее первоначальным размером и размером, соответствующим предельному состоянию [6]:

$$x = I l_0 n t,$$

где x — предельное значение износа детали; I — интенсивность изнашивания материала; l_0 — путь трения, пройденный за одно взаимодействие; n — число взаимодействий в единицу времени.

Представленные расчетные формулы позволяют осуществлять коррекцию времени межремонтных периодов для различного оборудования и учитывают не только условия эксплуатации каждой машины, но и влияние производственной программы на ресурс деталей. Они включают переменные, характеризующие условия эксплуатации машины, — напряжения, возникающие в валах, осях и зубчатых колесах, и интенсивность изнашивания пар трения. Эти параметры зависят от усилий, действующих на выходные звенья механизмов машин. Величина усилий, в свою очередь, обусловлена, например, крепостью и плотностью разрабатываемого экскаватором грунта.

Обязательной составляющей предложенных зависимостей служит переменная, учитывающая количество циклов нагружения в единицу времени и отражающая скоростные параметры выполняемых машиной операций. Скорость обуславливается производительностью, требуемой в соответствии с производственной программой предприятия [9–13].

Для хранения и систематизации полученных результатов создана электронная база данных, позволяющая осуществлять быстрый доступ к информации для планирования ремонтных работ. Классификация оборудования в ней основана на структурно-функциональном подходе [6].

В составе структурных единиц выделяются типовые элементы (детали), отказ которых наиболее вероятен: зубчатые колеса, валы, оси, подшипники и элементы пар трения. Информация о числовых характеристиках геометрических параметров и свойств материала каждого из них хранится в базе данных. Также в базу данных вносятся числовые характеристики напряжений, возникающих в элементах, и их кинематических параметров. Наилучший способ получения таких данных — непосредственное их измерение [14, 15]. Однако если такой возможности нет, то в базу данных интегрируются приведенные выше расчетные формулы, позволяющие вычислить фактические напряжения и число циклов нагружения на основании известных нагрузок и скоростей выходных звеньев механизмов машины. Эти формулы основаны на типовых расчетах соответствующих механизмов. Далее по предложенным расчетным формулам определяется средний ресурс для всех типовых элементов.

Для распространенного оборудования продолжительность межремонтных периодов рассчитана опытным путем. Однако при использовании уникальных и новых машин планирование ремонтов затруднительно из-за отсутствия статистики. В таких случаях расчет ожидаемого ресурса ведется по детерминированным математическим моделям [8, 16]. При этом не учитывается случайная природа факторов, влияющих на продолжительность ресурса (кинематических, силовых, геометрических и др.) [17].

Таким образом, ожидаемый ресурс является случайной величиной, и для его определения необходимо помимо математического ожидания вычислять среднее квадратическое отклонение. При наличии информации об отказах задача решается методами математической статистики [18]. Математическое ожидание функции рассчитывается по зависимости: $m_y = f(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n})$, где $m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n}$ — математические ожидания аргументов.

Дисперсия и среднее квадратическое отклонение функции находятся по формулам:

$$D_y = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_m^2 D_{x_i} + 2 \sum_{i<j} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_m \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)_m K_{ij},$$

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_m^2 \sigma_{x_i}^2 + 2 \sum_{i<j} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_m \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)_m r_{ij} \sigma_{x_i} \sigma_{x_j}},$$

здесь $\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_m = f'_{x_i}(m_{x_1}, m_{x_2}, \dots, m_{x_n})$ — производная функции по i -му аргументу; D_{x_i}, σ_{x_i} — дисперсия и среднее квадратическое отклонение i -го аргумента; K_{ij} — корреляционный момент i -го и j -го аргументов; r_{ij} — коэффициент корреляции i -го и j -го аргументов.

Для математического ожидания ресурса шарикоподшипника существуют зависимости [8]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n},$$

где C — средняя базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н; P — средняя эквивалентная динамическая нагрузка, Н; n — средняя частота вращения одного из колец подшипника, об./мин.

Эти факторы — случайные величины, поэтому помимо математического ожидания характеризуются дисперсией. Соответственно дисперсия ожидаемого ресурса запишется в виде (все факторы взаимно независимы):

$$D_{L_{10}} = \left(3 \frac{C^2}{P^3}\right)^2 D_C + \left(-3 \frac{C^3}{P^4}\right)^2 D_P, \quad D_{L_{10h}} = \left(\frac{10^6}{60n}\right)^2 D_{L_{10}} + \left(-\frac{10^6 L_{10}}{60n^2}\right)^2 D_n,$$

где D_C , D_P , D_n — дисперсии грузоподъемности, нагрузки и угловой скорости соответственно.

Подставляя значения: $C = 30\,000$ Н; $P = 7\,000$ Н; $n = 600$ об./мин, получаем математические ожидания $L_{10} = 79$ млн об.; $L_{10h} = 2187$ ч. Дисперсия зависит от неоднородности исходных данных (табл. 1).

ТАБЛИЦА 1. Числовые характеристики, полученные методом линеаризации

	Дисперсия аргументов			Дисперсия функции		Среднее квадратическое отклонение функции	
	D_C	D_P	D_n	$D_{L_{10}}$	D_L	σ_L	σ_L
$D_i = (0.01m_i)^2$	$9.0 \cdot 10^4$	$4.9 \cdot 10^3$	36	11.2	$9.1 \cdot 10^3$	3.3	95.3
$D_i = (0.04m_i)^2$	$1.4 \cdot 10^6$	$7.8 \cdot 10^4$	576	178.5	$1.5 \cdot 10^5$	13.4	381.3
$D_i = (0.07m_i)^2$	$4.4 \cdot 10^6$	$2.4 \cdot 10^5$	$1.8 \cdot 10^3$	546.5	$4.5 \cdot 10^5$	23.4	667.2
$D_i = (0.10m_i)^2$	$9.0 \cdot 10^6$	$4.9 \cdot 10^5$	$3.6 \cdot 10^3$	1115.0	$9.1 \cdot 10^5$	33.4	953.1

Другой подход, с помощью которого можно найти аналогичные числовые характеристики, — метод Монте–Карло [19, 20]. Данный метод позволяет провести машинный эксперимент по измерению величины наработки элемента на основе известных зависимостей для расчета ресурса. Для каждого аргумента, влияющего на значение ресурса, составляется совокупность возможных значений по известному закону распределения. Затем из каждой совокупности случайным образом выбираются значения, по которым рассчитывается ожидаемый ресурс. После многократного повторения расчета образуется некоторая выборка значений ресурса, которая исследуется методами математической статистики.

Для шарикоподшипника проведен расчет математического ожидания и дисперсии ресурса по методу Монте–Карло. Принято, что каждый из аргументов (грузоподъемность, нагрузка и скорость) имеет нормальный закон распределения. Результаты расчетов представлены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Числовые характеристики, полученные методом Монте–Карло

Дисперсия аргументов	Дисперсия функции		Среднее квадратическое отклонение функции		Математическое ожидание функции	
	$D_{L_{10}}$	$D_{L_{10h}}$	$\sigma_{L_{10}}$	$\sigma_{L_{10h}}$	L_{10}	L_{10h}
$D_i = (0.01m_i)^2$	5.3	$4.3 \cdot 10^3$	2.31	65.78	78.85	2190.52
$D_i = (0.04m_i)^2$	87.1	$8.2 \cdot 10^4$	9.33	286.22	79.19	2201.12
$D_i = (0.07m_i)^2$	317.6	$2.6 \cdot 10^5$	17.82	509.94	80.90	2247.38
$D_i = (0.10m_i)^2$	665.6	$5.4 \cdot 10^5$	25.80	737.27	81.50	2283.77

Сравнение полученных результатов показывает, что расхождение среднего значения увеличивается с ростом степени неоднородности исходных данных. Так, при значении среднего квадратического отклонения нагрузки, грузоподъемности и скорости порядка 1 % от среднего значения математические ожидания практически равны. С увеличением среднего квадратического отклонения исходных данных до 10 % взаимная погрешность методов увеличивается (табл. 3). Метод линеаризации дает более “осторожную” оценку ожидаемого ресурса, так как получаемые с его помощью средние квадратические отклонения на 20–30 % превышают значения, получаемые методом Монте–Карло (табл. 4).

ТАБЛИЦА 3. Средние значения ожидаемого ресурса

Дисперсия аргументов	Математическое ожидание функции L_{10h} , ч		Расхождение, %
	Метод линеаризации	Метод Монте–Карло	
$D_i = (0.01m_i)^2$	2187	2190.52	0.16
$D_i = (0.04m_i)^2$	2187	2201.12	0.64
$D_i = (0.07m_i)^2$	2187	2247.38	2.74
$D_i = (0.10m_i)^2$	2187	2283.77	4.42

ТАБЛИЦА 4. Средние квадратические отклонения ожидаемого ресурса

Дисперсия аргументов	Среднее квадратическое отклонение функции σ_{10h} , ч		Расхождение, %
	Метод линеаризации	Метод Монте–Карло	
$D_i = (0.01m_i)^2$	95.31	65.78	30.98
$D_i = (0.04m_i)^2$	381.25	286.22	24.93
$D_i = (0.07m_i)^2$	667.18	509.94	23.57
$D_i = (0.10m_i)^2$	953.11	737.27	22.65

Для определения среднего квадратического отклонения ресурса типовых деталей в базу данных интегрируется математическая модель, основанная на методе линеаризации функции случайных аргументов [21].

Таким образом, метод линеаризации, отражающий как физическую природу отказов, так и их случайный характер является наиболее приемлемым для оценки надежности нового оборудования. Он может быть использован на стадии проектирования, поскольку не требует проведения экспериментов. Разброс значений ожидаемого ресурса при этом получается несколько большим, чем при расчете по методу Монте–Карло. Это ведет к занижению гамма-процентного ресурса (при $\gamma < 50\%$), т. е. дает более осторожный прогноз, что позволяет снизить риск возникновения отказа.

Еще одним достоинством метода линеаризации является возможность оценить степень влияния рассеяния каждого из аргументов на дисперсию функции. Это позволяет отказаться от учета разброса некоторых величин в случае, если их влияние на результат невелико. При этом расчетная дисперсия ресурса принимает несколько меньшие значения, чем при учете дисперсий всех аргументов, а расхождение между методами линеаризации и Монте–Карло уменьшается.

На основании среднего значения ресурса и его среднего квадратического отклонения с учетом коэффициента использования машины по времени и допустимой вероятности отказа в базе данных вычисляется рациональная продолжительность межремонтных периодов.

ВЫВОДЫ

Представленный структурно-функциональный подход к декомпозиции горных машин позволяет создать базу данных горного оборудования, предназначенную для расчета показателей его надежности. Разработанные расчетные формулы дают возможность определять числовые характеристики ресурса типовых деталей как карьерных гидравлических экскаваторов, так и другого оборудования с учетом условий его эксплуатации. Адекватность предложенных формул подтверждается высокой сходимостью результатов расчета с данными машинного эксперимента по методу Монте – Карло.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Великанов В. С., Усов И. Г., Абдрахманов А. А., Усов И. И.** Моделирование и оптимизация режимов работы горных машин с использованием среды Matlab // Горн. журн. — 2017. — № 12. — С. 78–81.
2. **Олизаренко В. В.** Основы эксплуатации горных машин и оборудования. — Магнитогорск: МГТУ им. Г. И. Носова, 2008. — 188 с.
3. **Вуйич С., Зайич В., Милянович И., Петровски А.** Оптимальное динамическое управление сроком эксплуатации горных машин. Ч. I. Модели с интервалом неограниченной продолжительности // ФТПРПИ. — 2010. — № 4. — С. 66–74.
4. **Вуйич С., Милянович И., Максимович С., Милутинович А.** Оптимальное динамическое управление сроком эксплуатации горных машин. Ч. II. Модели с ограниченным интервалом // ФТПРПИ. — 2010. — № 5. — С. 66–74.
5. **Герике Б. Л., Герике П. Б., Козловский Г. И.** Диагностика горных машин и оборудования. — М.: ИПО “У Никитских ворот”, 2012. — 400 с.
6. **Макаров А. Н.** Теоретические основы построения, методы расчета и конструирование манипуляционных устройств металлургического производства: дис. ... докт. техн. наук. — Магнитогорск, 1996. — 350 с.
7. **Макаров А. Н., Кутлубаев И. М., Усов И. Г.** Основы механики многодвигательных машин. — Магнитогорск: МГТУ им. Г. И. Носова, 2006. — 194 с.
8. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV-1. Детали машин Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / гл. ред. Д. Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1995. — 864 с.
9. **Осанлу М., Хекмат А.** Прогноз производительности экскаватора на железном руднике Гол-И-Гохар // ФТПРПИ. — 2005. — № 2. — С. 97–104.
10. **Молотилов С. Г., Ческидов В. И., Норри В. К.** Методические основы планирования производительности выемочно-погрузочных машин на карьерах с автомобильным транспортом. Ч. I // ФТПРПИ. — 2008. — № 4. — С. 59–70.
11. **Молотилов С. Г., Ческидов В. И., Норри В. К., Ботвинник А. А.** Методические основы планирования производительности выемочно-погрузочных машин на карьерах с автомобильным транспортом. Ч. II. Метод расчета технической производительности // ФТПРПИ. — 2009. — № 1. — С. 54–72.
12. **Молотилов С. Г., Ческидов В. И., Норри В. К., Ботвинник А. А., Ильбульдин Д. Х.** Методические основы планирования производительности выемочно-погрузочных машин на карьерах с автомобильным транспортом. Ч. III. Методика определения эксплуатационной производительности // ФТПРПИ. — 2010. — № 1. — С. 45–60.

- 13. Сегарра П., Санчидриан Дж. А., Ло Л. М., Кверол Э.** К расчету производительности отгрузки взорванной горной массы при открытой разработке рудных месторождений // ФТПРПИ. — 2010. — № 2. — С. 91–101.
- 14. Манаков А. Л., Игумнов А. А., Коларж С. А.** Создание системы мониторинга технического состояния транспортных и технологических машин // ФТПРПИ. — 2013. — № 4. — С. 125–132.
- 15. Паначев И. А., Кузнецов И. В.** К методике сохранения ресурса металлоконструкций заднего моста подвески большегрузных автосамосвалов // ФТПРПИ. — 2015. — № 2. — С. 82–90.
- 16. Чичинадзе А. В., Берлинер Э. М., Браун Э. Д. и др.** Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
- 17. Машиностроение.** Энциклопедия. Т IV-3. Надежность машин / В. В. Клюев, В. В. Болотин, Ф. Р. Со-снин и др. — М.: Машиностроение, 2003. — 592 с.
- 18. Вентцель Е. С.** Теория вероятностей: учеб. для вузов. — М.: Высш. шк., 2002. — 575 с.
- 19. Кутлубаев И. М., Макаров А. Н., Усов И. Г., Халикова О. Р.** Электронная база данных для организации технического обслуживания и ремонта металлургического оборудования // Ремонт. Вос-становление. Модернизация. — 2008. — № 3. — С. 37–41.
- 20. Рукавишникова А. И.** Методы Монте–Карло и квази Монте–Карло для решения систем линей-ных алгебраических уравнений: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 2009. — 92 с.
- 21. Халикова О. Р.** Методология построения и ведения базы данных металлургического оборудования: дис. ... канд. техн. наук. — Магнитогорск, 2009. — 128 с.

Поступила в редакцию 26/II 2018