

УДК 622.232

*Л.В. Лукиенко, С.Ю. Волков*

**О НЕОБХОДИМОСТИ ОЦЕНКИ КОНСТРУКТИВНЫХ  
РЕШЕНИЙ ПО КРИТЕРИЮ РЕСУРСА  
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ БЕСЦЕПНЫХ СИСТЕМ  
ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ**

Семинар № 20

---

**Д**ля перемещения очистного комбайна вдоль забоя в настоящее время наибольшее распространение в отечественной и зарубежной практике получили бесцепные системы подачи (БСП) зубчато-реечного типа. От работы этих систем в значительной степени зависит повышение эффективности применения очистных комбайнов. Двигатели бесцепных систем перемещения зубчато-реечного типа работают в тяжёлых условиях, для которых характерны удельная нагрузка до 3 кН/мм, значительные колебания межосевого расстояния (до 10 %), нагрузки динамического характера, а также отсутствие смазки при наличии абразива в зоне контактирующих деталей. В последние годы в горном машиностроении наблюдается тенденция роста усилия подачи до 450 ÷ 500 кН на один двигатель на современных машинах, что вызывает повышение удельной нагрузки в зубчато-реечных передачах в 1,9...2 раза, и скорости перемещения комбайна в 1,6...2 раза. Это приводит к резкому увеличению уровня нагруженности зубчато-реечных систем перемещения очистных комбайнов, а, следовательно, и требований к качеству их проектирования.

Известные методы конструирования двигателей БСП зубчато-реечного типа позволяют определить геометрические параметры и основные качествен-

ные характеристики проектируемой системы перемещения очистного комбайна лишь в первоначальном состоянии, не учитывая их изменения при изнашивании двигателя. Как показывает практика эксплуатации, оптимальные исходные качественные характеристики двигателя не всегда определяют его высокий ресурс. Изнашивание в период эксплуатации контактирующих профилей элементов системы подачи неизбежно приводит к значительному изменению исходных силовых и кинематических характеристик двигателя, что может оказаться не только причиной преждевременного отказа системы, но и привести к возникновению аварийной ситуации. Таким образом, задача разработки метода прогнозирования ресурса БСП зубчато-реечного типа высокопроизводительных очистных комбайнов на стадии проектирования для сравнительной оценки различных конструктивных решений является актуальной.

Проведённый натурный эксперимент по изучению изнашивания БСП зубчато-реечного типа в различных горно-геологических условиях показал, что основной причиной выхода из строя является механическое изнашивание. Ресурс цевочных реек (ЗБСП, 2УКПК) составляет 700...800 тыс. т угля, а изношенные цевки приобретают форму трапеции. При этом метод, позволяющий оце-

нить ресурс системы перемещения на стадии проектирования, до настоящего времени не разработан. Кроме того, имеющаяся ярко выраженная тенденция увеличения необходимых усилия и скорости подачи при неизбежном росте массы машины предъявляет повышенные требования к эффективной работе тормозных устройств. Всё это позволяет сделать вывод о необходимости проведения комплексных исследований для повышения ресурса привода систем перемещения очистных комбайнов с БСП.

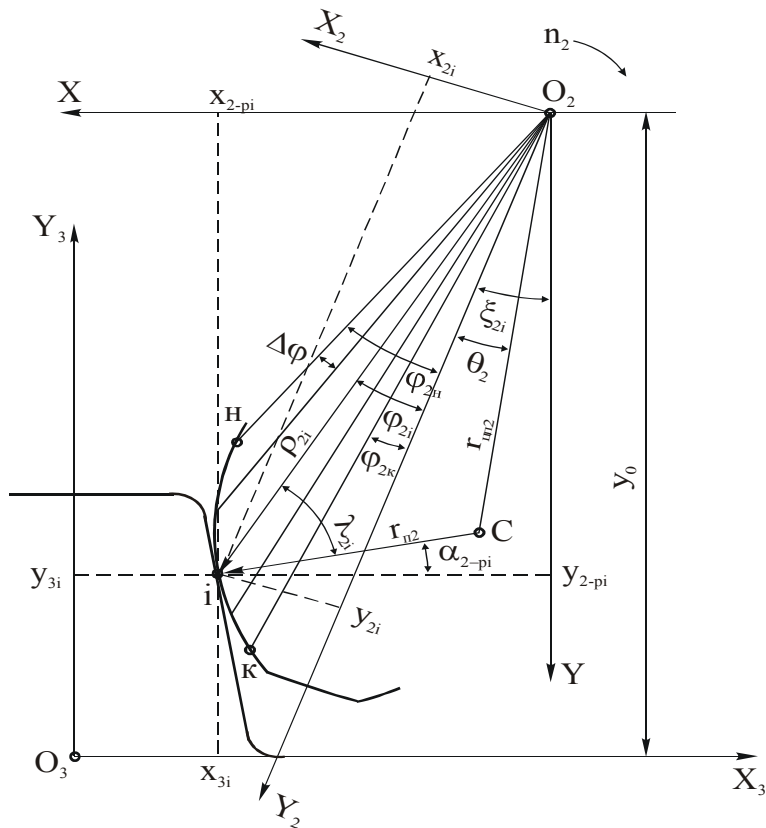
Исходя из вышеизложенного, сформулирована следующая задача исследований: разработать научно обоснованный методический подход, позволяющий оценить процесс изнашивания систем перемещения зубчато-реечного типа, учитывающий формоизменение контактирующих элементов передачи и обратных захватов опорно-направляющего механизма, а также условия эксплуатации; на основе моделирования процесса изнашивания установить и обосновать критерии предельного состояния движителей БСП; установить влияние изнашивания опорно-направляющего механизма на вариацию межосевого расстояния в движителе БСП.

При описании процесса изнашивания определяющими факторами являются геометрические и силовые параметры движителя, необходимо также учитывать и трибологические характеристики взаимодействующих деталей. Исследование нагружения БСП зубчато-реечного типа показало, что процесс изнашивания элементов зубчатого колеса и рейки может быть охарактеризован величиной скорости изнашивания, направленной по нормали к поверхности трения вглубь изнашиваемого материала и зависящей от режима работы рассмат-

риваемой точки взаимодействующих профилей и свойств материала.

Для решения задачи изнашивания рассмотрим ряд дискретных состояний, через которые проходит движитель за время его эксплуатации. Каждое последующее состояние контактирующих элементов отличается от предыдущего на величину износа за некоторый малый промежуток времени, называемый шагом износа. В результате изнашивания за один шаг зубья колеса и рейки перейдут в новое состояние, при этом векторы износа и перемещений деталей совпадать не будут. Чтобы обеспечить постоянство контакта, колесо должно повернуться на некоторый дополнительный угол, что приведёт к нарушению характеристик работы машины. Оценка износа пары за один шаг может быть осуществлена с учётом распределения удельной нагрузки при контакте двух профилей с различными радиусами кривизны и упругими свойствами материала, а также известных закономерностей изнашивания материала.

Исходными данными для расчета на износ пары «зубчатое колесо – зубчатая рейка» являются: шаг и угол зацепления  $P_p$  и  $\alpha_{2-p}$ , высота зуба рейки  $H_p$ , ширина зуба рейки по вершине  $S_p$ , радиус профиля зуба колеса  $r_{n2}$ , радиус окружности центров профилей зубьев колеса  $r_{цп2}$ , число зубьев и частота вращения колеса  $z_2$  и  $n_2$ , толщина зубьев колеса и рейки  $b$ , суммарная длина реечного става  $L_p$ , крутящий момент на колесе  $M_{кр2}$ , коэффициент трения пары материалов колеса и рейки  $f_{mp}$ , модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов колеса и рейки  $E_2$  и  $E_3$ ,  $\nu_2$  и  $\nu_3$ , коэффициенты для определения интенсивностей изнашивания  $J_{2i,k}$  материалов колеса и рейки  $A_2, A_3, B_2, B_3$ ,



**Расчетная схема к определению износа пары «зубчатое колесо - зубчатая рейка»:**

$\varphi_{2i}$  - угол, характеризующий отклонение радиус-вектора узловой точки от оси  $Y_2$  в системе координат  $X_2O_2Y_2$ ;  $\lambda_{2i}$  - угол, образованный радиус-вектором  $i$ -той точки контакта и радиусом профиля зуба колеса;  $\rho_{2i}$  - радиус-вектор  $i$ -той точки контакта;  $x_{2i}$ ,  $y_{2i}$  - координаты  $i$ -той точки контакта в системе координат  $X_2O_2Y_2$ ;  $x_{2-pi}$ ,  $y_{2-pi}$  - координаты  $i$ -той точки контакта в системе координат  $XO_2Y$ ;  $\xi_{2i}$  - угол между координатными осями  $Y$  и  $Y_2$  в  $i$ -том положении;  $\varphi_{2n}$ ,  $\varphi_{2k}$  - углы, определяющие положение точек начала и конца контакта зуба колеса и рейки;  $x_{3i}$ ,  $y_{3i}$  - координаты  $i$ -той точки контакта для зуба рейки в системе координат  $X_3O_3Y_3$ .

$C_2$ ,  $C_3$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ , максимально допустимая суммарная величина износа в паре «колесо – рейка»  $\Delta h_{2-p \max}$ , временной интервал шага износа  $\delta t$ , а также величины, определяемые из расчета геометрии зубчато-реечной передачи  $\psi_{a2max}$ ,  $\varphi$ ,  $\varphi_2$ ,  $\tau_2$ ,  $r_{f2}$ ,  $r_{a2}$ ,  $y_0$ . Для анализа взаимодействия контактирующих профилей применим метод обращения движения, предполагая, что колесо вращается вокруг своей закреплённой оси, а рейка, под действием крутящего момента, переда-

ваемого колесом, перемещается по касательной к окружности, на которой расположены центры профилей зуба колеса. Начальное положение неизношенных контактирующих профилей может быть описано в соответствии с представленной расчётной схемой (рисунок). Для расчета величины износа элементов пары «зубчатое колесо - зубчатая рейка» вводим системы координат:  $XO_2Y$  – неподвижная система координат с центром, лежащим в центре колеса;  $X_2O_2Y_2$  – подвижная система координат, жестко

связанная с зубом колеса;  $X_3O_3Y_3$  – подвижная система координат, жестко связанная с зубом рейки.

Износ в  $i$ -той точке контакта зуба колеса за первый шаг может быть определен по зависимости:

$$h_{2i} = 2d_{2-pi} \times \left( 1 + \frac{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)} - \frac{|y_{3i} - y_{3i-1}|}{\cos\alpha_{2-p}}}{\sqrt{\rho_{2i-1}^2 + \rho_{2i}^2 - 2\rho_{2i-1}\rho_{2i} \cos(\Delta\varphi)}} \right) \times n_2 \delta t \sum_{k=1}^m J_{2i,k} \quad (1)$$

где  $d_{2-pi}$  – половина длины линии контакта профилей;  $\Delta\varphi$  – угловой шаг;  $n_2$  – частота вращения колеса движителя БСП.

Для определения величин интенсивностей изнашивания  $J_{2i,k}$  материалов элементов движителей БСП были выявлены факторы, оказывающие влияние на величины интенсивностей изнашивания материалов, и способы корректного определения характера этого влияния; разработана методика модельных стендовых испытаний по определению характеристик износостойкости материалов элементов БСП; определены величины силовых коэффициентов для наиболее часто применяемых в БСП очистных комбайнов марок сталей.

Принятый способ разбиения линии контакта деталей позволяет разработать единую модель процесса изнашивания трёхэлементного движителя за счёт использования угла поворота радиусавектора, определяющего положение текущей точки контакта рабочих профилей сопряженных деталей в подвижной системе координат, жестко связанной с зубом колеса. Это обеспечивает достаточно точное моделирование работы исследуемых трёхэлементных движителей БСП высокопроизводительных очистных комбайнов. Методика позволяет че-

рез шаг износа определять координаты точек контакта изношенных профилей деталей. Причем учитывается, что в процессе одного шага износа в трехэлементном движителе изнашиваются оба профиля зуба зубчатого колеса (один - при взаимодействии с зубом шестерни, второй - при контакте с зубом или цевкой рейки). Каждый такой процесс моделируется отдельно.

По окончании шага износа характер взаимодействия контактирующих профилей меняется. При этом пересчету и коррекции подлежат развиваемые системой усилие подачи  $F_n$  и скорость перемещения комбайна  $V$ , зависящие непосредственно от также подлежащих пересчету крутящего момента на зубчатом колесе  $M_{кр}$  и частоты вращения колеса  $n_2$ . Контролируемыми величинами при расчете трёхэлементного движителя являются колебания усилия подачи и скорости перемещения комбайна, прочность зубьев шестерни и колеса, а также величины максимальных износов зубьев и цевков, которые не должны превышать установленных предельных значений. По достижении какой-либо характеристики своего предела расчет прекращается и определяется ресурс трехэлементного движителя БСП очистного комбайна.

Изменение усилия подачи за фазу зацепления может быть оценено по зависимости, учитывающей процесс изнашивания контактирующих элементов:

$$F_{ni} = \frac{M_{кр2} \cdot \cos\left(\arctg(f_{np}) - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \alpha_{2-p}\right)}{\rho_{2i} \cdot \cos\left(\xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \arctg(f_{np})\right)} \quad (2)$$

Анализ результатов моделирования позволяет сделать вывод, что на большей части фазы зацепления усилие подачи убывает, а скорость перемещения

комбайна возрастает (точка контакта смещается к нижней границе рабочего участка профилей). Характер кривых меняется на последней четверти фазы зацепления (точка контакта смещается к верхней границе рабочего участка профилей), при этом пересопряжение сопровождается понижением скорости подачи и скачком усилия (возрастает). Минимум кривой усилия подачи совпадает с максимумом кривой скорости перемещения комбайна.

В результате изнашивания за время эксплуатации коэффициенты неравномерности усилия и скорости подачи контактирующих профилей зубьев шестерни, зубчатого колеса и зубьев (цевок) рейки существенно повышаются. При этом в двухэлементных движителях увеличение колебаний усилия подачи за фазу зацепления с износом профилей настолько значительно, что на момент максимального суммарного линейного износа в паре в 6 мм указанная характеристика возрастает почти в два раза относительно первоначального (исходного) уровня. Таким образом, следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния такого типа движителей использовать величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее более чем двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей, либо, как минимум, контролировать указанный параметр наряду с контролем величины износа контактирующих профилей. Движитель БСП должен проектироваться с двукратным запасом изгибной прочности изношенных зубьев колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по номинальным нагрузкам.

В трехэлементном движителе изменение силовых и кинематических характеристик в результате износа контактирующих профилей не столь значитель-

но. Поэтому для такого типа движителей следует рекомендовать в качестве критерия предельного состояния применять величину максимального суммарного линейного износа профилей. При этом следует контролировать значения коэффициента неравномерности скорости подачи, не допуская его двукратного превышения относительно доэксплуатационных показателей. Необходимо проектировать движитель БСП с учетом соблюдения требуемой изгибной прочности изношенных зубьев шестерни, зубчатого колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по максимально возможной нагрузке. Показано, что на изнашивание движителей БСП существенное влияние оказывают также неравномерность силовых и кинематических характеристик привода, механические свойства материалов и горно-технологические условия эксплуатации. На основе аналитических исследований установлено, что ресурс движителей БСП с зубчатой рейкой в среднем в 1,5 раза выше ресурса движителей с цевочным реечным ставом, что хорошо подтверждается накопленным опытом многолетней эксплуатации.

В результате ускоренных модельных экспериментальных исследований выявлен характер влияния на величину интенсивности изнашивания материалов их механических и физических свойств, удельной нагрузки на контакте. Установлены значения силовых коэффициентов и коэффициента абразивного ускорения износа для материалов элементов движителей БСП.

Обоснованы критерии предельного состояния тяговых органов движителей бесцепных систем подачи. Для двухэлементных движителей БСП зубчатореечного типа рекомендовано применять величину коэффициента неравномерности усилия подачи, не допуская ее двукратного превышения относительно

проектных показателей, при этом необходимо контролировать величину износа контактирующих профилей. Для трехэлементных движителей рекомендуется использовать величину максимального суммарного линейного износа профилей, при этом контролируется значение коэффициента неравномерности скорости подачи.

Использование разработанного метода прогнозирования ресурса движителей БСП зубчато-реечного типа позволило

обосновать рациональные, с точки зрения обеспечения максимально возможного ресурса, сочетания основных конструктивных параметров движителей, что позволяет повысить их ресурс в среднем на 12–15 %. Достоверность аналитических исследований, выводов и решений подтверждена хорошей сходимость расчетных показателей ресурса с результатами эксплуатации (расхождение не превышает 14 %). **ТИАБ**

### **Коротко об авторах**

Лукиенко Л.В. – НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева,  
Волков С.Ю. – ТулГУ.



## **ДИССЕРТАЦИИ**

### **ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ**

<i>Автор</i>	<i>Название работы</i>	<i>Специальность</i>	<i>Ученая степень</i>
<b>ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ</b>			
БАЛУМЯН Геворг Рустамович	Определение оптимальных параметров карьерных полей и карьеров туфов и базальтов	24.00.10	к.т.н.