

УДК 621.833.01

**Л.В. Лукиенко**, д-р техн. наук, проф.,  
Новомосковский институт (филиал) Российского химико-  
технологического университета им. Д.И. Менделеева

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ БЕСЦЕПНЫХ СИСТЕМ ПОДАЧИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ**

*Рассмотрен вопрос проектирования двигателей бесцепных систем подачи очистных комбайнов с учётом процесса их изнашивания.*

**очистной комбайн, механизм перемещения, двигатель, параметры зацепления**

**Проблема и её связь с научными или практическими задачами.** Значительное увеличение нагруженности комплексно – механизированных очистных забоев приводит к повышению удельной нагрузки в бесцепных системах подачи в 1,9...2 раза, а, следовательно, к резкому ужесточению требований к качеству их проектирования. Известные методы конструирования позволяют определить основные параметры бесцепной системы подачи (БСП) в проектном состоянии. При этом не учитывается их изменение в процессе неизбежного изнашивания. Создание обоснованного теоретического метода оценки изнашивания БСП, подтверждённого результатами опыта эксплуатации позволило бы разработать корректную методику прогнозирования ресурса двигателей БСП на стадии проектирования.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ выполненных работ показал, что все они рассматривают проектируемую систему перемещения в первоначальном состоянии, не рассматривая неизбежного процесса изнашивания и его влияния на формирование силовых и кинематических характеристик подающей части очистного комбайна [1]. Проведённый натурный эксперимент по изучению изнашивания БСП в различных горно – геологических условиях показал, что основной причиной выхода из строя является механическое изнашивание. При этом метод, позволяющий оценить ресурс системы перемещения на стадии проектирования, до настоящего времени не разработан. Это позволяет сделать вывод о необходимости проведения комплексных исследований для повышения ресурса привода систем перемещения очистных комбайнов с БСП.

**Постановка задачі.** Разработать научно обоснованный методический подход, позволяющий оценить процесс изнашивания систем перемещения зубчато-реечного типа, учитывающий формоизменение контактирующих элементов передачи, а также условия эксплуатации.

**Изложение материала и результаты.** При описании процесса изнашивания определяющими факторами являются геометрические и силовые параметры двигателя, необходимо также учитывать и трибологические характеристики взаимодействующих деталей. Исследование нагружения БСП зубчато-реечного типа показало [2], 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 рассматриваемой точки взаимодействующих профилей и свойств материала.

Для решения задачи изнашивания необходимо рассматривать ряд дискретных состояний, через которые проходит двигатель 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  $r_{un2}$ , 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  $M_{kp2}$ , 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  $A_2, A_3, B_2, B_3, C_2, C_3, D_2, D_3$ , максимально допустимая суммарная величина изно-

са 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  $\psi_{a2max}$ ,  $\varphi$ ,  $\varphi_2$ ,  $\tau_2$ ,  $r_{f2}$ ,  $r_{\delta 2}$ ,  $y_0$ .

Для анализа взаимодействия контактирующих профилей применим метод обращения движения, предполагая, что колесо вращается вокруг своей закреплённой оси, а рейка, под действием крутящего момента, передаваемого колесом, перемещается по касательной к окружности, на которой расположены центры профилей зуба колеса.

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

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

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 проведены модельные стендовые исследования. Проведённый анализ показал, что наиболее подходящей является машина трения СМЦ-2, предназначенная для испытания материалов при механическом изнашивании в условиях трения качения при нормальных температурах.

Зависимость для определения интенсивности изнашивания материалов колеса и рейки (при коэффициенте корреляции 0,997 и погрешности разброса данных 3,8% по механической составляющей изнашивания) имеет вид:

$$J_{2i,k} = A_2 \cdot (B_2 \cdot P_{i,k}^3 + C_2 \cdot P_{i,k}^2 + D_2 \cdot P_{i,k}), \quad (3)$$

где  $A_2$  – коэффициент абразивного ускорения износа материала колеса;  $B_2$ ,  $C_2$ ,  $D_2$  – коэффициенты для определения механической составляющей изнашивания колеса;  $P_{i,k}$  – контактная нагрузка в паре колесо – рейка движителя.

В работе получены значения коэффициентов  $B_2$ ,  $C_2$ ,  $D_2$  – для различных сочетаний марок сталей и видов термообработки, применяемых для изготовления движителей БСП.

Передача достигает предельного состояния при выполнении условия:

$$(h_{2i} + h_{3i}) = \Delta h_{2-p \max}, \quad (4)$$

где  $(h_{2i} + h_{3i})$  – суммарная величина износа контактирующих элементов,  $\Delta h_{2-p \max}$  – максимально допустимый износ.

Подход к решению задачи моделирования процесса изнашивания пары «шестерня – зубчатое колесо» аналогичен применённому при расчете пары «зубчатое колесо – рейка». Принятый способ разбиения линии контакта деталей позволяет разработать единую модель процесса изнашивания трёхэлементного движителя за счёт использования угла поворота радиуса-вектора, 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 трехэлементных движителей БСП высокопроизводительных очистных комбайнов. Методика позволяет через 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 цевок, которые не должны превышать установленных предельных значений. По достижении какой-либо характеристикой 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:

$$F_{ni} = \frac{M_{кр2} \cdot \cos \left( \arctg (f_{mp}) - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \alpha_{2-p} \right)}{\rho_{2i} \cdot \cos \left( \xi_{2i} + \varphi_{2i} + \alpha_{2-p} - \frac{x_{2-pi}}{|x_{2-pi}|} \cdot \arctg (f_{mp}) \right)} \quad (5)$$

Анализ результатов моделирования (рисунок 2) 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.

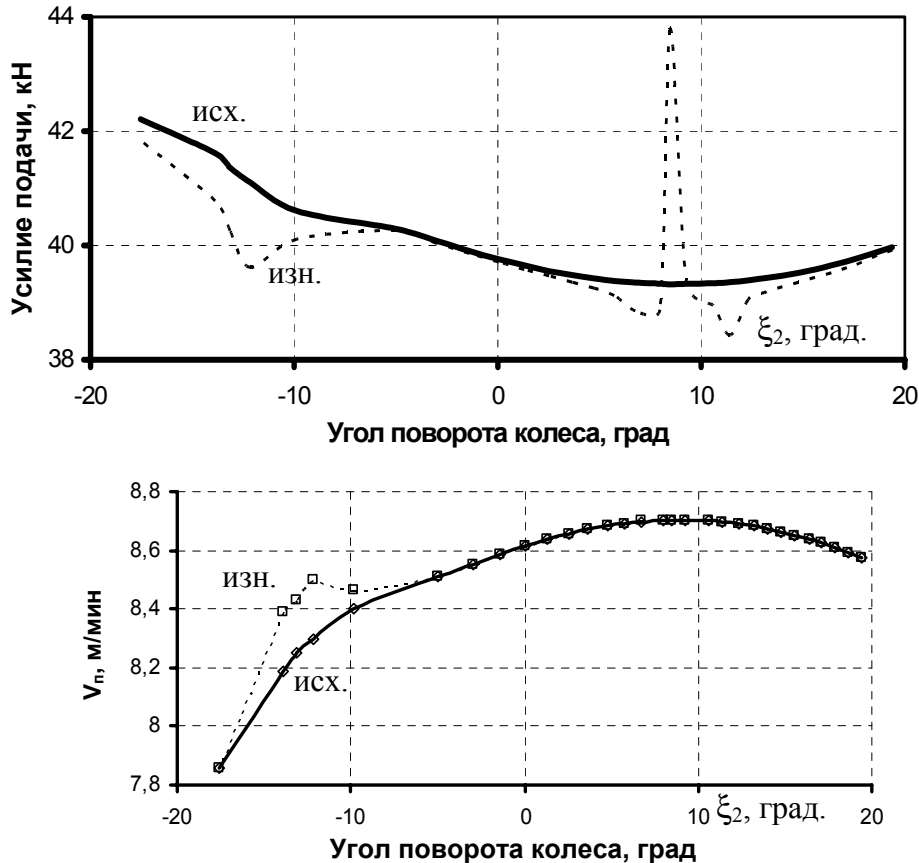


Рисунок 2. - Изменение усилия подачи и скорости подачи в исходном и изношенном состоянии для двухэлементного движителя с зубчатой рейкой

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. Двигатель БСП должен проектироваться с двукратным запасом изгибной прочности изношенных зубьев колеса и рейки (износ 3 мм на сторону) по номинальным нагрузкам.

В трехэлементном двигателе изменение силовых и кинематических характеристик в результате износа контактирующих профилей не столь значительно. Поэтому для такого типа двигателей 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 двигатель 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 двигателей 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 двигателей БСП с зубчатой рейкой в среднем в 1,5 раза выше ресурса двигателей с цевочным реечным ставом, что хорошо подтверждается накопленным опытом многолетней эксплуатации.

Проведенный с применением ПЭВМ на основе метода конечных элементов анализ прочностных характеристик тяговых органов (рисунок 3) позволил установить зависимости коэффициентов запаса прочности от геометрических характеристик исполнительных элементов реек и ширины борта соответственно. При проведении исследований было принято, что к рейке приложены тяговое усилие от взаимодействия с колесом двигателя БСП и усилие, прикладываемое от опорно-направляющего механизма. Тяговое усилие в расчетах представлено сосредоточенной силой. Это позволяло компенсировать не учитываемую расчетной схемой возможность смещения колеса относительно рейки в поперечном направлении.

Распределенная нагрузка, прикладываемая к опорным поверхностям бортов при взаимодействии с опорно-направляющим механизмом (ОНМ) комбайна, заменялась системой сосредоточенных сил,

зависящих от величины усилия со стороны ОНМ, длины опорных поверхностей, контактирующих с бортами и положения его на рейке.

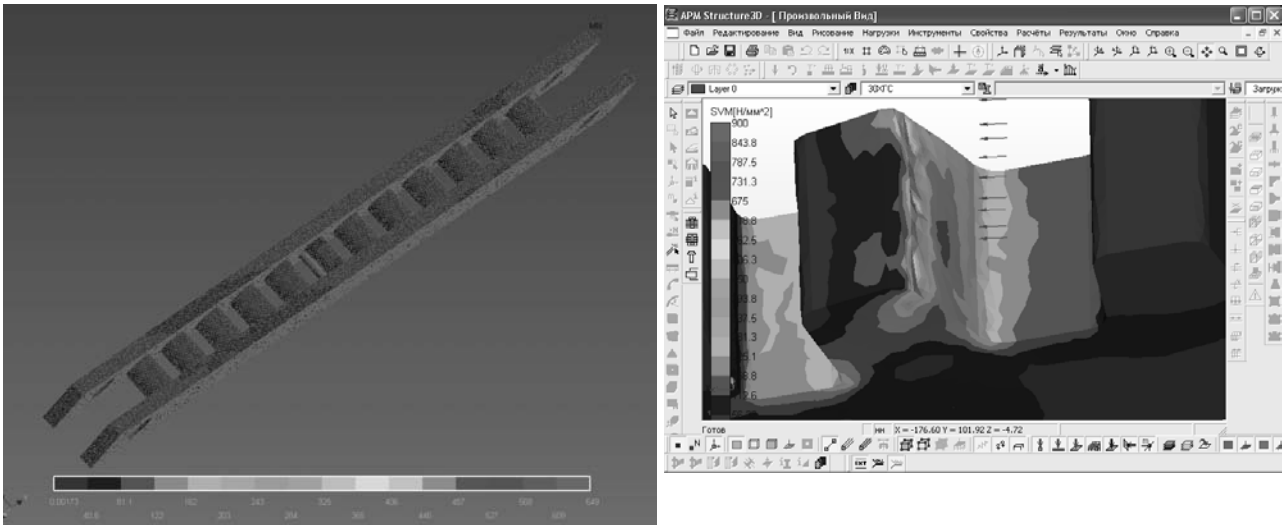


Рисунок 3. Анализ напряжённно-деформированного состояния тяговых реек

При проведении исследований также была учтена возможность взаимодействия ОНМ с соседними рейками, когда часть нагрузки передается им.

Необходимо отметить, что изгибающие и крутящие моменты принимают наибольшие значения в элементах зацепления рейки, взаимодействующих с приводным колесом, и в тех участках бортов, которые расположены между этими элементами и смежными с ними. Максимальные изгибающие моменты, действующие на борта рейки в вертикальной плоскости, почти в 6 раз превышают максимальные изгибающие моменты в горизонтальной плоскости.

#### ***Выводы и направления дальнейших исследований:***

1. Поставлена и решена задача оценки процесса изнашивания и прогнозирования ресурса зубчато-реечных систем перемещения высокопроизводительных очистных комбайнов, учитывающая изнашивание опорно – направляющего механизма, что позволяет определить на стадии проектирования изменение кинематических и силовых параметров передачи за время её эксплуатации. На основе полученных закономерностей, учитывающих влияние материала, из которого изготовлены элементы системы подачи на износостойкость движителя, разработаны рекомендации, позволяющие снизить её изнашивание. Снижение контактной нагруженности элементов движителей зубчато-реечной системы подачи может быть достигнуто за счёт применения передач с разделяющимися потоками мощностей.

2. В результате проведённых исследований обоснованы критерии предельного состояния тяговых органов движителей бесцепных систем подачи. Для двухэлементных движителей БСП зубчато-реечного 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.

3. Обосновано конструктивное решение для движителей высокопроизводительных очистных комбайнов, заключающееся в увеличении шага зацепления до 138 мм и использовании трапецеидального зуба рейки с углом наклона боковой стороны к вертикали в  $9^{\circ}$ .

4. 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 сходимостью расчетных показателей ресурса с результатами эксплуатации (расхождение не превышает 14%).

Список источников:

1. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецк: Изд-во ДонНТУ, 2004. – 206 с.
2. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалёва, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарёв. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.

**Л.В.Лукиенко. Вдосконалення методів проектування рушіїв безланцюгової системи подачі очисних комбайнів. Розглянуто питання проектування рушіїв безланцюгової системи подачі очисних комбайнів з урахуванням процесу їх зношування.**

**очисний комбайн, механізм переміщення, рушій, параметри зачеплення**

**L.Lukienko. Development of methods of designing chainless haulage systems of shearer loaders. The question of designing chainless haulage systems of shearer loaders is considered in view of process of their wear process.**

**shearer loader, chainless haulage system, rack and pinion track, tooth's action parameters**

Стаття надійшла до редколегії 12.07.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.П.Сафонов

© Л.В.Лукиенко, 2010