

УДК 622.232

**Л.В. Лукиенко, С.Ю. Волков**

## **РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОПОРНО-НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА С УЧЁТОМ ЗАЗОРОВ**

*Предложен метод для определения динамических нагрузок, исследования движения машины и улучшения её динамических характеристик.*

*Ключевые слова: очистной комбайн, динамические нагрузки, упругие деформации.*

**Семинар № 21**

**L.V. Lukienko, S.Y. Volkov**  
**THE DEVELOPING OF DYNAMIC  
MODEL OF GUIDE BASE MECHANISM  
OF CUTTER-LOADER IN VIEW OF  
SPACING GAP**

*The method of defining dynamic loads, the studies of machine movement and the improvement of its dynamic properties are proposed.*

*Key words: cutter-loader, dynamic loads, elastic deformation.*

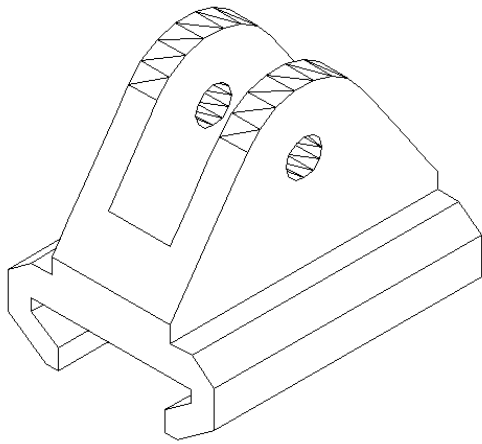
**Н**еобходимость обеспечения надёжной работы очистных комбайнов и повышения их экономической эффективности в условиях постоянно возрастающих энергетических, силовых и скоростных характеристик требует совершенствования методов их расчёта, проектирования и исследования. Наличие упругих деформаций звеньев и зазоров в кинематических парах, обусловленных технологическими причинами, является причиной потери кинематической точности механизма, увеличения динамических нагрузок. Указанные факторы усиливаются по мере изнашивания опорно-направляющего механизма (обратный захват представлен на рис. 1), что приводит к увели-

чению межосевого расстояния в паре колесо-рейка движителя БСП, ухудшению вследствие этого силовых и кинематических характеристик и может привести к потере работоспособности очистного комбайна.

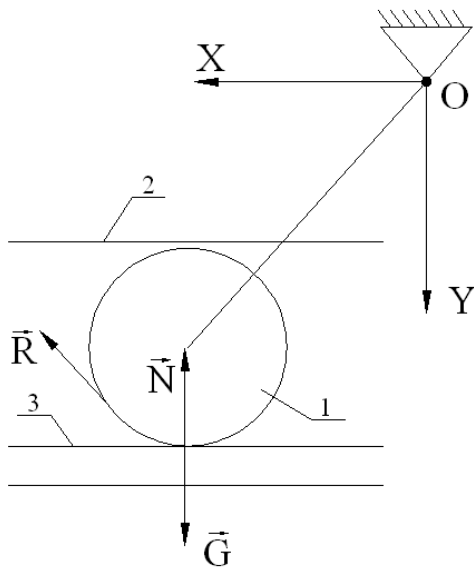
В качестве математической модели исследуемой системы рассмотрим расчётную схему, представленную на рис. 2.

Для проведения исследования используем метод обращённого движения: перемещается рейка со скоростью равной скорости подачи комбайна, а по отношению к ней обкатывается ролик, с коэффициентом проскальзывания, характерным для движителей БСП. В качестве зазора рассматриваем только зазор в паре колесо – рейка. Остальные зазоры не учитываем, т.к. они пренебрежимо малы по сравнению с указанным зазором. Система координат ХОУ неподвижна и закреплена в точке крепления обратного захвата.

Т.к. в звеньях рассматриваемого механизма имеем зазоры, то связи будут уже не с геометрическим, а с силовым замыканием. Величину зазора в сопряжении обратный захват – рейка предполагаем постоянной. Это позволяет рассматривать эту связь как



**Рис. 1. Обратный захват очистного комбайна**



**Рис. 2. Расчётная схема:** 1 – ролик; 2 – обратный захват; 3 – рейка

стационарную. Уравнение связи, ограничивающей перемещение обратного захвата в поле зазора при контактном движении рейки и обратного захвата, может быть записано в следующем виде:

$$f = y^2 - \Delta^2 \leq 0$$

В результате механизм получает дополнительные степени свободы, что связано с движением звеньев в зазорах. В связи с этим возможны виды движения:

1. С разрывом кинематической цепи в паре обратный захват – рейка
2. С сохранением контакта.

Переход от свободного движения к контактному сопровождается ударом. Считается, что отскока при этом не происходит. Это соответствует модели абсолютно неупругого удара, т.е. коэффициент восстановления равен нулю. Данное допущение справедливо, т.к. при замыкании кинематической цепи на её элементы действует прижимающая сила. Для решения используем дифференциальные уравнения Лагранжа II рода.

Рассмотрим систему с одной обобщённой координатой:

$$\bar{G} \bar{F}_n \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q$$

В качестве обобщённой координаты принимаем перемещение рейки –  $x$ . Тогда

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q$$

Кинетическая энергия механизма будет складываться из энергии поступательного движения корпуса машины и энергии движения колеса с учётом внутренней динамики.

$$T = \frac{J_n \omega^2}{2} + \frac{m_n v^2}{2}$$

Или окончательно

$$T = \frac{\omega^2 R^2 \cos^2 \alpha}{2} \left( \frac{J_n}{R^2} + m_n \right)$$

$$J_n = \sum_{i=1}^n \left( m_i \left( \frac{v_{si}}{\omega_1} \right)^2 + J_i \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right) - \text{приве-}$$

дённый к валу колеса момент инерции вращающихся масс механизма подачи;

$m_n$  – приведённая масса поступательно движущихся частей комбайна.

Обобщённая сила может быть определена из выражения:

$$Q = R_1 \cos \varphi_{mp} - mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = v \cos^2 \alpha \left( \frac{J_n}{R^2} + m_n \right)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = a \cos^2 \alpha \left( \frac{J_n}{R^2} + m_n \right)$$

Окончательно

$$a \cos^2 \alpha \left( \frac{J_n}{R^2} + m_n \right) = R_1 \cos \varphi_{mp} -$$

$$-mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha$$

где  $R$  – радиус контакта в паре колесо

– рейка;  $R_1$  – результирующее усилие;  $f$  – приведённый коэффициент трения в паре рейка – обратный захват;  $\varphi_{тр}$  – угол трения в паре колесо – рейка.

Подставив в последнее выражение  $a = \frac{d^2x}{dt^2}$  определим закон движения

обратного захвата и его положение в любой момент времени.

Предлагаемый метод может быть использован для определения динамических нагрузок, исследования движения машины и совершенствования её конструкции с точки зрения улучшения динамических характеристик. **■ ■ ■**

### Коротко об авторах

Лукиенко Л.В., – доктор технических наук, профессор, НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева, lukienko\_lv@mail.ru,  
Волков С.Ю. – аспирант ТулГУ, swoff@yandex.ru



## ДИССЕРТАЦИИ

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

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
<b>МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ</b>			
ЛАКОТОШ Дмитрий Валентинович	Районирование неоднородного поля месторождения на основе теории случайных множеств для планирования горных работ	25.00.16	к.т.н.