

ОБОСНОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ЭКСКАВАТОРОВ

Крупко В.Г., канд. техн. наук, доц., Бондаренко Т.Р., аспирант,
Донбасская государственная машиностроительная академия

Проведено исследование показателей надежности гусеничных механизмов передвижения экскаваторов

The research of indexes of safety of crawler moving gears of quarried excavators are carried out.

В землеройных машинах, к которым относятся экскаваторы, в качестве механизма передвижения наиболее часто применяется гусеничный движитель. Это обусловлено многими преимуществами данного привода. Мощные экскаваторы, а также экскаваторы средней мощности с рабочим оборудованием лопаты оснащаются исключительно гусеничным ходом с кулачково-гребневым зацеплением.

Но наряду с достоинствами движитель имеет ряд недостатков: большой вес (до 40% веса экскаватора); большие колебания средних удельных давлений на грунт вследствие конструктивных различий гусеничных приводов; высокое потребное тяговое усилие (до 35% веса экскаватора); сложность устройства; быстрый износ деталей ходового механизма (опорных и ведущих колес, гусеничных, трактов, осей); сложность разворота и др. [1, 2].

Для оценки технического уровня гусеничных движителей экскаваторов нами приняты единичные показатели [3]: удельная металлоемкость деталей зацепления (q_1); удельный срок службы ведущих колес (q_2); удельный расход запасных частей (колес) за время эксплуатации экскаватора (q_3); запас тягового усилия (q_4); удельная тяговая энергоемкость (q_5).

Известно, что функциональная надежность и долговечность машины определяется надежностью самой «слабой» ее детали. Это значит, что создание равнопрочного гусеничного движителя со сбалансированной долговечностью элементов передачи возможно только на основе достоверных данных о прочности, видах и интенсивности изнашивания его деталей, полученных в результате статических исследований изнашивания большого числа ведущих колес и гусеничных звеньев в нормальных эксплуатационных условиях на работающих

экскаваторах. При этом был учтен широкий круг факторов, влияющих на интенсивность изнашивания деталей гусеничных передач. По нашим исследованиям и литературным данным [1, 4] к ним относятся:

- конструктивные, определяемые геометрическими размерами элементов зацеплений, формой сопрягаемых деталей, начальными зазорами и характером посадки сопряженных деталей;
- технологические, показывающие, насколько конструкция учитывает требования существующей технологии изготовления и технического обслуживания движителей;
- эксплуатационные, включающие режим работы гусеничных движителей, характеризуемый рабочими скоростями и нагрузками в узлах и деталях зацепления, а также продолжительностью их взаимодействия, своевременность и качество технического обслуживания и ремонта.

В работе [4] показано, что практическую ценность представляют данные не абсолютных величин износов деталей, а относительные, полученные в виде отношения их ко времени работы, пути трения или к общему объему работы, выполняемого машиной за время изнашивания детали (относительные измерители изнашивания). Для деталей гусеничных механизмов передвижения экскаваторов существенны следующие их виды: скорость, темп и интенсивность изнашивания.

Для получения достоверных данных о величинах измерителей изнашивания и долговечности деталей гребневых зацеплений гусеничных движителей нами проводились исследования и наблюдения за работой ряда экскаваторов на угольных, рудных и строительных карьерах, указанных в табл.1. Экскаваторы с ковшем вместимостью более 4 м^3 на горных и строительных предприятиях выполняют самые разнообразные работы: производят вскрышу месторождений, добычу полезных ископаемых, погрузку породы в транспортные средства и т.д. Гусеничный ход таких машин работает в абразивной среде с различными физико-механическими свойствами (от II до V категорий крепости по шкале проф. Домбровского Н.Г.). Выделить такие экскаваторы, которые работали бы в одинаковой абразивной среде, только на вскрыше или добыче полезных ископаемых не представлялось возможным, поэтому наблюдения за группой экскаваторов, работающих в разных условиях, с последующей обработкой и обобщением полученных результатов велись так. В процессе наблюдений в специ-

альные карты [2] заносилась информация о месте работы экскаваторов, времени ввода его в эксплуатацию, об объемах произведенных работ в тыс. м³ горной массы, о физико-механических характеристиках разрабатываемых пород, о проведении ремонтов с заменой деталей гусеничного хода, фиксировались действительные размеры кулаков колес, шага гусеничной цепи, обода колеса, гребней звеньев и диаметры соединительных пальцев гусеницы. Было обследовано 44 экскаватора, из них 29 экскаваторов ЭКГ-4,6Б (ЭКГ-5А) ПО «Уралмаш», 15 экскаваторов ЭКГ-8И ПО «Ижорский машиностроительный завод и экскаваторы ЭВГ-35.65М ПО «НКМЗ».

Таблица 1 – Сведения об условиях сбора данных по изнашиванию деталей гусеничных передач экскаваторов на горных предприятиях

Предприятие	Горная порода	Категория пород по [1]	Количество обследованных экскаваторов	
			ЭКГ-5А	ЭКГ-8И
Бандуровский и Верболозовский разрезы ПО «Александрияуголь»	пески, суглинок, наносы, уголь	I-V	14	-
Михайловский ГОК ПО «КМА руда»	глина, песчаник, руда	I-VII	10	8
Новокриворожский ГОК ПО «Кривбассруда»	наносы, скала, руда	II-VII	5	7

Обработка данных наблюдений методами математической статистики [5] позволила получить максимальные, минимальные и средние значения интенсивности и темпа изнашивания сопрягаемых деталей гусеничных передач экскаваторов.

Статические характеристики темпа изнашивания основных деталей гусеничных передач (наибольшее Δ_{\max} , наименьшее Δ_{\min} , среднее арифметическое $\Sigma_{\text{ср.а}}$, среднеквадратическое отклонение $\Sigma_{\text{ср.кв}}$, среднеквадратическое отклонение среднего арифметического $\Sigma_{\text{ср.кв.а}}$) для экскаваторов ЭКГ-5А и ЭКГ-8И приведены в табл.2, кривые фактического и теоретического распределения темпа изнашивания по критерию Пирсона Ψ^2 показала соответствие его распределения нормальному закону.

Анализ табличных данных показывает, что среднее арифметическое значение темпа изнашивания кулаков у ЭКГ-5А в 1,4 раза больше, чем у ЭКГ-8И, увеличение шага цепи – в 2,6 раза, а уменьшение

шага кулаков примерно совпадает. Аналогичные данные для экскаватора ЭВГ-35.65М, работающего на АО «Эстонсланец» взяты на основании исследований [2]. Уменьшение шага кулаков колеса, вызванное износом обода колеса и опорных дорожек звеньев, определялось по зависимости:

$$\Delta t = 2 \left[\left(\frac{H_k}{2} + \Delta \frac{H_k}{2} \right) + (h + \Delta h) \right] \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}, \quad (1)$$

где H_k - расстояние между двумя противоположными гребнями колеса, мм;

ΔH_k - износ обода колеса, мм;

h - расстояние от оси шарниров до опорной дорожки звена, мм;

Δh - износ опорных дорожек, мм;

δ - центральный угол шагового многоугольника, рад.

Таблица 2 – Характеристики изнашивания деталей гусеничных передач карьерных экскаваторов на угольных разрезах

Значение характеристик элементов гусеничных передач	ЭКГ-5А			ЭКГ-8И		
	Темп изнашивания кулаков, мм ² /млн.м ³	Увеличение шага цепи	Уменьшение шага колеса	Темп изнашивания кулаков, мм ² /млн.м ³	Увеличение шага цепи	Уменьшение шага колеса
		мм/млн.м ³			мм/млн.м ³	
Δ_{\max}	1664,19	15,83	13,7	886,72	11,7	15,34
Δ_{\min}	237,31	4,71	6,12	280,18	2,3	5,34
$\Sigma_{\text{ср.а}}$	675,77	9,81	9,88	481,57	3,73	8,59
$\Sigma_{\text{ср.кв}}$	379,84	3,50	4,17	242,06	5,75	3,19
$\Sigma_{\text{ср.кв.а}}$	80,98	0,75	0,83	51,6	1,15	0,638

Из приведенной формулы видно, что уменьшение размеров (а в колесе с круглым ободом это будет $\frac{D_k}{2}$) ведет к уменьшению условного шага кулаков колеса. Одновременно с этим происходит и значительное удлинение шага цепи. Следовательно, в процессе эксплуатации происходит уменьшение отношения шага кулаков колеса к шагу гусеничной цепи, что ведет к увеличению нагруженности сопрягаемой пары «кулак-гребень» [2] и повышению скорости изнашивания гребней и кулаков колеса. На основании статистических исследований установлено, что элементами колеса, которые подвержены наи-

большому износу, являются кулаки. Зависимость уменьшения их поперечного сечения δF от времени работы показана на рис. 1а, а зависимости изменения шага цепи на рис. 1б.

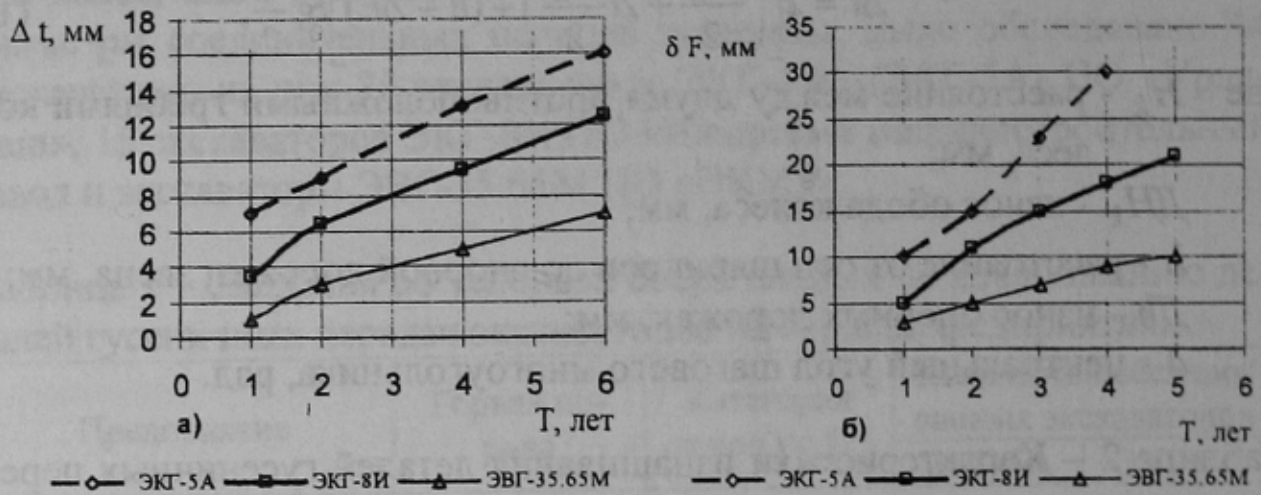


Рисунок 1 – Зависимости износа поперечного сечения кулаков ведущих колес (а) и изменения шага гусеничной цепи (б) от времени работы экскаваторов

Среднюю наработку на отказ T ведущего колеса, одной из менее долговечных деталей передачи, определим из условия допустимого износа кулаков, когда дальнейшая эксплуатация может привести к его поломке (срезу):

$$T = \frac{1}{n} \left[\sum_{i=1}^n \frac{(F_k - F_{np}) K_{\partial n} \left(1 + 2 \frac{l_{om}}{l_{\delta}} \right)}{(\delta F_1 - \delta F_2) B H V_3} \right], \quad (2)$$

где F_k и F_{np} - площади поперечного сечения нового и предельноизношенного кулаков, соответственно, мм^2 ;

V - объем произведенных экскаватором горных работ, м^3 ;

B и H - ширина и высота забоя, м;

l_{om} и l_{δ} - путь «отгона» экскаватора из забоя и длина взрывае-мого блока, м;

$K_{\partial n}$ - коэффициент дополнительных перемещений экскаватора.

δF_1 и δF_2 - изменение шага гусеничной цепи, мм;

V_3 - скорость перемещения экскаватора, м/с.

Аналогичным образом получено выражение для наработки на отказ гусеничных звеньев, т.е. времени, когда достигается разность шагов t_1 , колеса и t гусеницы, нарушающая нормальную работу зацепления.

Наработка на отказ ведущих колес, определенная с помощью формулы (2) и эмпирических значений темпа изнашивания, составила: для ЭКГ-5А – 2500ч, ЭКГ-8И - 6000, ЭВГ-35.65М – 20000 ч.

На основании проведенных исследований были получены значения такого показателя долговечности гусеничных передач, как удельный срок службы ведущих колес [2], который составил для карьерных экскаваторов ЭКГ-5Н – $T_{уд} = 0,12$; ЭКГ-5А - $T_{уд} = 0,15$; ЭКГ-8И – $T_y = 0,25$; ЭВГ-35.65М – $T_y = 0,5$.

Анализ результатов исследований показывает, что при прочих равных условиях эксплуатации наибольшее значение показателя долговечности имеет гусеничная передача экскаватора ЭВГ-35.65М, у которого наиболее совершенна схема гусеничного зацепления.

Таким образом, одним из направлений повышения показателей долговечности, а соответственно и технического уровня гусеничных передач в основном за счет применения криволинейного профиля кулаков колеса и гребней цепи.

Список источников

1. Домбровский Н.Г., Маевский А.Г. и др. Теория и расчет гусеничных движителей землеройных машин. – К.: Техника, 1970. – 182с.
2. Крупко В.Г. Оптимизация конструктивных параметров гребневых зацеплений гусеничных движителей мощных одноковшовых экскаваторов. Автореф. дис. ... канд.техн.наук. – Донецк, 1992. – 16с.
3. Кох П.И. Ремонт экскаваторов. – М.: Недра, 1979. – 281с.
4. Крупко В.Г., Бондаренко Т.Р. Оценка технического уровня гусеничных передач механизмов передвижения землеройных машин // Сборник научных трудов ДГМИ. - Алчевск, 2002.- С.88-98.
5. Мудров В.И., Кушко В.Л. Методы обработки измерений. – М.: Советское радио, 1976. – 192с.